

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: Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 130 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції пружини клапана.
Прототип 6Ч 18/22.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

(підпис)

Вівчарук В.В.

Керівник роботи:

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

(підпис)

Швець І.А.

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 Вівчаруку Віталію Васильовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 130 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції пружини клапана. Прототип 6Ч 18/22».

Керівник роботи Швець І.А.

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 18/22, номінальною потужністю 114 кВт.

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

Вступ.

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції пружини клапана.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 18/22 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Механізм газорозподілу (СК)

5. Кришка циліндру (СК) 6. Схема системи мащення (ПС) 7. Пружина (РК)

Консультанти розділів роботи

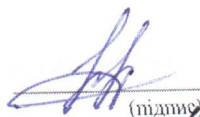
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент


(підпис)

Вівчарук В.В.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок вдосконалення конструкції пружини клапана.

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 механізм газорозподілу та систему мащення штатного двигуна, а також розглянуто особливості їх роботи. Зазначено їх переваги та недоліки. Описано особливості роботи клапанних пружин та зазначено можливі проблеми що виникають при їх роботі. Запропоновано нове конструктивне рішення клапанної пружини конічної форми передбачає зменшення її масо-габаритних показників та кращий розподіл напружень всередині неї, що впливає на її довговічність. Визначено геометричні параметри та параметри міцності пропонованого рішення пружини.

Розглянуто проблеми пов'язані що шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів проектного двигуна. Проаналізовано небезпеки що можуть виникати під час ремонту, обслуговуванні та експлуатації двигуна та запропоновано заходи щодо їх усунення. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система змащування, кришка циліндру, пружина, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work In this qualification work, in accordance with the task, a solution to improve the reliability of a diesel engine for a stationary power plant with a capacity of 130 kW, designed on the basis of the 6CH 18/22 prototype engine, by improving the design of the spring of the valve.

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

The engine operating cycle parameters are calculated, on the basis of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed.

The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the and components of the external heat balance are determined.

The mechanism of gas distribution and the lubrication system of the standard engine are described, as well as the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are indicated. The features of the valve springs are described and the possible problems that arise during their operation are indicated. A new design solution of the conical valve spring has been proposed, providing for a reduction in its weight and dimensions and a better distribution of stresses inside it, which affects its durability. The geometric parameters and strength parameters of the proposed spring solution are determined.

The problems associated with the harmful effects of the designed diesel engine on the environment. 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 and measures to eliminate them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle, lubrication system, cylinder cover, spring, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	24
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	25
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	25
2.2. Побудова індикаторної діаграми	35
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	42
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	51
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу	57
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУЖИНИ	59
3.1. Будова та принцип роботи механізму газорозподілу	59
3.2. Розрахунок елементів механізму газорозподілу	72
3.3. Висновки по розділу	82
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	83
4.1. Захист навколишнього середовища	83
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	87
4.3 Висновок по розділу	89

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Вівчарук В</i>			<i>Пояснювальна записка</i>	Лист.	Аркуш
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					6
						<i>ПННІ НУК</i>	
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					

ВИСНОВКИ	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	91
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6Ч 18/22	
Додаток 3 Специфікація МГР	
Додаток 4 Специфікація Кришка циліндру	

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Найбільшими виробниками теплової та механічної енергії залишаються двигуни внутрішнього згоряння. Поновлення парку силових установок на базі ДВЗ з кожним роком знижуються через їх значну вартість та витрати на ремонт та обслуговування, а придбання нових є накладним з фінансової точки зору для користувача. Це призводить до максимізації терміну експлуатації за рахунок збільшення ремонтних заходів. Окрема увага користувачів до застосування вживаної відновленої техніки, дозволяє зекономити при закупівлі понад 65% коштів у порівнянні з вартістю нової силової установки.

Додатковим пунктом економії коштів у користувачів силових установок є використання дешевших альтернативних видів палива. Можливими варіантами тут є використання газового палива, синтетичного та рідкого палива з рослинних олій [5]. Використання таких видів палива дозволяє економити споживачу на паливі до 45%, та отримати високі екологічні показники, оскільки продукти згоряння містять менше токсичних компонентів відпрацьованих газів.

Однак з досвіду експлуатації дизельних ДВС, що працюють на різних паливах, можна зробити невтішний висновок, пов'язаний із зменшенням надійності вузлів та агрегатів. Великий вплив вид застосованого палива має режим роботи двигуна, та відповідно на надійність механізмів двигуна, серед яких треба зазначити механізм газорозподілу (МГР). Так згідно статистичних даних на МГР припадає до 30% всіх поломок двигуна. Серед них крім поломок пар «клапан-втулка» та «тарілка-сідло» окремо треба зазначити поломки клапанних пружин.

Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю вирішення проблеми підвищення надійності стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення елементів МГР серед яких особлива увага буде приділена клапанній пружині.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок вдосконалення конструкції клапанної пружини.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

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 механізм газорозподілу та систему мащення штатного двигуна. Визначити проблеми пов'язані з процесами змащування та тепловідводу елементів МГР. Запропонувати рішення щодо підвищення надійності роботи клапанних пружин. Визначити геометричні та параметри міцності запропонованої клапанної пружини. 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 механізмі газорозподілу та системі мащення дизельного двигуна, та їх вплив на надійність роботи пружини та дизельного двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з підвищенням надійності дизеля для стаціонарної електростанції за рахунок вдосконалення конструкції пружини.

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 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-генератор, на базі двигуна 6Ч 18/22, призначений для одиночної та паралельної роботи як допоміжне джерело електроенергії на електростанціях для суден річкового, морського та рибпромислового флоту різного призначення та необмеженого району плавання. Область застосування дизельних генераторів цього типу не обмежується їх використанням як джерело електроенергії на судах. Широке застосування ДГРА здійснюється у вигляді стаціонарної дизельної електростанції (ДЕС) у віддалених населених пунктах, у польових умовах, у збройних силах так звані контейнерний варіант.

При проектуванні електростанції на базі даного дизель-генератора необхідно врахувати наступне:

- сумарна потужність повинна покривати максимальне розрахункове навантаження з урахуванням потреб дизельної електростанції.
- кількість робочих дизель-генераторів визначається відповідно до графіка навантажень та наявної номенклатури електроагрегатів.
- на резервних дизельних електростанціях необхідність встановлення резервних агрегатів має спеціально обґрунтовуватись.
- вибір рівня автоматизації для резервних станцій повинен проводитися з урахуванням допустимої перерви електропостачання.

Дизель-генераторна електростанція реалізовано на базі двигуна 6Ч 18/22 або 6ЧН 18/22 та генератора типу ГСН, змонтованих на загальній рамі, яка встановлюється на судновий фундамент на амортизаторах. Дизель шестициліндровий, чотиритактний, однорядний, з газотурбінним або без газотурбінного наддуву, обладнаний усіма агрегатами (насосами, фільтрами,

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

охолоджувачами), що забезпечують його роботу. Генератор синхронний змінного струму, безщітковий зі статичною системою збудження та автоматичним регулюванням напруги. Пуск агрегату повітряний, система охолодження-двоконтурна (зовнішній контур-забортна вода). Оснащується дизельгенератор системою автоматизації різного обсягу на замовлення споживача. Час роботи, що не обслуговується, може бути від 24 до 240 годин.

Дизель-генератори можуть бути використані на судах практично з будь-яким ступенем автоматизації. За якістю ущільнень судновий дизельгенератор може бути підключений до об'єднаної системи охолодження. ДГРА 100/750 і ДГРА 160/750 мають економічні витрати палива та олії, забезпечують роботу без зниження потужності при температурі повітря $+45^{\circ}\text{C}$. Ресурс безперервної роботи дизельгенератора (без зупинок) становить до 1200 годин що полегшує експлуатацію суднової електростанції при комплектації дизельгенераторами заводу різної потужності.

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше	80 (600)
Температура навколишнього повітря, К ($^{\circ}\text{C}$), в межах	278 ... 323 (5..50)
Відносна вологість повітря, %, не більше	98

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



Рис. 1.1 – Дизель-генератор ДГРА-150 на базі силового агрегату 6Ч 18/22

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 130$ 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 $\eta_{\Pi} = 0.980$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0.96...0.99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 130 \cdot 0.98 = 127.4$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{127.400}{0.850} = 149.882$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{149.882 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 227.723$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 149.882 \cdot 1.080 = 161.873$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{161.873 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 245.94$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 161.873 \cdot 1.1 = 178.06$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{178.06 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 270.535$$

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 СГД103-8У3, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 130.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з нерозділеною або напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Двигун 6ЧСП 18/22 призначений як для приводу гребного гвинта так і може бути використаний для приводу генератора потужністю на 100 і 150 кВт.

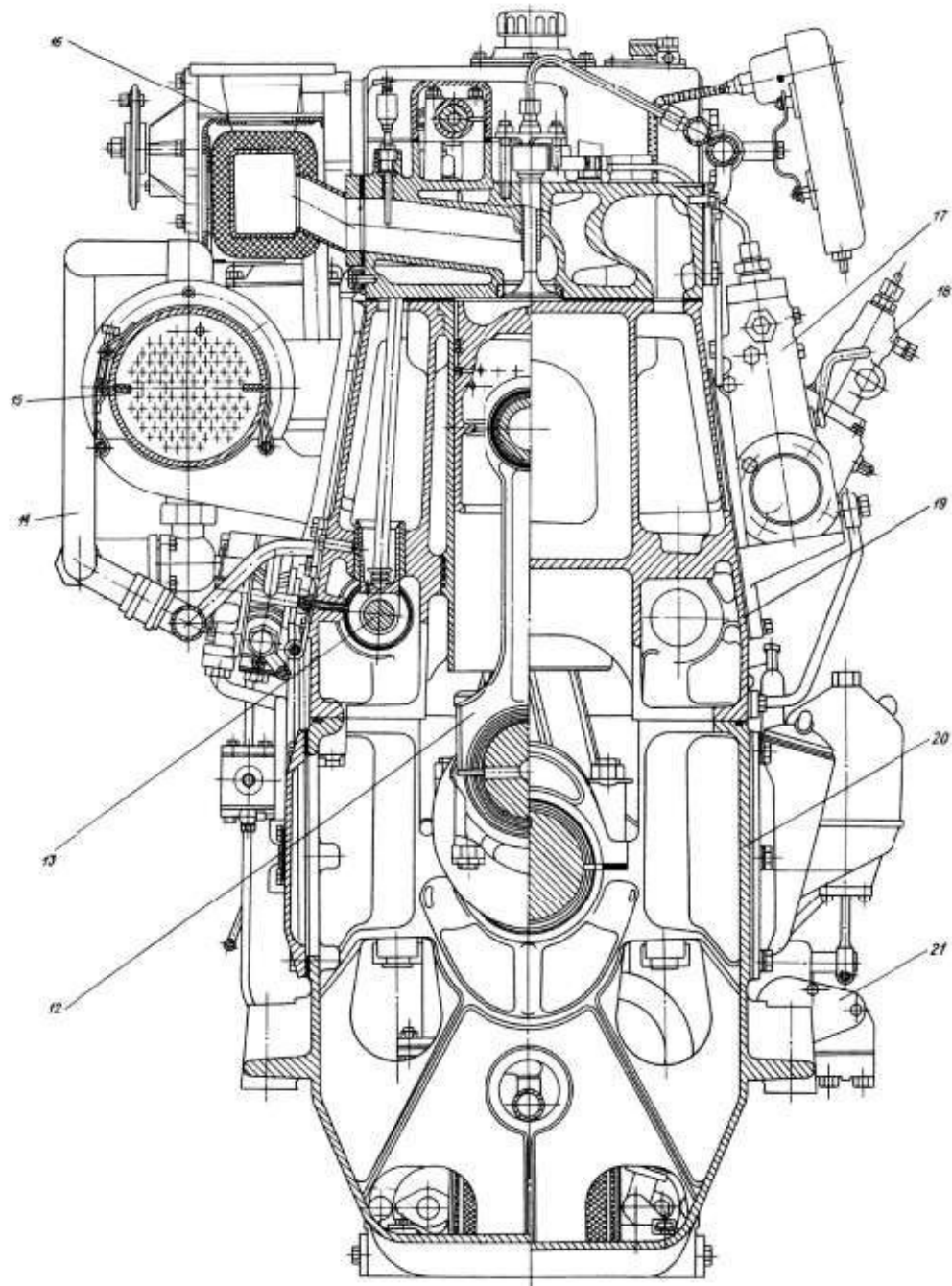


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6ЧСП 18/22

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Дизель з генератором монтується на загальній рамі і встановлюється на судновому фундаменті. Судновий дизель з реверс-редукторною передачею встановлюється безпосередньо на судновий фундамент.

Фундаментна рама дизеля вилита з чавуну, коробчатої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними ліжками для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому кожен підшипник складається з бугеля, та двох вкладишів. Нижні вкладиші фіксуються за допомогою вусиків. Від провертання верхні вкладиші стопоряться спеціальними стопорними втулками.

Вкладиші корінних підшипників з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ. Верхні і нижні вкладиші не взаємозамінні. На бічних стінках рами є оглядові люки для доступу до кривошипно-шатунного механізму і корінних підшипників. Люки закриваються кришками, які кріпляться болтами. Герметичність забезпечується прокладками.

На кришках трьох люків з боку вихлопного колектора поставлені запобіжні клапани з полум'я-відбивачами. Кришка має горловину, запобіжну сітку, щуп рівня масла і кришку, що закриває горловину.

Внизу, проходить сталева труба, на передньому кінці якої розташований редукційний клапан. Нижня частина рами є збіркою і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, є два люка з фланцем для підключення всмоктуючого трубопроводу резервного масляного насоса і для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями. У середині середньої нижньої частини рами кріпиться масляний фільтр. У приймальне днище фільтра вставлена усмоктувальна труба.

На зовнішніх бокових поверхнях є опорні лапи для кріплення дизеля до фундаменту і різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, в які покладений гумовий шнур. Вентиляція картера незалежна.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Блок циліндрів цілісний, відлитий з чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами силовими шпильками і болтами по краях для ущільнення стику. Простір між циліндровими втулками і стінками блоку є сорочкою для охолоджуючої води. Блок циліндрів має симетричну конструкцію щодо поздовжньої осі дизеля. У нижній, правій і лівій частинах блоку розташовані гнізда для втулок підшипників розподільного валу і втулок штовхачів. Від провертання втулки стопоряться гвинтом і штуцером одночасно служить для підведення мастила до втулок розподільного валу. На верхній поверхні блоку розташовані шпильки з гайками для кріплення кришок циліндрів. Ущільнення між кришками, блоком і циліндровими втулками забезпечується армірованою прокладкою.

У передній частині блоку розташований привід регулятора, шестерні приводу водяного насоса, шестерня приводу паливного насоса, проміжна шестерня і блок шестерень. Блок шестерень складається з двох скріплених між собою шестерень, в маточину однією з яких запресовані бронзові втулки.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну. Кришка циліндрів має всмоктуючий і вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщаються в напрямних втулках, запресованих в кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку і застопорені пружинними стопорними кільцями. Кожен клапан притискається до гнізда пружиною через тарілку, з'єднану з клапаном за допомогою сухарів.

Механізм приводу клапанів складається зі стійки, валика, коромисел з запресованими в них бронзовими втулками, регулювальних гвинтів з контргайками. Коромисла на валику фіксуються шайбами, застопореними кільцями. Стійка кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок, гайок і шайб.

Механізм приводу клапанів закритий ковпаком, який кріпиться маховичком і шпильками. У днище кришки вкручено пусковий клапан, що складається з корпусу, клапана притертого до гнізда, пружини і гайки з шплінтом. Тарілка клапана щільно притискається до гнізда пружиною. Гніздо під клапан наскрізне. На верхній частині кришки циліндра розташований індикаторний кран і є отвір

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

для гвинта для установки термопар. Форсунка кріпиться натискним фланцем за допомогою шпильок і гайок. У днище кришки в районі форсунки встановлена термостійка вставка.

Повітрозбірник з автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, без охолодження. Випускний колектор огорожений захисним кожухом.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. У кожному коліні є масляний канал, що з'єднує радіальний отвір в корінних і шатунних шийках валу. Четверта корінна шийка є опорною. До фланця заднього кінця колінчастого валу за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплений маховик. З протилежного боку до фланця прикріплений масловідбивач. На передньому кінці колінчастого валу насаджена шестерня для приводу механізмів дизеля.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння. У кільцевих канавках поршня розміщені два компресійних, а також одне здвоєне маслосховище хромоване кільце. Поршень з'єднується з шатуном за допомогою полого сталевих цементованого і загартованого пальця плаваючого типу. Від осевих переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення – холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бокових свердління в нижній головці для підведення мастила до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, застопорені гвинтом. Нижня головка шатуна роз'ємна, скріплюється двома болтами, які стопоряться шпінтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги. Для запобігання вкладиша від зсуву вздовж осі є стопорний штифт.

