

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

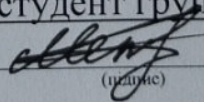
«05» 06 бер 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Дослідження впливу модернізації системи охолодження на технічні показники 4-тактного газодизельного двигуна для транспортного засобу потужністю 200 кВт.
Прототип 8ЧН12/12

Виконав:

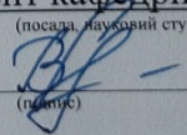
студент групи 41-ЕМ-22


(підпис)

Метеля Н.О.

Керівник роботи:

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


(підпис)

Нестеренко В.В.

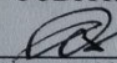
Первомайськ - 2026 р.

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 Метелі Нікіті Олександровичу

1. Тема роботи: «Дослідження впливу модернізації системи охолодження на технічні показники 4-тактного газодизельного двигуна для транспортного засобу потужністю 200 кВт. Прототип 8ЧН12/12».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 7.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 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.

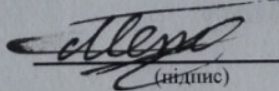
1. Двигун 8ГЖЧН12/12 – поперечний переріз (СК). 2. Радіатор системи охолодження (СК). 3. Схема системи охолодження (СХ) 4. Схема системи живлення (СХ).

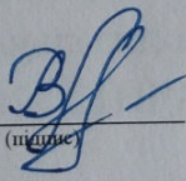
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

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) Метеля Н.О.

Керівник роботи  (підпис) Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

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

Здійснено детальний опис двигуна-прототипу 8ЧН12/12 та газо-балонної апаратури.

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 двигуна, що проектується, 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 проектного двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна; схему системи охолодження; схему системи живлення; складальне креслення радіатора системи охолодження двигуна.

Ключові слова: газодизельний двигун, газо-рідинний цикл, система охолодження, радіатор, водяна сорочка.

ABSTRACT

In this thesis, in accordance with the assignment, a 200 kW turbocharged gas-diesel engine was designed based on the 8CHN12/12 prototype, and a cooling system radiator was developed.

A detailed description of the 8CHN12/12 prototype engine and the gas cylinder equipment has been provided.

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

Existing schemes of internal combustion engine cooling systems and the designs of their components were analyzed. To ensure high performance and reliability of the designed engine, the fuel type was changed. The main parameters of the cooling system's fan and radiator were calculated to ensure optimal conditions for the operating 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 have been analyzed, and measures for occupational safety and environmental protection have been 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; a diagram of the cooling system; a diagram of the fuel system; and an assembly drawing of the engine cooling system radiator.

Keywords: gas-diesel engine, gas-liquid cycle, cooling system, radiator, water jacket.

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис двигуна-прототипу.	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектованого двигуна	18
2.2 Розрахунок робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом	19
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	33
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	39
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	45
2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	52
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	54
3.2 Розрахунок основних параметрів вентилятора та водяного радіатора системи охолодження	60
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Визначення рівнів шуму та вібрації, що створені проєктованим двигуном.	64
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	65
ВИСНОВКИ	70
ЛІТЕРАТУРА	71
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікації складального креслення	
Додаток 2 Двигун 8ГЖЧН12/12– поперечний переріз	
Додаток 3 Специфікація складального креслення радіатора системи охолодження	
Додаток 4 Складальне креслення радіатора системи	

охолодження

Додаток 5 Схема системи охолодження

Додаток 6 Схема системи живлення

ВСТУП

Останні роки другого тисячоліття ознаменувалися небувалою динамічністю технічного прогресу у всіх галузях науки і техніки. Цей процес відноситься і до автомобіля, оскільки він є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. Транспорт споживає близько 17% всієї первинної енергії в світі, використовуючи при цьому в основному нафту [3]. Частка нафти в запасах енергоносіїв, що видобуваються, становить близько 12,6% загальних запасів органічних палив, а з врахуванням додаткових – всього 3,4% загальних ресурсів.

Окрім подолання залежності від палив нафтового походження існують і інші проблеми. Вже тривалий час екологічні показники вантажних автомобілів є більш вагомими ніж енергетичні. Під час розробки нових двигунів для вантажних автомобілів виробники все більше уваги приділяють способам поліпшення екологічних показників: покращенню якості сумішоутворення, оптимальні зміні фаз газорозподілу та формі камери згорання, застосуванню додаткових пристроїв та каталізаторів, що покращують екологічні показники вантажних автомобілів. Для покращення становища з року в рік конструкції двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) постійно удосконалюються, проте, на думку спеціалістів, поршневий двигун ще довго буде використовуватись на вантажних автомобілях.

Серед великої кількості заходів, спрямованих на вирішення названих негараздів, обов'язково будуть знайдені такі рішення, що зроблять автомобільний транспорт безпечним. Але треба зважати на те, що існуючий на сьогодні парк автомобілів з ДВЗ, буде знаходитись в експлуатації ще досить тривалий час. Історично склалось так, що до недавнього часу на всі легкові та багато вантажних автомобілів встановлювали бензинові двигуни. Економії палива не надавали великого значення. Сьогодні при використанні автомобіля одне з головних питань – це його споживання палива.

Загально визнано, що дизель є більш економічним у порівнянні з бензиновим двигуном. Тому тенденції світового автомобілебудування

зводяться то того, що на сучасних вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності переважно використовуються дизелі, а на великовантажних – тільки дизелі. Багато легкових автомобілів також випускаються з дизелями. Крім паливної економічності аналізується збиток для навколишнього середовища, який має місце в процесі експлуатації автомобілів, оскільки автомобільний транспорт є найбільшим споживачем палива та джерелом забруднення атмосфери серед інших видів наземного транспорту. Одним зі шляхів зменшення споживання дизельного палива і вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ) є переобладнання автомобілів з дизелями, які знаходяться в експлуатації, для роботи за газо-рідинним циклом. Відомо, найменші питомі викиди шкідливих речовин у ВГ автомобілів забезпечуються при використанні природного газу. Тому переведення автомобілів з дизелями на живлення газом (газодизелі) дозволить зменшити витрату дизельного палива та вміст шкідливих речовин у ВГ.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проєктування чотиритактного газодизельного двигуна потужністю 200 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН12/12. Проектований газодизельний двигун призначений для встановлення на вантажних автомобілях середньої вантажопідйомності. Для забезпечення надійної роботи газодизельного 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.

Результати досліджень по темі кваліфікаційної роботи було подано для участі в I турі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей і спеціальностей у 2025/2026 навчальному році НУК імені адмірала Макарова. Робота «Використання двигунів з нетрадиційним циклом на транспортних засобах» визнана переможцем конкурсу, що засвідчено врученням диплому автору.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Опис двигуна-прототипу.

Двигуни чотиритактні із займанням від стискування, рідинного охолодження, з V-подібним розташуванням восьми циліндрів, з турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря (ОНВ) 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 кожну шатунову шийку колінчастого валу.

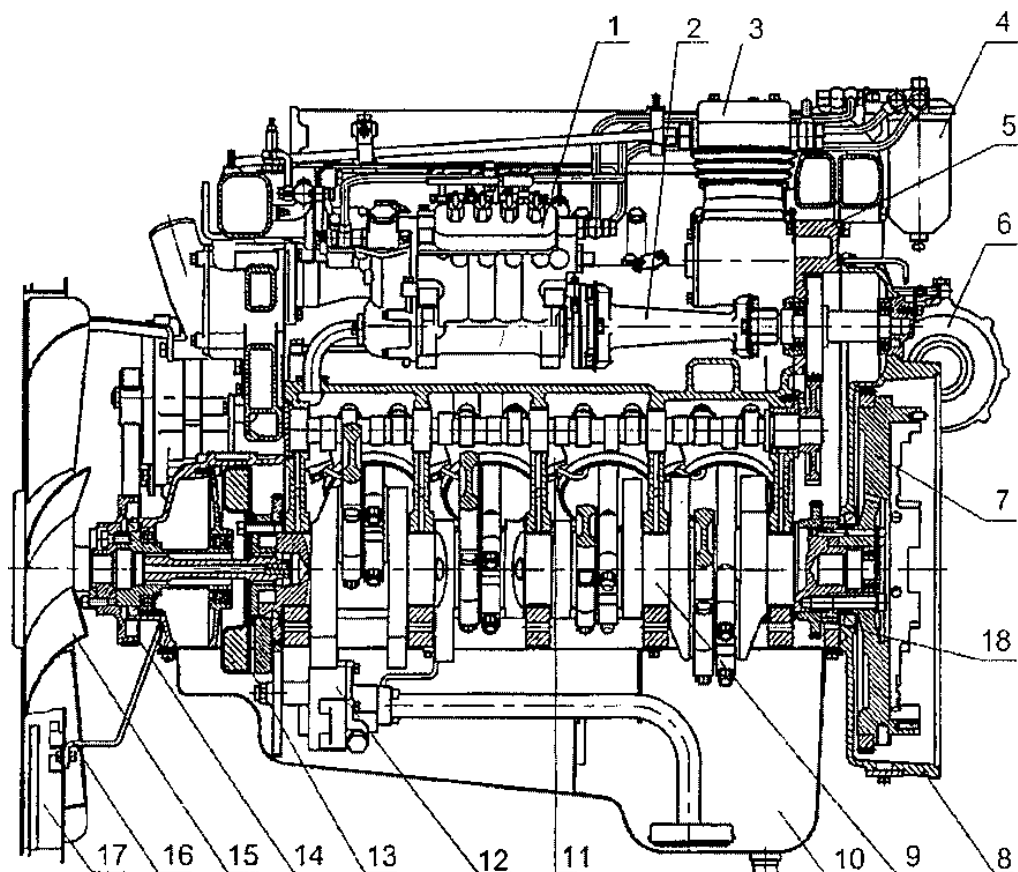


Рисунок 1.1– Поздовжній розріз двигуна

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'язкістною муфтою; 16 - кронштейн кріплення обичайки вентилятора; 17 - обичайка вентилятора; 18-шестерня приводу масляного насоса того, що відкачує.

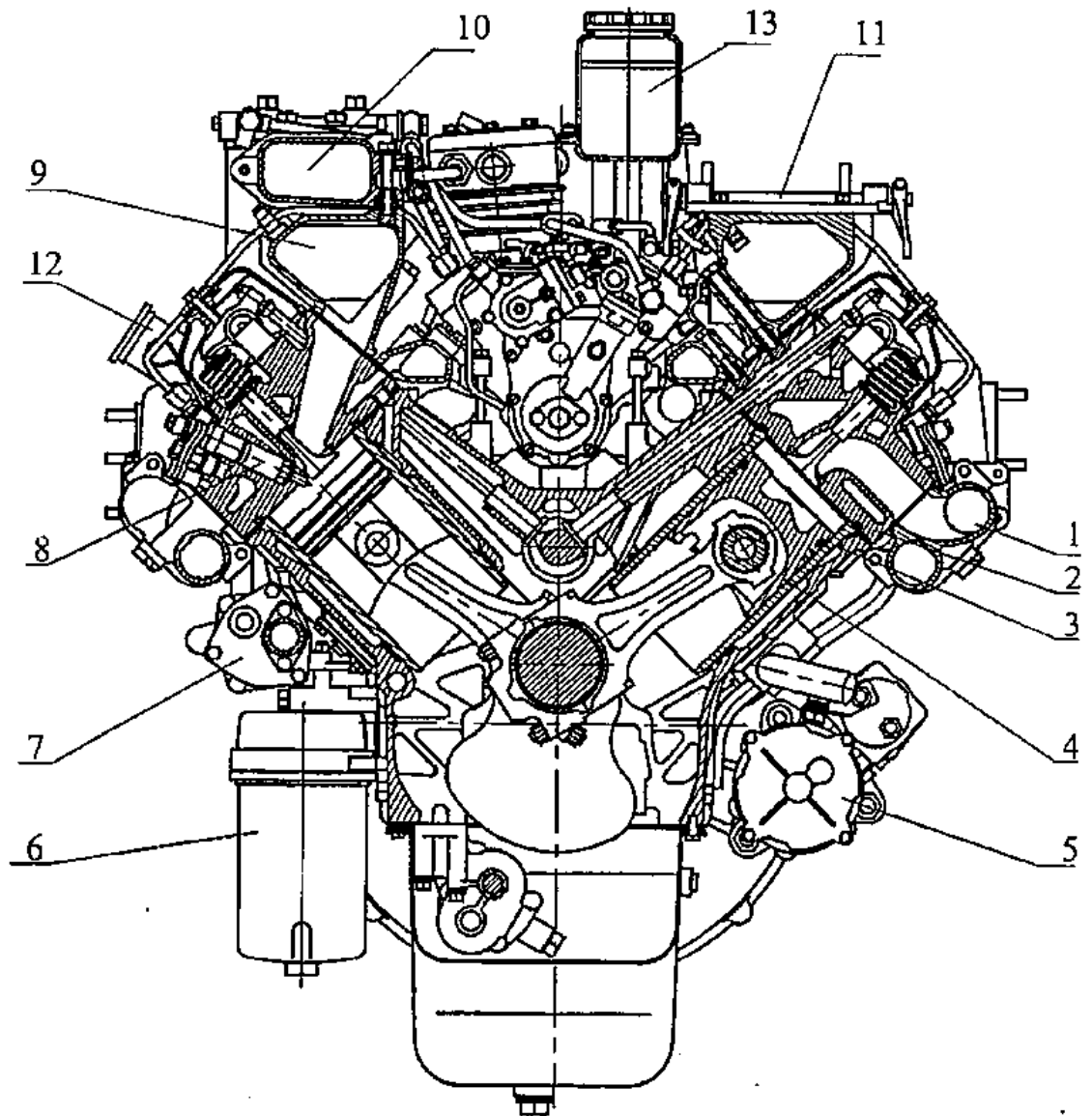


Рисунок 1.2— Поперечний розріз двигуна

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 - маслоналивна горловина; 13 - бачок насоса гідропідсилювач керма.

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.

Механізм газорозподілу приводиться в дію від провідної шестерні 10 (з модулем зубця 4,5 мм), закріпленою на хвостовику колінчастого валу, через блок проміжних шестерень, які обертаються на двох рядах роликів, розділених проміжною втулкою і розташованих на осі, закріпленою на задньому торці блоку циліндрів. На хвостовик розподільного валу напресована шестерня (з модулем зубця 3мм), кутове розташування якої відносно кулачків валу визначається шпонкою.

До заднього торця блоку циліндрів кріпиться картер агрегатів. Привід агрегатів закритий картером маховика, закріпленим до заднього торця блоку циліндрів через картер агрегатів. У верхній частині картера агрегатів і картера маховика ліворуч виконаний прилив, призначений для установки коробки відбору потужності. На картері маховика справа передбачено місце під фіксатор маховика, вживаний для установки і регулювання кута випередження упорскування палива, а також для регулювання теплових проміжків в механізмі газорозподілу і фіксації маховика при відвертанні болтів кріплення маховика під час проведення ремонтних робіт. У картері маховика виконані розточування для установки стартера, манжети колінчастого валу і, якщо це передбачено конструкцією, корпуси заднього підшипника валу приводу ТНВТ і датчика оборотів колінчастого валу. На нижньому фланці маховика передбачений люк для провороту колінчастого валу при проведенні регулювальних і ремонтних робіт.

Колінчастий вал виготовляється з високоякісної сталі із зміцненням методом карбонітрування або азотування. Вал має п'ять корінних і чотири шатунові шийки, пов'язані щокими 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 щокми колінчастого валу. Окрім основних противаг він має додаткову знімну противагу 1, напресований на вал, його кутове розташування відносно колінчастого валу визначається шпонкою.

Вкладиші корінних і шатунових підшипників виготовлені із сталеві стрічки, покритої шарами свинцевої бронзи, свинцевоолов'янистого сплаву і олова. Верхні і нижні вкладиші корінних підшипників не взаємозамінні. Верхні вкладиші відрізняються від нижніх наявністю отвору для підведення масла і кільцевої канавки для його розподілу. 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 рознімом і плоским стиком. У верхню голівку шатуна запресована сталевобронзова втулка, 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 торіодальна 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 поршневий 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 маслознімним кільцями.

Компресійні кільця виготовляються з високоміцного, а маслознімне з сірого чавунів. Верхнє компресійне кільце має форму двосторонньої трапеції, а друге має форму односторонньої трапеції.

Маслознімне кільце коробчастого типу, заввишки 4 мм, з пружинним розширювачем, що має змінний крок витків і шліфовану зовнішню поверхню.

Поршневий палець плаваючого типу, його осьове переміщення обмежене стопорними кільцями. Палець виготовлений з хромонікелевої сталі, діаметр отвору 20,7 мм з фасками 16x25°.

Механізм газорозподілу призначений для забезпечення впускання в циліндри свіжого повітряного заряду і випуску з них газів, що відпрацювали. Впускні і випускні клапани відкриваються і закриваються в певних положеннях поршня, що забезпечується поєднанням міток на шестернях приводу агрегатів при їх монтажі. Механізм газорозподілу - верхньоклапанний з нижнім розташуванням розподільчого валу. Кулаки розподільчого валу, відповідно до фаз газорозподілу, переміщують штовхальники. Штанги надають рух, що гойдає, коромислам, а вони, долаючи опір пружин, відкривають клапани. Закриваються клапани під дією сил стислих пружин.

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. Для забезпечення заданих фаз газорозподілу, шестерні при зборці встановлюються по мітках "0", "Е" і рискам, вибитим на їх торцях. Шестерні сталеві, штамповані, термооброблені, з шліфованими зубцями.

Клапани з жароміцної сталі. Кут робочої фаски клапанів – 90°. Діаметр тарілки впускного клапана – 51,6 мм, випускного – 46,6 мм, висота підйому впускного клапана – 14,2 мм, випускного – 13,7 мм. Геометрія тарілок впускних і випускних клапанів забезпечує відповідні газодинамічні параметри впускання-випуску газів.

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 сталеві, штамповані, 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. Діаметр дроту зовнішньої пружини - 4,8 мм, внутрішньої - 3,5 мм. Заздалегідь встановлюване зусилля пружин 355 Н, сумарне робоче, - 821 Н.

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. Впускний канал має тангенціальний профіль для забезпечення оптимального обертального руху повітряного заряду, що визначає параметри робочого процесу двигуна і токсичність газів, що відпрацювали. У голівку запресовані чавунні сідла і металокерамічні направляючі втулки

клапанів. Випускні сидла 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 ущільнюваче і віброізоляційна шайба.

Використовуються два способи переходу дизельних двигунів на живлення газовим паливом, що принципово різняться між собою.

1. Конвертація дизельного двигуна у двигун внутрішнього згоряння із запаленням газоповітряної суміші від іскри (повне заміщення палива). [5]

Даний спосіб досить радикальний і зв'язаний зі значною зміною конструкції базового двигуна. При цьому із двигуна демонтують дизельну паливну апаратуру, зменшують ступінь стиску до 11-16 одиниць, встановлюють систему запалювання, газову систему подачі палива. У результаті двигун працює на газовому паливі, яке має вартість нижче, чим дизельне паливо. Екологічні параметри газів, що відробили, конвертованого дизеля, як правило, вище вихідного двигуна, при роботі з першого варіанта забезпечуються номінальні потужності з незначним зниженням ККД із базовим двигуном. Після виконання конвертації двигун уже не може більше працювати на дизельному паливі.

2. Використання газодизельного режиму. У газодизельному режимі у двигун подають два палива - основне дизельне (але в меншій кількості, ніж в базовому), додаткове - газове (паливо для заміщення). При цьому основне дизельне паливо відіграє роль «запальної» дози для запалення інтегральної газоповітряної паливної суміші. Істотною перевагою газодизельного циклу є те, що потужність джерела запалювання в ньому значно більше, чим у двигуні з іскровим запалюванням, крім того, робоча суміш підпалюється не в одній точці у холодній стінки, а в центрі заряду. Завдяки цьому однією з важливих особливостей газодизельного процесу є можливість надійної роботи двигуна на збідненій робочій суміші. При такому способі зберігається можливість швидкого переходу з газового палива на дизельне й назад. У швидкохідних

дизельних двигунів витрата рідкого палива, що використовується для запалення й повного згоряння газоповітряної суміші, становить 10-20% кількості, що витрачається при звичайному дизельному процесі. У середньо- і малообертових двигунах потрібно лише 5-8% дизельного палива для запалення. Динамічний перехід на газодизельне паливо спостерігається для різних марок автотракторних двигунів.

Процес запалення газодизельного палива можна віднести до двигуна з примусовим запаленням. Процес роботи відрізняється від робочих процесів двигунів з іскровим запалюванням тим, що електричні іскри як джерело запалення робочої суміші замінюються дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску гарячої суміші «повітря-газ» навантаження вводиться невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальна доза палива подається в циліндр так, щоб вона запалилася до того, як газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші.

При переустаткуванні дизельного палива для роботи в режимі газодизеля в системах живлення додані газоповітряний змішувач із системою керування подачі газу при зміні навантаження й поліпшення контролю частоти обертання колінчастого валу з обмежником подачі палива при роботі двигуна в режимі газодизеля. Цей метод перетворення забезпечує можливість швидко перемикатися з дизельного режиму на газодизельний і назад. У якості основного палива в газодизелі використовують стислий природний газ. Характеристика стислого природного газу, що використовується в якості палива, повинна відповідати вимогам ТУ 51-166-83, що встановлює дві марки газу: А і В. Ці гази при звичайній температурі навколишнього середовища й високого(до 20 МПа) тиску, зберігають газоподібний стан. Основним компонентом природного газу є метан, який представляє паливо з гарними антидетонаційними характеристиками й досить високою щільністю калорій.

У газобалонній установці природний газ тримають у стислому вигляді (до 20МПа) в балонах. Резерв природного газу в резервуарі становить 10м³. Для забезпечення ходу від 250 до 300 км може бути застосовано шість, вісім або

десять балонів залежно від моделі автомобіля. На рис. 1.3 показана схема газобалонної установки вантажного автомобіля з вісьма балонами 4. Секції газових балонів складаються із двох секцій по чотири. Така схема дозволяє забезпечити роботу двигуна на резерві газу в секції, якщо порушена герметичність в іншій. Під час роботи двигуна в газодизельному режимі клапани 2 і 3 відкриті. Стиснений газ під високим тиском проходить підігрівник 22, у якому теплоносієм є охолоджувальна рідина двигуна, і надходить в одноступінчастий газовий редуктор 20 високого тиску, де тиск газу знижується до 0,9...1,1 МПа.

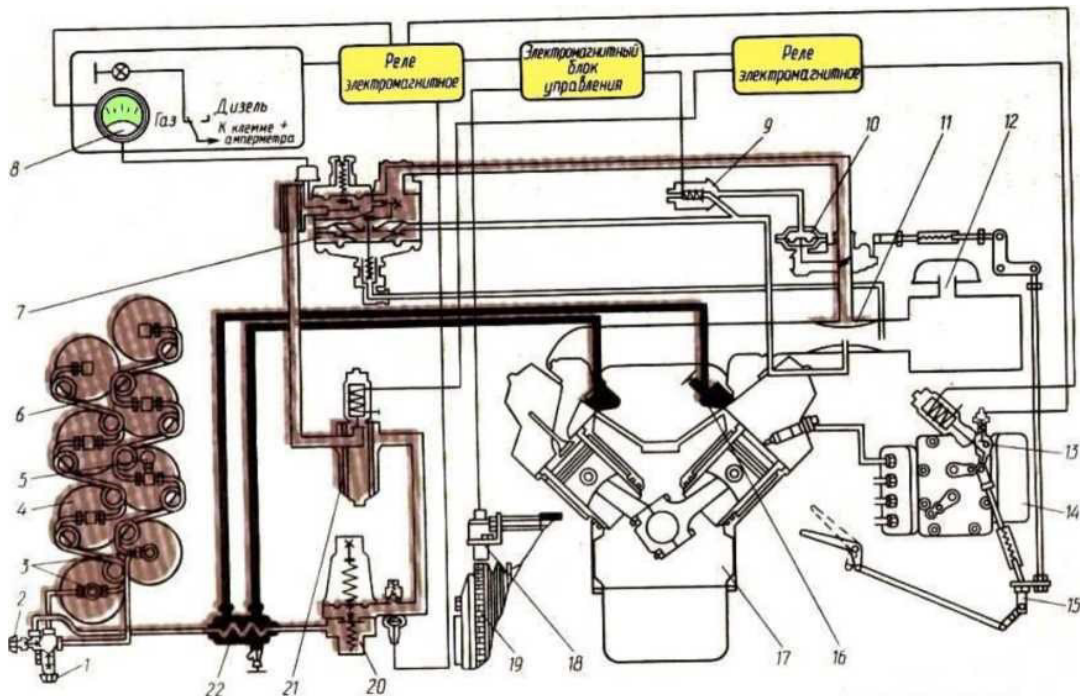


Рисунок 1.3- Система живлення газодизельного двигуна

1 - вентиль що наповнює; 2 - видатковий вентиль. 3 - запірний вентиль. 4 - балон. 5 - манометр високого тиску. 6 - трубопровід високого тиску. 7 - редуктор низького тиску. 8 - манометр. 9 - триходовий електромагнітний клапан. 10 - дозатор. 11 - змішувач. 12 - очисник повітря. 13 - механізм обмеження запальної дози палива. 14 - насос високого тиску. 15 — привод управління регулятора й дозатора газу. 16 - кран. 17 - двигун, 18 - перетворювач частоти обертання. 19 - зубчастий вінець. 20 - редуктор високого тиску. 21 - електромагнітний клапан з фільтром. 22 - підігрівник газу

На шляху до редуктора газ підігрівається для того, щоб уникнути пробок льоду в трубопроводі, які можуть утворюватися внаслідок сильного

охолодження газу за рахунок зниження тиску. Потім газ подається на фільтр 21 з повстайним елементом і газовий редуктор 7, де відбувається зниження його тиску майже до атмосферного. Керування роботою редуктора, відбувається в трубі дифузора змішувача 11. З редуктора газ через дозатор 10 надходить у змішувач, де утворюється газоповітряна суміш, і потім з повітрям засмоктується в циліндри двигуна.

Тиск газів у циліндрах, і, отже, кількість палива в них, контролюють по манометру 5 високого тиску. По манометру 8 низького тиску перевіряють роботу першого щабля коробки. На кришці регулятора частоти обертання колінчастого вала встановлено електромагнітний механізм 13, що обмежує хід важеля регулятора холостого ходу до положення, відповідного до подачі іскри дози палива.

У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавiші на панелі кабіни в положення «Газ». Для цього, на автомобіль встановлюють газодизельне електричне устаткування. Воно також містить у собі системи регулювання подачі газу: при максимальній частоті обертання колінчастого вала механічний регулятор частоти обертання відключає подачу дози рідкого палива, запобігаючи одночасній подачі газу й повній подачі дизельного палива (подвійну тягу).

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектного двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Основні параметри двигуна прототипу. Двигун проектується на базі дизеля 8ЧН12/12, 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	Модель 740
Тип двигуна	чотирьохтактний, з запаленням від стиску
Розташування циліндрів	V-подібне, з кутом розвалу 90°
Напрямок обертання колінчастого валу	праве (проти годинникової стрілки при погляді з боку маховика)
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 ходу :- мінімальна - максимальна	2600±50 1600...1800 600±20 2830-80
Кількість клапанів в головці циліндра	2 (впускний та выпускний)
Тиск масла в гарячому двигуні при частоті обертання колінчастого валу вала, кПа (кгс/см ²): - номінальний; - мінімальний холостого ходу	392...539 (4...5,5) 98(1)
Форсунка, тип	273
Тиск початку впорскування форсунки, МПа (кгс/см ²)	23,73...24.90 (242...254)
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 даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

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

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

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 200$	
Ступінь стиску	$\varepsilon_{ww} = 14.0$	[1, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	$n = 2600$	
Число циліндрів	$i = 8$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 140$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.61$	[1, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[1, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[1, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 10$	[1, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 820$	[1, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{max} = 11200$	[1, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.75$	[1, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст 10]

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

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

$$Q_{н.р} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C_{ww} = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H_{ww} = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S_{ww} = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W_{ww} = 0.1$ - вміст води в паливі;

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад:	у %	в об'ємних долях
Метан	$\text{CH}_4 = 93$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.93$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 4$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.04$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.5$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.005$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.5$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0.005$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0.1$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.001$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0.9$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.009$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	<u>$\text{H}_2 = 0$</u>	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \\ 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot \text{H}_2 \\ 126.3 \cdot \text{CO} \\ 358.2 \cdot \text{CH}_4 \\ 637.3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 \\ 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 \\ 1186 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \\ 1460 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

в кмоль повітря / кг палива

$$L_{0p.л} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

кмоль повітря / кмоль газу

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot R_{CH_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot R_{C_2H_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot R_{C_3H_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot 0.93 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot 0.04 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot 0.01 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot 0.005 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}}$$

де $V_{сж} = 0.505 \text{ кг / год}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{г} = 39 \text{ м}^3 / \text{год}$ - масова витрата газу (приймаємо $0,1 \text{ нм}^3 / \text{кВт}$)

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}} = \frac{22.4 \cdot 0.505}{39} = 0.29$$

Кількість свіжого заряду, в кмоль / кмоль

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0гп} = 1 + 1.61 \cdot 10.107 = 17.273$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.29 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.111$$

Водяної пари H₂O

$$M_{H_2O} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.93 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.04 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.01 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 0.29 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.093$$

Кисню O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0_{гп}} \\ -q \cdot L_{0_{p.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.61 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.29 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.265$$

Азоту N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0_{гп}} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.61 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 12.864$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.111 \\ 2.093 \\ 1.265 \\ 12.864 \end{pmatrix} = 17.333$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.333 - 17.273 = 0.061$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.333}{17.273} = 1.004$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}$$

де $n_{\text{к}} = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}} = 293 \cdot \left(\frac{140}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 330.797$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

$$T_{\text{int}} = T_{\text{в}} - \Delta T_{\text{int}} = 330.797 - 40 = 290.797$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0_Г.П} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0_Г.П}}$$

де $T_{\text{Г}} = 310$ К - температура газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0гп} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0гп}} = \frac{290.797 + 1.61 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.61 \cdot 10.107} = 308.888$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 140 - 3 = 137$$

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

$$p_{cm} = p_{int} = 137$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 140 = 133$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 137 = 146.59$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{308.89 + 10}{820} \cdot \frac{146.59}{14 \cdot 133 - 146.59} = 0.03$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\epsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{308.888 \cdot (14 \cdot 133 - 146.59)}{(308.888 + 10) \cdot (14 - 1) \cdot 137} = 0.933$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{308.888 + 10 + 0.033 \cdot 820}{1 + 0.033} = 335.006$$

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

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 133 \cdot 14^{1.372} = 4969.805$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (2900...7000)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 335.006 \cdot 14^{1.372-1} = 894.153$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (700...1000)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.033}{1 + 0.033} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,001...1,010)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{11200}{4969.805} = 2.254$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,8...2,5)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.61}{1 + 0.29 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.587$$

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

$$C'_V = \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \dots \\ + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + \text{C} \cdot C_{V1} + \text{H} \cdot C_{V1} + \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18$$

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

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

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

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

$$C'_V = \sum \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ \text{C} \cdot C_{V1} \\ \text{H} \cdot C_{V1} \\ \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18 = \sum \left(\begin{array}{l} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{array} \right) \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:
двоокису вуглецю:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.111}{17.333} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.4$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.093}{17.333} = 0.121 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12.077$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.265}{17.333} = 0.073 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 7.296$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{12.864}{17.333} = 0.742 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.2$$

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

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.963$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_z \cdot \left(22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р} \right) = 0.75 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.29 \cdot 42512.38) = 649279.358$$

$$B = \left[\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп}) \right] = 1.003 \cdot (1 + 0.033) \cdot (1 + 1.61 \cdot 10.107) = 17.907$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 894.153}{1.003} = 155680.485$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{649279.358}{17.907} + 155680.485}{93.963} = 2042.705$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (2000 \dots 2300)\text{К}$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 2042.705}{2.254 \cdot 894.153} = 1.017$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.017} = 13.764$$

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

$$n_2 = 1.226$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11200}{13.764^{1.226}} = 449.908$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (200 \dots 600)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2042.705}{13.764^{1.226-1}} = 1129.407$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (900 \dots 1300)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1129.407}{\sqrt[3]{\frac{449.908}{146.59}}} = 777.16$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|820 - 777.16|}{820} \cdot 100 = 5.224$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4969.805}{14 - 1} = 382.293$$

$$\underline{B} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 2.254 \cdot (1.017 - 1) = 0.039$$

$$\underline{C} = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{2.254 \cdot 1.017}{1.226 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.764^{1.226 - 1}} \right) = 4.535$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.372 - 1}} \right) = 1.681$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 382.293 \cdot (0.039 + 4.535 - 1.681) = 1105.796$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1105.796 = 1061.564$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск знаходиться в діапазоні $p_{mi} = (950 \dots 1800)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } \underline{A} = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.61 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.29 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2 \times 10^{-5}$$

$$\underline{B} = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{308.888 \cdot 1.062 \times 10^3}{137 \cdot 0.933} = 2.565 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.995 \times 10^{-5} \cdot 2.565 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.425$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,40 \dots 0,50)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$\underline{q} = \frac{V_{сж} \cdot Q_{H,p}}{(V_{\Gamma} \cdot Q_{H,\Gamma} + V_{сж} \cdot Q_{H,p})} = \frac{0.505 \cdot 42512.38}{39 \cdot 38097.1 + 0.505 \cdot 42512.38} = 0.014$$

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

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.014)}{0.425 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.218$$

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

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.014}{0.425 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.003$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м} / \text{с}$

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

де $S_{пр} = 0.12$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.12 \cdot 2600}{30} = 10.4$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $a_m = 0.088$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що залежать від конструктивних особливостей двигунів;
 $b_m = 0.0118$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 10.4) \cdot 10^3 = 210.72$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1.062 \times 10^3 - 210.72 = 850.844$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{850.844}{1061.564} = 0.802$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.425 \cdot 0.802 = 0.341$$

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

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.218}{0.802} = 0.272$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.003}{0.802} = 0.004$$

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

$$B_{\Gamma} = V_e \cdot P_e = 0.272 \cdot 200 = 54.49$$

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 3.528 \times 10^{-3} \cdot 200 = 0.706$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{200 \cdot 10^3}{850.844 \cdot 2600} = 10.849$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{10.849}{8} = 1.356$$

