

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 6Ч 23/30.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Мардар В.Д.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2022 р.

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

Студенту Мардару Віталію Дмитровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 6Ч 23/30»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 23/30, номінальною потужністю 330 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 23/30 (СК)

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

Консультанти розділів роботи

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

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

(підпис)

Мардар В.Д.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, згідно поставленого завдання здійснено покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

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

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

Розглянуто проблеми, пов'язані із забезпеченням подачі запальної циклової порції дизельного палива. Описано особливості будови роботи та будови акумуляторної системи подачі палива. Запропоновано акумуляторну систему подачі палива як допоміжну (запальовальну) до основної газової системи подачі. Розраховано гідравлічні параметри та параметри міцності її основних елементів.

Розглянуто основні проблеми щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища під час роботи проектного двигуна. Оцінено можливий вплив токсичних компонентів відпрацьованих газів на оточуюче середовище. Запропоновано ряд заходів для знешкодження шкідливого впливу токсичних компонентів. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна. Запропоновано заходи для зменшення шкідливого впливу шуму та вібрації на навколишнє середовище.

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

Annotation

In qualifying work, according to the task, an improvement in effective indicators of a stationary power plant, a capacity of 330 kW, designed on the basis of the prototype engine 6Ch 23/30, due to the improvement of the fuel supply system.

The object for installing the engine, which is a stationary power plant is described. The features of the engine-prototype engine are discussed and described.

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

The problems associated with the provision of inflammatory cyclic portion of diesel fuel are considered. The features of the structure of work and the structure of the battery system of fuel supply are described. The battery supply system is proposed as auxiliary (inflammatory) to the main gas system. The hydraulic parameters and the parameters of strength of its basic elements are calculated.

The main problems regarding the protection of labor and environmental protection during the projected engine are considered. The impact of toxic components of exhaust gases on the environment is evaluated. A number of measures are proposed to dispose of harmful effects of toxic components. The level of noise and vibration of the projected engine are determined. Measures are proposed to reduce the harmful effects of noise and vibration on the environment.

Keywords: stationary power plant, engine, working cycle, fuel supply system, nozzle, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування вибору генератора	6
1.2. Опис будови двигуна-прототипу.....	11
1.3 Висновки по розділу	14
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	15
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	15
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	29
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	36
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	44
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	50
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.....	52
3.1. Загальна будова та принципи роботи системи.....	52
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	58
3.4. Висновки по розділу.....	66
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	67
4.1. Загальні положення	67
4.2. Заходи для зниження шуму та вібрації проектного двигуна.....	67
4.3 Заходи для зниження рівня вібрації проектного двигуна.....	71

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Мардар В.Д.</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірів</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В.</i>						
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

4.4. Техніка безпеки під час ремонту	72
4.5. Техніка безпеки під час експлуатації двигуна	72
4.6 Висновки по розділу	73
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	75
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ГЖЧ 23/30	
Додаток 2 Специфікація Форсунка	

ВСТУП

Незважаючи на більш ніж вікову історію світового двигунобудування інтерес дослідників до проблем сумішоутворення і горіння в дизелях - найбільш поширених двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) не зменшується. Сучасна техніка пред'являє все більш жорсткі вимоги до потужносних, екологічних та економічних показників дизелів, що потребує вирішення проблем поліпшення процесів сумішоутворення і горіння.

Рішення таких серйозних завдань неможливо без використання систем подачі палива сучасного конструктивного виконання. Серед таких систем особливої уваги заслуговує акумуляторна система подачі палива Common Rail (CR).

Із початком застосування системи CR дизельний двигун суттєво покращив свої характеристики – зменшилися витрата палива, рівень шуму двигуна і токсичність відпрацьованих газів. Головною перевагою даної системи є широкий діапазон регулювання тиску палива і моменту початку впорскування, які досягаються завдяки розділенню процесів створення тиску і впорскування.

Високий тиск впорскування дозволяв підтримувати роботу двигуна на всіх режимах. Перші механічні системи мали чимало недоліків: металоємність та габарити, недостатня живучість після розгерметизації одного із з'єднань, необхідність автономної зарядки акумулятора перед запуском. Нові вимоги до систем живлення та дизельних двигунів в цілому, а саме: керування тиском, характеристики подачі пального та керування кутом випередження впорскування, нові екологічні стандарти, призвели до створення нового покоління акумуляторних паливних систем з електронним управлінням. Коригування величини циклової порції рідкого палива надає широкі можливості щодо використання CR в газодизелях в цьому і полягає **актуальність даної роботи**, адже це передбачає можливості конвертації дизельного двигуна для роботи в газорідинний.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

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

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі подачі палива та циліндрі двигуна, та їх вплив на вихідні параметри двигуна.

Предметом розгляду є проблеми пов'язані із забезпеченням точної подачі величини циклової порції рідкого та газового палива, пошук шляхів їх вирішення.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

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

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-електричні агрегати змінного струму з дизелями ряду Ч 23/30 встановлюються в якості головних і допоміжних енергетичних установок на річкових, озерних і морських судах з необмеженим районом плавання, головних енергетичних установок на плавучих кранах та на дизельних електростанціях.

Вони служать основним джерелом електроенергії для промислових підприємств, населених пунктів в районах, віддалених від центральних енергосистем, резервним джерелом живлення на підприємствах з безперервними технологічними процесами.

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.

Система охолодження - водяна двоконтурна. На вимогу споживача можлива комплектація радіаторні-вентиляторної установкою, що забезпечує повітряне охолодження агрегатів в районах, що зазнають труднощі з водопостачанням.

Загальна компоновка агрегату забезпечує хороший доступ до вузлів і деталей, які вимагають періодичних оглядів і доглядів, а також ремонтпридатність. З

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

агрегатом поставляються необхідні інструменти і пристосування, що дозволяють швидко і якісно проводити розбирання і складання вузлів.

Висока економічність агрегатів по паливу і маслу, невелика собівартість обслуговування і ремонту забезпечують мінімальну вартість одиниці виробленої енергії.

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше	80 (600)
Температура навколишнього повітря, К (° C), в межах	278 ... 323 (5..50)
Температура зовнішнього повітря, К (° C), в межах	233 ... 313 (-40 .. + 40)
Протитиск на випуску, кПа (мм вод.ст.), не більше	9,8 (1000)
Відносна вологість повітря,%, не більше	98
Температура води зовнішнього контуру на вході в дизель, К (° C), до	305 (+32)

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду загальним розміром 8 x 9 м, до її складу входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення.

Машинний зал являє собою основне робоче приміщення де розташований двигун-генератор, елементи системи пуску та електроприлади генератору. Також в машинному залі, згідно з правил безпеки, розташований порошковий автоматичний вогнегасник.

Склад горюче-змащувальних матеріалів (склад ГСМ) призначений для зберігання машинного мастила. Він розташований окремо від машинного залу.

Кабіна оператора та побутові приміщення представляють собою окреме ізольоване приміщення. Головна ціль в віддалені окремого приміщення для

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

оператора – це ізоляція від шкідливих факторів (шуму та вібрації) які виникають при роботі двигуна.

Обов'язковим для стаціонарної електростанції є аварійний вихід на випадок надзвичайних ситуацій.



Рис. 1.1 - Двигун-генератор ДГР2А

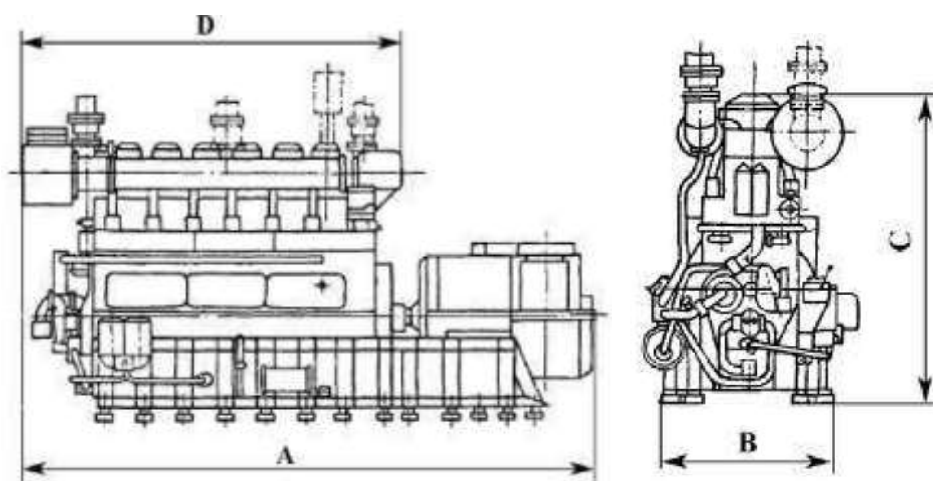


Рис. 1.2 – Види (збоку та спереду) двигунів серії Ч 23/30.

Основні габаритні параметри дизель-генераторів серії Ч 23/30 представлені в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Габаритно-монтажні розміри дизелів серії Ч 23/30

Марка агрегата ДГР	1A224/750	1A300/750	1A400/1000
А, мм	4510	5120	4950
В, мм	1460	1460	1470
С, мм	2180	2180	2200
Б, мм	3060	3525	3000
Масса, кг	9600	11000	11200

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 330$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

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

Номінальна фазна напруга, в В

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

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

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

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 330 \cdot 0.985 = 325.05$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{325.050}{0.850} = 382.412$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{382.412 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 581.015$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

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

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 382.412 \cdot 1.080 = 413.005$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{413.005 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 627.496$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 413.005 \cdot 1.1 = 454.305$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{454.305 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 690.245$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-400/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 330.

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигуни 6Ч 23/30 використовуються в якості головних суднових двигунів і для приводу генераторів змінного і постійного струму в суднових і допоміжних двигун-генераторах. Поздовжній і поперечний розрізи двигуна показані на рис. 1.3 та 1.4.

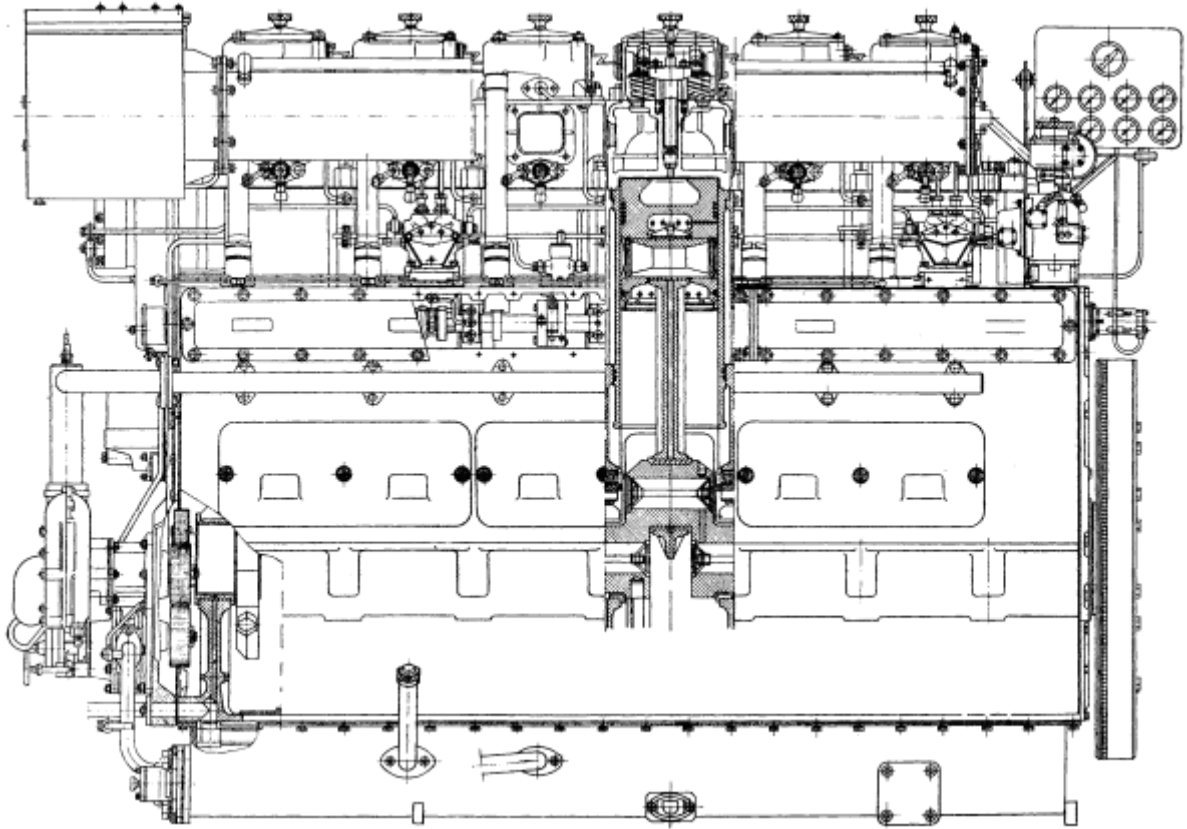


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз двигуна 6Ч 23/30

Фундаментна рама двигуна лита, чавунна. У гніздах поперечних перегородок рами розташовані ліжка корінних підшипників зі сталевими вкладишами, залитими свинцюватою бронзою. Перший від маховика підшипник упорний. Зварений піддон рами виконує функцію маслозбірника.