Розподільчий вал зібраний з двох частин, з'єднаних між собою болтами і гайками. Вал обертається в семи підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

частині блоку циліндрів. Розподільчий вал має впускні та вихлопні кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного валу насаджена упорна втулка і шестерня приводу розподільного валу. У паз упорної втулки входить вилка, закріплена на передній стінці блоку циліндрів, що оберігає розподільний вал від осьового переміщення. Шестерня з'єднується з розподільним валом шпонкою і закріплюється упорною шайбою і двома болтами.

Привід розподільного валу здійснюється за допомогою шестерень, розташованих в передній частині блоку циліндрів. Для плавності зачеплення і забезпечення безшумності роботи шестерні приводу виготовлені з косим зубом. На шпонці насаджена роз'ємна конічна шестерня приводу розподільника повітря.

Витратна ємність паливної системи розташована вище дизеля. Між витратною ємністю і насосом підкачки палива встановлено фільтр.

Привід паливного насоса високого тиску, насоса гідрозапора форсунок і насоса підкачки палива розташований в передній частині блоку циліндрів дизеля і складається з корпусу, валика, шестерні, ексцентрика, штовхача, натискного фланця і пластинчастої муфти. Валик встановлюється в корпусі на двох підшипниках. Шестерня і ексцентрик знаходяться на шліцах валика і фіксуються в осьовому напрямку гайкою. Гайка на валику стопориться шплінтом. Фланець має циліндричний виступ, яким він центрується в гнізді корпусу. Валик ущільнюється з боку пластинчастої муфти сальником, який встановлюється в нажимному фланці і піджимається натискним кільцем за допомогою болтів.

Паливний насос високого тиску приводиться в дію від валика приводу насоса через пластинчасту муфту. Муфта складається з напівмуфти, двох наборів пластин і ланки, зібраних за допомогою болтів, шайб і гайок. Протилежний кінець валика приводу з'єднується з насосом підкачки палива.

На приводі встановлюється насос гідрозапору, плунжер якого наводиться в зворотно-поступальний рух через штовхач під дією ексцентрика. Зазор між верхнім торцем плунжера і сідлом нагнітального клапана насоса встановлюється регулювальним болтом, укрученим в штовхач.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Для ручного прокачування насоса гідрозапору служить ексцентриковий валик, який встановлюється в робочому положенні стрілкою вниз і стопориться в корпусі від осьового переміщення болтом. Ущільнюється ексцентриковий валик гумовим кільцем.

Насос підкачки палива шестеренного типу. Складається з корпусу, закріпленого на корпусі приводу паливного насоса, провідної шестерні, з'єднаної через сухар з валиком приводу, відомої шестерні і кришки, в якій змонтований перепускний клапан з пружиною.

Фільтр палива тонкого очищення складається з корпусу кришки і фільтруючого елемента, з'єднаних стяжним болтом і стягнутий гайкою. Фільтра здвоєні кришкою з краном перемикання, що дозволяє промивати (очищати) фільтруючі елементи без зупинки дизеля. Фільтр кріпиться до блоку на спеціальному кронштейні.

Паливний насос високого тиску золотниковий, блоковий. Корпус насоса має шість східчастих вертикальних отворів, в кожне з яких вставлений штовхач, тарілка нижня, пружина, тарілка верхня, плунжерні пара, нагнітальний клапан, ущільнююча прокладка і натискний штуцер. Знизу корпус закривається штампованої кришкою, яка ущільнюється прокладкою.

У нижній частині корпусу насоса монтується кулачковий валик, який спирається кінцевими шийками на два роликотідшипника. У верхній частині корпусу розташований канал для підводу палива. Роликотідшипники встановлюються в корпусі і закриваються кришкою і фланцем корпусу редуктора, які кріпляться до торців корпусу за допомогою болтів. Кришка і фланець корпусу редуктора мають циліндричний виступ, яким вони центруються в гнізді корпусу.

Осьове переміщення кулачкового валика обмежується проміжком між торцями обойми роликотідшипника і виступу фланця корпусу редуктора. Відкритий кінець кулачкового валу ущільнюється саме рухомою манжетою, запресованою в кришку. Сталевий кулачковий вал має шість кулачків, відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля. На кінці валу насаджується напівмуфта приводу паливного насоса. Лівий кінець валика обертає редуктор тахометра.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

Передача до плунжера здійснюється через штовхачі, ролики, що обертаються на втулках і мають вільне переміщення на осях. Від провертання штовхачі фіксуються стопорними болтами, циліндричний кінець яких входить в подовжній паз штовхача, в зв'язку з чим штовхачі при обертанні кулачкового валика роблять зворотно-поступальний рух.

Циліндричний виступ ексцентрикового валика входить в паз штовхача. Встановлюються ексцентрикові валики в корпусі в спеціальних гніздах та фіксуються від випадання кришками. Верхня потовщена частина втулки знаходиться в каналі підводу палива. У ній є два зміщених по висоті отвору, розташованих в одній площині на протилежних сторонах втулки.

Плунжер має два гвинтових паза. Верхня гвинтова кромка будь-якого з них є відсічною. Поворотна втулка центрується на нижній частині плунжерній втулки. На верхню частину поворотною втулки насаджується розрізний зубчастий вінець, який закріплюється стяжним гвинтом. Зубчасті вінці знаходяться в зачепленні з регулюючої рейкою, переміщення якої і призводить до повороту плунжера.

Для роз'єднання надплунжерного простору з трубопроводами високого тиску служить нагнітальний клапан, який складається з сідла, клапана, обмежувача ходу клапана і пружини. Клапан нагнітальний має чотири направляючих пера, розвантажувальний циліндричний поясок і запірний конус.

Корпус нагнітального клапана і втулка плунжера затиснуті натискним штуцером. Ущільнення корпусу клапана і натискного штуцера в корпусі насоса здійснюється прокладкою, що затискається штуцером з зусиллям, що забезпечує ущільнення. Верхній кінець натискного штуцера має зовнішню різьбу і внутрішній конус для під'єднання трубки високого тиску. Регулююча рейка переміщається в підшипникових втулках, запресованих в корпусі насоса. Рейка має упор для регулювання максимальної подачі палива. Регульований упор складається з обмежувача, різьбовій вилки, контргайки і сережки. У середній частині рейка має паз. У цей паз входить циліндричний кінець стопорного болта, який оберігає рейку від провертання і обмежує її осьове переміщення.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

Редукційний клапан регулюється на заданий тиск в системі замикання голок розпилювачів форсунок регулювальним гвинтом. Корпус клапана ущільнюється капронової або текстолітової прокладкою, стакан і регулювальний гвинт - гумовими кільцями.

Форсунка закритого типу з гідравлічним замиканням голки. Форсунка складається з сталевго корпусу, розпилювача з голкою, притиснутого до корпусу накидною гайкою. Ущільнення між корпусами розпилювача і форсунки досягається ретельної доведенням їх торців. Фільтр складається з штуцера, набору фетрових дисків, сітки, пробки і стопорного кільця.

Система мащення дизеля циркуляційна з розбризкуванням. В системі змащення дизель генераторів є електронасоси для передпускового прокачування масла, які розташовані на передній торцевій кришці дизеля. Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою масляного насоса. Перед відцентровим очищувачем мастила розташований кран. У корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск. Тут же встановлено золотник для керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності.

Повнопотоковий фільтр тонкого очищення масла встановлено поза дизелем. Після фільтра масло надходить через терморегулятор в масляний холодильник що має гладкі латунні трубки і з'єднаний в загальний блок з водяним холодильником. На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії. На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. На передній стінці рами дизеля є фланці для підключення нагнітального і всмоктувального трубопроводів резервного масляного насоса. Масляний насос складається з чавунного корпусу і кришки зі вставленими в них бронзовими втулками, провідною шестерні, приводний шестерні, закріпленої на валу за допомогою шпонки і гайки зі стопорною шайбою, і осі з відомою шестернею і втулкою. Між корпусом і кришкою насоса ставиться ущільнююча прокладка.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

Маслорозподільник складається з корпусу, золотника, редукційного клапана, штуцери, фланця з дроселем. Повнопоточковий фільтр тонкого очищення масла служить для фільтрації циркулюючого в дизелі масла. Він складається з основи корпусу, корпусів, кришок, фільтруючих елементів, перепускних клапанів, дренажної трубки, пробки зливу масла.

Центрифуга має корпус ротора, кришку, втулку стягну, масло відбивач і два сопла. Отвори в соплах розташовані щодо до корпусу ротора. Вісь, вкручена в корпус, на яку насаджена центрифуга. Корпус маслоочисника закріплюється на люку фундаментної рами дизеля.

Масляний прокачний насос є поршневым насосом подвійної дії і складається з корпусу, кришок, двох клапанів і поршня з кульковими клапанами, притискуються пружиною з одного боку до сидла, а з іншого - до корпусу поршня.

Бічний отвір в поршні з'єднує його порожнину з нагнітальної магістраллю. По середині поршня зроблений поперечний паз, в який заходить виступ важеля, що переміщує поршень. На виступаючому з корпусу важелі закріплена рукоятка, за допомогою якої насос приводиться в дію. У проточках важеля встановлені кільця для ущільнення.

Водомасляний охолоджувач блочного типу, складається з двох секцій: олійної і водяної. Корпуси мають пробки для спуску масла і води, відповідно, і фланці для відводу і підведення охолоджувальної води і масла. Кришка має дві порожнини. Нижня порожнину, що має фланець для підведення забортної води, з'єднана з приймальною частиною трубного пучка, верхня порожнина, що має також фланець, з'єднана з відвідною частиною трубного пучка. Між собою холодильники з'єднані прокладкою, яка розділяє приймальню і відводять частини трубних пучків.

Дизель має двоконтурну систему охолодження. У разі виходу з ладу одного або обох насосів передбачений перехід на одноконтурну систему охолодження. Автоматичне регулювання температури прісної води здійснюється за допомогою терморегулятора РТП32752.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Насоси заборотної і прісної води вихрового типу змонтовані на одному приводі, валик якого є загальним для обох насосів. Валик насосів, виготовлених з бронзи, встановлений в чавунному корпусі на двох шарикопідшипниках і приводиться в обертання через косо зубу шестерню, насаджені на валу на шліці. Осьове зусилля, що виникає в косозубій передачі приводу при обертанні валика, сприймається стопорним кільцем, встановленим в кільцевої канавці зовнішньої обойми шарикопідшипника.

За допомогою стопорного кільця тарілчастих пружин і циліндричного виступу корпусу насоса шарикопідшипник затискається в корпусі приводу, перешкоджаючи осьовому переміщенню валика.

Фіксація валика насосів щодо підшипника, а також фіксація шестерні і підшипника на валу здійснюється втулкою і гайками з шайбами. Кінці валика, що виходять з корпусу приводу, ущільнюються саморухомими манжетами, що працюють на сталевих втулках.

Корпуси насосів заборотної води і прісної кріпляться до торців корпусу приводу. Центрування корпусів насосів в корпусі приводу здійснюється циліндричними виступами. В середині корпусів насосів, закритих кришками, обертаються симетрично розташовані щодо бічних каналів робочі колеса.

Насос заборотної води самовсмоктувальний. Ковпак має дві порожнини: всмоктувальну і нагнітальну, до яких приєднується всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи.

Гумова манжета з пружиною складають пружний елемент ущільнення, що обертається разом з валиком і ущільнюючої шайбою. Обертання шайби забезпечується виступами, які входять до відповідних пази циліндричного виступу робочого колеса. Гумова манжета з кільцем при установці на валик щільно охоплює його по зовнішньому діаметру. Торець манжети і торці ущільнюючої шайби туляться один до одного і до торців нерухомих втулок пружиною. Пружина підтримує герметичність стику. Втулки запресовані в корпуси насосів.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

Пуск дизеля здійснюється стисненим повітрям. Наповнення балонів проводиться повітряним компресором реверс редуктора у суднових дизелів або автономним компресором у дизель генераторів.

Приводом розподільника повітря служить вал-шестерня, яка входить в зачеплення з шестірнею на розподільчому валу і через шліцьову втулку з'єднується з диском.

Пусковий балон складається з суцільнотягнутого сталевго корпусу і головки, на якій змонтовані вузли та деталі. Усередині корпусу балона знаходиться трубка, призначена для продувки балона.

Конструкція головки пускового балона передбачає торцеве ущільнення шпинделів.

Відокремлювач складається з сталевго корпусу з верхнім і нижнім днищами. Усередині корпусу і до днищ приварені відбійник і відповідні підводять і відводять повітря.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості роботи та експлуатації дизель-генераторної електростанції.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо отримання підвищення вихідних показників двигуна, без зниження показників надійності та довговічності.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 130$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 13.4$
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]	$\alpha = 1.9$
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	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.50$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
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

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{115}{13.4 \cdot 96.235 - 115} = 0.039$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 320.33$$

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

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{13.4}{13.4 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{320.325 \cdot (1 + 0.039)} = 0.904$$

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]

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 13.4^{1.376} = 3421.6$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 320.33 \cdot 13.4^{1.38 - 1} = 849.93$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 849.929 = 22.122$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.495 = 0.94$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.495 = 0.093$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.495 = 0.742$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.093 + 0.742 = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.972}{0.94} = 1.035$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.039}{1.000 + 0.039} = 1.034$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.093 \cdot 23.3 \\ 0.742 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9724} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0935 \cdot 0.0015 \\ 0.7423 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.24 + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 3421.6 = 5132.4$$

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 $A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03363 = 0.00186$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.615$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.039)} = 3.697 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.122 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 849.929 = 2.94 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36974.103 + 29401.676 = 66375.779$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.615^2 + 4 \cdot 1.86 \times 10^{-3} \cdot 6.638 \times 10^4 = 1.558 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.615 + \sqrt{1557.648}}{2 \cdot 0.002} = 1841.679$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.842 \times 10^3}{1.5 \cdot 849.929} = 1.493$$

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13.4}{1.493} = 8.974$$

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

$$n_2 = 1.235$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5132.4}{8.974^{1.235}} = 341.479$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1841.679}{8.974^{1.235-1}} = 1099.661$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1099.661}{\sqrt[3]{\frac{341.479}{115}}} = 765.074$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 765.074|}{770} \cdot 100 = 0.64 \quad \%$$

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

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.493 - 1) = 0.74$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.493}{1.235 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.974^{1.235 - 1}} \right) = 3.84$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.376 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.4^{1.376 - 1}} \right) = 1.657$$

$$p_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3421.6}{13.4 - 1} \cdot [0.74 + (3.84 - 1.657)] = 806.413$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 806.413 = 774.157$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 774.157}{0.904 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.455$$

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 $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.455 \cdot 42447.806} = 0.186$$

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;

$s_{пр} = 0.22$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.22 \cdot 750}{30} = 5.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.5 = 152.9$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 774.157 - 152.9 = 621.257$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (500...700)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{621.257}{774.157} = 0.802$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.455 \cdot 0.802 = 0.366$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.366 \cdot 42447.806} = 0.232$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.232 \cdot 130 = 30.164$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{130 \cdot 10^3}{621.257 \cdot 750} = 33.481$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.18$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.22}{0.18} = 1.222 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 33.481}{\pi \cdot 1.222 \cdot 6}} = 179.804$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.222 \cdot 179.804 = 219.761$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 180 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

$$\text{Хід поршня } s' = 220 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 220 \cdot 10^{-3} = 0.22$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.18^2 \cdot 0.22 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 33.59$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{621.257 \cdot 33.59 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 130.425$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |130.425 - 130|}{130.425 + 130} \cdot 100 = 0.326 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{5.598 \times 10^{-3}}{13.4 - 1} = 4.515 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 5.598 \times 10^{-3} + 4.515 \times 10^{-4} = 6.05 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 4.515 \times 10^{-4} \cdot 1.493 = 6.741 \times 10^{-4}$$

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.

