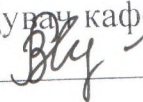


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 
«___» _____ 2024 р.

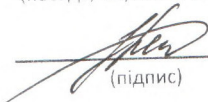
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 1200 кВт, за рахунок переведення двигуна для роботи на газовому
паливі. Прототип 6ЧН 36/45.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

_____  **Віговський О.Г.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«__» _____ 2024 р.

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

Студенту Віговському Олександрю Григоровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 1200 кВт, за рахунок переведення двигуна для роботи на газовому паливі. Прототип 6ЧН 36/45.».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПІННІ НУК від 09.09.24 №53

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 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. Заходи щодо переведення двигуна для роботи на газовому паливі.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Повздовжній розріз 6ГЖЧН 36/45 (СК) 2. Поперечний розріз 6ГЖЧН 36/45 (СК) 3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема подачі газу / Схема подачі дизпалива (ПС) 5. Паливний насос високого тиску (ПС). 6. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

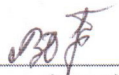
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент


(підпис)

Віговський О.Г.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності стаціонарної електростанції, потужністю 1200 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 36/45, за рахунок переведення двигуна для роботи на газове паливо.

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

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

Описано систему подачі палива штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Розглянуто особливості отримання та подачі газового палива. Запропоновано конструктивне рішення щодо системи подачі рідкого палива для спроектованого двигуна з урахуванням запальної дози. Визначено геометричні та витратні параметри запропонованої системи.

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

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

Annotation

In this qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the efficiency of a stationary power plant with a capacity of 1200 kW, designed on the basis of a prototype engine 6CHN 36/45, by converting the engine to run on gas fuel.

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

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

The fuel supply system of the standard engine is described, and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are indicated. The features of obtaining and supplying gas fuel are considered. A design solution for the liquid fuel supply system for the designed engine taking into account the incendiary dose is proposed. The geometric and cost parameters of the proposed system have been determined.

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

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

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис 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. Побудова індикаторної діаграми	39
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	46
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	54
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	61
РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ПЕРЕВЕДЕННЯ ДВИГУНА ДЛЯ РОБОТИ НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ	63
3.1. Шахтний газ та його використання в двигуні внутрішнього згоряння	63
3.2. Системи забезпечення функціонування двигуна	70
3.3. Розрахунок параметрів паливної апаратури	77
3.4. Висновки по розділу	83
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	84
4.1. Загальні положення	84
4.2. Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації	84
4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна	88

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Розробив	Віговський				Пояснювальна записка				Лит.	Аркуш	Аркушів		
Перевірив	Швець І.А.										6		
									ПННІ НУК				
Н. Контр.	Швець І.А.												
Затвердив.	Нестеренко												

4.4 Висновки по розділу	89
ВИСНОВКИ	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	91
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧН 36/45	
Додаток 2 Специфікація ПНВТ	
Додаток 3 Специфікація Форсунка	

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Одним з оптимальних рішень задачі достатнього забезпечення енергоресурсами української економіки може стати залучення нетрадиційних, попутних і негодящих енергоресурсів. Стосовно вугільної промисловості - це використання потенціалу метану вугільних пластів, за паси якого в нашій країні величезні. Україна займає четверте місце у світі по запасах шахтного метану і п'яте - по викидах його в атмосферу.

Сьогодні для України утилізація шахтного метану є одна із основних задач підйому економіки. При цьому утилізація шахтного метану може приносити вигоду не лише від економії природного газу, але і завдяки можливості продажу скорочень викидів парникових газів.

За даними Національної комісії регулювання електроенергетики (НКРЕ), метанові запаси в Донецькому і Львівсько-волинському вугільних басейнах складають сумарно від 12 до 22 трлн куб м. Практично використовується тільки 8% здобутого метану, тобто близько 120 млн куб м в рік, що складає трохи більше 0.2% загальнонаціонального споживання газу. При цьому в Донецькому басейні є шахти, де газонасиченість вугільних пластів складає близько 20 куб м/т, а запаси метану - від 0.2 до 4.7 млрд куб м

Одночасно з цим необхідно підкреслити, що паливні ресурси, на здобич яких витрачаються великі кошти, втрачаються на стадіях здобичі, транспорту, зберігання і спалювання. З цих причин проблема зниження втрат, не поновлюваних енергетичних ресурсів і раціонального їх використання, стає усе більш актуальною.

Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю вирішення проблеми щодо ефективного використання паливних ресурсів країни в двигунах з урахуванням особливостей газового палива отриманого з вугілля.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 1200 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 36/45, за рахунок переведення двигуна для роботи на газовому паливі.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

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

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

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи стаціонарної електростанції за рахунок заміни штатного рідкого палива на газове альтернативне.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.07.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 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизельні двигуни 6ЧН36/45 (Г72М і Г99) використовуються як стаціонарні дизель-електричні агрегати.

Дизель-генераторні електростанції ДГ-72М та ДГ-99 виробництва заводу «Двигун революції», зараз завод РУМО .

Призначення дизель-генераторів: основне джерело електроенергії для регіонів, віддалених від центральних енергосистем, резервним джерелом живлення для підприємств з безперервним технологічним процесом та при регулярних перебоях живлення електроенергією.

Встановлюються на стаціонарних електростанціях у закритих, опалюваних та вентильованих приміщеннях на бетонному фундаменті.

На вимогу замовника можуть бути змонтовані разом з необхідним обладнанням на загальному підрамнику для роботи на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ». Можлива установка і експлуатація на автомобільній або залізничній платформах, на спеціальних санях і плавучому понтоні.

Дизель-генератори можуть працювати автономно і в загальну мережу паралельно з іншими аналогічними агрегатами і з мережею.

Надійно працюють в умовах холодного і жаркого, сухого і вологого, тропічного, а також морського клімату, в широкому діапазоні барометричних тисків, включаючи високогір'я.

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду, до складу якої входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Технічні характеристики дизель-генератора ДГ-99:

Номинальна 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

Номинальна 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 – Дизель-генератор ДГ-99

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 1200$ 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 $\eta_{\Pi} = 0.980$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 1200 \cdot 0.98 = 1176$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{1176.000}{0.850} = 1383.529$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1383.529 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2102.055$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.05$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 1383.529 \cdot 1.050 = 1452.706$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1452.706 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2207.158$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1452.706 \cdot 1.1 = 1597.976$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1597.976 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2427.874$$

Число пар полюсів генератора

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

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 500/1200, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 1200.

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

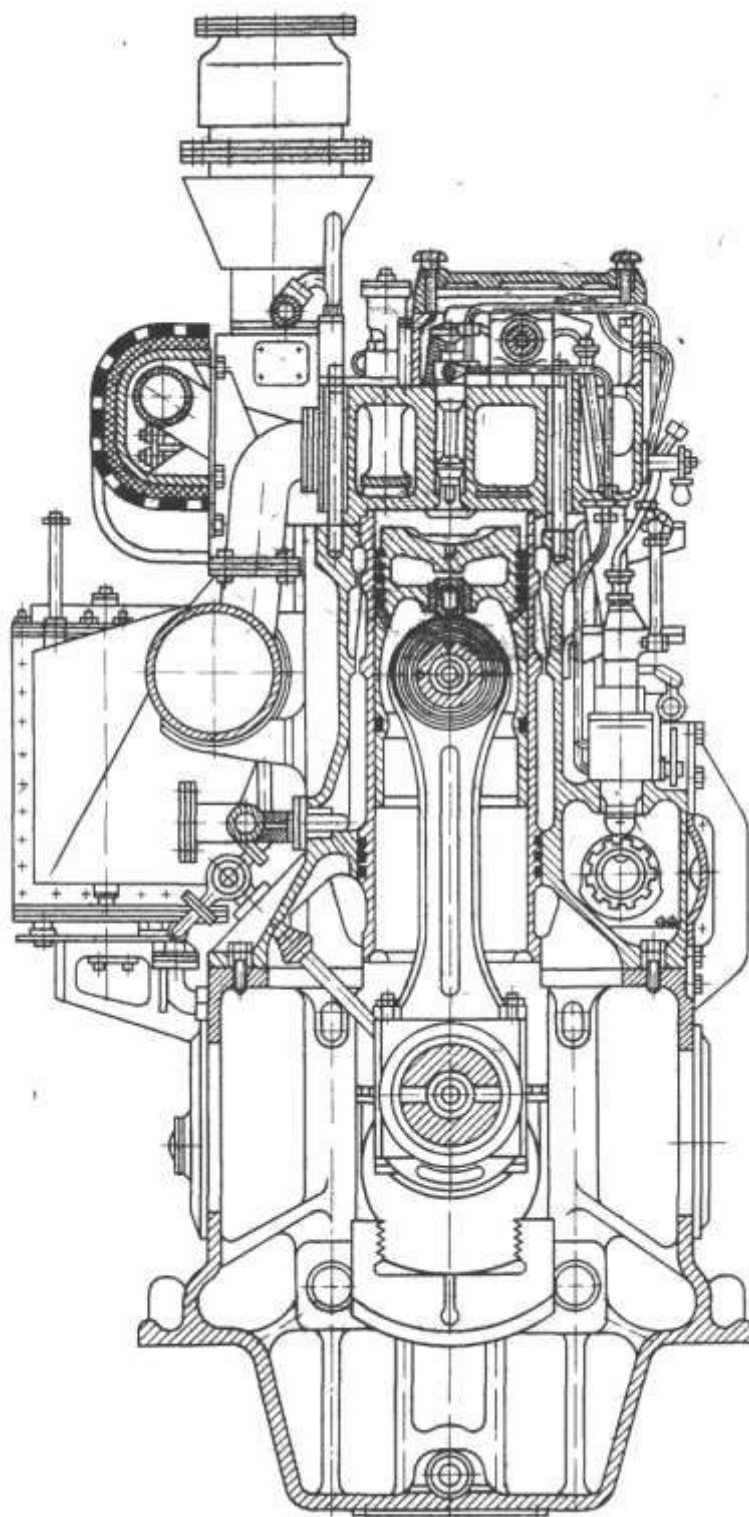


Рис.1.1 - Поперечний розріз двигуна 6ЧН 36/45

					ПННІ НУК 131.61.24.07.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 131.61.24.07.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 - поодиночі на циліндр і форсунки.

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

Дизелі (окрім ГТ2М) можуть обладнатися автоматизованою двоох 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.

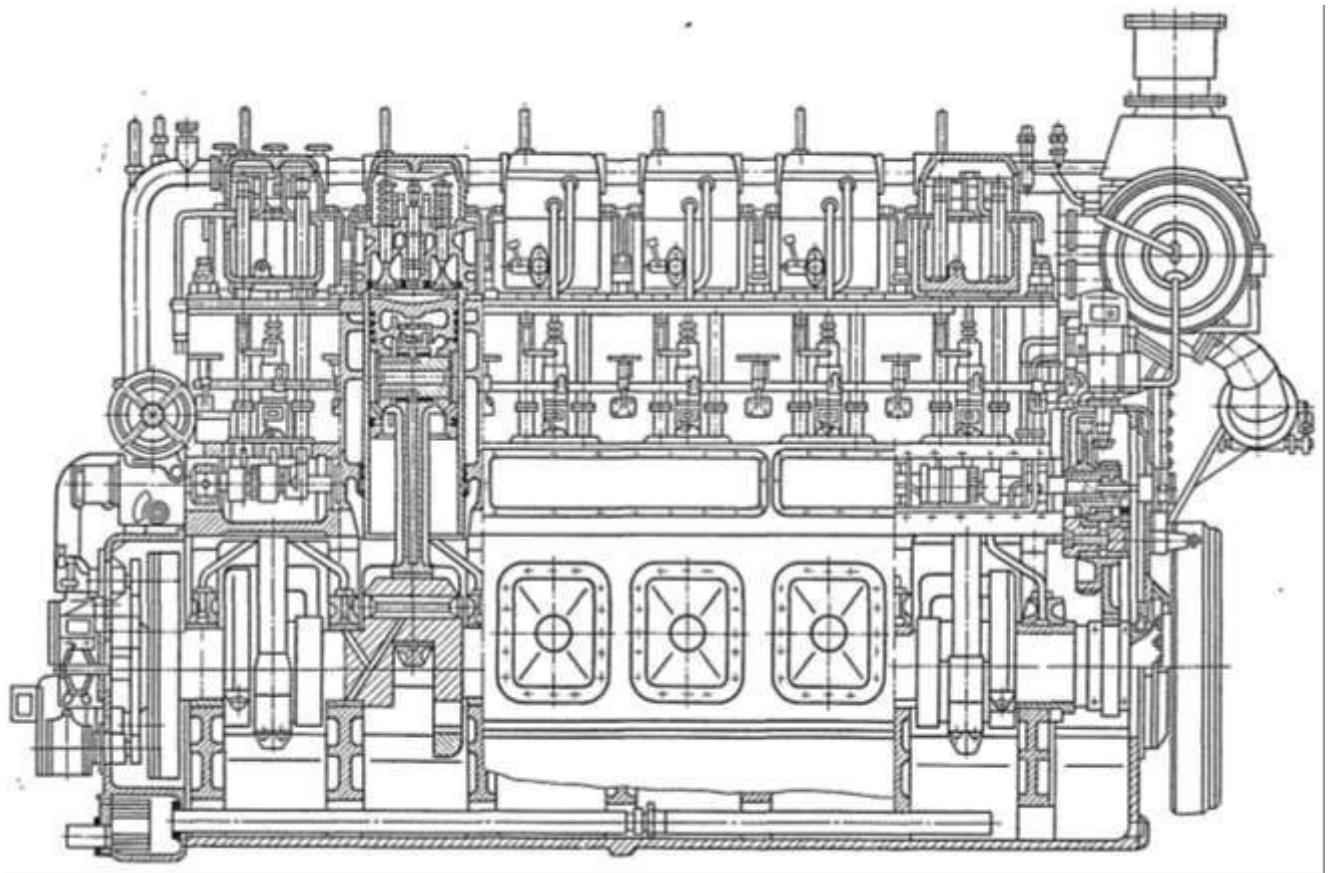


Рис.1.2 - Повздовжній розріз двигуна.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

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 заборотної 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.