Блок-картер литий чавунний. У його верхній частині розміщені втулки циліндрів. На обох сторонах блоку є горизонтальні полиці для встановлення штовхачів штанг паливних насосів, розподільника повітря і регулятора частоти обертання. Нижче полиць розташовані ліжка підшипників розподільного валу.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ

Аркуш

11

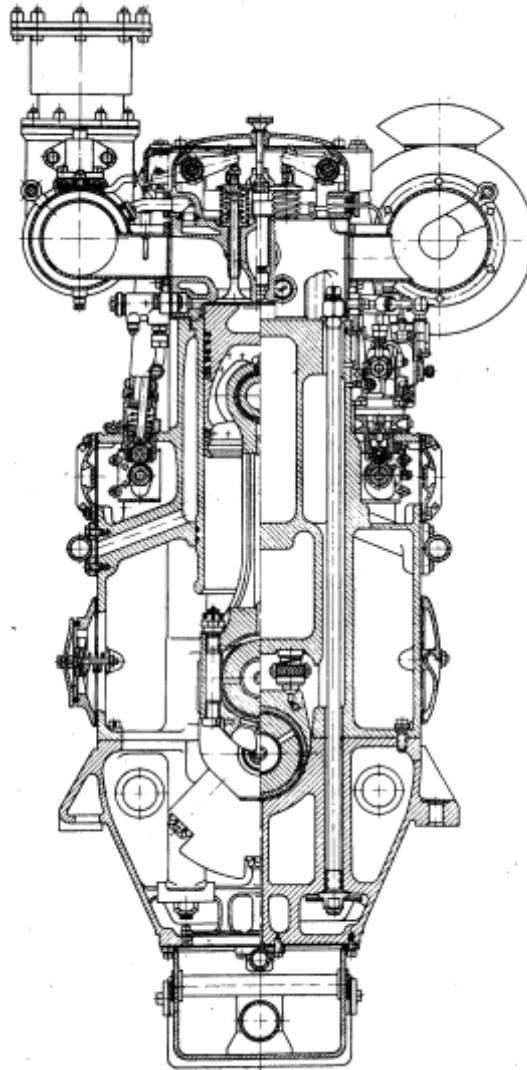


Рис. 1.4 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

Втулка циліндра лита чавунна. Ущільнення водяний порожнини втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту і мідної прокладкою, внизу - двома гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється мідної прокладкою. У кришці розміщені форсунка, два впускних, два випускних, пусковий, декомпресійний та запобіжний клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння напіврозділеного типу. На поршні встановлюються чавунні поршневі кільця: чотири компресійних і два маслосборних. Поршневий палець сталевий, цементований, порожнистий, плаваючого типу.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

Шатун штампований з легованої сталі. Стрижень - двотаврового перетину, в верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, вкладиші нижньої головки сталеві, залиті свинцювата бронзою.

Колінчастий вал штампований з легованої, стали. На передньому кінці укріплені шестерні приводу масляного і водяних насосів, на задньому кінці роз'ємна шестерня приводу розподільних валів.

В механізм газорозподілу входять два рознімних сталевих розподільних вали для впускних і випускних клапанів. Вали встановлені в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і розташовані по обидва боки блоку. У шестициліндрового дизеля вал складається з трьох окремих частин. Кулачки виконані разом з валом. На розподільному валу впускних клапанів встановлені роз'ємні кулачки для приводу паливних насосів. На другому розподільному валу встановлена шестерня приводу повітряного розподільвача.

Регулятор швидкості - одно режимний, непрямої дії, з гідравлічною системою посилення дії вимірювача швидкості, з ізодромним та жорстким зворотними зв'язками і регульованим ступенем нерівномірності. Регулятор встановлений на задній торцевій частині дизеля, з приводом від розподільного валу впускних клапанів через пару конічних шестерень.

Система мастила - циркуляційна, одноконтурна, включає в себе шестеренчастий насос з приводом від колінчастого валу, здвоєний сітчастий фільтр грубої очистки, два фільтри тонкого очищення, трубчастий холодильник масла спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи двигуна перед пуском є ручний насос, що підкачує. Заповнення піддону маслом і його відкачування здійснюється спеціальним насосом.

Система охолодження - двоконтурна, з водо-водяним охолодженням. Циркуляція прісної води в двигуні здійснюється відцентровим насосом, встановленим на передньому торці двигуна з приводом від колінчастого валу. Відцентровий самовсмоктувальний насос заборотної води прокачує воду через масляний і водяний холодильники.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Пуск дизеля проводиться стисненням повітрям. Система пуску включає: пускові балони, повітряний клапан пуску на регуляторі, розподільник повітря, пускові клапани в кришках циліндрів.

Пост управління розташовується в задньому торці дизеля. Двигун комплектується контрольно-вимірювальними приладами і набором інструментів і запасних частин, необхідних для його експлуатації.

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика двигуна 6Ч 23/30.

Назва параметру	Значення та розмірність
потужність номінальна	330 кВт
частота обертання	750 хв ⁻¹
середня швидкість поршня	7,5 м/с
питома витрата палива на номінальній потужності	0,215 кг/(кВтгод)
маса (суха)	5000 кг

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом, було розглянуто та описано будову та призначення стаціонарної електростанції, визначено параметри та обґрунтовано обрано генератор для вироблення електричної енергії, що буде працювати в парі з двигуном.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо конвертації дизельного двигуна в газодизельний без втрати номінальної потужності останнього при переході на двох паливний режим роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 330$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 15$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 1.64$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 10$
Температура відпрацьованих газів, згідно [1, ст 9], в К	$T_r = 850$
Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_{\max} = 7000$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z", згідно [1, ст 10]	$\xi_Z = 0.81$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.98$

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

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

$$Q_{н.р} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W = 0.1$ - вміст води в паливі;

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад:	у %	в об'ємних долях
Метан	CH ₄ = 93	R _{CH₄} = CH ₄ ·0.01 = 0.93
Етан	C ₂ H ₆ = 4	R _{C₂H₆} = C ₂ H ₆ ·0.01 = 0.04
Пропан	C ₃ H ₈ = 1	R _{C₃H₈} = C ₃ H ₈ ·0.01 = 0.01
Бутан	C ₄ H ₁₀ = 0.5	R _{C₄H₁₀} = C ₄ H ₁₀ ·0.01 = 0.005
Пентан	C ₅ H ₁₂ = 0.5	R _{C₅H₁₂} = C ₅ H ₁₂ ·0.01 = 0.005
Двоокис вуглецю	CO ₂ = 0.1	R _{CO₂} = CO ₂ ·0.01 = 0.001
Чадний газ	CO = 0	R _{CO} = CO·0.01 = 0
Азот	N ₂ = 0.9	R _{N₂} = N ₂ ·0.01 = 0.009
Кисень	O ₂ = 0	R _{O₂} = O ₂ ·0.01 = 0
Водень	H ₂ = 0	R _{H₂} = H ₂ ·0.01 = 0

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{к.гп} = \sum \begin{pmatrix} CH_4 \\ C_2H_6 \\ C_3H_8 \\ C_4H_{10} \\ C_5H_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} CO_2 \\ CO \\ N_2 \\ O_2 \\ H_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг рідкого палива,

V кмоль повітря /
кг палива

$$L_{0p.л} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

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

кмоль повітря /
кмоль газу показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (R_{CO} + R_{H2}) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot R_{CH4} \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot R_{C2H6} \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot R_{C3H8} \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot R_{C4H10} \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot R_{C5H12} \\ -O2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} 0.5 \cdot (0 + 0) \\ (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot 0.93 \\ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot 0.04 \\ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot 0.01 \\ (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot 0.005 \\ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Відношення маси рідкого палива що приходить на 1 кмоль спаленого газу

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

де B'_e - очікувана масова витрата рідкого палива, в $\text{кг} / \text{год}$;

$$V_{рп} = P_e \cdot b_{e.пр} \cdot \frac{\delta_{з.д}}{100}$$

$b_{e.пр} = 0.230 \text{ кг} / (\text{кВт год})$ - питома ефективна витра рідкого палива прототипа;

$\delta_{з.д} = 3 \%$ - запальна доза рідкого палива;

$$B'_e = P_e \cdot b_{e.пр} \cdot \frac{\delta_{з.д}}{100} = 330 \cdot 0.230 \cdot \frac{3}{100} = 2.277$$

$V'_e = 75 \text{ м}^3 / \text{год}$ - очікувана об'ємна витрата газу;

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 2.277}{75} = 0.68$$

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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} = 1 + 1.64 \cdot 10.107 = 17.576$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}} \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{pmatrix} = 0.68 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.139$$

Водяної пари H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{H}_2} \\ 0.5 \cdot 4 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 0.5 \cdot 6 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 0.5 \cdot 8 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 0.5 \cdot 10 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 0.5 \cdot 12 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 0.5 \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.5 \cdot 4 \cdot 0.93 \\ 0.5 \cdot 6 \cdot 0.04 \\ 0.5 \cdot 8 \cdot 0.01 \\ 0.5 \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 0.5 \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 0.5 \cdot 0.68 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.118$$

Кисню O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0\text{ГП}} \\ -q \cdot L_{0\text{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.64 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.68 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.288$$

Азоту N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} + R_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.64 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 13.104$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.139 \\ 2.118 \\ 1.288 \\ 13.104 \end{pmatrix} = 17.649$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.649 - 17.576 = 0.073$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.649}{17.576} = 1.004$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_a + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}}$$

де $T_{\text{Г}} = 310 \text{ К}$ - температура газу.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_a + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}} = \frac{293 + 1.64 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.64 \cdot 10.107} = 309.033$$

Тиск газоповітряної суміші, в кПа

$$p_{\text{см}} = p_a = 101.3$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k_d \cdot p_a$$

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

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

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

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = k_r \cdot p_a$$

де $k_r = 1.07$ - коефіцієнт опору системи випуску (1,05...1,25)

$$p_r = k_r \cdot p_a = 1.07 \cdot 101.3 = 108.391$$

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

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{309.033 + 10}{850} \cdot \frac{108.391}{15 \cdot 95.222 - 108.391} = 0.031$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,02...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\epsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{309.033 \cdot (15 \cdot 95.222 - 108.391)}{(309.033 + 10) \cdot (15 - 1) \cdot 101.3} = 0.902$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,75...0,95)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309.033 + 10 + 0.031 \cdot 850}{1 + 0.031} = 334.909$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...400)$. Розрахункове значення входить в діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.370$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 95.222 \cdot 15^{1.37} = 3890.293$$

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

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 334.909 \cdot 15^{1.37 - 1} = 912.179$$

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

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.031}{1 + 0.031} = 1.004$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0 \dots 1,01)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{7000}{3890.293} = 1.799$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,6 \dots 2,5)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.64}{1 + 0.68 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.587$$

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

$$C'_V = \left(R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \dots \right. \\ \left. + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \dots \right. \\ \left. + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + C \cdot C_{V1} + H \cdot C_{V1} + O \cdot C_{V1} \right) \cdot 4.18$$

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

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

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

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

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CH_4} \cdot C_{V3} \\ R_{C_2H_6} \cdot C_{V3} \\ R_{C_3H_8} \cdot C_{V3} \\ R_{C_4H_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{C_5H_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{CO} \cdot C_{V2} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2} \cdot C_{V2} \\ C \cdot C_{V1} \\ H \cdot C_{V1} \\ O \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:
двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.139}{17.649} = 0.065 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 6.455$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.118}{17.649} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.288}{17.649} = 0.073 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 7.297$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13.104}{17.649} = 0.742 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.248$$

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

$$C''_V = (R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.952$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_Z = \frac{\left[\frac{\xi_Z \cdot (22.4 \cdot Q_{\text{H.Г}} + q \cdot Q_{\text{H.р}})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_Z \cdot \left(22.4 \cdot Q_{\text{H.Г}} + q \cdot Q_{\text{H.р}} \right) = 0.81 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.68 \cdot 42512.38) = 714651.805$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}})] = 1.004 \cdot (1 + 0.031) \cdot (1 + 1.64 \cdot 10.107) = 18.19$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 912.179}{1.004} = 158719.365$$

$$T_Z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{714651.805}{18.190} + 158719.365}{93.952} = 2107.528$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_Z = (1800...2300)\text{К}$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.004 \cdot 2107.528}{1.799 \cdot 912.179} = 1.289$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.289} = 11.635$$

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

$$n_2 = 1.213$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7000}{11.635^{1.213}} = 356.716$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2107.528}{11.635^{1.213-1}} = 1249.583$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1249.583}{\sqrt[3]{\frac{356.716}{108.391}}} = 840.083$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_{r.п} - T_r|}{T_{r.п}} \cdot 100 = \frac{|840.083 - 850|}{840.083} \cdot 100 = 1.181$$

