

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ Національний
університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія**

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: розробка системи охолодження для 4-тактного газодизельного двигуна потужністю 200 кВт для автомобіля КамАЗ-7403.10. Прототип 8ЧН12/12.

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-19

(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Нестеренко В.В.
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

Вступ		4
1. Опис двигуна-прототипу		
1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 12/12		6
1.2 Способи переводу дизельних двигунів на живлення газовим паливом		16
2. Визначення основних параметрів та вимоги до проектного двигуна		
2.1 Вимоги до проектного двигуна		21
2.2 Розрахунок робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом		23
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна		37
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми		43
2.5 Динамічний розрахунок двигуна		49
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу		56
2. Розробка конструкції радіатора системи охолодження.		
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів		58
3.2 Розрахунок основних параметрів вентилятора та водяного радіатора системи охолодження		70
3. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища		
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, створених проектованим двигуном.		75
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.		80
4.3 Висновок		85
Висновок		86
Література		87
Додатки		

					ПФ НУК 142.44.21.24ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				Літера		Аркуш	Аркушів
Розробив	Дударчук Е.С.								Н		З	88
Перевірів	Нестеренко В.В.											
Рецензент	Грабовенко О.І.											
Затв.	Нестеренко В.В.								44-ЕМ-19			

ВСТУП

На сьогоднішній день сучасне двигунобудування зустрічається із двома проблемами - виснаження нафтових запасів і необхідність підвищення екологічної безпеки енергетичних установок. ДВЗ можуть бути одним з основних джерел забруднення атмосфери в межах міста. Емісія токсичних з'єднань і твердих часток з газами, що відробилює, регламентується українськими й міжнародними стандартами (Euro, IMO, TA-Luft, Tier). У найближчі роки слід очікувати збільшення жорсткості екологічних вимог до поршневих ДВЗ, насамперед по вмісту в газах, що відробилює, оксидів азоту, зниження викидів яких є однією з актуальних завдань сучасного двигунобудування [1].

Поряд з жорсткістю існуючих норм вводяться обмеження на викиди парникових газів, основним з яких є діоксид вуглецю (CO_2). Рамкова конвенція ООН, що набула чинності в 1994 році, про зміну клімату (UNFCCC) і Кіотський протокол 1997 року встановили зобов'язання для країн-учасниць відносно зниження викидів CO_2 . Відповідно до зазначених документів розвинені країни повинні були скоротити викиди парникових газів, як мінімум, на 5%. Встановлені вимоги означають необхідність вживання наступних заходів: зниження витрат палива, яке неминуче приведе до еквівалентного зниження викидів з газів, що відпрацювали, продуктів неповного згоряння палива: сажі, вуглеводнів, оксидів вуглеводнів, формальдегіду; використання нових джерел енергії; застосування альтернативних палив.

З альтернативних палив найбільш перспективним є природний газ. Характерною рисою газових палив є підвищене в порівнянні із традиційними вуглеводними паливами співвідношення "водень - вуглець", що забезпечує більш високу якість робочого процесу й екологічну чистоту продуктів згоряння.

Застосування природного газу як палива для ДВЗ забезпечує істотне скорочення кількості шкідливих викидів у порівнянні з використанням

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

палив на основі нафти - повністю виключаються викиди сірки, кардинально (на 90%) знижуються викиди оксидів азоту (N_{ox}), зниження викидів парникових газів на еквівалентну потужність становить 25...30%, що є додатковим аргументом на користь перевodu суднових двигунів на газове паливо у світлі сучасних екологічних вимог ІМО. Моторні властивості природного газу дозволяють використовувати його для двигунів практично не змінюючи базову конструкцію. Так само потужність установки буде збережена, економічність збільшиться, а вміст токсичних викидів зменшується.

У багатьох містах і країнах сьогодні прийняті програми для переведення двигунів на дизельному паливі, що забруднюють навколишнє середовище, на двигуни, працюючі на «чистому», економічному природному газі. [2]

Дизельні двигуни, що конвертовані на газ, являють приклад успішного застосування на дизелях альтернативного(менш дорогого) палива. Газодизель є лідером у даному напрямку. Вуглеводні гази (такі як метан і пропан-бутан) є сьогодні паливом більш доступним (у ціновій категорії), виробляються заводами в промислових масштабах, і є реальним конкурентом для традиційних видів палива двигунів внутрішнього згорання, таких як бензин і дизельне паливо.

Газодизельні двигуни знайшли своє застосування в таких галузях як автомобільний, залізничний, морський, річковий, авіаційний транспорт, а також в техніці спеціального призначення.

В даному дипломному проекті планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газодизельного двигуна потужністю 200 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН12/12. Проектований газовий двигун призначений для експлуатації на автомобілі КаМАЗ-7403.10. Для забезпечення надійної роботи газодизельного двигуна з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності в конструкції системи охолодження передбачено ряд змін, які дозволять підвищити

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

механічний коефіцієнт корисної дії двигуна, що позитивно вплине на витрати газового палива, збільшить ресурсні показники деталей циліндро - поршневої групи двигуна.

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ

1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 12/12

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 одного, і що представляють одне ціле з верхньою частиною картера. Лівий ряд розточувань під гільзи зміщений відносно правого вперед (до вентилятора) на 29,5 мм, що обумовлено установкою двох шатунів на кожен шатунову шийку колінчастого валу. Кожне розточування має по два співвісні циліндричні пояси, виконаних у верхній і нижній частинах напівблоків, по яких центрується гільза циліндра, і виточку у верхньому поясі, що утворює кільцевий майданчик під бурт гільзи.

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

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

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

Розточування блоку циліндрів під вкладиші корінних підшипників робиться в зборі з кришками, тому кришки корінних підшипників не взаємозамінні і встановлюються в строго певному положенні. На кожній

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кришці нанесений порядковий номер опори, нумерація яких починається з переднього торця блоку.

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

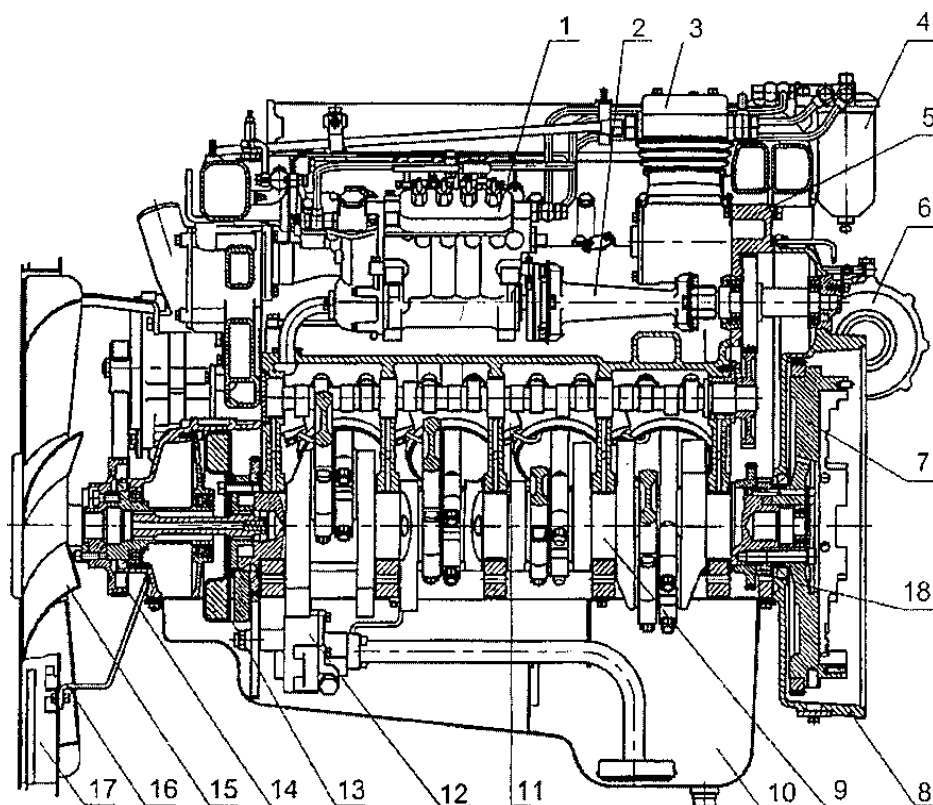


Рисунок 1.1– Поздовжній розріз двигуна

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.

Гільзи циліндрів «мокрого» типу, легко знімні. Гільза циліндра 6

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

8

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. У верхній частині встановлено кільце в проточці гільзи, в нижній частині - два кільця в розточування блоку циліндрів. Мікрорельєф на дзеркалі гільзи є рідкісною сіткою западин і майданчиків з дрібними рисками під кутом до осі гільзи. При роботі двигуна масло утримується в западинах, що покращує припрацьовуємість деталей циліндро-поршневої групи.

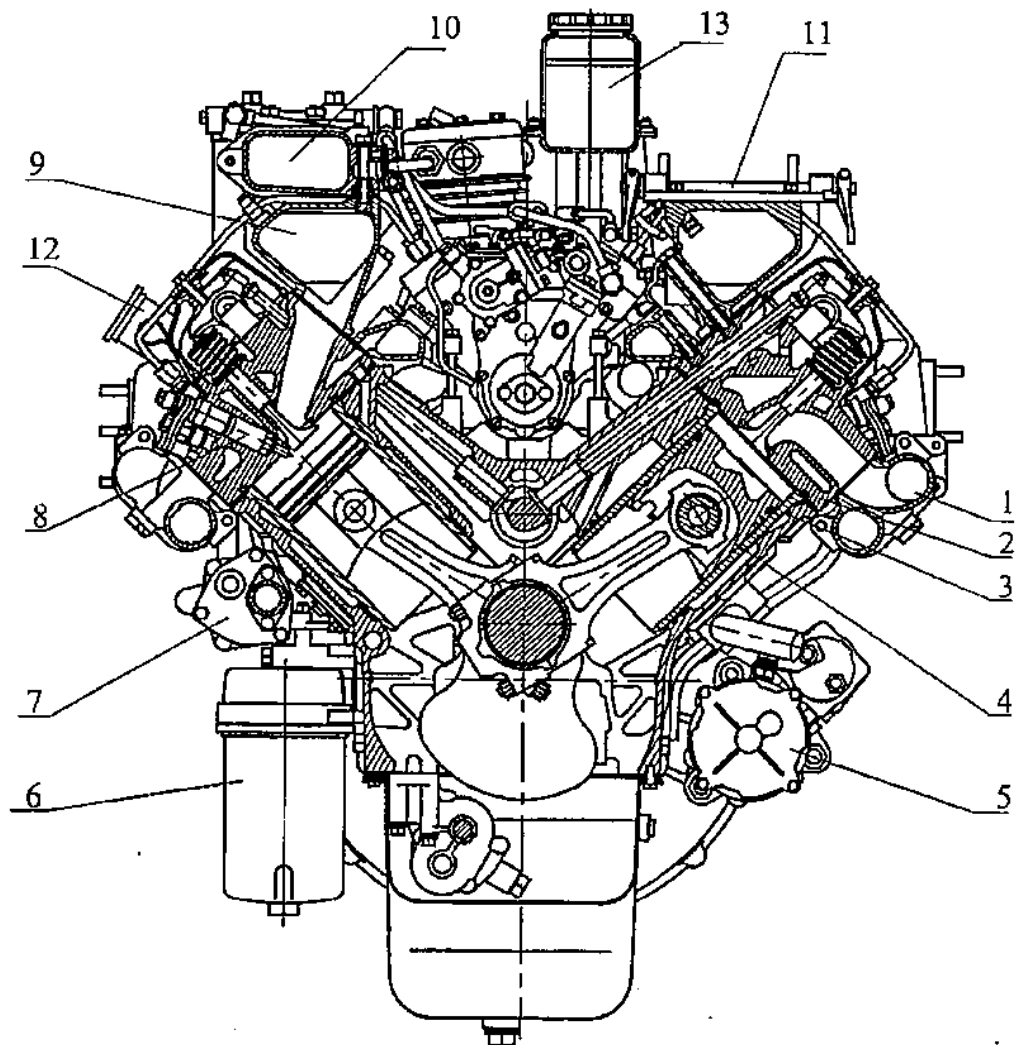


Рисунок 1.2– Поперечний розріз двигуна

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 - маслосливна горловина; 13 - бачок насоса гідропідсилювач керма.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

9

Привод агрегатів (рис. 1.3) 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 3, розділених проміжною втулкою 4 і розташованих на осі 1, закріпленою на задньому торці блоку циліндрів. На хвостовик розподільного валу напресована шестерня 16 (з модулем зубця 3 мм), кутове розташування якої відносно кулачків валу визначається шпонкою. Шестерня 15 встановлена на вал 13 приводу ТНВТ з натягом і орієнтується шпонкою 14. Привід ТНВТ здійснюється від шестерні 15, що знаходиться в зачепленні з шестернею 16 розподільного валу. З шестернею приводу ТНВТ знаходяться в зачепленні шестерні приводу компресора і насоса рульового підсилювача виробу.

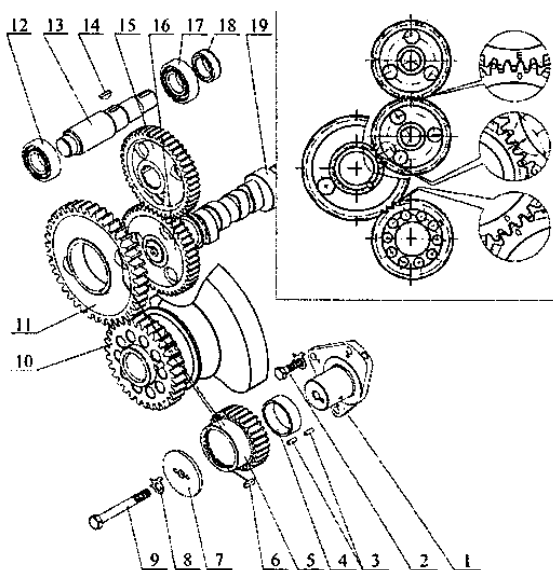


Рисунок 1.3– Привод агрегатів

1 - вісь провідної шестерні приводу розподільного валу; 2 - болт кріплення осі; 3 - ролики діаметром 5,5х15,8 у кількості 60 шт.; 4 - втулка проміжна; 5 - шестерня ведуча; 6, 14 - шпонки; 7 - шайба наполеглива; 8 - шайба замкова; 9 - болт кріплення насипного підшипника; 10 - провідна шестерня колінчастого валу; 11 - шестерня проміжна; 12, 17 - шарикопідшипники; 13 - вал приводу ТНВТ; 15 - шестерня приводу ТНВТ; 16 - шестерня приводу розподільного валу; 18 - втулка; 19 - розподільний вал.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

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

Колінчастий вал (рис. 1.4) виготовляється з високоякісної сталі із зміцненням методом 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 5 (рис. 1.5) - один для правого і один для лівого рядів циліндрів. Підведення масла до шатунових шийок робиться через отвори 5 (рис. 1.5) в корінних і отвори 4 в шатунових шийках. Для урівноваження сил інерції і зменшення вібрацій колінчастий вал має шість основних противаг, відштампованих суцільно з щокими колінчастого валу. Окрім основних противаг він має додаткову знімну противагу 1, напресований на вал, його кутове розташування відносно колінчастого валу визначається шпонкою 3.

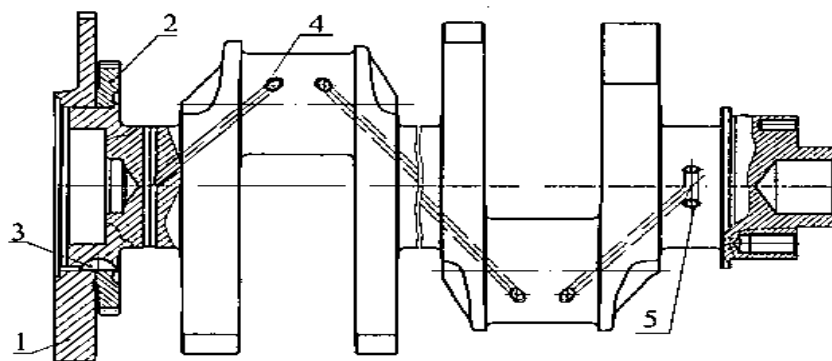


Рисунок 1.4– Колінчастий вал

1 - противага; 2 - шестерня приводу масляного насоса; 3 - шпонка; 4 - отвори підведення масла до шатунних підшипників; 5 - отвори підведення масла до корінних підшипників.

На хвостовику колінчастого валу виконана шийка, по якій центрується шестерня 3 (з модулем зубця 4,5 мм) привода газорозподільного механізму і маховик 1. На торці хвостовика колінчастого валу виконано десять різьбових отворів M16x1.5-6H для кріплення маховика і шестерні колінчастого валу, на торці носка колінчастого валу виконано вісім різьбових отворів M12x1.25-6H для кріплення гасителя крутильних коливань і напівмуфти відбору потужності. Від осевих переміщень колінчастий вал зафіксований верхніми і нижніми півкільцями, встановленими в проточках задньої корінної опори блоку циліндрів, так, що сторона з канавками прилягає до торців валу.

Ущільнення колінчастого валу здійснюється манжетою 12 без пружинної конструкції з елементом ущільнювача з PTFE (модифікований фторопласт).

Вкладиші корінних і шатунних підшипників (рис. 1.5) виготовлені із сталеві стрічки, покриті шарами свинцевої бронзи, свинцевоолов'янистого сплаву і олова. Верхні 8 (рис. 1.8) і нижні 9 вкладишів корінних підшипників не взаємозамінні. Верхні вкладиші відрізняються від нижніх наявністю отвору для підведення масла і кільцевої канавки для його розподілу. Вкладиші 9 (рис. 1.5) 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 (рис. 1.5) сталевий, кований, стержень 5 має двотавровий переріз. Верхня голівка шатуна нероз'ємна, нижня виконана з прямим роз'ємом і плоским стиком. У верхню голівку шатуна запресована сталевобронзова втулка 10, а в нижню встановлені змінні вкладиші 9. Для точної посадки вкладишів підшипника в нижню голівку, шатун остаточно обробляють в зборі з кришкою 8, тому кришки шатунів не взаємозамінні. Кришка нижньої голівки шатуна кріпиться за допомогою гайок 7, навернених на болти 6, заздалегідь запресованих в стержень шатуна. На кришці і стержні шатуна нанесені мітки спареності - тризначні порядкові номери. Крім того, на кришці шатуна вибитий порядковий номер циліндра двигуна.

Поршень 1 (рис. 1.5) відливають з алюмінієвого сплаву. У голівці поршня є три канавки, в які встановлені поршневі кільця. Канавка під верхнє компресійне кільце зі вставкою зі зносостійкого чавуну. У днищі поршня виконана відкрита тороїдальна камера згорання з витискувачем в центральній частині, яка зміщена відносно осі поршня убік від виточок під клапани на 5 мм. Бічна поверхня є складною овально-бочкоподібною формою із заниженням в зоні отворів під поршковий палець. На юбку нанесено графітове покриття. У нижній її частині виконаний паз, що виключає контакт поршня, при правильній зборці, з форсункою охолодження при знаходженні його в нижній мертвій точці (НМТ). Поршень комплектується двома компресійними і одним маслоз'ємним кільцями. З метою забезпечення паливної економічності і екологічних показників,

застосований селективний підбір поршнів для кожного циліндра по відстані від осі поршневого пальця до днища. По вказаному параметру поршні розбиті на чотири групи 10, 20, 30 і 40. Кожна наступна група від попередньої відрізняється на 0,11 мм.

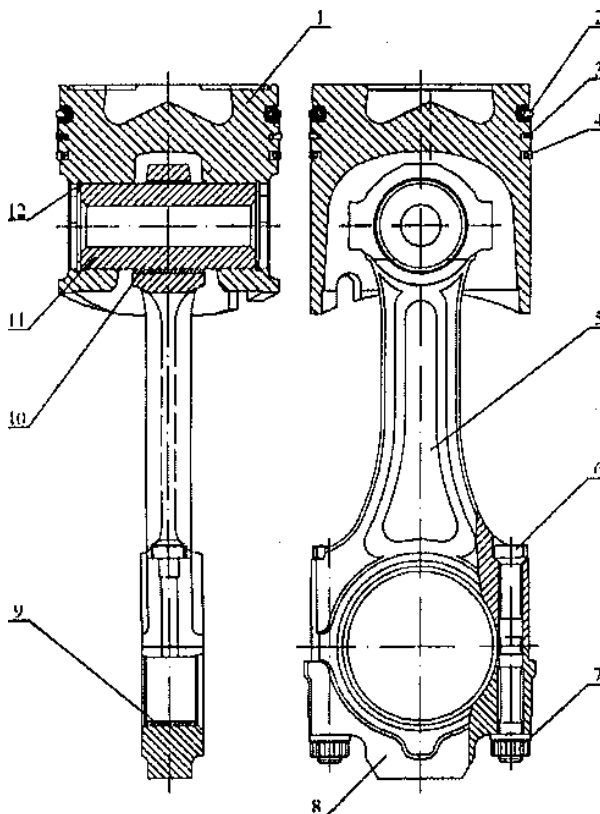


Рисунок 1.5 – Поршень з кільцями в зборі з шатуном

1 - поршень; 2,3 - компресійні кільця; 4 – маслоз'ємне кільце; 5 - стержень шатуна; 6 - болт кріплення кришки шатуна; 7 - гайка болта кріплення кришки шатуна; 8 - кришка шатуна; 9 - вкладиш нижньої голівки шатуна; 10 - втулка верхньої голівки шатуна; 11 - палець; 12 - стопорне кільце.

Компресійні кільця 2 і 3 (рис. 1.5) виготовляються з високоміцного, а маслоз'ємне з сірого чавунів. Верхнє компресійне кільце має форму двосторонньої трапеції, а друге має форму односторонньої трапеції. При монтажі торець з відміткою "ТОР" повинен розташовуватися з боку камери згорання. Робоча поверхня верхнього компресійного кільця 2 зміцнена зносостійким покриттям на основі хрому, має сріблястий колір і бочкоподібну форму. Робоча поверхня другого компресійного кільця 3 зміцнена азотуванням і має сірий колір. Її форма є конусом з ухилом до нижнього торця, за цією характерною ознакою кільце дістало назву

«хвилясте». Хвилясті кільця застосовані для зниження витрати масла на «чад».

Маслоз'ємне кільце 4 (рис. 1.5) коробчастого типу, заввишки 4 мм, з пружинним розширювачем, що має змінний крок витків і шліфовану зовнішню поверхню. Середня частина розширювача з меншим кроком витків при установці на поршень повинна розташовуватися в зоні замку кільця. Робоча поверхня кільця покрита хромом.

Поршневий палець 11 (рис. 1.5) плаваючого типу, його осьове переміщення обмежене стопорними кільцями 12. Палець виготовлений з хромонікелевої сталі, діаметр отвору 20,7 мм з фасками 16x25°.

Механізм газорозподілу (рис. 1.6) 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 – з верхнім розташуванням клапанів і з нижнім розташуванням розподільчого валу. Кулаки розподільчого валу 24, відповідно до фаз газорозподілу, переміщають штовхальники 23. Штанги 19 надають рух, що гойдає, коромислам 16, а вони, долаючи опір пружин 4 і 5, відкривають клапани 25. Закриваються клапани під дією сил стислих пружин.

Розподільчий вал 1 (рис. 1.6) 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 4. Привід розподільчого 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. Від осевого

переміщення вал фіксується корпусом підшипників задньої опори, які кріпляться до блоку циліндрів трьома болтами.

Клапани 25 (рис. 1.6) 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 впуску-випуску газів. Клапани переміщуються в направляючих втулках, виготовлених з металокераміки. Для запобігання попаданню масла в циліндри і зниження його витрати на "чад", на ті, що направляють клапанів встановлюються гумові манжети ущільнювачів.

Штовхачі 23 (рис. 1.6) тарічастого типу з профільованою направляючою частиною. Виготовлені із сталі з наступним наплавленням поверхні тарілки вибіленим чавуном. Штовхальник підданий хіміко-термічній обробці.

Штанги штовхачів 19 (рис. 1.6) сталеві, порожнисті, із запресованими наконечниками.

Коромисла клапанів 16 (рис. 1.6) сталевих, штампованих, є двоплечим важелем, у якого відношення більшого плеча до меншого складає 1,55. Коромисла впускного і випускного клапанів встановлюються на загальній стійці і фіксуються в осьовому напрямі пружинним фіксатором.

Стійка коромисел 17 (рис. 1.6) чавунна, її цапфи піддані термічній обробці СВЧ. *Пружини клапанів 4 і 5* (рис. 1.6) 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 1 (рис. 1.6) 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.

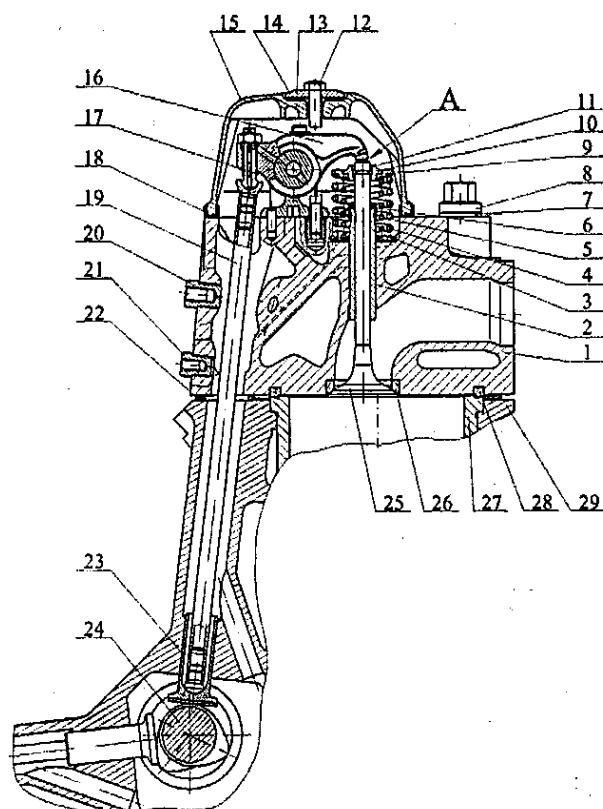


Рисунок 1.6– Газорозподільчий механізм:

1 - голівка циліндра; 2 - втулка напрямна; 3 - шайба пружин клапана; 4, 5 - пружини клапана; 6 - манжета клапана; 7 - шайба; 8 - болт кріплення голівки; 9 - тарілка пружин; 10 - втулка тарілки пружин; 11 - сухар клапана; 12 - болт кріплення кришки; 13 - шайба; 14 - шайба віброізоляційна; 15 - кришка голівки циліндра; 16 - коромисло клапана; 17 - стійка коромисел; 18 - прокладення кришки; 19 - штанга; 20 - кріплення впускного колектора; 21 - кріплення водяної труби; 22 - прокладення ущільнювач; 23 - штовхальник; 24 - розподільний вал; 25 - випускний клапан; 26 - сідло випускне; 27 - гільза циліндра; 28 - кільце газового стику; 29 - блок циліндрів; А - тепловий проміжок.

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

Клапанний механізм закритий алюмінієвою кришкою 15 (рис. 1.6). Для шумоізоляції і ущільнення стику кришка - головка циліндра застосовані гумове прокладення ущільнювача 18 і віброізоляційна шайба 14.

1.2 Способи переводу дизельних двигунів на живлення газовим паливом

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, використовуваного для запалення й повного згоряння газоповітряної суміші, становить 10-20% кількості, що витрачається при звичайному дизельному

процесі. У середньо- і малооборотних двигунах потрібно лише 5-8%дизельного палива для запалення. У цей час уже є досвідчені моделідвигунів, що використовують 1% пілотного палива, і ведуться роботи зподальшого зменшення його кількості.

Динамічний перехід на газодизельне паливо спостерігається длярізних марок автотракторних двигунів. У СРСР проблема практичноїгазифікації парку автомобілів і тракторів з дизелями почала вирішуватисяв1980 році спеціальної загальносоюзної науково-технічною програмою.Розробками й випробуваннями газодизельних автомобілів займалися НАМІ,(Москва), МВТУ ім. Баумана, ВНІГАЗ, ЦНІДІ, філія НІАТ (Ленінград),НПО «Казавтотранстехника» (Алма-Ата), КАДІ, Іпмаш АН УРСР (Київ), КБДушанбінського АРЗ, Камського, Мінського, Кременчуцькогоавтомобілебудівних заводів. Велися науково-дослідницькі й конструкторськіроботи з переходу на живлення газовим паливом тракторних дизелів(Алтайський ПТІ, Омський, Кировский, Волгоградський, Рязанський СХІ таін.).

Процес запалення газодизельного палива можна віднести до двигуна з примусовим запаленням. Процес роботи відрізняється від робочих процесівдвигунів з іскровим запалюванням тим, що електричні іскри як джерелозапалення робочої суміші замінюються дозою дизельного палива.Наприкінці такту стиску гарячої суміші "повітря-газ" навантаження вводитьсяневелика(запальна)дозадизельногопалива. Запальна доза паливаподається в циліндр так,- щоб вона запалилася до того, як газ, і підпалилавсю масу газоповітряної суміші.

При переустаткуванні дизельного палива для роботи в режимі газодизеля в системах живлення додані газоповітряний змішувач ізсистемою керування подачі газу при зміні навантаження й поліпшенняконтролю частоти обертання колінчастого вала з обмежником подачіпаливаприроботідвигунаврежимігазодизеля. Цейметод перетворення забезпечуєможливість 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 20МПа) 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. 1.7 показана схема газобалонної установки тягача КаМАЗ-4310 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 газодизельном 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...1,1МПа. 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 повстяним 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.

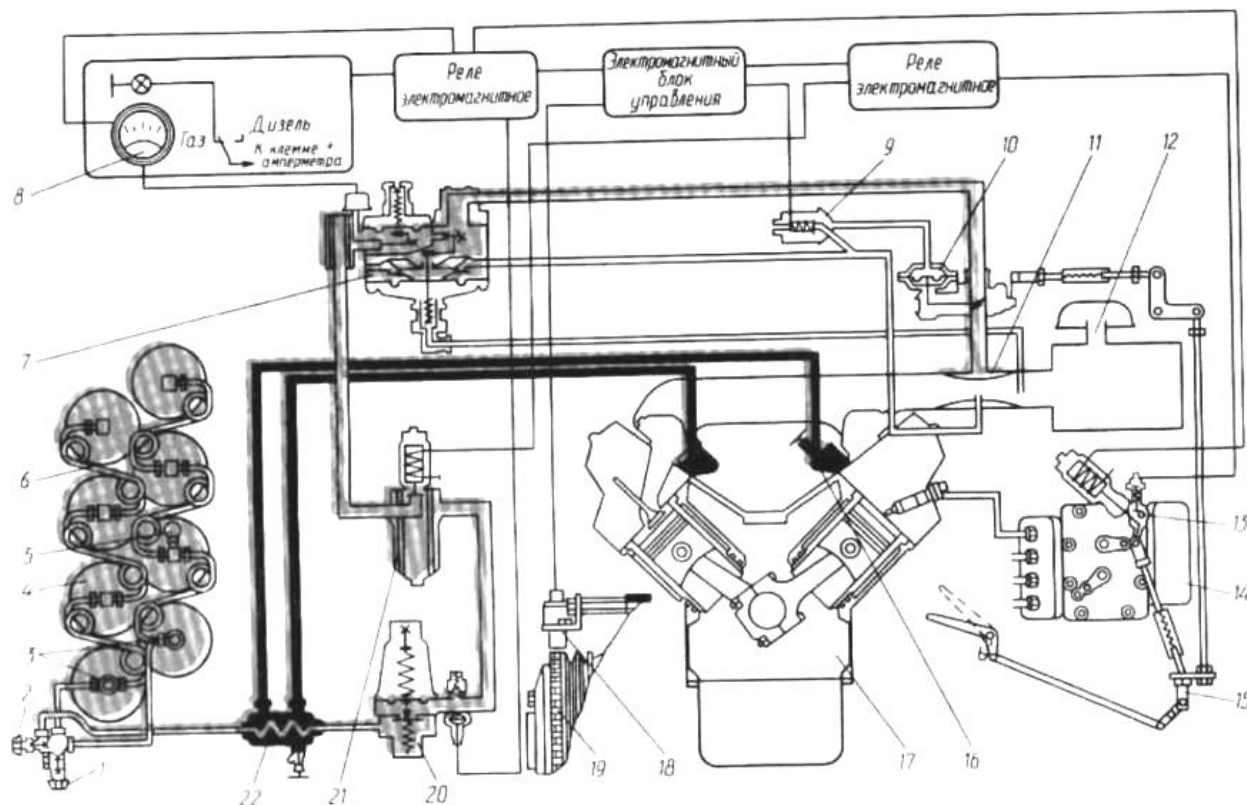


Рисунок 1.7- Система живлення газодизельного двигуна КамАЗ

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

У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавіші на панелі кабіни в положення «Газ». Для цього, на автомобіль установлюють 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).

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

21

2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИМОГИ ДО ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектового двигуна.

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Основні параметри двигуна прототипу. Двигун проектується на базі дизеля 8ЧН 12/12 (заводська марка КаМАЗ-7403.10), його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Технічна характеристика двигуна 8ЧН12/12

Найменування параметра, характеристика, одиниці вимірювання	Модель 740
Тип двигуна	чотирьохтактний, з запаленням від стиску
Розташування циліндрів	V-подібне, з кутом розвалу 90°
Порядок роботи циліндрів	1-5-4-2-6-3-7-8
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
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	154,4 (210)
Максимальний момент, що крутить, Н м (кгс-м)	650(65)
Питома витрата пального, г/(к.с.·год)	178
Ступінь стиску	17 (±2)
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ – номінальна - при максимальному моменті, що обертає на холостому ході :- мінімальна - максимальна	2600±50 1600...1800 600±20 2830-80
Кількість клапанів в головці циліндра	2 (впускний та випускний)
Зазори на холодному двигуні, між коромислами и стержнями клапанів:	впускних - 0,25... 0,30 мм; випускних - 0,35...0,40 мм.
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 склад газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають місце теплові та аеродинамічні втрати.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконалена 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	$\varepsilon_{\text{ww}} = 14.0$	[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	$p_{\text{max}} = 11200$	[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 $\text{кДж} / \text{кг}$

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

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

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

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S_{\text{ww}} = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W_{\text{ww}} = 0.1$ - вміст води в паливі;

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

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	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

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

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

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

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

27

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.29 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4.5 \times 10^{-3} \\ 5.5 \times 10^{-3} \\ 5.1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.111$$

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

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

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

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{140}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 330.797$$

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)

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

Температура газоповітряної суміші, в К

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

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

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}} = \frac{290.797 + 1.61 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.61 \cdot 10.107} = 308.888$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{\text{int}} = p_{\text{в}} - \Delta p_{\text{охл}}$$

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

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

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

$$p_{\text{см}} = p_{\text{int}} = 137$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}}$$

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

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}} = 0.95 \cdot 140 = 133$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_{\text{Г}} = 1.07 \cdot p_{\text{int}} = 1.07 \cdot 137 = 146.59$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{\text{Г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{Г}}} \cdot \frac{p_{\text{Г}}}{\varepsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{Г}}} = \frac{308.89 + 10}{820} \cdot \frac{146.59}{14 \cdot 133 - 146.59} = 0.03$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{T_{\text{см}} \cdot (\varepsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{Г}})}{(T_{\text{см}} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{\text{см}}} = \frac{308.888 \cdot (14 \cdot 133 - 146.59)}{(308.888 + 10) \cdot (14 - 1) \cdot 137} = 0.933$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{Г}} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \gamma_{\text{Г}}} = \frac{308.888 + 10 + 0.033 \cdot 820}{1 + 0.033} = 335.006$$

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

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

де $A = \xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.G} + q \cdot Q_{H.p}) = 0.75 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.29 \cdot 42512.38) = 649279.358$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Питома індикаторна витрата палива, в м³ / (кВт год)

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

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 $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

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

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

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

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

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$Q_{т.п} = 1000 \cdot P_{п}$$

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

$$P_{п} = \frac{p_{ср.г} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

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

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

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

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

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

$C_{mB} = 4.19$ Дж/кг - середня теплоємність води

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу;

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

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.257 = 256.935$$

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

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_W \\ Q_{T.П} \\ Q_{B.H} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 52647.429 \\ 29742.174 \\ 256.935 \end{pmatrix} = 82646.539$$

у відсотковому відношенні, в %

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

Температура залишкових газів, в °С

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

Температура на початку стиску, в °С

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

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

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

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 / °C

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

$$Q_{г.г} = \frac{B_r}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q)]$$

де $A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$

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

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

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

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

де $A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$

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

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

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / °C

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

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/°C

$$Q_{М1} = Q_{w} + Q_{мд} - Q_{в}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}}$$

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

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

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

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

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

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

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 1.286 = 1285.839$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 19386.335 + 1285.839 = 20672.173$$

у відсотковому відношенні

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

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

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

у відсотковому відношенні

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

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 584971.4$	$q_{\Pi} = 100$	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	$Q_{H.B} = 34035.7$	$q_{H.B} = 5.818$	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 m^3

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

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:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow$$

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

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 $\text{Дж} / \text{цикл}$

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

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

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

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$P_{mi.d} = P_{mi.T} \cdot \xi = 1091.989 \cdot 0.96 = 1048.309$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = \frac{1061.564 + 1048.309}{2} = 1054.937$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1061.564 - 1048.309}{1054.937} \right| \cdot 100 = 1.256$$

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 впускного клапану;

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

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного 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:

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

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''

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

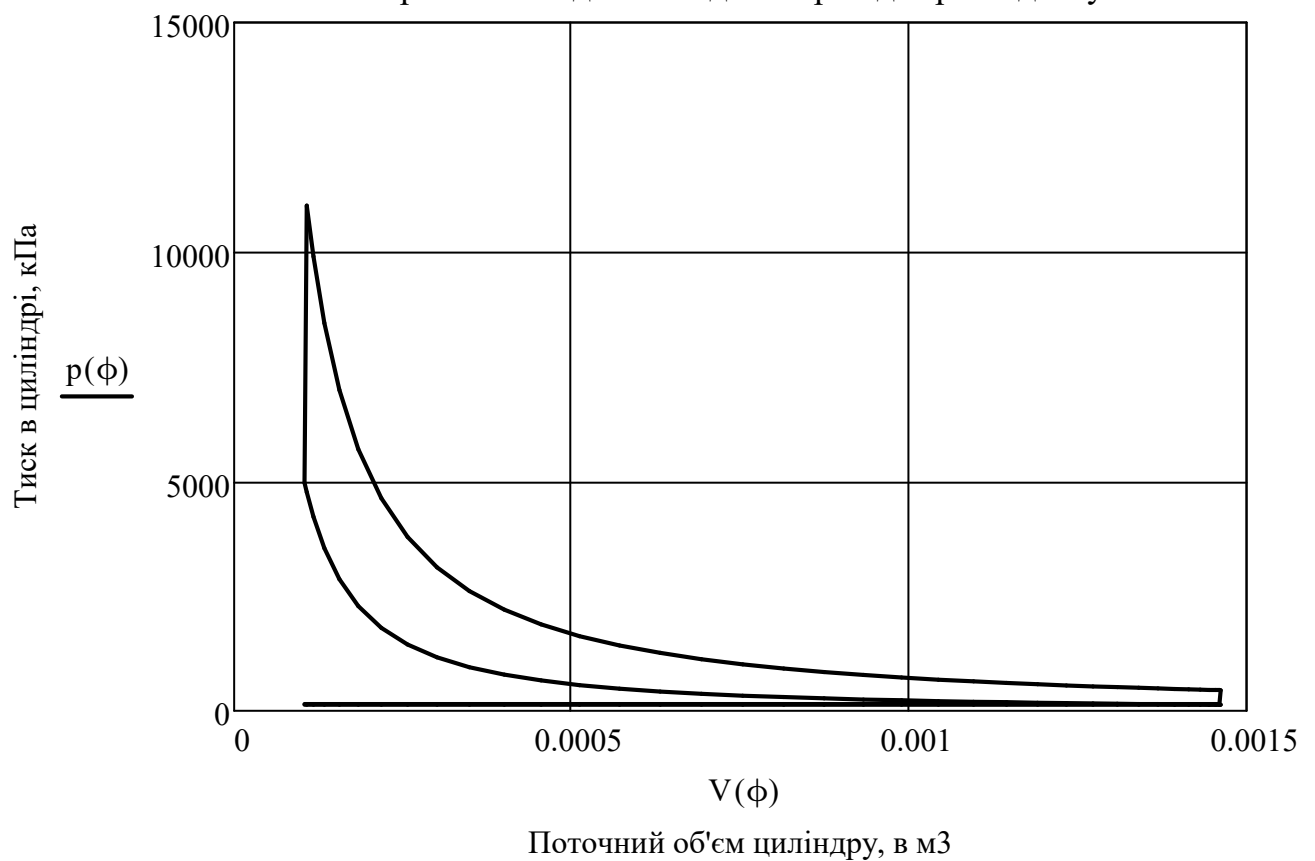
Максимальний тиск згорання

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

Ордината точки z_d

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

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

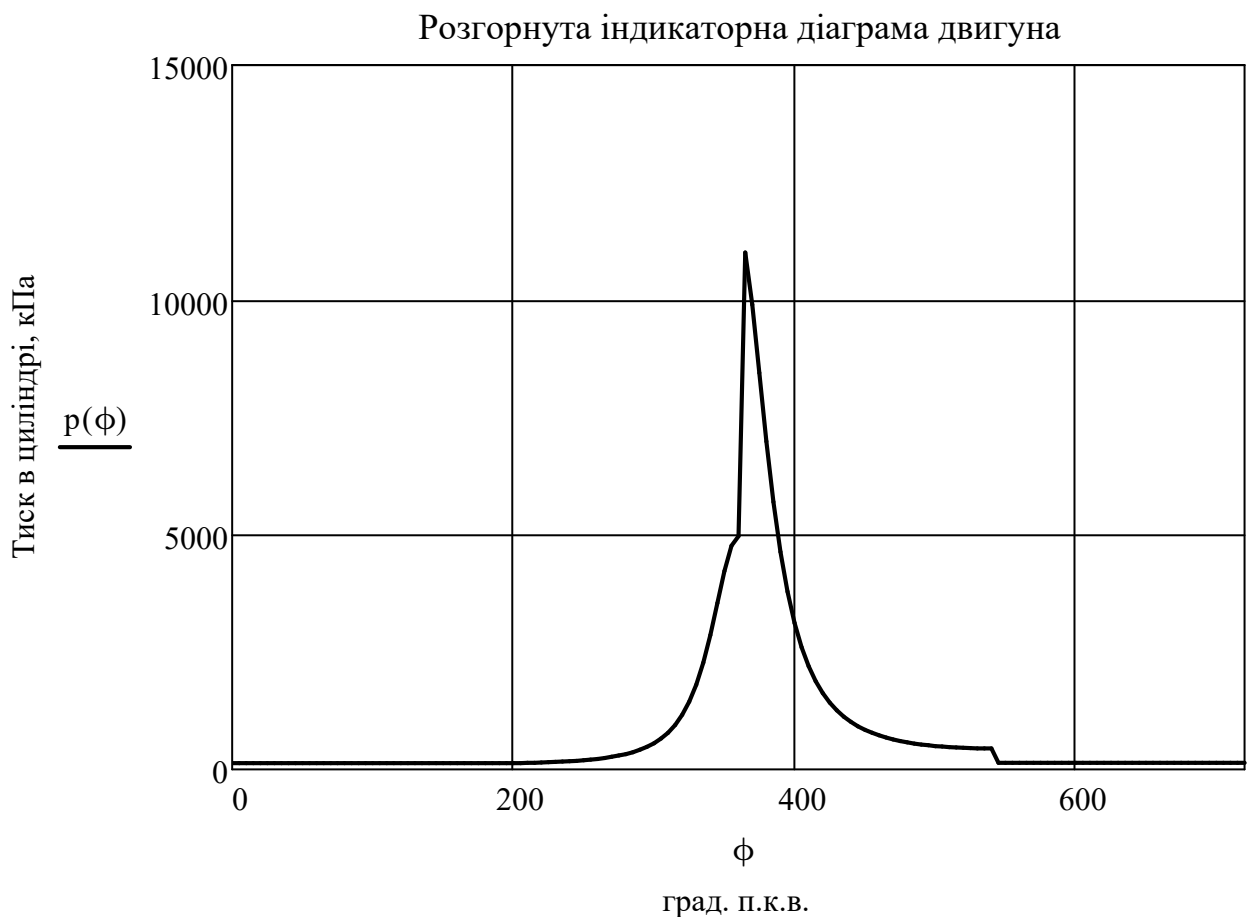


Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

49



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;

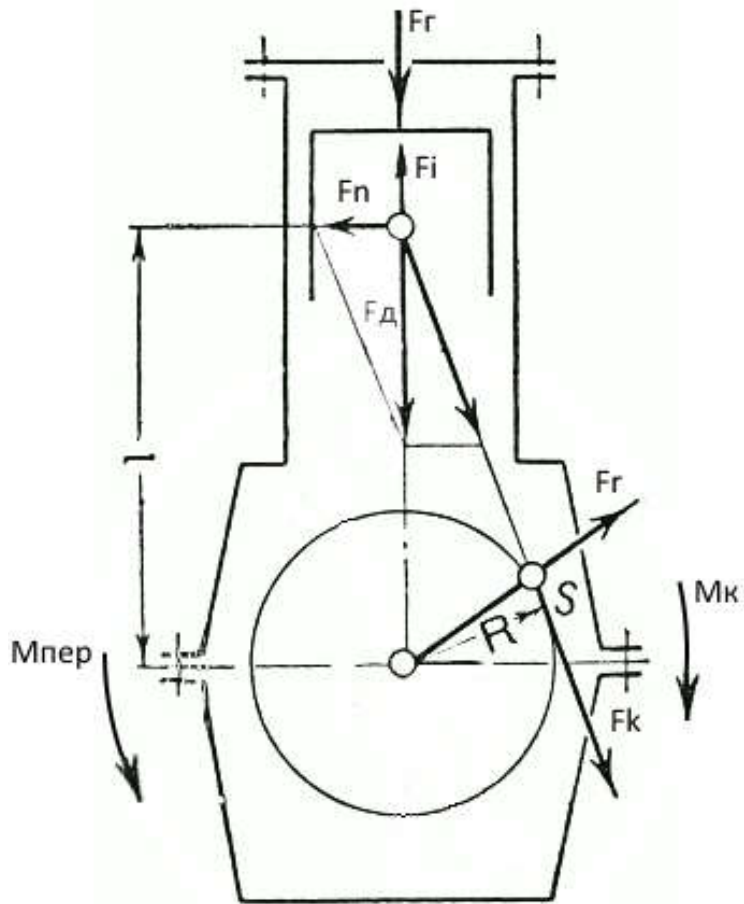


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

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 м^2

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

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

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 шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

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

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

Дотична сила

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

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

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

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

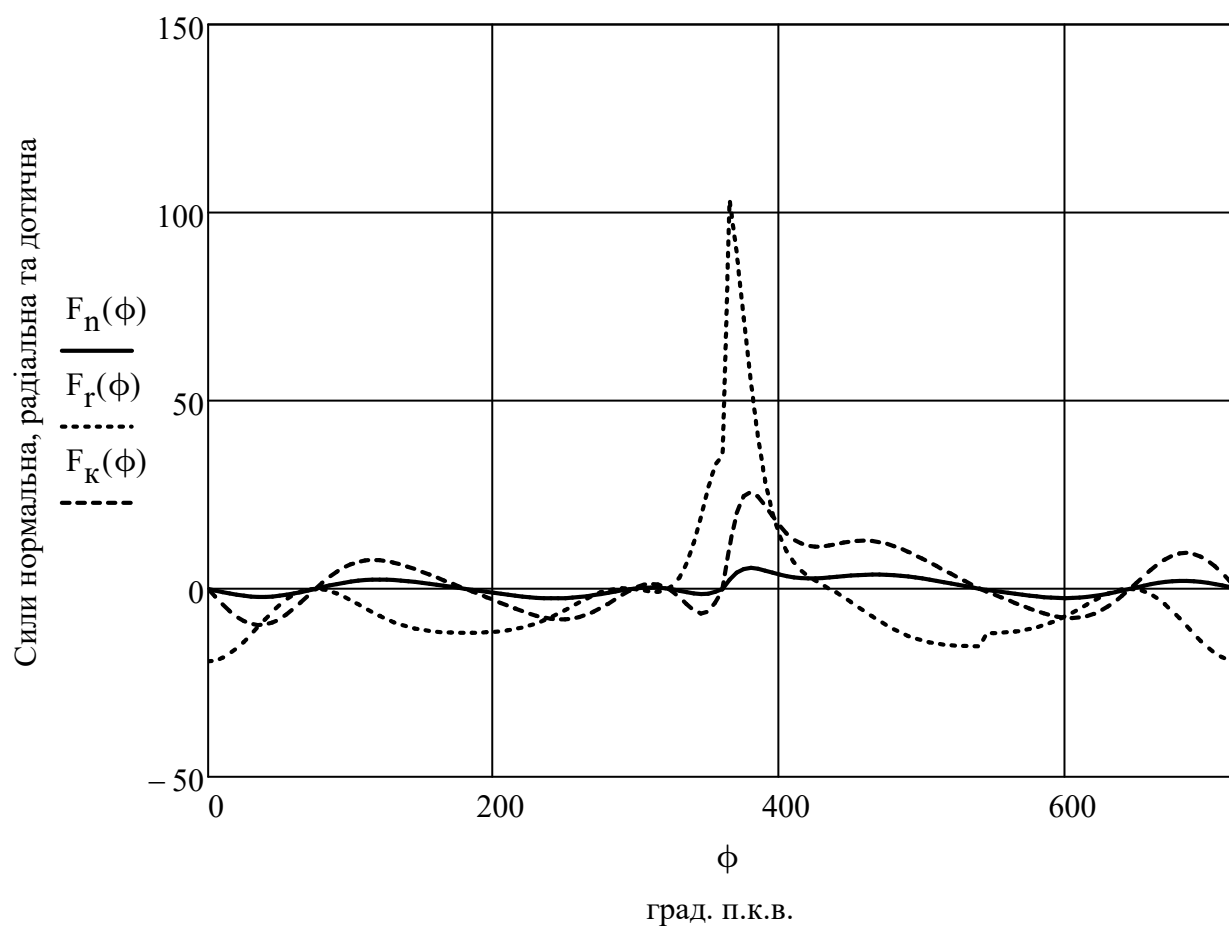
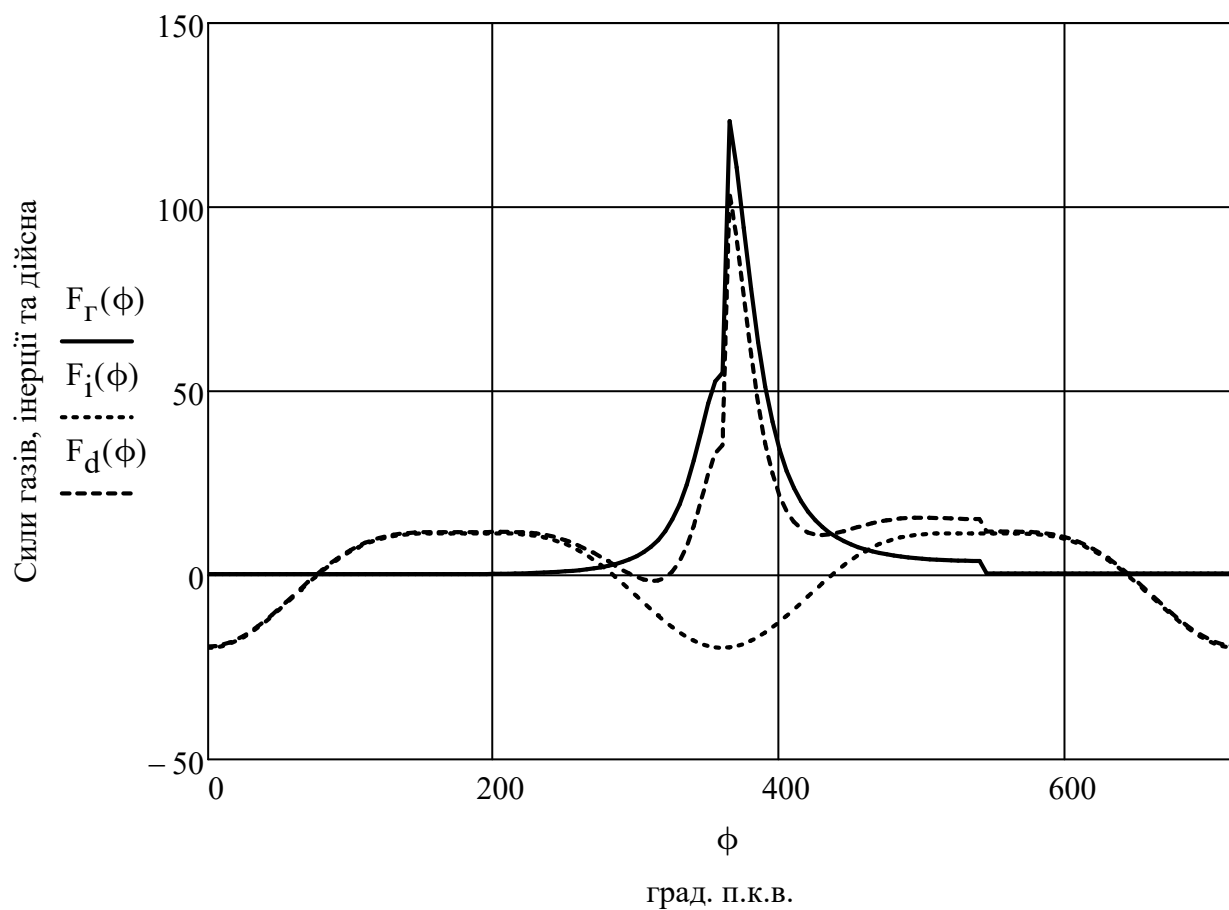
$$F_r(0) = 0.359 \quad F_i(0) = -19.665 \quad F_d(0) = -19.306 \quad M_k(0) = 0.000$$

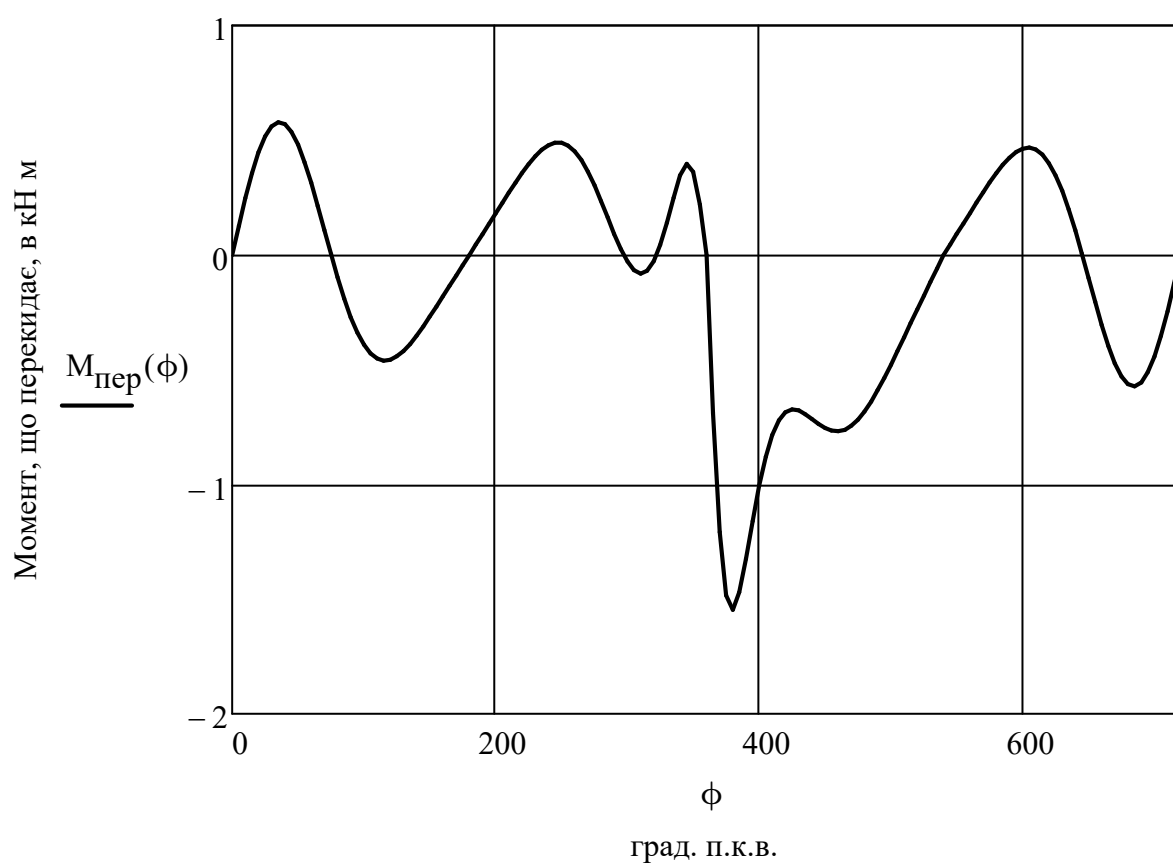
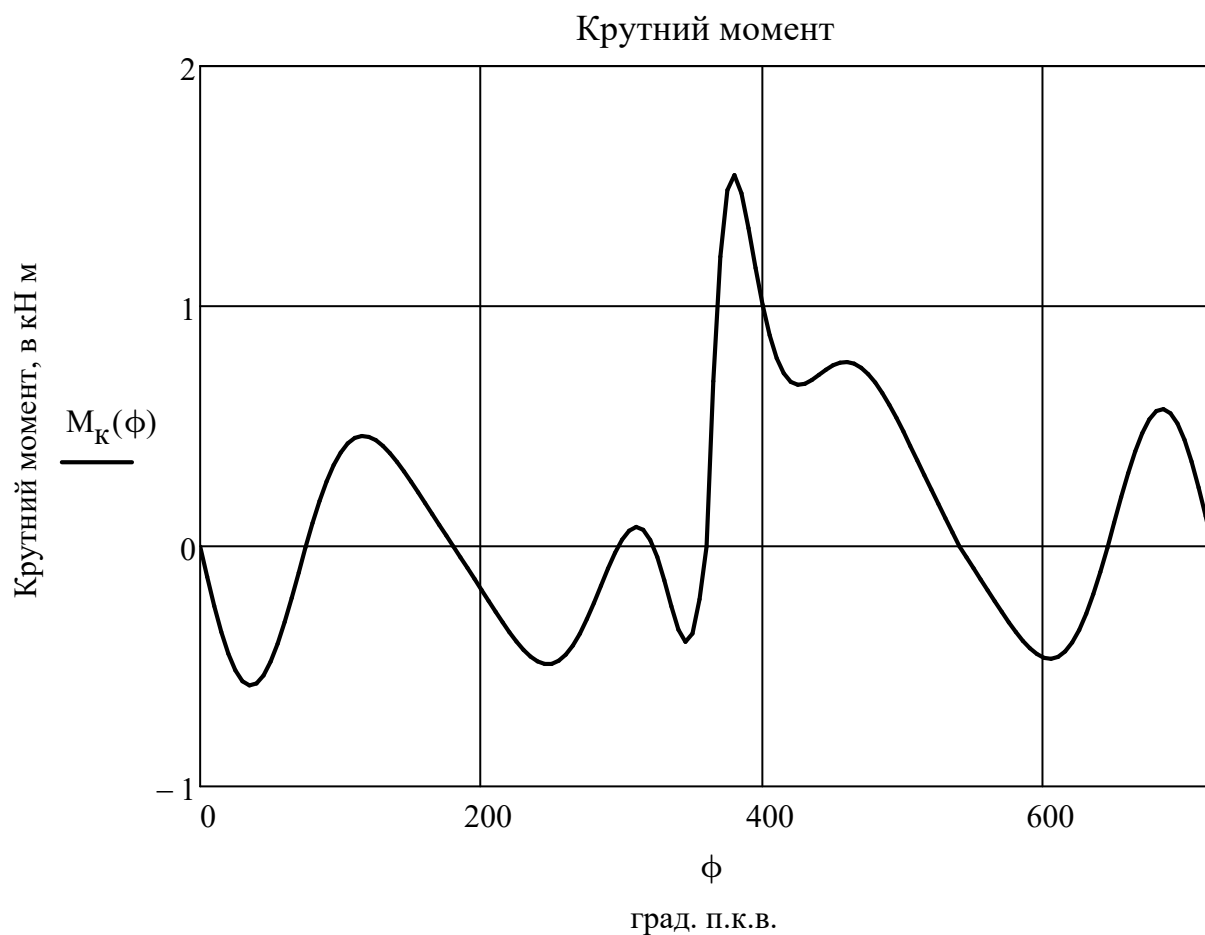
$F_r(30) = 0.359$	$F_i(30) = -15.509$	$F_d(30) = -15.15$	$M_k(30) = -0.561$
$F_r(60) = 0.359$	$F_i(60) = -5.676$	$F_d(60) = -5.318$	$M_k(60) = -0.314$
$F_r(90) = 0.359$	$F_i(90) = 4.156$	$F_d(90) = 4.515$	$M_k(90) = 0.271$
$F_r(120) = 0.359$	$F_i(120) = 9.832$	$F_d(120) = 10.191$	$M_k(120) = 0.457$
$F_r(150) = 0.359$	$F_i(150) = 11.353$	$F_d(150) = 11.711$	$M_k(150) = 0.269$
$F_r(180) = 0.359$	$F_i(180) = 11.352$	$F_d(180) = 11.711$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.46$	$F_i(210) = 11.353$	$F_d(210) = 11.813$	$M_k(210) = -0.271$
$F_r(240) = 0.848$	$F_i(240) = 9.832$	$F_d(240) = 10.68$	$M_k(240) = -0.478$
$F_r(270) = 1.9$	$F_i(270) = 4.156$	$F_d(270) = 6.057$	$M_k(270) = -0.363$
$F_r(300) = 5.2$	$F_i(300) = -5.676$	$F_d(300) = -0.476$	$M_k(300) = 0.028$
$F_r(330) = 19.317$	$F_i(330) = -15.509$	$F_d(330) = 3.808$	$M_k(330) = -0.141$
$F_r(360) = 55.061$	$F_i(360) = -19.665$	$F_d(360) = 35.397$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 51.286$	$F_i(390) = -15.509$	$F_d(390) = 35.777$	$M_k(390) = 1.325$
$F_r(420) = 17.27$	$F_i(420) = -5.676$	$F_d(420) = 11.594$	$M_k(420) = 0.685$
$F_r(450) = 8.413$	$F_i(450) = 4.156$	$F_d(450) = 12.569$	$M_k(450) = 0.754$
$F_r(480) = 5.398$	$F_i(480) = 9.832$	$F_d(480) = 15.23$	$M_k(480) = 0.682$
$F_r(510) = 4.25$	$F_i(510) = 11.353$	$F_d(510) = 15.602$	$M_k(510) = 0.358$
$F_r(540) = 3.943$	$F_i(540) = 11.352$	$F_d(540) = 15.295$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.512$	$F_i(570) = 11.353$	$F_d(570) = 11.865$	$M_k(570) = -0.273$
$F_r(600) = 0.512$	$F_i(600) = 9.832$	$F_d(600) = 10.345$	$M_k(600) = -0.463$
$F_r(630) = 0.512$	$F_i(630) = 4.156$	$F_d(630) = 4.668$	$M_k(630) = -0.28$
$F_r(660) = 0.512$	$F_i(660) = -5.676$	$F_d(660) = -5.164$	$M_k(660) = 0.305$
$F_r(690) = 0.512$	$F_i(690) = -15.509$	$F_d(690) = -14.997$	$M_k(690) = 0.555$
$F_r(720) = 0.512$	$F_i(720) = -19.665$	$F_d(720) = -19.152$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -19.306$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.049$	$F_r(30) = -12.096$	$F_k(30) = -9.349$	$M_{пер}(30) = 0.561$

$F_n(60) = -1.269$	$F_r(60) = -1.56$	$F_k(60) = -5.24$	$M_{пер}(60) = 0.314$
$F_n(90) = 1.256$	$F_r(90) = -1.256$	$F_k(90) = 4.515$	$M_{пер}(90) = -0.271$
$F_n(120) = 2.432$	$F_r(120) = -7.201$	$F_k(120) = 7.61$	$M_{пер}(120) = -0.457$
$F_n(150) = 1.584$	$F_r(150) = -10.934$	$F_k(150) = 4.484$	$M_{пер}(150) = -0.269$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -11.711$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.597$	$F_r(210) = -11.029$	$F_k(210) = -4.523$	$M_{пер}(210) = 0.271$
$F_n(240) = -2.548$	$F_r(240) = -7.547$	$F_k(240) = -7.975$	$M_{пер}(240) = 0.478$
$F_n(270) = -1.685$	$F_r(270) = -1.685$	$F_k(270) = -6.057$	$M_{пер}(270) = 0.363$
$F_n(300) = 0.114$	$F_r(300) = -0.14$	$F_k(300) = 0.47$	$M_{пер}(300) = -0.028$
$F_n(330) = -0.515$	$F_r(330) = 3.04$	$F_k(330) = -2.35$	$M_{пер}(330) = 0.141$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 35.397$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 4.838$	$F_r(390) = 28.565$	$F_k(390) = 22.078$	$M_{пер}(390) = -1.325$
$F_n(420) = 2.767$	$F_r(420) = 3.401$	$F_k(420) = 11.424$	$M_{пер}(420) = -0.685$
$F_n(450) = 3.496$	$F_r(450) = -3.496$	$F_k(450) = 12.569$	$M_{пер}(450) = -0.754$
$F_n(480) = 3.634$	$F_r(480) = -10.762$	$F_k(480) = 11.373$	$M_{пер}(480) = -0.682$
$F_n(510) = 2.11$	$F_r(510) = -14.567$	$F_k(510) = 5.974$	$M_{пер}(510) = -0.358$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -15.295$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.604$	$F_r(570) = -11.077$	$F_k(570) = -4.543$	$M_{пер}(570) = 0.273$
$F_n(600) = -2.468$	$F_r(600) = -7.310$	$F_k(600) = -7.724$	$M_{пер}(600) = 0.463$
$F_n(630) = -1.299$	$F_r(630) = -1.299$	$F_k(630) = -4.668$	$M_{пер}(630) = 0.28$
$F_n(660) = 1.232$	$F_r(660) = -1.515$	$F_k(660) = 5.088$	$M_{пер}(660) = -0.305$
$F_n(690) = 2.028$	$F_r(690) = -11.973$	$F_k(690) = 9.254$	$M_{пер}(690) = -0.555$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -19.152$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	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: $b_e = 0,178 \cdot 42500 = 7,560$ МДж

2. У проектного двигуна: $b_e = 0,004 \cdot 42500 = 0,17$ МДж

$b_e = 0,272 \cdot 33450 = 9,098$ МДж

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 46 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1, 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 дипломної роботи.

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ РАДІАТОРА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

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

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

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

У прямій задачі розрахунку системи задаються: продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, задаються кількості теплоти, виділювана двигуном в охолодну воду й масло, задаються параметри навколишнього середовища, задаються ступінь підвищення тиску і ККД компресора чи температура повітря за компресором, приймаються температури 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, листові каналні та ін. У середині кожного типу ПТ розрізняють по виду. Відповідно, трубчасті ПТ можуть бути виконані у вигляді коридорних пучків круглих труб із шайбовим або стрічковим індивідуальним оребренням. Можливе виконання трубчастих ПТ у вигляді шахових пучків круглих труб з індивідуальним стрічковим або шайбовим оребренням. Відомі види трубчастих ПТ із плоскоовальних труб із груповим оребренням плоскими пластинами або з груповим оребренням фігурно-штампованими розсіченими пластинами і т.д. і т.п. Пластинчасті ПТ можуть по виду бути оребреними або гладкоканалними. Вид оребрення може бути дуже різноманітним, зокрема, можливе оребрення суцільною пластиною, зрушено-розсічене оребрення, штамповане-деформоване і т.п. Деяке представлення про варіанти сучасних ПТ для ОНП дає рисунок 3.2.

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

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

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

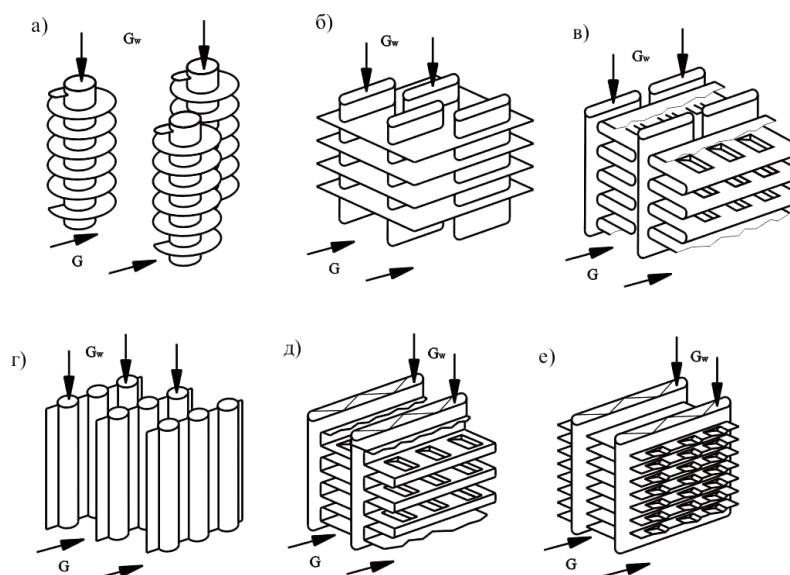


Рисунок 3.1– Типи поверхонь теплообміну ОНП

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

Пучок з розрахунковими розмірами відрізняється тим, що якщо його розмістити без зазору і зсуву поруч із таким само пучком, то утворений блок не буде мати перекручування геометричної структури ПТ у місці сполучення. Використання пучка з габаритними розмірами в такому ж випадку призведе

до перекручування геометричної структури ПТ. Відзначене положення особливо важливо враховувати при дослідженнях модельних пучків. У них на границях пучків і 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 3.3 визначаються наступні комплексні розмірні параметри:

$f_{\text{р}}$, 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

$V_d = L_n \cdot B_n \cdot H_n$ припустимо визначати і застосовувати в розрахунках різні значення f_v – теоретичне (відповідає записаному вище) і дійсне (при використанні конструктивних параметрів пучка);

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

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

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

У якості безрозмірних геометричних параметрів використовуються:

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

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

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

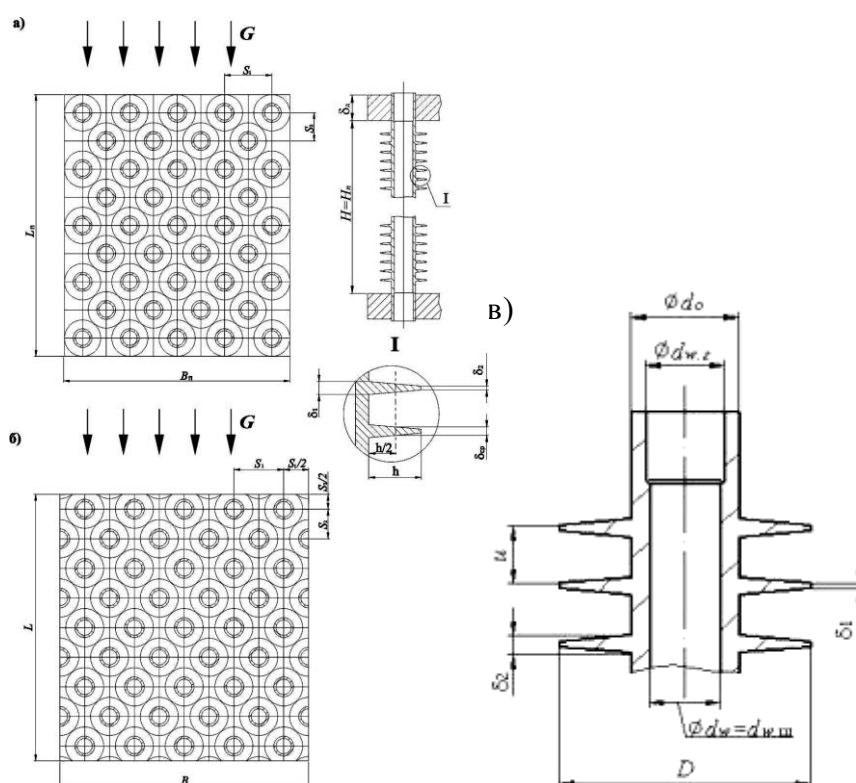


Рисунок 3.2 – Геометричні параметри трубного пучка.

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

3.1.1 Система охолодження базового двигуна.

Система охолодження призначена для забезпечення оптимального теплового режиму роботи двигуна. Система охолодження двигуна рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини, що охолоджує. До основних агрегатів і вузлів системи охолодження відносяться: радіатор, вентилятор з в'язкостною або електромагнітною муфтою приводу або без неї, кожух вентилятора, розширювальний бачок, корпус водяних каналів, водяний насос, термостати, канали і сполучні трубопроводи для проходження рідини, що охолоджує.

Тепловий режим двигуна регулюється автоматично:

- двома термостатами, які управляють напрямом потоку рідини, що охолоджує, залежно від її температури на виході з двигуна, яка повинна знаходитися в межах 75..95 °С;
- в'язкістною муфтою приводу вентилятора залежно від температури повітря перед вентилятором або електромагнітною муфтою приводу вентилятора залежно від температури рідини, що охолоджує, на виході з двигуна.

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

відводиться по каналу 14 в масляний теплообмінник 15, де відбувається передача тепла від масла в рідину, що охолоджує. З теплообмінника рідина, що охолоджує, спрямовується у водяну сорочку блоку циліндрів в зоні розташування четвертого циліндра.

Корпус водяних каналів (рис. 3.3) відлив з чавуну і закріплений болтами на передньому торці блоку циліндрів. У корпусі водяних каналів відлили вхідна 7 і вихідна 11 порожнини водяного насоса, сполучні канали 5 і 12, канали 9 і 14, що підводять рідину, що охолоджує, в блок циліндрів і водомасляний теплообмінник, канали 4 і 6, що відводять рідину, що охолоджує, з голівок циліндрів, перепускний канал 13, канал 14 відведення рідини, що охолоджує, в масляний теплообмінник, порожнини водяної коробки 16 для установки термостатів, канал 10 підвода рідини, що охолоджує, у водяний насос з радіатора.

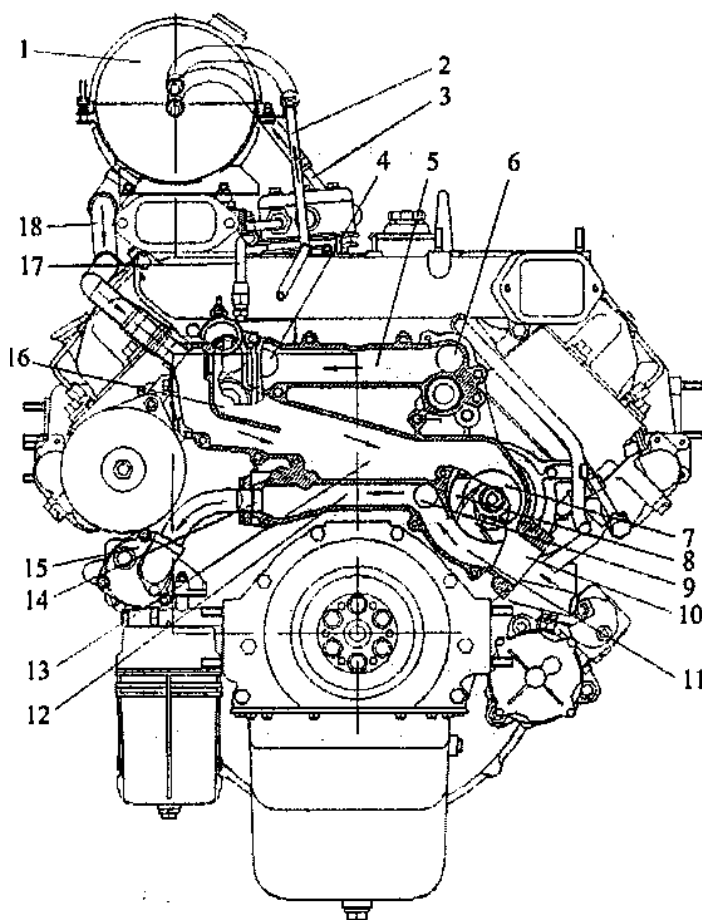


Рисунок 3.3– Схема системи охолодження

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

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

Насос водяний (рис. 3.4) відцентрового типу, встановлений на корпусі водяних каналів. У корпус 1 запресований радіальний дворядний шариковий підшипник 6 з валиком. З обох боків торці підшипника захищені гумовими ущільненнями. Мастило в підшипник закладене при складанні двигуна на заводі. Поповнення мастила в експлуатації не потрібно. Нагнітаюче кільце 3 перешкоджає переміщенню зовнішньої обойми підшипника в осьовому напрямі. На кінці валика підшипника напресовані крильчатка 4 і шків 5. Сальник 2 запресований в корпус насоса. У корпусі насоса між підшипником і сальником виконано два отвори: нижнє і верхнє. Верхній отвір 7 служить для вентиляції порожнини між підшипником і сальником, а нижнє 8 - для контролю справності торцевого ущільнення.

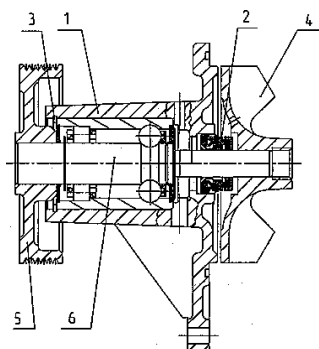


Рисунок 3.4– Насос водяний

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

Муфта в'язкісна приводу вентилятора і лопатевий вентилятор приведені на рис. 3.5. Лопатевий вентилятор 1, виготовлений із склонаполненого поліаміду, маточина 4 вентиляторів - металева. Для приводу вентилятора застосовується муфта 2 в'язкісного типу, що автоматично включається, яка кріпиться до маточини вентилятора 4.

Принцип роботи муфти заснований на в'язкому терті рідини в невеликих проміжках між веденою і такою, що веде частинами муфти. В якості робочої рідини використовується силіконова рідина з високою в'язкістю. Включення муфти відбувається при підвищенні температури повітря на виході з радіатора до 61...67 °С. Управляє роботою муфти термічна біметалева спіраль 3.

Муфта електромагнітна включення вентилятора (рис. 3.6) складається з нерухомої електромагнітної котушки 10, закріпленою трьома болтами 11 на передній кришці блоку циліндрів 13, шківів 9 колінчастого валу, сполученого з валом відбору потужності 12 шістьма болтами 4 через прокладення 5. На виступаючій осі шківів 9 в підшипнику 2 вільно обертається маточина 3 з вентилятором 8. Між маточиною 3 і шківом 9 встановлений фрикційний диск 7, який кріпиться до маточини 3 болтами 6 через три пружинні пластини 15. Між торцями шківів 9 і фрикційного диска 7 трьома підпружиненими регульовальними болтами 1 встановлюється повітряний проміжок 0,5..0,7 мм.

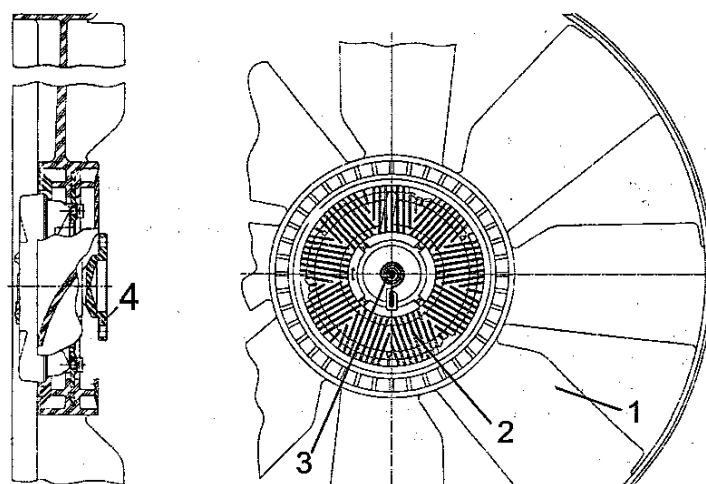


Рисунок 3.5 – Кільцевий вентилятор з в'язкістною муфтою приводу

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

У потоці рідини, що охолоджує, на вході в двигун встановлений термічний біметалевий датчик 14 включень вентилятора. Шків 9 обертається постійно з частотою обертання колінчастого валу. При підвищенні

температури рідини, що охолоджує, до 90 °З відбувається замикання контактів термічного біметалевого датчика 14, подається напруга на електромагнітну котушку 10 і під дією електромагнітних сил фрикційний диск 7 притискається до шківів 9, внаслідок чого, за рахунок сил тертя відбувається передача моменту, що крутить, від шківів 9 до маточини 3 вентилятори.

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

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

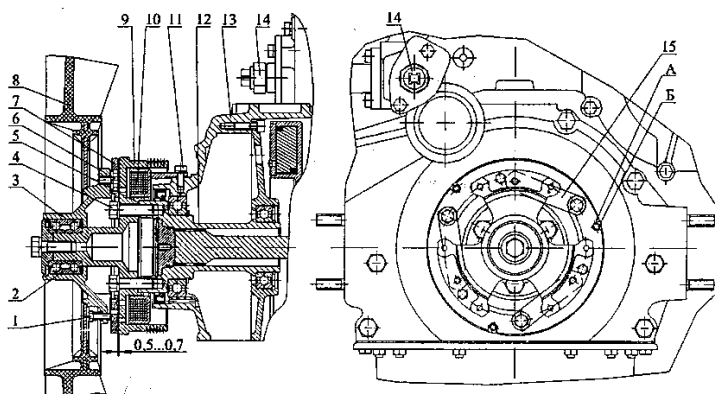


Рисунок 3.6 – Електромагнітна муфта вентилятора

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

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

Термостати (рис. 3.7) дозволяють прискорити прогрівання холодного двигуна і підтримувати температуру рідини, що охолоджує, не нижче 75 °С шляхом зміни її витрати через радіатор. У водяній коробці 5 корпусів водяних каналів встановлено паралельно два термостати з температурою початку відкриття (80±2) °С. При температурі рідини, що охолоджує, нижче 80 °З, основний клапан 12 притискається до сідла корпусу 14 пружиною 11 і перекриває прохід рідини, що охолоджує, в радіатор. Перепускний клапан 6 відкритий і сполучає водяну коробку корпусу водяних каналів по перепускному каналу 4 з входом водяного насоса. При температурі рідини, що охолоджує, вище 80°С, наповнювач 9, що знаходиться в балоні 10, починає плавитися, збільшуючись в об'ємі. Наповнювач складається з суміші 60 % церезину (нафтового воску) і 40 % алюмінієвої пудри. Тиск від наповнювача, що розширюється, через гумову вставку 8 передається на поршень 13, який, видавлюючись назовні, переміщає балон 10 з основним клапаном 12, стискаючи пружину 11. Між корпусом 14 і клапаном 12 відкривається кільцевий прохід для рідини, що охолоджує, в радіатор. При температурі рідини, що охолоджує, 93 °З відбувається повне відкриття термостата, клапан піднімається на висоту не менше 8,5 мм. Одночасно з відкриттям основного клапана разом з балоном переміщається перепускний клапан 6, який перекриває отвір у водяній коробці корпусу водяних каналів, що сполучає її з входом водяного насоса. При пониженні температури рідини, що охолоджує, до 80 °З і нижче, під дією пружин 7 і 11 відбувається повернення клапанів 12 і 6 в початкове положення. Для контролю температури рідини, що охолоджує, на водяній коробці корпусу водяних каналів встановлено два датчики температури 1 і 2. Датчик 1 видає свідчення поточного значення температури рідини, що

охолоджує, на щиток приладів, датчик 2 служить сигналізатором перегрівання рідини, що охолоджує. При підвищенні температури до 98...104°C на щитку приладів спалахує контрольна лампа аварійного перегрівання рідини, що охолоджує.

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

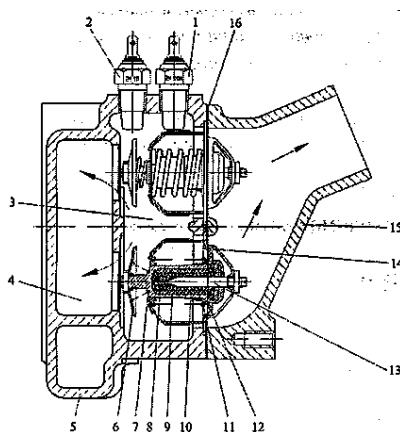


Рисунок 3.7 Термостати

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

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

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

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

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

$T_{жс.вих} = 355 \text{ К}$

$\Delta T_{жс} = T_{жс.вх} - T_{жс.вих} = 6 - 12 \text{ К}$ - температурни 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;

$$T_{в. вх} = 313 \text{ K}$$

$$T_{в. вих} = 340 \text{ K}$$

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

$$\Delta T_{в.} = 27 \text{ K}$$

1.5. Кількість води, що проходить крізь радіатор

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

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

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

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

1.6. Кількість повітря, що проходить крізь радіатор

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

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

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

1.7. Фронтальна поверхня радіатора

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

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

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

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

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

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

$v_{в.} = 7,5 \text{ м/с}$

1.8. Глибина радіатора

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

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

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

1.9. Прохідний перетин одного ходу радіатора зі сторони охолоджуючої рідини

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

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

$\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$

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

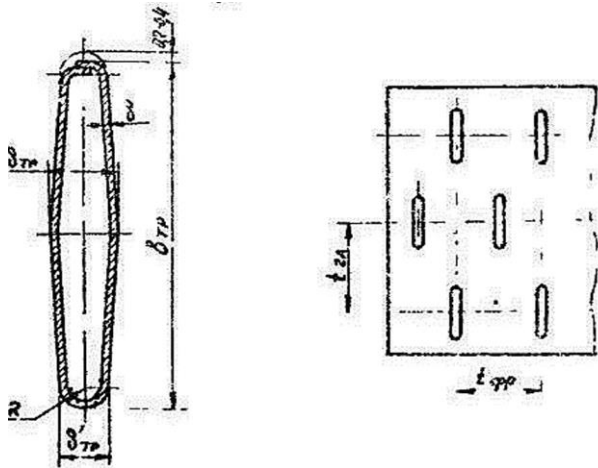
$v_{ж} = 0,8 \text{ м/с}$

2. Визначення конструктивних розмірів радіатора та його деталей

Розрахункова схема радіатора

Плоскоовальна трубка

Різновид охолоджуючої
пластини



2.1. Трубки радіатора плоско-овальні;

товщина стінок трубки

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

$$\delta = 0,00012 \text{ м}$$

товщина трубки

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

$$\delta_{тр} = 0,0047 \text{ м}$$

ширина трубки

$$e_{тр} = 0,013-0,020 \text{ м};$$

$$e_{тр} = 0,015 \text{ м}$$

шаг трубок по фронту

$$t_{фр} = 0,007-0,015 \text{ м};$$

$$t_{фр} = 0,011 \text{ м}$$

шаг трубок по глибині

$$t_{эл} = 0,010-0,025 \text{ м};$$

$$t_{эл} = 0,012 \text{ м}$$

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.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ

Аркуш

73

Встановити розміри радіатора:

висота осереддя - H , м

$$H = 0,75 \text{ м}$$

ширина осереддя - B , м

$$B = 0,89 \text{ м}$$

глибина - $l_{\text{рад}}$, м

$$l_{\text{рад}} = 0,11 \text{ м}$$

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

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

2.4. Поверхня охолодження, що омивається повітрям:

поверхня трубок

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

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

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

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

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

поверхня пластин

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

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

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

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

го ряду;

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

загальна поверхня охолодження, яка омивається повітрям

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

поверхня не повинна бути менша за розрахункову.

2.5. Прохідний перетин осереддя радіатора

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

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

2.6. Кількість ходів охолоджуючої рідини в радіаторі

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

2.7. Кількість трубок одного ходу радіатора

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

2.8. Поверхня осереддя радіатора, що омивається рідиною

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

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

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

2.9. Коефіцієнт обребрення радіатора

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

$\psi = 3 - 5$ - 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

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

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

1.3. Колова швидкість вентилятора

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

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

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

1.4. Частота обертання вентилятора

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

1.5. Потужність, яка затрачається на привід вентилятора

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

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

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі двигуна супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окисли азоту NO_x , що утворюються в циліндрах двигуна при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом; окис СО і двоокис вуглецю CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанової та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін. Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю СО утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в

регулюванні подачі палива в камеру згоряння двигуна; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в двигуні. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в двигуні корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі двигуна, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних утворень: смолистих, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглеводних енергоносіїв в енергетичних установках. На відміну від перерахованих речовин, що викидаються у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводи (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високообертних автотракторних двигунах і, особливо, бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих суднових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено

наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C і більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту NO_x утворюється в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполучі до тахеометричної, а локальна температура може досягати 2227°C .

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

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

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

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість 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.

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.

Таблиця 4.1

Санітарні норми шуму

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

Таблиця 4.2

Санітарні норми вібрації

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

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.

Правовою основою охорони праці на автомобільному транспорті є:

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

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

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 виконання 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: тетраетилсвинець, 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. За відсутності вентиляції може наступити хронічне отруєння, в цьому випадку з'являється головний біль, запаморочення, поганий сон. Отруєння може привести до втрати свідомості, якщо концентрація окислу вуглецю складе 0,65 міліграм і більш

на 1 л повітря. Смертельним вважається зміст 2,5 міліграм окислу вуглецю на 1 л повітря. Якщо зміст акролеїну набуває 0,07 міліграм на 1 л повітря, то людина може перенести таку концентрацію не більше 1 хв.

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, заглиблених 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, перевірити 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 само опускання, 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

					ПФ НУК 142.44.21.24 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		84

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 3хв. 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.

4.3 Висновок

Таким чином, у даному підрозділі розглянуті можливі забруднення при експлуатації двигуна внутрішнього згоряння та вказані заходи щодо запобігання цих забруднень відповідно до законодавчих актів, спрямованих на забезпечення екологічної безпеки. Також вказані основні вимоги до організації робочих місць при обслуговуванні автомобілів і двигунів. Розроблено правила техніки безпеки при виконанні робіт по обслуговуванню двигуна внутрішнього згоряння та автомобіля. Особливу увагу приділено техніці безпеки при обслуговуванні газових двигунів.

ВИСНОВОК

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 ($P = 200 \text{ кВт}$, $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун-прототип 8ЧН 12/12 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені при динамічному розрахунку двигуна.

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

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, частину 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 згоряння, зокрема газових двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Газобаллонные автомобили: Справочник / А.И. Морев, В.И. Ерохов, Б.А. Бекетов и др. - М.: Транспорт, 1992. - 250 с.
2. Золотницкий В. А. Система питания газобензиновых автомобилей. М.: Издательский дом «Третий Рим», 2001. - 125 с.
3. Кленников Е.В., Мартиров О. А., Крылов М.Ф. Газобаллонные автомобили: Техническая эксплуатация. - М.: Транспорт, 1986. - 77 с.
4. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. - М.: МАДИ (ТУ), 2000. - 325 с.
5. Морев А.И., Ерохов В.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей. - М.: Транспорт, 1988. - 187 с.
6. Техническая эксплуатация автомобилей: Учеб. для вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. / Е.С.Кузнецов, А.П.Болдин, В.М.Власов и др. - М.: Наука, 2001. - 270 с.
7. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Лямиков и др. - М.: АО «Трансконсалтинг», НИИАТ, 1994. - 779 с.
8. Газобаллонные автомобили / Е.Г. Григорьев, Б.Д. Корубаев, В.И. Ерохов и др. - М.: Машиностроение, 1989. - 216 с.
9. Трушин В.М. Газовое оборудование и арматура для газобаллонных автомобилей. - Ленинград.: Недра, 1990. - 250 с.
10. НПБ 105-95. Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной опасности.
11. ОСТ 37.001.653-99. Газобаллонное оборудование для транспортных средств, использующих газ в качестве моторного топлива. Общие технические требования и методы испытаний.
12. РД-3112199-98. Требования пожарной безопасности для предприятий, эксплуатирующих автотранспортные средства на сжатом природном газе.
13. У 152-12-007-99. Автомобили. Установка на автомобили газобаллонного оборудования для работы на сжатом природном газе (КПГ). Приемка и выпуск после установки. Испытания газотопливных систем (измененная редакция, изм. № 1, п. 1).