

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри

«*В*» *А. Кер* 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Модернізація системи регулювання складу газоповітряної суміші 4-
тактного стаціонарного двигуна потужністю 700 кВт при зміні виду палива.
Прототип 8ЧН25/34

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22

В. Глазунов Глазунов В.О.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

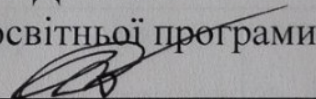
В. Нестеренко Нестеренко В.В.
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Глазунову Владиславу Олеговичу

1. Тема роботи: «Модернізація системи регулювання складу газоповітряної суміші 4-тактного стаціонарного двигуна потужністю 700 кВт при зміні виду палива. Прототип 8ЧН25/34».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН25/34 потужністю 683 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 8ГЧН25/34 – поперечний переріз (СК). 2. Кришка циліндру (СК). 3. Схема системи газообміну (СХ) 4. Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

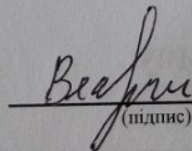
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

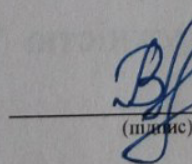
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Глазунов В.О.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано 4-тактний газовий двигун потужністю 700 кВт для електростанції на базі прототипу 8ЧН25/34 з розробкою системи регулювання складу газоповітряної суміші.

Здійснено загальний опис двигуна-генератора та детальний опис його силової установки – двигуна-прототипу 8ЧН 25/34.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна. Також виконано розрахунок системи регулювання газоповітряної суміші

В роботі розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування дизельного двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

В графічній частині виконано креслення: габаритне креслення двигуна, складальне креслення кришки, принципової схема системи газообміну, індикаторної діаграми та діаграми сил, що діють в шатунно-поршневому механізмі.

Ключові слова: газовий двигун, система газообміну, кришка циліндрів, кривошипно-шатунний механізм.

ABSTRACT

In accordance with the assignment, this thesis presents the design of a 700 kW 4-stroke gas engine for a power plant based on the 8CHN 25/34 prototype, including the development of a system for regulating the gas-air mixture composition.

A general description of the engine-generator and a detailed description of its power unit – the 8CHN 25/34 prototype engine – are provided.

The parameters of the engine's operating cycle were calculated, and based on the results, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the engine's external heat balance were determined, as well as the forces and moments acting in the engine's crank-connecting rod mechanism. A calculation of the air-fuel mixture control system was also performed.

The project addresses key issues related to environmental protection and occupational safety during engine operation. Potential hazards during the operation and maintenance of the diesel engine were analyzed, and measures for occupational safety and environmental protection were developed. The noise and vibration levels of the designed engine have been determined.

The graphical section includes the following drawings: an overall view of the engine, an assembly drawing of the cover, a schematic diagram of the gas exchange system, an indicator diagram, and a diagram of the forces acting in the piston-crank mechanism.

Keywords: gas engine, intake and exhaust system, cylinder head, crank mechanism.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 8ГЧН 25/34	8
1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН25/34	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проектованого двигуна	16
2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна з наддувом	17
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	28
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	37
2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	44
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Описання системи газообміну	46
3.2 Описання системи регулювання складу газоповітряної суміші	46
3.3 Розрахунок системи регулювання складу газоповітряної суміші	51
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном	55
4.2 Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	61
ЛІТЕРАТУРА	62

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікації складального креслення

Додаток 2 Двигун 8ГЧН25/34 – поперечний переріз

Додаток 3 Специфікація складального креслення кришки
циліндру

Додаток 4 Складальне креслення кришки циліндру

Додаток 5 Схема системи газообміну

Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в
КШМ

ВСТУП

Після початку повномасштабної російської агресії в лютому 2022 року Україна зіткнулася з безпрецедентними викликами у сфері енергетики. Масові руйнування електростанцій, підстанцій та газотранспортної інфраструктури, систематичні обстріли енергетичних об'єктів призвели до дефіциту електроенергії та тепла, особливо в зимовий період. У цих умовах стаціонарні газові двигуни набувають стратегічного значення. Вони можуть стати основою для децентралізованих енергетичних систем, які забезпечують електропостачання лікарень, шкіл, підприємств та домогосподарств навіть у умовах відсутності централізованих мереж. Тому незмінно важливими є завдання підвищення їх потужностей, економічних, екологічних показників і довговічності.

Проблема використання горючих газів, як моторного палива в двигунах внутрішнього згорання транспортних засобів і стаціонарних установок різного призначення, багатогранна. Вона виходить за рамки якої-небудь однієї галузі - транспорту, машинобудування, нафтової або газової промисловості.

Переведення двигунів внутрішнього згорання на газове паливо і, перш за все, двигунів для приводу генераторів, дозволяє одночасно вирішувати ряд найважливіших завдань:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище;
- скорочення експлуатаційних витрат і, отже, зниження тарифів на електроенергію;
- вивільнення значної частини традиційних видів моторного палива для використання в тих областях, де їм немає альтернативи;
- заощадження природних енергоресурсів, які не поновлюються.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 700 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН25/34. Крім того, в ході роботи на проєкті необхідно

розглянути питання щодо Модернізація системи регулювання складу газоповітряної суміші.

Результати досліджень по темі кваліфікаційної роботи було подано для участі в I турі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей і спеціальностей у 2025/2026 навчальному році Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Робота «Основні аспекти перекладу дизелів на газо-рідинний цикл» визнана переможцем конкурсу, що засвідчено врученням диплому автору.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 8ГЧН 25/34

При розробці стаціонарної електростанції на базі газового двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією та теплом користувача, в якості базового двигуна був обраний дизель 8ЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована електрична станція потужністю 600 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-630, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основного, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Автоматизований двигун-генератор ДвГА-630 призначений для використання на електростанціях в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою чи з промисловою мережею.

Дизель – генератор складається з дизеля 8ЧН 25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції.

Дизель 8ЧН5/34 повністю закапотований. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна.

Система вентиляції складається з витяжного вентилятора від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується припливною вентиляцією.

Електростанція має звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання, що обслуговує двигун, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, системи охолодження, відводу вихлопних газів.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (градирня) та глушник-іскрогасник винесені з приміщення.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування. Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

Далі наведено опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН25/34

Дизельний двигун 8ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний і відноситься до складу середньо-

