

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 820 кВт, за рахунок вдосконалення паливної апаратури.

Прототип 6ЧН 26/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

 Гаврілов О.О.
(підпис)

Керівник роботи:

 Швець І.А.
ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
(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 Гаврілову Олексію Олександровичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 820 кВт, за рахунок вдосконалення паливної апаратури. Прототип 6ЧН 26/34».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 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 при
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

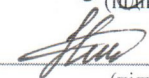
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примі
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24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

Студент


(підпис)

Гаврілов О.О.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції, потужністю 820 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення паливної апаратури.

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 керування величиною подачі циклової порції палива та зазначено проблеми що виникають при цьому. Запропоновано конструктивне рішення електронного керування на базі ШІМ з використанням крокового двигуна що дозволяє здійснювати швидку та адаптивну корекцію циклової порції палива по заданому алгоритму. Визначено геометричні та витратні параметри паливної системи.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, кроковий двигун, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a diesel engine operating as part of a stationary power plant with a capacity of 820 kW, designed on the basis of the 6CHN 26/34 prototype engine, by improving the fuel equipment elements.

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 controlling the amount of fuel supply of the cycle portion are considered and the problems that arise in this case are noted. A constructive solution for electronic control based on PWM using a stepper motor is proposed, which allows for fast and adaptive correction of the cyclic portion of fuel according to a given algorithm. The geometric and flow parameters of the fuel system are determined.

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

Keywords: stationary power plant, diesel engine, duty cycle, fuel system, stepper motor, 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	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	57
3.1. Будова та робота штатної паливної системи	57
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	67
3.3. Висновки по розділу	75
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	76
4.1. Захист навколишнього середовища	76
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	80
4.3 Висновок по розділу	82

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Гаврілов О</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					
						Лист.	Аркуш
							6
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	84
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 26/34	
Додаток 3 Специфікація ПНВТ	

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В енергетичних установках дизельні двигуни мають основне застосування. Незважаючи на досягнуті високі потужнісні та економічні параметри сучасних дизелів, є ряд недоліків, над усуненням яких слід працювати. За статистичними даними понад 80% енергії, що виробляється в світі, припадає на двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Широкі можливості використання ДВЗ у різних галузях техніки (водному та наземному транспорті, на сільськогосподарських і дорожньо-будівельних машинах, у промисловості), подальше вдосконалення їх конструкцій та робочого процесу, свідчать, що в найближчій перспективі вони залишаться основою енергетики всіх галузей народного господарства і будуть визначати подальший прогрес техніки. Все це ставить нові завдання з подальшого прискорення науково-технічного прогресу в двигунобудуванні, підвищення експлуатаційної економічності, поліпшення екологічних характеристик, підвищення надійності.

Значну частину часу дизелі експлуатуються на режимах малих, подач палива і частот обертання. Ефективність експлуатації визначається в першу чергу не параметрами номінального режиму, а якістю процесів паливоподачі, сумішоутворення і згоряння на часткових режимах роботи. Такими вихідними параметрами є паливна економічність і стійкість режиму. Чинники, що викликають незадовільну роботу дизеля цих режимах: 1) нерівномірність розподілу палива циліндрами; 2) зниження тиску впорскування та погіршення якості розпилювання; 3) несприятливий перебіг швидкісних характеристик паливної апаратури; 4) чергування величини циклової подачі, зазвичай, від циклу до циклу до пропусків подачі через цикл.

Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю вирішення стабілізації роботи паливної апаратури при роботі на різних режимах двигуна.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 820 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 керування на різних режимах роботи двигуна. Запропонувати конструкторське рішення щодо покращення керованості роботи дизеля за рахунок введення електронної системи керування подачею палива на базі широтно-імпульсної модуляції (ШИМ). 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 дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність та керованість роботи дизельного двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є проблеми пов'язані з покращенням ефективності дизельного двигуна працюючого в складі стаціонарної електростанції за рахунок вдосконалення конструкції елементів 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 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

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

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

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

З'єднання колінчастого 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).

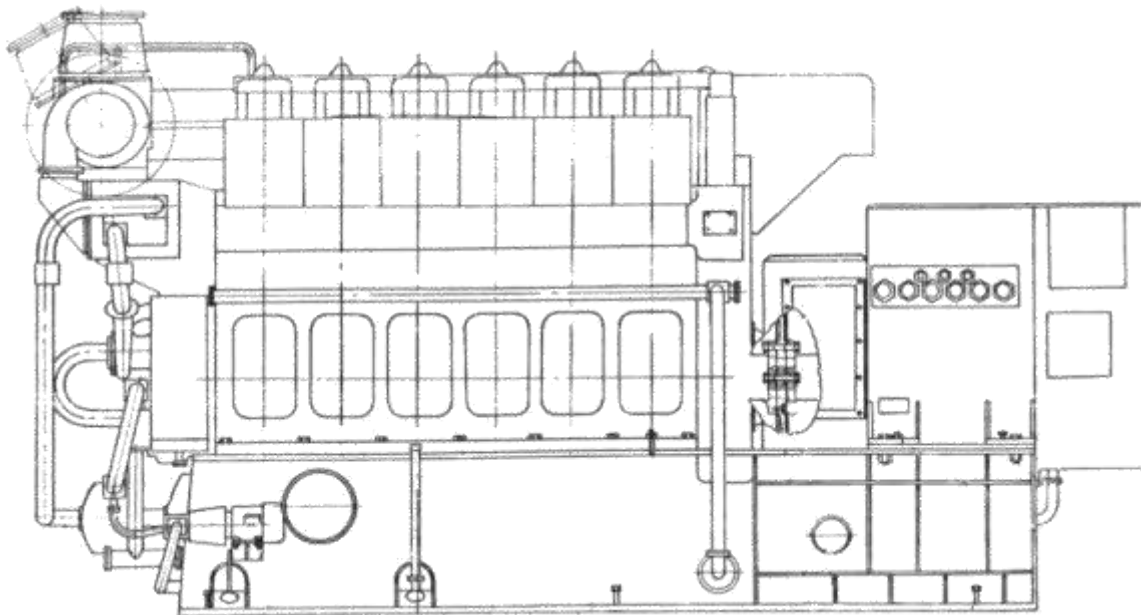


Рис. 1.1 – Дизель-генератор ДГА-800 (вид збоку)

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.

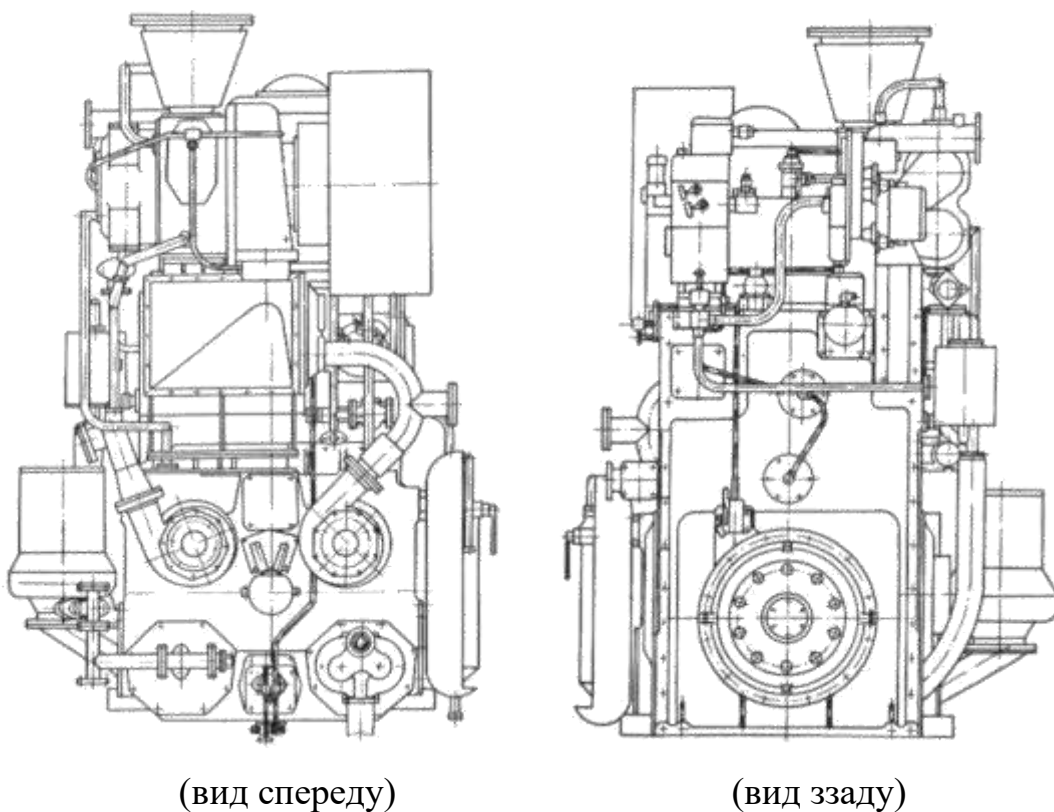


Рис. 1.2 – Дизель-генератор ДГА-800

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

$P_e = 820$ 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 $\eta_{\Pi} = 0.98$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 820 \cdot 0.98 = 803.6$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{803.600}{0.850} = 945.412$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{945.412 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1436.405$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.075$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні I_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 945.412 \cdot 1.075 = 1016.318$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1016.318 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1544.135$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1016.318 \cdot 1.1 = 1117.949$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1117.949 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1698.548$$

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 900-750, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 820.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