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.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

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 - на моторному паливі масла на чад	209 - 1,22	208 215 1,16	213 222 1,22	214 221 1,22
Призначений ресурс, тис. год: до переборки при роботі: - на дизельному паливі - на моторному паливі	12,0 -	15,0 6,0	10,0 7,0	8,0 5,5
до капітального ремонту при роботі - на дизельному паливі - на моторному паливі	60,0 -	60,0 55,0	60,0 50,0	55,0 50,0
Маса (суха), кг	26000	25500	27500	27500
Габаритні розміри, мм довжина L ширина В висота Н	5108 1728 3065	4945 1728 3400	5616 1780 3400	5575 1800 3400
Паливо	Дизельне ГОСТ 305-82	Дизельне ГОСТ 305-82; Моторне ДТ	Дизельне Л-0,2-61 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 розділом, було розглянуто та описано будову, роботу та призначення стаціонарної електростанції на базі дизельного двигуна. Визначено її технічні параметри та обґрунтовано обрано генератор для роботи в парі з силовим агрегатом.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо конвертування дизельного двигуна на газодизельний робочий цикл з використанням шахтного метану в якості основного палива, за умови збереження високих вихідних техніко-економічних параметрів

					ПННІ НУК 131.61.24.07.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 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 1200$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндру двигуна-прототипу, в м	$d_{\text{пр}} = 0.36$
Хід поршня двигуна-прототипу, в м	$s_{\text{пр}} = 0.45$
Коефіцієнт тактності	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку

Тиск наддуву, згідно [1, ст 8] в кПа	$p_B = 200$
Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 2.05$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 15$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$T'_r = 750$
Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_{\text{max}} = 11000$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст 10]	$\xi_z = 0.8$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.96$
Показник політропи стиску агрегату наддуву, згідно [1, ст 10],	$n_K = 1.6$
Середній показник політропи стиску згідно [1, ст 10], для процесів: стиску,	$n_1 = 1.360$
розширення	$n_2 = 1.234$

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

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

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

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

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

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

Газове паливо: Шахтний метан, наступного складу:

$CH_4 = 50.0$ - об'ємний вміст метану; або $R_{CH_4} = \frac{CH_4}{100} = 0.5$

$C_2H_6 = 0.8$ - об'ємний вміст етану; або $R_{C_2H_6} = \frac{C_2H_6}{100} = 8 \times 10^{-3}$

$C_3H_8 = 0.8$ - об'ємний вміст пропану; або $R_{C_3H_8} = \frac{C_3H_8}{100} = 8 \times 10^{-3}$

$C_4H_{10} = 0.4$ - об'ємний вміст бутану; або $R_{C_4H_{10}} = \frac{C_4H_{10}}{100} = 0.004$

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

$CO_2 = 0.0$ - об'ємний вміст двоокису вуглецю; або $R_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} = 0.000$

$CO = 0.5$ - об'ємний вміст чадного газу; або $R_{CO} = \frac{CO}{100} = 5 \times 10^{-3}$

$N_2 = 34.1$ - об'ємний вміст азоту; або $R_{N_2} = \frac{N_2}{100} = 0.341$

$O_2 = 10.0$ - об'ємний вміст кисню; або $R_{O_2} = \frac{O_2}{100} = 0.1$

$H_2 = 3.3$ - об'ємний вміст етану; або $R_{H_2} = \frac{H_2}{100} = 0.033$

$\Delta p_T = 99$ кПа - надлишковий тиск в системі подачі газового палива;

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

2.1.3 Визначення параметрів палива та робочого тіла

Перевірка матеріального балансу рідкого палива, в частках

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

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

Перевірка об'ємного балансу складових компонентів газового палива

$$\Sigma_{k.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 50 \\ 0.8 \\ 0.8 \\ 0.4 \\ 0.1 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.5 \\ 34.1 \\ 10 \\ 3.3 \end{pmatrix} = 100$$

або

$$\Sigma_{r.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}_2} \\ R_{\text{CO}} \\ R_{\text{N}_2} \\ R_{\text{O}_2} \\ R_{\text{H}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.5 \\ 0.008 \\ 0.008 \\ 0.004 \\ 0.001 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.005 \\ 0.341 \\ 0.1 \\ 0.033 \end{pmatrix} = 1$$

Розрахунок матеріального балансу змішаного палива, у %

Задамо частку рідкого палива що подається в циліндр двигуна

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

де $\delta_p = 0.06$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_p \cdot 100 = 6$

$\delta_{\Gamma} = (1 - \delta_p) = 1 - 0.06 = 0.94$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\Gamma} \cdot 100 = 94$

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_{\Gamma} = 0.06 + 0.94 = 1$$

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

Питомий показник співвідношення палива, в кг / кмоль

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

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

$b'_e = 0.245$ кг / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата рідкого палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p = 0.245 \cdot 1.2 \times 10^3 \cdot 0.06 = 17.64$$

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

$v'_e = 0.490$ нм³ / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата газового палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$V'_e = v'_e \cdot P_e = 0.49 \cdot 1200 = 588$$

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 17.64}{588} = 0.672$$

Розрахунок нижчої теплоти згоряння палива

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

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

Нижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 3.3 \\ 126.3 \cdot 0.5 \\ 358.2 \cdot 50 \\ 637.3 \cdot 0.8 \\ 912.3 \cdot 0.8 \\ 1186 \cdot 0.4 \\ 1460 \cdot 0.1 \end{pmatrix} = 20189.63$$

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

$$Q_{н.см} = Q_{н.р} \cdot q + Q_{н.г} \cdot 22.4 = 42512.38 \cdot 0.67 + 20189.63 \cdot 22.4 = 480816.03$$

2.1.4 Визчення параметрів робочого тіла

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

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

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

$$L_{0Г} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot R_{CH4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot R_{C2H6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot R_{C3H8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot R_{C4H10} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot R_{C5H12} \\ -R_{O2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0.005 + 0.033) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot 0.5 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot 0.008 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot 0.008 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot 0.004 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot 0.001 \\ -0.1 \end{bmatrix} = 4.862$$

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

$$M_{1Г} = 1 + \alpha \cdot L_{0Г} = 1 + 2.05 \cdot 4.862 = 10.967$$

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

$$M_{1p} = \alpha \cdot L_{0p} = 2.05 \cdot 0.495 = 1.014$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{200}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 378.138$$

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

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{int} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 378.138 - 40 = 338.138$$

Температура газоповітряної суміші, в К

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

де $T_{Г} = 273 + t_{Г} = 273 + 37 = 310$ К - температура поступаючого газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0Г} \cdot T_{Г}}{1 + \alpha \cdot L_{0Г}} = \frac{338.138 + 2.05 \cdot 4.862 \cdot 310}{1 + 2.05 \cdot 4.862} = 312.566$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 200 - 3 = 197$$

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

$$p_{cm} = \frac{p_{int} + \alpha \cdot L_{0Г} \cdot p_{Г}}{1 + \alpha \cdot L_{0Г}} = \frac{197 + 2.05 \cdot 4.862 \cdot 200.3}{1 + 2.05 \cdot 4.862} = 199.999$$

де $p_{Г} = p_a + \Delta p_{Г} = 101.3 + 99 = 200.3$ кПа - тиск газу в системі подачі;

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 200 = 190$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 197 = 210.79$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T'_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{312.566 + 15}{750} \cdot \frac{210.79}{12.5 \cdot 190 - 210.79} = 0.043$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{T_{cm} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{312.566 \cdot (12.5 \cdot 190 - 210.79)}{(312.566 + 15) \cdot (12.5 - 1) \cdot 199.999} = 0.898$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T'_r}{1 + \gamma_r} = \frac{312.566 + 15 + 0.043 \cdot 750}{1 + 0.043} = 344.802$$

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

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.360$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 190 \cdot 12.5^{1.36} = 5895.915$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 344.802 \cdot 12.5^{1.36 - 1} = 855.969$$

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

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C_p}{12} + \sum \begin{bmatrix} (R_{\text{CO}}) \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{bmatrix} = 0.672 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{bmatrix} 0.005 \\ 0.5 \\ 2 \cdot 0.008 \\ 3 \cdot 0.008 \\ 4 \cdot 0.004 \\ 5 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0 \end{bmatrix} = 0.615$$

Водяної пари H_2O

$$M_{H_2O} = R_{H_2} + \sum \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H_p \end{pmatrix} = 0.033 + \sum \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.5 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.008 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.008 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0.004 \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.672 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 1.157$$

Кисню O_2

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \left[(\alpha - 1) \cdot L_{0Г} \dots \right] = 0.21 \cdot [(2.05 - 1) \cdot 4.862 + -0.672 \cdot 0.495] = 1.002$$

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

Азоту N_2

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0Г} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 2.05 \cdot 4.862 + 0.341 = 8.215$$

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} \dots = 0.615 + 1.157 + 1.002 + 8.215 = 10.989$$

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

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_{1Г} = 10.989 - 10.967 = 0.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_{1Г}} = \frac{10.989}{10.967} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні, $\beta_0 = (1,0..1,010)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.002 + 0.043}{1 + 0.043} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,011)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{11000}{5895.915} = 1.866$$

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

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ C_p \cdot C_{V1} \\ H_p \cdot C_{V1} \\ O_p \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.5 \cdot 29.31 \\ 0.008 \cdot 29.31 \\ 0.008 \cdot 29.31 \\ 0.004 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0 \cdot 29.31 \\ 0.005 \cdot 20.93 \\ 0.341 \cdot 20.93 \\ 0.1 \cdot 20.93 \\ 0.033 \cdot 20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 0.004 \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 158.238$$

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

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

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

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

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0.615}{10.989} = 0.056 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 5.6$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{1.157}{10.989} = 0.105 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 10.532$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.002}{10.989} = 0.091 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 9.12$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{8.215}{10.989} = 0.748 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.754$$

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

$$C''_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2O} \cdot C_{V3} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.056 \cdot 29.31 \\ 0.748 \cdot 20.93 \\ 0.091 \cdot 20.93 \\ 0.105 \cdot 29.31 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 93.136$$

Максимальна температура циклу, в К

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

$$A = \left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} \right] = \frac{0.8 \cdot 480816.031}{1.002 \cdot (1 + 0.043) \cdot (1 + 2.05 \cdot 4.862)} = 33577.481$$

$$B = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{158.238 \cdot 855.969}{1.002} = 135183.69$$

$$T_z = \frac{(A + B)}{C''_V} = \frac{33577.481 + 135183.69}{93.136} = 1811.988$$

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

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.002 \cdot 1.812 \times 10^3}{1.866 \cdot 855.969} = 1.137$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,10...1,35)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_{роз} = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p}}{L_{0r}}} = \frac{2.05}{1 + 0.672 \cdot \frac{0.495}{4.862}} = 1.919$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.137} = 10.995$$

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

$$n_2 = 1.234$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11000}{10.995^{1.234}} = 570.874$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1811.988}{10.995^{1.234-1}} = 1033.981$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1033.981}{\sqrt[3]{\frac{570.874}{210.79}}} = 741.792$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T'_r|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|741.792 - 750|}{741.792} \cdot 100 = 1.106$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{5895.915}{12.5 - 1} = 512.688$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.866 \cdot (1.137 - 1) = 0.255$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.866 \cdot 1.137}{1.234 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.995^{1.234 - 1}} \right) = 3.892$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.36 - 1}} \right) = 1.659$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 512.688 \cdot (0.255 + 3.892 - 1.659) = 1275.729$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1275.729 = 1224.7$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск $p_{mi} = (750 \dots 2100)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{M_{1\Gamma} \cdot p_{mi} \cdot T_{cm}}{\eta_V \cdot Q_{H,cm} \cdot p_{cm}} = 8.314 \cdot \frac{10.967 \cdot 1224.7 \cdot 312.566}{0.898 \cdot 480816.031 \cdot 199.999} = 0.404$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,38 \dots 0,45)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \delta_p = \frac{3600}{0.404 \cdot 42512.38} \cdot 0.06 = 0.013$$

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

$$v_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \delta_\Gamma = \frac{3600}{0.404 \cdot 20189.63} \cdot 0.94 = 0.415$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.45 \cdot 500}{30} = 7.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

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

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

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1224.7 - 176.5 = 1048.2$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (550 \dots 2100)$ кПа. Отримане значення входить даний діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1048.2}{1224.7} = 0.856$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $\eta_M = (0.84 \dots 0.92)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.404 \cdot 0.856 = 0.346$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0.33 \dots 0.42)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.415}{0.856} = 0.484$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.013}{0.856} = 0.015$$

Годинна витрата газу, в м³ / год

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.484 \cdot 1200 = 581.336$$

Похибка по годинній витраті газового палива, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|581.336 - 588|}{581.336} \cdot 100 = 1.146$$

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

Годинна витрата рідкого палива, в кг / год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.015 \cdot 1.2 \times 10^3 = 17.622$$

Похибка ефективна витрата рідкого палива, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|17.622 - 17.64|}{17.622} \cdot 100 = 0.1$$

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

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{1200 \cdot 10^3}{1048.2 \cdot 500} = 274.757$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{274.757}{6} = 45.793$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 45.793}{\pi \cdot 1.25}} = 359.969$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.25 \cdot 359.969 = 449.962$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{1048.2 \cdot 274.827 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 1200.305$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{1200.305 + 1200}{2} = 1200.153$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|1200.305 - 1200|}{1200.153} \cdot 100 = 0.025$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

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

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

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.983 \times 10^{-3} \cdot 1.137 = 4.528 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в мЗ, p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00398$	$p(0) = 190$	$V(180) = 0.04979$	$p(180) = 190$
$V(10) = 0.00442$	$p(10) = 190$	$V(190) = 0.04953$	$p(190) = 191.355$
$V(20) = 0.00571$	$p(20) = 190$	$V(200) = 0.04875$	$p(200) = 195.524$
$V(30) = 0.00778$	$p(30) = 190$	$V(210) = 0.04745$	$p(210) = 202.829$
$V(40) = 0.01055$	$p(40) = 190$	$V(220) = 0.04564$	$p(220) = 213.855$
$V(50) = 0.01388$	$p(50) = 190$	$V(230) = 0.04333$	$p(230) = 229.535$
$V(60) = 0.01763$	$p(60) = 190$	$V(240) = 0.04053$	$p(240) = 251.298$
$V(70) = 0.02164$	$p(70) = 190$	$V(250) = 0.03731$	$p(250) = 281.323$
$V(80) = 0.02575$	$p(80) = 190$	$V(260) = 0.03371$	$p(260) = 322.974$
$V(90) = 0.02982$	$p(90) = 190$	$V(270) = 0.02982$	$p(270) = 381.568$
$V(100) = 0.03371$	$p(100) = 190$	$V(280) = 0.02575$	$p(280) = 465.745$
$V(110) = 0.03731$	$p(110) = 190$	$V(290) = 0.02164$	$p(290) = 590.019$
$V(120) = 0.04053$	$p(120) = 190$	$V(300) = 0.01763$	$p(300) = 779.547$
$V(130) = 0.04333$	$p(130) = 190$	$V(310) = 0.01388$	$p(310) = 1078.965$
$V(140) = 0.04564$	$p(140) = 190$	$V(320) = 0.01055$	$p(320) = 1567.052$
$V(150) = 0.04745$	$p(150) = 190$	$V(330) = 0.00778$	$p(330) = 2370.21$
$V(160) = 0.04875$	$p(160) = 190$	$V(340) = 0.00571$	$p(340) = 3615.038$
$V(170) = 0.04953$	$p(170) = 190$	$V(350) = 0.00442$	$p(350) = 5118.612$
$V(360) = 0.00398$	$p(360) = 5895.915$	$V(540) = 0.04979$	$p(540) = 570.874$
$V(370) = 0.00442$	$p(370) = 11000$	$V(550) = 0.04953$	$p(550) = 210.79$