оборотних двигунів. Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

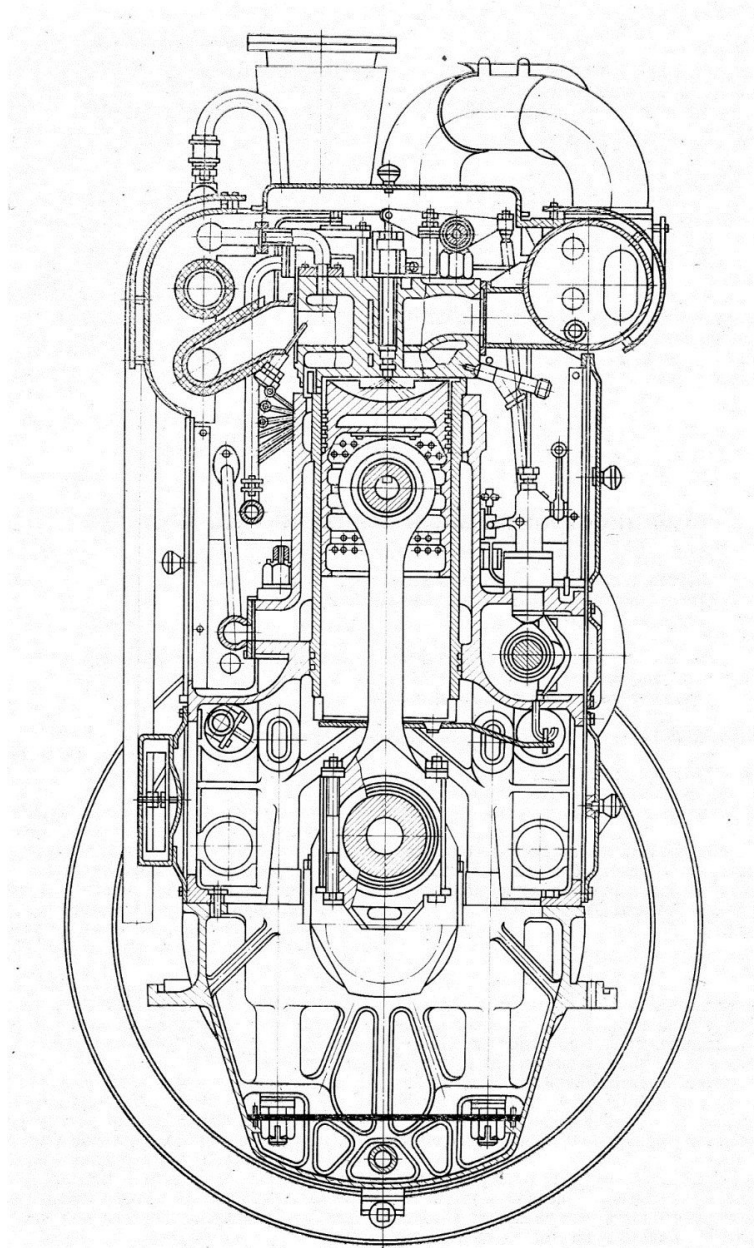


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 8ЧН25/34

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами. З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 8ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В протоčku на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін є люки, що зачинені кришками, на яких встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень

привода розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів. Вкладиші сталеві-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами. Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками. На днищі кришки є бурт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під бурт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу клапанів. Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легко знімної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

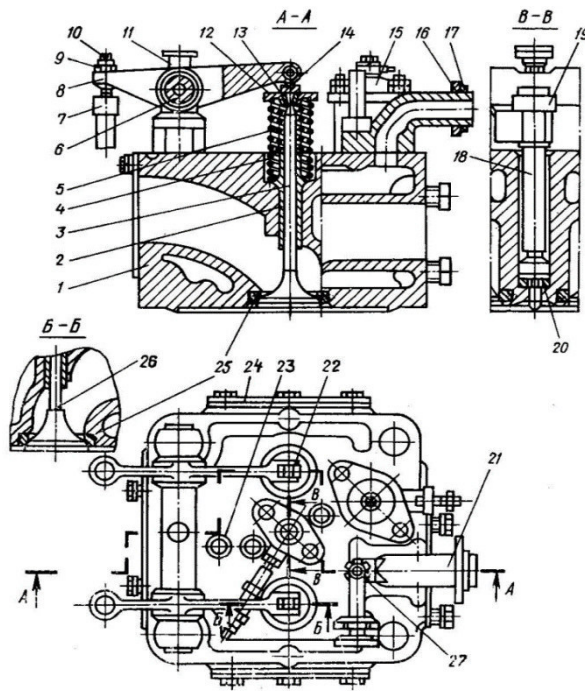


Рисунок 1.2 - Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-направляюча втулка; 3-впускний клапан; 4-пружина натискна; 5-пружина внутрішня; 6-вісь; 7-штанга; 8-коромисло; 9-контргайка; 10-гвинт натискний; 11-масльонка ковпачкова; 12-тарілка пружини; 13-замок конічний розрізний; 14-сухар; 15-пусковий клапан; 16,19-фланець; 17-гумове кільце; 18-форсунка; 20-прокладка; 21-переливна раковина; 22-ролик; 23-клапан запобіжний; 24-кришка люка; 25-сідло клапана; 26-випускний клапан; 27-клапан декомпресійний.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів. Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан. Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі. На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Кривошипи дизеля 6ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. Мастило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи

внутрішні порожнини шийок. На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом. Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслосніжні кільця. У днищі поршня виконана камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осевого переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслосніжних кілець. Компресійні і маслосніжні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, але кільця фосфатовані.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5%. Для ліквідації

застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів.

Система охолодження двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

Вода внутрішнього контуру насосом по трубі розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра. Нижня частина втулки циліндра також омивається водою, підведеною в цю зону через фланці, але швидкість її дуже незначна.

З метою форсування на дизелі застосовано турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря. Охолодження повітря збільшує щільність заряду на впуску, повноту згоряння палива і в той же час обмежує зростання температури в кінці такту стиснення, незважаючи на більш високі тиску. У результаті досягаються такі ж концентрації NO_x , як і в дизелях без наддуву.

Для зниження температури повітря, що подається турбокомпресором в циліндри двигуна, застосовують охолоджувачі наддувочного повітря, які охолоджують повітря перед надходженням його в циліндри. Виробляється так зване проміжне охолодження повітря. Охолоджувачі наддувочного повітря бувають двох типів водоповітряні і повітро-повітряні

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проєктованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила. Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Двигун проєктується на базі дизеля 8ЧН 25/34, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації при температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм

вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі заборотної води на вході в дизель не більше 32°C) наведені в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигуна 8ЧН25/34 Таблиця 2.1

Параметр	Головний дизель
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	683
Частота обертання, об/хв, номінальна	750
Число циліндрів	8
Діаметр циліндра, мм	250
Хід поршня, мм	340
Ступінь стиску	12,5±0,5
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт·год	204+11
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	70
Питома витрата масла (при номінальному навантаженні), г/л.с. ч.	1,45
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/см ²	13,2
Максимальний тиск згоряння, кгс/см ²	70
Мастило	моторне М-10В ₂ С
Тиск пускового повітря, кгс/см ² , не більше	30
Моторесурс дизеля, ч	36000
Маса, кг:	
дизеля сухого	13150
води в дизелі	350
масла в дизелі	350
Температура випускних газів при номінальній потужності, °С, не більше	460
на виході з циліндрів перед турбокомпресором	620
за турбокомпресором	470
Тиск наддува при номінальній потужності (надлишковий), кгс/см ² , не менше	0,35
Тиск мастила в головній магістралі (на вході в двигун), кгс/см ²	2,5-4,0

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і

фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними тепло ємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого процесу газового двигуна з наддувом.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	700	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,45	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	165	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	145	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,35	
розширення	$n_2 =$	1,27	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33350	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95,4$	$R_{\text{CH}_4} = 0,954$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2,6$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,026$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 0,3$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,003$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,2$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,002$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,2$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0,002$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 0,2$	$R_{\text{CO}_2} = 0,002$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = 0$
азот	$\text{N}_2 = 1,1$	$R_{\text{N}_2} = 0,011$
кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = 0$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = 0$

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 15,11 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1,043 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2,02 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,9194 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{N}_2} = 11,155 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 15,137 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0021$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_\epsilon = T_a \times \left(\frac{P_\epsilon}{P_a} \right)^{\frac{n_\kappa - 1}{n_\kappa}}, K$$

$$T_B = 351,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ K)$$

$$\text{число з інтервалу} = 40$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 311,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{cm} = 319,5 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 156,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,040$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 347 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 3748,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, K$$

$$T_c = 791,3 \text{ K}$$

$$t_c = 518,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0020$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot m C_p m_Z \cdot t_Z - (m C_v m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0689$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1334$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0607$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7369$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 22,81$$

$$b = 635,53$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{гп} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mC_{V_{cm}} = \frac{mC_{V_{гп}} + mC_{V_{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mC_{V_{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 19,98$$

$$b = 545,91$$

де $mC_{V_{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mC_{V_{cm}} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 19,98$$

$$b = 272,95$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mC_{p_z} = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,333$$

$$b = 554,525$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{p_{m_z}} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,333$$

$$b = 277,262$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 277,810$$

$$B = 29,391$$

$$C = 59673,68 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1743,2 \text{ C} \quad T_z = 2016,2 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 9569,0 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,55$$

$$\Delta\lambda = 2,12 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_{\epsilon} = 483,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\epsilon} = 1068,6 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 843,5 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 715,5 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{\text{г}}^{\text{з}} - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}^{\text{з}}} \times 100 \% = 10,56 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 1009,01 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,37$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,29 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{\text{П.СР}}, \text{кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{\text{П.СР.}} = \frac{S_{\text{ПР.}} \times n}{30}, \text{М/с}$$

$$S_{\text{ПР}} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{\text{П.СР.}} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 877,20 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,324$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{квт. год}).$$

$$b_e = 0,334 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 233,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{Л}$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 127,68 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 15,96 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 246,3 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = t \times d, \text{ мм}$$

$$S = 335,0 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 133,45 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 731,6 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 715,8 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 4,42 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	715,8 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33350 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	233,5 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{hi} =$	0,37
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,32
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	15,106 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	15,137 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	843,5 К
температура на початку стиску	$T_d =$	347,5 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,43 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1009,01 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 2163,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 715,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 33,1 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 700 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 2,21 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{г.п} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{г.р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,19$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,01-0,07 \quad 0,06$$

$$Q_w = 540,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,088$ $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 94,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 94,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 635,1 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K = 1,2-1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{тв} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0227 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 3,71 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 3,71 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 638,8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 29,53 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,74 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,15 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\Gamma} = 752,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 34,77 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0695$$

тоді

$$Q_{MD} = 150,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 52,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0052 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 400000 \quad \text{Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 2,97 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{\text{MH}}$

$$Q_{M2} = 3,0 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 55,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\text{II}} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,56 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{H.B.}} = Q_{\text{I}} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{r}} + Q_M)$$

$$Q_{\text{H.B.}} = 1,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{H.B.}} = Q_{\text{H.B.}} / Q_{\text{II}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{H.B.}} = 0,06 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	715,8	33,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	638,8	29,5
теплота, яка виноситься випускними газами	752,4	34,8
теплота, яка відводиться маслом	55,3	2,6
невраховані теплові втрати	1,2	0,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2163,5	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,009 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1568 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,350	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,569 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,270	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,900	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,748	93,7	9,569	239,2	5,821
1,25	2,773	69,3	7,208	180,2	4,434
1,5	2,168	54,2	5,718	142,9	3,550
1,75	1,761	44,0	4,701	117,5	2,940
2	1,470	36,8	3,968	99,2	2,498
3	0,851	21,3	2,371	59,3	1,520
4	0,577	14,4	1,645	41,1	1,069
5	0,427	10,7	1,239	31,0	0,813
6	0,334	8,3	0,983	24,6	0,649
7	0,271	6,8	0,808	20,2	0,537
8	0,226	5,7	0,682	17,1	0,456
9	0,193	4,8	0,587	14,7	0,394
9,5	0,179	4,5	0,548	13,7	0,369
$P_{mi}^{\text{д}} =$					1,051

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

$$V_c = 18,947 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\mathcal{D}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\mathcal{D}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,030 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08 \%$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі іскри.
$f, \text{ДоВМТ}$	Визначається кутом випередження запалювання точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =,^0 \text{ ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^0 \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,145	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S=$	340	мм Хід поршня.
$P_c=$	3,748	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	9,569	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	3,9
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,7
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	154,9
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,7
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,167	15,1
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,900	171,0

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,6 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,50 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 112,4 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} \cdot 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 8,13 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 203 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

$d=$	0,25	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	750	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	70,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 78,5 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_{\kappa} = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -10,3 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -10,3 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,01668 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00209 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,018766 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = A r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 4

Результати динамічного розрахунку.

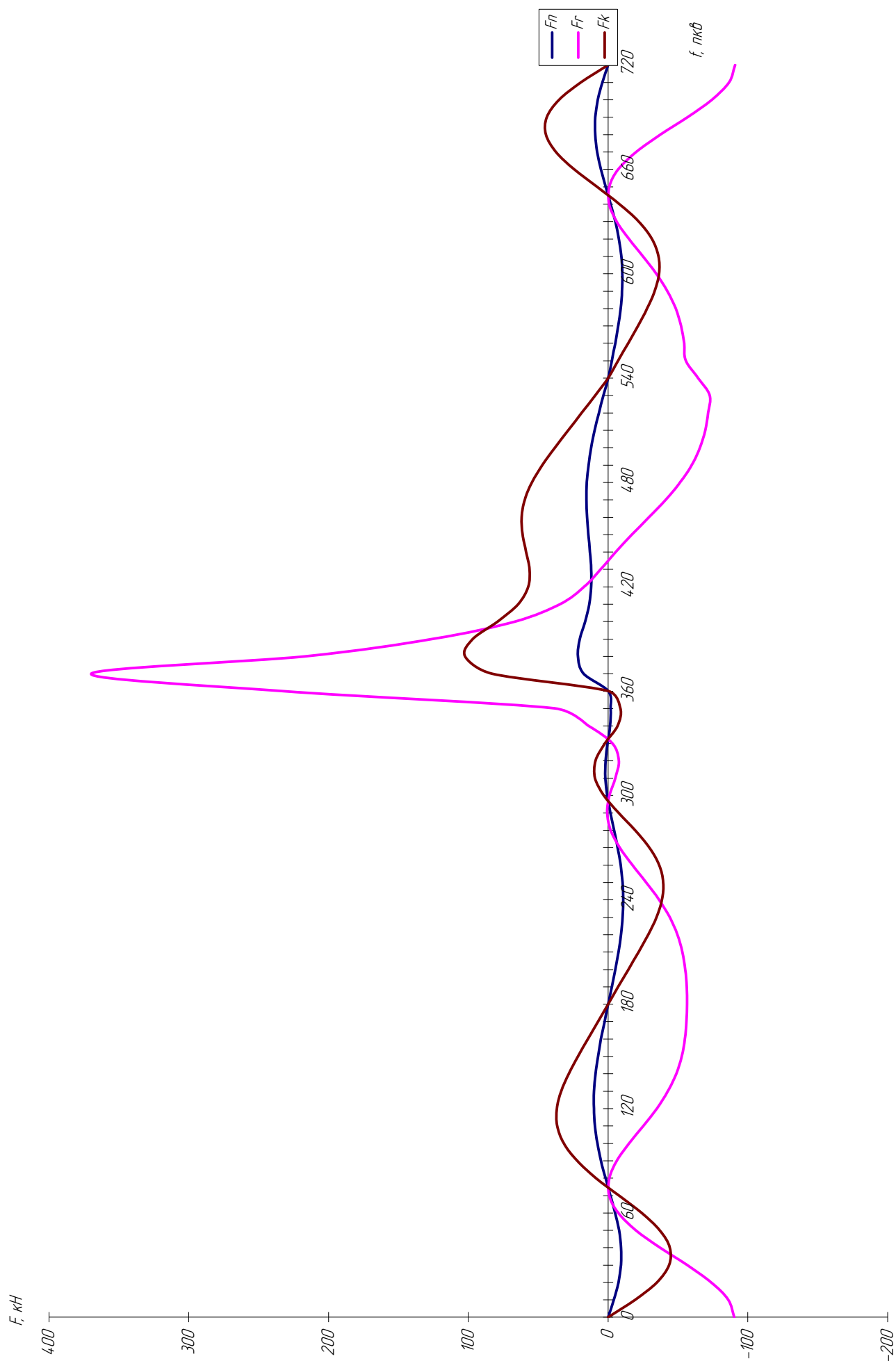
φ °	Vf	Гг	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Гг	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0021	2,721	-92,983	-90,263	0,000	-90,263	0,000	2,72	-92,98	-90,26	0,00	-90,26	0,00
10	0,0022	2,721	-90,684	-87,964	-4,077	-85,916	-19,311	2,72	-90,68	-87,96	-4,08	-85,92	-19,31
20	0,0027	2,721	-83,963	-81,243	-7,332	-73,785	-34,814	2,72	-83,96	-81,24	-7,33	-73,79	-34,81
30	0,0035	2,721	-73,333	-70,612	-9,149	-56,378	-43,575	2,72	-73,33	-70,61	-9,15	-56,38	-43,57
40	0,0045	2,721	-59,587	-56,867	-9,256	-37,170	-44,172	2,72	-59,59	-56,87	-9,26	-37,17	-44,17
50	0,0057	2,721	-43,723	-41,003	-7,753	-19,767	-36,939	2,72	-43,72	-41,00	-7,75	-19,77	-36,94
60	0,0071	2,721	-26,839	-24,119	-5,030	-7,075	-23,765	2,72	-26,84	-24,12	-5,03	-7,08	-23,76
70	0,0086	2,721	-10,026	-7,305	-1,619	-0,712	-7,515	2,72	-10,03	-7,31	-1,62	-0,71	-7,51
80	0,0101	2,721	5,734	8,454	1,937	-0,810	8,727	2,72	5,73	8,45	1,94	-0,81	8,73
90	0,0115	2,721	19,653	22,373	5,179	-6,224	22,373	2,72	19,65	22,37	5,18	-6,22	22,37
100	0,013	2,721	31,201	33,922	7,771	-15,031	31,795	2,72	31,20	33,92	7,77	-15,03	31,79
110	0,0143	2,721	40,135	42,856	9,498	-25,137	36,457	2,72	40,14	42,86	9,50	-25,14	36,46
120	0,0154	2,721	46,492	49,212	10,263	-34,775	36,748	2,72	46,49	49,21	10,26	-34,78	36,75
130	0,0164	2,721	50,549	53,269	10,073	-42,801	33,624	2,72	50,55	53,27	10,07	-42,80	33,62
140	0,0173	2,721	52,762	55,483	9,030	-48,739	28,231	2,72	52,76	55,48	9,03	-48,74	28,23
150	0,0179	2,721	53,680	56,401	7,307	-52,657	21,596	2,72	53,68	56,40	7,31	-52,66	21,60
160	0,0184	2,721	53,854	56,574	5,106	-54,943	14,456	2,72	53,85	56,57	5,11	-54,94	14,46
170	0,0187	2,721	53,749	56,470	2,618	-56,069	7,215	2,72	53,75	56,47	2,62	-56,07	7,22
180	0,0188	2,721	53,678	56,399	0,000	-56,399	0,000	2,72	53,68	56,40	0,00	-56,40	0,00
190	0,0187	2,772	53,749	56,522	-2,620	-56,120	-7,222	2,77	53,75	56,52	-2,62	-56,12	-7,22
200	0,0184	2,931	53,854	56,785	-5,125	-55,148	-14,510	2,93	53,85	56,78	-5,12	-55,15	-14,51
210	0,0179	3,210	53,680	56,890	-7,371	-53,114	-21,783	3,21	53,68	56,89	-7,37	-53,11	-21,78
220	0,0173	3,629	52,762	56,391	-9,178	-49,537	-28,693	3,63	52,76	56,39	-9,18	-49,54	-28,69
230	0,0164	4,223	50,549	54,772	-10,357	-44,008	-34,572	4,22	50,55	54,77	-10,36	-44,01	-34,57
240	0,0154	5,043	46,492	51,535	-10,747	-36,417	-38,482	5,04	46,49	51,53	-10,75	-36,42	-38,48

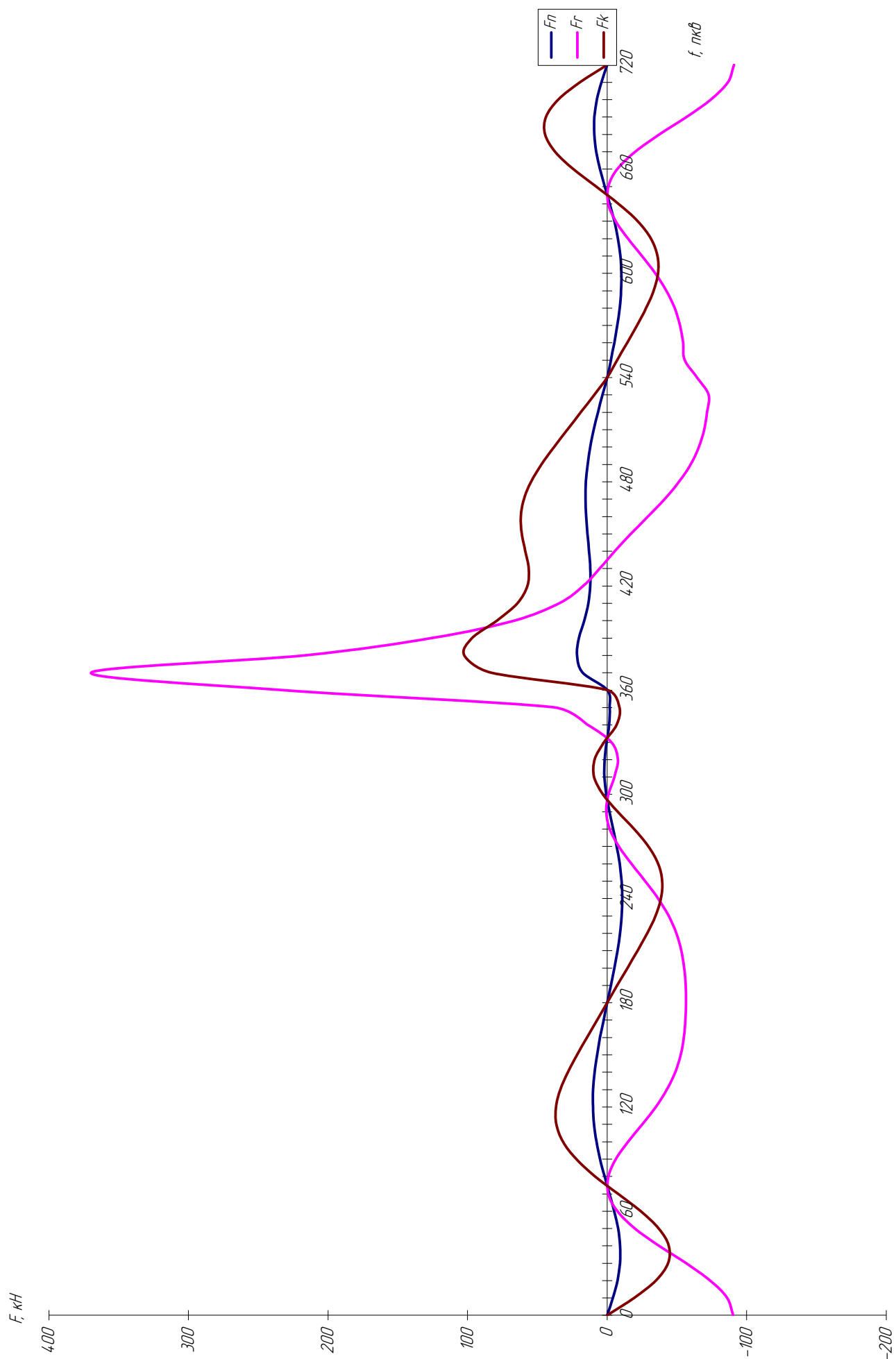
Продовження таблиці 4

250	0,0143	6,166	40,135	46,302	-10,262	-27,158	-39,388	6,17	40,14	46,30	-10,26	-27,16	-39,39
260	0,013	7,709	31,201	38,910	-8,913	-17,242	-36,470	7,71	31,20	38,91	-8,91	-17,24	-36,47
270	0,0115	9,851	19,653	29,503	-6,829	-8,207	-29,503	9,85	19,65	29,50	-6,83	-8,21	-29,50
280	0,0101	12,872	5,734	18,605	-4,262	-1,783	-19,207	12,87	5,73	18,61	-4,26	-1,78	-19,21
290	0,0086	17,221	-10,026	7,195	-1,595	0,701	-7,402	17,22	-10,03	7,20	-1,59	0,70	-7,40
300	0,0071	23,628	-26,839	-3,211	0,670	-0,942	3,163	23,63	-26,84	-3,21	0,67	-0,94	3,16
310	0,0057	33,268	-43,723	-10,455	1,977	-5,040	9,419	33,27	-43,72	-10,46	1,98	-5,04	9,42
320	0,0045	47,924	-59,587	-11,663	1,898	-7,623	9,059	47,92	-59,59	-11,66	1,90	-7,62	9,06
330	0,0035	69,770	-73,333	-3,563	0,462	-2,844	2,199	69,77	-73,33	-3,56	0,46	-2,84	2,20
340	0,0027	99,404	-83,963	15,441	-1,394	14,023	-6,617	99,40	-83,96	15,44	-1,39	14,02	-6,62
350	0,0022	130,153	-90,684	39,469	-1,830	38,550	-8,665	130,15	-90,68	39,47	-1,83	38,55	-8,66
360	0,0021	326,686	-92,983	233,703	0,000	233,703	0,000	326,69	-92,98	233,70	0,00	233,70	0,00
370	0,0022	469,481	-90,684	378,796	17,559	369,977	83,157	469,48	-90,68	378,80	17,56	369,98	83,16
380	0,0027	323,144	-83,963	239,181	21,586	217,226	102,493	323,14	-83,96	239,18	21,59	217,23	102,49
390	0,0035	229,986	-73,333	156,653	20,296	125,074	96,671	229,99	-73,33	156,65	20,30	125,07	96,67
400	0,0045	161,311	-59,587	101,724	16,557	66,490	79,014	161,31	-59,59	101,72	16,56	66,49	79,01
410	0,0057	115,237	-43,723	71,514	13,523	34,476	64,425	115,24	-43,72	71,51	13,52	34,48	64,43
420	0,0071	84,933	-26,839	58,094	12,115	17,042	57,242	84,93	-26,84	58,09	12,12	17,04	57,24
430	0,0086	64,791	-10,026	54,765	12,137	5,339	56,337	64,79	-10,03	54,77	12,14	5,34	56,34
440	0,0101	51,118	5,734	56,851	13,023	-5,448	58,689	51,12	5,73	56,85	13,02	-5,45	58,69
450	0,0115	41,621	19,653	61,274	14,183	-17,045	61,274	41,62	19,65	61,27	14,18	-17,04	61,27
460	0,013	34,889	31,201	66,090	15,139	-29,286	61,946	34,89	31,20	66,09	15,14	-29,29	61,95
470	0,0143	30,038	40,135	70,174	15,552	-41,161	59,696	30,04	40,14	70,17	15,55	-41,16	59,70
480	0,0154	26,507	46,492	72,999	15,223	-51,584	54,510	26,51	46,49	73,00	15,22	-51,58	54,51
490	0,0164	23,929	50,549	74,478	14,083	-59,841	47,011	23,93	50,55	74,48	14,08	-59,84	47,01
500	0,0173	22,062	52,762	74,824	12,178	-65,730	38,072	22,06	52,76	74,82	12,18	-65,73	38,07
510	0,0179	20,744	53,680	74,424	9,642	-69,485	28,497	20,74	53,68	74,42	9,64	-69,49	28,50
520	0,0184	19,869	53,854	73,723	6,653	-71,598	18,838	19,87	53,85	73,72	6,65	-71,60	18,84
530	0,0187	19,369	53,749	73,118	3,389	-72,599	9,342	19,37	53,75	73,12	3,39	-72,60	9,34

Продовження таблиці 4

540	0,0188	10,724	53,678	64,402	0,000	-64,402	0,000	10,72	53,68	64,40	0,00	-64,40	0,00
550	0,0187	2,144	53,749	55,893	-2,591	-55,496	-7,141	2,14	53,75	55,89	-2,59	-55,50	-7,14
560	0,0184	2,144	53,854	55,998	-5,054	-54,383	-14,309	2,14	53,85	56,00	-5,05	-54,38	-14,31
570	0,0179	2,144	53,680	55,824	-7,233	-52,119	-21,375	2,14	53,68	55,82	-7,23	-52,12	-21,37
580	0,0173	2,144	52,762	54,906	-8,937	-48,233	-27,937	2,14	52,76	54,91	-8,94	-48,23	-27,94
590	0,0164	2,144	50,549	52,693	-9,964	-42,338	-33,260	2,14	50,55	52,69	-9,96	-42,34	-33,26
600	0,0154	2,144	46,492	48,636	-10,143	-34,368	-36,317	2,14	46,49	48,64	-10,14	-34,37	-36,32
610	0,0143	2,144	40,135	42,279	-9,370	-24,799	-35,967	2,14	40,14	42,28	-9,37	-24,80	-35,97
620	0,013	2,144	31,201	33,345	-7,638	-14,776	-31,254	2,14	31,20	33,35	-7,64	-14,78	-31,25
630	0,0115	2,144	19,653	21,797	-5,045	-6,063	-21,797	2,14	19,65	21,80	-5,05	-6,06	-21,80
640	0,0101	2,144	5,734	7,878	-1,805	-0,755	-8,132	2,14	5,73	7,88	-1,80	-0,75	-8,13
650	0,0086	2,144	-10,026	-7,882	1,747	-0,768	8,108	2,14	-10,03	-7,88	1,75	-0,77	8,11
660	0,0071	2,144	-26,839	-24,695	5,150	-7,244	24,333	2,14	-26,84	-24,70	5,15	-7,24	24,33
670	0,0057	2,144	-43,723	-41,579	7,862	-20,045	37,458	2,14	-43,72	-41,58	7,86	-20,05	37,46
680	0,0045	2,144	-59,587	-57,443	9,350	-37,547	44,619	2,14	-59,59	-57,44	9,35	-37,55	44,62
690	0,0035	2,144	-73,333	-71,189	9,223	-56,838	43,931	2,14	-73,33	-71,19	9,22	-56,84	43,93
700	0,0027	2,144	-83,963	-81,819	7,384	-74,309	35,061	2,14	-83,96	-81,82	7,38	-74,31	35,06
710	0,0022	2,144	-90,684	-88,540	4,104	-86,479	19,437	2,14	-90,68	-88,54	4,10	-86,48	19,44
720	0,0021	2,144	-92,983	-90,839	0,000	-90,839	0,000	2,14	-92,98	-90,84	0,00	-90,84	0,00





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.5 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	683	715,8	4,8
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1044,3	877,2	18,4
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,324	-19,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,87	0,35
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	8,670	11,172	28,86
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,204 \cdot 42,500 = 8,670 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,334 \cdot 33,450 = 11,172 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 17 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.5 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 32,8 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 4,8%. Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.5 середній ефективний тиск зменшився на 18,4%.

Результати таблиці 2.5 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується на 19,9% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива на 28,86% можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити незначне зменшення механічного ККД проектного двигуна на 0,35%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на удосконалення системи регулювання складу газоповітряної суміші. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Описання системи газообміну

Система газообміну (рис. 3.1) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли, які входять в систему: комплект газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, колектор впускання, випускний колектор.

Фільтр-глушник

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун, від пилу, сторонніх предметів і інших забруднень, а також для зниження шуму впускання. Фільтр-глушник через перехідний патрубок кріпиться до турбокомпресора, а також до патрубку під'єднується система вентиляції картера. Періодично необхідно робити його очищення.

Комплект газової апаратури

У комплект газової апаратури входить: два шарових крани, регулятор співвідношення газ-повітря, два електромагнітних клапани, манометр, а також комплект патрубків з фланцями.

Вказаний комплект призначений для монтажу трубопроводу (блоку) газової апаратури на місці експлуатації, який повинен забезпечувати регулювання подачі газу в двигун, а також дистанційне відкриття і закриття електромагнітних клапанів або їх автоматичне виключення при аварійній зупинці двигуна.

3.2 Описання системи регулювання складу газоповітряної суміші

Використання в якості палива двигуна природного газу несе в своїй основі небезпеку неоднорідності складу паливного газу, що часто призводить до негативних наслідків у робочому процесі двигуна і, навіть, пропусків запалювання. При цьому вміст шкідливих домішок у складі випускних газів двигуна (CO та NO_x) значно збільшується. Це зумовлено можливою наявністю у складі природного газу негорючих домішок.

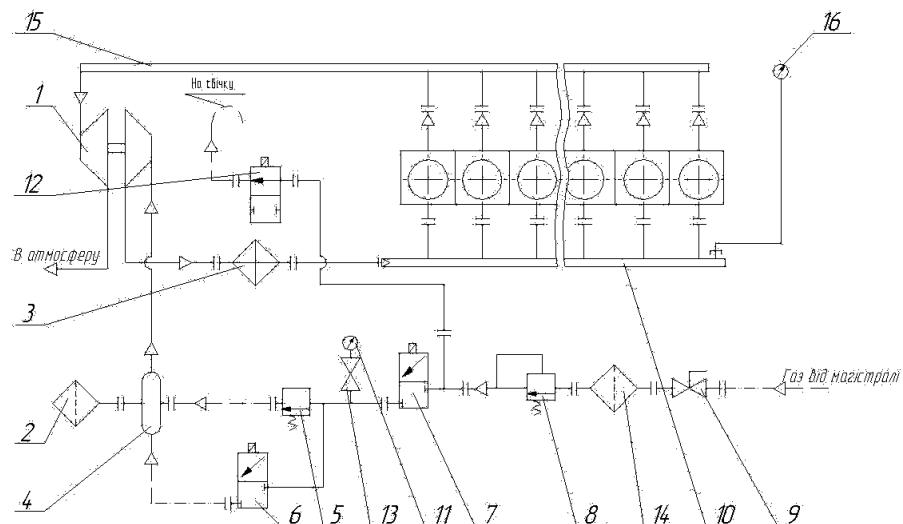


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну

1-турбокомпресор; 2-фільтр-глушник; 3-охолоджувач газоповітряної суміші; 4-камера змішувача газу і повітря; 5-регулятор співвідношення газ/повітря; 6-електромагнітний клапан (х/ходу); 7-електромагнітний клапан, який повільно відкривається; 8-регулятор тиску; 9-шаровий кран; 10-впускання колектор; 11-манометр; 12-електромагнітний клапан (на свічку); 13-кнопковий кран; 14-фільтр газу; 15-випускний колектор; 16-мановакууметр.

Тому застосування в паливній апаратурі газових двигунів електронно керованих систем регулювання складу газоповітряної суміші, що мають змогу миттєво реагувати на змінення складу паливної суміші, є надзвичайно актуальним в умовах сучасної боротьби альтернативних екологічно чистих видів палива з вуглеводневими видами палива. Такі системи дають змогу працювати двигунам не тільки на збагачених природних газах але й на доволі збіднених сумішах природного газу, скрапленому газі, біогазі, газах очисних споруд і сміттєвих сховищ, шахтному газі, попутному нафтовому газі, коксовому газі тощо.

В даній кваліфікаційній роботі спроектована система регулювання складу газоповітряної суміші для газового чотиритактного двигуна, що використовує в якості палива природний газ. Система включає в себе електронно керований λ -клапан, змішувач газоповітряної суміші, дросельна заслінка та контролер співвідношення газ-повітря. Контролер приймає сигнали від датчиків температури та тиску газоповітряної суміші на вході у впускний колектор,

частоти обертання колінчастого валу та відповідно керує λ -клапаном, що в свою чергу регулює кількість паливного газу у складі газоповітряної суміші.

Змішувач

Основним завданням системи подачі палива в газових двигунах є забезпечення оптимального співвідношення поміж повітрям і паливом на всіх режимах роботи. В автотракторних і малорозмірних стаціонарних двигунах із системою зовнішнього утворення газоповітряної суміші застосовують змішувальні пристрої, які схожі по принципу роботи із карбюраторами і забезпечують тими же пристроями необхідний склад суміші на всіх режимах.

При зовнішньому утворенні суміші з метою збереження конструкції кришки циліндра двигуна без змін використовують газоповітряні змішувачі. Найбільше застосування в газових двигунах отримали змішувачі із перехрестними або паралельними потоками повітря і газу.

Газоповітряні змішувачі забезпечують якісне утворення суміші завдяки високим швидкостям повітря і газу і мають малий гідравлічний опір. Швидкість газу і повітря в системах живлення газових двигунів звичайно вибирають в межах 30...100 м/с, швидкість газоповітряної суміші на 20...25% менше швидкості повітря. Умови експлуатації газових двигунів такі, що вони працюють практично при постійному навантаженні. Тому основним завданням змішувальної камери є забезпечення оптимального коефіцієнту надлишку повітря на характерному експлуатаційному режимі двигуна – $0,8 \dots 0,9 N_{\text{ном}}$, що позитивно вплине на параметри робочого циклу двигуна і найбільше на температуру випускних газів.

Тому в роботі розроблена змішувальна камера для даного газового двигуна, розрахунок розмірів якої приводиться нижче. Основними перевагами розробленої конструкції камери є те, що вона підтримує практично незмінною величину коефіцієнту надлишку повітря на всіх режимах роботи двигуна. Така оптимальна характеристика змішувальної камери стала результатом правильного вибору її прохідного перерізу і підтримання тиску паливного газу на вході в змішувальну камеру на низькому рівні. Камера змішувача газового

двигуна 8ГЧН 25/34 (рис. 3.2) призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр-глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає з газового трубопроводу в камеру. Камера складається з корпусу, в який встановлена вставка зі змінним перерізом. Газ з газового трубопроводу через електронно керований λ -клапан поступає в кільцевий простір між корпусом і вставкою Вентурі і через щілину йде на змішування з потоком повітря, і далі на охолоджувач повітря.

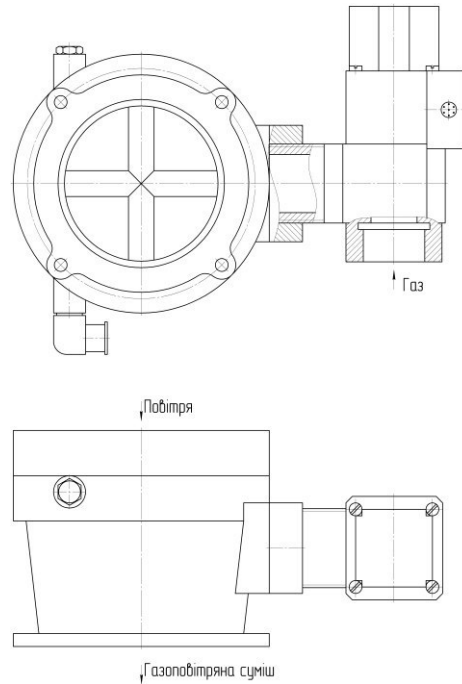


Рисунок 3.2 Змішувач і λ -клапан

Величина щілини (прохідний перетин) регулюється запрограмованим контролером суміші газ-повітря (залежно від параметрів газоповітряної суміші перед впускним колектором та від частоти обертання колінчастого валу) на місці установки двигун-генератора при здачі його в експлуатацію.

Колектор впускний

Впускний колектор двигуна 6ГЧН 25/34 є трубою з привареними патрубками і фланцями, закритими з торців заглушками. У середній частині колектора знаходиться фланець, до якого через регульовану заслінку і перехідник приєднується нагнітач повітря. У торцевій заглушці є бобишка для під'єднання трубки манометра.

