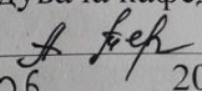


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри


«05» 06 2026 р.

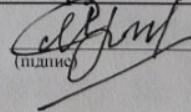
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна потужністю 200 кВт при зміні виду палива з удосконаленням системи охолодження.

Прототип 8ЧН 12/12.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

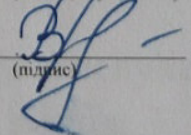

(підпис)

Маді М.С.

Керівник роботи:

доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Нестеренко В.В.

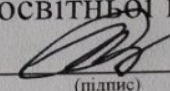
Первомайськ - 2026 р.

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 Маді Максиму Сергійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна потужністю 200 кВт при зміні виду палива з удосконаленням системи охолодження. Прототип 8ЧН 12/12».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 6.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 8ЧН12/12 потужністю 154 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 8ГЧН12/12 – поперечний переріз (СК). 2. Радіатор системи охолодження (СК). 3. Схема системи охолодження (СХ) 4. Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

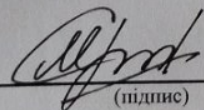
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

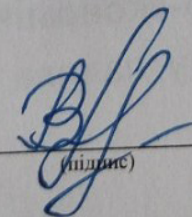
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної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

Студент


(підпис)

Маді М.С.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 200 кВт на базі прототипу 8ЧН12/12, та розроблено конструкцію радіатора системи охолодження.

Здійснено загальний опис середньо вантажного автомобіля, на якому планується встановити проєктований двигун, та детальний опис двигуна-прототипу 8ЧН12/12.

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.

Проаналізовано існуючі схеми систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння та конструкції їх складових. Для забезпечення високих ресурсних показників проєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип палива. Виконано розрахунок основних параметрів вентилятора та радіатора системи охолодження з метою забезпечення оптимальних умов протікання робочого процесу в циліндрах двигуна.

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

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна; складальне креслення радіатора системи охолодження двигуна; схему системи охолодження; індикаторної діаграми та сил, що діють в шатунно-поршневому механізмі.

Ключові слова: газовий двигун, система охолодження, радіатор, вентилятор.

ABSTRACT

In accordance with the assignment, this thesis presents the design of a 200 kW supercharged gas engine based on the 8CHN12/12 prototype, as well as the design of a cooling system radiator.

A general description of the medium-duty truck on which the designed engine is planned to be installed is provided, along with a detailed description of the 8CHN12/12 prototype engine.

Calculations of the engine's operating cycle parameters were performed; based on the results obtained, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the engine's external heat balance have been determined, as well as the forces and moments acting in the engine's crankshaft-connecting rod mechanism.

Existing designs of internal combustion engine cooling systems and the structures of their components have been analyzed. To ensure high performance characteristics of the designed engine and the reliability of its operation, the fuel type was changed. The main parameters of the cooling system's fan and radiator were calculated to ensure optimal conditions for the working process in the engine cylinders.

The project addresses key issues related to environmental protection and occupational safety during engine operation. Potential hazards during the operation and maintenance of the gas 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: a cross-sectional view of the engine; an assembly drawing of the engine cooling system radiator; a cooling system diagram; and diagrams of the forces acting in the crank-piston mechanism.

Keywords: gas engine, cooling system, radiator, fan.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 12/22	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	13
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом	14
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	24
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	33
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	40
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	42
3.2 Розрахунок основних параметрів вентилятора та водяного радіатора системи охолодження	54
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, створених проєктованим двигуном.	59
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	60
ВИСНОВКИ	64
ЛІТЕРАТУРА	65
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікації складального креслення	
Додаток 2 Двигун 8ГЧН12/12 – поперечний переріз	
Додаток 3 Специфікація радіатора системи охолодження	

Додаток 4 Радіатор системи охолодження

Додаток 5 Схема системи охолодження

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

ВСТУП

Автомобільні двигуни внутрішнього згоряння є найбільш поширеним видом двигунів. Їх сумарна потужність перевищує потужність усіх інших видів двигунів. Споживання палива і викид продуктів згоряння автомобілями обчислюється багатьма десятками мільйонів тонн. Економіка автомобільного транспорту, здоров'я людей великою мірою залежать від досконалості двигунів. Тому до них висувають усе більш жорсткі вимоги, які вдається виконувати завдяки інтенсифікації науково-технічного прогресу. Серед різних вимог до автомобільних ДВЗ найважливішими є: досягнення високої паливної економічності; задоволення зростаючих екологічних вимог, таких, як малі токсичність викидів і їх рівень; зростання надійності, компактності; зниження матеріаломісткості, маси, трудомісткості виготовлення і експлуатації.

Розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти, що ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

Успішне вирішення цих проблем, в основному, визначається принциповим підходом до проєктування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проєктування чотиритактного газового двигуна потужністю 200 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН12/12. Проєктований газовий двигун призначений для експлуатації на середньо вантажному автомобілі. Для забезпечення надійної роботи газового двигуна з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності в конструкції системи охолодження передбачено ряд змін, які дозволять підвищити механічний коефіцієнт корисної дії двигуна, що позитивно вплине на витрати газового палива, збільшить ресурсні показники деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 12/22

Двигуни чотиритактні із займанням від стискування, рідинного охолодження, з V-подібним розташуванням восьми циліндрів, з турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря (ОНП) типу «повітря-повітря».

Блок циліндрів є основною корпусною деталлю двигуна і є відливанням з чавуну. Блок циліндрів двигуна складають два ряди напівблоків під гільзи циліндрів, розташованих V-подібно під кутом 90° один до іншого і що представляють одне ціле з верхньою частиною картера. Лівий ряд розточувань під гільзи зміщений відносно правого вперед (до вентилятора) на 29,5 мм, що обумовлено установкою двох шатунів на кожен шатунову шийку колінчастого валу. Кожне розточування має по два співвісні циліндричні пояси, виконаних у верхній і нижній частинах напівблоків, по яких центрується гільза циліндра, і виточку у верхньому поясі, що утворює кільцевий майданчик під бурт гільзи.

На нижньому поясі виконано дві канавки під кільця ущільнювачів, які запобігають попаданню рідини, що охолоджує, з порожнини охолодження блоку в порожнину масляного картера двигуна.

Бобишки отворів під болти кріплення голівок циліндрів виконані у вигляді приливів до поперечних стінок, що утворюють сорочку охолодження, і рівномірно розподілені навколо кожного циліндра.

Поперечні перегородки в нижній частині блоку циліндрів закінчуються товстостінними арками, що утворюють корінні опори колінчастого валу, до оброблених майданчиків яких кріпляться кришки корінних підшипників.

Розточування блоку циліндрів під вкладиші корінних підшипників робиться в зборі з кришками, тому кришки корінних підшипників не взаємозамінні і встановлюються в строго певному положенні. На кожній кришці нанесений порядковий номер опори, нумерація яких починається з переднього торця блоку.

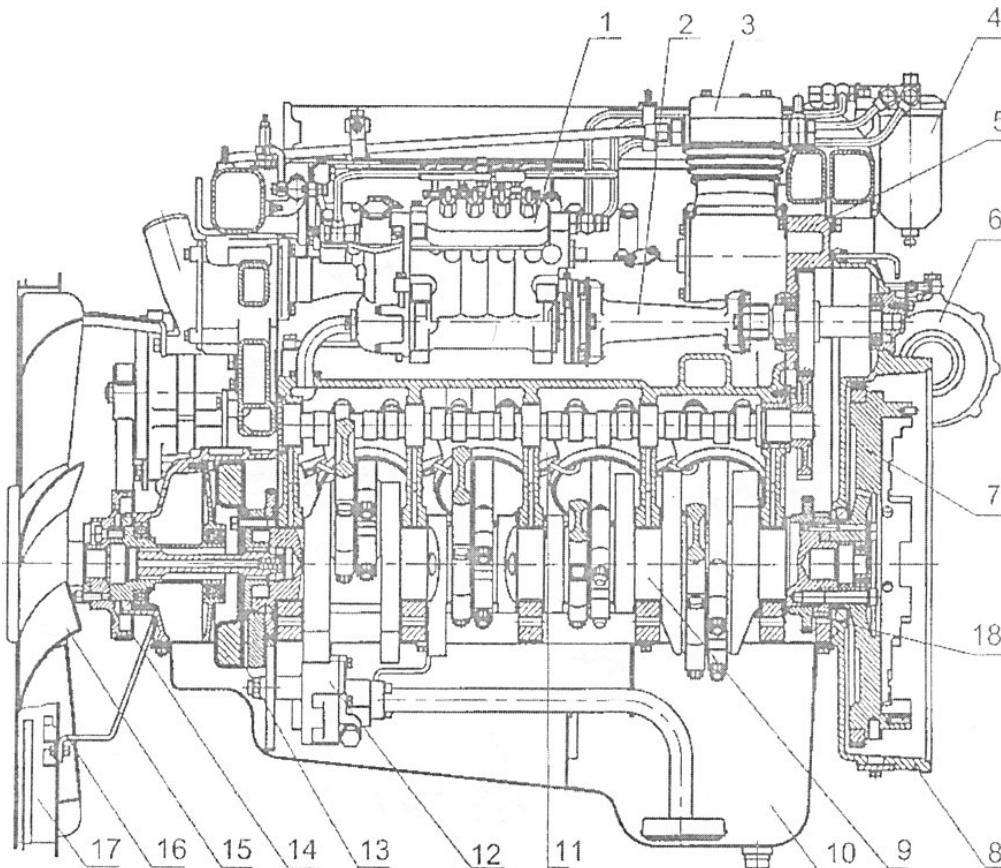


Рисунок 1.1—
Поздовжній
переріз двигуна

1 - ТНВТ; 2 - привід
ТНВТ; 3 -
компресор; 4 -
фільтр тонкого
очищення палива; 5 -
картер агрегатів; 6 -
турбокомпресор; 7 -
маховик; 8 -
картер маховика; 9 -
колінчастий вал; 10 -
масляний картер;
11 - форсунка
охолодження
поршня; 12 -
масляний насос; 13 -
гаситель
крутильних
коливань; 14 - шків
приводу водяного

насоса і генератора; 15 - вентилятор з в'язкістю муфтою; 16 - кронштейн кріплення обичайки вентилятора; 17 - обичайка вентилятора; 18-шестерня приводу масляного насоса того, що відкачує.

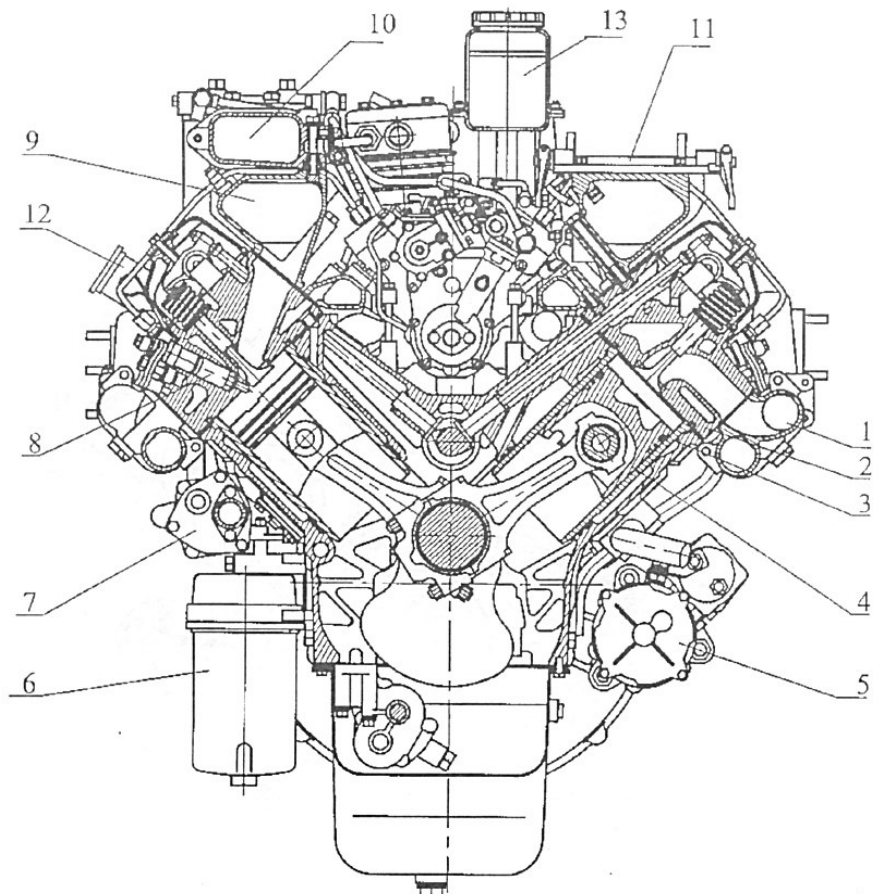


Рисунок 1.2—
Поперечний переріз
двигуна

1 - колектор випускний; 2 -
голівка циліндра; 3 - блок
циліндрів; 4 - поршень; 5 -
стартер; 6 - фільтр
масляний; 7 - водомасляний
теплообмінник; 8 -
форсунка; 9 - колектор
впускний; 10 - труба
підводить; 11 - привід
управління регулятором
ТНВТ; 12 - маслорозливна
горловина; 13 - бачок насоса
гідропідсилювач керма.

