

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«28» 12 2024 р.

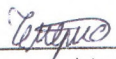
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

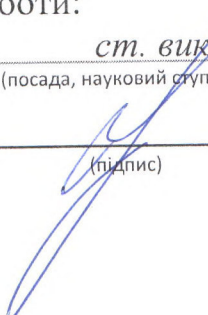
на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 850 кВт, за рахунок вдосконалення паливної системи.

Прототип 6ЧН 26/34.

Виконав: студент групи 63-ТЕМмаг-23

 **Чемерис М.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« » 2024 р.

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

Студенту Чемерису Максиму Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 850 кВт, за рахунок вдосконалення паливної системи. Прототип 6ЧН 26/34».

Керівник роботи Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №50

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

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 проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення паливної апаратури.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 26/34 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема системи подачі палива (ПС)

5. ПНВТ з приводом (СК) 6. Схема електронного керування (ПС)

Консультанти розділів роботи

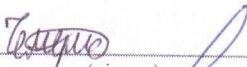
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання г
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

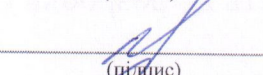
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Пр.
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24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

Студент


(підпис)

Чемерис М.А.

Керівник роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 850 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення паливної системи.

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

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

Описано паливну систему штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Розглянуто особливості подачі циклової порції палива та зазначено проблеми що виникають при цьому. Запропоновано конструктивне рішення щодо паливної системи з гідравлічним запиранням голки. Визначено геометричні та витратні параметри паливної системи.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, газодизельний двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a stationary power plant with a capacity of 850 kW, designed on the basis of a prototype engine 6CHN 26/34, by improving the fuel system.

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

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

The fuel system of a standard engine is described and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are noted. The peculiarities of supplying a cycle portion of fuel are considered and the problems that arise in this case are noted. A constructive solution for a fuel system with a hydraulic needle lock is proposed. The geometric and flow parameters of the fuel system are determined.

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

Keywords: stationary power plant, gas diesel engine, duty cycle, fuel system, injector, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Побудова індикаторної діаграми	39
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	46
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	54
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	61
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ	63
3.1. Аналіз штатної системи подачі рідкого палива та пропозиції щодо її удосконалення	63
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	81
3.3. Висновки по розділу	87
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	88
4.1. Захист навколишнього середовища	88
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	89
4.3 Висновок по розділу	94

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дат.							
Розробив	Чемерис				Пояснюв.альн.а з.аписк.а			Лит.	Аркуш	Архувів	
Перевірив	Ч.а.б.анов									6	
								ПННІ НУК			
Н. Контр.	Ч.а.б.анов										
Затвердив.	Нестеренко										

ВИСНОВКИ	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	96
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ГЖЧН 26/34	
Додаток 3 Специфікація ПНВТ	
Додаток 4 Специфікація форсунка	

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

ВСТУП

Паливною апаратурою є найскладніша і найдорожча частина сучасного газодизельного двигуна, що становить до 30 % його вартості. Вона істотно впливає на надійність і економічність роботи двигуна. Зношування деталей пар, що труться, паливної апаратури є однією з основних причин зниження ресурсу газодизельних двигунів.

В даний час спостерігається тенденція до зменшення вмісту сірки в дизельному паливі для газодизельних двигунів з метою покращення їх екологічних характеристик. Найбільш жорсткі вимоги вироблені для контролю викидів токсичних компонентів та запобігання потрапляння їх в атмосферу.

Очищені рідкі палива є мастильним матеріалом для деталей паливної апаратури, що рухаються. Надійна робота двигуна багато в чому залежить від ступеня зношування вузлів та агрегатів паливної апаратури. Найбільш схильні до зносу прецизійні вузли паливного насоса високого тиску і форсунок.

При експлуатації двигунів на паливах з низьким вмістом сірки йде інтенсивне зношування плунжера, так і втулки паливного насоса високого тиску. Зношування цих деталей призводить до збільшення зазорів у поєднанні. При збільшенні проміжків плунжерних пар знижується точність циклової подачі палива, погіршується якість розпилювання, порушується регулювання паливного насоса, виникають перебої в роботі двигуна і навіть його зупинки. Вирішення зазначених проблем щодо підвищення надійності роботи паливної апаратури не втрачає свої актуальності на сьогоднішній день.

Таким чином **актуальність даної роботи** пов'язана з необхідністю вирішення стабільної роботи паливної апаратури із забезпеченням корекції запальної порції палива при роботі на різних режимах двигуна.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективності роботи двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції, потужністю 850 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення паливної системи.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути, проаналізувати та описати паливну систему штатного двигуна. Визначити проблеми пов'язані з процесами дозування циклової порції палива на різних режимах роботи двигуна. Запропонувати конструкторське рішення щодо заміни штатної системи подачі палива на систему з гідравлічним запиранням форсунки. Визначити геометричні та витратні параметри елементів паливної системи. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

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

Предметом розгляду в даній роботі є проблеми пов'язані з покращенням ефективності газодизельного двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

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 валу 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).

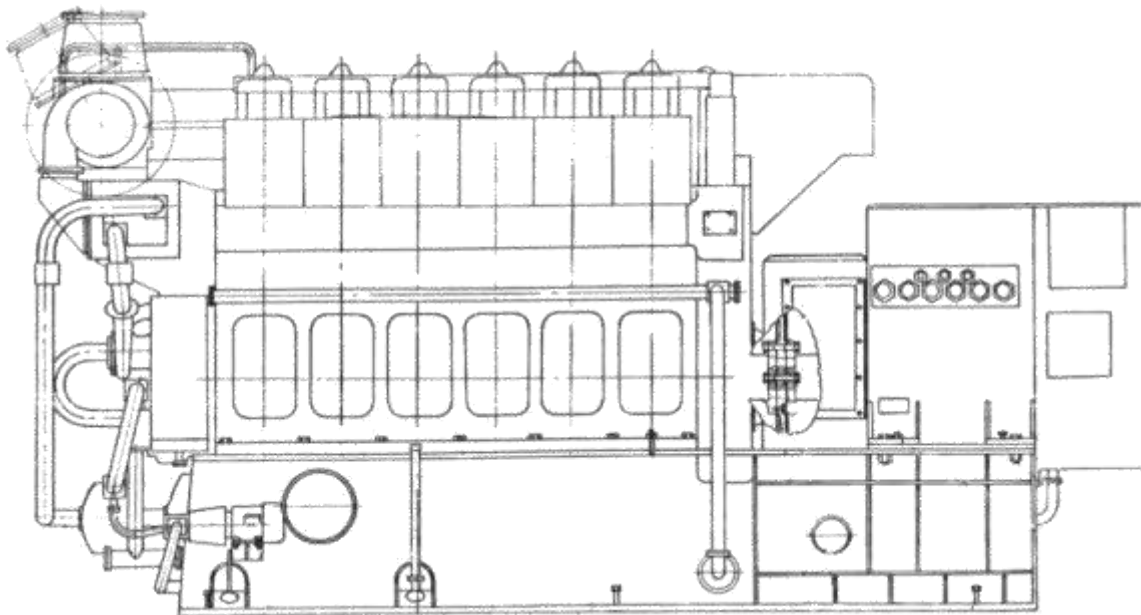


Рис. 1.1 – Дизель-генератор ДГА-800 (вид збоку)

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		10

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.

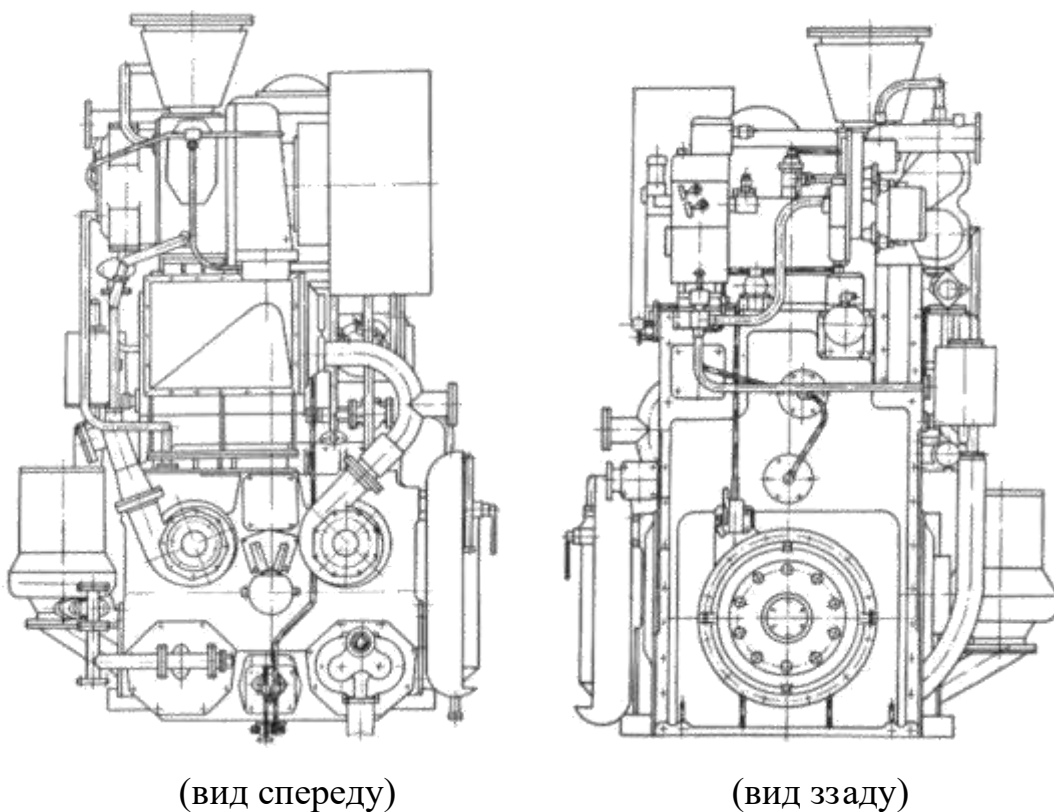


Рис. 1.2 – Дизель-генератор ДГ А-800

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 укритті 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:

$P_e = 850$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 850 \cdot 0.985 = 837.25$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi} = \frac{837.250}{0.850} = 985.000$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{985 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1496.553$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 985.000 \cdot 1.080 = 1063.800$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1063.8 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1616.277$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1063.8 \cdot 1.1 = 1170.18$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1170.18 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1777.905$$

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 1000-750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 850.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

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

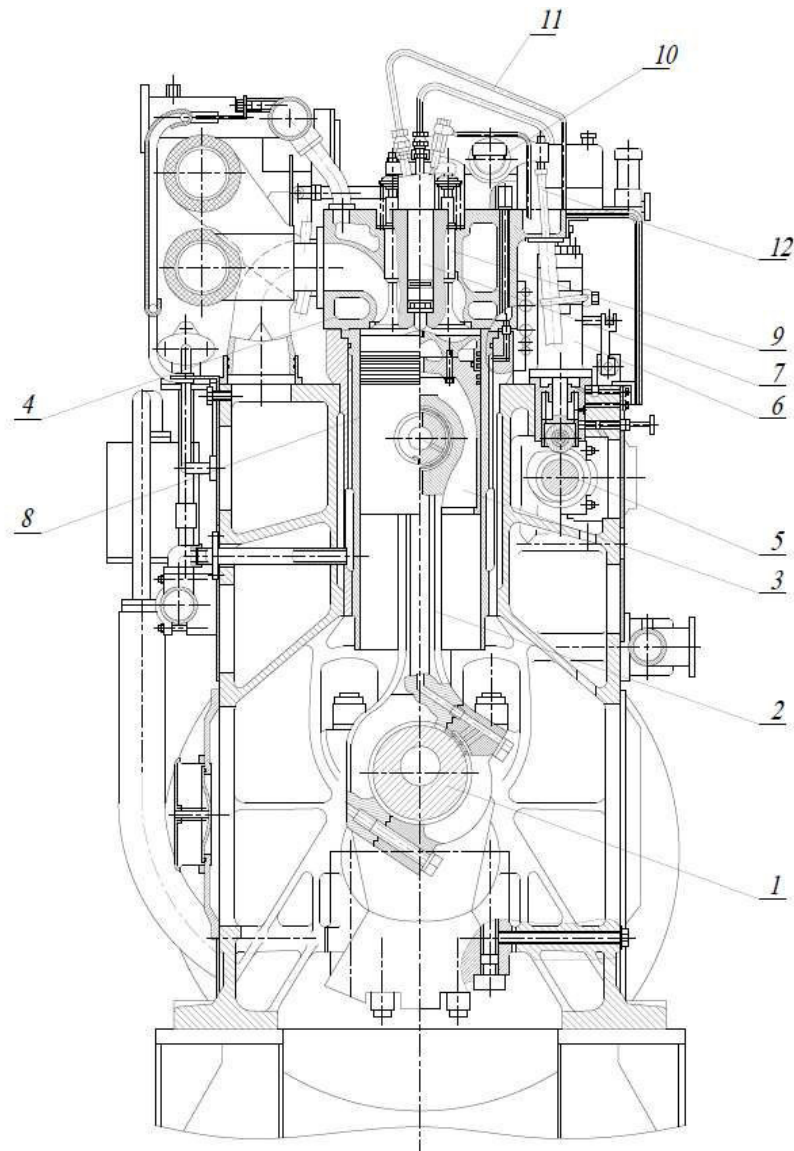


Рис. 1.3 – Поперечний переріз 6ЧН 26/34

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		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.