$V(0) = 0.00045$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00605$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.0005$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00602$	$p(190) = 96.934$
$V(20) = 0.00066$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00592$	$p(200) = 99.083$
$V(30) = 0.00092$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00576$	$p(210) = 102.853$
$V(40) = 0.00125$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00554$	$p(220) = 108.548$
$V(50) = 0.00166$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00526$	$p(230) = 116.658$
$V(60) = 0.00212$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00492$	$p(240) = 127.936$
$V(70) = 0.00261$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00452$	$p(250) = 143.535$
$V(80) = 0.00311$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00408$	$p(260) = 165.244$
$V(90) = 0.00361$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00361$	$p(270) = 195.91$
$V(100) = 0.00408$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00311$	$p(280) = 240.201$
$V(110) = 0.00452$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00261$	$p(290) = 306.049$
$V(120) = 0.00492$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00212$	$p(300) = 407.411$
$V(130) = 0.00526$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00166$	$p(310) = 569.58$
$V(140) = 0.00554$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00125$	$p(320) = 838.616$
$V(150) = 0.00576$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00092$	$p(330) = 1292.399$
$V(160) = 0.00592$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00066$	$p(340) = 2019.89$
$V(170) = 0.00602$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.0005$	$p(350) = 2934.325$
$V(360) = 0.00045$	$p(360) = 3421.6$	$V(540) = 0.00605$	$p(540) = 341.479$
$V(370) = 0.0005$	$p(370) = 5132.4$	$V(550) = 0.00602$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00066$	$p(380) = 5132.4$	$V(560) = 0.00592$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00092$	$p(390) = 3514.257$	$V(570) = 0.00576$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00125	p(400) = 2383.678	V(580) = 0.00554	p(580) = 115
V(410) = 0.00166	p(410) = 1684.437	V(590) = 0.00526	p(590) = 115
V(420) = 0.00212	p(420) = 1246.939	V(600) = 0.00492	p(600) = 115
V(430) = 0.00261	p(430) = 964.572	V(610) = 0.00452	p(610) = 115
V(440) = 0.00311	p(440) = 776.068	V(620) = 0.00408	p(620) = 115
V(450) = 0.00361	p(450) = 646.325	V(630) = 0.00361	p(630) = 115
V(460) = 0.00408	p(460) = 554.75	V(640) = 0.00311	p(640) = 115
V(470) = 0.00452	p(470) = 488.874	V(650) = 0.00261	p(650) = 115
V(480) = 0.00492	p(480) = 440.913	V(660) = 0.00212	p(660) = 115
V(490) = 0.00526	p(490) = 405.864	V(670) = 0.00166	p(670) = 115
V(500) = 0.00554	p(500) = 380.446	V(680) = 0.00125	p(680) = 115
V(510) = 0.00576	p(510) = 362.482	V(690) = 0.00092	p(690) = 115
V(520) = 0.00592	p(520) = 350.537	V(700) = 0.00066	p(700) = 115
V(530) = 0.00602	p(530) = 343.703	V(710) = 0.0005	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4409.145$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.409 \times 10^3}{5.598 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 787.584$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 787.584 \cdot 0.96 = 756.081$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |774.157 - 756.081|}{774.157 + 756.081} \cdot 100 = 2.363$$

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;

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 30^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 30^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 10^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.422 \times 10^3 = 4.106 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 5.132 \times 10^3 = 5.132 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 4.515 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 6.05 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3421.6$	$V(\varphi_c) = 4.515 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5132.4$	$V(\varphi_z) = 4.52 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 341.479$	$V(\varphi_b) = 6.05 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.619 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 7.777 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.478 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 5.709 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 5.132 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 6.622 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 510$	$p(\varphi_{b''}) = 362.482$	$V(\varphi_{b''}) = 5.764 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 5.048 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 10$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 5.048 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 102.853$	$V(\varphi_{d'}) = 5.764 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.106 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 4.515 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 370$	$p_{z_д} = 5.132 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 5.048 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

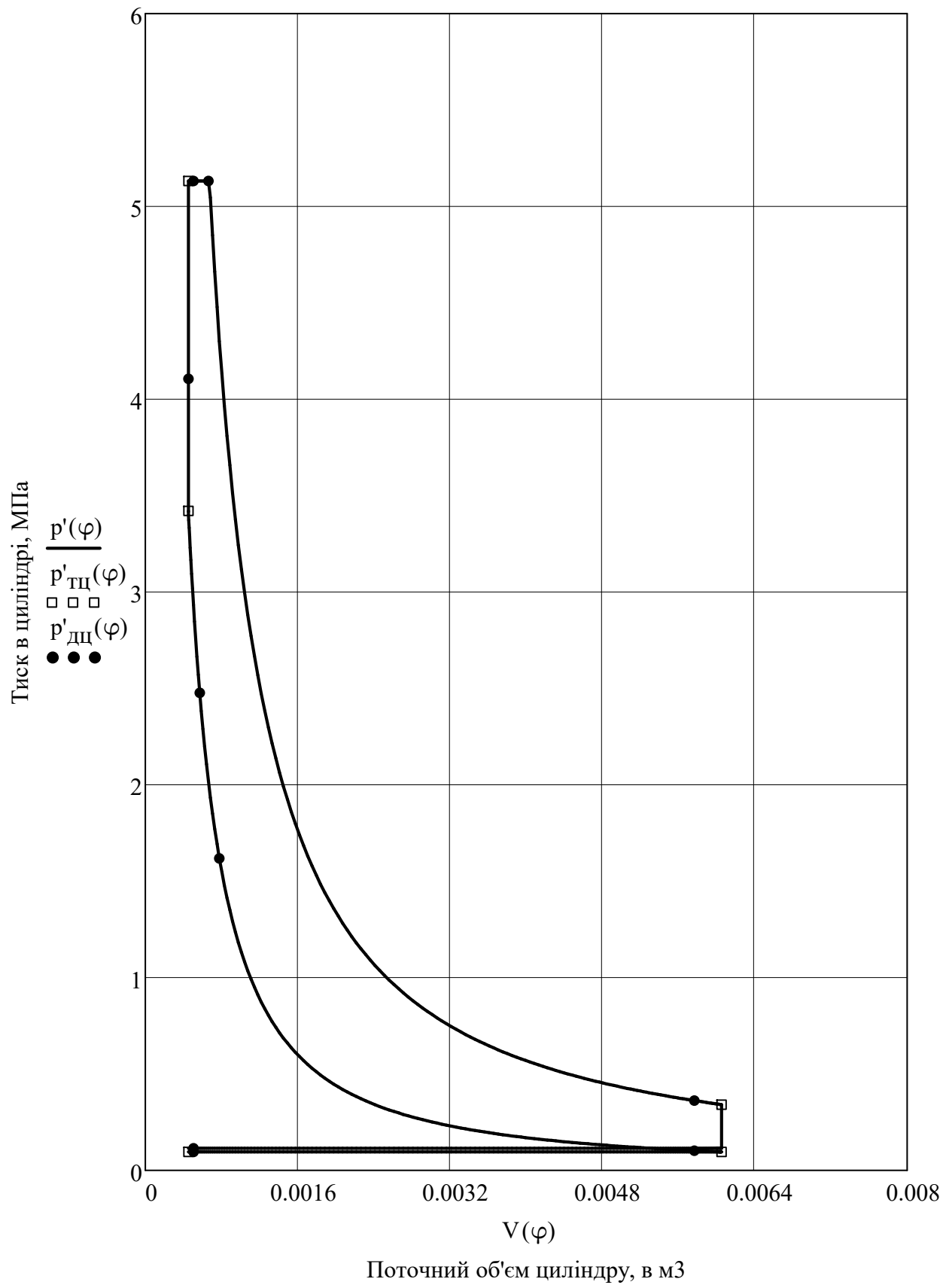


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

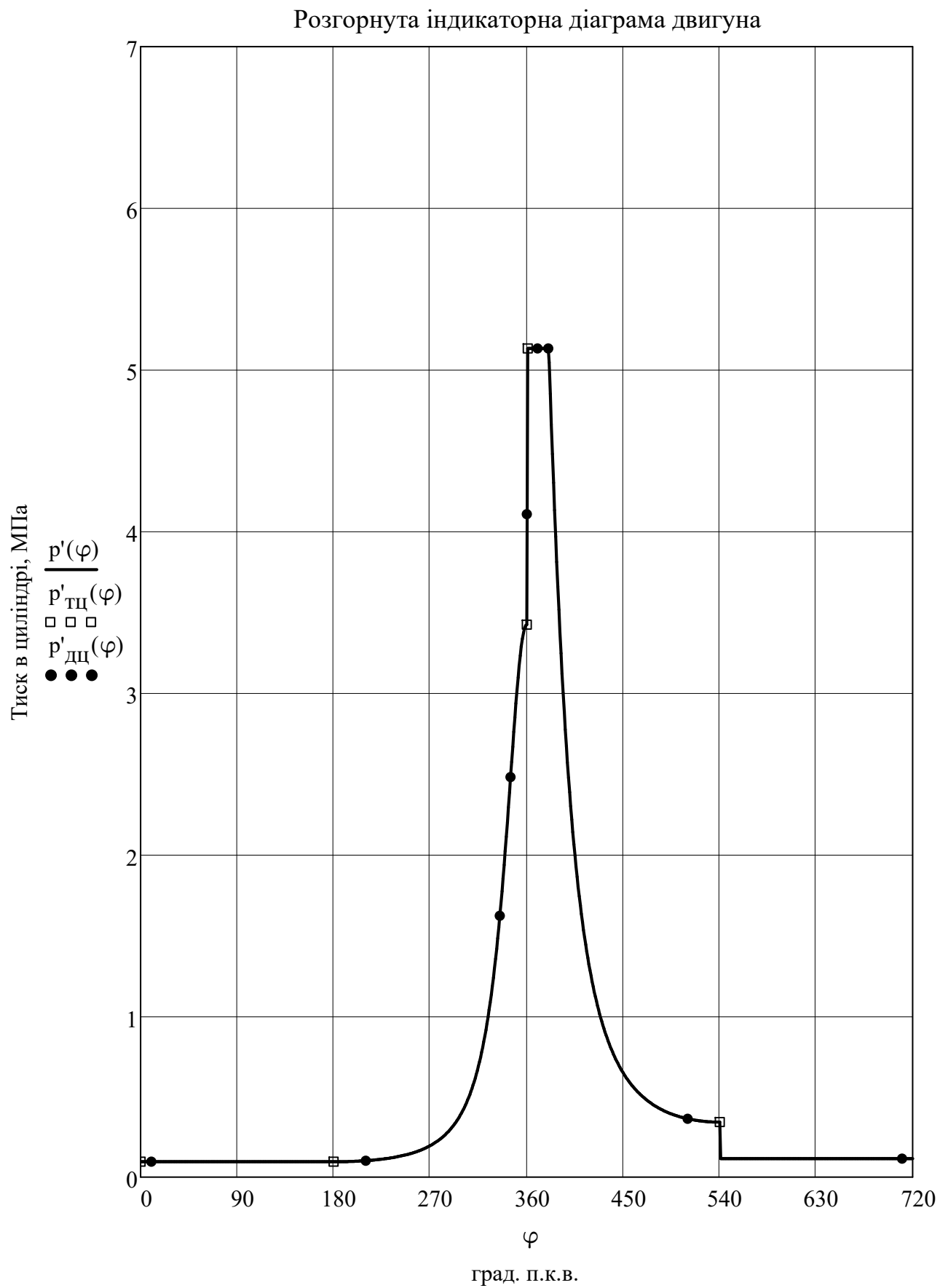


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

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

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

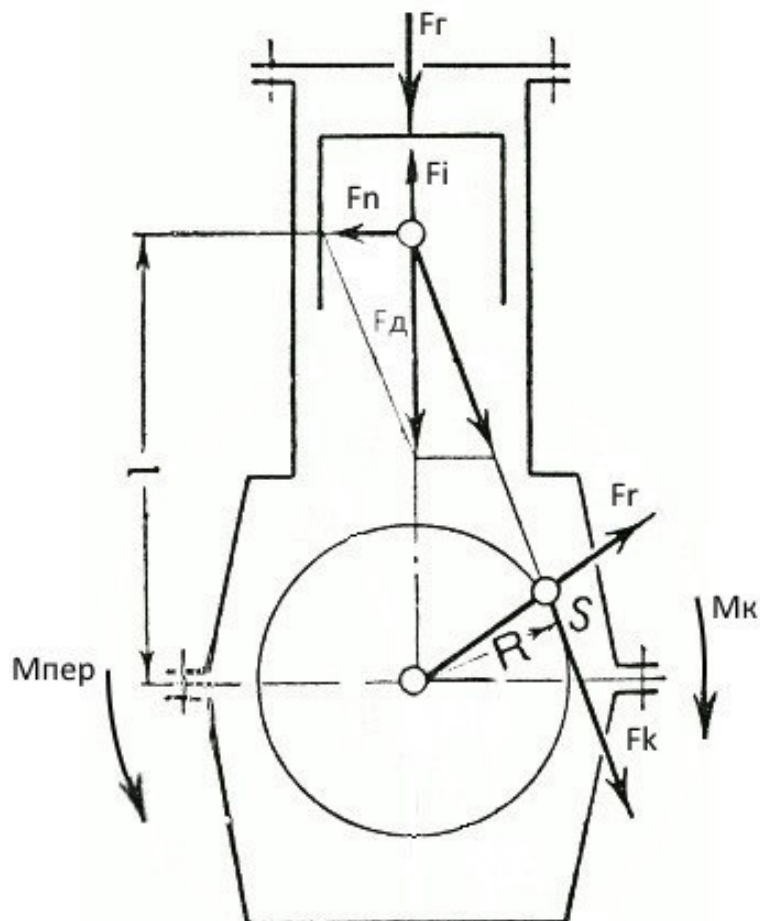


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні дані.

Маси деталей поршневого комплекту:

Маса поршня, в кг	$m_{\Pi} = 15.7$
Маса поршневого пальця, в кг	$m_{\Pi.\Pi} = 3.85$
Маса компресійного кільця, в кг	$m_{\text{к.к}} = 0.107$
Кількість компресійних кілець, шт	$i_{\text{к.к}} = 2$
Маса маслоз'ємного кільця, в кг	$m_{\text{м.к}} = 0.090$
Кількість маслоз'ємних кілець, шт	$i_{\text{м.к}} = 1$
Маса стопорного кільця, в кг	$m_{\text{с.к}} = 0.015$
Кількість стопорних кілець, шт	$i_{\text{с.к}} = 2$
Маса пальцевої заглушки, в кг	$m_{\text{з.п}} = 0.0$
Кількість пальцевих заглушок, шт	$i_{\text{з.п}} = 0$

Маси деталей з шатунного комплекту:

Маса шатуна, в кг	$m_{\text{ш}} = 11.81$
Маса верхньої втулки шатуна, в кг	$m_{\text{в.в.ш}} = 0.77$
Маса нижньої кришки шатуна, в кг	$m_{\text{н.к.ш}} = 4.0$
Маса вкладиша шатуна, в кг	$m_{\text{в.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних вкладишів, шт	$i_{\text{в.ш}} = 2$
Маса шатунного болта, в кг	$m_{\text{б.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних болтів, шт	$i_{\text{б.ш}} = 2$
Маса шатунної гайки, в кг	$m_{\text{г.ш}} = 0.110$
Кількість шатунних гайок, шт	$i_{\text{г.ш}} = 2$
Маса шатунної шийки, в кг	$m_{\text{ш.ш}} = 5.31$

Маси комплектів деталей що рухаються поступально та обертально

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{к.П} = \sum \begin{pmatrix} m_{П} \\ m_{П.П} \\ i_{к.к} \cdot m_{к.к} \\ i_{м.к} \cdot m_{м.к} \\ i_{с.к} \cdot m_{с.к} \\ i_{з.П} \cdot m_{з.П} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 15.7 \\ 3.85 \\ 2 \cdot 0.107 \\ 0.090 \\ 2 \cdot 0.015 \\ 0 \cdot 0.0 \end{pmatrix} = 19.884$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{к.Ш} = \sum \begin{pmatrix} m_{Ш} \\ m_{В.В.Ш} \\ m_{Н.к.Ш} \\ i_{В.Ш} \cdot m_{В.Ш} \\ i_{б.Ш} \cdot m_{б.Ш} \\ i_{Г.Ш} \cdot m_{Г.Ш} \\ m_{Ш.Ш} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 11.81 \\ 0.77 \\ 4.0 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.110 \\ 5.31 \end{pmatrix} = 23.81$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{к.П} + \frac{1}{3} \cdot m_{к.Ш} = 19.884 + \frac{1}{3} \cdot 23.81 = 27.821$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.22}{2} = 0.11$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.11}{0.256} = 0.43$$

Площа поршня, в м²

$$A_{П} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} = 0.025$$

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 для робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу $\varphi = 0 \dots 720$, з кроком обліку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_r(0) = -0.129$	$F_i(0) = -23.71$	$F_d(0) = -23.839$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.129$	$F_i(30) = -18.765$	$F_d(30) = -18.893$	$M_k(30) = -1.271$
$F_r(60) = -0.129$	$F_i(60) = -7.022$	$F_d(60) = -7.151$	$M_k(60) = -0.771$
$F_r(90) = -0.129$	$F_i(90) = 4.833$	$F_d(90) = 4.704$	$M_k(90) = 0.517$
$F_r(120) = -0.129$	$F_i(120) = 11.855$	$F_d(120) = 11.726$	$M_k(120) = 0.97$
$F_r(150) = -0.129$	$F_i(150) = 13.932$	$F_d(150) = 13.803$	$M_k(150) = 0.589$
$F_r(180) = -0.129$	$F_i(180) = 14.045$	$F_d(180) = 13.916$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.04$	$F_i(210) = 13.932$	$F_d(210) = 13.971$	$M_k(210) = -0.597$
$F_r(240) = 0.678$	$F_i(240) = 11.855$	$F_d(240) = 12.533$	$M_k(240) = -1.037$
$F_r(270) = 2.408$	$F_i(270) = 4.833$	$F_d(270) = 7.24$	$M_k(270) = -0.796$
$F_r(300) = 7.79$	$F_i(300) = -7.022$	$F_d(300) = 0.767$	$M_k(300) = -0.083$
$F_r(330) = 30.31$	$F_i(330) = -18.765$	$F_d(330) = 11.545$	$M_k(330) = -0.777$
$F_r(360) = 84.491$	$F_i(360) = -23.71$	$F_d(360) = 60.781$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 86.849$	$F_i(390) = -18.765$	$F_d(390) = 68.085$	$M_k(390) = 4.582$
$F_r(420) = 29.153$	$F_i(420) = -7.022$	$F_d(420) = 22.131$	$M_k(420) = 2.385$
$F_r(450) = 13.869$	$F_i(450) = 4.833$	$F_d(450) = 18.702$	$M_k(450) = 2.057$
$F_r(480) = 8.642$	$F_i(480) = 11.855$	$F_d(480) = 20.497$	$M_k(480) = 1.696$
$F_r(510) = 6.646$	$F_i(510) = 13.932$	$F_d(510) = 20.578$	$M_k(510) = 0.879$
$F_r(540) = 6.112$	$F_i(540) = 14.045$	$F_d(540) = 20.157$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.349$	$F_i(570) = 13.932$	$F_d(570) = 14.281$	$M_k(570) = -0.61$
$F_r(600) = 0.349$	$F_i(600) = 11.855$	$F_d(600) = 12.204$	$M_k(600) = -1.01$
$F_r(630) = 0.349$	$F_i(630) = 4.833$	$F_d(630) = 5.181$	$M_k(630) = -0.57$
$F_r(660) = 0.349$	$F_i(660) = -7.022$	$F_d(660) = -6.674$	$M_k(660) = 0.719$
$F_r(690) = 0.349$	$F_i(690) = -18.765$	$F_d(690) = -18.416$	$M_k(690) = 1.239$
$F_r(720) = 0.349$	$F_i(720) = -23.71$	$F_d(720) = -23.361$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -23.839$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.438$	$F_r(30) = -15.143$	$F_k(30) = -11.558$	$M_{пер}(30) = 1.271$
$F_n(60) = -1.626$	$F_r(60) = -2.168$	$F_k(60) = -7.006$	$M_{пер}(60) = 0.771$
$F_n(90) = 1.246$	$F_r(90) = -1.246$	$F_k(90) = 4.704$	$M_{пер}(90) = -0.517$
$F_n(120) = 2.666$	$F_r(120) = -8.172$	$F_k(120) = 8.822$	$M_{пер}(120) = -0.97$
$F_n(150) = 1.781$	$F_r(150) = -12.845$	$F_k(150) = 5.359$	$M_{пер}(150) = -0.589$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.916$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.803$	$F_r(210) = -13.001$	$F_k(210) = -5.424$	$M_{пер}(210) = 0.597$
$F_n(240) = -2.849$	$F_r(240) = -8.734$	$F_k(240) = -9.429$	$M_{пер}(240) = 1.037$
$F_n(270) = -1.917$	$F_r(270) = -1.917$	$F_k(270) = -7.24$	$M_{пер}(270) = 0.796$
$F_n(300) = -0.174$	$F_r(300) = 0.233$	$F_k(300) = -0.752$	$M_{пер}(300) = 0.083$
$F_n(330) = -1.49$	$F_r(330) = 9.253$	$F_k(330) = -7.063$	$M_{пер}(330) = 0.777$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 60.781$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 8.787$	$F_r(390) = 54.569$	$F_k(390) = 41.652$	$M_{пер}(390) = -4.582$
$F_n(420) = 5.032$	$F_r(420) = 6.708$	$F_k(420) = 21.681$	$M_{пер}(420) = -2.385$
$F_n(450) = 4.953$	$F_r(450) = -4.953$	$F_k(450) = 18.702$	$M_{пер}(450) = -2.057$
$F_n(480) = 4.66$	$F_r(480) = -14.284$	$F_k(480) = 15.421$	$M_{пер}(480) = -1.696$
$F_n(510) = 2.656$	$F_r(510) = -19.149$	$F_k(510) = 7.989$	$M_{пер}(510) = -0.879$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -20.157$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.843$	$F_r(570) = -13.289$	$F_k(570) = -5.544$	$M_{пер}(570) = 0.61$
$F_n(600) = -2.775$	$F_r(600) = -8.505$	$F_k(600) = -9.181$	$M_{пер}(600) = 1.01$
$F_n(630) = -1.372$	$F_r(630) = -1.372$	$F_k(630) = -5.181$	$M_{пер}(630) = 0.57$
$F_n(660) = 1.517$	$F_r(660) = -2.023$	$F_k(660) = 6.538$	$M_{пер}(660) = -0.719$
$F_n(690) = 2.377$	$F_r(690) = -14.76$	$F_k(690) = 11.266$	$M_{пер}(690) = -1.239$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -23.361$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

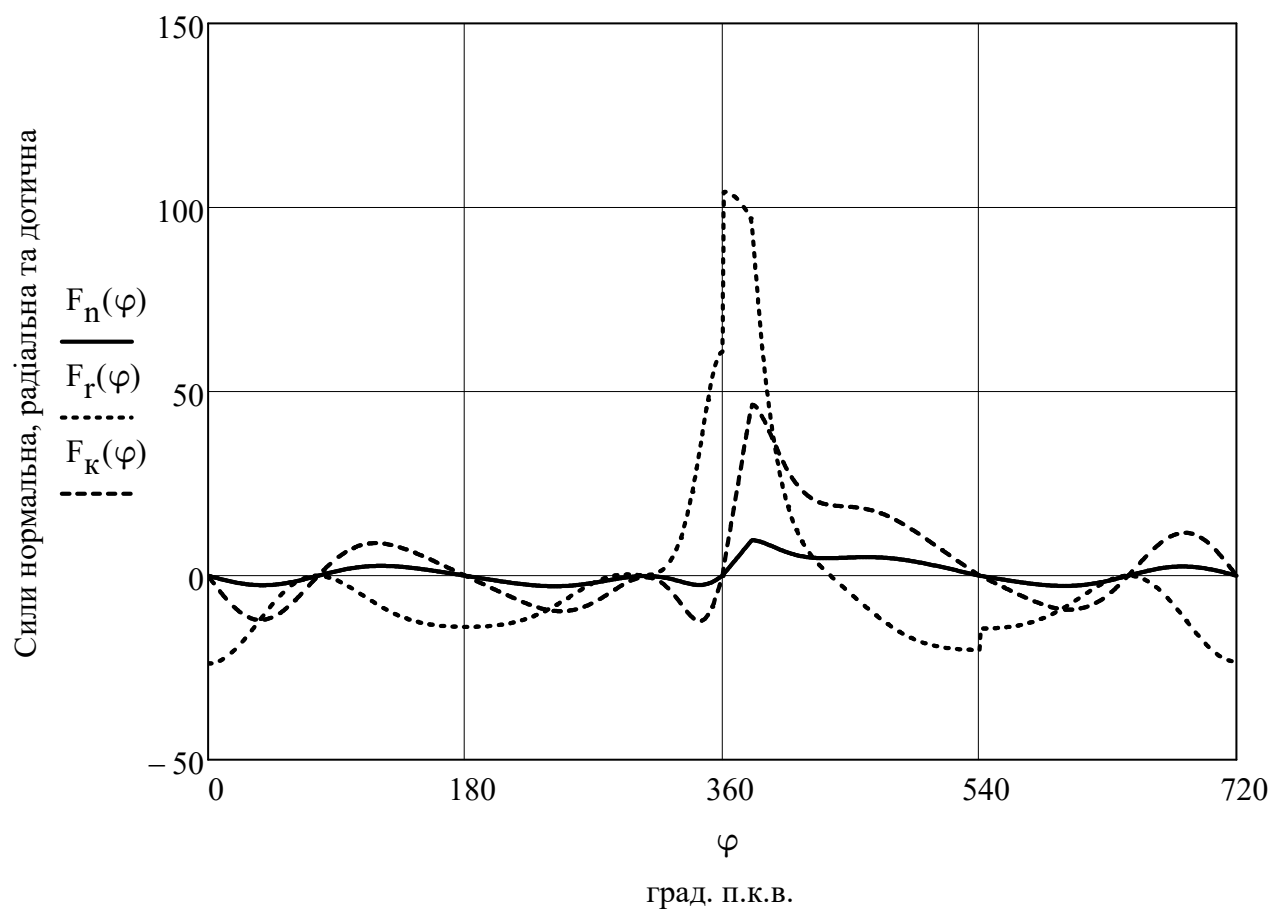
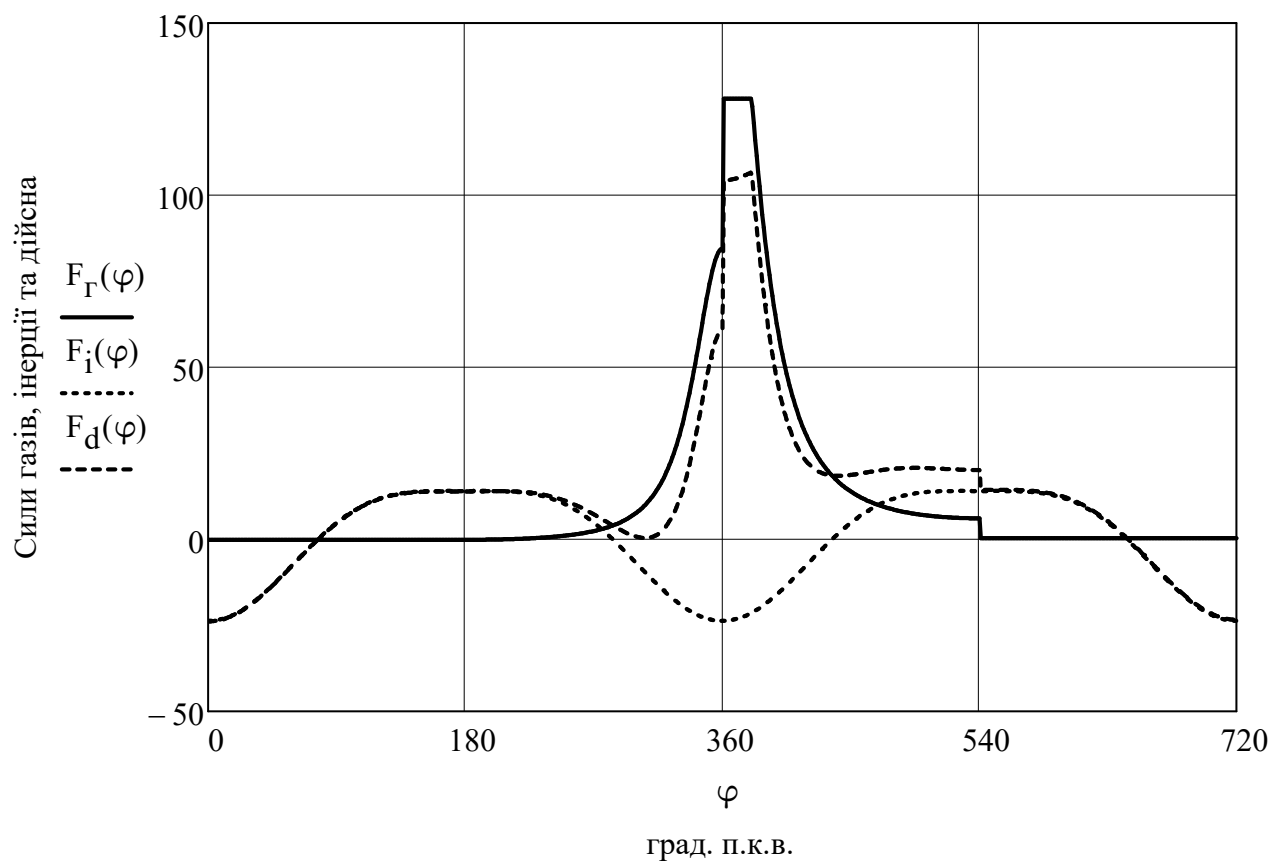


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

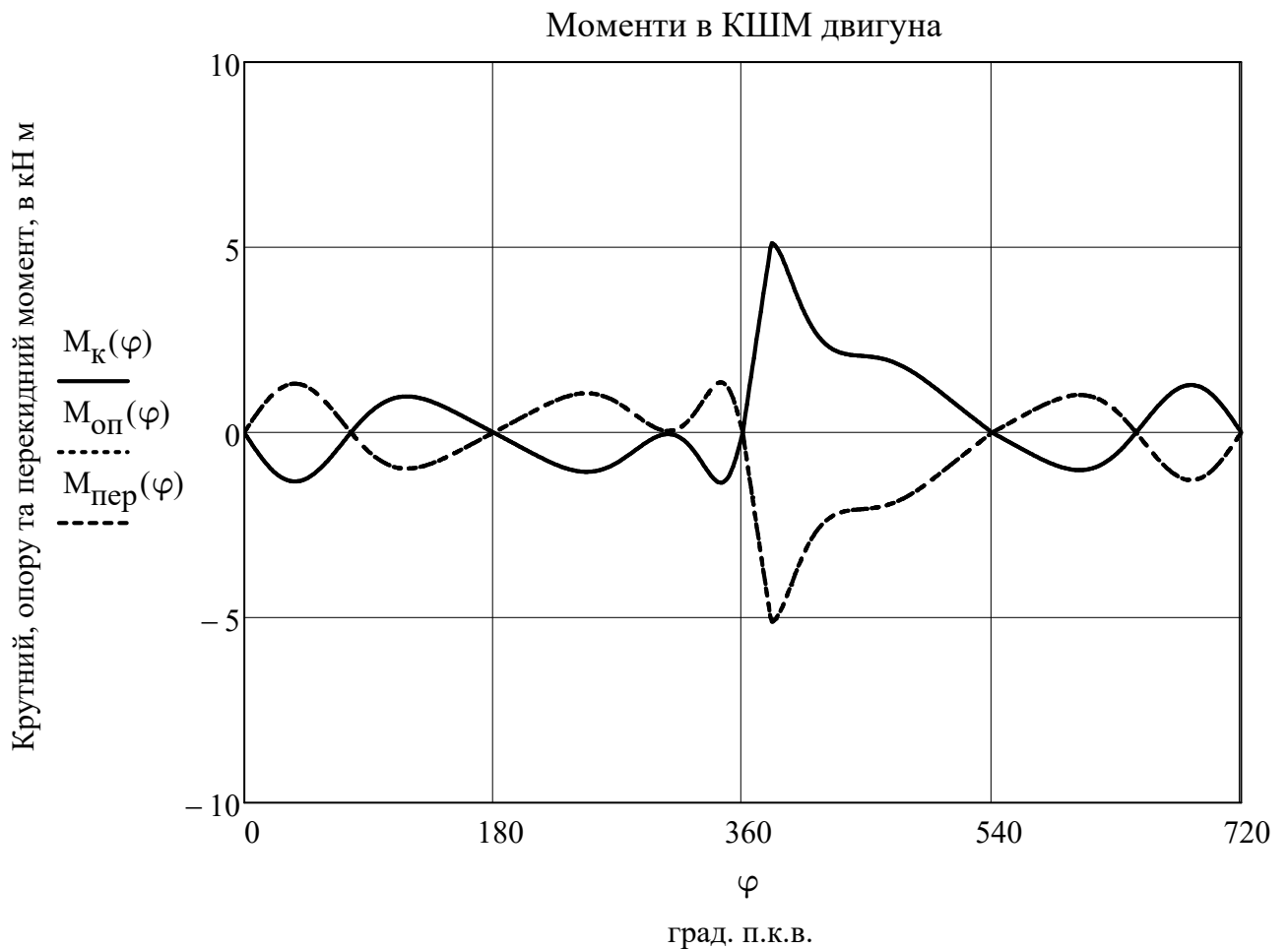


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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