V(380) = 0.00571	p(380) = 8267.428	V(560) = 0.04875	p(560) = 210.79
V(390) = 0.00778	p(390) = 5636.753	V(570) = 0.04745	p(570) = 210.79
V(400) = 0.01055	p(400) = 3872.351	V(580) = 0.04564	p(580) = 210.79
V(410) = 0.01388	p(410) = 2760.034	V(590) = 0.04333	p(590) = 210.79
V(420) = 0.01763	p(420) = 2055.076	V(600) = 0.04053	p(600) = 210.79
V(430) = 0.02164	p(430) = 1596.098	V(610) = 0.03731	p(610) = 210.79
V(440) = 0.02575	p(440) = 1287.829	V(620) = 0.03371	p(620) = 210.79
V(450) = 0.02982	p(450) = 1074.738	V(630) = 0.02982	p(630) = 210.79
V(460) = 0.03371	p(460) = 923.862	V(640) = 0.02575	p(640) = 210.79
V(470) = 0.03731	p(470) = 815.078	V(650) = 0.02164	p(650) = 210.79
V(480) = 0.04053	p(480) = 735.74	V(660) = 0.01763	p(660) = 210.79
V(490) = 0.04333	p(490) = 677.687	V(670) = 0.01388	p(670) = 210.79
V(500) = 0.04564	p(500) = 635.546	V(680) = 0.01055	p(680) = 210.79
V(510) = 0.04745	p(510) = 605.742	V(690) = 0.00778	p(690) = 210.79
V(520) = 0.04875	p(520) = 585.914	V(700) = 0.00571	p(700) = 210.79
V(530) = 0.04953	p(530) = 574.568	V(710) = 0.00442	p(710) = 210.79

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} 0.5 \cdot (p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3 \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 57479.709$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{57479.709}{0.046 \cdot 1000} = 1254.894$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.255 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.205 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1224.7 - 1204.699|}{1224.7 + 1204.699} \cdot 100 = 1.647$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ 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;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 20 - 10 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

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

$\Delta\varphi_2 = 5^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.896 \times 10^3 = 7.075 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.1 \times 10^4 = 1.1 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 190$	$V(\varphi_r) = 3.983 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 190$	$V(\varphi_d) = 0.05$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5895.915$	$V(\varphi_c) = 3.983 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11000$	$V(\varphi_z) = 3.987 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 570.874$	$V(\varphi_b) = 0.05$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 340$	$p(\varphi_{c'}) = 3.615 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 5.707 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 350$	$p(\varphi_f) = 5.119 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.419 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 371$	$p(\varphi_{z'}) = 1.1 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 4.511 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 485$	$p(\varphi_{b''}) = 704.439$	$V(\varphi_{b''}) = 0.042$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 670$	$p(\varphi_{r'}) = 210.79$	$V(\varphi_{r'}) = 0.014$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 190$	$V(\varphi_{r''}) = 0.014$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 213.855$	$V(\varphi_{d'}) = 0.046$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.075 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.983 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 366$	$p_{zд} = 1.1 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 4.14 \times 10^{-3}$

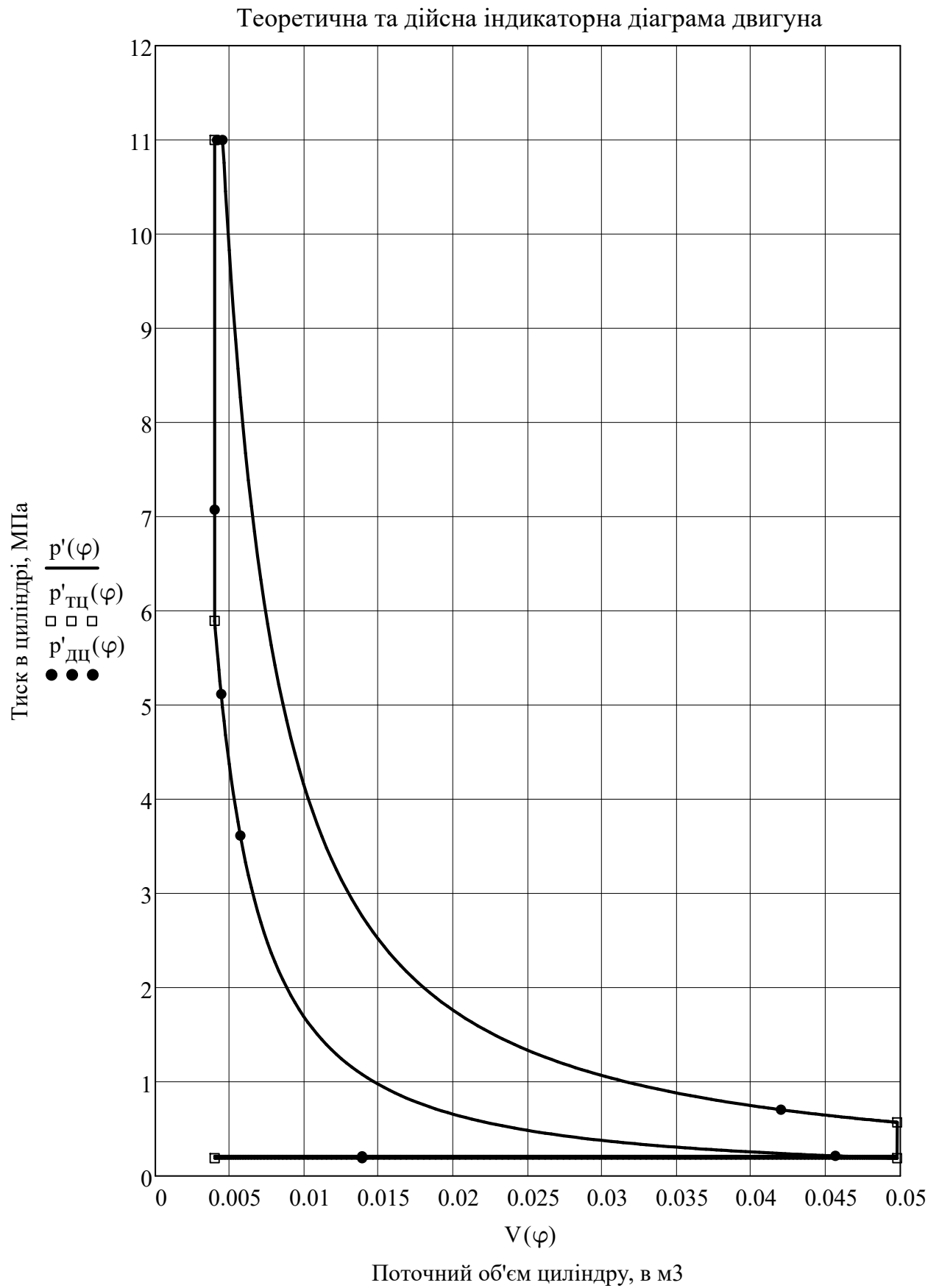


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

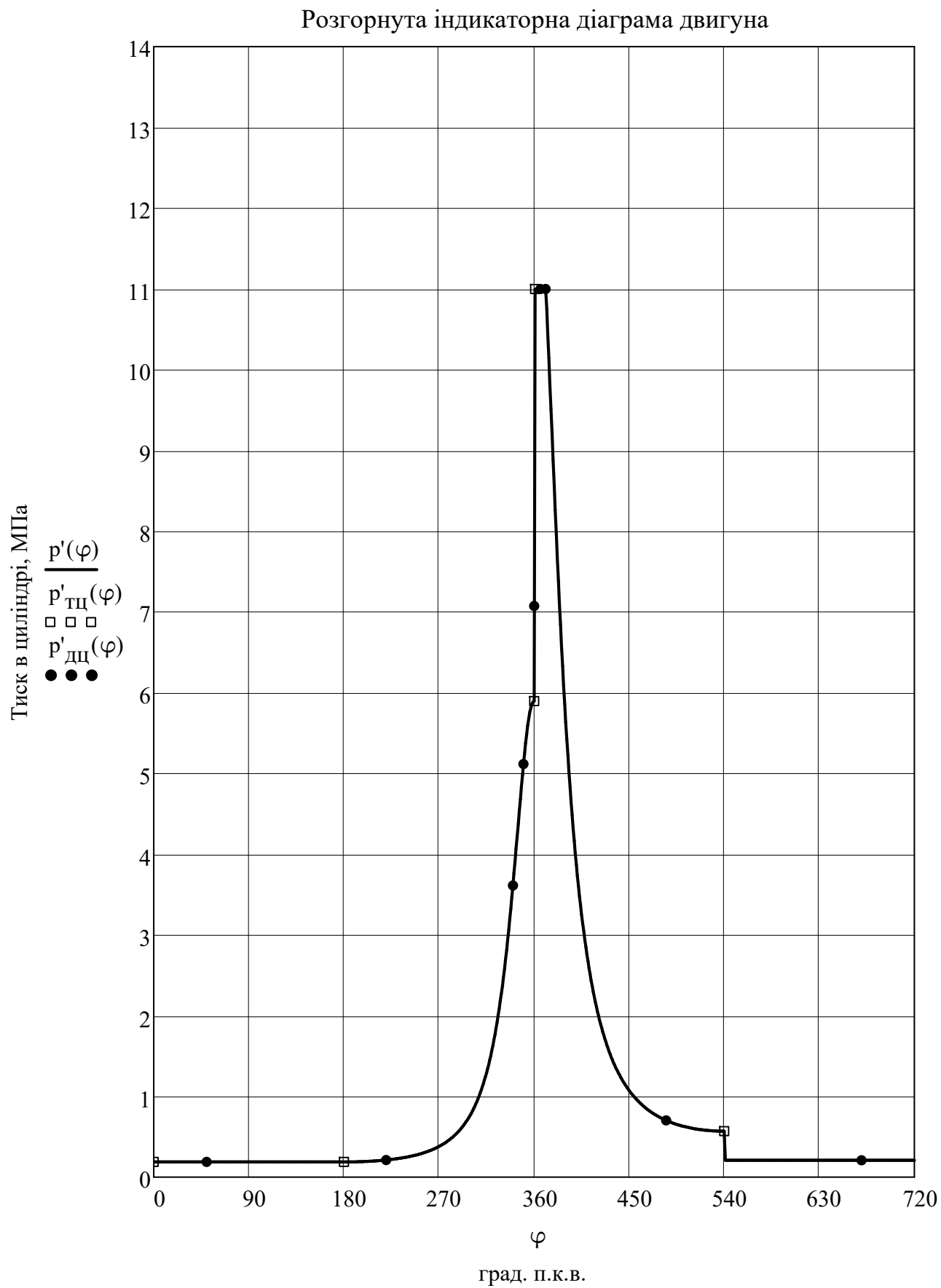


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

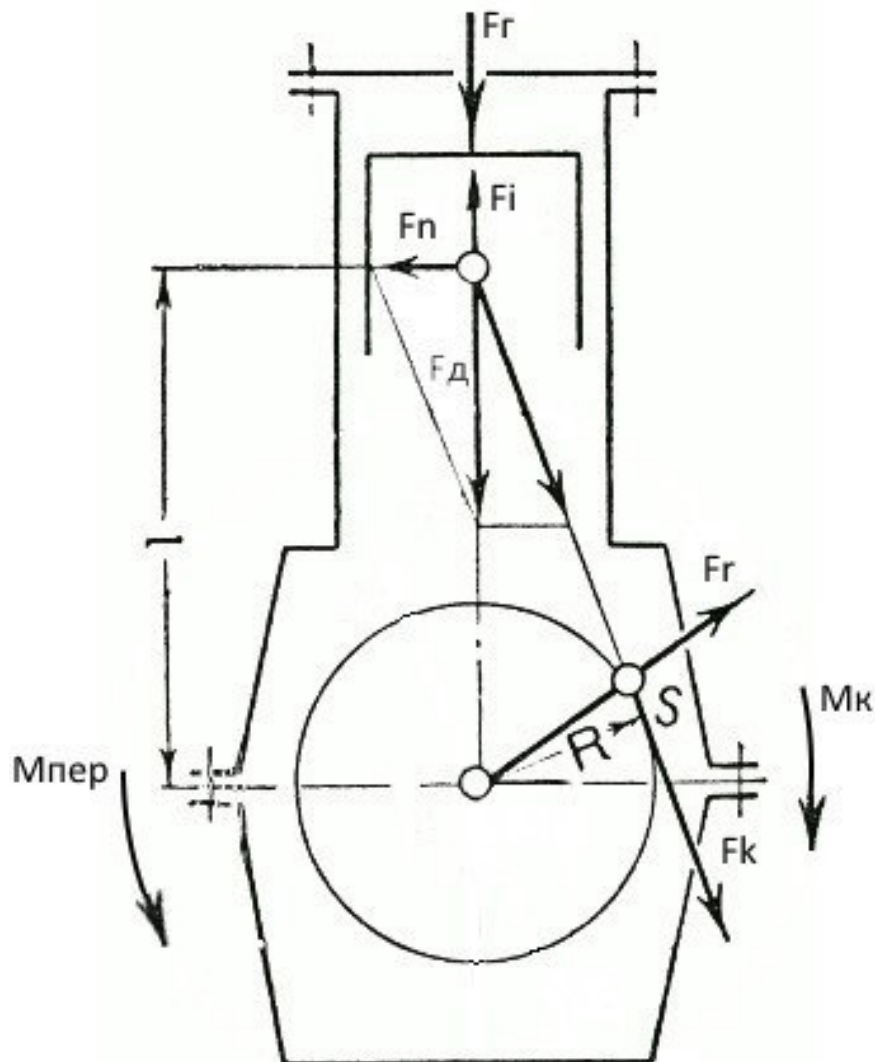


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

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

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

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 58.350 + \frac{1.000}{3.000} \cdot 73.450 = 82.833$$