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

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\epsilon - 1} = \frac{3890.293}{15 - 1} = 277.878$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.799 \cdot (1.289 - 1) = 0.52$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.799 \cdot 1.289}{1.213 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.635^{1.213-1}}\right) = 4.433$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.37 - 1}} \right) = 1.71$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 277.878 \cdot (0.52 + 4.433 - 1.71) = 901.295$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 901.295 = 883.269$$

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

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } A = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.64 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.68 \cdot 4.25 \times 10^4} = 1.99 \times 10^{-5}$$

$$B = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{309.033 \cdot 883.269}{101.3 \cdot 0.902} = 2.989 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.992 \times 10^{-5} \cdot 2.989 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.495$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0.415 \dots 0.555)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної з рідким паливом

$$q_{rp} = \frac{B'_e \cdot Q_{H,p}}{(V'_e \cdot Q_{H,\Gamma} + B'_e \cdot Q_{H,p})} = \frac{2.277 \cdot 42512.38}{75 \cdot 38097.1 + 2.277 \cdot 42512.38} = 0.033$$

Питома індикаторна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$v_i = \frac{632 \cdot (1 - q_{rp})}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.033)}{0.495 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.184$$

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

$$b_i = \frac{632 \cdot q_{rp}}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.033}{0.495 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.006$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м / с

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

де $s_{пр} = 0.300$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.3 \cdot 750}{30} = 7.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

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

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 883.269 - 176.5 = 706.769$$

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

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{706.769}{883.269} = 0.8$$

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

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.495 \cdot 0.8 = 0.396$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0,40...0,52)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.184}{0.800} = 0.230$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.006}{0.800} = 0.007$$

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

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.23 \cdot 330 = 75.966$$

Похибка між наближеним та розрахованим значенням, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|75.966 - 75|}{75.966} \cdot 100 = 1.271$$

Отримане в результаті значення не перевищує допустиме $\Delta V_e < 5\%$.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 6.989 \times 10^{-3} \cdot 330 = 2.306$$

Похибка між наближеним та розрахованим значенням, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|2.306 - 2.277|}{2.306} \cdot 100 = 1.271$$

Отримане в результаті значення не перевищує допустиме $\Delta B_e < 5\%$.

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{330 \cdot 10^3}{706.769 \cdot 750} = 74.706$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{74.706}{6} = 12.451$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.23$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.300}{0.23} = 1.304 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 12.451}{\pi \cdot 1.304}} = 229.919$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 229.919 = 299.894$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 230 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} = 0.23$$

Хід поршня

$$s' = 300 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 300 \cdot 10^{-3} = 0.3$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.23^2 \cdot 0.3 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 74.786$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{706.769 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 330.351$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |330.351 - 330|}{330.351 + 330} \cdot 100 = 0.106$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{0.012}{15 - 1} = 8.903 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.012 + 8.903 \times 10^{-4} = 0.013$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.903 \times 10^{-4} \cdot 1.289 = 1.148 \times 10^{-3}$$

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.

$V(0) = 0.00089$	$p(0) = 95.222$	$V(180) = 0.01335$	$p(180) = 95.222$
$V(10) = 0.00101$	$p(10) = 95.222$	$V(190) = 0.01328$	$p(190) = 95.916$
$V(20) = 0.00136$	$p(20) = 95.222$	$V(200) = 0.01307$	$p(200) = 98.053$
$V(30) = 0.00192$	$p(30) = 95.222$	$V(210) = 0.01272$	$p(210) = 101.8$
$V(40) = 0.00268$	$p(40) = 95.222$	$V(220) = 0.01223$	$p(220) = 107.464$
$V(50) = 0.00358$	$p(50) = 95.222$	$V(230) = 0.0116$	$p(230) = 115.537$
$V(60) = 0.0046$	$p(60) = 95.222$	$V(240) = 0.01084$	$p(240) = 126.776$
$V(70) = 0.0057$	$p(70) = 95.222$	$V(250) = 0.00996$	$p(250) = 142.342$
$V(80) = 0.00681$	$p(80) = 95.222$	$V(260) = 0.00898$	$p(260) = 164.049$
$V(90) = 0.00792$	$p(90) = 95.222$	$V(270) = 0.00792$	$p(270) = 194.798$
$V(100) = 0.00898$	$p(100) = 95.222$	$V(280) = 0.00681$	$p(280) = 239.386$
$V(110) = 0.00996$	$p(110) = 95.222$	$V(290) = 0.0057$	$p(290) = 306.049$
$V(120) = 0.01084$	$p(120) = 95.222$	$V(300) = 0.0046$	$p(300) = 409.515$
$V(130) = 0.0116$	$p(130) = 95.222$	$V(310) = 0.00358$	$p(310) = 577.117$
$V(140) = 0.01223$	$p(140) = 95.222$	$V(320) = 0.00268$	$p(320) = 860.523$
$V(150) = 0.01272$	$p(150) = 95.222$	$V(330) = 0.00192$	$p(330) = 1352.941$
$V(160) = 0.01307$	$p(160) = 95.222$	$V(340) = 0.00136$	$p(340) = 2178.397$
$V(170) = 0.01328$	$p(170) = 95.222$	$V(350) = 0.00101$	$p(350) = 3277.152$

V(360) = 0.00089	p(360) = 3890.293	V(540) = 0.01335	p(540) = 356.716
V(370) = 0.00101	p(370) = 7000	V(550) = 0.01328	p(550) = 108.391
V(380) = 0.00136	p(380) = 5700.814	V(560) = 0.01307	p(560) = 108.391
V(390) = 0.00192	p(390) = 3739.25	V(570) = 0.01272	p(570) = 108.391
V(400) = 0.00268	p(400) = 2504.889	V(580) = 0.01223	p(580) = 108.391
V(410) = 0.00358	p(410) = 1758.622	V(590) = 0.0116	p(590) = 108.391
V(420) = 0.0046	p(420) = 1297.936	V(600) = 0.01084	p(600) = 108.391
V(430) = 0.0057	p(430) = 1002.924	V(610) = 0.00996	p(610) = 108.391
V(440) = 0.00681	p(440) = 806.868	V(620) = 0.00898	p(620) = 108.391
V(450) = 0.00792	p(450) = 672.276	V(630) = 0.00792	p(630) = 108.391
V(460) = 0.00898	p(460) = 577.414	V(640) = 0.00681	p(640) = 108.391
V(470) = 0.00996	p(470) = 509.226	V(650) = 0.0057	p(650) = 108.391
V(480) = 0.01084	p(480) = 459.597	V(660) = 0.0046	p(660) = 108.391
V(490) = 0.0116	p(490) = 423.334	V(670) = 0.00358	p(670) = 108.391
V(500) = 0.01223	p(500) = 397.036	V(680) = 0.00268	p(680) = 108.391
V(510) = 0.01272	p(510) = 378.449	V(690) = 0.00192	p(690) = 108.391
V(520) = 0.01307	p(520) = 366.089	V(700) = 0.00136	p(700) = 108.391
V(530) = 0.01328	p(530) = 359.018	V(710) = 0.00101	p(710) = 108.391

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 11069.314$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.107 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 888.084$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 888.084 \cdot 0.98 = 870.322$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{883.269 + 870.322}{2} = 876.796$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{883.269 - 870.322}{876.796} \right| \cdot 100 = 1.477$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_c'' = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3890.2931086708031 = 4.668 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1.0 \cdot 7000 = 7 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 95.222$	$V(\varphi_r) = 8.903 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 95.222$	$V(\varphi_d) = 0.013$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3890.293$	$V(\varphi_c) = 8.903 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7000$	$V(\varphi_z) = 8.915 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 356.716$	$V(\varphi_b) = 0.013$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.718 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.617 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.72 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.156 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 374$	$p(\varphi_{z'}) = 7 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.122 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 443.71$	$V(\varphi_{b''}) = 0.011$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 703$	$p(\varphi_{r'}) = 108.391$	$V(\varphi_{r'}) = 1.231 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 17$	$p(\varphi_{r''}) = 95.222$	$V(\varphi_{r''}) = 1.231 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 236$	$p(\varphi_{d'}) = 121.838$	$V(\varphi_{d'}) = 0.011$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.668 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.903 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 367$	$p_{zд} = 7 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 9.486 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