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

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

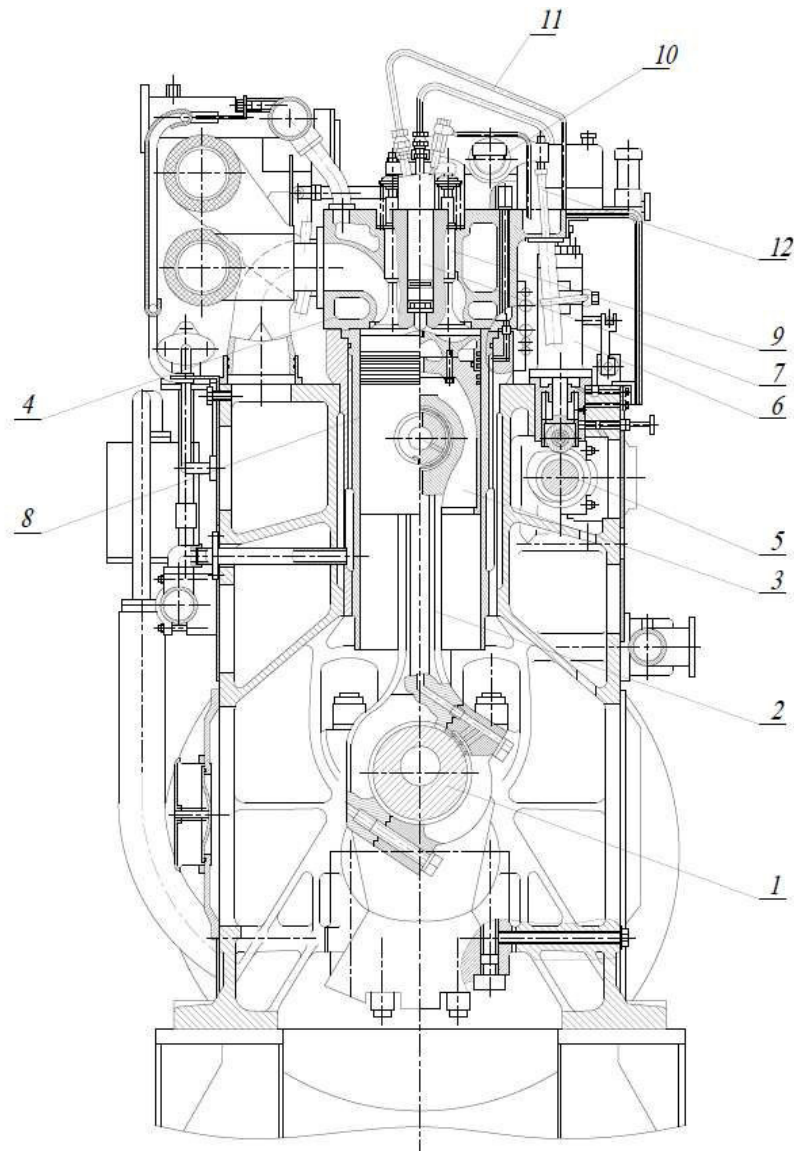


Рис. 1.3 – Поперечний переріз 6ЧН 26/34

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.

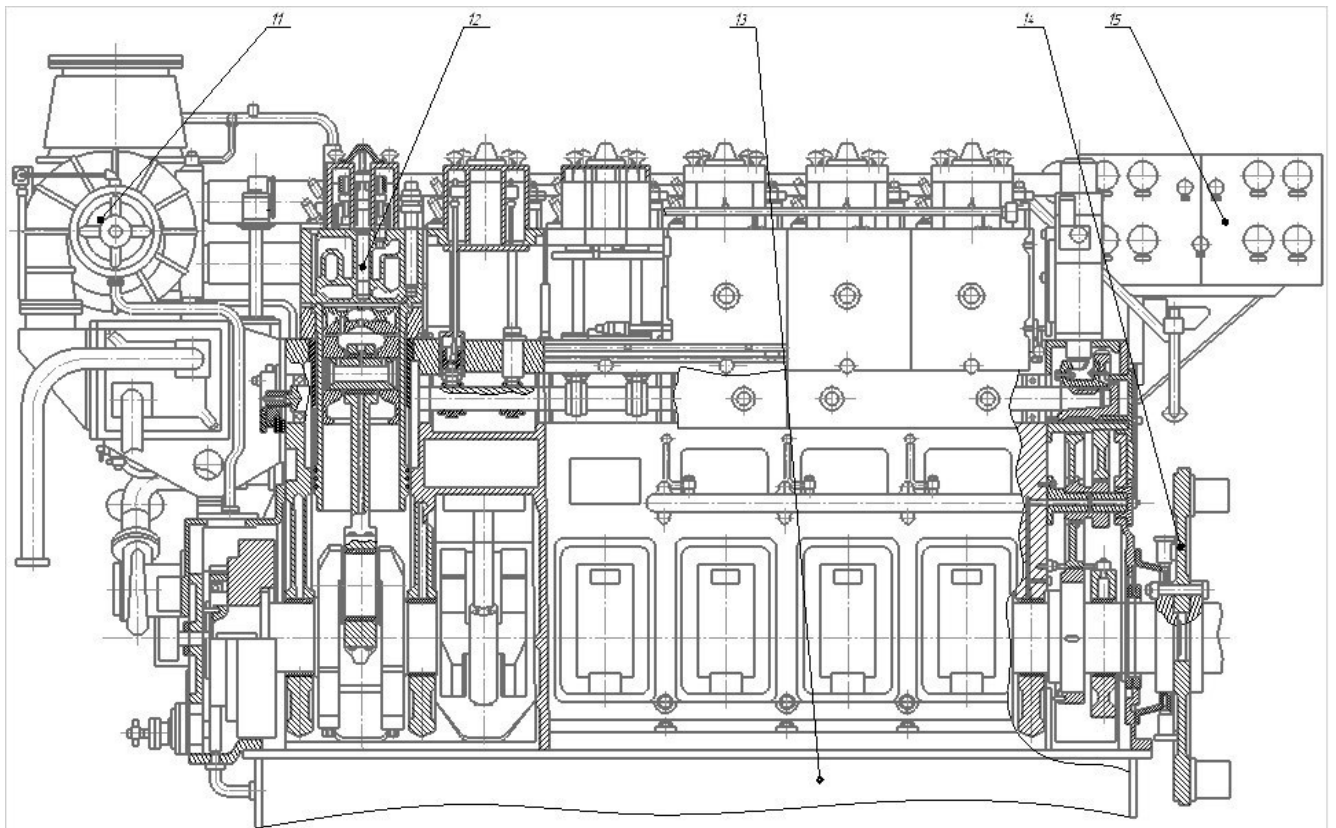


Рис. 1.4 – Повздовжній переріз 6ЧН 26/34

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 блок-картера за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталєалюмінієві, демонтуються без необхідності виймання колінвалу.

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

На гайках нанесені поділki для контролю затягування шатунних болтів.

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

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

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

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

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

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

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

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

Привід паливного насоса високого тиску є окремим від насоса вузлом.

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

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

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

На приладовому щитку дизеля встановлено:

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

- масла до фільтра;

- палива після фільтра;

- циркуляційної води;

- води зовнішнього контуру;

- пускового повітря;

- наддувного повітря;

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

- мастила, що надходить у дизель;

- палива охолодження форсунок.

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

4. тахометр частоти обертання колінчастого валу.

1.3 Висновки по розділу.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 820$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.0$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 195$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 235$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.87$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{195}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 374.6$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 374.6 - 40 = 334.6$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 195 - 3 = 192$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 195 = 179.4$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{235}{12.5 \cdot 179.4 - 235} = 0.044$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 324.1$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{179.4}{195} \cdot \frac{334.565}{324.1 \cdot (1 + 0.044)} = 0.988$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,99)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{192 \cdot 10^3}{287 \cdot 334.565} = 2$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 2 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.795$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 179.4 \cdot 12.5^{1.376} = 5796.564$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 324.1 \cdot 12.5^{1.38-1} = 837.76$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 837.755 = 22.09$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірку;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2 \cdot 0.495 = 0.989$$

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2 - 1) \cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2 \cdot 0.495 = 0.781$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.104 \\ 0.781 \end{pmatrix} = 1.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

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

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.044}{1.000 + 0.044} = 1.032$$

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

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.104 \cdot 23.3 \\ 0.781 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1039 \cdot 0.0015 \\ 0.7814 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 5796.564 = 8694.846$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03177 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.49$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.87 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.044)} = 3.575 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.09 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 837.755 = 2.895 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35751.912 + 28953.653 = 64705.564$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.49^2 + 4 \cdot 1.84 \times 10^{-3} \cdot 6.471 \times 10^4 = 1.532 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.49 + \sqrt{1531.933}}{2 \cdot 0.002} = 1806.658$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.807 \times 10^3}{1.5 \cdot 837.755} = 1.483$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.483}{12.5} = 0.119 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.867$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.483} = 8.427$$

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

$$n_2 = 1.216$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8694.846}{8.427^{1.216}} = 651.115$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1806.658}{8.427^{1.216-1}} = 1140.074$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1140.074}{\sqrt[3]{\frac{651.115}{235}}} = 811.714$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 811.714|}{800} \cdot 100 = 1.464 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.483 - 1) = 0.725$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.483}{1.216 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.427^{1.216 - 1}} \right) = 3.801$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5796.564}{12.5 - 1} \cdot [0.725 + (3.801 - 1.631)] = 1459.268$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1459.268 = 1400.897$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1400.897}{0.988 \cdot 42447.806 \cdot 2} = 0.478$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.478 \cdot 42447.806} = 0.177$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

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

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

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1400.897 - 188.3 = 1212.597$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1212.597}{1400.897} = 0.866$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.478 \cdot 0.866 = 0.414$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.414 \cdot 42447.806} = 0.205$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.205 \cdot 820 = 168.041$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{820 \cdot 10^3}{1212.597 \cdot 750} = 108.197$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.197}{6} = 18.033$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.033}{\pi \cdot 1.308}} = 259.91$$

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

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.308 \cdot 259.91 = 339.883$$

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

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 260 \text{ мм}$$

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

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

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

Літраж двигуна, в л

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

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1212.597 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 820.849$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{820.849 + 820}{2} = 820.425$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|820.849 - 820|}{820.425} \cdot 100 = 0.104 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

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

Повний об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.57 \times 10^{-3} \cdot 1.483 = 2.328 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

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

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00157$	$p(0) = 179.4$	$V(180) = 0.01962$	$p(180) = 179.4$
$V(10) = 0.00174$	$p(10) = 179.4$	$V(190) = 0.01952$	$p(190) = 180.695$
$V(20) = 0.00225$	$p(20) = 179.4$	$V(200) = 0.01921$	$p(200) = 184.678$
$V(30) = 0.00307$	$p(30) = 179.4$	$V(210) = 0.0187$	$p(210) = 191.661$
$V(40) = 0.00416$	$p(40) = 179.4$	$V(220) = 0.01799$	$p(220) = 202.205$
$V(50) = 0.00547$	$p(50) = 179.4$	$V(230) = 0.01708$	$p(230) = 217.212$
$V(60) = 0.00695$	$p(60) = 179.4$	$V(240) = 0.01597$	$p(240) = 238.06$
$V(70) = 0.00853$	$p(70) = 179.4$	$V(250) = 0.0147$	$p(250) = 266.857$
$V(80) = 0.01015$	$p(80) = 179.4$	$V(260) = 0.01328$	$p(260) = 306.865$
$V(90) = 0.01175$	$p(90) = 179.4$	$V(270) = 0.01175$	$p(270) = 363.248$
$V(100) = 0.01328$	$p(100) = 179.4$	$V(280) = 0.01015$	$p(280) = 444.424$
$V(110) = 0.0147$	$p(110) = 179.4$	$V(290) = 0.00853$	$p(290) = 564.578$
$V(120) = 0.01597$	$p(120) = 179.4$	$V(300) = 0.00695$	$p(300) = 748.383$
$V(130) = 0.01708$	$p(130) = 179.4$	$V(310) = 0.00547$	$p(310) = 1039.8$
$V(140) = 0.01799$	$p(140) = 179.4$	$V(320) = 0.00416$	$p(320) = 1516.815$
$V(150) = 0.0187$	$p(150) = 179.4$	$V(330) = 0.00307$	$p(330) = 2305.421$
$V(160) = 0.01921$	$p(160) = 179.4$	$V(340) = 0.00225$	$p(340) = 3533.727$
$V(170) = 0.01952$	$p(170) = 179.4$	$V(350) = 0.00174$	$p(350) = 5023.996$
$V(360) = 0.00157$	$p(360) = 5796.564$	$V(540) = 0.01962$	$p(540) = 651.115$
$V(370) = 0.00174$	$p(370) = 8694.846$	$V(550) = 0.01952$	$p(550) = 235$
$V(380) = 0.00225$	$p(380) = 8694.846$	$V(560) = 0.01921$	$p(560) = 235$

