

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення камери згоряння.
Прототип 6Ч 23/30.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

(підпис)

Клінишков Б.Ю.

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис)

Каіров О.С.

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

_____ (підпис)
« » 2024 р.

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

Студенту Клінишкову Богдану Юрійовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення камери згоряння. Прототип 6Ч 23/30».

Керівник роботи Каіров О.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 23/30, номінальною потужністю 243 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 камери згоряння.

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. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема системи мащення (ПС)

5. Шатунно-поршнева група (СК) 6. Поршень (РК)

Консультанти розділів роботи

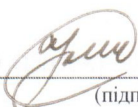
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент


(підпис)

Клінішков Б.Ю.

Керівник роботи


(підпис)

Каіров О.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення камери згоряння.

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

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

Описано паливну та систему мащення штатного двигуна, та розглянуто особливості їх роботи. Описано будови дизелів поршнів та особливостей їх роботи на різних режимах роботи. Зазначено вплив типу камери згоряння на процеси сумішоутворення та згоряння. Зазначено переваги та недоліки штатної камери згоряння. Запропоновано конструктивне рішення щодо вдосконаленої камери згоряння. Визначено геометричні та параметри міцності поршня.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, поршень, камера згоряння, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the reliability of a diesel engine for a 330 kW stationary power plant, designed on the basis of the 6C 23/30 prototype engine, by improving the combustion chamber.

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

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

The fuel and lubrication system of the standard engine are described, and the features of their operation are considered. The structure of diesel pistons and the features of their operation in different operating modes are described. The influence of the type of combustion chamber on the processes of mixture formation and combustion is indicated. The advantages and disadvantages of the standard combustion chamber are indicated. A design solution for an improved combustion chamber is proposed. The geometric and strength parameters of the piston are determined.

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

Keywords: stationary power plant, diesel engine, duty cycle, fuel system, piston, combustion chamber, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	15
1.3 Висновки по розділу	18
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	19
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	19
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 КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ	52
3.1. Будова та робота поршнів в ДВЗ	52
3.2. Розрахунок деталей поршневої групи	61
3.3. Системи забезпечення роботи двигуна	73
3.4. Висновки по розділу	87
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	88
4.1. Захист навколишнього середовища	88
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	92
4.3 Висновок по розділу	95

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Клінишков Б</i>			<i>Пояснюва-льна- за-писка-</i>	Лит.	Аркуш
Перевірив		<i>Ка-іров О.С.</i>					6
						<i>ПННІ НУК</i>	
Н. Контр.		<i>Ка-іров О.С.</i>					
За-твердив.		<i>Нестеренко</i>					

ВИСНОВКИ	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	97
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6Ч 23/30	
Додаток 3 Специфікація ШПГ	

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		7

ВСТУП

Серед перспективних напрямів удосконалення двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) на сьогодні є: зниження шкідливих викидів відпрацьованих газів, що зумовлюється постійним посиленням відповідних норм, підвищення питомої потужності та покращення паливної економічності.

Під час форсування дизеля за середнім ефективним тиском ставляться і вирішуються завдання з підвищення паливної економічності, зниження механічної та теплової навантаженості і поліпшення екологічних показників. Вирішення цих завдань більшою мірою визначається ступенем досконалості окремих процесів робочого циклу.

Велике значення мають роботи, спрямовані на забезпечення якісного сумішоутворення і згоряння в циліндрі дизеля. Це досягається шляхом вдосконалення паливоподавальної апаратури, узгодження форми паливного факела з формою камери згоряння та організації вихрового руху повітряного заряду. При цьому узгодження процесів впорскування, сумішоутворення і згоряння, станом на сьогоднішній день, вирішується переважно експериментально.

Конструкція паливної форсунки піддається ретельному аналізу на основі досліджень процесу візуалізації впорскування та розпилювання палива в камері постійного об'єму з оптичною реєструвальною системою. Можливість прогнозування розвитку та розподілу паливного факела у камері згоряння створює передумови для поліпшення показників робочого циклу дизеля і є актуальною темою.

Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю вирішення проблеми покращення ефективності робочого циклу дизеля з урахуванням факторів впливу на протікання процесів сумішоутворення.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення камери згоряння.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути, проаналізувати та описати паливну та систему мащення штатного двигуна. Визначити проблеми пов'язані з процесами сумішоутворення в циліндрі двигуна під час експлуатації дизеля. Запропонувати конструкторське рішення щодо вдосконалення камери згоряння. Визначити геометричні та параметри міцності поршня. Розрахувати параметри для запропонованого конструкторського рішення щодо заміни камери згоряння. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, та їх вплив на протікання процесів сумішоутворення в дизельному двигуні.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи дизельного двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції за рахунок вдосконалення камери згоряння.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

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 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		10

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 (° С), в межах	278 ... 323 (5..50)
Температура зовнішнього повітря, К (° С), 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 (° С), 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 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		11



Рис. 1.1 – Двигун 6Ч 23/30 в якості силового агрегату для генератору ДГР2А

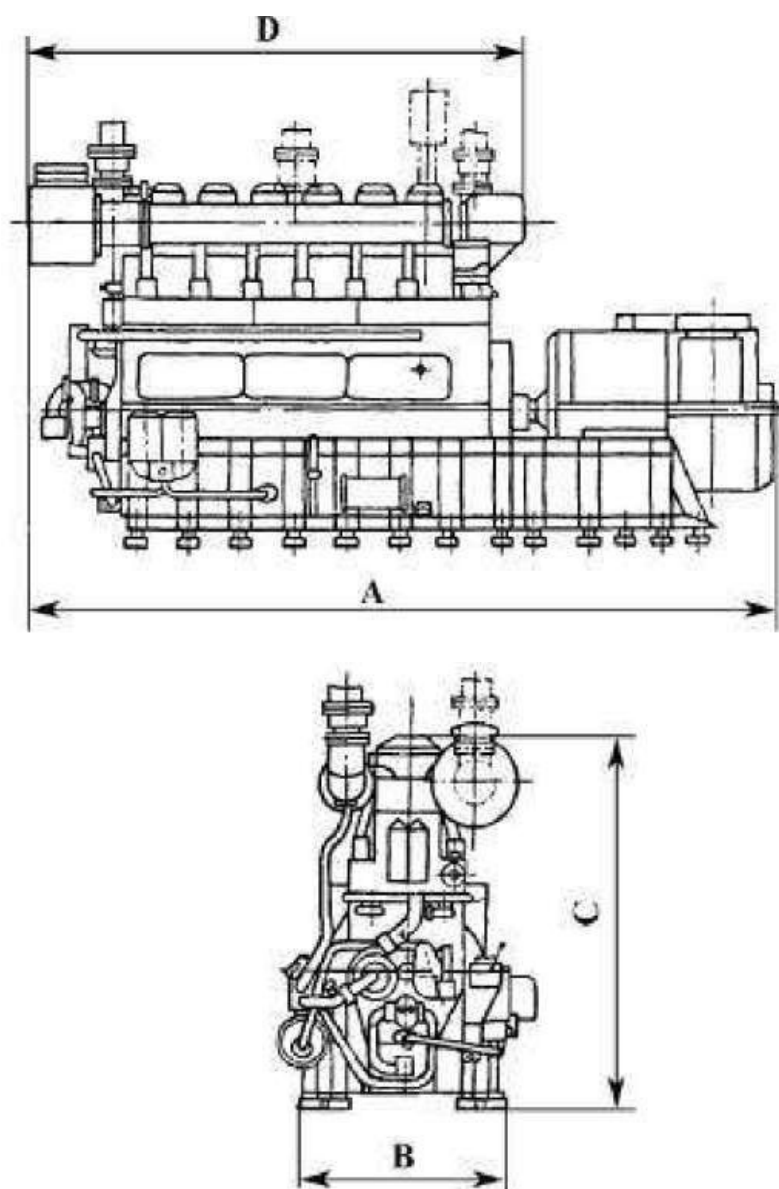


Рис. 1.2 – Види (збоку та спереду) двигунів серії Ч 23/30.

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.

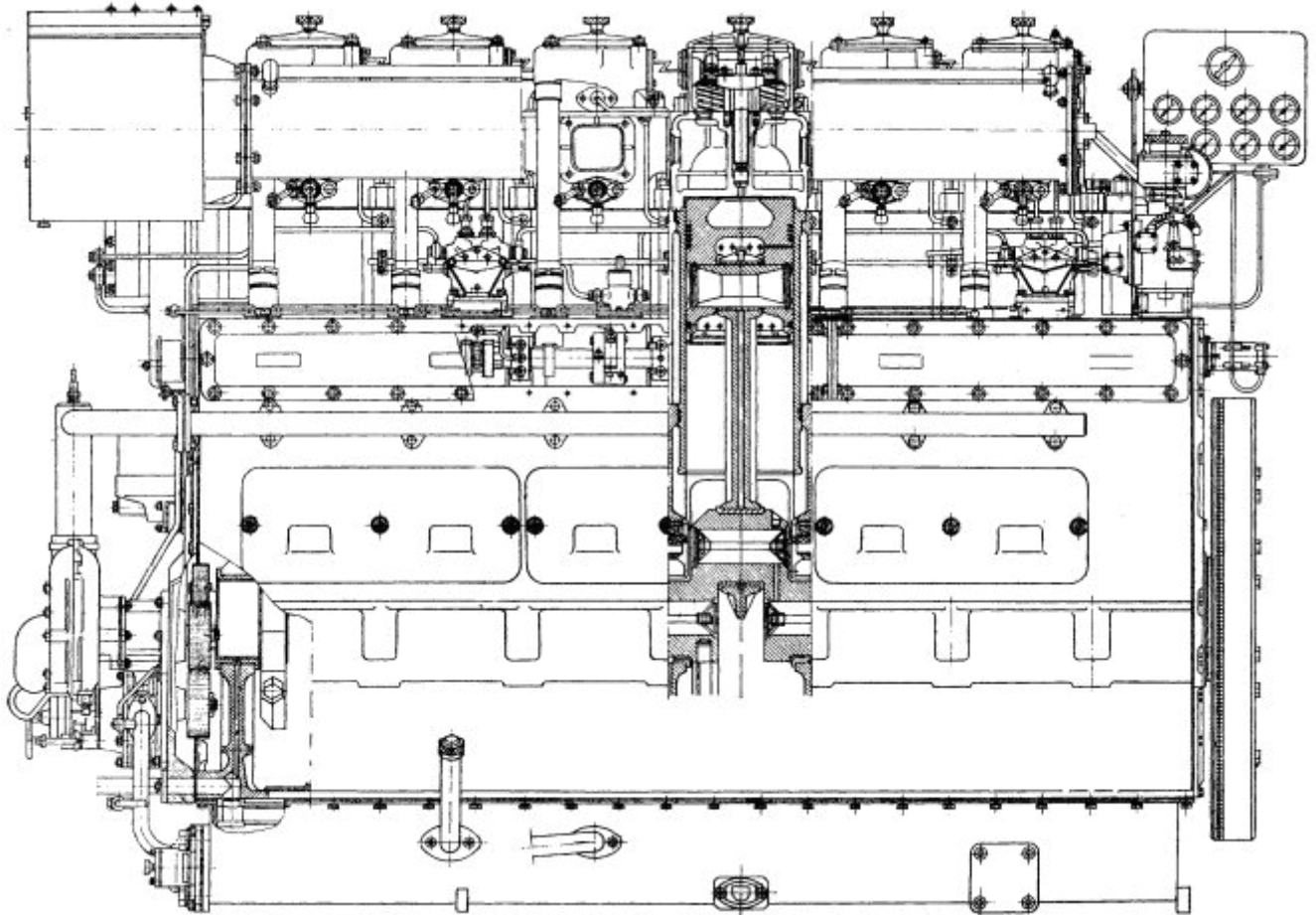


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз двигуна 6Ч 23/30

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 маслосбірника.

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.

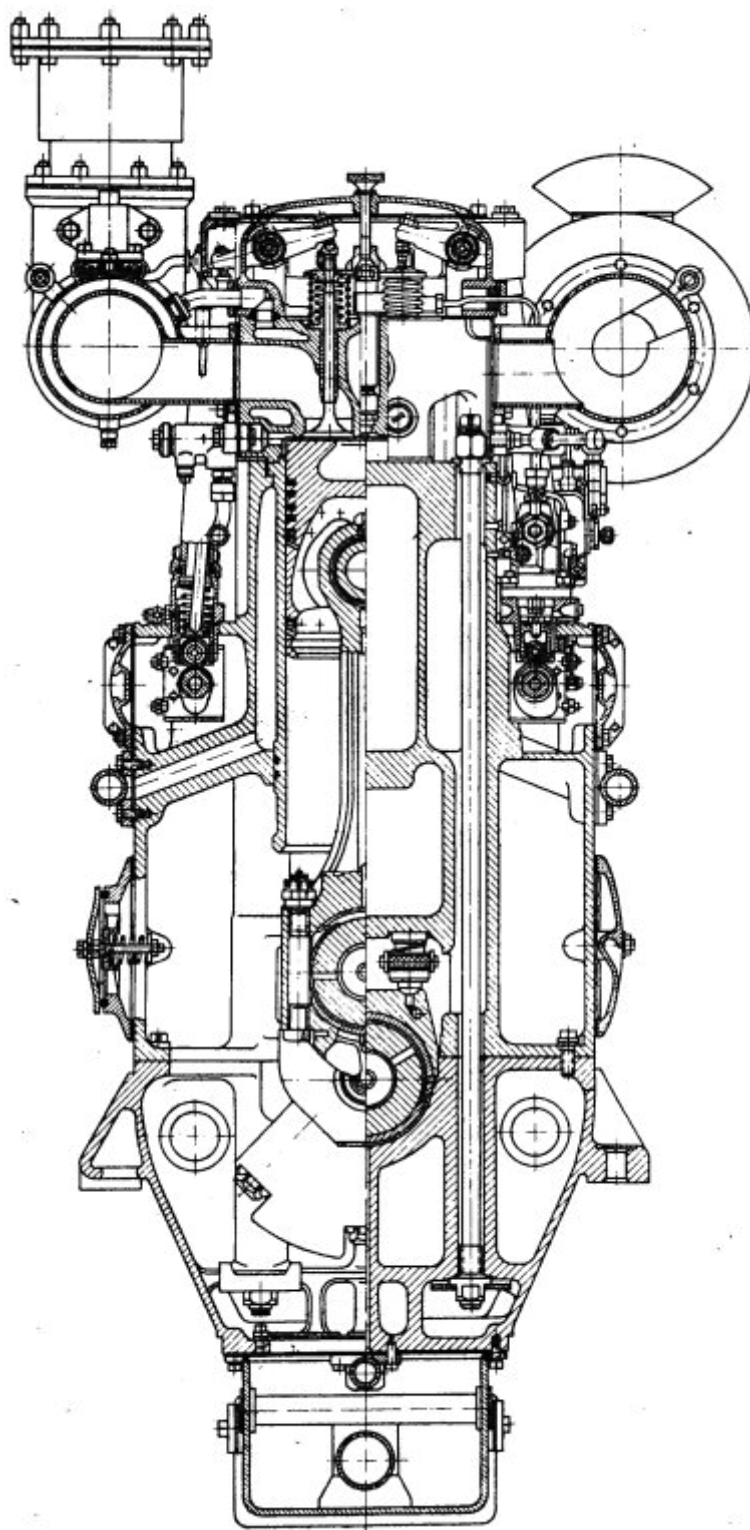


Рис. 1.4 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та

ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ

Арху

16

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.

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

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

В механізм газорозподілу входять два різних 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 розподільника.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

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.

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.