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

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

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

$F_r(0) = 9.029$	$F_i(0) = -64.176$	$F_d(0) = -55.148$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 9.029$	$F_i(30) = -50.79$	$F_d(30) = -41.762$	$M_k(30) = -5.748$
$F_r(60) = 9.029$	$F_i(60) = -19.008$	$F_d(60) = -9.979$	$M_k(60) = -2.2$
$F_r(90) = 9.029$	$F_i(90) = 13.081$	$F_d(90) = 22.109$	$M_k(90) = 4.975$
$F_r(120) = 9.029$	$F_i(120) = 32.088$	$F_d(120) = 41.117$	$M_k(120) = 6.96$
$F_r(150) = 9.029$	$F_i(150) = 37.71$	$F_d(150) = 46.739$	$M_k(150) = 4.083$
$F_r(180) = 9.029$	$F_i(180) = 38.015$	$F_d(180) = 47.044$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 10.334$	$F_i(210) = 37.71$	$F_d(210) = 48.044$	$M_k(210) = -4.197$
$F_r(240) = 15.268$	$F_i(240) = 32.088$	$F_d(240) = 47.356$	$M_k(240) = -8.016$
$F_r(270) = 28.528$	$F_i(270) = 13.081$	$F_d(270) = 41.608$	$M_k(270) = -9.362$
$F_r(300) = 69.037$	$F_i(300) = -19.008$	$F_d(300) = 50.03$	$M_k(300) = -11.028$
$F_r(330) = 230.947$	$F_i(330) = -50.79$	$F_d(330) = 180.156$	$M_k(330) = -24.798$
$F_r(360) = 589.82$	$F_i(360) = -64.176$	$F_d(360) = 525.644$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 563.441$	$F_i(390) = -50.79$	$F_d(390) = 512.65$	$M_k(390) = 70.565$
$F_r(420) = 198.87$	$F_i(420) = -19.008$	$F_d(420) = 179.863$	$M_k(420) = 39.648$
$F_r(450) = 99.084$	$F_i(450) = 13.081$	$F_d(450) = 112.164$	$M_k(450) = 25.237$
$F_r(480) = 64.578$	$F_i(480) = 32.088$	$F_d(480) = 96.666$	$M_k(480) = 16.363$
$F_r(510) = 51.346$	$F_i(510) = 37.71$	$F_d(510) = 89.056$	$M_k(510) = 7.779$
$F_r(540) = 47.797$	$F_i(540) = 38.015$	$F_d(540) = 85.812$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 11.145$	$F_i(570) = 37.71$	$F_d(570) = 48.855$	$M_k(570) = -4.268$
$F_r(600) = 11.145$	$F_i(600) = 32.088$	$F_d(600) = 43.233$	$M_k(600) = -7.318$
$F_r(630) = 11.145$	$F_i(630) = 13.081$	$F_d(630) = 24.225$	$M_k(630) = -5.451$
$F_r(660) = 11.145$	$F_i(660) = -19.008$	$F_d(660) = -7.863$	$M_k(660) = 1.733$
$F_r(690) = 11.145$	$F_i(690) = -50.79$	$F_d(690) = -39.646$	$M_k(690) = 5.457$
$F_r(720) = 11.145$	$F_i(720) = -64.176$	$F_d(720) = -53.032$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -55.148$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -5.39$	$F_r(30) = -33.472$	$F_k(30) = -25.549$	$M_{пер}(30) = 5.748$
$F_n(60) = -2.269$	$F_r(60) = -3.025$	$F_k(60) = -9.777$	$M_{пер}(60) = 2.2$
$F_n(90) = 5.855$	$F_r(90) = -5.855$	$F_k(90) = 22.109$	$M_{пер}(90) = -4.975$
$F_n(120) = 9.348$	$F_r(120) = -28.654$	$F_k(120) = 30.934$	$M_{пер}(120) = -6.96$
$F_n(150) = 6.032$	$F_r(150) = -43.493$	$F_k(150) = 18.145$	$M_{пер}(150) = -4.083$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -47.044$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -6.201$	$F_r(210) = -44.708$	$F_k(210) = -18.652$	$M_{пер}(210) = 4.197$
$F_n(240) = -10.767$	$F_r(240) = -33.002$	$F_k(240) = -35.628$	$M_{пер}(240) = 8.016$
$F_n(270) = -11.019$	$F_r(270) = -11.019$	$F_k(270) = -41.608$	$M_{пер}(270) = 9.362$
$F_n(300) = -11.375$	$F_r(300) = 15.164$	$F_k(300) = -49.014$	$M_{пер}(300) = 11.028$
$F_n(330) = -23.251$	$F_r(330) = 144.394$	$F_k(330) = -110.214$	$M_{пер}(330) = 24.798$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 525.644$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 66.163$	$F_r(390) = 410.886$	$F_k(390) = 313.624$	$M_{пер}(390) = -70.565$
$F_n(420) = 40.894$	$F_r(420) = 54.516$	$F_k(420) = 176.212$	$M_{пер}(420) = -39.648$
$F_n(450) = 29.704$	$F_r(450) = -29.704$	$F_k(450) = 112.164$	$M_{пер}(450) = -25.237$
$F_n(480) = 21.978$	$F_r(480) = -67.367$	$F_k(480) = 72.726$	$M_{пер}(480) = -16.363$
$F_n(510) = 11.494$	$F_r(510) = -82.872$	$F_k(510) = 34.574$	$M_{пер}(510) = -7.779$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -85.812$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -6.305$	$F_r(570) = -45.462$	$F_k(570) = -18.967$	$M_{пер}(570) = 4.268$
$F_n(600) = -9.829$	$F_r(600) = -30.129$	$F_k(600) = -32.526$	$M_{пер}(600) = 7.318$
$F_n(630) = -6.415$	$F_r(630) = -6.415$	$F_k(630) = -24.225$	$M_{пер}(630) = 5.451$
$F_n(660) = 1.788$	$F_r(660) = -2.383$	$F_k(660) = 7.703$	$M_{пер}(660) = -1.733$
$F_n(690) = 5.117$	$F_r(690) = -31.776$	$F_k(690) = 24.254$	$M_{пер}(690) = -5.457$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -53.032$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

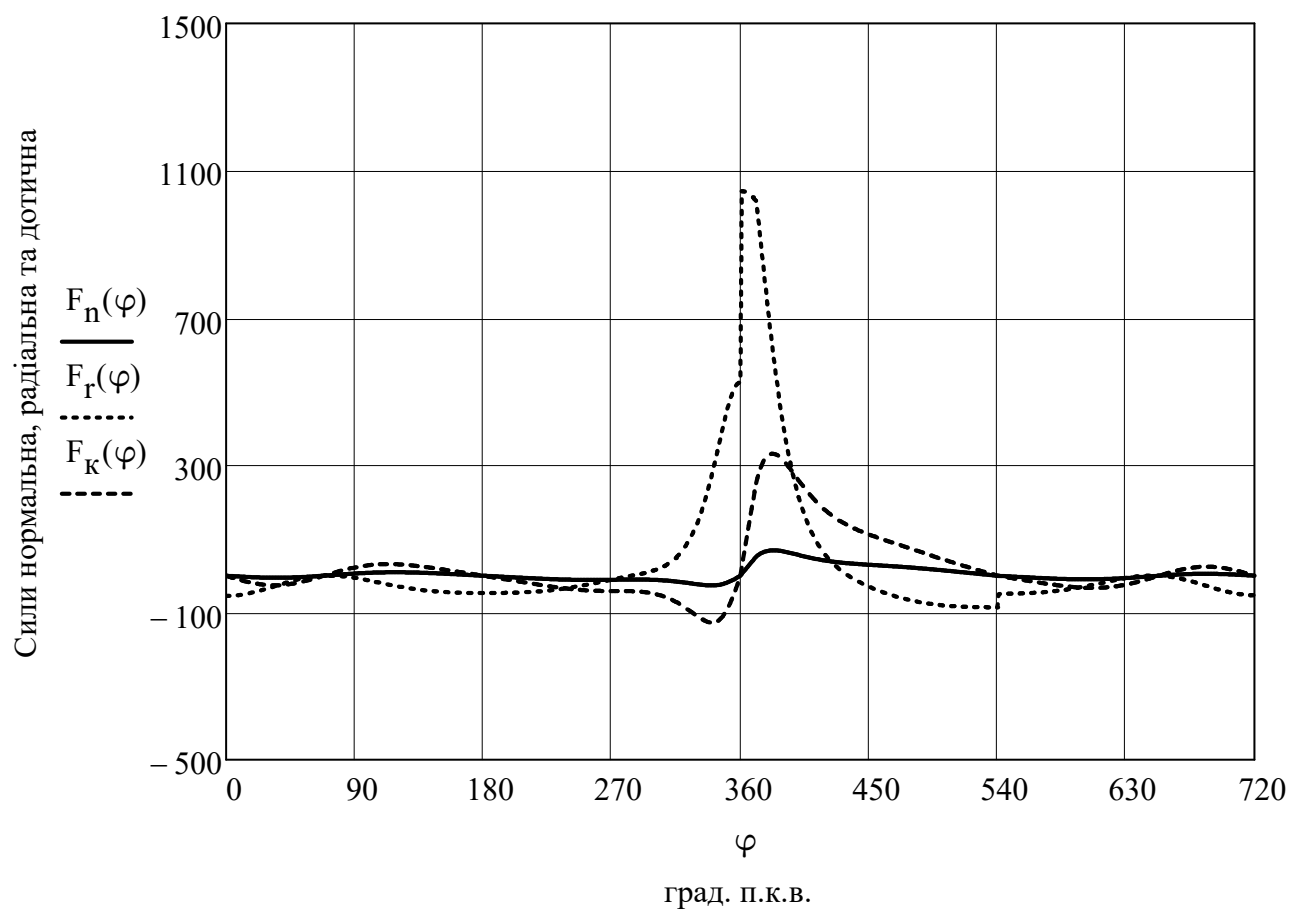
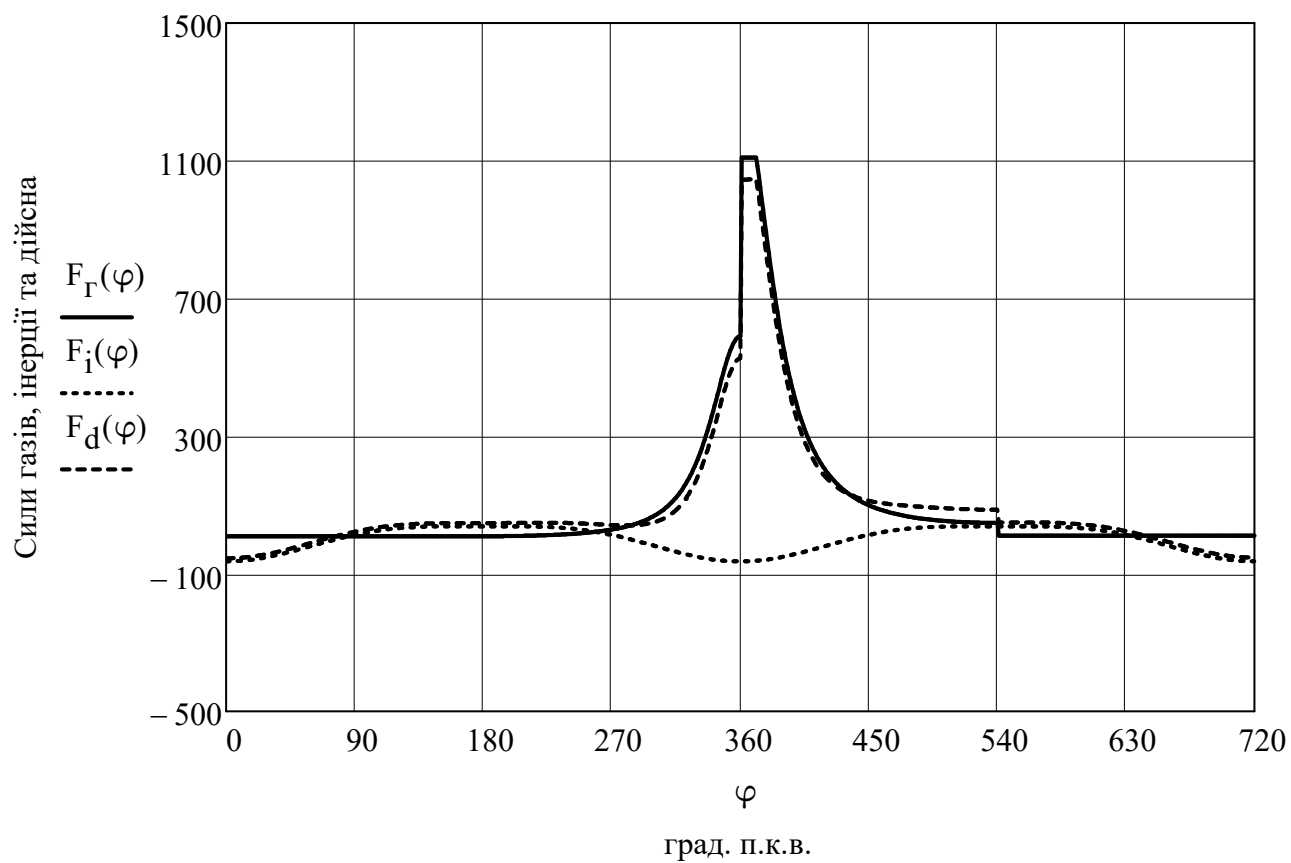