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

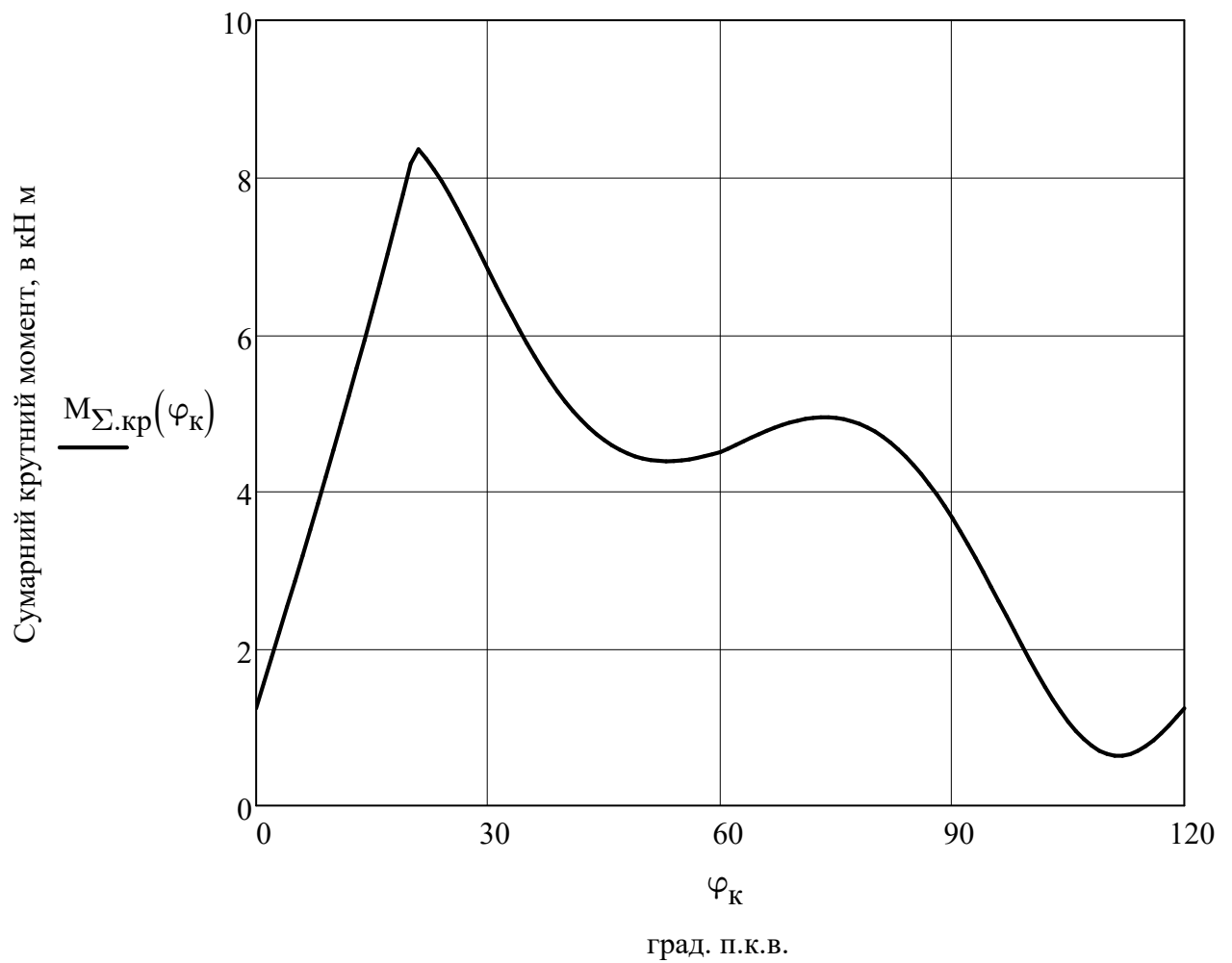


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 1.239$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.1 \cdot \varphi_{сп}) = 5.217$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.6 \cdot \varphi_{сп}) = 4.938$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.2 \cdot \varphi_{сп}) = 7.949$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.7 \cdot \varphi_{сп}) = 4.444$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.3 \cdot \varphi_{сп}) = 5.72$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.8 \cdot \varphi_{сп}) = 2.603$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.4 \cdot \varphi_{сп}) = 4.486$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.9 \cdot \varphi_{сп}) = 0.763$$

$$M_{\Sigma.kp}(0.5 \cdot \varphi_{сп}) = 4.502$$

$$M_{\Sigma.kp}(1 \cdot \varphi_{сп}) = 1.239$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{30.164 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.557 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 130.425 = 130424.771$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.304 \times 10^5}{3.557 \times 10^5} \cdot 100 = 36.67$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 355668.567 \cdot 0.366 = 130000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.304 \times 10^5 - 1.3 \times 10^5|}{1.304 \times 10^5} \cdot 100 = 0.326$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.17 \cdot 355668.567 = 60463.656$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 152.900 = 91.740$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{91.74 \cdot 5.598 \times 10^{-3} \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 19.26$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 19.26 = 19259.614$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 60463.656 + 19259.614 = 79723.27$$

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

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{7.972 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.283 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.249$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.249 = 248.62$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 60463.7 + 19259.6 + 248.6 = 79971.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{79971.89}{355668.567} \cdot 100 = 22.485$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 320.325 - 273 = 47.325$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 47.325 = 29.112$$

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

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.972 \cdot 33.488 \cdot 497 = 16185.09$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.112 \cdot 47.325 = 1294.554$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16185.1 - 1294.6 = 14890.5$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{30.164}{3.6} \cdot 14890.536 = 124767.239$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{124767.239}{355668.567} \cdot 100 = 35.08$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{152.9}{774.157} \cdot 0.455 = 0.09$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.09 \cdot 355668.567 = 31994.814$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 60463.656 + 31994.814 - 79971.89 = 12486.581$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.249 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.656 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, 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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.656 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.828$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.828 = 828.198$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 12486.581 + 828.198 = 13314.779$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13314.779}{355668.567} \cdot 100 = 3.744$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{130424.771 + 79971.89}{124767.239 + 13314.779} \right) = 348478.679$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 355668.6 - 348478.7 = 7189.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7189.888}{355668.567} \cdot 100 = 2.022$$

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	$Q_{\Pi} = 355668.6$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 130424.8$	$q_e = 36.7$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 124767.2$	$q_{\Gamma} = 35.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 79971.9$	$q_B = 22.5$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 13314.8$	$q_M = 3.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 7189.9$	$q_{HB} = 2.0$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 36.67 + 35.08 + 22.485 + 3.744 + 2.022 = 100$$

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	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	114	130,8	14,7
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	650	694,5	6,8
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,365	0,378	3,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,77	0,785	1,9
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	220	224	1,8
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

В даному розділі було вирішено завдання форсування проектного двигуна згідно із завданням до рівня в 130 кВт, що на 16 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 16,8 кВт, що більше ніж у прототипу на 14,7%.

При форсуванні проектного двигуна спостерігається збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 6,8%. Все це наслідок того, що процеси форсування двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, в основному за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива. Негативним наслідком даного явища є збільшення теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

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

Так за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу, для питомої ефективної витрати палива вдалося досягти незначного зростання питомої ефективної витрати палива на 1,8% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 3,6%.

Запропоновані заходи щодо заміни клапанної пружини на пружину нової конструкції прямо впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті для механічного ККД проектного двигуна спостерігається незначне зростання на рівні 1,9% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови сталості геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. Це в свою чергу дало можливість отримати в ході проектування силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень в ході роботи, та визначити потенційні напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. Дана робота буде присвячена пошуку шляхів вдосконалення конструкції клапанної пружини.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУЖИНИ

3.1 Будова та принцип роботи механізму газорозподілу.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу роботи механізму газорозподілу.

Механізм газорозподілу призначений для приводу впускних та випускних клапанів. Розподільний вал (рис. 3.1) зібраний з двох частин, з'єднаних між собою болтами 2 і гайками 3. Вал обертається в семи підшипниках, гнізда які розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільний вал має всмоктувальні та вихлопні кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле із розподільчим валом.

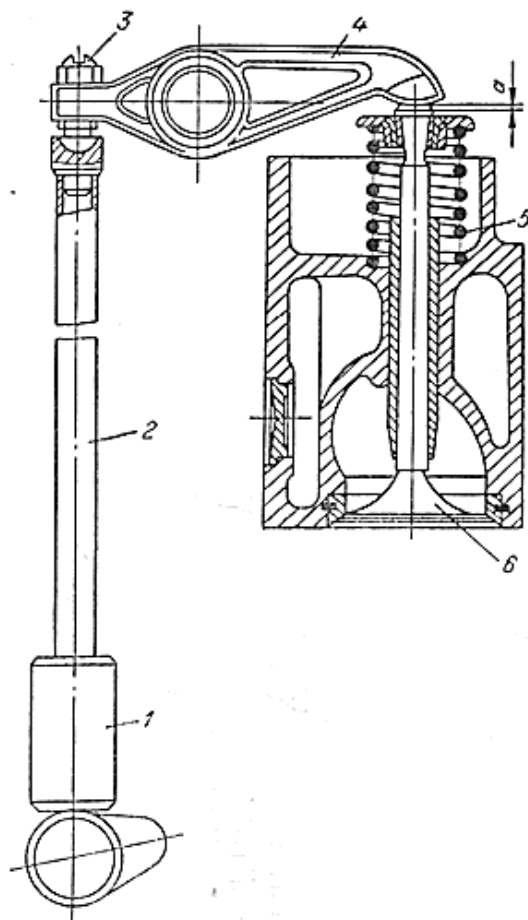


Рис. 3.1 – Механізм газорозподілу 6Ч 18/22

1- штовхач; 2 – штанга; 3 – регулювальний гвинт; 4 – коромисло; 5 – пружина; 6 – клапан;
а – зазор для регулювання механізму.

На передній кінець розподільного валу насаджена упорна втулка 4 і 5 шестерня приводу розподільного валу. У паз упорної втулки входить вилка, закріплена на передній стінці блоку циліндрів, що оберігає розподільний вал від осьового переміщення. Шестерня 5 з'єднується з розподільним валом шпонкою 8 і закріплюється упорною шайбою 6 двома болтами 7.

Привід розподільного валу здійснюється за допомогою шестерень, розташованих у передній частині блоку циліндрів. Для плавності зачеплення та забезпечення безшумності роботи шестерні приводу виготовлені з косим зубом. На шпонці 9 насаджена роз'ємна шестерня конічна 10 приводу повітророзподільника.

Відкриття та закриття всмоктувальних та вихлопних клапанів здійснюється кулачками розподільного валу за допомогою спеціального приводу. Штовхач 1, ковзаючи по профілю кулачка, передає рух через штангу коромислу 2 4. Повертаючись на осі, коромисло натискає на торець стрижня клапана 6 і відкриває його. Закриття клапана та зворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружини 5.

Для забезпечення щільної посадки клапана на сідло повинен бути витриманий необхідний зазор «а», який регулюється 3 гвинтом, вкрученим в коромисло (рис. 3.1).

3.1.2 Загальний опис будови кришки циліндрів.

Кришки циліндрів (рис. 3.2) відлиті з чавуну. Кришка циліндрів має всмоктувальний і вихлопний клапани 16 однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються у напрямних втулках 17, запресованих у кришку циліндра. Сідла 19 клапанів також запресовані в кришку і застопорені пружинними кільцями стопорними 18. Кожен клапан притискається до гнізда пружиною 15 через тарілку 14, з'єднану з клапаном за допомогою сухарів 13.

Механізм приводу клапанів складається з стійки 9, валика 5, коромисел 30 з запресованими в них бронзовими втулками 29, гвинтів регулювальних 32 з контргайками 31.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

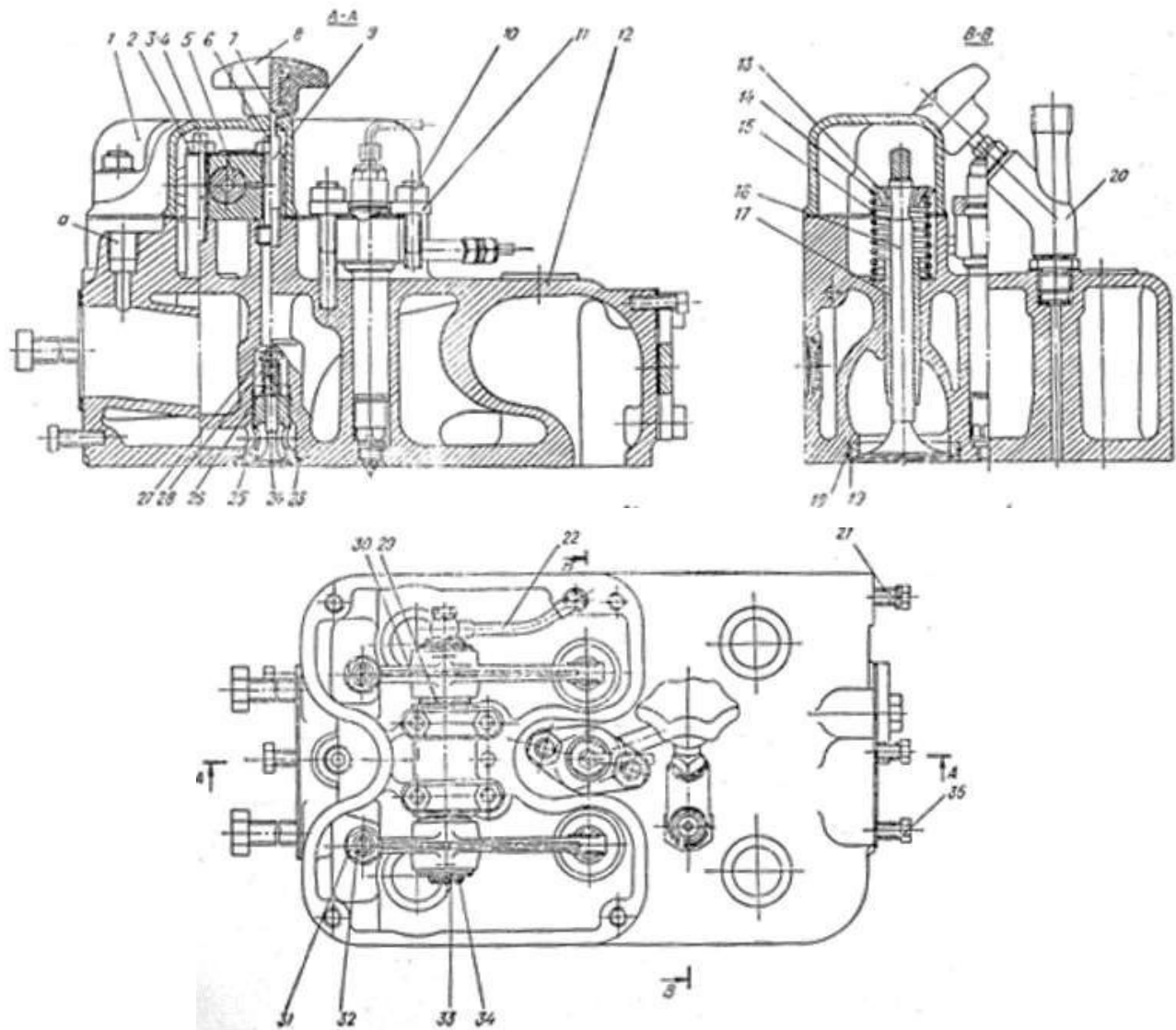


Рис. 3.2 – Кришка циліндру 6Ч 18/22

1 – ковпак; 2,7 – шайба стопорна; 3,6 – шпилька; 4,10,27 – гайка; 5 – валік; 8 – маховичок; 9 – стійка; 11 – фланець; 12 – кришка; 13 – сухар; 14 – тарілка; 15,26 – пружина; 16 – клапан; 17 – втулка напрямна; 18,34 – кільце стопорне; 19 – сидло; 20 – кран індикаторний; 21,35 – болт; 22 – трубка масляна; 23 – клапан пусковий; 24 – клапан пуску; 25 – корпус пускового клапану; 28 – шплінт; 29 – втулка бронзова; 30 – коромисло; 31 – контргайка; 32 – гвинт регулювальний; 33 – шайба; а – отвір.

Коромисла на валику фіксуються шайбами 33, застопореними кільцями 34.