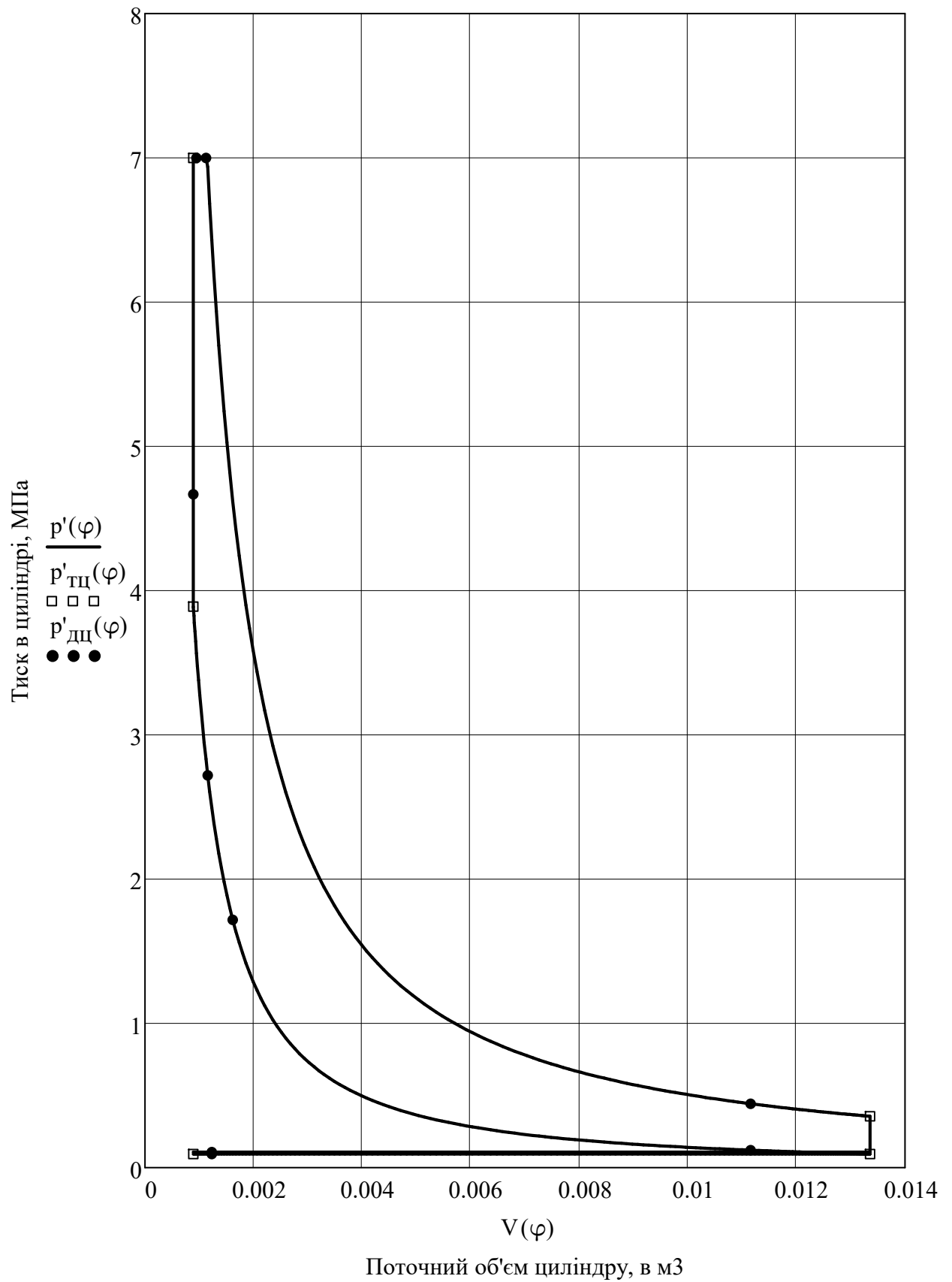


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

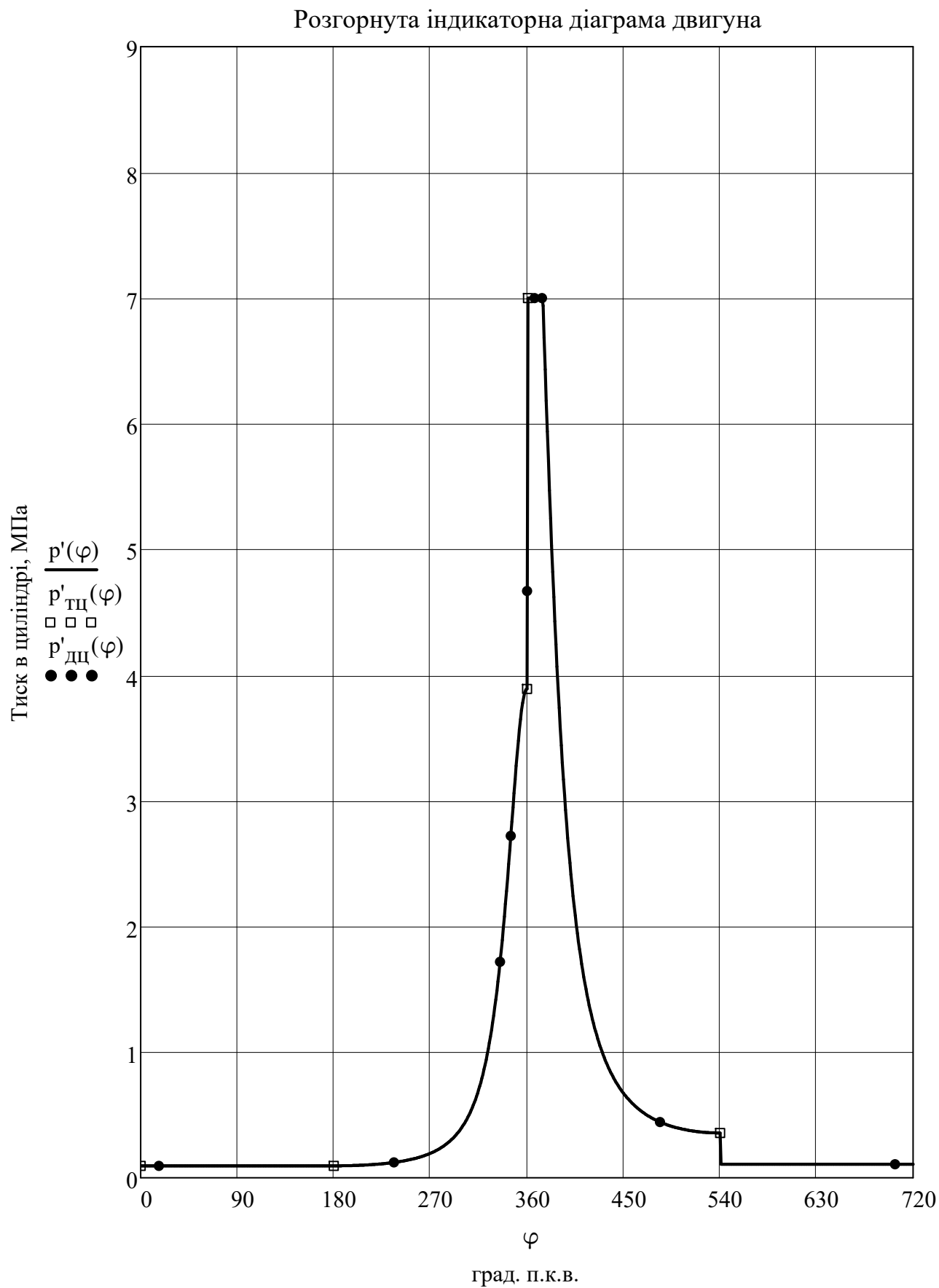


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

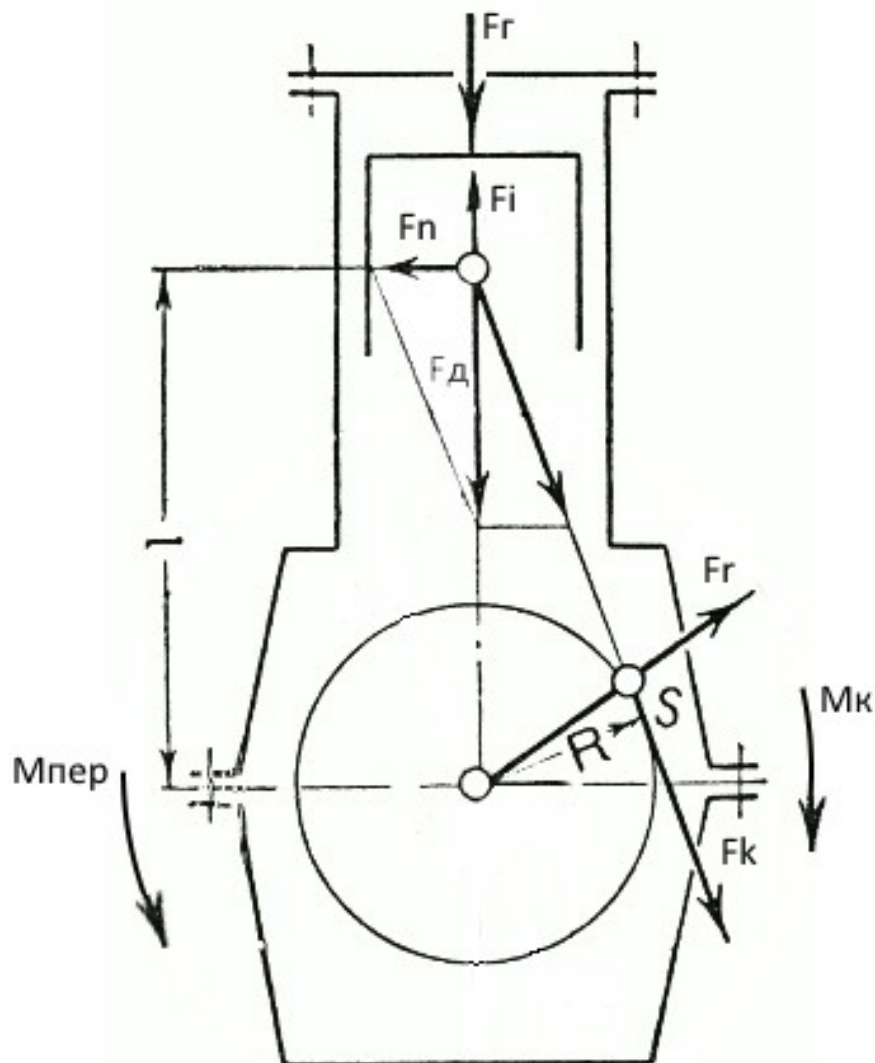


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 22.5$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 45.5$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 22.5 + \frac{1}{3} \cdot 45.5 = 37.667$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.3}{2} = 0.15$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.15}{0.256} = 0.586$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} = 0.042$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = -0.253$	$F_i(0) = -43.774$	$F_d(0) = -44.027$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.253$	$F_i(30) = -34.644$	$F_d(30) = -34.896$	$M_k(30) = -3.202$
$F_r(60) = -0.253$	$F_i(60) = -12.965$	$F_d(60) = -13.217$	$M_k(60) = -1.942$
$F_r(90) = -0.253$	$F_i(90) = 8.922$	$F_d(90) = 8.67$	$M_k(90) = 1.3$
$F_r(120) = -0.253$	$F_i(120) = 21.887$	$F_d(120) = 21.635$	$M_k(120) = 2.441$
$F_r(150) = -0.253$	$F_i(150) = 25.722$	$F_d(150) = 25.469$	$M_k(150) = 1.483$
$F_r(180) = -0.253$	$F_i(180) = 25.93$	$F_d(180) = 25.677$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.021$	$F_i(210) = 25.722$	$F_d(210) = 25.742$	$M_k(210) = -1.499$
$F_r(240) = 1.058$	$F_i(240) = 21.887$	$F_d(240) = 22.946$	$M_k(240) = -2.589$
$F_r(270) = 3.885$	$F_i(270) = 8.922$	$F_d(270) = 12.807$	$M_k(270) = -1.921$
$F_r(300) = 12.806$	$F_i(300) = -12.965$	$F_d(300) = -0.159$	$M_k(300) = 0.023$
$F_r(330) = 52.003$	$F_i(330) = -34.644$	$F_d(330) = 17.359$	$M_k(330) = -1.593$
$F_r(360) = 157.423$	$F_i(360) = -43.774$	$F_d(360) = 113.649$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 151.148$	$F_i(390) = -34.644$	$F_d(390) = 116.504$	$M_k(390) = 10.691$
$F_r(420) = 49.717$	$F_i(420) = -12.965$	$F_d(420) = 36.752$	$M_k(420) = 5.401$
$F_r(450) = 23.723$	$F_i(450) = 8.922$	$F_d(450) = 32.645$	$M_k(450) = 4.897$
$F_r(480) = 14.886$	$F_i(480) = 21.887$	$F_d(480) = 36.773$	$M_k(480) = 4.15$
$F_r(510) = 11.515$	$F_i(510) = 25.722$	$F_d(510) = 37.237$	$M_k(510) = 2.168$
$F_r(540) = 10.612$	$F_i(540) = 25.93$	$F_d(540) = 36.542$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.295$	$F_i(570) = 25.722$	$F_d(570) = 26.016$	$M_k(570) = -1.515$
$F_r(600) = 0.295$	$F_i(600) = 21.887$	$F_d(600) = 22.182$	$M_k(600) = -2.503$
$F_r(630) = 0.295$	$F_i(630) = 8.922$	$F_d(630) = 9.217$	$M_k(630) = -1.383$
$F_r(660) = 0.295$	$F_i(660) = -12.965$	$F_d(660) = -12.67$	$M_k(660) = 1.862$
$F_r(690) = 0.295$	$F_i(690) = -34.644$	$F_d(690) = -34.349$	$M_k(690) = 3.152$
$F_r(720) = 0.295$	$F_i(720) = -43.774$	$F_d(720) = -43.48$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -44.027$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.504$	$F_r(30) = -27.969$	$F_k(30) = -21.349$	$M_{пер}(30) = 3.202$
$F_n(60) = -3.005$	$F_r(60) = -4.006$	$F_k(60) = -12.949$	$M_{пер}(60) = 1.942$
$F_n(90) = 2.296$	$F_r(90) = -2.296$	$F_k(90) = 8.67$	$M_{пер}(90) = -1.3$
$F_n(120) = 4.919$	$F_r(120) = -15.077$	$F_k(120) = 16.277$	$M_{пер}(120) = -2.441$
$F_n(150) = 3.287$	$F_r(150) = -23.7$	$F_k(150) = 9.888$	$M_{пер}(150) = -1.483$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.677$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.322$	$F_r(210) = -23.955$	$F_k(210) = -9.994$	$M_{пер}(210) = 1.499$
$F_n(240) = -5.217$	$F_r(240) = -15.991$	$F_k(240) = -17.263$	$M_{пер}(240) = 2.589$
$F_n(270) = -3.392$	$F_r(270) = -3.392$	$F_k(270) = -12.807$	$M_{пер}(270) = 1.921$
$F_n(300) = 0.036$	$F_r(300) = -0.048$	$F_k(300) = 0.156$	$M_{пер}(300) = -0.023$
$F_n(330) = -2.24$	$F_r(330) = 13.913$	$F_k(330) = -10.62$	$M_{пер}(330) = 1.593$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 113.649$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 15.036$	$F_r(390) = 93.377$	$F_k(390) = 71.274$	$M_{пер}(390) = -10.691$
$F_n(420) = 8.356$	$F_r(420) = 11.14$	$F_k(420) = 36.006$	$M_{пер}(420) = -5.401$
$F_n(450) = 8.645$	$F_r(450) = -8.645$	$F_k(450) = 32.645$	$M_{пер}(450) = -4.897$
$F_n(480) = 8.361$	$F_r(480) = -25.627$	$F_k(480) = 27.666$	$M_{пер}(480) = -4.15$
$F_n(510) = 4.806$	$F_r(510) = -34.651$	$F_k(510) = 14.456$	$M_{пер}(510) = -2.168$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -36.542$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.358$	$F_r(570) = -24.21$	$F_k(570) = -10.1$	$M_{пер}(570) = 1.515$
$F_n(600) = -5.043$	$F_r(600) = -15.458$	$F_k(600) = -16.688$	$M_{пер}(600) = 2.503$
$F_n(630) = -2.441$	$F_r(630) = -2.441$	$F_k(630) = -9.217$	$M_{пер}(630) = 1.383$
$F_n(660) = 2.881$	$F_r(660) = -3.84$	$F_k(660) = 12.413$	$M_{пер}(660) = -1.862$
$F_n(690) = 4.433$	$F_r(690) = -27.531$	$F_k(690) = 21.014$	$M_{пер}(690) = -3.152$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -43.48$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

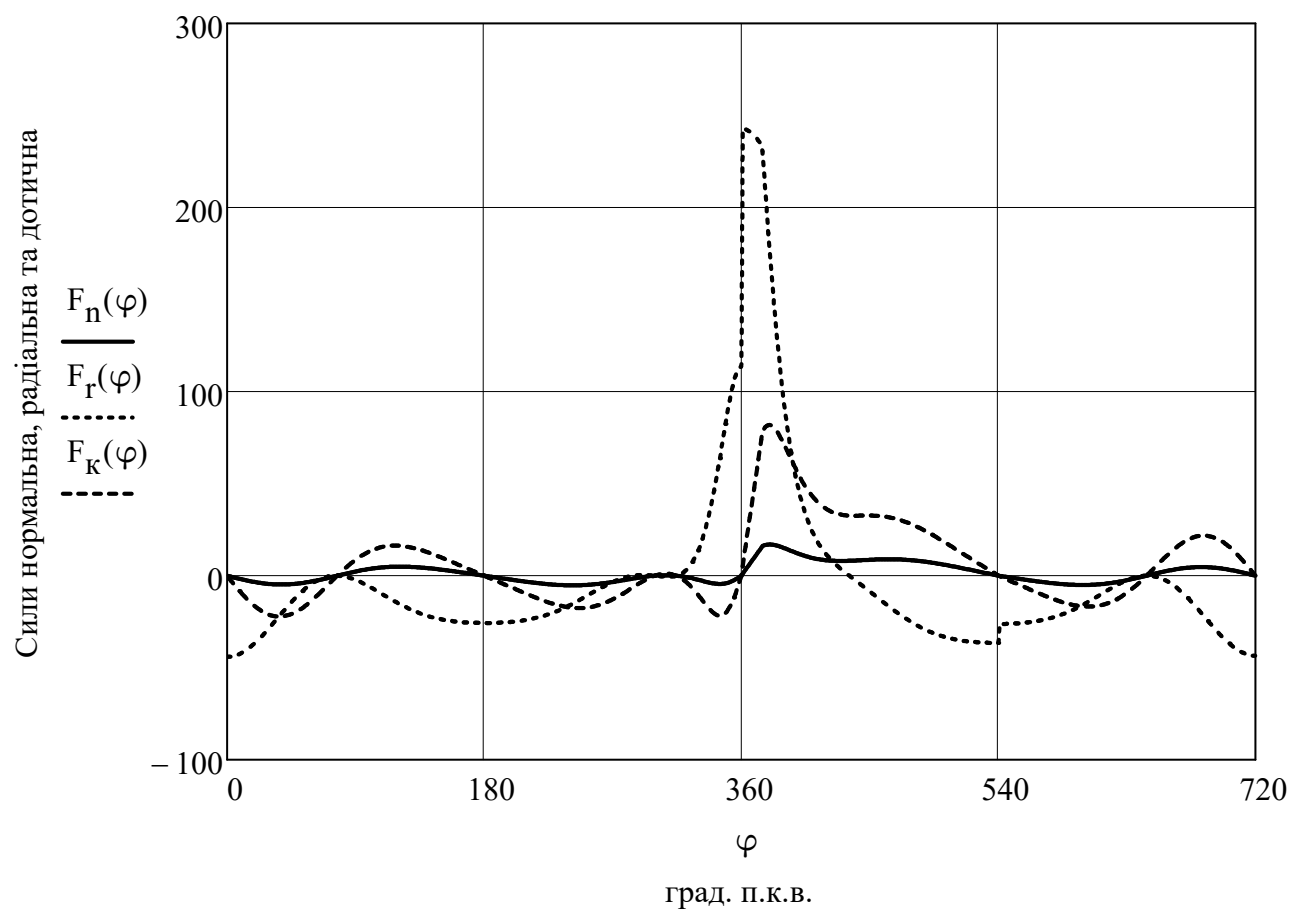
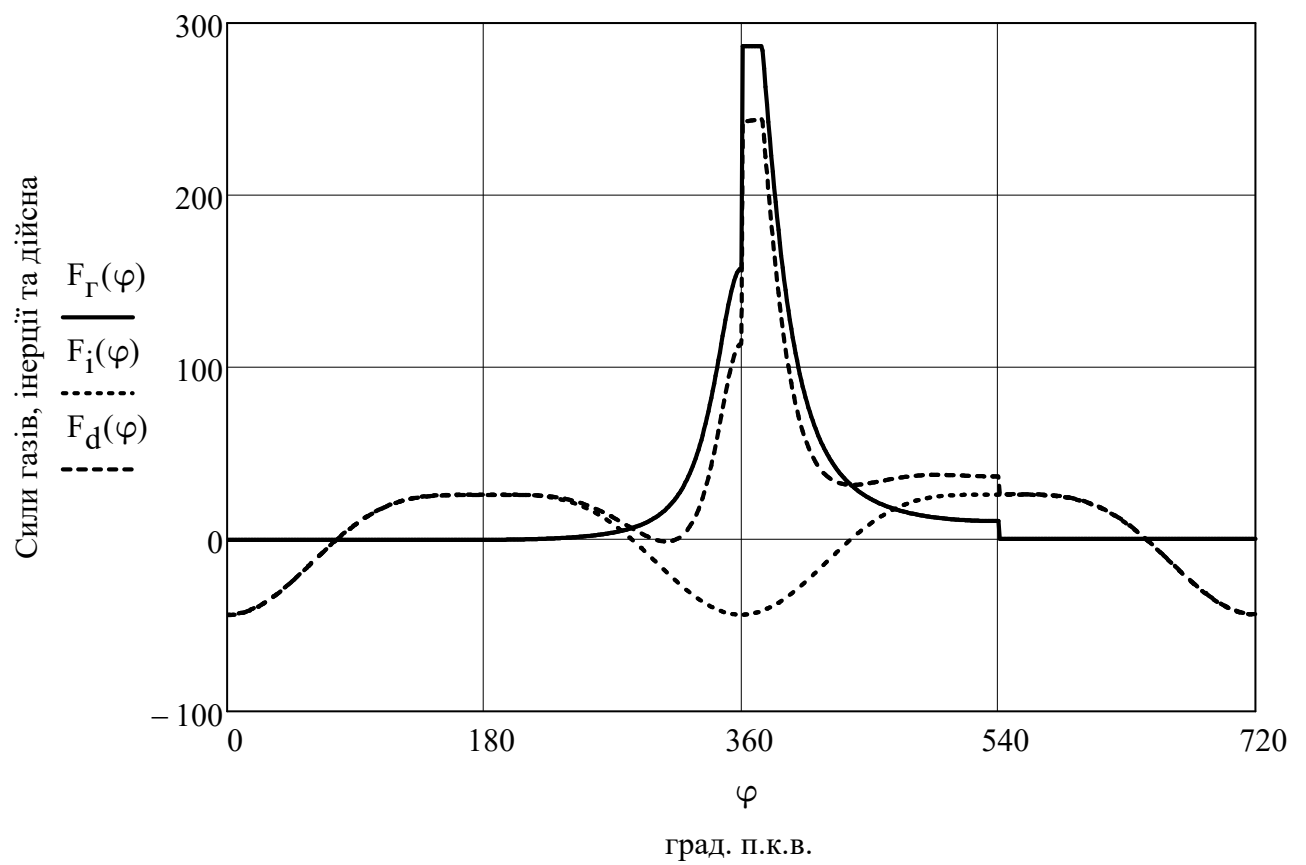


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

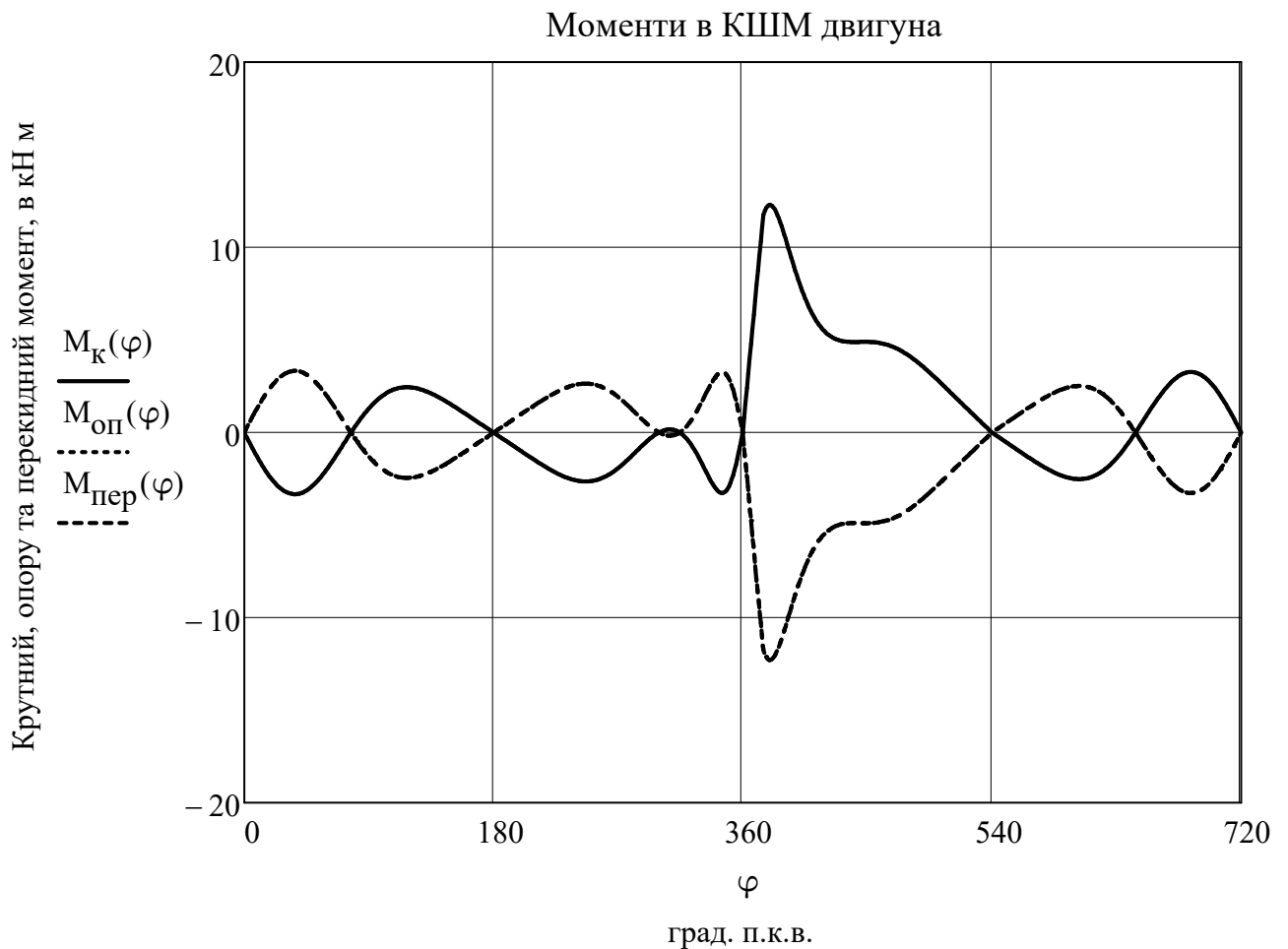


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

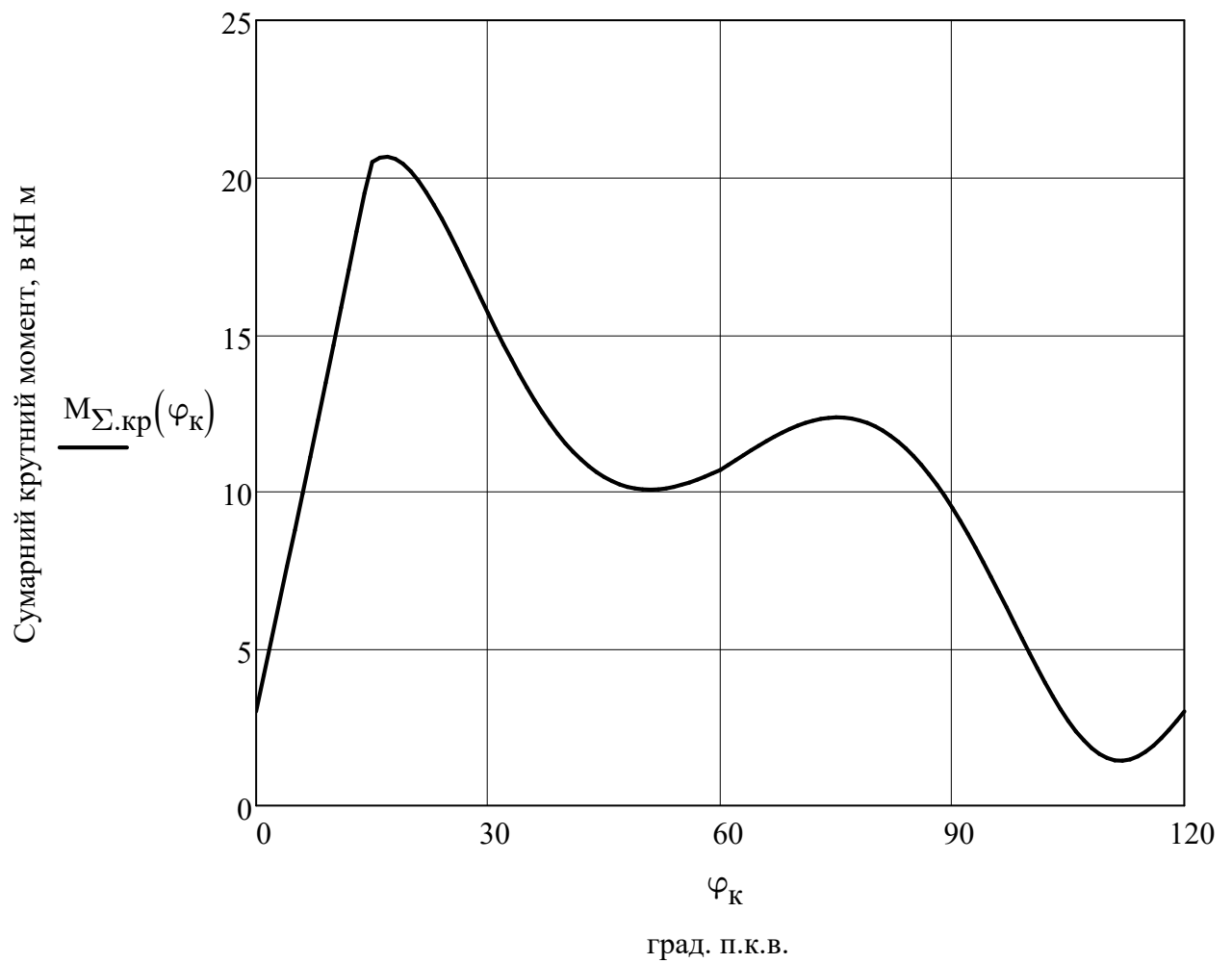


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 2.998$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 17.055$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 12.256$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 18.686$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 11.37$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 12.905$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.8$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 10.151$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.836$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 10.688$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.998$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{V_e \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{75.966 \cdot 38097.1 + 2.306 \cdot 42512.38}{3.6} = 831144.93$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 330 = 330000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{330000}{831144.93} \cdot 100 = 39.704$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 831144.930 \cdot 0.396 = 329023.551$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{330000 - 329023.551}{330000} \cdot 100 = 0.296$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

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

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

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

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

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

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.09 \\ 0.04 \end{pmatrix} \cdot 831144.93 = 108048.841$$

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

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

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

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{105.9 \cdot 0.012 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 49.499$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 49.499 = 49498.728$$

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

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

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 108048.841 + 49498.728 = 157547.569$$

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

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{157547.569 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.005$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{4.512 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.491$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.491 = 491.318$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 108048.84 + 49498.73 + 491.32 = 158038.89$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{158038.886}{831144.93} \cdot 100 = 19.015$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 850 - 273 = 577$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 334.909 - 273 = 61.909$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 577 = 33.8$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 61.909 = 29.124$$

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

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q_{рп}) = 17.649 \cdot 33.8 \cdot 577 \cdot (1 - 0.033) = 3.329 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q_{рп}) = 17.576 \cdot 29.124 \cdot 61.909 \cdot (1 - 0.033) = 3.065 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{75.966}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (332912.559 - 30650.615) = 284741.492$$

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot q_{рп} = 17.649 \cdot 33.8 \cdot 577 \cdot 0.033 = 1.128 \times 10^4$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q_{рп} = 17.576 \cdot 29.124 \cdot 61.909 \cdot 0.033 = 1.038 \times 10^3$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{2.306}{3.6} \cdot (11278.607 - 1038.399) = 6560.332$$

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

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 284741.492 + 6560.332 = 291301.824$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{291301.824}{831144.93} \cdot 100 = 35.048$$

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

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

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{883.269} \cdot 0.495 = 0.099$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.099 \cdot 831144.93 = 82166.382$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 108048.841 + 82166.382 - 158038.886 = 32176.336$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

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

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 3.218 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.268 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{4.268 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.134$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 2.134 = 2134.162$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32176.336 + 2134.162 = 34310.499$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34310.499}{831144.93} \cdot 100 = 4.128$$

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

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 831144.93 - \sum \begin{pmatrix} 330000 \\ 158038.886 \\ 291301.824 \\ 34310.499 \end{pmatrix} = 17493.722$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{17493.722}{831144.93} \cdot 100 = 2.105$$

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	$Q_{\Pi} = 831144.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 330000.0$	$q_e = 39.704$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 291301.8$	$q_{\Gamma} = 35.048$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 158038.9$	$q_B = 19.015$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34310.5$	$q_M = 4.128$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 17493.7$	$q_{HB} = 2.105$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 39.7 + 35 + 19 + 4.1 + 2.1 = 100$$

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

Таблиця 2.2 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	330	330,3	0,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	700	706,5	0,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,42	0,396	-5,7
4	Механічний ККД	η_m	-	0,791	0,8	1,1
5	Питома ефективна витрата теплоти	b_e	кДж	8307	8762	5,5
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	230	230	0,0
7	Хід поршня	S	мм	300	300	0,0

В ході даної роботи вирішувалось завдання з переводу (конвертації) дизельного двигуна для роботи по робочому циклу газодизельного двигуна. Враховуючи особливості горіння та тепловиділення газового палива, меншу ефективність та економічність газодизельного робочого циклу у порівнянні з дизелем, а відповідно і зменшення потужності при використанні газу, ставилось завдання забезпечити вихідну потужність проектного газодизельного двигуна на рівні дизельного прототипу.

Завдяки обґрунтованому вибору початкових даних, забезпечення в ході розрахунку високих показників робочого циклу, вдалося вирішити поставлене завдання і отримати номінальну потужність на заданому рівні. Так згідно отриманих результатів розрахунку, проектований двигун працюючий по газодизельному циклу має вихідну потужність на 0,3 кВт більш ніж у прототипу, що відповідає різниці у 0,1%.

Вирішення задачі з форсування було реалізовано за рахунок підводу додаткової кількості теплоти, введенням в циліндр двигуна відповідної циклової порції палива. Але треба відмітити, що це на середній ефективний тиск проектного двигуна, майже не вплинуло, і його зростання не більше 1% у порівнянні з прототипом.

Внаслідок того, що теплотворна здатність дизельного палива вища ніж у газового, то відповідно маємо і вищу витрату газового палива. В результаті розрахунку щодо визначення питомої витрати палива з урахуванням перерахунку на підведену теплоту, має її зростання для проектного двигуна на 5,5%. При цьому ефективність протікання робочого циклу проектного двигуна, внаслідок вищеописаних проблем дещо нижча ніж у прототипу, і як результат значення ефективного ККД у проектного двигуна на 5,7% менше ніж у двигуна прототипу.

В умовах горіння газоповітряної суміші в циліндрі змінюються умови змащення деталей і як наслідок умови тертя пари «гільза-поршень». Результатом цього є незначне зменшення механічних втрат двигуна, що призвело до збільшення механічного ККД на 1,1%.

В результаті обґрунтованого вибору вхідних параметрів, та завдяки правильності прийнятих рішень щодо розрахунку параметрів газорідинного робочого циклу двигуна отримано значення геометричних розмірів циліндру проектного двигуна ідентичні до прототипу.

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 даному розділі результати дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо проектного двигуна, та закладають основу для пошуку шляхів щодо вдосконалення роботи системи подачі рідкого палива при роботі по газодизельному робочому циклу.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Загальна будова та принцип роботи системи.

3.1.1 Загальна будова та принцип роботи системи CR.

Система впорскування Common Rail представляє систему впорскування палива для дизельних двигунів з акумулятором високого тиску. Термін «Common Rail» означає «загальна балка або рампа» і служить для позначення загальної паливної рампи

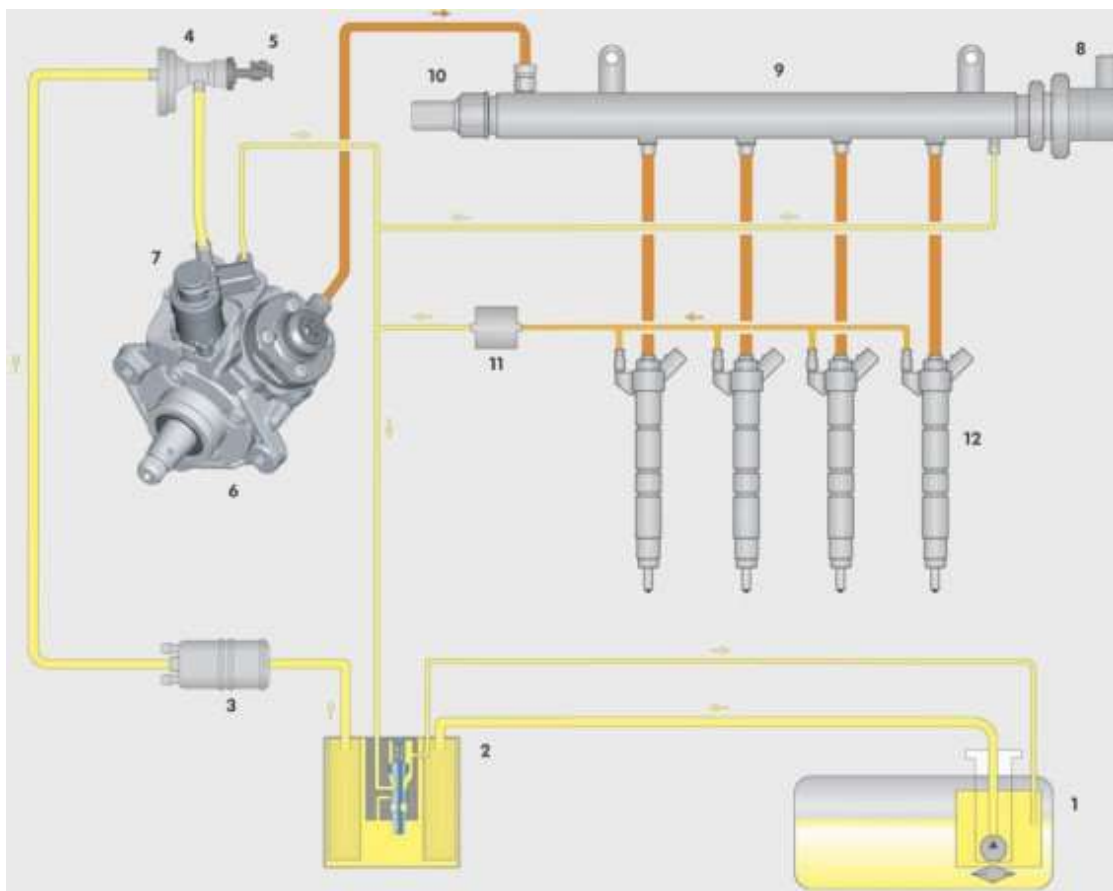


Рис. 3.1 – Схема системи Common Rail.

В систему Common Rail входять наступні елементи:

1 - Підкачувальний паливний насос, що здійснює постійну підкачування палива в напірну магістраль. 2 - Паливний фільтр з клапаном попереднього підігріву, який перешкоджає при низьких температурах навколишнього середовища засміченню фільтру кристалами парафінів. 3 - Додатковий паливний

насос, до головної функції якого є подача палива з напірної магістралі до паливного насоса. 4 - Сітчастий фільтр, що оберігає насос високого тиску від попадання сторонніх часток. 5 - Датчик температури палива, який вимірює поточну температуру палива. 6 - Насос високого тиску (ПНВТ), що створює тиск, необхідний для роботи системи впорскування. 7 - Клапан дозування палива, який регулює кількість палива, яке необхідно подати в акумулятор високого тиску. 8 - регулятор тиску палива, який підтримує тиск палива в магістралі високого тиску на заданому рівні. 9 - Акумулятор тиску (паливна рампа), що накопичує під високим тиском паливо, необхідне для впорскування в усі циліндри. 10 - Датчик тиску палива, що вимірює поточний тиск палива в магістралі високого тиску. 11 - Редукційний клапан, який підтримує тиск в зворотній магістралі форсунок системи упорскування на рівні 10 бар. 12 – Форсунки, які безпосередньо забезпечують подачу палива до циліндру.

Система впорскування Common Rail представляє систему впорскування палива для дизельних двигунів з акумулятором високого тиску. Термін «Common Rail» означає «загальна балка або рампа» і служить для позначення загальної паливної рампи як основного елементу системи.

У даній системі процес впорскування відділений від процесу створення високого тиску. Необхідна для системи упорскування високий тиск створюється за допомогою окремого паливного насоса високого тиску (ПНВТ).

Паливо, що знаходиться під високим тиском, накопичується в акумуляторі тиску (паливній рампі) і через короткі топлівопроводи високого тиску подається до форсунок.

Управління системою впорскування Common Rail здійснюється електронною системою управління двигуна.

Система впорскування Common Rail має більші можливості для регулювання тиску і параметрів впорскування відповідно до режиму роботи двигуна. Це створює хороші передумови для задоволення постійно зростаючих вимог до системи упорскування в плані поліпшення економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів і шумності двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

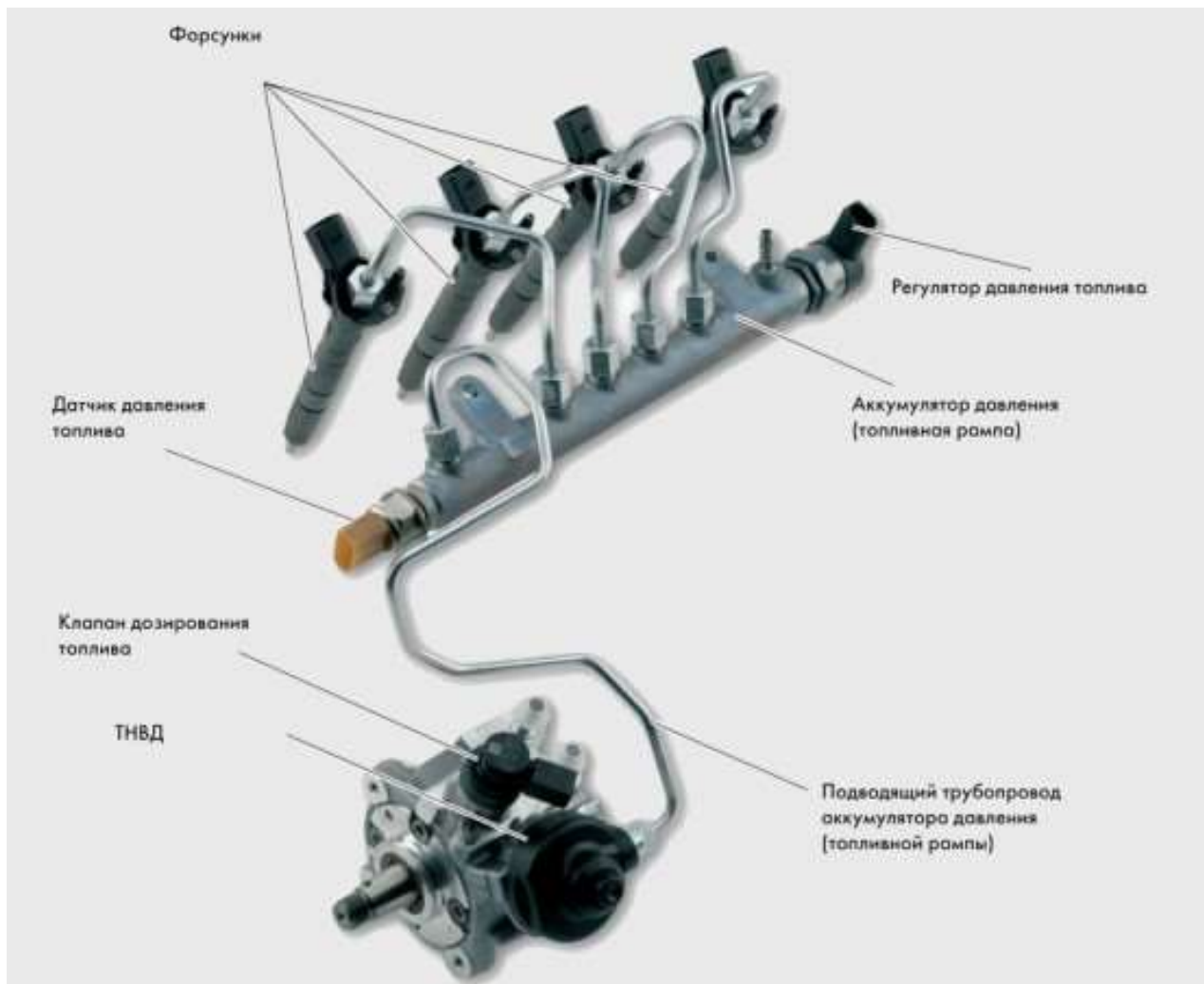


Рис. 3.2 – Основні елементи системи Common Rail

У даній системі уприскування Common Rail використовуються п'єзоелектричні форсунки.

Управління форсунками здійснюється виконавчим механізмом, заснованому на використанні п'єзoelementу. Швидкість перемикання такого механізму в багато разів вище, ніж у форсунки з електромагнітним клапаном.

Крім того, маса рухомої голки у розпилювача п'єзoeлектричної форсунки приблизно на 75% менше, ніж у форсунки з електромагнітним приводом.

Це забезпечує п'єзoeлектричним форсунок такі переваги як:

- короткий час перемикання;
- можливість зробити кілька вприсків протягом робочого такту;
- точність дозування вприскування покращується;



Рис. 3.3 – Форсунка системы Common Rail

Висока швидкість перемикаання п'єзоелектричній форсунки дозволяє гнучко і з високою точністю управляти фазами уприскування і дозувати подачу палива. Завдяки цьому управління процесом уприскування палива може здійснюється в точній відповідності з потребою двигуна в певний момент часу. За час такту може бути вироблено до п'яти окремих впрысків.

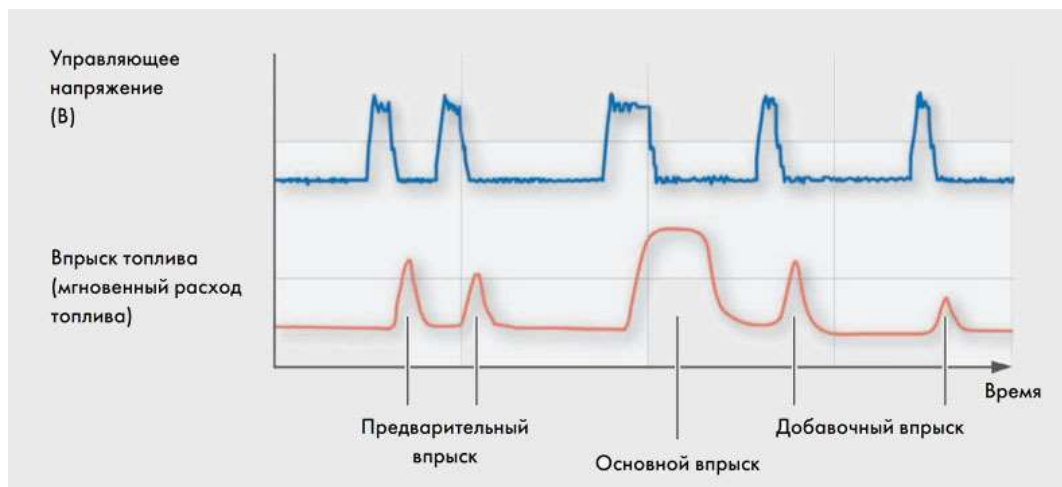


Рис. 3.4 – Імпульсограма процесу впрыскування системою Common Rail

Насос високого тиску являє собою одноплунжерний насос. Привід насоса здійснюється через зубчастий ремінь клонували з частотою, рівній частоті обертів двигуна. ПНВТ призначений для створення в паливній магістралі тиску до 1800 бар, необхідного для роботи системи уприскування. За допомогою двох кулачків, розгорнутих на приводному валу на 180° , стрибок тиску формується синхронно з уприскуванням під час робочого такту конкретного циліндра. Це забезпечує рівномірне навантаження приводу насоса і знижує коливання тиску в області високого тиску.

Для зниження тертя при передачі зусилля від приводних кулачків до плунжеру насоса між ними встановлений ролик.

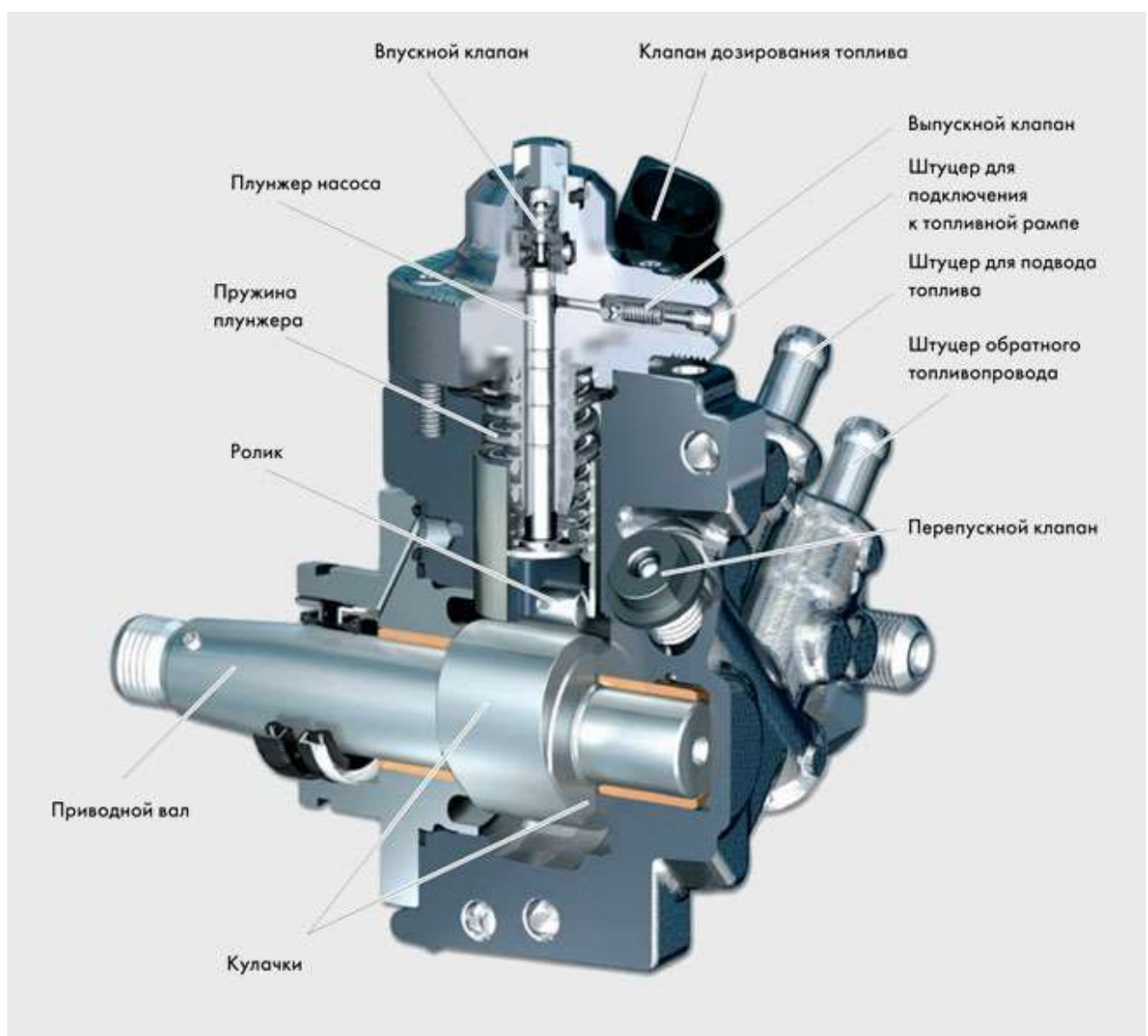


Рис. 3.5 – Паливний насос високого тиску системи Common Rail

3.1.2 Особливості будови пропонованої системи подачі палива.

Проектована система подачі палива буде встановлюватись на двох паливний двигун 6ГЖЧ 23/30 що буде працювати в складі стаціонарної електростанції. Подача палива в циліндр двигуна буде здійснюватися двома системами, де основну роль буде виконувати система подачі газового палива, а допоміжну роль, тобто подача запальної дози рідкого палива, яка буде здійснювати вже згадана вище система Common Rail.

Ця система була обрана з метою, щоб забезпечити точність подачі запальної дози на любых режимах роботи двигуна. Саме завдяки електронному керуванню процесом подачі, та відслідковуванням поточних параметрів через датчики буде реалізоване поставлене завдання.

На відміну від типової автомобільної системи, де подача палива здійснюється завдяки розподільному насосу високого тиску, в нашому випадку для цього буде використано окремі секційні насоси високого тиску, що закачують необхідний об'єм палива в паливну рампу.

Параметри паливної рампи будуть розраховані виходячи з необхідності зменшення впливу хвильових процесів та забезпечення необхідного об'єму палива. На протікання процесів будуть впливати фізико-хімічні параметри палива, серед яких ключовим є температура яка впливає на такі показники палива як густина, в'язкість та температурне розширення. Тому під час розрахунку необхідно буде врахувати її вплив.

Форсунка штифтова не охолоджувана з електронним керуванням. Принцип роботи базується на електронно-керованому гідравлічному запиранні голки під тиском палива. Під час розрахунку необхідно буде визначити часову довжину довжину імпульсу що відповідає відкритому положенню форсунки. При цьому необхідно буде врахувати що подається не номінальна а запальна доза палива.

Контроль роботи буде покладено на датчики, серед яких: датчик положення колінчатого валу, датчик температури та датчик тиску палива.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури

3.2.1 Початкові дані для розрахунку

Ефективна потужність	$P_e = 330 \text{ кВт}$
Діаметр циліндру,	$D = 0.23 \text{ м}$
Хід поршня	$S = 0.30 \text{ м}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 15$
Частота обертання колінчастого валу	$n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигунів	$\tau = 4$
Номінальна питома ефективна витрата палива	$b_e = 7 \text{ г/(кВт год)}$
Коефіцієнт наповнення	$\eta_v = 0.902$
Кількість форсунок	$i_\phi = 6$
Кут початку впорскування	$\varphi_{вп} = 25^\circ \text{ п.к.в.}$
Кутова тривалість впорскування	$\Delta\varphi_B = 35^\circ \text{ п.к.в.}$
Робочий тиск в акумуляторі Common Rail	$p_{ac} = 140 \text{ МПа}$
Густина палива	$\rho_\Pi = 860 \text{ кг/м}^3$
Крок зміни частоти обертання	$\Delta n = 200 \text{ хв}^{-1}$
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101300 \text{ Па}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_{кр} = 0.256$
Показник політропи стиску,	$n_c = 1.372$
Тиск кінця впуску,	$p_d = 95222 \text{ Па}$
Максимальний тиск згоряння,	$p_Z = 7000000 \text{ Па}$

3.2.2 Визначення додаткових величин розрахунку

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери стиску, в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0.012}{15 - 1} = 8.903 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_h + V_c = 0.012 + 8.903 \times 10^{-4} = 0.013$$

Літраж двигуна, в м³

$$V_{st} = V_h \cdot i = 0.012 \cdot 6 = 0.075 \text{ або в літрах } V_{st} \cdot 1000 = 74.786$$

Густина робочого тіла за початкових умов, в кг / м³

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

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

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

3.2.3 Визначення загальних параметрів системи CR:

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

$$b_{\Pi} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{\text{вп}}}{120 \cdot n_H \cdot i}$$

де $\delta_{\text{вп}} = 1$ - доля впорскнутого палива

$$b_{\Pi} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{\text{вп}}}{120 \cdot n_H \cdot i} = \frac{7 \cdot 330 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 0.017$$

Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм³/цикл

$$V_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^6 \cdot \delta_{\text{вп}}}{120 \cdot n_H \cdot i \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{7.330 \cdot 4 \cdot 10^6}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 860} = 19.897$$

3.2.4 Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм³

$$V_{\text{ц.з}} = V_{\text{ц}} \cdot \frac{i}{\delta_{\text{вп}}} = 19.897 \cdot \frac{6}{1} = 119.38$$

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

$$V_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot K_3$$

де $K_3 = 40$ - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V'_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot K_3 = 119.38 \cdot 40 = 4775.194$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{\text{ас}} = 10$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{\text{ас}} = \frac{4 \cdot V'_{\text{ас}}}{\pi \cdot d_{\text{ас}}^2} = \frac{4 \cdot 4.775 \times 10^3}{\pi \cdot 10^2} = 60.8$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{\text{ас}} = 250$$

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

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

де $dp = p_{\text{ас}} = 140$ МПа - тиск у внутрішній порожнині акумулятору

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

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

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 \cdot (1 - 0.001 \cdot 140) = 17478.959$$

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

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 - 1.748 \times 10^4 = 2.156 \times 10^3$$

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

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

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

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

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 \cdot (1 + 0.001 \cdot 10) = 19798.121$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм³

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 1.98 \times 10^4 - \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 = 163.166$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм³

$$V_{ac.д} = \left[\frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - \sum \left(\frac{dV_p}{dV_t} \right) \right] = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 250 - \sum \left(\frac{2155.99}{163.17} \right) = 17315.79$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору

Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

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

де $\sigma_z = 196 \text{ МПа}$ - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{\text{ст.ас}} = \frac{1}{2} \cdot d_{\text{ас}} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{\text{ас}}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{\text{ас}}}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot \left(\sqrt{\frac{196 + 0.4 \cdot 140}{196 - 1.3 \cdot 140}} - 1 \right) = 16.213$$

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

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

де $n_{\sigma.\text{ас}} = 1.35$ - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{\text{ас.р}} = \delta_{\text{ст.ас}} \cdot n_{\sigma.\text{ас}} = 16.213 \cdot 1.35 = 21.888$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{\text{г.пр}} = 12$$

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

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{ас}} \cdot d_{\text{ас}}}{2 \cdot \delta_{\text{г.пр}}} = \frac{140 \cdot 10}{2 \cdot 12} = 58.333$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

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

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

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

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

$\mu = 0.25$ - коефіцієнт Пуассона;

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

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

на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 58.333 + 3.667 = 62$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 58.333 - 3.667 = 54.667$$

3.2.5 Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

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

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.д}}{i_{c.н}}$$

де $i_{c.н} = 6$ - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.д}}{i_{c.н}} = \frac{1.732 \times 10^4}{6} = 2.886 \times 10^3$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

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

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

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2885.965}{1.25}} = 14.325$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 14$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 14 \cdot 1.25 = 17.5$$

Розрахункова площа плунжера, в мм²

$$f_{п} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14^2}{4} = 153.938$$

Активний хід плунжера, в мм

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

де $\eta_{н} = 0.92$ - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}} = \frac{2.886 \times 10^3}{0.92 \cdot 153.938} = 20.378$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм $s_{п.пр} = 22$

3.2.6 Визначення параметрів впорскування палива через форсунку

Функція відносного переміщення поршня

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

Величина поточного значення надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_H \cdot \sigma(\varphi)$$

Кут початку впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi'_{ВП} = 360 - \varphi_{ВП} = 360 - 25 = 335$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi'_{ВП}) = 0.00162$$

Кут кінця впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi''_{ВП} = 360 - (\varphi_{ВП} - \Delta\varphi_B) = 360 - (25 - 35) = 370$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{п}(\varphi''_{ВП}) = 0.00101$$

Тиск в циліндрі на момент початок впорску палива, в Па

$$p'_c = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V_{п}(\varphi'_{ВП})}\right)^{n_c} = 95222 \cdot \left(\frac{0.013}{0.002}\right)^{1.372} = 1725313.597$$

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

$$p_{c.cр} = \frac{p'_c + p_z}{2} = \frac{1725313.597 + 7000000}{2} = 4362656.798$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{п} = p_{ac} \cdot 10^6 - p_{c.cр} = 140 \cdot 10^6 - 4362656.798 = 135637343.202$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}}$$

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

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 135637343.202}{860}} = 1495.233$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм²

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

де $d_{c.o} = 0.025$ мм - діаметр соплового отвору форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} = 4.909 \times 10^{-4}$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм²

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

де $i_{o.\Phi} = 6$ - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\Phi} = 4.909 \times 10^{-4} \cdot 6 = 2.945 \times 10^{-3}$$

Часова тривалість впорску циклової порції палива, в с

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

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

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\Phi} \cdot f_{p.max}} = \frac{19.897 \cdot 10^{-3}}{0.85 \cdot 1.495 \times 10^3 \cdot 2.945 \times 10^{-3}} = 5.315 \times 10^{-3}$$

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

$$\Delta \varphi_B = \frac{\tau_{\Pi.\Pi} \cdot 360 \cdot n_H}{\tau \cdot 30} = \frac{5.315 \times 10^{-3} \cdot 360 \cdot 750}{4 \cdot 30} = 11.96$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та описано принципи роботи акумуляторної системи подачі палива CR. Розглянуто можливості щодо її застосування як допоміжної системи, що має забезпечити високу точність запальної дози для двигуна що пристосований для роботи по газодизельному циклу. Враховано необхідність виконання робіт пов'язаних з конвертацією (переведенням) двигуна на газове паливо. Виконано розрахунок основних параметрів та елементів системи подачі рідкого палива CR. Отримано в ході розрахунку величину запальної дози рідкого палива на рівні 3%.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

4.1 Загальні положення.

Охорона праці - система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

Техніка безпеки - система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих чинників.

Виробнича санітарія - система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують дію на працюючих шкідливих виробничих чинників. Небезпечний виробничий чинник - чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до травми або до іншого раптового різкого погіршення його здоров'я. До небезпечних виробничих чинників відносяться, наприклад:

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- вироби, що пересуваються;
- заготовки;
- матеріали, конструкції, що руйнуються;
- гострі кромки;
- шорсткість на поверхнях заготовок інструментів і устаткування;
- підвищена напруга в електричних ланцюгах, замикання яких на землю може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики; розташування робочого місця на значній висоті щодо землі (підлоги);
- підвищена або знижена температура поверхні устаткування, матеріалів т.і.

Шкідливий виробничий чинник - чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

До шкідливих виробничих чинників на машинобудівних заводах відносяться; підвищену запыошеність і загазованість повітря в робочій зоні; підвищена або знижена температура; відносна вологість; рухливість; барометричний тиск і ступінь іонізації повітря в цій зоні; підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці, підвищений рівень теплових, ультрафіолетових, електромагнітних і електростатичних полів, іонізуючих випромінювань в робочій зоні; відсутність і недолік природного світла; недостатня освітленість робочого місця системами штучного освітлення та т.і.

Залежно від рівня і тривалості дії шкідливий виробничий чинник може стати небезпечним. Пари і гази можуть викликати як гостре подразнення слизових оболонок органів зору, так і професійне захворювання - кон'юнктивіт.

Безпека праці - стан умов праці, при яких відсутні небезпечні і шкідливі чинники.

Небезпечна зона – простір, в якому можлива дія на працюючого небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище.

Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами(CO, CH, NO).

Картерні гази по відношенню до викидів з відпрацьованими газами складають: по CO 2-8%, CH 150-300%, NO 2%. Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де обертаються деталі, спеціальними кожухами.

4.2 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектованого двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між граничним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його граничного значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її граничного значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодинамічного (гідравлічного) походження, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110...120дБ. Він залежить від таких факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму зменшується - на 1..3 дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10 - 15дБ.

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, дБ	109	99	92	86	83	80	76

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 330^{0,55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 85,115; \text{ дБ}$$

де n_n - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

n - робоча частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

P_e - номінальна потужність, кВт.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками. Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

Конструктивні засоби направлені на зменшення шуму двигуна, передбачають зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, та застосування спеціальних механізмів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шлемів і касок у сукупності з пробками, та звукоізолюючих кабін. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції дозволяють зменшити вук на 15-20 Дб.

4.3 Заходи для зниження рівня вібрації проектного двигуна

Вібрація виникає через динамічну невідновуваність мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньгеометричні частоти октавних полос Гц	63	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню дБ	95	103	107	109	111	113	115

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Рівень вібрації для двигуна 6 ГЖЧ 23/30 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 11000$ кг;

f – частота обертання, $f = 40,0$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[\frac{750 \cdot 330 \cdot \left(\frac{1+330}{11000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{11000}{330}} + 30 \cdot \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right] = 83,584;$$

Для зниження рівня вібрацій пропонуються наступні заходи:

- врівноваження та балансування обертаючих частин двигуна;
- усунення дефектів розштанності окремих частин;
- використання динамічних гасників вібрацій;
- пружну підвіску та амортизацію (включанням проміжних засобів).

Основні заходи боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів;
- відхід від режиму резонанса (зміна маси та жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою амортизаторів.

4.4. Техніка безпеки під час ремонту.

Для правильного виконання техніки безпеки на робочому місці необхідно дотримуватись наступних правил:

- надягнути спецодяг, застібнути всі гудзики;
- підготувати своє робоче місце до роботи, перевірити роботу механічного обладнання на холостому ході;
- під час роботи дотримуватись чистоти та порядку на робочому місці;
- застосовувати гайкові ключі з губками, з відповідним розміром гайок і головок гвинтів;
- при перевірці співпадання отворів застосовувати спеціальні оправки. Не перевіряти співпадання отворів пальцями;

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації газодизельної установки і її допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- газодизельна установка і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування та інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду установки і її допоміжних механізмів;
- не дозволяється захащувати якими-небудь предметами проходи. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебиранні двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях рухомих механізмів;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від установки;
- забороняється підкачувати вручну паливо в циліндри двигуна під час його роботи;
- необхідно оберегати від ударів і пошкоджень балони стиснутого повітря;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- негайно треба усувати підтікання в паливній арматурі, паливопроводах і цистернах рідкого палива. Забороняється закривати рукою місце розриву нагнітального трубопроводу форсунки при роботі двигуна;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду. При продуванні індикаторних кранів необхідно знаходитися в стороні від струменя газів.

4.6 Висновки по розділу.

Розглянуто основні шкідливі фактори при роботі на генераторній установці. Враховано особливості роботи по газодизельному циклу та основні шкідливі чинники що пов'язані з їх роботою. Розраховано параметри шуму та вібрації для проектного двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення показників двигуна стаціонарної електростанції номінальною потужністю 330 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, якою є стаціонарна електростанція, та визначено її технічні параметри. Розглянуто та описано будову двигуна прототипу, а також принципи роботи та призначення його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та описано акумуляторну систему СР. Запропоноване в роботі рішення передбачає, що дана акумуляторна система подачі палива є допоміжною, забезпечуючи точне дозування запальної дози рідкого палива, яка в свою чергу є джерелом запалювання газового. Так згідно виконаних розрахунків запальна доза рідкого палива знаходиться в межах 3%. При цьому часова тривалість прямокутного імпульсу подачі палива дорівнює близько 0,005 с. Застосоване електронне керування процесом подачі палива забезпечує точність подачі на різних режимах навантаження двигуна.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

4. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.

5. Расчет автомобильных и тракторных даигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.

6. Ганзбург Л.Б., Федотов А.И., Проектирование электромагнитных механизмов: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 364 с., ил.

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