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 потенційні можливості щодо форсування дизельного двигуна за умови збереження вихідних параметрів на високому рівні.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		18

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 330$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 14$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.72$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

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

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{115}{14 \cdot 96.235 - 115} = 0.035$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 319.97$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{319.967 \cdot (1 + 0.035)} = 0.905$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 14^{1.375} = 3624.592$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 319.97 \cdot 14^{1.38-1} = 860.8$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800...950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 860.802 = 22.151$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; H = 0.13 ; O = 0.01 ; S = 0 ; W = 0 ;$$

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

$$Q_{H,p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.72 \cdot 0.495 = 0.851$$

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.72 - 1) \cdot 0.495 = 0.075$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.72 \cdot 0.495 = 0.672$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.075 + 0.672 = 0.883$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.883}{0.851} = 1.039$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.035}{1.000 + 0.035} = 1.037$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.883} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.075 \cdot 23.3 \\ 0.672 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.373$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8834} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0748 \cdot 0.0015 \\ 0.672 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.373 + 8.314 = 31.687$$

$$b' = b = 0.00183$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 3624.592 = 5618.117$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_Z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

де $A = b' \cdot \beta = 0.00183 \cdot 1.03726 = 0.00190$

$$B = a' \cdot \beta = 31.687 \cdot 1.037 = 32.867$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.851 \cdot (1 + 0.035)} = 4.097 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.151 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 860.802 = 3.016 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 40969.03 + 30160.355 = 71129.385$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.867^2 + 4 \cdot 1.902 \times 10^{-3} \cdot 7.113 \times 10^4 = 1.621 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.867 + \sqrt{1621.343}}{2 \cdot 0.002} = 1945.202$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_Z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.037 \cdot 1.945 \times 10^3}{1.55 \cdot 860.802} = 1.512$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.512} = 9.258$$

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

$$n_2 = 1.222$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5618.117}{9.258^{1.222}} = 370.266$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1945.202}{9.258^{1.222-1}} = 1186.859$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1186.859}{\sqrt[3]{\frac{370.266}{115}}} = 803.762$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 803.762|}{800} \cdot 100 = 0.47 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.512 - 1) = 0.794$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.512}{1.222 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.258^{1.222 - 1}} \right) = 4.116$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.375 - 1}} \right) = 1.675$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3624.592}{14 - 1} \cdot [0.794 + (4.116 - 1.675)] = 901.883$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 901.883 = 883.845$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.72 \cdot 14.317 \cdot 883.845}{0.905 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.47$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.47 \cdot 42447.806} = 0.18$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

$s_{пр} = 0.30$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.3 \cdot 750}{30} = 7.5$$

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 883.845 - 176.5 = 707.345$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{707.345}{883.845} = 0.8$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.47 \cdot 0.8 = 0.376$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,35...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.376 \cdot 42447.806} = 0.225$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,210...0,250)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.225 \cdot 330 = 74.344$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{330 \cdot 10^3}{707.345 \cdot 750} = 74.645$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.30}{0.23} = 1.304 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 74.645}{\pi \cdot 1.304 \cdot 6}} = 229.856$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 229.856 = 299.812$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

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

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

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

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{707.345 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 330.62$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |330.62 - 330|}{330.62 + 330} \cdot 100 = 0.188 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - 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

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.012}{14 - 1} = 9.588 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.012 + 9.588 \times 10^{-4} = 0.013$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.588 \times 10^{-4} \cdot 1.512 = 1.45 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

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 м³; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00096$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.01342$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00108$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.01335$	$p(190) = 96.936$
$V(20) = 0.00143$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.01314$	$p(200) = 99.091$
$V(30) = 0.00199$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.01279$	$p(210) = 102.872$
$V(40) = 0.00275$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.01229$	$p(220) = 108.585$
$V(50) = 0.00365$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.01166$	$p(230) = 116.725$
$V(60) = 0.00467$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.01091$	$p(240) = 128.05$
$V(70) = 0.00576$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.01003$	$p(250) = 143.724$
$V(80) = 0.00688$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00905$	$p(260) = 165.558$
$V(90) = 0.00799$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00799$	$p(270) = 196.44$
$V(100) = 0.00905$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00688$	$p(280) = 241.123$
$V(110) = 0.01003$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00576$	$p(290) = 307.718$
$V(120) = 0.01091$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00467$	$p(300) = 410.598$
$V(130) = 0.01166$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00365$	$p(310) = 576.061$
$V(140) = 0.01229$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00275$	$p(320) = 852.752$
$V(150) = 0.01279$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00199$	$p(330) = 1325.124$
$V(160) = 0.01314$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00143$	$p(340) = 2096.038$
$V(170) = 0.01335$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00108$	$p(350) = 3087.037$
$V(360) = 0.00096$	$p(360) = 3624.592$	$V(540) = 0.01342$	$p(540) = 370.266$
$V(370) = 0.00108$	$p(370) = 5618.117$	$V(550) = 0.01335$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00143$	$p(380) = 5618.117$	$V(560) = 0.01314$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00199$	$p(390) = 3808.081$	$V(570) = 0.01279$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00275	p(400) = 2573.792	V(580) = 0.01229	p(580) = 115
V(410) = 0.00365	p(410) = 1816.249	V(590) = 0.01166	p(590) = 115
V(420) = 0.00467	p(420) = 1344.269	V(600) = 0.01091	p(600) = 115
V(430) = 0.00576	p(430) = 1040.306	V(610) = 0.01003	p(610) = 115
V(440) = 0.00688	p(440) = 837.59	V(620) = 0.00905	p(620) = 115
V(450) = 0.00799	p(450) = 698.114	V(630) = 0.00799	p(630) = 115
V(460) = 0.00905	p(460) = 599.67	V(640) = 0.00688	p(640) = 115
V(470) = 0.01003	p(470) = 528.842	V(650) = 0.00576	p(650) = 115
V(480) = 0.01091	p(480) = 477.261	V(660) = 0.00467	p(660) = 115
V(490) = 0.01166	p(490) = 439.558	V(670) = 0.00365	p(670) = 115
V(500) = 0.01229	p(500) = 412.208	V(680) = 0.00275	p(680) = 115
V(510) = 0.01279	p(510) = 392.875	V(690) = 0.00199	p(690) = 115
V(520) = 0.01314	p(520) = 380.017	V(700) = 0.00143	p(700) = 115
V(530) = 0.01335	p(530) = 372.661	V(710) = 0.00108	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 11006.523$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.101 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 883.046$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 883.046 \cdot 0.98 = 865.385$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |883.845 - 865.385|}{883.845 + 865.385} \cdot 100 = 2.111$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 48^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 45^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 15^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.625 \times 10^3 = 4.35 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 5.618 \times 10^3 = 5.618 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 9.588 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 0.013$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3624.592$	$V(\varphi_c) = 9.588 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5618.117$	$V(\varphi_z) = 9.6 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 370.266$	$V(\varphi_b) = 0.013$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.669 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.685 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.589 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.225 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.428 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 495$	$p(\varphi_{b''}) = 424.757$	$V(\varphi_{b''}) = 0.012$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 1.261 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 15$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 1.225 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 114.871$	$V(\varphi_{d'}) = 0.012$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.35 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.588 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 370$	$p_{z_д} = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 1.078 \times 10^{-3}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

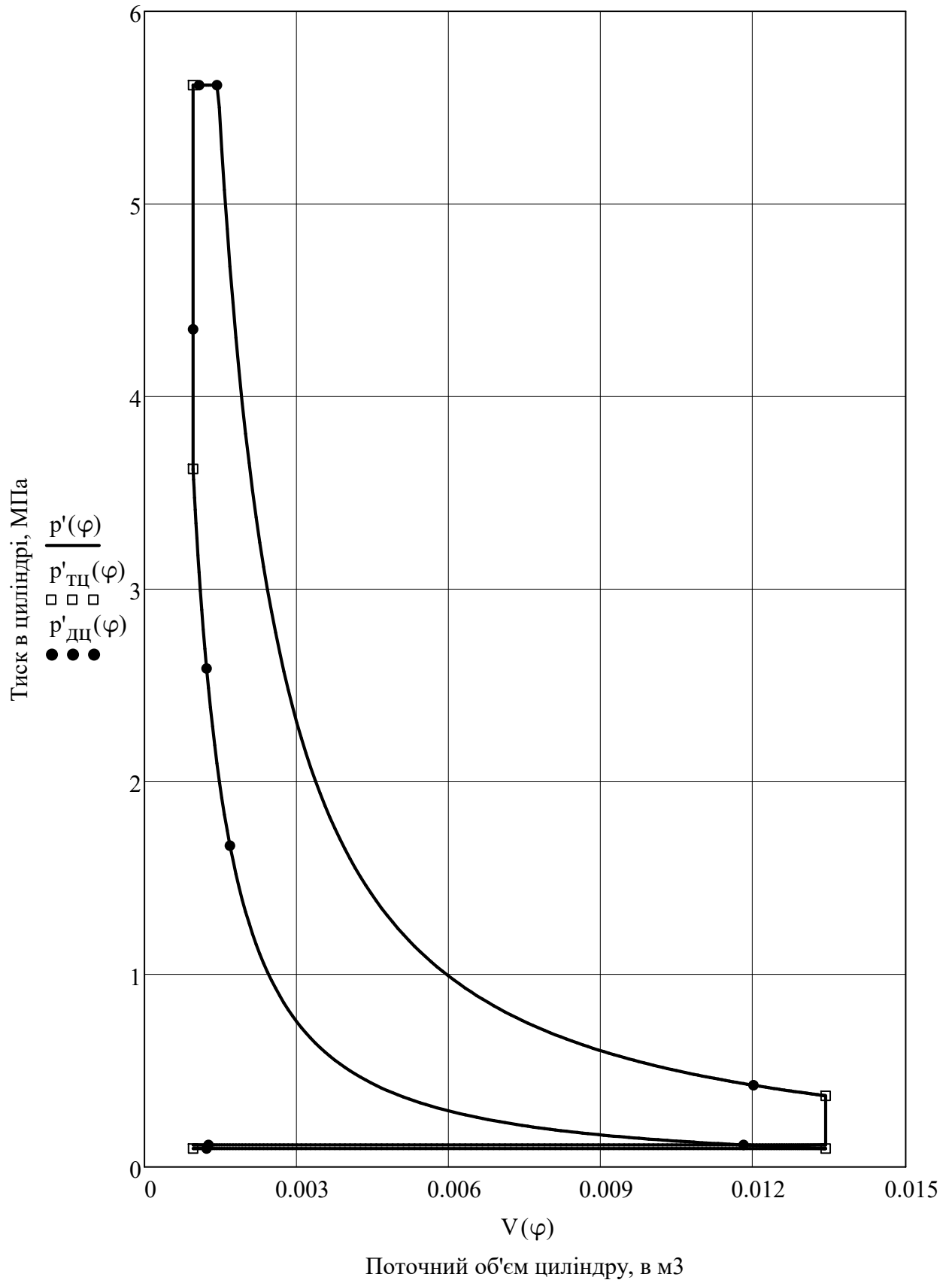


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

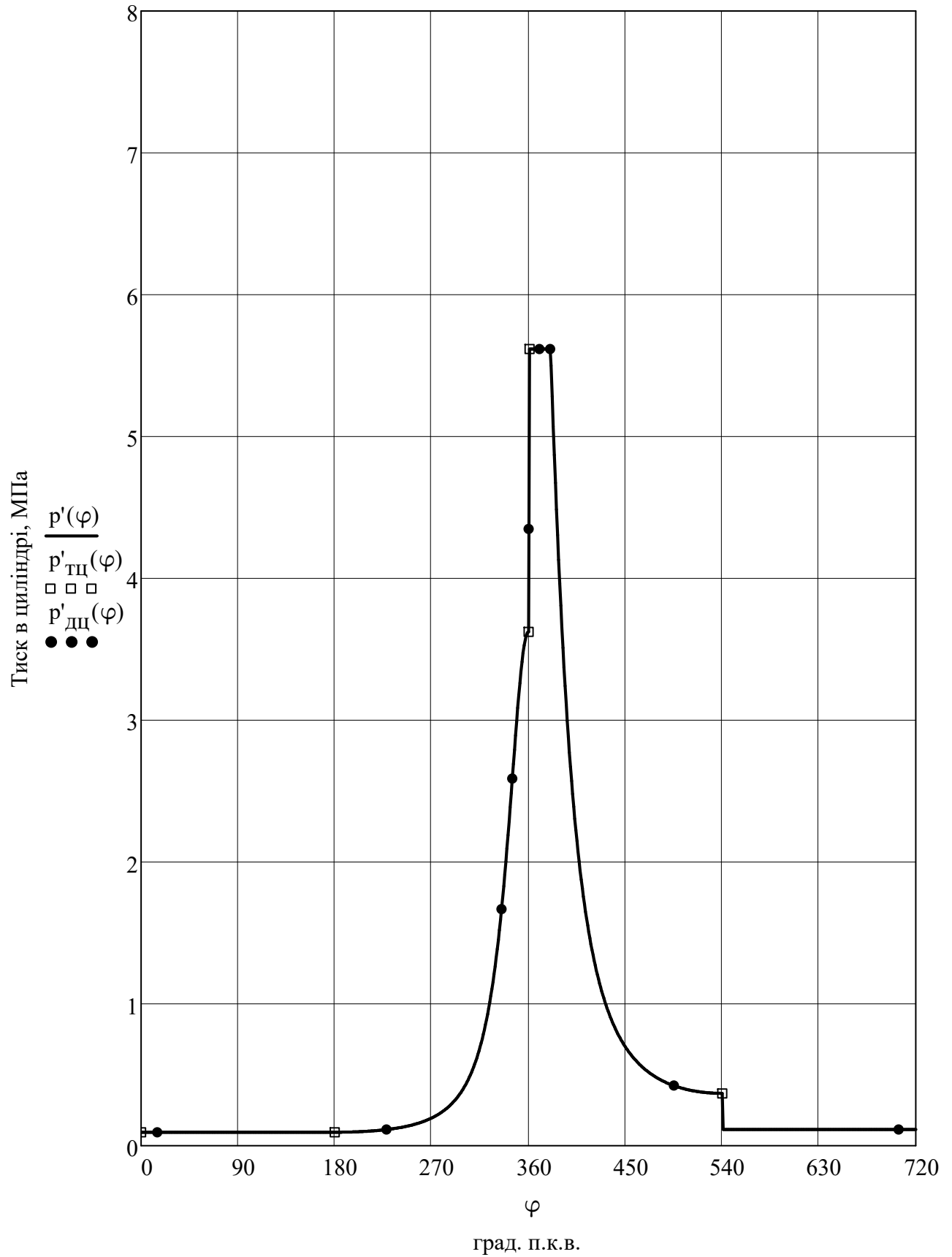


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

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

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

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

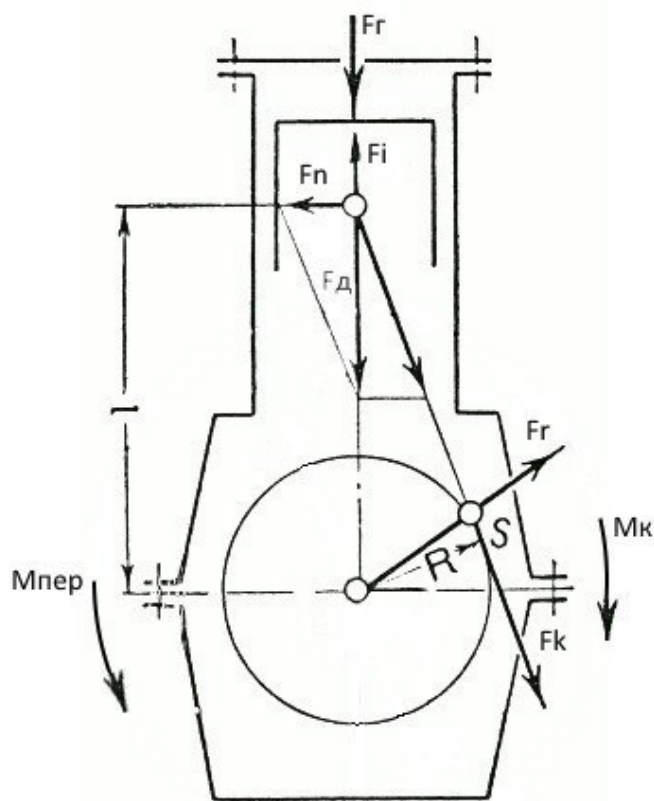


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 25.85$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 35.15$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 25.85 + \frac{1}{3} \cdot 35.15 = 37.567$$