V(390) = 0.00307	p(390) = 6217.853	V(570) = 0.0187	p(570) = 235
V(400) = 0.00416	p(400) = 4295.014	V(580) = 0.01799	p(580) = 235
V(410) = 0.00547	p(410) = 3076.447	V(590) = 0.01708	p(590) = 235
V(420) = 0.00695	p(420) = 2300.547	V(600) = 0.01597	p(600) = 235
V(430) = 0.00853	p(430) = 1793.346	V(610) = 0.0147	p(610) = 235
V(440) = 0.01015	p(440) = 1451.517	V(620) = 0.01328	p(620) = 235
V(450) = 0.01175	p(450) = 1214.542	V(630) = 0.01175	p(630) = 235
V(460) = 0.01328	p(460) = 1046.346	V(640) = 0.01015	p(640) = 235
V(470) = 0.0147	p(470) = 924.828	V(650) = 0.00853	p(650) = 235
V(480) = 0.01597	p(480) = 836.055	V(660) = 0.00695	p(660) = 235
V(490) = 0.01708	p(490) = 771.01	V(670) = 0.00547	p(670) = 235
V(500) = 0.01799	p(500) = 723.744	V(680) = 0.00416	p(680) = 235
V(510) = 0.0187	p(510) = 690.288	V(690) = 0.00307	p(690) = 235
V(520) = 0.01921	p(520) = 668.016	V(700) = 0.00225	p(700) = 235
V(530) = 0.01952	p(530) = 655.267	V(710) = 0.00174	p(710) = 235

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 25337.44$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.534 \times 10^4}{0.018 \cdot 1 \times 10^3} = 1.404 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.404 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.347 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.401 \times 10^3 - 1.347 \times 10^3|}{1.401 \times 10^3 + 1.347 \times 10^3} \cdot 100 = 3.888$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$r' = 50^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.797 \times 10^3 = 6.956 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 8.695 \times 10^3 = 8.695 \times 10^3$$

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

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 179.4$	$V(\varphi_r) = 1.57 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 179.4$	$V(\varphi_d) = 0.02$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5796.564$	$V(\varphi_c) = 1.57 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8694.846$	$V(\varphi_z) = 1.571 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 651.115$	$V(\varphi_b) = 0.02$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.862 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.622 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.287 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.955 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 381$	$p(\varphi_{z'}) = 8.695 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.318 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 771.01$	$V(\varphi_{b''}) = 0.017$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 670$	$p(\varphi_{r'}) = 235$	$V(\varphi_{r'}) = 5.472 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 179.4$	$V(\varphi_{r''}) = 5.472 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 191.661$	$V(\varphi_{d'}) = 0.019$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.956 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.57 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 371$	$p_{zд} = 8.695 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.778 \times 10^{-3}$