Діаметр циліндру, в мм

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}}$$

де $d_{пр} = 0.12$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.356 \cdot 0.12}{\pi \cdot 0.12}} = 119.969 \text{ або в м } d \cdot 10^{-3} = 0.12$$

Хід поршня

$$S = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} \cdot d = \frac{0.12}{0.12} \cdot 119.969 = 119.969 \text{ або в м } S \cdot 10^{-3} = 0.12$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $d = 120$

Хід поршня, в мм $S = 120$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 120^2 \cdot 120 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 10.857$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{850.844 \cdot 10.857 \cdot 2.6 \times 10^3}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 200.155$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |200.155 - 200|}{200.155 + 200} \cdot 100 = 0.077$$

2.2 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{н. \Gamma} + B_e \cdot Q_{н. p}}{3.6} = \frac{54.49 \cdot 38097.1 + 0.706 \cdot 42512.38}{3.6} = 584971.436$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 200 = 200000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{200000}{584971.436} \cdot 100 = 34.19$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 584971.436 \cdot 0.341 = 199408.213$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{200000 - 199408.213}{200000} \cdot 100 = 0.296$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix} \cdot 584971.436 = 52647.429$$

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

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

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

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 210.72 = 126.432$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{\text{св}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 120.000^{2.000}}{4.000 \cdot 10.000^{9.000}} \cdot 120.000 = 1.357 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{126.432 \cdot 1.357 \times 10^{-3} \cdot 2.6 \times 10^3 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 29.742$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 29.742 = 29742.174$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 52647.429 + 29742.174 = 82389.604$$

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

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

де $K_{\text{ww}} = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{82389.604 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.002$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{2.36 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.257$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.257 = 256.935$$

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

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_W \\ Q_{\text{т.п}} \\ Q_{\text{в.н}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 52647.429 \\ 29742.174 \\ 256.935 \end{pmatrix} = 82646.539$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{82646.539}{584971.436} \cdot 100 = 14.128$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 820 - 273 = 547$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 335.006 - 273 = 62.006$$

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

$$mC_{p''} = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 547 = 33.683$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/(кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 62.006 = 29.124$$

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

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

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q)]$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.006 \cdot (1 - 0.014) = 3.075 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{54.49}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (314806.414 - 30746.942) = 191943.585$$

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.006 \cdot (1 - 0.014) = 3.075 \times 10^4$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{0.706}{3.6} \cdot (314806.414 - 30746.942) = 55673.483$$

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

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 191943.585 + 55673.483 = 247617.068$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{247617.068}{584971.436} \cdot 100 = 42.33$$

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

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

$$Q_{М1} = Q_w + Q_{Мд} - Q_v$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{Мд} = \Delta_{Мд} \cdot Q_{П}$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{210.72}{1061.564} \cdot 0.425 = 0.084$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.084 \cdot 584971.436 = 49385.444$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 52647.429 + 49385.444 - 82646.539 = 19386.335$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 1.939 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.572 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{2.572 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.286$$

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

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}} = 1000 \cdot 1.286 = 1285.839$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 19386.335 + 1285.839 = 20672.173$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{20672.173}{584971.436} \cdot 100 = 3.534$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в $D_{ж} / c$

$$Q_{H.B} = Q_{II} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 584971.436 - \sum \begin{pmatrix} 200000 \\ 82646.539 \\ 247617.068 \\ 20672.173 \end{pmatrix} = 34035.656$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{34035.656}{584971.436} \cdot 100 = 5.818$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $D_{ж} / c$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{II} = 584971.4$	$q_{II} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 200000.0$	$q_e = 34.19$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 247617.1$	$q_{\Gamma} = 42.33$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 82646.5$	$q_B = 14.128$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 20672.2$	$q_M = 3.534$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 34035.7$	$q_{HB} = 5.818$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_e \\ q_{\Gamma} \\ q_B \\ q_M \\ q_{HB} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 34.19 \\ 42.33 \\ 14.128 \\ 3.534 \\ 5.818 \end{pmatrix} = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{1.357 \times 10^{-3}}{14 - 1} = 1.044 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_s + V_{c'} = 1.357 \times 10^{-3} + 1.044 \times 10^{-4} = 1.462 \times 10^{-3} \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.044 \times 10^{-4} \cdot 1.017 = 1.062 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

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

$\lambda_{кр} = 0.268$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

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

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d \cdot (V_{a'} / V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_{c'} < V(\phi) < V_{z'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_{z'} < V(\phi) < V_{a'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi) / V_{z'})^{n2}$$

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в м^3 ,
 p - тиск робочого тіла в кПа ,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00010$	$p(0) = 133$	$V(180) = 0.00146$	$p(180) = 133$
$V(10) = 0.00012$	$p(10) = 133$	$V(190) = 0.00145$	$p(190) = 133.951$
$V(20) = 0.00016$	$p(20) = 133$	$V(200) = 0.00143$	$p(200) = 136.876$
$V(30) = 0.00022$	$p(30) = 133$	$V(210) = 0.00139$	$p(210) = 142.009$
$V(40) = 0.0003$	$p(40) = 133$	$V(220) = 0.00134$	$p(220) = 149.771$
$V(50) = 0.0004$	$p(50) = 133$	$V(230) = 0.00127$	$p(230) = 160.835$
$V(60) = 0.00051$	$p(60) = 133$	$V(240) = 0.00119$	$p(240) = 176.237$
$V(70) = 0.00063$	$p(70) = 133$	$V(250) = 0.0011$	$p(250) = 197.564$
$V(80) = 0.00075$	$p(80) = 133$	$V(260) = 0.00099$	$p(260) = 227.285$
$V(90) = 0.00087$	$p(90) = 133$	$V(270) = 0.00087$	$p(270) = 269.333$
$V(100) = 0.00099$	$p(100) = 133$	$V(280) = 0.00075$	$p(280) = 330.183$
$V(110) = 0.0011$	$p(110) = 133$	$V(290) = 0.00063$	$p(290) = 420.888$
$V(120) = 0.00119$	$p(120) = 133$	$V(300) = 0.00051$	$p(300) = 561.042$
$V(130) = 0.00127$	$p(130) = 133$	$V(310) = 0.0004$	$p(310) = 786.545$
$V(140) = 0.00134$	$p(140) = 133$	$V(320) = 0.0003$	$p(320) = 1163.942$
$V(150) = 0.00139$	$p(150) = 133$	$V(330) = 0.00022$	$p(330) = 1809.265$
$V(160) = 0.00143$	$p(160) = 133$	$V(340) = 0.00016$	$p(340) = 2865.338$
$V(170) = 0.00145$	$p(170) = 133$	$V(350) = 0.00012$	$p(350) = 4228.155$
$V(360) = 0.0001$	$p(360) = 4969.805$	$V(540) = 0.00146$	$p(540) = 449.908$
$V(370) = 0.00012$	$p(370) = 9898.229$	$V(550) = 0.00145$	$p(550) = 146.59$
$V(380) = 0.00016$	$p(380) = 6991.395$	$V(560) = 0.00143$	$p(560) = 146.59$
$V(390) = 0.00022$	$p(390) = 4635.944$	$V(570) = 0.00139$	$p(570) = 146.59$
$V(400) = 0.0003$	$p(400) = 3125.742$	$V(580) = 0.00134$	$p(580) = 146.59$
$V(410) = 0.0004$	$p(410) = 2202.205$	$V(590) = 0.00127$	$p(590) = 146.59$
$V(420) = 0.00051$	$p(420) = 1628.334$	$V(600) = 0.00119$	$p(600) = 146.59$
$V(430) = 0.00063$	$p(430) = 1259.501$	$V(610) = 0.0011$	$p(610) = 146.59$

V(440) = 0.00075	p(440) = 1013.92	V(620) = 0.00099	p(620) = 146.59
V(450) = 0.00087	p(450) = 845.185	V(630) = 0.00087	p(630) = 146.59
V(460) = 0.00099	p(460) = 726.236	V(640) = 0.00075	p(640) = 146.59
V(470) = 0.0011	p(470) = 640.755	V(650) = 0.00063	p(650) = 146.59
V(480) = 0.00119	p(480) = 578.575	V(660) = 0.00051	p(660) = 146.59
V(490) = 0.00127	p(490) = 533.175	V(670) = 0.0004	p(670) = 146.59
V(500) = 0.00134	p(500) = 500.277	V(680) = 0.0003	p(680) = 146.59
V(510) = 0.00139	p(510) = 477.046	V(690) = 0.00022	p(690) = 146.59
V(520) = 0.00143	p(520) = 461.608	V(700) = 0.00016	p(700) = 146.59
V(530) = 0.00145	p(530) = 452.781	V(710) = 0.00012	p(710) = 146.59

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

Індикаторна робота робочого циклу в $\frac{Дж}{цикл}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 1482.012$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1482.012}{0.001 \cdot 1000} = 1091.989$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1091.989 \cdot 0.96 = 1048.309$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{1061.564 + 1048.309}{2} = 1054.937$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1061.564 - 1048.309}{1054.937} \right| \cdot 100 = 1.256$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 17^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.076$	$l(c') = 9.5 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.651$	$l(b'') = 206.4 \text{ мм}$

точка r'	$x(r') = 0.055$	$l(r') = 6.9 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.055$	$l(r'') = 6.9 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.651$	$l(d') = 206.4 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{147}{50} = 3 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4969.805 = 5963.765 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{5963.765}{50} = 119.275 \text{ мм}$$

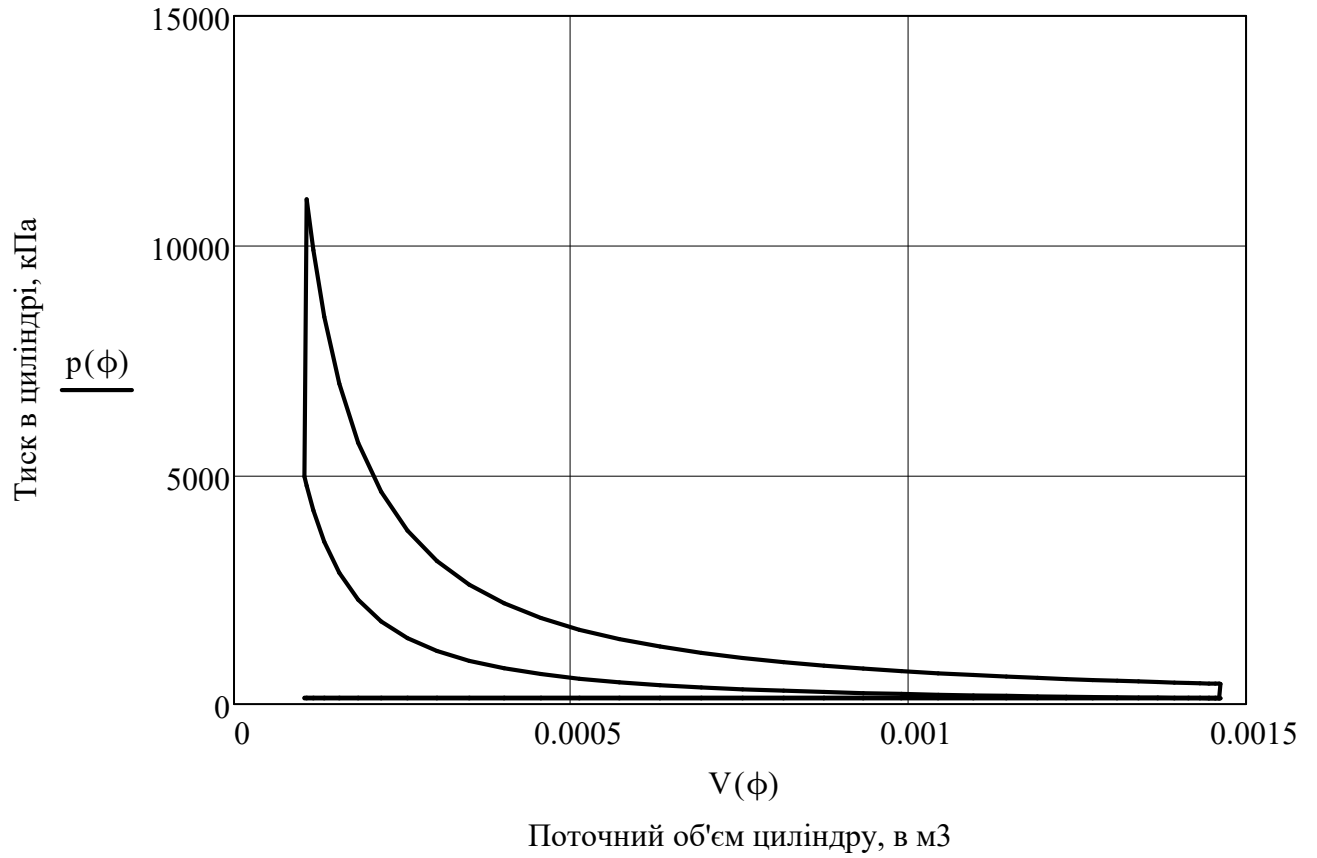
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 11200 \text{ кПа}$$