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

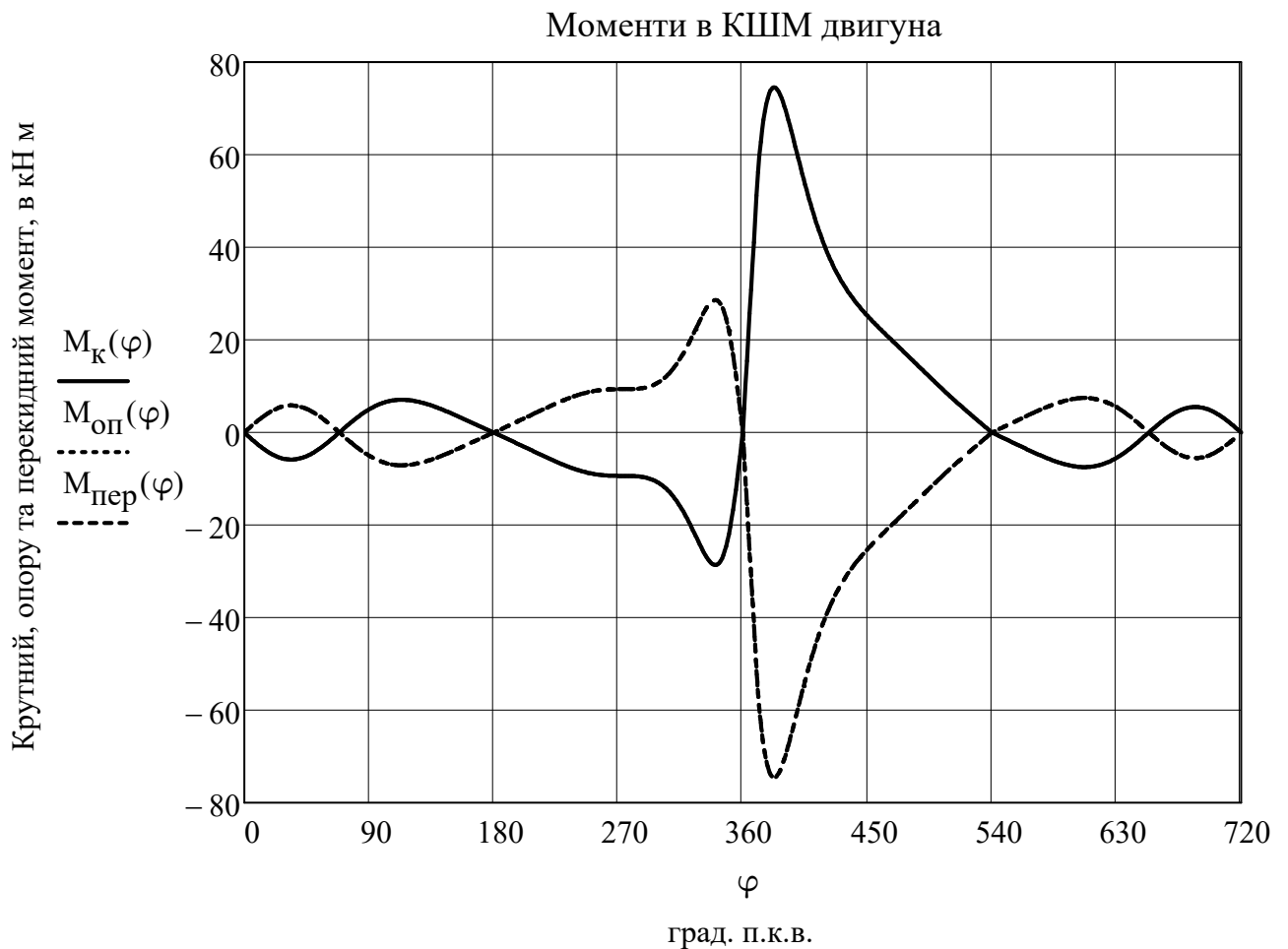


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

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

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

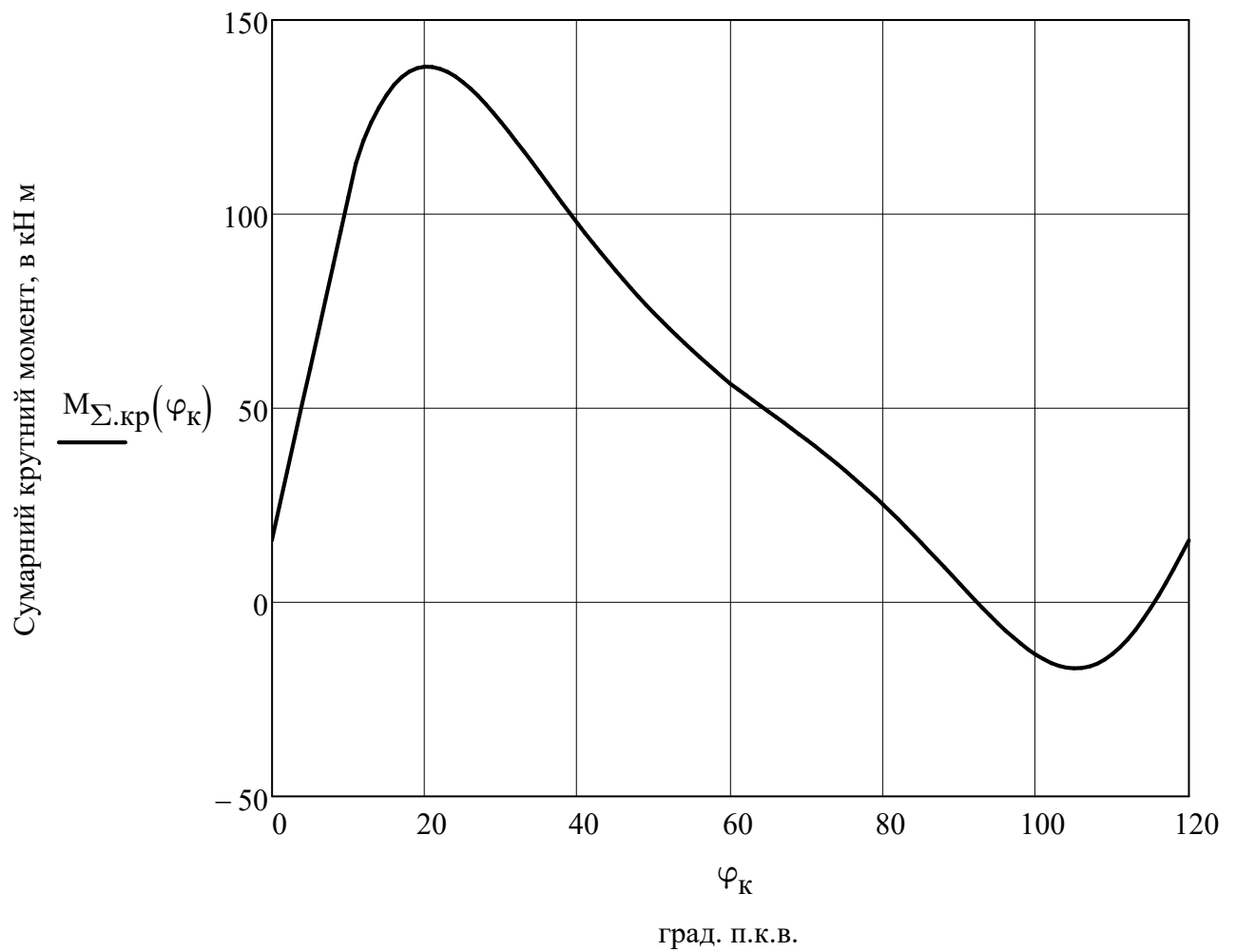


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 15.978$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 118.952$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 38.812$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 135.48$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 17.363$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 108.17$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -7.252$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 78.738$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -15.776$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 56.306$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 15.978$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{н.р} \cdot B_e + Q_{н.г} \cdot V_e}{3.6} = \frac{42512.38 \cdot 17.622 + 20189.63 \cdot 581.336}{3.6} = 3468366.134$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 1200 = 1200000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1200000}{3468366.134} \cdot 100 = 34.598$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 3468366.134 \cdot 0.346 = 1200000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{1200000 - 1200000}{1200000} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Тепло, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

Q_W - тепло, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - тепло, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

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

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

$W_{г.р} = 0.19$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.08$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_W = \sum \begin{pmatrix} -W_{нап} \\ W_{ст} \\ W_{г.р} \\ W_{вип} \end{pmatrix} \cdot Q_{П} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.19 \\ 0.08 \end{pmatrix} \cdot 3468366.134 = 936458.856$$

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

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{П}$$

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

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

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

$$p_{ср.г} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 176.5 = 105.9$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{105.9 \cdot 0.046 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 121.267$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 121.267 = 121267.204$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 936458.856 + 121267.204 = 1057726.06$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{1057726.06 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.03$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.03 \cdot 98}{0.9} = 3.299$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 3.299 = 3298.557$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 936458.86 + 121267.2 + 3298.56 = 1061024.62$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1061024.617}{3468366.134} \cdot 100 = 30.591$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 741.792 - 273 = 468.792$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 344.802 - 273 = 71.802$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 468.792 = 33.379$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 71.802 = 29.131$$

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

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - \delta_p) = 10.989 \cdot 33.379 \cdot 468.792 \cdot (1 - 0.06) = 1.616 \times 10^5$$

$$B = M_{1Г} \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - \delta_p) = 10.967 \cdot 29.131 \cdot 71.802 \cdot (1 - 0.06) = 2.156 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{581.336}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (161637.033 - 21563.195) = 1009795.526$$

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

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

де $A = M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_r \cdot \delta_p = 10.989 \cdot 33.379 \cdot 468.792 \cdot 0.06 = 1.032 \times 10^4$

$$B = M_{1p} \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot \delta_p = 1.014 \cdot 29.131 \cdot 71.802 \cdot 0.06 = 127.262$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{17.622}{3.6} \cdot (10317.257 - 127.262) = 49880.956$$

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

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 1009795.526 + 49880.956 = 1059676.482$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{1059676.482}{3468366.134} \cdot 100 = 30.553$$

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

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

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П}$$

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

$$\Delta_{МД} = \frac{P_{М}}{P_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{1224.7} \cdot 0.404 = 0.058$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0.058 \cdot 3468366.134 = 202060.622$$

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

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В} = 936458.856 + 202060.622 - 1061024.617 = 77494.861$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 7.749 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.01$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{0.01 \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 5.14$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 5.14 = 5140.007$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 77494.861 + 5140.007 = 82634.868$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{82634.868}{3468366.134} \cdot 100 = 2.383$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 3468366.134 - \sum \begin{pmatrix} 1200000 \\ 1061024.617 \\ 1059676.482 \\ 82634.868 \end{pmatrix} = 65030.167$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{65030.167}{3468366.134} \cdot 100 = 1.875$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 3468366.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 1200000.0$	$q_{\text{е}} = 34.598$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 1059676.5$	$q_{\Gamma} = 30.553$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 1061024.6$	$q_{\text{в}} = 30.591$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 82634.9$	$q_{\text{м}} = 2.383$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 65030.2$	$q_{\text{нв}} = 1.875$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 34.6 + 30.6 + 30.6 + 2.4 + 1.9 = 100$$

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

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	1100	1200,3	9,12
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	960	1048	9,17
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,400	0,346	-13,50
4	Механічний ККД	η_m	-	0,835	0,856	2,51
5	Питома ефективна витрата палива (теплоти)	b_e	кДж / (кВт год)	8925	10410	16,64
6	Діаметр циліндру	D	мм	360	260	-27,8
7	Хід поршня	S	мм	450	450	0,0

В даному розділі вирішено завдання щодо форсування проектного двигуна до рівня потужності в 1200 кВт, що на 100 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 100,3 кВт, що більше ніж у прототипу на 9,12%.

Форсування проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 9,17%. Так як процеси форсування двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, то для досягнення цього може бути реалізовано за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

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

Але для питомої ефективної витрати палива (в тепловому еквіваленті) спостерігається зростання на 16,6% у порівнянні з прототипом.

Це є наслідком запропонованих заходів щодо переведення двигуна з дизельного робочого циклу на газодизельний. Шахтний метан який пропонується в якості основного палива має набагато меншу ніжчу теплоту згоряння, що вимагає в свою чергу збільшення витрати палива для досягнення заданої потужності.

Заміна штатного дизельного на газове палива, та перехід з дизельного на газодизельний робочий прямо вплинуло на ефективність його протікання. Так значення ефективного ККД знизилось на 13,5%. Попри це застосування альтернативного газового палива отриманого з вугілля в якості штатного, залишається перспективним напрямком. Запропоноване рішення щодо паливної апаратури забезпечує високі вихідні показники двигуна працюючого по газодизельному робочому циклу.

Запропоновані заходи що переведення двигуна на газ впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті розрахунків отримано зростання для механічного ККД проектного двигуна на рівні 2,5% у порівнянні з прототипом.

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

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити шляхи щодо застосування інших видів альтернативних палив. Безпосередньо дана робота буде присвячена пошуку заходів конвертації дизеля в газодизель.

РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ПЕРЕВЕДЕННЯ ДВИГУНА ДЛЯ РОБОТИ НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ

3.1 Шахтний газ та його використання в двигуні внутрішнього згорання

3.1.1. Вибуток шахтного газу.

Процеси видобутку вугілля призводять до вивільнення метану, який міститься у вугільному пласті і навколишніх породах. Цей шахтний газ несе небезпеку для шахтарів, оскільки метано-повітряна суміш може вибухнути, якщо концентрація метану в метано-повітряній суміші складає від 5 до 15%.

Традиційно, для видалення метану з атмосфери діючих підземних копалень, вони вентилуються великим об'ємом чистого повітря, що дозволяє підтримувати безпечну концентрацію метану (до 2% в підземному виробленні і до 0,75% в стволі шахти). Окрім цього, застосовуються методи дегазації вугільних пластів до початку їх розробки, шляхом буріння вертикальних свердловин з поверхні, а також горизонтальних і похилих підземних свердловин. Через вертикальні свердловини з поверхні мимоволі вивільняється практично чистий метан ($\text{CH}_4 > 90\%$), оскільки в пласті він знаходиться під високим тиском.

Через горизонтальні і похилі підземні свердловини, а також через спеціальні «газові горизонти» метан відкачується вакуум-насосними станціями, які знаходяться на поверхні. В цьому випадку на виході водокільцевих насосів концентрація метану нижча і складає 15-55%, в основному через підсмоктування повітря від діючих копалень. Окрім цього, метано-повітряна суміш, як правило, дуже запилена і має практично 100% вологість. На виході водокільцевих насосів може бути наявна і краплинна волога. Після закінчення гірських робіт, концентрація метану підвищується і стабілізується. Окрім вмісту метану, шахтний газ містить інертні компоненти, такі як вуглекислий газ (CO_2) і азот (N_2), які чинять істотний вплив на роботу газопоршневого двигуна. Їх зміст залежить від міри метаморфізму і геологічної історії пласта.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

Таблиця 3.1 – Особливості шахтного метану від глибини

Походження метану	Концентрація CH ₄ , %	Примітки
Метан з системи вентиляції діючої шахти	0.0.1÷0.75%	концентрація метану дуже низька і нестабільна
З вертикальних свердловин дегазацій поверхневого буріння	більше 85%	концентрація стабільна, вологість низька
З підземних горизонтальних і похилих свердловин дегазацій діючих шахт, а також через спеціальні "газові" горизонти	15÷60%	концентрація метану і тиск газу не стабільні, висока вологість (100%) через застосування водокільцевих насосів. Можливі дуже швидкі флуктуації концентрації метану через викиди метану з порожнин з високим тиском; високий вміст кисню і пилу. Є небезпека досягнення діапазону вибухонебезпечної концентрації (5÷15% CH ₄ в суміші з повітрям).
З підземних горизонтальних і похилих свердловин дегазацій закритих шахт	більше 85%	стабільна концентрація метану і тиск

Шахтний газ з вертикальних свердловин дегазацій по своєму хімічному складу аналогічний природному газу. Після нескладної системи газопідготовки (стабілізація тиску, приведення в допустимий діапазон температури, вологості і очищення від пилу) він може спалюватися в газопоршневих двигунах як і природний газ, тому надалі шахтний газ зі свердловин поверхневого буріння не розглядається.