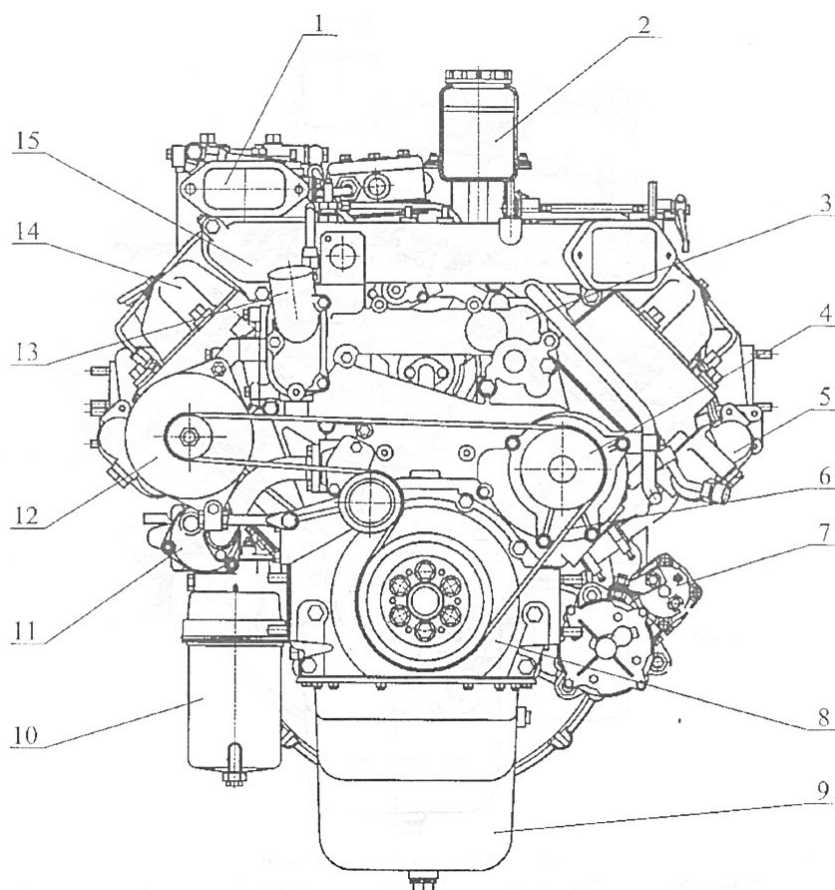


Рисунок 1.3—

Двигун, вигляд спереду

1 - труба відведення повітря в охолоджувач наддувочного повітря; 2 - бачок насоса гідропідсилювача керма; 3 - корпус водяних каналів; 4 - водяний насос, 5 - випускний колектор; 6 - ремінь приводу водяного насоса і генератора; 7 - стартер; 8 - передня кришка; 9 - масляний картер; 10 - фільтр масляний; 11 - водомасляний теплообмінник; 12 - генератор; 13 - патрубок відведення рідини, що охолоджує, з двигуна; 14 - кришка голівки циліндра; 15 - патрубок сполучний.

У частині картера розвалу блоку циліндрів у вигляді бобишок виконані ті, що направляють штовхальники клапанів. Ближче до заднього торця, між четвертим і восьмим циліндрами, для поліпшення циркуляції рідини, що охолоджує, виконана перепускна труба порожнини охолодження. Одночасно вона надає блоку ще і додаткову жорсткість. Паралельно осі розточувань під підшипники колінчастого валу виконані розточування під втулки розподільчого валу. Нижче за розточування під кільця ущільнювачів гільз циліндрів підліті бобишки під форсунки охолодження поршнів.

Гільзи циліндрів «мокрого» типу, легко знімні. Гільза циліндра виготовляється з сірого спеціального чавуну, що не піддається термообробці в процесі виготовлення. У з'єднанні гільза-блок циліндрів порожнина охолодження ущільнена гумовими кільцями круглого перерізу.

Привід агрегатів здійснюється прямозубими шестернями і служить для приводу механізму газорозподілу, паливного насоса високого тиску, компресора і насоса рульового підсилювача двигуна.

До заднього торця блоку циліндрів кріпиться картер агрегатів. У верхній частині картера агрегатів є розточування, в які можуть встановлюватися компресор і насос рульового підсилювача виробу. З боків картера агрегатів виконані бобишки з отворами для зливу масла з турбокомпресорів і під покажчик рівня масла. Привід агрегатів закритий картером маховика, закріпленим до заднього торця блоку циліндрів через картер агрегатів.

Колінчастий вал виготовляється з високоякісної сталі із зміцненням методом карбонітрування або азотування. Вал має п'ять корінних і чотири шатунові шийки, пов'язані щоками і зв'язані з ними перехідними галтелями. Для рівномірного чергування робочих ходів шатунові шийки колінчастого валу розташовані під кутом 90° . На кожній шатуновій шийці встановлені по два шатуни – один для правого і один для лівого рядів циліндрів. Підведення масла до шатунових шийок робиться через отвори в корінних і отвори в шатунових шийках. Для урівноваження сил інерції і зменшення вібрацій колінчастий вал має шість основних противаг, відштампованих суцільно з щоками колінчастого валу.

Вкладиші корінних і шатунових підшипників виготовлені із сталевій стрічки, покритої шарами свинцевої бронзи, свинцевоолов'янистого сплаву і олова. Верхні і нижні вкладишів корінних підшипників не взаємозамінні. Вкладиші нижньої голівки шатуна взаємозамінні. Від провертання і бічного зміщення вкладиші фіксуються виступами (вусами), що входять в пази, передбачені в ліжках блоку і шатуна, а також кришках підшипників.

Кришки корінних підшипників виготовлені з високоміцного чавуну. Кріплення кришок здійснюється за допомогою вертикальних корінних і горизонтальних стяжних болтів, які затягуються за певною схемою з регламентованим моментом. Крім того, кришка п'ятої корінної опори центрується в подовжньому напрямі двома вертикальними штифтами.

Шатун сталевий, кований, стержень має двотавровий переріз. Верхня голівка шатуна нерознімна, нижня виконана з прямим роз'ємом і плоским

стиком. У верхню голівку шатуна запресована сталевобронзова втулка 10, а в нижню встановлені змінні вкладиші.

Поршень – відлив з алюмінієвого сплаву. У голівці поршня є три канавки, в які встановлені поршневі кільця. Канавка під верхнє компресійне кільце зі вставкою зі зносостійкого чавуну. У днищі поршня виконана відкрита тороїдальна камера згорання з витискувачем в центральній частині, яка зміщена відносно осі поршня убік від виточок під клапани на 5 мм. Бічна поверхня є складною овально-бочкоподібною формою із заниженням в зоні отворів під поршковий палець. На юбку нанесено графітове покриття. У нижній її частині виконаний паз, що виключає контакт поршня, при правильній зборці, з форсункою охолодження при знаходженні його в нижній мертвій точці (НМТ). Поршень комплектується двома компресійними і одним маслосмічним кільцями.

Компресійні кільця виготовляються з високоміцного, а маслосмічне з сірого чавунів.

Поршковий палець плаваючого типу, його осьове переміщення обмежене стопорними кільцями. Палець виготовлений з хромонікелевої сталі.

Механізм газорозподілу призначений для забезпечення впускання в циліндри свіжого повітряного заряду і випуску з них газів, що відпрацювали. Механізм газорозподілу – верхньоклапанний з нижнім розташуванням розподільчого валу.

Розподільчий вал сталевий, кулаки і опорні шийки піддані термообробці струмами високої частоти; встановлюється в розвалі блоку циліндрів на п'яти підшипниках ковзання, що є сталевими втулками, залитими антифрикційним сплавом. На хвостовик розподільчого валу напресована прямозуба шестерня. Привід розподільного валу здійснюється від шестерні колінчастого валу через блок проміжних шестерень.

Клапани з жароміцної сталі. Клапани переміщуються в направляючих втулках, виготовлених з металокераміки.

Штовхачі тарілчастого типу з профільованою направляючою частиною. Виготовлені із сталі з наступним наплавленням поверхні тарілки вибіленим чавуном. Штовхальник підданий хіміко-термічній обробці.

Штанги штовхачів сталеві, порожнисті, із запресованими наконечниками.

Коромисла клапанів сталевих, штампованих, є двоплечим важелем, у якого відношення більшого плеча до меншого складає 1,55. Коромисла впускного і випускного клапанів встановлюються на загальній стійці і фіксуються в осьовому напрямі пружинним фіксатором.

Стойка коромисел чавунна, її цапфи піддані термічній обробці СВЧ.

Пружини клапанів гвинтові, встановлюються по дві на кожен клапан. Пружини мають різні напрями навивки.

Голівки циліндрів окремі на кожен циліндр, виготовлені з алюмінієвого сплаву, для охолодження мають порожнину, що сполучається з порожниною охолодження блоку циліндрів. Кожна голівка циліндра встановлюється на два настановні штифти, запресовані в блок циліндрів, і кріпиться чотирма болтами з легованої сталі. Один з настановних штифтів одночасно служить втулкою для подачі масла на мастило коромисел клапанів. Втулка ущільнена гумовими кільцями. Вікна впускного і випускного каналів розташовані на протилежних сторонах голівки циліндрів.

У голівку запресовані чавунні сідла і металокерамічні направляючі втулки клапанів. Впускні сідла і клапани профільовані для забезпечення меншого опору випуску газів, що відпрацювали.

Клапанний механізм закритий алюмінієвою кришкою. Для шумоізоляції і ущільнення стику кришка - голівка циліндра застосовані гумове прокладення ущільнювальне і віброізоляційна шайба.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації.

Основні параметри двигуна прототипу. Двигун проектується на базі дизеля 8ЧН 12/12, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведені в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигуна 8ЧН12/12 Таблиця 2.1

Найменування параметра, характеристика, одиниці вимірювання	8ЧН12/12
Тип двигуна	чотирьохтактний, з запаленням від стиску
Розташування циліндрів	V-подібне, з кутом розвалу 90°
Діаметр циліндрів и хід поршня, мм	120x120
Робочий об'єм, л.	10,85
Номинальна потужність, кВт (л.с.)	154,4 (210)
Максимальний момент, що крутить, Н м (кгс-м)	650(65)
Питома витрата пального, г/л.с.·год	178
Ступінь стиску	17 (±2)
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ - номінальна - при максимальному моменті, що обертає на холостому ході :- мінімальна - максимальна	2600±50 1600...1800 600±20 2830-80
Кількість клапанів в головці циліндра	2 (впускний та випускний)
Система наддуву	газотурбінна, з двома турбокомпресорами і ОНВ типу «повітря-повітря».

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 склад і фізичні властивості. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають місце 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. В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку Гріневецького – Мазінга.