Заслінка

Заслінка (рис. 3.3) з приводом від регулятора призначена для регулювання прохідного перетину у впускному колекторі, відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в циліндри двигуна залежно від навантаження. Основними її елементами є корпус і заслінка з віссю, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і підшипниках, запресованих в нього.

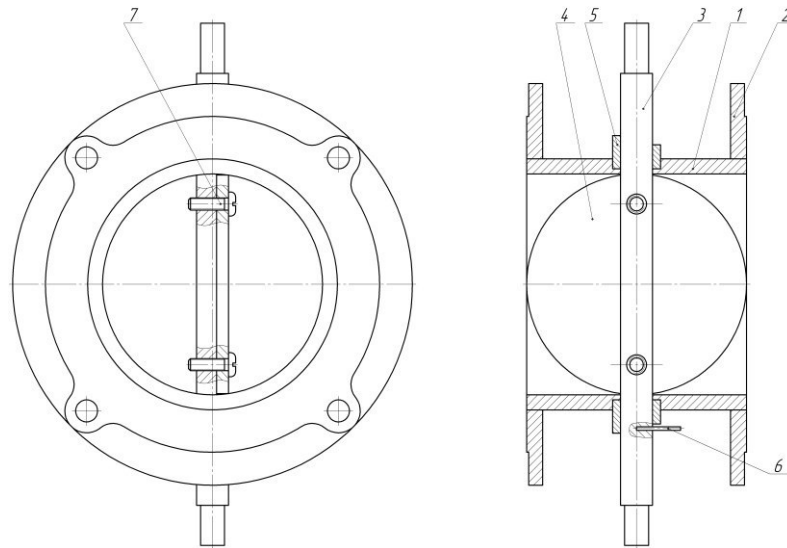


Рисунок 3.3 Заслінка

1 – труба; 2 – фланець; 3 – вісь; 4 – заслінка; 5 – підшипник; 6 – фіксатор; 7 - гвинт

Вставка в корпусі змішувальної камери має свободу переміщення, що забезпечує регулювання площі щілини для виходу газу. Величина площі щілини встановлюється при випробуваннях двигуна на стенді.

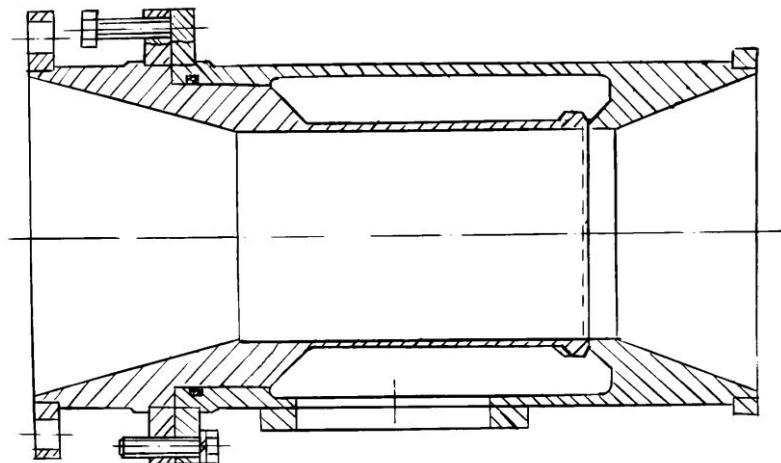


Рисунок 3.4 Змішувальна камера

3.3 Розрахунок системи регулювання газоповітряної суміші

Розрахунок змішувальної камери газового двигуна 8ГЧН 25/34

Вихідні дані для розрахунку

1.Витрата газу в змішувальну камеру	$V_{\Gamma} =$	233,5 м ³ /год
2.Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha =$	1,45
3.Тиск газу на вході в змішувальну камеру	$P_{\Gamma} =$	100150 Па
4.Тиск навколишнього середовища	$P_0 =$	100100 Па
5.Показник адіабати для газу	$K =$	1,3
6.Газова постійна для повітря	$R_n =$	283 кДж/кг*град
7.Газова постійна для газу	$R_{\Gamma} =$	519 кДж/кг*град
8.Температура навколишнього середовища	$T_0 =$	293 К
9.Мінімальний діаметр поперечного перерізу змішувальної камери	$d_{\min} =$	0,086 м

Розрахунок

1. Мінімальна площа поперечного перерізу змішувальної камери

$$f_{\min} = \frac{\pi * d_{\min}^2}{4} \quad f_{\min} = 0,005806 \text{ м}^2$$

1.Витрата повітря через змішувальну камеру V

$$V_{\Pi} = V_{\Gamma} * 9,5 * \alpha \quad V_{\Pi} = 3223,234 \text{ м}^3$$

1.Швидкість повітря в змішувальній камері

$$v_n = \frac{V_{\Pi}}{3600 * f_{\min}}, \text{ м / сек} \quad V_n = 154,21 \text{ м/сек}$$

2.Густина повітря

$$\rho_{\Pi} = \frac{P_0}{R_{\Pi} * T_0}, \text{ кг / м}^3 \quad \rho_{\Pi} = 1,21 \text{ кг/м}^3$$

3.Розрідження в змішувальній камері

$$\Delta P = \frac{\rho * v_n^2}{2}, \text{ Н / м}^2 \quad \Delta P = 14354,7 \text{ Н/м}^2$$

4.Тиск в змішувальній камері

$$P_{зк} = P_0 - \Delta P, \text{ Н / м}^2 \quad P_{зк} = 85745,3 \text{ Н/м}^2$$

5.Густина паливного газу

$$\rho_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma}}{R_{\Gamma} * T_0}, \text{ кг / м}^3 \quad \rho_{\Gamma} = 0,66 \text{ кг/м}^3$$

6.Масова витрата газового палива в змішувальну камеру

$$G_{\Gamma} = V_{\Gamma} * \rho_{\Gamma}, \text{кг} / \text{год}$$

$$G_{\Gamma} = 153,78 \text{ кг/год}$$

7.Коефіцієнт витрати отворів змішувальної камери

$$\varphi = 0,75$$

8.Необхідна площа отворів в змішувальній камері

$$f_0 = \frac{G_{\Gamma}}{3600 * \varphi * \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} * P_{\Gamma} * \rho_{\Gamma} * \left[\left(\frac{P_{з\kappa}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{з\kappa}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}, \text{м}^2$$

$$f_0 = 0,000452 \text{ м}^2$$

Ширина щілини в змішувальній камері

$$b = \frac{f_0}{\pi * d_{\min}}$$

$$b = 1,67 \text{ мм}$$

Швидкість газу на вході в змішувальну камеру

$$C = 215 \text{ м/с}$$

Перевірочний розрахунок змішувальної камери газового двигуна.