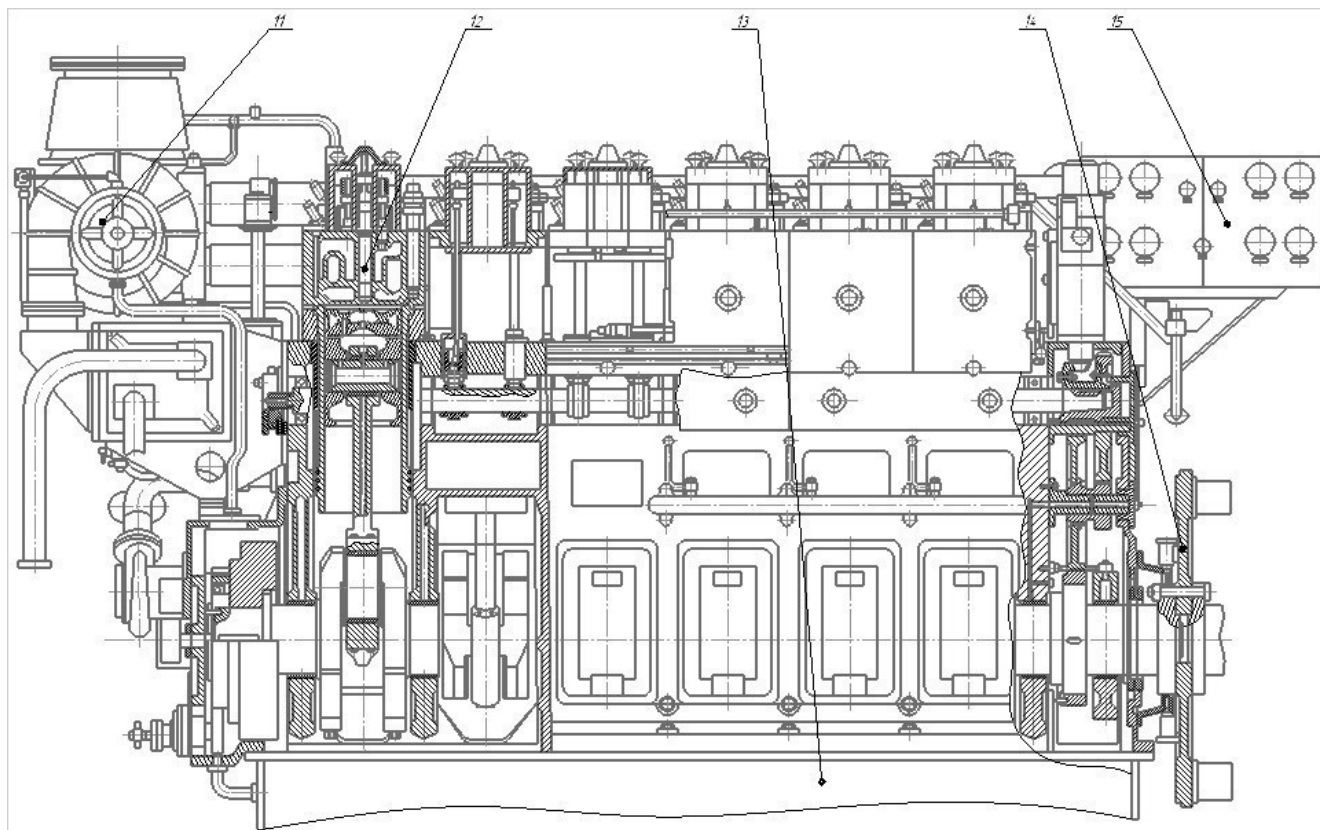


Рис. 1.4 – Повздовжній переріз 6ЧН 26/34

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 блоку 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 осевого 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 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

Маслознімні кільця мають гострі кромки, які під час установлення 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

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

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		18

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.

Форсунка - закрита з багатодирчастим розпилювачем, охолоджуванім 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 редуційним 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, повнопоточний фільтр тонкого очищення подає його до корінних і мотильових підшипників, поршнів, шестерень, підшипників розподільного вала, турбокомпресора і генератора. Для підтримки заданого температурного режиму в системі мастила є регулятор температури масла. Передпускове прокачування масла здійснюється автономним маслососом 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		19

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

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;

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 двигун-генераторна електростанція. Описано особливості будови та експлуатації даної силової 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 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 850$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 12$
Число циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндру двигуна-прототипу, в м	$d_{\text{пр}} = 0.26$
Хід поршня двигуна-прототипу, в м	$s_{\text{пр}} = 0.34$
Коефіцієнт тактності	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку

Тиск наддуву, згідно [1, ст 8] в кПа	$p_B = 205$
Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 1.85$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 15$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$T'_r = 800$
Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_{\text{max}} = 11000$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст 10]	$\xi_z = 0.80$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.95$
Показник політропи стиску агрегату наддуву, згідно [1, ст 10],	$n_K = 1.6$
Середній показник політропи стиску згідно [1, ст 10], для процесів:	
стиску,	$n_1 = 1.361$
розширення	$n_2 = 1.220$

Рідке паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015 наступного складу:

$C_p = 0.87$ - частка вуглецю в рідкому паливі;

$H_p = 0.126$ - частка водню в рідкому паливі;

$O_p = 0.004$ - частка кисню в рідкому паливі;

$S_p = 0$ - частка сірки в рідкому паливі;

$W_p = 0.1$ - частка води в рідкому паливі;

Газове паливо: Природний газ, ДСТУ ISO 13443:2015 наступного складу:

$CH_4 = 98.0$ - об'ємний вміст метану; або $R_{CH_4} = \frac{CH_4}{100} = 0.98$

$C_2H_6 = 0.4$ - об'ємний вміст етану; або $R_{C_2H_6} = \frac{C_2H_6}{100} = 4 \times 10^{-3}$

$C_3H_8 = 0.2$ - об'ємний вміст пропану; або $R_{C_3H_8} = \frac{C_3H_8}{100} = 2 \times 10^{-3}$

$C_4H_{10} = 0.1$ - об'ємний вміст бутану; або $R_{C_4H_{10}} = \frac{C_4H_{10}}{100} = 0.001$

$C_5H_{12} = 0.1$ - об'ємний вміст пентану; або $R_{C_5H_{12}} = \frac{C_5H_{12}}{100} = 0.001$

$CO_2 = 0.2$ - об'ємний вміст двоокису вуглецю; або $R_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} = 0.002$

$CO = 0.0$ - об'ємний вміст чадного газу; або $R_{CO} = \frac{CO}{100} = 0$

$N_2 = 1.0$ - об'ємний вміст азоту; або $R_{N_2} = \frac{N_2}{100} = 0.010$

$O_2 = 0$ - об'ємний вміст кисню; або $R_{O_2} = \frac{O_2}{100} = 0$

$H_2 = 0$ - об'ємний вміст етану; або $R_{H_2} = \frac{H_2}{100} = 0$

$\Delta p_T = 99$ кПа - надлишковий тиск в системі подачі газового палива;

$t_T = 37$ °C - температура газового палива в системі подачі газового палива;

2.1.3 Визначення параметрів палива та робочого тіла

Перевірка матеріального балансу рідкого палива, в частках

$$\Sigma_{p.\Pi} = C_p + H_p + O_p = 0.87 + 0.126 + 4 \times 10^{-3} = 1$$

$$\text{та у \%} \quad \Sigma_{p.\Pi} \cdot 100 = 100$$

Перевірка об'ємного балансу складових компонентів газового палива

$$\Sigma_{k.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 98 \\ 0.4 \\ 0.2 \\ 0.1 \\ 0.1 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.2 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

або

$$\Sigma_{r.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}_2} \\ R_{\text{CO}} \\ R_{\text{N}_2} \\ R_{\text{O}_2} \\ R_{\text{H}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \\ 0.004 \\ 0.002 \\ 0.001 \\ 0.001 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.002 \\ 0 \\ 0.01 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 1$$

Розрахунок матеріального балансу змішаного палива, у %

Задамо частку рідкого палива що подається в циліндр двигуна

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_{\Gamma} = 1$$

де $\delta_p = 0.05$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_p \cdot 100 = 5$

$\delta_{\Gamma} = (1 - \delta_p) = 1 - 0.05 = 0.95$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\Gamma} \cdot 100 = 95$

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_{\Gamma} = 0.05 + 0.95 = 1$$

$$\text{або у \%} \quad \delta_{\text{см}} \cdot 100 = 100$$

Питомий показник співвідношення палива, в кг / кмоль

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

де $B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p$ кг / год - годинна витрата рідкого палива;

$b'_e = 0.220$ кг / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата рідкого палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p = 0.22 \cdot 850 \cdot 0.05 = 9.35$$

$V_e = v'_e \cdot P_e$ нм³ / год - годинна витрата газового палива;

$v'_e = 0.250$ нм³ / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата газового палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$V'_e = v'_e \cdot P_e = 0.25 \cdot 850 = 212.5$$

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 9.35}{212.5} = 0.986$$

Розрахунок нижчої теплоти згоряння палива

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в кДж / кг

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C_p \\ 105.6 \cdot H_p \\ -10.88 \cdot (O_p - S_p) \\ -2.514 \cdot W_p \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Нижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 0.98 \\ 637.3 \cdot 0.4 \\ 912.3 \cdot 0.2 \\ 1186 \cdot 0.1 \\ 1460 \cdot 0.1 \end{pmatrix} = 35805.58$$

Нижча теплота згоряння суміші рідкого та газового палива в кДж / кмоль:

$$Q_{н.см} = Q_{н.р} \cdot q + Q_{н.г} \cdot 22.4 = 42512.38 \cdot 0.99 + 35805.58 \cdot 22.4 = 843945.19$$

2.1.4 Визчення параметрів робочого тіла

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

$$L_{0p} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C_p}{12} + \frac{H_p}{4} - \frac{O_p}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{4 \times 10^{-3}}{32} \right) = 0.495$$

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

$$L_{0Г} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C2H6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C3H8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C4H10} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C5H12} \\ -R_{O2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.98 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.004 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.002 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.001 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0.001 \\ -0 \end{bmatrix} = 9.517$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні газового палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1Г} = 1 + \alpha \cdot L_{0Г} = 1 + 1.85 \cdot 9.517 = 18.606$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні рідкого палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1p} = \alpha \cdot L_{0p} = 1.85 \cdot 0.495 = 0.915$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{205}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 381.656$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{int} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 381.656 - 30 = 351.656$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0Г} \cdot T_{Г}}{1 + \alpha \cdot L_{0Г}}$$

де $T_{Г} = 273 + t_{Г} = 273 + 37 = 310$ К - температура поступаючого газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0Г} \cdot T_{Г}}{1 + \alpha \cdot L_{0Г}} = \frac{351.656 + 1.85 \cdot 9.517 \cdot 310}{1 + 1.85 \cdot 9.517} = 312.239$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі (вибирається з діапазону $\Delta p_{охл} = 3 - 5$ кПа)

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 205 - 3 = 202$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{cm} = \frac{p_{int} + \alpha \cdot L_{0Г} \cdot p_{Г}}{1 + \alpha \cdot L_{0Г}} = \frac{202 + 1.85 \cdot 9.517 \cdot 200.3}{1 + 1.85 \cdot 9.517} = 200.391$$

де $p_{Г} = p_a + \Delta p_{Г} = 101.3 + 99 = 200.3$ кПа - тиск газу в системі подачі;

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 205 = 194.75$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 202 = 216.14$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T'_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{312.239 + 15}{800} \cdot \frac{216.14}{12 \cdot 194.75 - 216.14} = 0.042$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,03...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{T_{cm} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{312.239 \cdot (12 \cdot 194.75 - 216.14)}{(312.239 + 15) \cdot (12 - 1) \cdot 200.391} = 0.918$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,85...0,95)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T'_r}{1 + \gamma_r} = \frac{312.239 + 15 + 0.042 \cdot 800}{1 + 0.042} = 346.158$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.361$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 194.75 \cdot 12^{1.361} = 5731.168$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 346.158 \cdot 12^{1.361 - 1} = 848.905$$

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

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C_p}{12} + \sum \left[\begin{array}{c} (R_{\text{CO}}) \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{array} \right] = 0.986 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \left(\begin{array}{c} 0 \\ 0.98 \\ 2 \cdot 0.004 \\ 3 \cdot 0.002 \\ 4 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.002 \end{array} \right) = 1.084$$

Водяної пари H_2O

$$M_{H_2O} = R_{H_2} + \sum \left[\begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H_p \end{pmatrix} \right] = 0 + \sum \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.98 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.004 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.002 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.986 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.053$$

Кисню O_2

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \left[(\alpha - 1) \cdot L_{0Г} \dots \right] = 0.21 \cdot [(1.85 - 1) \cdot 9.517 + -0.986 \cdot 0.495] = 1.596$$

$$\left[+ -q \cdot L_{0p} \right]$$

Азоту N_2

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0Г} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.85 \cdot 9.517 + 0.01 = 13.919$$

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} \dots = 1.084 + 2.053 + 1.596 + 13.919 = 18.653$$

$$+ M_{O_2} + M_{N_2}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоля газу

$$\Delta M = M_2 - M_{1Г} = 18.653 - 18.606 = 0.047$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_{1Г}} = \frac{18.653}{18.606} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні, $\beta_0 = (1,0..1,016)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.003 + 0.042}{1 + 0.042} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,015)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11000}{5731.168} = 1.919$$

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

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ C_p \cdot C_{V1} \\ H_p \cdot C_{V1} \\ O_p \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \cdot 29.31 \\ 0.004 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.01 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 0.004 \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.666$$

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

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

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

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

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.084}{18.653} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 5.58$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.053}{18.653} = 0.11 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 11.007$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.596}{18.653} = 0.086 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 8.558$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13.919}{18.653} = 0.746 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.621$$