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.
Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	200	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	2600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	120	мм
Хід поршня	$S =$	120	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	145	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	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	$p_r =$	135	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	105300	кДж/м ³

Скраплений газ пропан-бутан

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	0	$R_{CH_4} =$	0
етан	$C_2H_6 =$	0	$R_{C_2H_6} =$	0
пропан	$C_3H_8 =$	50	$R_{C_3H_8} =$	0,5
бутан	$C_4H_{10} =$	50	$R_{C_4H_{10}} =$	0,5
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$R_{C_5H_{12}} =$	0
вуглекислота	$CO_2 =$	0	$R_{CO_2} =$	0
оксид вуглецю	$CO =$	0	$R_{CO} =$	0
азот	$N_2 =$	0	$R_{N_2} =$	0

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 27,38 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 47,55 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 3,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 4,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 4,025 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 36,773 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 48,798 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 1,25 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0263$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_\epsilon = 336,8 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 276,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 319,1 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 137,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

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

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3452,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 828,9 \text{ K} \quad t_c = 555,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0252$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C p m_z \cdot t_z - (m C v m_{e_m} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0717$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0922$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0825$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7536$$

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:

$$a = 21,41$$

$$b = 558,42$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 54,05$$

$$b = 14710,5$$

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 отримаємо рівняння.

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

де:

$$a = 21,10$$

$$b = 516,38$$

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:

$$a = 21,10$$

$$b = 258,19$$

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:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

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

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 274,652$$

$$B = 29,896$$

$$C = 60222,56 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1737,2 \text{ C} \quad T_z = 2010,2 \text{ K}$$

Максимальний тиск згорання.

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

$$p_{\max} = 8582,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,49$$

$$\Delta\lambda = 5,63 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$p_e = 454,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1116,7 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.e.} = \frac{T_e}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_e} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 880,6 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{P_b}{P_r}}}$$

$$T_r = 745,3 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,63 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 994,10 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,08 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

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.

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30}, \text{м/с}$$

$$S_{\text{пр}} = 0,12 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{\text{п.ср.}} = 10,4 \text{ м/с}$$

$$P_M = 147,5 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 846,59 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,85$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,356$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,096 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 19,2 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 10,90 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 1,36 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,12 \text{ м}$$

$$m = 1$$

$$d = 120,2 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{мм}$$

$$S = 120,2 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 120 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 120 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 10,85 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 1,36 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 199,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ep} = 199,5 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,47 \%$$

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

2.3 Розрахунок теплового балансу

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	199,1 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	2600 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	120 мм
хід поршня:	$S =$	120 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	105300 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	19,2 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,36
кількість свіжого заряду	$M_l =$	47,548 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	48,798 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	880,6 К
температура на початку стиску	$T_d =$	347,3 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,75 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	21,64 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	994,10 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:

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

$$Q_{II} = 562,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 199,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 35,4 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 200 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,47 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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 насоса.

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:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{Г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,14$$

$$W_{СТ.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 106,8 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 10,4 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 210,72 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 126,43 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0014 \text{ м}^3$$

$$P_n = 29,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 29,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 136,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

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

$$V_B = 0,0049 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,65$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,74 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\epsilon.н.} = 0,74 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 137,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 24,42 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p')^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 33,07 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 29,95 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\Gamma} = 220,8 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,28 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0886$$

тоді

$$Q_{MD} = 49,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 19,3 \text{ кВт}$$

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

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 0,88 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 0,9 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 20,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,59 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\text{H.B.}} = 15,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{H.B.}} = 2,71 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	199,1	35,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	137,2	24,4
теплота, яка виноситься випускними газами	220,8	39,3
теплота, яка відводиться маслом	20,2	3,6
невраховані теплові втрати	15,2	2,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	592,5	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,994 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1378 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	8,583 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,250	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,960	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, МПа$	$P_{CT}, мм$	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}, мм$	$P_{cp}, МПа$
1	3,452	86,3	8,583	214,6	5,130
1,25	2,543	63,6	6,494	162,3	3,951
1,5	1,981	49,5	5,170	129,3	3,189
1,75	1,604	40,1	4,264	106,6	2,660
2	1,336	33,4	3,609	90,2	2,273
3	0,766	19,2	2,174	54,3	1,407
4	0,517	12,9	1,517	37,9	1,000
5	0,381	9,5	1,148	28,7	0,767
6	0,297	7,4	0,914	22,8	0,617
7	0,240	6,0	0,754	18,8	0,514
8	0,200	5,0	0,638	15,9	0,438
9	0,170	4,3	0,551	13,8	0,380
9,5	0,158	3,9	0,515	12,9	0,357
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,036

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.

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

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

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,015 \text{ МПа}$$

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

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: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття впускного 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	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,135	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	120	мм Хід поршня.
$P_c =$	3,452	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	8,583	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 r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,4 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,14 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 103,6 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

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

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 7,30 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 182 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

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

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

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=	0,12	м - діаметр циліндра
s=	0,12	м - хід поршня
λ_L =	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
r=	0,06	м - радіус кривошипа
n=	2600	хв ⁻¹ - частота обертання
m_s =	7,0	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

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 272,1 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,011 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

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

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).

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

Нормальна сила.

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

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 оберальноно.

$$F_{uоб} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uоб} = -43,9 \quad \text{кН}$$

$$F_{uоб} = -43,9 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються оберальноно

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00136 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00017 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,001526 \text{ м}^3$$

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.

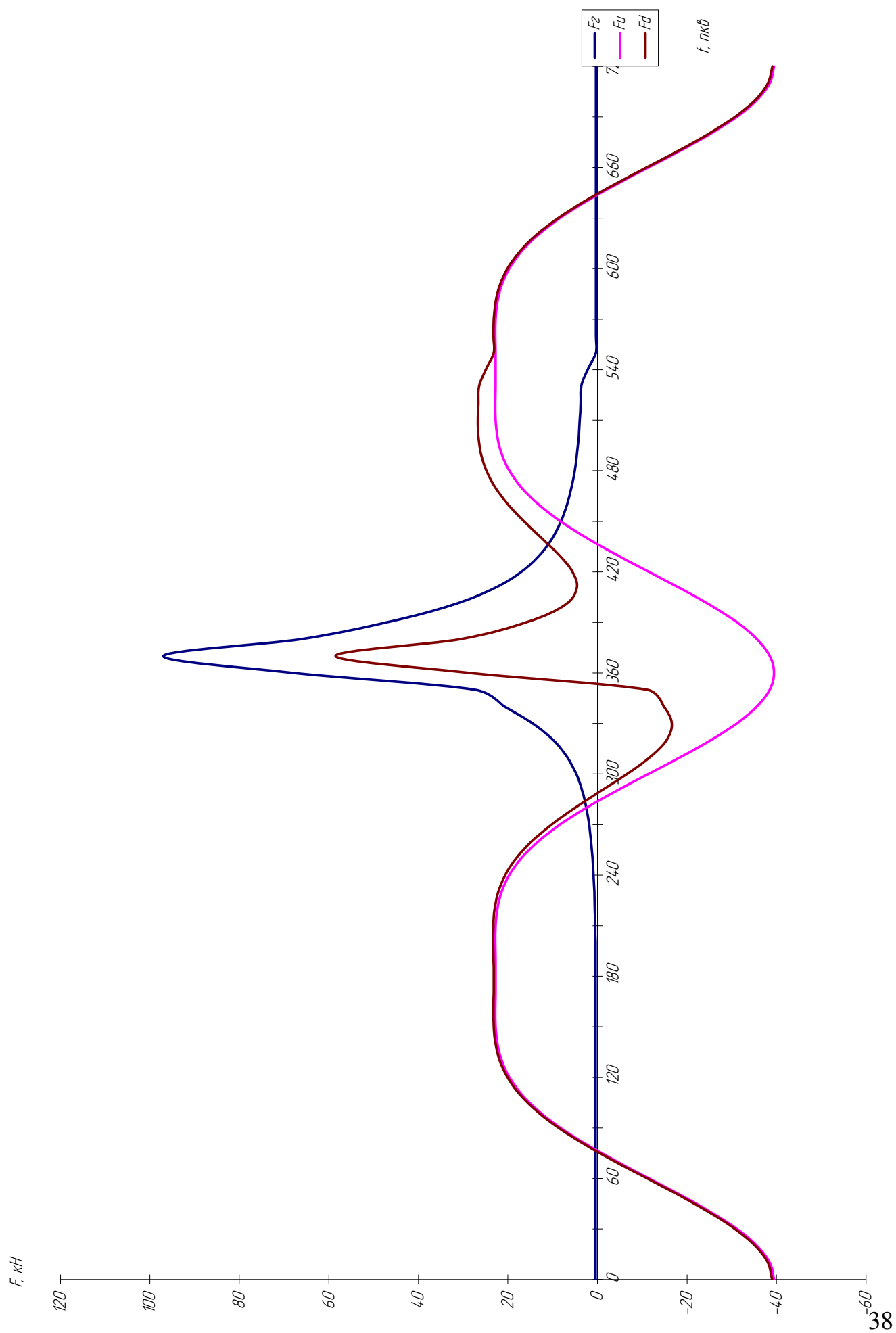
φ °	Vf	Гг	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Гг	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0002	0,427	-39,440	-39,013	0,000	-39,013	0,000	0,43	-39,44	-39,01	0,00	-39,01	0,00
10	0,0002	0,427	-38,464	-38,038	-1,763	-37,152	-8,350	0,43	-38,46	-38,04	-1,76	-37,15	-8,35
20	0,0002	0,427	-35,614	-35,187	-3,176	-31,957	-15,078	0,43	-35,61	-35,19	-3,18	-31,96	-15,08
30	0,0003	0,427	-31,105	-30,678	-3,975	-24,494	-18,931	0,43	-31,10	-30,68	-3,97	-24,49	-18,93
40	0,0004	0,427	-25,274	-24,848	-4,044	-16,241	-19,301	0,43	-25,27	-24,85	-4,04	-16,24	-19,30
50	0,0005	0,427	-18,546	-18,119	-3,426	-8,735	-16,323	0,43	-18,55	-18,12	-3,43	-8,74	-16,32
60	0,0006	0,427	-11,384	-10,957	-2,285	-3,214	-10,797	0,43	-11,38	-10,96	-2,29	-3,21	-10,80
70	0,0007	0,427	-4,253	-3,826	-0,848	-0,373	-3,936	0,43	-4,25	-3,83	-0,85	-0,37	-3,94
80	0,0008	0,427	2,432	2,859	0,655	-0,274	2,951	0,43	2,43	2,86	0,65	-0,27	2,95
90	0,0009	0,427	8,336	8,763	2,028	-2,438	8,763	0,43	8,34	8,76	2,03	-2,44	8,76
100	0,0011	0,427	13,234	13,661	3,129	-6,053	12,804	0,43	13,23	13,66	3,13	-6,05	12,80
110	0,0012	0,427	17,024	17,450	3,867	-10,236	14,845	0,43	17,02	17,45	3,87	-10,24	14,84
120	0,0013	0,427	19,720	20,147	4,201	-14,236	15,044	0,43	19,72	20,15	4,20	-14,24	15,04
130	0,0013	0,427	21,441	21,867	4,135	-17,570	13,803	0,43	21,44	21,87	4,13	-17,57	13,80
140	0,0014	0,427	22,379	22,806	3,712	-20,034	11,604	0,43	22,38	22,81	3,71	-20,03	11,60
150	0,0015	0,427	22,769	23,195	3,005	-21,656	8,881	0,43	22,77	23,20	3,01	-21,66	8,88
160	0,0015	0,427	22,842	23,269	2,100	-22,598	5,946	0,43	22,84	23,27	2,10	-22,60	5,95
170	0,0015	0,427	22,798	23,225	1,077	-23,060	2,967	0,43	22,80	23,22	1,08	-23,06	2,97
180	0,0015	0,427	22,768	23,195	0,000	-23,195	0,000	0,43	22,77	23,19	0,00	-23,19	0,00
190	0,0015	0,437	22,798	23,235	-1,077	-23,070	-2,969	0,44	22,80	23,24	-1,08	-23,07	-2,97
200	0,0015	0,470	22,842	23,312	-2,104	-22,640	-5,957	0,47	22,84	23,31	-2,10	-22,64	-5,96
210	0,0015	0,527	22,769	23,296	-3,018	-21,750	-8,920	0,53	22,77	23,30	-3,02	-21,75	-8,92
220	0,0014	0,614	22,379	22,993	-3,742	-20,198	-11,699	0,61	22,38	22,99	-3,74	-20,20	-11,70
230	0,0013	0,736	21,441	22,176	-4,193	-17,818	-13,998	0,74	21,44	22,18	-4,19	-17,82	-14,00
240	0,0013	0,905	19,720	20,625	-4,301	-14,574	-15,401	0,90	19,72	20,62	-4,30	-14,57	-15,40

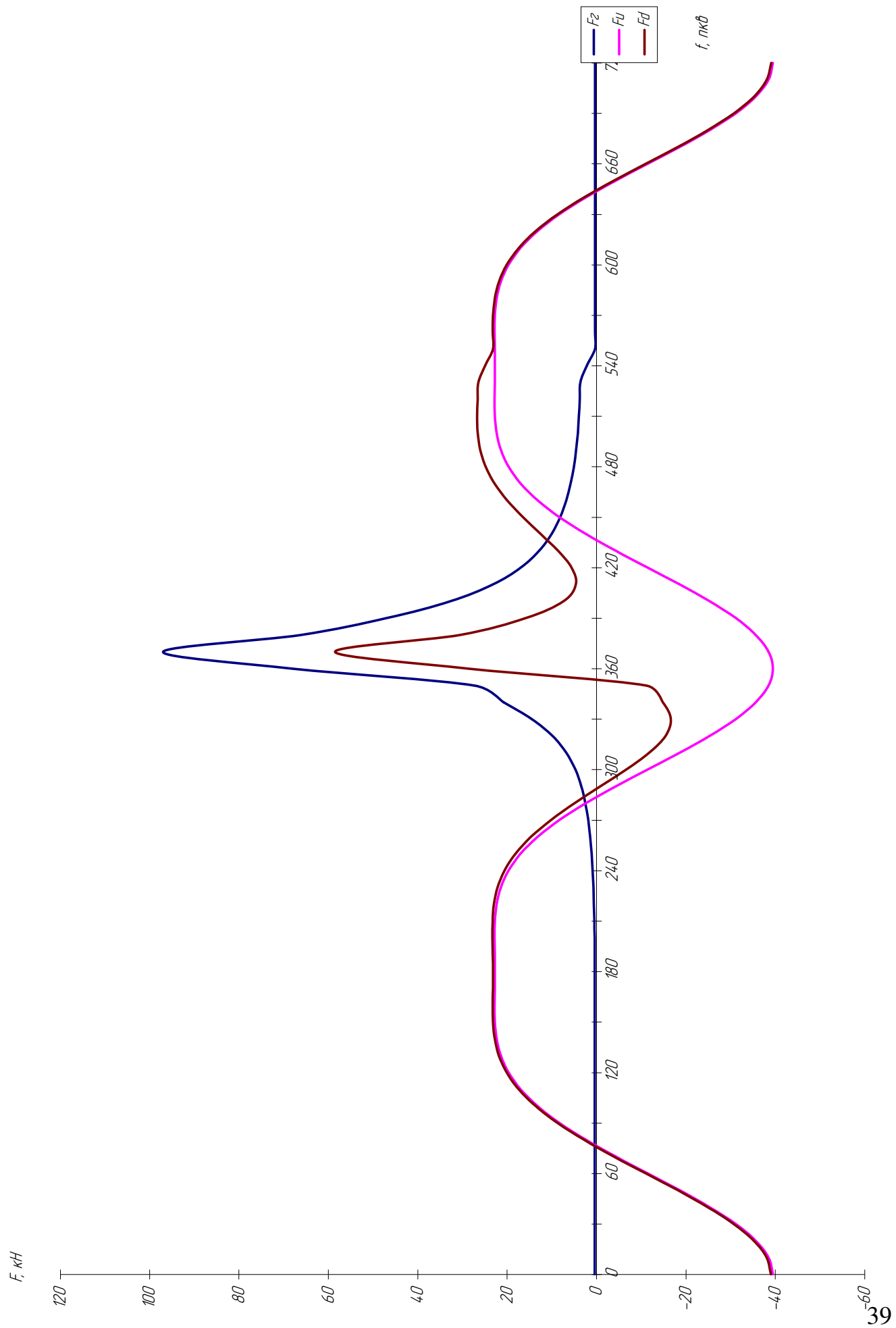
Продовження таблиці 4

250	0,0012	1,137	17,024	18,161	-4,025	-10,652	-15,449	1,14	17,02	18,16	-4,02	-10,65	-15,45
260	0,0011	1,456	13,234	14,690	-3,365	-6,510	-13,769	1,46	13,23	14,69	-3,37	-6,51	-13,77
270	0,0009	1,900	8,336	10,236	-2,369	-2,847	-10,236	1,90	8,34	10,24	-2,37	-2,85	-10,24
280	0,0008	2,527	2,432	4,959	-1,136	-0,475	-5,120	2,53	2,43	4,96	-1,14	-0,48	-5,12
290	0,0007	3,434	-4,253	-0,819	0,181	-0,080	0,842	3,43	-4,25	-0,82	0,18	-0,08	0,84
300	0,0006	4,774	-11,384	-6,610	1,379	-1,939	6,513	4,77	-11,38	-6,61	1,38	-1,94	6,51
310	0,0005	6,798	-18,546	-11,748	2,221	-5,663	10,583	6,80	-18,55	-11,75	2,22	-5,66	10,58
320	0,0004	9,890	-25,274	-15,385	2,504	-10,056	11,950	9,89	-25,27	-15,38	2,50	-10,06	11,95
330	0,0003	14,521	-31,105	-16,584	2,149	-13,241	10,234	14,52	-31,10	-16,58	2,15	-13,24	10,23
340	0,0002	20,835	-35,614	-14,779	1,334	-13,422	6,333	20,83	-35,61	-14,78	1,33	-13,42	6,33
350	0,0002	27,415	-38,464	-11,049	0,512	-10,792	2,426	27,42	-38,46	-11,05	0,51	-10,79	2,43
360	0,0002	68,022	-39,440	28,582	0,000	28,582	0,000	68,02	-39,44	28,58	0,00	28,58	0,00
370	0,0002	97,018	-38,464	58,554	2,714	57,190	12,854	97,02	-38,46	58,55	2,71	57,19	12,85
380	0,0002	66,315	-35,614	30,702	2,771	27,884	13,156	66,32	-35,61	30,70	2,77	27,88	13,16
390	0,0003	46,928	-31,105	15,823	2,050	12,633	9,765	46,93	-31,10	15,82	2,05	12,63	9,76
400	0,0004	32,707	-25,274	7,433	1,210	4,858	5,773	32,71	-25,27	7,43	1,21	4,86	5,77
410	0,0005	23,214	-18,546	4,668	0,883	2,251	4,206	23,21	-18,55	4,67	0,88	2,25	4,21
420	0,0006	16,999	-11,384	5,615	1,171	1,647	5,532	17,00	-11,38	5,61	1,17	1,65	5,53
430	0,0007	12,884	-4,253	8,632	1,913	0,841	8,879	12,88	-4,25	8,63	1,91	0,84	8,88
440	0,0008	10,101	2,432	12,533	2,871	-1,201	12,938	10,10	2,43	12,53	2,87	-1,20	12,94
450	0,0009	8,174	8,336	16,509	3,822	-4,593	16,509	8,17	8,34	16,51	3,82	-4,59	16,51
460	0,0011	6,811	13,234	20,045	4,592	-8,882	18,788	6,81	13,23	20,05	4,59	-8,88	18,79
470	0,0012	5,831	17,024	22,855	5,065	-13,406	19,442	5,83	17,02	22,85	5,07	-13,41	19,44
480	0,0013	5,119	19,720	24,839	5,180	-17,552	18,548	5,12	19,72	24,84	5,18	-17,55	18,55
490	0,0013	4,600	21,441	26,041	4,924	-20,923	16,437	4,60	21,44	26,04	4,92	-20,92	16,44
500	0,0014	4,224	22,379	26,604	4,330	-23,370	13,537	4,22	22,38	26,60	4,33	-23,37	13,54
510	0,0015	3,960	22,769	26,728	3,463	-24,955	10,234	3,96	22,77	26,73	3,46	-24,95	10,23
520	0,0015	3,784	22,842	26,626	2,403	-25,859	6,804	3,78	22,84	26,63	2,40	-25,86	6,80
530	0,0015	3,683	22,798	26,482	1,228	-26,294	3,383	3,68	22,80	26,48	1,23	-26,29	3,38

Продовження таблиці 4

540	0,0015	2,215	22,768	24,983	0,000	-24,983	0,000	2,21	22,77	24,98	0,00	-24,98	0,00
550	0,0015	0,396	22,798	23,194	-1,075	-23,029	-2,963	0,40	22,80	23,19	-1,08	-23,03	-2,96
560	0,0015	0,396	22,842	23,238	-2,097	-22,568	-5,938	0,40	22,84	23,24	-2,10	-22,57	-5,94
570	0,0015	0,396	22,769	23,164	-3,001	-21,627	-8,870	0,40	22,77	23,16	-3,00	-21,63	-8,87
580	0,0014	0,396	22,379	22,775	-3,707	-20,007	-11,588	0,40	22,38	22,77	-3,71	-20,01	-11,59
590	0,0013	0,396	21,441	21,836	-4,129	-17,545	-13,783	0,40	21,44	21,84	-4,13	-17,54	-13,78
600	0,0013	0,396	19,720	20,115	-4,195	-14,214	-15,021	0,40	19,72	20,12	-4,19	-14,21	-15,02
610	0,0012	0,396	17,024	17,419	-3,861	-10,217	-14,818	0,40	17,02	17,42	-3,86	-10,22	-14,82
620	0,0011	0,396	13,234	13,630	-3,122	-6,040	-12,775	0,40	13,23	13,63	-3,12	-6,04	-12,78
630	0,0009	0,396	8,336	8,731	-2,021	-2,429	-8,731	0,40	8,34	8,73	-2,02	-2,43	-8,73
640	0,0008	0,396	2,432	2,828	-0,648	-0,271	-2,919	0,40	2,43	2,83	-0,65	-0,27	-2,92
650	0,0007	0,396	-4,253	-3,857	0,855	-0,376	3,968	0,40	-4,25	-3,86	0,85	-0,38	3,97
660	0,0006	0,396	-11,384	-10,988	2,292	-3,224	10,827	0,40	-11,38	-10,99	2,29	-3,22	10,83
670	0,0005	0,396	-18,546	-18,150	3,432	-8,750	16,351	0,40	-18,55	-18,15	3,43	-8,75	16,35
680	0,0004	0,396	-25,274	-24,879	4,049	-16,262	19,325	0,40	-25,27	-24,88	4,05	-16,26	19,32
690	0,0003	0,396	-31,105	-30,709	3,979	-24,518	18,951	0,40	-31,10	-30,71	3,98	-24,52	18,95
700	0,0002	0,396	-35,614	-35,218	3,178	-31,985	15,092	0,40	-35,61	-35,22	3,18	-31,99	15,09
710	0,0002	0,396	-38,464	-38,069	1,765	-37,182	8,357	0,40	-38,46	-38,07	1,76	-37,18	8,36
720	0,0002	0,396	-39,440	-39,044	0,000	-39,044	0,000	0,40	-39,44	-39,04	0,00	-39,04	0,00





2.6 Аналіз ефективних показників проектового двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектового двигуна.

Таблиця 2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	154	199,5	29,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	847	846	0,1
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,356	-11,2
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,85	-1,73
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	7,560	6,455	-14,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	120	120	0,0
7	Хід поршня	S	мм	120	120	0,0

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

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,178 \cdot 42500 = 7,560 \text{ МДж}$$

2. У проектового двигуна

$$b_e = 0,193 \cdot 33450 = 6,455 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектового двигуна на 26 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 25,5 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 29,5%.

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. 2.1 середній ефективний тиск зменшився на 0,1%. Результати таблиці 2.1 показують

зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 11,2% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити зменшення механічного ККД проектного двигуна на 1,73%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на оптимізацію процесів згоряння, що відбуваються в циліндрах двигуна при протіканні робочого процесу. Одним з таких рішень є вдосконалення системи охолодження. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників по ходу течії теплоносіїв і т.п.

Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна й ряд теплообмінників проохолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТБК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносіями зовнішнього контуру (ТЗК).

Системи охолодження, як і теплообмінники, повинні розраховуватися. Аналогічно розрахункам теплообмінників можна сформулювати зміст прямої, зворотної й оптимізаційної задач розрахунків систем. В дипломному проекті розглядається тільки пряма задача розрахунку.

У прямій задачі розрахунку системи задаються: продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, задаються кількості теплоти, виділювана двигуном в охолодну воду й масло, задаються параметри навколишнього середовища, задаються ступінь підвищення тиску і ККД компресора чи температура повітря за компресором, приймаються температури наддувного повітря в ресивері двигуна, води й олії на вході в двигун. Додатково можуть задаватися температури води й масла на виході з двигуна. Останні параметри повинні бути погоджені з кількостями теплоти, що відводиться, витратами теплоносіїв і температурами на вході, оскільки вони зв'язуються рівняннями теплового балансу.

Пряму задачу розрахунку можна розділити на теплову і конструктивну частини. У тепловій частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: ККД усіх теплообмінників системи і попередні значення мас їхніх

теплообмінних поверхонь, температури теплоносіїв на входах і виходах усіх теплообмінників, витрати теплоносіїв через усі гілки системи, у тому числі витрати обох теплоносіїв через кожний теплообмінник.

У конструктивній частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, уточнюються їх ККД і опору по обох теплоносіях.

Охолоджувачі наддувного повітря ДВЗ є рекуперативними теплообмінниками (у них теплопередача організована через стінку, що розділяє теплоносіїв). Поверхня теплообміну (ПТ) у цих теплообмінниках, зазвичай, виконується оребреною з боку повітря і гладкою з боку води. Такі ПТ можуть бути створені на базі різних конструктивних елементів і, відповідно, значно відрізнятися між собою. Можна запропонувати класифікацію ПТ, на основі якої вони різняться по виду й типу. Тип ПТ визначається по особливостях конструкції її основного елемента. Зокрема, бувають ПТ трубчасті, трубчато-пластинчасті, пластинчасті, листоканальні та ін. Усередині кожного типу ПТ розрізняють по виду. Відповідно, трубчасті ПТ можуть бути виконані у вигляді коридорних пучків круглих труб із шайбовим або стрічковим індивідуальним оребренням. Можливе виконання трубчастих ПТ у вигляді шахових пучків круглих труб з індивідуальним стрічковим або шайбовим оребренням. Відомі види трубчастих ПТ із плоскоовальних труб із груповим оребренням плоскими пластинами або з груповим оребренням фігурно-штампованими розсіченими пластинами і т.д. і т.п. Пластинчасті ПТ можуть по виду бути оребреними або гладкоканальними. Вид оребрення може бути дуже різноманітним, зокрема, можливе оребрення суцільною пластиною, зрушено-розсічене оребрення, штамповане-деформоване і т.п. Деяке представлення про варіанти сучасних ПТ для ОНП дає рисунок 3.2.

Розрахунки теплообмінників із різних ПТ мають істотні розходження в алгоритмах, що зв'язано з особливостями геометрії відповідних ПТ. Одночасно для всіх можливих варіантів ПТ є і спільні елементи розрахунків.

При розрахунках шахових пучків труб з індивідуальним накатним оребренням використовують основні розрахункові розміри, зазначені на рис. 3.1. Ряд цих розмірів безпосередньо використовується в наступних розрахунках. Одночасно на їхній основі обчислюються характерні геометричні розмірні й безрозмірні комплексні параметри. Використання деяких розмірів має потребу в поясненні.

Так, слід зазначити розходження між габаритними розмірами пучка $L_{\text{п}}$, $B_{\text{п}}$, $H_{\text{п}}$ і його розрахунковими розмірами L , B , H . Перші являються його дійсними конструктивними розмірами, що відмірюються по габаритах пучка.

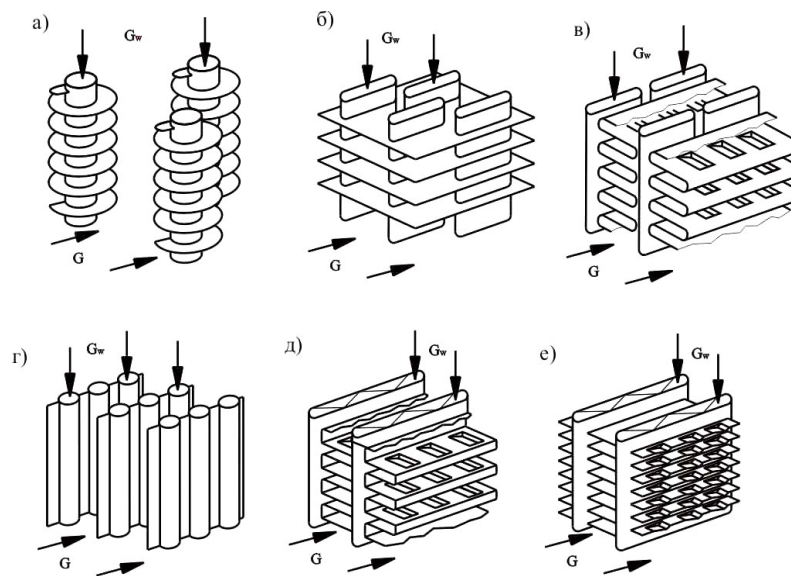


Рисунок 3.1– Типи поверхонь теплообміну ОНП

а) пучок труб з індивідуальним стрічковим оребренням; б) пучок плоско-овальних труб із груповим оребренням плоским ребром; в) пучок плоско-овальних труб зі стрічковим оребренням; г) трубчасто-пластинчаста ПТ; д) пластинчато-стрічкова ПТ; е) пластинчато-ребриста ПТ.

Пучок з розрахунковими розмірами відрізняється тим, що якщо його розмістити без зазору і зсуву поруч із таким само пучком, то утворений блок не буде мати перекручування геометричної структури ПТ у місці сполучення. Використання пучка з габаритними розмірами в такому ж випадку призведе до перекручування геометричної структури ПТ. Відзначене положення особливо важливо враховувати при дослідженнях модельних пучків. У них на границях пучків і корпуса вставляють спеціальні напівтрубки, щоб зберегти в цих місцях

незмінну структуру потоку. Надалі при виконанні розрахунків також варто враховувати зазначену обставину.

Розрахункові розміри виражаються через формули:

$$L = S_2 \cdot Z_2; \quad B = S_1 \cdot Z_1.$$

Габаритна й розрахункова висоти пучка або відстані між трубними дошками збігаються $H_{\pi} = H$.

На підставі розмірів, указаних на рисунку 3.3 визначаються наступні комплексні розмірні параметри:

f_p , м²/м – площа поверхні ребер, що доводиться на 1 м довжини трубки;

$f_{тр}$, м²/м – площа поверхні ділянок гладкої трубки між ребрами на довжині 1 м трубки;

f_{π} , м²/м – повна площа оребреної поверхні теплообміну трубки, що доводиться на 1 м її довжини;

f_g , м²/кг – повна площа оребреної поверхні трубки, що доводиться на одиницю її маси – коефіцієнт масової компактності ПТ;

f_v , м²/м³ – коефіцієнт об'ємної компактності ПТ – повна площа поверхні з боку повітря, що доводиться на одиницю об'єму пучка ОНП; теоретично

$$f_v = \frac{F}{L \cdot B \cdot H} = \frac{f_{\pi}}{S_1 \cdot S_2};$$

F , м², – повна площа оребреної поверхні для усього ОНП із боку повітря; можна розрізняти ідеальне (теоретичне) значення площі F_T і дійсне (конструктивне) значення F_d :

$$F_T = \frac{f_{\pi}}{S_1 \cdot S_2} \cdot L \cdot B \cdot H, \quad F_d = f_{\pi} \cdot H_{\pi} \cdot Z,$$

де Z – загальне число трубок у ОНП;

F_T і F_d наближаються за значеннями зі збільшенням абсолютних розмірів ОНП; відповідно значенням F_T і F_d , а також об'ємам $V_T = L \cdot B \cdot H$ і $V_d = L_{\pi} \cdot B_{\pi} \cdot H_{\pi}$ припустимо визначати і застосовувати в розрахунках різні значення f_v – теоретичне (відповідає записаному вище) і дійсне (при використанні конструктивних параметрів пучка);

$F_w, \text{м}^2$ - повна площа неоребреної поверхні з боку води для усього ОНП;

$f, \text{м}^2$ – площа живого перетину пучка для проходу повітря (з боку оребрення);

$f_w, \text{м}^2$ – площа живого перетину пучка ОНП для проходу води (живий перетин одного ходу по воді).

У якості безрозмірних геометричних параметрів використовуються:

σ – коефіцієнт оребрення; $\sigma = F / F_w$;

ϕ – коефіцієнт стиснення повітряного каналу; $\phi = \frac{f}{BH}$;

ϕ_w – коефіцієнт стиснення водяного каналу; $\phi_w = \frac{f_w b_w}{LB}$.

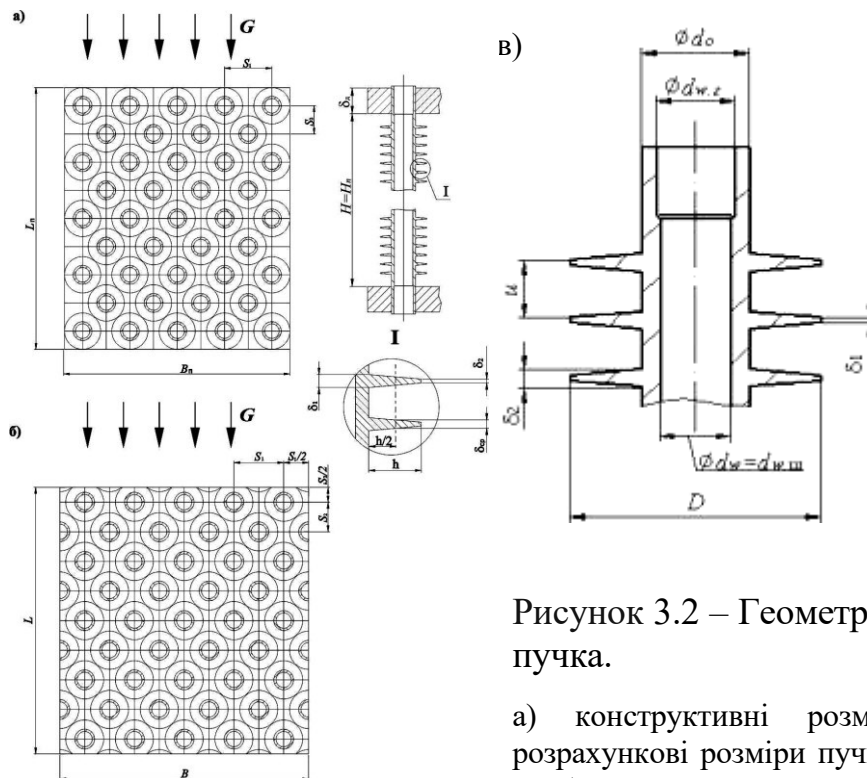


Рисунок 3.2 – Геометричні параметри трубного пучка.

а) конструктивні розміри трубного пучка; б) розрахункові розміри пучка; в) конструктивні розміри трубки.

Система охолодження базового двигуна.