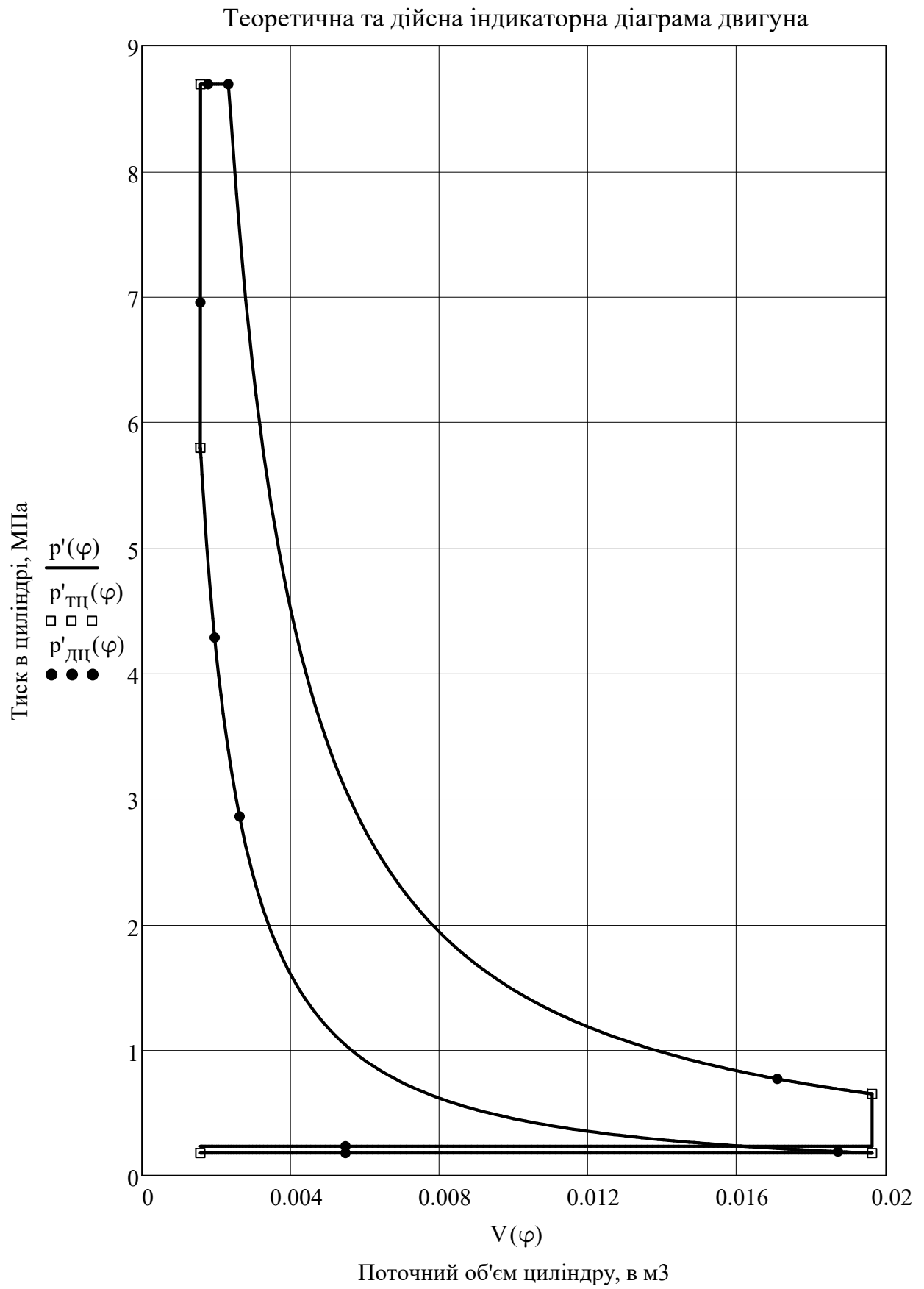


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

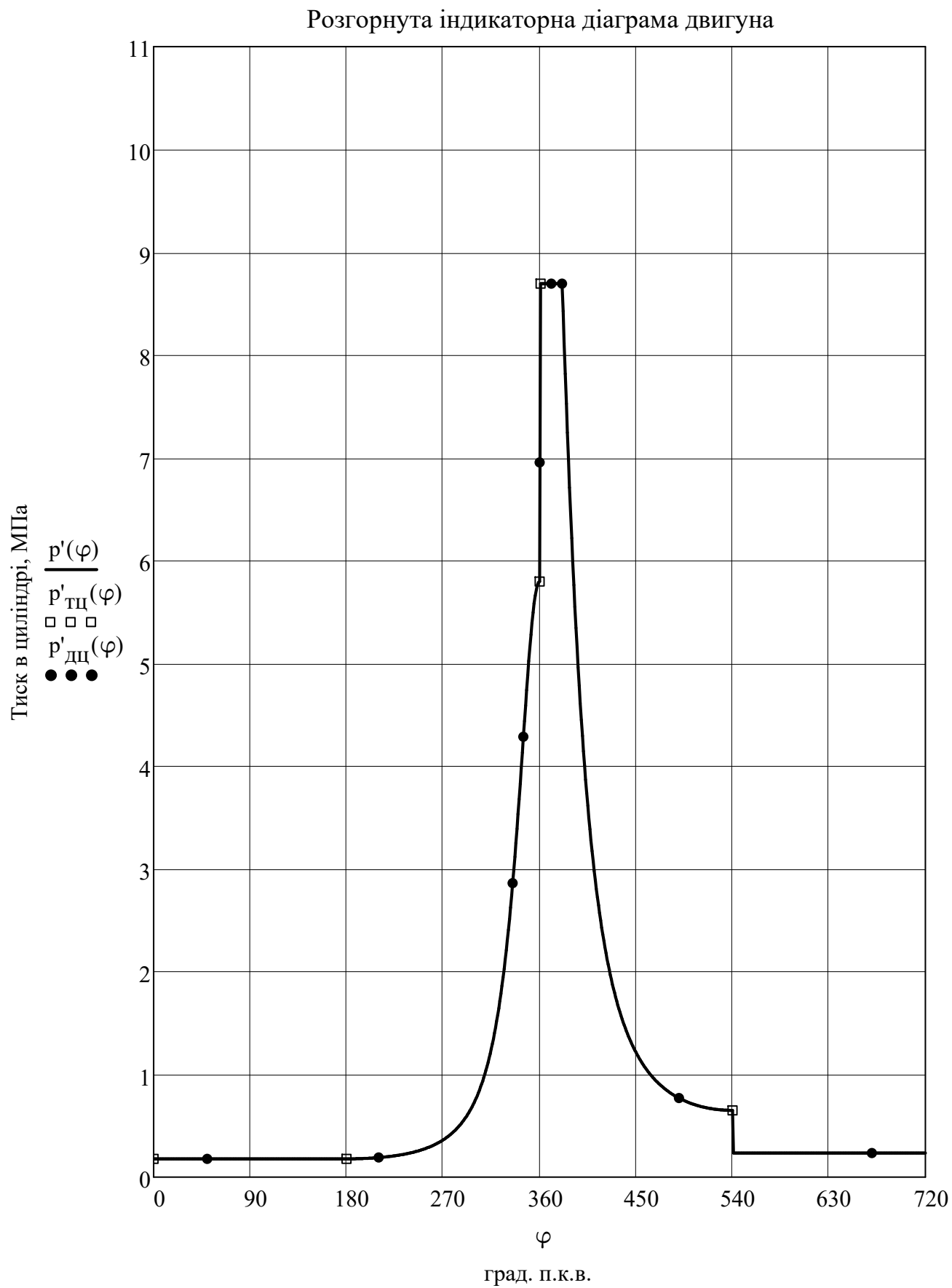


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

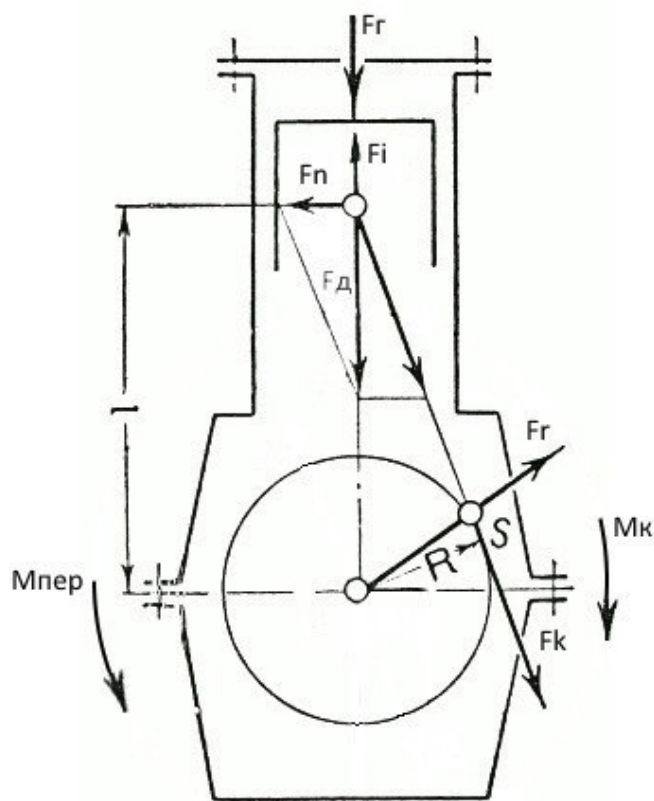


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 55.5$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 65.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 55.5 + \frac{1}{3} \cdot 65.55 = 77.350$$

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

$F_r(0) = 4.147$	$F_i(0) = -101.878$	$F_d(0) = -97.731$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 4.147$	$F_i(30) = -80.628$	$F_d(30) = -76.482$	$M_k(30) = -7.954$
$F_r(60) = 4.147$	$F_i(60) = -30.174$	$F_d(60) = -26.027$	$M_k(60) = -4.335$
$F_r(90) = 4.147$	$F_i(90) = 20.765$	$F_d(90) = 24.911$	$M_k(90) = 4.235$
$F_r(120) = 4.147$	$F_i(120) = 50.939$	$F_d(120) = 55.085$	$M_k(120) = 7.045$
$F_r(150) = 4.147$	$F_i(150) = 59.863$	$F_d(150) = 64.01$	$M_k(150) = 4.225$
$F_r(180) = 4.147$	$F_i(180) = 60.348$	$F_d(180) = 64.494$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 4.798$	$F_i(210) = 59.863$	$F_d(210) = 64.661$	$M_k(210) = -4.268$
$F_r(240) = 7.261$	$F_i(240) = 50.939$	$F_d(240) = 58.2$	$M_k(240) = -7.444$
$F_r(270) = 13.908$	$F_i(270) = 20.765$	$F_d(270) = 34.672$	$M_k(270) = -5.894$
$F_r(300) = 34.356$	$F_i(300) = -30.174$	$F_d(300) = 4.182$	$M_k(300) = -0.696$
$F_r(330) = 117.023$	$F_i(330) = -80.628$	$F_d(330) = 36.395$	$M_k(330) = -3.785$
$F_r(360) = 302.378$	$F_i(360) = -101.878$	$F_d(360) = 200.501$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 324.746$	$F_i(390) = -80.628$	$F_d(390) = 244.118$	$M_k(390) = 25.388$
$F_r(420) = 116.764$	$F_i(420) = -30.174$	$F_d(420) = 86.591$	$M_k(420) = 14.422$
$F_r(450) = 59.105$	$F_i(450) = 20.765$	$F_d(450) = 79.87$	$M_k(450) = 13.578$
$F_r(480) = 39.01$	$F_i(480) = 50.939$	$F_d(480) = 89.949$	$M_k(480) = 11.504$
$F_r(510) = 31.271$	$F_i(510) = 59.863$	$F_d(510) = 91.134$	$M_k(510) = 6.015$
$F_r(540) = 29.191$	$F_i(540) = 60.348$	$F_d(540) = 89.539$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 7.099$	$F_i(570) = 59.863$	$F_d(570) = 66.962$	$M_k(570) = -4.419$
$F_r(600) = 7.099$	$F_i(600) = 50.939$	$F_d(600) = 58.037$	$M_k(600) = -7.423$
$F_r(630) = 7.099$	$F_i(630) = 20.765$	$F_d(630) = 27.863$	$M_k(630) = -4.737$
$F_r(660) = 7.099$	$F_i(660) = -30.174$	$F_d(660) = -23.075$	$M_k(660) = 3.843$
$F_r(690) = 7.099$	$F_i(690) = -80.628$	$F_d(690) = -73.53$	$M_k(690) = 7.647$
$F_r(720) = 7.099$	$F_i(720) = -101.878$	$F_d(720) = -94.779$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -97.731$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.871$	$F_r(30) = -61.3$	$F_k(30) = -46.789$	$M_{пер}(30) = 7.954$
$F_n(60) = -5.918$	$F_r(60) = -7.889$	$F_k(60) = -25.499$	$M_{пер}(60) = 4.335$
$F_n(90) = 6.597$	$F_r(90) = -6.597$	$F_k(90) = 24.911$	$M_{пер}(90) = -4.235$
$F_n(120) = 12.524$	$F_r(120) = -38.389$	$F_k(120) = 41.443$	$M_{пер}(120) = -7.045$
$F_n(150) = 8.261$	$F_r(150) = -59.565$	$F_k(150) = 24.85$	$M_{пер}(150) = -4.225$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -64.494$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -8.345$	$F_r(210) = -60.17$	$F_k(210) = -25.103$	$M_{пер}(210) = 4.268$
$F_n(240) = -13.232$	$F_r(240) = -40.559$	$F_k(240) = -43.786$	$M_{пер}(240) = 7.444$
$F_n(270) = -9.182$	$F_r(270) = -9.182$	$F_k(270) = -34.672$	$M_{пер}(270) = 5.894$
$F_n(300) = -0.951$	$F_r(300) = 1.267$	$F_k(300) = -4.097$	$M_{пер}(300) = 0.696$
$F_n(330) = -4.697$	$F_r(330) = 29.17$	$F_k(330) = -22.265$	$M_{пер}(330) = 3.785$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 200.501$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 31.506$	$F_r(390) = 195.659$	$F_k(390) = 149.344$	$M_{пер}(390) = -25.388$
$F_n(420) = 19.687$	$F_r(420) = 26.246$	$F_k(420) = 84.833$	$M_{пер}(420) = -14.422$
$F_n(450) = 21.152$	$F_r(450) = -21.152$	$F_k(450) = 79.87$	$M_{пер}(450) = -13.578$
$F_n(480) = 20.451$	$F_r(480) = -62.686$	$F_k(480) = 67.673$	$M_{пер}(480) = -11.504$
$F_n(510) = 11.762$	$F_r(510) = -84.806$	$F_k(510) = 35.381$	$M_{пер}(510) = -6.015$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -89.539$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -8.642$	$F_r(570) = -62.312$	$F_k(570) = -25.997$	$M_{пер}(570) = 4.419$
$F_n(600) = -13.195$	$F_r(600) = -40.446$	$F_k(600) = -43.664$	$M_{пер}(600) = 7.423$
$F_n(630) = -7.379$	$F_r(630) = -7.379$	$F_k(630) = -27.863$	$M_{пер}(630) = 4.737$
$F_n(660) = 5.246$	$F_r(660) = -6.994$	$F_k(660) = 22.607$	$M_{пер}(660) = -3.843$
$F_n(690) = 9.49$	$F_r(690) = -58.934$	$F_k(690) = 44.983$	$M_{пер}(690) = -7.647$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -94.779$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