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

$$C''_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2O} \cdot C_{V3} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.058 \cdot 29.31 \\ 0.746 \cdot 20.93 \\ 0.086 \cdot 20.93 \\ 0.11 \cdot 29.31 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 93.38$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$A = \left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} \right] = \frac{0.8 \cdot 843945.194}{1.002 \cdot (1 + 0.042) \cdot (1 + 1.85 \cdot 9.517)} = 34751.493$$

$$B = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.666 \cdot 848.905}{1.002} = 147918.849$$

$$T_z = \frac{(A + B)}{C''_V} = \frac{34751.493 + 147918.849}{93.38} = 1956.214$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800...2300)K$, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.002 \cdot 1.956 \times 10^3}{1.919 \cdot 848.905} = 1.204$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20...1,55)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_{роз} = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p}}{L_{0r}}} = \frac{1.85}{1 + 0.986 \cdot \frac{0.495}{9.517}} = 1.76$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12}{1.204} = 9.971$$

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

$$n_2 = 1.22$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11000}{9.971^{1.22}} = 665.187$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1956.214}{9.971^{1.22-1}} = 1179.495$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1179.495}{\sqrt[3]{\frac{665.187}{216.14}}} = 810.886$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T'_r|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|810.886 - 800|}{810.886} \cdot 100 = 1.342$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta T_r < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{5731.168}{12 - 1} = 521.015$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.919 \cdot (1.204 - 1) = 0.391$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.919 \cdot 1.204}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.971^{1.22 - 1}} \right) = 4.169$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.361 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12^{1.361 - 1}} \right) = 1.641$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 521.015 \cdot (0.391 + 4.169 - 1.641) = 1520.866$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.95 \cdot 1520.866 = 1444.823$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск $p_{mi} = (750 \dots 1100)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{M_{1\Gamma} \cdot p_{mi} \cdot T_{cm}}{\eta_V \cdot Q_{H,cm} \cdot p_{cm}} = 8.314 \cdot \frac{18.606 \cdot 1444.823 \cdot 312.239}{0.918 \cdot 843945.194 \cdot 200.391} = 0.449$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,45 \dots 0,50)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \delta_p = \frac{3600}{0.449 \cdot 42512.38} \cdot 0.05 = 0.009$$

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

$$v_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \delta_\Gamma = \frac{3600}{0.449 \cdot 35805.58} \cdot 0.95 = 0.213$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 750}{30} = 8.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

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

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

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1444.823 - 188.3 = 1256.523$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (750...2200)$ кПа. Отримане значення входить даний діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1256.523}{1444.823} = 0.87$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $\eta_M = (0.84...0.92)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.449 \cdot 0.87 = 0.391$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0.33...0.42)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.213}{0.870} = 0.244$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.009}{0.870} = 0.011$$

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

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.244 \cdot 850 = 207.699$$

Похибка по годинній витраті газового палива, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|207.699 - 212.5|}{207.699} \cdot 100 = 2.312$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta v_e < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.011 \cdot 850 = 9.207$$

Похибка ефективна витрата рідкого палива, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|9.207 - 9.35|}{9.207} \cdot 100 = 1.554$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta v_e < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{850 \cdot 10^3}{1256.523 \cdot 750} = 108.235$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.235}{6} = 18.039$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.039}{\pi \cdot 1.308}} = 259.94$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.308 \cdot 259.94 = 339.922$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{1256.523 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 850.584$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{850.584 + 850}{2} = 850.292$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|850.584 - 850|}{850.292} \cdot 100 = 0.069$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.018}{12 - 1} = 1.641 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.018 + 1.641 \times 10^{-3} = 0.02$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.641 \times 10^{-3} \cdot 1.204 = 1.975 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00164$	$p(0) = 194.75$	$V(180) = 0.01969$	$p(180) = 194.75$
$V(10) = 0.00181$	$p(10) = 194.75$	$V(190) = 0.01959$	$p(190) = 196.135$
$V(20) = 0.00232$	$p(20) = 194.75$	$V(200) = 0.01928$	$p(200) = 200.396$
$V(30) = 0.00314$	$p(30) = 194.75$	$V(210) = 0.01877$	$p(210) = 207.859$
$V(40) = 0.00423$	$p(40) = 194.75$	$V(220) = 0.01806$	$p(220) = 219.122$
$V(50) = 0.00554$	$p(50) = 194.75$	$V(230) = 0.01715$	$p(230) = 235.133$
$V(60) = 0.00702$	$p(60) = 194.75$	$V(240) = 0.01605$	$p(240) = 257.343$
$V(70) = 0.0086$	$p(70) = 194.75$	$V(250) = 0.01477$	$p(250) = 287.964$
$V(80) = 0.01022$	$p(80) = 194.75$	$V(260) = 0.01335$	$p(260) = 330.4$
$V(90) = 0.01182$	$p(90) = 194.75$	$V(270) = 0.01182$	$p(270) = 390.019$
$V(100) = 0.01335$	$p(100) = 194.75$	$V(280) = 0.01022$	$p(280) = 475.513$
$V(110) = 0.01477$	$p(110) = 194.75$	$V(290) = 0.0086$	$p(290) = 601.413$
$V(120) = 0.01605$	$p(120) = 194.75$	$V(300) = 0.00702$	$p(300) = 792.728$
$V(130) = 0.01715$	$p(130) = 194.75$	$V(310) = 0.00554$	$p(310) = 1093.387$
$V(140) = 0.01806$	$p(140) = 194.75$	$V(320) = 0.00423$	$p(320) = 1579.689$
$V(150) = 0.01877$	$p(150) = 194.75$	$V(330) = 0.00314$	$p(330) = 2370.676$
$V(160) = 0.01928$	$p(160) = 194.75$	$V(340) = 0.00232$	$p(340) = 3576.544$
$V(170) = 0.01959$	$p(170) = 194.75$	$V(350) = 0.00181$	$p(350) = 5004.282$

V(360) = 0.00164	p(360) = 5731.168	V(540) = 0.01969	p(540) = 665.187
V(370) = 0.00181	p(370) = 11000	V(550) = 0.01959	p(550) = 216.14
V(380) = 0.00232	p(380) = 9036.083	V(560) = 0.01928	p(560) = 216.14
V(390) = 0.00314	p(390) = 6250.158	V(570) = 0.01877	p(570) = 216.14
V(400) = 0.00423	p(400) = 4343.654	V(580) = 0.01806	p(580) = 216.14
V(410) = 0.00554	p(410) = 3123.291	V(590) = 0.01715	p(590) = 216.14
V(420) = 0.00702	p(420) = 2341.159	V(600) = 0.01605	p(600) = 216.14
V(430) = 0.0086	p(430) = 1827.705	V(610) = 0.01477	p(610) = 216.14
V(440) = 0.01022	p(440) = 1480.69	V(620) = 0.01335	p(620) = 216.14
V(450) = 0.01182	p(450) = 1239.666	V(630) = 0.01182	p(630) = 216.14
V(460) = 0.01335	p(460) = 1068.375	V(640) = 0.01022	p(640) = 216.14
V(470) = 0.01477	p(470) = 944.51	V(650) = 0.0086	p(650) = 216.14
V(480) = 0.01605	p(480) = 853.964	V(660) = 0.00702	p(660) = 216.14
V(490) = 0.01715	p(490) = 787.591	V(670) = 0.00554	p(670) = 216.14
V(500) = 0.01806	p(500) = 739.345	V(680) = 0.00423	p(680) = 216.14
V(510) = 0.01877	p(510) = 705.188	V(690) = 0.00314	p(690) = 216.14
V(520) = 0.01928	p(520) = 682.446	V(700) = 0.00232	p(700) = 216.14
V(530) = 0.01959	p(530) = 669.426	V(710) = 0.00181	p(710) = 216.14

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 27067.238$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.707 \times 10^4}{0.018 \cdot 1 \times 10^3} = 1.499 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.499 \times 10^3 \cdot 0.95 = 1.424 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.445 \times 10^3 + 1.424 \times 10^3}{2} = 1.435 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100 = \frac{|1.445 \times 10^3 - 1.424 \times 10^3|}{1.435 \times 10^3} \cdot 100 = 1.419$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

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

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5731.168 = 6877.402$$

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 11000 = 11000$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 194.75$	$V(\varphi_r) = 1.641 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 194.75$	$V(\varphi_d) = 0.02$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5731.168$	$V(\varphi_c) = 1.641 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11000$	$V(\varphi_z) = 1.643 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 665.187$	$V(\varphi_b) = 0.02$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.921 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.693 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.302 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.026 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 373$	$p(\varphi_{z'}) = 1.1 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.931 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 787.591$	$V(\varphi_{b''}) = 0.017$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 216.14$	$V(\varphi_{r'}) = 8.6 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 194.75$	$V(\varphi_{r''}) = 5.543 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 207.859$	$V(\varphi_{d'}) = 0.019$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.877 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.641 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zd} = 367$	$p_{zd} = 1.1 \times 10^4$	$V(\varphi_{zd}) = 1.725 \times 10^{-3}$