Шахтний газ, який міститься в потоці вентиляційного повітря з дуже низькою концентрацією (з міркувань безпеки, концентрація метану не повинна перевищувати 0.75%) безпосередньо спалюватися в газопоршневих двигунах не може. Проте, він також може корисно утилізувати, якщо подаватиметься в газопоршневий двигун замість повітря, яке потрібне для спалювання основного палива. При змісті у вентиляційному повітрі 0.5% метану, можна економити до

9.5% природного газу, якщо використовувати цю суміш замість повітря. Надалі, шахтний газ цього походження (з вентиляційних стволів) також не розглядається, оскільки він не чинить істотного впливу на процес спалювання основного палива в газопоршневому двигуні.

3.1.2. Способи підготовки шахтного газу до спалювання в ДВЗ

Шахтний газ як паливо може використовуватися в будь-яких типах поршневих двигунах переведених на газ - так званих газових із займанням газоповітряної суміші від іскри і газодизельних із займанням газоповітряної суміші від запальної дози палива.

Найбільш перспективними є газодизельні установки з когенерацією, забезпечуючи ККД установки до 90%.

Найбільший проблему для розробників когенераційних установок - це система газопідготовки для спалювання шахтного газу в ДВЗ. Доводиться мати справу з великою витратою низькокалорійного шахтного газу, яка містить і мілкодисперсний пил, і краплинну вологу.

Концентрація метану постійно змінюється, іноді дуже швидко. Частенько, концентрація метану балансує дуже близько до мінімально допустимої - 25%, і у будь-який момент може впасти нижче за цю величину (при концентрації метану 5-15% в метано-повітряній суміші, цей газ стає вибухонебезпечним). Додайте до цього ще і нестабільність тиску і дебіту шахтного газу, а також необхідність ретельного узгодження в реальному часі режиму роботи системи газопідготовки з наявною системою дегазації - адже порушення її роботи навіть на декілька хвилин надзвичайно небезпечно і може привести до вибуху метану під землею.

Крім того, відмічають фахівці, слід враховувати, що ці об'єкти будуються на територіях, що виробляються, а когенераційні установки мають значну вагу і вібрації. Без систем автоматизації використання шахтного метану неможливе.

Система автоматизації повинна в реальному часі управляти як газопідготовкою, так і вентиляцією, маслохазяйством, подачею електричної і теплової потужності в зовнішні мережі.

Утилізація метано-повітряної суміші допустима при змісті метану в суміші нижче 2,5% або вище 25%.

Низькопотенційна метано-повітряна суміш вентиляційного повітря може утилізуватися як дуття до енергетичних установках і при каталітичному спалюванні (холодне полум'я) в теплових утилізаційних установках.

Метано-повітряна суміш, із вмістом метану вище 25 % може використовуватися в сучасних тепло-електро генеруючих агрегатах для централізованих, рекуперативних і змішувачі повітрянагрівачі, радіаційні випромінювачі, газомоторні і газодизельні установки та ін. До таких установок як правило відносяться електростанції з когенерацією.

У теперішній час такі електростанції працюють за двома схемами:

I. Електростанції на шахтному метані високої концентрації (із змістом метану в метано-повітряної суміші 18-35%).

Метаноповітряна суміш по магістральних газопроводах поступає з шахти в поверхневий резервуар місткістю 30 000 м³. З резервуару через компресор подається в газопоршневі двигуни, що обертають генератори.



Рис. 3.1 – Газопоршнева електростанція

На кожному двигуні встановлений автоматичний пристрій, що забезпечує подачу суміші з концентрацією метану 12-14%. Концентрація утилізованого метану, що виходить з шахти, коливається в межах від 18% до 35%.



Рис. 3.2 - Принципова схема видобутку метану

II. Електростанції на шахтному метані низької концентрації (із змістом метану в метано-воздушній суміші 6-15%)

Метановоздушная суміш по газопроводу з установки дегазації подається безпосередньо на газопоршневі двигуни. Для запобігання проникненню вибуху в шахту передбачена система вогневих заслонів і система зрошування метановоздушной суміші в газопроводі водою, розпиляною під великим тиском через форсунки. Перед двигунами суміш газів очищається від води, яка поступає в резервуар для повторного використання. При перевищенні об'єму газу, що поступає з установки дегазації, потреби двигунів, надлишки автоматично підбурюються в атмосферу. Додатково утилізується тепло вихлопних газів



Рис. 3.3 - Принципова схема видобутку метану

Слід розрізняти шахтний метан вентиляційний і дегазаційний.

Схема отримання кожного з них наступна. З метою забезпечення безпеки шахтарів, що знаходяться в забої, виробляється відкачування газу із стволів шахти вакуумними насосами (вентиляція шахти). Концентрація метану (горючих газів) в цьому газовому потоці складає 1-2%, що робить непридатним цей газ для подальшого використання. В даному випадку виникає проблема в роботі вакуумного насоса у зв'язку з тим, що в газовому потоці відкачуваному з шахти йде велика кількість вугільного пилу, який негативно впливає на роботу вакуумного насоса. Цей пил необхідно видаляти. Для цього служить сепаратор, який встановлюється перед вакуум-насосом для видалення найдрібніших часток пилу і вологи.

Для отримання метану (газу з вугільних пластів) дегазації в стволах буряться шурфи, через які йде відкачування метану, в цілях недопущення його попадання в стволи шахт, де ведуться роботи, далі метан по трубах подається на поверхню. Таке вирішення питання дозволяє зменшити кількість метану в місцях, де працюють шахтарі; попутно добувати метан з вугільних шахт.

Концентрація метану при такому відкачуванні його з шахти складає близько 25-40%, що робить можливим його подальше використання як паливо для газо-поршневих, газотурбінних установок, теплоелектростанцій.



Рис. 3.4. - Сепаратор метано-повітряної суміші СВЦ- 7

В даному випадку також виникає проблема в роботі вакуумного насоса і крім того після вакуумного насоса газ необхідно подати в ГТУ, ГПУ, ТЕЦ, тому потрібне його подальше очищення. Цей варіант здобичі горючих газів з шахт може застосовуватися також на законсервованих вугільних шахтах.

У розглянутих схемах не передбачається використання низкопотенційної метано-повітряної суміші вентиляційного повітря із змістом метану в суміші нижче 2,5%, крім того передбачається змінний склад метано-повітряної суміші в межах від 18% до 35%.

Це не лише викид в атмосферу метану який може бути використаний, але і ускладнення систем подачі і регулювання метану при подачі в двигун. Доцільно подавати в двигун паливо постійного складу, і необхідно готувати його поза двигуном (як дизельне паливо постійного складу).

Отримання такого палива вимагає спорудження газозбірного колектору великої місткості, що сполучає 15 - 20 свердловин з різним дебітом метану, який через дожимні компресорні станції (ДКС), поступає в колектор в якому підтримується тиск газу на рівні 0,4 - 0,6 МПа.

У цей же колектор подається і вентиляційний метан. З колектору газ поступає до двигунів. Оцінимо потрібну концентрацію метану. У таблиці приведена залежність теплоти згорання шахтного газу від концентрації метану:

Таблиця 3.2 - Залежність теплоти згорання шахтного газу від концентрації метану:

Концентрація метану в шахтному газі, %	30	40	50	60	70	80	90
Теплота згорання, МДж/кг	10,5	14,3	17,8	21,3	24,7	28,5	32,1

В більшості випадків концентрація метану в шахтному газі складає до 35-40%. Для використання газу як палива він повинен мати нижчу теплотворну здатність не нижче 16,0 МДж/м³, що відповідає змісту СН₄ на рівні 46%.

Для подальших розрахунків приймемо концентрацію метану 59%, що відповідає теплотворній здатності 20 376 кДж/м³. При подачі в двигун палива постійного складу спрощуються системи паливоподачі та регулювання двигуна.

3.2 Системи забезпечення функціонування двигуна

3.2.1. Система газопостачання

У даній роботі пропонується наступна схема подачі газу до двигуна. Шахтний газ, вентиляційний та дегазаційний, із декількох скважин після очищення компресорами подають у сумісний колектор в якому підтримують постійний склад суміші з концентрацію метану 59%, що відповідає теплотворній здатності 20 376 кДж/м³. При подачі в двигун палива постійного складу спрощуються системи паливоподачі та регулювання двигуна.

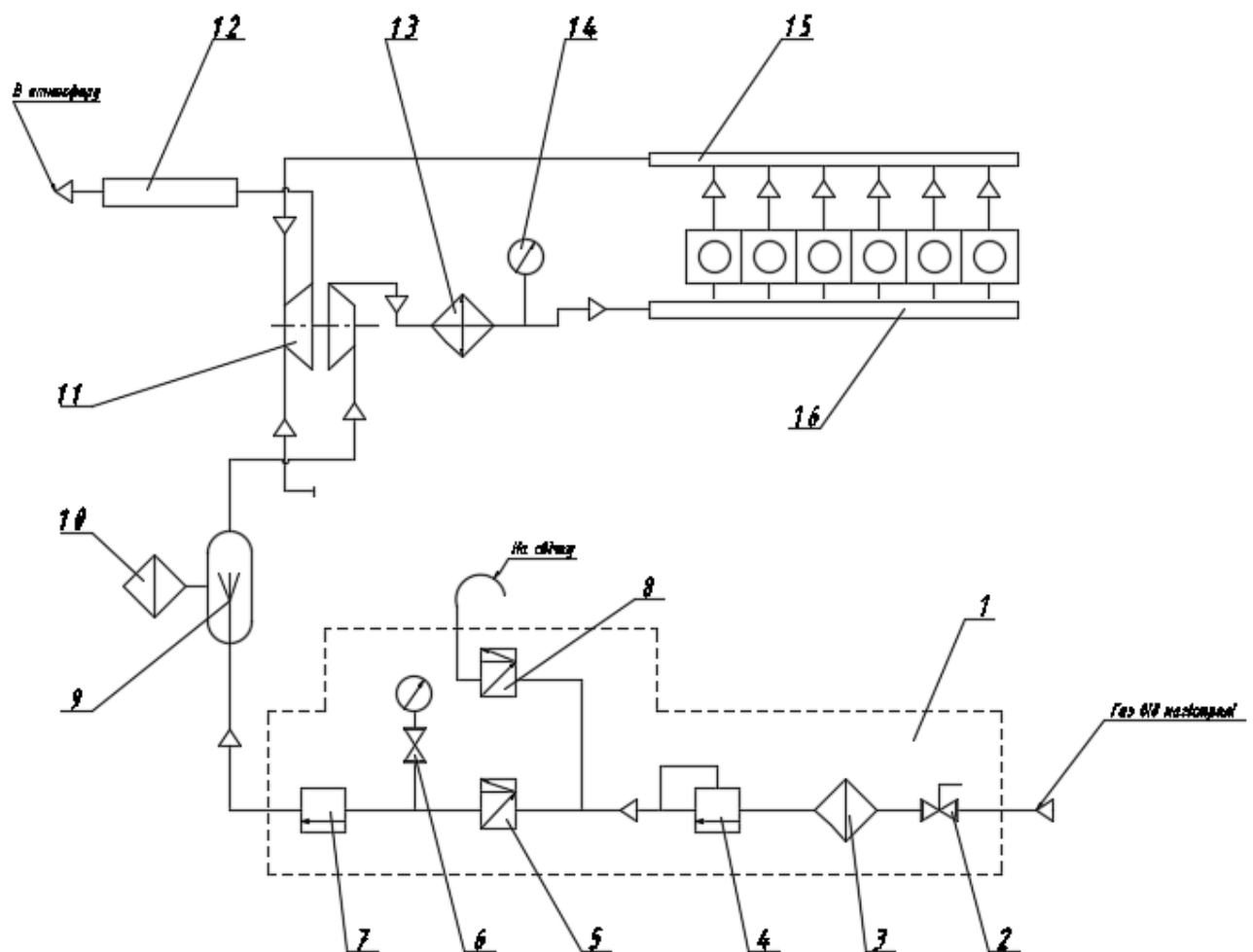


Рис. 3.5 - Система газопостачання шахтного метану

1 – блок газової апаратури; 2 – кран шаровий; 3 – фільтр газу; 4 – регулятор тиску; 5 – електромагнітний клапан; 6 – кран кнопковий; 7 – регулятор співвідношення газ/повітря; 8 – електромагнітний клапан; 9 – змішувач газу; 10 – фільтр глушник; 11 – турбокомпресор; 12 – глушник відпрацьованих газів; 13 – охолоджувач газоповітряної суміші; 14 – мановакуумметр; 15 – випускний колектор; 16 – впускний колектор.

Отримання такого палива вимагає спорудження газозбірного колектору великої місткості, що сполучає 15 - 20 свердловин з різним дебітом метану, який через дожимні компресорні станції (ДКС), поступає в колектор в якому підтримується тиск газу на рівні 0,4 - 0,6 МПа.

У цей же колектор подається і вентиляційний метан. З колектору газ поступає до компресорної станції, стискується та охолоджується і поступає в на вхід турбокомпресора а потім в колектор двигуна. Шахтний газ метан із магістральної труби через запірний клапан та фільтр подається до заспокоювача і далі до газового колектору двигуна.

3.2.2. Система подачі рідкого палива

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.

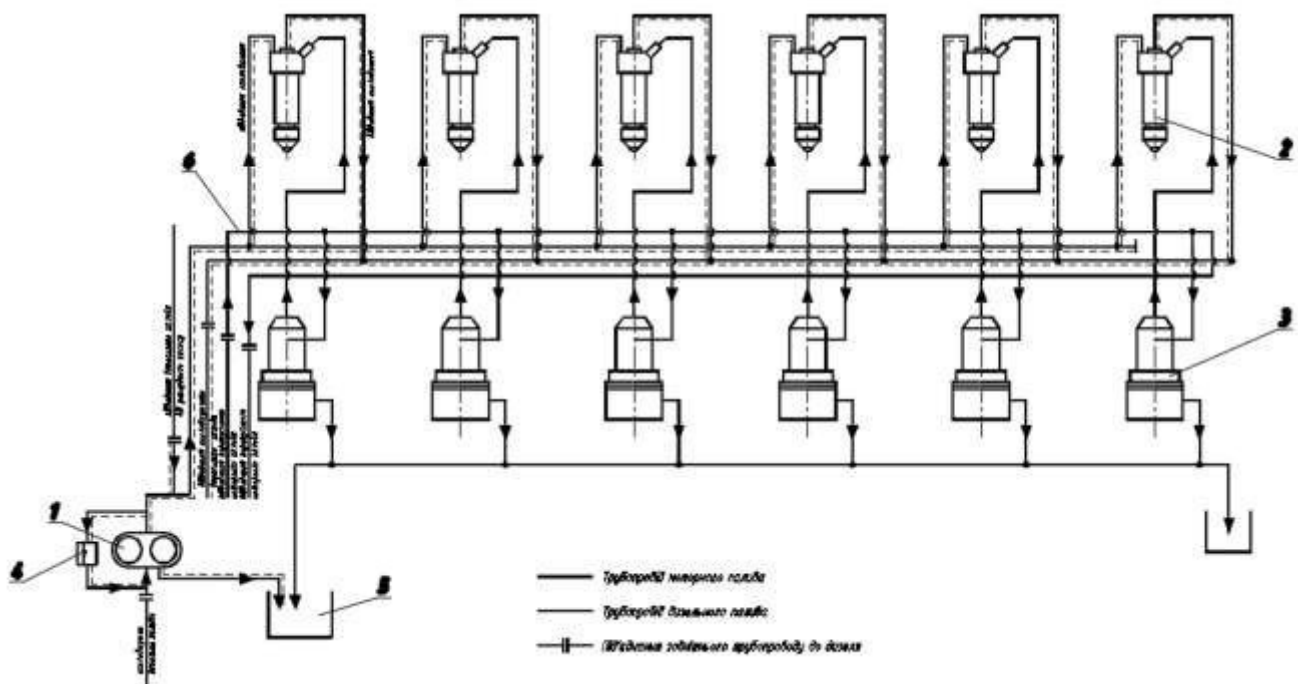


Рис. 3.6 – Система подачі рідкого палива

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

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.