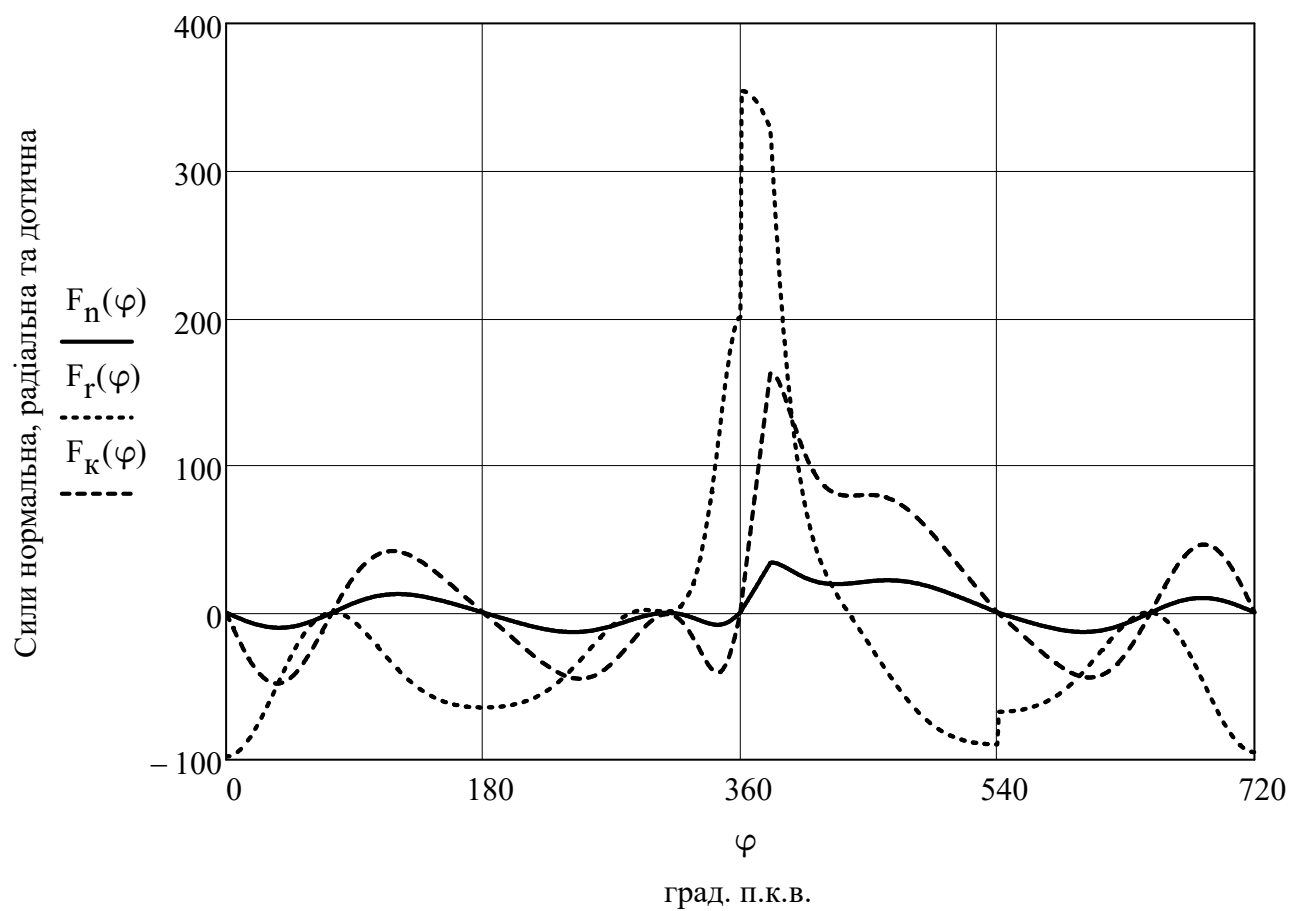
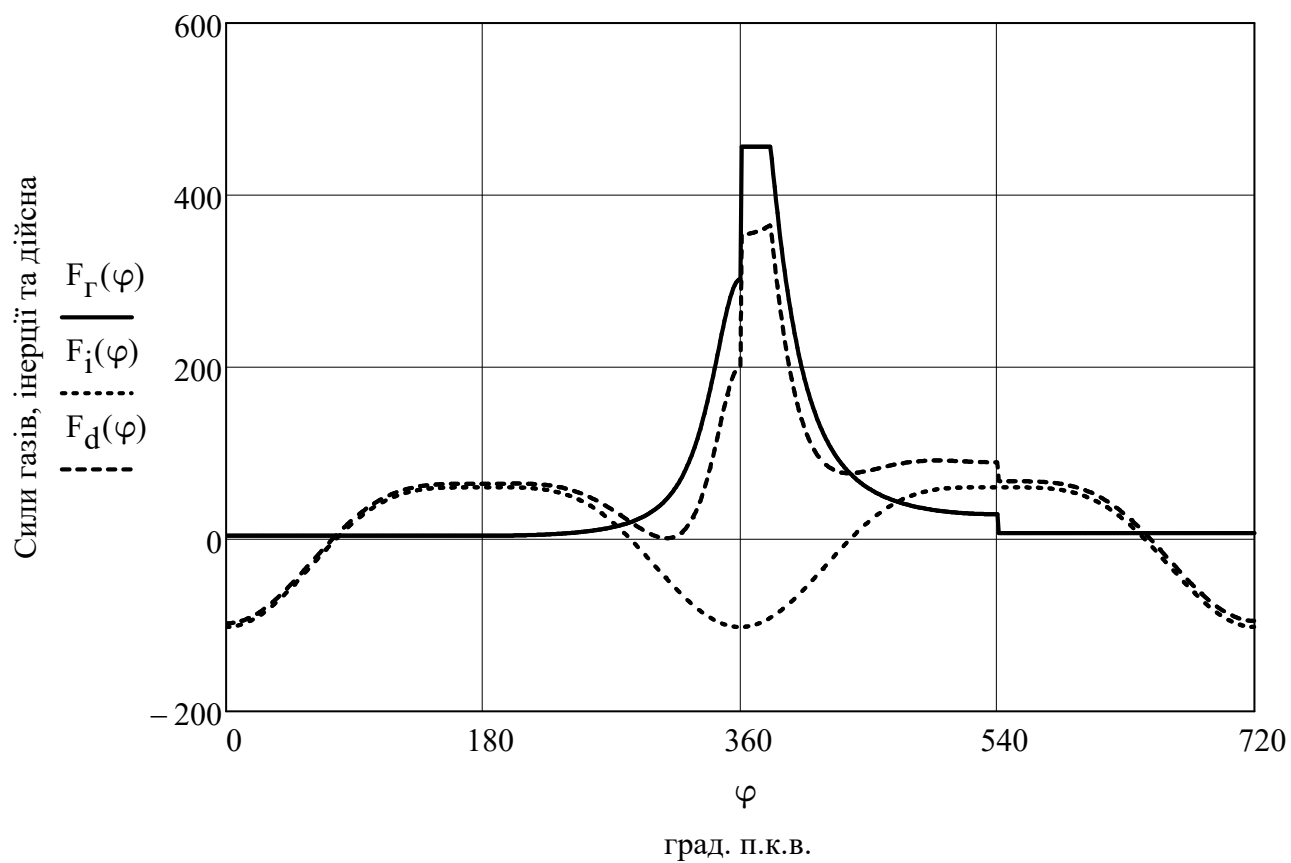


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

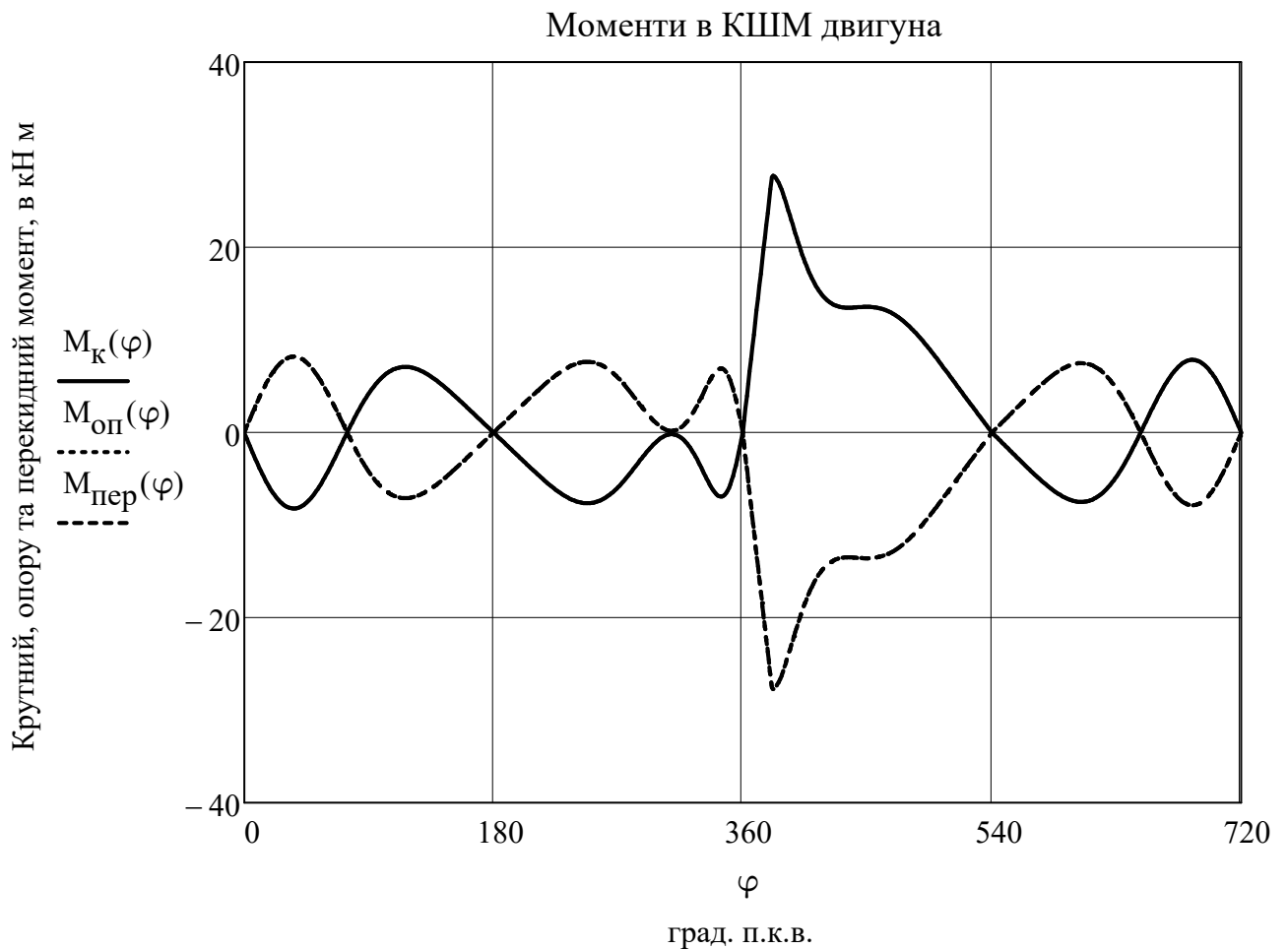


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

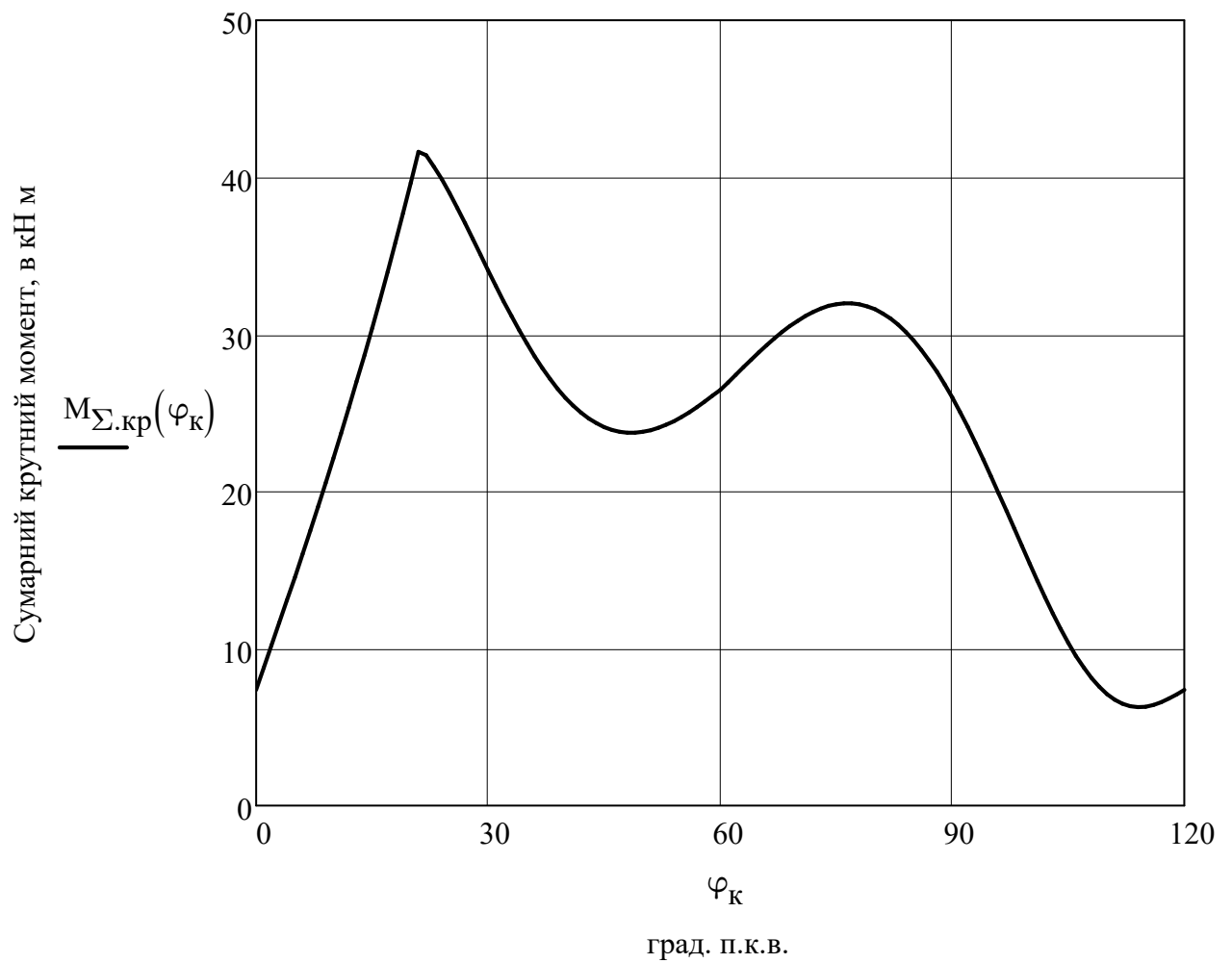


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 7.366$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 25.338$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 31.435$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 39.88$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 30.155$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 28.615$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 19.89$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 23.747$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 8.127$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 26.467$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 7.366$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{168.041 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.981 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 820.849 = 820849.234$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8.208 \times 10^5}{1.981 \times 10^6} \cdot 100 = 41.428$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1981385.937 \cdot 0.414 = 820000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|8.208 \times 10^5 - 8.2 \times 10^5|}{8.208 \times 10^5} \cdot 100 = 0.103$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.08$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.08 + 0.04 = 0.12$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.12 \cdot 1981385.937 = 237766.312$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

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

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 237766.312 + 76480.08 = 314246.392$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{314246.39223 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.009$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.009 \cdot 98}{0.9} = 0.98$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.98 = 979.989$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 237766.3 + 76480.1 + 980 = 315226.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{315226.381}{1981385.937} \cdot 100 = 15.909$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 324.1 - 273 = 51.1$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 51.1 = 29.115$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.605 \cdot 527 = 18097.693$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.115 \cdot 51.1 = 1471.532$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 18097.7 - 1471.5 = 16626.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{168.041}{3.6} \cdot 16626.161 = 776078.767$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{776078.767}{1981385.937} \cdot 100 = 39.168$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1400.897} \cdot 0.478 = 0.064$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.064 \cdot 1981385.937 = 127334.925$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 237766.312 + 127334.925 - 315226.381 = 49874.856$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.987 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.616 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.616 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.308$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 3.308 = 3308.053$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 49874.856 + 3308.053 = 53182.91$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{53182.91}{1981385.937} \cdot 100 = 2.684$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 1981385.9 - \sum \begin{pmatrix} 820849.2 \\ 315226.4 \\ 776078.8 \\ 53182.9 \end{pmatrix} = 16048.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{16048.645}{1981385.937} \cdot 100 = 0.81$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1981385.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 820849.2$	$q_{\text{е}} = 41.4$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 776078.8$	$q_{\Gamma} = 39.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 315226.4$	$q_{\text{в}} = 15.9$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 53182.9$	$q_{\text{м}} = 2.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 16048.6$	$q_{\text{нв}} = 0.8$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 41.428 + 39.168 + 15.909 + 2.684 + 0.81 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	820,8	2,60
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1150	1212,6	5,44
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,400	0,414	3,50
4	Механічний ККД	η_m	-	0,855	0,866	1,29
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	211	205	- 2,84
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання отримання вихідної потужності на проектного двигуна на рівні 820 кВт відповідно до завдання на проектування, що на 20 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті виконаних розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 20,8 кВт, що більше ніж у прототипу на 2,6%.

Збільшення потужності двигуна як правило супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення тиску у проектного двигуна більше ніж у прототипу на 5,4%. Для реалізації заходів щодо форсування двигуна необхідно забезпечити збільшення циклової роботи в циліндрі, яке було реалізовано вирішено за рахунок збільшення циклової порції.

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

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зменшення на 2,8% у порівнянні з прототипом. Значення ефективного ККД проектного

двигуна при цьому більше на 3,5% у порівнянні з прототипом, головним чином за рахунок покращення ефективності процесів коригування циклової порції, що забезпечує запропоноване конструкторське рішення.

Завдяки заходам направлених на покращення ефективності робочого циклу вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,3%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати дизель-генераторну силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для подальшого вирішення питання покращення ефективності стаціонарної дизель-генераторної електростанції.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ.

3.1 Будова та робота штатної паливної системи.

Паливна система дизеля 6ЧН 26/34 проточна. У системі паливоподачі дизельне паливо з видаткової цистерни паливопідкачувальним насосом через забірний фільтр подається на охолодження форсунок, потім в охолоджувач палива. Охолоджене паливо, через паливний фільтр тонкого очищення 2ТФ-5, подається в головну магістраль, з якої паливо надходить до паливних насосів високого тиску (ПНВТ), відповідно до порядку роботи циліндрів. По трубках високого тиску ПНВТ подають дозовану кількість пального у форсунки. Кількість палива і тиск, під яким паливо подається насосами у форсунки, визначається режимом роботи дизеля.

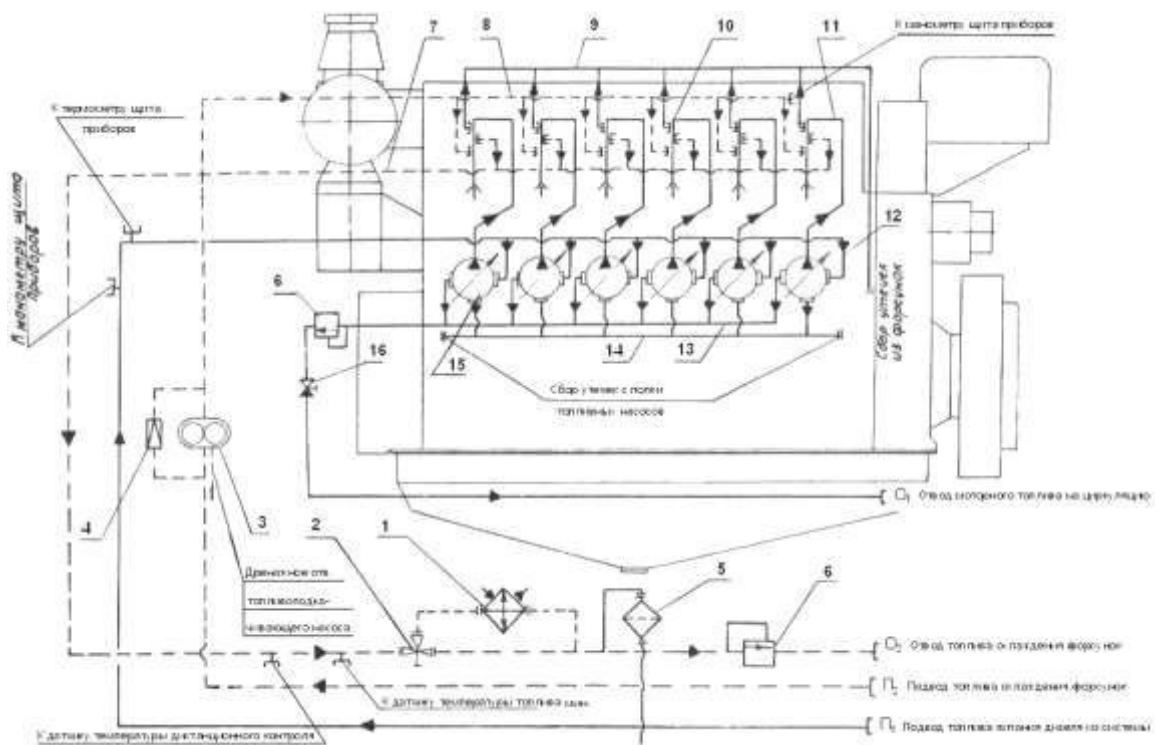


Рис. 3.1 – Принципова схема паливної системи дизеля 6ЧН 26/34.

1 - охолоджувач палива, 2 - регулятор температури палива, 3 - насос для охолодження форсунок, 4 - клапан редуційний, 5 - фільтр тонкого очищення палива, 6 - регулятор тиску, 7 - колектор відведення палива охолодження форсунок, 8 - колектор підведення палива охолодження форсунок, 9 - колектор зливу палива з форсунок, 10 - форсунка, 11 - паливопровід високого тиску, 12 - колектор підведення палива до ПНВТ, 13 - колектор відведення палива від ПНВТ, 14 - трубка зливу з полиці блока, 15 - паливний насос високого тиску, 16 - вентиль запірний.

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 бар за манометром на щиті приладів.

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

На щиті приладів встановлено:

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

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

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

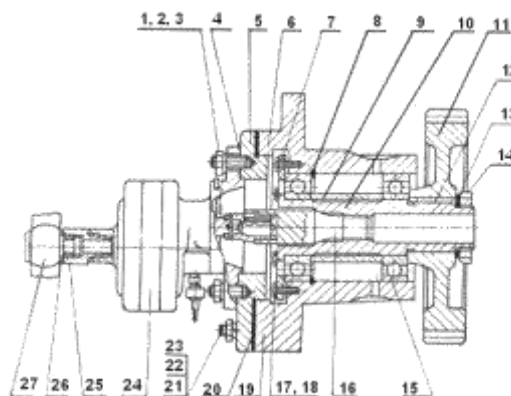


Рис. 3.2 – Паливопідкачувальний насос

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

Паливопідкачувальний насос типу МШ-3А, шестеренчастого типу, складається з насоса 24 і приводу 6. Продуктивність насоса - 8 л/хв, за тиску палива 2,5 бар при частоті 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. Всмоктуючий і нагнітальний трубопроводи приєднуються до насоса за допомогою перехідників 25 - ніпелями 27 з мідними 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 бар.

Фільтр призначений для тонкого очищення дизельного палива від механічних домішок.

Фільтр має два фільтрувальні елементи 2, розташовані в окремих корпусах 1, об'єднаних спільною кришкою 5. Для розділення порожнин брудного і чистого палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється гумовими кільцями 4,

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

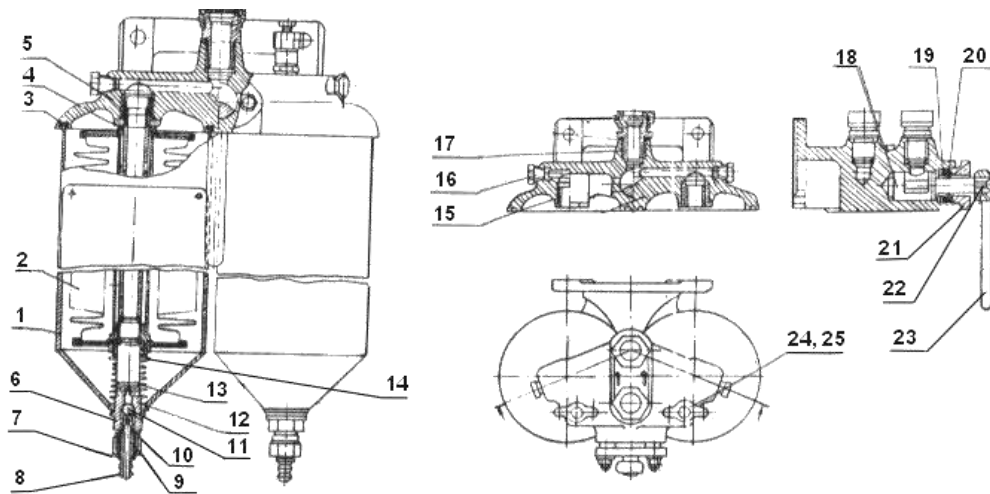


Рис. 3.3 – Паливний фільтр

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

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

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

Під час роботи дизеля паливо через 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 бар. 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 бар(для міткалевих фільтрувальних елементів).

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

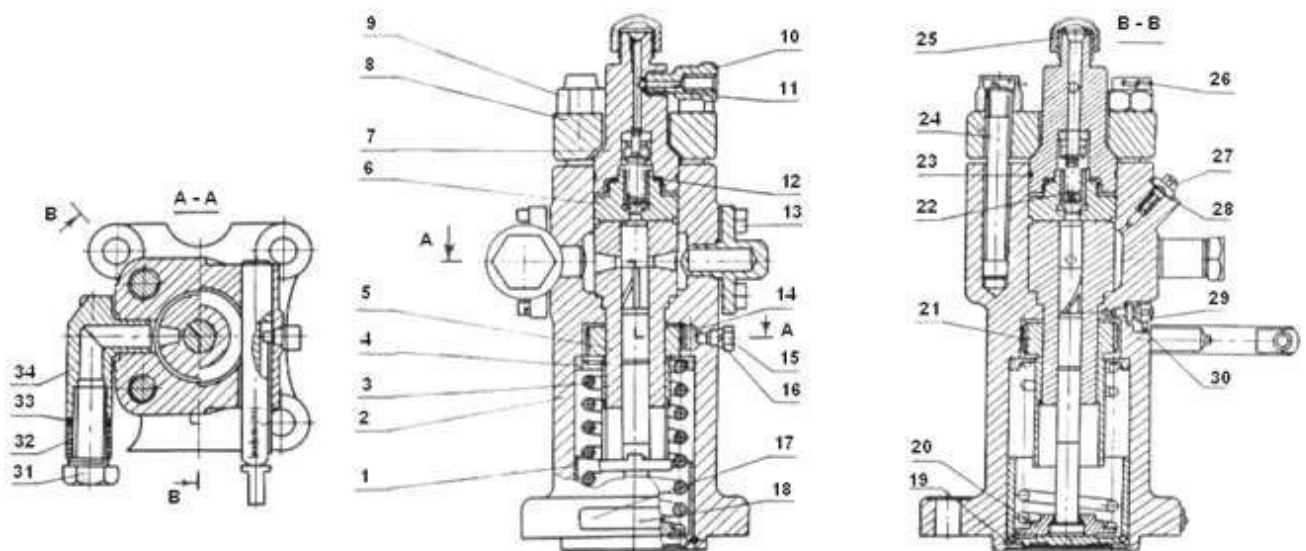


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску

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

У корпус 2 насоса вставлена втулка з прецизійною плунжерною парою 5. До верхнього бурту втулки плунжера штуцером 7 притискається сідло нагнітального клапана 6. Пружина 22 підтикає нагнітальний клапан до сідла. Тиск початку підйому клапана – 2...4 бар.

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

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

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

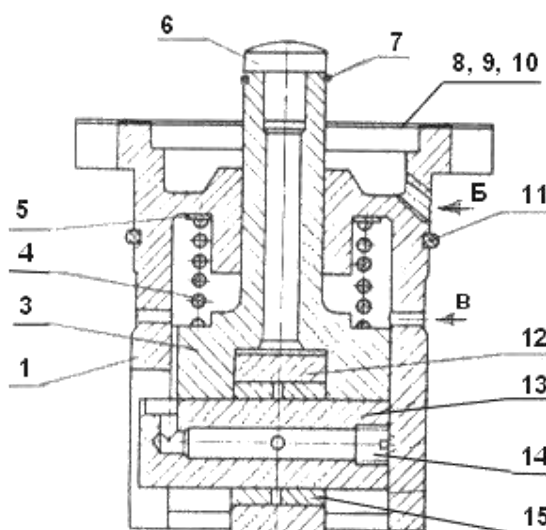


Рис. 3.5 – Привід паливного насоса високого тиску

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

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

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

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

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

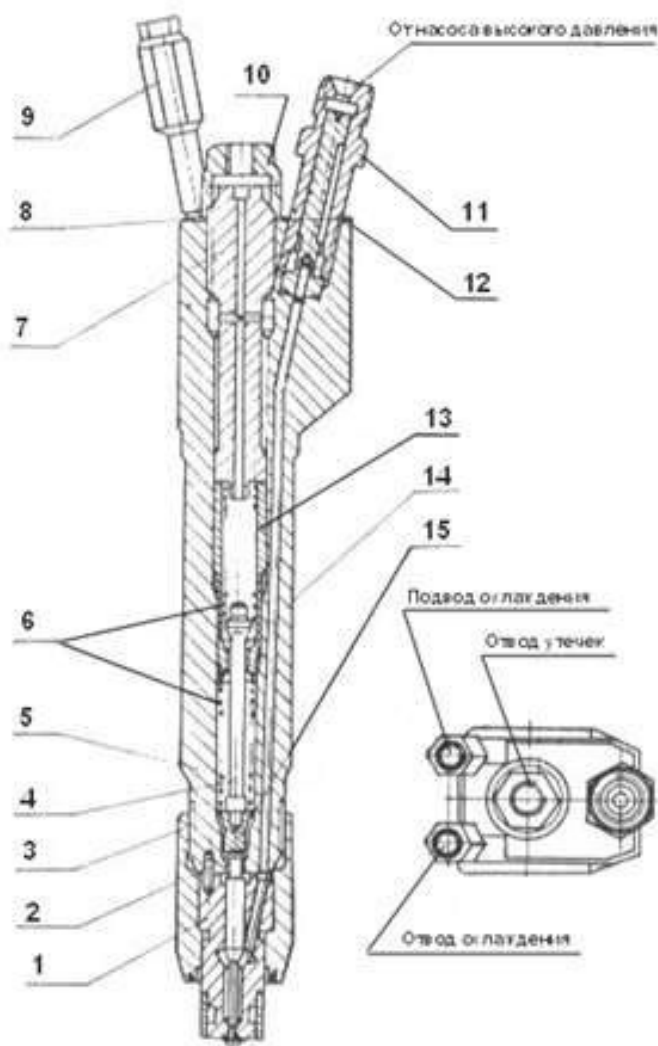


Рис. 3.6 - Форсунка

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

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

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

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

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

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

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

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

Пружини затягнуті так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає 270+10 бар. 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 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

3.1.2 Пропозиції щодо вдосконалення паливної апаратури.

В даній роботі пропонується модифікувати систему паливної апаратури за рахунок заміни системи механічного на електронне керування процесом корекції циклової порції палива. Дана система автоматизована, і базується на принципі від'ємного зворотного зв'язку.

У системах автоматизації розрізняють послідовне і паралельне з'єднання елементів, а також з'єднання зі зворотним зв'язком. При послідовному з'єднанні вихідний сигнал одного елемента є входним сигналом наступного елемента.

При паралельному з'єднанні один і той же сигнал є входом для двох елементів, а їх вихідні сигнали підсумовуються.

Сумарний коефіцієнт перетворення двох послідовно з'єднаних елементів ланцюга дорівнює добутку коефіцієнтів перетворення цих елементів. Сумарний коефіцієнт перетворення двох паралельних елементів дорівнює сумі коефіцієнтів перетворення кожного з цих елементів.

При підключенні до зворотного зв'язку на його вхід через елемент зворотного зв'язку подається вихідний сигнал одного елемента. На рисунку 3.7 показаний зворотній зв'язок.

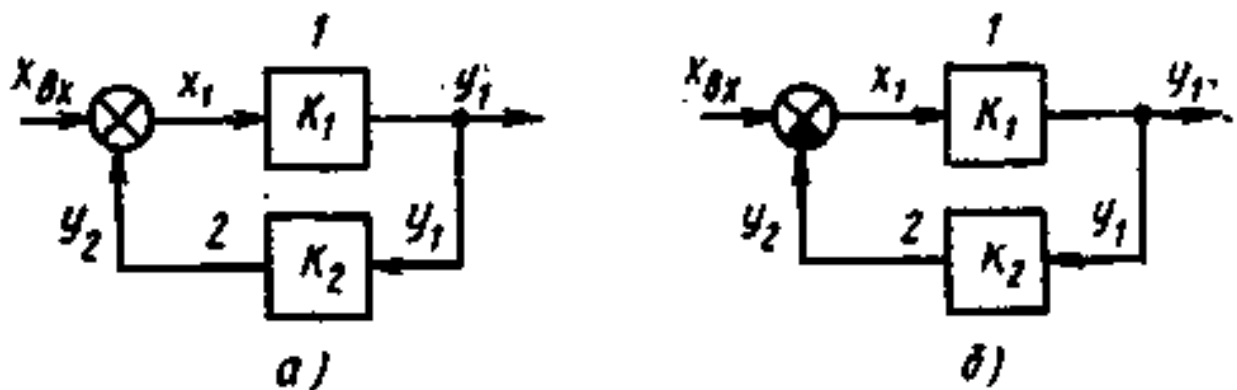


Рис. 3.7 – Принцип зворотного зв'язку.

а) позитивний (+) та б) негативний (-) зворотній зв'язок

Коло, розділене на чотири сектори, показує пристрій, в якому відбувається підсумовування сигналів.

Якщо сектор зачорнений, то вхідний сигнал береться зі знаком мінус. Залежно від знаку сигналу зворотного зв'язку розрізняють позитивний і негативний зворотний зв'язок. З'єднання з позитивним зворотним зв'язком показано на рис. 3.1 а) та з негативним б) зворотним зв'язком.