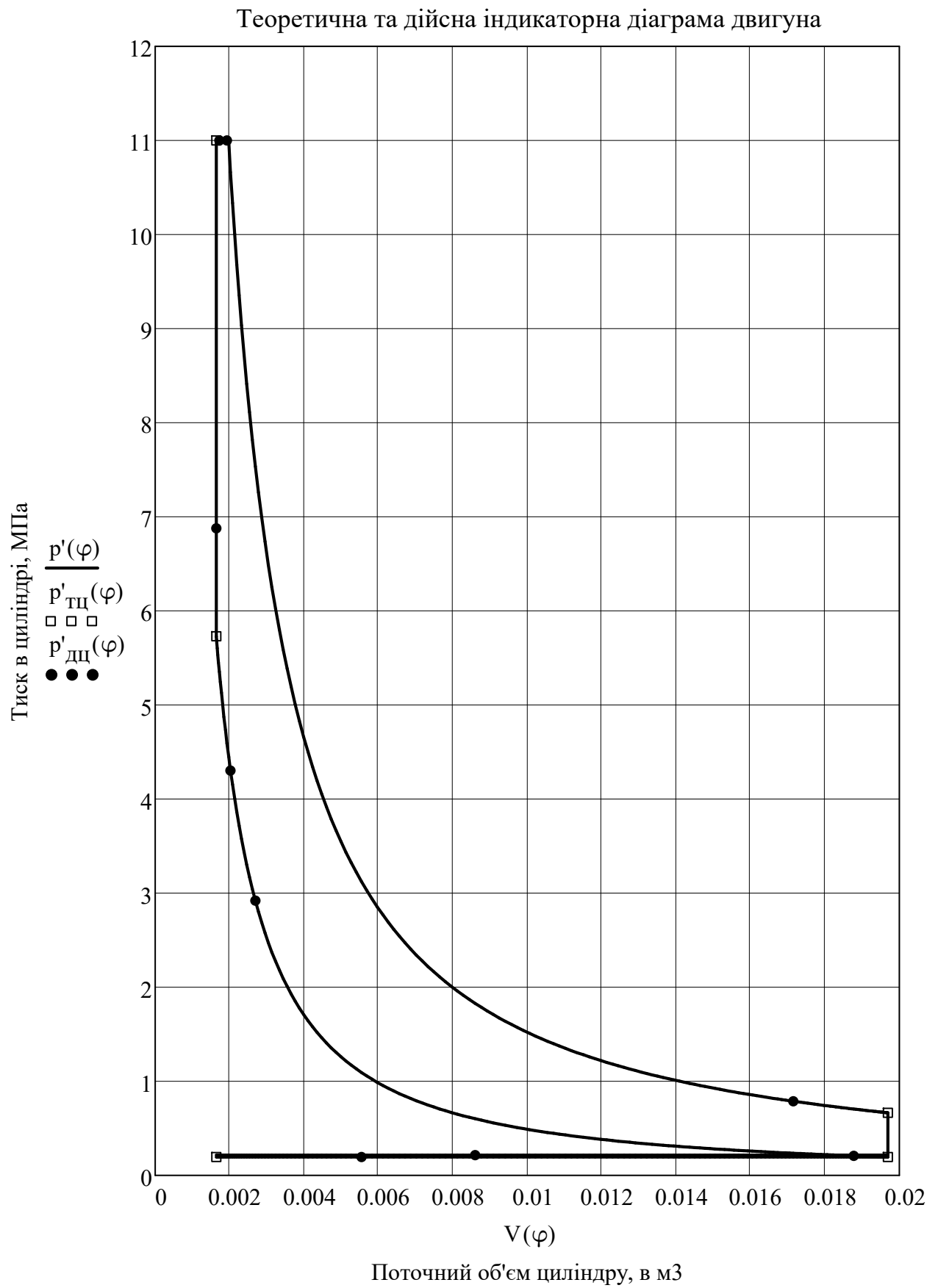


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

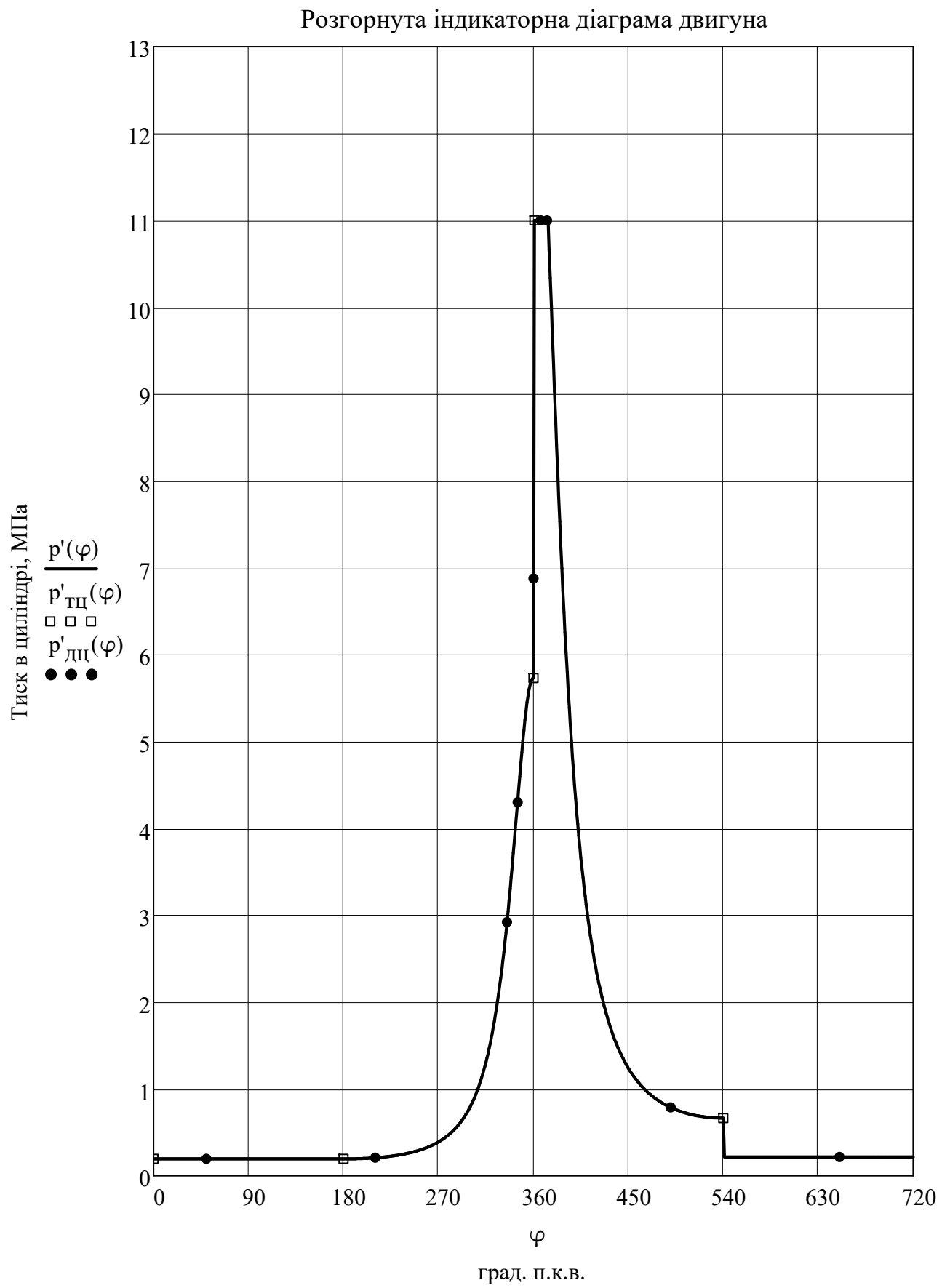


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

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

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

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

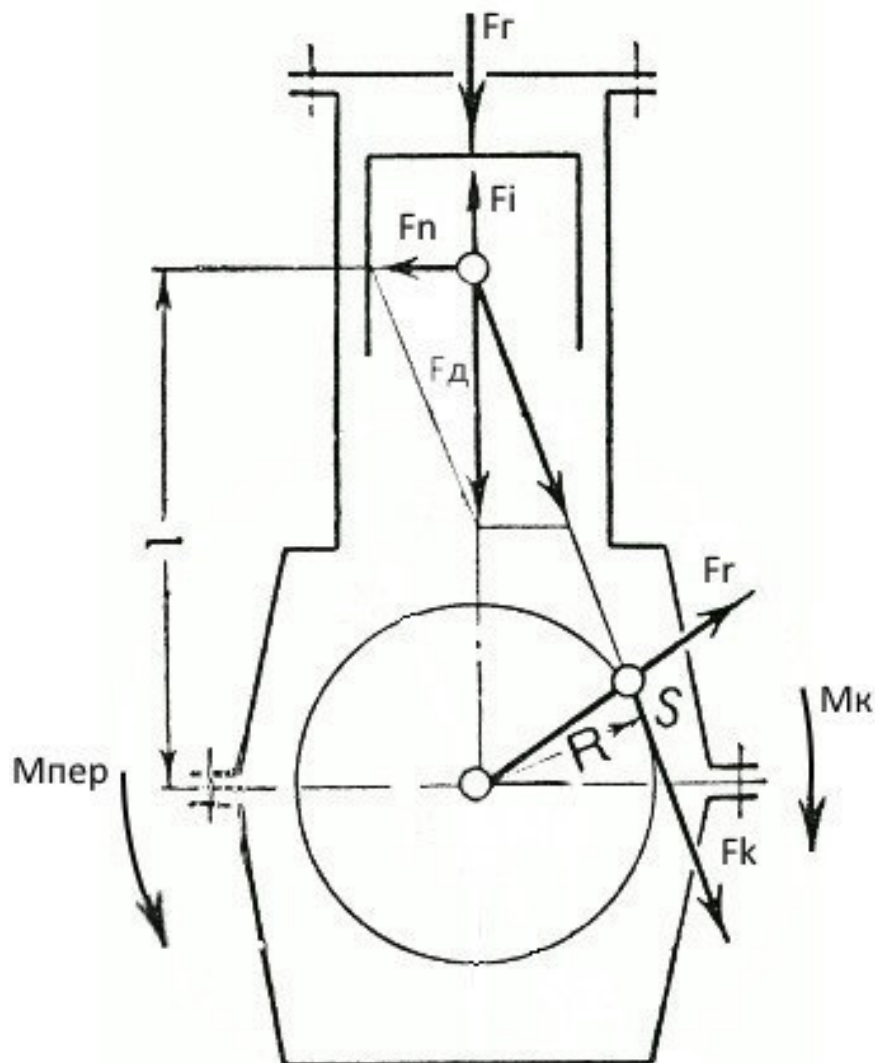


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 48.75$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 63.85$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 48.750 + \frac{1.000}{3.000} \cdot 63.850 = 70.033$$

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

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = 4.962$	$F_i(0) = -92.241$	$F_d(0) = -87.279$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 4.962$	$F_i(30) = -73.001$	$F_d(30) = -68.04$	$M_k(30) = -7.076$
$F_r(60) = 4.962$	$F_i(60) = -27.32$	$F_d(60) = -22.358$	$M_k(60) = -3.724$
$F_r(90) = 4.962$	$F_i(90) = 18.801$	$F_d(90) = 23.762$	$M_k(90) = 4.04$
$F_r(120) = 4.962$	$F_i(120) = 46.12$	$F_d(120) = 51.082$	$M_k(120) = 6.533$
$F_r(150) = 4.962$	$F_i(150) = 54.201$	$F_d(150) = 59.162$	$M_k(150) = 3.905$
$F_r(180) = 4.962$	$F_i(180) = 54.639$	$F_d(180) = 59.601$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 5.658$	$F_i(210) = 54.201$	$F_d(210) = 59.858$	$M_k(210) = -3.951$
$F_r(240) = 8.285$	$F_i(240) = 46.12$	$F_d(240) = 54.405$	$M_k(240) = -6.958$
$F_r(270) = 15.329$	$F_i(270) = 18.801$	$F_d(270) = 34.13$	$M_k(270) = -5.802$
$F_r(300) = 36.71$	$F_i(300) = -27.32$	$F_d(300) = 9.39$	$M_k(300) = -1.564$
$F_r(330) = 120.488$	$F_i(330) = -73.001$	$F_d(330) = 47.486$	$M_k(330) = -4.939$
$F_r(360) = 298.906$	$F_i(360) = -92.241$	$F_d(360) = 206.665$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 326.461$	$F_i(390) = -73.001$	$F_d(390) = 253.459$	$M_k(390) = 26.36$
$F_r(420) = 118.921$	$F_i(420) = -27.32$	$F_d(420) = 91.601$	$M_k(420) = 15.256$
$F_r(450) = 60.439$	$F_i(450) = 18.801$	$F_d(450) = 79.24$	$M_k(450) = 13.471$
$F_r(480) = 39.961$	$F_i(480) = 46.12$	$F_d(480) = 86.082$	$M_k(480) = 11.01$
$F_r(510) = 32.062$	$F_i(510) = 54.201$	$F_d(510) = 86.263$	$M_k(510) = 5.693$
$F_r(540) = 29.938$	$F_i(540) = 54.639$	$F_d(540) = 84.578$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 6.097$	$F_i(570) = 54.201$	$F_d(570) = 60.298$	$M_k(570) = -3.98$
$F_r(600) = 6.097$	$F_i(600) = 46.12$	$F_d(600) = 52.218$	$M_k(600) = -6.679$
$F_r(630) = 6.097$	$F_i(630) = 18.801$	$F_d(630) = 24.898$	$M_k(630) = -4.233$
$F_r(660) = 6.097$	$F_i(660) = -27.32$	$F_d(660) = -21.223$	$M_k(660) = 3.535$
$F_r(690) = 6.097$	$F_i(690) = -73.001$	$F_d(690) = -66.904$	$M_k(690) = 6.958$
$F_r(720) = 6.097$	$F_i(720) = -92.241$	$F_d(720) = -86.144$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -87.279$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -8.781$	$F_r(30) = -54.534$	$F_k(30) = -41.625$	$M_{пер}(30) = 7.076$
$F_n(60) = -5.083$	$F_r(60) = -6.777$	$F_k(60) = -21.904$	$M_{пер}(60) = 3.724$
$F_n(90) = 6.293$	$F_r(90) = -6.293$	$F_k(90) = 23.762$	$M_{пер}(90) = -4.04$
$F_n(120) = 11.614$	$F_r(120) = -35.599$	$F_k(120) = 38.431$	$M_{пер}(120) = -6.533$
$F_n(150) = 7.636$	$F_r(150) = -55.054$	$F_k(150) = 22.969$	$M_{пер}(150) = -3.905$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -59.601$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -7.725$	$F_r(210) = -55.701$	$F_k(210) = -23.239$	$M_{пер}(210) = 3.951$
$F_n(240) = -12.37$	$F_r(240) = -37.915$	$F_k(240) = -40.931$	$M_{пер}(240) = 6.958$
$F_n(270) = -9.038$	$F_r(270) = -9.038$	$F_k(270) = -34.13$	$M_{пер}(270) = 5.802$
$F_n(300) = -2.135$	$F_r(300) = 2.846$	$F_k(300) = -9.2$	$M_{пер}(300) = 1.564$
$F_n(330) = -6.129$	$F_r(330) = 38.06$	$F_k(330) = -29.051$	$M_{пер}(330) = 4.939$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 206.665$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 32.712$	$F_r(390) = 203.146$	$F_k(390) = 155.059$	$M_{пер}(390) = -26.36$
$F_n(420) = 20.826$	$F_r(420) = 27.764$	$F_k(420) = 89.742$	$M_{пер}(420) = -15.256$
$F_n(450) = 20.985$	$F_r(450) = -20.985$	$F_k(450) = 79.24$	$M_{пер}(450) = -13.471$
$F_n(480) = 19.572$	$F_r(480) = -59.99$	$F_k(480) = 64.763$	$M_{пер}(480) = -11.01$
$F_n(510) = 11.133$	$F_r(510) = -80.272$	$F_k(510) = 33.49$	$M_{пер}(510) = -5.693$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -84.578$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -7.782$	$F_r(570) = -56.111$	$F_k(570) = -23.409$	$M_{пер}(570) = 3.98$
$F_n(600) = -11.872$	$F_r(600) = -36.39$	$F_k(600) = -39.286$	$M_{пер}(600) = 6.679$
$F_n(630) = -6.594$	$F_r(630) = -6.594$	$F_k(630) = -24.898$	$M_{пер}(630) = 4.233$
$F_n(660) = 4.825$	$F_r(660) = -6.433$	$F_k(660) = 20.792$	$M_{пер}(660) = -3.535$
$F_n(690) = 8.635$	$F_r(690) = -53.623$	$F_k(690) = 40.93$	$M_{пер}(690) = -6.958$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -86.144$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