3.2.3. Система охолодження

Двигун 6ЧН 36/45 охолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому колу. Прісна вода охолоджує через радіатор, проте може також охолоджувати особливо в зимовий час року через охолоджувач прісної води, у якому вона охолоджується проточною водою. Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля на різноманітних навантаженнях.

У систему охолодження входять насоси циркуляційної і проточної води, охолоджувачі повітря, води і масла, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи. Насос циркуляційної системи подає воду в трубопровід головної магістралі. Відтіля по патрубку вода надходить у порожнину охолодження блока циліндрів і по трубі в порожнину охолодження турбокомпресора. По проході в кільцевому поясі блока вода потрапляє у верхні порожнини засорочкового простору блока циліндрів. Така конструкція забезпечує підвищений прохід води в найбільше нагрітій частині блока і покращує відбір тепла.

Далі вода по переливних патрубках надходить у порожнину кришки циліндрів, а потім пройшовши через отвір перегородки направляється у верхню порожнину кришок, звідки по переливних раковинах у магістраль зливу. Потім вода потрапляє в зливальну трубу і звідти в радіатор.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

У залежності від температури води, чуттєвий елемент регулятора відкриває вікно з боку радіатора і вода надходить у корпус регулятора, де мішається з водою, що надходить із дизеля, у такий спосіб підтримуючи температуру води на виході з терморегулятора постійної, потім охолоджена і змішана вода по трубі надходить у насос.

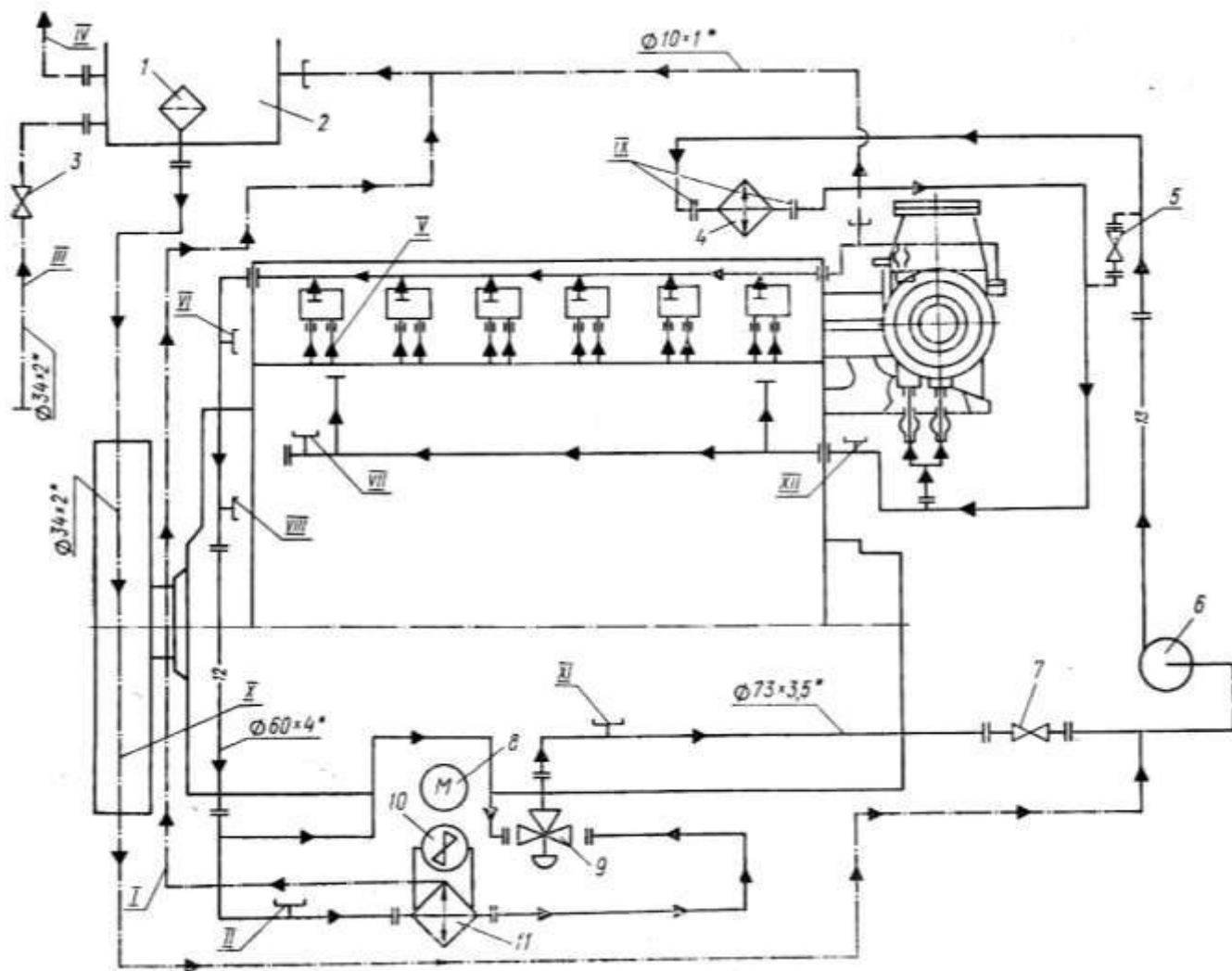


Рис 3.7 - Схема системи охолодження 6ГЖЧН 36/45

1- фільтр води; 2 - бачок води (розширювальний); 3, 5 - вентиль; 4 - охолоджувач повітря; 6 - насос відцентровий; 7 - клапан; 8 - електродвигун; 9 - регулятор температури; 10 - вентилятор; // - радіатор; 12 - труба зливу води з дизеля; 13 - труба підведення води до охолоджувача повітря; / - спуск повітря з радіатора; // - температура води перед РСО; /// - поповнення системи; IV - паровідвідна труба; V - охолодження кришок циліндрів; VI - температура води з дизеля (щит приладів); VII - тиск води в системі охолодження (щит приладів); VIII - температура води з дизеля (аварійна сигналізація); IX - заглушки відключення охолоджувача повітря; X - поповнення водою системи дизеля; XI - о температура води в дизель після РСО; XII - тиск води в дизель (аварійна сигналізація);

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ

Аркуш

73

На трубі встановлений зворотний клапан, що забезпечує напрямок потоку води при нагріванні дизеля. Повітря і пар накопичують у системі при роботі дизеля, відводяться у водяний бачок по трубах. Ці труби з'єднуються з водяною порожниною магістралі зливу. Циркуляційний контур і розширювальний бак складають замкнутий контур, заповнений прісною водою. На баку для контролю за рівнем води встановлені стекла з нанесеними на них мітками. Через трубу на розширювальному бачку внутрішній контур з'єднується з атмосферою.

За рівнем води встановлені стекла з нанесеними на них мітками. Через трубу на розширювальному бачку внутрішній контур повідомляється з атмосферою. Проточна вода всмоктується насосом і по трубі потрапляє в охолоджувач повітря. Пройшовши через охолоджувач повітря вода по трубі потрапляє в охолоджувач масла і води. Водяні насоси відцентрові з робочим насосом закритого типу. Поверхню робочого колеса емалюють для зменшення втрат на тертя.

При об'єднаній системі охолодження декількох дизелів можуть бути використані спільні водяні насоси, охолоджувачі води і розширювальної ємкості. Прогрів дизеля перед пуском і масла в баку роблять з гарячого резерву через клапани керування.

3.2.4 Система мащення

Система змащення дизеля - примусова, двоконтурна, комбінована під тиском і розбризкуванням із додатковою ємкістю.

У систему змащення входять: прийомний масляний фільтр, масляний насос, фільтр грубого очищення масла, фільтр повнопоточний, охолоджувач масла, ручний насос, центрифуга, агрегат передпускового прокачування масла, система трубопроводів. Під час роботи дизеля система забезпечує безперервне надходження масла по всіх тертьових деталях і вузлах, крім направляючих коромисел, клапанів і шарнірів, штанг, змащення яких здійснюється вручну.

Масло з фундаментної рами через прийомний фільтр засмоктується відкачувальною секцією масляного насосу, і надходить по трубі в центрифугу. При

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

підвищенні рівня в баку, масло по переливній трубі зливається у фундаментну раму двигуна. З бака масло забирається нагнітальною секцією масляного насоса і подається в головну магістраль, пройшовши попередньо фільтр грубого очищення, охолоджувач масла і фільтр повнопоточний.

Клапан призначений для запобігання влучення масла в агрегат передпускового прокачування масла.

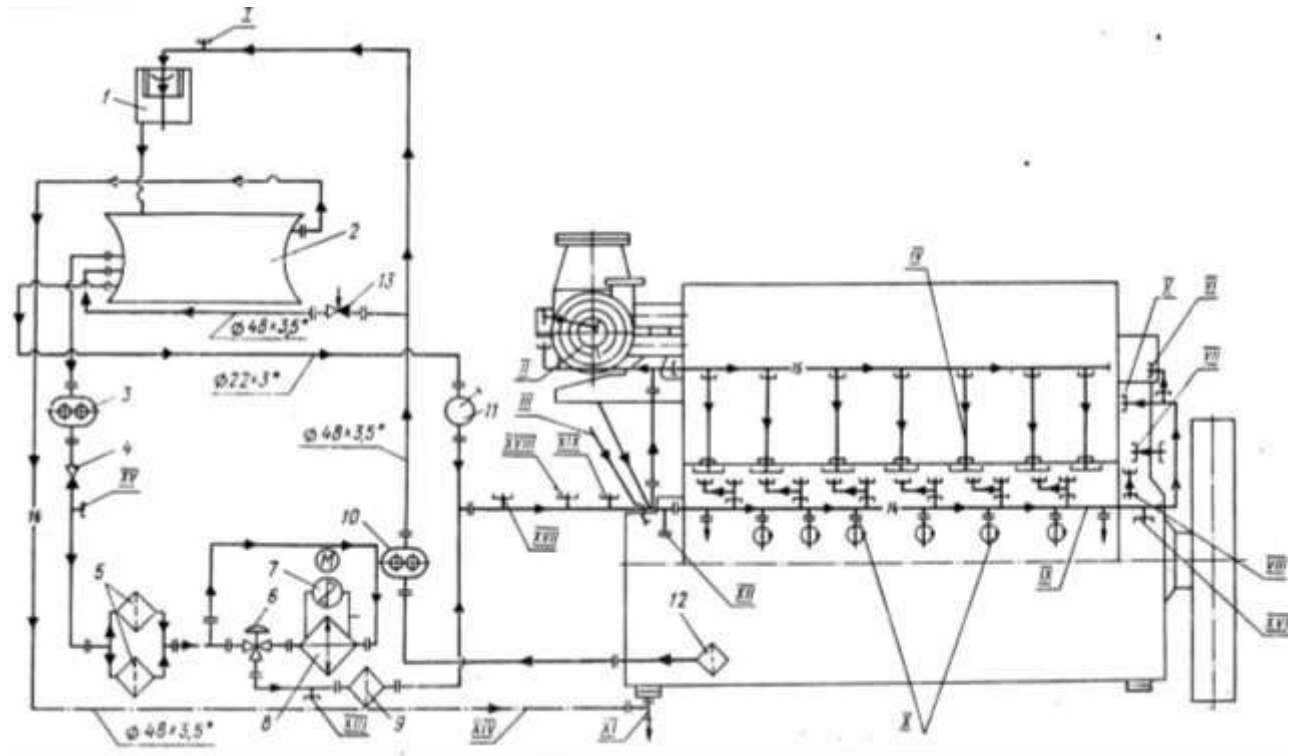


Рис. 3.8 - Схема радіаторної системи змащення:

1 - центрифуга; 2 - бак олії; 3, 10 – двосекційний масляний насос; 4 - клапан безповоротний; 5 - фільтр грубого очищення мастила; 6 - регулятор температури мастила; 7 - вентилятор; 8 - радіаторний блок охолодження; 9 - фільтр повнопотоковий мастила; 11 - насос мастила РН-20; 12 - фільтр; 13 - вентиль; 14 - магістраль головна; 15 - труба; 16 ~ труба переливна;

I - тиск олії перед центрифугою; II - змащення підшипників ТК-23; III - зливши олії з підшипників ТК-23 у раму дизеля; IV - і змащення підшипників розподільного валу, приводів, паливних насосів, приводів усмоктувальних і випускних клапанів; V - змащення шестірень та розподільного валу; VI - змащення приводу регулятора швидкості; VII - змащення приводу тахометра; VIII - змащення проміжної шестірни; IX - додаткове змащення втулок циліндрів дизеля; X - змащення корінних шатунних підшипників і охолодження поршнів дизеля; XI - зливши олії з рами дизеля; XII - змащення шестірень підшипників насосів води; XIII - тиск олії після фільтра (щит приладів); XIV - зливши олії з бака в раму; XV - тиск олії до фільтра (щит приладів); XVI - тиск олії в дизелі (щит приладів); XVII - температура олії в дизель (щит приладів); XVIII - тиск олії в дизель (сигналізація); XIX - температура олії в дизель (сигналізація);

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ

Аркуш

75

У залежності від температури масла, дошкульний елемент регулятора відкриває вікно з боку охолоджувача і масло надходить у корпус, де мішається з маслом що надходить з баків, підтримуючи постійну температуру на виході з регулятора температури. Потім масло надходить у головну магістраль.

Клапани призначені для направленою потоку масла при передпусковому прокачуванні в потрібному напрямку. З головної магістралі по трубах масло надходить до корінних підшипників, відкілья по каналах у шийках і щоках колінчатого валу і шатунних підшипників, і по каналах у стрижнях шатунів і головним підшипникам.