Система охолодження призначена для забезпечення оптимального теплового режиму роботи двигуна. Система охолодження двигуна рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини, що охолоджує. До основних агрегатів і вузлів системи охолодження відносяться: радіатор, вентилятор з в'язкісною або електромагнітною муфтою приводу або без неї,

кожух вентилятора, розширювальний бачок, корпус водяних каналів, водяний насос, термостати, канали і сполучні трубопроводи для проходу рідини, що охолоджує.

Тепловий режим двигуна регулюється автоматично:

- двома термостатами, які управляють напрямом потоку рідини, що охолоджує, залежно від її температури на виході з двигуна, яка повинна знаходитися в межах 75..95 °С;

- в'язкістю муфтою приводу вентилятора залежно від температури повітря перед вентилятором або електромагнітною муфтою приводу вентилятора залежно від температури рідини, що охолоджує, на виході з двигуна.

Схема системи охолодження із співвісним колінчастому валу вентилятором і з в'язкістю муфтою приводу вентилятора приведена на малюнку 26. Під час роботи двигуна циркуляція рідини, що охолоджує, в системі створюється водяним насосом 8. Рідина, що охолоджує, з насоса 8 нагнітається в порожнину охолодження лівого ряду циліндрів через канал 9 і через канал 14 - через водомасляний теплообмінник в порожнину охолодження правого ряду циліндрів. Омиваючи зовнішні поверхні гільз циліндрів, рідина, що охолоджує, через отвори у верхніх привалочних площинах блоку циліндрів поступає в порожнини охолодження голівок циліндрів. З голівок циліндрів нагріта рідина по каналах 4, 5 і 6 поступає у водяну коробку корпусу водяних каналів 16, з якої, залежно від температури, спрямовується в радіатор або на вхід насоса. Частина рідини відводиться по каналу 14 в масляний теплообмінник 15, де відбувається передача тепла від масла в рідину, що охолоджує. З теплообмінника рідина, що охолоджує, спрямовується у водяну сорочку блоку циліндрів в зоні розташування четвертого циліндра.

Корпус водяних каналів (рис. 3.3) відлив з чавуну і закріплений болтами на передньому торці блоку циліндрів. У корпусі водяних каналів відлили вхідна 7 і вихідна 11 порожнини водяного насоса, сполучні канали 5 і 12, канали 9 і 14, що підводять рідину, що охолоджує, в блок циліндрів і водомасляний

теплообмінник, канали 4 і 6, що відводять рідину, що охолоджує, з голівок циліндрів, перепускний канал 13, канал 14 відведення рідини, що охолоджує, в масляний теплообмінник, порожнини водяної коробки 16 для установки термостатів, канал 10 підвода рідини, що охолоджує, у водяний насос з радіатора.

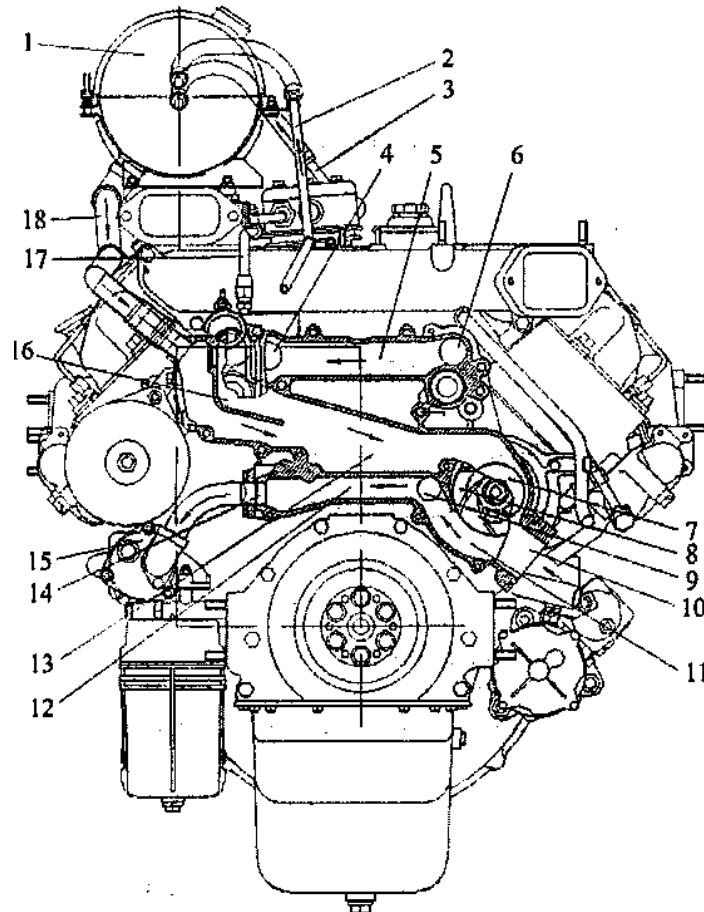


Рисунок 3.3– Схема системи охолодження

1 - розширювальний бачок; 2 - паровідвідна трубка; 3 - трубка відведення повітря з компресора; 4 - канал виходу рідини з правого ряду циліндрів; 5 - сполучний канал; 6 - канал виходу рідини з лівого ряду циліндрів; 7 - вхідна порожнина водяного насоса; 8 - водяний насос; 9 - канал входу рідини в лівий ряд блоку; 10 - канал підведення рідини в насос з радіатора; 11 - вихідна порожнина насоса; 12 - сполучний канал; 13 - перепускний канал з водяної коробки на вхід насоса; 14 - канал відведення рідини в теплообмінник масляний; 15 - теплообмінник масляний; 16 - водяна коробка; 17 - трубка підведення рідини в компресор; 18 - перепускна труба.

Насос водяний (рис. 3.4) відцентрового типу, встановлений на корпусі водяних каналів. У корпус 1 запресований радіальний дворядний шариковий підшипник 6 з валиком. З обох боків торці підшипника захищені гумовими

ущільненнями. Мастило в підшипник закладене при складанні двигуна на заводі. Поповнення мастила в експлуатації не потрібно. Нагнітаюче кільце 3 перешкоджає переміщенню зовнішньої обойми підшипника в осьовому напрямі. На кінці валика підшипника напресовані крильчатка 4 і шків 5. Сальник 2 запресований в корпус насоса. У корпусі насоса між підшипником і сальником виконано два отвори: нижнє і верхнє. Верхній отвір 7 служить для вентиляції порожнини між підшипником і сальником, а нижнє 8 - для контролю справності торцевого ущільнення.

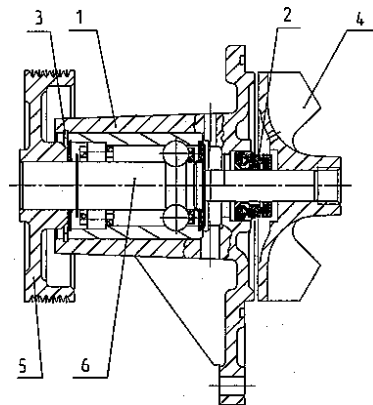


Рисунок 3.4– Насос водяний

1 - корпус; 2 - сальник; 3 - кільце напoлегливе; 4 - крильчатка; 5 - шків; 6 - підшипник радіальний шариковий з валиком, 7, 8 - отвори.

Муфта в'язкісна приводу вентилятора і лопатний вентилятор приведені на рис. 3.5. Лопатний вентилятор 1, виготовлений із склонаповненого поліаміду, маточина 4 вентиляторів - металева. Для приводу вентилятора застосовується муфта, що автоматично включається, 2 в'язкісного типу, яка кріпиться до маточини вентиляторів 4. Принцип роботи муфти заснований на в'язкісному терті рідини в невеликих проміжках між веденою і такою, що веде частинами муфти. В якості робочої рідини використовується силіконова рідина з високою в'язкістю. Включення муфти відбувається при підвищенні температури повітря на виході з радіатора до 61...67 °С. Управляє роботою муфти термобіметалева спіраль 3.

Муфта електромагнітна включення вентилятора (рис. 3.6) складається з нерухомої електромагнітної котушки 10, закріпленою трьома болтами 11 на передній кришці блоку циліндрів 13, шків 9 колінчастого валу, сполученого з

валом відбору потужності 12 шістьма болтами 4 через прокладення 5. На виступаючій осі шків 9 в підшипнику 2 вільно обертається маточина 3 з вентилятором 8. Між маточиною 3 і шківом 9 встановлений фрикційний диск 7, який кріпиться до маточини 3 болтами 6 через три пружинні пластини 15. Між торцями шків 9 і фрикційного диска 7 трьома підпружиненими регулювальними болтами 1 встановлюється повітряний проміжок 0,5..0,7 мм.

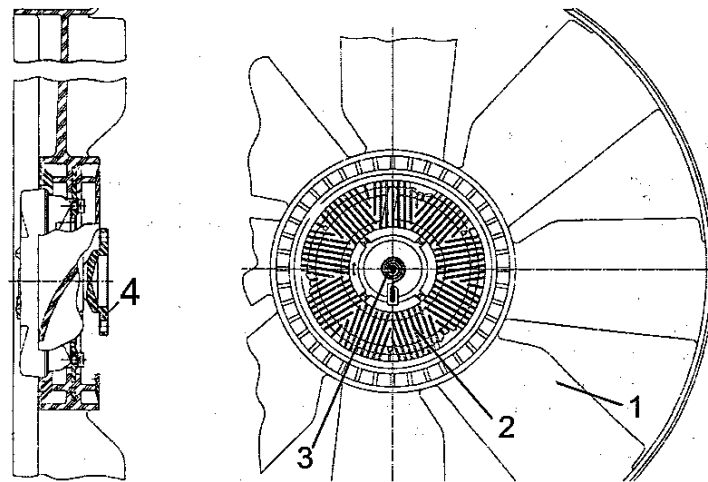


Рисунок 3.5 – Кільцевий вентилятор з в'язкісною муфтою приводу

1 - кільцевий вентилятор; 2 - в'язкісна муфта; 3 – термостійка біметалічна спіраль; 4 - маточина вентилятора.

У потоці рідини, що охолоджує, на вході в двигун встановлений термобіметалевого датчик 14 включень вентилятора. Шків 9 обертається постійно з частотою обертання колінчастого валу. При підвищенні температури рідини, що охолоджує, до 90 °С відбувається замикання контактів термобіметалевого датчика 14, подається напруга на електромагнітну котушку 10 і під дією електромагнітних сил фрикційний диск 7 притискається до шків 9, внаслідок чого, за рахунок сил тертя відбувається передача моменту, що крутить, від шків 9 до маточини 3 вентилятори.

При пониженні температури рідини, що охолоджує, до 84°С відбувається розмикання контактів термобіметалевого датчика 14, електромагнітна котушка 10 відключається від джерела живлення і фрикційний диск 7 під дією пружних сил пружинних пластин 15 повертається в початкове положення, відновлюючи повітряний проміжок між фрикційним диском 7 і шківом 9.

У разі відмови в роботі датчика 14 електромагнітна муфта може бути включена в постійний режим роботи клавішею на панелі приладів виробу, а у разі несправності електромагнітної котушки 10 фрикційний диск 7 може бути сполучений з шківом 9 механічно - трьома болтами М8, для чого треба поєднати три вирізи А, розташовані на зовнішньому діаметрі фрикційного диска 7, з різьбовими отворами б в шківі 9 і укрутити болти з пружинними і плоскими шайбами.