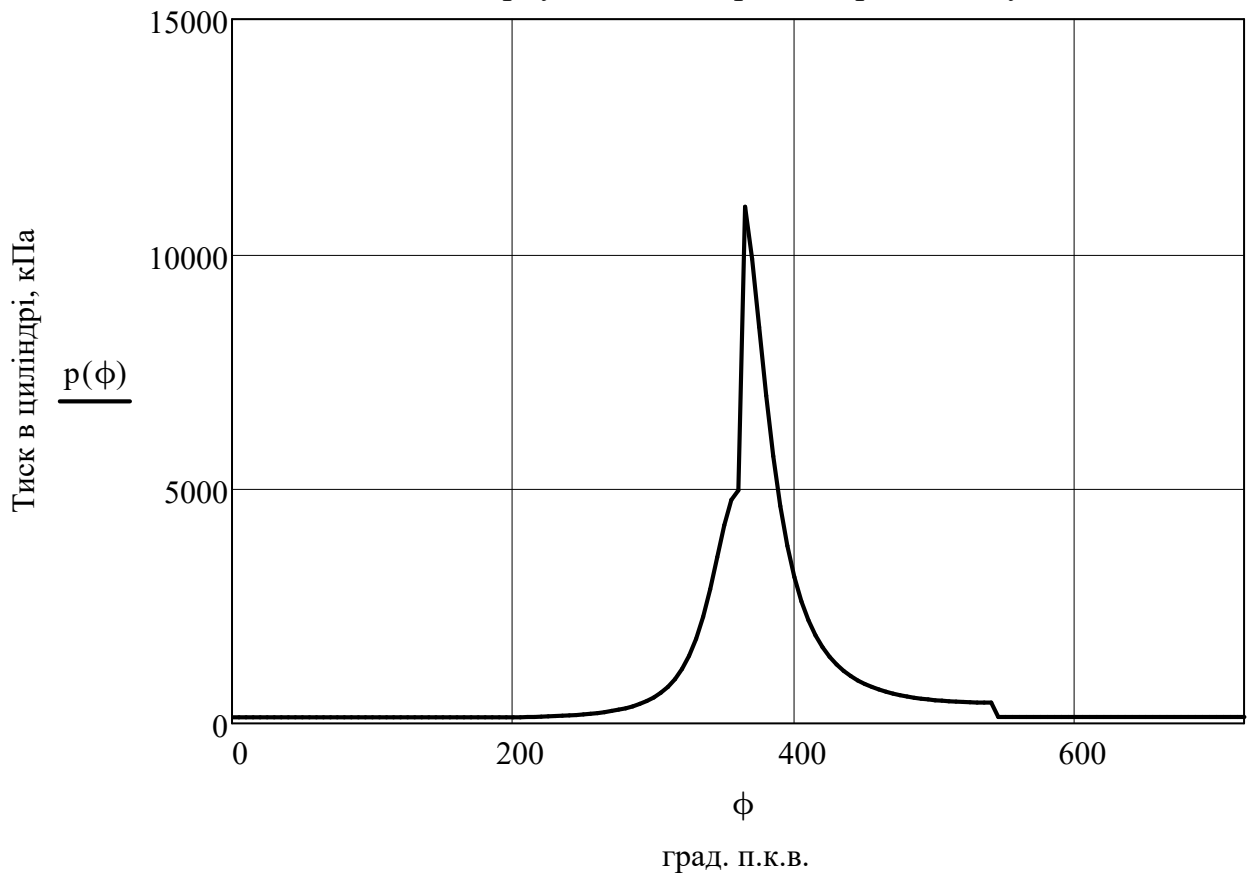
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{11200}{50} = 224 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

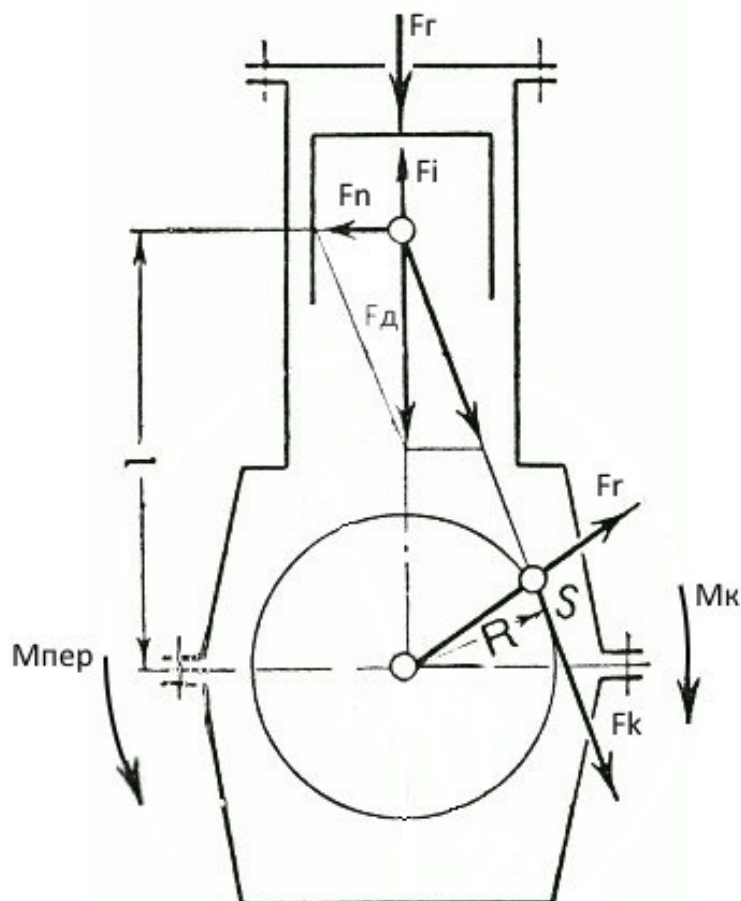


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 2.04$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 4.34$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.04 + \frac{1}{3} \cdot 4.34 = 3.487$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{120}{2 \cdot 10^3} = 0.06$$

Довжина шагуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.06}{0.268} = 0.224$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 120^2}{4 \cdot 10^6} = 0.011$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 272.271$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \text{asin}(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_K(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_K(\phi) = F_K(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_K(\phi)$$

Момент двигуна, що перекидає

$$M_{пер}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м, в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

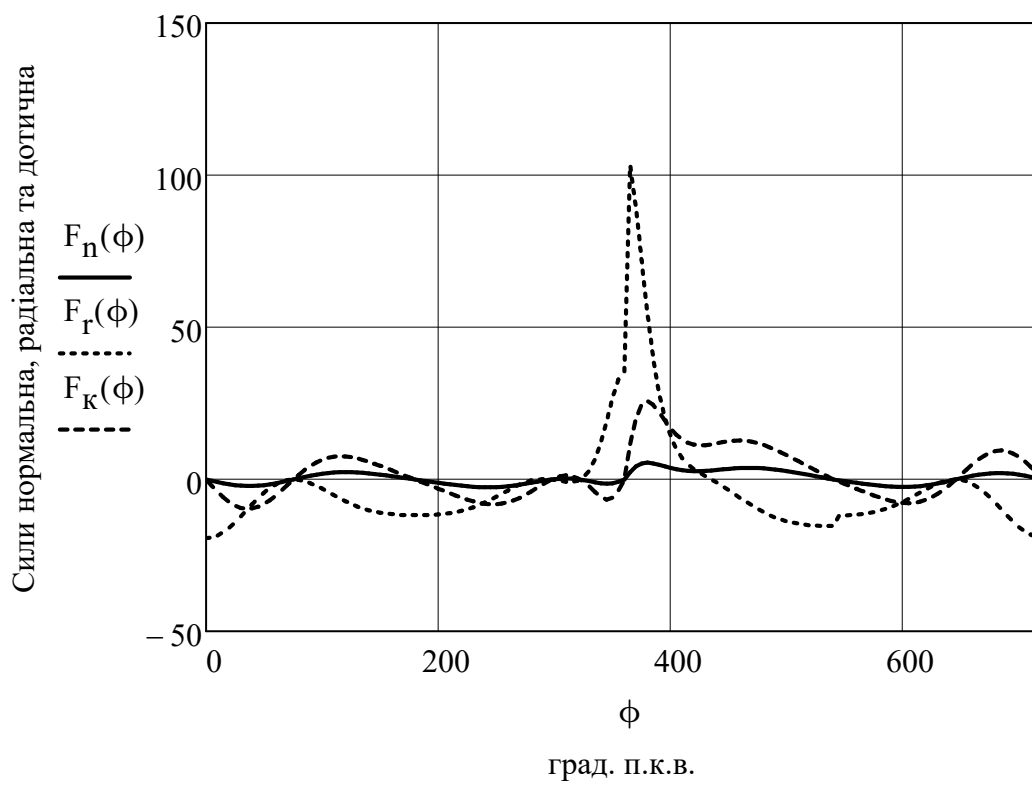
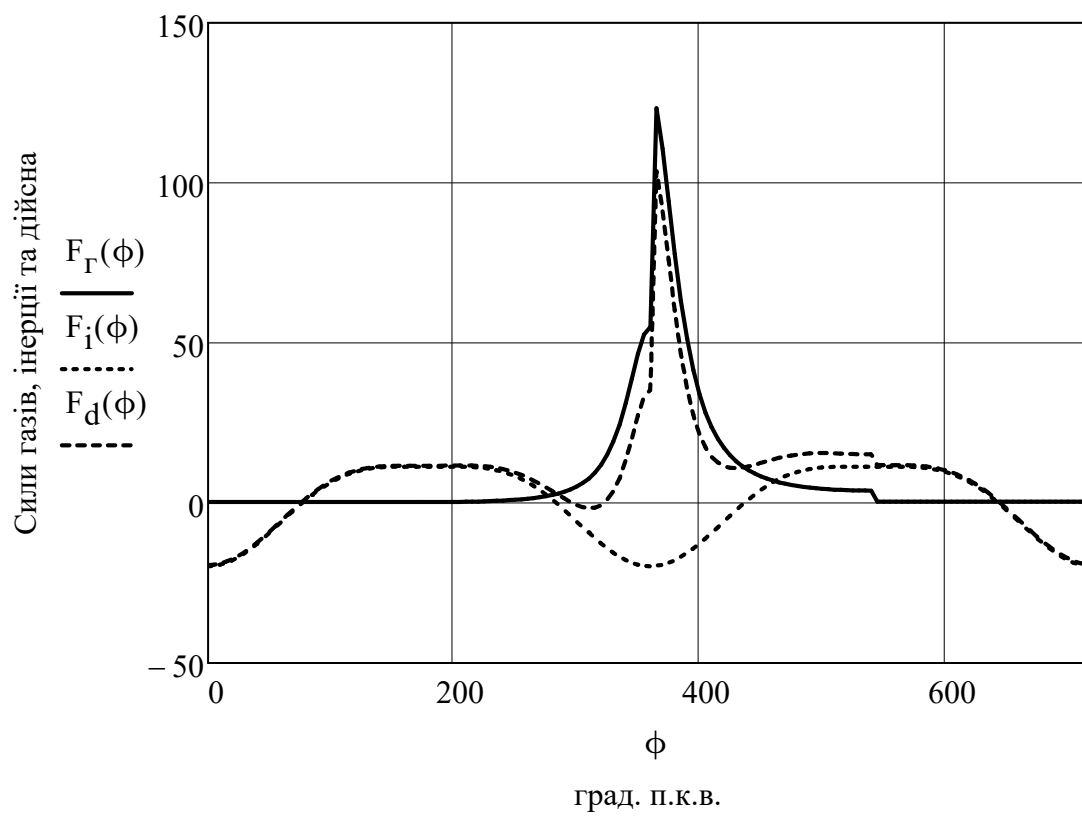
$F_r(0) = 0.359$	$F_i(0) = -19.665$	$F_d(0) = -19.306$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.359$	$F_i(30) = -15.509$	$F_d(30) = -15.15$	$M_k(30) = -0.561$
$F_r(60) = 0.359$	$F_i(60) = -5.676$	$F_d(60) = -5.318$	$M_k(60) = -0.314$
$F_r(90) = 0.359$	$F_i(90) = 4.156$	$F_d(90) = 4.515$	$M_k(90) = 0.271$
$F_r(120) = 0.359$	$F_i(120) = 9.832$	$F_d(120) = 10.191$	$M_k(120) = 0.457$
$F_r(150) = 0.359$	$F_i(150) = 11.353$	$F_d(150) = 11.711$	$M_k(150) = 0.269$
$F_r(180) = 0.359$	$F_i(180) = 11.352$	$F_d(180) = 11.711$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.46$	$F_i(210) = 11.353$	$F_d(210) = 11.813$	$M_k(210) = -0.271$
$F_r(240) = 0.848$	$F_i(240) = 9.832$	$F_d(240) = 10.68$	$M_k(240) = -0.478$
$F_r(270) = 1.9$	$F_i(270) = 4.156$	$F_d(270) = 6.057$	$M_k(270) = -0.363$
$F_r(300) = 5.2$	$F_i(300) = -5.676$	$F_d(300) = -0.476$	$M_k(300) = 0.028$
$F_r(330) = 19.317$	$F_i(330) = -15.509$	$F_d(330) = 3.808$	$M_k(330) = -0.141$
$F_r(360) = 55.061$	$F_i(360) = -19.665$	$F_d(360) = 35.397$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 51.286$	$F_i(390) = -15.509$	$F_d(390) = 35.777$	$M_k(390) = 1.325$
$F_r(420) = 17.27$	$F_i(420) = -5.676$	$F_d(420) = 11.594$	$M_k(420) = 0.685$
$F_r(450) = 8.413$	$F_i(450) = 4.156$	$F_d(450) = 12.569$	$M_k(450) = 0.754$
$F_r(480) = 5.398$	$F_i(480) = 9.832$	$F_d(480) = 15.23$	$M_k(480) = 0.682$
$F_r(510) = 4.25$	$F_i(510) = 11.353$	$F_d(510) = 15.602$	$M_k(510) = 0.358$
$F_r(540) = 3.943$	$F_i(540) = 11.352$	$F_d(540) = 15.295$	$M_k(540) = 0.000$

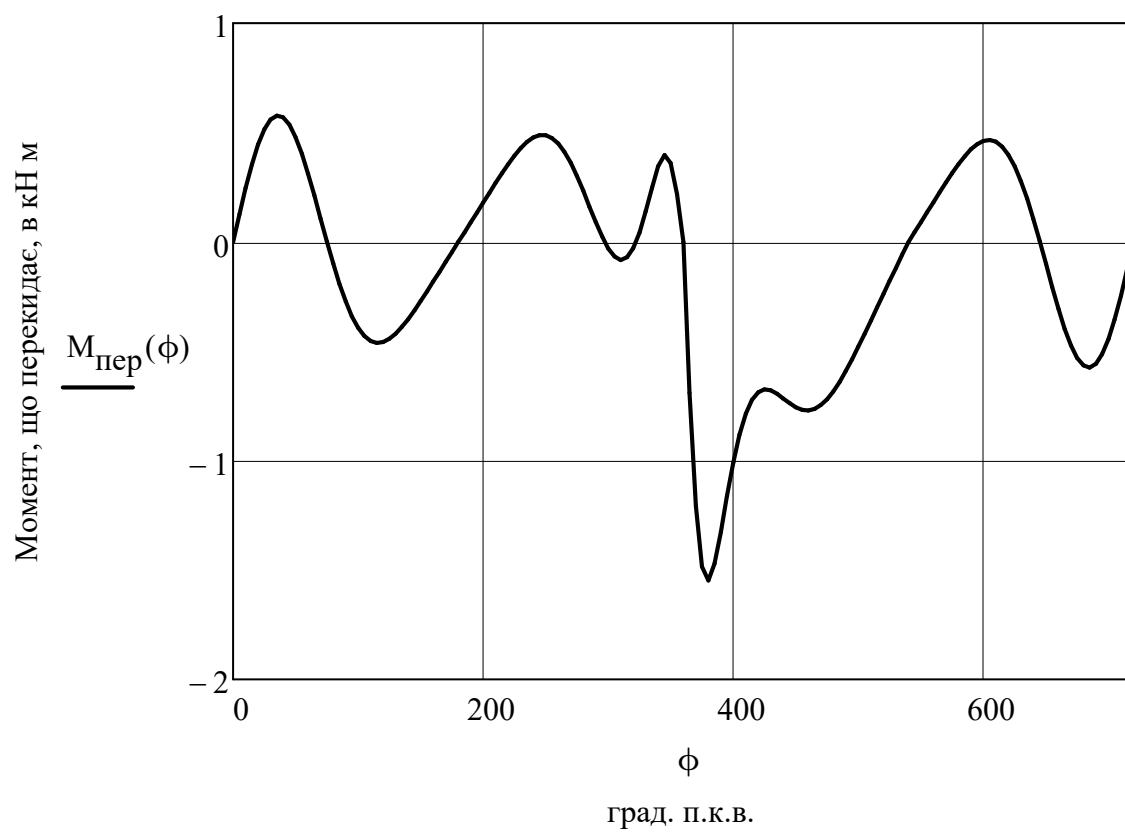
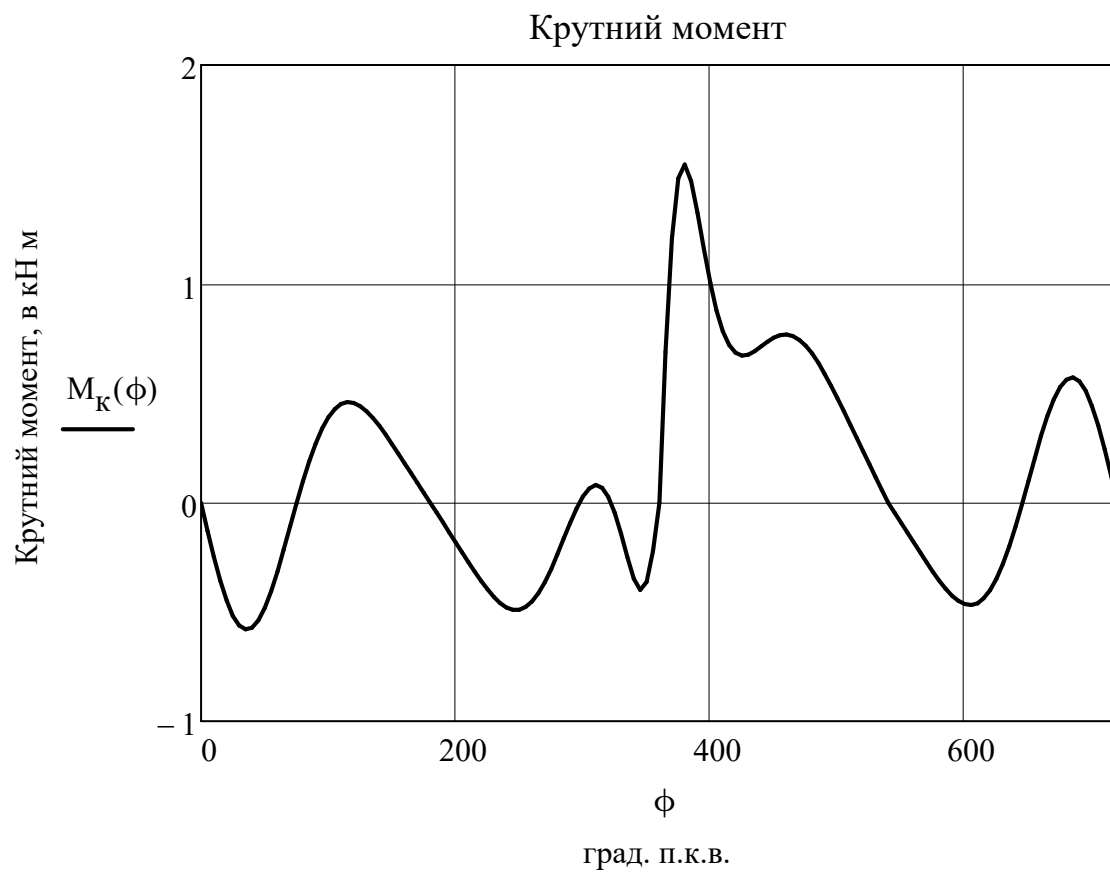
$F_r(570) = 0.512$	$F_i(570) = 11.353$	$F_d(570) = 11.865$	$M_k(570) = -0.273$
$F_r(600) = 0.512$	$F_i(600) = 9.832$	$F_d(600) = 10.345$	$M_k(600) = -0.463$
$F_r(630) = 0.512$	$F_i(630) = 4.156$	$F_d(630) = 4.668$	$M_k(630) = -0.28$
$F_r(660) = 0.512$	$F_i(660) = -5.676$	$F_d(660) = -5.164$	$M_k(660) = 0.305$
$F_r(690) = 0.512$	$F_i(690) = -15.509$	$F_d(690) = -14.997$	$M_k(690) = 0.555$
$F_r(720) = 0.512$	$F_i(720) = -19.665$	$F_d(720) = -19.152$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -19.306$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.049$	$F_r(30) = -12.096$	$F_k(30) = -9.349$	$M_{пер}(30) = 0.561$
$F_n(60) = -1.269$	$F_r(60) = -1.56$	$F_k(60) = -5.24$	$M_{пер}(60) = 0.314$
$F_n(90) = 1.256$	$F_r(90) = -1.256$	$F_k(90) = 4.515$	$M_{пер}(90) = -0.271$
$F_n(120) = 2.432$	$F_r(120) = -7.201$	$F_k(120) = 7.61$	$M_{пер}(120) = -0.457$
$F_n(150) = 1.584$	$F_r(150) = -10.934$	$F_k(150) = 4.484$	$M_{пер}(150) = -0.269$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -11.711$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.597$	$F_r(210) = -11.029$	$F_k(210) = -4.523$	$M_{пер}(210) = 0.271$
$F_n(240) = -2.548$	$F_r(240) = -7.547$	$F_k(240) = -7.975$	$M_{пер}(240) = 0.478$
$F_n(270) = -1.685$	$F_r(270) = -1.685$	$F_k(270) = -6.057$	$M_{пер}(270) = 0.363$
$F_n(300) = 0.114$	$F_r(300) = -0.14$	$F_k(300) = 0.47$	$M_{пер}(300) = -0.028$
$F_n(330) = -0.515$	$F_r(330) = 3.04$	$F_k(330) = -2.35$	$M_{пер}(330) = 0.141$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 35.397$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 4.838$	$F_r(390) = 28.565$	$F_k(390) = 22.078$	$M_{пер}(390) = -1.325$
$F_n(420) = 2.767$	$F_r(420) = 3.401$	$F_k(420) = 11.424$	$M_{пер}(420) = -0.685$
$F_n(450) = 3.496$	$F_r(450) = -3.496$	$F_k(450) = 12.569$	$M_{пер}(450) = -0.754$
$F_n(480) = 3.634$	$F_r(480) = -10.762$	$F_k(480) = 11.373$	$M_{пер}(480) = -0.682$
$F_n(510) = 2.11$	$F_r(510) = -14.567$	$F_k(510) = 5.974$	$M_{пер}(510) = -0.358$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -15.295$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.604$	$F_r(570) = -11.077$	$F_k(570) = -4.543$	$M_{пер}(570) = 0.273$