Стійка з перерахованими деталями кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок 3, гайок 4 і шайб стопорних 2.

Масло для змащування приводу коромисел подається від болта 21 через трубку 22. Кількість олії регулюється поворотом валика, що перекриває отвір. Механізм приводу клапанів закритий ковпаком 1, який кріпиться маховичком 8 та

4 шпильками. У днище кришки вкручений пусковий клапан, що складається з корпусу 25, клапана 24, притертого до гнізда, пружини 26 і гайки 27 зі шплінтом 28. Тарілка клапана щільно притискається до пружини гнізда. Гніздо під наскрізне клапан, що дає можливість притирати його, не знімаючи кришки циліндра. На верхній частині кришки циліндра розташований індикаторний кран 20 і є різьбовий отвір «а» для установки термодатчика, за допомогою яких вимірюють температуру вихлопних газів і отвори під форсунку. Форсунка кріпиться натискним фланцем 11 за допомогою шпильок та гайок 10. Індикаторний кран показано на рис. 4. У днищі кришки в районі форсунки встановлено термостійку вставку.

3.1.3 Загальний опис будови та принципу роботи системи змащення.

Система змащення призначена для подачі масла до поверхонь деталей, що труться, з метою зменшення тертя і відведення від них тепла. Система змащення дизеля циркуляційна з розбризкуванням.

У системі змащення дизель-генераторів ДГРА 150/750 і ДГРА 100/750 є електронасоси 11 для передпускового прокачування олії, які розташовані на передній торцевій кришці дизеля (при 1-му ступені автоматизації електронасоси не поставляються). У системі мастила суднових дизелів з ДАУ є пневмонасос передпускового прокачування олії, встановлений поза дизелем.

Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою шестерного масляного насоса, розташованого на торцевій стінці першої перегородки всередині фундаментної рами, нижче осі колінчастого валу. Масляний насос через приймальний фільтр забирає масло з нижньої частини фундаментної рами і подає його під тиском маслорозподільника і відцентрового маслоочисника, розташованим на бічній стінці фундаментної рами.

Перед відцентровим маслоочисником розташований кран 12, перекриття якого дозволяє проводити чищення центрифуги без зупинки дизеля, в корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск 588 кПа (6 кгс/см²).

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

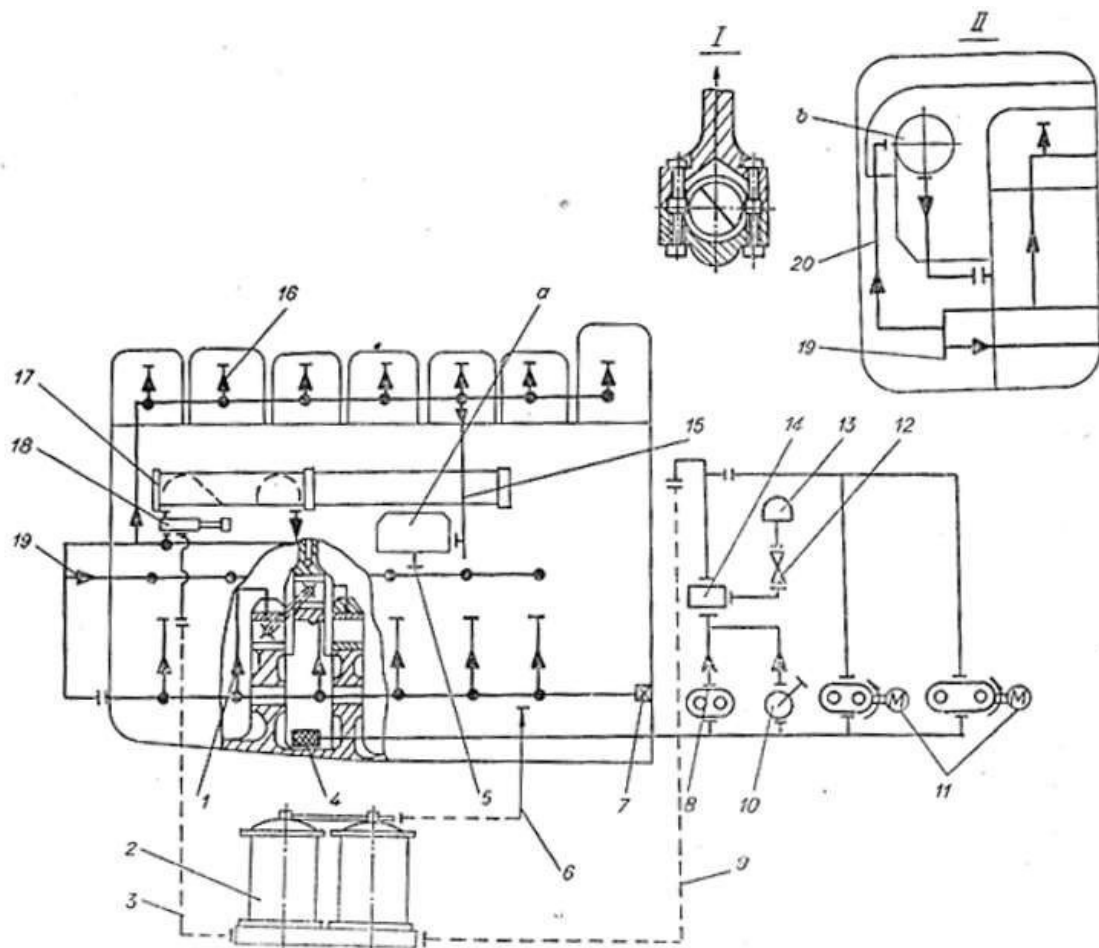


Рис. 3.3 – Схема системи змащення.

1 – трубопровід до рамових підшипників; 2 – повнопоточковий фільтр тонкого очищення мастила; 3 – труба від фільтра очищення мастила; 4 – фільтр приймальний; 5 – труба від паливного насосу високого тиску в картер дизеля; 6 – труба дренажу; 7 – клапан редукційний; 8 – насос мастильний; 9 – труба до фільтра тонкого очищення мастила; 10 – ручний прокачний насос; 11 – маслозакачувальний насос; 12 – кран; 13 – маслоочишувач відцентровий; 14 – маслорозподільник; 15 – труба до паливного насосу високого тиску; 16 – трубопровід до коромисел клапанів; 17 – водомасляний охолоджувач; 18 – терморегулятор РТП – 32-70-2; 19 – трубопровід для змащування підшипників розподільного валу; 20 – труба до турбокомпресора; I – до головного підшипника; II – схема змащування турбокомпресора 6ЧН 18/22; а – паливний насос високого тиску; б – турбокомпресор

Тут же встановлено золотник для керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності. Золотник управляється кнопкою, виведеною на зовнішню стінку маслорозподільника.

Основна частина олії в масляному розподільнику проходить через дросель і по трубі надходить до масляного фільтра. Дроселююча голка встановлює необхідний робочий тиск масла, що поступає в дизель, 196-245 кПа (2-2,5 кгс/см²).

Повнопотоковий фільтр тонкої очистки масла (ФТОМп) встановлений поза дизелем. Він складається з двох паралельно працюючих секцій, в яких встановлені елементи, що фільтрують під назвою «Нарва 6-4». Початкова тонкість фільтрації становить 40-60 мкм. У міру роботи тонкість відсіву покращується. Після фільтру масло надходить через терморегулятор РТП-32-70-2 масляний холодильник. Терморегулятор служить для автоматичного підтримування температури олії у заданих межах.

Масляний холодильник має гладкі латунні трубки та з'єднаний у спільний блок із водяним холодильником. З холодильника масло по трубах надходить у горизонтальну трубу, вставлену в фундаментну раму, звідки розподіляється по рамовим підшипникам колінчастого валу і далі по отворах колінчастого валу подається до шатунних підшипників і до верхніх головок шатунів.

Від труби, що йде від холодильника, відведена труба для підведення олії до кришок циліндрів для змащування підшипників коромисел та сферичних шарнірів штанг штовхачів. Стікаючи вниз, масло змащує поверхні штовхачів, що труться і, збираючись в кишнях порожнин штанг штовхачів, по спеціальних отворах в горизонтальній перегородці блоку стікає вниз в фундаментну раму. Втулки розподільного валу змащуються під тиском через штуцери, що є одночасно стопорами втулок. Мاستило до штуцерів подається через відгалуження від маслопроводу до фундаментної рами.

Від трубки, що подає масло до кришок циліндрів, йдуть відгалуження, за якими масло подається на змащування паливного насоса, на частини регулятора, що обертаються, і поповнює катаракт.

Втулки циліндрів змащуються розбризкуванням мастила з корінних і шатунних підшипників колінчастого валу. Мاستило всіх шестерень здійснюється масляним туманом. До, підшипникам шестерень масло надходить під тиском з бокових свердлін у блоці циліндрів.

На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла, що входить і виходить з двигуна, і тиск масла до фільтра і після нього. Передбачено також

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

встановлення додаткових датчиків аварійно-попереджувальної сигналізації щодо тиску та температури масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії для прокачування системи перед пуском двигуна. Нагнітальна труба прокачного насоса приєднується до труби нагнітальної основного масляного насоса на ділянці до маслорозподільника. При дистанційному запуску судових дизелів з ДАУ передпускове прокачування масла виконує пневмонасос. При дистанційному запуску дизель-генератора ДГРА 100/750 і ДГРА 150/750 передпускову прокачування масла виконують електронасоси, які засмоктують масло з картера через приймальний фільтр і трубопроводом нагнітають в масляну систему.

Для перевірки рівня олії на середній оглядовій кришці люка фундаментної рами є масловказівник (щуп), на якому нанесено дві поперечні ризики. На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. Олія із фундаментної рами зливається через пробку на передній торцевій стінці дизеля.

На передній стінці рами дизеля є фланці для підключення нагнітального та всмоктуючого трубопроводів резервного масляного насоса.

Відкачувати та нагнітати масло можна через бічні отвори фундаментної рами автономним масляним насосом.

Масляний насос складається з чавунного корпусу 10 і кришки 1 з вставленими в них бронзовими втулками 3 і 5, провідної шестерні 4, приводної шестерні 6, закріпленої на валу за допомогою шпонки 7 і гайки 8 зі стопорною шайбою 9 і 2 з веденою шестернею 11 і втулкою 12. Між корпусом і кришкою насоса ставиться прокладка ущільнювача 13. Масло засмоктується насосом із нижньої частини фундаментної рами через приймальний фільтр.

На дизель-генераторі ДГРА 100/750 та ДГРА 150/750 до шестерні кріпиться пружна муфта для приводу відцентрового реле.

Маслорозподільник складається з корпусу 1, золотника 3, редукційного клапана 5, штуцера 4, фланця з дроселем 2.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

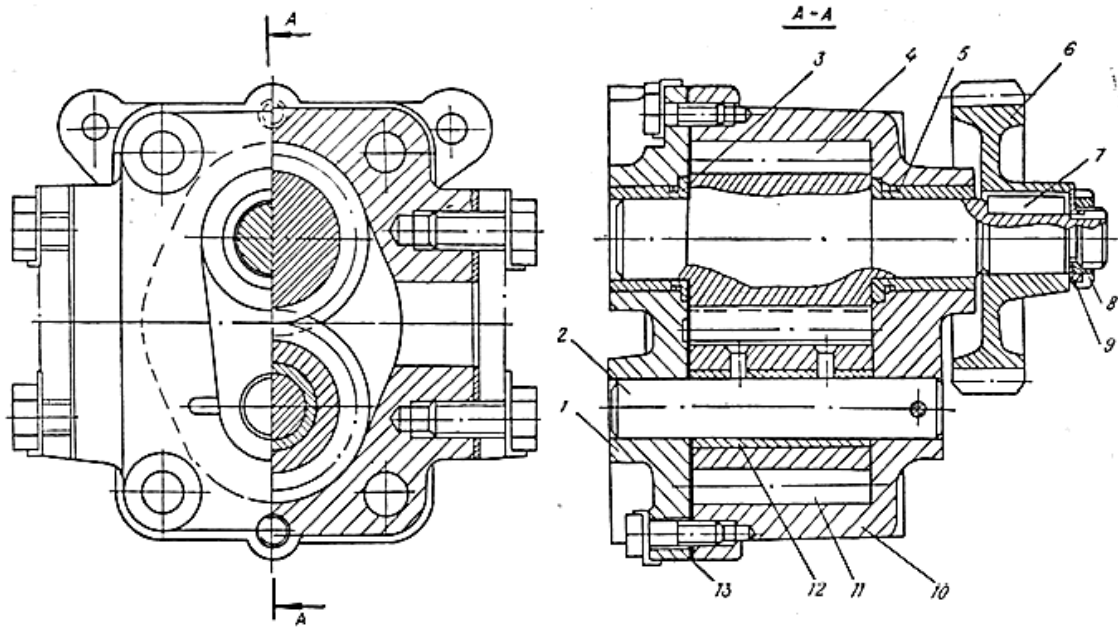


Рис. 3.4 – Масляний насос

1 – кришка; 2 – вісь; 3, 5, 12 – втулки бронзові; 4 – вал-шестірня; 6 – привідна шестірня; 7 – шпонка; 8 – гайка колова; 9 – шайба стопорна; 10 – корпус; 11 – відома шестірня; 13 – прокладка ущільнювальна;

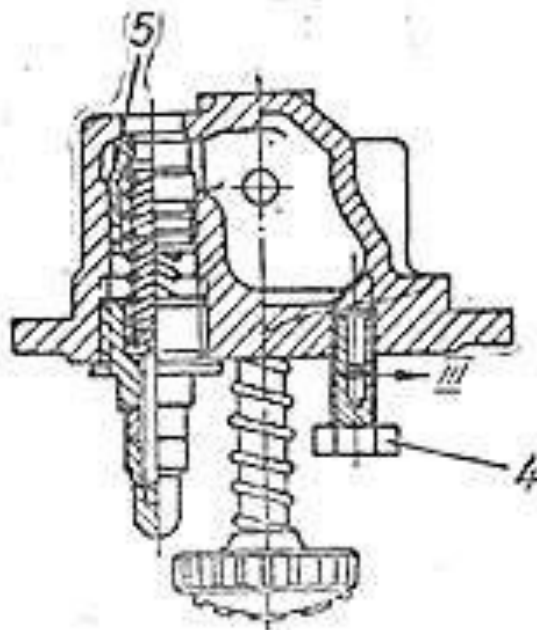


Рис. 3.5 – Маслорозподілювач

1 – корпус; 2 – фланець з дроселем; 3 – золотник; 4 – штуцер; 5 – клапан редукційний; I – від масляного насосу; II – к масляному фільтру; III – до маслоочищувача відцентрового; а, b - порожнини

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ

Аркуш

66

Редукційний клапан відрегульований дизельним паливом на тиск 588 кПа (6 кгс/см²) при температурі палива 293-313 К (20-40°C). Олія, що нагнітається насосом під тиском 588 кПа (6 кгс/см²) надходить у порожнину «н» корпусу олійного розподільника і далі через отвір кутового фланця, що дроселюється, - до масляного фільтра. Одночасно масло за спеціальним відведенням під тиском 588 кПа (6 кгс/см²) підводиться до відцентрового маслоочисника.

Для включення муфти відбору потужності потрібно повернути золотник на 90° за годинниковою стрілкою, при цьому порожнина «а» через отвір у золотнику сповіститься з порожниною «б», і олія під тиском 588 кПа (6 кгс/см²) піде до муфти відбору потужності. При положенні золотника, що відповідає напису на кнопці «Вимк.», порожнина «б» через паз на золотнику повідомляється з картером і масло з муфти піде на злив.

На дизель-генераторах золотник включення та вимкнення муфти відбору потужності відсутня.

