

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

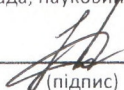
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 300 кВт, за рахунок покращення охолодження поршня.
Прототип 6Ч 23/30.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

 **Вареник А.Г.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«__» _____ 2024 р.

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

Студенту Варенику Артуру Геннадійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 300 кВт, за рахунок покращення охолодження поршня. Прототип 6Ч 23/30».

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 23/30, номінальною потужністю 243 кВт.

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

Вступ.

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Заходи щодо покращення охолодження поршня.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема масляної системи (ПС)

5. Шатунно-поршнева група (СК) 6. Шатун (РК) 7. Маслінка (РК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примі
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	9.12.24	

Студент


(підпис)

Вареник А.Г.

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 300 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок покращення охолодження поршня.

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 масляну систему штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Описано особливості змащування та охолодження днища поршня під час роботи та зазначено проблеми що виникають при цьому. Запропоновано конструктивне рішення розпилювача мастила що передбачає можливість розбризкування масла для омивання внутрішньої поверхні поршня. Визначено геометричні та витратні параметри розпилювача мастила.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система змащування, шатун, розпилювач, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a diesel engine for a 300 kW stationary power plant, designed on the basis of the 6Ch 23/30 prototype engine, by improving piston cooling.

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

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

The oil system of a standard engine is described and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are noted. The peculiarities of lubrication and cooling of the piston bottom during operation are described and the problems that arise in this case are indicated. A constructive solution for a lubricant sprayer is proposed that provides for the possibility of spraying oil to wash the inner surface of the piston. The geometric and flow parameters of the lubricant sprayer are determined.

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

Keywords: stationary power plant, diesel engine, working cycle, lubrication system, connecting rod, sprayer, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис двигуна-прототипу	15
1.3 Висновки по розділу	18
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	19
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	19
2.2. Побудова індикаторної діаграми	29
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	36
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	44
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу	50
РОЗДІЛ 3. ЗАХОДИ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОРШНЯ	52
3.1. Опис штатної системи мащення.	52
3.2. Теплове та механічне напруження деталей шатуно-поршневої групи	64
3.3. Висновки по розділу	94
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	95
4.1. Загальні положення	95
4.2. Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна	97
4.3 Заходи для зниження рівня вібрації проектного двигуна	99

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Вареник А				<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив	Швець І.А.						
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						
						Лист.	Аркуш
							6
						<i>ПННІ НУК</i>	

4.4. Техніка безпеки під час ремонту	100
4.5. Техніка безпеки при експлуатації двигуна	100
4.6. Висновки по розділу	101
ВИСНОВКИ	102
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	103
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6Ч 23/30	
Додаток 3 Специфікація ШПГ	
Додаток 4 Специфікація Шатун	

ВСТУП

До найважливіших напрямів удосконалення двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) в даний час можна віднести: зниження шкідливих викидів відпрацьованих газів, що зумовлюється постійним посиленням відповідних норм, підвищення питомої потужності та покращення паливної економічності. Застосування систем подачі палива в циліндр двигуна під високим тиском та високого рівня наддуву, сприяє покращенню вихідних показників двигуна. Однак використання цих технологій супроводжується інтенсифікацією робочого процесу в циліндрі та призводить до збільшення теплових та механічних навантажень на деталі двигуна.

Найбільш сильно схильні до впливу теплових навантажень деталі, що утворюють камеру згоряння, тому що саме вони сприймають теплоту, яка виділяється при згорянні палива, причому поршень є однією з найбільш навантажених деталей. Підвищений рівень температур поршня призводить до погіршення експлуатаційних властивостей мастила, а також властивостей міцності матеріалу поршня, в першу чергу алюмінієвих сплавів. Наслідками тривалої роботи поршня при термічних навантаженнях, що перевищують розрахункові, можуть бути незворотні теплові деформації, утворення тріщин, коксування масла, надмірне зношування, зависання компресійного кільця, мікрозварювання контактуючих поверхонь, заїдання поршня і вихід з ладу всього двигуна. Для забезпечення безвідмовної роботи двигуна протягом заданого ресурсу необхідно, щоб максимальні температури поршнів були гарантовано нижчими за допустимі межі, що вирішується шляхом впливу на тепловий режим роботи поршня.

Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю вирішення проблеми ефективного відводу тепла від днища поршня, отриманого під час робочого циклу дизеля з урахуванням факторів впливу на ефективність процесів охолодження.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 300 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок покращення охолодження поршня.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.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 систему мащення штатного двигуна.
- Визначити проблеми пов'язані з процесами змащування та тепловідводу деталей циліндро-поршневої групи під час експлуатації дизеля. Запропонувати конструкторське рішення щодо підвищення ефективності охолодження поршня. Визначити геометричні та витратні параметри елементів системи мащення, та для запропонованого конструкторського рішення щодо охолодження поршня. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
 - представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі мащення дизельного двигуна, та їх вплив на надійність роботи поршня 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 покращення ефективності відводу тепла від поршня.

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

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

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

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

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

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

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

Склад горюче-змащувальних матеріалів (склад ГСМ) призначений для зберігання машинного мастила. Він розташований окремо від машинного залу. Кабіна оператора та побутові приміщення представляють собою окреме ізольоване приміщення.

Головна ціль в віддалені окремого приміщення для оператора – це ізоляція від шкідливих факторів (шуму та вібрації) які виникають при роботі двигуна. Обов'язковим для стаціонарної електростанції є аварійний вихід на випадок надзвичайних ситуацій.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11



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

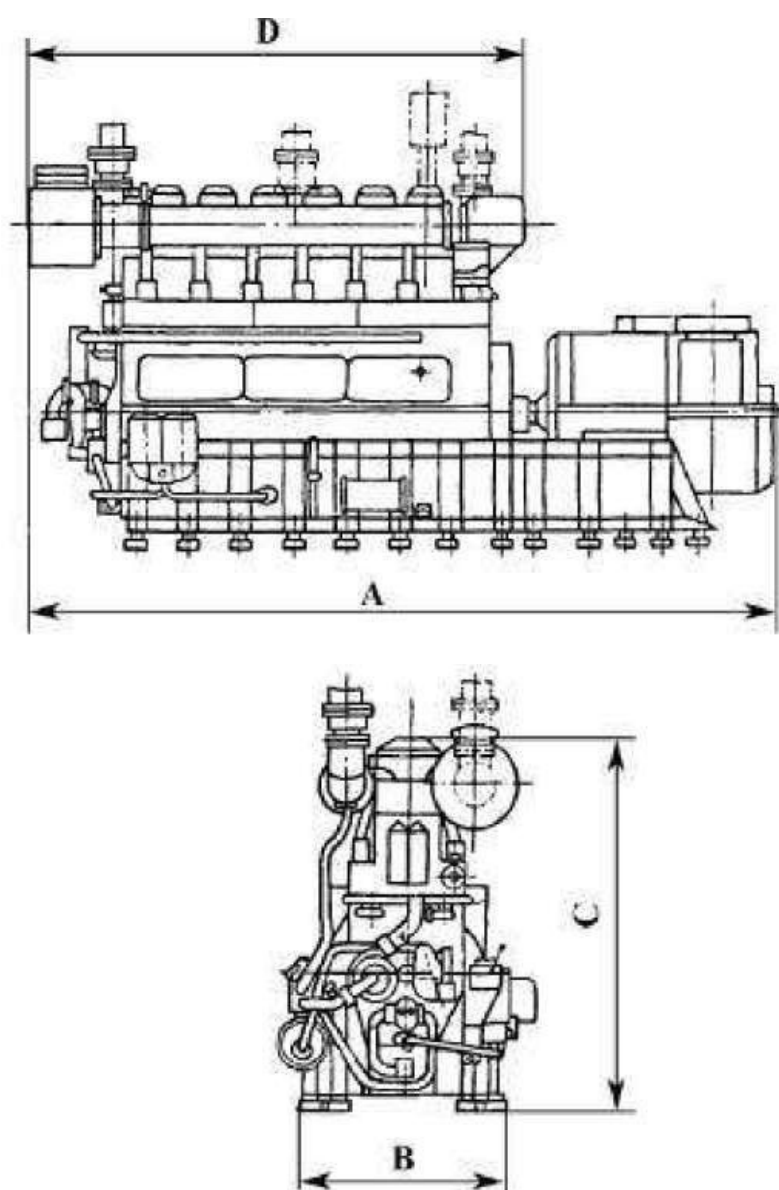


Рис. 1.2 – Види (збоку та спереду) двигунів серії Ч 23/30.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 300$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 300 \cdot 0.98 = 294$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{294.000}{0.850} = 345.882$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{345.882 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 525.514$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 345.882 \cdot 1.080 = 373.553$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{373.553 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 567.555$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 373.553 \cdot 1.1 = 410.908$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{410.908 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 624.31$$

Число пар полюсів генератора

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

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-400/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 300.

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигуни 6Ч 23/30 використовуються в якості головних суднових двигунів і для приводу генераторів змінного і постійного струму в суднових і допоміжних двигун-генераторах.

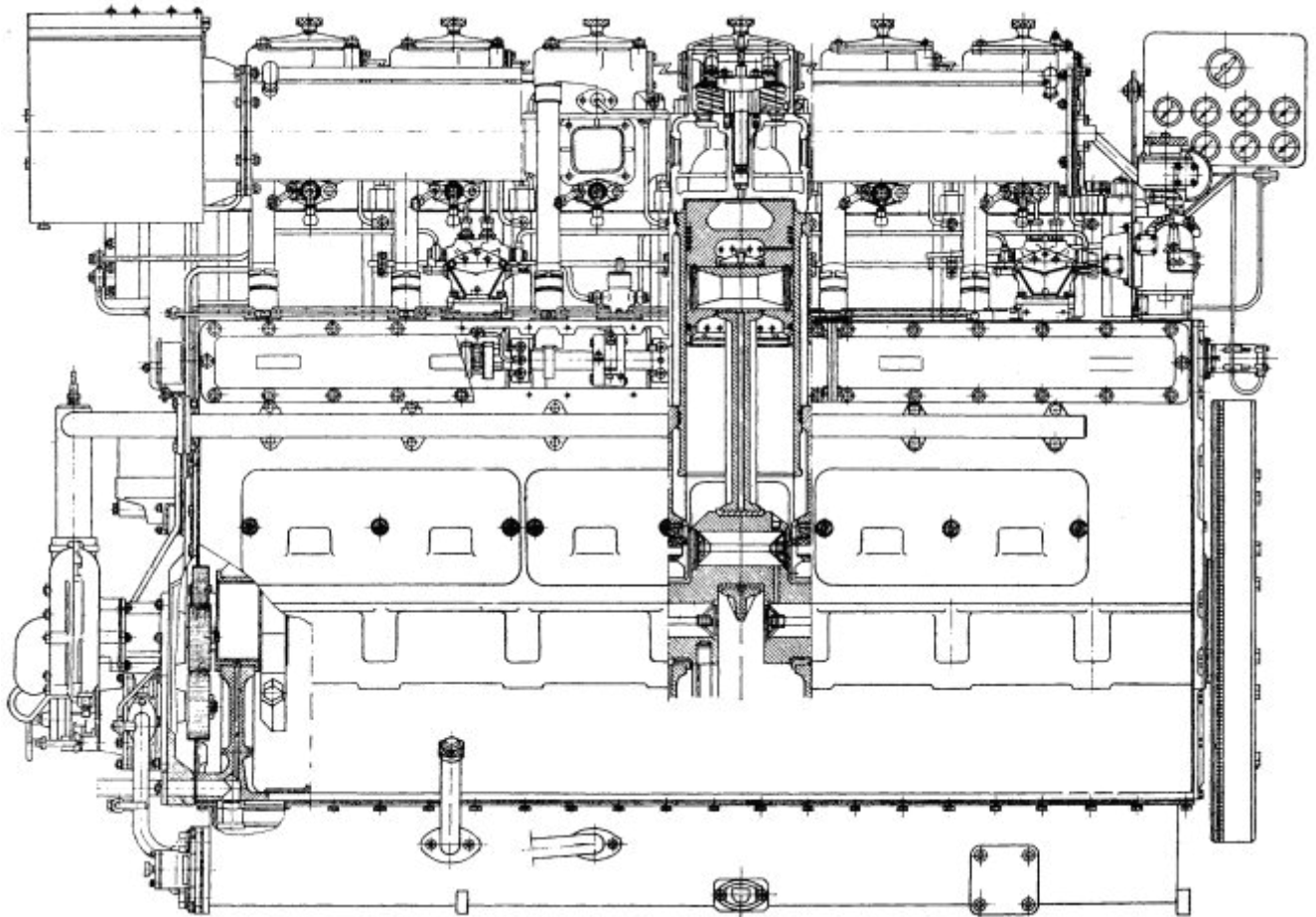


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз двигуна 6Ч 23/30

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

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ

Аркуш

15

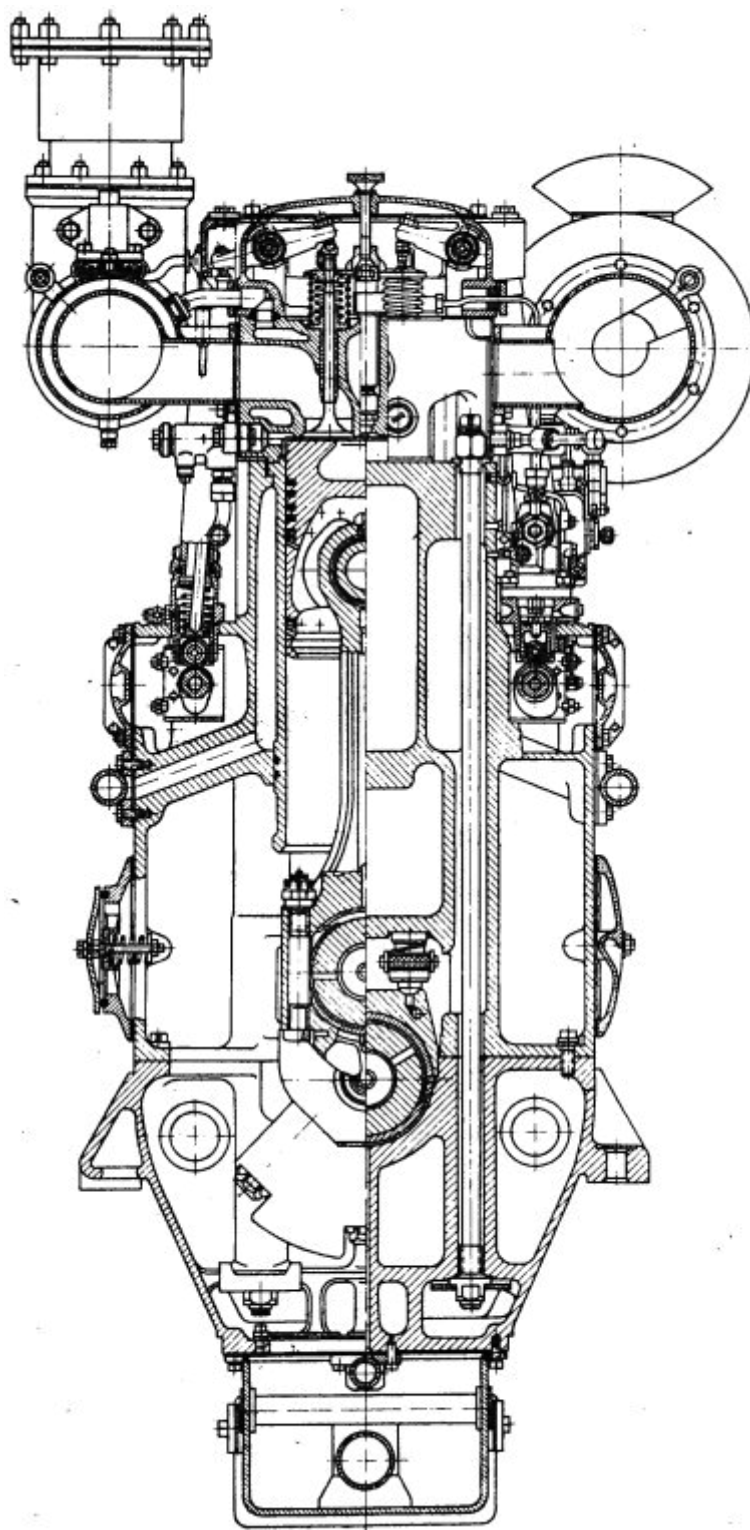


Рис. 1.4 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

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

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

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

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

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

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

Система мащення - циркуляційна, одноконтурна, включає в себе шестеренчастий насос з приводом від колінчастого валу, здвоєний сітчастий фільтр грубої очистки, два фільтри тонкого очищення, трубчастий холодильник масла спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

двигуна перед пуском є ручний насос, що підкачує. Заповнення піддону маслом і його відкачування здійснюється спеціальним насосом.

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

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

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

1.3 Висновки по розділу.