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

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

Крутий 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

$F_r(0) = -0.210$	$F_i(0) = -43.658$	$F_d(0) = -43.868$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.21$	$F_i(30) = -34.552$	$F_d(30) = -34.762$	$M_k(30) = -3.19$
$F_r(60) = -0.21$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -13.141$	$M_k(60) = -1.931$
$F_r(90) = -0.21$	$F_i(90) = 8.898$	$F_d(90) = 8.688$	$M_k(90) = 1.303$
$F_r(120) = -0.21$	$F_i(120) = 21.829$	$F_d(120) = 21.619$	$M_k(120) = 2.44$
$F_r(150) = -0.21$	$F_i(150) = 25.653$	$F_d(150) = 25.443$	$M_k(150) = 1.482$
$F_r(180) = -0.21$	$F_i(180) = 25.861$	$F_d(180) = 25.651$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.065$	$F_i(210) = 25.653$	$F_d(210) = 25.719$	$M_k(210) = -1.498$
$F_r(240) = 1.111$	$F_i(240) = 21.829$	$F_d(240) = 22.94$	$M_k(240) = -2.589$
$F_r(270) = 3.953$	$F_i(270) = 8.898$	$F_d(270) = 12.851$	$M_k(270) = -1.928$
$F_r(300) = 12.851$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = -0.08$	$M_k(300) = 0.012$
$F_r(330) = 50.847$	$F_i(330) = -34.552$	$F_d(330) = 16.295$	$M_k(330) = -1.495$
$F_r(360) = 146.384$	$F_i(360) = -43.658$	$F_d(360) = 102.726$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 154.008$	$F_i(390) = -34.552$	$F_d(390) = 119.456$	$M_k(390) = 10.962$
$F_r(420) = 51.642$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 38.712$	$M_k(420) = 5.689$
$F_r(450) = 24.796$	$F_i(450) = 8.898$	$F_d(450) = 33.695$	$M_k(450) = 5.054$
$F_r(480) = 15.62$	$F_i(480) = 21.829$	$F_d(480) = 37.449$	$M_k(480) = 4.226$
$F_r(510) = 12.114$	$F_i(510) = 25.653$	$F_d(510) = 37.768$	$M_k(510) = 2.199$
$F_r(540) = 11.175$	$F_i(540) = 25.861$	$F_d(540) = 37.036$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.569$	$F_i(570) = 25.653$	$F_d(570) = 26.223$	$M_k(570) = -1.527$
$F_r(600) = 0.569$	$F_i(600) = 21.829$	$F_d(600) = 22.398$	$M_k(600) = -2.528$
$F_r(630) = 0.569$	$F_i(630) = 8.898$	$F_d(630) = 9.468$	$M_k(630) = -1.42$
$F_r(660) = 0.569$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -12.361$	$M_k(660) = 1.817$
$F_r(690) = 0.569$	$F_i(690) = -34.552$	$F_d(690) = -33.983$	$M_k(690) = 3.118$
$F_r(720) = 0.569$	$F_i(720) = -43.658$	$F_d(720) = -43.089$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -43.868$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.486$	$F_r(30) = -27.862$	$F_k(30) = -21.267$	$M_{пер}(30) = 3.19$
$F_n(60) = -2.988$	$F_r(60) = -3.983$	$F_k(60) = -12.874$	$M_{пер}(60) = 1.931$
$F_n(90) = 2.301$	$F_r(90) = -2.301$	$F_k(90) = 8.688$	$M_{пер}(90) = -1.303$
$F_n(120) = 4.915$	$F_r(120) = -15.066$	$F_k(120) = 16.265$	$M_{пер}(120) = -2.44$
$F_n(150) = 3.284$	$F_r(150) = -23.676$	$F_k(150) = 9.878$	$M_{пер}(150) = -1.482$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.651$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.319$	$F_r(210) = -23.933$	$F_k(210) = -9.985$	$M_{пер}(210) = 1.498$
$F_n(240) = -5.216$	$F_r(240) = -15.987$	$F_k(240) = -17.259$	$M_{пер}(240) = 2.589$
$F_n(270) = -3.403$	$F_r(270) = -3.403$	$F_k(270) = -12.851$	$M_{пер}(270) = 1.928$
$F_n(300) = 0.018$	$F_r(300) = -0.024$	$F_k(300) = 0.078$	$M_{пер}(300) = -0.012$
$F_n(330) = -2.103$	$F_r(330) = 13.06$	$F_k(330) = -9.969$	$M_{пер}(330) = 1.495$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 102.726$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 15.417$	$F_r(390) = 95.743$	$F_k(390) = 73.08$	$M_{пер}(390) = -10.962$
$F_n(420) = 8.802$	$F_r(420) = 11.734$	$F_k(420) = 37.926$	$M_{пер}(420) = -5.689$
$F_n(450) = 8.923$	$F_r(450) = -8.923$	$F_k(450) = 33.695$	$M_{пер}(450) = -5.054$
$F_n(480) = 8.514$	$F_r(480) = -26.098$	$F_k(480) = 28.175$	$M_{пер}(480) = -4.226$
$F_n(510) = 4.874$	$F_r(510) = -35.145$	$F_k(510) = 14.663$	$M_{пер}(510) = -2.199$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -37.036$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.384$	$F_r(570) = -24.402$	$F_k(570) = -10.18$	$M_{пер}(570) = 1.527$
$F_n(600) = -5.092$	$F_r(600) = -15.609$	$F_k(600) = -16.851$	$M_{пер}(600) = 2.528$
$F_n(630) = -2.507$	$F_r(630) = -2.507$	$F_k(630) = -9.468$	$M_{пер}(630) = 1.42$
$F_n(660) = 2.81$	$F_r(660) = -3.747$	$F_k(660) = 12.11$	$M_{пер}(660) = -1.817$
$F_n(690) = 4.386$	$F_r(690) = -27.237$	$F_k(690) = 20.79$	$M_{пер}(690) = -3.118$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -43.089$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

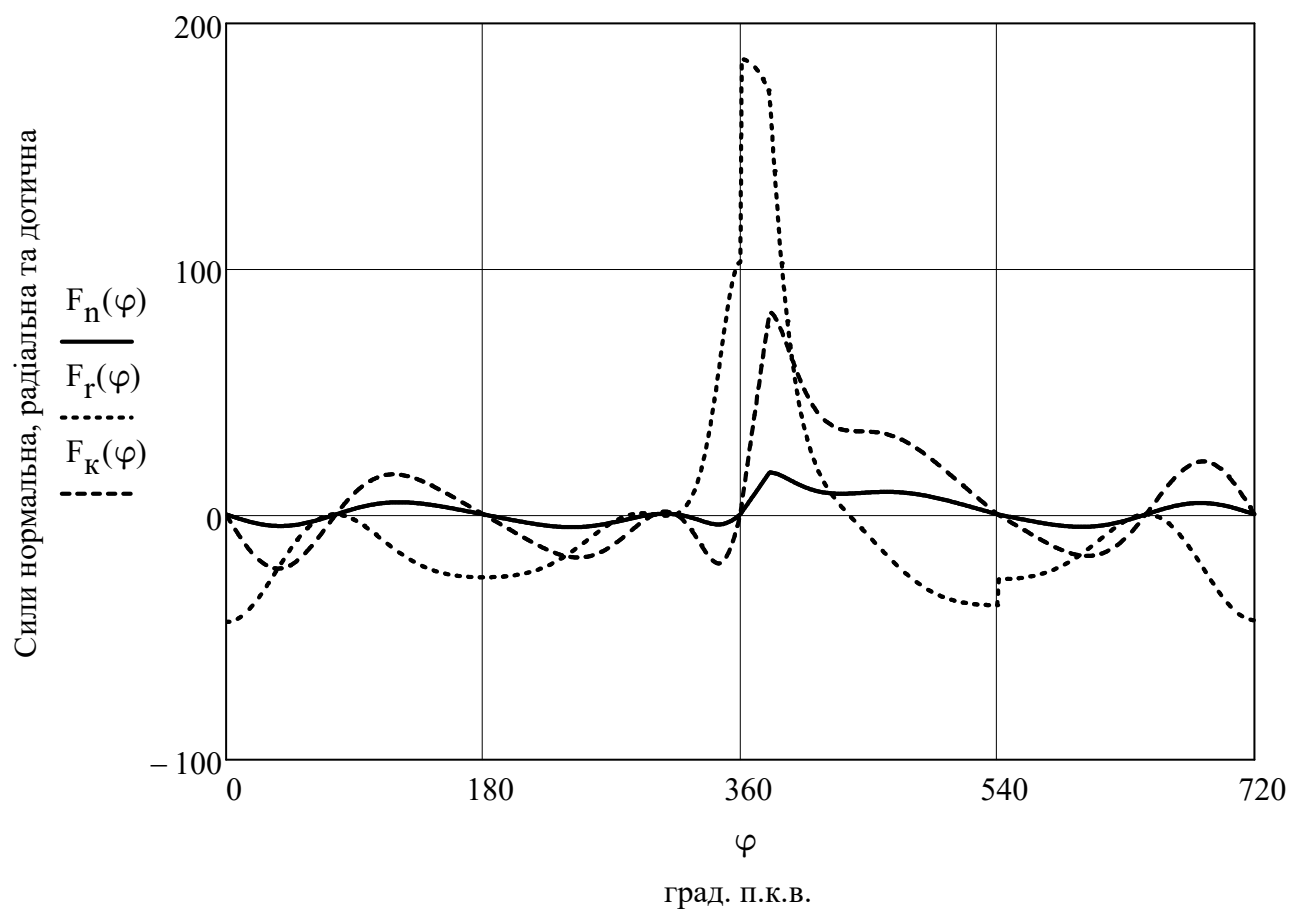
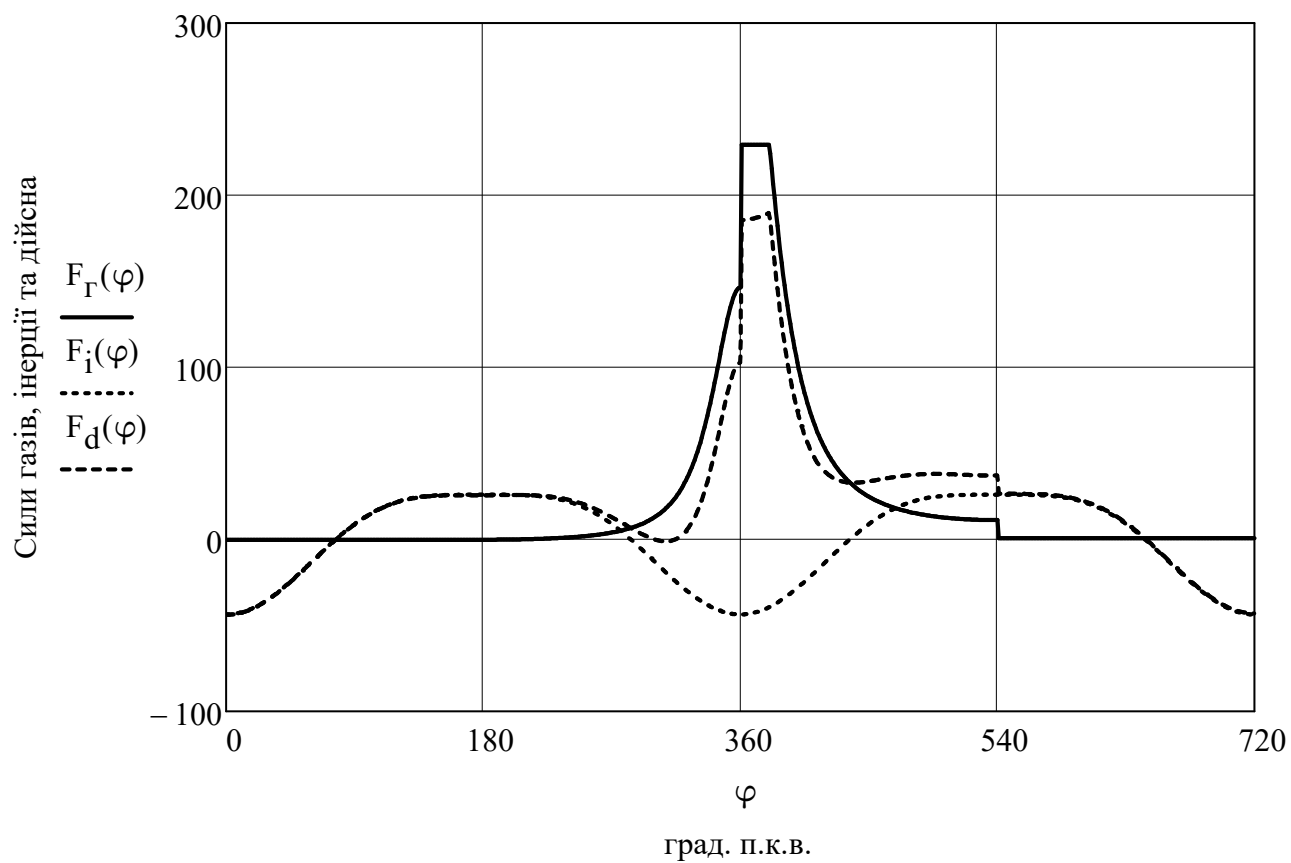