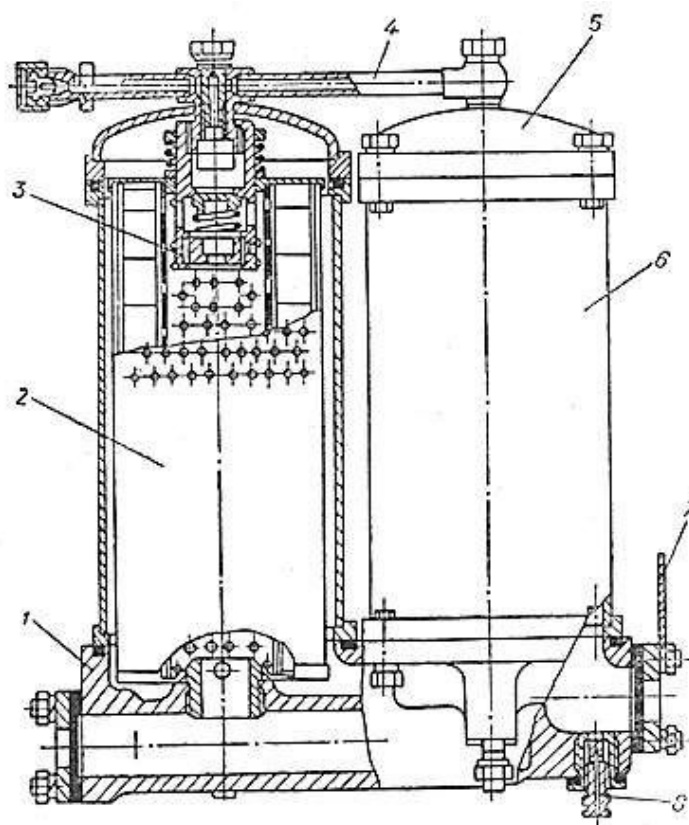
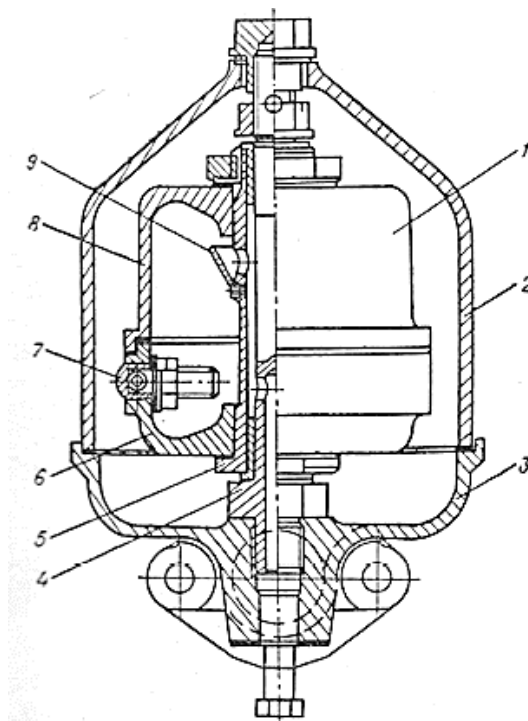


Рис. 3.6 – Повнопотоковий фільтр тонкого очищення мастила

1 – основа корпусу; 2 – фільтроелемент; 3 – клапан перепускний; 4 – трубка дренажу; 5 – кришка; 6 – корпус; 7 – попереджувальна табличка; 8 – пробка.

Одночасно перепускні клапани забезпечують подачу достатньої кількості олії в дизель за умов пуску за низьких температур. При збільшенні перепаду тиску на фільтрі на 176 кПа (1,8 кгс/см²) замінити фільтруючі елементи. Вимірювання перепаду тиску на фільтрі проводиться наступним чином. При встановленні нових фільтро-елементів різниця в тисках масла до фільтра та в дизель, заміряна на номінальному режимі, приймається за початок відліку. Збільшення цієї різниці на 176 кПа (1,8 кгс/см²) вказує на необхідність заміни фільтруючих елементів. Для захисту фільтруючої штори від розриву внаслідок пульсації тиску на фільтрі, що викликається аеруванням масла, що циркулює в дизелі, призначена дренажна труба.



1 – центрифуга; 2 – ковпак; 3 – корпус; 4 – вісь; 5 – втулка стяжна; 6 – корпус ротора; 7 – сопло; 8 – кришка; 9 – масловідбивач.

Маслоочисник відцентровий служить для тонкого очищення масла і складається з центрифуги 1, ковпака 2, корпусу 3 і осі 4. Центрі фуга має корпус ротора 6, кришку 8, стяжну втулку 5, масловідбивач 9 і два сопла 7. Отвори в соплах розташовані стосовно корпусу ротора 6. Вісь 4, вкручена в корпус 3, на яку насаджена центрифуга, має отвори, якими масло під тиском надходить у порожнину ротора і у вигляді туманообразного пилу вилітає через калібровані отвори назовні, змушуючи центрифугу обертатися. При цьому сторонні домішки, що знаходяться в маслі під дією відцентрової сили осаджуються на внутрішніх стінках центрифуги. Таким чином відбувається тонке очищення олії. Корпус маслоочисника закріплюється на люку фундаментної рами дизеля.

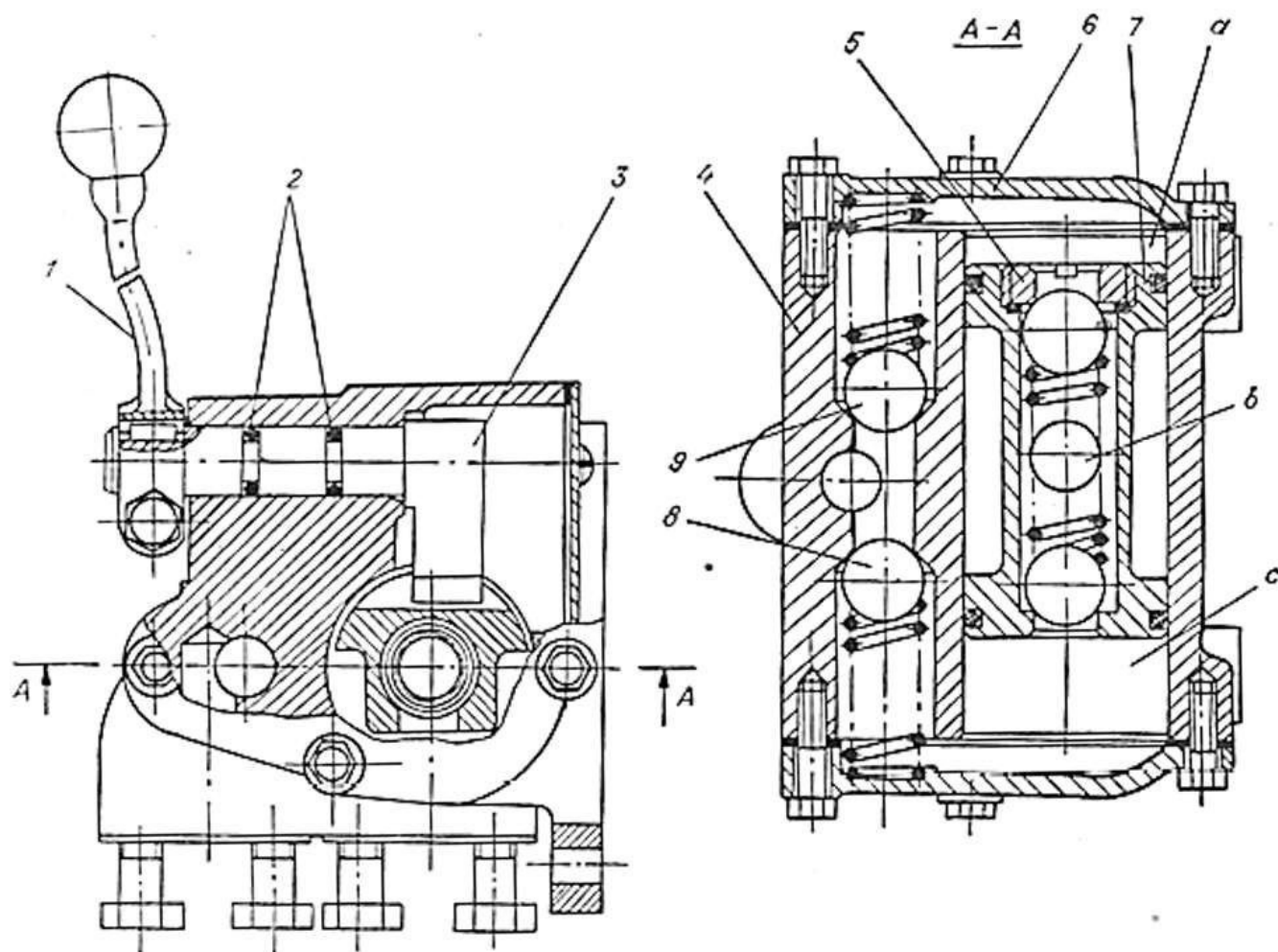


Рис. 3.8 – Масляний прокачний насос.

1 – рукоятка; 2 – кільця гумові ущільнювальні; 3 – важіль; 4 – корпус; 5 – сидло; 6 – кришка насоса; 7 – поршень; 8, 9 – клапани кулькові; а, с – камера; b - отвір

Масляний прокачний насос, є поршневим насосом подвійної дії і складається з корпусу 4, кришок 6, двох клапанів 8 і 9, поршня 7 з кульковими клапанами, притискними пружиною з одного боку до сидла 5, а з іншого - до корпусу поршня . Бічний отвір «b» у поршні з'єднує його порожнину із нагнітальною магістраллю. По середині поршня зроблений поперечний паз, який заходить виступ важеля 3, що переміщає поршень. На важелі, що виступає з корпусу, закріплена рукоятка 1, за допомогою якої насос приводиться в дію. У проточках важеля встановлені 2 кільця для ущільнення.

При русі поршня вниз в камері «а» створюється розрідження, і під дією атмосферного тиску кульковий клапан 9 відкриває отвір, що з'єднує колодязь і камеру «а» з трубою, що підводить, при цьому масло заповнює камеру «а». При русі поршня вгору кульковий клапан закриває отвір. Під дією, що утворився в камері «а» тиску, кулька віджимає пружину і масло надходить у порожнину поршня, а потім по отвору «b» - в нагнітальний трубопровід.

При русі поршня вгору у камері «с» відбувається всмоктування, як зазначено вище, а камері «а» - нагнітання.

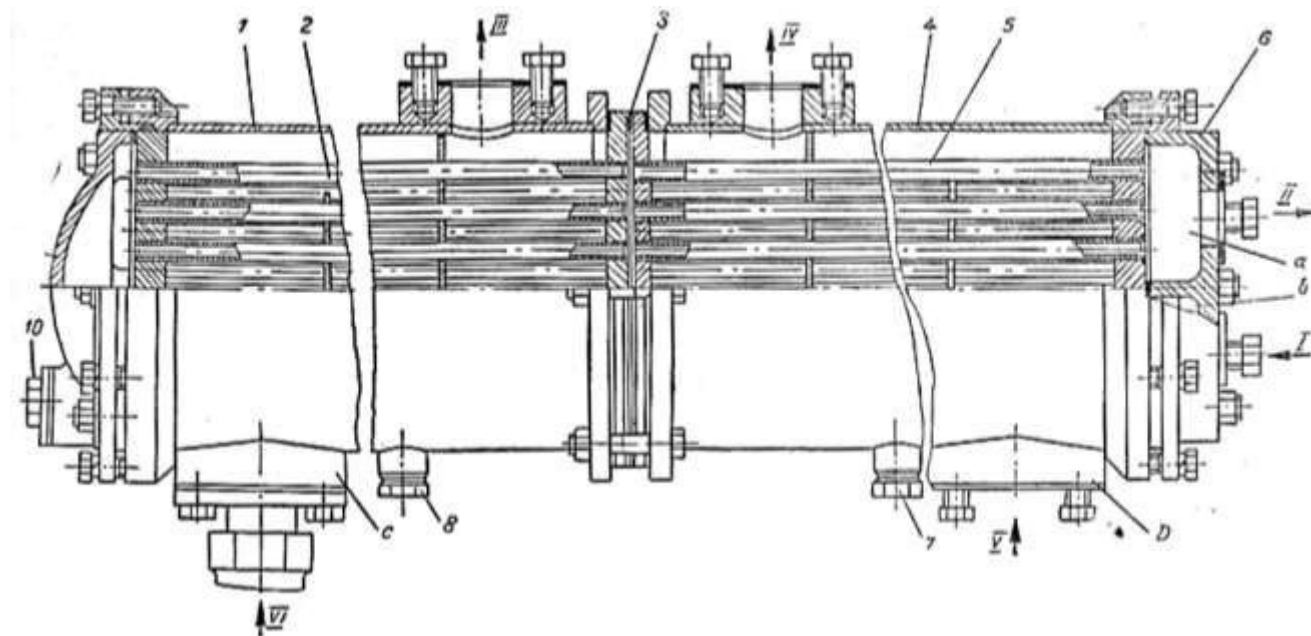


Рис. 3.8 – Водомасляний теплообмінник

1 – корпус водяного теплообмінника; 2, 5 – пучок трубний; 3 – прокладки; 4 – корпус масляного теплообмінника; 6, 9 – кришки; 7, 8 – пробки для зливу; 10 – протектор;

a, b – порожнини; C, D - фланець; I – вхід заборотної води; II – вихід заборотної води; III – вихід циркуляційної води; IV – вихід мастила; V – вхід мастила; VI – вхід циркуляційної води

Водомасляний теплообмінник блочного типу, складається з двох секцій: масляної та водяної. Корпуси мають пробки 7 і 8 для спуску олії та води, відповідно, і фланці «С» і «D» для відведення та підведення охолоджуваної води та олії. Кришка 6 має дві порожнини «а» та «b».

Нижня порожнина, що має фланець для підведення заборотної води, з'єднана з приймальною частиною трубного пучка, верхня порожнина, що має фланець, з'єднана з відвідною частиною трубного пучка. Між собою холодильники з'єднані прокладкою 3, має перемичку, яка розділяє приймальну і відводить частини трубних пучків. Монтаж секцій проводити суворо за ризиками, що знаходяться на дошках трубних пучків та фланцях корпусів холодильників.

Забортна вода проходить усередині латунних трубок, вода (пресна), що охолоджується, і масло - в затрубних просторах корпусу.

Для зменшення корозії корпусу холодильника та деталей системи охолодження у кришці водо-масляного теплообмінник встановлені протектори 10.

3.1.4 Пропозиції щодо вдосконалення пружини

Для збільшення надійності роботи та довговічності клапанної пружини пропонується її конструктивна модифікація що передбачає заміну пружини циліндричної форми на пружину конічної форми.

Така конструктивна зміна з одного боку дещо ускладнить технологічний процес виготовлення пружини, а з іншого забезпечить збільшення ресурсу її роботи. Це відбудеться головним чином завдяки більш рівномірному розподілу дотичних напружень на поверхні пружини, за рахунок кращого закручування її витків та зменшення вірогідності їх удару один об інший.

Крім того така форми пружини з урахуванням правильного підбору геометричних параметрів пружинного дроту суттєво зменшить вірогідність резонансних явищ в пружині під час її роботи. Окремо треба зазначити кращу ефективність зміщування та процесів відведення тепла від пружини під час її інтенсивної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

3.2 Розрахунок елементів механізму газорозподілу

3.2.1 Визначення параметрів міцності розподільного валу Початкові дані для розрахунку:

Маса рухомих деталей механізму газорозподілу:

Маса клапана, в г $m_{\text{кл}} = 510$

Маса пружини, в г $m_{\text{пр}} = 143$

Маса штовхача, в г $m_{\text{шт}} = 180$

Маса штанги, в г $m_{\text{ш}} = 60$

Маса коромисла, в г $m_{\text{к}} = 210$

Розміри кулачка

Радіус початкової окружності, в мм $r_0 = 18$

Радіус першої ділянки профілю кулачка, в мм $r_1 = 65.3$

Радіус при вершині кулачка, в мм $r_2 = 8.5$

Максимальна висота підйому штовхача, в мм $h_{\text{шт.max}} = 12.0$

Довжина коромисла зі сторони клапану, в мм $l_{\text{кл}} = 112$

Довжина коромисла зі сторони штовхача, в мм $l_{\text{шт}} = 66$

Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1} $n_{\text{н}} = 750$

Мінімальна сила пружності пружини, в Н $P_{\text{пр.min}} = 250$

Діаметр горловини впускного клапана $d_{\text{top}} = 70$

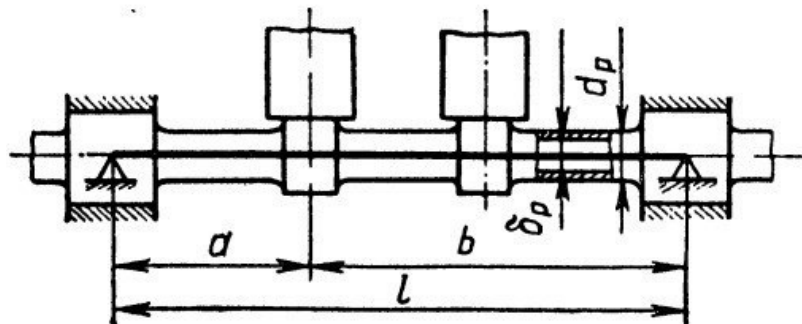


Рис 3.9 - Розрахункова схема розподільного валу

Визначення основних та допоміжних параметрів.