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

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості щодо форсування дизельного двигуна за умови збереження вихідних параметрів на високому рівні.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 300$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 14$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.90$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

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

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

Коефіцієнт залишкових газів

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

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

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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 $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.035}{1.000 + 0.035} = 1.034$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

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

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03373 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.618$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.035)} = 3.709 \times 10^4$$

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

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37087.753 + 30160.355 = 67248.108$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.618^2 + 4 \cdot 1.861 \times 10^{-3} \cdot 6.725 \times 10^4 = 1.564 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.618 + \sqrt{1564.402}}{2 \cdot 0.002} = 1863.589$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.864 \times 10^3}{1.55 \cdot 860.802} = 1.444$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.444} = 9.696$$

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

$$n_2 = 1.223$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5618.117}{9.696^{1.223}} = 349.117$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1863.589}{9.696^{1.223-1}} = 1122.889$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1122.889}{\sqrt[3]{\frac{349.117}{115}}} = 775.495$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 775.495|}{800} \cdot 100 = 3.063 \%$$

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

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.444 - 1) = 0.688$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.444}{1.223 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.696^{1.223 - 1}} \right) = 3.989$$

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

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3624.592}{14 - 1} \cdot [0.688 + (3.989 - 1.675)] = 836.808$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 836.808 = 820.071$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 820.071}{0.905 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.482$$

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.482 \cdot 42447.806} = 0.176$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

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

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

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 820.071 - 176.5 = 643.571$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{643.571}{820.071} = 0.785$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.482 \cdot 0.785 = 0.378$$

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.378 \cdot 42447.806} = 0.224$$

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 $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.224 \cdot 300 = 67.246$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{300 \cdot 10^3}{643.571 \cdot 750} = 74.584$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 74.584}{\pi \cdot 1.304 \cdot 6}} = 229.793$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 229.793 = 299.73$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

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

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

Літраж двигуна, в л

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

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{643.571 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 300.812$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |300.812 - 300|}{300.812 + 300} \cdot 100 = 0.27 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

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

Повний об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.588 \times 10^{-4} \cdot 1.444 = 1.384 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

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

$V(0) = 0.00096$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.01342$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00108$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.01335$	$p(190) = 96.936$
$V(20) = 0.00143$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.01314$	$p(200) = 99.091$
$V(30) = 0.00199$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.01279$	$p(210) = 102.872$
$V(40) = 0.00275$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.01229$	$p(220) = 108.585$
$V(50) = 0.00365$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.01166$	$p(230) = 116.725$
$V(60) = 0.00467$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.01091$	$p(240) = 128.05$
$V(70) = 0.00576$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.01003$	$p(250) = 143.724$
$V(80) = 0.00688$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00905$	$p(260) = 165.558$
$V(90) = 0.00799$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00799$	$p(270) = 196.44$
$V(100) = 0.00905$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00688$	$p(280) = 241.123$
$V(110) = 0.01003$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00576$	$p(290) = 307.718$
$V(120) = 0.01091$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00467$	$p(300) = 410.598$
$V(130) = 0.01166$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00365$	$p(310) = 576.061$
$V(140) = 0.01229$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00275$	$p(320) = 852.752$
$V(150) = 0.01279$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00199$	$p(330) = 1325.124$
$V(160) = 0.01314$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00143$	$p(340) = 2096.038$
$V(170) = 0.01335$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00108$	$p(350) = 3087.037$
$V(360) = 0.00096$	$p(360) = 3624.592$	$V(540) = 0.01342$	$p(540) = 349.117$
$V(370) = 0.00108$	$p(370) = 5618.117$	$V(550) = 0.01335$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00143$	$p(380) = 5409.038$	$V(560) = 0.01314$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00199$	$p(390) = 3597.425$	$V(570) = 0.01279$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00275	p(400) = 2430.635	V(580) = 0.01229	p(580) = 115
V(410) = 0.00365	p(410) = 1714.739	V(590) = 0.01166	p(590) = 115
V(420) = 0.00467	p(420) = 1268.825	V(600) = 0.01091	p(600) = 115
V(430) = 0.00576	p(430) = 981.716	V(610) = 0.01003	p(610) = 115
V(440) = 0.00688	p(440) = 790.276	V(620) = 0.00905	p(620) = 115
V(450) = 0.00799	p(450) = 658.581	V(630) = 0.00799	p(630) = 115
V(460) = 0.00905	p(460) = 565.641	V(640) = 0.00688	p(640) = 115
V(470) = 0.01003	p(470) = 498.781	V(650) = 0.00576	p(650) = 115
V(480) = 0.01091	p(480) = 450.095	V(660) = 0.00467	p(660) = 115
V(490) = 0.01166	p(490) = 414.509	V(670) = 0.00365	p(670) = 115
V(500) = 0.01229	p(500) = 388.698	V(680) = 0.00275	p(680) = 115
V(510) = 0.01279	p(510) = 370.453	V(690) = 0.00199	p(690) = 115
V(520) = 0.01314	p(520) = 358.319	V(700) = 0.00143	p(700) = 115
V(530) = 0.01335	p(530) = 351.377	V(710) = 0.00108	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 10194.213$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.019 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 817.875$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 817.875 \cdot 0.98 = 801.517$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |820.071 - 801.517|}{820.071 + 801.517} \cdot 100 = 2.288$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

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

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

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

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

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

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 9.588 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 0.013$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3624.592$	$V(\varphi_c) = 9.588 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5618.117$	$V(\varphi_z) = 9.6 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 349.117$	$V(\varphi_b) = 0.013$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.669 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.685 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.589 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.225 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.383 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 495$	$p(\varphi_{b''}) = 400.541$	$V(\varphi_{b''}) = 0.012$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 1.261 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 15$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 1.225 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 114.871$	$V(\varphi_{d'}) = 0.012$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.35 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.588 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 370$	$p_{z_д} = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 1.078 \times 10^{-3}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

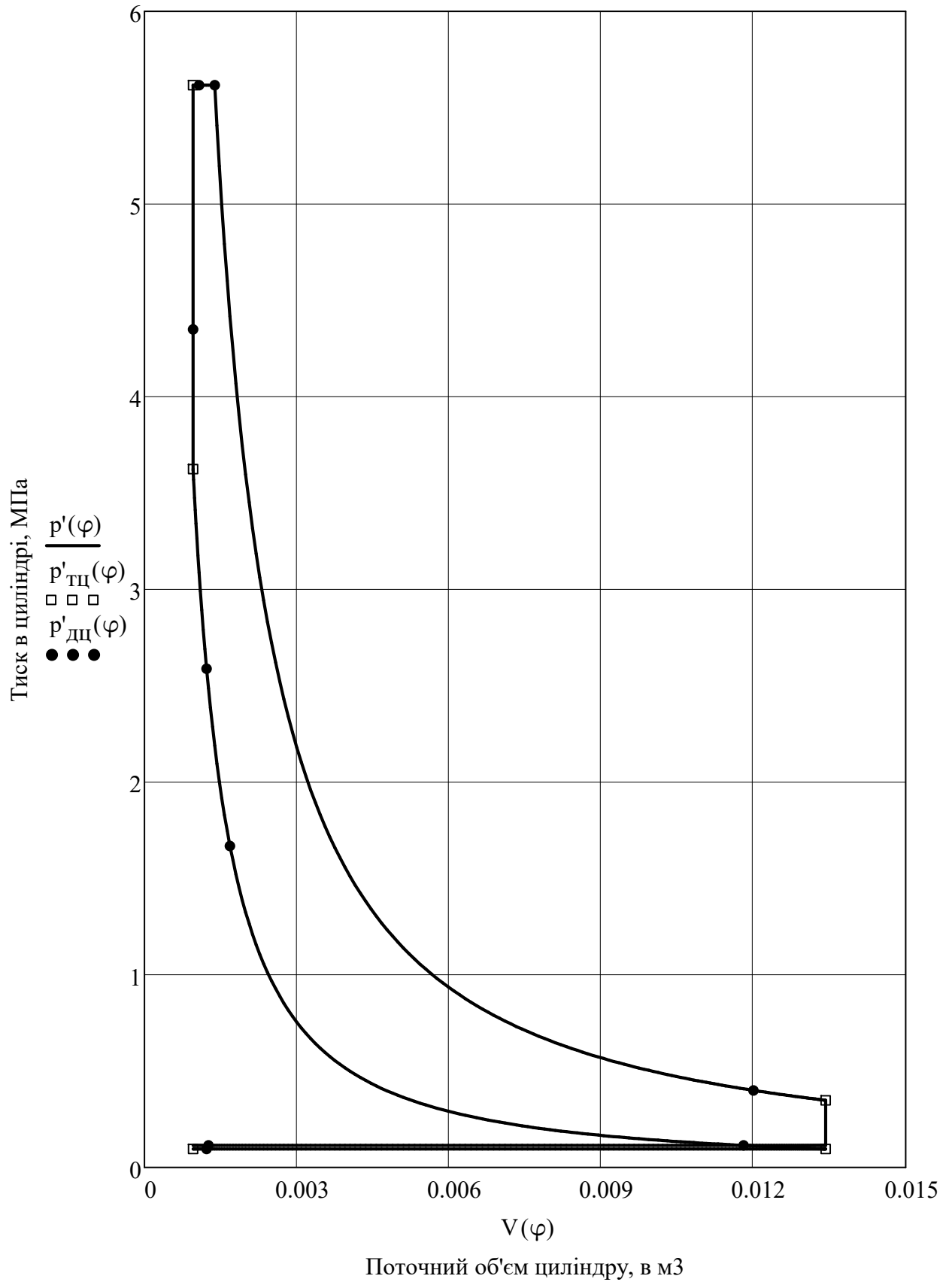


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

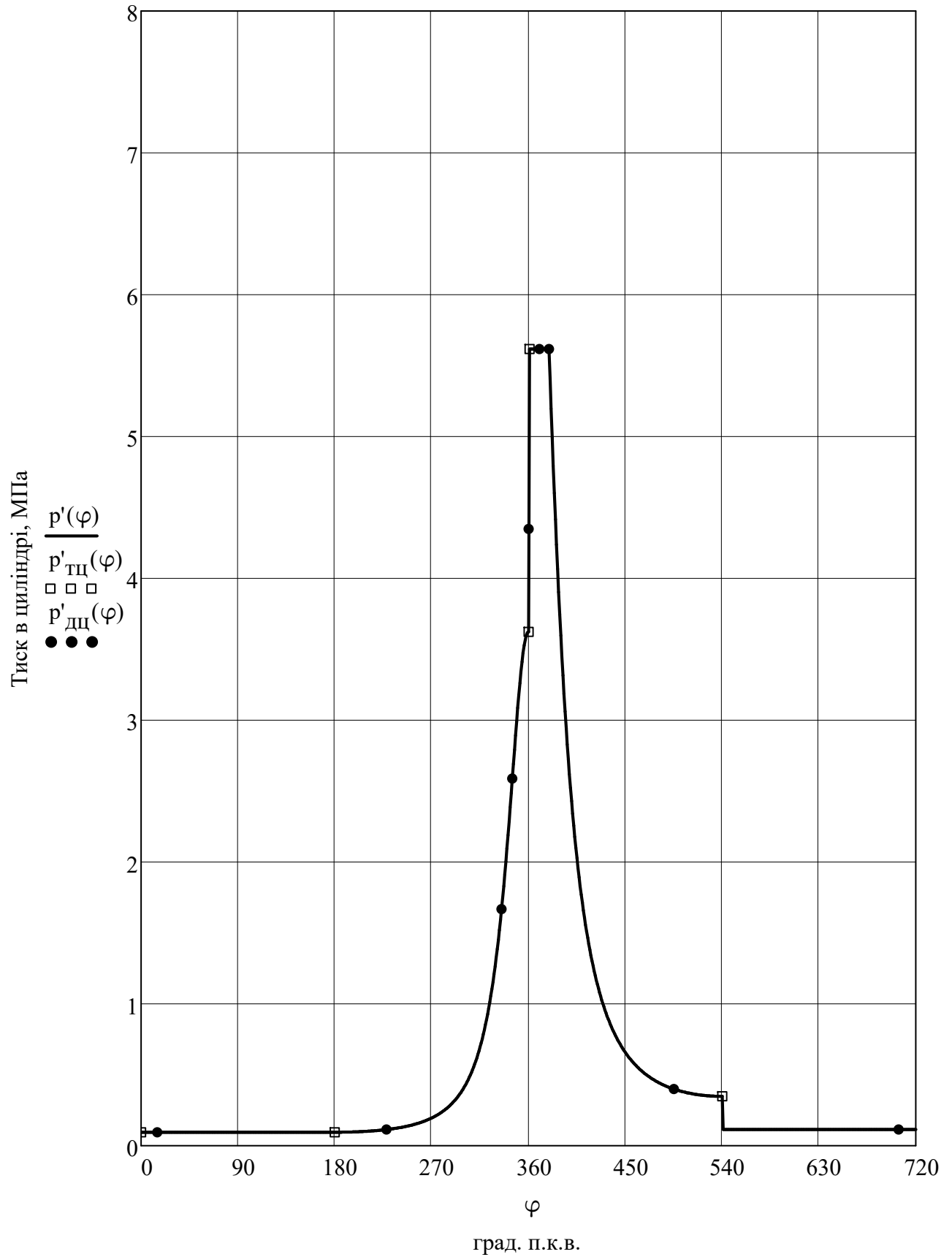


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

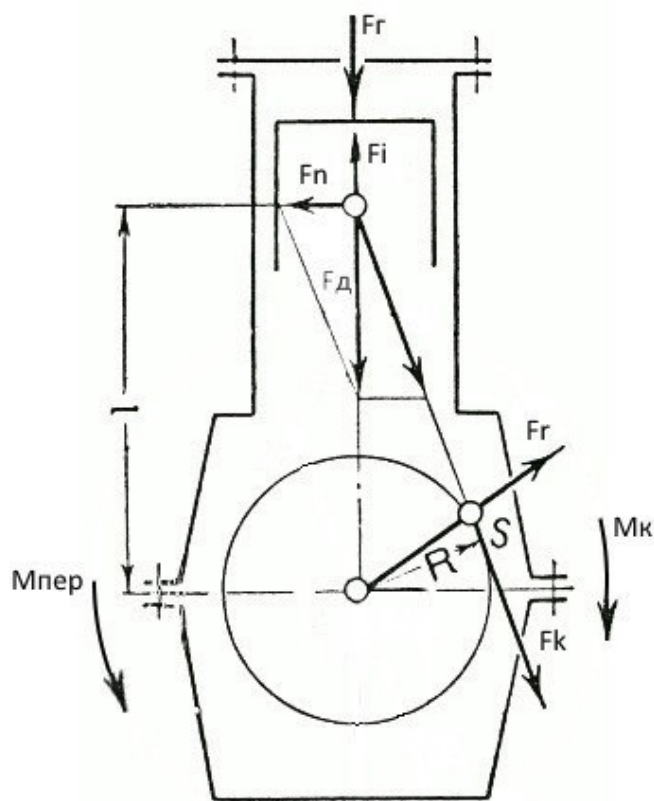


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

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

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

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

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

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в рад / с

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

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = -0.210$	$F_i(0) = -43.658$	$F_d(0) = -43.868$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.21$	$F_i(30) = -34.552$	$F_d(30) = -34.762$	$M_k(30) = -3.19$
$F_r(60) = -0.21$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -13.141$	$M_k(60) = -1.931$
$F_r(90) = -0.21$	$F_i(90) = 8.898$	$F_d(90) = 8.688$	$M_k(90) = 1.303$
$F_r(120) = -0.21$	$F_i(120) = 21.829$	$F_d(120) = 21.619$	$M_k(120) = 2.44$
$F_r(150) = -0.21$	$F_i(150) = 25.653$	$F_d(150) = 25.443$	$M_k(150) = 1.482$
$F_r(180) = -0.21$	$F_i(180) = 25.861$	$F_d(180) = 25.651$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.065$	$F_i(210) = 25.653$	$F_d(210) = 25.719$	$M_k(210) = -1.498$
$F_r(240) = 1.111$	$F_i(240) = 21.829$	$F_d(240) = 22.94$	$M_k(240) = -2.589$
$F_r(270) = 3.953$	$F_i(270) = 8.898$	$F_d(270) = 12.851$	$M_k(270) = -1.928$
$F_r(300) = 12.851$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = -0.08$	$M_k(300) = 0.012$
$F_r(330) = 50.847$	$F_i(330) = -34.552$	$F_d(330) = 16.295$	$M_k(330) = -1.495$
$F_r(360) = 146.384$	$F_i(360) = -43.658$	$F_d(360) = 102.726$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 145.255$	$F_i(390) = -34.552$	$F_d(390) = 110.704$	$M_k(390) = 10.159$
$F_r(420) = 48.508$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 35.577$	$M_k(420) = 5.228$
$F_r(450) = 23.154$	$F_i(450) = 8.898$	$F_d(450) = 32.052$	$M_k(450) = 4.808$
$F_r(480) = 14.492$	$F_i(480) = 21.829$	$F_d(480) = 36.321$	$M_k(480) = 4.099$
$F_r(510) = 11.183$	$F_i(510) = 25.653$	$F_d(510) = 36.836$	$M_k(510) = 2.145$
$F_r(540) = 10.296$	$F_i(540) = 25.861$	$F_d(540) = 36.157$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.569$	$F_i(570) = 25.653$	$F_d(570) = 26.223$	$M_k(570) = -1.527$
$F_r(600) = 0.569$	$F_i(600) = 21.829$	$F_d(600) = 22.398$	$M_k(600) = -2.528$
$F_r(630) = 0.569$	$F_i(630) = 8.898$	$F_d(630) = 9.468$	$M_k(630) = -1.42$
$F_r(660) = 0.569$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -12.361$	$M_k(660) = 1.817$
$F_r(690) = 0.569$	$F_i(690) = -34.552$	$F_d(690) = -33.983$	$M_k(690) = 3.118$
$F_r(720) = 0.569$	$F_i(720) = -43.658$	$F_d(720) = -43.089$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -43.868$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.486$	$F_r(30) = -27.862$	$F_k(30) = -21.267$	$M_{пер}(30) = 3.19$
$F_n(60) = -2.988$	$F_r(60) = -3.983$	$F_k(60) = -12.874$	$M_{пер}(60) = 1.931$
$F_n(90) = 2.301$	$F_r(90) = -2.301$	$F_k(90) = 8.688$	$M_{пер}(90) = -1.303$
$F_n(120) = 4.915$	$F_r(120) = -15.066$	$F_k(120) = 16.265$	$M_{пер}(120) = -2.44$
$F_n(150) = 3.284$	$F_r(150) = -23.676$	$F_k(150) = 9.878$	$M_{пер}(150) = -1.482$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.651$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.319$	$F_r(210) = -23.933$	$F_k(210) = -9.985$	$M_{пер}(210) = 1.498$
$F_n(240) = -5.216$	$F_r(240) = -15.987$	$F_k(240) = -17.259$	$M_{пер}(240) = 2.589$
$F_n(270) = -3.403$	$F_r(270) = -3.403$	$F_k(270) = -12.851$	$M_{пер}(270) = 1.928$
$F_n(300) = 0.018$	$F_r(300) = -0.024$	$F_k(300) = 0.078$	$M_{пер}(300) = -0.012$
$F_n(330) = -2.103$	$F_r(330) = 13.06$	$F_k(330) = -9.969$	$M_{пер}(330) = 1.495$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 102.726$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 14.288$	$F_r(390) = 88.728$	$F_k(390) = 67.725$	$M_{пер}(390) = -10.159$
$F_n(420) = 8.089$	$F_r(420) = 10.783$	$F_k(420) = 34.855$	$M_{пер}(420) = -5.228$
$F_n(450) = 8.488$	$F_r(450) = -8.488$	$F_k(450) = 32.052$	$M_{пер}(450) = -4.808$
$F_n(480) = 8.258$	$F_r(480) = -25.312$	$F_k(480) = 27.326$	$M_{пер}(480) = -4.099$
$F_n(510) = 4.754$	$F_r(510) = -34.278$	$F_k(510) = 14.301$	$M_{пер}(510) = -2.145$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -36.157$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.384$	$F_r(570) = -24.402$	$F_k(570) = -10.18$	$M_{пер}(570) = 1.527$
$F_n(600) = -5.092$	$F_r(600) = -15.609$	$F_k(600) = -16.851$	$M_{пер}(600) = 2.528$
$F_n(630) = -2.507$	$F_r(630) = -2.507$	$F_k(630) = -9.468$	$M_{пер}(630) = 1.42$
$F_n(660) = 2.81$	$F_r(660) = -3.747$	$F_k(660) = 12.11$	$M_{пер}(660) = -1.817$
$F_n(690) = 4.386$	$F_r(690) = -27.237$	$F_k(690) = 20.79$	$M_{пер}(690) = -3.118$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -43.089$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

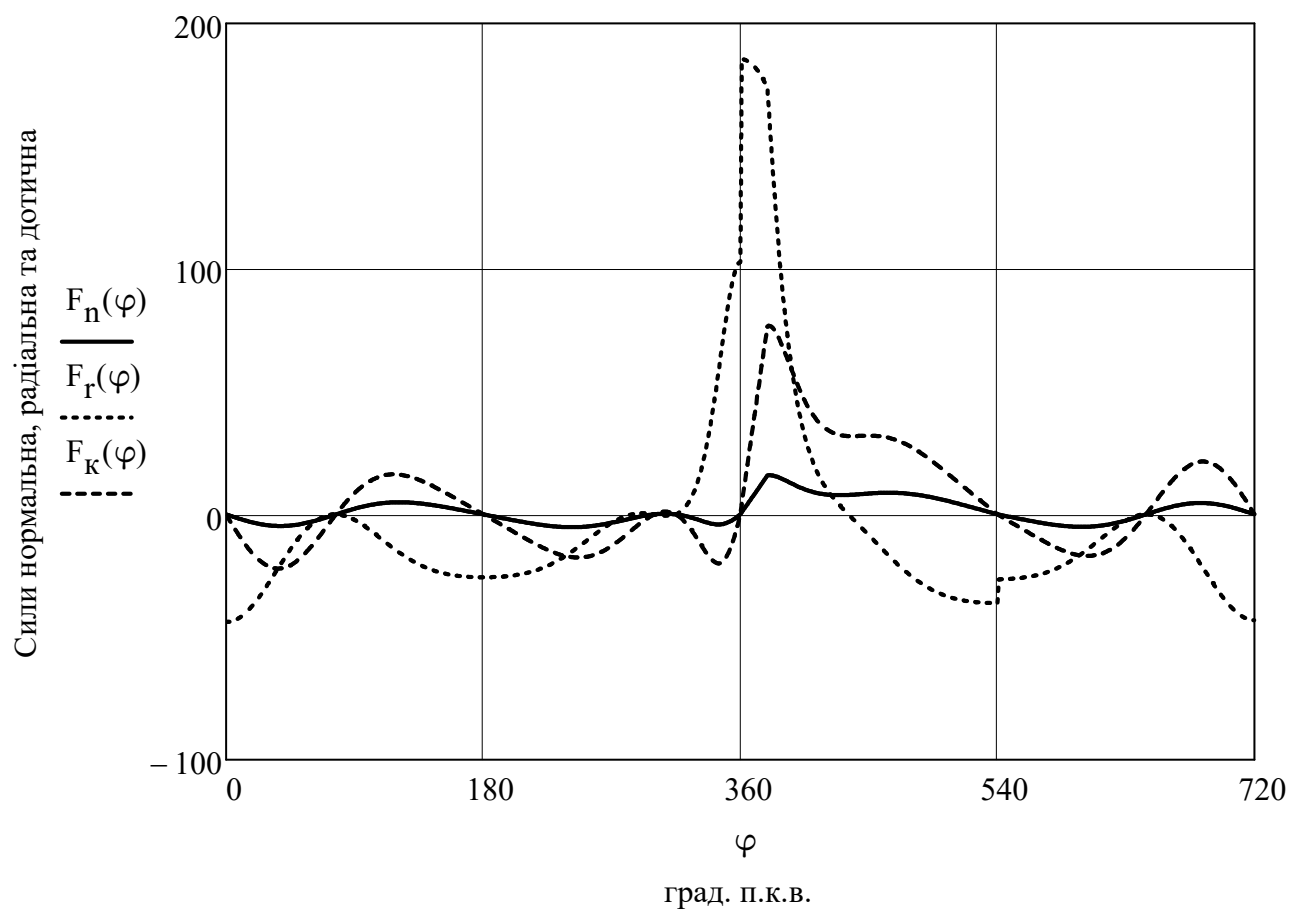
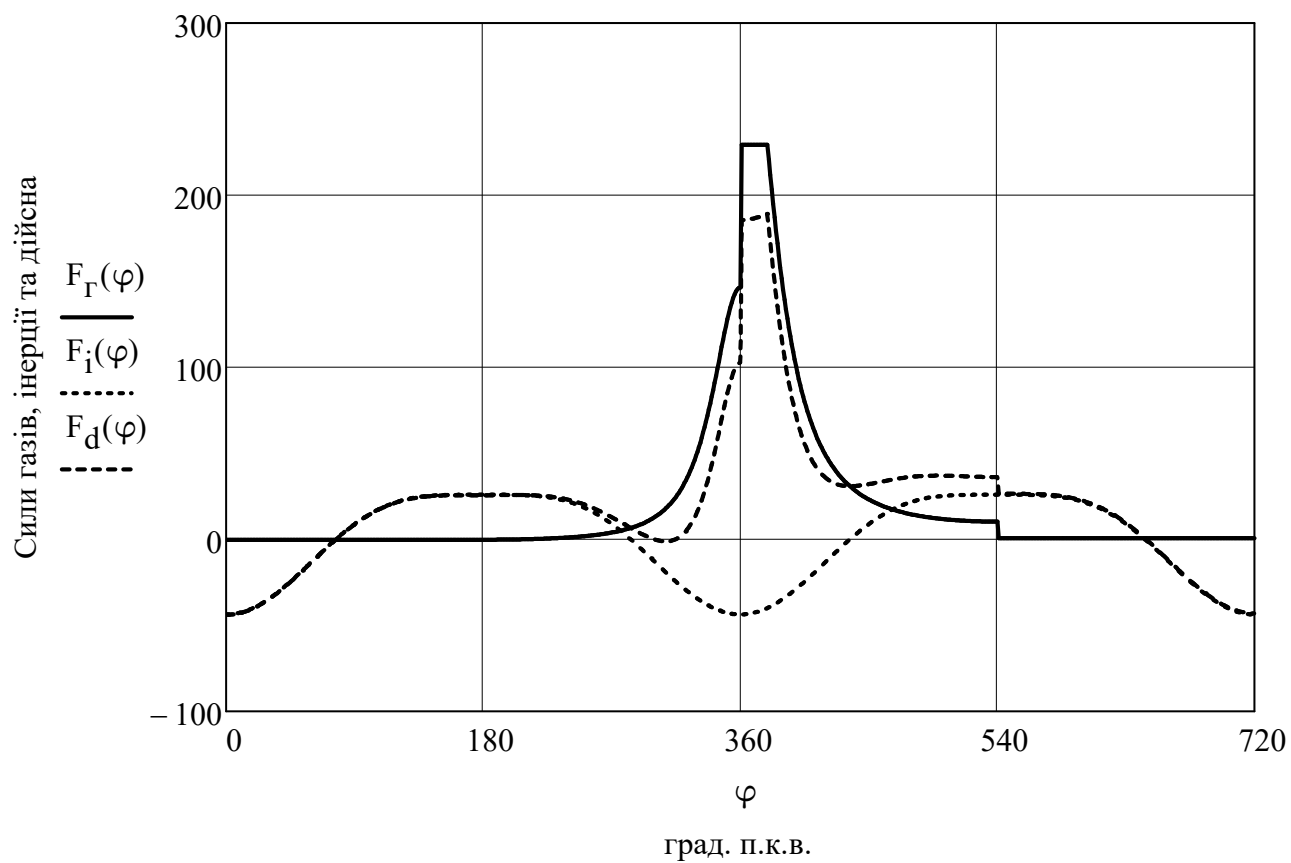


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

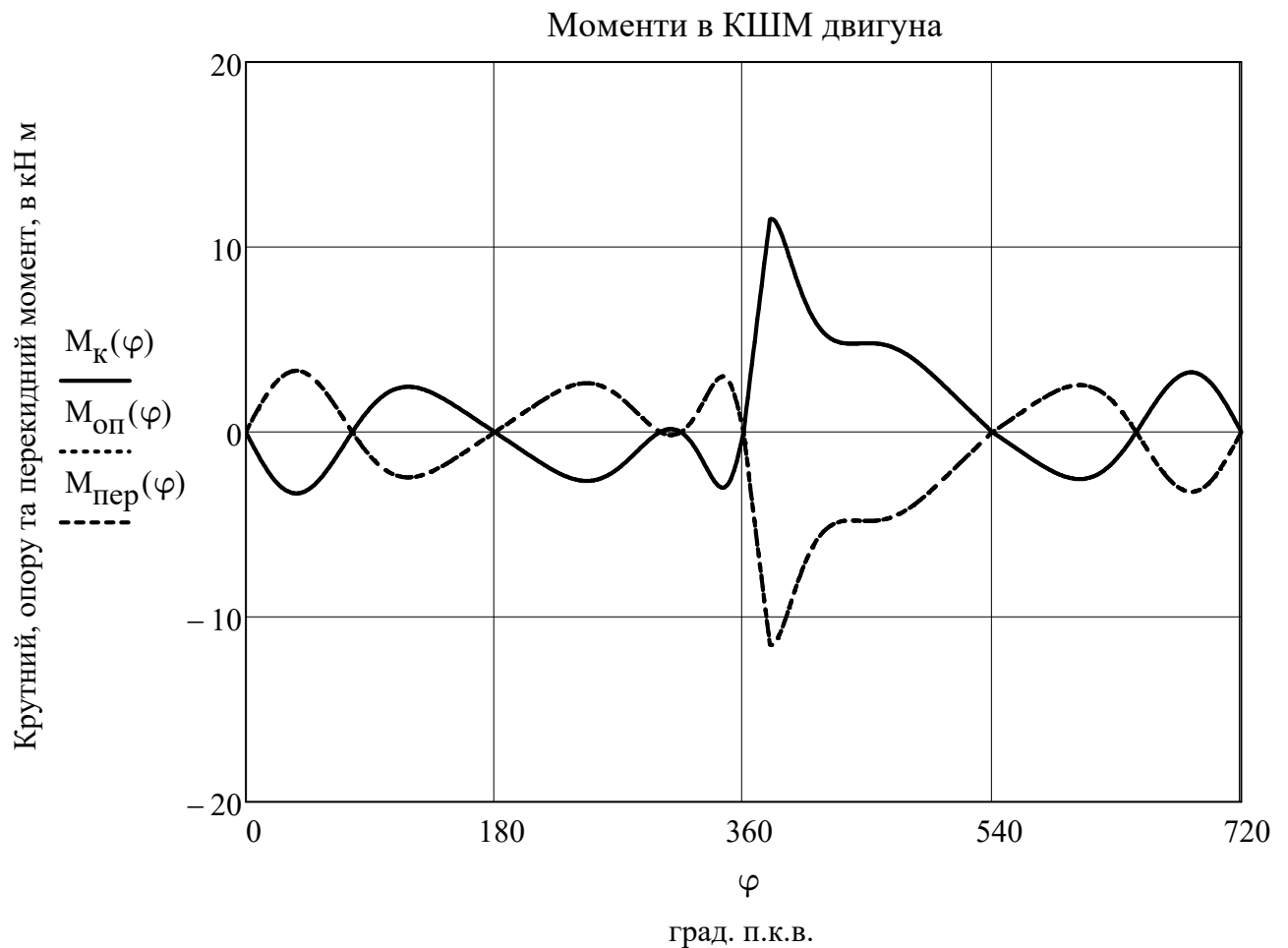


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

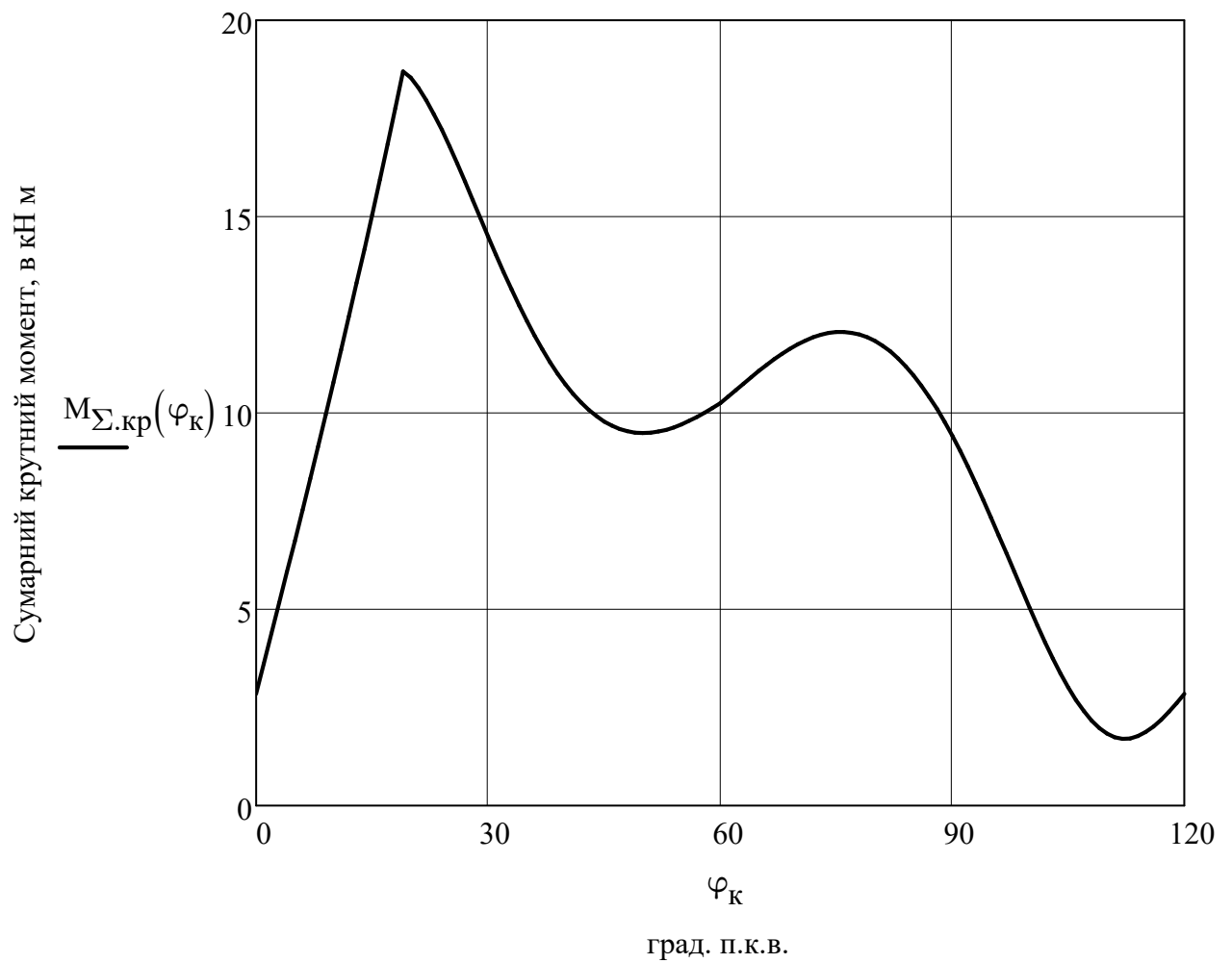


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 2.844$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 12.452$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.926$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 17.216$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.188$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.972$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 6.887$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 9.536$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.169$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 10.251$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.844$$

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 Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{67.246 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 7.929 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 300.812 = 300811.783$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.008 \times 10^5}{7.929 \times 10^5} \cdot 100 = 37.938$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 792899.204 \cdot 0.378 = 300000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.008 \times 10^5 - 3 \times 10^5|}{3.008 \times 10^5} \cdot 100 = 0.27$$

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 ділянці наповнення

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

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.03 = 0.13$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.13 \cdot 792899.204 = 103076.896$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

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

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 103076.896 + 49498.728 = 152575.624$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{1.526 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 4.37 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.004 \cdot 98}{0.9} = 0.476$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.476 = 475.813$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 103076.9 + 49498.7 + 475.8 = 153051.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{153051.437}{792899.204} \cdot 100 = 19.303$$

Температура залишкових газів, в °C

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

Температура на початку стиску, в °C

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

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

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

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

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_p'' \cdot t_{\Gamma} = 0.972 \cdot 33.605 \cdot 527 = 17221.864$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.112 \cdot 46.967 = 1284.748$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17221.9 - 1284.7 = 15937.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{67.246}{3.6} \cdot 15937.115 = 297695.626$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{297695.626}{792899.204} \cdot 100 = 37.545$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{820.071} \cdot 0.482 = 0.104$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.104 \cdot 792899.204 = 82275.247$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 103076.896 + 82275.247 - 153051.437 = 32300.707$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.23 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.285 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.285 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.142$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.142 = 2142.411$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32300.707 + 2142.411 = 34443.118$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34443.118}{792899.204} \cdot 100 = 4.344$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{300811.783 + 153051.437}{297695.626 + 34443.118} \right) = 786001.964$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 792899.2 - 786002 = 6897.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6897.24}{792899.204} \cdot 100 = 0.87$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 792899.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 300811.8$	$q_e = 37.9$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 297695.6$	$q_{\Gamma} = 37.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 153051.4$	$q_B = 19.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34443.1$	$q_M = 4.3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 6897.2$	$q_{HB} = 0.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.938 + 37.545 + 19.303 + 4.344 + 0.87 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	243	300,8	23,79
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	600	643,5	7,25
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,365	0,378	3,56
4	Механічний ККД	η_m	-	0,765	0,785	2,61
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	232	224	- 3,45
6	Діаметр циліндру	D	мм	230	230	0,0
7	Хід поршня	S	мм	300	300	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання потужності проектного двигуна згідно із завданням на рівні 300 кВт, що на 57 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати для проектного двигуна поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 57,8 кВт, що більше ніж у прототипу на 23,8%.

Процес форсування проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 7,3%. Все це відбувається внаслідок того, що процеси форсування двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, в основному за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

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

Так для питомої ефективної витрати палива за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу вдалося досягти зниження питомої ефективної витрати палива на 3,4% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 3,6%. Серед заходів направлених на покращення протікання робочого циклу треба відмітити і запропоноване рішення щодо покращення ефективності поршня, що в результаті покращує процес тепловідводу від поршня та зменшує тертя в парі «гільза-поршень».

Запропоновані заходи що охолодження поршня прямо впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на рівні 2,6% у порівнянні з прототипом.

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

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

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

3 ЗАХОДИ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОРШНЯ

3.1 Опис штатної системи змащення.

Система змащення циркуляційна, одноконтурна. Масло подається на тертьові поверхні деталей шестеренчастим насосом 14.

З маслозбірника 11 через всмоктуючий фільтр 13, розміщений у впускному патрубку 12, масло всмоктується і насосом 14 через холодильник 16 і фільтр 19 перекачується в головну магістраль 10, з якої надходить через отвори в перегородках фундаментної рами до головних шийок 30 колінчастого валу. Частина масла після фільтра 19 до входу в головну магістраль 10 відводиться на змащення штовхачів 23 штоків, коромисел 11, клапанів 22.

В кінці головної магістралі з'єднаний трубопровід, по якому масло подається на розподільні вали, підшипники проміжних шестерень 6 і 7 і коробку передач 8. На цій ділянці підключається манометр «Вихід масла» (від основної магістралі).

На лінії, паралельній холодильнику 16, встановлений терморегулятор 17. Коли масло холодне, клапани термостата 17 повністю відкриті і велика частина масла обходить холодильник 16. У міру нагрівання його клапани перекривають подачу і масло починає проходити через холодильник 16.

На кінці лінії коромисел клапанів встановлений голчастий клапан 1, який регулюється кількістю масла, що надходить в мастило приводу регулятора швидкості 26. З приводу 26 масло зливається в картер. Паралельно з нормальним фільтром 19 в систему входять два відцентрових фільтра 31, через які безперервно проходить від 6 до 7% масла - відфільтроване масло зливається і в картер. Для очищення фільтрів встановлений вентиль 32. Всмоктуючий патрубок ручного насоса 20 з'єднаний з всмоктуючим патрубком шестеренчастого насоса 14, а його нагнітальний патрубок з'єднаний на ділянці між нормальним фільтром 19 і холодильником 16. Підвищення тиску масла вище допустимих меж обмежується редукційним клапаном 15 насоса 14, який пропускає його надлишок з нагнітальної порожнини в порожнину всмоктування.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

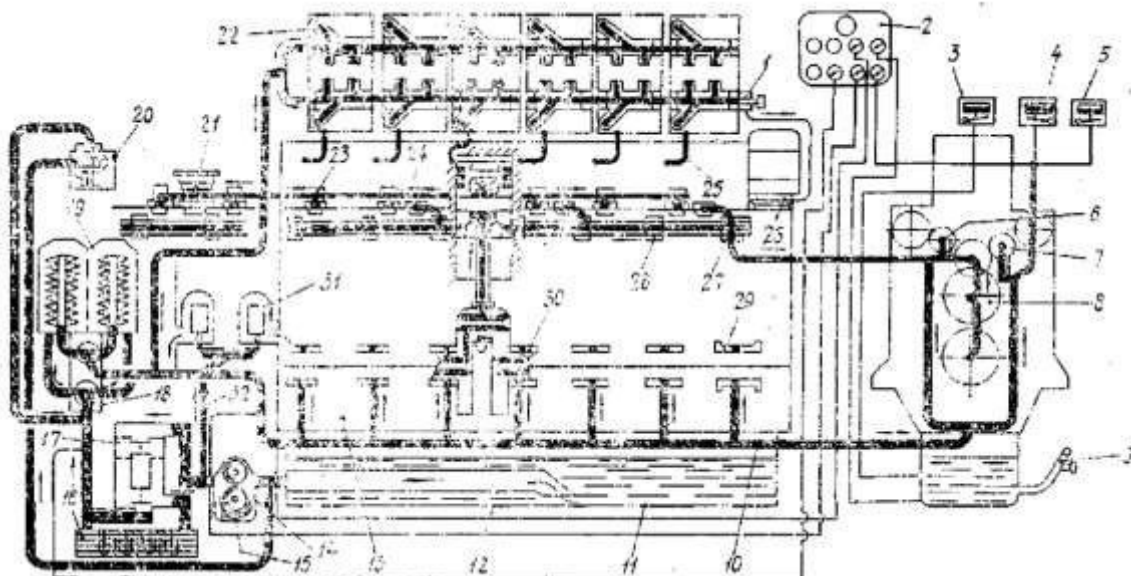


Рис. 3.1 - Схема системи змащення:

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

Масло до штовхачів 24 паливних насосів проходить по трубках, з'єднаних з підшипниками 28 розподільних валів. Подача масла в повітророзподільник 21 здійснюється з штовхача 23 штоками випускних клапанів. Масло надходить до шатунних підшипників через канали та свердла колінчастого валу від корінних підшипників. Від шатунних підшипників в каналах в шатунах масло переходить на змащення головного підшипника і охолодження поршня. Втулки циліндрів змащуються маслом, що розбризкується кривошипами колінчастого валу.

Нагріте і забруднене масло надходить через решітки фундаментної рами в маслоприймач. З кришок циліндрів масло зливається по трубах 25 в колодязі блоку циліндрів, через які проходять якірні зв'язки. Маслозбірник 11 оснащений датчиком реле температури 3 системи сигналізації і датчиком термометра «Вихід

масла». Датчик термометра «Масло в двигун» встановлюється на трубопровід перед входом в основну магістраль. Трубка манометра «Вхідне масло» підключається до магістрального трубопроводу.

Циркуляційний масляний насос – елемент системи мащення. У циліндричних гніздах, розточених в чавунному корпусі 12, обертаються дві шестерні. Одна з них, провідна шестерня 6, закріплена на приводному ролику 2 сегментним ключем 5, друга шестерня 11 ведеться і обертається на осі 10. На кінці ведучого валу ключем 20 і гайкою 19 закріплена шестерня, яка входить в зачеплення з шестернею колінчастого валу. Ролик 2 обертається в бронзових втулках 3 і 9, запресованих в кришки 4 і 8, що закривають насос. Корпус 12 і кришка 8 стягуються між собою шпильками 7, а від взаємного зміщення фіксуються штифтами 23.

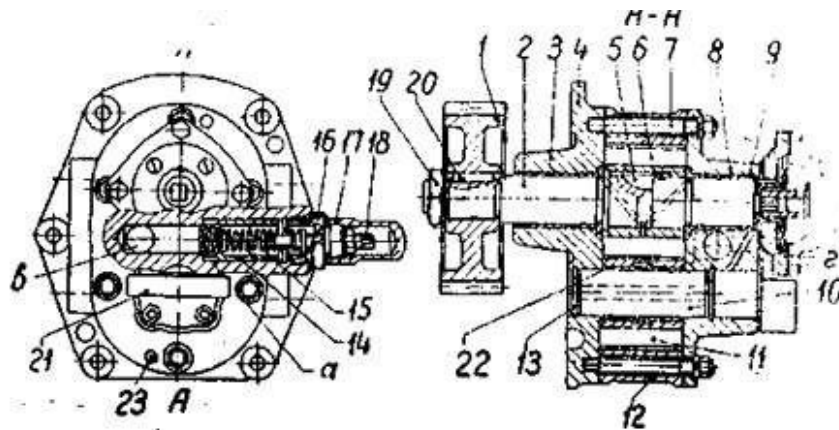


Рис. 3.2 - Циркуляційний і масляний насос.

1 - шестерня; 2 - ведучий ролик; 3 - втулка; 4 - кришка; 5-сегментний ключ; 6 - провідна шестерня; 7 - шпилька; 8 - кришка; 9 - втулка; 10-осьові; 11 – ведена шестерня; 12-будівельний; 13 - стопорне кільце; 14 – клапан; 15 – пружина; 16 – штуцер; 17 - ковпачок; 18-гвинтовий; 19 – гайка; 20 – ключ; 21 - перепускний клапан подачі палива; 22 – втулка; 23-контактні.

Підшипником веденої шестерні 11 є бронзова втулка 22, яка запресована в неї. Осьове зміщення осі 10 запобігають стопорні кільця 13. Масло для змащення втулок 3 р 9 в кришках 4 р 8 надходить через два косих свердла ролика 2. Масло до втулки 22 веденої шестерні проходить через свердління в порожнинах її зубів в канавку і через отвори у втулці потрапляє на робочу поверхню осі. Надлишок масла, що протікає по втулці 9, направляється через отвір, а в кришці 8 в отвір під віссю 10 і по її центральному каналу надходить в картер дизеля.

Редукційний клапан монтується в отвір кришки. Клапан 14 притискається до гнізда пружиною 15, затягування якої регулюється гвинтом 18, вкрученим в штуцер 16. Із зовнішнього боку на штуцер 16 нагвинчується ковпачок 17. Після регулювання гвинт 18 стопориться контргайкою. Порожнини а і б з'єднані з нагнітальною і всмоктуючою порожнинами насоса каналами. При відкритому клапані, при підвищенні тиску, масло з нагнітальної порожнини переходить у всмоктуючу порожнину насоса. Для того щоб витік масла вийшов з порожнини, де розташована пружина 15, в днищі клапана 14 дизелів при правосторонньому обертанні колінчастого валу це свердління виконують на циліндричній поверхні клапана 14. Розточувальний отвір для осі 10 замикається корпусом 21 переливного клапана паливної системи.

Звичайний фільтр двосекційний, з сітчастими фільтруючими елементами. Фільтруючі секції для очищення можуть відключатися по черзі на ходу за допомогою триходового клапана. Порожнини секції з'єднані двома каналами в і е корпусу клапана 18 і коробками 11 через вентиляну пробку 12 з трубопроводами виходу подачі. Канал В закінчується в нижній частині корпусу 9 розточуванням, в яке вставляється центральна труба 7. Канал с має вільний вхід в порожнини 9-секційних корпусів.

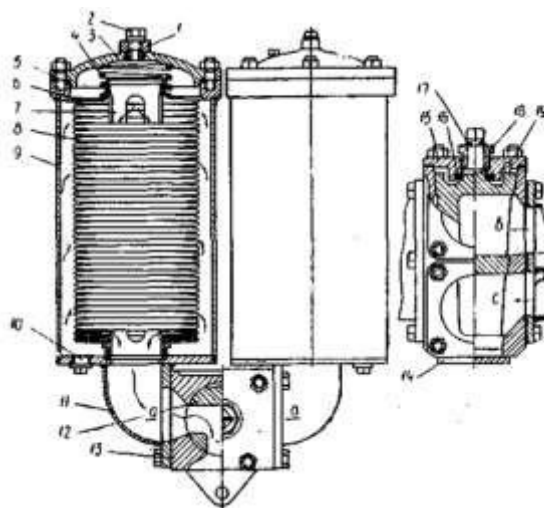


Рис. 3.3 - Звичайний фільтр

1 - пробка; 2 - штуцер; 3 - кришка; 4 - пружина; 5-гумове кільце ущільнювача; 6 – плита; 7-вентральна трубка; 8 - фільтруючий елемент; 9 - секційний корпус; 10 - зливна пробка; 11-ящик; 12 – штекер крана; 13 - корпус крана; 14 - нижня кришка; 15-верхня кришка; 16-гумове кільце; 17 - стопорне кільце; 18-віджимна гайка; 19-контактний фіксатор.

Центральна труба 7 одягнена фільтруючими елементами 8, які притиснуті до нижньої частини секції через диск 6 пружиною 4. Фільтруюча секція закривається кришкою 8, яка кріпиться шпильками і ущільнюється гумовим кільцем 5. У різьбовому отворі кришки у вермуті знаходиться ніпель 1 зі штуцером 2, через який відбувається відведення повітря з корпусу 9 секції. У нижній частині корпусу є заглушка 10 для випуску шламу.

Штекер вентиля 12 прикривається до гнізда корпусу 18. Пробка 12 закривається кришкою крана 15 і ущільнюється гумовим кільцем 16. Для перемикавання клапана затягування вилки 12 послаблюється шляхом відкручування гайки 18 до упору в стопорному кільці 17, вилка 12 повертається в положення, що відповідає ризикам на кінці хвостовика, і затягується назад гайкою 18.

З метою запобігання одночасного відключення обох секцій на вилці є канавка, в яку вставляється контакт 19, що запобігає неправильному обертанню вилки 12. Масло надходить в порожнини секцій фільтра через кран і канал с, проходить через сітки фільтруючих елементів 8 в центральну трубу 7, в стінках якої профрезеровані наскрізні канавки. З центральної труби через канал d корпусу клапана 13 відфільтроване масло через пробку 12 надходить у вихідний трубопровід.

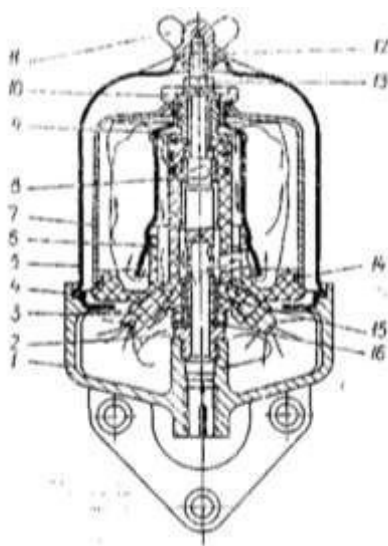


Рис. 3.4 - Відцентровий масляний фільтр:

1 - корпус; 2-вісь; 3 – інжектор; 4 – прокладка; 5 - кожух; 6-ротор; 7-кожух; 8 - втулка; 9 - сітка; 10 і 11-гайки; 12 – прокладка; 13 - гайка; 14 – прокладка; 15 - втулка; 16 - упорний кульковий підшипник

Відцентровий фільтр працює від гідравлічної головки масла в системі змащення дизеля. Масло надходить у вісь каналу 2, вкручену в корпус 7. З каналу масло надходить в робочу порожнину ротора 6, яка закрита кожухом 7. Заповнивши внутрішню порожнину ротора 6, масло через фільтруючу сітку 9 по каналах ротора 6 надходить до двох патрубків 3.

Масляні струни, що витікають з отворів сопла 3, створюють реактивну силу, під впливом якої ротор 6 обертається з великою швидкістю. Тверді частинки в маслі під дією відцентрової сили відкидаються у внутрішні стінки корпусу 7, де накопичуються, утворюючи щільний осад.

Масло, що надходить з форсунок 3, зливається на дно корпусу 1 і стікає через вікно в картер дизеля. Ротор 6 обертається на втулках 8 і 75 і упорному шарикопідшипнику 16. Із зовнішнього боку фільтр прикритий кожухом 5, який кріпиться до корпусу гайкою 77.

Ручний насос - поршневий, подвійної дії, з двома всмоктувальними і двома нагнітальними клапанами. Насос працює від зусилля однієї руки на рукоятці 5. Поршень 11 з'єднаний штифтом зі штоком 10, який, у свою чергу, з'єднаний з важелем S, закріпленим ключем 7 на ролику 17 рукоятки приводу 5.

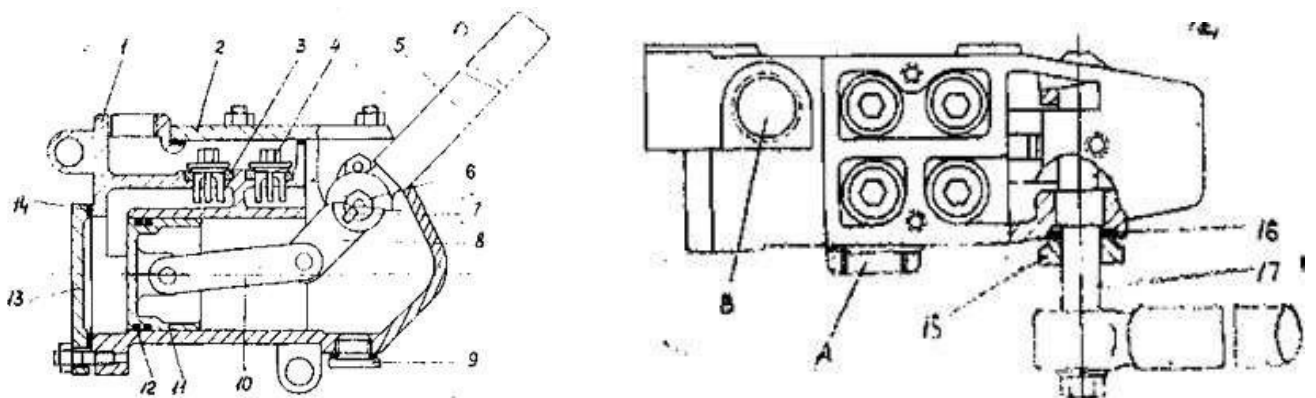


Рис. 3.5 - Ручний насос.

1 - корпус; 2 - кришка клапанної коробки; 3 - сідло; 4 - клапан; 5 - рукоятка; 6 - гайка; 7 - ключ; 8 - важіль; 9 - вилка; 10 - станова тяга; 11 - поршень; 12-поршневе кільце; 13 - головка блоку циліндрів; 14 - прокладка; 15 - фланець; 16 - ущільнення осі; 17-осьова рукоятка
А-подібний отвір для підключення напірного трубопроводу;
Б - отвір для підключення всмоктуючого трубопроводу

Основною частиною насоса є його кожух 1, який відлитий з чавуну. У корпусі розміщені всі необхідні для роботи насоса пристрої і деталі: циліндр для поршня 11 розточений, є клапанна коробка і коробка приводного механізму, а також виконана система каналів, які з'єднують циліндр і клапанну коробку з всмоктуючим і нагнітальним трубопроводами.

Всмоктуючий і нагнітальний клапани 4 мають дископодібну форму, бронзу з напрямними хвостовиками. Всі клапани однакові. Вони щільно притиснуті внахлест до латунних сідел 3, які запресовані в гнізда клапанної коробки. Два кільця ущільнювачів вбудовані в канавки поршня. Циліндр закритий кришкою 13, яка ущільнена прокладкою 14. Клапанна коробка і ведучий редуктор мають загальну кришку 2.

Герметичність входу ролика 17 в корпус забезпечується ущільненням 16, затяжка якого регулюється фланцем 15. Насос кріпиться за допомогою шпильок, які входять в отвори кожуха. Рукоятка посаджена на квадрат ролика 17 і закріплюється гайкою. У нижній частині насоса є отвір, що закривається заглушкою 9. Отвір призначений для зливу масла.

При русі поршня від рукоятки в одній з порожнин насоса створюється розрідження, під дією якого піднімається всмоктуючий клапан і циліндр з маслозбірника заповнюється маслом. При цьому в другій порожнині, з іншого боку поршня, стискається вже потрапило туди масло, відкриваючи напірний клапан, і виштовхується в нагнітальний трубопровід. Таким чином, за один хід поршня виконуються дві дії: всмоктування і нагнітання. Після клапанної коробки на нагнітальному трубопроводі додатково встановлюється зворотний клапан, який звільняє насос від тиску масла при роботі дизеля.

Зворотний клапан встановлюється на нагнітальному трубопроводі за допомогою ручного насоса. Клапан звільняє насос від тиску масла під час роботи дизеля. Клапан 3 прихлественний до сидла 2, запресованого в корпус 1. Пружина 4 притискає клапан до сидла. Зверху клапан закривається заглушкою 6, яка ущільнюється прокладкою 5.

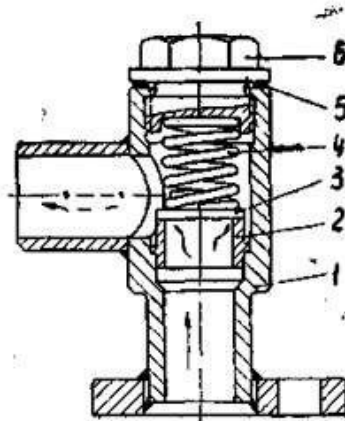


Рис. 3.6 - Зворотний клапан.

1 - корпус; 2 - сідло; 3 – клапан; 4 - пружина; 5 - прокладка; 6-штепсельна вилка

Блок охолодження масла та води призначений для процесів теплообміну. Масло 3 і водяна секції блоку 1 з'єднані проміжним органом 2. Конструкція блокових секцій однакова. У корпус 4 вставлений охолоджуючий елемент 5, лист передньої трубки якого, ущільнений прокладками, затиснутий між фланцями корпусів 4 і 2.

Для компенсації подовження трубок від нагріву заднє трубчасте полотно не кріпиться до корпусу 4 і ущільнене кованим шнуром 9, який притискається кільцем 8. Трубки в доках розвальцьовані. Трубки секцій закриті перегородками, які змінюються на управління потоком масла (або прісної води) для збільшення інтенсивності охолодження.

Торці охолоджуючих елементів покриті бронзовими кришками 6 і 11, до яких приєднуються вхідний і вихідний трубопроводи морської води. Вода надходить в порожнину кришки 6, проходить по трубках масляної секції і через проміжний корпус 2 надходить в трубки водяної секції 1. Тут вода, що направляється ребрами проміжного корпусу 2 і кришки 1, робить три обороти, проходячи по трубках з підвищеною швидкістю.

Для зниження корозії грубої сировини в кришки секцій 7 вкручуються цинкові протектори. Злив води і масла здійснюється через отвори в корпусах охолоджувачів, які закриваються пробками 10.

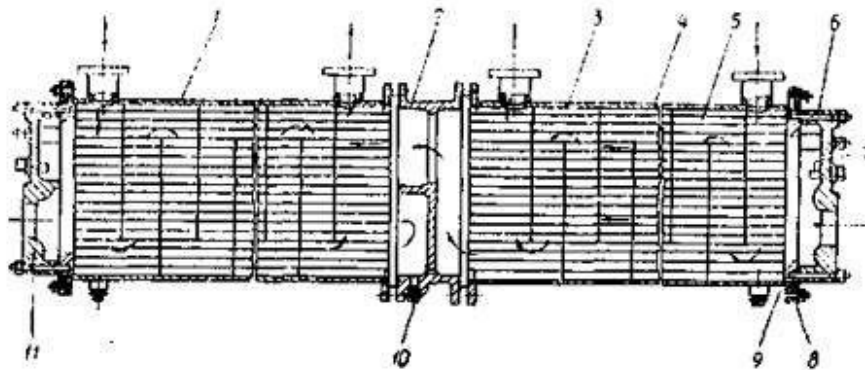


Рис. 3.7 - Блок масляного та водяного охолодження:

1 - водна секція; 2 – проміжний корпус; 3 - масляний відділ; 4-корпус; 5 – крутний момент охолодження; 6 - кришка; 7 – протектор; 8 - кільце; 9 – гумове кільце; 10 - вилка; 11-кришка

Термостат температури масла призначений для регулювання температури масла в системі. Основним елементом терморегулятора є система термометричних термостатів. Термостат має один термочутливий елемент 16 сильфонного типу, заповнений ацетоном і два вентиля 12 і 15. Термочутливий елемент 16, клапани 12 і 15 та інші деталі терморегулятора зібрані на дисковому сидлі 9 і є нерозбірним вузлом.

Терморегулятор поміщений в роз'єм між верхньою 5-ю і нижньою 15-ю частинами корпусу. Ці частини корпусу чавунні. Роз'єм ущільнений двома паронітовими прокладками 16, які вставлені в виїмки верхньої та нижньої частин корпусу. Знизу клапан 12 під дією пружини 10 притискається до сидла 9. Опорою нижнього кінця пружини 10 є пластина 13, жорстко з'єднана ніжками з сидельним диском 9.

Пояс корпусу термочутливого елемента 16 припаяний до циліндричної частини клапана 12. На штоку елемента спирається стрижень б, за допомогою якого гвинтом 3 регулюється термометрична система. Шток 6 в корпусі ущільнений кільцем з синтетичного пластику. Знизу другий клапан 15 буде припадати на хвостовик клапана 12, який притискається пружиною 14 до розвальцьованого хомути хвостовика. Верхньою опорою пружини 14 є пластина 13.

Масло з дизеля надходить в порожнину А нижньої частини корпусу 17. З цієї порожнини масло може в залежності від його температури надходити або в

порожнину С верхньої частини корпусу, яка з'єднана з охолоджувачем трубопроводом, або в порожнину В для байпасу, або в порожнини С і В одночасно.

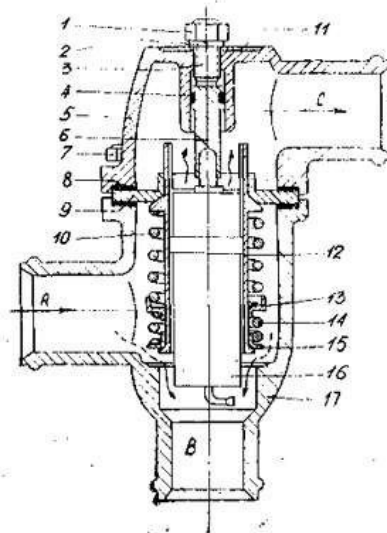


Рис. 3.8 - Термостат температури масла:

1 – гайка; 2 - пружинна шайба; 3-регулювальний гвинт; 4 - кільце ущільнювача; 5 верхня частина тіла; 6 - стрижень; 7 - гайка; 8 - прокладка; 9 - вал; 10 - поворотна пружина; 11 - вивіска; 12 – клапан; 13 – пружинна пластина; 14 – запобіжна пружина від перевантаження; перепускний клапан 15; 16 - термочутливий елемент; 17-нижній корпус.

А – вхід гарячого масла з дизельного двигуна; Б – вихід масла і байпас; С – вихід масла в охолоджувач.

Розподіл потоків масла в залежності від його температури регулюється термостатом. Коли масло холодне, клапан під дією пружини 10 закритий, а клапан 15 відкритий: масло йде через порожнину В, минаючи охолоджувач. У міру нагрівання масла термочутливий елемент не брикається для розширення і переміщення клапанів 12 р 15. Вентиль 12 відкриється і направить потік масла в охолоджувач, а клапан 15 закриється, перекривши прохід до байпасу. Щоб не пошкодити теплову систему, коли клапан 15 повністю перекриє прохід масла до байпасу, а термопара продовжить працювати, в роботу вступить запобіжна пружина 14.

Передпусковий насос являє собою поршневий, одноциліндровий, насос подвійної дії. Насос працює на стисненому повітрі від системи запуску дизеля. У корпусі 6 насоса (його циліндрі) є два поршні 10 і 14. Поршні кріпляться до штока 13 гайками 16 і 34. Циліндр розділений перегородкою 11 на дві порожнини:

масляну і повітряну. Шток 13 проходить через перегородку 11 і яка ущільнюється гумовими кільцями 13. Кільця вкладаються в пази перегородки.

Масляна порожнина циліндра закривається клапанною коробкою 7, повітряною кришкою 10. У центрі кришки 11 розташований шток 17 ручного приводу. Зверху на корпусі є золотниковий розподільник, який подає повітря в циліндр стиснення і керує роботою насоса. У клапанній коробці порожнинної машини розміщуються днища всмоктуючих клапанів і двох нагнітальних клапанів. Всі основні деталі насоса: корпус, клапанна коробка, кришка, перегородка і корпус розподільника виконані з чавуну. Стиснене повітря з пускової системи подається в розподільник через центральний отвір його корпусу.

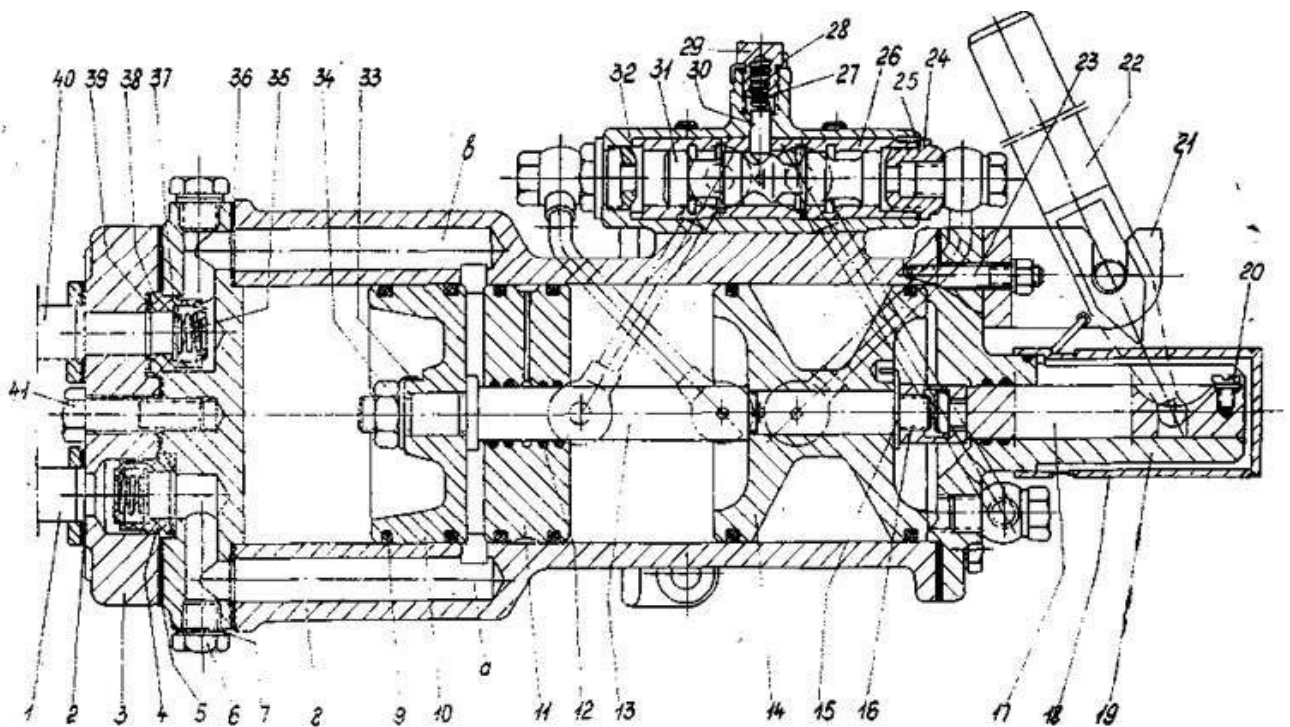


Рис. 3.9 - Передпусковий насос:

1 – всмоктуючий трубопровід; 2 - прокладка; 3-х клапанна коробка передач; 4 - всмоктуючий клапан; 5 - прокладка; 6 - вилка; 7 – прокладка; 8 – кожух насоса; 9-гумове кільце ущільнювача; 10 – поршень масляної порожнини; 11 – перегородка; 12-гумове кільце ущільнювача стрижня; 13 – стрижень; 14 – поршень повітряної порожнини; 15 – мийка ключа; 16 - з'єднувальна гайка; 17- штанговий ручний привід; 18 - ковпачок; 19 - кришка; 20 - направляючий гвинт; 21 - кронштейн; 22 - рукоятка; 23 - шпилька; 24 - регулювальні прокладки; 25 – штуцер; 26 – втулка; 27 – пружина; 28 – стопорна шайба; 29-капс; 30 – стопор; 31 – золотник; 32 – корпус розподільника; 33 - стопорна шайба; 34-гайка; 35 – пружина; 36 – прокладка; 37-плита; 38 - корпус клапана; 39 – прокладка; 40 – напірний трубопровід; 41 – болт кріплення клапанної коробки.

А і В - канали

Котушка 31 відкриває або закриває одне з двох отворів, які просвердлені з лівого і правого боку від центрального. До цих отворів приєднані дві трубки, через які стиснене повітря з розподільника подається в циліндр насоса.

Одна трубка (права) закріплена на кришці 13, друга (ліва) на корпусі насоса. Друга пара трубок з'єднує зовнішні порожнини розподільного циліндра і центральну частину циліндра насоса. У корпусі розподільника 32 переміщається циліндричний золотник 31. Шпуля симетрична.

На його кінцях оброблені пази, а в центрі є розділова гребінка. У змивний отвір по центру корпусу розподільника вставлений стопор 30, який під дією пружини 27 утримує золотник 31 в одному з крайніх положень.

Насос працює наступним чином. У будь-якому з крайніх положень одне з отворів, через які стиснене повітря надходить в циліндр, відкривається золотником 31, а інше - закритим. Стиснене повітря надходить в циліндр через відкритий отвір, поршень робить робочий хід. Після закінчення такту поршень відкриває отвір своїм краєм.

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

Разом з поршнем 14 повітряної порожнини переміщається і поршень 10 масляної порожнини: масло буде всмоктуватися в одну порожнину циліндра через один з клапанів, а з іншої порожнини через другий клапан видавлюватися в нагнітальний трубопровід. Всмоктування в нагнітальні клапани однакові. У корпус клапана 38 вставлена пластина 37, яка притискається пружиною 35. Деталі клапана (крім пружини) виготовлені з пластику. Клапани нерозбірні і при виході з ладу замінюються на нові. На зовнішній поверхні перегородки 11 є канавка, з'єднана радіальним отвором з ущільненням штанги і отвором в корпусі насоса.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

3.2 Теплове та механічне напруження деталей шатуно-поршневої групи.

3.2.1 Загальний опис будови та роботи шатуна.

Шатун – це деталь двигуна, яка з'єднує поршень (через поршковий палець) з шатунною шийкою колінчастого валу. Він призначений для передачі зворотно-поступального руху від поршня до колінчастого валу. Для зменшення зношення в області шатунних шийок колінчастого валу, на них встановлюються спеціальні вкладиші з спеціальним покриттям.

Шатун складається з стрижня, верхньої головки та нижньої головки. В області верхньої головки зазвичай запресовується втулка з бронзового матеріалу. На головці та втулці, присутні спеціальні отвори для того, щоб відбувався підвід масла до поверхонь зношення. Шатунний стрижень зроблений двотаврового перетину. Нижня шатунна головка доводиться рознімною. Знімну частину шатунної нижньої головки називають шатунною кришкою. Вона кріпиться на шатун за допомогою двох (автомобільні) або чотирьох (суднові, тепловозні та стаціонарні) болтів. Для цих болтів, що знаходяться в умовах постійного руху, навантажень та вібрацій принципово важливо не давати повертатися.

Під підшипники ковзання на нижній шатунній голівці, як і в кришці, робиться розточування, тому шатунні кришки вважаються невзаємозамінними. Для того, щоб забезпечити найбільш правильну комплектацію щодо деталей, на них вибиваються спеціальні порядкові номери. В області шатунної кришки і на тілі самого шатуна присутні деякі пази, в них входять виступи вкладишів. Шатунний і корінний підшипник виглядає як тонкостінний вкладиш, у якого робочий шар виконаний зі свинцевої бронзи. В області верхнього вкладиша обладнано невеликий отвір для забезпечення можливості підведення масла, а також обладнана невелика канавка, через яку розподіляється масло. Вкладиші, розташовані на верхніх і нижніх корінних підшипниках, вважаються взаємозамінними. Щоб запобігти зсуву і повертання цих вкладишів, а також деяких осьових переміщень, обладнані спеціальні виступи, вусики.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

3.2.2 Розрахунок шатунної групи

Розрахунок конструктивних параметрів та параметрів міцності шатунної групи будемо здійснювати згідно розрахункової схеми наведеної на рисунку нижче

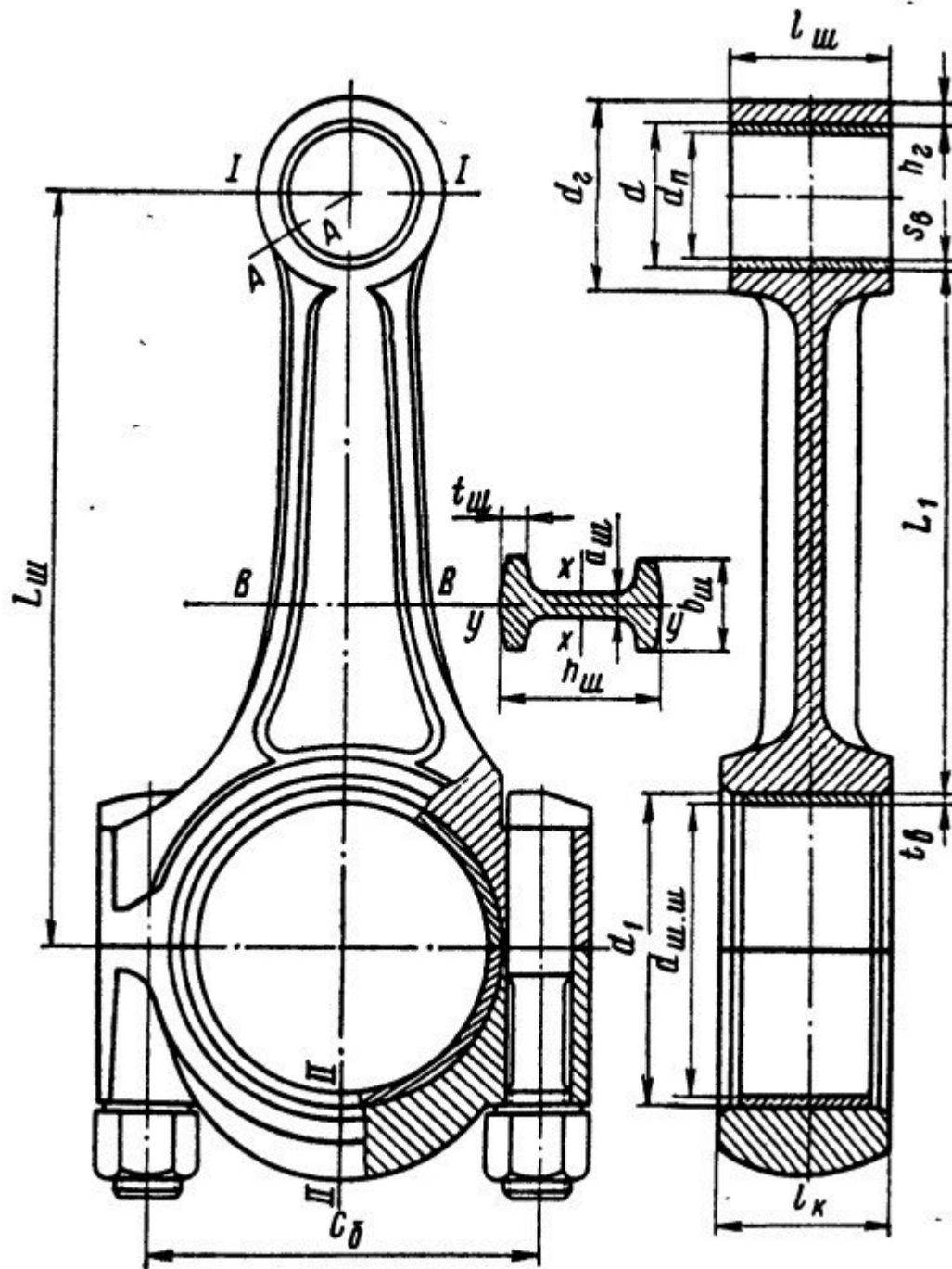


Рисунок 3.10 - Розрахункова схема шатунної групи

3.2.2.1 Розрахунок поршневої головки шатуна

Початкові дані для розрахунку маємо:

Максимальний тиск згорання, в МПа	$p_{zd} = 5.618$
Частота обертання колінчастого валу, в об/хв	$n_n = 750$
Кут повороту колінчастого валу, в °	$\varphi = 370$
Маса поршневої групи, в кг	$m_{II} = 25.85$
Маса шатунної групи, в кг	$m_{III} = 35.15$
Максимальна частота обертів колінчастого валу на х.х., в об/хв	$n_{xx.max} = 750$
Діаметр циліндру, в мм	$d = 230$
Хід поршня, в мм	$s = 300$
Кривошипно шатунне відношення	$\lambda = 0.266$
З розрахунку поршневої групи:	
Діаметр поршневого пальця, в мм	$d_{II} = 90$
Довжина поршневої голівки шатуна, в мм	$l_{III} = 92$
Зовнішній діаметр головки, в мм	$d_{\Gamma} = 128$
Внутрішній діаметр головки, в мм	$d'_{\Gamma} = 100$
Матеріал шатуна - сталь 40Х	
- модуль пружності матеріалу, в МПа	$E_{III} = 2.2 \cdot 10^5$
- коефіцієнт лінійного розширення, в 1/К	$\alpha_{\Gamma} = 1 \cdot 10^{-5}$
Матеріал втулки - бронза	
- модуль пружності матеріалу, в МПа	$E_B = 1.15 \cdot 10^5$
- коефіцієнт лінійного розширення, в 1/К	$\alpha_B = 1.8 \cdot 10^{-5}$

Вибираємо матеріал шатуна: сталь 40Х ГОСТ 10702-78

З таблиці 11.2 та 11.3 [5, ст. 249] для сталі 40Х:

Межа міцності, в МПа

$$\sigma_B = 980$$

Межа втомності при згинанні, в МПа

$$\sigma_{-1} = 350$$

Межа втомності розтягання - стискання, в МПа

$$\sigma_{-1p} = 300$$

Межа текучості, в МПа

$$\sigma_T = 800$$

Коефіцієнти приведення циклу:

при згинанні, в МПа

$$\alpha_{\sigma_3} = 0.21$$

при розтяганні - стисненні, в МПа

$$\alpha_{\sigma_{pc}} = 0.17$$

При згинанні:

$$\beta_{\sigma_3} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{800} = 0.438 \quad \text{та} \quad \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = \frac{0.438 - 0.21}{1 - 0.438} = 0.404$$

при розтягуванні-стисненні

$$\beta_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0.375 \quad \text{та} \quad \frac{(\beta_{\sigma_p} - \alpha_{\sigma_{pc}})}{(1 - \beta_{\sigma_p})} = \frac{0.375 - 0.17}{1 - 0.375} = 0.328$$

Розрахунок допоміжних величин

Площа поршня, в см²

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10^{-2} = \frac{\pi \cdot 230^2}{4} \cdot 10^{-2} = 415.476$$

Радіальна товщина стінки головки, в мм

$$h_{\Gamma} = \frac{(d_{\Gamma} - d'_{\Gamma})}{2} = \frac{128 - 100}{2} = 14$$

Радіальна товщина стінки втулки, в мм

$$S_B = \frac{(d'_{\Gamma} - d_{\Pi})}{2} = \frac{100 - 90}{2} = 5$$

Розрахунок перетину I-I

Максимальне напруження пульсуючого циклу, в МПа

$$\sigma_{\max} = \frac{m_{\text{п.г}} \cdot \omega_{\text{хх.мах}}^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\text{г}} \cdot l_{\text{ш}}}$$

де $m_{\text{в.г}} = 0.08 \cdot m_{\text{ш}} = 0.08 \cdot 35.15 = 2.812$ кг - маса частини головки вище перетину I-I:

$$\omega_{\text{хх.мах}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{хх.мах}}}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54 \text{ с}^{-1} - \text{кутова швидкість колінвалу на холостому ході.}$$

$$r_{\text{к}} = \frac{s}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{300}{2} \cdot 10^{-3} = 0.15 \text{ м} - \text{радіус кривошипу;}$$

$$m_{\text{п.г}} = (m_{\text{п}} + m_{\text{в.г}}) = 25.85 + 2.812 = 28.662 \text{ кг} - \text{приведена маса головки}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{m_{\text{п.г}} \cdot \omega_{\text{хх.мах}}^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\text{г}} \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{28.662 \cdot 78.54^2 \cdot 0.15 \cdot (1 + 0.266)}{2 \cdot 14 \cdot 92} = 13.034$$

Середнє напруження, в МПа

$$\sigma_{\text{а0}} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{13.034}{2.000} = 6.517 \quad \sigma_{\text{м0}} = \sigma_{\text{а0}} = 6.517$$

Амплітуда напружень, в МПа

$$\sigma_{\text{ак0}} = \frac{\sigma_{\text{а0}} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{\text{м}} \cdot \epsilon_{\text{п}})}$$

$$\text{де } k_{\sigma} = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_{\text{в}} - 400) = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (980 - 400) = 1.304$$

- ефективний коефіцієнт концентрації напружень (головка не має переходів);

$$\epsilon_{\text{м}} = 0.77 - \text{масштабний коефіцієнт;}$$

$$\epsilon_{\text{п}} = 0.72 - \text{коефіцієнт поверхневої чутливості}$$

$$\sigma_{\text{ак0}} = \frac{\sigma_{\text{а0}} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{\text{м}} \cdot \epsilon_{\text{п}})} = \frac{6.517 \cdot 1.304}{0.77 \cdot 0.72} = 15.333$$

Запас міцності в перетині I-I визначаємо за межею втомності

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{m0})} = \frac{300}{15.333 + 0.17 \cdot 6.517} = 18.247$$

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг, в мм

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t$$

де $\Delta = 0.04$ мм - натяг посадки бронзової втулки

$\Delta T = 110$ К - середня температура підігріву головки та втулки

$$\Delta_t = d'_r \cdot (\alpha_B - \alpha_r) \Delta T = 100 \cdot (1.8 \cdot 10^{-5} - 10^{-5}) \cdot 110 = 0.088$$

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0.04 + 0.088 = 0.128$$

Питомий тиск на поверхні зіткнення втулки з головкою

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d'^2) \div [(d_r^2 - d'^2) + \mu]}{E_{III}} + \frac{(d^2 + d_{II}^2) \div [(d^2 - d_{II}^2) - \mu]}{E_B} \right]}$$

де $\mu = 0.3$ - коефіцієнт Пуассона;

$$A = \left[\frac{(d_r^2 + d'^2) \div [(d_r^2 - d'^2) + \mu]}{E_{III}} \right] = \frac{\frac{128^2 + 100^2}{128^2 - 100^2 + 0.3}}{2.2 \cdot 10^5} = 1.878 \times 10^{-5}$$

$$B = \left[\frac{(d'^2 + d_{II}^2) \div [(d'^2 - d_{II}^2) - \mu]}{E_B} \right] = \frac{\frac{100^2 + 90^2}{100^2 - 90^2 - 0.3}}{1.15 \cdot 10^5} = 8.285 \times 10^{-5}$$

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d'_r \cdot (A + B)} = \frac{0.128}{100 \cdot (1.878 \times 10^{-5} + 8.285 \times 10^{-5})} = 12.594$$

Напруження від суммарного натягу на зовнішній поверхні головки, в МПа

$$\sigma'_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d_{\Gamma}'^2}{(d_{\Gamma}^2 - d_{\Gamma}'^2)} = \frac{12.594 \cdot 2 \cdot 100^2}{128^2 - 100^2} = 39.455$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки, в МПа

$$\sigma'_i = \frac{p \cdot (d_{\Gamma}^2 + d_{\Gamma}'^2)}{(d_{\Gamma}^2 - d_{\Gamma}'^2)} = \frac{12.594 \cdot (128^2 + 100^2)}{128^2 - 100^2} = 52.049$$

Розрахунок перетину А-А

максимальна сила, яка розтягує головку на номінальному режимі, в Н

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_{\Pi}}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54 \quad \text{с}^{-1}$$

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot r_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -25.85 \cdot 0.15 \cdot 78.54^2 \cdot (1 + 0.266) = -30280.656$$

Нормальна сила в перетині О-О, в Н

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot (0.572 - 0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}})$$

де $\varphi_{\text{ш.з}} = 110^\circ$ - кут закладення

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot \sum \left[\begin{array}{c} 0.572 \\ -(0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}}) \end{array} \right] = (-30280.656) \cdot \sum \left(\begin{array}{c} 0.572 \\ -0.001 \cdot 110 \end{array} \right) = 14655.837$$

Згинаючий момент в перетині О-О, в кН*м

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (0.0033 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} - 0.0297)$$

$$\text{де } r_{\text{ср}} = \frac{(d_{\Gamma} + d_{\Gamma}')}{4} = \frac{128 + 100}{4} = 57 \quad \text{мм - середній радіус натягу;}$$

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot \frac{r_{cp}}{10^3} \cdot \sum \begin{pmatrix} \frac{33}{10^5} \cdot \varphi_{\text{ш.3}} \\ -0.0297 \end{pmatrix} = (-3.028 \times 10^4) \cdot \frac{57}{10^3} \cdot \sum \begin{pmatrix} \frac{33}{10^5} \cdot 110 \\ -0.03 \end{pmatrix} = 11.392$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від розтягуючої сили, в Н

$$N_{j\varphi.\text{ш.3}} = (N_{j0} \cdot \cos(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg})) \dots \\ + -0.5 P_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg}))$$

$$\text{де } \varphi'_{\text{ш.3}} = \varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg} = 1.9$$

$$P'_{j\Pi} = -\frac{1}{2} P_{j\Pi} = \left(-\frac{1}{2}\right) \cdot -3.028 \times 10^4 = 1.514 \times 10^4$$

$$N_{j\varphi.\text{ш.3}} = \sum \begin{bmatrix} N_{j0} \cdot \cos(\varphi'_{\text{ш.3}}) \\ P'_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi'_{\text{ш.3}})) \\ P'_{j\Pi} \cdot (-\cos(\varphi'_{\text{ш.3}})) \end{bmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 14655.837 \cdot \cos(1.92) \\ 15140.328 \cdot \sin(1.92) \\ 15140.328 \cdot -\cos(1.92) \end{pmatrix} = 14392.96$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від сили розтягування:

$$M_{j\varphi.\text{ш.3}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg})) \dots \\ + -0.5 \cdot P_{j\Pi} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot \begin{pmatrix} \sin(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg}) \dots \\ + -\cos(\varphi_{\text{ш.3}} \cdot \text{deg}) \end{pmatrix}$$

$$\text{де } \varphi''_{\text{ш.3}} = \sin(\varphi'_{\text{ш.3}}) - \cos(\varphi'_{\text{ш.3}}) = \sin(1.92) - \cos(1.92) = 1.282$$

$$N' = \frac{N_{j0} \cdot r_{cp}}{10^3} = \frac{1.466 \times 10^4 \cdot 57}{10^3} = 835.383$$

$$A = M_{j0} + N' \cdot (1 - \cos(\varphi'_{\text{ш.3}})) = 11.392 + 835.383 \cdot (1 - \cos(1.92)) = 1.132 \times 10^3$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{j\Pi} \cdot r_{cp}}{1000} \cdot (\varphi''_{\text{ш.3}}) = \frac{1}{2} \cdot \frac{-3.028 \times 10^4 \cdot 57}{1 \times 10^3} \cdot 1.282 = -1.106 \times 10^3$$

$$M_{j\varphi.\text{ш.3}} = A + B = 1.132 \times 10^3 + -1.106 \times 10^3 = 26.376$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили, в МПа

$$\sigma_{aj} = \left[\frac{2 \cdot M_{j\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r}$$

$$\text{де } F_r = (d_r - d'_r) \cdot l_{ш} = (128 - 100) \cdot 92 = 2.576 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

$$F_B = (d'_r - d_{II}) \cdot l_{ш} = (100 - 90) \cdot 92 = 920 \text{ мм}^2$$

$$K_p = \frac{E_{ш} \cdot F_r}{E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B} = \frac{2.2 \cdot 10^5 \cdot 2.576 \times 10^3}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 2.576 \times 10^3 + 1.15 \cdot 10^5 \cdot 920} = 0.843$$

$$A = 2 \cdot M_{j\varphi.ш.з} = 2 \cdot 26.376 = 52.751$$

$$B = \frac{6(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} = \frac{6 \cdot (57 + 14) \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot (57 + 14) \cdot 10^{-3}} = 214.286$$

$$C = K_p \cdot N_{j\varphi.ш.з} = 0.843 \cdot 14392.96 = 12128.678$$

$$\sigma_{aj} = (A \cdot B + C) \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r} = (52.751 \cdot 214.286 + 1.213 \times 10^4) \cdot \frac{1}{92 \cdot 14} = 18.193$$

Сумарна сила, яка стискає головку, в Н:

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_{II} - m_{II} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi))$$

$$\text{де } p_0 = 0.1 \text{ МПа}$$

$$m'_{II} = -m_{II} \cdot r_K \cdot \omega^2 = -25.85 \cdot 0.15 \cdot 78.54^2 = -2.392 \times 10^4$$

$$\varphi' = \varphi \cdot \text{deg} = 6.5$$

$$P_{сж} = \sum \begin{bmatrix} (p_{zd} - p_0) \cdot F_{II} \cdot 10^2 \\ m'_{II} \cos(\varphi') \\ m'_{II} (\lambda \cdot \cos(2\varphi')) \end{bmatrix} = \sum \begin{bmatrix} (5.618 - 0.1) \cdot 415.476 \cdot 10^2 \\ -23918.369 \cdot \cos(6.458) \\ -23918.369 \cdot 0.266 \cdot \cos(2 \cdot 6.458) \end{bmatrix} = 199725.863$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від стискаючої сили, в Н

$$N_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot (k_{N_P} + f_{\varphi.\text{ш.з1}})$$

де $k_{N_P} = 0.0009$ - визначають за табл. 13.2 згідно [5 ст. 286]

$$f_{\varphi.\text{ш.з1}} = \sum \begin{pmatrix} \frac{\sin(\varphi'_{\text{ш.з}})}{2} \\ \frac{-\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}}{\pi} \cdot \sin(\varphi'_{\text{ш.з}}) \\ \frac{-1}{\pi} \cdot \cos(\varphi'_{\text{ш.з}}) \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} \frac{\sin(1.92)}{2} \\ \frac{-110 \cdot \text{deg}}{\pi} \cdot \sin(1.92) \\ \frac{-1}{\pi} \cdot \cos(1.92) \end{pmatrix} = 4.458 \times 10^{-3}$$

$$f_{\varphi.\text{ш.з2}} = 1 - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) = 1 - \cos(110 \cdot \text{deg}) = 1.342$$

$$N_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot \sum \begin{pmatrix} k_{N_P} \\ f_{\varphi.\text{ш.з1}} \end{pmatrix} = 1.997 \times 10^5 \cdot \sum \begin{pmatrix} 9 \times 10^{-4} \\ 4.458 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.07 \times 10^3$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від стискаючої сили, в Н*м

$$M_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (k_{M_P} + k_{N_P} \cdot f_{\varphi.\text{ш.з2}} - f_{\varphi.\text{ш.з1}})$$

де $k_{M_P} = 0.00025$ - визначають за табл. 13.3 згідно [5 ст. 287]

$$P'_{\text{сж}} = P_{\text{сж}} \cdot \frac{r_{\text{ср}}}{10^3} = 1.997 \times 10^5 \cdot \frac{57}{10^3} = 1.138 \times 10^4$$

$$A = \sum \begin{pmatrix} k_{M_P} \\ k_{N_P} \cdot f_{\varphi.\text{ш.з2}} \\ -f_{\varphi.\text{ш.з1}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.5 \times 10^{-4} \\ 9 \times 10^{-4} \cdot 1.342 \\ -4.458 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = -3 \times 10^{-3}$$

$$M_{\text{сж}\varphi.\text{ш.з}} = P'_{\text{сж}} \cdot A = 1.138 \times 10^4 \cdot -3 \times 10^{-3} = -34.156$$

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили, в МПа

$$\sigma_{асж} = \left[\frac{2M_{сж\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{ср} + h_{Г}) 10^{-3}}{h_{Г} \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{ср} + h_{Г}) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_{Г}}$$

де $A = 2M_{сж\varphi.ш.з} = 2 \cdot -34.156 = -68.313$

$$B = \frac{6(r_{ср} + h_{Г}) 10^{-3}}{h_{Г} \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{ср} + h_{Г}) \cdot 10^{-3}]} = \frac{6 \cdot (57 + 14) \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot (57 + 14) \cdot 10^{-3}} = 214.286$$

$$C = K_p \cdot N_{сж\varphi.ш.з} = 0.843 \cdot 1.07 \times 10^3 = 901.797$$

$$\sigma_{асж} = (A \cdot B + C) \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_{Г}} = (-68.313 \cdot 214.286 + 901.797) \cdot \frac{1}{92 \cdot 14} = -10.665$$

Максимальне напруження асиметричного циклу, в МПа

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 39.455 + 18.193 = 57.648$$

Мінімальне напруження асиметричного циклу, в МПа

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 39.455 + -10.665 = 28.79$$

Середнє напруження та амплітуда напружень, в МПа

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = \frac{57.648 + 28.79}{2} = 43.219$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{57.648 - 28.79}{2} = 14.429$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II})} = \frac{14.429 \cdot 1.304}{0.77 \cdot 0.72} = 33.949$$

Так як

$$\sigma_{ак_м} = \frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{33.949}{43.219} = 0.786 > \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = \frac{0.438 - 0.21}{1 - 0.438} = 0.404$$

Запас міцності в перетині А-А визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma_3} \cdot \sigma_m)} = \frac{350}{33.949 + 0.21 \cdot 43.219} = 8.135$$

3.2.2.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Початкові дані для розрахунку кривошипної головки:

Радіус кривошипа, в м	$r_k = 0.15$
Маса поршневої групи, в кг	$m_{II} = 25.85$
Маса шатунної групи, в кг	$m_{III} = 35.15$
Максимальні кутові оберти колінчастого валу на холостому ході, в c^{-1}	$\omega_{xx.max} = 78.54$
Кривошипно шатунне відношення	$\lambda = 0.266$
З таблиці 13.4 [5, ст. 319] приймаємо:	
Діаметр шатунної шийки, мм	$d_{ш.ш.} = 155$
Товщина стінки вкладиша, мм	$t_b = 7.0$
Відстань між шатунними болтами, мм	$C_6 = 188$
Довжина кривошипної головки, в мм	$l_k = 85$

Розрахунок кривошипної головки на міцність

Максимальна сила інерції, в МН

$$P_{jp} = -\omega_{xx.max}^2 \cdot R_K \cdot [(m_{\Pi} + m_{ш.П}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.К} - m_{К.р})] \cdot 10^{-6}$$

де $m_{ш.П} = 5.15$ кг - маси шатунної групи, які утворюють

$m_{ш.К} = 30$ зворотно-поступальний та обертальний рухи;

$$m'_{\Pi} = m_{\Pi} + m_{ш.П} = 25.85 + 5.15 = 31 \quad \text{кг}$$

$$m_{К.р} = 0.25m_{ш} = 0.25 \cdot 35.15 = 8.787 \quad \text{кг}$$

$$m'_{ш.К} = m_{ш.К} - m_{К.р} = 30 - 8.7875 = 21.2 \quad \text{кг}$$

$$\omega'_{xx.max} = -\omega_{xx.max}^2 \cdot \frac{r_K}{10^6} = (-78.54^2) \cdot \frac{0.15}{10^6} = -9.253 \times 10^{-4}$$

$$P_{jp} = \omega'_{xx.max} \cdot \sum \left[\frac{m'_{\Pi} \cdot (1 + \lambda)}{m'_{ш.К}} \right] = -9.253 \times 10^{-4} \cdot \sum \left[\frac{31 \cdot (1 + 0.266)}{21.212} \right] = -0.056$$

Момент опору розрахункового перетину, в м³

$$W_{из} = \frac{l_K \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6}$$

де $r_1 = 0.5(d_{ш.ш.} + 2t_B) = 0.5 \cdot (155 + 2 \cdot 7) = 84.5$ мм - внутрішній радіус

кривошипної головки шатуна

$$W_{из} = \frac{l_K \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = \frac{85 \cdot (0.5 \cdot 188 - 84.5)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 1.279 \times 10^{-6}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки, в м⁴

$$J_B = I_K \cdot t_B^3 \cdot 10^{-12} = 85 \cdot 7^3 \cdot 10^{-12} = 2.915 \times 10^{-8}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки, в м⁴

$$J = I_K \cdot (0.5 C_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 85 \cdot (0.5 \cdot 188 - 84.5)^3 \cdot 10^{-12} = 7.288 \times 10^{-8}$$

Напруження згину кришки та вкладиша, в МПа

$$\sigma_{из} = -P_{jp} \cdot \left[\frac{0.023(C_6 \cdot 10^{-3})}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{ГВ}} \right]$$

$$\text{де } F_{ГВ} = I_K \cdot 0.5 \cdot (C_6 - d_{ш.ш.}) \cdot 10^{-6} = 85 \cdot 0.5 \cdot (188 - 155) \cdot 10^{-6} = 1.402 \times 10^{-3}$$

$$A = 0.023(C_6 \cdot 10^{-3}) = 0.023 \cdot 188 \cdot 10^{-3} = 4.324 \times 10^{-3}$$

$$B = \left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из} = \left(1 + \frac{2.915 \times 10^{-8}}{7.288 \times 10^{-8}}\right) \cdot 1.279 \times 10^{-6} = 1.79 \times 10^{-6}$$

$$C = \frac{0.4}{F_{ГВ}} = \frac{0.4}{1.402 \times 10^{-3}} = 285.205$$

$$\sigma_{из} = -P_{jp} \cdot \left(\frac{A}{B} + C\right) = (-0.056) \cdot \left(\frac{4.324 \times 10^{-3}}{1.79 \times 10^{-6}} + 285.205\right) = 151.085$$

3.2.2.3 Розрахунок стрижня шатуна

Початкові дані для розрахунку:

Сумарна сила, яка стискає головку, в МН

$$P_{с.ж} = 0.1027$$

Кут повороту колінчастого валу, в °

$$\varphi = 390$$

Розтягуюча сила, в МН

$$P_p = -0.0438$$

Кут повороту колінчастого валу, в °

$$\varphi_0 = 0$$

Довжина шатуна, в мм

$$L_{III} = 565$$

З таблиці 13.5 [5, ст. 319] приймаємо:

$$h_{III} = 74 \text{ мм}$$

$$b_{III} = 52 \text{ мм}$$

$$a_{III} = 13 \text{ мм}$$

$$t_{III} = 10 \text{ мм}$$

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

$$d = 100 \text{ мм}$$

$$d_1 = 175 \text{ мм}$$

Характеристика міцності матеріалу шатуна - Сталь 40Х

Розрахунок параметрів стійкості двотаврового перетину стрижня шатуна будемо здійснювати згідно наступної розрахункової схеми:

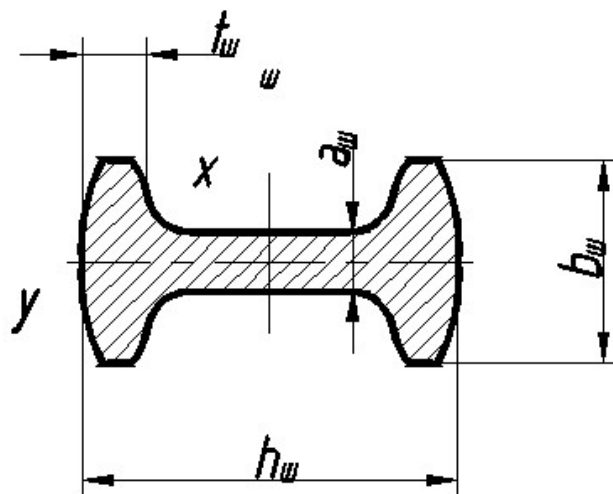


Рисунок 3.11 - Розрахункова схема двотаврового перетину стрижня шатуна

Площа розрахункового двотаврового перетину В-В, в мм²

$$F_{\text{ср.2T}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) = 74 \cdot 52 - (52 - 13) \cdot (74 - 2 \cdot 10) = 1742$$

Моменти інерції розрахункового двотаврового перетину В-В, в м⁴

- в горизонтальній площині

$$J_{x.2T} = \frac{\left[b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12}$$

$$\text{де } A = b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 = 52 \cdot 74^3 = 2.107 \times 10^7$$

$$B = (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3 = (52 - 13) \cdot (74 - 2 \cdot 10)^3 = 6.141 \times 10^6$$

$$J_{x.2T} = \frac{(A - B) \cdot 10^{-12}}{12} = \frac{(2.107 \times 10^7 - 6.141 \times 10^6) \cdot 10^{-12}}{12} = 1.244 \times 10^{-6}$$

- у вертикальній площині

$$J_{y.2T} = \frac{\left[h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12}$$

$$\text{де } A = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 = 74 \cdot 52^3 = 1.04 \times 10^7$$

$$B = (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 = (74 - 2 \cdot 10) \cdot (52 - 13)^3 = 3.203 \times 10^6$$

$$J_{y.2T} = \frac{(A - B) \cdot 10^{-12}}{12} = \frac{(1.04 \times 10^7 - 3.203 \times 10^6) \cdot 10^{-12}}{12} = 6.001 \times 10^{-7}$$

Середня площа розрахункового перетину стрижня шагуна, в мм²

$$F_{\text{ср.п}} = F_{\text{ср.2T}} = 1.742 \times 10^3$$

Опосередковані моменти інерції стрижня шатуна, в м⁴

- в горизонтальній площині

$$J_x = J_{x.2T} = 1.244 \times 10^{-6}$$

- у вертикальній площині

$$J_y = J_{y.2T} = 6.001 \times 10^{-7}$$

Максимальні напруження від стискаючої сили, в МПа

в площині гойдання шатуна

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{с.ж}}{F_{ср.п}}$$

$$\text{де } A = \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{(L_{III}^2) \cdot 10^{-6}}{J_x} = \frac{980}{\pi^2 \cdot 2.2 \cdot 10^5} \cdot \frac{565^2 \cdot 10^{-6}}{1.244 \times 10^{-6}} = 115.799$$

$$K_x = \left(1 + A \cdot F_{ср.п} \cdot 10^{-6}\right) = 1 + 115.799 \cdot 1.742 \times 10^3 \cdot 10^{-6} = 1.202$$

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{с.ж}}{F_{ср.п} \cdot 10^{-6}} = \frac{1.202 \cdot 0.103}{1.742 \times 10^3 \cdot 10^{-6}} = 70.848$$

в площині, перпендикулярній до площини гойдання шатуна

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср}}$$

$$\text{де } L_1 = L_{III} - \frac{(d + d_1)}{2} = 565 - \frac{100 + 175}{2} = 427 \text{ мм}$$

$$A = \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2 \cdot 10^{-6}}{4J_y} = \frac{980}{\pi^2 \cdot 2.2 \cdot 10^5} \cdot \frac{427.5^2 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 6.001 \times 10^{-7}} = 34.36$$

$$K_y = \left(1 + A \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}\right) = 1 + 34.36 \cdot 1.742 \times 10^3 \cdot 10^{-6} = 1.06$$

$$\sigma_{\text{maxy}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср.п}}} = \frac{1.060 \cdot 1.997 \times 10^5}{1.742 \times 10^3} = 121.516$$

Мінімальне напруження від розтягуючої сили, в МПа

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{P_p}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = \frac{-0.044}{1.742 \times 10^3 \cdot 10^{-6}} = -25.144$$

Середнє напруження і амплітуда циклу, в МПа

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} + \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{70.848 + -25.144}{2} = 22.852$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{(\sigma_{\text{maxy}} + \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{121.516 + -25.144}{2} = 48.186$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{70.848 - -25.144}{2} = 47.996$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{(\sigma_{\text{maxy}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{121.516 - -25.144}{2} = 73.33$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{\text{м1}} \cdot \epsilon_{\text{п1}})}$$

де $\epsilon_{\text{м1}} = 0.8$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\text{п1}} = 1.3$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{\text{м1}} \cdot \epsilon_{\text{п1}})} = \frac{47.996 \cdot 1.304}{0.8 \cdot 1.3} = 60.198$$

$$\sigma_{\text{аку}} = \frac{\sigma_{\text{ay}} \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_{\text{M1}} \cdot \varepsilon_{\text{П1}})} = \frac{73.33 \cdot 1.304}{0.8 \cdot 1.3} = 91.972$$

Так як

$$\sigma_{\text{акх_мх}} = \frac{\sigma_{\text{акх}}}{\sigma_{\text{мх}}} = \frac{60.198}{22.852} = 2.634 > \frac{(\beta_{\sigma\text{p}} - \alpha_{\sigma\text{pc}})}{(1 - \beta_{\sigma\text{p}})} = \frac{0.375 - 0.17}{1 - 0.375} = 0.328$$

$$\sigma_{\text{аку_мх}} = \frac{\sigma_{\text{аку}}}{\sigma_{\text{му}}} = \frac{91.972}{48.186} = 1.909 > 0.328, \text{ то запаси міцності в перетині В-В}$$

визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma\text{х}} = \frac{\sigma_{-1\text{p}}}{\sigma_{\text{акх}} + \alpha_{\sigma\text{pc}} \cdot \sigma_{\text{мх}}} = \frac{300}{60.198 + 0.17 \cdot 22.852} = 4.681$$

$$n_{\sigma\text{у}} = \frac{\sigma_{-1\text{p}}}{\sigma_{\text{аку}} + \alpha_{\sigma\text{pc}} \cdot \sigma_{\text{му}}} = \frac{300}{91.972 + 0.17 \cdot 48.186} = 2.995$$

3.2.2.4 Розрахунок шатунного болта

З розрахунку кривошипної головки шатуна маємо:

Максимальна сила пропорції, яка розриває криво-
шипну головку та шатунні болти, в МН

$$P_{\text{jp}} = -0.0559$$

Приймаємо конструктивно:

Номінальний діаметр болта, в мм

$$d_{\text{H}} = 30$$

Крок різьби, в мм

$$t = 1.5$$

Кількість болтів

$$i_{\zeta} = 2$$

Матеріал - сталь 40ХН

По табл. 11.2 та 11.3 для легованої сталі 40ХН визначаємо:

Межа міцності, в МПа	$\sigma_{B\sigma} = 1300$
Межа текучості, МПа	$\sigma_{T\sigma} = 1150$
Межа втомності при розтяганні-стисканні, в МПа	$\sigma_{-1p\sigma} = 380$
Коефіцієнт приведення циклу розтягування - стискання	$\alpha_{\sigma\sigma} = 0.2$

Визначаємо:

$$\beta_{\sigma\sigma} = \frac{\sigma_{-1p\sigma}}{\sigma_{T\sigma}} = \frac{380}{1150} = 0.33 \quad \text{та} \quad \frac{(\beta_{\sigma\sigma} - \alpha_{\sigma\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma\sigma})} = \frac{0.33 - 0.2}{1 - 0.33} = 0.195$$

Сила попередньої затяжки, в МН

$$P_{\text{пр}} = 2.5 \cdot \frac{-P_{jp}}{2} = 2.5 \cdot \frac{-0.056}{2} = 0.07$$

Сумарна сила, яка розтягує болт, в МН

$$P_{\sigma} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot \frac{-P_{jp}}{i_{\sigma}}$$

де $\chi = 0.2$ - визначається по табл. 11.4

$$P_{\sigma} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot \frac{-P_{jp}}{i_{\sigma}} = 0.07 + 0.2 \cdot \frac{-0.056}{2} = 0.076$$

Максимальне та мінімальне напруження, яке виникає в болті, в МПа

$$\sigma_{\text{max}\sigma} = \frac{4P_{\sigma}}{(\pi \cdot d_B^2)} \quad \text{та} \quad \sigma_{\text{min}\sigma} = \frac{4P_{\text{пр}}}{(\pi \cdot d_B^2)}$$

$$\text{де } d_B = (d_H - 1.4t) \cdot 10^{-3} = (30 - 1.4 \cdot 1.5) \cdot 10^{-3} = 0.028 \quad \text{м}$$

$$\sigma_{\text{max}\sigma} = \frac{4P_{\sigma}}{(\pi \cdot d_B^2)} = \frac{4 \cdot 0.076}{\pi \cdot 0.028^2} = 123.528$$

$$\sigma_{\min \sigma} = \frac{4P_{\text{пр}}}{(\pi \cdot d_B^2)} = \frac{4 \cdot 0.07}{\pi \cdot 0.028^2} = 114.377$$

Середні напруження та амплітуди циклу, в МПа

$$\sigma_{\text{м}\sigma} = \frac{(\sigma_{\max \sigma} + \sigma_{\min \sigma})}{2} = \frac{123.528 + 114.377}{2} = 118.952$$

$$\sigma_{\text{а}\sigma} = \frac{(\sigma_{\max \sigma} - \sigma_{\min \sigma})}{2} = \frac{123.528 - 114.377}{2} = 4.575$$

$$\sigma_{\text{ак}\sigma} = \sigma_{\text{а}\sigma} \cdot \frac{k_{\sigma 1}}{(\epsilon_{\text{м}2} \cdot \epsilon_{\text{п}2})}$$

де $q = 1$ - визначається по рис. 11.2

$\alpha_{\text{к}\sigma} = 4.2$ - визначається по табл. 11.6

де $k_{\sigma 1} = 1 + q \cdot (\alpha_{\text{к}\sigma} - 1) = 1 + (4.2 - 1) = 4.2$

$\epsilon_{\text{м}2} = 0.96$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\text{п}2} = 0.82$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{\text{ак}\sigma} = \sigma_{\text{а}\sigma} \cdot \frac{k_{\sigma 1}}{(\epsilon_{\text{м}2} \cdot \epsilon_{\text{п}2})} = 4.575 \cdot \frac{4.2}{0.96 \cdot 0.82} = 24.41$$

Так як

$$\sigma_{\text{ак}\sigma_m} = \frac{\sigma_{\text{ак}\sigma}}{\sigma_{\text{м}\sigma}} = \frac{24.41}{118.952} = 0.205 > \frac{(\beta_{\sigma\sigma} - \alpha_{\sigma\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma\sigma})} = \frac{0.33 - 0.2}{1 - 0.33} = 0.195$$

то запаси міцності болта визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1p\sigma}}{(\sigma_{\text{ак}\sigma} + \alpha_{\sigma\sigma} \cdot \sigma_{\text{м}\sigma})} = \frac{380}{24.41 + 0.2 \cdot 118.952} = 7.884$$

3.2.3 Особливості охолодження поршнів

До матеріалів виготовлення поршнів пред'являються ті самі вимоги, як і матеріалів циліндрових втулок і кришок. Головка поршня повинна витримувати високий тиск гарячих газів та передавати результуюче зусилля на шток поршня. Вона повинна мати високу втомну міцність, щоб чинити опір змінним механічним і термічним напругам. Протягом кожного робочого циклу поверхня головки піддається дії високих температур продуктів згоряння відразу після охолодження продувним повітрям. Метал головки повинен чинити опір високотемпературній повзучості, корозії та ерозії, ефективно відводити тепло в систему охолодження, але при обмеженому термічному розширенні, щоб зберігати значення робочих зазорів між втулкою циліндра та поршневыми кільцями. Вибір матеріалу і конструкції поршня залежить від швидкохідності двигуна, його розмірів та палива. Поршні потужних двотактних дизелів повинні мати підвищену жорсткість внаслідок великого діаметра циліндрів та застосування важких палив. Головка поршня виконується з внутрішніми каналами охолодження і при цьому повинна зберігати міцність на вигин. Торцева поверхня днища поршня робиться увігнутою, що створює вигідну форму камери згоряння.

Поршні відливаються з хромолібденової легованої сталі та обробляються по всіх поверхнях. Канавки для поршневих кілець проточуються по бічній поверхні, а збільшення зносостійкості і корозійної стійкості вони хромуються і шліфуються. Поршень повинен мати невелику конусність зі зменшенням діаметра головки, для компенсації термічного розширення.

Охолодження поршня необхідно для відведення надлишкового тепла від камери згоряння та зниження термічної напруги. Воно також обмежує термічне розширення головки для збереження робочих проміжків між поршнем і втулкою, а також між поршневими кільцями і стінками канавок. Охолодження здійснюється циркуляцією охолоджувальної води та олії. Застосування як охолодну рідину прісної води має перевагу за термічної ефективності внаслідок більшої теплоємності води та вищого значення допустимої температури на виході (до 70

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		85

град.). Для запобігання корозії металу порожнин охолодження необхідні добавки інгібіторів корозії в воду, що охолоджує. Необхідно передбачити також відведення повітря із внутрішніх порожнин. Недоліком водяного охолодження є необхідність у гнучких з'єднаннях і сальниках для підведення та відведення води, які повинні оберігати картерний простір від попадання в нього води, що охолоджує. Це призводить до необхідності мати окрему водяну систему для охолодження поршнів.

Термічна ефективність масляного охолодження поршнів нижче, ніж водяного, внаслідок нижчої теплоємності олії та зниженої межі допустимих температур (до 56 град.), яка визначається можливим коксуванням олії на нагрітих поверхнях з подальшим зниженням коефіцієнта теплопередачі та забрудненням каналів охолодження, що потребує на охолодження. Система масляного охолодження поршнів може бути частиною загальної картерної системи мастила, використовуючи ту ж олію, загальні магістралі та маслоохолоджувачі. При цьому можуть використовуватися простіші сальники, оскільки немає небезпеки забруднення картера. Однак експлуатація системи при підвищених робочих температурах призводить до більш швидкого старіння олії та погіршення її якості. Періодичні огляди та очищення внутрішніх порожнин повинні проводитися як для водяної, так і масляної системи охолодження.

Швидкість потоку рідини, що охолоджує, повинна бути достатньою, щоб подолати гравітаційні ефекти при зворотно-поступальному русі поршня. Після зупинки двигуна система охолодження повинна продовжувати функціонувати ще деякий час для охолодження внутрішніх деталей і зняття термічної напруги.

На малюнку показаний розріз водо-охолоджуваного поршня двигуна Sulzer RTA у зборі зі штоком та напрямною. Головка поршня лита з легованої сталі, має порожнину та висвердлені канали охолодження.

Свердління підходять впритул до днища, підводячи охолодну воду безпосередньо до поверхні, що нагрівається. Таким чином, тепло приділяється перш, ніж воно досягає зони поршневих кілець.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

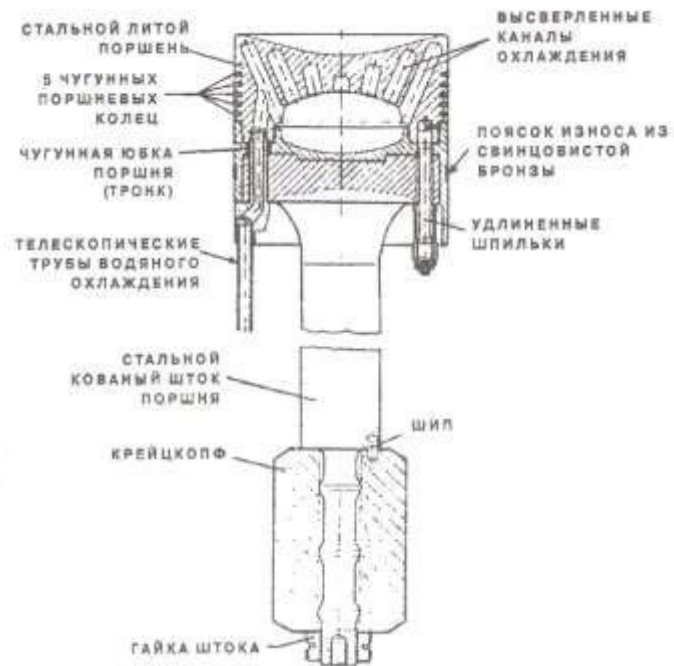


Рис. 3.12 – Охлаждения поршня водою (Зульцер RTA 58).

Охолоджувальна вода підводиться та відводиться за допомогою телескопічних труб, що проходять крізь діафрагму. Сальникове ущільнення забезпечує повну ізоляцію системи від картерного простору.

П'ять поршневих кілець встановлені у хромованих канавках. Коротка чавунна напрямна дещо більшого діаметра забезпечена бронзовим центруючим антифрикційним пояском. Вся конструкція кріпиться до фланця штока подовженими болтами зі збільшеною податливістю компенсації термічного розширення. Двигуни RTA із збільшеним ставленням ходу поршня до діаметра циліндра мають масло-охолоджувані поршні, які по конструкції подібні до описаного. Відмінність полягає в тому, що канали, що підводять системи охолодження виконані в тілі штока.

На рис. Нижче показаний розріз поршня дизеля MAN-B&W MC з масляним охолодженням. Головка поршня – цільнолита, із хромомолібденової сталі. Внутрішня порожнина виливка утворює канали охолодження, а ребра підкріплюють днище поршня і передають зусилля газів безпосередньо на фланець штока, якого головка кріпиться жорсткими болтами. Знизу порожнину, що охолоджує, замикає коротка чавунна напрямна.

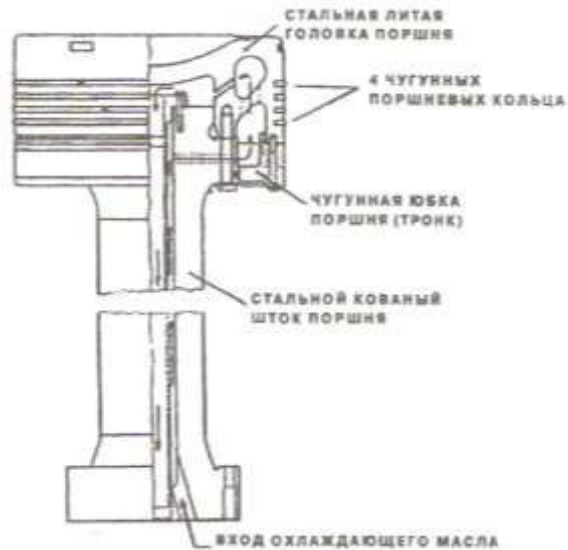


Рис. 3.13 – Поршень що охолоджується мастилом.

Охолоджувальне масло з основної системи мастила двигуна входить у тороїдальний канал центрального отвору штока, омиває головку поршня і виходить через трубу, вставлену в отвір штока, назад в крейцкопф.

Кількість поршневих кілець зменшено до чотирьох, встановлені в хромованих канавках. Поверхня штока оброблена дуже чисто зниження тертя і зносу в сальниковому ущільненні діафрагми.

Сальник складається з двох частин: верхня служить для ущільнення продувної порожнини та очищення поверхні штока від забруднень та нагару під час його руху вниз. Забруднене масло повинне відводитися у зливну ємність. На деяких двигунах застосовують набивання сальника з тефлонових кілець. Кільця нижньої секції забезпечують знімання залишків картерної олії з поверхні штока при русі вгору. Ця олія відводиться через дренаж назад у картер. Між двома секціями залишають вільний або вентиляційний простір, дренаж з якого необхідно регулярно оглядати та прочищати для забезпечення ефективної роботи сальника. Технічне обслуговування сальника полягає у підтримці нормальних зазорів у стиках між сегментами, в осьовому та радіальному напрямках; перевірці натягу кільцевих пружин; підтримці у чистоті вентиляційних та дренажних каналів. При виїмці поршня зі штоком необхідно стежити за станом сальника, щоб уникнути серйозних пошкоджень.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88

Неправильне або недостатнє технічне обслуговування сальника призводить до забруднення продувної порожнини олією та продуктами неповного згоряння, втрат продувного повітря, забруднення картерної олії. Внаслідок перегріву штока може виникнути небезпека вибуху в картері, заклинювання деталей руху тощо. У деяких конструкціях передбачено водяне охолодження діафрагми.

3.2.4 Заходи щодо охолодження поршня.

Форсування двигуна супроводжується зростанням температури днища поршня, та його тепло-напруженості. У результаті істотно знижується його міцність, погіршуються умови мащення, а у двигунів з зовнішнім сумішоутворенням підвищується небезпека детонаційного згоряння. Покращення процесу згоряння, за рахунок збільшення температури днища поршня до певного рівня, забезпечує спалювання відкладень продуктів неповного згоряння палива і масла.

В даний час для охолодження поршнів дизелів з помірним ступенем форсування, а також для високофорсованих бензинових двигунів застосовується струминне охолодження, при якому струмінь масла, що подається з закріпленої в картері двигуна форсунки, і омиває внутрішню поверхню поршня. Широке розповсюдження цього способу охолодження пояснюється його ефективністю і конструктивною простотою.

На відміну від струминного, спосіб охолодження розбризкуванням, передбачає розбризкування крапель мастила на навколишні поверхні при обертанні та швидкому зануренні деталей обертально-рухливих мас шатунно-поршневої групи в піддон з мастилом. В наслідок цього, за умов нагрівання мастила та зниження його в'язкості, в картері утворюється «масляний туман». Це своєрідна хмара із найдрібніших крапель мастила, що хаотично рухаючись довільно осідають на контактні внутрішні поверхні двигуна. Певна частина осідає і на внутрішню поверхню юбки поршня. Даний спосіб доволі простий і ефективний, але попадання часточок мастила на поверхні відбувається хаотично,

що не може гарантувати утворення рівномірної та стійкої масляної плівки на поверхнях деталей.

Для високофорсованих дизелів застосовують галерейне охолодження, при якому відбувається циркуляція і збовтування масла у внутрішній кільцевій порожнині поршня. Цей метод є більш ефективним, проте конструкція поршня при цьому ускладнюється і збільшується його вартість.

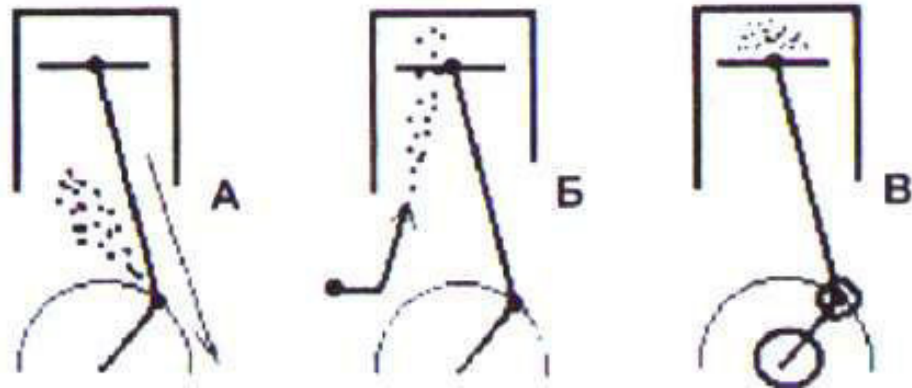


Рисунок 3.14 – Схеми охолодження поршня мастилом.

А - охолодження розбризкуванням, Б - охолодження за допомогою масляної форсунки і В - масляне охолодження шляхом циркуляції масла або шляхом збовтування масла в порожнинах поршня.

Слід зазначити, що для бензинових двигунів альтернативи струминному охолодженню на даний момент немає. Зважаючи на безперервне форсування двигунів, питання інтенсифікації теплообміну в даному випадку стоїть особливо гостро і змушує вишукувати резерви підвищення ефективності цього способу охолодження поршня.

Теплообмін між маслом і охолоджуваною поверхнею поршня при струменевому охолодженні досі залишається маловивченим явищем, що викликано яскраво вираженою нестаціонарністю та локальністю параметрів теплообміну, їх залежністю від режимів роботи двигуна, конструкції поршня і форсунки. Розроблені методи розрахунку процесу теплообміну між поршнем і охолоджуючим маслом носять, як правило, емпіричний характер, а їх застосування обмежене умовами, при яких вони були отримані.

У зв'язку зі складністю гідродинамічних явищ, що мають місце при струменевому охолодженні поршня, облік найбільш значущих чинників, що впливають на точність опису цих явищ, можливий тільки при проведенні чисельних, або натурних експериментів.

Тому лише застосування математичного моделювання теплового і напружено-деформованого стану деталей двигуна сприяє досягненню значної економії тимчасових і інтелектуальних ресурсів при проектуванні та доведенні ДВЗ.

3.2.5 Розробка конструкції маслінки для охолодження поршня.

Розглянувши наведені вище схеми охолодження поршнів, проаналізувавши їх переваги та недоліки, було прийнято рішення піти новим шляхом щодо вирішення вищезазначеної проблеми.

Так в даному проекті пропонується конструкція окремої маслінки. Він виконується у вигляді різьбового елемента з головкою з отворами що забезпечує рівноміру подачі мастила до внутрішньої поверхні поршня.

Маслінка вкручується завдяки різьбі у верхню головку шатуна і отримує масло по центральному каналу шатуна від системи мащення двигуна. Тиск що створює система мащення більш ніж достатній для подачі мастила по всім каналам та підведення мастила до отворів розбризкування маслінки.

Перевагою запропонованої конструкції є те, що дана конструкція маслінки є знімною і замінною та може встановлюватись на шатуні для змащення та охолодження поршня, і у випадках необхідності форсування двигуна, з найменшими затратами людських та матеріальних ресурсів.

Це дає можливість локально покращити умови омивання внутрішньої поверхні поршня мастилом, а відповідно збільшити інтенсивність процесів тепловідводу. Масло що розбризкується маслінкою рівномірно покриває поверхню поршня забираючи тепло від найбільш нагрітих його поверхонь.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		91

3.2.5.1 Розрахунок параметрів форсунки для змащення поршня.

Початкові дані для розрахунку:

$d_B = 0.006$ м - внутрішній діаметр каналу підводу мастила;

$d_\Phi = 0.001$ м - діаметр соплового отвору форсунки;

$t_M = 80$ °C - робоча температура мастила;

$p_M = 400000$ Па - робочий тиск мастила в системі мащення;

$\rho_{20} = 911$ кг/м³ - робоча тиск мастила в системі мащення;

$\alpha_{tM} = 0.000677$ 1/° - поправочний коефіцієнт по густині мастила;

$\mu = 0.85$ - коефіцієнт витрати через орошувальний отвір;

$\Delta\tau = 0.002$ с - час відкритого положення каналу, або час впрыскування;

$p_0 = 101300$ Па - тиск середовища;

$i_\Phi = 6$ - кількість розпилюючих отворів форсунки;

$\mu_\Phi = 0.85$ - коефіцієнт витрати через розпилюючий отвір;

$i = 6$ - кількість циліндрів двигуна;

Визначимо площу прохідного отвору каналу підводу мастила, в м²

$$f_{M.K} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.006^2}{4} = 2.827 \times 10^{-5}$$

Визначимо площу прохідного отвору розпилюючого отвору форсунки, в м²

$$f_{M.\Phi} = \frac{\pi \cdot d_\Phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.001^2}{4} = 7.854 \times 10^{-7}$$

Сумарна площа прохідних отворів форсунки розпилення мастила, в м²

$$\Sigma f_{\text{м.ф}} = f_{\text{м.ф}} \cdot i_{\text{ф}} = 7.854 \times 10^{-7} \cdot 6 = 4.712 \times 10^{-6}$$

Визначимо робочу густину мастила по формулі Менделєєва, в кг/м³

$$\rho_{\text{м}} = \rho_{20} - \alpha_{\text{тм}} \cdot (t_{\text{м}} - 20) = 911 - 0.000677 \cdot (80 - 20) = 911$$

Визначимо швидкість руху мастила в каналі, в м/с

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{\text{м}} - p_0)}{\rho_{\text{м}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (4 \times 10^5 - 1 \times 10^5)}{911}} = 25.6$$

Визначимо об'ємну секундну витрату мастила, в м³/с

$$Q = \mu_{\text{ф}} \cdot w \cdot f_{\text{м.ф}} \cdot \Delta \tau = 0.9 \cdot 25.6 \cdot 7.9 \times 10^{-7} \cdot 2 \times 10^{-3} = 3.4 \times 10^{-8}$$

що за годину роботи буде складати, м³/год

$$Q_{\Gamma} = Q \cdot 3600 = 3.4 \times 10^{-8} \cdot 3.6 \times 10^3 = 1.2 \times 10^{-4}$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, м³/год

$$Q_{\Gamma \Sigma} = Q_{\Gamma} \cdot i = 1.2 \times 10^{-4} \cdot 6 = 7.4 \times 10^{-4}$$

Визначимо масову секундну витрату мастила, в кг/с

$$G = \mu \cdot \rho_{\text{м}} \cdot w \cdot f_{\text{м.к}} \cdot \Delta \tau = 0.9 \cdot 911 \cdot 25.6 \cdot 2.8 \times 10^{-5} \cdot 2 \times 10^{-3} = 1.1 \times 10^{-3}$$

що за годину роботи буде складати, кг/год

$$G_{\Gamma} = G \cdot 3600 = 1.1 \times 10^{-3} \cdot 3.6 \times 10^3 = 4$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, кг/год

$$G_{\Gamma \Sigma} = G_{\Gamma} \cdot i = 4 \cdot 6 = 24.2$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи мащення дизельного двигуна 6Ч 23/30. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо ефективного тепловідводу від поршнів. Запропоновано конструкторське рішення у вигляді маслінки що рівномірно розподіляє мастило по всій внутрішній поверхні поршня. Розраховано геометричні та параметри міцності шатуна. Визначено геометричні та витратні параметри маслінки для подачі мастила на внутрішню поверхню поршня. Аналіз результатів отриманих в ході зазначених розрахунків параметрів маслінки підтвердив ефективність запропонованого рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
						94
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Загальні положення.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

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

4.2 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

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

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

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

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

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

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

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_n \cdot P_e^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 300^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82,105; \text{ дБ}$$

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

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

$P_e = 300 \text{ кВт}$, - номінальна потужність.

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Заходи для зниження рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

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

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

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

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

де m – маса двигуна, $m = 11000$ кг;

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

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[\frac{750 \cdot 300 \cdot \left(\frac{1+300}{11000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{11000}{300}} \right] + 30 \cdot \lg \left(\frac{750}{750} \right) = 81,158;$$

Для зниження рівня вібрацій пропонуються наступні заходи:

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

Основні заходи боротьби з вібрацією:

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

4.4. Техніка безпеки під час ремонту.

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

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

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		100

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

4.6 Висновки по розділу.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		101

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 300 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок покращення охолодження поршня.

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

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

В третьому розділі описано масляну систему штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Описано особливості змащування та охолодження днища поршня під час роботи та зазначено проблеми що виникають при цьому. Запропоноване конструктивне рішення маслінки що передбачає можливість розбризкування масла для омивання внутрішньої поверхні поршня. Визначено геометричні та параметри міцності шатуна, а також розраховано витратні параметри розпилювача мастила.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення у вигляді креслень.

					ПННІ НУК 131.61.24.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		102

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. 1. Ошовський В.Я., Грабовенко О.І., Швець І.А., Взаємодія рослинних олій з робочими контактними поверхнями деталей паливної апаратури дизельних двигунів. Загальний міжвідомчий науково-технічний збірник: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 49, - м. Кіровоград: КНТУ, 2019р., ст. 186 -193

3. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець., Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2., ISSN 0419-8719, ст.79-86 с.

4. 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.

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