Елемент 1 включений в прямий ланцюг, елемент 2 - в зворотний ланцюг. Можна сказати, що елемент 1 охоплюється зворотним зв'язком. Коефіцієнт конверсії при підключенні до зворотного зв'язку. На вхід елемента 1 надходить вхідний сигнал $x_1 = x_{вх} \pm y_2$, де знак плюс відповідає позитивному зворотному зв'язку, а знак мінус негативний. Вихідний сигнал елемента 1 дорівнює добутку його вхідного сигналу і коефіцієнта перетворення:

$$y_1 = K_1 x_1 = K_1 x_{вх} \pm K_1 y_2.$$

Цей сигнал надходить на вхід елемента 2, включеного в ланцюг зворотного зв'язку. Отже, вихідний сигнал елемента 2 можна отримати, помноживши сигнал y_1 на коефіцієнт перетворення елемента 2: $y_2 = K_2 y_1$. Шляхом підстановки значення y_2 у вираз для y_1 , тобто $y_1 = K_1 x_{вх} \pm K_1 K_2 y_1$. А перетворивши його, отримуємо:

$$y_1 \pm K_1 K_2 y_1 = K_1 x_{вх}, \text{ або } y_1 (1 \pm K_1 K_2) = K_1 x_{вх}.$$

Загальний коефіцієнт перетворення - це, за визначенням, відношення вихідного сигналу до вхідного. У цьому випадку вихідний сигнал дорівнює y_1 , а вхідний $x_{вх}$ - їх відношення $y_1/x_{вх} = K_1/(1 \mp K_1 K_2)$. Тепер в цьому виразі знак мінус відповідає позитивному зворотному зв'язку, а плюс - негативному зворотному зв'язку.

Тому в даній роботі значна увага буде приділена щодо покращення ефективності роботи паливної апаратури за рахунок автоматизації процесу керування цикловою порцією палива.

Запропонована система в якості базового сигналу використовує інформацію отриману від датчика частоти обертання колінчастого валу. Збільшення чи зменшення навантаження на двигун, що працює в складі стаціонарної електростанції, має адоптивно реагувати на зміну частоти обертання ротора генератора з метою підтримки робочої частоти, для чого і пропонується представлена система керування паливною апаратурою.

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧН 26/34
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 820$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 750$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.205$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

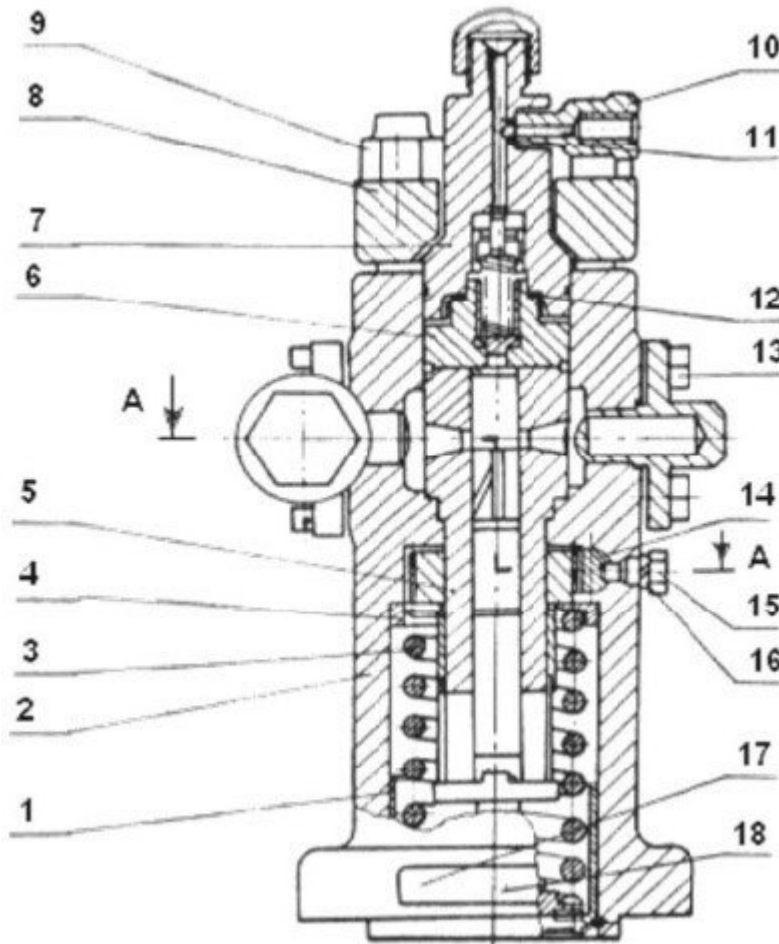


Рис 3.8 - Розрахункова схема ПНВТ

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{820}{6} = 136.667$$

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,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{136.667 \cdot 0.205}{60 \cdot 375 \cdot 850} = 1.465 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 1.465$$

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] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 1.465 \times 10^{-6} = 1.904 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 1.904$$

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] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 1.904 \times 10^{-6} \cdot 4 = 7.618 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 7.618$$

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] $k_{sd} = 1,0...1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7.618 \times 10^{-6}}{1.5 \cdot \pi}} = 0.019$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 18.63$$

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

$$d_{\Pi} = 0.018$$

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

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.018 \cdot 1.5 = 0.027$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 27$$

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

$$s_{\Pi} = 0.026$$

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

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p''_c = 6.956$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 8.695$ МПа - тиск в кінці згоряння;

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

$Q_{\text{пал.мах}} = 1.904 \times 10^{-6}$ 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:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{6.956 + 8.695}{2} = 7.825$$

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

$$p_{\Phi} = 90$$

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

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (90 - 7.825) \cdot 10^6} = 439.718$$

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

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{1.904 \times 10^{-6}}{0.85 \cdot 439.718 \cdot 5.556 \times 10^{-3}} = 9.171 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.171 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 9}} = 3.602 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.36$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.360$

3.2.4 Розрахунок параметрів крокового двигуна

Початкові параметри крокового двигуна

$$U_{\text{ж}} = 24 \text{ В} - \text{струм живлення крокового двигуна};$$

$$L_{\text{ф}} = 0.185 \text{ Гн} - \text{величина індуктивності фазової обмотки};$$

$$R_{\text{ф}} = 3.5 \text{ Ом} - \text{величина опору фазової обмотки};$$

$$L_{\text{sr}} = 0.227 \text{ Гн} - \text{величина індуктивності ротора};$$

$$I_3 = 0.065 \text{ А} - \text{струм збудження в обмотці двигуна};$$

$$I_{\text{ф.ном}} = 3.5 \text{ А} - \text{номінальний фазовий струм обмотки двигуна};$$

$$\tau = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м} - \text{величина крокового поділу};$$

Визначення параметрів крокового двигуна

Сумарне зусилля від продії різьбового приводу, в кг

$$F_{\Sigma} = 0.255$$

Визначимо величину максимального зусилля, яке може створити двигун в Н

$$F_{\text{max}} = \frac{2 \cdot \pi}{\tau} \cdot (L_{\text{sr}} \cdot I_3) \cdot I_{\text{ф.ном}} = \frac{2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} \cdot 0.227 \cdot 0.065 \cdot 3.5 = 64.896$$

Визначимо частоту власних коливань приводу в с^{-1}

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{(2 \cdot \pi)}{\tau}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi}{\frac{5 \cdot 10^{-3}}{0.255}}} = 70.2$$

Визначимо сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi} = \frac{L_{\phi}}{R_{\phi}} \cdot \Omega_0 = \frac{0.185}{3.5} \cdot 70.2 = 3.711$$

Визначимо коефіцієнт форсування крокового двигуна

$$k_{\phi} = \frac{U_{\text{ж}}}{I_{\phi.\text{ном}} \cdot R_{\phi}} = \frac{24}{3.5 \cdot 3.5} = 1.959$$

Визначимо еквівалентну сталу величину часу для фази крокового двигуна

$$\chi_{\phi.\text{екв}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\chi_{\phi}}{k_{\phi}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3.711}{1.959} = 0.947$$

Визначимо еквівалентний коефіцієнт форсування крокового двигуна

$$k_{\phi.\text{екв}} = 2 \cdot k_{\phi} = 2 \cdot 1.959 = 3.918$$

Визначимо еквівалентну напругу живлення фазових обмоток крокового двигуна, в В

$$U_{\text{ж.екв}} = I_{\phi.\text{ном}} \cdot R_{\phi} \cdot k_{\phi.\text{екв}} = 3.5 \cdot 3.5 \cdot 3.918 = 48$$

Визначимо величину безрозмірного внутрішнього демпфування крокового двигуна

$$\delta = \frac{\Omega_0 \cdot (L_{\text{sr}} \cdot I_3)}{U_{\text{ж.екв}}} = \frac{70.2 \cdot 0.227 \cdot 0.065}{48} = 0.022$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива дизельного двигуна 6Ч 26/34. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо точності корекції циклової порції дизельного палива на різних режимах роботи, що впливає на витратні характеристики паливної апаратури. Розраховано витратні та геометричні параметри паливної апаратури. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано конструкторське рішення автоматизованого керування паливною апаратурою на основі зворотного зв'язку.

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 820$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.205$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.205 \cdot 820 \cdot 1.1 \cdot 2 \cdot 14.45 = 5343.899$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{5343.899}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 2 \cdot 14.45} \right) = 1.531$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{1.531}{0.333} = 4.594$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.205 \cdot 22.6 = 4.633$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.633 \cdot 820}{3600} = 1.055$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.205 \cdot 40.9 = 8.384$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.384 \cdot 820}{3600} = 1.91$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.205 \cdot 10.5 = 2.152$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.152 \cdot 820}{3.6 \times 10^3} = 0.49$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.205 \cdot 5.6 = 1.148$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.148 \cdot 820}{3.6 \times 10^3} = 0.261$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.205 \cdot 7.6 = 1.558$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.558 \cdot 820}{3.6 \times 10^3} = 0.355$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.055 \\ 1.91 \\ 0.49 \\ 0.261 \\ 0.355 \end{pmatrix} = 4.072$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{1.055}{4.072} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{1.91}{4.072} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.49}{4.072} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.355}{4.072} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.261}{4.072} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

$P_e = 820 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 820^{0.55}) = 28.977$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.977 + 0 = 82.977$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 820^{0.55} \cdot \frac{1 + 820}{1.25 \times 10^4} = 1.973 \times 10^3$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750}\right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{820} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.973 \times 10^3}{1} + 0\right) = 76.951$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун наносить суттєву шкоду оточуючому середовищу. Серед ключових негативних факторів шкідливого впливу є наявність в відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що отруюють атмосферу.

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

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

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 820 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення паливної апаратури.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

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

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива дизельного двигуна 6Ч 26/34. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо точності корекції циклової порції дизельного палива на різних режимах роботи, що впливає на витратні характеристики паливної апаратури. Розраховано витратні та геометричні параметри паливної апаратури а також параметри крокового двигуна. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано конструкторське рішення автоматизованого керування паливною апаратурою на основі зворотного зв'язку з використанням широтно-імпульсної модуляції.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.08.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.

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

4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

8. Система стандартів безпеки праці