$F_n(600) = -2.468$	$F_r(600) = -7.310$	$F_k(600) = -7.724$	$M_{\text{пер}}(600) = 0.463$
$F_n(630) = -1.299$	$F_r(630) = -1.299$	$F_k(630) = -4.668$	$M_{\text{пер}}(630) = 0.28$
$F_n(660) = 1.232$	$F_r(660) = -1.515$	$F_k(660) = 5.088$	$M_{\text{пер}}(660) = -0.305$
$F_n(690) = 2.028$	$F_r(690) = -11.973$	$F_k(690) = 9.254$	$M_{\text{пер}}(690) = -0.555$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -19.152$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = 0.000$





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного 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	200,16	29,9
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	847	850,84	4,39
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,341	-14,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,802	-7,28
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	7,560	9,268	22,6
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 проектного двигуна

$$b_e = 0,004 \cdot 42500 = 0,17 \text{ МДж}$$

$$b_e = 0,272 \cdot 33450 = 9,098 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 46 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 46,16 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 29,9%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 4,39%. Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 14,9% 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 7,29%.

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 кваліфікаційної 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 тощо. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними.

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

У прямій задачі розрахунку системи задаються: продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, задаються кількості теплоти, що виділяється двигуном в холодну воду й масло, задаються параметри навколишнього середовища, задаються ступінь підвищення тиску і ККД компресора чи температура повітря за компресором, приймаються температури наддувочного 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 наддувочного повітря ДВЗ є рекуперативними теплообмінниками (у них теплопередача організована через стінку, що розділяє теплоносії). 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, трубчасто-пластинчасті, пластинчасті, листоканальні тощо. 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 тощо. 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 тощо. Деяке представлення про варіанти сучасних ПТ для ОНП дає рисунок 3.1.

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. 3.2. Ряд цих розмірів безпосередньо використовується в наступних розрахунках. Одночасно на їхній основі обчислюються характерні геометричні розміри 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.

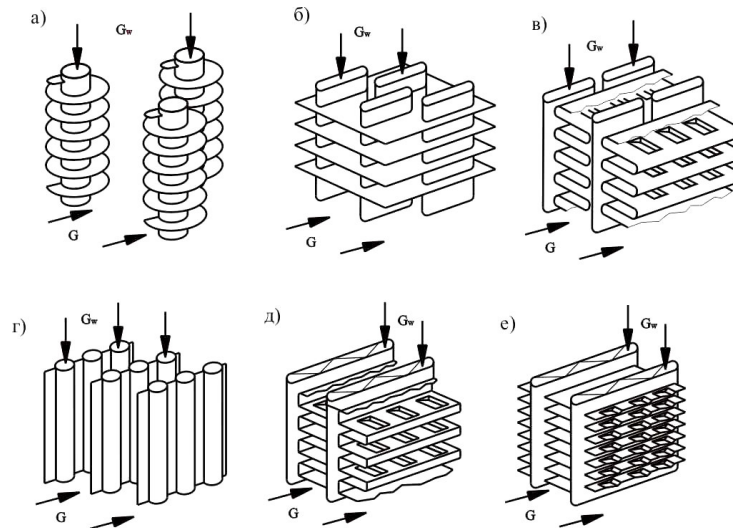


Рисунок 3.1– Типи поверхонь теплообміну ОНП

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) пластинчасто-стрічкова ПТ; е) пластинчасто-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 корпусу 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 $H_{\text{п}} = H$.

На підставі розмірів, указаних на рисунку 3.2 визначаються наступні комплексні розмірні параметри:

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

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

$f_{\text{п}}$, 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

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

F , м², – повна площа оребреної поверхні для усього ОНП із боку повітря; можна розрізняти ідеальне (теоретичне) значення площі $F_{\text{т}}$ і дійсне (конструктивне) значення $F_{\text{д}}$:

$$F_{\text{т}} = \frac{f_{\text{п}}}{S_1 \cdot S_2} \cdot L \cdot B \cdot H, \quad F_{\text{д}} = f_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} \cdot Z,$$

де Z – загальне число трубок у ОНП;

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

F_w , м² – повна площа неоребреної поверхні з боку води для усього ОНП;

f , м² – площа живого перетину пучка для проходу повітря (з боку оребрення);

f_w , м² – 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; $\phi_w = \frac{f_w b_w}{LB}$.

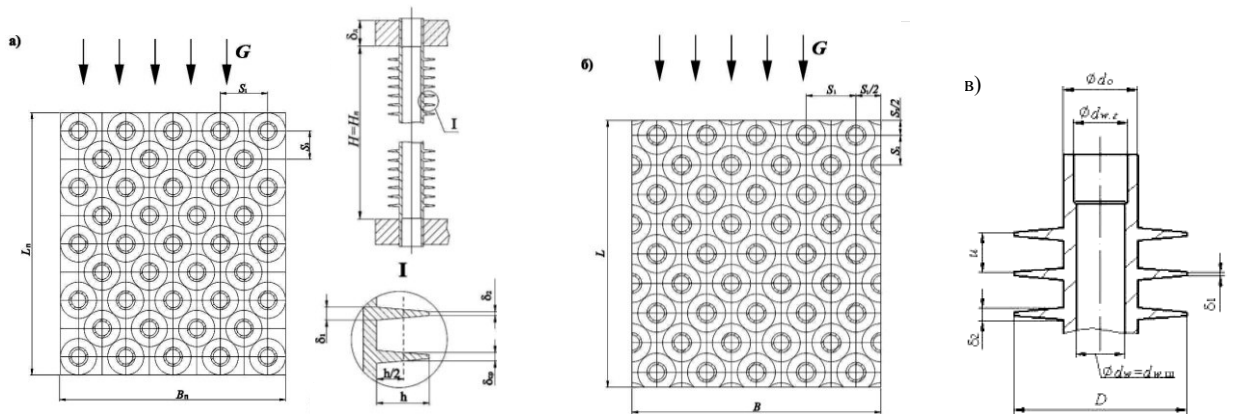


Рисунок 3.2 – Геометричні параметри трубного пучка.

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

Система охолодження базового двигуна рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини, що охолоджує. До основних агрегатів і вузлів системи охолодження відносяться: радіатор, вентилятор, 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 °З;
- електромагнітною муфтою приводу вентилятора залежно від температури рідини, що охолоджує, на виході з двигуна.

Насос водяний відцентрового типу, встановлений на корпусі водяних каналів. У корпус 1 запресований радіальний дворядний шариковий підшипник 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.

Лопатевий вентилятор виготовлений із склонаповненого поліаміду, маточина вентиляторів – металева. Для приводу вентилятора застосовується

муфта, що автоматично включається, яка кріпиться до маточини вентилятора.

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

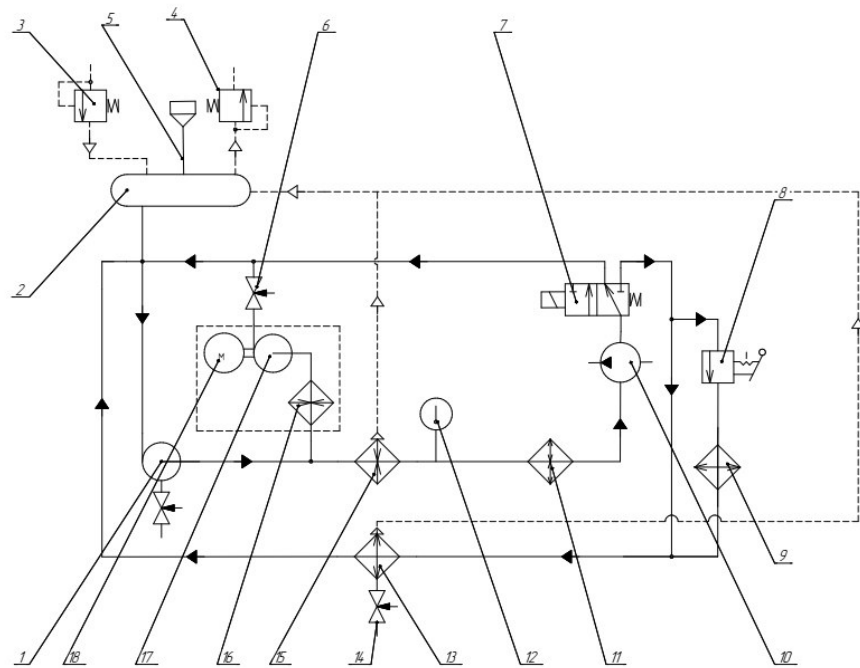


Рисунок 3.3– Схема системи охолодження

1 - основний рідинний насос; 2 - розширювальний бачок; 3 - повітряний клапан; 4 - паровий клапан; 5 - заливна горловина; 6 - кран підігрівача; 7 - термостат; 8 - заслінка обігрівача кабіни; 9 - обігрівач кабіни; 10 - сорочка підігріву масляного насоса; 11 - сорочка підігріву масляної магістралі; 12 - термометр; 13 - радіатор; 14 - зливний кран; 15 - двз; 16 - підігрівач; 17 - насос підігрівача; 18 - електричний двигун.

Термостати дозволяють прискорити прогрівання холодного двигуна і підтримувати температуру рідини, що охолоджує, не нижче 75 °С шляхом зміни її витрати через радіатор.

Розширювальний бачок встановлюється на двигунах автомобілів з правого боку по ходу автомобіля. Розширювальний бачок сполучений перепускною трубою з вхідною порожниною водяного насоса, паровідвідною трубою з верхнім бачком радіатора і з трубою відведення рідини з компресора. Розширювальний бачок служить для компенсації зміни об'єму рідини, що охолоджує, а також дозволяє контролювати міру заповнення системи охолодження і сприяє видаленню з неї повітря і пари.