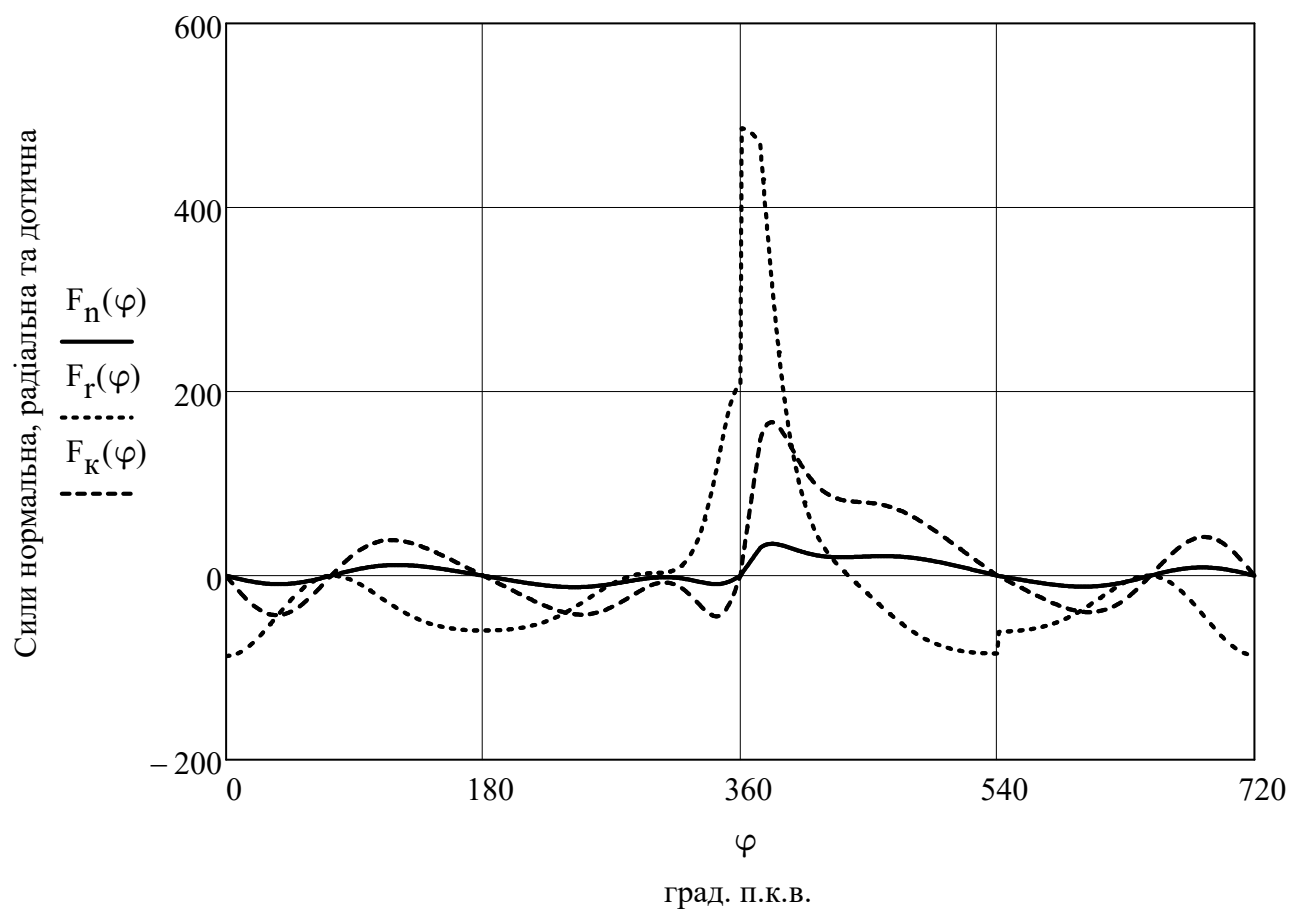
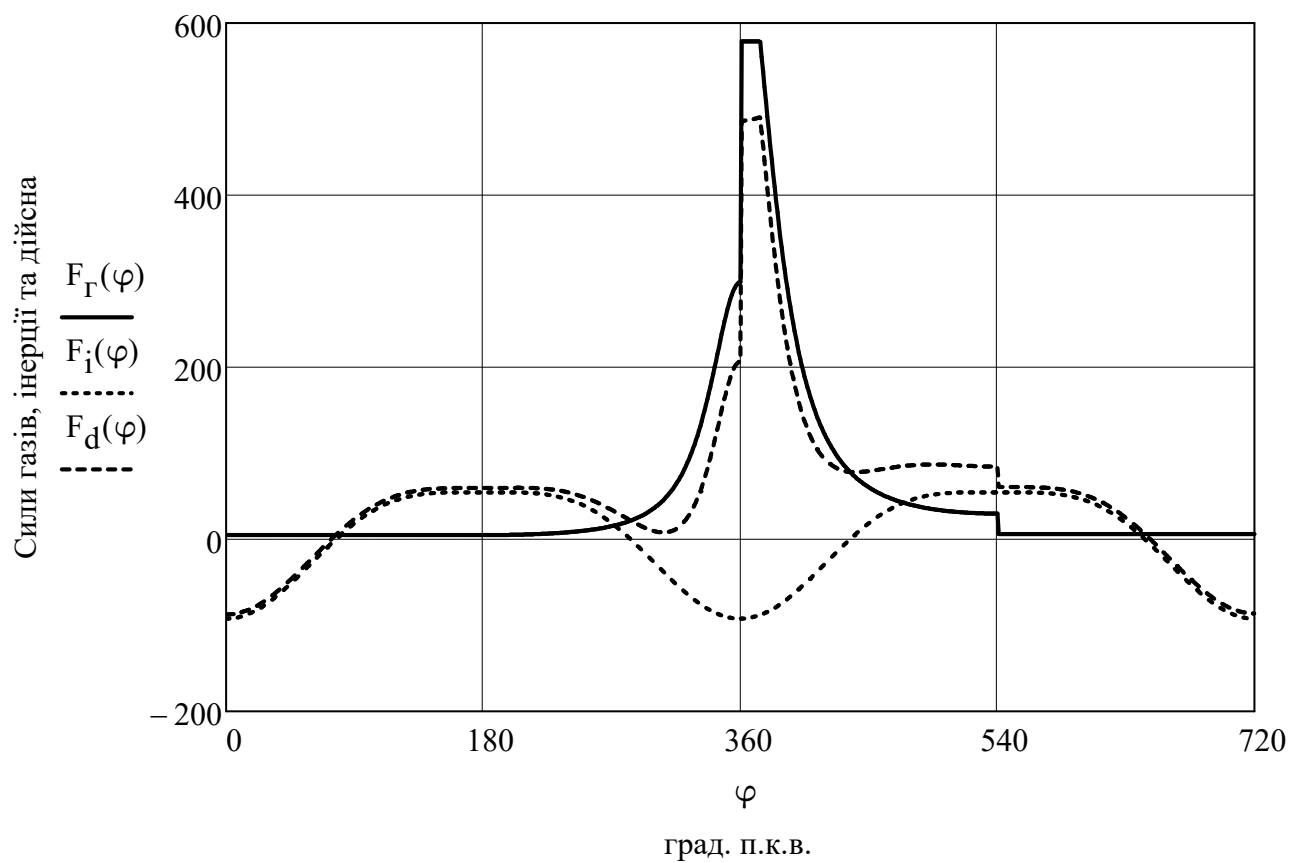


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

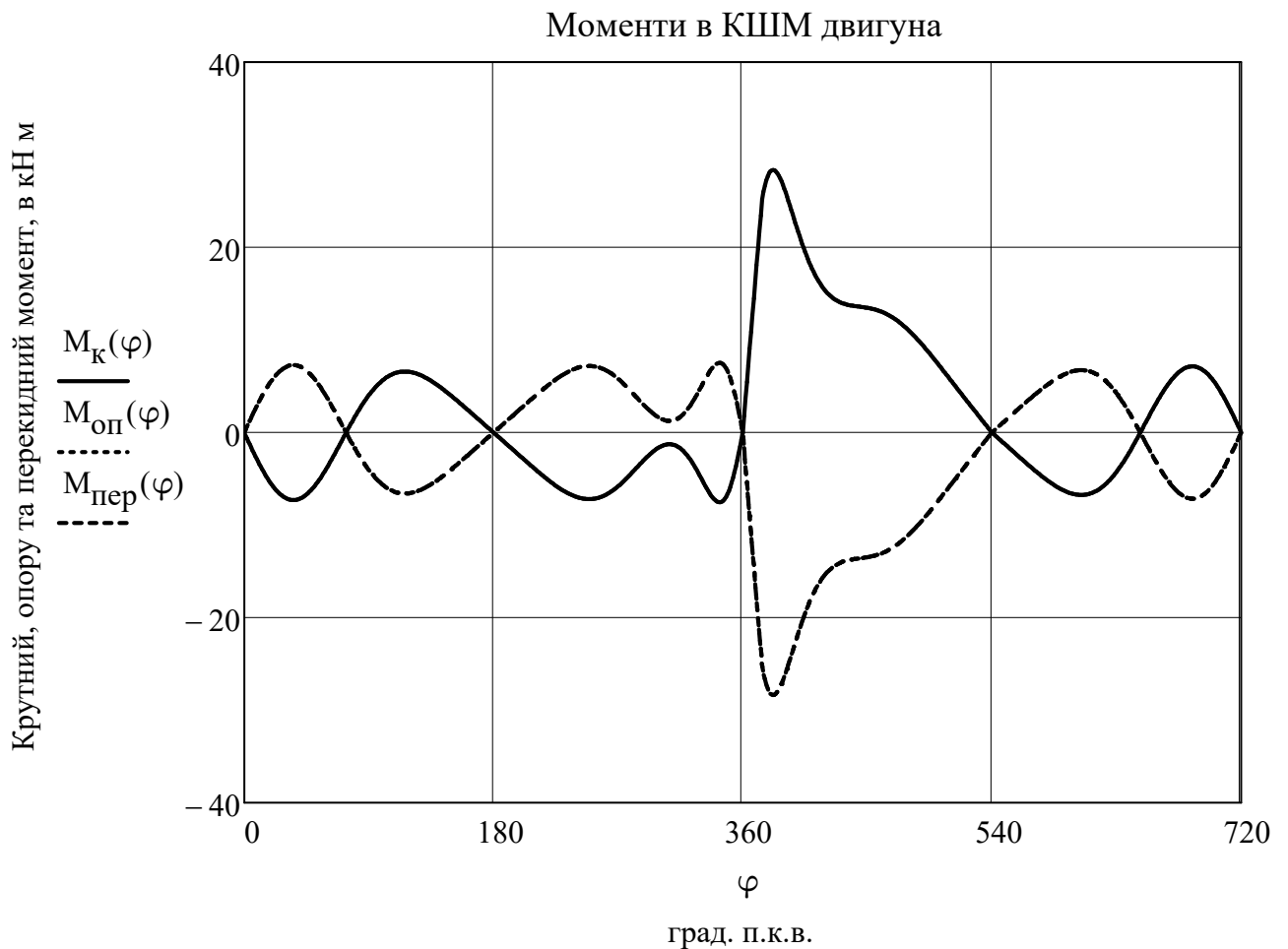


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - 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

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

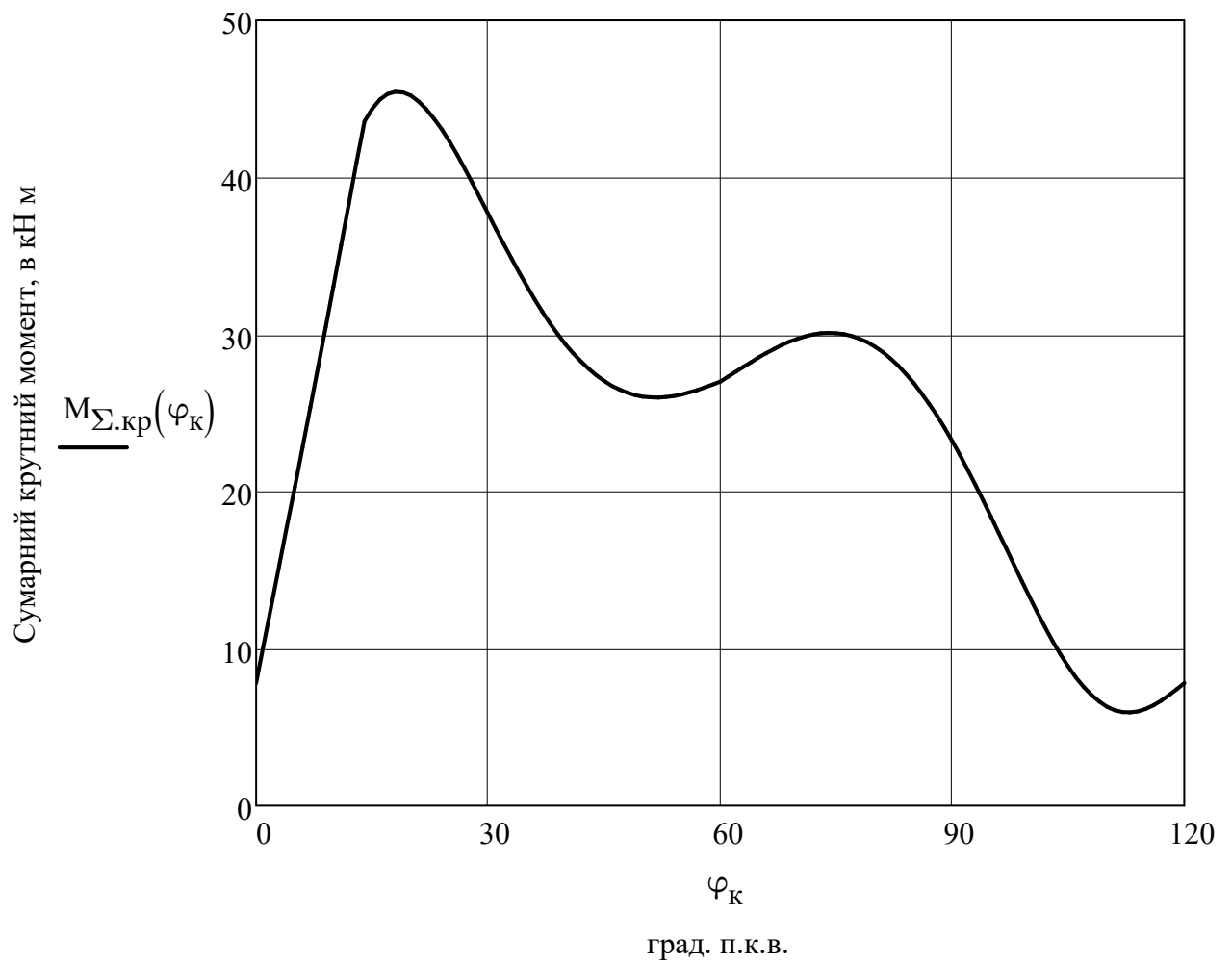


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 7.812$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 38.309$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 29.995$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 43.053$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 27.497$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 32.241$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 17.376$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 26.289$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 7.042$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 27.006$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 7.812$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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 втраги

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

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{н.р} \cdot B_e + Q_{н.г} \cdot V_e}{3.6} = \frac{42512.38 \cdot 9.207 + 35805.58 \cdot 207.699}{3.6} = 2174492.91$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 850 = 850000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{850000}{2174492.91} \cdot 100 = 39.09$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2174492.91 \cdot 0.391 = 850000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{850000 - 850000}{850000} \cdot 100 = -0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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 Дж / с

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

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

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

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

$$Q_W = \sum \begin{pmatrix} -W_{нап} \\ W_{ст} \\ W_{Г.р} \\ W_{вип} \end{pmatrix} \cdot Q_{П} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.12 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 2174492.91 = 369663.795$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в Дж / с

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{П}$$

де $P_{П}$ - потужність тертя поршня; кВт

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

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

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 188.3 = 112.98$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{112.98 \cdot 0.018 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 76.48$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 76.48 = 76480.08$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 369663.795 + 76480.08 = 446143.875$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{446143.875 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.013$$

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 $\Delta p_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи;

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.013 \cdot 98}{0.9} = 1.391$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 1.391 = 1391.316$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 369663.79 + 76480.08 + 1391.32 = 447535.19$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{447535.19}{2174492.91} \cdot 100 = 20.581$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 810.886 - 273 = 537.886$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 346.158 - 273 = 73.158$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 537.886 = 33.647$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 73.158 = 29.133$$

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

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - \delta_p) = 18.653 \cdot 33.647 \cdot 537.886 \cdot (1 - 0.05) = 3.207 \times 10^5$$

$$B = M_{1Г} \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - \delta_p) = 18.606 \cdot 29.133 \cdot 73.158 \cdot (1 - 0.05) = 3.767 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{207.699}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (320702.389 - 37671.507) = 728981.815$$

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

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

де $A = M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_r \cdot \delta_p = 18.653 \cdot 33.647 \cdot 537.886 \cdot 0.05 = 1.688 \times 10^4$

$$B = M_{1p} \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot \delta_p = 0.915 \cdot 29.133 \cdot 73.158 \cdot 0.05 = 97.516$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{9.207}{3.6} \cdot (16879.073 - 97.516) = 42918.531$$

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

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 728981.815 + 42918.531 = 771900.346$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{771900.346}{2174492.91} \cdot 100 = 35.498$$

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

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

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П}$$

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

$$\Delta_{МД} = \frac{P_{М}}{P_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1444.823} \cdot 0.449 = 0.059$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0.059 \cdot 2174492.91 = 127379.272$$

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

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В} = 369663.795 + 127379.272 - 447535.19 = 49507.877$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_M = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

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

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.951 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.567 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.567 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.284$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 3.284 = 3283.713$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 49507.877 + 3283.713 = 52791.589$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{52791.589}{2174492.91} \cdot 100 = 2.428$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 2174492.91 - \sum \begin{pmatrix} 850000 \\ 447535.19 \\ 771900.346 \\ 52791.589 \end{pmatrix} = 52265.784$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{52265.784}{2174492.91} \cdot 100 = 2.404$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2174492.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 850000.0$	$q_{\text{е}} = 39.09$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 771900.3$	$q_{\Gamma} = 35.498$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 447535.2$	$q_{\text{в}} = 20.581$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 52791.6$	$q_{\text{м}} = 2.428$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 52265.8$	$q_{\text{нв}} = 2.404$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 39.1 + 35.5 + 20.6 + 2.4 + 2.4 = 100$$

Сумарний баланс рівняння зовнішнього теплового балансу витримано, що свідчить про правильність виконаних обчислень щодо його окремих компонентів.

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	850,5	6,31
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1150	1256,5	9,26
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,400	0,391	- 2,25
4	Механічний ККД	η_m	-	0,855	0,87	1,75
5	Питома ефективна витрата палива (теплоти)	b_e	Дж/(кВт год)	8967	9209	2,70
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішено завдання щодо збільшення потужності проектного двигуна до рівня 850, що на 50 кВт більше ніж у двигуна-прототипу, при цьому треба зауважити що збільшення потужності відбувається за умови переходу з дизельного циклу на газодизельний. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 50,5 кВт, що більше ніж у прототипу на 6,31%.

Форсування проектного двигуна як правило супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 9,26%. Процес форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, відповідно для досягнення цього може бути реалізовано за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

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

Але для питомої ефективної витрати палива (в тепловому еквіваленті) спостерігається зростання на 2,70 % у порівнянні з прототипом.

Це є наслідком запропонованих заходів щодо переведення двигуна з дизельного робочого циклу на газодизельний. Газове паливо що пропонується в якості основного палива має менше значення нижчої теплоти згоряння, що вимагає в свою чергу збільшення витрати палива для досягнення заданої потужності.

Заміна штатного дизельного на газове палива, та перехід з дизельного на газодизельний робочий прямо вплинуло на ефективність його протікання. Так значення ефективного ККД знизилось на 2,25%. Тим не менш застосування альтернативного газового палива в якості штатного, залишається перспективним напрямком. Запропоноване рішення щодо паливної апаратури забезпечує високі вихідні показники двигуна працюючого по газодизельному робочому циклу.

Запропоновані заходи що переведення двигуна на газ впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті розрахунків отримано зростання для механічного ККД проектного двигуна на рівні 1,75% у порівнянні з прототипом.

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

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити шляхи щодо застосування інших видів альтернативних палив. Дана робота буде присвячена пошуку заходів конвертації дизеля в газодизель.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д.ат.		

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.

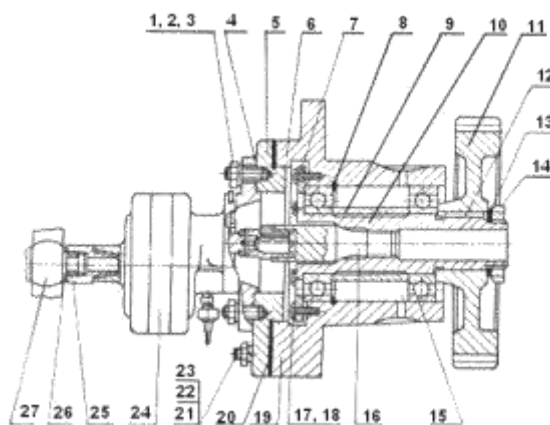


Рис. 3.2 – Паливопідкачувальний насос

- 1 - шпилька М8х20, 2 - пружинна шайба, 3 - шпилька М8х45, 4 - прокладка, 5 - розпірка, 6 - привід паливного насоса, 7 - фланець, 8 - стопорне кільце, 9 - розпірна втулка, 10 - ролик, 11 - провідна шестерня, 12 - ключ, 13 - стопорна шайба, 14 - гайка, 15 - підшипник 208, 16 - ролик, 17 - болт М8х14, 18 - стопорний дріт, 19 - корпус, 20 - прокладка, 21 - гайка, 22

- шайба, 23 - шпилька, 24 - гідравлічний насос МШ-3А, 25 - перехідник, 26 - прокладка, 27 - ніпель.

Паливопідкачувальний 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 і нагнетательний трубопроводи присоединяются к насосу через переходники 25 ніпелями 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 паливопідкачувального 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

Фільтр має два фільтрувальні елементи 2, розташовані в окремих корпусах 1, об'єднаних спільною кришкою 5. Для розділення порожнин брудного і чистого палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється гумовими кільцями 4, які підтиснуті пружиною 13, через тарілку 14. У нижній частині корпусу 1 встановлено сталеву різьбову 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.

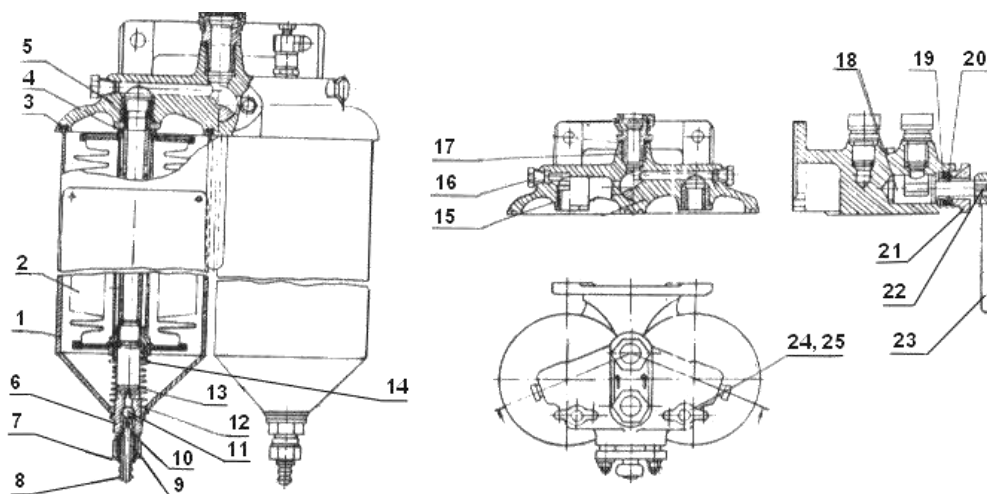


Рис. 3.3 – Паливний фільтр

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 паливopідвідний 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.

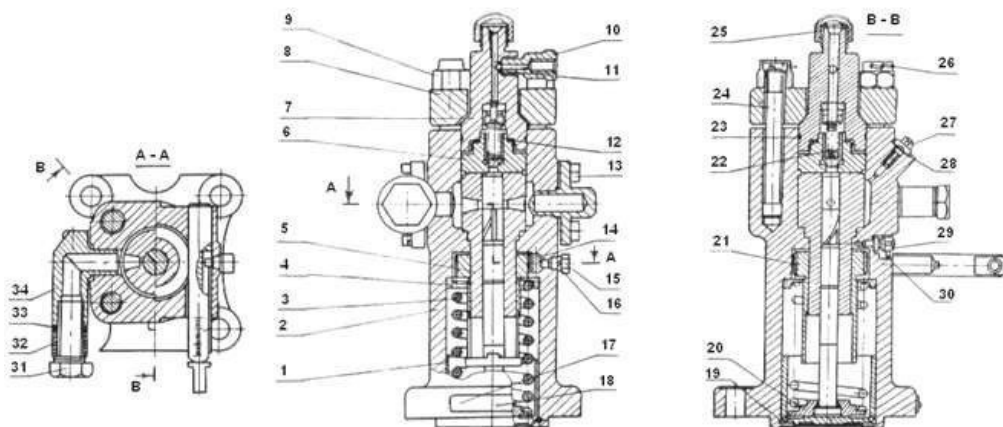


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску

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 М10х25, 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 підтиスカє 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 підтиスカється 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.

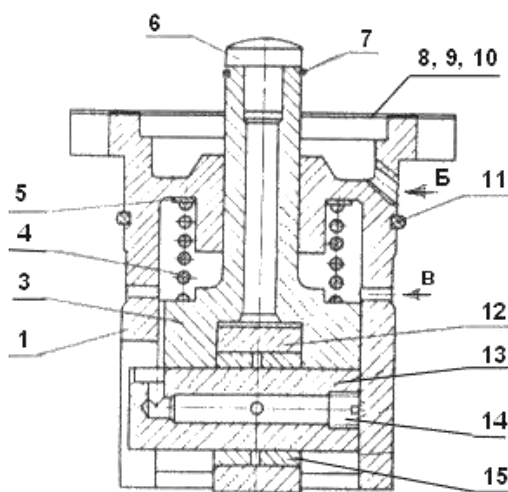


Рис. 3.5 – Привід паливного насосу високого тиску

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.

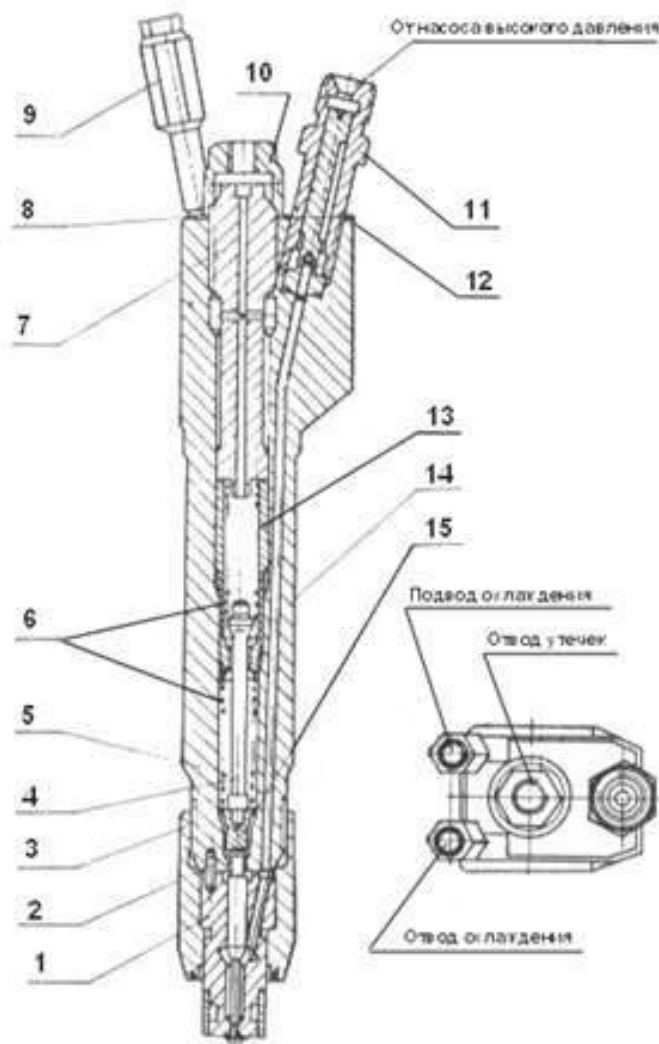


Рис. 3.6 - Форсунка

1 - розпилювач, 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 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						70
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

3.1.2 Пропозиції щодо вдосконалення системи подачі рідкого палива.

Для забезпечення заданої запальної дози палива пропонується встановити на двигуні 6ГЖЧН 26/34 систему подачі рідкого палива з гідравлічним замиканням голки форсунки.

Так на рис. 3.7. приведена принципова схема паливної апаратури з гідравлічним замиканням голки форсунки.

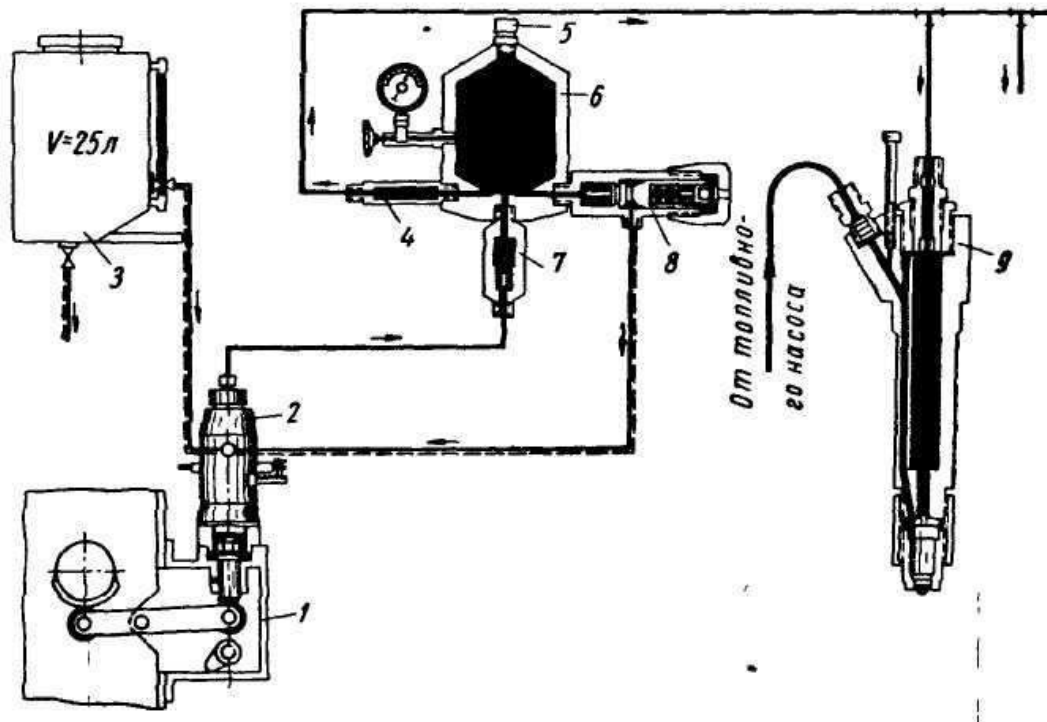


Рис. 3.7 - Принципова схема паливної системи з гідравлічним замиканням голки форсунки.

1 – привід насоса; 2 – насос для закачування гідравлічної суміші; 3 – витратний бак; 4 – щілиний фільтр; 5 – запобіжний клапан; 6 – гідравлічний акумулятор; 7 – зворотний клапан; 8 – перепускний клапан; 9 – форсунка.

Насос високого тиску 2 нагнітає гідравлічну суміш через клапан 7 в гідравлічний акумулятор 6. До форсунок дизеля, уприскуючим паливо в циліндри дизеля звичними шляхами – від власного паливного насоса високого тиску, – гідравлічна суміш подається через щілинний фільтр і, заповнюючи об'єм форсунки

безпосередньо над голкою розпилювача, фактично грає роль гідравлічної пружини.

Тиск в акумуляторі регулюється перепускним клапаном 8, а в аварійному випадку зростання тиску в акумуляторі (при несправності регулювального клапана) в дію вступає запобіжний клапан 5.

Для контролю фактичного тиску гідравлічної рідини акумулятор забезпечений манометром.

До числа недоліків гідрозапорних систем слід віднести:

1. Необхідність додаткового устаткування (насос, перепускний клапан, витратний бак, трубопроводи), що ускладнює конструкцію дизеля.

2. Постійна витрата замикаючої рідини, що згорає разом з паливом, і внаслідок цього необхідність її поповнення.

3. Порушення герметичності системи трубопроводів замикаючої рідини при знятті форсунки з дизеля.

4. Погіршення роботи всіх форсунок у разі розгерметизації трубопроводів замикаючої рідини, що може привести до необхідності зупинки дизеля.

Так дослідження суднового дизеля типа ЗД12 потужністю 300 к. с, обладнаного форсунками, що гідравлічно замикаються, показало, що питома витрата палива на часткових навантаженнях може бути знижена до 5 – 6% при відносному збільшенні максимального тиску згорання на 0,2 – 0,3 МПа.

В процесі роботи форсунок, що гідравлічно замикаються, важливе значення має виток гідравлічної рідини. Проведене дослідження дозволило виявити причини аномального явища зменшення витоків гідравлічної рідини при зниженні навантаження дизеля: зменшення робочого зазору і збільшення вірогідності зависання голок.

Для забезпечення якнайкращих умов при експлуатації дизелів з форсунками, що гідравлічно замикаються, рекомендується цілий ряд практичних заходів. Ці заходи при переході із звичної системи паливовоподачі на систему гідравлічного замикання, зокрема, полягають в збільшенні фактичних зазорів в робочому

сполученні голок з направляючими розпилювачів приблизно до 6 мкм щоб уникнути зависання голок.

Як насоси замикаючої рідини у всіх виконаних гідрозапорних системах застосовуються одноплунжерні насоси, що є найпростішими і надійнішими для підтримки необхідного високого тиску. Продуктивність цих насосів повинна з деяким надлишком компенсувати втрати замикаючої рідини по зазорах між голками форсунок і їх направляючими. Оскільки подача плунжерного насоса є пульсуючою, це може послужити причиною небажаних коливань і появи хвиль тиску в запорній системі. Система забезпечується клапаном для підтримки середнього тиску в запорній системі на заданому рівні. Оскільки за допомогою перепускного клапана як правило не вдається досягти достатнього заспокоєння коливань тиску, в систему у ряді випадків включається гідравлічний акумулятор.

На виконаних установках як замикаюча рідина застосовується, як правило, дизельне паливо, змішане в різних пропорціях з картерним маслом. Масло виконує роль антикорозійного компоненту. Витрачати масло для цієї мети недоцільно. У зв'язку з цим як замикаюча рідина може застосовуватися зневоднене дизельне паливо або паливо з невеликою добавкою інгібітированих антикорозійних мастил (наприклад, мастила «нафтогаз 203В»).

Конструкція форсунки. Основна відмінність форсунки з гідравлічним замиканням голки від звичних закритих форсунок у тому, що механічна пружина голки замінена в ній гідравлічною. У корпусі форсунки слід передбачати достатню місткість порожнини для замикаючої рідини. Паливо в запираючу порожнину повинне підводитися через фільтр високого тиску, оскільки наявність сторонніх частинок в паливі може привести до зависання голки.

Конструкція розпилювача у принципі не відрізняється від конструкції розпилювачів звичних закритих форсунок. На більшості діючих установок використовуються звичні розпилювачі серійного виробництва.

Можна припустити, що будь-який розпилювач, голка якого достатньо приробилася до обмежувача підйому, володіє більшою чи меншою мірою властивостями такого двохдиференціального розпилювача.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		73

Додаткове притирання голки до обмежувача підйому не виправдане економічними перевагами і навряд чи доцільне.

На двигуні 6ГЖЧН 26/34 застосовується паливний насос високого тиску з заводським номером 962Е, який має діаметр плунжера 18мм та хід плунжера 26мм. Проектований двигун 6ГЖЧН 26/34 працює при запальній дозі 5% і має питому витрату на рівні $v_e = 0.011$ кг/(кВт год).

Подача такої мізерної циклової порцій палива насосом 962Е з його діаметром плунжера 18мм не доцільна, так як об'єм стискаемого палива є дуже близьким до об'єму над плунжерного простору при його верхньому положенні. Як наслідок виникнуть проблеми з організацією робочого процесу а саме: між циклова нестабільність подачі палива та пропуски спалахів, що є небажаним явищем особливо для двигуна в якому в якості палива використовується газ.

Виходячи з вище зазначених причин пропонується модернізація ПНВТ та паливної системи в цілому.

Збільшення агрегатної потужності суднових енергетичних установок призводить до істотного зростання теплових і механічних навантажень окремих вузлів і деталей.

Зростання цих навантажень, зокрема, робить помітний вплив на надійність і термін служби розпилювачів, зобов'язуючи знаходити нові шляхи підтримки експлуатаційних показників розпилювачів на достатньому рівні.

Це посилюється необхідністю загального збільшення терміну служби розпилювачів, що є найслабкішим конструктивним елементом дизеля. Існують різні шляхи збільшення терміну служби і надійності розпилювачів, пов'язані з підвищенням до них технічних вимог і застосуванням нових технологічних способів їх виготовлення, пошуком раціональних геометричних форм розпилювачів, випробуванням нових матеріалів і т.д.

Останнім часом особливо актуальні роботи у напрямі застосування в суднових дизелях паливних систем з гідравлічним замиканням голки форсунки. Особливість форсунки, що гідравлічно замикається, – відсутність у неї пружини і штовхача і здійснення запорних функцій розпилювача за допомогою гідравлічної

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						74
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

рідини – дизельного палива, масла або їх суміші, діючих під певним тиском на верхній торець голки. У зв'язку з цим форсунки з гідравлічним запиранням голок володіють рядом переваг:

1. Надійніша робота і більший термін служби розпилювачів форсунок.
2. Відсутність бічних зусиль на направляючій поверхні голки або штовхача унаслідок неточностей виготовлення, складання і перекосу пружини при її стисненні, що забезпечує повну свободу переміщення голки.
3. Стабільна підтримка встановленого тиску початку підйому голки.
4. Зменшення маси рухомих деталей, внаслідок чого ослабляється удар при закритті голки і значно підвищується стійкість ущільнюючого конуса розпилювача.
5. Відсутність витоків палива з форсунки через неповну герметичність пари голка – направляюча голки, унаслідок чого можна допустити значно більше збільшення зазора при експлуатації.
6. Можливість захисту від корозії направляючих поверхонь розпилювача, а також поліпшене змащення голки у разі застосування спеціально підготовленої замикаючої рідини (наприклад, зневодненого палива з домішкою масла). Це пояснюється тим, що в зазорі між голкою і її корпусом встановлюється напрям потоку переважно у бік сопла форсунки, тобто має місце постійна витрата замикаючої рідини. Причина такого напрямку потоку в зазорі полягає у тому, що тиск в порожнині замикання перевищує тиск в порожнині під диференціальним майданчиком голки на протязі приблизно $340 - 350^\circ$ кута повороту розподільного валу і лише в період уприскування палива має місце протилежний напрям перепаду тиску.
7. Ідентичність тиску відкриття голок всіх форсунок, що в свою чергу забезпечує точніше регулювання циліндрів дизеля по дійсному куту випередження і тривалості подачі палива і сприяє зменшенню ступеня нерівномірності подачі по циліндрах.
8. Можливість встановлювати оптимальний тиск відкриття голки форсунки залежно від режиму роботи дизеля.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		75

9. Зниження питомої витрати палива на часткових режимах гвинтової характеристики.

10. Отримання нижчих мінімально стійких чисел оборотів.

За даними деяких організацій такі форсунки помітно збільшують фактичний термін служби розпилювачів, особливо при невисокій якості виготовлення останніх. Моторесурс форсунок з розпилювачами, виготовленими на судоремонтних підприємствах, при гідравлічному замиканні голок зростає приблизно в 2 – 3 рази.

Тому пропонується для штатної форсунки зробити конструктивні зміни, що будуть передбачати видалення пружини та натискної штанги. Конструкція голки також зазнає суттєвих змін з метою забезпечення гідрозапирання.

Сам корпус форсунки та входні штуцери залишаються в штатному виконанні, як і щільовий фільтр.

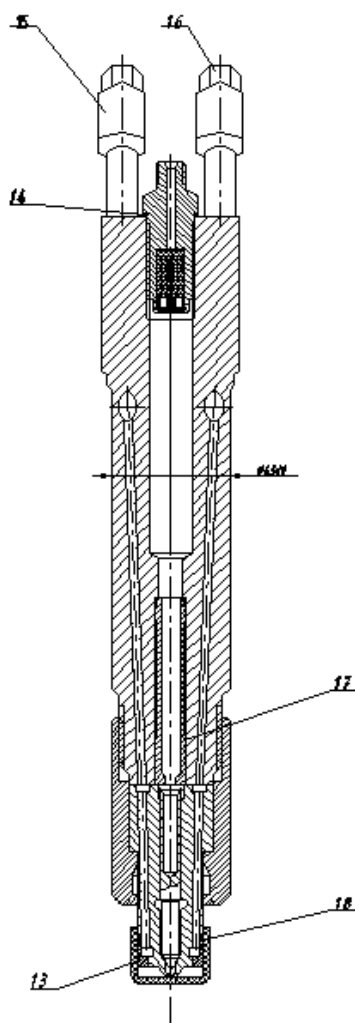


Рис. 3.8 – Форсунка з гідрозапиранням

3.1.3 Призначення та опис системи подачі газового палива.

Газодизелем називають двопаливний двигун, у циліндри якого подається газоповітряна суміш, що запалюється невеликою, так званою "запальною дозою" дизельного палива, яке впорскується через штатні форсунки дизеля.

Особливістю газодизельного циклу є те, що температура самозапалювання газу вища від температури самозапалювання дизельного палива, а оскільки температура в циліндрі двигуна наприкінці такту стиснення нижча від температури самозапалювання газоповітряної суміші, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля так звану "запальну дозу" дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як за дизельним циклом (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклом (на природному газі і дизельному паливі). При цьому величина "запальної дози" дизельного палива може коливатися в межах від 5....7% до 30% від номінальної витрати палива. Слід відзначити, що для надійного запалювання газоповітряної суміші, яка міститься в циліндрах газодизеля, досить 5....7% величини "запальної дози" на усіх швидкісних і навантажувальних режимах. Однак досягти таких значень "запальної дози", не змінюючи конструкції паливної апаратури (ПА), неможливо. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (зменшують діаметр і/чи хід плунжерів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), зменшують площу прохідних отворів форсунок і/чи їхню кількість), то це призводить до того, що газодизель при роботі за дизельним циклом втрачає до 25...40% потужності.

У зв'язку з цим на транспортних газодизелях, установлюваних на вантажні автомобілі й автобуси, "запальна доза" дизельного палива коливається в межах від 15....20% до 25....30%. Такі значення величини "запальної дози" не потребують внесення змін у конструкцію паливної апаратури. Регулювати ПА на більш низькі значення "запальної дози" не рекомендується, оскільки це може призвести до

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		77

пропусків подачі палива по секціях ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Суттєвий вплив на енергетичні й екологічні показники роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності. До них належать: якісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, змінюють кількість газу, що подається в газоповітряний змішувач, змінюючи якість газоповітряної суміші; кількісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газоповітряною заслінкою, встановленою за газоповітряним змішувачем, змінюють кількість газоповітряної суміші, яка подається в циліндри газодизеля; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою і повітряною заслінками, регулюють кількість газу і повітря, які подаються до газоповітряного змішувача; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, регулюють кількість газу, що подається до газоповітряного змішувача, а керуючи газоповітряною заслінкою, регулюють кількість газоповітряної суміші, котра подається в циліндри газодизеля. На практиці використовують різні способи регулювання потужності газодизеля, але найбільш поширений якісний спосіб як найпростіший.

Також для потужних газових двигунів великого об'єму, знаходить широке застосування система внутрішнього сумішоутворення, при якій газ і повітря подають в циліндри двигуна окремо. Змішення ж проходить всередині кожного циліндру або безпосередньо перед циліндром.

Враховуючи особливості вищезгаданих систем подачі палива для застосування за прототип взята система керування співвідношенням повітря паливо.

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Можна застосовувати стандартний редуктор тиску. Такий редуктор повинен мати засоби настройки для збільшення вихідного тиску від 0" до +1" водяного стовпа. Оптимальний вихідний тиск необхідно визначити на попередніх випробуваннях.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		78

Доти поки вихідне значення редуктора нульового тиску залишається таким же, як і вхідний тиск змішувача, СПП буде постійним. Потік газу визначається розмірами отворів дозування газу. На практиці розміри отворів дозування газу визначаються так, щоб вони були злегка більше, ніж що вимагаються теоретично, що дозволяє за допомогою ГНВ налаштувати потік газу в обмеженому діапазоні. Теоретично можливо забезпечити розміри отворів дозування газу такими, щоб покрити весь діапазон теплотворної здатності (наприклад, від пропану до відхідного газу) до тих пір, поки є обмеження потоку газу, яке корегує різницю теплотворної здатності, СПП і густина газу.

Це означає, що основним гвинтом налаштування можна керувати таким чином, що СПП буде регульованим. Керований ГНВ, який програмується картами СПП залежно від навантаження і частоти обертання двигуна і реагує на зміни тиску газу і температури суміші, дає ідеальне СПП на всіх режимах роботи двигуна. На основі вимірювань частоти обертання двигуна, абсолютного тиску у вхідному колекторі, температури суміші і на основі програмованих параметрів, таких як робочий об'єм циліндрів і коефіцієнт заповнення циліндра, можна розрахувати потік суміші. На основі збережених характеристик палива можна також розрахувати потік газу. Після того, як визначені розміри отворів дозування газу, змішувач ідентифікується блоком управління і, виходячи з потоку суміші, може бути обчислено всмоктування вставки Вентурі. Падіння тиску на клапані газу обчислюється залежно від всмоктування вставки Вентурі, падіння тиску на отворах дозування газу, падіння і зміщення тиску на регуляторі нульового тиску. Таким чином, можна обчислити необхідну робочу ділянку клапана газу. Блок управління перетворить цю ділянку в позицію крокового двигуна. Відомо, що двигуни одного сімейства працюють з приблизно однаковими емісією і характеристикою. Таким чином, ніякі додаткові параметри, окрім ділянки отворів дозування газу, не вимагають наладки в блоці управління.

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Необхідно, щоб частота обертання

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		79

Двигун можна налагоджувати і дистанційно, так як інформація про робочу область клапана зберігається в блоці управління, і засоби настройки відключаються. У разі відключення живлення, високий утримуючий момент крокового двигуна оберігає клапан від небажаного переміщення. Вхідний сигнал, що приходить із зовнішньої системи управління, встановлює клапан в положення, відповідне величині вихідного електричного сигналу з системи управління користувача. Як автономна система управління співвідношенням повітря/паливо (СПП). Разом із змішувачем клапан забезпечує ідеальне співвідношення повітря/паливо без додаткової системи управління двигуном і без необхідності присутності фахівців по технічному обслуговуванню.

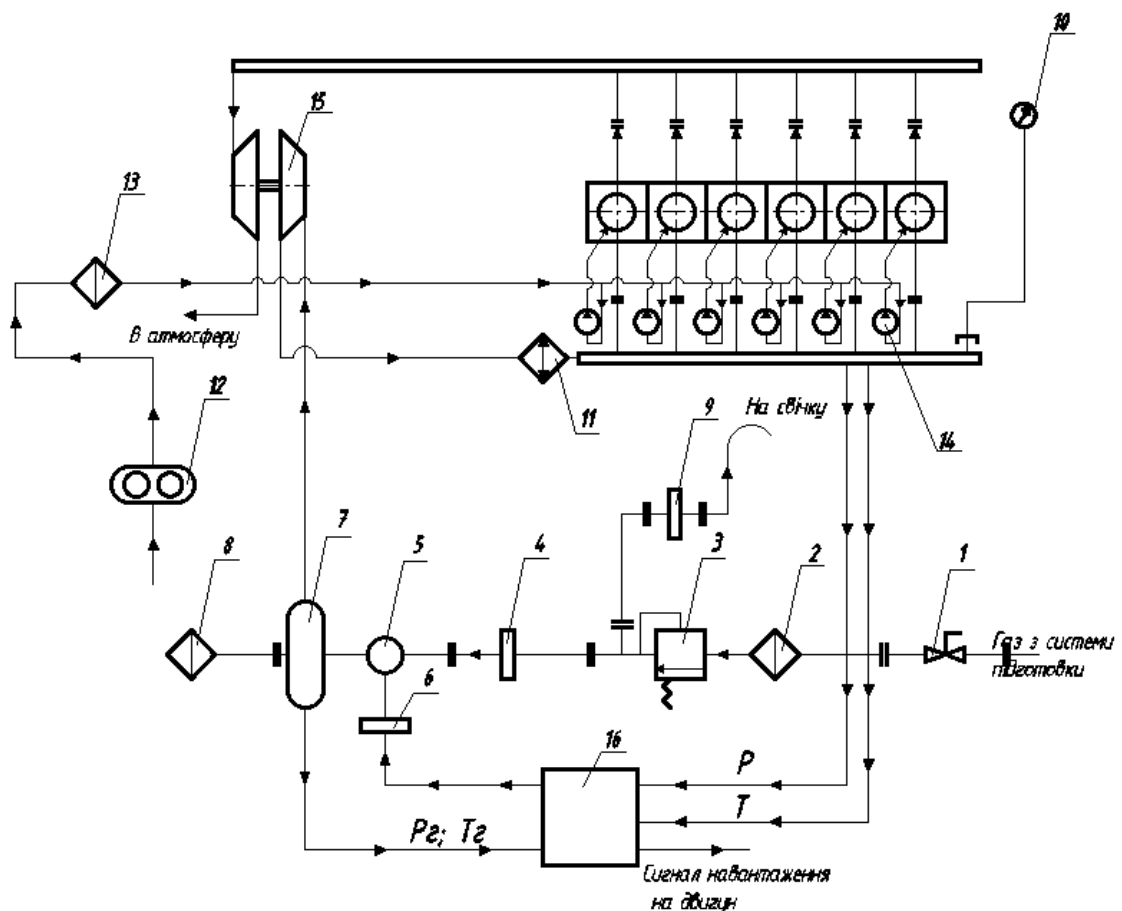


Рис. 3.9 – Схема подачі газового палива

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д. ат.		

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧН 26/34
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 850$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 750$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.220$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

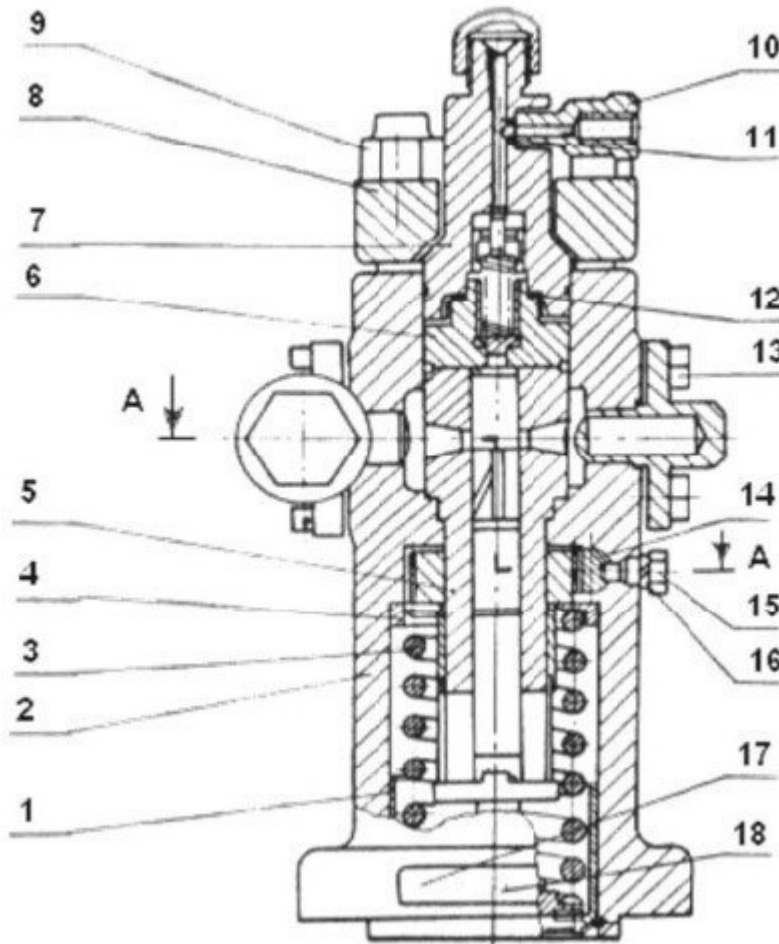


Рис 3.8 - Розрахункова схема ПНВТ

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{850}{6} = 141.667$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

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

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

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

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{141.667 \cdot 0.22}{60 \cdot 375 \cdot 850} = 1.63 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 1.63$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

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

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

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

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 1.63 \times 10^{-6} = 2.119 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 2.119$$

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

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

де $k_2 = 4$ - 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] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 2.119 \times 10^{-6} \cdot 4 = 8.474 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 8.474$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

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

де $k_{sd} = 1.5$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

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

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 8.474 \times 10^{-6}}{1.5 \cdot \pi}} = 0.019$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 19.304$$

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

$$d_{\Pi} = 0.019$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 19$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.019 \cdot 1.5 = 0.029$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 28.5$$

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

$$s_{\Pi} = 0.028$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 28$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p''_c = 6.877$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 11.000$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 750$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 2.119 \times 10^{-6}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 25^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_\phi = 0.85$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 9$ - кількість соплових отворів;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 25^\circ$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{25}{6 \cdot 750} = 5.556 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{6.877 + 11}{2} = 8.938$$

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

$$p_{\Phi} = 120$$

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

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (120 - 8.938) \cdot 10^6} = 511.196$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.85$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{2.119 \times 10^{-6}}{0.85 \cdot 511.196 \cdot 5.556 \times 10^{-3}} = 8.776 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8.776 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 9}} = 3.524 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.352$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.350$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива двигуна 6ЧН 26/34. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено потенційні можливості щодо переходу з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоновано для забезпечення запальної дози рідкого палива замінити штатну систему подачі рідкого палива, на систему з гідравлічним запиранням голки. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи подачі рідкого палива з урахуванням переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання системи подачі запальної дози.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		87

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації двигуна.

Для роботи над цим розділом використано матеріали джерел [6] та [7].

У процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. По характеру впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, що не роблять безпосереднього 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 це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря.

Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		88

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згорання, і вуглекислий газ CO_2 . Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслуговуванні двигуна.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні двигуна:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила.

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

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроту, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		90

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення та вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		91

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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	0,6/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЖЧН 26/34 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 750$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 850$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 850^{0.55}) + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right] = 89,345 \text{ Дб};$$

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ГЖЧН 25/34 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 10200$ кг;

f – частота обертання, $f = 12,5$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 850^{0.55} \cdot \left(\frac{1+850}{10200} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10200}{850}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 91,742 \text{ Дб};$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновки по розділу.

В даному розглянуті проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та зазначено шкідливий вплив токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження. Запропоновано заходи щодо зменшення шкідливого впливу шуму та вібрації на навколишнє середовище. Розглянуто заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		94

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 850 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34 за рахунок вдосконалення паливної системи.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна електростанція на базі прототипу 6ЧН 26/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива прототипу. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено потенційні можливості щодо переходу з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоновано для забезпечення запальної дози рідкого палива замінити штатну систему подачі рідкого палива, на систему з гідравлічним запиранням голки. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи подачі рідкого палива з урахуванням переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. На основі отриманих результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання системи подачі запальної дози.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та зазначено шкідливий вплив токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.63.24.23.ПЗ	Арку
						95
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Д-ат.		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Бондаренко М.І., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 48 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці