

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідуючий кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 75 кВт, за рахунок застосування муфти приводу вентилятора.
Прототип 4Ч 9,2/9,2.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

 Клименко І.В.
(підпис)

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)
 Чабанов І.І.
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Клименко Івана Васильовича

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 75 кВт, за рахунок застосування муфти приводу вентилятора. Прототип 4Ч 9,2/9,2»

Керівник роботи Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 9,2/9,2, номінальною потужністю 73,5 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції муфти приводу вентилятора.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення автомобіля (ГК) 2. Двигун 4Ч 9,2/9,2 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема системи охолодження (ПС).

5. Муфта приводу вентилятора (СК). 6. Деталі муфти (РК).

Консультанти розділів роботи

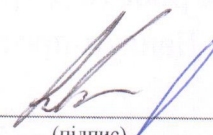
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прий
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

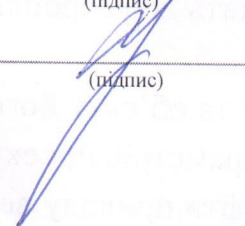
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Приміт
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24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

Студент


(підпис)

Клименко І.В.

Керівник роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 75 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,2/9,2 за рахунок застосування муфти приводу вентилятора.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є автомобіль ГАЗ-24 «Волга». Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Здійснено розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано систему охолодження штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Розглянуто проблеми щодо ефективності роботи під час пуску двигуна в холодну пору року. Запропоновано конструктивне рішення щодо муфти включення-виключення приводу вентилятору перед радіатором. Визначено геометричні та електродинамічні параметри запропонованого рішення.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, бензиновий двигун, робочий цикл, система охолодження, муфта, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a 75 kW automobile engine designed on the basis of the 4CH 9.2/9.2 prototype engine by using a fan drive clutch.

The engine installation object, which is a GAZ-24 Volga automobile, is described. The features of the design and operation of the prototype engine are considered and described.

The parameters of the engine operating cycle are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The cooling system of a standard engine is described and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are noted. The problems of efficiency during engine starting in the cold season are considered. A design solution for the on-off clutch of the fan drive in front of the radiator is proposed. The geometric and electrodynamic parameters of the proposed solution are determined.

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

Keywords: stationary power plant, gasoline engine, duty cycle, cooling system, clutch, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	13
1.3 Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу бензинового двигуна	23
2.2. Побудова індикаторної діаграми	35
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	42
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	50
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	57
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МУФТИ	59
3.1. Будова штатної системи охолодження та пропозиції щодо її вдосконалення	59
3.2. Розрахунок елементів системи охолодження	70
3.3. Висновки по розділу	81
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	82
4.1. Захист навколишнього середовища	82
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна	86
4.3 Висновок по розділу	88

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ						
Зм.	Лист	№ до·кум.	Підпис	Дата							
Ро·зро·бив	Клименко·				По·яснювальна записка			Лит.	Аркуш	Аркушів	
Перевірів	Чабано·в І.І.									6	
Н. Ко·нтр.	Чабано·в І.І.										
Затвердив.	Нестеренко·										
					ПННІ НУК						

ВИСНОВКИ	89
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	90
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 4Ч 9,2/9,2	
Додаток 2 Специфікація муфта	

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Одним із напрямів, характерних для розвитку сучасних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), є їх форсування. Зростання питомих та агрегатних потужностей двигунів в результаті підвищення середнього ефективного тиску потребує вирішення низки проблем, з яких основна пов'язана з підвищенням рівня температур та теплових напруг деталей циліндро-поршневої групи.

Важливе місце у вирішенні цієї проблеми приділяється питанням удосконалення системи охолодження, яка має забезпечити раціональне охолодження термічно напружених деталей та створити їх оптимальний тепловий режим.

Тепловий стан деталей, температурні напруги, що виникають у них, визначаються параметрами робочого процесу, конструкцією самих деталей, їхньою тепловою і силовою взаємодією один з одним і особливостями охолодження. З іншого боку, параметри робочого процесу, теплообмін, характер розподілу теплових потоків окремими поверхнями залежать від теплового стану камери згоряння.

Ефективним засобом зниження сумарної напруженості деталей є ефективне охолодження та раціональний розподіл теплового навантаження для всіх нагрітих деталей двигуна. Система охолодження автомобіля працює разом з агрегатами теплового регулювання салону або кабіни. Так зменшення конструктивного об'єму і маси радіатора, забезпечує не лише його високі масо-габаритні показники але й економію дефіцитних кольорових металів.

В зимову пору за умов швидкого запуску постає завдання щодо забезпечення рівномірного зростання теплового режиму двигуна для його надійної та довговічної роботи що і є на сьогодні **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 75 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,2/9,2 за рахунок застосування муфти приводу вентилятора системи охолодження.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та основні технічні характеристики автомобіля;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути, проаналізувати та описати систему охолодження штатного двигуна. Зазначити проблеми з системою охолодження під час експлуатації двигуна. Запропонувати конструкторське рішення щодо муфти включення-виключення приводу вентилятору перед радіатором системи охолодження. Визначити параметри запропонованої муфти. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі охолодження автомобільного двигуна, та їх вплив на ефективність та надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи автомобільного двигуна за рахунок застосування муфти приводу вентилятора нової конструкції.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження, як енергетична безпека України» що проходила в грудні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

ГАЗ-24 «Волга» - легковий автомобіль середнього класу (Клас Е) сімейства «Волга», прийшов на зміну моделі ГАЗ М-21 «Волга» у 1967 році (по 1970 рік вироблявся на ГАЗі паралельно з ГАЗ-21, який, до речі, деякі заводи виробляли аж до 1973 року). Випускався Горьковським автозаводом до 1992 року. Широко використовувався як таксі, а також в багатьох державних організаціях. Модернізована конструкція шасі і двигуна хоч і відрізнялась надійністю, але потребувала постійного догляду, і не відповідала сучасним вимогам. Попри це, автомобіль випускали понад 15 років.

Протягом свого випуску «Волга» ГАЗ-24 істотно модернізувалася два рази - в 1976-1978 і 1985-1987 роках. За змінами, що вносяться в конструкцію, випуск ГАЗ-24 можна умовно розділити на три частини згідно з внесеними заводом суттєвими змінами у зовнішній вигляд та конструкцію



Рис. 1.1 – Автомобіль ГАЗ 24 (Волга)

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		10

ГАЗ-24 випуску 1970-1977 років умовно можна виділити як перше покоління, або, першу серію ГАЗ-24. Відмінні особливості всіх автомобілів «першої серії» - бампери без ікол, але з хромованими боковинами таблички номерного знаку під переднім бампером, окремі від задніх ліхтарів катафоти на задній панелі кузова, панель приладів з обтягнутою чорним шкірозамінником верхньою частиною і пофарбована під колір кузова нижній, чорні зі вставками під слонову кістку рукоятки на панелі приладів, оздоблювальні панелі дверей з вертикальним малюнком, переднє сидіння диванного типу з трьох частин з незалежним регулюванням і центральним підлокітником.

Автомобіль постійно піддавався незначним удосконаленням. Зокрема, до 1975 року: видалили з конструкції системи охолодження двигуна автоматичну муфту включення вентилятора, яка показала ненадійність своєї роботи; змінили форму зовнішнього дзеркала заднього виду; встановили новий, більш зручний і надійний замок багажника; стали встановлювати нові ресори з параболічним профілем листів; замок запалювання уніфікували з автомобілями ВАЗ; спідометр оригінальної конструкції (стрічковий) замінили на традиційний стрілочний, більш довговічний; на задні стійки даху встановили стоянкові вогні, що світилися при виході пасажирів і т. д.

Протягом 1976-1978 років сталася перша серйозна модернізація ГАЗ-24, що можна вважати початком випуску другого покоління, або другої серії ГАЗ-24.

У ці роки машина отримала «ікла» на бамперах, протитуманні фари на передньому бампері, задні ліхтарі з вбудованими катафотами, салон зі зміненим оформленням, в якому практично всі металеві деталі для безпеки були закриті м'якими пластиковими накладками, оздоблювальні панелі дверей з горизонтальним малюнком, статичні ремені безпеки спереду і ззаду, нову оббивку сидінь; були й інші, дрібніші зміни. У такому вигляді машина випускалася до 1985 року з мінімумом модернізацій.

У середині 1980-х років машина знову була модернізована, цього разу - більш істотно і радикально. Результатом цього стала модель ГАЗ-24-10, яку можна назвати третім поколінням, або третьою серією ГАЗ-24.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		11

Впровадження модернізованих вузлів і в цей раз відбувалося поступово - від пластикової решітки радіатора, що з'явилася на експортних автомобілях наприкінці 1970-х років, до закінчення оновлення універсала, що стався в 1987 році. У 1985 році випускали «перехідний» варіант седана, який поєднував у різних пропорціях риси ГАЗ-24 і 24-10 і одержали неофіційну позначення ГАЗ-24М.

Раніше, в 1982 році, в серію був запущений автомобіль ГАЗ-3102 для обслуговування державних установ (знаходився в розробці з 1976 року), що використовував серйозно перероблені кузов, двигун, трансмісію і підвіску ГАЗ-24 - він став родоначальником сімейства автомобілів «Волга», що знаходиться на конвеєрі досі.

ГАЗ-24-10 випускалася до 1992 року, після чого був замінений у виробничій програмі на ГАЗ-31029, який являв собою агрегати ГАЗ-24-10 в оновленому кузові на основі кузова моделі ГАЗ-3102.

В 1974 році вийшов пуск в малу серію автомобіля ГАЗ-24-24 на базі серійного седана ГАЗ-24. Зовні автомобіль не відрізняється від серійної «Волги». Єдиною помітною відмінністю був підлоговий важіль автоматичної коробки передач, форма якого злегка відрізнялася від штатного. Частина машин мала тільки педаль гальма. В іншому випадку, встановлювалися дві спарені педалі, обое працювали як гальмо.

Технічно, в машині був доопрацьований стандартний кузов ГАЗ-24 з іншими, більш потужними передніми лонжеронами та іншими заходами посилення, в який встановлювався двигун моделі ЗМЗ-2424 - алюмінієвий верхнеклапанний V8 з одним розподільним валом в розвалі блоку циліндрів, спарений з триступеневою коробкою-автоматом з перемиканням важелем-селектором в підлозі.

Цей двигун мав суттєві відмінності від схожого двигуна ГАЗ-13 і дуже нагадував двигун ГАЗ-23, і мав таку ж випускную систему із зведеними в одну трубу після глушника двома трактами. Задній міст мав головну пару ГАЗ-23 з зменшеним щодо штатної передавальним числом та мав посилену підвіску і гідропідсилювач рульового управління з окремим робочим циліндром.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		12

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Номер двигуна нанесений на спеціальному майданчику з лівої сторони у верхній частині блоку циліндрів. Перед номером двигуна нанесене позначення моделі двигуна (402 або 4021), а за порядковим номером - рік випуску двигуна.

Двигун - чотиритактний, карбюраторний, з верхнім розташуванням клапанів, чотирициліндрові, з рідинним охолодженням.

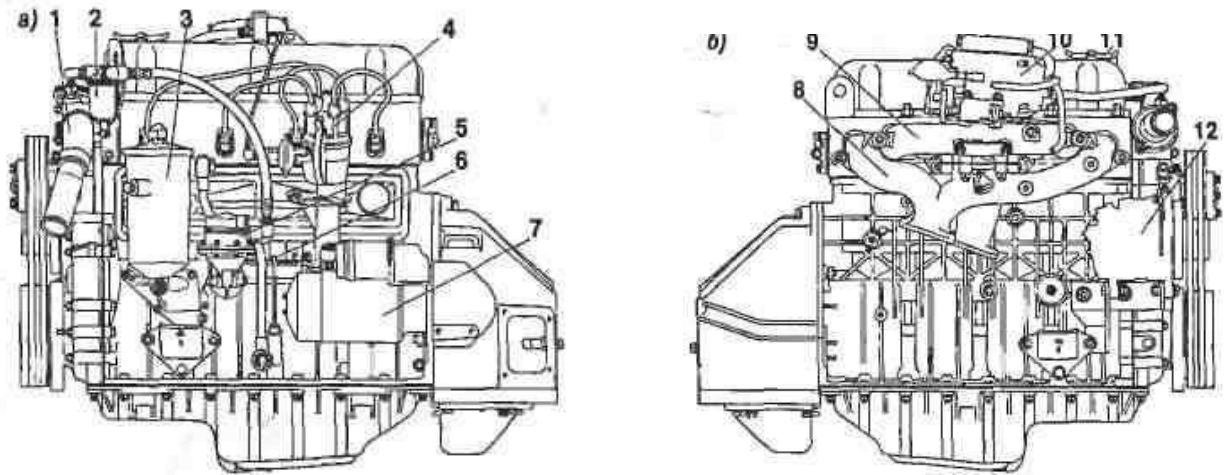


Рис. 1.2 - Ліва та права сторона двигуна

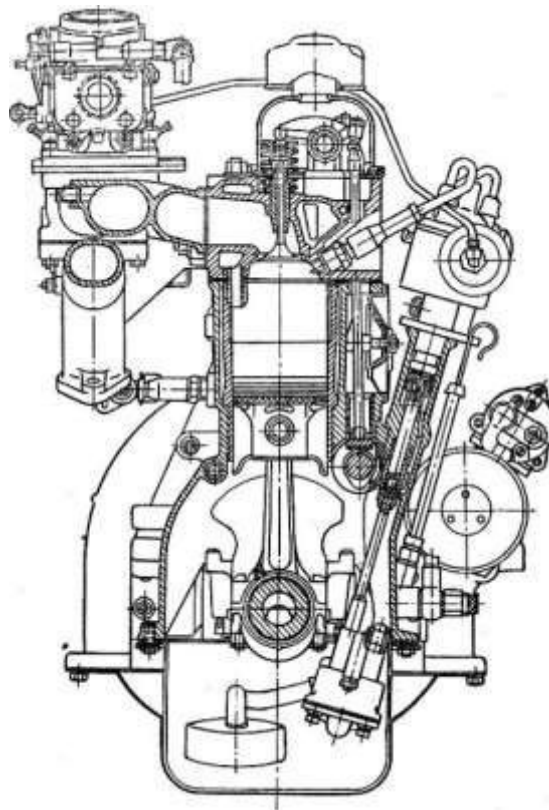


Рис. 1.3 – Поперечний переріз 4Ч 9,2/9,2

Хід поршня дорівнює діаметру циліндра і становить 92 мм. Порівняно малий хід поршня зумовив його малу середню швидкість, внаслідок чого шлях поршня на 1 км пробігу автомобіля також малий. Це забезпечило малий знос циліндро-поршневої групи і високу довговічність вузла.

Колінчастий вал - пятипорний, з великою робочою поверхнею як шатунних, так і корінних підшипників. Внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно малі. Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталєвої стрічки, залитої алюмінієвим сплавом. Такі вкладиші здатні сприймати великі навантаження, зберігаючи високу працездатність. Розподільний вал спирається на п'ять підшипників, виконаних з сталєбаббітової стрічки.

Сідла клапанів виготовлені з легованого чавуну високої твердості, що витримує високу температуру і ударні навантаження. Напрямні втулки клапанів виконані з металокераміки з високими зносостійкими якостями.

Клапани виготовлені з жароміцної сталі: фаска тарілки випускних клапанів заправлена більш жароміцним сплавом. Всі відповідальні поверхні, що піддаються стирання (кулачки і шийки розподільного валу, наконечники штанг штовхачів, штовхачі, коромисла, регулювальні гвинти коромисел і т.д.). Виготовлені зі спеціального матеріалу і піддані термічній обробці. У верхню частину циліндра встановлені вставки, виконані з кислотривкої зносостійкого чавуну.

Всі поверхні що труться змащуються під тиском. В системі змащення встановлено повнопоточний фільтр тонкого очищення з паперовим фільтруючим елементом.

При даній конструкції газопроводу з підігрівом центральній частині впускної труби відпрацьованими газами, що забезпечує рівномірний розподіл горючої суміші по циліндрах, а також при обраних оптимальних фазах відкриття впускних і випускних клапанів, двигуни розвивають потужність 95 і 85 л. с. (При 4500 об / хв колінчатого валу, ступінь стиснення відповідно 8,2 і 6,7).

У конструкції двигуна враховано зручність обслуговування його в процесі експлуатації. З лівого боку двигуна розташовані бензиновий насос, стартер, розподільник запалювання, показчик тиску масла і датчик показчика тиску масла,

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		14

масляний фільтр, фільтр тонкого очищення палива, свічки запалювання, з правого боку - генератор, газопровід з сектором регулювання підігріву суміші, зливний кран охолоджуючої рідини з тягою, кран отоплювача кузова, датчик температури води і карбюратор.

Мащення підшипників насоса охолоджуючої рідини здійснюється через прес-маслінку з правого боку двигуна. Достатня кількість мастила визначається візуально по виходу мастила з контрольного отвору на корпусі насоса.

Регулювання зазору між коромислами і клапанами проводиться при знятій кришці коромисел, доступ до них дуже зручний.

Для виготовлення деталей двигуна широко застосовані алюмінієві сплави, крім такої традиційної алюмінієвої деталі як поршень, з алюмінієвого сплаву виготовлені також основні корпусні деталі: блок циліндрів, картер зчеплення, головка циліндрів, кришка розподільних шестерень, кришка насоса охолоджуючої рідини, випускний патрубок охолоджуючої сорочки, корпус масляного насоса, корпус і кришка масляного фільтра, впускна труба.

Двигун встановлений на шасі на трьох гумових подушках: дві розташовані в передній частині двигуна (по одній з кожного боку), одна - ззаду, під подовжувачем коробки передач. Передні подушки розташовані похило в поперечної площині двигуна. Зверху і знизу подушки мають сталеві пластини.

Блок циліндрів складає одне ціле з верхньою частиною картера. Він відлитий під тиском з високоміцного алюмінієвого сплаву. Блок циліндрів розділений на дві частини горизонтальною перегородкою, в якій зроблені чотири отвори для установки гільз циліндрів. Верхня частина утворює загальну для всіх циліндрів охолоджуючу сорочку. По контуру сорочки є десять бобишок для шпильок кріплення головки циліндрів. Нижня частину блоку розділена на чотири відсіки поперечними перегородками, у які встановлюються корінні підшипники колінчастого валу.

Колінчастий вал встановлено на п'яти корінних підшипниках. Кришки підшипників виготовлені з ковкого чавуну, кожна кришка кріпиться до блоку двома шпильками. У першій кришці торці оброблені спільно з блоком для

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		15

установки шайб і підшипника. Всі кришки мають шипи, щільно входять в пази блоку що забезпечує малу зміну робочих зазорів в підшипниках при нагріванні і охолодженні двигуна.

Гнізда для підшипників розподільного валу розташовані у верхній лівій частині поперечних перегородок блоку. Третя і четверта перегородки мають знизу похилі площини для кріплення масляного насоса. У середній горизонтальній перегородці (з лівої сторони) просвердлені вісім отворів для штовхачів штанг клапанів: чотири отвори, виконані в литві, з'єднують порожнину клапана камери і камери штовхачів з масляним картером.

Камера штовхачів закрита штампованою з листової сталі кришкою. Кришка по контуру ущільнюється коркової прокладкою і кріпиться до блоку двома шпильками, під гайки яких поставлені фіброві ущільнюючі прокладки. З лівого боку блоку відлиті припливи для установки масляного фільтра, бензинового насоса, приводу розподільника і бобишків для показника рівня масла. З правого боку (у верхній картерній частини стінки блоку) розташований приплив, через який проходить поздовжній масляний канал.

Бобишки для кріплення кронштейнів двигуна розташовані в передній частині блоку з правої і лівої сторін. На правій стороні спереду передбачено дві бобишки для кріплення генератора. Нижній фланець блоку забезпечений шпильками діаметром для кріплення масляного картера. До передній стінці блоку на паронітовій прокладці кріпиться відлита з алюмінієвого сплаву кришка розподільних шестерень. В отвір у кришці для виходу носка колінчастого валу запресована обойма з само затяжним гумовим сальником.

До заднього торця блоку шістьма болтами кріпиться відлитий також з алюмінієвого сплаву картер зчеплення. Точне розташування картера зчеплення, необхідне для правильної роботи коробки передач, забезпечується двома установочними штифтами. Циліндри двигуна виконані у вигляді легко змінних мокрих гільз, відлитих з сірого чавуну. Для підвищення зносостійкості гільза у верхній частині забезпечена вставкою з корозійностійкого чавуну.

Гільза вставляється в гніздо блоку нижньою частиною. У площині нижнього стику гільза ущільнена прокладкою з м'якої міді товщиною 0,3 мм, а по верхньому торця - прокладкою головки циліндрів.

Головка, загальна для всіх циліндрів, відлита з алюмінієвого сплаву і піддана термообробці (загартування і старіння). Впускні і випускні канали виконані окремо для кожного циліндра і розташовані з правого боку головки. Гнізда для клапанів розташовані в ряд по поздовжній осі двигуна. Сідла всіх клапанів - вставні, виготовлені з жароміцного чавуну високої твердості.

Втулки клапанів, виготовлені з металокераміки пресуванням суміші із залізного, мідного і графітового порошків з подальшим спіканням, мають високі антифрикційні якості. Головка циліндрів кріпиться до блоку десятима сталевими шпильками. Під гайки шпильок поставлені плоскі сталеві шайби. Між головою і блоком є прокладка з азбестового полотна, армованого металевим каркасом і просоченого графітом. Вікна в прокладці під камери згорання і отвір масляного каналу окантовані жерстю. Товщина прокладки в стислому стані 1,5 мм.

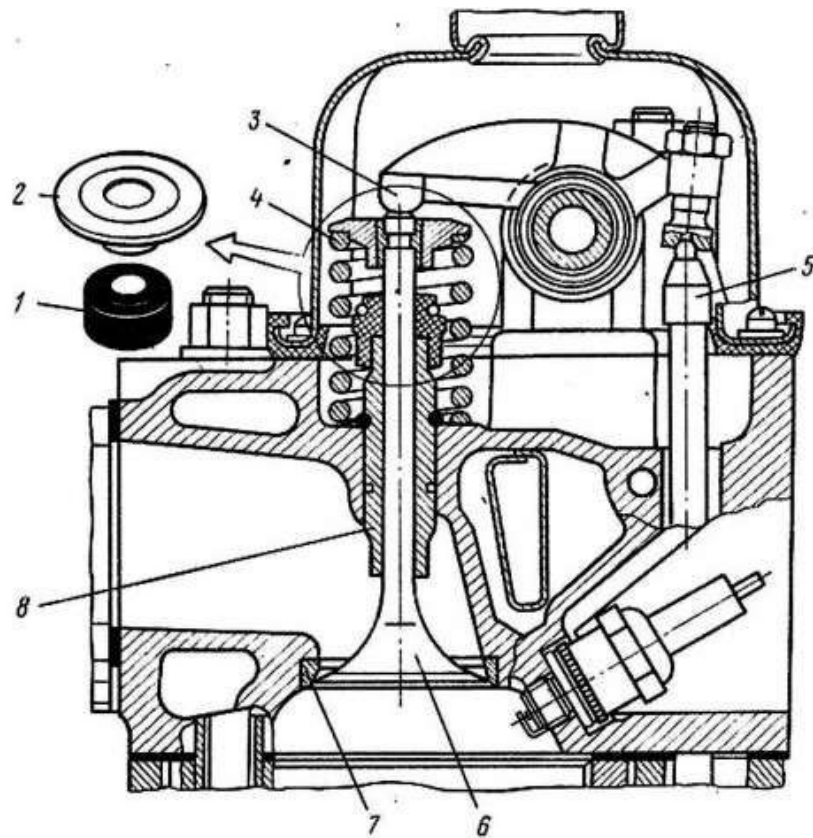


Рис. 1.4 – Головка циліндрів

Правильне положення голівки на блоці забезпечується двома встановленими штифтами-втулками, запресованими в блок циліндрів (в бобишки шпильок кріплення головки).

При знятті головки циліндрів рекомендується притерти клапани. Перед установкою головки циліндрів на місце прокладку необхідно з обох сторін натерти графітовим порошком. Це запобігає її прилипанню до блоку і голівці.

Поршні відлили із сплаву з високим вмістом кремнію і термічно оброблені. Головка поршня - циліндрична, з плоским днищем. На циліндричній поверхні головки проточені три канавки: дві верхні служать для розміщення компресійних кілець, а нижня - для маслоз'ємного. Проточка для маслоз'ємного кільця має отвори, через які зайве масло, знімається маслоз'ємним кільцем зі стінок циліндра, відводиться в картер двигуна.

Тронк поршня – овальний та конусний. Велика вісь овалу розташована в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця. В тронку поршня з лівого боку зроблено Т-подібний проріз. Вісь отвору під поршневий палець зміщена від середньої площини на 1,5 мм в праву (по ходу автомобіля) сторону. Пружні властивості тронку, завдяки наявності прорізів, і зміщення поршневого пальця роблять роботу поршня більш безшумною.

Компресійні кільця відлиті з сірого чавуну. Верхнє компресійне кільце працює в найбільш важких умовах (при високій температурі і тиску, а також при недоліку мастила). Для збільшення зносостійкості його зовнішня поверхня, прилегла до циліндра, покрита шаром хрому. Шар хрому значно збільшує термін служби верхнього кільця. Це сприяє також збільшенню терміну служби нижнього кільця і дзеркала циліндра.

На внутрішньої циліндричної поверхні нижнього компресійного кільця зроблена виточка. На поршень кільце має бути встановлено виточкою догори. Порушення цієї умови викликає різке зростання витрати масла і димлення двигуна. Верхнє кільце виточки не має.

Маслоз'ємне кільце збірне. Воно складається з двох сталевих кільцевих дисків і двох сталевих розширювачів: осьового і радіального.

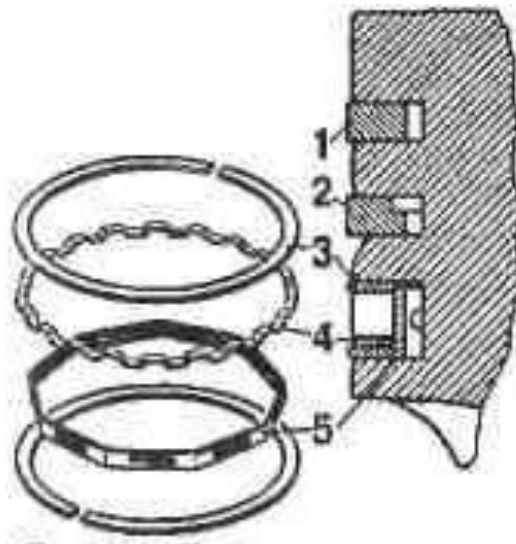


Рис. 1.5 – Поршневі кільця.

Робоча циліндрична поверхня (прилегла до циліндра) кільцевих дисків покрита шаром хрому. Замок кілець прямий.

Поршневі пальці плаваючого типу (вони не закріплені ні в поршні, ні в шатуні), сталеві, зовнішня поверхня їх загартована. Для зручності підбору пальців до поршня і шатуна поршень, шатун і пальці розділені на розмірні групи, маркуються фарбою.

Шатуни сталеві ковані. У поршневу головку шатуна запресована тонкостінна втулка з олов'янистої бронзи. Кривошипна головка шатуна роз'ємна. Кришка кривошипної головки кріпиться до шатуна двома шліфованими, термічно обробленими сталевими болтами. Кришки шатунів обробляються в зборі з шатуном, і тому їх не можна переставляти з одного шатуна на інший. У стрижні шатуна у кривошипної головки є отвір діаметром 1,5 мм, через яке проводиться змащення дзеркала циліндра.

Для забезпечення динамічної рівноваженості двигуна сумарна маса поршня, поршневого пальця, кілець і шатуна, що встановлюються в двигун, може мати різницю по циліндрах не більше 8 г.

Колінчастий вал. Колінчастий вал відлитий з високоміцного чавуну. Він має п'ять опор. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням динамічно збалансований. Шатунні і корінні шийки порожнисті. Порожнини в шатунних

шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що надходить на шатунні шийки.

Осьовий переміщення колінчастого валу обмежується двома сталєбабітовими шайбами підшипника, розташованими по обидва боки переднього корінного підшипника. Передня шайба баббітовою стороною звернена до сталєвої наполегливої шайбі на колінчастому валу, задня - у щоби колінчастого валу. Передня шайба утримується від обертання двома штифтами, запресованими в блок і кришку корінного підшипника.

Виступаючі кінці штифтів входять в пази шайби. Задня шайба утримується від обертання своїм виступом, що входять в паз на задньому торці кришки корінного підшипника. На передньому кінці колінчастого валу на шпонках встановлені сталєва шайба, шестерня приводу розподільного валу, масло відбивач і маточина шків колінчастого валу. Всі ці деталі стягнуті болтом-храповиком (для пуску двигуна від рукоятки). Болт-храповик ввертається в різьбовий отвір, наявний в передньому торці колінчастого валу.

Шків приводу насоса охолоджуючої рідини, вентилятора і генератора (кріпиться до маточини трьома болтами) має на ободі дві мітки (риски). За першою міткою (у напрямку обертання), при суміщенні її з настановним штифтом на кришці розподільних шестерень, встановлюють момент запалювання, при суміщенні другий мітки зі штифтом поршні першого і четвертого циліндрів будуть знаходитися в в.м.т.

Передній кінець колінчастого валу ущільнений само затяжним гумовим сальником, запресованим в кришку розподільних шестерень. Для полегшення умов роботи сальника перед ним на валу встановлений масло відбивач. Крім того, корпус сальника має відбортовку, що відводить масло, що сходить по стінці кришки. Зовні сальник захищений відбивачами, що перешкоджають проникненню на нього бруду. Надійна робота сальника після переробки забезпечується гарним центруванням його по колінчастого валу.

Задній кінець колінчастого валу ущільнений набивкою з азбестового шнура, просоченого антифрикційним складом і покритого графітом. Набивка закладена в

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		

канавку в блоці циліндра і в сальникотримачу, прикручена двома болтами до блоку. На шийці колінчастого валу під сальником є мікрошнек, а перед сальником - гребінь. Стики держателя сальника ущільнені гумовими прокладками Г-подібної форми. У задньому торці колінчастого валу розточені гніздо для встановлення шарикопідшипника первинного валу коробки передач.



Рис. 1.6 – Колінчастий вал.

Маховик відлито з сірого чавуну. Він кріпиться до фланця на задньому кінці колінчастого валу чотирма шліфованими болтами. Гайки зафіксована відгінними вусиками пластини. На маховик напресований зубчастий обід для пуску двигуна стартером. До заднього торця маховика шістьма болтами прикріплено зчеплення.

Корінні і шатунні підшипники колінчастого валу забезпечені тонкостінними взаємозамінними вкладишами, які виготовлені з маловуглецевої сталеві стрічки, залитої тонким шаром антифрикційного високооловяністого алюмінієвого сплаву. У кожному підшипнику встановлено по два вкладиша. Осьовому переміщенню і проворотанню вкладишів в постілях блоку або шатуна перешкоджають виступи на вкладишах, що входять у відповідні пази в постелях блоку або в шатунах.

Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір, через яке подається масло до підшипників з каналу в ліжку блоку.

Отвори в шатунних вкладишах збігаються з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при встановленні нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту для встановлення проектного двигуна, яким є легковий автомобіль ГАЗ-24 «Волга». Описано особливості його будови та експлуатації.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		22

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу бензинового двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 75$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n = 4500$
Ступінь стиску, згідно [1, ст. 7]	$\epsilon = 8.5$
Число циліндрів	$i = 4$
2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу	
Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 0.97$
Тиск навколишнього середовища, в кПа, згідно [1, ст. 8]	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, в К, згідно [1, ст. 8]	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, в К, згідно [1, ст. 8]	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, в кПа, згідно [1, ст. 9]	$p_r = 122$
Температура залишкових газів, в К, згідно [1, ст. 9]	$T_r = 1000$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст. 9]	$\xi_z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 9]	$\xi = 0.96$

Паливо:

а) Бензин: А-92 ДСТУ 4063-2001

б) Середній елементарний склад палива

$$C = 0.85 ; \quad H = 0.15 ; \quad O = 0 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0.05$$

в) Молекулярна маса бензину

$$m_T = 115 ;$$

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

$$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 44135.4$$

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,8...0,9)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.9 \cdot 101.3 = 91.17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{1000} \cdot \frac{122}{8.5 \cdot 91.17 - 122} = 0.06$$

Для бензинових двигунів $\gamma_r = (0,06...0,08)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.06 \cdot 1 \times 10^3}{1 + 0.06} = 345.66$$

Для бензинових двигунів $T_d = (320...380)$ К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_a \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(\varepsilon - 1) \cdot p_a \cdot (T_a + \Delta T)} = \frac{293 \cdot (8.5 \cdot 91.17 - 122)}{(8.5 - 1) \cdot 101.3 \cdot (293 + 15)} = 0.818$$

Для бензинових двигунів $\Phi_c = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.379$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 8.5^{1.379} = 1743.896$$

Для бензинових двигунів $p_c = (900 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.
Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 345.7 \cdot 8.5^{1.4 - 1} = 777.8$$

Для бензинових двигунів $T_c = (600 \dots 850)$ К, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 777.848 = 21.932$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.15}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0.516$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.516 = 14.935$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0.97 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.509$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0$$

де $K = 0.5$ - водне-вуглецеве відношення;

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.85}{12} - 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.067$$

Кількість CO

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 4.333 \times 10^{-3}$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.15}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.073$$

Кількість H_2

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 2.167 \times 10^{-3}$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 0.97 \cdot 0.516 = 0.395$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.004 \\ 0.073 \\ 0.002 \\ 0.395 \end{pmatrix} = 0.541$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.541}{0.509} = 1.063$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.063 + 0.058}{1.000 + 0.058} = 1.060$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння, в кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0.97) \cdot 0.516 = 1856.369$$

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

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

$$\text{для } H_2: mCv''_{H_2} = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO: mCv''_{CO} = 22,1 + 0,001430 \cdot T_z;$$

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{H_2} \cdot 19.198 \\ M_{CO} \cdot 22.1 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 22.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.541} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.395 \cdot 21.554 \\ 0.002 \cdot 19.198 \\ 0.004 \cdot 22.1 \\ 0.067 \cdot 38.609 \\ 0.073 \cdot 22.459 \end{pmatrix} = 23.767$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{H_2} \cdot 0.001758 \\ M_{CO} \cdot 0.001430 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.5411} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.3953 \cdot 0.0015 \\ 0.0022 \cdot 0.0018 \\ 0.0043 \cdot 0.0014 \\ 0.0665 \cdot 0.0033 \\ 0.0728 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'єму:

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

$$mCv''(T_Z) = a + b \cdot T_Z = 23.767 + 0.002 \cdot$$

Максимальну температуру робочого циклу в К визначимо методом послідовних наближень, з наступного рівняння

$$\frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mCv' \cdot T_c - \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 0$$

Приймаємо в першому наближенні, в К

$$T_Z = 2690.446$$

Тоді складові рівняння будуть дорівнювати:

$$A = \frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot (44135.4 - 1856.369)}{0.509 \cdot (1 + 0.058)} = 66749.341$$

$$B = mCv' \cdot T_c = 21.932 \cdot 777.848 = 17059.722$$

$$C = \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 83809.063$$

Перевіряємо баланс лівої та правої частини рівняння

$$A + B - C = 66749.341 + 17059.722 - 83809.063 = 0$$

Так як перевірка показала правильність прийнятого значення, то величину температури залишаємо рівною:

$$T_Z = 2690.907$$

Для бензинових двигунів $T_Z = (2300 \dots 2900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.06 \cdot 1743.896 \cdot \frac{2690.907}{777.848} = 6392.065$$

Для бензинових двигунів $p_{\max} = (3500 \dots 8000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{6392.065}{1743.896} = 3.665$$

Для бензинових двигунів $\lambda = (2,9...5,0)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 16]

$$n_2 = 1.235$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\epsilon^{n_2}} = \frac{6392.065}{8.5^{1.235}} = 454.788$$

Для бензинових двигунів $p_b = (350...600)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2690.907}{8.5^{1.235-1}} = 1627.366$$

Для бензинових двигунів $T_b = (1200...1700)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1627.366}{\sqrt[3]{\frac{454.788}{122}}} = 1049.548$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1000 - 1049.548|}{1000} \cdot 100 = 4.955 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\epsilon - 1} = \frac{1.744 \times 10^3}{8.5 - 1} = 232.52$$

$$B = \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.665}{1.235 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.5^{1.235 - 1}} \right) = 6.165$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.379 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.5^{1.379 - 1}} \right) = 1.466$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B - C) = 232.52 \cdot (6.165 - 1.466) = 1092.521$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1092.521 = 1048.82$$

Для бензинових двигунів $p_{mi} = (400 \dots 1400)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{0.97 \cdot 14.935 \cdot 1048.82}{0.818 \cdot 44135.4 \cdot 1.205} = 0.35$$

Для бензинових двигунів $\eta_i = (0,25 \dots 0,40)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.35 \cdot 44135.4} = 0.233$$

Для бензинових двигунів $b_i = (0,205 \dots 0,300) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.092 \cdot 4500}{30} = 13.8$$

де $s_{пр} = 0.092$ м - хід поршня по прототипу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.04 + 0.0135 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.04 + 0.014 \cdot 13.8) \cdot 10^3 = 226.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1048.82 - 226.3 = 822.52$$

Для бензинових двигунів $p_{me} = (600 \dots 1300)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{822.52}{1048.82} = 0.784$$

Для бензинових двигунів $\eta_M = (0,70 \dots 0,90)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.35 \cdot 0.784 = 0.274$$

Для бензинових двигунів $\eta_e = (0,25 \dots 0,33)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.274 \cdot 44135.4} = 0.298$$

Для бензинових двигунів $b_e = (0,250 \dots 0,325) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.298 \cdot 75 = 22.317$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{75 \cdot 10^3}{822.52 \cdot 4500} = 2.432$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{2.432}{4} = 0.608$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.092$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.092}{0.092} = 1.000 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.608}{\pi}} = 91.814 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 91.814 = 91.814 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.092$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 92 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad d' = d \cdot 10^{-3} = 92 \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Хід поршня

$$s = 92 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad s' = s \cdot 10^{-3} = 92 \cdot 10^{-3} = 0.092$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 92^2 \cdot 92 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 2.446$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{822.52 \cdot 2.446 \cdot 4500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 75.456$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де} \quad P_{cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{75.456 + 75}{2} = 75.228$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|75.456 - 75|}{75.228} \cdot 100 = 0.606 \quad \%$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.092^2}{4} \cdot 0.092 = 6.116 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{6.116 \times 10^{-4}}{8.5 - 1} = 8.154 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 6.116 \times 10^{-4} + 8.154 \times 10^{-5} = 6.931 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c = 8.154 \times 10^{-5}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00069$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00009$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00069$	$p(190) = 91.802$
$V(20) = 0.0001$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00068$	$p(200) = 93.746$
$V(30) = 0.00013$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00066$	$p(210) = 97.145$
$V(40) = 0.00017$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00064$	$p(220) = 102.262$
$V(50) = 0.00021$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00061$	$p(230) = 109.509$
$V(60) = 0.00026$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00057$	$p(240) = 119.513$
$V(70) = 0.00032$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00053$	$p(250) = 133.211$
$V(80) = 0.00037$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.00048$	$p(260) = 152.021$
$V(90) = 0.00043$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00043$	$p(270) = 178.118$
$V(100) = 0.00048$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00037$	$p(280) = 214.901$
$V(110) = 0.00053$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00032$	$p(290) = 267.784$
$V(120) = 0.00057$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00026$	$p(300) = 345.465$
$V(130) = 0.00061$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00021$	$p(310) = 461.747$
$V(140) = 0.00064$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00017$	$p(320) = 637.034$
$V(150) = 0.00066$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.00013$	$p(330) = 894.769$
$V(160) = 0.00068$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.0001$	$p(340) = 1237.662$
$V(170) = 0.00069$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00009$	$p(350) = 1585.595$

V(360) = 0.00008	p(360) = 1743.896	V(540) = 0.00069	p(540) = 454.788
V(370) = 0.00009	p(370) = 5869.87	V(550) = 0.00069	p(550) = 122
V(380) = 0.0001	p(380) = 4701.897	V(560) = 0.00068	p(560) = 122
V(390) = 0.00013	p(390) = 3516.37	V(570) = 0.00066	p(570) = 122
V(400) = 0.00017	p(400) = 2593.903	V(580) = 0.00064	p(580) = 122
V(410) = 0.00021	p(410) = 1944.415	V(590) = 0.00061	p(590) = 122
V(420) = 0.00026	p(420) = 1499.5	V(600) = 0.00057	p(600) = 122
V(430) = 0.00032	p(430) = 1193.652	V(610) = 0.00053	p(610) = 122
V(440) = 0.00037	p(440) = 980.186	V(620) = 0.00048	p(620) = 122
V(450) = 0.00043	p(450) = 828.498	V(630) = 0.00043	p(630) = 122
V(460) = 0.00048	p(460) = 718.909	V(640) = 0.00037	p(640) = 122
V(470) = 0.00053	p(470) = 638.706	V(650) = 0.00032	p(650) = 122
V(480) = 0.00057	p(480) = 579.556	V(660) = 0.00026	p(660) = 122
V(490) = 0.00061	p(490) = 535.914	V(670) = 0.00021	p(670) = 122
V(500) = 0.00064	p(500) = 504.037	V(680) = 0.00017	p(680) = 122
V(510) = 0.00066	p(510) = 481.391	V(690) = 0.00013	p(690) = 122
V(520) = 0.00068	p(520) = 466.278	V(700) = 0.0001	p(700) = 122
V(530) = 0.00069	p(530) = 457.612	V(710) = 0.00009	p(710) = 122

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 649.105$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{649.105}{6.116 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.061 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1.061 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.019 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.049 \times 10^3 + 1.019 \times 10^3}{2} = 1.034 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.049 \times 10^3 - 1.019 \times 10^3}{1.034 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 2.894$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$b'' = 138^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 12^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 10^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 140^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 1.744 \times 10^3 = 2.093 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 0.85$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 0.85 \cdot 6.392 \times 10^3 = 5.433 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 8.154 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 6.931 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 1743.896$	$V(\varphi_c) = 8.154 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 6386.406$	$V(\varphi_z) = 8.16 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 454.788$	$V(\varphi_b) = 6.931 \times 10^{-4}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.058 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.172 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 1.421 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 9.459 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 1.744 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 8.154 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 498$	$p(\varphi_{b''}) = 509.607$	$V(\varphi_{b''}) = 6.321 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 708$	$p(\varphi_{r'}) = 122$	$V(\varphi_{r'}) = 8.992 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 10$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 8.737 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 102.262$	$V(\varphi_{d'}) = 6.378 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 2.093 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.154 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zd} = 366$	$p_{zd} = 5.433 \times 10^3$	$V(\varphi_{zd}) = 8.365 \times 10^{-5}$

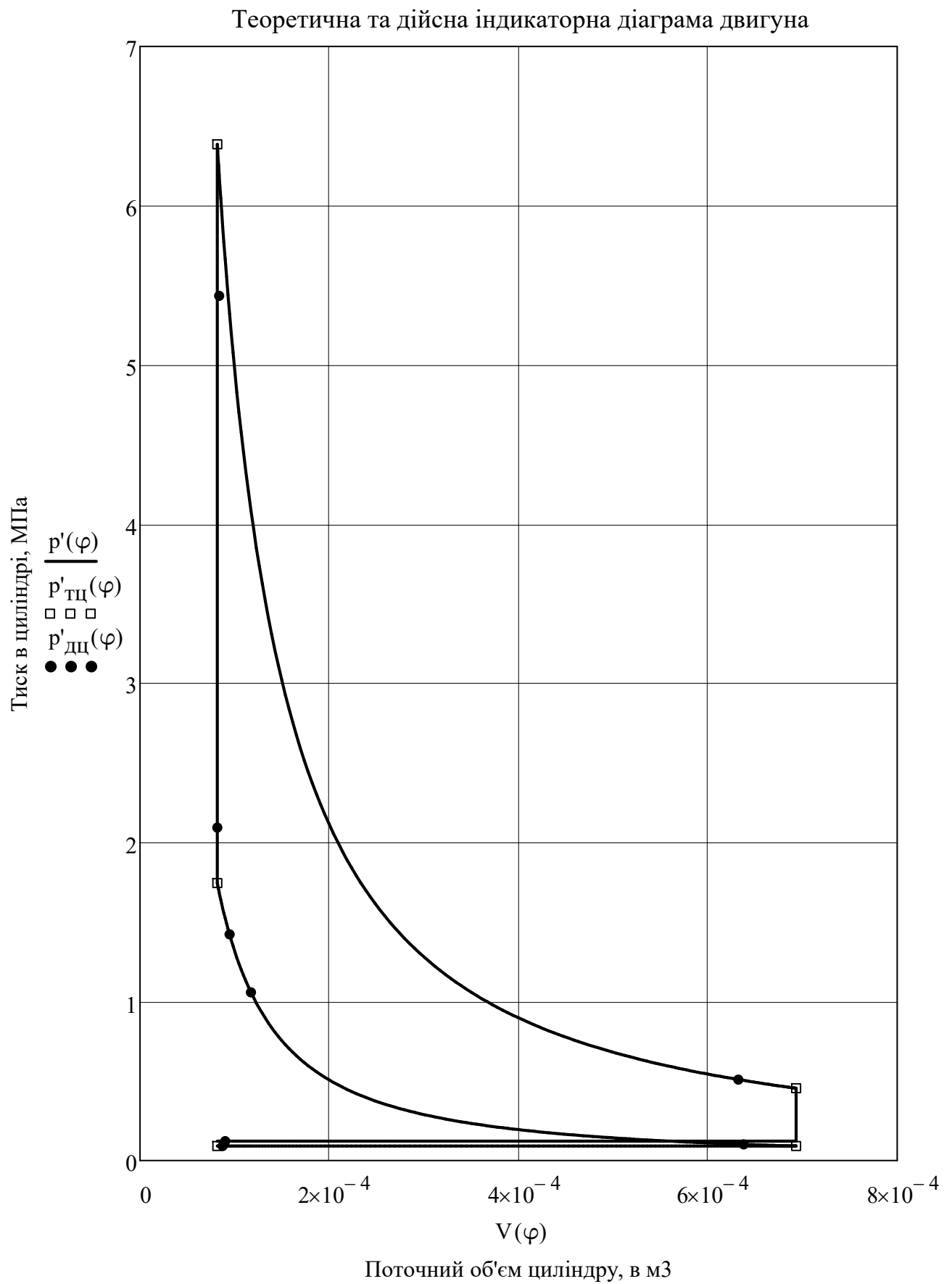


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

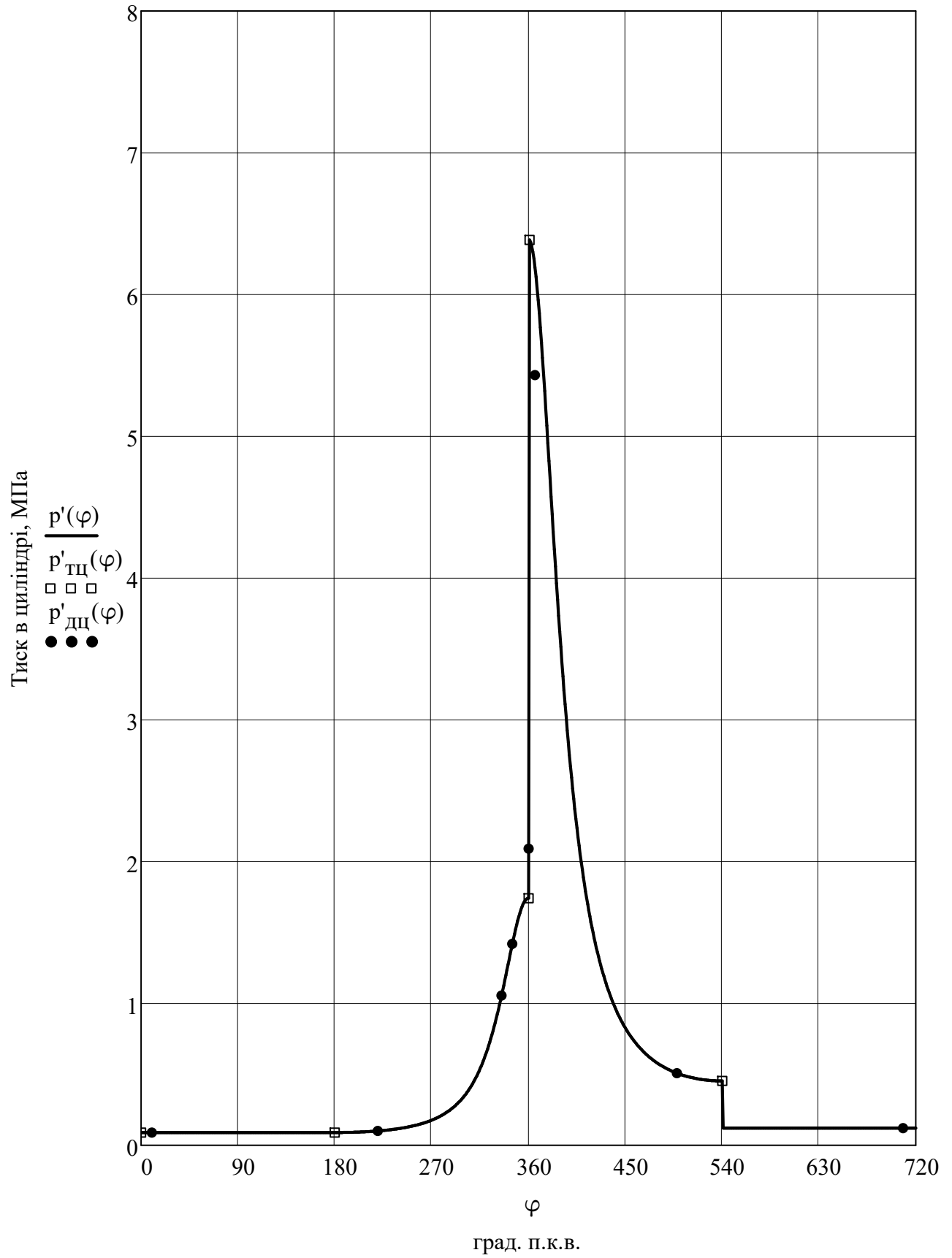


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

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

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

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

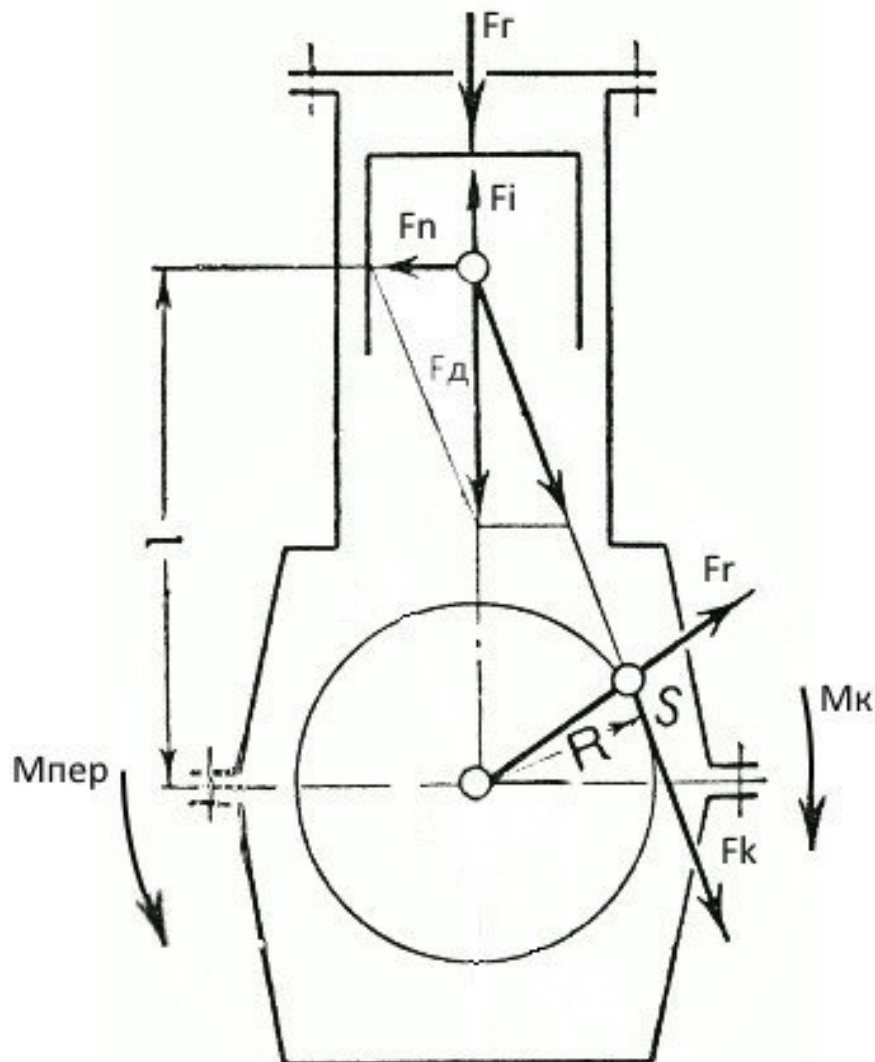


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 0.75$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 2.15$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.75 + \frac{1}{3} \cdot 2.15 = 1.467$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{92}{2 \cdot 10^3} = 0.046$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.046}{0.256} = 0.18$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 92^2}{4 \cdot 10^6} = 0.007$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4500}{30} = 471.239$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.067$	$F_i(0) = -18.817$	$F_d(0) = -18.885$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.067$	$F_i(30) = -14.893$	$F_d(30) = -14.96$	$M_k(30) = -0.421$
$F_r(60) = -0.067$	$F_i(60) = -5.573$	$F_d(60) = -5.641$	$M_k(60) = -0.254$
$F_r(90) = -0.067$	$F_i(90) = 3.835$	$F_d(90) = 3.768$	$M_k(90) = 0.173$
$F_r(120) = -0.067$	$F_i(120) = 9.409$	$F_d(120) = 9.341$	$M_k(120) = 0.323$
$F_r(150) = -0.067$	$F_i(150) = 11.057$	$F_d(150) = 10.99$	$M_k(150) = 0.196$
$F_r(180) = -0.067$	$F_i(180) = 11.147$	$F_d(180) = 11.079$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.028$	$F_i(210) = 11.057$	$F_d(210) = 11.03$	$M_k(210) = -0.197$
$F_r(240) = 0.121$	$F_i(240) = 9.409$	$F_d(240) = 9.53$	$M_k(240) = -0.33$
$F_r(270) = 0.511$	$F_i(270) = 3.835$	$F_d(270) = 4.346$	$M_k(270) = -0.2$
$F_r(300) = 1.623$	$F_i(300) = -5.573$	$F_d(300) = -3.95$	$M_k(300) = 0.178$
$F_r(330) = 5.275$	$F_i(330) = -14.893$	$F_d(330) = -9.618$	$M_k(330) = 0.271$
$F_r(360) = 10.919$	$F_i(360) = -18.817$	$F_d(360) = -7.898$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 22.702$	$F_i(390) = -14.893$	$F_d(390) = 7.81$	$M_k(390) = 0.22$
$F_r(420) = 9.295$	$F_i(420) = -5.573$	$F_d(420) = 3.721$	$M_k(420) = 0.168$
$F_r(450) = 4.834$	$F_i(450) = 3.835$	$F_d(450) = 8.67$	$M_k(450) = 0.399$
$F_r(480) = 3.179$	$F_i(480) = 9.409$	$F_d(480) = 12.588$	$M_k(480) = 0.436$
$F_r(510) = 2.527$	$F_i(510) = 11.057$	$F_d(510) = 13.584$	$M_k(510) = 0.243$
$F_r(540) = 2.35$	$F_i(540) = 11.147$	$F_d(540) = 13.497$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.138$	$F_i(570) = 11.057$	$F_d(570) = 11.195$	$M_k(570) = -0.2$
$F_r(600) = 0.138$	$F_i(600) = 9.409$	$F_d(600) = 9.546$	$M_k(600) = -0.33$
$F_r(630) = 0.138$	$F_i(630) = 3.835$	$F_d(630) = 3.973$	$M_k(630) = -0.183$
$F_r(660) = 0.138$	$F_i(660) = -5.573$	$F_d(660) = -5.436$	$M_k(660) = 0.245$
$F_r(690) = 0.138$	$F_i(690) = -14.893$	$F_d(690) = -14.755$	$M_k(690) = 0.415$
$F_r(720) = 0.138$	$F_i(720) = -18.817$	$F_d(720) = -18.68$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -18.885$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.931$	$F_r(30) = -11.99$	$F_k(30) = -9.152$	$M_{пер}(30) = 0.421$
$F_n(60) = -1.282$	$F_r(60) = -1.71$	$F_k(60) = -5.526$	$M_{пер}(60) = 0.254$
$F_n(90) = 0.998$	$F_r(90) = -0.998$	$F_k(90) = 3.768$	$M_{пер}(90) = -0.173$
$F_n(120) = 2.124$	$F_r(120) = -6.51$	$F_k(120) = 7.028$	$M_{пер}(120) = -0.323$
$F_n(150) = 1.418$	$F_r(150) = -10.227$	$F_k(150) = 4.267$	$M_{пер}(150) = -0.196$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -11.079$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.423$	$F_r(210) = -10.264$	$F_k(210) = -4.282$	$M_{пер}(210) = 0.197$
$F_n(240) = -2.167$	$F_r(240) = -6.641$	$F_k(240) = -7.17$	$M_{пер}(240) = 0.33$
$F_n(270) = -1.151$	$F_r(270) = -1.151$	$F_k(270) = -4.346$	$M_{пер}(270) = 0.200$
$F_n(300) = 0.898$	$F_r(300) = -1.197$	$F_k(300) = 3.87$	$M_{пер}(300) = -0.178$
$F_n(330) = 1.241$	$F_r(330) = -7.709$	$F_k(330) = 5.884$	$M_{пер}(330) = -0.271$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -7.898$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 1.008$	$F_r(390) = 6.259$	$F_k(390) = 4.778$	$M_{пер}(390) = -0.22$
$F_n(420) = 0.846$	$F_r(420) = 1.128$	$F_k(420) = 3.646$	$M_{пер}(420) = -0.168$
$F_n(450) = 2.296$	$F_r(450) = -2.296$	$F_k(450) = 8.67$	$M_{пер}(450) = -0.399$
$F_n(480) = 2.862$	$F_r(480) = -8.773$	$F_k(480) = 9.471$	$M_{пер}(480) = -0.436$
$F_n(510) = 1.753$	$F_r(510) = -12.641$	$F_k(510) = 5.274$	$M_{пер}(510) = -0.243$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -13.497$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.445$	$F_r(570) = -10.417$	$F_k(570) = -4.346$	$M_{пер}(570) = 0.2$
$F_n(600) = -2.17$	$F_r(600) = -6.653$	$F_k(600) = -7.182$	$M_{пер}(600) = 0.33$
$F_n(630) = -1.052$	$F_r(630) = -1.052$	$F_k(630) = -3.973$	$M_{пер}(630) = 0.183$
$F_n(660) = 1.236$	$F_r(660) = -1.648$	$F_k(660) = 5.325$	$M_{пер}(660) = -0.245$
$F_n(690) = 1.904$	$F_r(690) = -11.826$	$F_k(690) = 9.027$	$M_{пер}(690) = -0.415$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -18.68$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

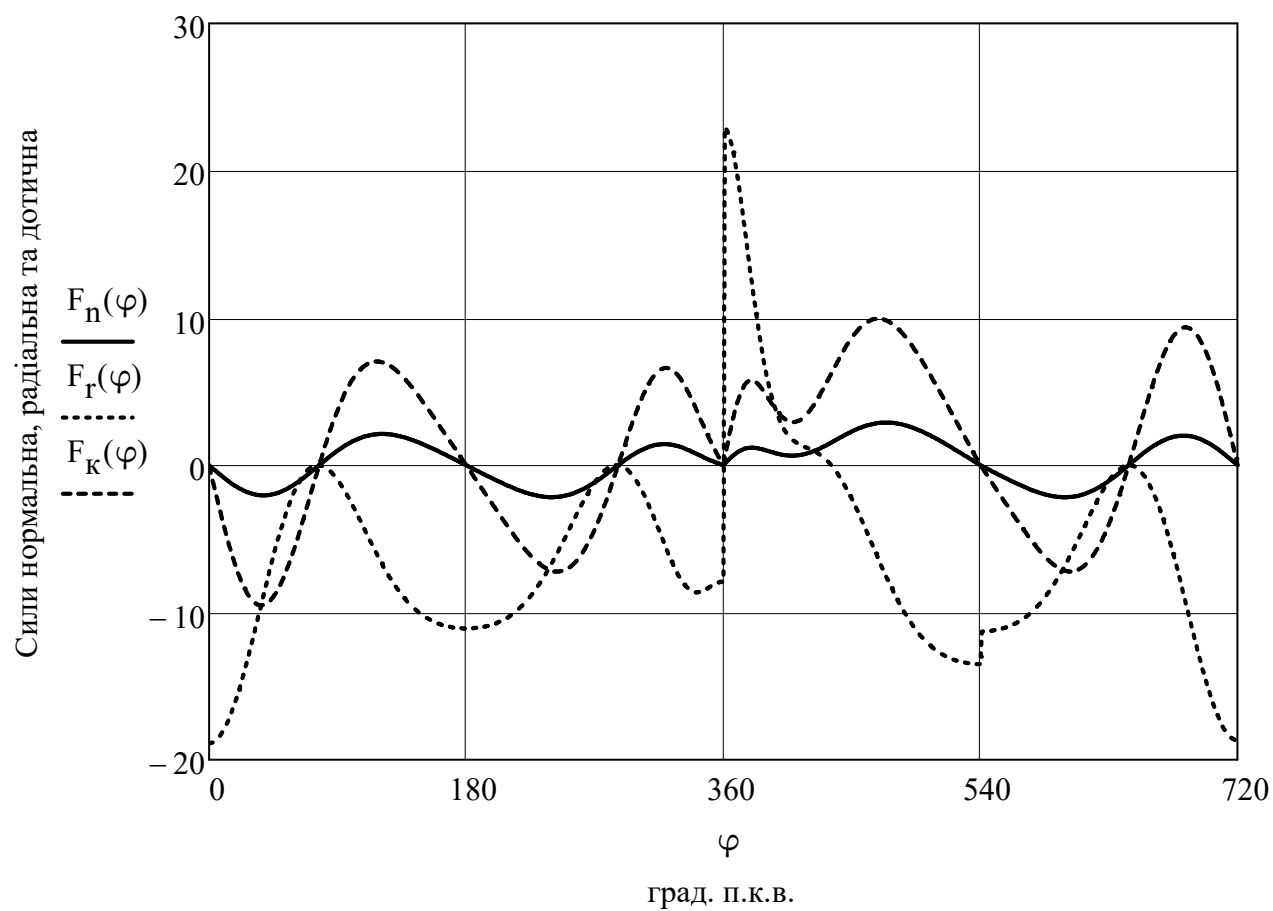
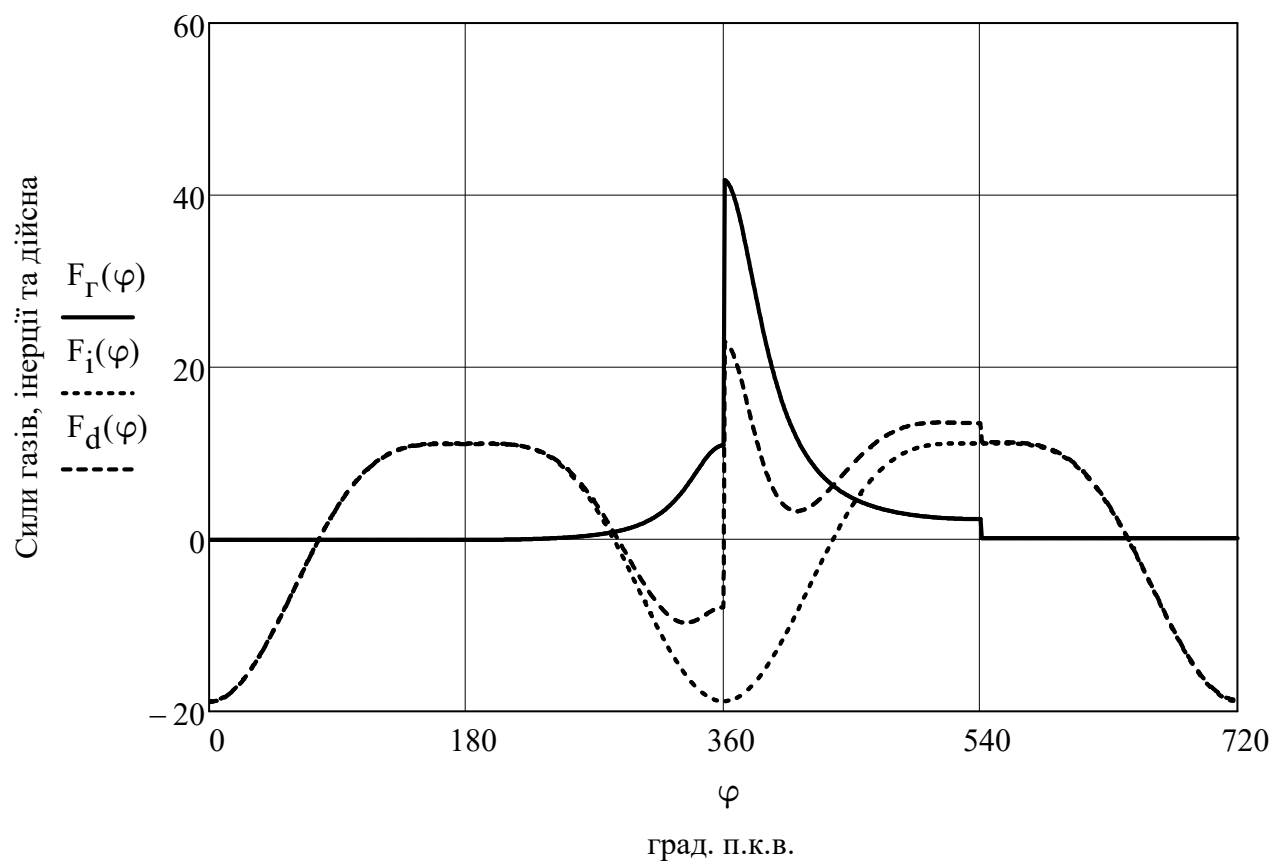


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

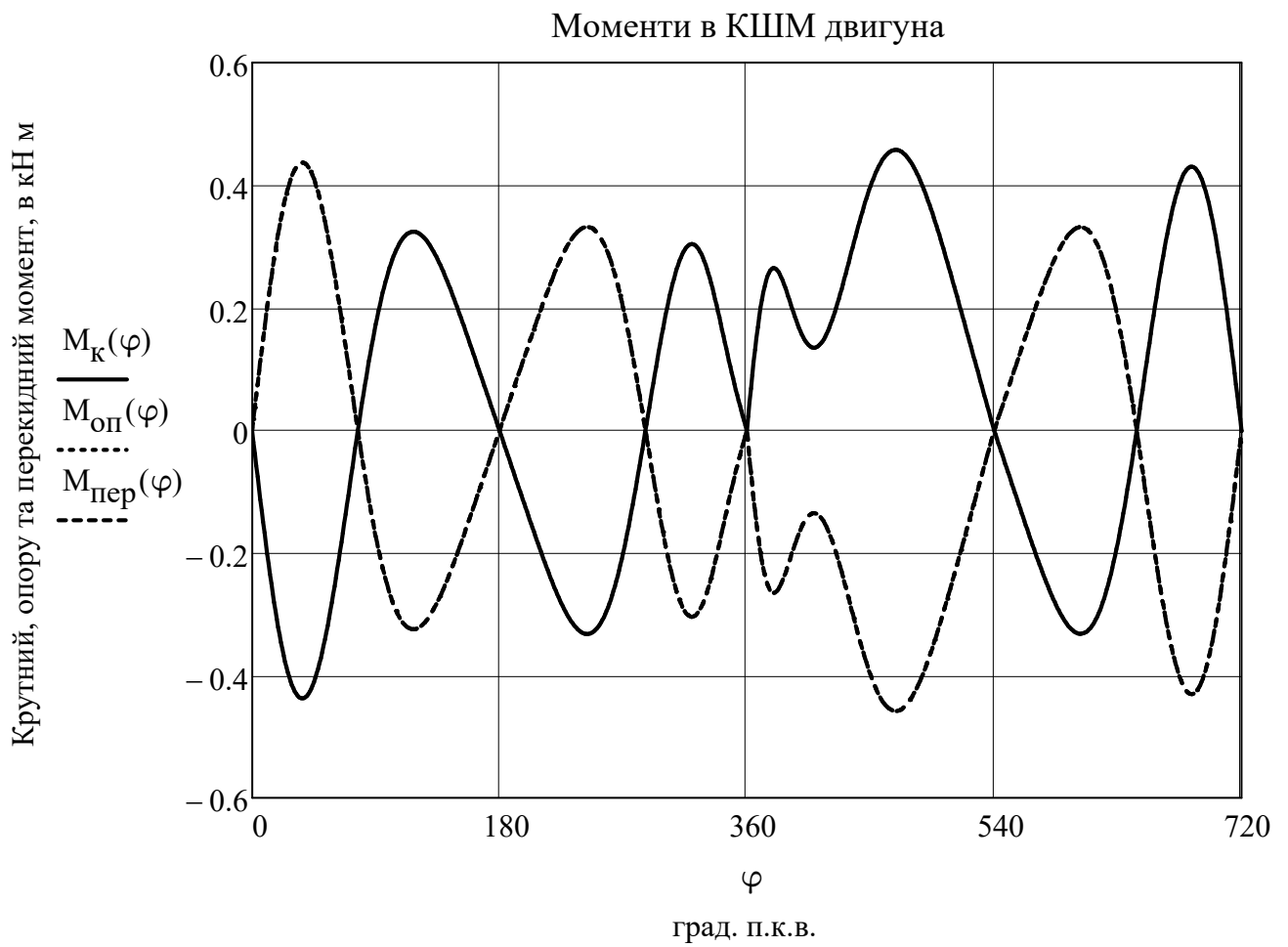


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

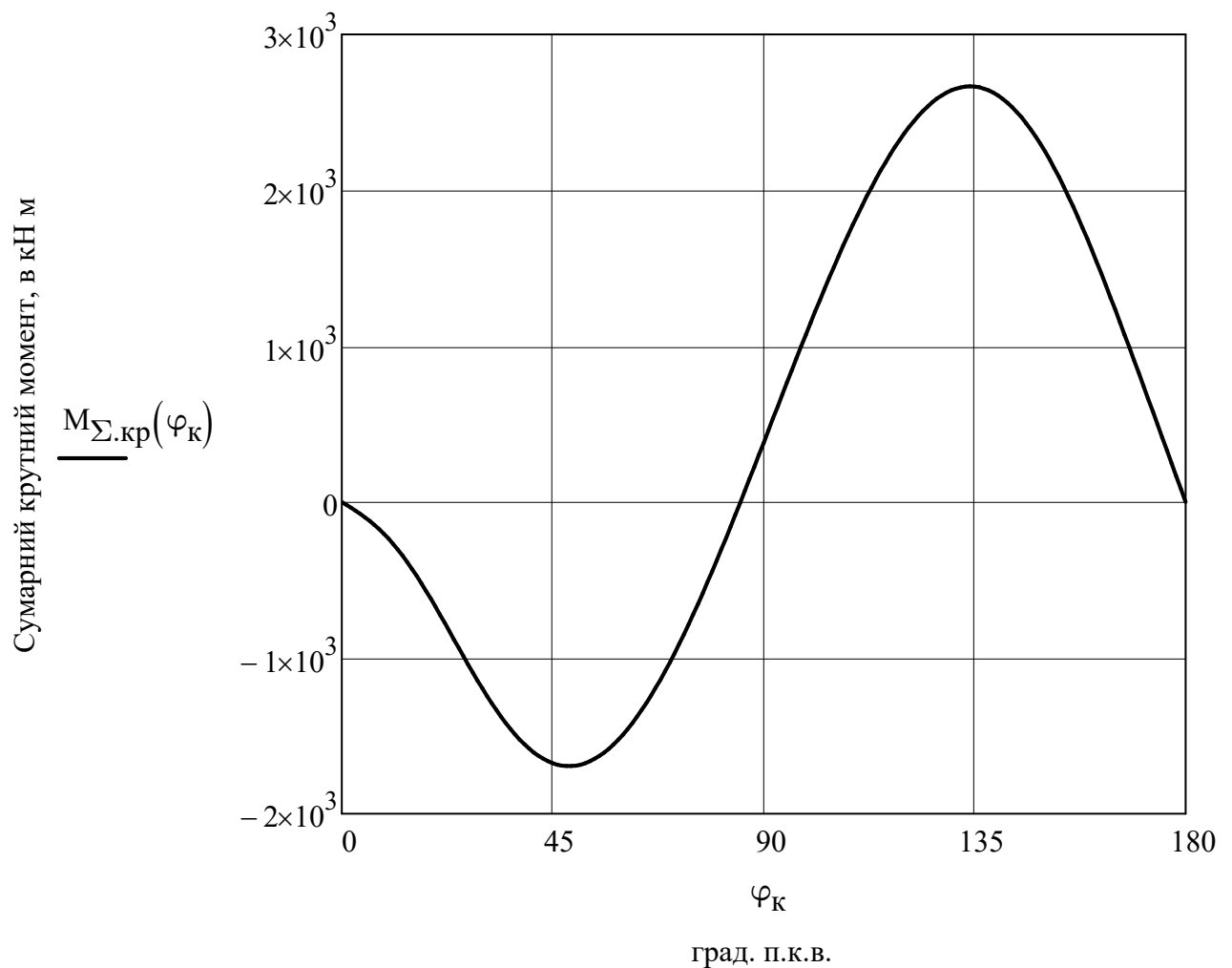


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 7.59 \times 10^{-13}$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -569.821$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.457 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.648 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -911.592$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 378.905$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.711 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.564 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.502 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.467 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.601 \times 10^{-12}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B} + Q_{H.3}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

$Q_{H.3}$ - теплота втрачена через неповноту згоряння палива;

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{22.317 \cdot 44135.4}{3.6} = 273603.456$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 75 = 75000$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{75000}{273603.456} \cdot 100 = 27.412$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 273603.456 \cdot 0.274 = 75000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|75000 - 75000|}{75000} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{г.р} = 0.18$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) = -0 + 0 + 0.18 + 0.12 = 0.3$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.3 \cdot 273603.456 = 82081.037$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 226.300 = 135.780$$

Робочий об'єм циліндру, в $м^3$

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 92^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 92 = 0.00061$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.т} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{135.78 \cdot 0.00061 \cdot 4500 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 12.45605$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\text{п}} = 10^3 \cdot 12.456 = 12456.052$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 82081.037 + 12456.052 = 94537.089$$

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

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{94537.08916 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00271$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.295$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.295 = 294.817$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.Н} = 82081 + 12456.1 + 294.8 = 94831.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{94831.906}{273603.456} \cdot 100 = 34.66$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 1000 - 273 = 727$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 345.656 - 273.000 = 72.656$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 727 = 34.383$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 72.656 = 29.132$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.541 \cdot 34.383 \cdot 727 = 13526.756$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.509 \cdot 29.132 \cdot 72.656 = 1077.564$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 13526.8 - 1077.6 = 12449.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{22.317}{3.6} \cdot 12449.192 = 77174.83$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{77174.83}{273603.456} \cdot 100 = 28.207$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{226.3}{1048.82} \cdot 0.35 = 0.075$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.075 \cdot 273603.456 = 20634.762$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 82081.037 + 20634.762 - 94831.906 = 7883.892$$

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 7.884 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.046 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{1.046 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.523$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.523 = 522.915$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 7883.892 + 522.915 = 8406.807$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{8406.807}{273603.456} \cdot 100 = 3.073$$

Теплота що втрачена внаслідок неповноти згоряння, в Дж / с

$$Q_{\text{н.з}} = \frac{B_{\text{е}} \cdot \Delta Q_{\text{н}}}{3.6} = \frac{22.317 \cdot 1856.369}{3.6} = 11507.973$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{н.з}} = \frac{Q_{\text{н.з}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{11507.973}{273603.456} \cdot 100 = 4.206$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \\ Q_{\text{н.з}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 75000 \\ 94831.906 \\ 77174.83 \\ 8406.807 \\ 11507.973 \end{pmatrix} = 266921.517$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 273603.5 - 266921.5 = 6681.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6681.939}{273603.456} \cdot 100 = 2.442$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для БД
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 273603.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 75000.0$	$q_e = 27.4$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 77174.8$	$q_{\Gamma} = 28.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 94831.9$	$q_B = 34.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 8406.8$	$q_M = 3.1$	3...5%
Теплота, що втрачена через неповне згоряння	$Q_{\text{н.з}} = 11508$	$q_{\text{н.з}} = 4.2$	4...25%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 6681.9$	$q_{\text{нв}} = 2.4$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{н.з}} + q_{\text{нв}} = 27.4 + 28.2 + 34.7 + 3.1 + 4.2 + 2.4 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	73,5	75,4	2,59
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	800	822,5	2,81
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,268	0,274	2,24
4	Механічний ККД	η_m	-	0,775	0,784	1,16
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кг / (кВт год)	0,305	0,298	- 2,30
6	Діаметр циліндру	D	мм	92	92	0,0
7	Хід поршня	S	мм	92	92	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо збільшення потужності для проектного двигуна до рівня 75 кВт, що на 1,5 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 1,9 кВт, що більше ніж у прототипу на 2,6%.

Форсування проектного двигуна характеризується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 2,8%. Так як процес форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, відповідно для досягнення цього потрібно збільшення підвищення введеної в циліндр порції палива.

Раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні. Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 2,3 % у порівнянні з прототипом. В свою чергу отримане значення ефективного ККД у проектного двигуна зросло на 2,24%.

Запропоноване рішення щодо відключення вентилятору вплинуло на величину механічних втрат. Так в результаті розрахунків отримано зростання для механічного ККД проектного двигуна на рівні 1,6% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні двигуну-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити шляхи щодо підвищення надійності роботи двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МУФТИ

3.1 Будова штатної системи охолодження та пропозиції щодо її вдосконалення.

3.1.1 Загальне призначення та будова системи охолодження.

Рідинна система охолодження може бути термосифонною та примусовою, відкритою та закритою. При термосифонній системі охолодження охолоджувальна рідина циркулює по сорочці охолодження та з'єднаному з нею радіатору завдяки різній щільності гарячої та холодної рідини у верхній та нижній частині системи (гаряча рідина піднімається, а холодна опускається).

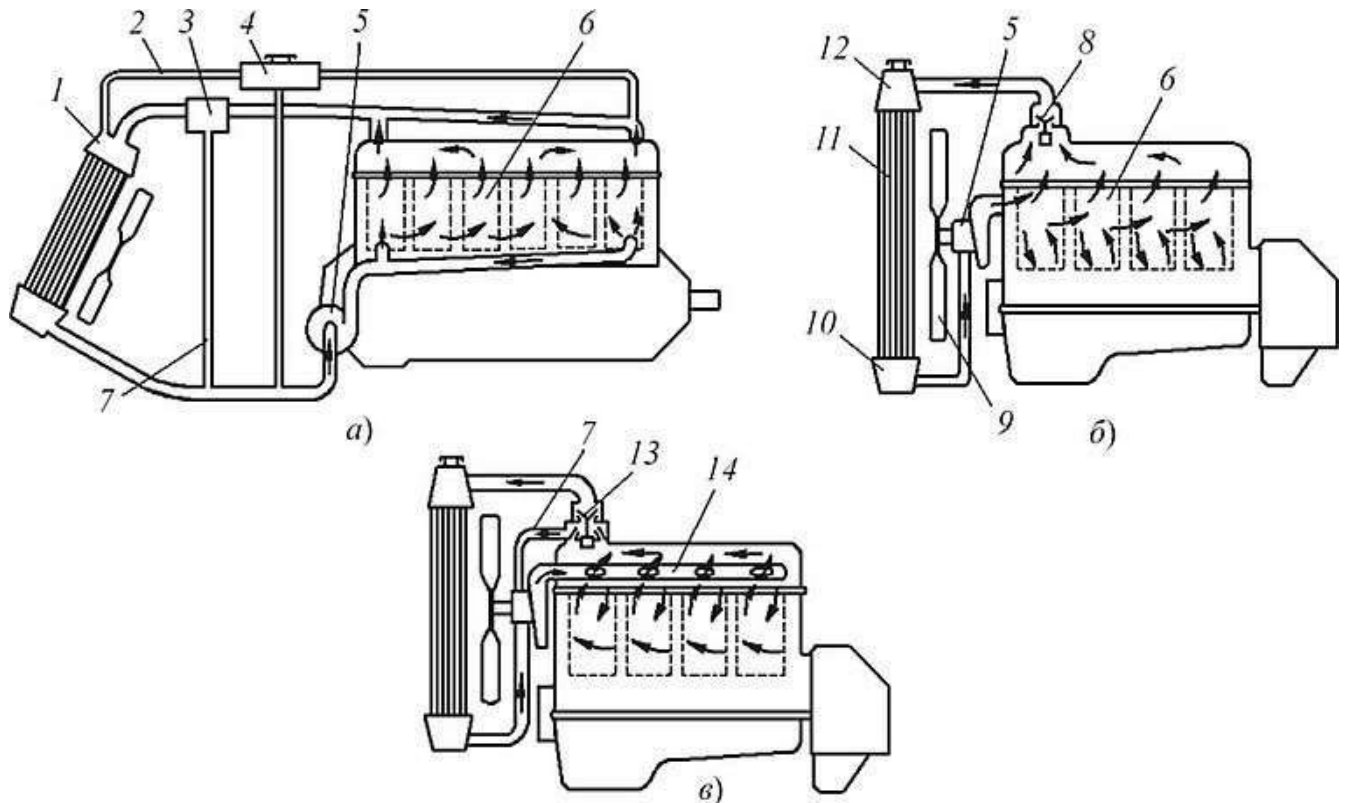


Рис. 3.1 - Рідинні системи охолодження з різним підведенням рідини:

а- через нижній пояс циліндрів; б - через верхній пояс циліндрів; в - головку блоку циліндрів через водорозподільну трубу;

1 - радіатор; 2 - паровідвідна трубка; 3 - коробка термостатів; 4 - розширювальний бачок; 5 - рідинний насос; 6 - сорочка охолодження двигуна; 7 - обхідна трубка; 8 - одноклапанний термостат; 9 - вентилятор; 10 - нижній бачок радіатора; 11 - сердцевина радіатора; 12 - верхній бачок радіатора; 13 - двоклапанний термостат; 14 - водорозподільна труба

Дана система охолодження проста, але малонадійна і потребує радіатора збільшеної ємності. Тому на автомобільних двигунах застосовується примусова система охолодження (рис. 3.1), в якій рух рідини, що охолоджує, здійснюється рідинним насосом.

Принципова система охолодження складається з рідинного та повітряного трактів. Рідинний тракт системи включає: сорочку 6 охолодження, термостат, радіатор 7, рідинний насос 5, розширювальний бачок 4 і трубопроводи. Повітряний тракт системи складається з радіатора 7, вентилятора 9 та напрямних елементів тракту.

Відкрита система сполучається з навколишнім середовищем безпосередньо, а закрита - за допомогою спеціальних клапанів, розміщених, як правило, у пробці радіатора, які дозволяють підняти тиск і температуру кипіння рідини, що охолоджує, тим самим підвищити робочу температуру рідини, завдяки чому можна зменшити габаритні розміри радіатора.

Закипіла рідина, що охолоджує, різко знижує ефективність системи охолодження, так як в цьому випадку в рідині утворюються бульбашки пари, в результаті примусова циркуляція рідини уповільнюється. Тому сучасні ДВЗ мають закриту рідинну систему охолодження.

Принцип дії системи охолодження полягає в наступному: рідинний насос 5, що приводиться від колінчастого валу, засмоктує охолоджувальну рідину з нижньої частини радіатора і нагнітає її в сорочку охолодження 6.

Проходячи по каналах сорочки, охолоджуюча рідина охолоджує циліндри і головки. Потім охолоджувальна рідина проходить через верхній бачок 12 (рис. 3.1б) радіатора, куди по безлічі трубок надходить в нижній бачок радіатора. Протікаючи через серцевину радіатора, рідина, що охолоджує, передає теплоту навколишньому повітрі і охолоджується.

Далі рідина, що охолоджує, знову засмоктується насосом. Цей шлях рідини, що охолоджує, називають циркуляцією по великому колу.

На шляху охолоджуючої рідини з сорочки охолодження у верхньому патрубку встановлюється термостат, що є клапаном, який автоматично в

залежності від температури змінює напрямок руху охолоджуючої рідини. Якщо рідина холодна, клапан термостата перекриває прохід рідини в радіатор і направляє її відразу в насос - циркуляція малого кола.

Клапан термостата починає відкриватися, пропускаючи рідину, що охолоджує, в радіатор при температурі 70-87 °С.

Інтенсивному охолодженню рідини, що охолоджує, в радіаторі сприяє потік повітря, створюваний вентилятором 9. Швидкість потоку охолоджуючого повітря залежить від швидкості руху автомобіля. Змінити швидкість потоку можна за допомогою жалюзі 2, встановлених перед радіатором.

Охолодна рідина може підводитися в сорочку охолодження двигуна через нижній пояс циліндрів, верхній пояс і головку блоку циліндрів.

Підведення охолоджуючої рідини через нижній пояс циліндрів характерне для дизелів, які допускають підвищення температури головки блоку циліндрів, що сприяє кращому перебігу процесу займання від стиснення.

У двигунах з примусовим займанням, схильних до детонації за наявності в камері згоряння перегрітих зон, рідина, що охолоджує, підводиться через верхні пояси (рис. 3.1,б) або навіть через головку блоку циліндрів (див. рис. 3.1, в). У разі нагріті ділянки головки блоку циліндрів охолоджуються найінтенсивніше.

Для підведення охолодної рідини в сорочку охолодження іноді застосовують водорозподільні труби 14 (див. рис. 3.1, в), що мають вікна проти кожного циліндра. Завдяки цьому досягається паралельне підведення охолоджувальної рідини однакової температури до всіх циліндрів і покращується рівномірність їхнього охолодження.

Контроль за роботою системи охолодження здійснюється за допомогою датчиків та показчика температури, а також сигналізатора аварійної температури охолоджуючої рідини.

Датчики встановлюються в системі охолодження двигуна, а вказівник і сигналізатор на приладовій дошці в кабіні водія.

3.1.2 Загальний опис будови та принципу дії штатної системи охолодження.

Система охолодження двигуна (рис. 3.1) - рідинна, з примусовою циркуляцією рідини та з застосуванням термостата, що діє автоматично, та жалюзі, які відкриває та закриває водій. Вона - рідинна, закритого типу, стандартна за своєю будовою, але з цілим рядом нюансів залежно від моделі. Протягом всього їх випуску до неї вносилися постійні зміни, покликані усунути ті чи інші питання до її роботи та підвести її під вимоги експлуатації, що змінювалися з часом.

Для охолоджувальної рідини є показчик температури, датчик якого вкручений в головку циліндрів, що дозволяє встановити та усунути причину перегріву. (рис. 3.2) міститься у випускному патрубку.

Клапан термостата починає відкриватися при підвищенні температури води до 76-82 °С, а при температурі 88-94 °С повністю відкритий між порожниною випускного патрубка та приймальною камерою насоса.

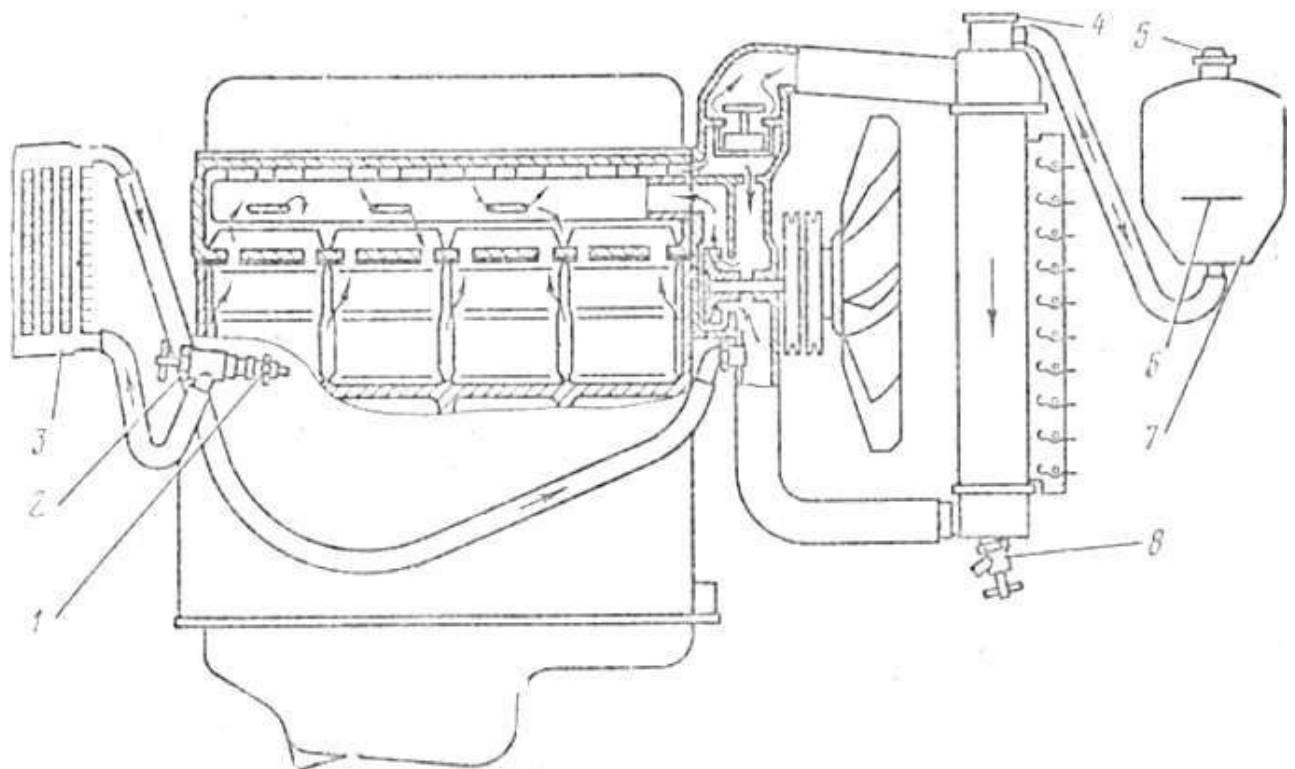


Рис. 3.1 - Система охолодження двигуна:

1-зливний краник двигуна; 2 - кран обігрівача; 3 - радіатор обігрівача; 4 - пробка радіатора; 5 - пробка розширювального бачка; 6- мітка мінімального рівня рідини в розширювальному бачку; 7 - розширювальний бачок; 8-зливний краник радіатора

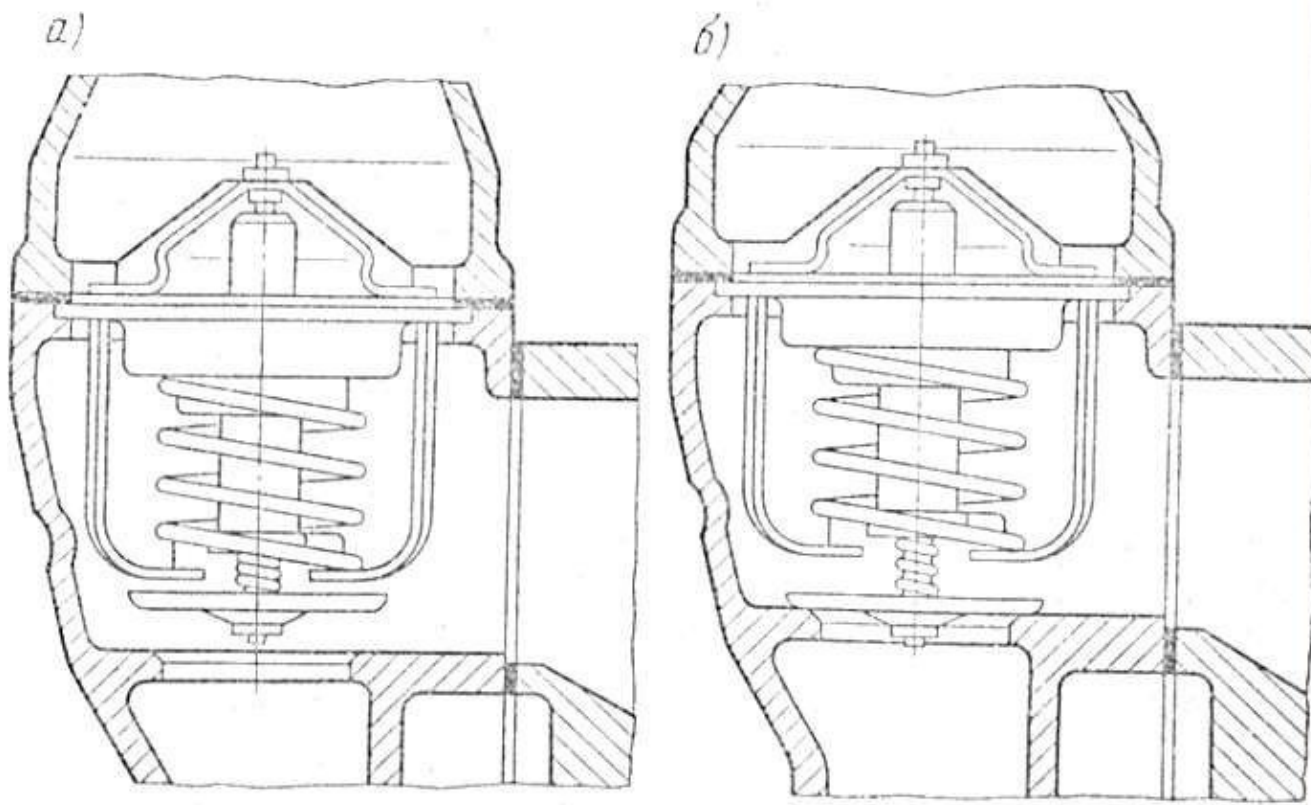


Рис. 3.2 - Клапан термостата: а) у відкритому; б) у закритому положенні

Для видалення повітря із сорочки охолодження двигуна при заповненні системи рідиною та попередження утворення повітряних пробок на клапані термостата є невелика канавка.

Обігрівач кузова приєднаний паралельно радіатору і термостат не відключає його від двигуна. Тому не слід під час прогріву двигуна відкривати кришку люка припливу повітря і включати електродвигун вентилятора.

Термостат автоматично підтримує необхідну температуру рідини у двигуні, відключаючи та включаючи радіатор.

У холодну погоду, в зимовий час, особливо при малих навантаженнях двигуна, майже все тепло приділяється за рахунок обдування двигуна холодним повітрям, і рідина через радіатор не циркулює.

Щоб не заморозити рідину в радіаторі, необхідно взимку завжди тримати жалюзі закритими і тільки при підвищенні температури до 90 °С злегка їх відкривати. У жодному разі не можна взимку знімати термостат.

Двигун без термостата прогрівається дуже довго і працює при низькій температурі рідини, що охолоджує, в результаті прискорюється знос його деталей, збільшується витрата палива і відбувається різне відкладення смолистих речовин в двигуні.

Водяний насос (рис. 3.3) – відцентрового типу. Підшипники насоса відокремлені від водяної порожнини сальником та водоскидною канавкою. Рідина, що просочилася через сальник, не потрапляє у підшипники, а стікає водоскидом вниз.

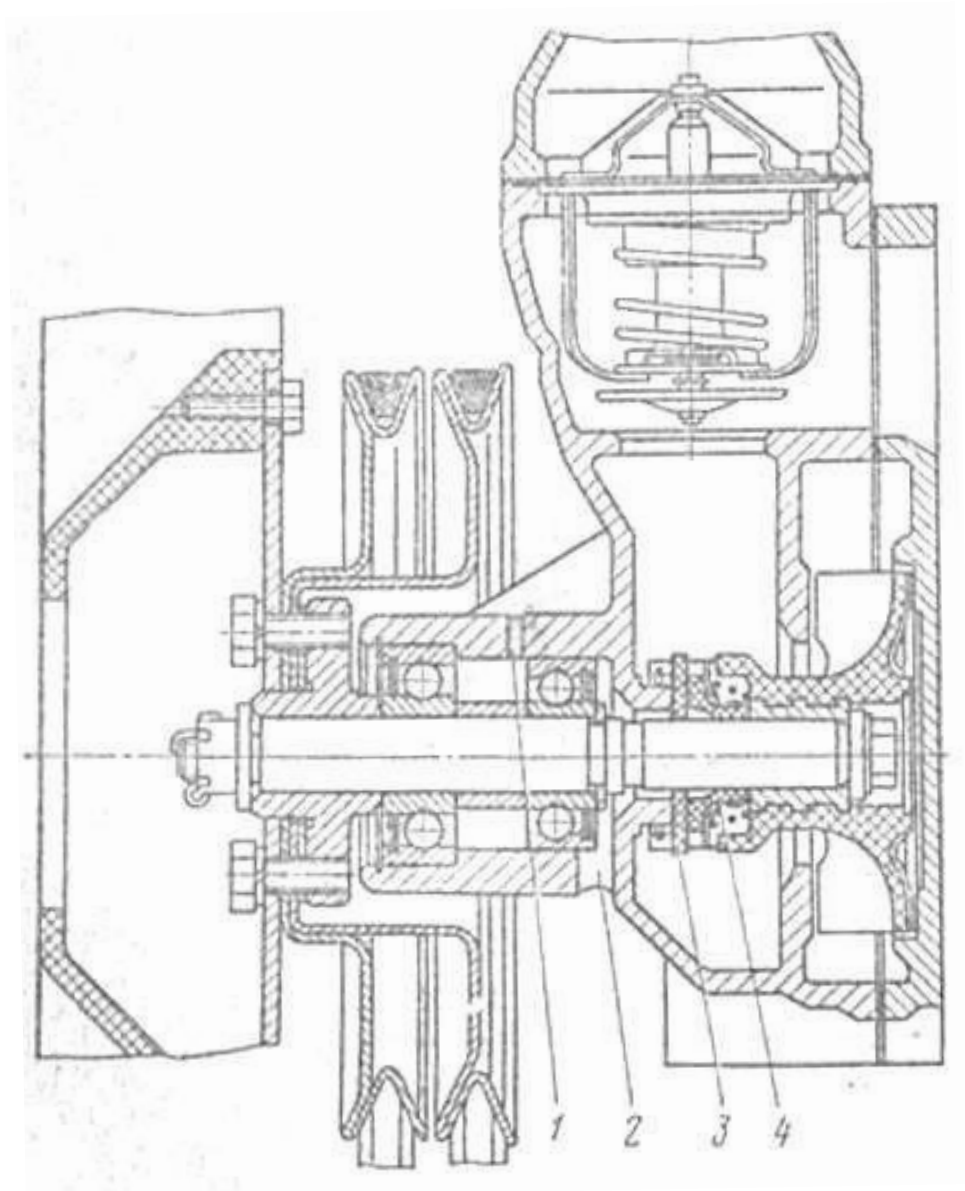


Рис. 3.3 - Водяний насос:

1 - контрольний отвір для виходу мастила; 2 - зливний отвір для води; 3 – ущільнювальна шайба; 4 – манжета;

Вентилятор - шестилопатевий, пластмасовий, кріпиться за допомогою перехідної пластини до маточини, одягненої на валик водяного насоса, приводиться в обертання двома клиновими ремнями від шківа на колінчастому валу двигуна.

Вентилятор оточений кожухом, прикріпленим до радіатора.

Радіатор (рис. 3.4) – трубчасто-стрічковий, кріпиться до бокових щитків у передній частині кузова.

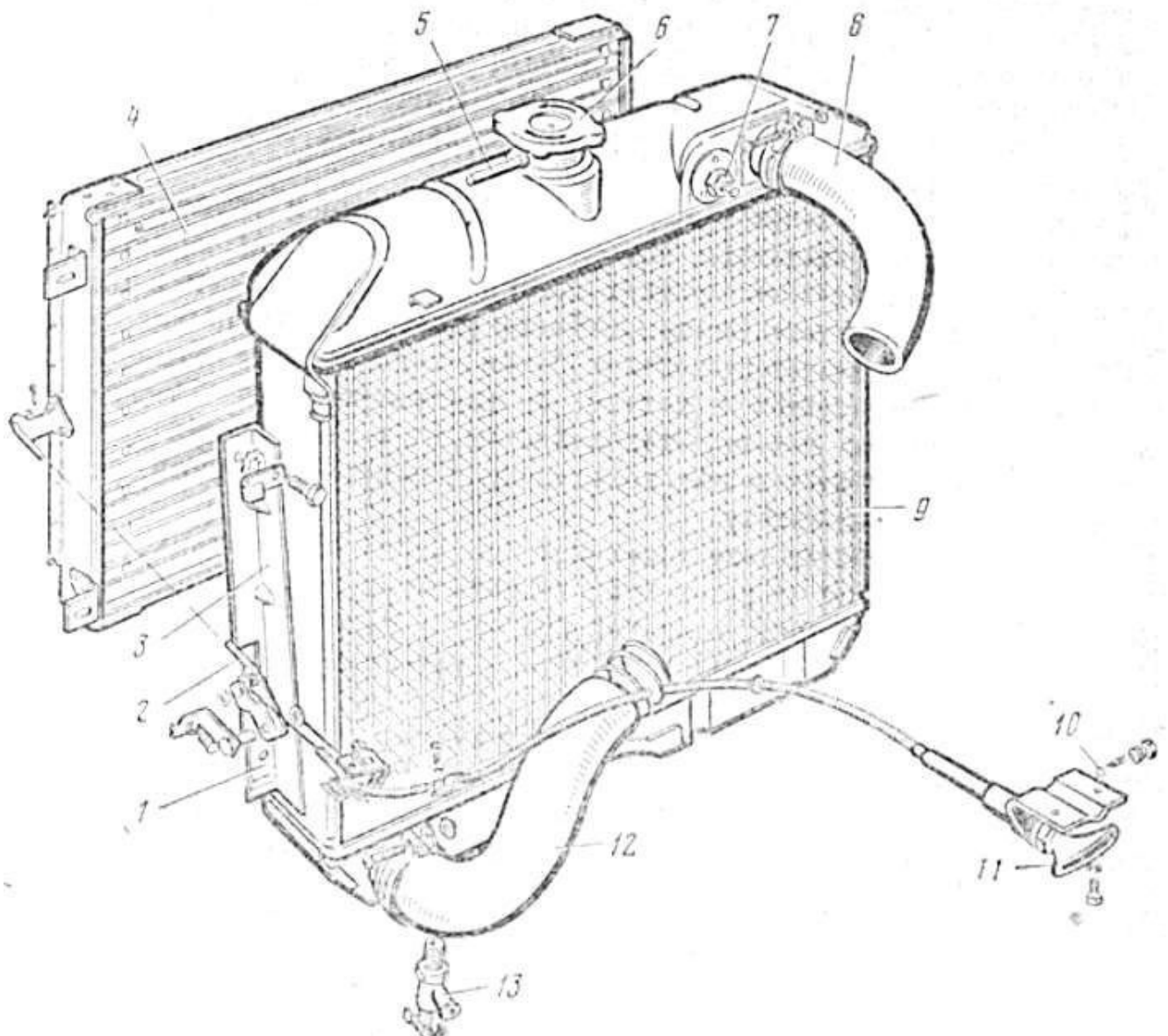


Рис.3.4 - Радіатор і жалюзі:

3 - тяга; 4 - жалюзі; ;10 - кулька фіксатора; 12 – випускний шланг;

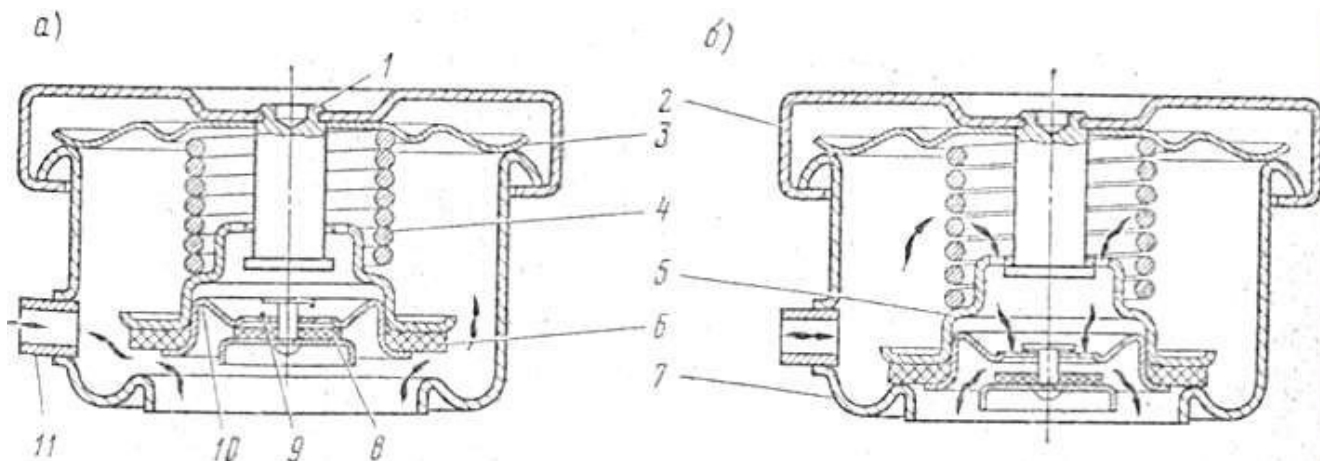


Рис. 3.5 - Пробка радіатора:

а-паровий клапан відкритий; б – повітряний клапан відкритий;

1 – стійка; 2 - кришка; 3 - запірна пружина; 4 – пружина парового клапана; 5 – паровий клапан; 6 – прокладка парового клапана; 7 -горловина радіатора; 8-прокладка повітряного клапана; 9 - пружина "душного клапана"; 10 - сидло повітряного клапана; 11 - трубка повідомлення з розширювальним бачком

Пробка радіатора (рис. 3.5, що герметично закриває всю систему охолодження, має два клапани: паровий, що відкривається при надмірному тиску $0,45-0,50 \text{ кгс/см}^2$, і повітряний, що відкривається при розрідженні $0,01-0,10 \text{ кгс/см}^2$. Завдяки такому високому тиску рідина в системі починає закипати тільки при температурі $109-112^\circ \text{C}$.

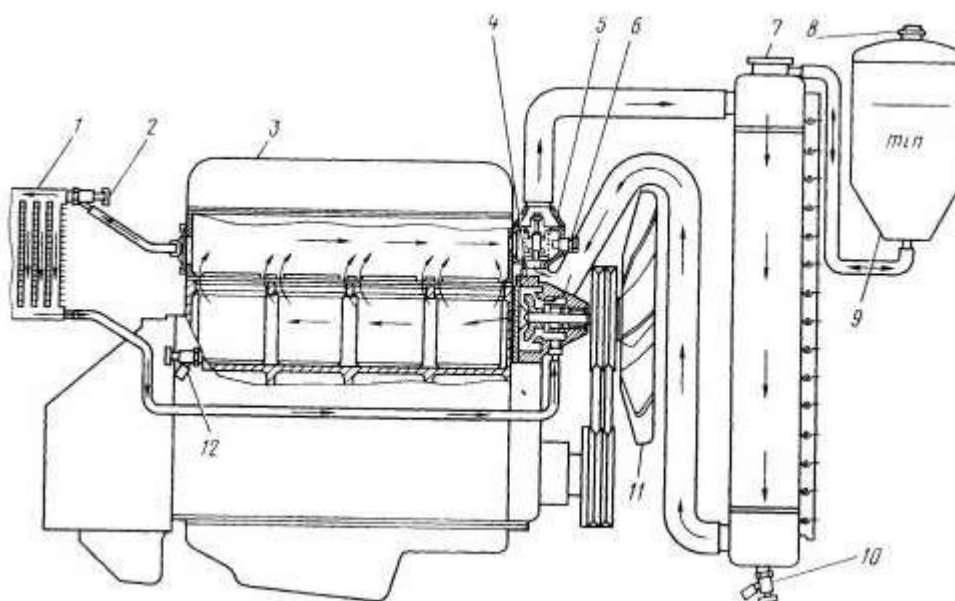


Рис. 3.6 – Система з розширювальним бачком.

Зм.	Лист	№ до-к-ум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ

Аркуш

66

Розширювальний бачок (дивись Рис. 3.6) - пластмасовий, з'єднаний трубкою з горловиною наливної радіатора. На бачку є мітка <Min>, що означає нижчий рівень охолоджуючої рідини в бачку, що допускається.

Пробка розширювального бачка має гумовий клапан, через проріз якого розширювальний бачок повідомляється з атмосферою при підвищенні тиску в системі і при розрідженні. Оскільки в системі можливий підвищений тиск, то, щоб уникнути опіків пором, пробку на гарячому двигуні слід відкривати рукою, загорнутою в щільну серветку.

Злив води проводиться одночасно через два краники, один з яких знаходиться на нижньому бачку радіатора, інший - з правого боку блоку циліндрів, у задній частині. При зливі потрібно знімати пробку радіатора, а краник обігрівача повинен бути відкритий.

Жалюзі складаються із сталевих, оцинкованих пластин-створок, розташованих горизонтально, відкривають і закривають їх за допомогою гнучкої тяги. При всуванні рукоятки жалюзі відкриваються, а при висуванні він - закриваються.

3.1.3 Пропозиції щодо вдосконалення приводу вентилятору.

На жаль, практично на всіх моторах сімейства ЗМЗ зберігався фундаментальний недолік системи охолодження - постійне примусове охолодження радіатора вентилятором, посадженим на вал помпи. З одного боку просто і надійно, але в даному випадку саме ця простота обертається відчутними проблемами в експлуатації.

Так як обороти помпи обмежені (при перевищенні ними певної межі в рідині, що прокачується через неї, починається процес кавітації, що швидко призводить до виходу вузла з ладу), посаджений на її вал вентилятор теж виявляється дуже тихохідним, що значно знижує його ефективність. Як наслідок - радіатор дуже великого об'єму, покликаний забезпечити прийнятний температурний режим двигуна в будь-яких кліматичних і погодних умовах, і

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		67

досить відчутні втрати потужності на привід вентилятора, навіть тоді, коли він не потрібен і двигун доводиться утеплювати «намордником», щоб не допустити його переохолодження (деякі водії на зиму взагалі знімали крильчатку, або ампутували частину лопат у розбірної) .

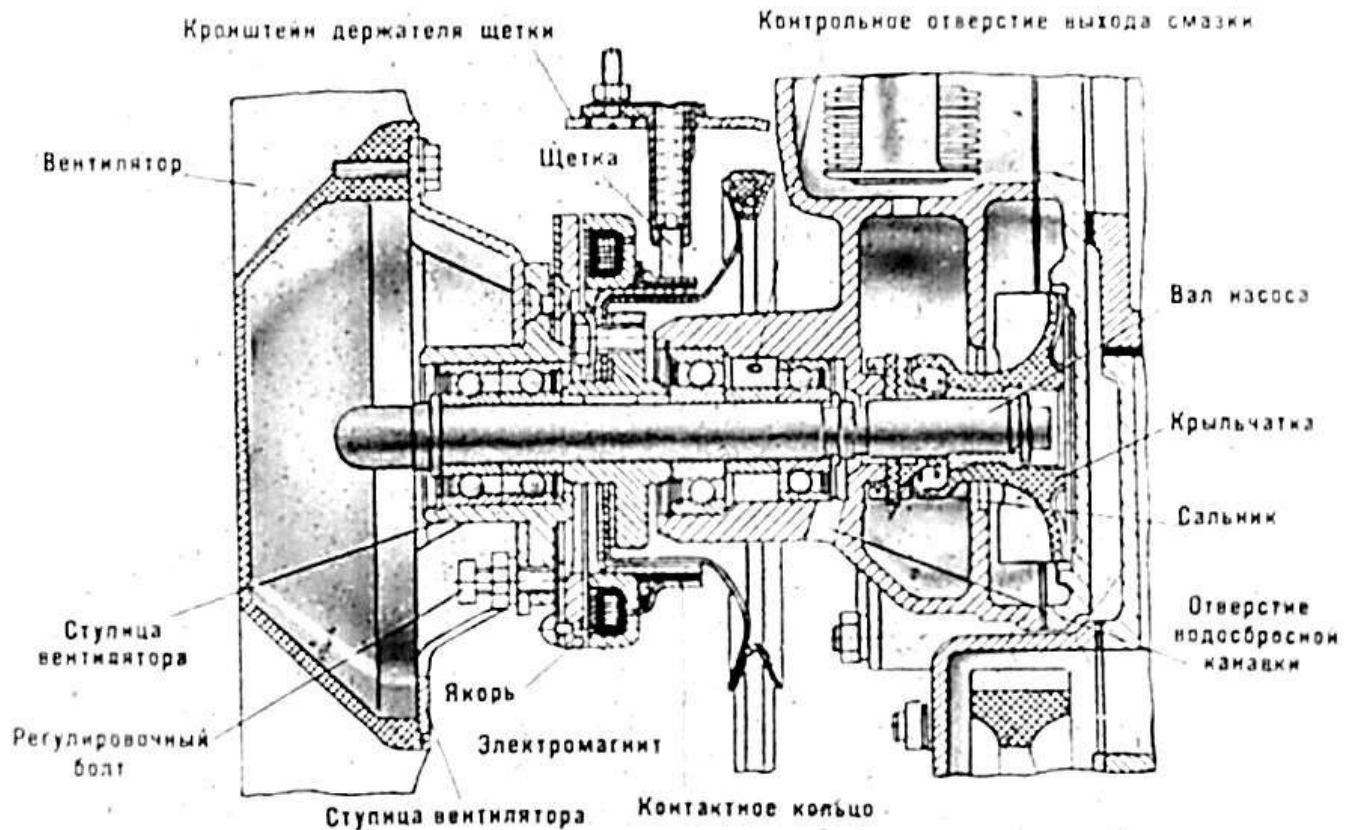


Рис. 3.7 – Система з муфтою відключення вентилятору

Використана на ранніх двигунах конструкція з електромагнітною муфтою вентилятором, що автоматично відключається, на жаль, вирішувала проблему лише частково - розташування вентилятора на валу помпи зберігалося - та й від неї в швидкості відмовилися через проблеми з надійністю муфти.

Причому приблизно таким же виявився і результат її «другого наступу» на моторах УМЗ, що також завершився усуненням її з конструкції, оскільки надійністю вузол, знову ж таки, не відрізнявся, а заклинювання муфти могло призвести до короткого замикання в проводці.

Основний недолік муфти полягав у різкому, ударному включенні вентилятора. Его призводило до стуків і брязкоту, поломок деталей.

Декілька спроб поліпшити конструкцію муфти помітного підвищення її працездатності не дали. До того ж виготовлення муфти та її регулювання виявились технологічно досить складними. В результаті її було знято з виробництва. Оскільки при цьому зросло навантаження на ремінь приводу вентилятора, водяного насоса та генератора, було встановлено додатково другий ремінь.

Застосована на ЗМЗ-4025.10 крильчатка з приводом через не пов'язаний з валом помпи шків, на жаль, теж була по суті напівзаходом - обсяг радіатора вдалося зменшити, але проблема постійного примусового охолодження залишилася. Дещо більш вдалим виявилось впровадження на верхневальних моторах ЗМЗ окремої від помпи крильчатки з вискомуфтою (в'язкістною муфтою), яка спрацьовує виключно від нагріву, не має ненадійних датчиків і не вимагає підведення електрики. Те ж саме рішення використано і на ГАЗелях з «Каммінсом», та так вдало, що віскомуфту з «Каммінса» в порядку тюнінгу ставлять і на машини з бензиновим мотором. Однак найбільш радикальне вирішення цієї проблеми в сучасних умовах - встановлення електровентилятора та радіатора зменшеного обсягу. В даній роботі пропонується система з електромагнітною муфтою, що забезпечує включення та відключення вентилятора. Це дає можливість включати та виключати вентилятор у відповідності до теплового режиму. Пропонована система відслідковує температуру охолоджуючої рідини і в залежності від її поточної величини чи включати чи відключати вентилятор. Це в свою чергу дає можливість швидше прогріти двигун особливо в осінньо-зимовий період і зменшити витрати тепла що підводяться в систему охолодження. Така система підвищує надійність роботи двигуна, ефективно перерозподіляє тепло особливо під час запуску двигуна та зменшує вірогідність появи відкладень на контактних поверхнях камери згоряння.

При цьому забезпечується стабілізація та нормалізація температурного режиму гільз циліндру, та відводу тепла від поршнів особливо в районі першого компресійного кільця. Тому запропоноване конструкторське рішення є доволі ефективним та таким що покращує надійність та довговічність роботи двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок елементів системи охолодження

Початкові дані для розрахунку рідинного насоса

$Q_0 = 273.603 \text{ кДж/с}$ - теплота уведена з паливом;

$c_B = 4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$ - теплоємність води;

$n_{B.H} = 4500 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання двигуна;

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

$p_B = 120000 \text{ Па}$ - напір що створює насос;

3.2.1 Розрахунок рідинного насоса

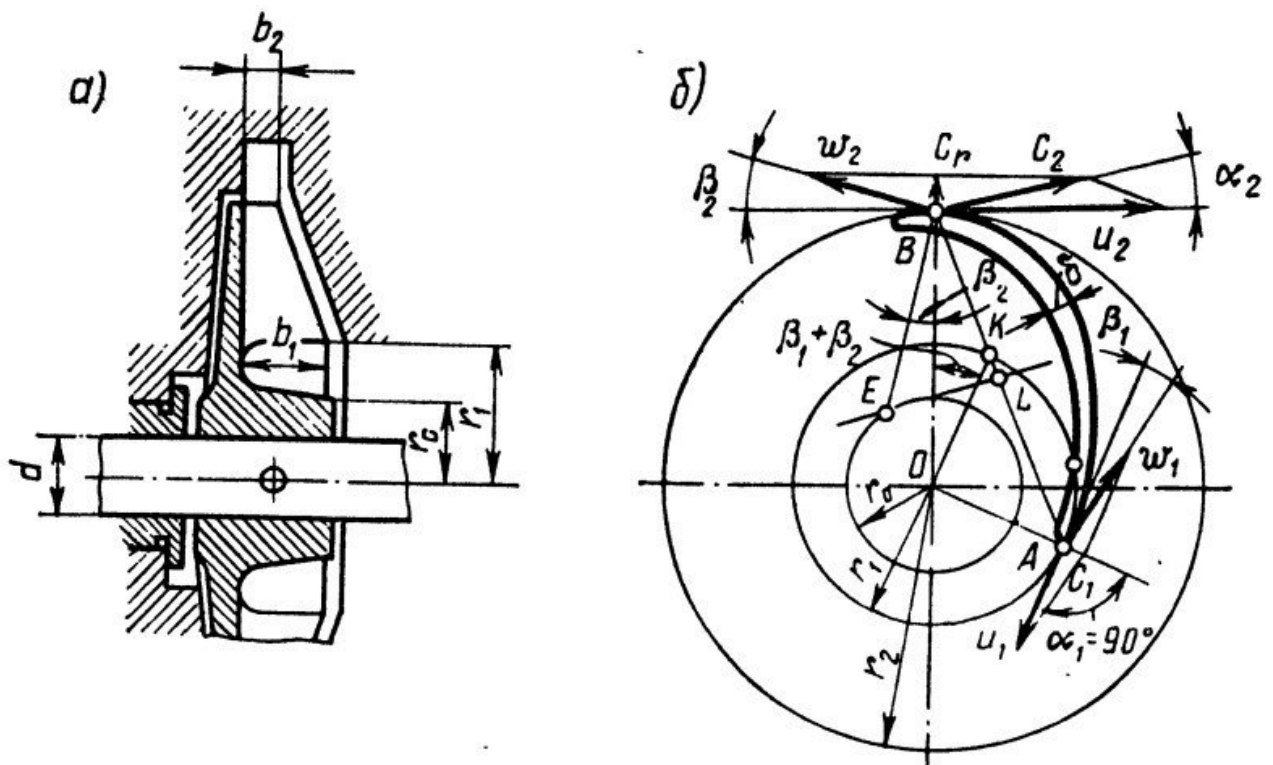


Рис. 3.8 - Розрахункова схема рідинного насосу

а) боковий розрахунковий профіль колеса;

б) радіальний профіль лопатки.

Кількість тепла, що відводиться водою від двигуна, в кДж/с

$$Q_B = q_B \cdot Q_0$$

де $q_B = 0.347$ - доля тепла віддана в систему охолодження;

$$Q_B = q_B \cdot Q_0 = 0.347 \cdot 273.603 = 94.94$$

Циркуляційна витрата рідини в системі охолодження, в м³/с

$$G_p = \frac{Q_B}{(\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta T_B)}$$

де $c_B = 4187$ Дж/(кг * К) - теплоємність води;

$\Delta T_B = 9.6$ К - перепад температури на вході та виході;

$$G_p = \frac{Q_B \cdot 10^3}{(\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta T_B)} = \frac{94.94 \cdot 10^3}{1 \times 10^3 \cdot 4.187 \times 10^3 \cdot 9.6} = 2.362 \times 10^{-3}$$

Розрахункова продуктивність насоса, в м³/с

$$G_{p.p} = \frac{G_p}{\eta_H}$$

де $\eta_H = 0.82$ - ККД насоса;

$$G_{p.p} = \frac{G_p}{\eta_H} = \frac{2.362 \times 10^{-3}}{0.82} = 2.88 \times 10^{-3}$$

Радіус вхідного отвору крильчатки, в м

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{p.p}}{(\pi \cdot c_1)} + r_0^2}$$

де $c_1 = 1.8$ м/с - вхідна швидкість;

$r_0 = 0.01$ м - радіус вхідного отвору та маточини крильчатки;

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{p.p}}{(\pi \cdot c_1)} + r_0^2} = \sqrt{\frac{2.88 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 1.8} + 0.01^2} = 0.025$$

$$\text{або в мм} \quad r_1 \cdot 1000 = 24.686$$

Колова швидкість потоку рідини на виході з колеса, в м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \frac{\tan(\alpha_2 \cdot \text{deg})}{\tan(\beta_2 \cdot \text{deg})}} \cdot \sqrt{\frac{p_B}{\rho_B \cdot \eta_h}}$$

де $\alpha_2 = 10^\circ$ - кути між вхідними

$\beta_2 = 45^\circ$ швидкостями потоку c_2 , u_2 , та w_2

$\eta_h = 0.65$ - гідравлічний ККД насоса;

$$u_2 = \sqrt{1 + \frac{\tan(\alpha_2 \cdot \text{deg})}{\tan(\beta_2 \cdot \text{deg})}} \cdot \sqrt{\frac{p_B}{\rho_B \cdot \eta_h}} = \sqrt{1 + \frac{\tan(10 \cdot \text{deg})}{\tan(45 \cdot \text{deg})}} \cdot \sqrt{\frac{1.2 \times 10^5}{1 \times 10^3 \cdot 0.65}} = 14.737$$

Радіус вихідного отвору крильчатки, в м

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{B.H}} = \frac{30 \cdot 14.737}{\pi \cdot 4500} = 0.031$$

$$\text{або в мм} \quad r_2 \cdot 1000 = 31.272$$

Колова швидкість потоку на вході, в м/с

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} = \frac{14.737 \cdot 0.025}{0.031} = 11.633$$

Кут між швидкостями потоку, в °

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{1.8}{11.633}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 8.796$$

Ширина лопаті на вході, в м

$$b_1 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin(\beta_1 \cdot \text{deg})}\right) \cdot c_1}$$

де $z = 4$ - кількість лопатей насоса;

$\delta_1 = 0.003$ м - товщина лопаті насоса на вході;

$$b_1 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin(\beta_1 \cdot \text{deg})}\right) \cdot c_1} = \frac{0.003}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0.025 - \frac{4 \cdot 0.003}{\sin(8.796 \cdot \text{deg})}\right) \cdot 1.8} = 0.021$$

$$\text{або в мм} \quad b_1 \cdot 1000 = 20.883$$

Радіальна швидкість потоку на виході з колеса, в м/с

$$c_r = \frac{p_B \cdot \tan(\alpha_2 \cdot \text{deg})}{\rho_B \cdot \eta_h \cdot u_2} = \frac{120000 \cdot \tan(10 \cdot \text{deg})}{1000 \cdot 0.65 \cdot 14.737} = 2.209$$

Ширина лопаті на вході, в м

$$b_2 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin(\beta_2 \cdot \text{deg})} \right) \cdot c_r}$$

де $\delta_2 = 0.003$ м - товщина лопаті насоса на виході;

$$b_2 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin(\beta_2 \cdot \text{deg})} \right) \cdot c_r} = \frac{0.003}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0.031 - \frac{4 \cdot 0.003}{\sin(45 \cdot \text{deg})} \right) \cdot 2.209} = 0.007$$

$$\text{або в мм} \quad b_2 \cdot 1000 = 7.264$$

Потужність, що витрачається на привід масляного насосу, в кВт

$$P_H = \frac{G_{p.p} \cdot p_B}{\eta_{p.H} \cdot 10^3}$$

де $\eta_{p.H} = 0.87$ механічний ККД рідинного насосу

$$P_H = \frac{G_{p.p} \cdot p_B}{\eta_{p.H} \cdot 10^3} = \frac{2.88 \times 10^{-3} \cdot 1.2 \times 10^5}{0.87 \cdot 10^3} = 0.397$$

3.2.2 Розрахунок радіатору для охолодження води

Початкові дані для розрахунку:

$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{в}} = 94.94$ кДж/с - теплота відведена в систему охолодження;

$c_{\text{пов}} = 1000$ Дж/(кг *K) - теплоємність повітря;

$G_{\text{р}} = 0.002$ кг/с - масова витрата рідини;

$\rho_{\text{в}} = 1000$ кг/м³ - густина води;

Кількість повітря що проходить через радіатор

$$G'_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}} \cdot 10^3}{c_{\text{пов}} \cdot \Delta T_{\text{пов}}}$$

де $\Delta T_{\text{пов}} = 24$ К - перепад повітря на вході та виході з радіатору;

$$G'_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}} \cdot 10^3}{c_{\text{пов}} \cdot \Delta T_{\text{пов}}} = \frac{94.94 \cdot 10^3}{1000 \cdot 24} = 3.956$$

Масова витрата рідини, що проходить через радіатор

$$G'_{\text{р}} = G_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{в}} = 2.362 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3 = 2.362$$

Середня температура повітря охолодження

$$T_{\text{ср.пов}} = \frac{T_{\text{пов.вх}} + (T_{\text{пов.вх}} + \Delta T_{\text{пов}})}{2}$$

де $T_{\text{пов.вх}} = 313$ К - температура повітря на вході в радіатор;

$$T_{\text{ср.пов}} = \frac{T_{\text{пов.вх}} + (T_{\text{пов.вх}} + \Delta T_{\text{пов}})}{2} = \frac{313 + 313 + 24}{2} = 325$$

Середня температура рідини в радіаторі,

$$T_{\text{ср.р}} = \frac{T_{\text{р.вх}} + (T_{\text{р.вх}} - \Delta T_{\text{р}})}{2}$$

де $T_{\text{р.вх}} = 363 \text{ K}$ - температура рідини на вході в радіатор;

$\Delta T_{\text{р}} = 9.6 \text{ K}$ - перепад рідини на вході та виході з радіатору;

$$T_{\text{ср.р}} = \frac{T_{\text{р.вх}} + (T_{\text{р.вх}} - \Delta T_{\text{р}})}{2} = \frac{363 + (363 - 9.6)}{2} = 358.2$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до повітря, в Вт/(м² K)

$$k_{\text{р}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{т}}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

де $\alpha_1 = 170 \text{ Вт/(м}^2 \text{ K)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки радіатору;

$\delta_{\text{ст}} = 0.0002 \text{ м}$ - товщина стінки трубки радіатору;

$\lambda_{\text{т}} = 100 \text{ Вт/(м K)}$ - коефіцієнт теплопровідності металу трубок радіатору;

$\alpha_2 = 2700 \text{ Вт/(м}^2 \text{ K)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінки радіатору до повітря;

$$k_{\text{р}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{т}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{170} + \frac{2 \times 10^{-4}}{100} + \frac{1}{2.7 \times 10^3}} = 159.879$$

Поверхня охолодження мастильного радіатору, що омивається водою, в м²

$$f_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{k_{\text{р}} \cdot (T_{\text{ср.р}} - T_{\text{ср.пов}})} = \frac{94.94 \cdot 10^3}{159.879 \cdot (358.2 - 325)} = 17.886$$

3.2.3 Розрахунок вентилятора

Початкові дані для розрахунку:

$G'_{\text{пов}} = 3.956$ кг/с - масова витрата повітря вентилятором;

$T_{\text{ср.пов}} = 325$ К - середня температура повітря;

$\Delta p_{\text{тр}} = 800$ Па - гідравлічний опір повітряного тракту;

$p_0 = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

$R_{\text{пов}} = 287$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала повітря;

Густина повітря при середній його температурі в радіаторі, в кг/м³

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p_0}{R_{\text{пов}} \cdot T_{\text{ср.пов}}} = \frac{1.013 \times 10^5}{287 \cdot 325} = 1.086$$

Витрата повітря створена вентилятором кг/с

$$G_{\text{пов}} = \frac{G'_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}}} = \frac{3.956}{1.086} = 3.642$$

Фронтальна поверхня радіатора, в м²

$$f_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{пов}}}{w_{\text{пов}}}$$

де $w_{\text{пов}} = 20$ м/с - швидкість повітря;

$$f_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{пов}}}{w_{\text{пов}}} = \frac{3.642}{20} = 0.182$$

Діаметр вентилятора

$$D_{\text{вен}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0.182}{\pi}} = 0.482$$

Колова швидкість вентилятора, в м/с

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}}$$

де $\psi_{\text{л}} = 3.41$ - коефіцієнт форми лопатей;

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}} = 3.41 \cdot \sqrt{\frac{800}{1.086}} = 92.55$$

Частота обертання вентилятора, об/хв

$$n_{\text{вен}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вен}}} = \frac{60 \cdot 93}{\pi \cdot 0} = 3671$$

Потужність що витрачається, на привід осьового вентилятору, в кВт

$$P_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{вен}}}$$

де $\eta_{\text{вен}} = 0.38$ - ККД клепаного вентилятору;

$$P_{\text{вен1}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{вен}}} = \frac{3.642 \cdot 800}{1000 \cdot 0.38} = 7.668$$

3.2.4 Розрахунок магнітної взаємодії котушки та муфти приводу вентилятору

Початкові дані для розрахунку:

$d_{зк} = 0.18$ м - зовнішній діаметр котушки

$d_{вк} = 0.136$ м - внутрішній діаметр котушки

$\Delta = 0.001$ м - величина повітряного зазору

Визначимо тиск магнітної взаємодії котушки та муфти, в Па

$$p_M = 39.8 \cdot 10^4 \cdot B_s^2$$

де $B_s = 2.1$ Тл - магнітна індукція створена котушкою

$$p_M = 39.8 \cdot 10^4 \cdot B_s^2 = 39.8 \cdot 10^4 \cdot 2.1^2 = 1.755 \times 10^6$$

Визначимо площу контакту магнітної поверхні котушки, в м²

$$S_{KM} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{зк}^2 - d_{вк}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0.18^2 - 0.136^2) = 0.011$$

Визначимо коефіцієнт ефективної взаємодії площ котушки та муфти

$$\eta_{\Pi} = \frac{[(d_{зк} - d_{вк}) - \Delta]}{(d_{зк} - d_{вк})} = \frac{0.18 - 0.136 - 1 \times 10^{-3}}{0.18 - 0.136} = 0.977$$

Визначимо площу контактної взаємодії муфти, в м²

$$S_{\text{BM}} = S_{\text{KM}} \cdot \eta_{\text{П}} = 0.011 \cdot 0.977 = 0.011$$

Визначимо силу магнітної взаємодії муфти та котушки, в Н

$$Q_{\text{M}} = 39.8 \cdot 10^4 \cdot B_{\text{S}}^2 \cdot S_{\text{BM}} = 39.8 \cdot 10^4 \cdot 2.1^2 \cdot 0.011 = 1.873 \times 10^4$$

Визначимо середнє значення діаметру муфти, в м

$$d_{\text{M.ср}} = \frac{(d_{\text{зк}} + d_{\text{вк}})}{2} = \frac{0.18 + 0.136}{2} = 0.158$$

Визначимо момент магнітної взаємодії муфти та котушки, в Нм

$$M_{\text{МК}} = Q_{\text{M}} \cdot \frac{d_{\text{M.ср}}}{2} = 1.873 \times 10^4 \cdot \frac{0.158}{2} = 1.48 \times 10^3$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи охолодження бензинового двигуна 4Ч 9,2/9,2. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо ефективності тепломасообмінних процесів під час запуску двигуна в холодну пору року. Запропоновано конструкторське рішення муфти, що забезпечує включення та відключення вентилятора системи охолодження в залежності від температури охолоджуваної рідини. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи охолодження. Окремо визначено геометричні та електромагнітні параметри запропонованої муфти. Оцінено ефективність запропонованого рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-к-ум.	Підпис	Дата		81

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 75$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.298$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 0.97$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.935$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.298 \cdot 75 \cdot 0.97 \cdot 14.935 = 323.783$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{323.7833}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{0.97 \cdot 14.935} \right) = 0.0961$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

$T_{\text{вг}} = 1000$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{1000}{273}} = 0.281$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.096}{0.281} = 0.342$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.бд} = 0.298 \cdot 369 = 109.962$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{109.962 \cdot 75}{3600} = 2.291$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.бд} = 0.298 \cdot 21 = 6.258$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{6.258 \cdot 75}{3600} = 0.13$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.бд} = 0.298 \cdot 30 = 8.94$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.94 \cdot 75}{3.6 \times 10^3} = 0.186$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.бд} = 0.298 \cdot 1.5 = 0.447$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.447 \cdot 75}{3.6 \times 10^3} = 9.313 \times 10^{-3}$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.бд} = 0.298 \cdot 1.5 = 0.447$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.447 \cdot 75}{3.6 \times 10^3} = 9.313 \times 10^{-3}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 2.291 \\ 0.13 \\ 0.186 \\ 9.313 \times 10^{-3} \\ 9.313 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 2.626$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{2.291}{2.626} = 0.872 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 87.234$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.13}{2.626} = 0.05 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 4.965$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.186}{2.626} = 0.071 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 7.092$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.626} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 0.355$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.009}{2.626} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 0.355$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в Дб

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

де $n_H = 4500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2700 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 75 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(4.5 \times 10^3 + 75^{0.55}) = 36.542$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.7 \times 10^3}{4.5 \times 10^3}\right) = -6.655$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 36.542 + -6.655 = 83.887$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допустимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 185$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{4.5 \times 10^3}{60} = 75 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 4.5 \times 10^3 \cdot 75^{0.55} \cdot \frac{1 + 75}{185} = 1.987 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.7 \times 10^3}{4.5 \times 10^3}\right) = -6.655$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{4.5 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{185}{75} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.987 \times 10^4}{1} + -6.655\right) = 86.98$$

4.3 Висновки по розділу

Аналізуючи склад та кількісний викид відпрацьованих газів необхідно відмітити що їх вплив на навколишнє середовище доволі негативний. В ході розрахунку виявлено що у складі відпрацьованих газів є компоненти як шкідливого так і небезпечного класу, а також особливо небезпечного. Тому є необхідність у застосуванні заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи автомобільного двигуна, потужністю 75 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,2/9,2, за рахунок застосування муфти приводу вентилятору.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є легковий автомобіль ГАЗ-24. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи охолодження бензинового двигуна 4Ч 9,2/9,2. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо ефективності тепломасообмінних процесів під час запуску двигуна в холодну пору року. Запропоновано конструкторське рішення муфти, що забезпечує включення та відключення вентилятора системи охолодження в залежності від температури охолоджуваної рідини. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи охолодження. Окремо визначено геометричні та електромагнітні параметри запропонованої муфти. Оцінено ефективність запропонованого рішення.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		89

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу бензинового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 36 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 131.61.24.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ до-кум.	Підпис	Дата		90