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

$$Q_f = \frac{Q_H \cdot B}{3600} = 584,97 \text{ кДж/с}$$

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

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

1.2. Кількість теплоти, яка відводиться охолоджуючою рідиною

$$Q_{жс} = q \cdot Q_f = 87,7455 \text{ кДж/с}$$

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

$q = 0,15$

1.3. Розрахункова кількість теплоти, що розсіюється радіатором

$$Q_{жс.p} = \varphi \cdot Q_{жс} = 96,52005 \text{ кДж/с}$$

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

$\varphi = 1,1$

1.4. Охолоджуюча поверхня радіатора, яка омивається повітрям

$$F_6 = \frac{Q_{жс.p} \cdot 10^3}{K_1 \cdot (T_{жс.ср} - T_{в.ср})} = 28,81196 \text{ м}^2$$

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

$K_1 = 100$

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

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

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

$T_{жс.вх} = 365 \text{ К}$

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

$T_{жс.вих} = 355 \text{ К}$

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

$\Delta T_{жс} = 10 \text{ К}$

$T_{в.ср}$ - 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;

$T_{в.вх} = 313 \text{ К}$

$T_{в.вих} = 340 \text{ К}$

$\Delta T_{вс} = T_{в.вих} - T_{в.вх} = 20 - 30 \text{ К}$ - температурний перепад повітря в радіаторі;

$\Delta T_{вс} = 27 \text{ К}$

1.5. Кількість води, що проходить крізь радіатор

$$G_{жс} = \frac{Q_{жс}}{C_{жс} \cdot \Delta T_{жс}} = 2,10 \text{ кг/с}$$

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

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{жс}}}{C_{\text{в}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = 3,249833 \text{ кг/с}$$

де $C_{\text{в}}$ - середня теплоємність повітря;

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

1.7. Фронтальна поверхня радіатора

$$F_{\text{фр}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \cdot v_{\text{в}}} = 0,406036 \text{ м}^2$$

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

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

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

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

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

$v_{\text{в}} = 7,5 \text{ м/с}$

1.8. Глибина радіатора

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

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

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

1.9. Прохідний перетин одного ходу радіатора зі сторони охолоджуючої рідини

$$f_{\text{жс.1}} = \frac{G_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}} \cdot v_{\text{жс}}} = 0,00262 \text{ м}^2$$

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

$\rho_{\text{жс}} = 1000 \text{ кг/м}^3$

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

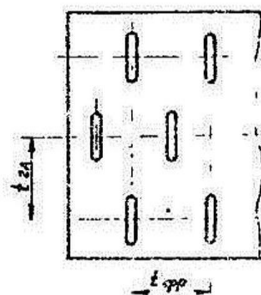
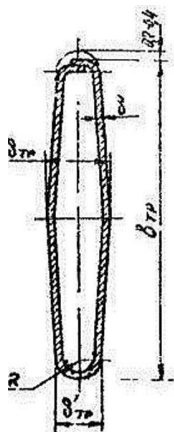
$v_{\text{ж}} = 0,8 \text{ м/с}$

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

$$b_{тр} = 0,013-0,020 \text{ м};$$

$$b_{тр} = 0,015 \text{ м}$$

шаг трубок по фронту

$$t_{фр} = 0,007-0,015 \text{ м};$$

$$t_{фр} = 0,011 \text{ м}$$

шаг трубок по глибині

$$t_{гп} = 0,010-0,025 \text{ м};$$

$$t_{гп} = 0,012 \text{ м}$$

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 - $l_{рад}$, м

$$l_{рад} = 0,11 \text{ м}$$

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

$$F_{фр} = 0,6675 \text{ м}^2 \quad 0,406036$$

2.4. Поверхня охолодження, що омивається повітрям:

поверхня трубок

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

де $n_{ТР} = 138$ – кількість трубок;

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

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

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

поверхня пластин

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

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

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

$$f_O = f_{O1} \cdot n_{ТР} = 0,0828 \text{ м}^2 \text{ - площа отворів в пластинах одно-}$$

го ряду;

$$f_{O1} = 0,0006 \text{ м}^2 \text{ - площа отвору в пластині для однієї трубки;}$$

загальна поверхня охолодження, яка омивається повітрям

$$F_{\text{в.}} = F_{ТР} + F_{ПЛ} = 46,13533 \text{ м}^2 \geq 28,812$$

поверхня не повинна бути менша за розрахункову.

2.5. Прохідний перетин осереддя радіатора

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

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

2.6. Кількість ходів охолоджуючої рідини в радіаторі

$$i_{рад} = \frac{f_{рад}}{f_{ж.1}} = 2107$$

2.7. Кількість трубок одного ходу радіатора

$$n_1 = \frac{n_{ТР}}{i_{рад}} = 0,06549$$

2.8. Поверхня осереддя радіатора, що омивається рідиною

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

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

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

2.9. Коефіцієнт оребрення радіатора

$$\psi = \frac{F_6}{F_{жс}} = 4,9528$$

$\psi = 3 - 5$ - для трубчасто-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

$$D_6 = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{фр}}{\pi}} = 0,916932 \text{ м}$$

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

1.3. Колова швидкість вентилятора

$$V_6 = \psi_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{mp}}{\rho_{air}}} = 87,00628 \text{ м/с}$$

де $\psi_d = 3$ - коефіцієнт, який залежить від форми лопастів;

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

1.4. Частота обертання вентилятора

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_6}{\pi \cdot D_6} = 1813,156 \text{ хв}^{-1}$$

1.5. Потужність, яка затрачається на привід вентилятора

$$P_6 = \frac{V_{air} \cdot \Delta p_{mp}}{1000 \cdot \eta_6} = 2,691589 \text{ кВт}$$

де $\eta_6 = 0,4$ - ККД вентилятора.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Визначення рівнів шуму та вібрації, що створені 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.

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

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

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

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації, що супроводжують 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, $P_e = 200,16 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(2600 + 200,16^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1800}{2600}\right) \right] = 72,96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму не перевищує припустимі значення.

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, $m = 1120 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1800 \cdot 200,16^{0.55} \cdot \left(\frac{1+200,16}{1120} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1120}{200,16}} + 30 \lg\left(\frac{1800}{2600}\right) \right) = 74,3 \text{ Дб}$$

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.

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

Найбільш характерними причинами виникнення нещасних випадків є відсутність або недостатній інструктаж персоналу про правила безпеки, несправність устаткування, пристосування і інструменту або його невідповідність до умов, виконуваних робіт, відсутність огорож, написів, невідповідний спецодяг, недостатнє освітлення, низький рівень технічної

культури виробництва. Під час роботи двигуна автомобіля, особливо при неправильному регулюванні системи живлення, разом з відпрацьованими газами в атмосферу виділяються токсичні речовини, що може привести до отруєнь. Отруєння організму людини може бути хронічним, таким, що розвивається поступово під дією токсичних речовин, що поступають в організм в малих концентраціях, і гострим — що виникає при раптовому попаданні в організм великих порцій токсичної речовини. Небезпечними є і простудні захворювання, що виникають із-за невідповідного одягу і поганих умов роботи.

Найбільш поширеними токсичними речовинами, що зустрічаються в практиці роботи автомобільне транспортне підприємство (АТП), є: тетраетил свинець, окисел вуглецю, акролеїн, оксиди азоту, кислоти, луги, бензин, ацетон, антифриз і ін. Щоб не допустити отруєння вказаними речовинами, необхідно постійно вентилювати приміщення, де можлива їх поява. Не можна допускати використання шкідливих речовин, зокрема бензину, дизельного палива і інших для миття рук, одягу, деталей; зберігати отруйні речовини слід в спеціально виділеному для цієї мети посуді окремо від інших рідин. Робота автомобільного двигуна в закритих приміщеннях допускається тільки для заїзду і виїзду автомобіля за умови, що приміщення вентилюється. Кабіна водія повинна бути захищена від проникнення відпрацьованих газів. Необхідно стежити також, щоб система випуску відпрацьованих газів була герметична.

Великий вплив на здоров'я працівників і продуктивність праці надає температурний режим під час роботи. Високі температури викликають тепловий удар, низькі температури можуть привести до обмороження. Не можна для обігріву під час відпочинку в кабіні використовувати працюючий двигун, оскільки може наступити отруєння газом.

Правильне і достатнє освітлення робочих місць і виробничих приміщень сприяє попередженню травматизму і підвищенню продуктивності праці, інакше робітник вимушений близько нахилитися до хімічно шкідливих продуктів, що збільшує небезпеку травматизму, отруєння і пошкодження очей. Позитивний вплив на попередження виробничого травматизму і підвищення продуктивності

праці має культура виробництва і технічна естетика. Наявність справних інструментів, необхідних пристосувань, зручність їх розміщення, на робочому місці, чистота, тон забарвлення устаткування і приміщень, правильний підбір освітлення, озеленення приміщень і території — всі ці елементи технічної естетики повинні бути властиві сучасному автомобільно-транспортному підприємству при високій науковій організації праці водія.

Приміщення гаража і територію відкритої стоянки автомобілів потрібно ретельно прибирати, на території стоянки не можна зберігати предмети, не що відносяться до устаткування їх, а використані обтиральні матеріали необхідно зберігати поза приміщенням в спеціально призначених для цієї мети металевих ящиках.

Зберігання палива і змащувальних матеріалів допускається тільки в спеціальній тарі і у вогнестійкому приміщенні або в цистернах, уритих в землю.

Приміщення, де виконують технічне обслуговування і ремонт автомобілів, повинні бути добре освітлені і міститися в чистоті. Забороняється технічне обслуговування не очищених від бруду автомобілів. Робочі місця потрібно також ретельно прибирати, а верстати і інше устаткування необхідно забезпечити надійними запобіжними пристроями. Прибирають робочі місця і приміщення при непрацюючих верстатах, механізмах і іншому устаткуванні.

Виходячи з вимог техніки безпеки і охорони праці на території автотранспортного підприємства повинен бути встановлений чіткий порядок руху автомобілів, а також заборонено управління автомобілем особам, що не мають посвідчення водія.

Всі роботи, передбачені технічним обслуговуванням або пов'язані з ремонтом автомобіля, дозволяється виконувати тільки на спеціально обладнаних постах. При цьому автомобіль повинен бути надійно загальмований, а двигун обов'язково вимкнений і повішений попереджувальний плакат «Двигун не пускати — працюють!». Якщо при виконанні вказаних робіт автомобіль необхідно підняти на домкрат або гідравлічний підйомник, то

працювати під ним можна тільки поставивши під нього козелки або надійний упор.

Важкі агрегати дозволяється піднімати механізмами, перевіряти двигуни слід тільки в приміщеннях, обладнаних пристосуваннями для відсмоктування відпрацьованих газів, а гальма — на майданчиках, обладнаних для цієї мети.

При роботі на автомобілі, що знаходиться на підйомнику, слід перевірити блокування підйомника на самоопускання, і встановити упори. На механізм управління підйомником потрібно повісити попереджувальний плакат «Не включати — працюють люди!».

Додаткові 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 цих Правил 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 вентиля 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 проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газодизельному двигуну 8ГЖЧН12/12 з розробкою конструкції системи охолодження, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 200$ кВт, $n = 2600$ хв⁻¹) визначений двигун-прототип 8ЧН12/12 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 дипломного проекту 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 згорянн, 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. Fidrovskya](#), [S. Dotsenko](#), [S. Nikipchuk](#), [M. Ostashuk](#), [V. Nesterenko](#), [P. Yefimenko](#) Hydrogen wear of metal friction elements of vehicle brakes for urban infrastructure facilities. International Journal of Human Capital in Urban Management. Volume 9, Issue 4, № 36.- October 2024, Pages 553-564. DOI:10.22034/IJHCUM.2024.04.01

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