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

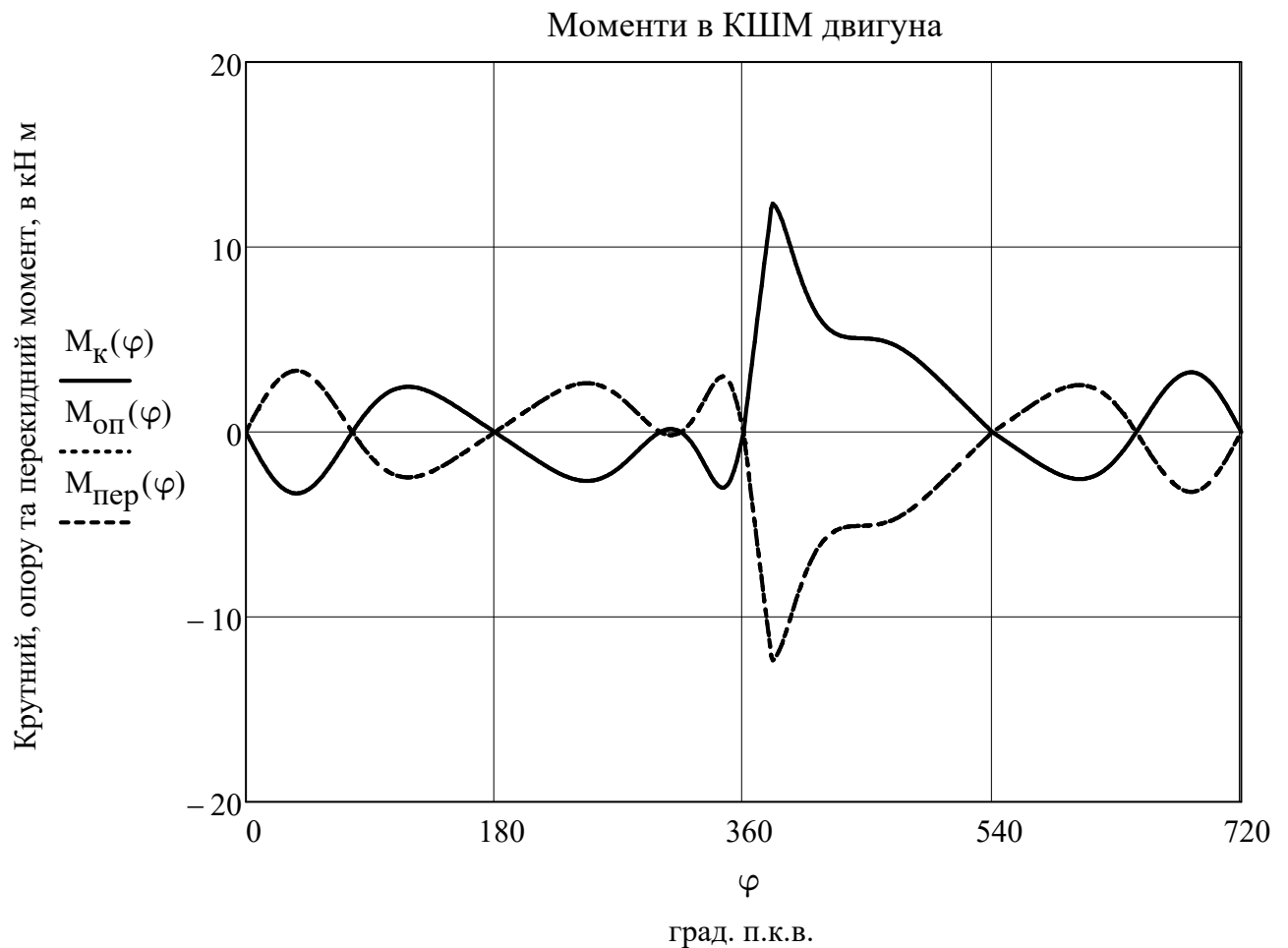


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

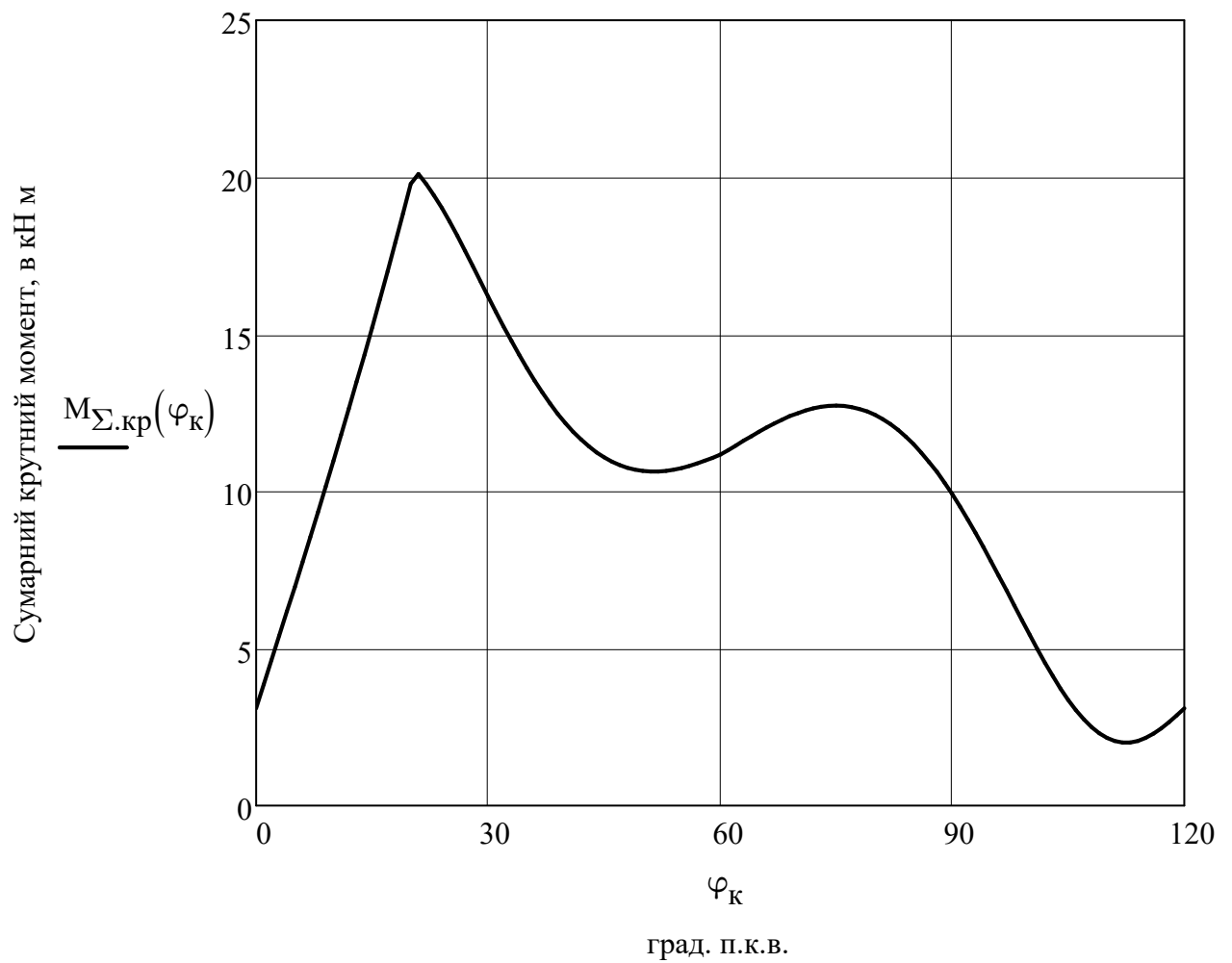


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 3.099$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 12.641$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 19.031$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 13.531$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 10.756$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.172$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 12.644$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.746$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 7.321$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.503$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.099$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_T - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{74.344 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 8.766 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 330.62 = 330620.116$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.306 \times 10^5}{8.766 \times 10^5} \cdot 100 = 37.716$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 876599.847 \cdot 0.376 = 330000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.306 \times 10^5 - 3.3 \times 10^5|}{3.306 \times 10^5} \cdot 100 = 0.188$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{В.Н}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{Т.П}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{В.Н}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.17 \cdot 876599.847 = 149021.974$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 49.499 = 49498.728$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 149021.974 + 49498.728 = 198520.702$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{1.985 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 5.686 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.006 \cdot 98}{0.9} = 0.619$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.619 = 619.094$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 149022 + 49498.7 + 619.1 = 199139.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{199139.796}{876599.847} \cdot 100 = 22.717$$

Температура залишкових газів, в °C

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

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 319.967 - 273 = 46.967$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 46.967 = 29.112$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.883 \cdot 33.605 \cdot 527 = 15645.371$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.851 \cdot 29.112 \cdot 46.967 = 1163.035$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15645.4 - 1163 = 14482.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{74.344}{3.6} \cdot 14482.335 = 299078.192$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{299078.192}{876599.847} \cdot 100 = 34.118$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{883.845} \cdot 0.47 = 0.094$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.094 \cdot 876599.847 = 82343.145$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 149021.974 + 82343.145 - 199139.796 = 32225.323$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.223 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.275 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.275 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.137$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.137 = 2137.411$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32225.323 + 2137.411 = 34362.735$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34362.735}{876599.847} \cdot 100 = 3.92$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{330620.116 + 199139.796}{299078.192 + 34362.735} \right) = 863200.839$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 876599.8 - 863200.8 = 13399$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13399.008}{876599.847} \cdot 100 = 1.529$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 876599.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 330620.1$	$q_e = 37.7$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 299078.2$	$q_{\Gamma} = 34.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 199139.8$	$q_B = 22.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34362.7$	$q_M = 3.9$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 13399$	$q_{HB} = 1.5$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.716 + 34.118 + 22.717 + 3.92 + 1.529 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення Двигун- Проект. прототип двигун		Порів- няння у %
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	243,0	330,6	36,05
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	600	707,3	17,88
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,365	0,376	3,01
4	Механічний ККД	η_m	-	0,785	0,800	1,91
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	232	225	- 3,02
6	Діаметр циліндру	D	мм	230	230	0,0
7	Хід поршня	S	мм	300	300	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання потужності проектного двигуна згідно із завданням на рівні 330 кВт, що на 87 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати для проектного двигуна поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 87,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 36,1%.

Збільшення потужності неможливе без збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 17,9%. Заходи пов'язані з форсуванням двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, що досягається в основному за рахунок збільшення введеної в циліндр циклової порції палива.

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

Так для питомої ефективної витрати палива, за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу вдалося досягти зниження питомої ефективної витрати палива на 3,0% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД також на 3,0%. Це є наслідком запропонованого конструкторського рішення щодо заміни камери згоряння, що забезпечило в свою чергу підвищення ефективності протікання процесів сумішоутворення та згоряння, і як результат покращило ефективність робочого циклу.

Запропоноване рішення вплинуло на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті для механічного ККД проектного двигуна спостерігається незначне її зростання на рівні 1,9% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи аналогічні тим що має двигун-прототип. Це дало можливість отримати силову установку більшої потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому робота буде присвячені пошуку заходів щодо покращення охолодження поршня.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

3.1 Будова та робота поршнів в ДВЗ.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії поршня тронкового типу.

Поршень сприймає силу від тиску газів і передає її через шатун на колінчастий вал. У тронкових двигунах він виконує роль повзуна, передає нормальну силу на втулку, керує газообміном у двотактних двигунах.

Механічні навантаження від сил тиску газів і сил інерції спричиняють напруження в матеріалі та деформацію поршня, високі питомі тиски на поверхнях деталей, які сполучаються з ним, порушують його геометричну форму, що, своєю чергою, посилює тертя та знос під час руху. Теплове навантаження від дії гарячих газів і тертя спричиняє нагрівання і розширення поршня, а перепади температур у його тілі - термічні напруження.

Залежно від типу КШМ, тактності, ступеня форсування поршні виконують цільними або складовими, охолоджуваними або неохолоджуваними.

Перевагу надають ступінчастій або овально-бочкоподібній формі з меншою віссю овалу по осі пальця. Форма елементів поршня визначається тактністю двигуна, ступенем форсування і способом відведення теплоти.

Днище поршня сприймає тиск і теплоту гарячих газів, обмежує і формує камеру згоряння. Форма днища залежить від способу сумішоутворення, розташування камери згоряння і типу продувки.

У чотиритактних двигунах із безпосереднім сумішоутворенням застосовують у гнуті або фігурні днища. Фігурним днищам надають форму паливних струменів або більш складну форму, коли камеру згоряння розміщують у поршні. Плоскі днища використовують у двигунах із розділеним сумішоутворенням. У двотактних двигунах застосовують плоскі, опуклі та увігнуті днища, що сприяють кращій організації процесів продування і сумішоутворення.

Розміри головки поршня за висотою визначаються кількістю поршневих кілець і розташуванням верхнього кільця відносно кромки поршня. Число кілець буває від 3 до 5 і залежить від швидкохідності двигуна, тиску газів і способу охолодження поршня. Верхнє кільце розташовують нижче за кромку поршня на відстані приблизно $0,2D$, щоб за положення поршня у ВМТ воно перебувало в охолоджуваній частині втулки.

Напряму частину поршня проєктують легкою, але міцною і жорсткою, щоб не порушувалася її геометрична форма під час дії нормальної сили. Для цього в чавунних поршнях на внутрішній поверхні виконують кільцеві поперечні ребра жорсткості, а в алюмінієвих кованих плавно потовщують стінку. Довжину направляючої знаходять із розрахунку на допустимі питомі тиски від дії максимальної нормальної сили.

Для підвищення жорсткості бобишок їх підкріплюють у литих поршнях ребрами, а в штампованих - масивним переходом до днища. У деяких конструкціях поршнів з метою збільшення несучої здатності бобишок торці їх виконують похилими або ступінчастими.

Теплоту, що сприймається днищем у неохолоджуваних поршнів, відводять через поршнєві кільця і тронк у втулку і далі в охолоджувальну воду. Щоб теплота розподілялася на всіх кільцях рівномірно, збільшують перерізи переходу від днища до стінок головки. Кругова канавка над верхнім кільцем або аустенітні вставки з низькою теплопровідністю слугують тепловими дамбами, захищаючи верхнє кільце від перегріву.

У форсованих за наддувом двигунах для збільшення тепловіддачі від днища застосовують примусове охолодження поршня: у трокових двигунах – маслом, у крейцкопфних – маслом або водою. Охолодження може бути струменевим, циркуляційним або збовтуванням.

За струменевого охолодження внутрішня поверхня голівки поршня омивається мастилом, яке подають із форсунки, розміщеної на шатуні.

Циркуляційне охолодження передбачає прокачування оливи з підвищеною швидкістю через кільцеву порожнину або через спіральні канали.

У кільцеву порожнину мастило вводять каналом струменем із форсунки, закріпленої в картері, а в спіральні канали (змійовик) вона надходить через систему отворів у шатуні, пальці, боковині поршня.

Під час охолодження збовтуванням посилене тепловідведення забезпечується високою швидкістю переміщення оливи під дією сил інерції.

Для цього масло має лише частково заповнювати порожнину охолодження в поршні з розвиненим об'ємом. Масло в поршень подається через шатун і ущільнювальну склянку, а зливається каналом у картер або подається через отвори у поршневому пальці та бобишках поршня і зливається через горловину у центрі поршня.

У форсованих ДВЗ, що працюють на важкому паливі, застосовують охолоджувані складові поршні з головкою, що від'єднується, з жароміцної сталі та тронком з чавуну або алюмінієвого сплаву, з'єднані довгими та надійними шпильками. Тонкостінне днище сприяє ефективному охолодженню головки поршня, а малі перерізи переходу від днища до стінок або глухі пальцеві канали, виконані рівномірно по колу головки, утворюють тепловий бар'єр над кільцями. Міцність днища забезпечується кільцевим опорним поясом.

Для вирівнювання температурного поля і зменшення зносу застосовують поршні, що провертаються під час роботи. Під час гойдання шатуна храпові засувки, розташовані в його верхній голівці сферичної форми, повертають зубчастий вінець. Останній стискає кільцеву пружину, з'єднану своїми кінцями з вінцем і спідницею поршня. Пружина повертає поршень на невеликий кут під час кожного хитного руху в момент, коли навантаження на поршень невелике.

Матеріал для виготовлення поршня або його елементів повинен мати високі механічні властивості, хорошу теплопроникність, невеликий коефіцієнт лінійного розширення, бути жароміцним, добре оброблятися і мати порівняно низьку вартість. Цим вимогам за певних умов відповідають чавуни марок СЧ25...СЧ35, ВЧ45-5, леговані сталі, ливарні АЛ1, АЛ25 або алюмінієві сплави, що деформуються, АК2, АК4.

3.1.2 Камери згоряння дизельних двигунів.

Для хорошого сумішоутворення одночасно необхідно правильно поєднувати розпилювання палива і рух повітря в камері згоряння. Це дасть змогу поліпшити розподіл палива в камері та здійснити процес згоряння за найменшої кількості повітря. Форма камери згоряння повинна:

- відповідати напрямку і далекобійності струменя палива, що впорскується;
- забезпечувати рух потоку повітря, інтенсивне перемішування палива і повітря, повне згоряння палива в короткий період за найменшої кількості повітря;
- плавне наростання тиску в циліндрі, помірний максимальний тиск під час згоряння і мінімальні теплові втрати;
- створювати умови для полегшеного запуску двигуна.

За конструкцією дизельні двигуни поділяються на дві основні категорії: з нерозділеними і розділеними камерами згоряння. Нерозділені камери мають тільки одне відділення, в якому відбувається і сумішоутворення, і згоряння палива. Розділені камери розділені на дві частини: основну і додаткову, з'єднані між собою горловиною. При цьому паливо впорскується в додаткову камеру.

За способом розрізняють об'ємне, плівкове і комбіноване сумішоутворення. При об'ємному сумішоутворенні паливо розпилюється в об'ємі камери згоряння і лише невелика частина його потрапляє в пристінковий шар. Об'ємне сумішоутворення здійснюється в нерозділених камерах згоряння.

Плівкове сумішоутворення застосовується в низці конструкцій камер згоряння, коли майже все паливо спрямовується в пристінкову зону. У центральну частину камери згоряння потрапляє приблизно 5-10% палива, що впорскується форсункою. Інша частина палива розподіляється на стінках камери згоряння у вигляді тонкої плівки (10 - 15 мкм). Спочатку запалюється частина палива, що потрапила в центральну частину камери згоряння, де зазвичай відсутній рух заряду і встановлюється найвища температура. Надалі, у міру випаровування і змішування з повітрям, горіння поширюється на основну частину палива, спрямовану в пристінковий шар.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
						55
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

При плівковому сумішоутворенні потрібне менш тонке розпилювання палива. Застосовують форсунки з одним сопловим отвором. Тиск уприскування палива не перевищує 17-20 МПа. Плівкове сумішоутворення порівняно з об'ємним забезпечує кращі економічні показники двигуна, спрощує конструкцію паливної апаратури. Основним недоліком є низькі пускові властивості двигуна за низьких температур у зв'язку з малою кількістю палива, що бере участь у первісному згорянні. Цей недолік усувають шляхом підігріву повітря на впуску або за рахунок збільшення кількості палива, що бере участь в утворенні початкового вогнища згоряння.

Комбіноване сумішоутворення отримують за менших діаметрів камери згоряння, коли частина палива досягає її стінки і концентрується в пристінковому шарі. Інша частина крапель палива розташовується у внутрішньому об'ємі заряду. На поверхні камери осідає приблизно 50% палива. Під час впуску в камері не створюється обертального руху заряду. Заряд приводиться в рух під час витіснення його з надпоршневого простору в камеру згоряння, і створюється вихор. Швидкість руху заряду досягає 40-45 м/с. Відмінною особливістю від плівкового сумішоутворення є зустрічний рух струменів палива і заряду, що витісняється з надпоршневого простору, що сприяє збільшенню кількості палива, зваженого в об'ємі камери згоряння, і зближує процес з об'ємним сумішоутворенням. Форсунки застосовують із розпилювачами, що мають 3-5 соплових отворів.

Камери згоряння з безпосереднім уприскуванням. У дизельних двигунах із такими камерами паливо впорскують безпосередньо в камеру згоряння форсункою з робочим тиском 15-30 МПа, що має багатодирчасті розпилювачі (5-7 отворів) із малим діаметром соплових каналів (0.15-0.32 мм). Настільки високі тиски впорскування застосовуються з огляду на те, що в цьому разі розпилювання палива і перемішування його з повітрям досягається головним чином завдяки кінетичній енергії, що повідомляється паливу під час впорскування.

Для рівномірного розподілу палива в камері форсунки таких двигунів часто виконують з декількома отворами.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		56

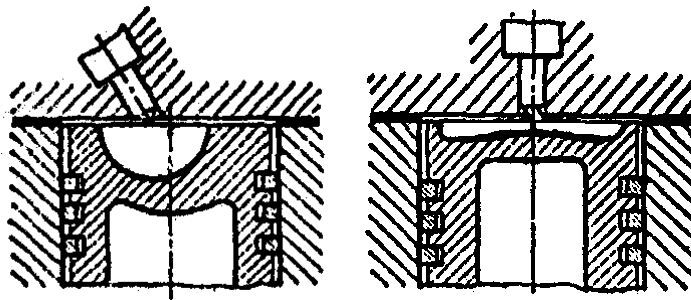


Рис. 3.1 - Нерозділені камери згоряння для об'ємного сумішоутворення:
а - напівсферична, б - типу "Гессельман"

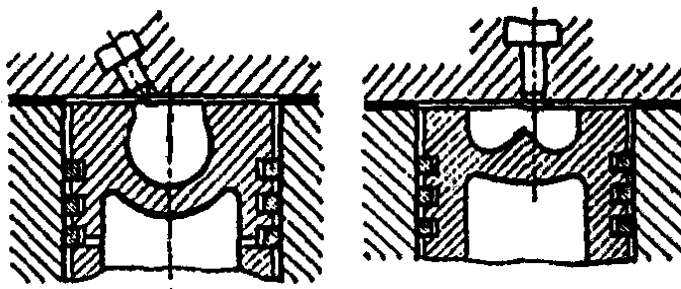


Рис. 3.2 - Нерозділені камери згоряння для плівкового сумішоутворення:
а - типу дизелів МАН, б - тороїдальна

Крім зазначеної вище, при плівковому сумішоутворенні камеру згоряння виконують тарілкоподібною). Струмінь палива з форсунки, зважаючи на малу відстань, досягає дна камери й осідає у вигляді плівки.

Струмені палива потрапляють на стінку під гострим кутом і здійснюють порівняно малий шлях. На конічній поверхні камери осідає приблизно 50% палива.

Основна перевага камер згоряння з безпосереднім уприскуванням порівняно з камерами інших різновидів полягає в такому.

Проста і компактна форма камери згоряння забезпечує менші теплові втрати в процесі згоряння і більш високий ефективний ККД.

Менш інтенсивне охолодження повітря в період стиснення (компактність камери і порівняно невеликий вихровий рух повітря) створює умови для полегшення пуску. Час для пуску двигуна з безпосереднім уприскуванням у 1.8-3.6 рази менший, ніж для пуску двигунів з іншими камерами згоряння.

Конструкція головки циліндра спрощується.

Недоліки камер згоряння з безпосереднім уприскуванням полягають у наступному:

а) сумішоутворення відбувається при великих тисках впорскування (до 30 МПа). Це підвищує вимоги до паливоподавальної апаратури;

б) процес згоряння характеризується значними тисками. Швидкість наростання тиску при цьому висока. У зв'язку зі збільшенням навантаження на кривошипно-шатунний механізм доводиться збільшувати запас міцності вузлів двигуна;

в) малі соплові отвори розпилювача форсунки (0.1-0.25 мм) вимагають точного виконання і за недостатньо очищеного палива можуть засмічуватися. Тому паливо має очищатися з великою ретельністю. Незначні відхилення в якості палива від норми погіршують роботу двигуна.

Передкамерні дизельні двигуни мають камеру згоряння, розділену на дві частини. Основна камера розміщується безпосередньо над поршнем. Її об'єм становить 0.75-0.60 від усього об'єму камери згоряння. Передкамера виконується в голівці циліндра. Вона займає за об'ємом 0.25-0.40 усього об'єму камери. Передкамера з'єднується з основною камерою одним або кількома каналами.

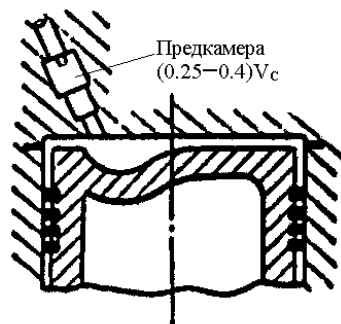


Рис. 3.3 - Передкамера

При цьому згорає від 20 до 30% палива, що впорскується, що відповідає кількості кисню повітря, що міститься в передкамері.

Під час згоряння частини палива температура і тиск у передкамері підвищуються. Гази, що горять, і незгоріле паливо спрямовуються з передкамери в основну камеру. Тут згоряння палива триває і закінчується в процесі розширення.

У передкамерних двигунах інтенсивне сумішоутворення досягається головним чином за рахунок енергії палива, що частково згоріло в передкамері. Ця енергія спричиняє перепад тиску між передкамерою та основною камерою (зазвичай 1.5 МПа), що створює умови для інтенсивного сумішоутворення та тоншого розпилення палива, попередньо розпиленого в передкамері.

Сумішоутворенню сприяє утворення вихрових рухів повітря під час переміщення його в процесі стиснення з основної камери в передкамеру. Форсунка таких двигунів зазвичай виконується з одним отвором.

Вихрові камери. Двигуни з вихровими камерами, як і передкамерні двигуни, мають камеру, розділену на дві частини. Основна камера розташована безпосередньо над поршнем і має порівняно невеликий об'єм. Вихрова камера виконана в голівці циліндра, має обтічну форму (кулі або сплющеної кулі) і охолоджується водою. Її об'єм становить від 50 до 75% усього об'єму камери згоряння. Такий об'єм дає змогу залучити у вихровий рух велику кількість повітря. Вихрова камера сполучається з основною за допомогою горловини.

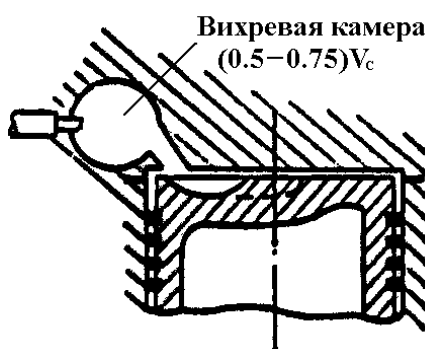


Рис. 3.4 - Вихрова камера

У період згоряння у вихровій камері різко підвищується тиск. При цьому продукти згоряння і незгоріла частина палива спрямовуються в основну камеру. Тут процес згоряння триває, закінчуючись при розширенні.

У двигунах з вихровими камерами для сумішоутворення використовуються головним чином вихрові потоки повітря, що створюються в процесі стиснення у вихровій камері. Перепад тисків між камерами порівняно невеликий (зазвичай 0.6 МПа). Форсунки у таких двигунів застосовуються зазвичай з одним отвором.

У дизельних двигунах із розділеними камерами згоряння досягається бездимна робота за малих значень коефіцієнта надлишку повітря. Значно знижуються вимоги до якості розпилювання палива, і застосовуються форсунки закритого типу з одним сопловим отвором великого діаметра (1-2 мм). Тиск уприскування палива становить 12-15 МПа, і забезпечується м'яка робота двигуна. Ці дизельні двигуни є найбільш швидкохідними з усіх дизелів.

Основні недоліки роздільних камер згоряння:

- низькі пускові властивості у зв'язку з інтенсивним відведенням тепла;
- висока питома витрата палива, великі втрати тепла і значні витрати енергії на перетікання газів з однієї порожнини камери згоряння в іншу;
- складна конструкція камери згоряння і підвищені теплові напружки окремих деталей.

3.1.3. Пропозиції по удосконаленню конструкції поршня.

Штатна конструкція поршня дизеля 6Ч 23/30 тронкового типу з формою днища характерного для нерозділеної камери згоряння типу «Гесельман».

Для камер згоряння такого типу ключовим недоліком є те, що при об'ємному сумішоутворенні коли паливо розпилюється в об'ємі камери згоряння, невелика його частка потрапляє на стінку циліндру, що погіршує вигорання палива та порушує умови теплообміну верхньої частини гільзи.

Крім того об'ємне сумішоутворення вимагає великий тиск подачі палива що значно підвищує вимоги до паливної апаратури. Процес згоряння відбувається при значному тиску в циліндрі і характеризується значною жорсткістю роботи. Процес подачі палива що проходить в умовах високого тиску та температури підвищує вимоги і до самого палива з метою збереження ресурсу паливної апаратури.

Але об'ємне сумішоутворення забезпечує високі показники економічності дизельного двигуна. Тому в даній пропонується заміна камери згоряння без заміни принципу сумішоутворення. Оптимальним варіантом є застосування камери згоряння комбінованого типу, тому пропонується камера напіврозділеного типу.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

3.2 Розрахунок деталей поршневої групи.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку поршня дизеля.

$$D = 0.23 \text{ м - діаметр циліндра двигуна; або в мм} \quad D \cdot 10^3 = 230$$

$$S = 0.300 \text{ м - хід поршня; або в мм} \quad S \cdot 10^3 = 300$$

$$n = 750 \text{ об/хв - частота обертання колінчастого валу;}$$

$$p_{zd} = 5.618 \cdot 10^6 \text{ Па - максимальний тиск згорання;}$$

$$N_{\max} = 15417 \text{ Н - найбільша нормальна сила, при } \varphi = 420^\circ$$

$$m_{\Pi} = 25.85 \text{ кг - маса поршневої групи;}$$

$$\lambda = 0.256 \text{ - кривошипно-шатунне відношення;}$$

$$H = 0.305 \text{ м - висота поршня;}$$

$$h_{\text{ю}} = 0.189 \text{ м - висота юбки поршня;}$$

$$t = 0.008 \text{ м - радіальна товщина кільця;}$$

$$\Delta t = 0.0008 \text{ м - радіальний зазор кільця в канавці поршня;}$$

$$s = 0.024 \text{ м - товщина стінки головки поршня;}$$

$$h_{\Pi} = 0.006 \text{ м - товщина верхньої кільцевої перемички поршня;}$$

$$\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;}$$

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

3.2.2 Геометричні розміри поршневої групи

Найбільш напруженим елементом поршневої групи є поршень, що сприймає високі газові, інерційні та теплові навантаження. Його основними функціями є ущільнення внутрішньоциліндрового простору і передача газових сил тиску з найменшими втратами кривошипно-шатунному механізму. Поршень являє собою досить складну деталь як щодо самої конструкції, так і щодо технології та підбору матеріалу під час його виготовлення.

Основними тенденціями вдосконалення поршнів сучасних двигунів є зниження їхніх масогабаритних параметрів, підвищення міцності та зносостійкості, а також зниження коефіцієнта лінійного розширення, що дуже важливо для отримання мінімального теплового зазору між поршнем і циліндром без заклинювання.

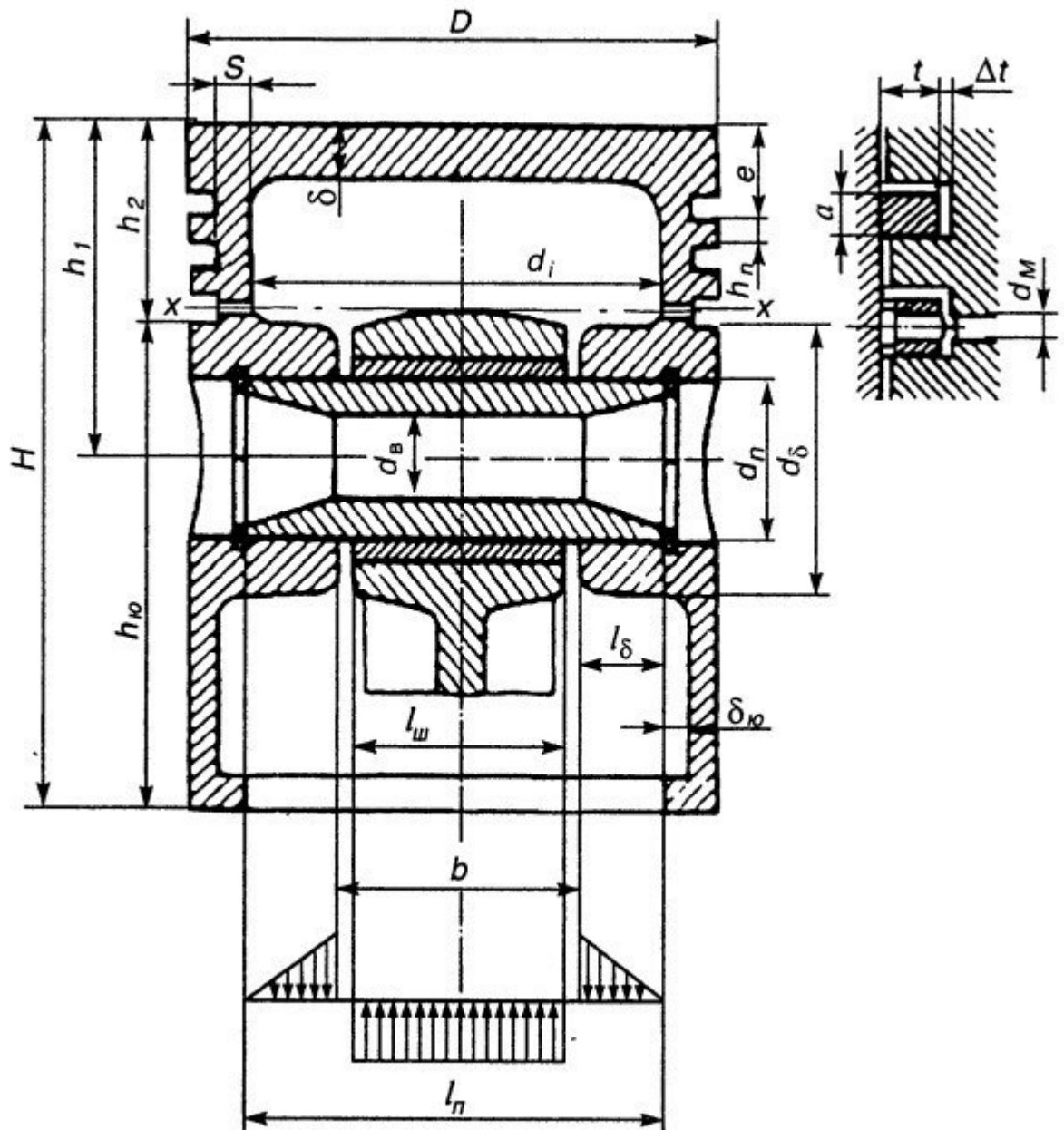


Рис. 3.3 - Розрахункова схема поршневої групи

товщина днища поршня, в м;

$$\delta = (0.12 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$\delta = 0.1 \cdot D = 0.1 \cdot 0.23 = 0.023 \quad \text{або в мм} \quad \delta \cdot 10^3 = 23$$

висота поршня, в м;

$$H = (1.00 \dots 1.50) \cdot D;$$

$$H = 1.25 \cdot D = 1.25 \cdot 0.23 = 0.288 \quad \text{або в мм} \quad H \cdot 10^3 = 287.5$$

висота жарового пояса, в м;

$$e = (0.11 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$e = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 0.23 = 0.037 \quad \text{або в мм} \quad e \cdot 10^3 = 36.8$$

товщина першої кільцевої перетинки, в м;

$$h_{\Pi 1} = (0.04 \dots 0.06) \cdot D;$$

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 0.05 \cdot 0.23 = 0.012 \quad \text{або в мм} \quad h_{\Pi 1} \cdot 10^3 = 11.5$$

висота верхньої частини поршня, в м;

$$h_l = (0.60 \dots 1.00) \cdot D;$$

$$h_l = 0.80 \cdot D = 0.80 \cdot 0.23 = 0.184 \quad \text{або в мм} \quad h_l \cdot 10^3 = 184$$

висота юбки поршня, в м;

$$h_{\text{ю}} = (0.60 \dots 0.70) \cdot D;$$

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 0.65 \cdot 0.23 = 0.15 \quad \text{або в мм} \quad h_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 149.5$$

внутрішній діаметр поршня, в м;

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 0.23 - 2 \cdot (0.024 + 0.008) + 0.0008 = 0.167$$

$$\text{або в мм} \quad d_1 \cdot 10^3 = 166.8$$

товщина стінки головки поршня, в м;

$$S_{\text{ГП}} = (0.05 \dots 0.10) \cdot D;$$

$$S_{\text{ГП}} = 0.08 \cdot D = 0.08 \cdot 0.23 = 0.018 \quad \text{або в мм} \quad S_{\text{ГП}} \cdot 10^3 = 18.4$$

товщина стінки юбки поршня, в м;

$$\delta_{\text{Ю}} = (0.002 \dots 0.005);$$

$$\delta_{\text{Ю}} = 0.011 \quad \text{або в мм} \quad \delta_{\text{Ю}} \cdot 10^3 = 11$$

радіальна товщина компресійного кільця, в м;

$$t_k = (0.040 \dots 0.045) \cdot D;$$

$$t_k = 0.043 \cdot D = 0.043 \cdot 0.23 = 9.89 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad t_k \cdot 10^3 = 9.89$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, в м;

$$t_m = (0.030 \dots 0.043);$$

$$t_m = 0.04 \cdot D = 0.04 \cdot 0.23 = 9.2 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad t_m \cdot 10^3 = 9.2$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, в м;

$$\Delta t_k = (0.70 \dots 0.95);$$

$$\Delta t_k = 0.83 \quad \text{або в мм} \quad \Delta t_k \cdot 10^3 = 830$$

радіальний зазор маслоз'ємного кільця в канавці поршня, в м;

$$\Delta t_m = (0.90 \dots 1.10);$$

$$\Delta t_m = 1.00 \quad \text{або в мм} \quad \Delta t_m \cdot 10^3 = 1 \times 10^3$$

висота кільця, в м;

$$a = (3.00 \dots 5.00);$$

$$a = 0.005 \quad \text{або в мм} \quad a \cdot 10^3 = 5$$

різниця між величинами зазорів замка кільця у вільному та робочому стані, в м;

$$A_0 = (3.20 \dots 4.00) \cdot t;$$

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 3.60 \cdot 0.008 = 0.029 \quad \text{або в мм} \quad A_0 \cdot 10^3 = 28.8$$

число масляних отворів в поршні, в м;

$$n_M = (6 \dots 12);$$

$$n_M = 12$$

діаметр масляного каналу, в м;

$$d_M = (0.3 \dots 0.5) \cdot a;$$

$$d_M = 0.4 \cdot a = 0.4 \cdot 0.005 = 2 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad d_M \cdot 10^3 = 2$$

діаметр бобишки, в м;

$$d_G = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$d_G = 0.415 \cdot D = 0.415 \cdot 0.23 = 0.095 \quad \text{або в мм} \quad d_G \cdot 10^3 = 95.45$$

відстань між торцями бобишок, в м;

$$b = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$b = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.23 = 0.092 \quad \text{або в мм} \quad b \cdot 10^3 = 92$$

зовнішній діаметр поршневого пальця, в м;

$$d_3 = (0.30 \dots 0.38) \cdot D;$$

$$d_3 = 0.42 \cdot D = 0.42 \cdot 0.23 = 0.097 \quad \text{або в мм} \quad d_3 \cdot 10^3 = 96.6$$

внутрішній діаметр поршневого пальця, в м;

$$d_B = (0.50 \dots 0.70) \cdot d_3;$$

$$d_B = 0.51 \cdot d_3 = 0.51 \cdot 0.097 = 0.049 \quad \text{або в мм} \quad d_B \cdot 10^3 = 49.266$$

довжина закріпленого пальця, в м;

$$l_{ПЗ} = (0.85 \dots 0.90) \cdot D;$$

$$l_{ПЗ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.23 = 0.191 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПЗ} \cdot 10^3 = 191.245$$

довжина плаваючого пальця, в м;

$$l_{ПВ} = (0.80 \dots 0.85) \cdot D;$$

$$l_{ПВ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.23 = 0.191 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПВ} \cdot 10^3 = 191.245$$

довжина головки шатуна при закріпленому пальці, в м;

$$l_{ШЗ} = (0.28 \dots 0.32) \cdot D;$$

$$l_{ШЗ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.23 = 0.092 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШЗ} \cdot 10^3 = 92$$

довжина головки шатуна при плаваючому пальці, в м;

$$l_{ШВ} = (0.33 \dots 0.45) \cdot D;$$

$$l_{ШВ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.23 = 0.092 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШВ} \cdot 10^3 = 92$$

радіус кривошипу, в м;

$$R = \frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot 0.300 = 0.15 \quad \text{або в мм} \quad R \cdot 10^3 = 150$$

Площа поршня в м²;

$$F_{П} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} = 0.042$$

3.2.3 Напруження згинання в днищі поршня, Па

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

$$\text{де } r_i = \left(\frac{D}{2} \right) - (s + t + \Delta t) = \frac{0.23}{2} - (0.024 + 0.008 + 0.0008) = 0.082$$

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 5.618 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.082}{0.023} \right)^2 = 7.176 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 71.758$$

3.2.4 Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

$$F_{х.х} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]$$

$$\text{де } d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0.23 - 2 \cdot (0.008 + 0.0008) = 0.212 \quad \text{м}$$

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 0.23 - 2 \cdot (0.024 + 0.008 + 0.0008) = 0.164 \quad \text{м}$$

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = \frac{0.212 - 0.164}{2} \cdot 2 \times 10^{-3} = 4.8 \times 10^{-5} \quad \text{м}^2$$

$$F_{х.х} = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_x^2 - d_i^2) \dots \right] = \frac{\pi}{4} \cdot (0.212^2 - 0.164^2) + (-12 \cdot 4.8 \times 10^{-5}) = 0.014$$

максимальна сила, що стискає, Н;

$$P_{zmax} = p_{зд} \cdot F_{\Pi} = 5.618 \cdot 10^6 \cdot 0.042 = 2.334 \times 10^5$$

$$\text{або в МН } P_{zmax} \cdot 10^{-6} = 0.233$$

напруга стиску, Па;

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{zmax}}}{F_{\text{x.x}}} = \frac{233414.208}{0.014} = 17126258.275$$

або в МПа $\sigma_{\text{ст}} \cdot 10^{-6} = 17.126$

3.2.5 Напруження розриву в перерізі х-х

кутова швидкість, рад/с;

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

маса головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу х - х, кг;

$$m_{\text{г.п}} = 0.6m_{\text{п}} = 0.6 \cdot 25.85 = 15.51$$

максимальна сила, що розриває, Н;

$$P_j = m_{\text{г.п}} \cdot R \cdot w^2 \cdot (1 + \lambda) = 18024.88319$$

або в МН $P_j \cdot 10^{-6} = 0.018$

напруга розриву, Па;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{\text{x.x}}} = \frac{1.802 \times 10^4}{0.014} = 1.323 \times 10^6$$

або в МПа $\sigma_p \cdot 10^{-6} = 1.323$

3.2.6 Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, Па;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \frac{D}{h_{\text{п}}} = 0.0314 \cdot 5.618 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.23}{0.006} = 6.762 \times 10^6$$

або в МПа $\tau \cdot 10^{-6} = 6.762$

вигину, Па;

$$\sigma_{\text{виг}} = 0.0045 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0.0045 \cdot 5.618 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.23}{0.006} \right)^2 = 3.715 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\text{виг}} \cdot 10^{-6} = 37.149$

складне, Па;

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_{\text{виг}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(3.715 \times 10^7)^2 + 4 \cdot (6.762 \times 10^6)^2} = 3.953 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\epsilon} \cdot 10^{-6} = 39.534$

3.2.7 Питомий тиск поршня на стінку циліндра, Па;

$$q_1 = \frac{N_{\text{max}}}{(h_{\text{ю}} \cdot D)} = \frac{1.542 \times 10^4}{0.15 \cdot 0.23} = 4.484 \times 10^5$$

або в МПа $q_1 \cdot 10^{-6} = 0.448$

$$q_2 = \frac{N_{\text{max}}}{(H \cdot D)} = \frac{1.542 \times 10^4}{0.288 \cdot 0.23} = 2.331 \times 10^5$$

або в МПа $q_2 \cdot 10^{-6} = 0.233$

3.2.8 Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметри головки та юбки поршня, м;

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}$$

$$\text{де } \Delta_{\Gamma} = 0.006 \cdot D = 0.006 \cdot 0.23 = 1.38 \times 10^{-3}$$

мм - діаметральні зазори

$$\Delta_{\text{ю}} = 0.002 \cdot D = 0.002 \cdot 0.23 = 4.6 \times 10^{-4}$$

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 0.23 - 1.38 \times 10^{-3} = 0.229 \text{ або в мм } D_{\Gamma} \cdot 10^3 = 228.62$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 0.23 - 4.6 \times 10^{-4} = 0.23 \text{ або в мм } D_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 229.54$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)]$$

де $T_{\text{ц}} = 388$ К - середня температура поршня;

$T_{\Gamma} = 493$ К - середня температура гільзи;

$T_{\text{ю}} = 428$ К - середня температура юбки поршня;

$T_0 = 293$ К - температура на зовнішній поверхні;

$$a_1 = D \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] = 0.23 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.23$$

$$b_1 = D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 0.229 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 0.23$$

$$\Delta'_{\Gamma} = a_1 - b_1 = 0.23 - 0.23 = 8.548 \times 10^{-4} \text{ або в мм } \Delta'_{\Gamma} \cdot 10^3 = 0.855$$

$$a_2 = D \cdot [1 + \alpha_{\Pi} \cdot (T_{\Pi} - T_0)] = 0.23 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.23$$

$$b_2 = D_{\text{Ю}} \cdot [1 + \alpha_{\Pi} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)] = 0.23 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 0.23$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = a_2 - b_2 = 0.23 - 0.23 = 2.59 \times 10^{-4} \quad \text{або в мм} \quad \Delta'_{\text{Ю}} \cdot 10^3 = 0.259$$

3.2.9 Розрахункова сила, що діє на поршневий палець, в Н

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j$$

де $k = 0.72$ - коефіцієнт що враховує масу поршневого пальця; (0,76 - 0,86)

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j = 2.334 \times 10^5 - 0.72 \cdot 1.802 \times 10^4 = 2.204 \times 10^5$$

$$\text{або в МН} \quad P \cdot 10^{-6} = 0.22$$

3.2.10 Питомий тиск пальця на втулку поршневої головки шатуна, в Па

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}}$$

де $d_3 = 0.097$ м - зовнішній діаметр поршневого пальця;

$l_{\text{ш}} = 0.046$ м - довжина опорної поверхні поршневого пальця;

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{220436.292}{0.097 \cdot 0.046} = 49607591.178$$

$$\text{або в МПа} \quad q_{\text{ш}} \cdot 10^{-6} = 49.608$$

3.2.10 Питомий тиск плаваючого пальця на бобишки, в Па

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)}$$

де $l_{II} = 0.15$ м - загальна довжина поршневого пальця;

$b = 0.080$ м - відстань між торцями бобишок;

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)} = \frac{220436.292}{0.097 \cdot (0.15 - 0.08)} = 32599274.203$$

$$\text{або в МПа} \quad q_6 \cdot 10^{-6} = 32.599$$

3.2.11 Напруга згинання пальця за умови розподілу навантаження по довжині, в Па

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3}$$

$$\text{де} \quad \alpha = \frac{d_B}{d_3} = \frac{0.049}{0.097} = 0.51$$

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3} = \frac{2.204 \times 10^5 \cdot (0.15 + 2 \cdot 0.08 - 1.5 \cdot 0.046)}{1.2 \cdot (1 - 0.51^4) \cdot 0.097^3} = 5.268 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 52.676$$

Визначимо напругу згинання пальця за умови розподілу навантаження по довжині, та умови зменшення поперечного перерізу в Па

$$d'_B = 0.044$$

$$\text{де} \quad \alpha' = \frac{d'_B}{d_3} = \frac{0.044}{0.097} = 0.455$$

$$\sigma'_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha'^4) \cdot d_3^3} = \frac{2.204 \times 10^5 \cdot (0.15 + 2 \cdot 0.08 - 1.5 \cdot 0.046)}{1.2 \cdot (1 - 0.455^4) \cdot 0.097^3} = 5.132 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \sigma'_{зг} \cdot 10^{-6} = 51.321$$

3.3 Системи забезпечення роботи двигуна

3.3.1 Загальний опис будови та принципу дії паливної системи.

З витратного бака паливо шестерінчастим насосом через двосекційний фільтр подається в паливні насоси, які трубопроводом послідовно з'єднані між собою. Паливні плунжерні насоси під високим тиском подають через форсунки в певні моменти паливо в циліндри дизеля. Трубопровід, по якому паливо підводиться до насосів, приєднаний до всмоктувального трубопроводу паливопідкачувального насоса. Таким чином відбувається постійний рух палива, що сприяє охолодженню плунжерних насосів.

На ділянці трубопроводу між паливопідкачувальним насосом і фільтром під'єднано пропускний клапан, що оберігає з'єднання трубопроводів і фільтр від різкого підвищення тиску, яке може виникнути в момент перемикання секцій фільтра або в разі значного засмічення його фільтрувальних елементів.

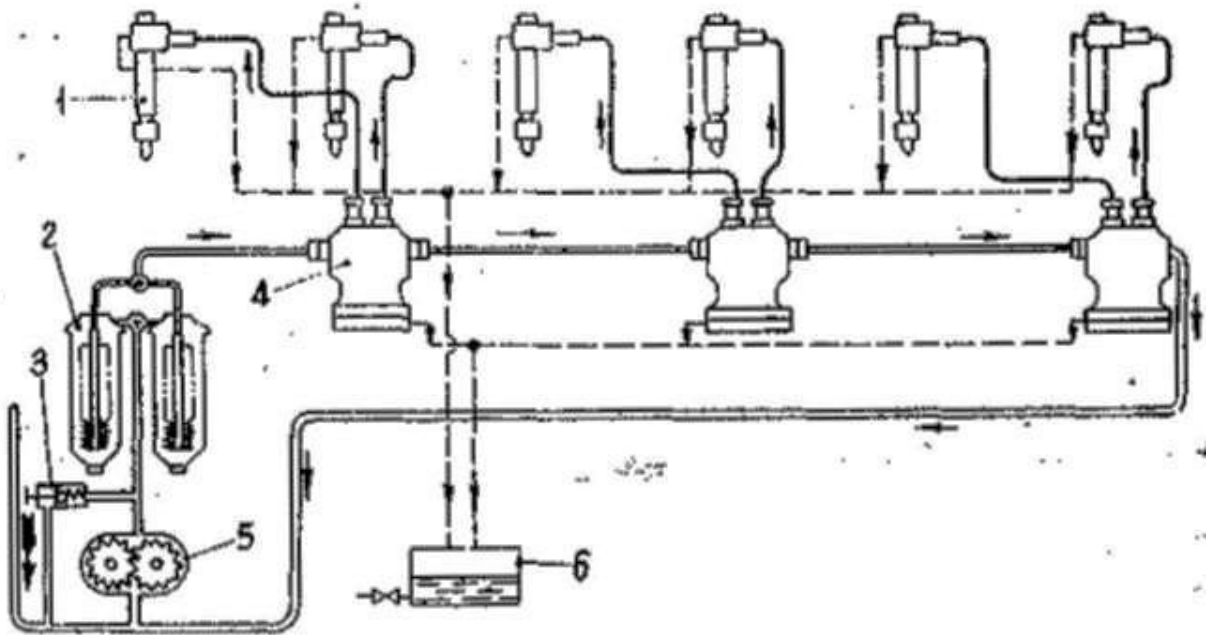


Рис. 3.5 - Схема паливної системи дизеля 6Ч 23/30:

1 - форсунка; 2-фільтр; 3 - перепускний клапан; 4 - плунжерний насос; 5 - шестерінчастий підкачувальний насос; 6 - дренажний бачок

Клапан кріпиться до кришки масляного насоса. Паливо, що перепускається клапаном, відводиться у всмоктувальний трубопровід паливопідкачувального насоса. Щоб прискорити заповнення системи дизеля паливом, у перепускному клапані є пристрій, що дає змогу перепускати паливо з витратного бака, минаючи паливопідкачувальний насос. Витоки палива від форсунок і паливних насосів збираються в бачку, який з'єднаний з ними трубками. Повітря під час заповнення системи паливом випускається через краники, наявні на кришках секцій фільтра, а також через ніпелі паливних насосів.

Паливопідкачувальний насос приводиться від валика ведучої шестерні масляного насоса через муфту. В алюмінієвому корпусі поміщаються дві шестерні. Шестерні обертаються в голчастих підшипниках, обойми яких вставлені в кришку і кронштейн. Кришка, корпус і кронштейн з'єднані між собою гвинтами.

Корпус з обох боків ущільнюється прокладками з алюмінієвої фольги. Валик ведучої шестерні ущільнюється двома самопіджимними сальниками з бензомаслостійкої гуми, між якими розташоване дренажне кільце. Сальники і дренажне кільце затискаються в кронштейні гайкою, планкою.

Для зменшення можливості підтікання палива порожнину сальника з'єднано свердлінням із порожниною всмоктування. Паливо, що просочилося через сальник, відводиться через штуцер. Всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи приєднуються до штуцерів, вкручених в кришку.

Паливний фільтр має дві секції. Фільтрувальні елементи поміщені в окремі корпуси, які закріплені на загальній кришці. У кришку вкручена центральна трубка, через яку штуцером корпус притягується до кришки. Корпус та кришка ущільнюються прокладкою. Для поділу порожнин невідфільтрованого і чистого палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється фетровими прокладками.

Внизу прокладка через тарілку підтискається пружиною. Повітря із секцій фільтра під час заповнення системи паливом випускається через голчасті краники, вкручені в кришку. Штуцер притискає кульку, яка закриває отвір, що служить для зливу відстою і промивання фільтра.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

У кришці розташований кран з рукояткою, якою секції фільтра перемикаються для промивання. Кран ущільнюється гумовими прокладками, які підтискаються пружиною і фланцем.

Фільтрувальний елемент зібрано з перфорованої трубки, двох штампованих основ і фільтрувальної штори. Краї штори обідками привальцьовані до основ, які припаяні до трубки.

Штора виготовлена зі спеціальної фільтрувальної тканини, яка не пропускає частинки більше 5 нм. Штора має форму восьмигранної гармошки, що дає змогу отримати максимальну поверхню фільтрування за найменшого об'єму корпусу. Фільтрувальний елемент нерозбірний.

Паливо у підвідній трубці через штуцер, кран і свердління в кришці надходить до корпусів фільтра, проходить крізь фільтрувальний елемент і центральною трубкою і каналом в кришці йде до відповідного штуцера.

Фільтрувальні елементи промиваються без розбирання фільтра під час роботи дизеля, на холостому ходу або невеликому навантаженні. Для промивання необхідно повернути ручку і поставити кран в одне з положень, зазначених на табличці фільтра, і відвернути на один-два оберти гайку на секції, яку промивають.

У цьому випадку паливо, пройшовши працюючу секцію, потрапить у канал кришки. З нього частина палива піде до відповідного штуцера, а інша частина - в центральну трубку промивної секції. Проходячи через фільтрувальну штору в протилежному звичайному напрямку, паливо вимиває відкладений на ній бруд і витікає назовні. Промивання ведуть до появи струменя чистого палива. Аналогічно першій промивається і друга секція. Під час промивання на штуцер рекомендується надіти гумову трубку.

Розбирання фільтра передбачає наступну послідовність дій. Після того, коли буде вивернуто штуцер, корпус секції разом із пружинкою, тарілкою і прокладками легко від'єднується від кришки, а фільтрувальний елемент знімається з трубки. Під час проведення регламентних робіт необхідно стежити за щільністю крана і його ущільненням.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		75

Паливний насос призначений для подачі палива під високим тиском по паливопроводам до форсунок. Насос плунжерний, золотникового типу, двосекційний, один на два циліндри. Насоси зі штовхачами встановлено на майданчику блока циліндрів.

Корпус насоса і корпус штовхачів до блоку кріпляться шпильками і фіксуються штифтами. У корпусі насоса вставлені втулки з притертими до них плунжерами, які є прецизійними парами.

До верхнього борту втулки плунжера штуцером через прокладку притискається сідло нагнітального клапана. До сидла клапан притиснутий пружиною.

Поверхні, що сполучаються, бурта втулки і сидла клапана мають ретельно оброблені поверхні, що не допускають пропуску палива. Положення втулки плунжера фіксується гвинтом, що входить в її паз. Зовні на втулки плунжера одягнена гільза, на якій гвинтом закріплений вінець, що зчіплюється із зубами рейки. Гільза утримується тарілкою, яка підтискається пружиною. Нижній торець пружини спирається на тарілку, одягнену на хвостовик плунжера.

На плунжері напресована скоба, що має два виступи, які входять у прорізи гільзи. Таким чином, під час руху рейки повертається вінець, гільза і плунжер насоса.

Знизу в розточку корпусу насосу вставлений стакан, на денце якого спирається з одного боку плунжер і тарілка з пружиною, з іншого - штовхач, вкручений в повзун.

Щоб стакан не випав разом із плунжером, коли його знімають зі штовхача, в канавку під стаканом встановлено стопорне пружинне кільце. На вікні корпусу в склянці нанесені риски, за якими попередньо регулюється висота підйому плунжера та під час встановлення нового насоса.

В отворі повзуна міститься вісь, на яку одягнена втулка з роликом. На вісі з одного боку є хвостовик, який входить у паз корпусу, запобігаючи повороту повзуна. Штовхач, вкручений у повзун, після регулювання висоти плунжера стопориться контргайкою. В отвір корпусу вкручується ніпель трубки, по якій

підводиться масло до робочої поверхні повзуна. На поверхні ролика та втулки масло надходить каналом та радіальним свердлінням вісі і втулки.

Паливо в корпусі насоса підводиться через ніпель. У корпус штовхачів вставлена і закріплена гвинтами штампована ванночка, в яку збирається паливо, що просочилося.

Насос працює таким чином. Кулачок розподільчого валу набігає на ролик повзуна. Штовхач, вкручений в повзун, тисне на стакан і, стискаючи пружину, починає піднімати плунжер. На початку ходу паливо ви витісняється плунжером назад у корпус.

Але як тільки плунжер верхньою кромкою перекрив отвір втулки, паливо, що залишилося, почне витіснятися і під великим тиском надходить в трубку форсунки, приєднану накидною гайкою до штуцера. Подача палива триватиме до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до отвору.

У цей момент порожнина корпусу пасова через паз і виїмку на плунжері з'єднається з камерою стиснення втулки. Відбудеться відсічка палива. Тиск палива різко впаде, а нагнітальний клапан закриється, хоча плунжер і буде ще продовжувати рух вгору.

З моменту відсічки паливо перетікає назад у корпус насоса. Унаслідок різкого падіння тиску нагнітальний клапан під дією різниці тиску і пружини опуститься на сідло з пояском і частково відсмокче паливо з форсункової трубки, забезпечуючи розвантаження від тиску трубки до форсунки та різку посадку голки.

Таким чином, початок подачі палива відбувається в один і той самий момент, у момент перекриття верхньою кромкою плунжера отвору у втулці, незалежно від навантаження на дизель і режиму його роботи. Кінець подачі змінюється і залежить від положення відсічної кромки щодо отвору у втулці плунжера. Отже, кількість палива, що подається в циліндр, змінюється і залежить від положення відсічної кромки.

Форсунка – елемент паливної системи дизеля що безпосередньо відповідає за вприскування палива в циліндр двигуна.

Найвідповідальніші деталі форсунки – є корпус розпилювача і голка, що є прецизійною парою.

Паливо, що подається насосом, проходить через щілинний фільтр і каналом у корпусі надходить до кільцевої канавки в корпусі розпилювача, з якої трьома похилими каналами надходить у порожнину.

Унаслідок тиску на диференціальний конус голка, стискаючи пружину через штовхач, піднімається і паливо розпилюється через отвори корпусу.

Пружина затянута так, що голка може піднятися лише в той момент, коли тиск палива в розпилювачі досягне певної величини. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою.

Нижній запірний конус голки щільно притертий до гнізда корпусу. Розпилювач кріпиться до корпусу форсунки гайкою, під торець якої під час встановлення в кришку ставиться мідна прокладка.

До корпусу б щілинного фільтра гайкою через шайбу кріпиться трубка від паливного насоса.

Паливо, що просочилося через зазор між голкою і корпусом розпилювача, відводиться вгору через різьбовий отвір, в який вкручується ніпель зливної трубки.

Дизель та запчастини до нього укомплектовані розпилювачами однієї групи, зазначеної на циліндричній поверхні розпилювача. Під час подальшої заміни розпилювача наступний має бути замінений тільки розпилювачем тієї ж групи. За відсутності розпилювачів необхідної групи допускається комплектна заміна їх розпилювачами іншої групи.

Перепускний клапан кріпиться до масляного насоса. Підвідний трубопровід кріпиться ніпелем, відвідний іншим ніпелем.

У корпусі пружиною до конічного гнізда притискається кулька. У разі збільшення тиску вище допустимих меж паливо віджимає кульку і перетікає у всмоктувальний трубопровід паливопідкачувального насоса. Затягування пружини регулюється гайкою.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		78

3.3.2 Опис штатної системи мащення.

Система змащення циркуляційна, одноконтурна. Масло подається на тертьові поверхні деталей шестеренчастим насосом.

З маслосбірника через всмоктуючий фільтр, розміщений у впускному патрубку, масло всмоктується і насосом через холодильник і фільтр перекачується в головну магістраль, з якої надходить через отвори в перегородках фундаментної рами до головних шийок колінчастого валу. Частина масла після фільтра до входу в головну магістраль відводиться на змащення штовхачів штоків, коромисел, клапанів.

В кінці головної магістралі з'єднаний трубопровід, по якому масло подається на розподільні вали, підшипники проміжних шестерень і коробку передач. На цій ділянці підключається манометр «Вихід масла» (від основної магістралі).

На лінії, паралельній холодильнику, встановлений терморегулятор. Коли масло холодне, клапани термостата повністю відкриті і велика частина масла обходить холодильник. У міру нагрівання його клапани перекривають подачу і масло починає проходити через холодильник.

На кінці лінії коромисел клапанів встановлений голчастий клапан, який регулюється кількістю масла, що надходить в мастило приводу регулятора швидкості. З приводу масло зливається в картер. Паралельно з нормальним фільтром в систему входять два відцентрових фільтра, через які безперервно проходить від 6 до 7% масла - відфільтроване масло зливається і в картер. Для очищення фільтрів встановлений вентиль. Всмоктуючий патрубок ручного насоса з'єднаний з всмоктуючим патрубком шестеренчастого насоса, а його нагнітальний патрубок з'єднаний на ділянці між нормальним фільтром і холодильником. Підвищення тиску масла вище допустимих меж обмежується редукційним клапаном насоса, який пропускає його надлишок з нагнітальної порожнини в порожнину всмоктування.

Масло до штовхачів паливних насосів проходить по трубках, з'єднаних з підшипниками розподільних валів.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

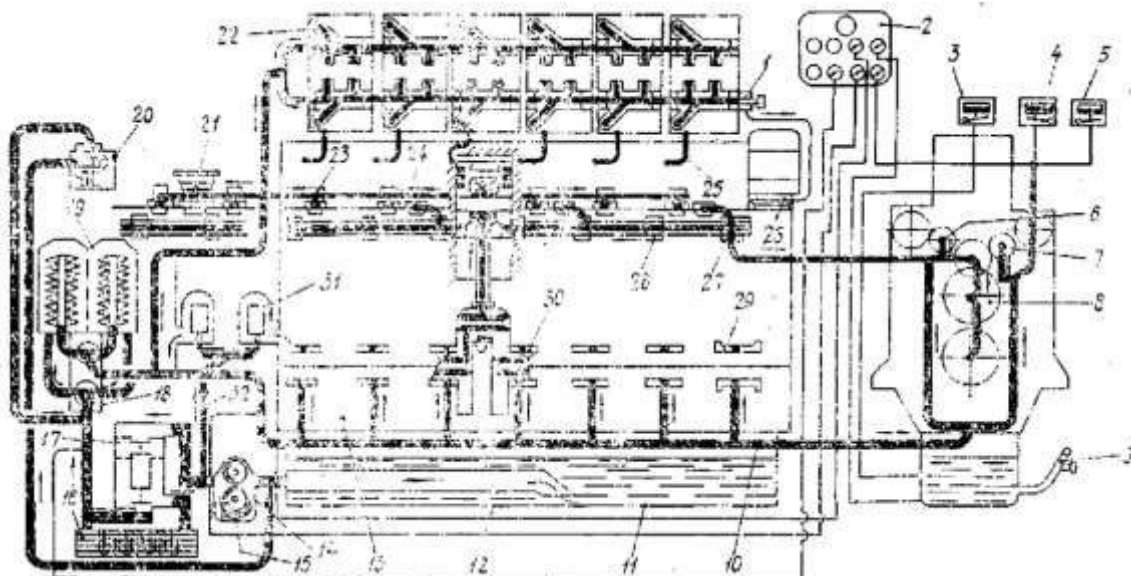


Рис. 3.1 - Схема системи змащення:

1-голчастий клапан; 2 – панель приладів; 3-реле температури сигналізації; 4-сигнальне реле тиску; 5-захисний реле тиску; 6 і 7 проміжні передачі для приводу розподільного валу; 8 – редуктор приводу розподільного валу; 9 – трубопровід заповнення і спорожнення масляного картера; 10 - головна магістраль; 11 – маслозбірник; 12 - забірна труба; 13 - каркас фундаменту; 14 – масляний насос; 15 – редукційний клапан масляного насоса; 16 – масляний радіатор; 17 – термостат; 18 – фільтруючий клапан; 19 – нормальний фільтр; 20 - ручний насос; 21 – розподільник повітря; 22 – коромисло клапанів; 23 – штовхач штанги; 24 – штовхач паливного насоса; 25 – патрубок для зливу масла з кришки циліндра; 26-привід ступінчастого контролера; 27-упорний підшипник розподільного валу; 28 – підшипник розподільного валу; 29-упорний підшипник колінчастого валу; 30-корінний підшипник колінчастого валу; 31-відцентровий фільтр; 32-клапани до відцентрових фільтрів.

Подача масла в повітророзподільник здійснюється з штовхача штоками випускних клапанів. Масло надходить до шатунних підшипників через канали та свердла колінчастого валу від корінних підшипників. Від шатунних підшипників в каналах в шатунах масло переходить на змащення головного підшипника і охолодження поршня. Втулки циліндрів змащуються маслом, що розбризкується кривошипами колінчастого валу.

Нагріте і забруднене масло надходить через решітки фундаментної рами в маслоприймач. З кришок циліндрів масло зливається по трубах в колодязі блоку циліндрів, через які проходять якірні зв'язки. Маслозбірник оснащений датчиком реле температури системи сигналізації і датчиком термометра «Вихід масла». Датчик термометра «Масло в двигун» встановлюється на трубопровід перед

входом в основну магістраль. Трубка манометра «Вхідне масло» підключається до магістрального трубопроводу.

Циркуляційний масляний насос – елемент системи мащення. У циліндричних гніздах, розточених в чавунному корпусі, обертаються дві шестерні. Одна з них, провідна шестерня, закріплена на приводному ролику сегментним ключем, друга шестерня ведеться і обертається на осі. На кінці ведучого валу ключем і гайкою закріплена шестерня, яка входить в зачеплення з шестернею колінчастого валу. Ролик обертається в бронзових втулках, запресованих в кришки, що закривають насос. Корпус і кришка стягуються між собою шпильками, а від взаємного зміщення фіксуються штифтами.

Підшипником веденої шестерні є бронзова втулка, яка запресована в неї. Осьове зміщення осі запобігають стопорні кільця. Масло для змащення втулок в кришках надходить через два косих свердла ролика. Масло до втулки веденої шестерні проходить через свердління в порожнинах її зубів в канавку і через отвори у втулці потрапляє на робочу поверхню осі. Надлишок масла, що протікає по втулці, направляється через отвір, а в кришці в отвір під віссю і по її центральному каналу надходить в картер дизеля.

Редукційний клапан монтується в отвір кришки. Клапан притискається до гнізда пружиною, затягування якої регулюється гвинтом, вкрученим в штуцер. Із зовнішнього боку на штуцер нагвинчується ковпачок. Після регулювання гвинт стопориться контргайкою. Порожнини а і б з'єднані з нагнітальною і всмоктуючою порожнинами насоса каналами. При відкритому клапані, при підвищенні тиску, масло з нагнітальної порожнини переходить у всмоктуючу порожнину насоса. Для того щоб витік масла вийшов з порожнини, де розташована пружина, в днищі клапана дизелів при правосторонньому обертанні колінчастого валу це свердління виконують на циліндричній поверхні клапана. Розточувальний отвір для осі замикається корпусом переливного клапана паливної системи.

Звичайний фільтр двосекційний, з сітчастими фільтруючими елементами. Фільтруючі секції для очищення можуть відключатися по черзі на ходу за допомогою триходового клапана. Порожнини секції з'єднані двома каналами в і е

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		81

корпусу клапана і коробками через вентиляну пробку з трубопроводами виходу подачі. Канал В закінчується в нижній частині корпусу розточуванням, в яке вставляється центральна труба. Канал с має вільний вхід в порожнини 9-секційних корпусів.

Центральна труба одягнена фільтруючими елементами, які притиснуті до нижньої частини секції через диск пружиною. Фільтруюча секція закривається кришкою, яка кріпиться шпильками і ущільнюється гумовим кільцем. У різьбовому отворі кришки у вермуті знаходиться ніпель зі штуцером, через який відбувається відведення повітря з корпусу секції. У нижній частині корпусу є заглушка для випуску шламу.

Штекер вентиля прикривається до гнізда корпусу. Пробка закривається кришкою крана і ущільнюється гумовим кільцем. Для перемикання клапана затягування вилки послаблюється шляхом відкручування гайки до упору в стопорному кільці, вилка повертається в положення, що відповідає ризикам на кінці хвостовика, і затягується назад гайкою.

З метою запобігання одночасного відключення обох секцій на вилці є канавка, в яку вставляється контакт, що запобігає неправильному обертанню вилки. Масло надходить в порожнини секцій фільтра через кран і канал с, проходить через сітки фільтруючих елементів 8 в центральну трубу 7, в стінках якої профрезеровані наскрізні канавки. З центральної труби через канал d корпусу клапана 13 відфільтроване масло через пробку 12 надходить у вихідний трубопровід.

Відцентровий фільтр працює від гідравлічної головки масла в системі змащення дизеля. Масло надходить у вісь каналу, вкручену в корпус. З каналу масло надходить в робочу порожнину ротора, яка закрита кожухом. Заповнивши внутрішню порожнину ротора, масло через фільтруючу сітку по каналах ротора надходить до двох патрубків.

Масляні струни, що витікають з отворів сопла, створюють реактивну силу, під впливом якої ротор обертається з великою швидкістю. Тверді частинки в маслі

під дією відцентрової сили відкидаються у внутрішні стінки корпусу, де накопичуються, утворюючи щільний осад.

Масло, що надходить з форсунок, зливається на дно корпусу і стікає через вікно в картер дизеля. Ротор обертається на втулках і упорному шарикопідшипнику. Із зовнішнього боку фільтр прикритий кожухом, який кріпиться до корпусу гайкою.

Ручний насос - поршневий, подвійної дії, з двома всмоктувальними і двома нагнітальними клапанами. Насос працює від зусилля однієї руки на рукоятці. Поршень з'єднаний штифтом зі штоком, який, у свою чергу, з'єднаний з важелем, закріпленим ключем на ролику рукоятки приводу.

Основною частиною насоса є його кожух, який відлитий з чавуну. У корпусі розміщені всі необхідні для роботи насоса пристрої і деталі: циліндр для поршня розточений, є клапанна коробка і коробка приводного механізму, а також виконана система каналів, які з'єднують циліндр і клапанну коробку з всмоктуючим і нагнітальним трубопроводами.

Всмоктуючий і нагнітальний клапани мають дископодібну форму, бронзу з напрямними хвостовиками. Всі клапани однакові. Вони щільно притиснуті внахлест до латунних сідел, які запресовані в гнізда клапанної коробки. Два кільця ущільнювачів вбудовані в канавки поршня. Циліндр закритий кришкою, яка ущільнена прокладкою. Клапанна коробка і ведучий редуктор мають загальну кришку.

Герметичність входу ролика в корпус забезпечується ущільненням, затяжка якого регулюється фланцем. Насос кріпиться за допомогою шпильок, які входять в отвори кожуха. Рукоятка посаджена на квадрат ролика і закріплюється гайкою. У нижній частині насоса є отвір, що закривається заглушкою. Отвір призначений для зливу масла.

При русі поршня від рукоятки в одній з порожнин насоса створюється розрідження, під дією якого піднімається всмоктуючий клапан і циліндр з маслозбірника заповнюється маслом. При цьому в другій порожнині, з іншого боку поршня, стискається вже потрапило туди масло, відкриваючи напірний клапан, і

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		83

виштовхується в нагнітальний трубопровід. Таким чином, за один хід поршня виконуються дві дії: всмоктування і нагнітання. Після клапанної коробки на нагнітальному трубопроводі додатково встановлюється зворотний клапан, який звільняє насос від тиску масла при роботі дизеля.

Зворотний клапан встановлюється на нагнітальному трубопроводі за допомогою ручного насоса. Клапан звільняє насос від тиску масла під час роботи дизеля. Клапан притертий до сідла, запресованого в корпус. Пружина притискає клапан до сідла. Зверху клапан закривається заглушкою, яка ущільнюється прокладкою.

Блок охолодження масла та води призначений для процесів теплообміну. Масло і водяна секції блоку з'єднані проміжним органом. Конструкція блокових секцій однакова. У корпус вставлений охолоджуючий елемент, лист передньої трубки якого, ущільнений прокладками, затиснутий між фланцями корпусів.

Для компенсації подовження трубок від нагріву заднє трубчасте полотно не кріпиться до корпусу і ущільнене кованим шнуром, який притискається кільцем. Трубки в доках розвальцьовані. Трубки секцій закриті перегородками, які змінюються на управління потоком масла (або прісної води) для збільшення інтенсивності охолодження.

Торці охолоджуючих елементів покриті бронзовими кришками, до яких приєднуються вхідний і вихідний трубопроводи морської води. Вода надходить в порожнину кришки, проходить по трубках масляної секції і через проміжний корпус надходить в трубки водяної секції. Тут вода, що направляється ребрами проміжного корпусу і кришки, робить три обороти, проходячи по трубках з підвищеною швидкістю.

Для зниження корозії грубої сировини в кришки секцій вкручуються цинкові протектори. Злив води і масла здійснюється через отвори в корпусах охолоджувачів, які закриваються пробками.

Термостат температури масла призначений для регулювання температури масла в системі. Основним елементом терморегулятора є система термометричних термостатів. Термостат має один термочутливий елемент сильфонного типу,

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		84

заповнений ацетоном і два вентиля. Термочутливий елемент, клапани та інші деталі терморегулятора зібрані на дисковому сидлі і є нерозбірним вузлом.

Терморегулятор поміщений в роз'єм між верхньою 5-ю і нижньою 15-ю частинами корпусу. Ці частини корпусу чавунні. Роз'єм ущільнений двома паронітовими прокладками, які вставлені в виїмки верхньої та нижньої частин корпусу. Знизу клапан під дією пружини притискається до сидла. Опорою нижнього кінця пружини є пластина, жорстко з'єднана ніжками з сидельним диском.

Пояс корпусу термочутливого елемента припаяний до циліндричної частини клапана. На штоку елемента спирається стрижень, за допомогою якого гвинтом регулюється термометрична система. Шток в корпусі ущільнений кільцем з синтетичного пластику. Знизу другий клапан буде припадати на хвостовик клапана, який притискається пружиною до розвальцьованого хомуту хвостовика. Верхньою опорою пружини є пластина.

Масло з дизеля надходить в порожнину А нижньої частини корпусу. З цієї порожнини масло може в залежності від його температури надходити або в порожнину С верхньої частини корпусу, яка з'єднана з охолоджувачем трубопроводом, або в порожнину В для байпасу, або в порожнини С і В одночасно.

Розподіл потоків масла в залежності від його температури регулюється термостатом. Коли масло холодне, клапан під дією пружини закритий, а клапан відкритий: масло йде через порожнину В, минаючи охолоджувач. У міру нагрівання масла термочутливий елемент не брикається для розширення і переміщення клапанів. Вентиль відкриється і направить потік масла в охолоджувач, а клапан закриється, перекривши прохід до байпасу. Щоб не пошкодити теплову систему, коли клапан повністю перекриє прохід масла до байпасу, а термopара продовжить працювати, в роботу вступить запобіжна пружина.

Передпусковий насос являє собою поршневий, одноциліндровий, насос подвійної дії. Насос працює на стисненому повітрі від системи запуску дизеля. У корпусі насоса (його циліндрі) є два поршня. Поршні кріпляться до штока гайками.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		85

Циліндр розділений перегородкою на дві порожнини: масляну і повітряну. Шток проходить через перегородку і яка ущільнюється гумовими кільцями. Кільця вкладаються в пази перегородки.

Масляна порожнина циліндра закривається клапанною коробкою, повітряною кришкою. У центрі кришки розташований шток ручного приводу. Зверху на корпусі є золотниковий розподільник, який подає повітря в циліндр стиснення і керує роботою насоса. У клапанній коробці порожнинної машини розміщуються днища всмоктуючих клапанів і двох нагнітальних клапанів. Всі основні деталі насоса: корпус, клапанна коробка, кришка, перегородка і корпус розподільника виконані з чавуну. Стиснене повітря з пускової системи подається в розподільник через центральний отвір його корпусу.

Котушка відкриває або закриває одне з двох отворів, які просвердлені з лівого і правого боку від центрального. До цих отворів приєднані дві трубки, через які стиснене повітря з розподільника подається в циліндр насоса.

Одна трубка (права) закріплена на кришці, друга (ліва) на корпусі насоса. Друга пара трубок з'єднує зовнішні порожнини розподільного циліндра і центральну частину циліндра насоса. У корпусі розподільника переміщається циліндричний золотник. Шпуля симетрична.

На його кінцях оброблені пази, а в центрі є розділова гребінка. У змивний отвір по центру корпусу розподільника вставлений стопор, який під дією пружини утримує золотник в одному з крайніх положень.

Насос працює наступним чином. У будь-якому з крайніх положень одне з отворів, через які стиснене повітря надходить в циліндр, відкривається золотником, а інше - закритим. Стиснене повітря надходить в циліндр через відкритий отвір, поршень робить робочий хід. Після закінчення такту поршень відкриває отвір своїм краєм.

Надходження повітря з циліндра через трубку, з'єднану з торцем циліндра-розподільника, перемістить золотник в інше крайнє положення і буде виконано другий робочий хід поршня. Повітря, що залишилося в неробочих порожнинах циліндра, викидається в атмосферу через канавку в корпусі розподільника.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		86

Разом з поршнем повітряної порожнини переміщається і поршень масляної порожнини: масло буде всмоктуватися в одну порожнину циліндра через один з клапанів, а з іншої порожнини через другий клапан видавлюватися в нагнітальний трубопровід. Всмоктування в нагнітальні клапани однакові. У корпус клапана вставлена пластина, яка притискається пружиною. Деталі клапана (крім пружини) виготовлені з пластику. Клапани нерозбірні і при виході з ладу замінюються на нові. На зовнішній поверхні перегородки є канавка, з'єднана радіальним отвором з ущільненням штанги і отвором в корпусі насоса.

Форсування двигуна супроводжується збільшенням підведеної теплоти що збільшує теплову напруженість деталей ШПГ. Відповідно треба передбачити заходи які забезпечать кращі умови відведення тепла від них.

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу поршнів дизельних двигунів що використовують різні принципи сумішоутворення. В результаті зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки штатної конструкції поршня. Враховано особливості роботи та проблеми пов'язані з експлуатацією дизельних двигунів що використовують поршні різного конструктивного виконання. Запропоновано конструктивне рішення поршня з камерою згоряння в поршні. Виконано розрахунок основних параметрів поршня на міцність та визначено геометричні розміри проектного поршня.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 330$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.225$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.72$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.225 \cdot 330 \cdot 1.72 \cdot 14.45 = 1845.409$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1845.409}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.72 \cdot 14.45} \right) = 0.533$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.533}{0.333} = 1.6$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.225 \cdot 22.6 = 5.085$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.085 \cdot 330}{3600} = 0.466$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.225 \cdot 40.9 = 9.203$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.203 \cdot 330}{3600} = 0.844$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.225 \cdot 10.5 = 2.363$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.363 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.217$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.225 \cdot 5.6 = 1.26$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.26 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.116$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.225 \cdot 7.6 = 1.71$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.71 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.157$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.466 \\ 0.844 \\ 0.217 \\ 0.116 \\ 0.157 \end{pmatrix} = 1.798$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.466}{1.798} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.844}{1.798} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.217}{1.798} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.157}{1.798} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.116}{1.798} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		92

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 330 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 330^{0.55}) = 28.889$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.889 + 0 = 82.889$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектового дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 5500$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{750}{60} = 12.5 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 330^{0.55} \cdot \frac{1 + 330}{5.5 \times 10^3} = 1.096 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{750}{750} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{5.5 \times 10^3}{330} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.096 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 74.397$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить шкоду оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо зниження шкідливого впливу.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працюючих людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проєктованого двигуна показав, що зазначені параметри дещо виходять за допустимі межі. Тому потрібно перебачити заходи щодо зниження шуму та вібрації проєктованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення камери згоряння.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6Ч 23/30. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі описано паливну та систему мащення штатного двигуна, та розглянуто особливості їх роботи. Описано будови дизелів поршнів та особливостей їх роботи на різних режимах роботи. Зазначено вплив типу камери згоряння на процеси сумішоутворення та згоряння. Зазначено переваги та недоліки штатної камери згоряння. Запропоновано конструктивне рішення щодо вдосконаленої камери згоряння напврозділеного типу. Визначено геометричні та параметри міцності поршня.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Запропоновано заходи щодо безпеки праці під час ремонту та обслуговуванні дизеля. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.19.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		96

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці