

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 «бакалавр»

на тему: Покращення екологічних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 900 кВт, за рахунок переведення на альтернативне рідке паливо. Прототип 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Штефанко С.М.**
(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 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Гладкову Леоніду Ігоровичу

1. Тема роботи: «Покращення екологічних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 900 кВт, за рахунок переведення на альтернативне рідке паливо Прототип 6ЧН 26/34»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 26/34, номінальною потужністю 800 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 проєктованого двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи паливоподачі.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 4Ч 10,5/13 (СК)

3. Схема системи паливоподачі (ПС) 4. Форсунка (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення системи паливоподачі	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи паливоподачі	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням форсунки	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент

(підпис)

Штефанко С.М.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення екологічних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 900 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок переведення на альтернативне рідке паливо.

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

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

Розглянуто та описано систему живлення штатного двигуна дизельним паливом, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено потенційні можливості щодо конвертування (переходу) дизеля на альтернативне рідке паливо. Запропоноване рішення передбачає внесення змін в конструкцію штатної системи паливоподачі з урахуванням фізико-хімічних властивостей альтернативних рідких палив. Виконано розрахунок геометричних та витратних параметрів запропонованої системи подачі палива. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення на покращення вихідних техніко-економічних та екологічних показників дизельного двигуна.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають під час ремонту та експлуатації двигуна. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна дизель-генераторна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система подачі палива, соєва олія, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the environmental performance of a 900 kW diesel engine for a stationary power plant, designed on the basis of the 6CHN 26/34 prototype engine, by converting to alternative liquid fuel.

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

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

The system of powering a standard engine with diesel fuel is considered and described, its advantages and disadvantages are considered. Potential opportunities for converting (switching) diesel to an alternative liquid fuel are identified. The proposed solution involves making changes to the design of the standard fuel supply system, taking into account the physicochemical properties of alternative liquid fuels. The geometric and flow parameters of the proposed fuel supply system were calculated. The effectiveness of the proposed design solution on improving the initial technical, economic, and environmental performance of a diesel engine is evaluated.

The problems regarding the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of emissions of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that arise during the repair and operation of the engine are analyzed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary diesel generator power plant, diesel engine, duty cycle, fuel supply system, soybean oil, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи паливоподачі	
3.2. Опис будови та роботи пропонованої системи паливоподачі	
3.3 Розрахунок параметрів системи паливоподачі	
3.4. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					ПННІ НУК 142.41.24.22.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Штефанко С				Пояснювальна записка	Лист.	Аркуш
Перевірив	Швець І.А.						6
						ПННІ НУК	
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація стаціонарна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 26/34

Додаток 3 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 142.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Істотний внесок в антропогенний вплив вносять поршневі двигуни внутрішнього згоряння. Згідно зі статистичними оцінками сумарна частка енергії, отриманої цими двигунами в кінці XX століття з-яка становить близько 25%, а до середини XXI століття, за прогнозами експертів, може зрости до 40-60% . В процесі роботи ДВЗ безперервно взаємодіють з навколишнім середовищем, забираючи з неї паливо і повітря і викидаючи в неї продукти своєї діяльності. Ця ситуація породжує значну кількість екологічних проблем.

Серйозні проблеми в навколишньому середовищі породжує і те, що викидається в неї з ДВЗ. Це токсичні речовини, що входять до складу відпрацьованих газів, у загальній кількості понад 280. Це і оксид вуглецю, і вуглеводні, і оксиди азоту, тверді частинки і багато, багато іншого, що завдає непоправної шкоди здоров'ю людини та навколишньому середовищу.

Практично всі конструктивні рішення, спрямовані на зменшення шкідливих викидів, призводять до тих чи інших негативних наслідків. Найбільш перспективним і доцільним на сучасним етапі можна вважати впровадження в практику спеціальних пристроїв для нейтралізації (зокрема, каталітичних нейтралізаторів) і фільтрації відпрацьованих газів, встановлюваних в випускний колектор або за ним, в поєднанні з малотоксичних регулюваннями. При цьому слід мати на увазі, що ефективність роботи каталітичних нейтралізаторів істотно залежить від температури відпрацьованих газів.

Таким чином резюмуючи вищесказане можна констатувати, що проблема покращення екологічних параметрів дизеля шляхом модернізації паливної апаратури для роботи на різних видах альтернативного рідкого палива залишається на сьогодні **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті роботи планується вирішити питання щодо покращення екологічних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 900 кВт, отриманої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок переведення на альтернативне рідке паливо.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

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

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі паливоподачі двигуна, та їх вплив на екологічність та ефективність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з підвищенням екологічних параметрів проектного двигуна, та пошуку шляхів які дозволять це зробити шляхом внесення змін в штатну паливну апаратуру.

Апробацію результатів дослідження здійснити на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.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 генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Стационарный дизель-генератор ДГА-800 назначено для встановлення на електростанціях як основне або резервне джерело електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою або з промисловою мережею.

Дизель-генератор ДГА-800 складається з дизеля 6ЧН26/34 і генератора СБГ 800-750, змонтованих на загальній рамі, шаф керування та допоміжного обладнання, що встановлюється в приміщенні електростанції окремо (бачок води зрівняльний, пускові балони, компресор для підкачування балонів, глушник-іскрогасник).

З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. За виконанням дизель-генератор правої моделі (газо-випускний колектор розміщений праворуч, а сторона управління ліворуч, якщо дивитися з боку генератора).

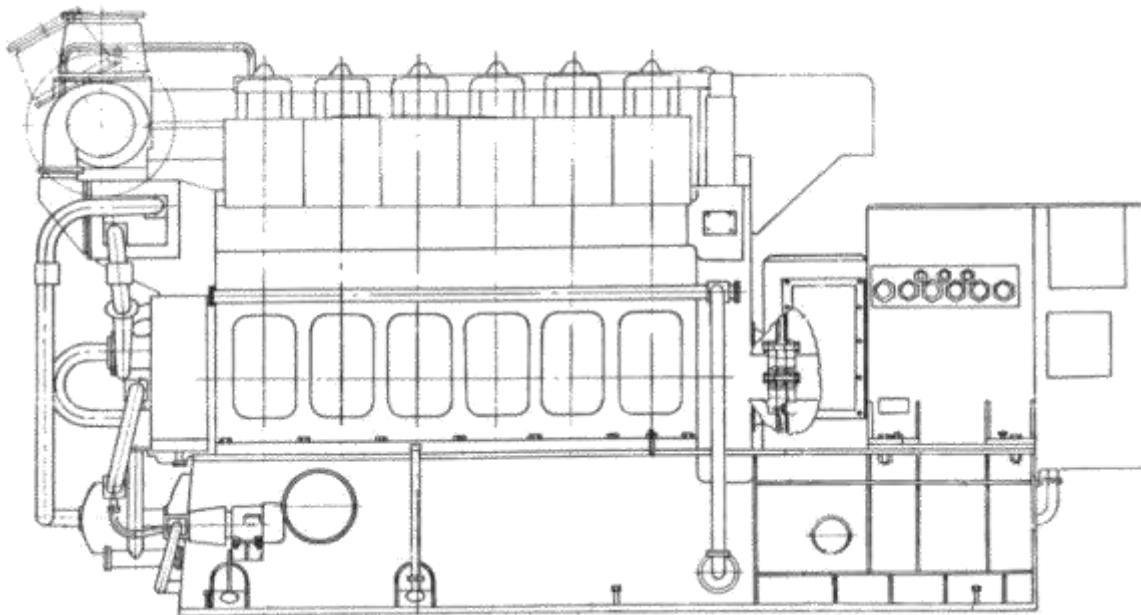


Рис. 3.1 – Дизель-генератор ДГА-800 (вид збоку)

Генератор синхронний типу СБГ 800-750 ОМ4, трифазний, зі статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, безщітковий, з комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 із приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють приймання і розподіл електроенергії.

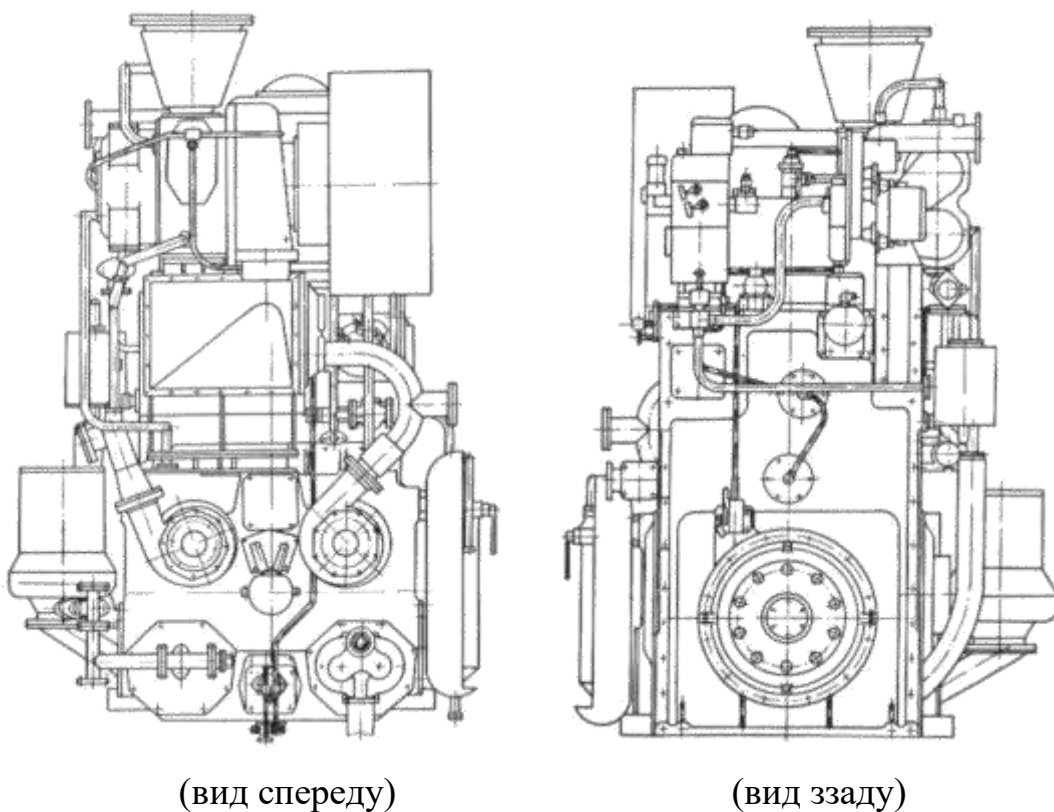


Рис. 3.2 – Дизель-генератор ДГА-800

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами. На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізовьованому укрятті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 900$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

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

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

Номінальна фазна напруга, в В

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

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

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

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 900 \cdot 0.985 = 886.5$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{886.500}{0.850} = 1042.941$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1042.941 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1584.585$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 1042.941 \cdot 1.080 = 1126.376$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1126.376 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1711.352$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1126.376 \cdot 1.1 = 1239.014$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1239.014 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1882.487$$

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 СБГ 400-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 415.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

За прототип взятий дизельний двигун 6ЧН26/34, який виготовляється на машинобудівному заводі АТВТ “Первомайськдизельмаш”. При з’єднанні до нього синхронного генератора СБГ 800-750 ОМЧ ми отримуємо ще один тип двигуна, який випускає АТВТ “Первомайськдизельмаш” – дизель-генератор ДГР2А 800/750 ГОСТ 22246-84.

Дизель 6ЧН26/34 - чотиритактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім уприскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

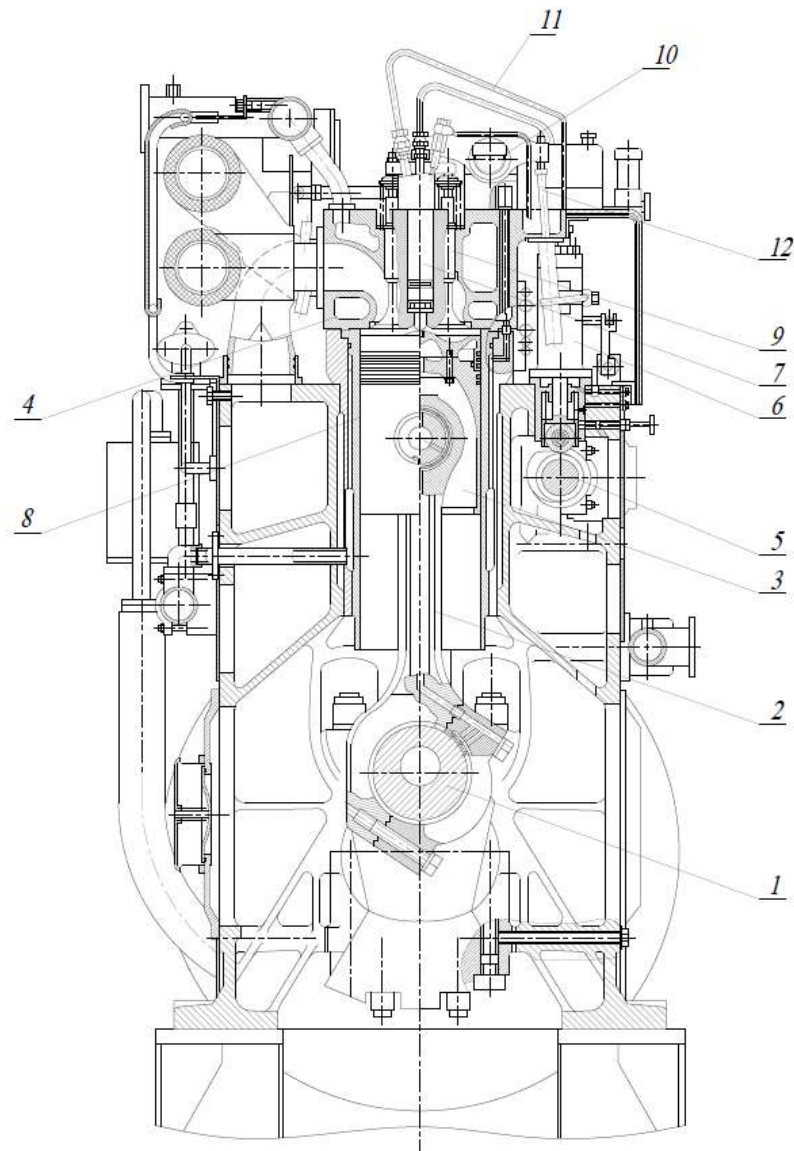


Рис. 1.2 – Поперечний переріз 6ЧН 26/34

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Дизель складається з блок-картера з підвісним колінвалом і підмоторної рами, скріплених болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувного повітря, фільтр пального, насоси води, мастила, паливопідкачувальний і мастилопрокачувальний насоси, розподільник повітря.

З боку заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільного валу.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор і колектор відведення води з кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільний вал, паливні насоси та їхні приводи, привід впускних і випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із засувками механізму безпеки.

На протилежному управлінню боці дизеля розташовані: колектор подачі охолоджувальної води до втулок робочих циліндрів, запобіжні противибухові клапани, фільтр тонкого очищення мастила, охолоджувачі мастила і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

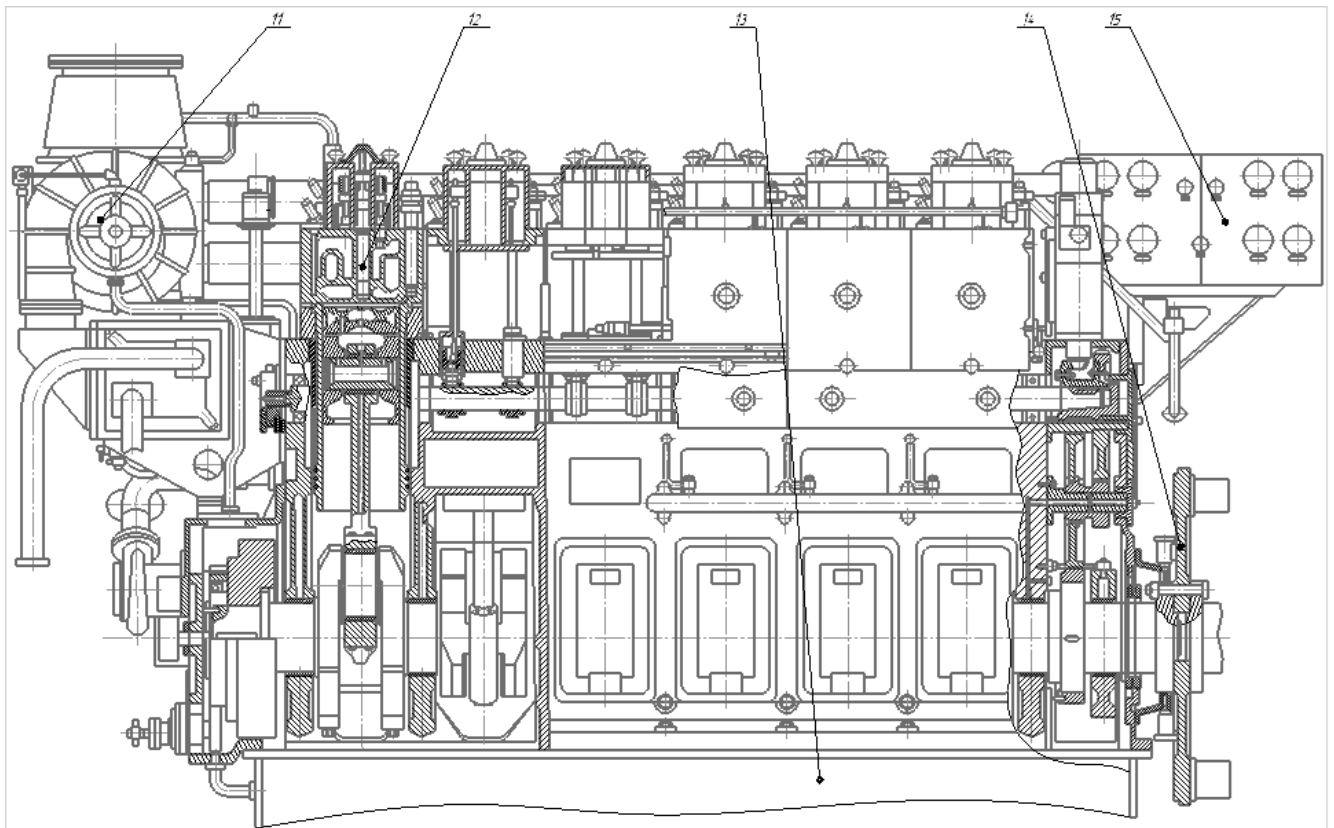


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз 6ЧН 26/34

З боку основного відбору потужності розташований регулятор швидкості типу 1.ОРН-100, щит приладів і пристрої автоматики.

Дизель повністю закапотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картера за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталєалюмінієві, демонтуються без необхідності виймання колінвалу.

З боку переднього торця на колінвалі розташовуються шестерні приводу насосів води і мастила та паливопідкачувального насоса, закриті кожухом. Шестерний привід розподільного вала здійснюється від колінчастого вала з боку заднього торця.

На фланці колінчастого вала укріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень - складовий, охолоджуваний маслом, головка поршня сталева від'ємна, тронк поршня - чавунний. Поршень - охолоджуваний маслом, складовий: складається зі сталєвої головки і чавунного тронка, з'єднаних болтами. На краях головки поршня виконані поглиблення для клапанів з метою запобігання торкання поршнем клапанів газорозподілу під час їх відкриття. У центрі головки є різьбовий отвір М12, призначений для загвинчування рима під час підйому поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок тронка поршня.

На поршні є п'ять канавок, у яких розміщені поршневі кільця: у трьох верхніх - компресійні кільця, у двох нижніх - мастилознімні з еспандером.

Верхнє компресійне кільце прямокутного перерізу, хромоване. Два нижніх компресійних кільця - "мінутні", слабokonусні, на нижньому торці має маркування "НІЗ", на яке слід звертати увагу під час монтажу.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Маслознімні кільця мають гострі кромки, які під час установа в канавки мають бути спрямовані вниз. Цими крайками під час ходу поршня донизу з дзеркала циліндра знімається масло, яке через дренажні пази в кільці та отвори в тронці стікає в картер.

Поршні для одного дизеля підбирають або підганяють за масою з допустимою різницею мас поршнів не більше 1,0 кг (без поршневих кілець).

Різниця за масою поршнів і шатунів у зборі на одному дизелі має бути не більше 0,9 кг.

Шатун - сталевий із прямим роз'ємом нижньої головки. Виготовлений із легованої сталі з прямим роз'ємом. Стрижень шатуна має центральний осьовий канал. У верхній голівці шатуна виконано кільцеву канавку, а в нижній голівці просвердлено канали, якими масло з шатунного підшипника надходить у головний.

У розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконано канавку та отвори для проходу масла до отворів у пальці, через який масло подається на охолодження поршня.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні біметалеві сталє-алюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від осьового переміщення і провертання вкладиші утримуються стопорним штифтом.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці та стрижні шатуна, завдяки чому після обтиснення підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточування (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка і свердління для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

На обох торцях шатунного болта є пази (лиски) для виміру залишкового подовження болта під час експлуатації. Початкова довжина болта, заміряна з

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.22.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

точністю до 0,01 мм, маркована на голівці шатунного болта. Залишкове подовження болта не має перевищувати 0,60 мм. У разі більшого подовження болти необхідно замінити.

На гайках нанесені поділki для контролю затягування шатунних болтів.

Шатуни для одного дизеля підбирають або підганяють за масою з допустимою різницею мас не більше ніж 0,5 кг.

Втулка циліндра - відлита з чавуну, вставна, складається з гільзи і сорочки. У верхній і нижній частині порожнину охолодження між втулкою і сорочкою ущільнюють гумові кільця круглого перетину.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високоміцного чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками, втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії з вбудованим серводвигуном і стоп-пристроєм.

Паливна система дизеля забезпечує роботу, як на моторному паливі, так і на дизельному паливі. Паливна система складається з шестеренчастого паливopідкачувального насоса з редукційним клапаном, здвоєного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндра і форсунок, що охолоджуються. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхній площині блоку. Виїмка розподільного валу передбачена убік, без розбирання інших вузлів.

Основні конструктивні особливості паливної системи полягають у тому, що здійснена проточна подача палива через паливні насоси високого тиску, що є обов'язковою умовою при роботі на моторному паливі.

Нагнітальний клапан паливного насоса високого тиску виконаний з внутрішнім запірним конусом, що значно знижує об'єм палива над плунжером.

Привід паливного насоса високого тиску є окремим від насоса вузлом.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Форсунка - закрита з багатодирчастим розпилювачем, охолоджуваним дизельним паливом і гідравлічним управлінням підйому голки. Перед нагнітальним колектором встановлений паливний фільтр. У систему охолодження форсунок встановлений охолоджувач палива з терморегулятором. Кріплення форсунки до кришки здійснюється за допомогою спеціальної скоби.

Система змащення дизеля циркуляційна, під тиском, з вільним зливом масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр у дизель.

Передпускове прокачування дизеля мастилом проводиться електроагрегатом, змонтованим на підмоторній рамі. Фільтрація оливи проводиться фільтром повнопоточним тонкого очищення зі змінними фільтрувальними елементами (40 мк) і відцентровим фільтром.

Масляний насос забирає масло з рами дизеля і через охолоджувач, повно потоковий фільтр тонкого очищення подає його до корінних і мотильових підшипників, поршнів, шестерень, підшипників розподільчого вала, турбокомпресора і генератора. Для підтримки заданого температурного режиму в системі мастила є регулятор температури масла. Передпускове прокачування масла здійснюється автономним маслонуасом з електроприводом.

Система охолодження дизеля водяна двоконтурна, складається з двох водяних насосів внутрішнього і зовнішнього контурів, охолоджувача наддувного повітря, охолоджувача оливи, охолоджувача води, регулятора температури оливи, регулятора температури води і розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувне повітря, мастило і воду охолоджують в охолоджувачах повітря, води і мастила проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

У варіанті постачання ДГА-800 з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блоки РСО.

У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для спуску конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Система пуску - пневматична, складається з головного пускового клапана, повітро-розподільника золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачування балонів.

Засоби контролю за роботою дизель-генератора і станом параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також у шафі КУВМ-0,4-800.

На приладовому щитку дизеля встановлено:

1. Манометри: - масла, що надходить у дизель;

- масла до фільтра;

- палива після фільтра;

- циркуляційної води;

- води зовнішнього контуру;

- пускового повітря;

- наддувного повітря;

2. термометри: - води, що виходить із дизеля;

- мастила, що надходить у дизель;

- палива охолодження форсунок.

3. Система для вимірювання температури випускних газів на виході з кожного циліндра, перед турбокомпресором і за турбокомпресором.

4. тахометр частоти обертання колінчастого валу.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості будови та експлуатації даних силових установок. Розглянуто особливості їх роботи.

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

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 900$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.1$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 250$
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	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 270$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 720$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.79$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.94$
Паливо: дизельне Євро марки C; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{250}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 411.1$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 411.1 - 70 = 341.1$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 250 - 3 = 247$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.91$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.91 \cdot 250 = 227.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{720} \cdot \frac{270}{12.5 \cdot 227.5 - 270} = 0.045$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.04 \cdot 720}{1 + 0.04} = 325.69$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{227.5}{250} \cdot \frac{341.142}{325.695 \cdot (1 + 0.045)} = 0.992$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{247 \cdot 10^3}{287 \cdot 341.142} = 2.523$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 2.523 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.318$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 227.5 \cdot 12.5^{1.376} = 7350.715$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 325.69 \cdot 12.5^{1.38 - 1} = 841.88$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 841.878 = 22.101$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.775$ - вміст вуглецю;

$H = 0.115$ - вміст водню;

$O = 0.110$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.775 \\ 300 \cdot 0.115 \\ -26 \cdot (0.11 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.115 + 0) \end{bmatrix} = 36931.434$$

Параметри робочого тіла

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.775}{12} + \frac{0.115}{4} - \frac{0.110}{32} \right) = 0.428$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.428 = 12.393$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.1 \cdot 0.428 = 0.899$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.775}{12} = 0.065$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.115}{2} = 0.058$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.1 - 1) \cdot 0.428 = 0.099$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.1 \cdot 0.428 = 0.71$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.065 \\ 0.058 \\ 0.099 \\ 0.71 \end{pmatrix} = 0.931$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.931}{0.899} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.036 + 0.045}{1.000 + 0.045} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.931} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.099 \cdot 23.3 \\ 0.71 \cdot 21.554 \\ 0.065 \cdot 38.609 \\ 0.058 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.163$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9311} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0989 \cdot 0.0015 \\ 0.7102 \cdot 0.0015 \\ 0.0646 \cdot 0.0033 \\ 0.0575 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.163 + 8.314 = 31.477$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 7350.715 = 11393.608$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03427 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.477 \cdot 1.034 = 32.556$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.79 \cdot 3.693 \times 10^4}{0.899 \cdot (1 + 0.045)} = 3.106 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.101 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 841.878 = 2.946 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 31061.246 + 29455.266 = 60516.512$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.556^2 + 4 \cdot 1.838 \times 10^{-3} \cdot 6.052 \times 10^4 = 1.505 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.556 + \sqrt{1504.762}}{2 \cdot 0.002} = 1696.39$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.696 \times 10^3}{1.55 \cdot 841.878} = 1.345$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.345}{12.5} = 0.108 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 10.756$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.345} = 9.297$$

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

$$n_2 = 1.233$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11393.608}{9.297^{1.233}} = 728.967$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1696.39}{9.297^{1.233-1}} = 1009.031$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1009.031}{\sqrt[3]{\frac{728.967}{270}}} = 724.641$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|720 - 724.641|}{720} \cdot 100 = 0.645 \quad \%$$

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

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.345 - 1) = 0.534$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.345}{1.233 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.297^{1.233 - 1}} \right) = 3.624$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.376 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.376 - 1}} \right) = 1.631$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{7350.715}{12.5 - 1} \cdot [0.534 + (3.624 - 1.631)] = 1615.611$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.94 \cdot 1615.611 = 1518.674$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2.1 \cdot 12.393 \cdot 1518.674}{0.992 \cdot 36931.434 \cdot 2.523} = 0.428$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.428 \cdot 36931.434} = 0.228$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [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;

$s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 750}{30} = 8.5 \quad \text{м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.5 = 188.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1518.674 - 188.3 = 1330.374$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1330.374}{1518.674} = 0.876$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0.80 \dots 0.92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.428 \cdot 0.876 = 0.375$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0.4 \dots 0.52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.375 \cdot 36931.434} = 0.26$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0.165 \dots 0.215) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.26 \cdot 900 = 234.086$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{900 \cdot 10^3}{1330.374 \cdot 750} = 108.24$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.24}{6} = 18.04$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.26$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.26} = 1.308 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.04}{\pi \cdot 1.308}} = 259.945$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.26$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.308 \cdot 259.945 = 339.927$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 260 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 260 \cdot 10^{-3} = 0.26$$

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 340 \cdot 10^{-3} = 0.34$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.26^2 \cdot 0.34 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 108.31$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1330.374 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 900.577$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{900.577 + 900}{2} = 900.288$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|900.577 - 900|}{900.288} \cdot 100 = 0.064 \text{ \%,}$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.34 = 0.018$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.018}{12.5 - 1} = 1.57 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.018 + 1.57 \times 10^{-3} = 0.02$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.57 \times 10^{-3} \cdot 1.345 = 2.111 \times 10^{-3}$$

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

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

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - 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:

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

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00157$	$p(0) = 227.5$	$V(180) = 0.01962$	$p(180) = 227.5$
$V(10) = 0.00174$	$p(10) = 227.5$	$V(190) = 0.01952$	$p(190) = 229.142$
$V(20) = 0.00225$	$p(20) = 227.5$	$V(200) = 0.01921$	$p(200) = 234.194$
$V(30) = 0.00307$	$p(30) = 227.5$	$V(210) = 0.0187$	$p(210) = 243.048$
$V(40) = 0.00416$	$p(40) = 227.5$	$V(220) = 0.01799$	$p(220) = 256.42$
$V(50) = 0.00547$	$p(50) = 227.5$	$V(230) = 0.01708$	$p(230) = 275.449$
$V(60) = 0.00695$	$p(60) = 227.5$	$V(240) = 0.01597$	$p(240) = 301.887$
$V(70) = 0.00853$	$p(70) = 227.5$	$V(250) = 0.0147$	$p(250) = 338.406$
$V(80) = 0.01015$	$p(80) = 227.5$	$V(260) = 0.01328$	$p(260) = 389.141$
$V(90) = 0.01175$	$p(90) = 227.5$	$V(270) = 0.01175$	$p(270) = 460.64$
$V(100) = 0.01328$	$p(100) = 227.5$	$V(280) = 0.01015$	$p(280) = 563.582$
$V(110) = 0.0147$	$p(110) = 227.5$	$V(290) = 0.00853$	$p(290) = 715.951$
$V(120) = 0.01597$	$p(120) = 227.5$	$V(300) = 0.00695$	$p(300) = 949.036$
$V(130) = 0.01708$	$p(130) = 227.5$	$V(310) = 0.00547$	$p(310) = 1318.587$
$V(140) = 0.01799$	$p(140) = 227.5$	$V(320) = 0.00416$	$p(320) = 1923.498$
$V(150) = 0.0187$	$p(150) = 227.5$	$V(330) = 0.00307$	$p(330) = 2923.541$
$V(160) = 0.01921$	$p(160) = 227.5$	$V(340) = 0.00225$	$p(340) = 4481.175$
$V(170) = 0.01952$	$p(170) = 227.5$	$V(350) = 0.00174$	$p(350) = 6371.01$
$V(360) = 0.00157$	$p(360) = 7350.715$	$V(540) = 0.01962$	$p(540) = 728.967$
$V(370) = 0.00174$	$p(370) = 11393.608$	$V(550) = 0.01952$	$p(550) = 270$
$V(380) = 0.00225$	$p(380) = 10534.097$	$V(560) = 0.01921$	$p(560) = 270$

V(390) = 0.00307	p(390) = 7184.404	V(570) = 0.0187	p(570) = 270
V(400) = 0.00416	p(400) = 4937.061	V(580) = 0.01799	p(580) = 270
V(410) = 0.00547	p(410) = 3519.876	V(590) = 0.01708	p(590) = 270
V(420) = 0.00695	p(420) = 2621.469	V(600) = 0.01597	p(600) = 270
V(430) = 0.00853	p(430) = 2036.41	V(610) = 0.0147	p(610) = 270
V(440) = 0.01015	p(440) = 1643.385	V(620) = 0.01328	p(620) = 270
V(450) = 0.01175	p(450) = 1371.664	V(630) = 0.01175	p(630) = 270
V(460) = 0.01328	p(460) = 1179.249	V(640) = 0.01015	p(640) = 270
V(470) = 0.0147	p(470) = 1.04×10^3	V(650) = 0.00853	p(650) = 270
V(480) = 0.01597	p(480) = 939.296	V(660) = 0.00695	p(660) = 270
V(490) = 0.01708	p(490) = 865.239	V(670) = 0.00547	p(670) = 270
V(500) = 0.01799	p(500) = 811.478	V(680) = 0.00416	p(680) = 270
V(510) = 0.0187	p(510) = 773.454	V(690) = 0.00307	p(690) = 270
V(520) = 0.01921	p(520) = 748.157	V(700) = 0.00225	p(700) = 270
V(530) = 0.01952	p(530) = 733.68	V(710) = 0.00174	p(710) = 270

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 28388.63$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.839 \times 10^4}{0.018 \cdot 1 \times 10^3} = 1.573 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.573 \times 10^3 \cdot 0.94 = 1.478 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.519 \times 10^3 - 1.478 \times 10^3|}{1.519 \times 10^3 + 1.478 \times 10^3} \cdot 100 = 2.696$$

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;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

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

$b'' = 50^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 7.351 \times 10^3 = 8.821 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.139 \times 10^4 = 1.139 \times 10^4$$

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

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 227.5$	$V(\varphi_r) = 1.57 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 227.5$	$V(\varphi_d) = 0.02$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 7350.715$	$V(\varphi_c) = 1.57 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11393.608$	$V(\varphi_z) = 1.571 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 728.967$	$V(\varphi_b) = 0.02$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.629 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.622 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.436 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.955 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 1.139 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 2.063 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 865.239$	$V(\varphi_{b''}) = 0.017$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 270$	$V(\varphi_{r'}) = 8.529 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 227.5$	$V(\varphi_{r''}) = 5.472 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 243.048$	$V(\varphi_{d'}) = 0.019$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 8.821 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.57 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 1.139 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 1.709 \times 10^{-3}$

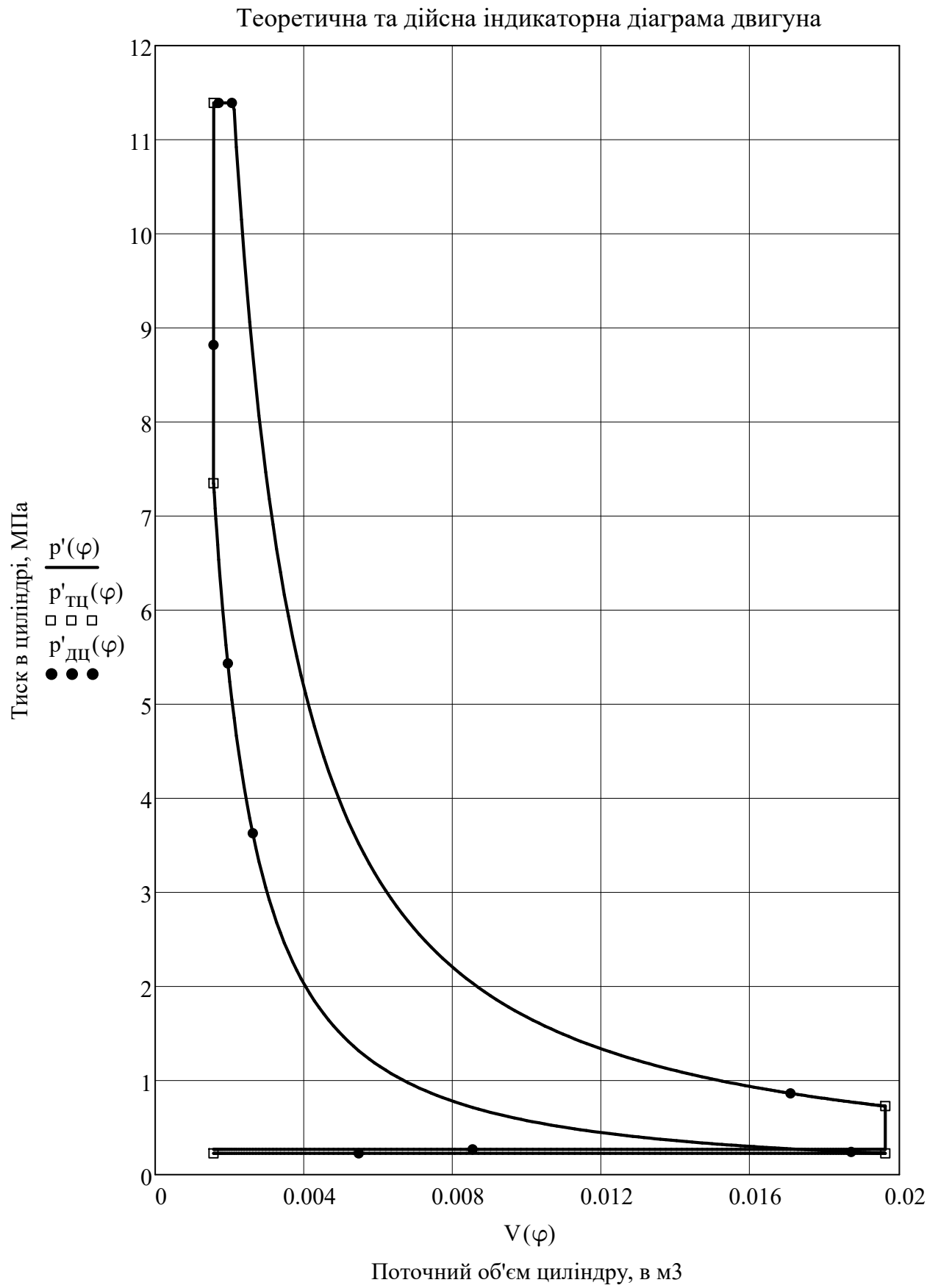


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

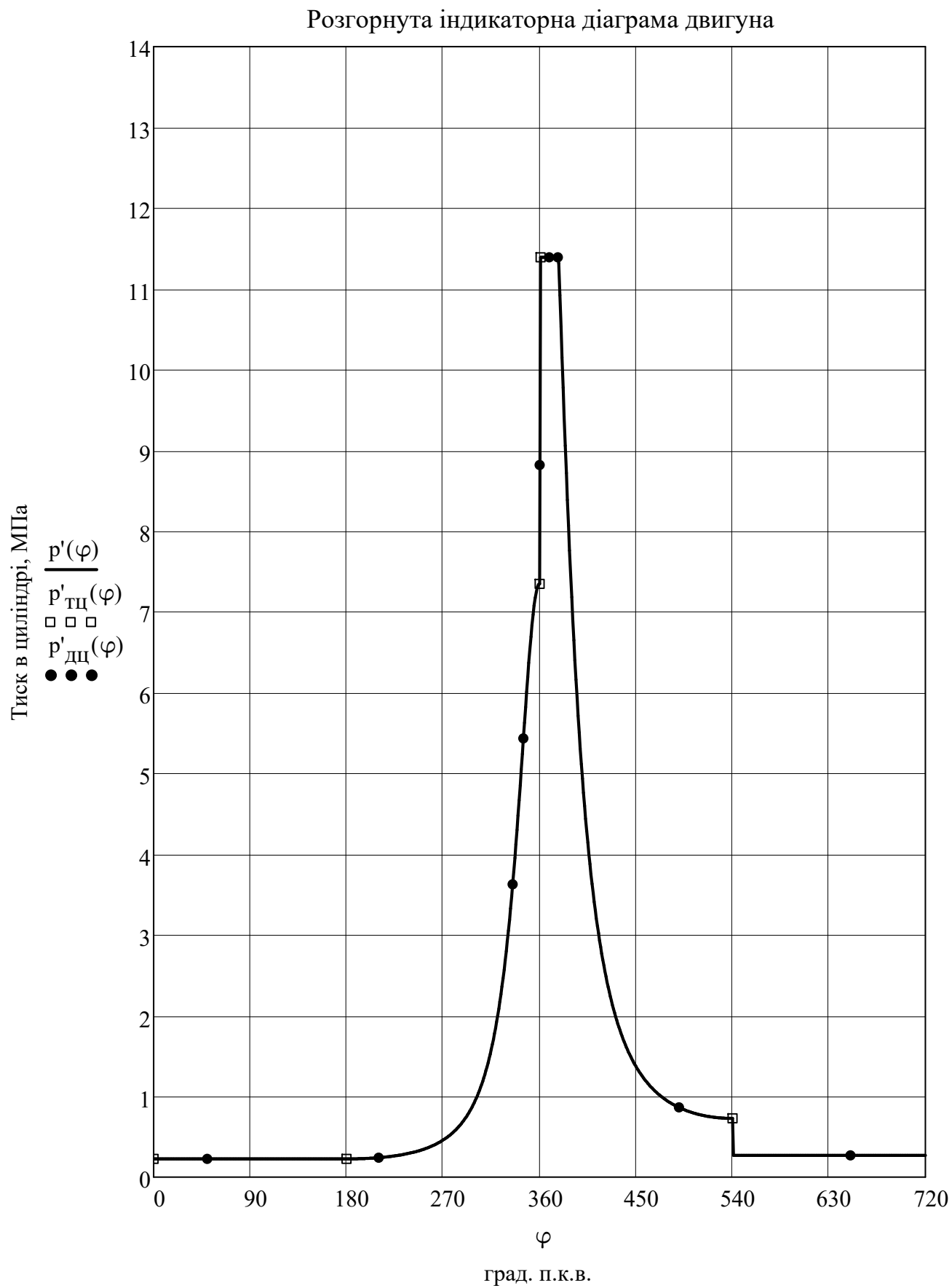


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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;

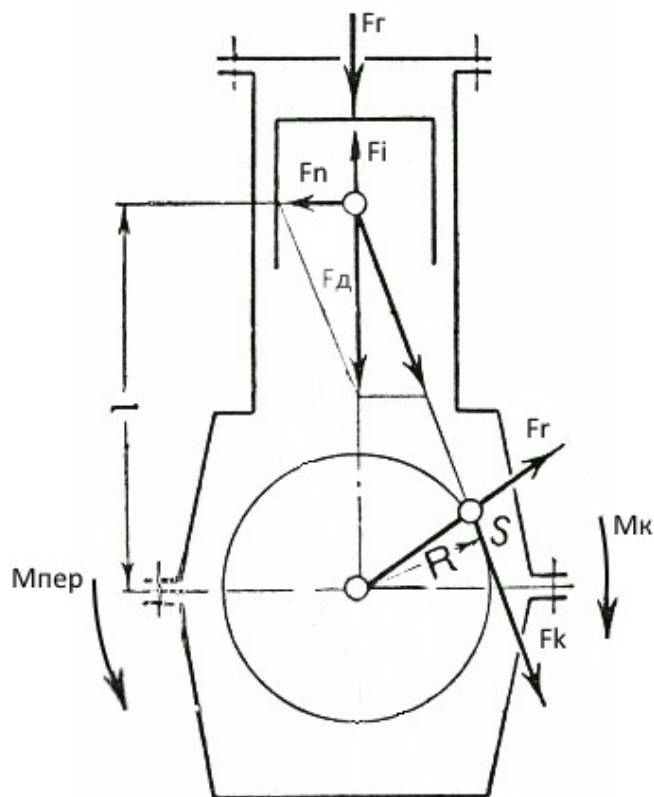


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 53.0$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 64.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.0 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} = 0.053$$

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

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = 6.700$	$F_i(0) = -98.234$	$F_d(0) = -91.533$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 6.7$	$F_i(30) = -77.744$	$F_d(30) = -71.044$	$M_k(30) = -7.389$
$F_r(60) = 6.7$	$F_i(60) = -29.095$	$F_d(60) = -22.394$	$M_k(60) = -3.73$
$F_r(90) = 6.7$	$F_i(90) = 20.022$	$F_d(90) = 26.722$	$M_k(90) = 4.543$
$F_r(120) = 6.7$	$F_i(120) = 49.117$	$F_d(120) = 55.817$	$M_k(120) = 7.139$
$F_r(150) = 6.7$	$F_i(150) = 57.722$	$F_d(150) = 64.422$	$M_k(150) = 4.252$
$F_r(180) = 6.7$	$F_i(180) = 58.189$	$F_d(180) = 64.89$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 7.526$	$F_i(210) = 57.722$	$F_d(210) = 65.248$	$M_k(210) = -4.306$
$F_r(240) = 10.65$	$F_i(240) = 49.117$	$F_d(240) = 59.767$	$M_k(240) = -7.644$
$F_r(270) = 19.078$	$F_i(270) = 20.022$	$F_d(270) = 39.101$	$M_k(270) = -6.647$
$F_r(300) = 45.009$	$F_i(300) = -29.095$	$F_d(300) = 15.914$	$M_k(300) = -2.650$
$F_r(330) = 149.841$	$F_i(330) = -77.744$	$F_d(330) = 72.097$	$M_k(330) = -7.498$
$F_r(360) = 384.893$	$F_i(360) = -98.234$	$F_d(360) = 286.659$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 376.063$	$F_i(390) = -77.744$	$F_d(390) = 298.318$	$M_k(390) = 31.025$
$F_r(420) = 133.803$	$F_i(420) = -29.095$	$F_d(420) = 104.708$	$M_k(420) = 17.439$
$F_r(450) = 67.447$	$F_i(450) = 20.022$	$F_d(450) = 87.469$	$M_k(450) = 14.87$
$F_r(480) = 44.492$	$F_i(480) = 49.117$	$F_d(480) = 93.608$	$M_k(480) = 11.972$
$F_r(510) = 35.687$	$F_i(510) = 57.722$	$F_d(510) = 93.409$	$M_k(510) = 6.165$
$F_r(540) = 33.325$	$F_i(540) = 58.189$	$F_d(540) = 91.514$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 8.957$	$F_i(570) = 57.722$	$F_d(570) = 66.679$	$M_k(570) = -4.401$
$F_r(600) = 8.957$	$F_i(600) = 49.117$	$F_d(600) = 58.074$	$M_k(600) = -7.428$
$F_r(630) = 8.957$	$F_i(630) = 20.022$	$F_d(630) = 28.979$	$M_k(630) = -4.926$
$F_r(660) = 8.957$	$F_i(660) = -29.095$	$F_d(660) = -20.138$	$M_k(660) = 3.354$
$F_r(690) = 8.957$	$F_i(690) = -77.744$	$F_d(690) = -68.787$	$M_k(690) = 7.154$
$F_r(720) = 8.957$	$F_i(720) = -98.234$	$F_d(720) = -89.277$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -91.533$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.169$	$F_r(30) = -56.941$	$F_k(30) = -43.463$	$M_{пер}(30) = 7.389$
$F_n(60) = -5.092$	$F_r(60) = -6.788$	$F_k(60) = -21.94$	$M_{пер}(60) = 3.73$
$F_n(90) = 7.077$	$F_r(90) = -7.077$	$F_k(90) = 26.722$	$M_{пер}(90) = -4.543$
$F_n(120) = 12.691$	$F_r(120) = -38.899$	$F_k(120) = 41.994$	$M_{пер}(120) = -7.139$
$F_n(150) = 8.314$	$F_r(150) = -59.949$	$F_k(150) = 25.011$	$M_{пер}(150) = -4.252$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -64.89$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = -0.000$
$F_n(210) = -8.421$	$F_r(210) = -60.717$	$F_k(210) = -25.331$	$M_{пер}(210) = 4.306$
$F_n(240) = -13.589$	$F_r(240) = -41.651$	$F_k(240) = -44.965$	$M_{пер}(240) = 7.644$
$F_n(270) = -10.355$	$F_r(270) = -10.355$	$F_k(270) = -39.101$	$M_{пер}(270) = 6.647$
$F_n(300) = -3.618$	$F_r(300) = 4.824$	$F_k(300) = -15.591$	$M_{пер}(300) = 2.65$
$F_n(330) = -9.305$	$F_r(330) = 57.785$	$F_k(330) = -44.107$	$M_{пер}(330) = 7.498$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 286.659$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 38.501$	$F_r(390) = 239.101$	$F_k(390) = 182.502$	$M_{пер}(390) = -31.025$
$F_n(420) = 23.807$	$F_r(420) = 31.737$	$F_k(420) = 102.583$	$M_{пер}(420) = -17.439$
$F_n(450) = 23.164$	$F_r(450) = -23.164$	$F_k(450) = 87.469$	$M_{пер}(450) = -14.87$
$F_n(480) = 21.283$	$F_r(480) = -65.236$	$F_k(480) = 70.426$	$M_{пер}(480) = -11.972$
$F_n(510) = 12.055$	$F_r(510) = -86.922$	$F_k(510) = 36.264$	$M_{пер}(510) = -6.165$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -91.514$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -8.606$	$F_r(570) = -62.048$	$F_k(570) = -25.887$	$M_{пер}(570) = 4.401$
$F_n(600) = -13.204$	$F_r(600) = -40.471$	$F_k(600) = -43.691$	$M_{пер}(600) = 7.428$
$F_n(630) = -7.674$	$F_r(630) = -7.674$	$F_k(630) = -28.979$	$M_{пер}(630) = 4.926$
$F_n(660) = 4.579$	$F_r(660) = -6.104$	$F_k(660) = 19.729$	$M_{пер}(660) = -3.354$
$F_n(690) = 8.878$	$F_r(690) = -55.133$	$F_k(690) = 42.082$	$M_{пер}(690) = -7.154$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -89.277$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

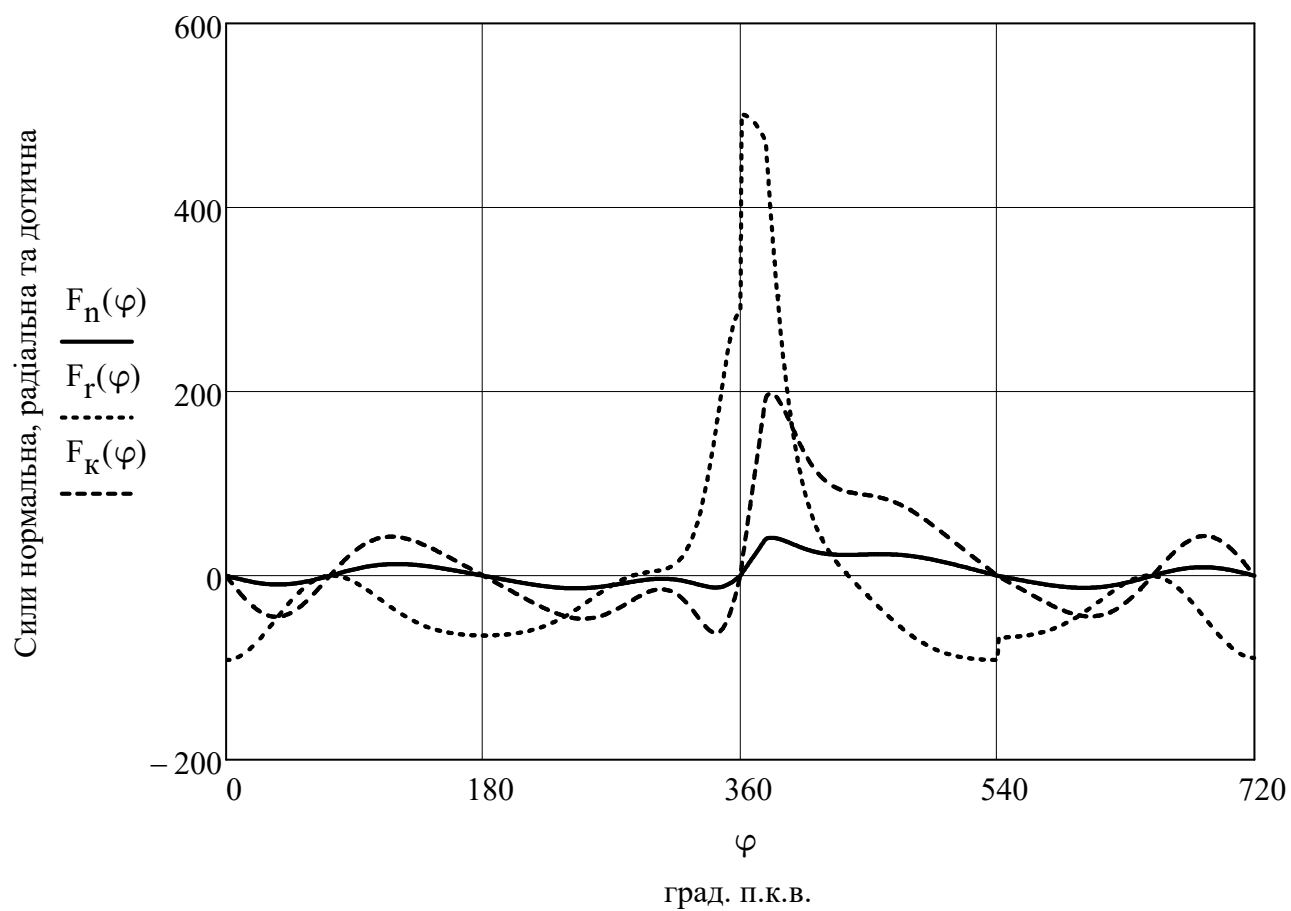
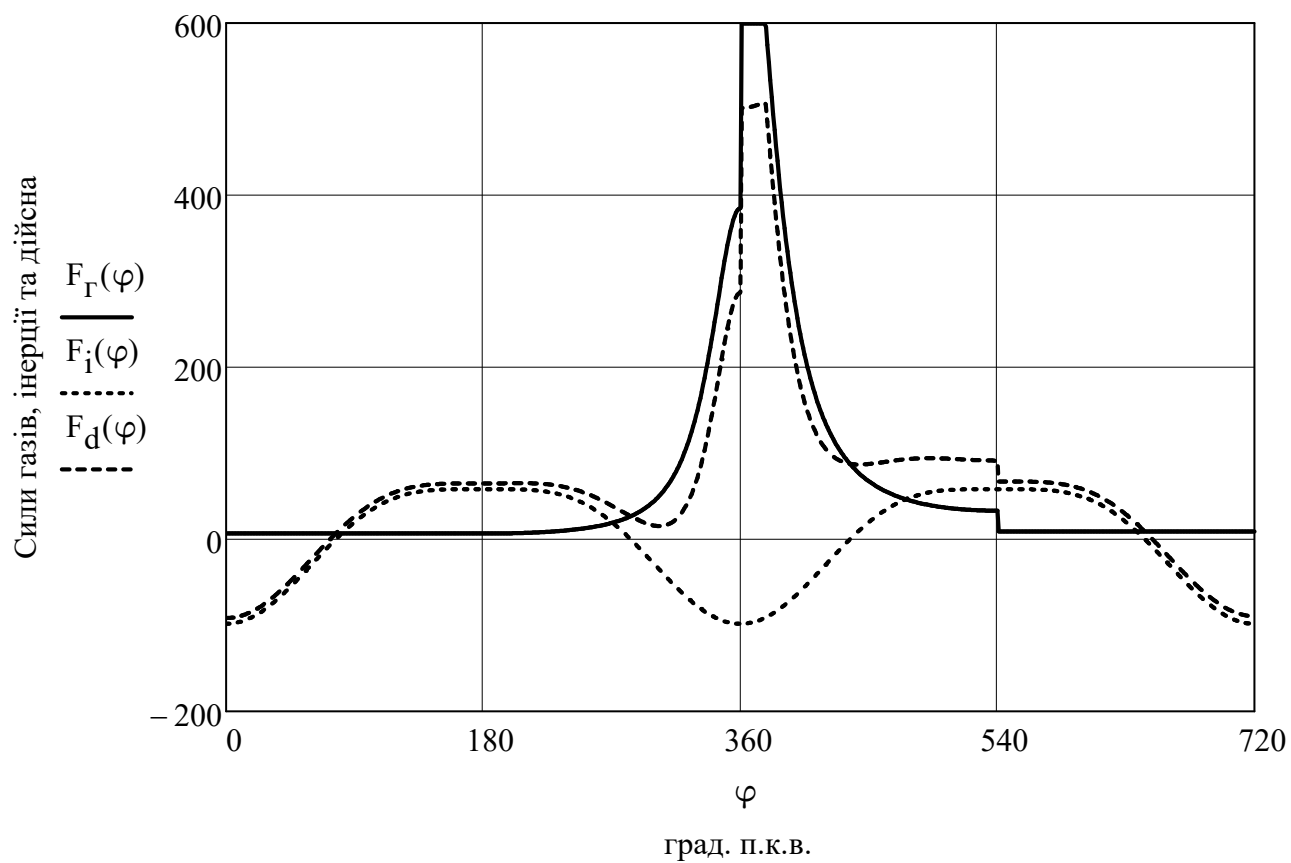


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

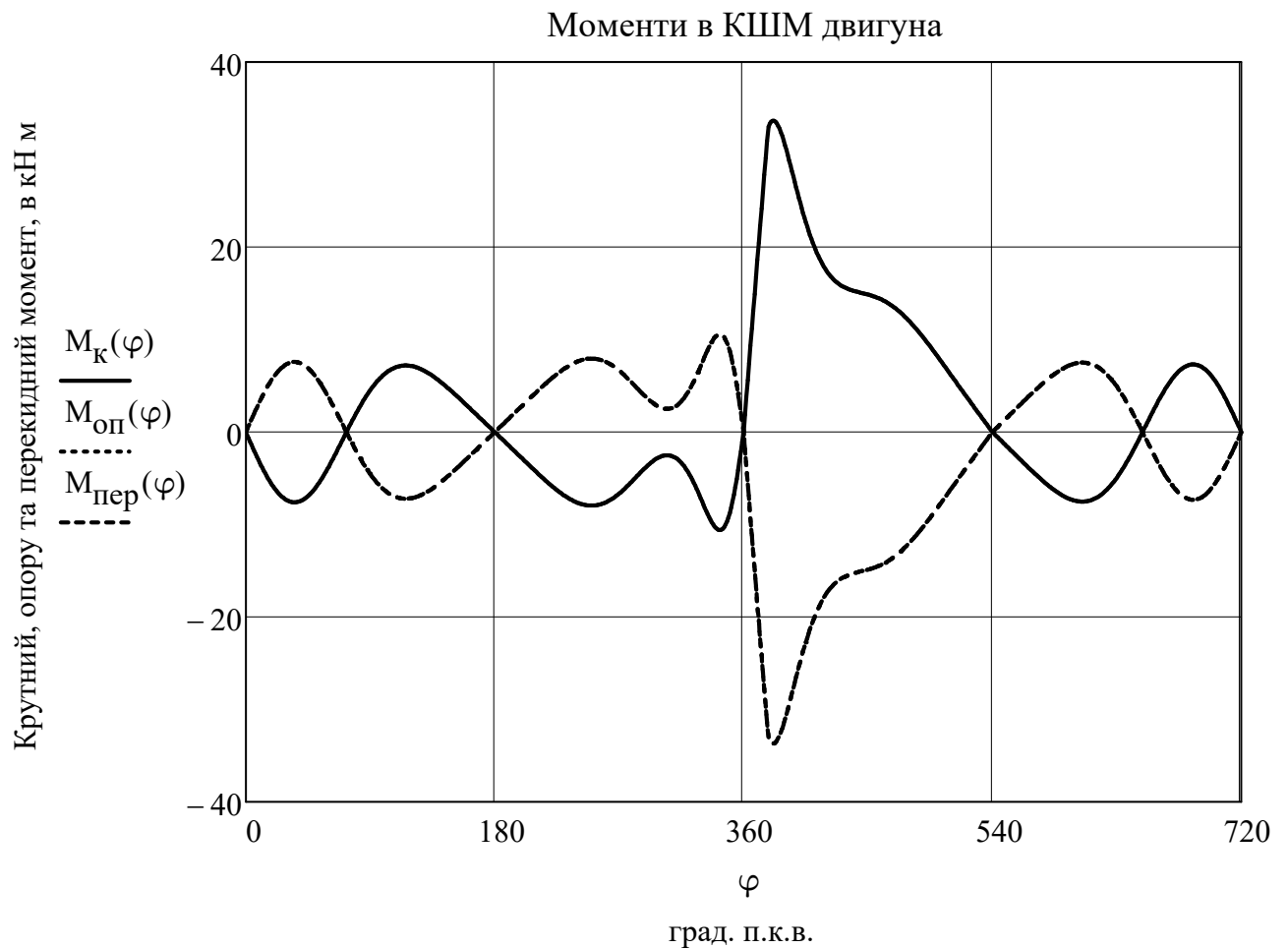


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

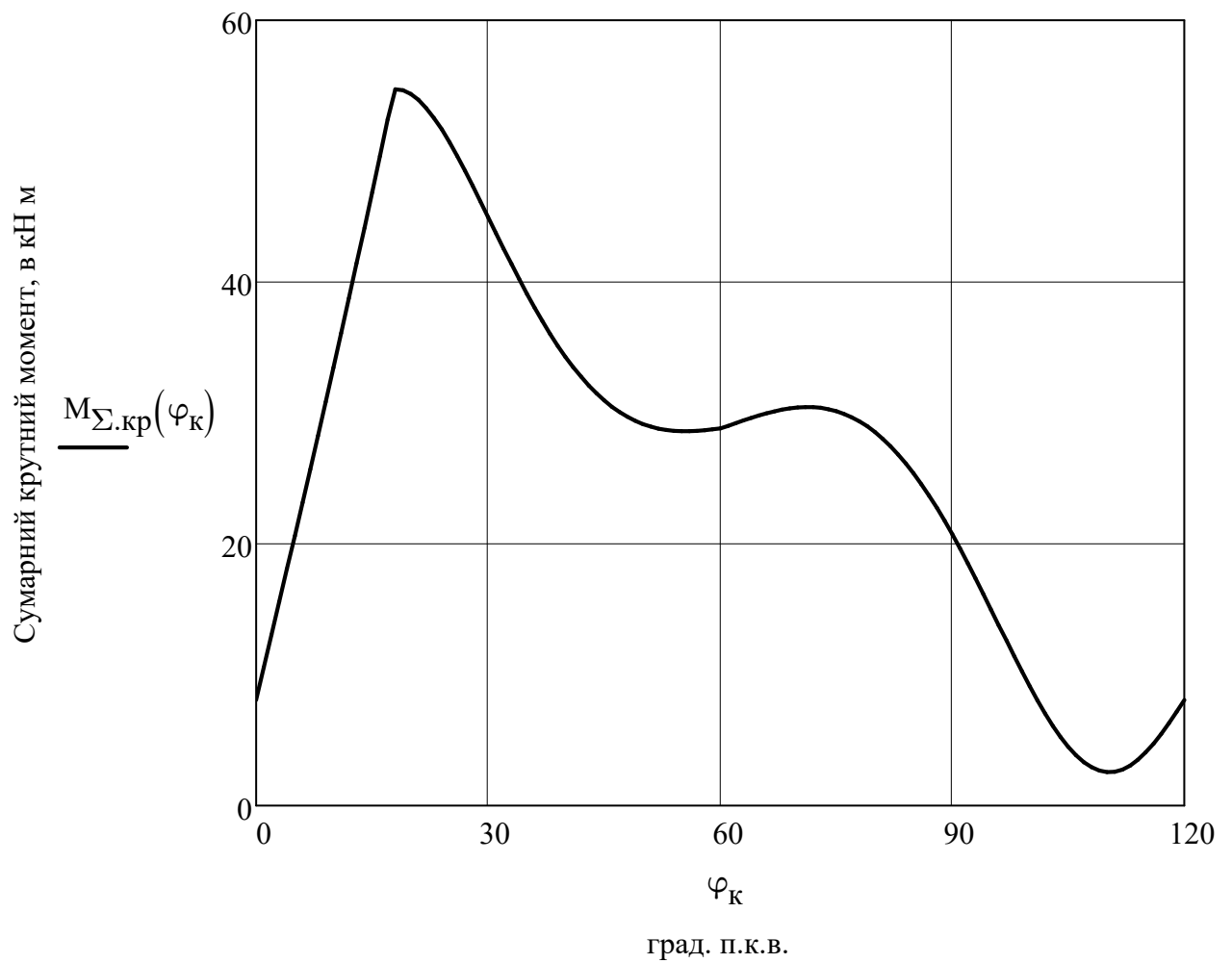


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 8.079$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 38.752$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 30.443$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 51.664$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 26.139$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 38.046$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 13.799$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 29.707$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.935$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 28.826$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.079$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{234.086 \cdot 3.693 \times 10^4}{3.6} = 2.401 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 900.577 = 900576.567$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{9.006 \times 10^5}{2.401 \times 10^6} \cdot 100 = 37.502$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2401427.691 \cdot 0.375 = 900000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|9.006 \times 10^5 - 9 \times 10^5|}{9.006 \times 10^5} \cdot 100 = 0.064$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

$Q_{T.П}$ - 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

$W_{\text{г.р}} = 0.15$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.15 + 0.06 = 0.21$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.21 \cdot 2401427.691 = 504299.815$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 188.300 = 112.980$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.34 = 0.018$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{112.98 \cdot 0.01805 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 76.48008$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 76.48 = 76480.08$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 504299.815 + 76480.08 = 580779.895$$

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

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{580779.89482 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.01663$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.017 \cdot 98}{0.9} = 1.811$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 1.811 = 1811.183$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 504299.8 + 76480.1 + 1811.2 = 582591.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{582591.078}{2401427.691} \cdot 100 = 24.26$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 720 - 273 = 447$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 325.695 - 273 = 52.695$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 447 = 33.294$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 52.695 = 29.116$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.931 \cdot 33.294 \cdot 447 = 13857.631$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.899 \cdot 29.116 \cdot 52.695 = 1379.247$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 13857.6 - 1379.2 = 12478.4$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{234.086}{3.6} \cdot 12478.383 = 811393.781$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{811393.781}{2401427.691} \cdot 100 = 33.788$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1518.674} \cdot 0.428 = 0.053$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.053 \cdot 2401427.691 = 127385.193$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 504299.815 + 127385.193 - 582591.078 = 49093.93$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.909 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.513 \times 10^{-3}$$

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.513 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.256$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 3.256 = 3256.257$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 49093.93 + 3256.257 = 52350.187$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{52350.187}{2401427.691} \cdot 100 = 2.18$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 2401427.7 - \sum \begin{pmatrix} 900576.6 \\ 582591.1 \\ 811393.8 \\ 52350.2 \end{pmatrix} = 54516.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{54516.078}{2401427.691} \cdot 100.000 = 2.270$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2401427.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 900576.6$	$q_{\text{е}} = 37.5$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 811393.8$	$q_{\Gamma} = 33.8$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 582591.1$	$q_{\text{в}} = 24.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 52350.2$	$q_{\text{м}} = 2.2$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 54516.1$	$q_{\text{нв}} = 2.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 37.502 + 33.788 + 24.26 + 2.18 + 2.27 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	900,5	12,6
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1210	1330	9,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,4	0,375	-6,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,86	0,876	1,9
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{(\text{кВт год})}$	223	260	16,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання отримання вихідної потужності на проектного двигуна на рівні 900 кВт прописаного в завданні на проектування, що на 100 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 100,5 кВт, що більше ніж у прототипу на 12,6%.

Форсування двигуна як правило супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення тиску у проектного двигуна більше ніж у прототипу на 9,9%. Форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке було реалізовано вирішено за рахунок введення додаткової циклової порції.

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

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зростання на 16,6% у порівнянні з прототипом, що пов'язано в першу чергу з меншою теплотвірною здатністю альтернативного рідкого палива, що в нашому випадку є соєвою олією. Значення ефективного ККД проектного двигуна при цьому відповідно показує зменшення на 6,3% у порівнянні з прототипом.

Завдяки заходам направлених на покращення ефективності робочого циклу вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,9%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати дизель-генераторну силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання 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, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для подальшого вирішення питання покращення ефективності стаціонарної дизель-генераторної електростанції.

					ПННІ НУК 142.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

Надлишкове паливо з ПНВТ надходить у колектор повернення палива. Для підтримки в системі надлишкового тиску на колекторі повернення палива в цистерну встановлено редукційний клапан, відрегульований на тиск 1,5 кГс/см² за манометром на щиті приладів.

Для запобігання руйнуванню трубопроводів на паливопідкачувальному насосі встановлено запобіжний (перепускний) клапан, відрегульований на тиск 3 кГс/см² за манометром на щиті приладів.

На щиті приладів встановлено:

- термометр для контролю температури палива, що надходить до ПНВТ;
- манометр для контролю тиску палива, що надходить до ПНВТ;
- манометр для контролю тиску палива, що надходить на охолодження форсунок.

Під час заповнення системи паливом повітря, наявне в трубопроводах, видаляється через пробки, розташовані на корпусі фільтра тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

Трубопроводи високого тиску мають захисні кожухи, приєднані до зливної труби. У разі розриву трубопроводу паливо не розбризкується, а стікає з кожуха по зливній трубі.

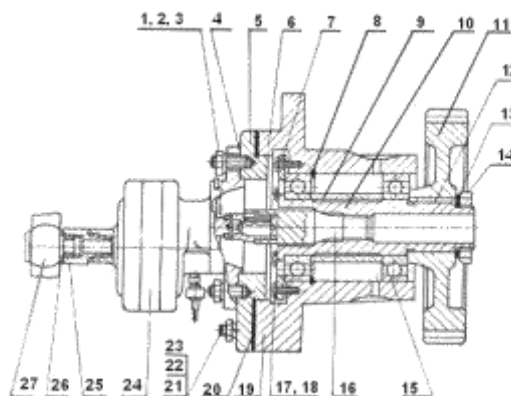


Рис. 3.2 – Паливопідкачувальний насос

1 - шпилька М8х20, 2 - шайба пружинная, 3 - шпилька М8х45, 4 - прокладка, 5 - проставка, 6 - привод топливного насоса, 7 - фланец, 8 - кольцо стопорное, 9 - втулка дистанционная, 10 - валик, 11 - шестерня приводная, 12 - шпонка, 13 - шайба стопорная, 14 - гайка, 15 - подшипник 208, 16 - валик, 17 - болт М8х14, 18 - проволока контрольная, 19 - корпус, 20 - прокладка, 21 - гайка, 22 - шайба, 23 - шпилька, 24 - гидронасос МШ-3А, 25 - переходник, 26 - прокладка, 27 - ниппель.

Паливopідкачувальний насос типу МШ-3А, шестеренчастого типу, складається з насоса 24 і приводу 6. Продуктивність насоса - 8 л/хв, за тиску палива 2,5 кГс/см² і частоти обертання - 2250 об/хв.

Привід насоса складається з корпусу 19, шліцьового вала з буртом 10, що обертається у двох кулькових підшипниках 208, приводної шестерні 11 на шпонці 12, закріпленої гайкою 14.

Насос МШ-3А кріпиться чотирма шпильками на проставці 5, закріпленій на корпусі приводу. Приводний вал насоса з'єднується з валом приводу проміжним шліцьовим валиком 16.

З'єднання перехідників 25 з корпусом насоса різьбове конічне, в корпусі насоса різьблення К 3/8". Всасуючий и нагнетательный трубопроводы присоединяются к насосу через переходники 25 ниппелями 27 с медными прокладками 26.

У разі порушення герметичності гумових манжет насоса, для унеможливлення потрапляння в мастило пального, яке просочилося по ведучому валу, в корпусі насоса встановлений різьбовий штуцер із накидною гайкою для приєднання трубки збору витоків.

Запобіжний (перепускний) клапан встановлений на паливному трубопроводі дизеля (з'єднує вхід-вихід паливopідкачувального насоса) і призначений для запобігання руйнуванню паливних трубопроводів у разі підвищення тиску.

У ніпелі 1 пружиною 3 притиснута кулька 2. Пружина 3, розрахована на певне зусилля затягування, підтискається гвинтом регульовальним 4, який від самовідгвинчування стопориться контргайкою 5 і закривається ковпачковою гайкою 6. Під час підвищення тиску в нагнітальній магістралі кулька віджимається і паливо відводиться у всмоктувальний трубопровід. Тиск спрацьовування клапана за манометром щита приладів "Паливо після фільтра" має становити - 3,0 кГс/см².

Фільтр призначений для тонкого очищення дизельного палива від механічних домішок.

Фільтр має два фільтрувальні елементи 2, розташовані в окремих корпусах 1, об'єднаних спільною кришкою 5. Для розділення порожнин брудного і чистого

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється гумовими кільцями 4, які підтиснуті пружиною 13, через тарілку 14. У нижній частині корпусу 1 встановлено сталеву різбову втулку, в яку угвинчено трубу зі стяжним болтом 12. Кулька 10, ніпель 6 з накидною гайкою 8 складають клапан зливу відстою палива з корпусу фільтра.

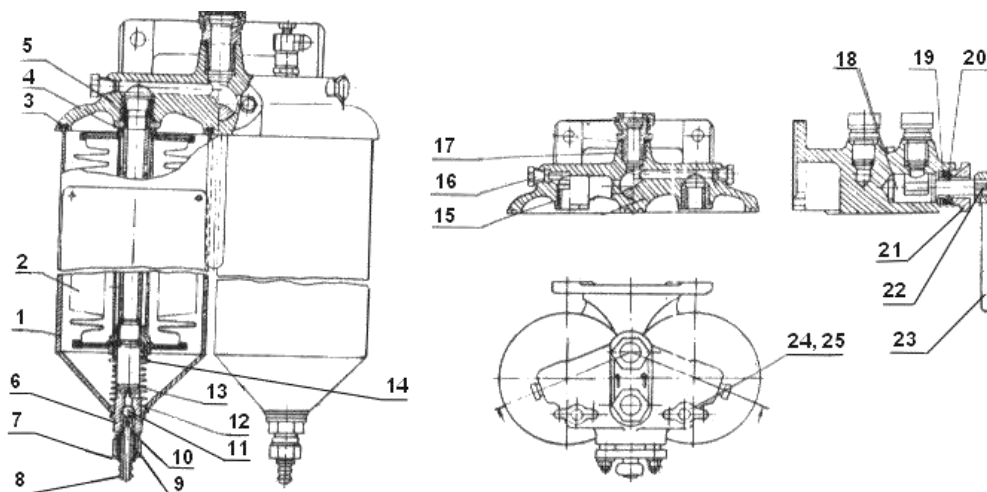


Рис. 3.3 – Паливний фільтр

1 - корпус, 2 - елемент фільтрувальний ЕТФ-5, 3 - прокладка, 4 - кільце ущільнювальне, 5 - кришка, 6 - ніпель, 7 - кільце запірне, 8 - гайка накидна, 9 - кільце ущільнювальне, 10 - кулька, 11 - прокладка, 12 - болт стяжний, 13 - пружина, 14 - тарілка сальника, 15 - втулка, 16 - пробка-заглушка, 17 - штуцер, 18 - пробка крана, 19 - шайба наполеглива, 20 - кільце ущільнювальне, 21 - фланець крана, 22 - штифт, 23 - ручка крана, 24 - вентиль продувний, 25 - прокладка.

Для зливу відстою під час промивання фільтра до ніпеля 6 може бути приєднаний гнучкий шланг. Для перемикання однієї із секцій на промивку в кришці є кран із ручкою 23.

Для випуску повітря в кришці 5 встановлено пробки 16 і болт 24, конструкція яких передбачає можливість приєднання трубопроводу для відведення повітря з фільтра.

Під час роботи дизеля паливо через паливопідвідний штуцер 17 і свердління в кришці потрапляє в порожнини корпусів фільтра, проходячи через елементи, що фільтрують, паливо фільтрується, а потім трубою і отворами в кришці проходить до паливовідвідного штуцера.

Технічне обслуговування фільтра полягає в періодичному зливі відстою і промиванні фільтрувальних елементів. Залежно від забруднення і обводнення

палива, проводиться злив відстою по черзі з кожної секції шляхом відгвинчування накидної гайки 8 на два-три оберти.

Промивання фільтрувальних елементів не потребує зупинки дизеля і розбирання фільтра. Періодичність промивання 300-500 год роботи дизеля або при досягненні перепаду тиску на фільтрі $1,5 \text{ кгс/см}^2$. Під час промивання паливо протікає через фільтрувальний елемент у зворотному напрямку і змиває бруд, що осів на зовнішній поверхні фільтрувального елемента.

Заміну фільтрувальних елементів проводити в разі досягнення такого ступеня забрудненості, коли промивання вже не дає належного ефекту і працездатність елементів після промивання не відновлюється. Перепад тиску при цьому досягається 3 кгс/см^2 (для міткалевих фільтрувальних елементів).

На дизелі 6ЧН 26/34 встановлені паливні насоси високого тиску типу 962E.0118.000-1, (рис. 15-Г) одноплунжерні, золотникові, проточні, діаметр плунжера - 18 мм, хід плунжера - 26 мм.

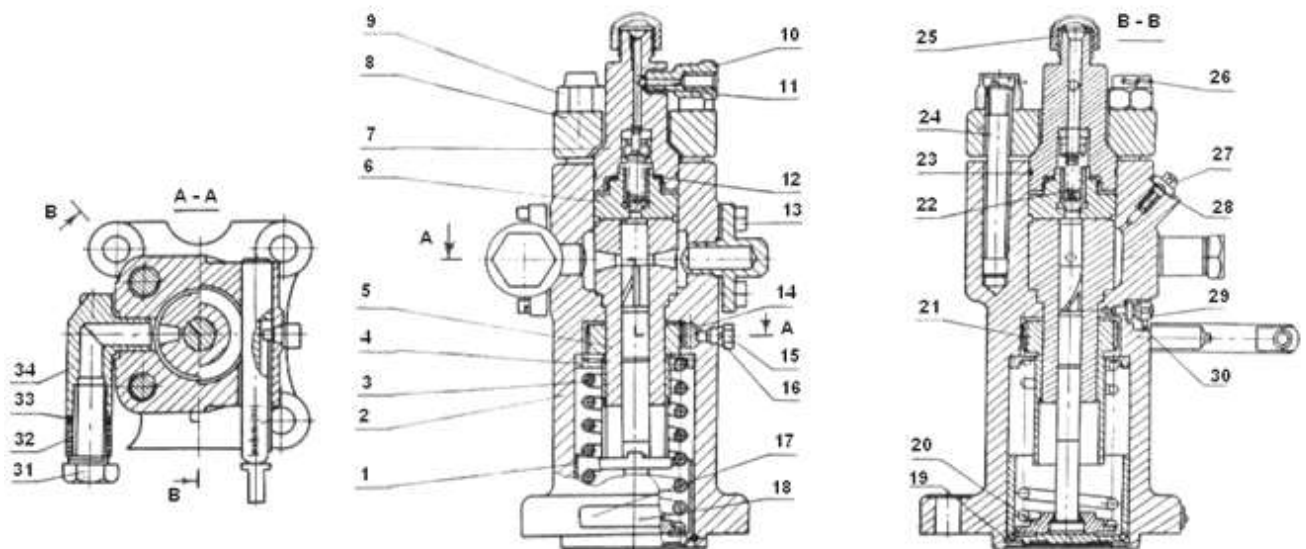


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску

1 - стакан, 2 - корпус, 3 - пружина плунжера, 4 - тарілка пружини, 5 - пара плунжерна, 6 - клапан нагнітальний, 7 - штуцер натискний, 8 - фланець натискний, 9 - гайка, 10 - болт натискний, 11 - прокладка запобіжна, 12 - прокладка, 13 - болт M10x25, 14 - рейка, 15 - болт, 16 - шайба пружинна, 17 - заклепка, 18 - табличка фірмова, 19 - кільце установче, 20 - тарілка пружини нижня, 21 - шестерня, 22 - пружина клапана, 23 - кільце ущільнювальне, 24 - шпилька, 25 - заглушка, 26 - дріт контровочний, 27 - пробка випуску повітря, 28 - прокладка мідна, 29 - гвинт стопорний, 30 - пломба, 31 - ніпель, 32 - кільце транспортувальне, 33 - прокладка мідна, 34 - фланець.

У корпус 2 насоса вставлена втулка з прецизійною плунжерною парою 5. До верхнього бурту втулки плунжера штуцером 7 притискається сідло нагнітального клапана 6. Пружина 22 підтикає нагнітальний клапан до сідла. Тиск початку підйому клапана - $2 \div 4 \text{ кгс/см}^2$.

На втулку плунжера одягнена шестерня 21, що входить у зачеплення із зубами рейки 14. Шестерня утримується тарілкою пружини 4, яка підтикається поворотною пружиною 3. Пружина через тарілку нижню притискає хвостовик плунжера до стакана 1, під яким у корпусі встановлене стопорне кільце 19. Хвостовик плунжера входить у пази шестерні, поворотом якої змінюється положення відсічної крайки плунжера та кількість палива, що подається. У штуцері 10 встановлено запобіжну прокладку 11, яка руйнується при підвищенні тиску вище допустимого, оберігаючи корпус від руйнування.

Привід паливного насоса служить для перетворення обертального руху паливного кулака розподільного вала в зворотно-поступальний рух плунжера паливного насоса високого тиску.

Привід складається з чавунного корпусу 1, в якому зворотно-поступально рухається підпружинений штовхач 3, у пазу штовхача на осі обертається ролик 12 із втулкою 15. У штовхач запресований загартований наконечник 6.

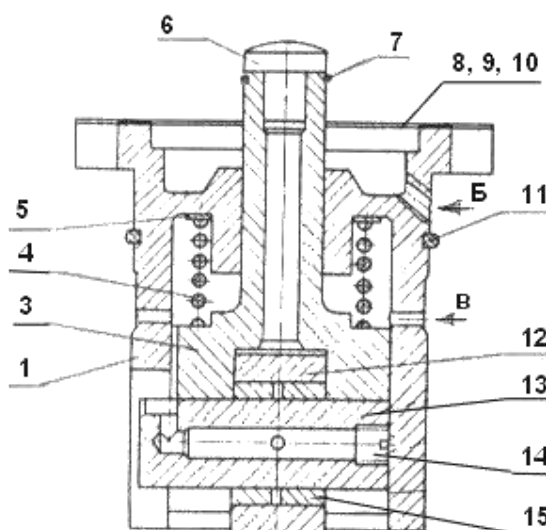


Рис. 3.5 – Привід паливного насоса високого тиску

1 - корпус штовхача, 3 - штовхач, 4 - пружина, 5 - тарілка пружини, 6 - наконечник, 7 - кільце стопорне, 8, 9, 10 - прокладки, 11 - кільце ущільнювальне, 12 - ролик, 13 - вісь ролика, 14 - пробка, 15 - втулка

Між корпусом штовхача і ПНВТ встановлюються регулювальні та ущільнювальні прокладки 8,9,10.

У корпусі 1 і штовхачі 3 є отвір для підвішування штовхача в крайньому верхньому положенні засувкою при спрацьовуванні граничного вимикача.

Під час роботи дизеля паливний кулак розподільчого валу набігає на ролик 12 штовхача, який піднімається вгору і приводить плунжер паливного насоса в роботу.

Мастило до робочих поверхонь повзуна і ролика подається каналом В і отвором в осі ролика.

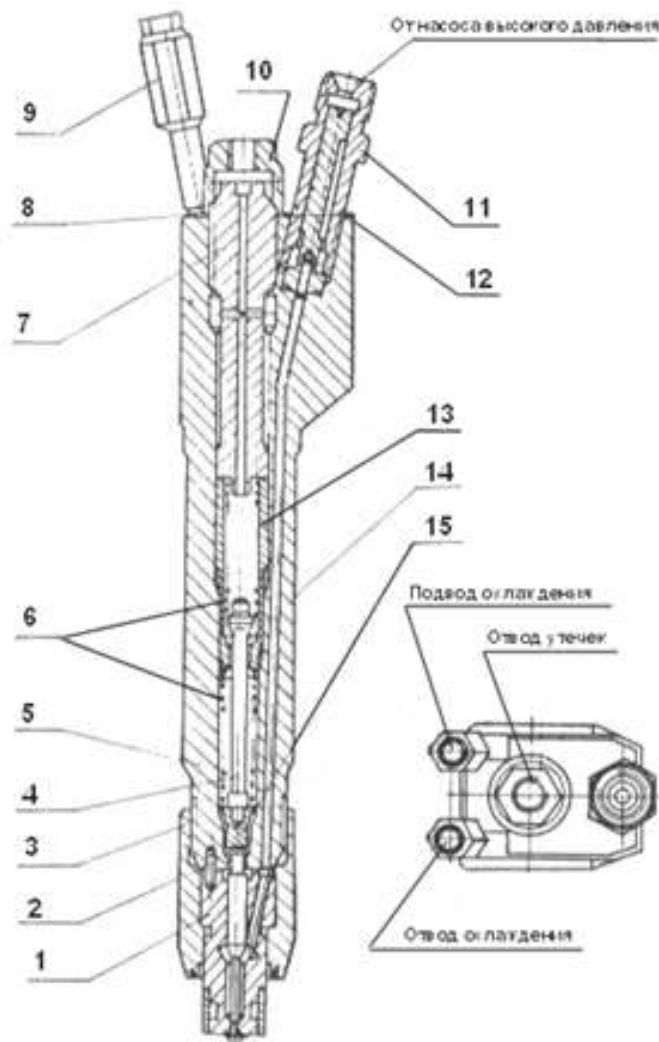


Рис. 3.6 - Форсунка

1 - розпилувач, 2 - штифт 3x12, 3 - ковпак натискний, 4 - штовхач, 5 - корпус форсунки, 6 - пружини, 7 - гвинт регулювальний, 8 - прокладка мідна, 9 - штуцер, 10 - контргайка, 11 - фільтр щілинний, 12 - прокладка, 13 - гільза, 14 - стрижень штовхача, 15 - тарілка.

По отвору Б паливо, що просочилося з ПНВТ, стікає через отвір у блоці в канавку на полиці блока-картера.

Для розділення паливної та масляної порожнини на корпусі штовхача встановлено ущільнювальне гумове кільце 11.

Форсунка ФД-45-1 призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згоряння.

Форсунка закритого типу, з гідравлічним керуванням підйомом голки і охолодженням розпилювача. Для роботи на дизельному паливі розпилювач має дев'ять соплових отворів діаметром 0,35 мм, розташованих під кутом 150°.

Для роботи на моторному паливі встановлюється розпилювач, що має вісім соплових отворів діаметром 0,4 мм, розташованих під кутом 155°.

В'язкість моторного палива перед форсункою не повинна перевищувати допустимого значення у 15 сСт.

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щільний фільтр 11 і каналом у корпусі форсунки надходить до розпилювача 1. Сила, що виникає під час тиску палива, діє на диференціальний поясok голки, долає зусилля пружин і піднімає голку, забезпечуючи впорскування палива в циліндр через отвори розпилювача.

Пружини затягнуті так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає 270+10 кГс/см². Затягування пружини регулюється гвинтом 7, який стопориться контргайкою 10.

Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом 2.

Витік палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводиться каналом регульовального гвинта 7 у відведення витоків.

Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери 8.

Під час складання форсунки різьблення на корпусі і ковпаку натискному 3 необхідно змащувати жаростійким мастилом.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис будова та робота паливної системи для роботи на соєвій олії.

3.2.1 Особливості застосування рослинного палива в ДВЗ.

Використання в двигунах внутрішнього згоряння альтернативних палив, отриманих на основі олій рослинного та жирів тваринницького походження є доволі перспективним напрямком, тому що дозволяє зменшити паливну залежність споживача від використання палив отриманих переробки нафти, та суттєво підвищує екологічні показники силової установки за рахунок зменшення токсичних викидів у відпрацьованих газах про що засвідчено в роботах [2,3,4].

При врахуванні особливостей хімічного складу палив отриманих з рослинних олій, та експлуатаційних проблем, що виникають при їх застосуванні, перспективним напрямком використання альтернативних палив рослинного походження є використання паливних сумішей, основу яких складає значна частка дизельного палива та добавка рослинної олії або її модифікату, про що відображено в роботах [5,6,7,8].

Очевидно, що показники робочого циклу, економічності та токсичності залежать не лише від фізико-хімічних властивостей палива, але й від конструктивних, регулювальних та експлуатаційних параметрів дизеля, режиму навантаження, особливостей протікання робочого процесу, складу соєвої олії та рівня її дисперсності під час вприскування [5,6,7,8].

Процес дроблення струменя палива рослинного походження на краплі та пухирі, має певні відмінності у порівнянні з аналогічним дробленням струменя дизельного палива. Визначальний вплив на процес дроблення тут за такими показниками як: густина, в'язкість, сила поверхневого натягу, пружність палива, температура палива та інші фізико-хімічні властивості палива (див. табл 3.1).

Процеси сумішоутворення напряму залежать від процесів формування краплин при розпилюванні палива, відповідно це призводить до змін характеру протікання процесів вприскування, сумішоутворення, нагрівання та випаровування палива [3,4,6].

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Результатом цього є вплив на процес згоряння паливо-повітряної суміші в дизелі.

Таблиця 3.1 – Фізико-хімічні показники ДП і СО

Назва показника	ДП	СО
Густина при температурі 15 °С, кг/м ³	829	920
Нижня теплота згоряння палива, кДж/кг	42500	37050
Кінематична в'язкість мм ² /с (при температурі 15 °С)	4,0	57,5
Динамічна в'язкість мПа·с (при температурі 15 °С)	1,32	56,4
Температура спалахування в °С	70	312

Для зазначених процесів має бути окреме дослідження характеру протікання процесів, серед яких: вприскування, розпилювання, сумішоутворення та згоряння під час роботи середньо обертового дизеля на соєвій олії та її сумішах з дизельним паливом в різних відсоткових пропорціях.

3.2.2 Будова та робота паливної системи для роботи на соєвій олії

Об'єктом впровадження запропонованої в даній роботі системи подачі альтернативного рідкого палива отриманої з рослинної сировини є середньо обертовий дизельний двигун 6ЧН 26/34, що входить до складу стаціонарного дизель-генератора. Зазначений дизельний двигун: чотиритактний, рідинного охолодження, з нерозділеною камерою згоряння типу «Гесельман», газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря.

Особливістю запропонованої паливної системи дизеля 6ЧН 26/34 є те, що вона проточна (див. рис.3.7) і забезпечує роботу дизеля як на дизельному паливі, так і на рослинній олії. При роботі дизеля на дизельному паливі, воно самопливом із витратного бака 20 подається через фільтр тонкого очищення 9 до паливних насосів 3.

При роботі на рослинній олії паливо перед подачею в паливну систему дизеля попередньо підігрівається до температури 70 - 75 °С в системі підготовки

палива, яка складається із витратного бака рослинної олії 12, котла електричного водогрійного 13, насоса водяного 16, бака розширювального 17, насоса подачі рослинної олії 14 з редукційним клапаном 5, насоса подачі палива у витратний бак 15.

Підігрівається паливо у витратному баку 12 за допомогою води, яка нагрівається в котлі електричному 13 та подається циркуляційним насосом 16 в змішувач бака. Для контролю температури води і палива на корпусах бака 12 та котла 13 встановлені термометри 18. Регулювання режиму роботи паливної системи та системи підготовки палива виконується вентиллями запірними 19.

Паливо, що пройшло підігрів та фільтрацію в системі паливо- підготовки подається насосом 14 до двигуна і через паливний фільтр 9 поступає в головну паливну мережу до паливних насосів високого тиску 3 (ПНВТ) і із паливної мережі вертається назад у витратний бак палива 12. У відповідності з порядком роботи циліндрів, по трубкам високого тиску ПНВТ подають дозовану кількість палива в охолоджувальні форсунки 2.

Кількість палива і тиск, під яким паливо подається в форсунки, визначається режимом роботи дизеля, надлишкове паливо із форсунок збирається в колекторі збору протікань палива і також направляється у витратний бак палива.

Для підтримання в головній паливній мережі необхідного тиску, на трубі повернення палива у витратний бак встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм.

Для захисту від підвищення тиску палива на насосі підкачування палива для охолодження форсунок 1 встановлений редукційний клапан 5 відрегульований на тиск 0,3 МПа .

ДП для охолодження форсунок відбирається із окремого паливного бачка, встановленого на передньому торці дизеля. Після охолодження форсунок паливо через регулятор температури 10 і охолоджувач палива 6 поступає на вхід паливопідкачного насоса 1.

Для створення підпору на виході із колектору зливу палива із форсунок встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		67

Дизельне паливо охолодження форсунок циркулює по замкнутому контуру.

Аналіз опрацьованих протоколів випробувань та діаграм (рис. 2 та рис.3) показує, що при потужності 800 кВт і роботі на СО максимальний тиск згоряння по абсолютній величині на 12,7 % нижче ніж при роботі на ідентичному режимі навантаження, але при роботі на ДП. Питома ефективна витрата палива при роботі на СО і потужності в 903 кВт склала 252 г/(кВт·год).

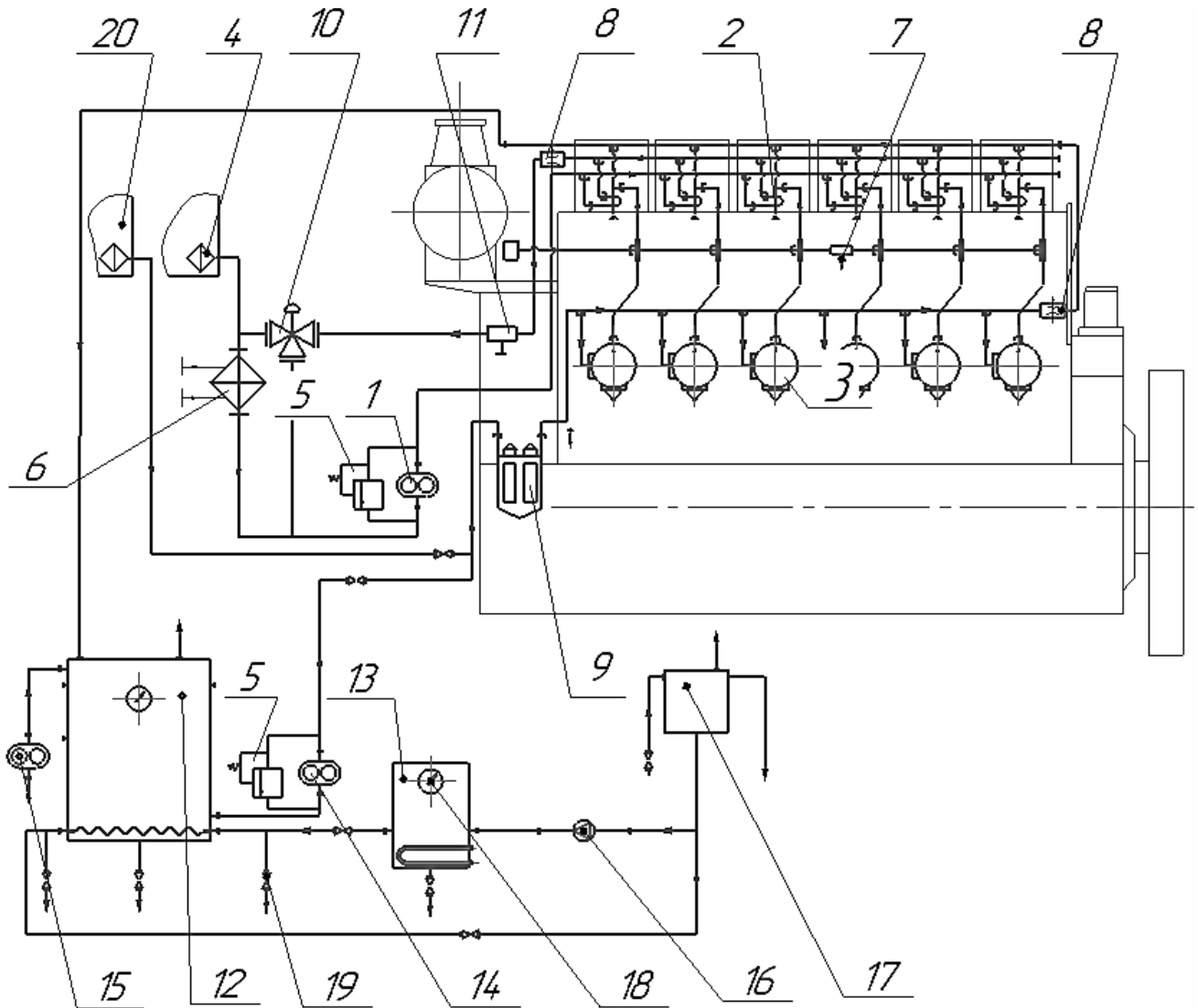


Рис. 3.7 - Принципова схема паливної системи дизеля при роботі на рослинній олії:

1 - насос підкачки палива; 2 - форсунка охолоджувана; 3 - паливний насос високого тиску; 4 - сітчастий фільтр; 5 - клапан редуційний; 6 - охолоджувач палива; 7 - клапан розвантажувальний; 8 - дросель; 9 - фільтр тонкого очищення палива; 10 - регулятор температури; 11 – ресивер; 12 - витратний бак рослинної олії; 13 - котел електричний; 14 - насос подачі палива до двигуна; 15 - насос подачі палива у витратний бак; 16 - насос водяний; 17 - бак розширювальний; 18 - термометр; 19 - вентиль запірний; 20 - витратний бак дизельного палива.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ

Аркуш

68

3.3 Розрахунок параметрів ПНВТ та форсунки

Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧН 26/34
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 900$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 750$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.26$

Тип та марка палива, Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{900}{6} = 150$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв^{-1}

$$n_k = \frac{n}{2} = \frac{750}{2} = 375$$

Номінальна циклова подача палива в $\text{м}^3/\text{цикл}$

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 860 \text{ кг}/\text{м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T} = \frac{150 \cdot 0.26}{60 \cdot 375 \cdot 860} = 2.016 \times 10^{-6} \quad \text{або в } \text{мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 2.016$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.2$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання

палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.2 \cdot 2.016 \times 10^{-6} = 2.419 \times 10^{-6} \text{ або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 2.419$$

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

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

де $k_2 = 3$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над

максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням

суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії

високого тиску;

- деформацію паливопроводів високого тиску;

- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних

отворів;

- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4 \dots 8)$

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 2.419 \times 10^{-6} \cdot 3 = 7.256 \times 10^{-6} \text{ або в мм}^3 \Rightarrow$$

$$V_{\text{п}} \cdot 10^6 = 7.256$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.475$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0 \dots 1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7.256 \times 10^{-6}}{1.475 \cdot \pi}} = 0.018 \quad \text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 18.433$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

Діаметр плунжера по ГОСТ 10578-95

Тип насоса	Діаметр плунжера, мм	Хід плунжера, мм
I	5,0; 5,5; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0;	7; 8; 9; 10; 12; 16; 20
	11,0; 12,0; 13,0; 14,0; 15,0; 16,0; 17,0;	
	18,0; 20,0; 22,0;	

II	5,0; 5,5; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0;	7; 8; 10; 12; 16; 22; 26;
	11,0; 12,0; 13,0; 14,0; 15,0; 16,0; 17,0;	30; 32; 36; 42; 60; 68;
	18,0; 19,0; 20,0; 22,0; 24,0; 26,0; 28,0;	70; 82; 84; 98; 100;
	30,0; 32,0; 34,0; 36,0; 38,0; 40,0; 42,0;	
	46,0; 48,0; 52,0; 62,0	

$$d_{\Pi} = 0.018 \quad \text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 18$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.018 \cdot 1.475 = 0.027 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 26.55$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.026 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 26$$

Профілювання паливного кулачка.

Початкові дані для профілювання.

Частота обертання кулачкового валу, в хв^{-1}

$$n_k = 375$$

Діаметр плунжеру, в м

$$d_{\Pi} = 0.018$$

Хід плунжеру, в м

$$s_{\Pi} = 0.026$$

Радіус початкового кола кулачка, в м

$$R_0 = 0.05$$

Радіус ролика штовхача, в м

$$\rho = 0.03$$

Несуща ширина ролика штовхача, в м

$$b = 0.03$$

Радіус кривизни в початковій точці профіля, в м

$$R_{\Pi} = -0.400$$

Маса деталей приводу плунжеру, що здійснюють зворотно поступальний рух, в кг

$$m = 1.50$$

Гранично допустиме значення коефіцієнта перевищення силою пружини плунжеру сили інерції,

$$k_d = 1.2$$

Жорсткість пружини плунжеру згідно прототипу, в Н/м

$$k_{\text{ж}} = 51300$$

Попередня затяжка пружини плунжеру, в м

$$f_0 = 0.006$$

Тиск палива в надплунжерному просторі при положенні в ВМТ, в Па

$$p_{\text{ЛО}} = 0.2 \cdot 10^6$$

Допустимі контактні напруження на поверхні кулачка та ролика, в МПа

$$\sigma_d = 2000 \cdot 10^6$$

Модуль пружності матеріалів кулачка та ролика штовхача, в Па

$$E = 2.2 \cdot 10^{11}$$

Максимально допустимий кут тиску, °

$$\delta_d = 45$$

Допустимий тиск палива в надплунжерному просторі на початку другої ділянки профіля, в МПа

$$p_{\text{ТП}} = 100 \cdot 10^6$$

Профілювання кулачка на прямому ході.

I-й етап профілювання: Визначення геометричних параметрів профілю

Площа плунжера, в м²

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.018^2}{4} = 2.545 \times 10^{-4}$$

Активний геометричний хід плунжера, в м

$$s_{ag} = \frac{Q_{\text{пал}}}{\eta_{\text{H}} \cdot f_{\Pi}}$$

де $\eta_{\text{H}} = 0.7$ - коефіцієнт подачі палива;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 16] $\eta_{\text{H}} = 0,6 \dots 0.8$

$$s_{ag} = \frac{Q_{\text{пал}}}{\eta_{\text{H}} \cdot f_{\Pi}} = \frac{2.016 \times 10^{-6}}{0.7 \cdot 2.545 \times 10^{-4}} = 0.011 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s_{ag} \cdot 10^3 = 11.315$$

Тривалість процесу вприску в перерахунку по кулачковому валу, в °ПКВ

$$\beta_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_{\text{ВП}}}{2}$$

де $\alpha_{\text{ВП}} = 30$ °ПКВ - кут що відповідає тривалості вприскування палива;

$$\beta_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_{\text{ВП}}}{2} = \frac{30}{2} = 15$$

Кут активного геометричного ходу плунжера, в °ПКВ

$$\beta_{ag} = k_{\Gamma} \cdot \beta_{\text{ВП}}$$

де $k_{\Gamma} = 0.7$ - коефіцієнт що враховує співвідношення кутів.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 16] $k_{\Gamma} = 0,6 \dots 0.8$

$$\beta_{ag} = k_{\Gamma} \cdot \beta_{\text{ВП}} = 0.7 \cdot 15 = 10.5$$

Середня швидкість плунжера, в м/с

$$c_m = \frac{s_{ag} \cdot 6 \cdot n_k}{\beta_{ag}} = \frac{0.011 \cdot 6 \cdot 375}{10.5} = 2.425$$

Максимальна швидкість плунжера, в м/с

$$c_{max} = 1.3 \cdot c_m = 1.3 \cdot 2.425 = 3.152$$

Прискорення плунжера на першій ділянці профіля, в м/с²

$$w_1 = \left(x_H \cdot \omega_k^2 - \frac{x_H^2 \cdot \omega_k^2}{R_{\Pi} + \rho} \right)$$

де $x_H = R_0 + \rho = 0.05 + 0.03 = 0.08$ м - кінематичний коефіцієнт в початковій точці профіля.

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30} = \frac{\pi \cdot 375}{30} = 39.27 \text{ рад/с - кутова швидкість кулачкового валу}$$

$$w_1 = \left(x_H \cdot \omega_k^2 - \frac{x_H^2 \cdot \omega_k^2}{R_{\Pi} + \rho} \right) = 0.08 \cdot 39.27^2 - \frac{0.08^2 \cdot 39.27^2}{-0.4 + 0.03} = 150.04$$

Хід плунжера на першій ділянці профіля, в м

$$s_1 = \frac{c_{max}^2}{2 \cdot w_1} = \frac{3.152^2}{2 \cdot 150.045} = 0.033 \text{ або в мм} \Rightarrow s_1 \cdot 10^3 = 33.107$$

Хід плунжера на другій ділянці профіля, в м

$$s_2 = s_{\Pi} - s_1 = 0.026 - 0.033 = -7.107 \cdot 10^{-3} \text{ мм} \Rightarrow s_2 \cdot 10^3 = -7.107$$

Прискорення плунжера на другій ділянці профіля, в м/с²

$$w_2 = -\frac{c_{max}^2}{2 \cdot s_2} = -\frac{3.15^2}{2 \cdot -7.11 \times 10^{-3}} = 698.94$$

Максимальне значення кута тиску, в °

$$\delta_{\max} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_{\max}}{x_c \cdot \omega_K}\right)}{\deg}$$

де $x_c = R_0 + \rho + s_1 = 0.05 + 0.03 + 0.033 = 0.113$ м - кінематичний

коефіцієнт в кінці першої ділянки профіля.

$$\delta_{\max} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_{\max}}{x_c \cdot \omega_K}\right)}{\deg} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{3.15}{0.11 \cdot 39.27}\right)}{\deg} = 35.36$$

Коефіцієнт перевищення силою пружини плунжеру сили інерції деталей плунжера що рухаються зворотно-поступально.

$$K = \frac{(f_0 + s_1) \cdot k_{\text{ж}}}{m \cdot |w_2|} = \frac{(6 \times 10^{-3} + 0.033) \cdot 5.13 \times 10^4}{1.5 \cdot |698.938|} = 1.914 > K_d = 1.2$$

Радіус кривизни в кінцевій точці профіля, в м

$$R_K = \frac{x_K^3 \cdot \omega_K^2}{x_K^3 \cdot \omega_K^2 - w_2 \cdot x_K} - \rho$$

де $x_K = R_0 + \rho + s_{\Pi} = 0.05 + 0.03 + 0.026 = 0.106$ мм - кінематичний

коефіцієнт в кінцевій точці профіля.

$$R_K = \frac{x_K^3 \cdot \omega_K^2}{x_K^3 \cdot \omega_K^2 - w_2 \cdot x_K} - \rho = \frac{0.11^3 \cdot 39.27^2}{0.11^3 \cdot 39.27^2 - 698.94 \cdot 0.11} - 0.03 = -0.06$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow R_K \cdot 10^3 = -55.421$$

Гранично допустимий радіус кривизни в кінцевій точці профіля, в м

$$R_{\text{кд}} = \frac{\frac{F \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 - \frac{F \cdot E}{b \cdot \rho}}$$

де $F_{\text{пал}} = p_{\text{ло}} \cdot f_{\text{п}} = 0.2 \cdot 10^6 \cdot 2.545 \times 10^{-4} = 50.894$ Н - сила від тиску

палива при положенні плунжера в ВМТ

$F_{\text{пр}} = (f_0 + s_{\text{п}}) \cdot k_{\text{ж}} = (0.006 + 0.026) \cdot 51300 = 1641.6$ Н - сила пружини

при положенні плунжера в ВМТ

$F = F_{\text{пал}} + F_{\text{пр}} = 50.894 + 1641.6 = 1692.494$ Н - сила що передається

роликом на кулачек

$$R_{\text{кд}} = \frac{\frac{F \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 - \frac{F \cdot E}{b \cdot \rho}} = \frac{\frac{1.69 \times 10^3 \cdot 2.2 \cdot 10^{11}}{0.03}}{\left(\frac{2 \times 10^3 \cdot 10^6}{0.42}\right)^2 - \frac{1.69 \times 10^3 \cdot 2.2 \cdot 10^{11}}{0.03 \cdot 0.03}} = 5.52 \times 10^{-4}$$

або в мм => $R_{\text{кд}} \cdot 10^3 = 0.552$

Гранично допустимий тиск палива в надплунжерному просторі на початку другої ділянки, МПа

$$p_{\text{тн}} = \frac{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta_{\text{max}} \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2\text{н}}}\right) \cdot E \cdot f_{\text{п}}}$$

$$\text{де } R_{2H} = \frac{A}{(B + C - D) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$A = \left(c_{\max}^2 + x_c^2 \cdot \omega_K^2 \right)^{\frac{3}{2}} = \left(3.152^2 + 0.113^2 \cdot 39.27^2 \right)^{\frac{3}{2}} = 161.564$$

$$B = x_c^2 \cdot \omega_K^2 = 0.113^2 \cdot 39.27^2 = 19.729$$

$$C = 2 \cdot c_{\max}^2 = 2 \cdot 3.152^2 = 19.87$$

$$D = w_2 \cdot x_c = 698.938 \cdot 0.113 = 79.055$$

$$R_{2H} = \frac{A}{(B + C - D) \cdot \omega_K} - \rho = \frac{161.56}{(19.73 + 19.87 - 79.06) \cdot 39.27} - 0.03 = -0.13$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow R_{2H} \cdot 10^3 = -134.273$$

$$\text{де } A' = \left(\frac{\sigma_D}{0.418} \right)^2 = \left(\frac{2 \times 10^3 \cdot 10^6}{0.418} \right)^2 = 2.289 \times 10^{19}$$

$$B' = b \cdot \cos(\delta_{\max} \cdot \text{deg}) = 0.03 \cdot \cos(35.361 \cdot \text{deg}) = 0.024$$

$$C' = \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2H}} \right) \cdot E \cdot f_{II} = \left(\frac{1}{0.03} + \frac{1}{-0.134} \right) \cdot 2.2 \cdot 10^{11} \cdot 2.545 \times 10^{-4} = 1.449 \times 10^9$$

$$p_{TH} = \frac{A' \cdot B'}{C'} = \frac{2.29 \times 10^{19} \cdot 0.02}{1.45 \times 10^9} = 3.86 \times 10^8$$

Кут першої ділянки профіля прямого ходу, в °

$$\beta_1 = \frac{12 \cdot n_K \cdot s_1}{c_{\max}} = \frac{12 \cdot 375 \cdot 0.033}{3.152} = 47.266$$

Кут другої ділянки профіля прямого ходу, в °

$$\beta_2 = \frac{12 \cdot n_k \cdot s_2}{c_{\max}} = \frac{12 \cdot 375 \cdot -7.107 \times 10^{-3}}{3.152} = -10.147$$

Кут профіля прямого ходу, в °

$$\beta_{\Pi} = \beta_1 + \beta_2 = 47.266 + -10.147 = 37.119$$

Кут виступу кулачка, в °

$$\beta_B = 2 \cdot \beta_{\Pi} = 2 \cdot 37.119 = 74.238$$

II-й етап профілювання: Визначення кінематичних параметрів профілю

Профілювання першої ділянки профілю

Переміщення штовхача на першій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$\beta = 0 \dots \beta_1$ - діапазон зміни кута першої активної ділянки;

$$s(\beta) = k_3 \cdot \beta^2$$

$$\text{де } k_3 = \frac{w_1}{72 \cdot n_k^2} = \frac{150.045}{72 \cdot 375^2} = 1.482 \times 10^{-5}$$

$$s(0) = 0 \qquad s(20) = 5.928 \times 10^{-3}$$

$$s(5) = 3.705 \times 10^{-4} \qquad s(25) = 9.262 \times 10^{-3}$$

$$s(10) = 1.482 \times 10^{-3} \qquad s(30) = 0.013$$

$$s(15) = 3.334 \times 10^{-3} \qquad s(\beta_1) = 0.033$$

Швидкість штовхача на першій ділянці профілю, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = k_4 \cdot \beta$$

$$\text{де } k_4 = \frac{c_{\max}}{\beta_1} = \frac{3.152}{47.266} = 0.067$$

$$c(0) = 0 \qquad c(20) = 1.334$$

$$c(5) = 0.333 \qquad c(25) = 1.667$$

$$c(10) = 0.667 \qquad c(30) = 2.001$$

$$c(15) = 1 \qquad c(\beta_1) = 3.152$$

Прискорення штовхача на першій ділянці профілю, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = w_1$$

$$w(0) = 150.045 \qquad w(20) = 150.045$$

$$w(5) = 150.045 \qquad w(25) = 150.045$$

$$w(10) = 150.045 \qquad w(30) = 150.045$$

$$w(15) = 150.045 \qquad w(\beta_1) = 150.045$$

Кінематичний коефіцієнт, на першій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$$x(0) = 0.08 \qquad x(20) = 0.086$$

$$x(5) = 0.08 \qquad x(25) = 0.089$$

$$x(10) = 0.081 \qquad x(30) = 0.093$$

$$x(15) = 0.083 \qquad x(\beta_1) = 0.113$$

Радіус кривизни профіля на першій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\sqrt{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2\right)^3}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w_1 \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$R(0) = -0.4 \quad R(20) = 0.563$$

$$R(5) = -0.464 \quad R(25) = 0.304$$

$$R(10) = -0.84 \quad R(30) = 0.219$$

$$R(15) = 4.905 \quad R(\beta_1) = 0.152$$

Поточний кут тиску на першій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_K}\right) \cdot \frac{1}{\deg}$$

$$\delta(0) = 0 \quad \delta(20) = 21.567$$

$$\delta(5) = 6.031 \quad \delta(25) = 25.436$$

$$\delta(10) = 11.772 \quad \delta(30) = 28.626$$

$$\delta(15) = 16.997 \quad \delta(\beta_1) = 35.361$$

Гранично допустимий тиск на першій ділянці, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{TH}(\beta) = \left(\frac{\sigma_D}{0.418}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \deg)) \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{II}}$$

$$p_{TH}(0) = 3.979 \times 10^8 \quad p_{TH}(20) = 3.25 \times 10^8$$

$$p_{TH}(5) = 3.913 \times 10^8 \quad p_{TH}(25) = 3.025 \times 10^8$$

$$p_{TH}(10) = 3.736 \times 10^8 \quad p_{TH}(30) = 2.842 \times 10^8$$

$$p_{TH}(15) = 3.498 \times 10^8 \quad p_{TH}(\beta_1) = 2.506 \times 10^8$$

Профілювання другої ділянки профілю

Переміщення штовхача на другій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$\beta = \beta_1 \dots \beta_1 + \beta_2$ - діапазон зміни кута другої активної ділянки;

$$s(\beta) = \left[s_1 + c_{\max} \cdot \frac{\beta - \beta_1}{6 \cdot n_k} - \frac{|w_2| \cdot (\beta - \beta_1)^2}{72 \cdot n_k^2} \right]$$

$$s(\beta_1) = 0.033 \quad s(45) = 0.03$$

$$s(35) = 5.538 \times 10^{-3} \quad s(50) = 0.036$$

$$s(40) = 0.019 \quad s(\beta_1 + \beta_2) = 0.012$$

Швидкість штовхача на другій ділянці профілю, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = c_{\max} \cdot \left[1 - \frac{(\beta - \beta_1)}{\beta_2} \right]$$

$$c(\beta_1) = 3.152 \quad c(45) = 2.448$$

$$c(35) = -0.658 \quad c(50) = 4.001$$

$$c(40) = 0.895 \quad c(\beta_1 + \beta_2) = 0$$

Прискорення штовхача на другій ділянці профілю, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = w_2$$

$$w(\beta_1) = 698.938 \quad w(45) = 698.938$$

$$w(35) = 698.938 \quad w(50) = 698.938$$

$$w(40) = 698.938 \quad w(\beta_1 + \beta_2) = 698.938$$

Кінематичний коефіцієнт, на другій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$$x(\beta_1) = 0.113 \quad x(45) = 0.11$$

$$x(35) = 0.086 \quad x(50) = 0.116$$

$$x(40) = 0.099 \quad x(\beta_1 + \beta_2) = 0.092$$

Радіус кривизни профіля на другій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\sqrt{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_k^2\right)^3}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_k^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w_2 \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_k} - \rho$$

$$R(\beta_1) = -0.134 \quad R(45) = -0.097$$

$$R(35) = -0.051 \quad R(50) = -0.231$$

$$R(40) = -0.061 \quad R(\beta_1 + \beta_2) = -0.053$$

Поточний кут тиску на другій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_k}\right) \cdot \frac{1}{\deg}$$

$$\delta(\beta_1) = 35.361 \quad \delta(45) = 29.636$$

$$\delta(35) = -11.088 \quad \delta(50) = 41.192$$

$$\delta(40) = 12.927 \quad \delta(\beta_1 + \beta_2) = 0$$

Гранично допустимий тиск на другій ділянці профілю, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{\text{TH}}(\beta) = \frac{\left(\frac{\sigma_{\text{Д}}}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{\text{П}}}$$

$$p_{\text{TH}}(\beta_1) = 3.865 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(45) = 4.63 \times 10^8$$

$$p_{\text{TH}}(35) = 8.665 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(50) = 3.183 \times 10^8$$

$$p_{\text{TH}}(40) = 7.059 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(\beta_1 + \beta_2) = 8.417 \times 10^8$$

Профілювання профілю зворотнього ходу (несиметричний профіль)

$$R_e = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot R_0 + s_{\text{П}}) = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot 0.05 + 0.026) = 0.063$$

$$q = \frac{(R_e + \rho)}{(R_e - R_0)} = \frac{0.063 + 0.03}{0.063 - 0.05} = 7.154$$

$\beta = 0 \dots 180$ - діапазон зміни кута ділянки профілю зворотнього ходу;

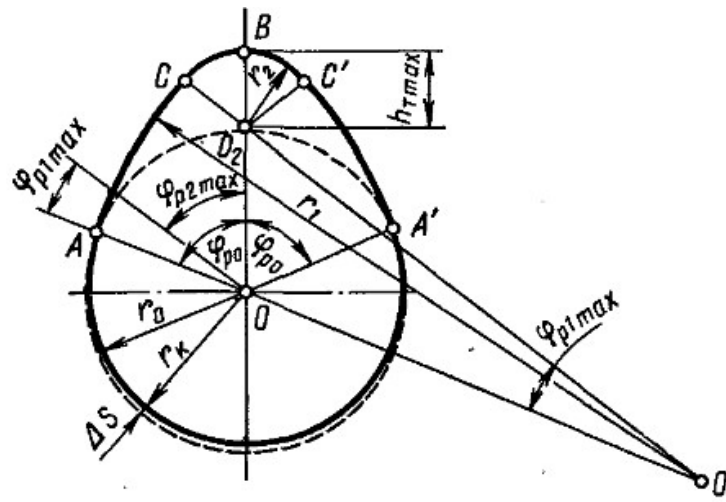


Рис. 3.11 - Профіль випуклого кулачка

Переміщення штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$s(\beta) = \left[(R_e - R_0) \cdot \left(\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2} - \cos(\beta \cdot \text{deg}) \right) - (R_0 + \rho) \right]$$

$s(0) = 0$	$s(60) = 5.816 \times 10^{-3}$	$s(120) = 0.019$
$s(5) = 4.257 \times 10^{-5}$	$s(65) = 6.757 \times 10^{-3}$	$s(125) = 0.02$
$s(10) = 1.701 \times 10^{-4}$	$s(70) = 7.748 \times 10^{-3}$	$s(130) = 0.021$
$s(15) = 3.821 \times 10^{-4}$	$s(75) = 8.784 \times 10^{-3}$	$s(135) = 0.022$
$s(20) = 6.776 \times 10^{-4}$	$s(80) = 9.857 \times 10^{-3}$	$s(140) = 0.023$
$s(25) = 1.056 \times 10^{-3}$	$s(85) = 0.011$	$s(145) = 0.023$
$s(30) = 1.514 \times 10^{-3}$	$s(90) = 0.012$	$s(150) = 0.024$
$s(35) = 2.052 \times 10^{-3}$	$s(95) = 0.013$	$s(155) = 0.025$
$s(40) = 2.665 \times 10^{-3}$	$s(100) = 0.014$	$s(160) = 0.025$
$s(45) = 3.352 \times 10^{-3}$	$s(105) = 0.016$	$s(165) = 0.025$
$s(50) = 4.109 \times 10^{-3}$	$s(110) = 0.017$	$s(170) = 0.026$
$s(55) = 4.932 \times 10^{-3}$	$s(115) = 0.018$	$s(175) = 0.026$
		$s(180) = 0.026$

Швидкість штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = \omega_K \cdot (R_e - R_0) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\beta \cdot \text{deg})}{\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2}} \right) \cdot \sin(\beta \cdot \text{deg})$$

$c(0) = 0$	$c(60) = 0.411$	$c(120) = 0.473$
$c(5) = 0.038$	$c(65) = 0.435$	$c(125) = 0.452$
$c(10) = 0.076$	$c(70) = 0.457$	$c(130) = 0.426$
$c(15) = 0.114$	$c(75) = 0.475$	$c(135) = 0.397$
$c(20) = 0.152$	$c(80) = 0.49$	$c(140) = 0.363$
$c(25) = 0.188$	$c(85) = 0.502$	$c(145) = 0.326$
$c(30) = 0.224$	$c(90) = 0.511$	$c(150) = 0.286$
$c(35) = 0.259$	$c(95) = 0.515$	$c(155) = 0.243$
$c(40) = 0.293$	$c(100) = 0.515$	$c(160) = 0.198$
$c(45) = 0.325$	$c(105) = 0.511$	$c(165) = 0.15$
$c(50) = 0.356$	$c(110) = 0.503$	$c(170) = 0.101$
$c(55) = 0.384$	$c(115) = 0.49$	$c(175) = 0.051$
		$c(180) = 0$

Прискорення штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = \omega_k^2 \cdot (R_e - R_0) \cdot \left[\cos(\beta \cdot \text{deg}) - \sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2} - \frac{q^2 \cdot (1 - q^2)}{(\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2})^3} \right]$$

$$w(0) = 17.245$$

$$w(60) = 11.425$$

$$w(120) = -8.623$$

$$w(5) = 17.211$$

$$w(65) = 10.28$$

$$w(125) = -10.546$$

$$w(10) = 17.107$$

$$w(70) = 9.016$$

$$w(130) = -12.41$$

$$w(15) = 16.933$$

$$w(75) = 7.635$$

$$w(135) = -14.19$$

$$w(20) = 16.684$$

$$w(80) = 6.138$$

$$w(140) = -15.859$$

$$w(25) = 16.357$$

$$w(85) = 4.534$$

$$w(145) = -17.396$$

$$w(30) = 15.947$$

$$w(90) = 2.83$$

$$w(150) = -18.777$$

$$w(35) = 15.448$$

$$w(95) = 1.039$$

$$w(155) = -19.982$$

$$w(40) = 14.855$$

$$w(100) = -0.824$$

$$w(160) = -20.993$$

$$w(45) = 14.162$$

$$w(105) = -2.743$$

$$w(165) = -21.796$$

$$w(50) = 13.362$$

$$w(110) = -4.697$$

$$w(170) = -22.379$$

$$w(55) = 12.451$$

$$w(115) = -6.665$$

$$w(175) = -22.732$$

$$w(180) = -22.85$$

Кінематичний коефіцієнт, на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$x(0) = 0.08$	$x(60) = 0.086$	$x(120) = 0.099$
$x(5) = 0.08$	$x(65) = 0.087$	$x(125) = 0.1$
$x(10) = 0.08$	$x(70) = 0.088$	$x(130) = 0.101$
$x(15) = 0.08$	$x(75) = 0.089$	$x(135) = 0.102$
$x(20) = 0.081$	$x(80) = 0.09$	$x(140) = 0.103$
$x(25) = 0.081$	$x(85) = 0.091$	$x(145) = 0.103$
$x(30) = 0.082$	$x(90) = 0.092$	$x(150) = 0.104$
$x(35) = 0.082$	$x(95) = 0.093$	$x(155) = 0.105$
$x(40) = 0.083$	$x(100) = 0.094$	$x(160) = 0.105$
$x(45) = 0.083$	$x(105) = 0.096$	$x(165) = 0.105$
$x(50) = 0.084$	$x(110) = 0.097$	$x(170) = 0.106$
$x(55) = 0.085$	$x(115) = 0.098$	$x(175) = 0.106$
		$x(180) = 0.106$

Радіус кривизни профіля на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2\right)^{\frac{3}{2}}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w(\beta) \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$R(0) = 0.063$$

$$R(60) = 0.063$$

$$R(120) = 0.063$$

$$R(5) = 0.063$$

$$R(65) = 0.063$$

$$R(125) = 0.063$$

$$R(10) = 0.063$$

$$R(70) = 0.063$$

$$R(130) = 0.063$$

$$R(15) = 0.063$$

$$R(75) = 0.063$$

$$R(135) = 0.063$$

$$R(20) = 0.063$$

$$R(80) = 0.063$$

$$R(140) = 0.063$$

$$R(25) = 0.063$$

$$R(85) = 0.063$$

$$R(145) = 0.063$$

$$R(30) = 0.063$$

$$R(90) = 0.063$$

$$R(150) = 0.063$$

$$R(35) = 0.063$$

$$R(95) = 0.063$$

$$R(155) = 0.063$$

$$R(40) = 0.063$$

$$R(100) = 0.063$$

$$R(160) = 0.063$$

$$R(45) = 0.063$$

$$R(105) = 0.063$$

$$R(165) = 0.063$$

$$R(50) = 0.063$$

$$R(110) = 0.063$$

$$R(170) = 0.063$$

$$R(55) = 0.063$$

$$R(115) = 0.063$$

$$R(175) = 0.063$$

$$R(180) = 0.063$$

Поточний кут тиску на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_k}\right)}{\deg}$$

$\delta(0) = 0$	$\delta(60) = 6.953$	$\delta(120) = 6.953$
$\delta(5) = 0.698$	$\delta(65) = 7.278$	$\delta(125) = 6.575$
$\delta(10) = 1.391$	$\delta(70) = 7.548$	$\delta(130) = 6.147$
$\delta(15) = 2.073$	$\delta(75) = 7.76$	$\delta(135) = 5.673$
$\delta(20) = 2.74$	$\delta(80) = 7.913$	$\delta(140) = 5.155$
$\delta(25) = 3.387$	$\delta(85) = 8.005$	$\delta(145) = 4.599$
$\delta(30) = 4.008$	$\delta(90) = 8.035$	$\delta(150) = 4.008$
$\delta(35) = 4.599$	$\delta(95) = 8.005$	$\delta(155) = 3.387$
$\delta(40) = 5.155$	$\delta(100) = 7.913$	$\delta(160) = 2.74$
$\delta(45) = 5.673$	$\delta(105) = 7.76$	$\delta(165) = 2.073$
$\delta(50) = 6.147$	$\delta(110) = 7.548$	$\delta(170) = 1.391$
$\delta(55) = 6.575$	$\delta(115) = 7.278$	$\delta(175) = 0.698$
		$\delta(180) = 0$

Гранично допустимий тиск на ділянці профілю зворотнього ходу, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{TH}(\beta) = \frac{\left(\frac{\sigma_D}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{II}}$$

$p_{TH}(0) = 2.493 \times 10^8$	$p_{TH}(60) = 2.475 \times 10^8$	$p_{TH}(120) = 2.475 \times 10^8$
$p_{TH}(5) = 2.493 \times 10^8$	$p_{TH}(65) = 2.473 \times 10^8$	$p_{TH}(125) = 2.477 \times 10^8$
$p_{TH}(10) = 2.492 \times 10^8$	$p_{TH}(70) = 2.472 \times 10^8$	$p_{TH}(130) = 2.479 \times 10^8$
$p_{TH}(15) = 2.492 \times 10^8$	$p_{TH}(75) = 2.47 \times 10^8$	$p_{TH}(135) = 2.481 \times 10^8$
$p_{TH}(20) = 2.49 \times 10^8$	$p_{TH}(80) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(140) = 2.483 \times 10^8$
$p_{TH}(25) = 2.489 \times 10^8$	$p_{TH}(85) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(145) = 2.485 \times 10^8$
$p_{TH}(30) = 2.487 \times 10^8$	$p_{TH}(90) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(150) = 2.487 \times 10^8$
$p_{TH}(35) = 2.485 \times 10^8$	$p_{TH}(95) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(155) = 2.489 \times 10^8$
$p_{TH}(40) = 2.483 \times 10^8$	$p_{TH}(100) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(160) = 2.49 \times 10^8$
$p_{TH}(45) = 2.481 \times 10^8$	$p_{TH}(105) = 2.47 \times 10^8$	$p_{TH}(165) = 2.492 \times 10^8$
$p_{TH}(50) = 2.479 \times 10^8$	$p_{TH}(110) = 2.472 \times 10^8$	$p_{TH}(170) = 2.492 \times 10^8$
$p_{TH}(55) = 2.477 \times 10^8$	$p_{TH}(115) = 2.473 \times 10^8$	$p_{TH}(175) = 2.493 \times 10^8$
		$p_{TH}(180) = 2.493 \times 10^8$

Профілювання повної ділянки профілю що відповідає активному руху

$$\beta_{12} = \beta_1 + \beta_2$$

$\beta = 0 \dots \beta_{12}$ - діапазон зміни кута першої активної ділянки;

Переміщення штовхача на ділянці профілю активного руху, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$s(\beta) = \begin{cases} k_3 \cdot \beta^2 & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ \left[s_1 + c_{\max} \cdot \frac{\beta - \beta_1}{6 \cdot n_k} - \frac{|w_2| \cdot (\beta - \beta_1)^2}{72 \cdot n_k^2} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$s(0) = 0$$

$$s(30) = 0.013$$

$$s(5) = 3.705 \times 10^{-4}$$

$$s(35) = 0.018$$

$$s(10) = 1.482 \times 10^{-3}$$

$$s(40) = 0.024$$

$$s(15) = 3.334 \times 10^{-3}$$

$$s(45) = 0.03$$

$$s(20) = 5.928 \times 10^{-3}$$

$$s(50) = 0.036$$

$$s(25) = 9.262 \times 10^{-3}$$

$$s(\beta_1 + \beta_2) = 0.02$$

Швидкість штовхача на ділянці профілю активного руху, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = \begin{cases} k_4 \cdot \beta & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ c_{\max} \cdot \left[1 - \frac{(\beta - \beta_1)}{\beta_2} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$c(0) = 0$$

$$c(30) = 2.001$$

$$c(5) = 0.333$$

$$c(35) = 2.334$$

$$c(10) = 0.667$$

$$c(40) = 2.667$$

$$c(15) = 1$$

$$c(45) = 3.001$$

$$c(20) = 1.334$$

$$c(50) = 4.001$$

$$c(25) = 1.667$$

$$c(\beta_1 + \beta_2) = 2.475$$

Прискорення штовхача на ділянці профілю активного руху, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = \begin{cases} w_1 & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ w_2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$w(0) = 150.045$$

$$w(30) = 150.045$$

$$w(5) = 150.045$$

$$w(35) = 150.045$$

$$w(10) = 150.045$$

$$w(40) = 150.045$$

$$w(15) = 150.045$$

$$w(45) = 150.045$$

$$w(20) = 150.045$$

$$w(50) = 698.938$$

$$w(25) = 150.045$$

$$w(\beta_1 + \beta_2) = 150.045$$

Розрахунок процесу паливоподачі

Початкові дані для розрахунку процесу подачі палива.

Ефективна потужність, кВт $P_e = 900$

Частота обертання двигуна, хв⁻¹ $n = 750$

Число циліндрів $i = 6$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год) $g_e = 0.26$

Тип та марка палива, Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Фізико-хімічні властивості палива що розраховується:

Густина, кг/м³ $\rho_T = 860$

Кинематична вязкість палива при 20 °С, сСт $\nu_T = 4.05$

Коефіцієнт стиснення палива, МПа⁻¹ $\alpha_{сж.т} = 800 \cdot 10^{-6}$

Параметри в циліндрі двигуна:

Тиск в циліндрі в кінці процесу стиску, в Па $p_c = 7.350 \cdot 10^6$

Тиск в циліндрі в кінці процесу згоряння, в Па $p_z = 11.394 \cdot 10^6$

Параметри плунжерної пари паливного насоса:

Діаметр плунжеру, в м $d_{\Pi} = 0.018$

Хід плунжеру, в м $s_{\Pi} = 0.026$

Діаметр наповнювального отвору, в м $d_H = 0.005$

Діаметр відсічного отвору, в м $d_{отс} = 0.005$

Кут нахилу наповнювальної кромки плунжера, в м $\psi_{\text{ВП}} = 0$

Кут нахилу відсічної кромки плунжера, в м	$\psi_{\text{отс}} = 30$
Кількість наповнювальних отворів	$i_{\text{н}} = 2$
Кількість відсічних отворів	$i_{\text{отс}} = 1$
Коефіцієнт витрати наповнювальних отворів	$\mu_{\text{н}} = 0.8$
Коефіцієнт витрати відсічних отворів	$\mu_{\text{отс}} = 0.8$
Тиск необхідний для підняття нагнітального клапану від запирального конусу, в Па	$p_{\text{к}} = 0.3 \cdot 10^6$
Об'єм (сумарний) каналів та вирізів в золотниковій частині плунжера, в м ³	$V_{\text{вп}} = 1.11 \cdot 10^{-6}$
Параметри розпилювача та форсунки:	
Діаметр голки розпилювача, в м	$d_{\text{и}} = 0.008$
Діаметр основи запираючого конуса голки розпилювача, в м	$d_{\text{к}} = 0.0048$
Відносна величина диференційного майданчика голки розпилювача, у %	$\delta = 0.64$
Кут запираючого конусу голки розпилювача, в °	$\delta_{\text{и}} = 60$
Діаметр каналу розпилювача, в м	$d_{\text{ко}} = 0.003$
Діаметр соплових отворів розпилювача, в м	$d_{\text{р}} = 0.00045$
Кількість соплових отворів розпилювача	$i_{\text{р}} = 8$
Коефіцієнт витрати мінімального прохідного перерізу на запираючому конусі розпилювача	$\mu_{\text{зк}} = 0.75$
Коефіцієнт витрати розпилюючих отворів розпилювача	$\mu_{\text{р}} = 0.65$

Підйом голки розпилювача, в м

$$h_{\text{и}} = 0.00045$$

Тиск початку впорскування, в Па

$$p_{\text{НВ}} = 28 \cdot 10^6$$

Залишковий тиск в лінії високого тиску, в Па

$$p_{\text{ЛО}} = 3 \cdot 10^6$$

Тиск палива в порожнині низького тиску паливного насоса, в Па

$$p_o = 0.2 \cdot 10^6$$

Розрахунок допоміжних величин та параметрів.

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{900}{6} = 150$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв^{-1}

$$n_{\text{к}} = \frac{1}{2} \cdot n = \frac{1}{2} \cdot 750 = 375$$

Номінальна циклова подача палива в $\text{м}^3/\text{цикл}$

$$Q_{\text{т}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{т}}} = \frac{150 \cdot 0.26}{60 \cdot 375 \cdot 860} = 2.016 \times 10^{-6}$$

Площа плунжера, в м^2

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.018^2}{4} = 2.545 \times 10^{-4}$$

Об'єм порожнини над плунжером при його нижньому положенні, в м^3

$$V_{\text{нп}} = f_{\text{п}} \cdot (s_{\text{п}} + \Delta)$$

де $\Delta = 0.001$ м - зазор між торцями плунжера та корпуса нагнітального клапана;

$$V_{\text{нп}} = f_{\text{п}} \cdot (s_{\text{п}} + \Delta) = 2.545 \times 10^{-4} \cdot (0.026 + 1 \times 10^{-3}) = 6.871 \times 10^{-6}$$

Об'єм надплунжерної порожнини паливного насоса при його положенні в НМТ, в м³

$$V_H = V_{HP} + V_{BP} = 6.871 \times 10^{-6} + 1.11 \cdot 10^{-6} = 7.981 \times 10^{-6}$$

Об'єм порожнини лінії низького тиску, в м³

$$V_L = 99 \cdot 10^{-7}$$

Об'єм порожнини розвантажувальної лінії, в м³

$$V_P = 0.64 \cdot 10^{-7}$$

Тиск робочих газів в циліндрі двигуна під час вприскування палива, в Па

$$p_{\Pi} = \frac{1}{2} \cdot (p_c + p_z) = \frac{1}{2} \cdot (7.35 \cdot 10^6 + 11.394 \cdot 10^6) = 9.372 \times 10^6$$

Розрахунок геометрії наповнювальних та відсічних отворів

Площа прохідного отвору наповнювального отвору, в м²

$$f_H = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.963 \times 10^{-5}$$

Кут відлікований від наповнювальної кромки, в °

$$\gamma_H = 90 - \psi_{BP} = 90 - 0 = 90$$

Площа прохідного отвору відсічного отвору, в м²

$$f_{OTC} = \frac{\pi \cdot d_{OTC}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.963 \times 10^{-5}$$

Кут відлікований від відсічної кромки плунжера, в °

$$\gamma_{OTC} = 90 - \psi_{OTC} = 90 - 30 = 60$$

Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$$p_c = 7.35 \times 10^6 \text{ Па} - \text{дійсний тиск в кінці стиску};$$

$$p_z = 1.139 \times 10^7 \text{ Па} - \text{тиск в кінці згоряння};$$

$$n = 750 \text{ хв}^{-1} - \text{частота обертання двигуна};$$

$$V_{\text{ц}} = Q_{\text{пал}} \cdot 10^9 = 2.016 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл} - \text{циклова подача палива};$$

$$\rho_T = 860 \text{ кг/м}^3 - \text{щільність палива};$$

$$\Delta\varphi = 26^\circ - \text{поворот колінчастого валу};$$

$$\mu_{\text{ф}} = 0.72 - \text{коефіцієнт витрати через форсунку};$$

$$m = 8 - \text{кількість соплових отворів};$$

Розрахунок форсунки.

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = 5.778 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\text{ц}} = \frac{(p_c + p_z)}{2 \cdot 10^6} = 9.372$$

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

$$p_{\phi} = 60$$

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

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = 343.132$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot 10^3} = 1.412$$

Число соплових отворів приймаємо рівним

$$m = 8$$

Число соплових отворів приймаємо рівним m

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{(\pi \cdot m)}} = 0.474$$

Приймаємо діаметр соплового отвору, мм:

$$d_{c.\Pi} = 0.45$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи подачі палива штатного двигуна. Згідно поставленого завдання було запропоновано модифіковану систему подачі палива для роботи з альтернативним рідким паливом рослинного походження – соєвою олією. Враховано особливості фізико-хімічні властивості зазначеного палива та внесені зміни в конструкцію штатної системи подачі які передбачають попередній підігрів зазначеного палива. Розраховано геометричні та витратні параметри паливної апаратури з урахуванням подачі рослинного палива. Оцінено ефективність запропонованих змін проектних рішень.

					ПННІ НУК 142.41.24.22.ПЗ	Аркуш
						99
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 900$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.260$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.1$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 12.60$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.26 \cdot 900 \cdot 2.1 \cdot 12.6 = 6191.64$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{6191.64}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2.1 \cdot 12.6} \right) = 1.785$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{1.785}{0.35} = 5.106$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.26 \cdot 22.6 = 5.876$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.876 \cdot 900}{3600} = 1.469$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.26 \cdot 40.9 = 10.634$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{10.634 \cdot 900}{3600} = 2.659$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.26 \cdot 10.5 = 2.73$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.73 \cdot 900}{3.6 \times 10^3} = 0.683$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.26 \cdot 5.6 = 1.456$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.456 \cdot 900}{3.6 \times 10^3} = 0.364$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.26 \cdot 7.6 = 1.976$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.976 \cdot 900}{3.6 \times 10^3} = 0.494$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.469 \\ 2.659 \\ 0.683 \\ 0.364 \\ 0.494 \end{pmatrix} = 5.668$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{1.469}{5.668} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{2.659}{5.668} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.683}{5.668} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.494}{5.668} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.364}{5.668} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		104

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

$P_e = 900 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 900^{0.55}) = 28.988$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.988 + 0 = 82.988$$

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

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 12500$ кг - маса проектного двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 900^{0.55} \cdot \frac{1 + 900}{1.25 \times 10^4} = 2.279 \times 10^3$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{900} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{2.279 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 77.577$$

4.3 Висновки по розділу

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

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

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

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення екологічних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 900 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок переведення на альтернативне рідке паливо.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція що входить до складу когенераційної установки на базі 6ЧН 26/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та описано систему живлення штатного двигуна дизельним паливом, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено потенційні можливості щодо конвертування (переходу) дизеля на альтернативне рідке паливо. Запропоноване рішення передбачає внесення змін в конструкцію штатної системи паливоподачі з урахуванням фізико-хімічних властивостей альтернативних рідких палив. Виконано розрахунок геометричних та витратних параметрів запропонованої системи подачі палива. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення на покращення вихідних техніко-економічних та екологічних показників дизельного двигуна

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		107

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. 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., сторінки публікації: 186 -193 с.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. / Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020 – Part, 1038p., ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online) pp. 671-675 (Scopus)

4. 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, сторінки публікації:79-86 с.

5. Швець І.А., Анастасенко С.М. "Взаємодія палив рослинного походження з паливною апаратурою дизеля" Інновації в суднобудуванні та океанотехніці:// XIV Міжнародна науковотехнічна конференція : матеріали. – Миколаїв : НУК, 2023. – 756 с. ISBN 978-966-321-462-7, сторінки публікації:146-149

6. Доценко С.М. Грабовенко О.І. Швець І.А. Лисих А.Ю. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023 – № 2-3 (491-492). – с. 49-56.

7. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets. / Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p.,

					ПННІ НУК 14.2.41.24.22.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		108

ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online) pp. 921-927 (Scopus).

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

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

10. 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.

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

12. Система стандартів безпеки праці