На стаціонарних дизель-генераторах із РСО система змащення має деяку відмінність від системи змащення суднових дизелів, що полягає в тім, що після фільтра 5 грубого очищення олія попадає в радіаторний блок охолодження 5 і, у залежності від температури проходить або через регулятор РТП, або минаючи його попадає в полнопоточний фільтр олії 9 і потім по трубопроводу попадає в дизель. Перед пуском дизеля система змащення прокачується насосом 11 вручну.



Рис. 3.9 – Насос ручний масляний

На стаціонарних дизель-генераторах із РСО відсутні: автоматичне прокачування дизеля олією, охолоджувач олії, роль якого виконує радіаторний блок охолодження.

3.3 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.3.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧН 36/45
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 1200$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 500$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.015$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

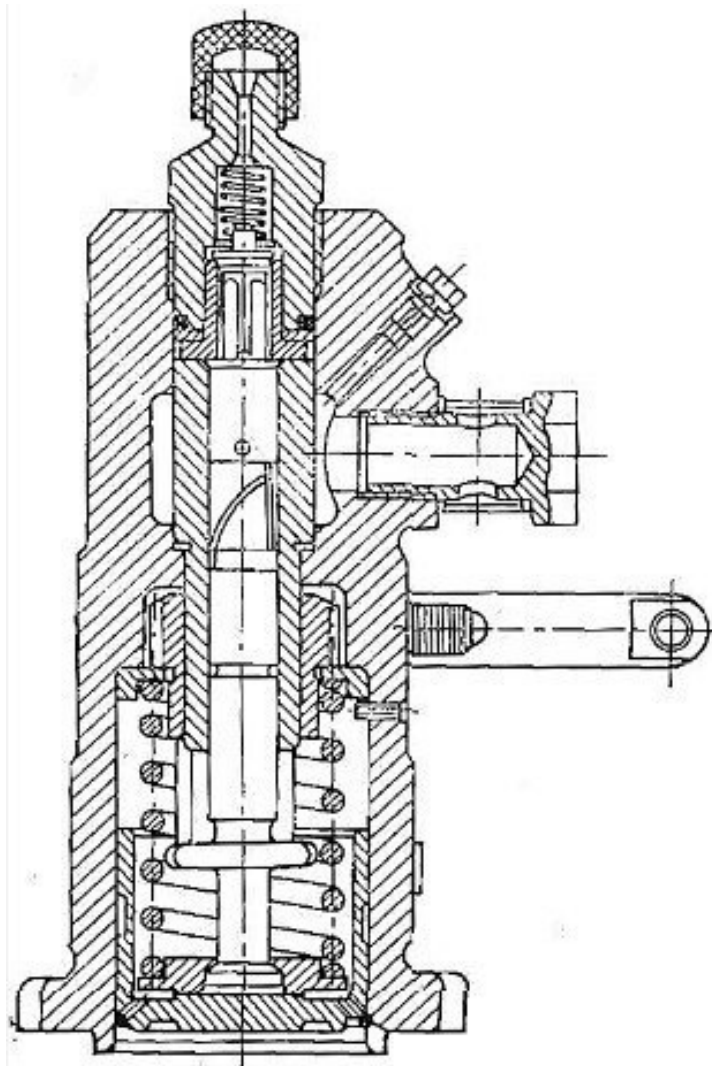


Рис 3.10 - Розрахункова схема ПНВТ

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{1200}{6} = 200$$

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,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{200 \cdot 0.015}{60 \cdot 250 \cdot 850} = 2.353 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 0.235$$

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] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 2.353 \times 10^{-7} = 3.059 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 0.306$$

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

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

де $k_2 = 4$ - 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] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 3.059 \times 10^{-7} \cdot 4 = 1.224 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 1.224$$

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] $k_{sd} = 1,0...1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.224 \times 10^{-6}}{1.25 \cdot \pi}} = 0.011$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 10.761$$

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

$p_c = 7.075$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 11.000$ МПа - тиск в кінці згоряння;

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

$Q_{\text{пал.мах}} = 3.059 \times 10^{-7}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

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

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

$\mu_f = 0.7$ - 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:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{7.075 + 11}{2} = 9.037$$

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

$$p_{\Phi} = 80$$

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

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (80 - 9.037) \cdot 10^6} = 408.62$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.7$

Сумарна площа соплових отворів, m^2 :

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{3.059 \times 10^{-7}}{0.7 \cdot 408.62 \cdot 8.333 \times 10^{-3}} = 1.283 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.283 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 8}} = 1.429 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.143$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.150$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано шляхи та технологічні методи отримання шахтного метану. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено особливості видобутку та застосування шахтного метану. Запропоновано заходи щодо вдосконалення системи подачі газового та рідкого палива. Описано системи двигуна та враховано внесення в них конструктивних особливостей з урахуванням конвертації дизеля на газодизельний робочий цикл. Розраховано витратні та геометричні параметри системи подачі рідкого палива з урахуванням корекції запальної порції рідкого палива та за умови переходу з дизельного газодизельний робочий цикл.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1. Загальні положення.

Зі збільшенням виробництва двигунів збільшується викид у навколишнє середовище різних, шкідливих речовин, таких як: чадний газ, окиси азоту, сажа та інші, що згубно впливає на здоров'я людини, стан живих організмів і рослин. Крім того, двигун є об'єктом підвищеної небезпеки, що пов'язане з ризиком для здоров'я, і життя. Тому при проектуванні двигуна необхідно враховувати вимоги закону «Про охорону праці», щоб забезпечити безпечну експлуатацію двигуна.

До основних небезпечних і шкідливих факторів при роботі двигуна внутрішнього згоряння відповідно до ДСТУ 12.0.003-74 відносяться:

- наявність частин, що рухаються, (шестерні, штовхачі, вали і т.д.);
- наявність трубопроводів по яких протікають гарячі рідини і відпрацьовані гази;
- шумність та наявність вібрації деталей двигуна
- викиди продуктів згоряння;
- наявність електроустаткування, що працює при напрузі 12-24 в.

4.2 Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації.

Для забезпечення безпечної та надійної експлуатації двигуна необхідно задіяти комплекс наступних заходів:

- деталі двигуна, що мають підвищену температуру, необхідно надійно ізолювати та екранувати;
- місця з'єднань трубопроводів, для підводу повітря, газів, мастила, та палива під високим тиском необхідно забезпечити надійне їх з'єднання при різних температурних режимах, для чого пропонується застосовувати прокладки, що витримують високі тиски і температуру;
- усі відкриті обертові деталі необхідно захистити щитками;

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		84

- для зниження вібрації та шуму двигуна і його агрегатів під час роботи, рекомендовано встановлювати між двигуном і рамою пружних елементів (подушок двигуна);
- за рахунок встановлення аварійно-світлової та аварійно-шумової сигналізації, забезпечити безпеку обслуговуючого персоналу;
- для зниження шумовипромінювання двигуна і його агрегатів, рекомендується встановлення глушника комбінованого типу;
- створити умови щодо забезпечення умов протипожежної безпеки;
- встановити дистанційне керування, та прилади контролю основних параметрів роботи двигуна;
- забезпечити встановлення системи очищення та нейтралізації токсичних речовин у відповідності з нормами EURO 2.

4.2.1 Безпека праці

Найбільш тепло напружені деталі охолоджуються рідиною з системи охолодження, випускні колектори теплоізолюються. На застосовані з'єднання, що забезпечують надійне ущільнення стику і безпечне обслуговування в умовах експлуатації. Пасова передача привода водяного насоса і генератора не має захисних кожухів, що може привести до травм при експлуатації двигуна.

Двигун обладнаний датчиками, які дозволяють попередити водія при підвищенні температури води й мастила вище припустимої 95°C і 85°C , а також при падінні тиску мастила нижче припустимої величини 0.2 МПа.

Для захисту двигуна від «розносу» на паливному насосі високого тиску встановлений всережимний регулятор частоти обертання колінчатого валу двигуна.

З метою забезпечення безпеки при транспортуванні і ремонті двигуна на ньому є рим-болти, що використовуються для його підйому і закріплення при транспортуванні. Складальні одиниці, що підлягають частому розбиранню і зборці, забезпечують легкість і швидкість виконуваних операцій.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Пожежна безпека.

Забезпечення пожежної безпеки при експлуатації двигуна передбачає ряд наступних заходів:

- встановлення іскрогасника і глушника;
- раціональне розташування випускних колекторів, що дозволяє запобігти випадковому попаданню на них паливних речовин (палива й мастила);
- забезпечення герметичності паливо і мастилопроводів, за рахунок встановлення мідно-азбестових прокладок;
- при експлуатації двигуна необхідно передбачити місце для встановлення вогнегасника вуглекислотного ОУ-2 або порошкового типу ОП-5 відповідно до ДСТУ 12.1.004-91.

4.2.3 Виробнича санітарія

Великий вплив на самопочуття і працездатність людини робить мікроклімат. Оптимальні і припустимі значення температури, відносної вологості і швидкості прямуювання повітря в робочій зоні виробничих помешкань з урахуванням теплових надлишків, ваги виконуваних робіт і періоду року встановлені Санітарними нормами мікроклімату виробничих помешкань (СН 4088-86) і ДСТУ 12.1.005 - 76 .

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення робочих місць. Сприятливі умови зорової роботи роблять позитивний психологічний вплив на людину, сприяє зберіганню його здоров'я і працездатності в процесі праці.

У залежності від джерела світла виробниче освітлення підрозділяється на природне, сполучене і штучне.

Природне світло має значною біологічною і гігієнічну цінність для людини, тому в денний час для освітлення виробничих помешкань необхідно використовувати природне світло.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для захисту від шкідливих речовин, що утримуються в повітрі робочої зони на підприємстві застосовують комплекс організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і медико-біологічних заходів. Основними з них є:

- своєчасний контроль за утриманням шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- спеціальне підготування й інструктаж обслуговуючого персоналу;
- удосконалювання технологічних процесів і їхньої раціоналізації, у тому числі заміна шкідливих речовин нешкідливими;
- встановлення місцевої витяжної вентиляції для видалення шкідливих речовин безпосередньо від місць їхньої утворення (від вихлопних труб ДВЗ, посад зварювання і пайки, місць готування фарб і ін.);
- регулярне прибирання помешкань, що характеризуються значним виділенням пилуки;
- застосування засобів індивідуального захисту працюючих (спецодяг, захисні окуляри, дерматологічні засоби, респіратори і ін.);
- попередні і періодичні медичні огляди, профілактичне живлення і дотримання правил особистої гігієни.

4.2.4 Інженерна екологія.

З розвитком транспорту та сільськогосподарської техніки, збільшилось в значній мірі забруднення повітря відпрацьованими газами, у містах, населених пунктах і промислових районах.

Гази двигунів, що відпрацьовали, внутрішнього згоряння містять цілий ряд токсичних речовин, що неблаготворно діють на живі організми. Серед них: окис вуглецю, окисли азоту, вуглеводневі сполуки, тощо.

Крім того, двигун, є джерелом підвищеного шуму. З підвищенням рівня шуму можлива довго тривалість перебування людини в цих умовах різко скорочується.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Також двигуни забруднюють навколишнє середовище під час виготовлення, експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, що насамперед пов'язано з необхідністю зливу відпрацьованих паливо-мастильних матеріалів, та прямого контакту з двигуном під час обкатки та випробувань.

Тому основними задачами конструкторів є зниження витрати палива і зниження токсичності відпрацьованих газів, зниження рівня шуму і вібрації двигунів.

Для реалізації вищеописаних завдань, безупинно йде удосконалювання робочого процесу, конструкції органів паливоподачі та інших механізмів і деталей двигуна, пошук нових нетрадиційних схем двигунів, здійснюється конвертація двигунів для роботи на альтернативних, менш токсичних паливах, збільшується надійність деталей і механізмів, знижується трудомісткість технічної експлуатації і ремонту.

4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Проведемо наближену оцінку рівня звуку, спроектованого двигуна по емпіричній формулі:

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

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

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

$Pe = 1100 \text{ кВт}$ номінальна потужність.

$$L = [54 + 10 \cdot \lg(500 \cdot 1100 \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg(500/500)] = 92.215 \text{ дБа},$$

Зниження рівню шуму досягається шляхом встановлення гумових подушок між двигуном і рамою, а також шумоізоляцією капота і усього відсіку, де знаходиться двигун.

Трьохоктавний рівень вібрації на лапі двигуна над амортизатором визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_H \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{Pe}{M}\right)}{1 + \left(\frac{f}{M}\right)^3 \cdot \frac{M}{Pe}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{n}{n_H} \right)$$

де $M = 13000$ кг – маса двигуна;

$f = 8.3$ с⁻¹ – частота обертання;

$Pe = 1100$ кВт – потужність двигуна;

$n_H = 500$ хв⁻¹ – номінальна частота обертання;

$n = 500$ хв⁻¹ – робоча частота обертання.

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_H \cdot 1200^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{1200}{13000}\right)}{1 + \left(\frac{8.3}{13000}\right)^3 \cdot \frac{13000}{1200}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{500}{500} \right) = 87,412 \text{ дБа}$$

Для зниження рівня вібрації двигуна встановимо на двигун динамічно збалансований колінчатий вал. Плавність роботи двигуна на всіх режимах досягається правильним підбором противаг на колінчатий вал двигуна.

Для боротьби з вібраціями, переданими на раму, у місцях кріплення двигуна встановимо пружні елементи (подушки двигуна).

Рівень вібрації не перевищує допустимого відповідно до ДСТУ 2.1.012-90.

Таблиця 4.1 - Допустимі рівні вібрації

Середні частоти октавних полос, Гц	2	4	8	16	32	63
Рівень вібрації по прискоренню, дБ	112	109	110	115	121	127

4.4 Висновки по розділу.

В розділі розглянуто та описано основні небезпечні фактори, які негативно впливають на навколишнє середовище. Розглянуто та описано шкідливі фактори що з'являються під час експлуатації двигуна. Розраховано параметри шумності та вібрації для проектного двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 1200 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 36/45, за рахунок переведення двигуна для роботи на газовому паливі.

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 36/46. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи подачі палива штатного двигуна. Згідно отриманих результатів виявлено потенційні можливості щодо переведення двигуна з одного виду палива на інший. Передбачено внесення змін в системі під задані витратні характеристики та під конкретне паливо. Розраховано витратні та геометричні параметри паливного насоса та форсунки з урахуванням зменшення номінальної циклової порції дизельного палива до рівня запальної за умови переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано рішення для систем подачі рідкого та газового палива.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		90

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. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets. / Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online), pp. 921-927 (Scopus)

3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.

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

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

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

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

8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 131.61.24.07.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		91