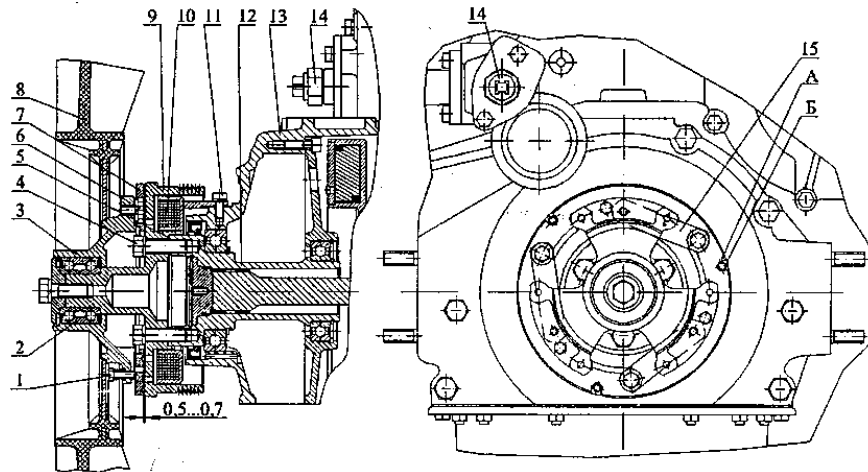


Рисунок 3.6 – Електромагнітна муфта вентилятора

1 - болт регулювальний; 2 - підшипник; 3 - маточина вентилятора; 4 - болт кріплення шківів; 5 - прокладення; 6 - болт кріплення фрикційного диска; 7 - диск фрикційний; 8 - вентилятор; 9 - шків приводу генератора і водяного насоса; 10 - котушка електромагнітна; 11 - болт кріплення електромагнітної котушки; 12 - вал відбору потужності; 13 - кришка передня блоку циліндрів; 14 - датчик включення вентилятора; 15-пластина пружинна; А - виріз у фрикційному диску; б - різьбовий отвір шківів.

Радіатор мідно-латунний, паяний твердим припоєм, для підвищення тепловіддачі стрічки, що охолоджують, виконані з жалюзійними просіченнями, кріпиться бічними кронштейнами через гумові подушки до лонжеронів рами, а верхньою тягою до сполучного патрубку.

Термостати (рис. 3.7) дозволяють прискорити прогрівання холодного двигуна і підтримувати температуру рідини, що охолоджує, не нижче 75 °С шляхом зміни її витрати через радіатор. У водяній коробці 5 корпусів водяних каналів встановлено паралельно два термостати з температурою початку відкриття (80±2) °С. При температурі рідини, що охолоджує, нижче 80°С, основний клапан 12 притискається до сідла корпусу 14 пружиною 11 і перекриває прохід рідини, що охолоджує, в радіатор. Перепускний клапан 6

відкритий і сполучає водяну коробку корпусу водяних каналів по перепускному каналу 4 з входом водяного насоса. При температурі рідини, що охолоджує, вище 80°C, наповнювач 9, що знаходиться в балоні 10, починає плавитися, збільшуючись в об'ємі. Наповнювач складається з суміші 60 % церезину (нафтового воску) і 40 % алюмінієвої пудри. Тиск від наповнювача, що розширюється, через гумову вставку 8 передається на поршень 13, який, видавлюючись назовні, переміщає балон 10 з основним клапаном 12, стискуючи пружину 11. Між корпусом 14 і клапаном 12 відкривається кільцевий прохід для рідини, що охолоджує, в радіатор. При температурі рідини, що охолоджує, 93 °C відбувається повне відкриття термостата, клапан піднімається на висоту не менше 8,5 мм. Одночасно з відкриттям основного клапана разом з балоном переміщається перепускний клапан 6, який перекриває отвір у водяній коробці корпусу водяних каналів, що сполучає її з входом водяного насоса. При пониженні температури рідини, що охолоджує, до 80 °C і нижче, під дією пружин 7 і 11 відбувається повернення клапанів 12 і 6 в початкове положення. Для контролю температури рідини, що охолоджує, на водяній коробці корпусу водяних каналів встановлено два датчики температури 1 і 2. Датчик 1 видає свідчення поточного значення температури рідини, що охолоджує, на щиток приладів, датчик 2 служить сигналізатором перегрівання рідини, що охолоджує. При підвищенні температури до 98...104°C на щитку приладів спалахує контрольна лампа аварійного перегрівання рідини, що охолоджує.

Розширювальний бачок 1 (рис. 3.3) встановлюється на двигунах автомобілів з правого боку по ходу автомобіля. Розширювальний бачок сполучений перепускною трубою 18 з вхідною порожниною водяного насоса 7, паровідвідною трубою 2 з верхнім бачком радіатора і з трубою відведення рідини з компресора 3. Розширювальний бачок служить для компенсації зміни об'єму рідини, що охолоджує, при її розширенні від нагріву, а також дозволяє контролювати міру заповнення системи охолодження і сприяє видаленню з неї повітря і пари.

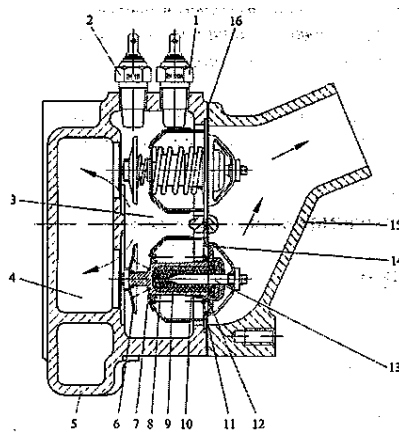


Рисунок 3.7 Термостати

1 - датчик показчика температури; 2 - датчик сигналізатора аварійного перегрівання; 3 - канал виходу рідини з двигуна; 4 - канал перепускання рідини на вхід насоса; 5 - корпус водяних каналів; 6 - перепускний клапан; 7 - пружина перепускного клапана; 8 - гумова вставка; 9 - наповнювач; 10 - балон; 11 - пружина основного клапана; 12 - основний клапан; 13 - поршень; 14 - корпус; 15 - патрубок водяної коробки; 16 - прокладення.

Розширювальний бачок виготовлений з напівпрозорого полімера пропілену. На горловину бачка нагвинчує пробка розширювального бачка (рис. 3.8) з клапанами впускним 6 (повітрям) і випускним (паровим). Випускний і впускний клапани об'єднані в блок клапанів 8. Блок клапанів нерозбірний. Випускний клапан, навантажений пружиною 3, підтримує в системі охолодження надмірний тиск 65 кПа (0,65 кгс/см²), впускний клапан 6, навантажений слабкішою пружиною 5, перешкоджає падінню тиску нижче атмосферного при охолодженні двигуна.

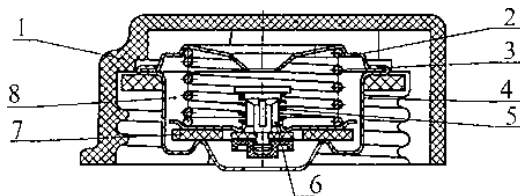


Рисунок 3.8 – Пробка розширювального бачка

1 - корпус пробки; 2 - тарілка пружини випускного клапана; 3 - пружина випускного клапана; 4 - сидло випускного клапана; 5 - пружина клапана впускного; 6 - клапан впускний в зборі; 7 - прокладення випускного клапана; 8 - блок клапанів.

3.2 Розрахунок основних параметрів вентилятора та водяного радіатора системи охолодження

Розрахунок водяного радіатора

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Визначення основних параметрів водяного радіатора

1.1. Кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива за одну секунду

$$Q_f = \frac{Q_H \cdot B}{3600} = 561,60 \text{ кДж/с}$$

$Q_H = 105300 \text{ кДж/кг}$ - нижча теплота згоряння палива;

$B = 19,2 \text{ кг/год}$ - годинна витрата палива.

1.2. Кількість теплоти, яка відводиться охолоджуючою рідиною

$$Q_{ж} = q \cdot Q_f = 84,24 \text{ кДж/с}$$

де $q = 0,15 - 0,25$ - доля теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину;
 $q = 0,15$

1.3. Розрахункова кількість теплоти, що розсіюється радіатором

$$Q_{ж.р} = \varphi \cdot Q_{ж} = 92,664 \text{ кДж/с}$$

де $\varphi = 1,1 - 1,15$ - коефіцієнт запасу.
 $\varphi = 1,1$

1.4. Охолоджуюча поверхня радіатора, яка омивається повітрям

$$F_{\sigma} = \frac{Q_{ж.р} \cdot 10^3}{K_1 \cdot (T_{ж.ср} - T_{в.ср})} = 27,6609 \text{ м}^2$$

де $K_1 = 80 - 100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ - коефіцієнт теплопередачі;
 $K_1 = 100$

$T_{ж.ср}$ - середня температура рідини у радіаторі, К;

$$T_{ж.ср} = \frac{T_{ж.вх} + T_{ж.вих}}{2} = 360 \text{ К}$$

$T_{ж.вх} = 353 - 368 \text{ К}$ - температура рідини, що заходить в радіатор;

$$T_{ж.вх} = 365 \text{ К}$$

$T_{ж.вих}$ - температура води, що виходить з радіатора, К;

$$T_{ж.вих} = 355 \text{ К}$$

$\Delta T_{ж} = T_{ж.вх} - T_{ж.вих} = 6 - 12 \text{ К}$ - температурний перепад води у радіаторі;

$$\Delta T_{ж} = 10 \text{ К}$$

$T_{в.ср}$ - середня температура охолоджуючого повітря, що проходить крізь радіатор;

$$T_{в.ср} = \frac{T_{в.вх} + T_{в.вих}}{2} = 326,5 \text{ К}$$

$T_{в.вх} = 313 - 318 \text{ К}$ - температура повітря перед радіатором;

$$\begin{aligned}
T_{в. вх} &= 313 \text{ К} \\
T_{в. вих} &= 340 \text{ К} \\
\Delta T_{в.} &= T_{в. вих} - T_{в. вх} = 20-30 \text{ К} - \text{температурний перепад повітря в радіаторі;} \\
\Delta T_{в.} &= 27 \text{ К}
\end{aligned}$$

1.5. Кількість води, що проходить крізь радіатор

$$G_{ж} = \frac{Q_{ж}}{C_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} = 2,01 \text{ кг/с}$$

де $C_{ж}$ - середня теплоємність охолоджуючої рідини, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$C_{ж} = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - для води;

$C_{ж} = 3,84 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - для етиленгліколю.

1.6. Кількість повітря, що проходить крізь радіатор

$$G_{в} = \frac{Q_{ж}}{C_{в} \cdot \Delta T_{в}} = 3,12 \text{ кг/с}$$

де $C_{в.}$ - середня теплоємність повітря;

$C_{в.} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

1.7. Фронтальна поверхня радіатора

$$F_{фр} = \frac{G_{в}}{\rho_{в} \cdot v_{в}} = 0,389815 \text{ м}^2$$

де $\rho_{в.}$ - густина повітря при середній температурі, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$$\rho_{в.} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_{в.} \cdot T_{в.ср}} = 1,067173 \text{ кг/м}^3$$

$P_0 = 0,1 \text{ МПа}$ - атмосферний тиск;

$R_{в.}$ - питома газова стала для повітря, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$v_{в.} = 6-8 \text{ м/с}$ - швидкість повітря перед фронтом радіатора;

$v_{в.} = 7,5 \text{ м/с}$

1.8. Глибина радіатора

$$l_{рад} = \frac{F_{в.}}{F_{фр} \cdot m_{рад}} = 0,118265 \text{ м} \quad l_{рад} = 0,08-0,14$$

де $m_{рад} = 600-950 \text{ м}^2/\text{м}^3$ - об'ємний коефіцієнт компактності радіатора;

$m_{рад} = 600 \text{ м}^2/\text{м}^3$

1.9. Прохідний перетин одного ходу радіатора зі сторони охолоджуючої рідини

$$f_{ж.1} = \frac{G_{ж}}{\rho_{ж} \cdot v_{ж}} = 0,002515 \text{ м}^2$$

де $\rho_{ж}$ - середня густина охолоджуючої площини, $\text{кг}/\text{м}^3$

$\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$

$v_{ж} = 0,6-0,9 \text{ м/с}$ - швидкість рідини у радіаторі;