Вихідні дані:

1. Потужність газового двигуна (номінальна)	P= 715,8 кВт
2. Номінальне число обертів КВ двигуна	n= 750 хв ⁻¹
3. Витрата газу	V _г = 233,5 м ³ /год
4. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газу	α = 1,45
5. Коефіцієнт продувки	φ = 1,05
6. Температура повітря і газу при нормальних умовах	T ₀ = 293 К

Розрахунок:

1. Об'ємна витрата газо-повітряної суміші (ГПС) на виході із змішувальної камери

$$V_{ГПС} = V_{П} + V_{Г} = 3617,90 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\text{де: } V_{П} = \alpha \cdot 9,52 \cdot \varphi \cdot V_{Г} = 3384,40 \text{ м}^3/\text{год}$$

тут 9,52 м³ повітря/м³ газу необхідний об'єм повітря для згоряння 1м³ газу

2. Концентрація метану в ГПС

$$\beta = \frac{V_{Г}}{V_{Г} + V_{П}} = 0,065 \quad \text{або} \quad 6,45 \%$$

3. Швидкість повітря в змішувальній камері

$$C_{П} = \frac{4 \cdot V_{П}}{\pi \cdot d^2 \cdot 3600} = 119,76 \text{ м/сек}$$

де: d= 0,10 м - діаметр змішувальної камери

рекомендується швидкість C_П=70...100 м/сек

4. Розрідження в змішувальній камері

$$\Delta P = \frac{\rho_{П} \cdot C_{П}^2}{2} = 852,93 \text{ мм.вод.ст.}$$

$$\text{де: } \rho_{П} = \frac{P_0}{R_{П} \cdot T_0} = 1,19 \text{ кг/м}^3 \text{ - густина повітря}$$

P₀= 98100 Н/м² - нормальний тиск повітря

R_П= 281,5 Дж/кг*град - газова стала для повітря

5. Тиск газу перед змішувальною камерою (за редуктором низького тиску)

$$P_{Г} = P_0 + \Delta P_{Г} = 98150 \text{ Па}$$

де: ΔP_Г = 50

6. Швидкість витікання газу в змішувальну камеру

$$C_{Г} = \sqrt{z \cdot g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot R_{Г} \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_B}{P_{Г}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} = 165,95 \text{ м/с}$$

де: R_Г= 518,9 Дж/кг*град - газова стала для газу

P_В = P₀ - ΔP = 97247,07 Н/м² - тиск повітря в змішувальній камері

$$z = 2$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 - \text{прискорення вільного падіння}$$

$$K = 1,3$$

7. Діаметр труби для підведення газу

$$d_{TP} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\Gamma}}{\pi \cdot C_{\Gamma} \cdot 3600}} = 0,022 \text{ м}$$

8. Ширина щілини для підведення газу в змішувальну камеру знаходимо з рівняння

$$\delta = \frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot \pi \cdot d \cdot C_{\Gamma}} = 0,00124 \text{ м}$$

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закон України : « Про охорону здоров'я » , «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії і радіаційний захист», « Про забезпечення санітарно – епідеміологічного благополуччя населення», а також Кодекс законів про працю України.

14 жовтня 1992 року Верховна Рада України прийняла Закон « Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи й організації або уповноваженим їм органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Специфічною особливістю українського закону, що регламентує правову основу охорони праці, є високий рівень прав і гарантій працівникам. До позитивних моментів Закону України « Про охорону праці» безперечно належить закріплення за державою функцій управління і нагляду за охороною праці.

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою господарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини. По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

Висока температура відкритих частин двигуна.

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпе́чність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Шум.

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

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

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

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), 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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

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

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

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

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 715,8 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 715,8^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82,96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 12000 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{454 \cdot 715,8^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 454}{12000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \left(\frac{12000}{715,8} \right)} + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right) = 74,3 \text{ Дб}$$

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

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

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

4.2 Охорона навколишнього середовища

Відомі наступні методи фізичної і хімічної обробки газів, що відробили, з метою очищення навколишнього середовища від шкідливих речовин і теплового забруднення: утилізації теплових утрат; каталітична, вогньова і рідинна нейтралізація, фільтрація й інше.

Утилізація теплових витрат на судні здійснюється з метою удосконалювання ССУ, впливає також і на характер забруднення навколишнього середовища, зменшуючи величину теплових викидів. Дія каталітичних нейтралізаторів заснована на без вогневого окислюванні продуктів неповного згорання палива C і $C_x H_y$ в CO_2 і H_2O , а також на розкладанні з'єднань NO_x у вихідні речовини N_2 і O_2 . Вогневе допалювання паливних елементів газів, що відробили, здійснюється в спеціальній камері при температурі 700-850 °C.

Принцип дії рідинних нейтралізаторів заснований на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусканні газів, що відробили, через рідину відповідного складу, такою рідиною може бути і вода. Рідинні нейтралізатори, крім свого прямого призначення, гасять розпечені тверді частки газів, що відробили, це підвищує комфортабельність судна в цілому.

У простих конструкціях рідинного нейтралізатора, заповненого водою, проходячи через шар рідини, гази нейтралізуються і надходять у вихідну трубу, з якої віддаляються в атмосферу. Робота рідинного нейтралізатора не залежить від режиму роботи двигуна.

У випускних трубопроводах двигунів при відсутності утилізаційних парогенераторів встановлюють іскрогасники, що запобігають викиду розпечених часток палива і сажі в навколишнє середовище.

ВИСНОВКИ

Поставлене завдання – проектування чотиритактного газового двигуна з наддувом для стаціонарної електростанції номінальною потужністю 700 кВт, на базі двигуна-прототипу 8ЧН 25/34 можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі номінальна ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 715,8$ кВт, що відрізняється від заданої (на 4,8 %). В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а за результатами теплового розрахунку було визначено як розподіляються складові зовнішнього теплового балансу. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина даної роботи стосувалася розробки системи регулювання газоповітряної суміші. Спроектована система регулювання складу газоповітряної суміші для газового чотиритактного двигуна, що використовує в якості палива природний газ. Розроблена змішувальна камера для даного газового двигуна, розрахунок розмірів якої приведено в роботі. Основними перевагами розробленої конструкції камери є те, що вона підтримує практично незмінною величину коефіцієнту надлишку повітря на всіх режимах роботи двигуна. Така оптимальна характеристика змішувальної камери стала результатом правильного вибору її прохідного перерізу і підтримання тиску паливного газу на вході в змішувальну камеру на низькому рівні.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища від різних шкідливих факторів, що надходять від двигуна. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко, В. В. Оптимізація конструкторсько-технологічних рішень у двигунобудуванні за критеріями мінімізації виробничих витрат / Н. В. Гавриленко, В. В. Нестеренко // Креативні підходи у сучасних наукових дослідженнях : кол. монографія. – Харків : СГ НТМ "Новий курс", 2026. – Розд. 3, п3.1. – С. 54–73. <https://doi.org/10.61718/mon202605.02>
2. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2021), - С. 79-86 DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.11
3. V. Nesterenko, V. Oshovskyi, O. Hrabovenko, I. Shvets, I. Ursulenko Problems of Using Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines. // Proceedings of 29th International Scientific Conference TRANSPORT MEANS 2025 01-03.10.2025: – Klaipėda, Lithuania, 2025. – Pages 738-744 <https://drive.google.com/file/d/1CICNyTi1MubrNsKsRNxzFvZcRXCbvVxa/view>
4. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
5. М.Р. Ткач, Ю.М. Галинкін , Ю.Г. Золотий, А.А. Монахов, В.В. Нестеренко, А.С. Познанський Визначення параметрів динамічної міцності глушника двигуна.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №1 (2025), - с. 59-65 <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.07>
6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023:–Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929. <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2023.-part-ii.-proceedings-27th-international-scientific-conference>

7. I. Gritsuk, D. Pohorletskyi, N. Pohorletska, V. Volkov, M. Volodarets, I. Khudiakov, S. Dotsenko, V. Nesterenko, O. Volska «Features of Assessing Fuel Efficiency and Environmental Performance of Vehicles in Thermal Preparation Processes», SAE Technical Paper 2024-01-5088, Published 02.09.2024, doi:10.4271/2024-01-5088. .

8. [N. Fidrovskya](#), [S. Dotsenko](#), [S. Nikipchuk](#), [M. Ostashuk](#), [V. Nesterenko](#), [P. Yefimenko](#) Hydrogen wear of metal friction elements of vehicle brakes for urban infrastructure facilities. International Journal of Human Capital in Urban Management. Volume 9, Issue 4, № 36.- October 2024, Pages 553-564. DOI:10.22034/IJHCUM.2024.04.01

9. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // 28 rd International Scientific Conference on Transport Means 2024 04-06.10.2024:– Palanqa, Lithuania, 2024. – Pages 1020 - 1025. <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P1020-1025>