Частота обертання розподільного валу двигуна на номінальному режимі роботи, хв^{-1}

$$n_p = \frac{n_H}{u_{pk}}$$

де $u_{pk} = 2$ - передавальне відношення між шестернею розподільного валу та колінчастого валу;

$$n_p = \frac{n_H}{u_{pk}} = \frac{750}{2} = 375$$

Кутова швидкість обертання розподільного валу, в

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 375}{30} = 39.27$$

Максимальна сила від впускного клапана, яка діє на кулачок в Н

$$P_{Tmax} = \left[P_{пр.min} + \frac{\pi d_B^2}{4} (p_T - p_T) \right] \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \cdot \omega_k^2 (r_1 - r_0) \cdot$$

де $d_{вп} = 1.076 d_{top} = 1.076 \cdot 70 = 75$ мм - діаметр тарілки впускного клапана;

$d_B = \left(\frac{1}{1.06} \right) \cdot d_{вп} = \frac{1}{1.06} \cdot 75.32 = 71.057$ мм - діаметр тарілки випускного клапана;

$p_T = 0.362$ МПа - тиск газів в момент відкриття клапану;

$p_r = 0.1$ МПа - умовний середній тиск газів у впускному каналі

$$m_{\text{КК}} = \frac{m_{\text{К}} \cdot l_{\text{КЛ}}^2}{\left(3 \cdot l_{\text{ШТ}}^2\right)} = \frac{210 \cdot 112^2}{3 \cdot 66^2} = 202 \text{ г} - \text{приведена маса коромисла}$$

Сумарний приведений момент системи

$$m_{\Sigma} = m_{\text{Ш}} + m_{\text{ШТ}} + m_{\text{КК}} = 60 + 180 + 201.579 = 441.579$$

$$\lambda_{\text{КЛ}} = \frac{l_{\text{КЛ}}}{l_{\text{ШТ}}} = \frac{112}{66} = 1.697 \quad - \text{співвідношення плеч коромисла};$$

$$M_T = \left(m_{\text{КЛ}} + \frac{m_{\text{Пр}}}{3}\right) \cdot \lambda_{\text{КЛ}}^2 + m_{\Sigma} = \left(510 + \frac{143}{3}\right) \cdot 1.697^2 + 441.579 = 2047.496$$

Таким чином маємо:

$$A = \left[P_{\text{Пр. min}} + \frac{\pi d_B^2}{4} (p_r - p_r) \right] = 1.289 \times 10^3 \quad - \text{розрахунковий комплекс};$$

$$B = M_T \cdot \omega_K^2 (r_1 - r_0) \cdot 10^{-6} = 149.35 \quad - \text{розрахунковий комплекс};$$

$$P_{\text{Tmax}} = A \lambda_{\text{КЛ}} + B = 1288.963 \cdot 1.697 + 149.35 = 2336.681$$

Стріла прогину розподільного вала в мм

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{\text{Tmax}} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot I \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)}$$

де $E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності сталі

$a = 70$ та $b = 250$ мм - відстані від опор до точки прикладення сил $P_{\text{тmax}}$

$l = a + b = 70 + 250 = 320$ мм - міжопорна відстань

$d_p = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 18 + 2 = 38$ мм - напружений діаметр вала

$\delta_p = 0$ мм - внутрішній діаметр вала, прийнятий за рахунок його для підводу мащення до кулачків і зберігання достатньої жорсткості

$$y = 0.8 \cdot \frac{P_{\text{тmax}} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)} = 0.8 \cdot \frac{2.337 \times 10^3 \cdot 70^2 \cdot 250^2}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 320 \cdot (38^4 - 0^4)} = 3.9 \times 10^{-3}$$

Напруга зминання, в МПа

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_k \cdot r_1)}}$$

де $b_k = 25$ мм - ширина кулачка

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{тmax}} \cdot E}{(b_k \cdot r_1)}} = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{2336.681 \cdot 2.2 \cdot 10^5}{25 \cdot 65.3}} = 234.564$$

Допустиме значення напруги зминання кулачка при вершині, знаходиться в межах $[\sigma_{\text{см}}] = 400 \dots 1200$ МПа. Отримане в ході розрахунку значення входить в заданий діапазон.

3.2.2 Розрахунок пружини

Початкові дані для розрахунку:

Маса рухомих деталей механізму газорозподілу:

Маса рухомих деталей механізму газорозподілу:

Маса клапана, в г $m_{\text{кл}} = 510$

Маса пружини, в г $m_{\text{пр}} = 143$

Маса штовхача, в г $m_{\text{шт}} = 180$

Маса штанги, в г $m_{\text{ш}} = 60$

Маса коромисла, в г $m_{\text{к}} = 210$

Розміри кулачка

Радіус початкової окружності, в мм $r_0 = 18$

Радіус першої ділянки профілю кулачка, в мм $r_1 = 65.3$

Радіус при вершині кулачка, в мм $r_2 = 8.5$

Максимальна висота підйому штовхача, в мм $h_{\text{шт.max}} = 12$

Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1} $n_{\text{н}} = 750$

Довжина коромисла зі сторони клапана, в мм $l_{\text{кл}} = 112$

Довжина коромисла зі сторони штовхача, в мм $l_{\text{шт}} = 66$

Межа стомленості при крученні, в МПа $\tau_1 = 350$

Межа міцності матеріалу, в МПа $\sigma_{\text{в}} = 1500$

Кутова швидкість обертання розподільного валу, в рад/с

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = \frac{\pi \cdot 375}{30} = 39.27$$

де $a = r_0 + h_{\text{шт.мах}} - r_2 = 18 + 12 - 8.5 = 21.5$ мм - геометричний параметр коромисла;

$K = 1.4$ - коефіцієнт запасу;

Маса клапанного механізму, в г

$$\text{де } m'_k = m_k \cdot \frac{l_{\text{кл}}^2}{3 \cdot l_{\text{кл}}^2} = 210 \cdot \frac{112^2}{3 \cdot 112^2} = 70 \quad \text{г - маса коромисла приведена до вісі}$$

$$M_{\text{кл}} = \sum \begin{bmatrix} m_{\text{кл}} \\ \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пр}} \\ (m_{\text{шт}} + m_{\text{ш}}) \cdot \left(\frac{l_{\text{шт}}}{l_{\text{кл}}} \right)^2 \\ m'_k \end{bmatrix} = \sum \begin{bmatrix} 510 \\ \frac{1}{3} \cdot 143 \\ (180 + 60) \cdot \left(\frac{66}{112} \right)^2 \\ 70 \end{bmatrix} = 711.009$$

Максимальна сила пружності пружини,

$$P_{\text{пр.мах}} = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot a \cdot \omega_k^2 \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{шт}}} = 1.4 \cdot 711.009 \cdot 21.5 \cdot 39.27^2 \cdot \frac{112}{66} = 5.601 \times 10^7$$

$$\text{або в Н} \quad \frac{P_{\text{пр.мах}}}{10^6} = 56.006$$

Мінімальна сила пружності пружини

$$P_{\text{пр.мін}} = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot a_1 \cdot \omega_k^2 \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{шт}}}$$

$$\text{де } a_1 = (r_0 - r_2) = 18 - 8.5 = 9.5$$

$$P_{\text{пр.мин}} = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot a_1 \cdot \omega_K^2 \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{шт}}} = 1.4 \cdot 711.009 \cdot 9.5 \cdot 39.27^2 \cdot \frac{112}{66} = 2.475 \times 10^7$$

$$\text{або в Н} \quad \frac{P_{\text{пр.мин}}}{10^6} = 24.747$$

Попередня жорсткість пружини, в Н/м

$$c = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot \omega_K^2 \cdot 10^{-6} = 1.4 \cdot 711.009 \cdot 39.27^2 \cdot 10^{-6} = 1.535$$

Попередня деформація пружини, в мм

$$f_{\text{min}} = (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{шт}}} = (18 - 8.5) \cdot \frac{112}{66} = 16.121$$

Повна деформація пружини, в мм

$$f_{\text{max}} = f_{\text{min}} + h_{\text{шт.мак}} \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{шт}}} = 16.121 + 12 \cdot \frac{112}{66} = 36.485$$

Жорсткість пружини, в Н/м

$$c = \frac{P_{\text{пр.мак}}}{f_{\text{max}}} = \frac{5.601 \times 10^7}{36.485} = 1.535 \times 10^6 \quad \text{або в кН/м} \quad \frac{c}{10^6} = 1.535$$

Робоча кількість витків пружини

$$i_{\text{р.пр}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{пр}}^4 \cdot f_{\text{max}} \cdot 10^7}{8 \cdot P_{\text{пр.мак}} \cdot D_{\text{пр}}}$$

де $G = 8.3 \text{ МН/см}^2$ - модуль пружності другого роду пружини

$\delta_{\text{пр}} = 3 \text{ мм}$ - діаметр дроту пружини;

$D_{\text{пр}} = 43.5 \text{ мм}$ - середній діаметр пружини;

$$i_{p.pr} = \frac{G \cdot \delta_{pr}^4 \cdot f_{max} \cdot 10^7}{8 \cdot P_{pr.max} \cdot D_{pr}} = \frac{8.3 \cdot 3^4 \cdot 36.485 \cdot 10^7}{8 \cdot 5.601 \times 10^7 \cdot 43.5} = 12.585$$

Повна кількість витків пружини

$$i_{п.пр} = i_{p.pr} + 2 = 12.585 + 2 = 14.585$$

Довжина пружини при повністю відкритому клапані, в мм

$$L_{pr.min} = i_{п.пр} \cdot \delta_{pr} + i_{p.pr} \cdot \Delta_{min}$$

де $\Delta_{min} = 0.3$ мм - найменший зазор між витками пружини;

$$L_{pr.min} = i_{п.пр} \cdot \delta_{pr} + i_{p.pr} \cdot \Delta_{min} = 14.585 \cdot 3 + 12.585 \cdot 0.3 = 47.531$$

Довжина пружини при закритому клапані, в мм

$$L_0 = L_{pr.min} + h_{шт.max} \cdot \frac{l_{кл}}{l_{шт}} = 47.531 + 12 \cdot \frac{112}{66} = 67.895$$

Довжина пружини у вільному стані, в мм

$$L_{pr.v} = L_{pr.min} + f_{max} = 47.531 + 36.485 = 84.016$$

Максимальні дотичні напруження в пружині

$$\tau_{max} = k' \cdot \frac{8 \cdot P_{pr.max} \cdot D_{pr}}{\pi \cdot \delta_{pr}^3}$$

де $\frac{D_{pr}}{\delta_{pr}} = 14.5$ - співвідношення діаметру пружини до діаметру її дроту

$k' = 1.17$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень;

$$\tau_{\max} = k' \cdot \frac{8 \cdot P_{\text{пр.маx}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi \cdot \delta_{\text{пр}}^3} = 1.17 \cdot \frac{8 \cdot 5.601 \times 10^7 \cdot 43.5}{\pi \cdot 3^3} = 2.688 \times 10^8$$

$$\text{або в МПа} \quad \frac{\tau_{\max}}{10^6} = 268.836$$

Мінімальні дотичні напруження в пружині

$$\tau_{\min} = k'' \cdot \frac{8 \cdot P_{\text{пр.мін}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi \cdot \delta_{\text{пр}}^3}$$

де $k'' = 1.18$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень;

$$\tau_{\min} = k'' \cdot \frac{8 \cdot P_{\text{пр.мін}} \cdot D_{\text{пр}}}{\pi \cdot \delta_{\text{пр}}^3} = 1.18 \cdot \frac{8 \cdot 2.475 \times 10^7 \cdot 43.5}{\pi \cdot 3^3} = 1.198 \times 10^8$$

$$\text{або в МПа} \quad \frac{\tau_{\min}}{10^6} = 119.803$$

Визначимо середні дотичні напруження та амплітуду напружень

$$\tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} = \frac{2.688 \times 10^8 + 1.198 \times 10^8}{2} = 1.943 \times 10^8$$

$$\text{або в МПа} \quad \frac{\tau_m}{10^6} = 194.319$$

$$\tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} = \frac{2.688 \times 10^8 - 1.198 \times 10^8}{2} = 7.452 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \frac{\tau_a}{10^6} = 74.516$$

$$\tau_{ak} = \frac{\tau_a \cdot k_T}{\epsilon_m \cdot \epsilon_{\Pi}}$$

де $k_T = 1$ - коефіцієнт ;

$\epsilon_m = 1$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\Pi} = 1$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\tau_{ak} = \frac{\tau_a \cdot k_T}{\epsilon_m \cdot \epsilon_{\Pi}} = \frac{7.452 \times 10^7}{1} = 7.452 \times 10^7 \quad \text{або в МПа} \quad \frac{\tau_{ak}}{10^6} = 74.516$$

Розрахунок запасу міцності пружини

$$n_T = \frac{\tau_1 \cdot 10^6}{(\tau_{ak} + \alpha_T \cdot \tau_m)}$$

де $\alpha_T = 0.2$ - коефіцієнт приведення асиметричного циклу для пружини

$$n_T = \frac{\tau_1 \cdot 10^6}{(\tau_{ak} + \alpha_T \cdot \tau_m)} = \frac{350 \cdot 10^6}{7.452 \times 10^7 + 0.2 \cdot 1.943 \times 10^8} = 3.087$$

Розрахунок пружини на резонанс

Кількість вільних коливань пружни, в Гц

$$n_{в.пр} = \frac{2.17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{пр}}{(i_{р.пр} \cdot D_{пр}^2)} = \frac{2.17 \cdot 10^7 \cdot 3}{12.585 \cdot 43.5^2} = 2733.639$$

Перевірка умови резонансу

$$\frac{n_{в.пр}}{n_p} = 7.29 \quad \text{що} \neq 1, 2, 3, \dots$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу механізму газорозподілу двигуна 6Ч 18/22, а також системи змащення, що забезпечує підведення мастила для змащення його деталей та відводу тепла від них. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо надійності роботи клапанних пружин як на номінальному режимі, так і під час перехідних режимів роботи двигуна. Розраховано геометричні та параметри міцності деталей газорозподільного механізму, та окремо визначено параметри клапанної пружини конічної форми. На основі результатів отриманих в ході розрахунку запропоновано до застосування вдосконалене конструктивне виконання клапанної пружини.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82

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

$P_{\text{екс}} = 130$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.232$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.9$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.232 \cdot 130 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 828.043$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{828.043}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.9 \cdot 14.45} \right) = 0.238$$

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;

$T_{\text{вг}} = 770$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{770}{273}} = 0.343$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.238}{0.343} = 0.695$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.232 \cdot 22.6 = 5.243$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.243 \cdot 130}{3600} = 0.189$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.232 \cdot 40.9 = 9.489$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.489 \cdot 130}{3600} = 0.343$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.232 \cdot 10.5 = 2.436$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.436 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.088$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.232 \cdot 5.6 = 1.299$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.299 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.047$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.232 \cdot 7.6 = 1.763$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.763 \cdot 130}{3.6 \times 10^3} = 0.064$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.189 \\ 0.343 \\ 0.088 \\ 0.047 \\ 0.064 \end{pmatrix} = 0.731$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.189}{0.731} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.343}{0.731} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.088}{0.731} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.064}{0.731} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.047}{0.731} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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 дрانتя, 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 невідношеність мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , 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

$P_e = 130 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 130^{0.55}) = 28.834$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.834 + 0 = 82.834$$

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. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 3500$ кг - маса проектованого двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 130^{0.55} \cdot \frac{1 + 130}{3.5 \times 10^3} = 408.257$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750}\right)^3 \cdot \frac{3.5 \times 10^3}{130} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{408.257}{1} + 0\right) = 70.109$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизельного двигуна наносить неоправданної шкоди оточуючому середовищу. Одним з ключових негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що виходять у атмосферу.

Це вимагає необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед таких є заходи з нейтралізації токсичних компонентів та зменшення викидів сажі. Отримані в результаті розрахунку значення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів в деяких випадках перевищують допустимі встановлені нормативні значення. Їх присутність є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Але враховуючи шкідливість даних чинників це необхідно передбачити заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції, потужністю 130 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок вдосконалення конструкції пружини клапана.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6Ч 18/22. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу спроектованого 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 спроектованого двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу механізму газорозподілу а також системи мащення двигуна 6Ч 18/22. Зазначено їх переваги та недоліки. Описано особливості роботи клапанних пружин та зазначено можливі проблеми що виникають при їх роботі. Запропоновано нове конструктивне рішення клапанної пружини конічної форми передбачає зменшення її масо-габаритних показників та кращий розподіл напружень всередині неї, що впливає на її надійність та довговічність. Визначено геометричні параметри та параметри міцності пропонованого рішення пружини.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		90

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. 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