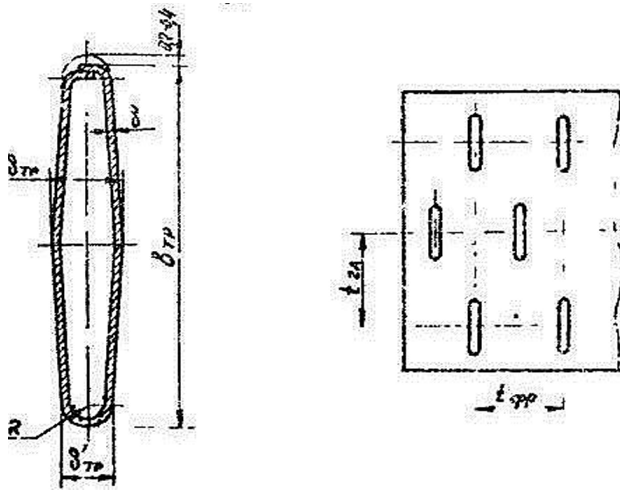
$v_{ж} = 0,8 \text{ м/с}$

2. Визначення конструктивних розмірів радіатора та його деталей

Розрахункова схема радіатора

Плоскоовальна трубка

Різновид охолоджуючої
пластини



2.1. Трубки радіатора плоско-овальні;

товщина стінок трубки

$$\delta = 0,00013-0,0002 \text{ м};$$

$$\delta = 0,00012 \text{ м}$$

товщина трубки

$$\delta_{тр} = 0,0025-0,0065 \text{ м};$$

$$\delta_{тр} = 0,0047 \text{ м}$$

ширина трубки

$$\delta_{тр} = 0,013-0,020 \text{ м};$$

$$\delta_{тр} = 0,015 \text{ м}$$

шаг трубок по фронту

$$t_{фр} = 0,007-0,015 \text{ м};$$

$$t_{фр} = 0,011 \text{ м}$$

шаг трубок по глибині

$$t_{гг} = 0,010-0,025 \text{ м};$$

$$t_{гг} = 0,012 \text{ м}$$

2.2. Пластини радіатора

товщина охолоджуючих пластин

$$\delta_{пл} = 0,00008-0,00015 \text{ м};$$

$$\delta_{пл} = 0,00011 \text{ м}$$

товщина опорних пластин

$$\delta_{пл} = 0,0008-0,001 \text{ м};$$

$$\delta_{пл} = 0,00085 \text{ м}$$

крок пластини по висоті

$$t_{пл} = 0,0025-0,0045 \text{ м};$$

$$t_{пл} = 0,0033 \text{ м}$$

2.3. Розміри радіатора

Прийняти радіатор квадратної форми конструктивно.

Встановити розміри радіатора:

висота осереддя - H , м

$$H = 0,75 \text{ м}$$

ширина осереддя - B , м

$$B = 0,89 \text{ м}$$

глибина - $l_{\text{рад}}$, м

$$l_{\text{рад}} = 0,11 \text{ м}$$

фронтальна поверхня - $F_{\text{фр}} = H \cdot B$, м^2

$$F_{\text{фр}} = 0,6675 \text{ м}^2 \quad 0,389815$$

2.4. Поверхня охолодження, що омивається повітрям:

поверхня трубок

$$F_{\text{ТР}} = f_{\text{ТР} \cdot H} \cdot n_{\text{ТР}} = 9,315 \text{ м}^2$$

де $n_{\text{ТР}} = 138$ – кількість трубок;

$$f_{\text{ТР} \cdot H} = l_{\text{П} \cdot H} \cdot H = 0,0675 \text{ м}^2 \text{ - площа зовнішньої поверхні трубки;}$$

$$l_{\text{П} \cdot H} = 0,09 \text{ м - довжина зовнішнього периметру перетину трубки;}$$

$$H = 0,75 \text{ м - довжина трубки;}$$

поверхня пластин

$$F_{\text{ПЛ}} = 2(f_{\text{ПЛ}} - f_{\text{О}}) \cdot n_{\text{ПЛ}} = 4,9528 \text{ м}^2$$

де $n_{\text{ПЛ}} = 164$ - кількість пластин;

$$f_{\text{ПЛ}} = B \cdot l_{\text{рад}} = 0,0979 \text{ м}^2 \text{ - площа пластин одного ряду;}$$

$$f_{\text{О}} = f_{\text{О1}} \cdot n_{\text{ТР}} = 0,0828 \text{ м}^2 \text{ - площа отворів в пластинах одно-}$$

го ряду;

$$f_{\text{О1}} = 0,0006 \text{ м}^2 \text{ - площа отвору в пластині для однієї трубки;}$$

загальна поверхня олодження, яка омивається повітрям

$$F_{\text{вн}} = F_{\text{ТР}} + F_{\text{ПЛ}} = 46,13533 \text{ м}^2 \geq 27,661$$

поверхня не повинна бути менша за розрахункову.

2.5. Прохідний перетин осереддя радіатора

$$f_{\text{ж} \cdot \text{рад}} = f_{\text{ТР}} \cdot n_{\text{ТР}} = 5,52 \text{ м}^2$$

де $f_{\text{ТР}} = 0,04 \text{ м}^2$ - площа прохідного перетину однієї трубки;

2.6. Кількість ходів охолоджуючої рідини в радіаторі

$$i_{\text{рад}} = \frac{f_{\text{рад}}}{f_{\text{ж} \cdot 1}} = 2195$$

2.7. Кількість трубок одного ходу радіатора

$$n_1 = \frac{n_{\text{ТР}}}{i_{\text{рад}}} = 0,062873$$

2.8. Поверхня осереддя радіатора, що омивається рідиною

$$F_{\text{ж}} = f_{\text{вн}} \cdot n_{\text{ТР}} = 9,315 \text{ м}^2$$

де $f_{\text{вн}}$ - внутрішня поверхня однієї трубки, що омивається охолоджуючою рідиною, м^2 .

$$f_{\text{вн}} = f_{\text{ТР}} \cdot H = 0,0675 \text{ м}^2$$

2.9. Коефіцієнт оребрення радіатора

$$\psi = \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{ж}}} = 4,9528$$

$\psi = 3 - 5$ - для трубчато-пластинчастих радіаторів.

Знаходження основних параметрів вентилятора.

1.1. Продуктивність вентилятора

$$V_{air} = \frac{G_{air}}{\rho_{air}} = 1,196262 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $G_{air} = 1,28 \text{ кг/с}$ - масова витрата повітря;

$\rho_{air} = 1,07 \text{ кг/м}^3$ - густина повітря при середній температурі.

1.2. Діаметр вентилятора

$$D_{\phi} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{\phi p}}{\pi}} = 0,916932 \text{ м}$$

де $A_{\phi p} = 0,66 \text{ м}^2$ - фронтальна поверхня радіатора.

1.3. Колова швидкість вентилятора

$$V_{\phi} = \psi_{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{mp}}{\rho_{air}}} = 87,00628 \text{ м/с}$$

де $\psi_{\lambda} = 3$ – коефіцієнт, який залежить від форми лопастів;

$\Delta p_{mp} = 900 \text{ МПа}$ - опір повітряного тракту.

1.4. Частота обертання вентилятора

$$n_{\phi} = \frac{60 \cdot V_{\phi}}{\pi \cdot D_{\phi}} = 1813,156 \text{ хв}^{-1}$$

1.5. Потужність, яка затрачається на привід вентилятора

$$P_{\phi} = \frac{V_{air} \cdot \Delta p_{mp}}{1000 \cdot \eta_{\phi}} = 2,691589 \text{ кВт}$$

де $\eta_{\phi} = 0,4$ – ККД вентилятора.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проєктованим двигуном

В процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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 задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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.

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

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

Розрахунок рівня шуму , що супроводжує роботу двигуна.

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, $n_n = 2600 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 154,4 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(2600 + 154,4^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1800}{2600}\right) \right] = 72,96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму не перевищує припустимі значення.

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 вібрації, що супроводжує роботу двигуна.

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, $m = 1120 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1800 \cdot 154,4^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 154,4}{1120} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1120}{154,4}} + 30 \lg\left(\frac{1800}{2600}\right) \right) = 74,3 \text{ Дб}$$

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

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Правовою основою охорони праці на автомобільному транспорті є:

- Конституція України;

- ЗУ «Про охорону праці»;
- ЗУ «Про дорожній рух»;
- Правила дорожнього руху України;
- Правила охорони праці на автомобільному транспорті ДНАОП 0.00-1.28-97, які затверджені Наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці (тепер – Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничому нагляду) від 13.01.97 №5, та які погодженні листом Міністерства транспорту і зв'язку України від 11.06.96 №6/22–17-2907 і які введені в дію 1.10.1997;
- Санітарні правила з гігієни праці водіїв автомобілів;
- Правила перевезень вантажів автомобільним транспортом України;
- Правила технічної експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту;
- Норми технологічного проектування підприємств автомобільного транспорту ОНТП 01-91;
- Положення про профілактичне обслуговування і ремонт рухомого складу автомобільного транспорту.

До виробничого травматизму відносяться: каліцтва, поранення, опіки, поразки електричним струмом, професійні отруєння і захворювання, пов'язані з виконанням своїх обов'язків на виробництві.

Вимоги при обслуговуванні та ремонті автомобілів, що працюють на газовому паливі

Профілактичне обслуговування та ремонт автомобілів, що працюють на газовому паливі, повинно здійснюватися згідно з вимогами Керівництва (інструкції) заводу-виготовлювача з експлуатації і обслуговування газобалонних автомобілів. Профілактичне обслуговування, діагностика та ремонт газобалонних автомобілів може проводитися спільно (в одному приміщенні) з автомобілями, що працюють на бензині та дизельному паливі, за умови виконання вимог розділу 5 Правила технічної експлуатації рухомого

складу автомобільного транспорту та цього підрозділу. При невиконанні цих вимог газ із балонів повинен бути злитий (випущений), а балони продегазовані.

Перед в'їздом газобалонних автомобілів у зону профілактичного обслуговування та ремонту необхідно обов'язково перевірити на герметичність газову систему живлення. В'їзд у приміщення з негерметичною системою забороняється. Газові автомобілі можуть в'їжджати на пости профілактичного обслуговування та ремонту тільки після переведення роботи двигунів на бензин (дизельне паливо).

Витратні вентилі не можна залишати у проміжному стані; вони повинні бути або повністю відкриті або повністю закриті.

При проведенні робіт на постах обслуговування та ремонту необхідно обов'язково виключити запалювання.

Всі види робіт, пов'язані з обслуговуванням (крім щоденного), регулюванням та ремонтом газової системи живлення безпосередньо на автомобілі, повинні виконуватись в окремому приміщенні, обладнаному у відповідності з вимогами.

Після закінчення обслуговування та ремонту газової апаратури автомобіль із окремого приміщення направляють на загальні пости або лінії профілактичного обслуговування та ремонту.

При працюючому на газовому паливі двигуні дозволяється провадити тільки регулювання холостого ходу. Усі інші роботи з регулювання та ремонту газового обладнання необхідно проводити при непрацюючому двигуні.

Перед проведенням робіт, що пов'язані з усуненням несправностей арматури балонів або її зняттям, газ із балонів автомобіля повинен бути попередньо злитий (випущений) на посту зливу (випуску) газу, а балони продуті стиснутим повітрям або азотом.

Під час зливу (випуску) газу забороняється:

- знаходитися на посту стороннім людям;
- зливати (випускати) газ при працюючому двигуні та включеному запалюванні;

- палити та користуватися відкритим вогнем;
- проводити роботи, що не мають відношення до зливу (випуску) газу.

Ремонт та регулювання приладів електрообладнання дозволяється проводити тільки після провітрювання не менше 3 хв підкапотного простору, відсіку для балонів (у автобусів), багажного відділення (у легкових автомобілів).

При проведенні профілактичного обслуговування та ремонту газобалонних автомобілів:

- роботи по зняттю, ремонту та установленню газової апаратури виконуються тільки за допомогою спеціальних пристосувань та інструменту;

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проєктування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 8ГЧН12/12 з розробкою конструкції системи охолодження, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проєкту загальною кількістю 4 аркуші формату А1.

На початку дипломного проєкту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 200$ кВт, $n = 2200$ хв⁻¹) визначений двигун-прототип 8ЧН 12/12 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені при динамічному розрахунку двигуна.

Також було виконано розрахунки системи охолодження двигуна та розраховано розміри вентилятора осьового типу.

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Також розроблено вимоги техніки безпеки при обслуговуванні автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, зокрема газових двигунів.

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. Fidrovska](#), [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>