

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення екологічних показників автомобільного двигуна, потужністю 80 кВт, за рахунок розробки системи очищення відпрацьованих газів. Прототип 4ЧН 8,7/9,4

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

(підпис) **Іващенко О.І.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання спроектовано чотиритактний дизельний двигун з наддувом номінальною потужністю 80 кВт на базі прототипу 4ЧН 8,7/9,4, та розроблено систему очищення відпрацьованих газів.

Здійснено загальний опис бортового вантажного автомобіля «Газель» (ГАЗ-33021) та детальний опис двигуна-прототипу, який являється його силовою установкою. Перелічено основні технічні характеристики автомобіля.

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

Розглянуто шляхи зниження токсичності відпрацьованих газів. Описано будову та роботу системи очищення відпрацьованих газів SCR. Розраховано основні витратні параметри форсунки для вприскування синтетичної сечовини.

В проекті розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники основних токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки під час ремонту та експлуатації двигуна. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: легковий автомобіль, двигун, робочий цикл, система очищення, SCR, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, according to the task, a four-stroke diesel engine with a double-grade 80 kW diesel power on the basis of the prototype 4 ChN 8.7 / 9.4, and a system of cleaning of exhaust gases has been developed.

The general description of the Gazelle on-board cargo car (GAZ-33021) and a detailed description of the prototype engine, which is its power installation. The main technical characteristics of the car are listed.

The calculation of the parameters of the engine operating cycle is executed, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The ways of reducing the toxicity of exhaust gases are considered. The structure and operation of the SCR exhaust gas cleaning system is described. Major consumables for injection of synthetic urea are calculated.

The project reviews the main problems regarding the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The quantitative indicators of the main toxic components are determined. Possible dangers during the repair and operation of the engine are analyzed. The noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: passenger car, engine, work cycle, cleaning system, SCR, vibration, noise.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	5
1.1 Опис об'єкту встановлюється двигуна-прототипу	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	19
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна	19
2.2 Побудова індикаторної діаграми	31
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	38
2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	46
2.5 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	51
3. Розробка системи очищення відпрацьованих газів типу SCR	53
3.1 Опис та принцип роботи системи очищення відпрацьованих газів SCR	53
3.2 Розрахунок параметрів форсунки	
3.3 Висновки по розділу	
4. Охорона навколишнього середовища та заходи з безпеки праці та експлуатації ДВЗ	
4.1 Захист навколишнього середовища	
4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів	
4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів від проектованого двигуна	
4.4 Висновки по розділу	

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата			
Розробив	Іващенко О.І				Пояснювальна записка	Лит.	Аркуш
Перевірів	Швець І.А.						2
						ПФ НУК	
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко В.В						

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун 4ЧН 8,7/9,4

Додаток Б - Специфікація Форсунка

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Істотний внесок в антропогенний вплив вносять двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Згідно зі статистичними оцінками сумарна частка енергії, виробленої цими двигунами в кінці ХХ століття, становила близько 25%.

В процесі роботи ДВЗ безперервно взаємодіють з навколишнім середовищем, забираючи з неї паливо і повітря і викидаючи в неї продукти своєї діяльності, що породжує значну кількість екологічних проблем. Спалювання в ДВЗ величезної кількості природного палива, розвідані запаси якого не безмежні і при збереженні сучасних тенденцій видобутку, споживання і використання вичерпаються приблизно через 100 років.

Процес перетворення термохімічної енергії палива в механічну роботу в ДВЗ включає в себе, окислення цього палива з використанням кисню з атмосферного повітря. В навколишнє середовище викидається з ДВЗ більше 280 токсичних речовин, що входять до складу відпрацьованих газів. Це і оксид вуглецю, і вуглеводні, і оксиди азоту, і сажа і багато іншого, що завдає непоправної шкоди здоров'ю людини, зведенням їм будівель і споруд, навколишній природі.

Гази, що викидаються з ДВЗ гази мають високу температуру (до 700°C) і нагрівають атмосферу, але цим забруднення атмосфери не вичерпується. Крім зазначених негативних впливів на навколишнє середовище, ДВЗ засмічує її, випромінюючи шум та вібрацію.

Враховуючи значний негативний вплив різних шкідливих факторів від ДВЗ на навколишнє середовище, реалізація проектно-конструкторських робіт, що направлені на зниження такого впливу, є на сьогодні актуальним завданням.

В даній кваліфікаційній роботі планується покращити показники екологічності чотиритактного автомобільного дизельного двигуна з наддувом, номінальною потужністю 80 кВт, за рахунок розробки системи очищення відпрацьованих газів типу SCR (Add blue).

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Суцільнометалева, тримісна, дводверна кабіна ГАЗ-33021 «Газель» обладнана обігрівачем, системою охолодження вітрового скла, системою вентиляції, термо- і шумоізоляцією. Для ГАЗ-33021 використовується металева платформа з відкидними боковими та заднім бортами, передбачена можливість установки дуг, поверх них тенту.

Залежно від модифікації автомобіль комплектується одним з наступних силових агрегатів: бензиновими ЗМЗ-4026, УМЗ-4215, ЗМЗ-4063 або дизельними ГАЗ-560 ЗМЗ-5143.10.



Рис. 1.1 - Бортовий вантажний автомобіль ГАЗ-33021 «Газель»

Існують модифікації «Газелі» без вантажної платформи - «шасі». Ці моделі призначені для організацій, що виготовляють і встановлюють промтоварні, хлібні, ізоtermічні фургони і комунальну техніку. Колісна база автомобіля ГАЗ 33021 становить 2900 мм, а його повна маса 3500 кг. Вантажівка оснащується

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

механічною, п'ятиступінчастою, трьох вальною, повністю синхронізованою коробкою передач.

Підвіски передніх і задніх коліс залежні, на двох поздовжніх напівеліптичних ресорах з гідравлічними телескопічними амортизаторами.

Гальмівна система двоконтурна, з гідравлічним приводом і вакуумним підсилювачем, передні гальма дискові, задні - барабанні. Максимальна швидкість автомобіля складає 115 км / ч.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики ГАЗ-33021 Газель

Назва параметру	Значення
Кількість місць, чоловік	3
Модель	ЗМЗ-5143.10
Тип	4-тактний, дизельний з наддувом
Робочий об'єм двигуна, л	2,447
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	73,5 (100)
Максимальний крутний момент, Нм (кгс * м)	182 (18,6) при 2400-2600 хв ⁻¹
Максимальна швидкість, км/год	115
Коробка передач	Механічна, 5-ступінчаста
Витрата палива ГАЗ-33021 при русі зі швидкістю 60 км/год, в л / 100 км при русі зі швидкістю 80 км/год, в л / 100 км	10 13
Габаритні розміри ГАЗ-33021 Довжина, мм Ширина, мм Висота по кабіні, мм	5470 2100 2120
Колісна база, мм	2900
Повна маса, кг	3500
Маса спорядженого автомобіля, кг	1850
Обсяг паливного бака ГАЗ-33021, л	60
Вантажопідйомність ГАЗ-33021, т	1,5

1.2 Опис будови двигуна-прототипу

Двигуни заводом випускаються в комплектації з обладнанням (паливною апаратурою, електроустаткуванням і зчепленням), встановленим і закріпленим на двигуні, за винятком фільтра тонкого очищення палива, який закріплений на двигуні в транспортному положенні.



Рис. 1.2 - Загальний вид двигуна

На двигуні встановлюються транспортні кронштейни опор, замінні на Ульяновському автозаводі.

Двигуни ЗМЗ-5143.10 призначені для установки на автомобілі УАЗ з колісною формулою 4×4 і повною масою до 3 500 кг і експлуатації при температурах навколишнього повітря від мінус 45 °С до плюс 40 °С, відносної вологості повітря до 75% при температурі плюс 15 °С, запиленості повітря до 1 г / м³, а також в районах, розташованих на висоті до 4 000 м над рівнем моря. З огляду на те, що конструкція двигуна постійно вдосконалюється, окремі вузли і деталі можуть дещо відрізнятися для кожної модифікації двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

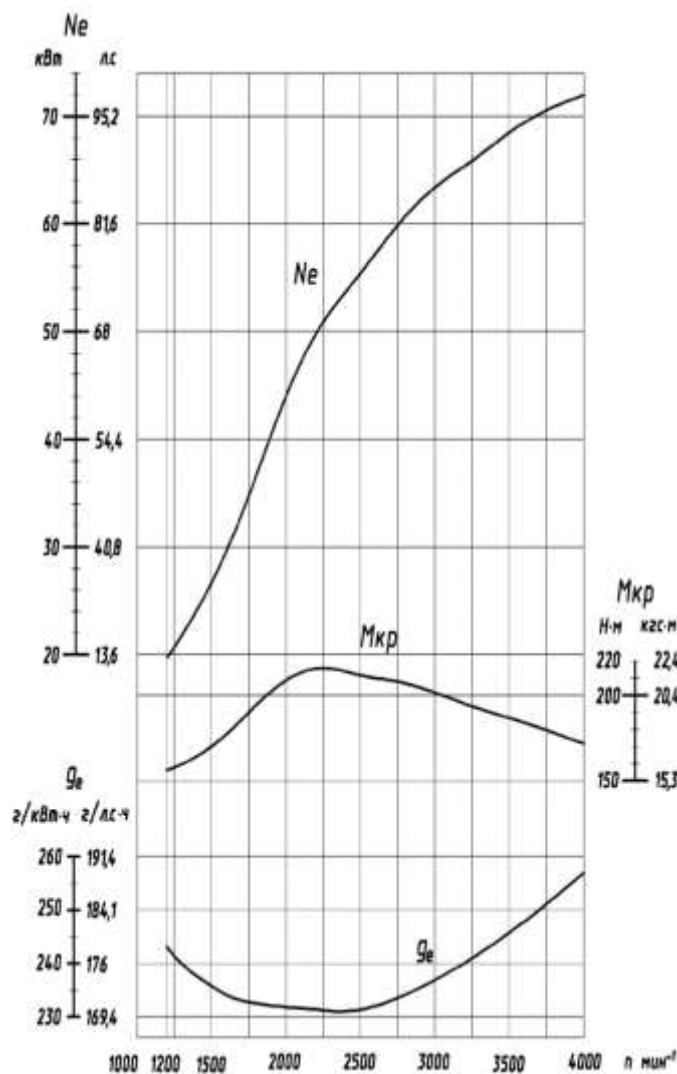


Рис. 1.3 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

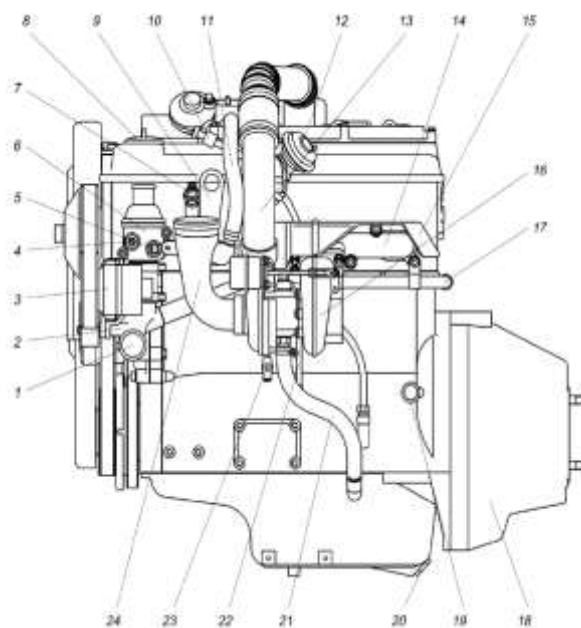


Рис. 1.4 - Ліва сторона двигуна:

До рисунку 1.4:

1 - патрубок водяного насоса підведення ОР від радіатора; 2 - водяний насос; 3 - насос гідропідсилювача рульового управління; 4 - датчик температури охолоджуючої рідини (системи управління); 5 - датчик показчика температури; 6 - корпус термостата; 7 - датчик сигналізатора аварійного тиску масла; 8 - кришка масло заливної горловини; 9 - передній кронштейн підйому двигуна; 10 - рукоятка показчика рівня масла; 11 - шланг вентиляції; 12 - клапан рециркуляції; 13 - випускний патрубок турбокомпресора; 14 - випускний колектор; 15 - теплоізоляційний екран; 16 - турбокомпресор; 17 - трубка обігрівача; 18 - картер зчеплення; 19 - заглушка отвору під інсталяційний штифт колінчастого валу; 20 - пробка зливного отвору масляного картера; 21 - шланг зливу масла з турбокомпресора; 22 - трубка нагнітання масла до турбокомпресора; 23 - краник зливу ОР; 24 - впускний патрубок турбокомпресора.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ

Аркуш

8

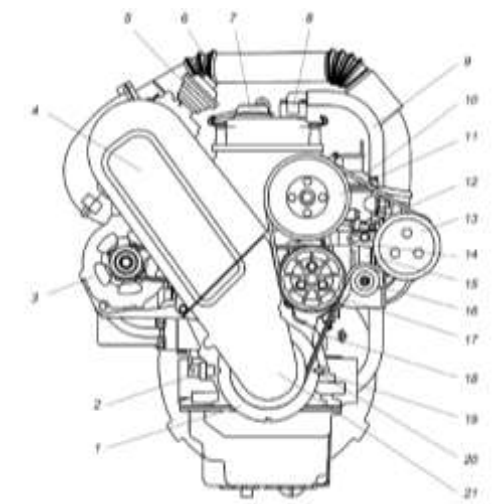


Рис. 1.5 - Передня панель:

1 - шків-демпфер колінчастого валу; 2 - датчик положення колінчастого валу; 3 - генератор; 4 - верхній кожух ремня приводу ПНВТ; 5 - ПНВТ; 6 - повітропровід; 7 - кришка масло заливної горловини; 8 - масловіддільник; 9 - шланг вентиляції; 10 - ремінь приводу вентилятора і насоса ГПР; 11 - шків вентилятора; 12 - натяжна болт насоса ГПР; 13 - шків насоса ГПР; 14 - натяжна кронштейн ремня приводу вентилятора і насоса ГПР; 15 - кронштейн насоса ГПР; 16 - направляючий ролик; 17 - шків водяного насоса; 18 - ремінь приводу генератора і водяного насоса; 19 - показчик верхньої мертвої точки (ВМТ); 20 - позначка ВМТ на роторі датчика; 21 - нижній кожух ремня приводу ПНВТ

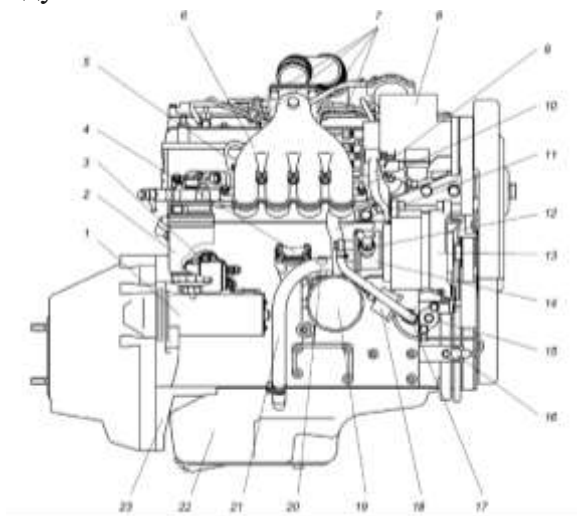


Рис. 1.6 Права сторона двигуна:

1 - стартер; 2 - фільтр тонкого очищення палива (транспортне положення); 3 - тягове реле стартера; 4 - кришка приводу масляного насоса; 5 - задній кронштейн підйому двигуна; 6 - ресивер; 7 - Трубопроводи високого тиску; 8 - паливний насос високого тиску (ПНВТ); 9 - задня опора ПНВТ; 10 - точка кріплення «-» дроти; 11 - шланг підведення рідини до рідинно-масляного теплообмінника; 12 - штуцер вакуумного насоса; 13 - генератор; 14 - вакуумний насос; 15 - кришка нижнього гідронатягувача; 16 - датчик положення колінчастого валу; 17 - шланг підведення масла до вакуумного насоса; 18 - датчик показчика тиску масла; 19 - масляний фільтр; 20 - патрубок рідинно-масляного теплообмінника відведення рідини; 21 - шланг зливу масла з вакуумного насоса; 22 - масляний картер; 23 - підсилювач картера зчеплення

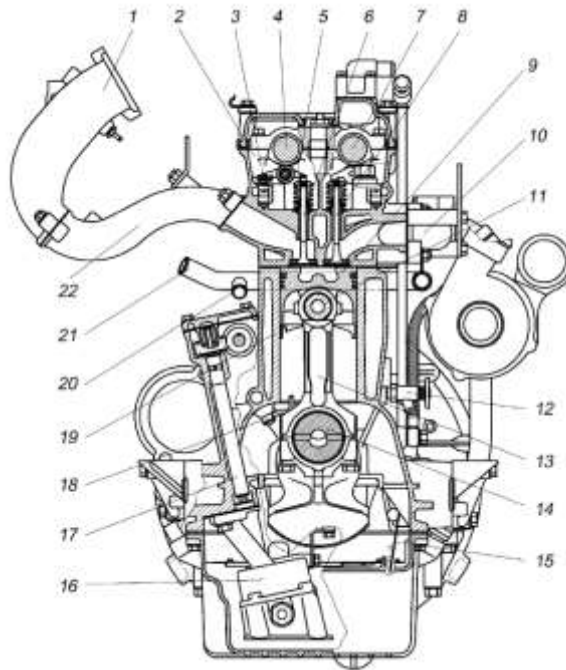


Рис. 1.7 - Поперечний розріз двигуна:

1 - ресивер; 2 - головка циліндрів; 3 - гідроопора; 4 - розподільний вал впускних клапанів; 5 - важіль приводу клапана; 6 - впускний клапан; 7 - розподільний вал випускних клапанів; 8 - випускний клапан; 9 - поршень; 10 - випускний колектор; 11 - поршневий палець; 12 - зливний кран ОР; 13 - шатун; 14 - колінчастий вал; 15 - показчик рівня масла; 16 - масляний насос; 17 - валик приводу масляного і вакуумного насосів; 18 - форсунка охолодження поршня; 19 - блок циліндрів; 20 - перепускний патрубок трубки обігрівача; 21 - відвідний патрубок трубки обігрівача; 22 - впускна труба

Блок циліндрів виготовлений зі спеціального чавуну моноблоком з картерною частиною, опущеною нижче осі колінчастого валу. Між циліндрами є протоки для охолоджуючої рідини. У нижній частині блоку розташовані п'ять опор корінних підшипників. Кришки підшипників не взаємозамінні.

У картерній частині блоку циліндрів встановлюються форсунки для охолодження поршнів маслом. Головка циліндрів відлита з алюмінієвого сплаву. У верхній частині головки циліндрів розташовується газорозподільний механізм: розподільні вали, важелі приводу клапанів, гідроопори, впускні і випускні клапани. Головка циліндрів має два впускних каналу і два випускних, фланці для приєднання впускної труби, випускного колектору, термостата, кришок, посадочні місця під форсунки і свічки розжарювання, вбудовані елементи систем охолодження і мастила.

Поршень відлитий із спеціального алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння, виконаної в голівці поршня. Обсяг камери згоряння $(21,69 \pm 0,4) \text{ см}^3$. Спідниця поршня бочкоподібної форми в поздовжньому напрямку і овальна в поперечному перерізі, має антифрикційне покриття. Велика вісь овалу розташована в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця. Найбільший діаметр спідниці поршня в поздовжньому перетині розташований на відстані 13 мм від нижньої кромки поршня. Внизу спідниці виконана виїмка, яка забезпечує розбіжність поршня з форсункою охолодження. У голівці поршня виконані три канавки: в двох верхніх встановлені компресійні кільця, а в нижній - маслосборник. Канавка під верхнє компресійне кільце виконана в зміцнюючій вставці з нірезистивного чавуну. Вісь отвору для поршневого пальця зміщена на 0,5 мм в праву сторону (по ходу автомобіля) від середньої площини поршня.

Поршневі кільця встановлюються по три на кожному поршні: два компресійних і одне маслосборник. Верхнє компресійне кільце виготовлено з високоміцного чавуну і має рівносторонню трапецієвидну форму і зносостійке антифрикційне покриття поверхні, зверненої до дзеркала циліндра. Нижнє компресійне кільце виготовлено з сірого чавуну, прямокутного профілю, із зносостійким антифрикційним покриттям поверхні, зверненої до дзеркала циліндра. Маслосборник кільце виготовлено з сірого чавуну, коробчатого типу, з пружинним розширювачем, із зносостійким антифрикційним покриттям робочих пазів поверхні, зверненої до дзеркала циліндра.

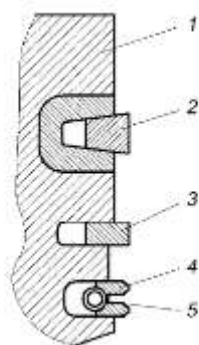


Рис. 1.8 - Поршневі кільця:

1 - поршень; 2 - верхнє компресійне кільце; 3 - нижня компресійне кільце; 4 - маслосборник кільце; 5 - пружинний розширювач

Шатун – сталевий, кований. Кришка шатуна обробляється в зборі з шатуном. Кришка шатуна кріпиться болтами, які вкручують в шатун. У поршневу головку шатуна запресована сталє-бронзова втулка.

Колінчастий вал - сталевий кований, п'ятиопорний, має для кращого розвантаження опор вісім противаг. Зносостійкість шийок забезпечується загартуванням СВЧ або газовим азотуванням. Різьбові пробки, що закривають порожнини каналів в шатунних шийках, ставляться на герметик і зачеканюються від самовідгвинчування. Вал динамічно збалансований.

Вкладиші корінних підшипників колінчастого валу – сталєалюмінієві. Верхні вкладиші з канавками і отворами, нижні - без канавок і отворів. Вкладиші шатунних підшипників сталє-бронзові, без канавок і отворів. Осьове переміщення колінчастого валу обмежується наполегливими сталєалюмінієвими напівшайбами, розташованими по обидва боки середньої корінної опори. Напівшайби антифрикційним шаром звернені до щік колінчастого валу, і утримуються від обертання за рахунок виступів, що входять в пази на торцях кришки корінного підшипника. На передньому кінці колінчастого валу на шпонках встановлено: зірочку, втулку і шків-демпфер. Всі ці деталі стягнуті болтом. Між зірочкою і втулкою встановлено гумове кільце ущільнювача круглого перетину.

Шків-демпфер складається з двох шківів: зубчастого та поліклинового, а також ротора, датчика положення колінчастого валу і диска демпфера. Диск демпфера привулканізований до шківів. На поверхні ротора датчика є кругла мітка для визначення ВМТ першого циліндра. Передній кінець колінчастого валу ущільнений гумовою манжетою, запресованої в кришку ланцюга.

Задній кінець колінчастого валу також ущільнений гумовою манжетою, запресованої в сальнікоутримувач, який кріпиться до заднього торця блоку циліндрів. У виточці на задньому торці колінчастого валу запресовані установча втулка для центрування маховика і розпірна втулка, на які встановлено маховик. Маховик кріпиться до фланця колінчастого валу болтами, через шайбу. В отвір маховика запресований підшипник первинного валу коробки передач.

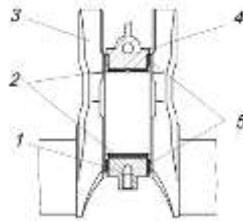


Рис. 1.9 - Середній корінний підшипник колінчастого валу:

1 - кришка підшипника; 2 - вкладиші підшипника; 3 - колінчастий вал; 4 - блок; 5 – наполеглива напівшайба

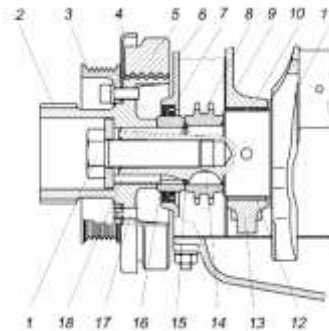


Рис. 1.10 - Передній кінець колінчастого валу:

1 - стягнутий болт; 2 - зубчастий шків колінчастого валу; 3 - поліклиновий шків колінчастого валу; 4 - ротор датчика; 5 - диск демпфера; 6 - кришка ланцюга; 7 - манжета; 8 - зірочка; 9 - блок циліндрів; 10 - верхній корінний вкладиш; 11 - колінчастий вал; 12 - нижній корінний вкладиш; 13 - кришка корінного підшипника; 14 - шпонка сегментна; 15 - кільце гумове ущільнювальне; 16 - втулка; 17 - інсталяційний штифт ротора датчика; 18 - шпонка призматична.

Розподільні вали виготовлені з низьковуглецевої легованої сталі, і загартовані до твердості робочих поверхонь 59 ... 65 HRC. Двигун має два розподільних валу, які виготовлені з низьковуглецевої легованої сталі, та цементовані і використовуються для приводу впускних і випускних клапанів. Кулачки валів різнопрофільні, несиметричні щодо осі кулачка.

Кожен вал має п'ять опорних шийок. Вали обертаються в опорах, розташованих в алюмінієвій голівці циліндрів і закритих кришками, розточеними спільно з головою, і тому вони не взаємозамінні. Від осьових переміщень кожен розподільчий вал утримується за допомогою наполегливої напівшайби, яка встановлена в виточку кришки передньої опори і виступає частиною входить в проточку на першій опорної шийці розподільного валу.

На передньому кінці розподільних валів є конусна поверхня під приводну зірочку. Для точної установки фаз газорозподілу в першій шийці кожного розподільного валу виконано технологічний отвір з точно заданим кутовим розташуванням щодо профілю кулачків. При складанні приводу розподільних валів їх точне положення забезпечується фіксаторами, які встановлюються через отвори в передній кришці в технологічні отвори на перших шейках розподільних валів.

Привід розподільних валів ланцюговий, двоступеневий. Перший ступінь - від колінчастого валу на проміжний вал, другий ступінь - від проміжного валу на розподільні вали. Приводний ланцюг втулковий, дворядна з кроком 9,525 мм. На передньому кінці колінчастого валу на шпонки встановлена зірочка з високоміцного чавуну з 23 зубами. На проміжному валу одночасно закріплені двома болтами ведена зірочка першого ступеня також з високоміцного чавуну з 38 зубами і ведуча сталева зірочка другого ступеня з 19 зубами. На розподільних валах встановлені зірочки з високоміцного чавуну з 23 зубами.

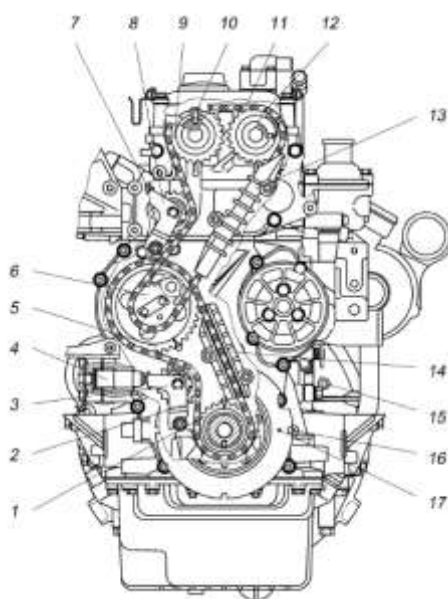


Рис. 1.11 - Привід розподільних валів:

1 - зірочка колінчастого валу; 2 - нижня ланцюг; 3,8 - важіль натягача із зірочкою; 4,7 - гідронатяжник; 5 - ведена зірочка проміжного валу; 6 - провідна зірочка про-проміжного валу; 9 - зірочка впускного розподільного валу; 10 - технологічне отвір під інсталяційний штифт; 11 - верхня ланцюг; 12 - зірочка випускного розподільного валу; 13 - заспокоювач ланцюга середній; 14 - заспокоювач ланцюга нижній; 15 - отвір під установочний штифт колінчастого валу; 16 -

показчик ВМТ (штифт) на кришці ланцюга; 17 - позначка на роторі датчика положення колінчастого валу

Зірочка на розподільному валу встановлюється на конусний хвостовик валу через розрізну втулку і кріпиться стяжним болтом. Розрізна втулка має внутрішню конічну поверхню, що контактує з конічним хвостовиком розподільного валу і зовнішню - циліндричну, що контактує з отвором зірочки.

Натяг кожного ланцюга (нижньої і верхньої) проводиться гідронатягувачами автоматично. Гідронатягувачі встановлені в направляючих отворах: нижній - в кришці ланцюга, верхній - в голівці циліндрів і закриті кришками. Корпус гідронатягувача впирається в кришку, а плунжер через важіль натягача із зірочкою натягує неробочу гілку ланцюга. У кришці є отвір з конічною різьбою, закритий пробкою. Важелі натягача встановлені на консольних осях.

Робочі гілки ланцюгів проходять через заспокоювачі, виготовлені зі спеціальної пластмаси і закріплені двома болтами кожен: нижній - на передньому торці блоку циліндрів, середній - на передньому торці головки циліндрів.

Гідронатяжник складається з корпусу плунжера, підібраних на заводі-виробнику. На внутрішній поверхні корпусу виконані канавки спеціального профілю та канавка під стопорне кільце, на зовнішній поверхні - дві лиски під ключ. Плунжер має форму склянки, всередині якого встановлено пружина, яка стиснута клапаном, укрученим в корпус. На зовнішній поверхні плунжера є дві канавки спеціального профілю, в яких встановлені розрізні пружинні кільця - стопорне кільце і запірне кільце. Стопорне кільце запобігає вихід плунжера з корпусу при транспортуванні і установці гідронатяжника на двигун, запірний кільце обмежує зворотний хід плунжера при роботі. У корпусі клапана розташований зворотний кульковий клапан, через який масло з магістралі двигуна надходить всередину гідронатяжника. До кулькового клапану масло надходить через проріз на торці і отвір в корпусі клапана.

Транспортний стопор служить для виключення вірогідності «розрядки» гідронатяжника (виходу плунжера з корпусу гідронатяжника) при його транспортуванні. При роботі приводу гідронатяжника створюють постійний натяг і гасять коливання ланцюгів при зміні режимів роботи двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

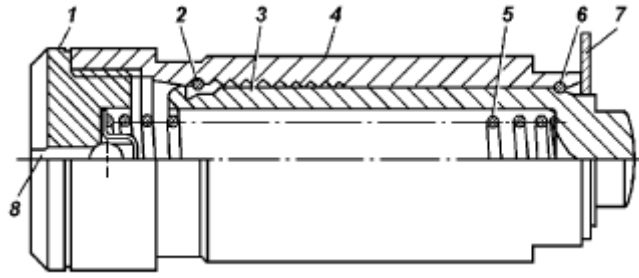


Рис. 1.12 – Гідронатяжник з транспортним стопором:

1 - корпус клапана в зборі; 2 - запірний кільце; 3 - плунжер; 4 - корпус; 5 - пружина; 6 – стопорне кільце; 7 - транспортний стопор; 8 - отвір для підведення масла

Клапани приводяться від розподільних валів через одноплечий важіль. Одним кінцем, що має внутрішню сферичну поверхню, важіль спирається на сферичний торець плунжера гідроопори. Іншим кінцем, що має криволінійну поверхню, важіль спирається на торець стрижня клапана. Ролик важеля приводу клапана беззоровому контактує з кулачком розподільного валу. Для зменшення тертя в приводі клапанів ролик встановлено на осі на голчастому підшипнику. Важіль передає переміщення, що задаються кулачком розподільного валу, клапану.

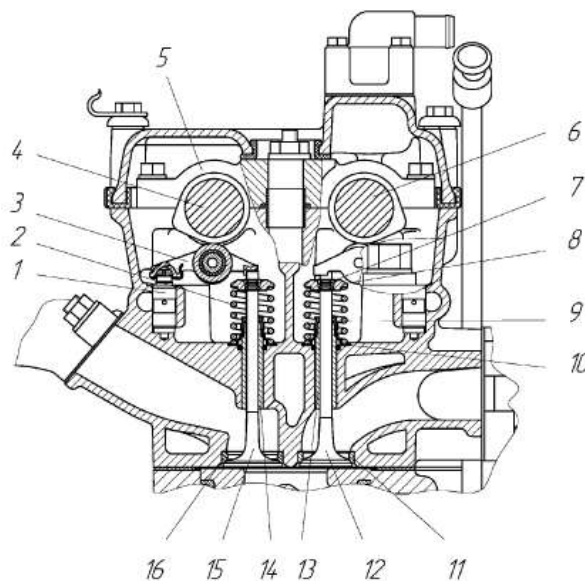


Рис. 1.13 - Привід клапанів:

1 - гідроопора; 2 - пружина клапана; 3 - важіль приводу клапана; 4 - розподільний вал впускних клапанів; 5 - кришка розподільних валів; 6 - розподільний вал випускних клапанів; 7 - сухар клапана; 8 - тарілка пружини клапана; 9 – масло відбивний ковпачок; 10 - опорна шайба пружини клапана; 11 - сидло випускного клапана; 12 - випускний клапан; 13 - напрямна втулка випускного клапана; 14 - напрямна втулка клапана впускання; 15 - впускний клапан; 16 - сидло впускного клапана

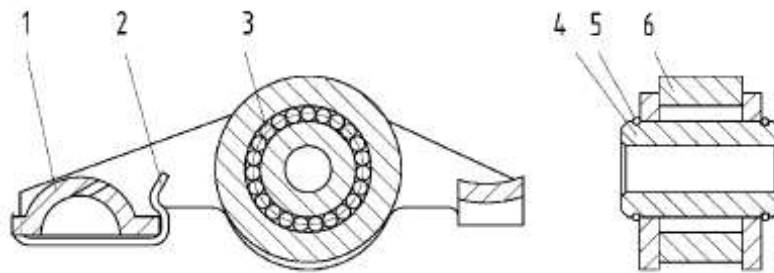


Рис. 1.14 - Важіль приводу клапана:

1 - важіль приводу клапана; 2 - скоба важеля приводу клапана; 3 - підшипник голчастий; 4 – вісь ролика важеля клапана; 5 - стопорне кільце; 6 - ролик важеля клапана

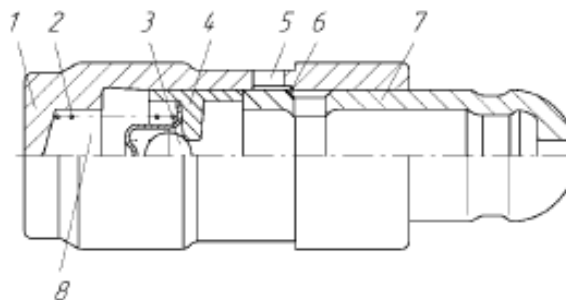


Рис. 1.15 - Гідроопора:

1 - корпус; 2 - пружина; 3 - зворотний клапан; 4 - поршень; 5 - отвір для підведення масла; 6 - стопорне кільце; 7 - плунжер; 8 - порожнина між корпусом і поршнем

Гідроопори автоматично забезпечують беззазорний контакт кулачків розподільних валів з роликами важелів і клапанами, компенсуючи знос деталей, що сполучаються: кулачків, роликів, сферичних поверхонь плунжерів і важелів, клапанів, фасок сідел і тарілок клапанів. Застосування гідроопори виключає необхідність регулювати зазор між важелем і клапаном. Гідроопора сталева, її корпус виконаний у вигляді циліндричної склянки, всередині якого розміщений поршень, зі зворотним кульковим клапаном і плунжер, який утримується в корпусі стопорним кільцем. На зовнішній поверхні корпусу виконані канавка і отвір для підведення масла всередину опори з магістралі в голівці циліндрів. Гідроопори встановлюються в розточені в голівці циліндрів отвори.

У центрі сфери плунжера гідроопори і в сферичному гнізді важеля приводу клапанів виконані отвори для мастила сферичних поверхонь плунжера і важеля, і спрямованим струменем робочих поверхонь кулачка розподільного валу і ролика важеля. Клапани впускний і випускний виготовлені з жароміцної сталі.

Випускний клапан має жаротривку зносостійку наплавку робочої поверхні тарілки і наплавку з вуглецевої сталі на торці стрижня, загартовану для підвищення зносостійкості. Діаметри стрижнів впускного і випускного клапанів 6 мм. Тарілка впускного клапана має діаметр 30 мм, випускного - 27 мм. Кут робочої фаски у впускного клапана 60°, у випускного 45°30'. На кінці стрижня клапана виконані виточки для сухарів тарілки пружини клапана. Сухарі і тарілка пружини клапана виготовлені з маловуглецевої легованої сталі і піддані вуглецеазотуванню для підвищення зносостійкості.

У сухарів розміри і форма елементів, що охоплюють стрижень клапана, дають можливість клапанів обертатися в процесі їх роботи. Під пружину встановлюється опорна сталева шайба. Клапани працюють в напрямних втулках виготовлених з дисперсно-зміцненого композиційного матеріалу на основі порошкової міді або з порошкового матеріалу на основі заліза. Втулки клапанів забезпечені стопорними кільцями. Сідла клапанів виготовлені із спеціального чавуну або з порошкового матеріалу на основі заліза. Сідла запресовані в головку циліндрів і остаточно обробляються в зборі з головкою. На верхньому кінці всіх втулок напресовані масло відбивні ковпачки, виготовлені з масло стійкої гуми.

Проміжний вал виготовляється зі сталі. Робочі поверхні валу термооброблені. Проміжний вал обертається в сталевих втулках, запресованих в отвори блоку циліндрів. Від осьових переміщень проміжний вал утримується сталевим фланцем, який закріплений двома болтами. Осьовий зазор забезпечується різницею між довжиною уступу на валу і товщиною фланця. На передній циліндричний виступ валу встановлена ведена зірочка. Провідна зірочка циліндричним виступом встановлюється в отвір веденої зірочки, а її кутове положення фіксується штифтом, запресованим в маточину веденої зірочки.

Обидві зірочки кріпляться двома болтами до проміжного валу. Болти фіксуються відгином вусиків стопорної пластини. На хвостовику проміжного валу за допомогою шпонки і гайки закріплена провідна гвинтова шестерня приводу масляного насоса.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 80$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 4000$
Ступінь стиску	$\epsilon = 19.5$
Число циліндрів	$i = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.8$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 153$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 165$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.8$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$$C = 0.86 ; \quad H = 0.13 ; \quad O = 0.01 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0 ;$$

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

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{153}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 342$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 342 - 30 = 312$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 153 - 3 = 150$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 153 = 140.76$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{165}{19.5 \cdot 140.76 - 165} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 314.26$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{19.5}{19.5 - 1} \cdot \frac{140.76}{153} \cdot \frac{311.998}{314.259 \cdot (1 + 0.026)} = 0.939$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{II} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_{int}} = \frac{150 \cdot 10^3}{287 \cdot 311.998} = 1.675$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.36$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 140.76 \cdot 19.5^{1.36} = 7996.986$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 314.26 \cdot 19.5^{1.36 - 1} = 915.59$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 915.589 = 22.295$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035 \dots 1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.026}{1.000 + 0.026} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036 \dots 1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314 ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 7996.986 = 11995.479$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03593 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.761$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.026)} = 3.719 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.295 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 915.589 = 3.183 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37186.807 + 31831.646 = 69018.453$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.761^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 6.902 \times 10^4 = 1.593 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.761 + \sqrt{1593.12}}{2 \cdot 0.002} = 1899.381$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.899 \times 10^3}{1.5 \cdot 915.589} = 1.433$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{19.5}{1.433} = 13.611$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11995.479}{13.611^{1.22}} = 496.227$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1899.381}{13.611^{1.22-1}} = 1069.444$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1069.444}{\sqrt[3]{\frac{496.227}{165}}} = 740.899$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 740.899|}{750} \cdot 100 = 1.213 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.433 - 1) = 0.649$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.433}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.611^{1.22-1}} \right) = 4.268$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) = \frac{1}{1.36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{19.5^{1.36-1}} \right) = 1.824$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{7996.986}{19.5 - 1} \cdot [0.649 + (4.268 - 1.824)] = 1336.994$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1336.994 = 1310.254$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1310.254}{0.939 \cdot 42447.806 \cdot 1.675} = 0.506$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.506 \cdot 42447.806} = 0.168$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $s_{пр} = 0.094$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.094 \cdot 4000}{30} = 12.533$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 12.533 = 235.893$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1310.254 - 235.893 = 1074.361$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1074.361}{1310.254} = 0.82$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.506 \cdot 0.82 = 0.415$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.415 \cdot 42447.806} = 0.204$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.204 \cdot 80 = 16.353$$

2.1.10 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{80 \cdot 10^3}{1074.361 \cdot 4000} = 2.234$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{2.234}{4} = 0.558$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.087$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.094}{0.087} = 1.08 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.558}{\pi \cdot 1.08}} = 86.983$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.08 \cdot 86.983 = 93.982$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 87 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 87 \cdot 10^{-3} = 0.087$$

Хід поршня

$$s' = 94 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 94 \cdot 10^{-3} = 0.094$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.087^2 \cdot 0.094 \cdot 4}{4} \cdot 10^3 = 2.235$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1074.361 \cdot 2.235 \cdot 4000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 80.047$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |80.047 - 80|}{80.047 + 80} \cdot 100 = 0.059 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.087^2}{4} \cdot 0.094 = 5.588 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{5.588 \times 10^{-4}}{19.5 - 1} = 3.021 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 5.588 \times 10^{-4} + 3.021 \times 10^{-5} = 5.89 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.021 \times 10^{-5} \cdot 1.433 = 4.327 \times 10^{-5}$$

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.

$V(0) = 0.00003$	$p(0) = 140.76$	$V(180) = 0.00059$	$p(180) = 140.76$
$V(10) = 0.00004$	$p(10) = 140.76$	$V(190) = 0.00059$	$p(190) = 141.796$
$V(20) = 0.00005$	$p(20) = 140.76$	$V(200) = 0.00058$	$p(200) = 144.984$
$V(30) = 0.00008$	$p(30) = 140.76$	$V(210) = 0.00056$	$p(210) = 150.579$
$V(40) = 0.00011$	$p(40) = 140.76$	$V(220) = 0.00054$	$p(220) = 159.046$
$V(50) = 0.00015$	$p(50) = 140.76$	$V(230) = 0.00051$	$p(230) = 171.131$
$V(60) = 0.0002$	$p(60) = 140.76$	$V(240) = 0.00048$	$p(240) = 187.991$
$V(70) = 0.00025$	$p(70) = 140.76$	$V(250) = 0.00044$	$p(250) = 211.413$
$V(80) = 0.0003$	$p(80) = 140.76$	$V(260) = 0.00039$	$p(260) = 244.206$
$V(90) = 0.00035$	$p(90) = 140.76$	$V(270) = 0.00035$	$p(270) = 290.922$
$V(100) = 0.00039$	$p(100) = 140.76$	$V(280) = 0.0003$	$p(280) = 359.201$
$V(110) = 0.00044$	$p(110) = 140.76$	$V(290) = 0.00025$	$p(290) = 462.457$
$V(120) = 0.00048$	$p(120) = 140.76$	$V(300) = 0.0002$	$p(300) = 625.438$
$V(130) = 0.00051$	$p(130) = 140.76$	$V(310) = 0.00015$	$p(310) = 896.28$
$V(140) = 0.00054$	$p(140) = 140.76$	$V(320) = 0.00011$	$p(320) = 1373.017$
$V(150) = 0.00056$	$p(150) = 140.76$	$V(330) = 0.00008$	$p(330) = 2256.6$
$V(160) = 0.00058$	$p(160) = 140.76$	$V(340) = 0.00005$	$p(340) = 3897.508$
$V(170) = 0.00059$	$p(170) = 140.76$	$V(350) = 0.00004$	$p(350) = 6412.934$

V(360) = 0.00003	p(360) = 7996.986	V(540) = 0.00059	p(540) = 496.227
V(370) = 0.00004	p(370) = 11995.479	V(550) = 0.00059	p(550) = 165
V(380) = 0.00005	p(380) = 9761.478	V(560) = 0.00058	p(560) = 165
V(390) = 0.00008	p(390) = 5978.804	V(570) = 0.00056	p(570) = 165
V(400) = 0.00011	p(400) = 3828.673	V(580) = 0.00054	p(580) = 165
V(410) = 0.00015	p(410) = 2611.463	V(590) = 0.00051	p(590) = 165
V(420) = 0.0002	p(420) = 1891.08	V(600) = 0.00048	p(600) = 165
V(430) = 0.00025	p(430) = 1442.429	V(610) = 0.00044	p(610) = 165
V(440) = 0.0003	p(440) = 1149.892	V(620) = 0.00039	p(620) = 165
V(450) = 0.00035	p(450) = 951.746	V(630) = 0.00035	p(630) = 165
V(460) = 0.00039	p(460) = 813.442	V(640) = 0.0003	p(640) = 165
V(470) = 0.00044	p(470) = 714.739	V(650) = 0.00025	p(650) = 165
V(480) = 0.00048	p(480) = 643.285	V(660) = 0.0002	p(660) = 165
V(490) = 0.00051	p(490) = 591.284	V(670) = 0.00015	p(670) = 165
V(500) = 0.00054	p(500) = 553.686	V(680) = 0.00011	p(680) = 165
V(510) = 0.00056	p(510) = 527.17	V(690) = 0.00008	p(690) = 165
V(520) = 0.00058	p(520) = 509.564	V(700) = 0.00005	p(700) = 165
V(530) = 0.00059	p(530) = 499.501	V(710) = 0.00004	p(710) = 165

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 733.506$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{733.506}{5.588 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 1.313 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.313 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.286 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.31 \times 10^3 + 1.286 \times 10^3}{2} = 1.298 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.31 \times 10^3 - 1.286 \times 10^3}{1.298 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.838$$

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;

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

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 7.997 \times 10^3 = 9.596 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.2 \times 10^4 = 1.2 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 140.76$	$V(\varphi_r) = 3.021 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 140.76$	$V(\varphi_d) = 5.89 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 7996.986$	$V(\varphi_c) = 3.021 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11995.479$	$V(\varphi_z) = 3.026 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 496.227$	$V(\varphi_b) = 5.89 \times 10^{-4}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.957 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 6.277 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.088 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.212 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 375$	$p(\varphi_{z'}) = 1.2 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 4.212 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 620.481$	$V(\varphi_{b''}) = 4.904 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 165$	$V(\varphi_{r'}) = 4.375 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 140.76$	$V(\varphi_{r''}) = 4.73 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 165.8$	$V(\varphi_{d'}) = 5.222 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 9.596 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.021 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 368$	$p_{zд} = 1.2 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 3.362 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

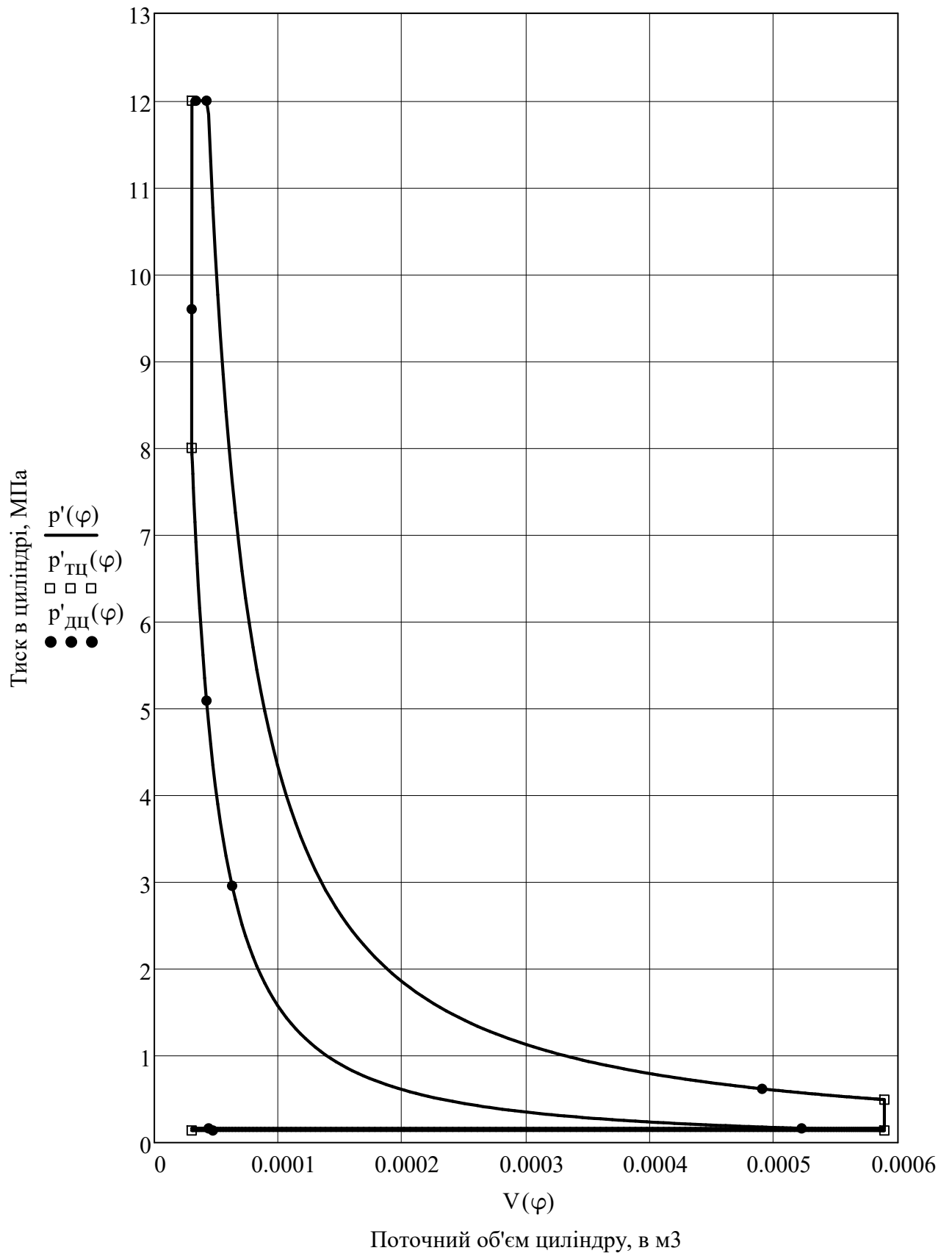


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

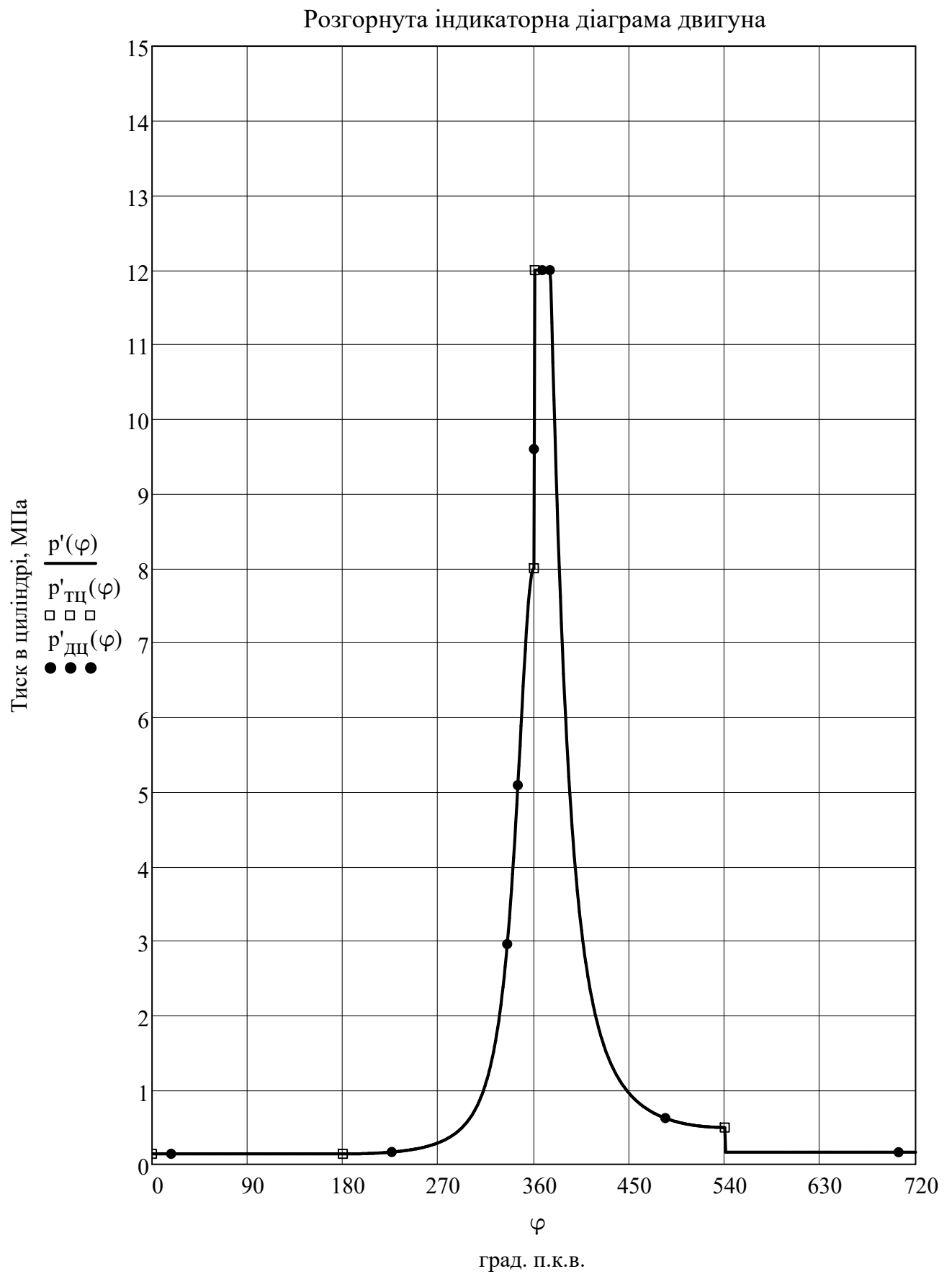


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

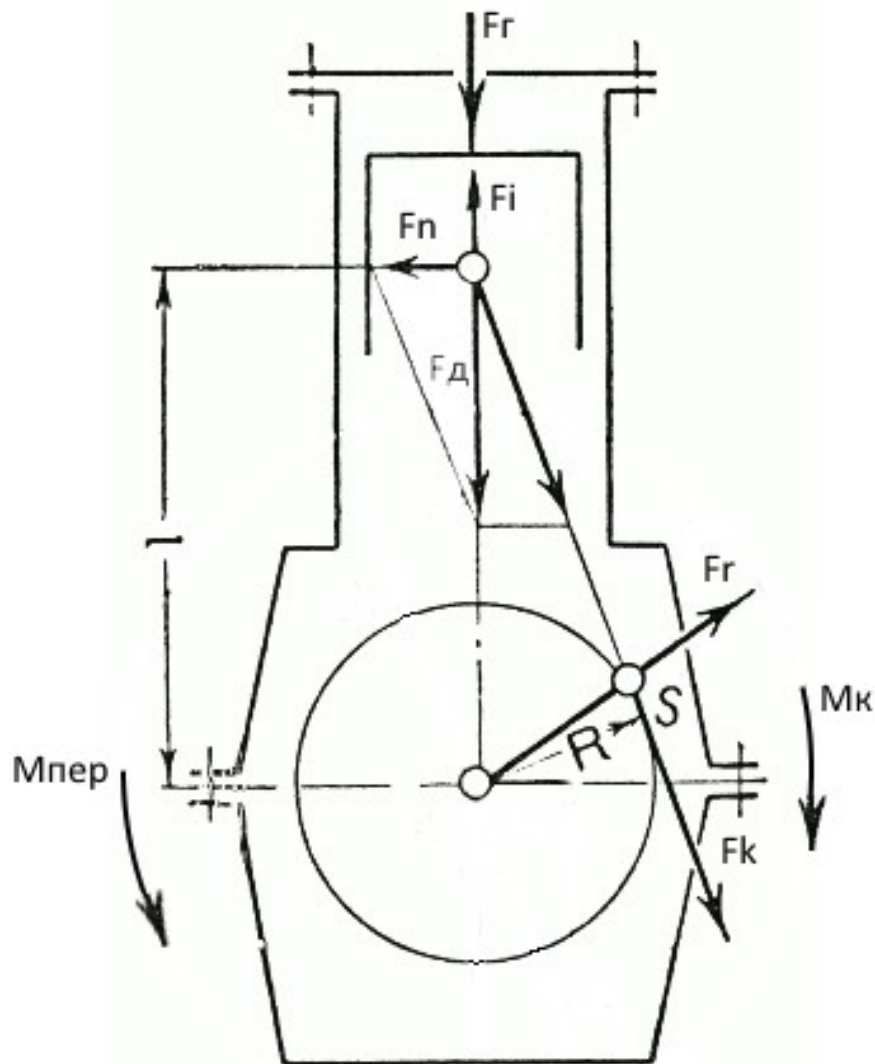


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.2$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.2$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.2 + \frac{1}{3} \cdot 3.2 = 2.267$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.094}{2} = 0.047$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.047}{0.256} = 0.184$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.087^2}{4} = 0.006$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418.879$$

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

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

Крутний 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

$F_r(0) = 0.235$	$F_i(0) = -23.478$	$F_d(0) = -23.243$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.235$	$F_i(30) = -18.581$	$F_d(30) = -18.346$	$M_k(30) = -0.528$
$F_r(60) = 0.235$	$F_i(60) = -6.954$	$F_d(60) = -6.719$	$M_k(60) = -0.309$
$F_r(90) = 0.235$	$F_i(90) = 4.785$	$F_d(90) = 5.02$	$M_k(90) = 0.236$
$F_r(120) = 0.235$	$F_i(120) = 11.739$	$F_d(120) = 11.973$	$M_k(120) = 0.423$
$F_r(150) = 0.235$	$F_i(150) = 13.795$	$F_d(150) = 14.03$	$M_k(150) = 0.256$
$F_r(180) = 0.235$	$F_i(180) = 13.907$	$F_d(180) = 14.142$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.293$	$F_i(210) = 13.795$	$F_d(210) = 14.088$	$M_k(210) = -0.257$
$F_r(240) = 0.515$	$F_i(240) = 11.739$	$F_d(240) = 12.254$	$M_k(240) = -0.433$
$F_r(270) = 1.127$	$F_i(270) = 4.785$	$F_d(270) = 5.912$	$M_k(270) = -0.278$
$F_r(300) = 3.116$	$F_i(300) = -6.954$	$F_d(300) = -3.838$	$M_k(300) = 0.177$
$F_r(330) = 12.813$	$F_i(330) = -18.581$	$F_d(330) = -5.768$	$M_k(330) = 0.166$
$F_r(360) = 46.937$	$F_i(360) = -23.478$	$F_d(360) = 23.46$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 34.94$	$F_i(390) = -18.581$	$F_d(390) = 16.359$	$M_k(390) = 0.47$
$F_r(420) = 10.64$	$F_i(420) = -6.954$	$F_d(420) = 3.686$	$M_k(420) = 0.17$
$F_r(450) = 5.056$	$F_i(450) = 4.785$	$F_d(450) = 9.841$	$M_k(450) = 0.463$
$F_r(480) = 3.222$	$F_i(480) = 11.739$	$F_d(480) = 14.961$	$M_k(480) = 0.529$
$F_r(510) = 2.532$	$F_i(510) = 13.795$	$F_d(510) = 16.327$	$M_k(510) = 0.298$
$F_r(540) = 2.348$	$F_i(540) = 13.907$	$F_d(540) = 16.255$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.379$	$F_i(570) = 13.795$	$F_d(570) = 14.174$	$M_k(570) = -0.259$
$F_r(600) = 0.379$	$F_i(600) = 11.739$	$F_d(600) = 12.117$	$M_k(600) = -0.428$
$F_r(630) = 0.379$	$F_i(630) = 4.785$	$F_d(630) = 5.164$	$M_k(630) = -0.243$
$F_r(660) = 0.379$	$F_i(660) = -6.954$	$F_d(660) = -6.575$	$M_k(660) = 0.303$
$F_r(690) = 0.379$	$F_i(690) = -18.581$	$F_d(690) = -18.202$	$M_k(690) = 0.523$
$F_r(720) = 0.379$	$F_i(720) = -23.478$	$F_d(720) = -23.099$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -23.243$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.368$	$F_r(30) = -14.704$	$F_k(30) = -11.224$	$M_{пер}(30) = 0.528$
$F_n(60) = -1.528$	$F_r(60) = -2.037$	$F_k(60) = -6.583$	$M_{пер}(60) = 0.309$
$F_n(90) = 1.329$	$F_r(90) = -1.329$	$F_k(90) = 5.02$	$M_{пер}(90) = -0.236$
$F_n(120) = 2.722$	$F_r(120) = -8.344$	$F_k(120) = 9.008$	$M_{пер}(120) = -0.423$
$F_n(150) = 1.811$	$F_r(150) = -13.056$	$F_k(150) = 5.447$	$M_{пер}(150) = -0.256$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -14.142$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.818$	$F_r(210) = -13.11$	$F_k(210) = -5.47$	$M_{пер}(210) = 0.257$
$F_n(240) = -2.786$	$F_r(240) = -8.54$	$F_k(240) = -9.219$	$M_{пер}(240) = 0.433$
$F_n(270) = -1.566$	$F_r(270) = -1.566$	$F_k(270) = -5.912$	$M_{пер}(270) = 0.278$
$F_n(300) = 0.873$	$F_r(300) = -1.163$	$F_k(300) = 3.76$	$M_{пер}(300) = -0.177$
$F_n(330) = 0.744$	$F_r(330) = -4.623$	$F_k(330) = 3.529$	$M_{пер}(330) = -0.166$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 23.46$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 2.111$	$F_r(390) = 13.112$	$F_k(390) = 10.008$	$M_{пер}(390) = -0.47$
$F_n(420) = 0.838$	$F_r(420) = 1.117$	$F_k(420) = 3.611$	$M_{пер}(420) = -0.17$
$F_n(450) = 2.606$	$F_r(450) = -2.606$	$F_k(450) = 9.841$	$M_{пер}(450) = -0.463$
$F_n(480) = 3.401$	$F_r(480) = -10.426$	$F_k(480) = 11.256$	$M_{пер}(480) = -0.529$
$F_n(510) = 2.107$	$F_r(510) = -15.193$	$F_k(510) = 6.339$	$M_{пер}(510) = -0.298$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -16.255$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.829$	$F_r(570) = -13.19$	$F_k(570) = -5.503$	$M_{пер}(570) = 0.259$
$F_n(600) = -2.755$	$F_r(600) = -8.445$	$F_k(600) = -9.116$	$M_{пер}(600) = 0.428$
$F_n(630) = -1.368$	$F_r(630) = -1.368$	$F_k(630) = -5.164$	$M_{пер}(630) = 0.243$
$F_n(660) = 1.495$	$F_r(660) = -1.993$	$F_k(660) = 6.441$	$M_{пер}(660) = -0.303$
$F_n(690) = 2.349$	$F_r(690) = -14.589$	$F_k(690) = 11.135$	$M_{пер}(690) = -0.523$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -23.099$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

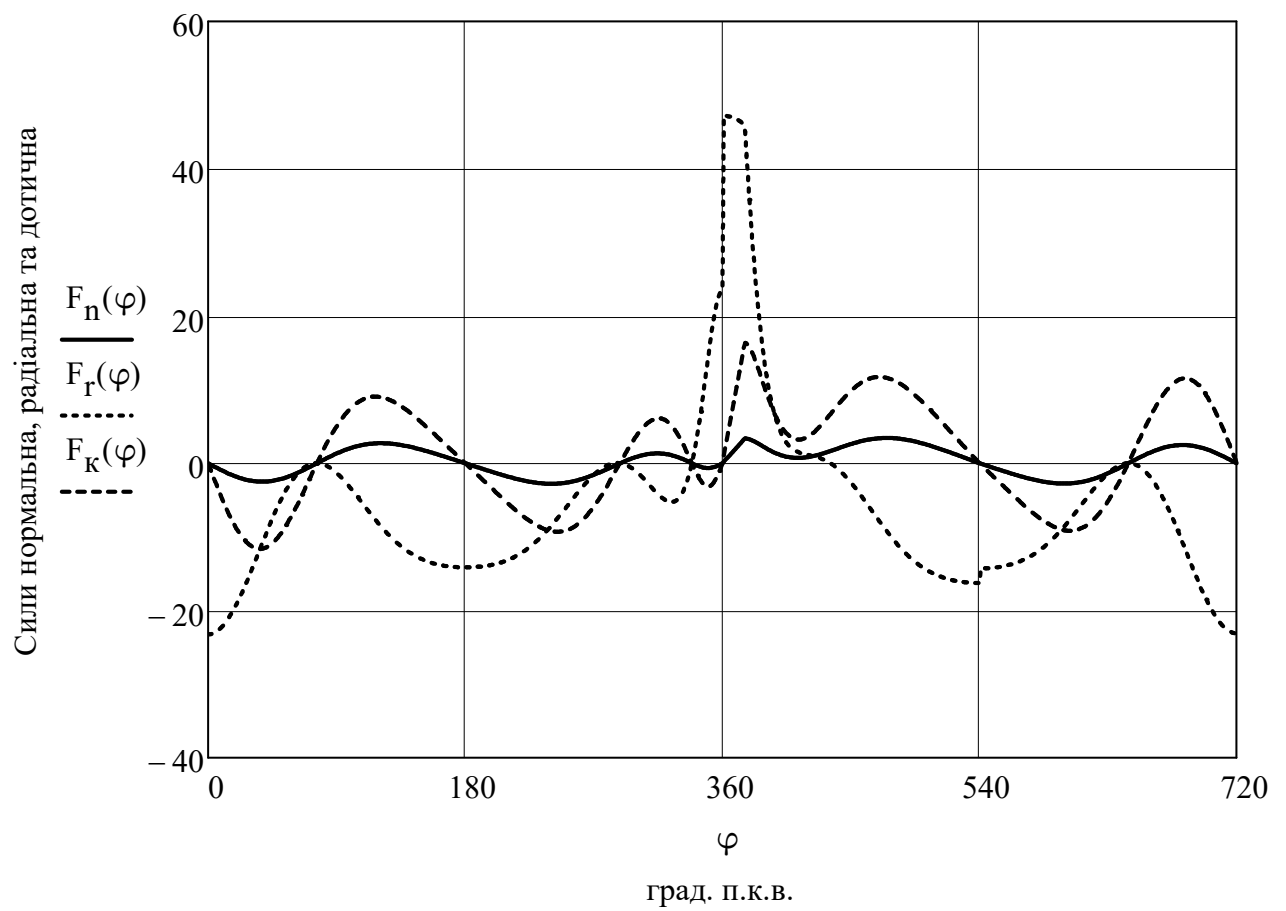
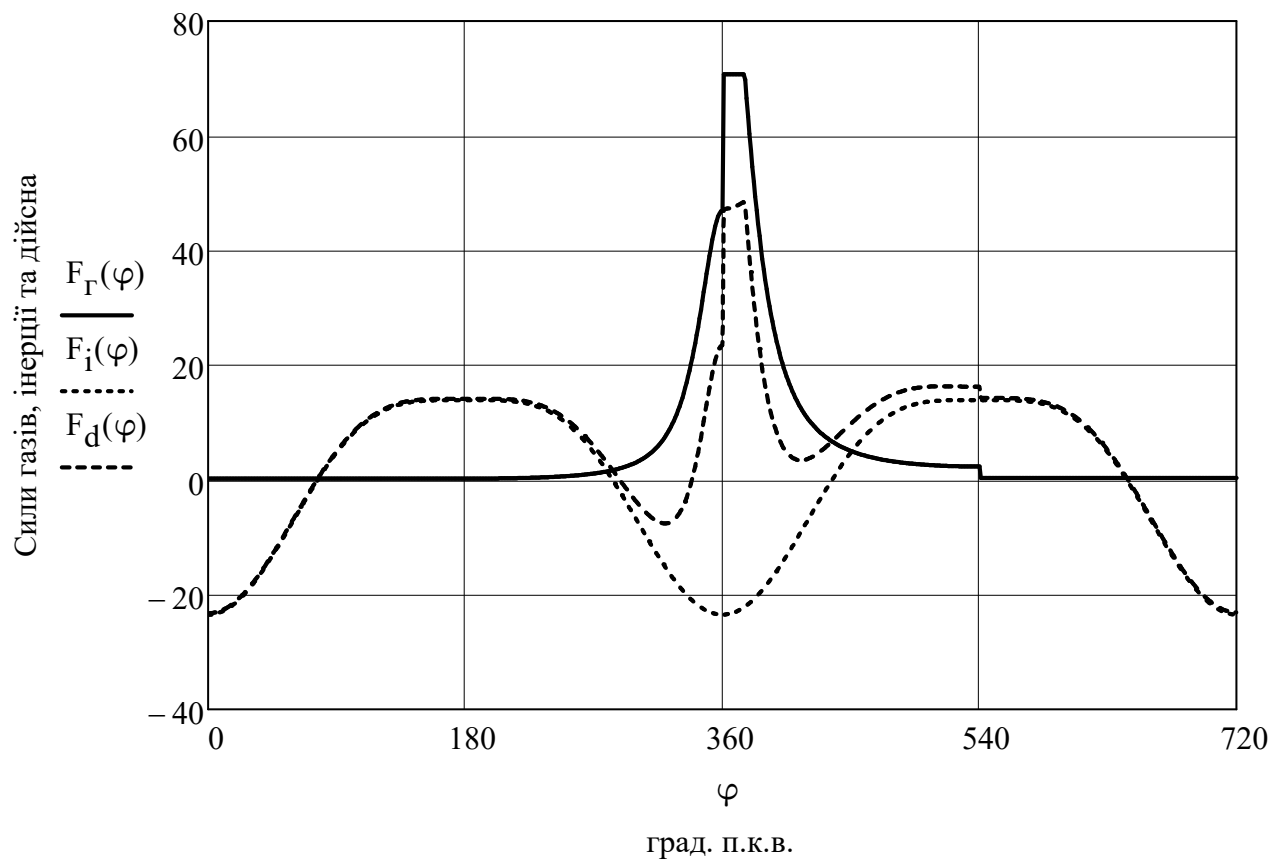


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

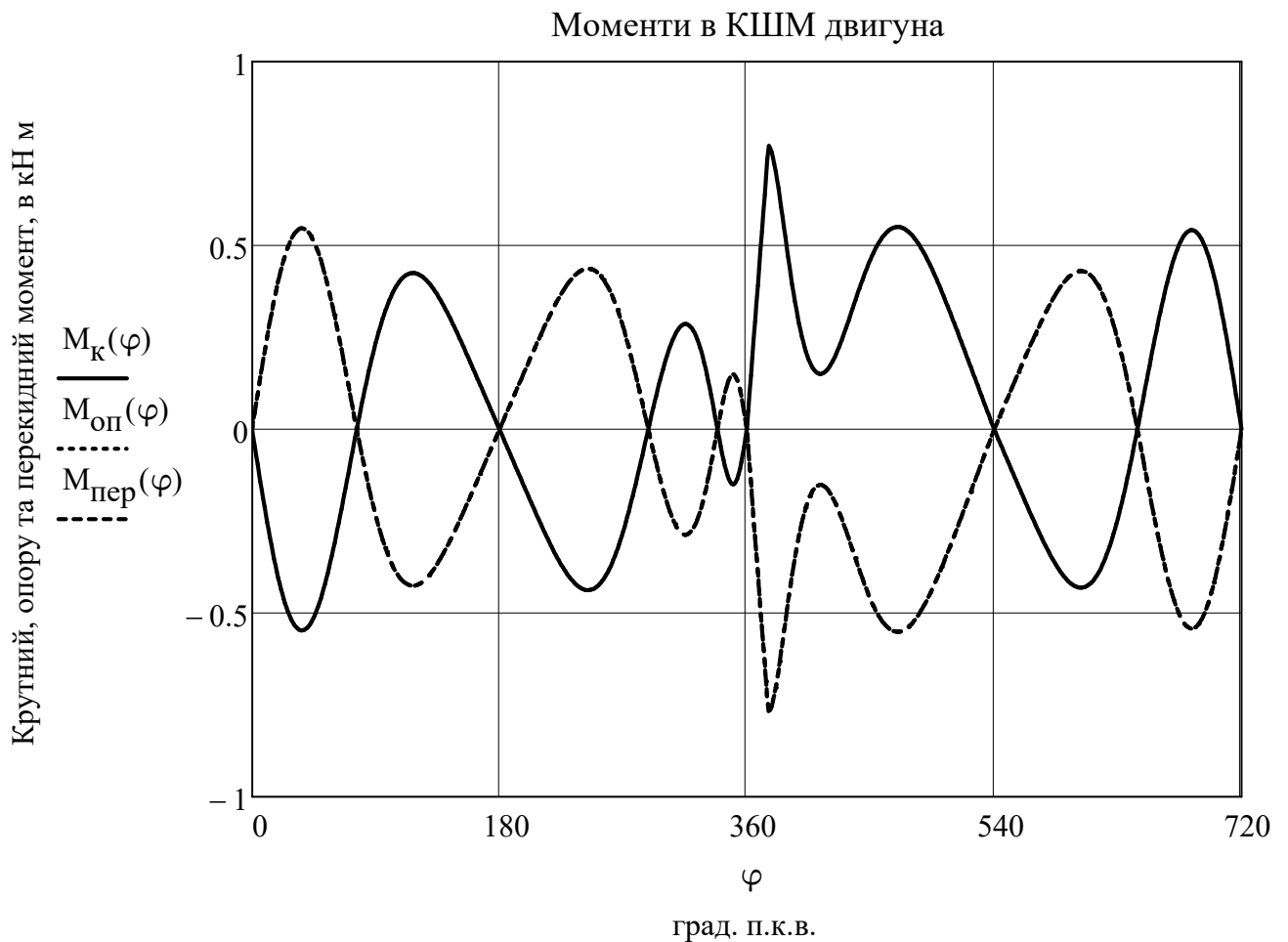


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

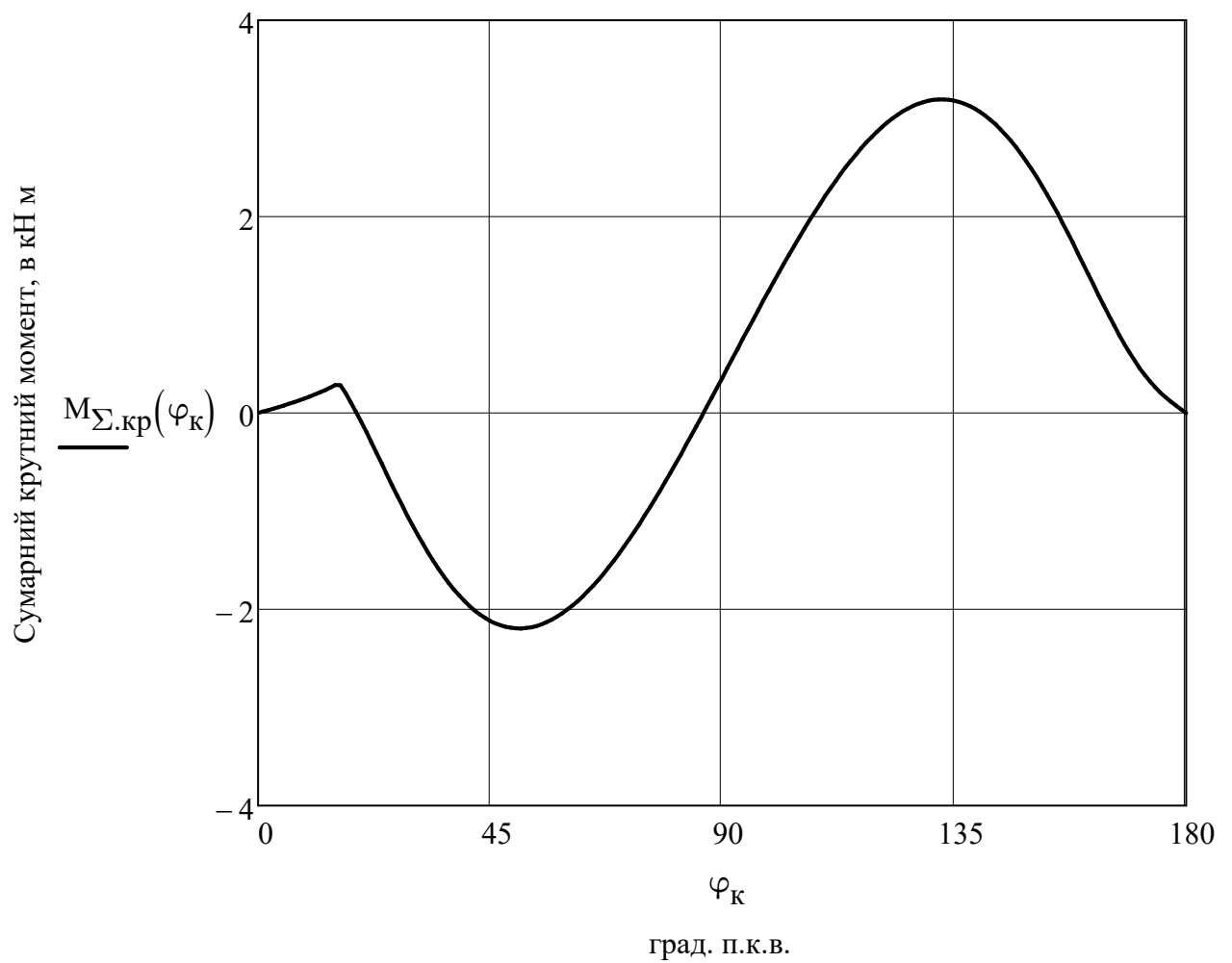


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.11$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.05$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.661$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.101$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -2.17$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.89$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.286$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.308$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.356$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.248 \times 10^{-15}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{16.353 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.928 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 80.047 = 80047.036$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8.005 \times 10^4}{1.928 \times 10^5} \cdot 100 = 41.513$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 192824.508 \cdot 0.415 = 80000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|8.005 \times 10^4 - 8 \times 10^4|}{8.005 \times 10^4} \cdot 100 = 0.059$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.04 = 0.15$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 192824.508 = 28923.676$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 235.893 = 141.536$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.087^2}{4} \cdot 0.094 = 5.588 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{141.536 \cdot 5.588 \times 10^{-4} \cdot 4 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 10.54537$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 10.545 = 10545.372$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 28923.676 + 10545.372 = 39469.048$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{39469.04801 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00113$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.123$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.123 = 123.086$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 28923.7 + 10545.4 + 123.1 = 39592.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{39592.134}{192824.508} \cdot 100 = 20.533$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 314.259 - 273 = 41.259$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 41.259 = 29.107$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} = 0.923 \cdot 33.411 \cdot 477 = 14709.545$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.107 \cdot 41.259 = 1069.042$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14709.5 - 1069 = 13640.5$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{16.353}{3.6} \cdot 13640.504 = 61963.707$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{61963.707}{192824.508} \cdot 100 = 32.135$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{235.893}{1310.254} \cdot 0.506 = 0.091$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.091 \cdot 192824.508 = 17565.292$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 28923.676 + 17565.292 - 39592.134 = 6896.835$$

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

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

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

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 6.897 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 9.149 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{9.149 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.457$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.457 = 457.447$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 6896.835 + 457.447 = 7354.282$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7354.282}{192824.508} \cdot 100 = 3.814$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 80047.036 \\ 39592.134 \\ 61963.707 \\ 7354.282 \end{pmatrix} = 188957.158$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 192824.5 - 188957.2 = 3867.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3867.351}{192824.508} \cdot 100.000 = 2.006$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 192824.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 80047.0$	$q_e = 41.5$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 61963.7$	$q_{\Gamma} = 32.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 39592.1$	$q_B = 20.5$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 7354.3$	$q_M = 3.8$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 3867.4$	$q_{HB} = 2.0$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 41.513 + 32.135 + 20.533 + 3.814 + 2.006 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	73,5	80,05	8,9
2	Середній ефективний тиск	P_{me}	кПа	988	1074	8,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,407	0,415	2,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,817	0,82	0,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г	208	204	-1,9
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	87	87	0,0
7	Хід поршня	S	мм	94	94	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 6,5 кВт у порівнянні з прототипом. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, дав реальний приріст потужності проектного двигуна на 6,6 кВт, що у відсотковому співвідношенні на 8,9% більше ніж у прототипу.

Забезпечити зростання потужності, за умови сталих величин діаметру циліндру та ходу поршня, та збереження частоти обертання, можна завдяки збільшенню величини середнього ефективного тиску. Аналіз отриманих результатів що наведений в таблиці 2.1, показав що зазначена величина зростає пропорційно зростанню потужністю на 8,7%. Для підвищення величини середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна було збільшено величину тиску наддуву.

Оптимальний вибір початкових даних по параметрам наддуву, а також реалізація заходів щодо очищення відпрацьованих газів забезпечили покращення ефективності протікання робочого циклу, та гарні екологічні показники дизеля.

Так дані наведені в таблиці 2.1 показують що, ефективний ККД робочого циклу проєктованого двигуна зріс на 2,0% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива знизилась на -1,9%.

Для механічного ККД змін майже не відбулося. Така ситуація пов'язана з тим що величина механічних втрат майже не змінилися.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та покращення ефективності вигорання палива вдалося отримати збільшення ефективної потужності двигуна у порівнянні з прототипом без зміни геометричних розмірів циліндру.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОЧИЩЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ТИПУ SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION (SCR).

3.1 Опис та принцип роботи системи очищення відпрацьованих газів SCR.

Система нейтралізації відпрацьованих газів Selective Catalytic Reduction (виборче каталітичне відновлення) або скорочено SCR, призначена для зниження рівня оксидів азоту, що містяться у відпрацьованих газах. У даній технології хімічна реакція відновлення (нейтралізації) відбувається вибірково. Це означає, що в складі відпрацьованих газів цілеспрямовано знижується тільки вміст оксидів азоту. Вміщені в відпрацьованих газах оксиди азоту (NO_x) в каталізаторі відновлення перетворюються в азот (N_2) і воду (H_2O). Для цього в потік відпрацьованих газів перед каталізатором безперервно впорскується відновник (Сечовина). Сечовина міститься в окремому додатковому баку.

В автомобілебудуванні технологія SCR на протязі незначого часу вже застосовується на комерційному транспорті, в вантажних автомобілях і автобусах. Завдяки цьому автотранспорт має можливість виконувати норми по токсичності Євро 6.

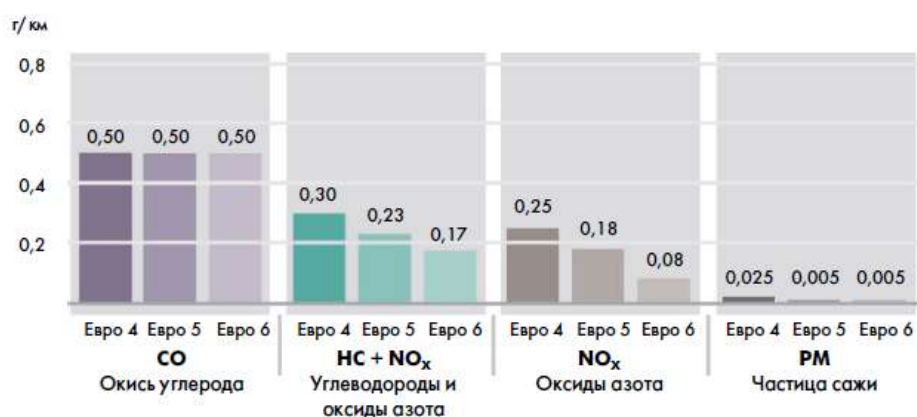


Рис. 3.1 – Допустимі граничні показники викиду відпрацьованих газів для дизельних двигунів в Європі.

Оксиди азоту – це збірне поняття для хімічних сполук азоту і кисню (наприклад, NO , NO_2 ...). Вони утворюються в результаті високого тиску, високих температур

і надлишку кисню під час згоряння паливної суміші в двигуні. Оксиди азоту окрім забруднення навколишнього середовища відповідальні і за шкоду, що наноситься лісам «кислотними дощами», і утворення смогу.

Заходи щодо зниження рівня оксидів азоту передбачають застосування різних заходів, серед яких і встановлення системи SCR. Перш ніж каталізатор системи SCR почне нейтралізувати оксиди азоту, для зменшення їх викиду застосовується ряд різних технічних рішень. Зниження викидів можна забезпечити за рахунок заходів, що вживаються усередині двигуна. Ефективна оптимізація процесу згоряння піклується про те, щоб шкідливих речовин зовсім не утворювалося. До заходів, що вживаються усередині двигуна, відносяться:

- конструктивне виконання впускного і випускного трактів для оптимальних умов течії потоку газів;
- високий тиск вприскування для гарного сумішоутворення;
- конструкція камери згоряння, наприклад виконання порожнини камери згоряння в поршні і зниження ступеня стиснення.

Крім того серед зазначених заходів у двигуні застосовують рециркуляцію відпрацьованих газів. При рециркуляції частина відпрацьованих газів повторно повертається в процес згоряння палива. При цьому частка кисню в паливо-повітряній суміші зменшується, що призводить до зменшення швидкості горіння. В результаті знижується максимальна температура згоряння і зменшуються викиди оксидів азоту.

Серед заходів що пропонується для зменшення оксидів азоту також реалізується охолодження відпрацьованих газів, що проходять рециркуляцію. Для ще більш ефективного зниження рівня оксидів азоту при рециркуляції ВГ, на двигуні, прогрітому до робочої температури, відпрацьовані гази при рециркуляції проходять через радіатор. Завдяки цьому температура згоряння додатково знижується і значна кількість відпрацьованих газів може бути відновлена.

Так при нагріванні приблизно до 200 °С каталізатор відновлення досягає робочої температури. Блок управління двигуна отримує дані про температуру ВГ перед каталізатором відновлення від датчика температури ВГ.

Розчин сечовини AdBlue® забирається насосом сечовини з бака сечовини і під тиском приблизно 5 бар прокачується через обігрівача трубопровід сечовини до форсунки сечовини. Форсунка сечовини управляється блоком управління двигуна і впорскує сечовину в дозується кількість в трубопровід системи випуску ВГ. Впорснуті сечовина підхоплюється потоком ВГ і рівномірно розподіляється мікшером у відпрацьованих газах. На ділянці до відновного каталізатора, так званому гідролізним ділянці, сечовина розпадається на аміак (NH_3) і вуглекислий газ (CO_2). У відновному каталізаторі аміак (NH_3) вступає в реакцію з оксидами азоту (NO_x), утворюючи азот (N_2) і воду (H_2O). Коефіцієнт корисної дії системи SCR визначається датчиком кількості NO_x .

Для того щоб блок управління двигуна дав команду на уприскування сечовини, повинні бути виконані наступні умови:

- відновлювальний каталізатор досяг робочої температури приблизно 200 °С;
- при низькій температурі навколишнього середовища забезпечено достатню кількість рідкої сечовини для вприскування;

При наступних умовах уприскування сечовини блоком управління двигуна переривається:

- при малому об'ємному потоці ВГ, наприклад на холостому ході;
- коли температура ВГ знижується занадто сильно і робоча температура відновлювального каталізатора не досягається.

Конструкція відновного каталізатора відповідає конструкції окисного каталізатора з стільнико-подібним керамічним елементом. Покриття відновного каталізатора складається з цеоліту міді. Воно призначене для прискорення процесу відновлення оксидів азоту.

Система має гідролізну ділянку, яка знаходиться між форсункою сечовини і відновним каталізатором. Там з відновника (водного розчину сечовини) утворюється необхідний для відновлення оксидів азоту аміак (NH_3). Це відбувається в результаті реакції термолізу і гідролізу впорснутої сечовини.

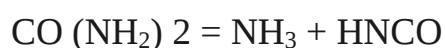
Коли сечовина впорскується в потік гарячих ВГ, спочатку випаровується вода.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

До входу в каталізатор SCR сечовина повинна повністю випаруватися. Чим вище рівноважний розподіл, тим вище коефіцієнт корисної дії відновного каталізатора.

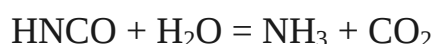
Термоліз – хімічна реакція, при якій в результаті нагрівання вихідна речовина розпадається на кілька речовин. Гідроліз – розпад хімічної сполуки в результаті реакції з водою.

При термолізі відновник (водний розчин сечовини) розпадається на аміак і ізоціанової кислоту.



сечовина = аміак + ізоціанова кислота

Після цього відбувається реакція гідролізу, при якій ізоціанова кислота реагує з міститься в ВГ водою. При цьому виникає ще одна молекула аміаку і вуглекислий газ.



ізоціанова кислота + вода = аміак + вуглекислий газ

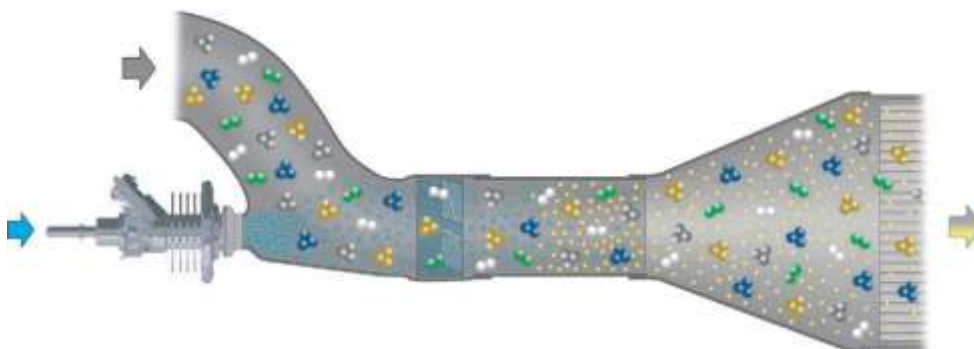


Рис. 3.2 – Принцип утворення аміаку в результаті реакції термолізу і гідролізу впорскнутої сечовини.

До входу в каталізатор SCR сечовина повинна повністю випаруватися. Чим вище рівноважний розподіл, тим вище коефіцієнт корисної дії відновного каталізатора.

У відновному каталізаторі відбувається відновлення оксидів азоту. Це означає, що в процесі відновлення оксид азоту (NO_x) віддає молекули кисню або, іншими словами, у оксиду азоту забираються молекули кисню. У відновному каталізаторі

оксиди азоту ($\text{NO} + \text{NO}_2$) вступають в реакцію з аміаком (NH_3) з утворенням азоту (N_2) і води (H_2O).

Важливе для процесу відновлення співвідношення оксидів NO і NO_2 в відпрацьованих газах утворюється в окислювальному каталізаторі. Покриття окисного каталізатора адаптовано під систему нейтралізації SCR.



монооксид азоту + діоксид азоту + аміак = азот + вода

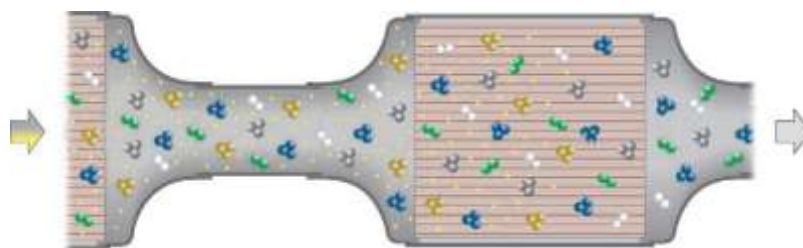


Рис. 3.3 – Схема відновлювально-окислювальних процесів в каталізаторі.

Після процесу відновлення в відпрацьованих газах містяться такі речовини: CO_2 – вуглекислий газ; O_2 – кисень; H_2O – вода; N_2 – азот.

Форсунка сечовини закріплена на S-подібній напрямній трубці системи випуску за допомогою хомута. Завданням форсунки є дозування подачі сечовини в потік відпрацьованих газів. Керування роботою форсунки здійснює блок управління двигуна за допомогою сигналу з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ).

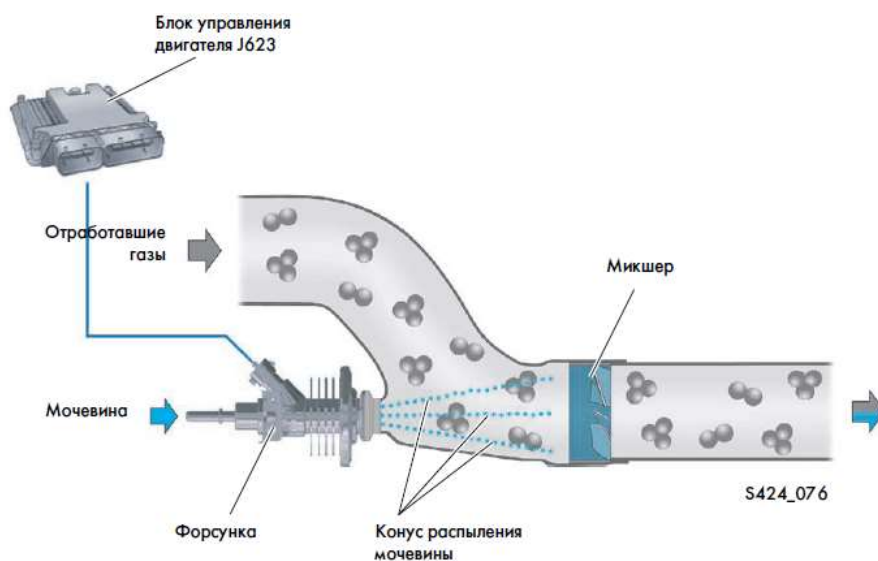


Рис. 3.4 – Схема керування процесом впорскування сечовини.

Завдяки розміщенню форсунки на S-подібній напрямній трубі системи випуску ВГ, сечовина впорскується в осьовому напрямку відносно напрямку потоку ВГ. Це дозволяє виключити відхилення конуса розпилення і забезпечує гарне змішування і рівномірний розподіл сечовини в потоці ВГ. Завдяки цьому конструктивному рішенню сечовина може швидко і повністю перейти в газоподібний стан.

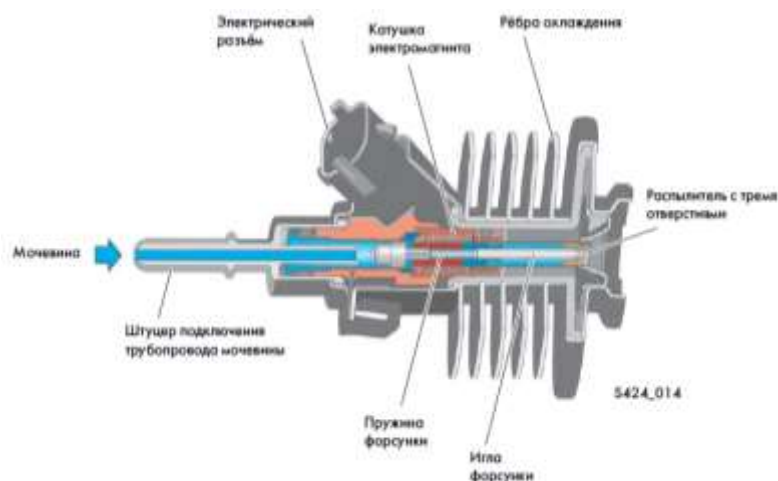


Рис. 3.5 – Форсунка для впорскування.

У форсунці сечовина знаходиться під тиском, створюваним насосом сечовини. У положенні спокою голка форсунки перекриває вихідний отвір за рахунок зусилля пружини форсунки. Для впорскування сечовини блок управління двигуна посилає керуючий сигнал на електромагнітну катушку. При цьому виникає магнітне поле, яке витягує якір форсунки і голку форсунки.

Форсунка відкривається, і відбувається впорскування сечовини. Якщо керуючий сигнал на електромагнітну катушку більше не надходить, магнітне поле зникає, і голка форсунки перекриває отвір під дією пружини форсунки.

В системі випуску ВГ, безпосередньо за направляючою S-подібної напрямної труби, знаходиться механічний мікшер для впорснутої сечовини. В основному мікшер грає роль поверхні, що відбиває розпорошені краплі сечовини. Положення пластинчастого мікшера вибрано так, що конус розпилу впорснутої сечовини по можливості повністю потрапляє на поверхню, що відбиває. При зіткненні з поверхнею, що відбиває розпорошеного краплі дробляться. Це призводить до того, що впорснута сечовина швидше випаровується і переходить в газоподібний стан.

Крім того, це дозволяє виключити потрапляння великих крапель розпорошеною сечовини на відновний каталізатор. Додатково, геометрична форма мікшера надає потоку ВГ обертальний рух. Це призводить до кращого змішування і рівноважного розподілу крапель розпилю в потоці ВГ.



Рис. 3.6 - Мікшер

Необхідну для вприскування кількість сечовини розраховується блоком управління двигуна і залежить від наступних факторів:

- режиму роботи двигуна;
- температури ВГ;
- частки оксидів азоту в масовому потоці ВГ.

Частка оксидів азоту, що надходить в відновлювальний каталізатор, розраховується блоком управління двигуна по залежності від характеристик математичної моделі. Математична модель заснована на теоретично розрахованій частці оксидів азоту в масовому потоці ВГ. Масовий потік ВГ відповідає масовій витраті повітря у впускному каналі, який визначається витратоміром повітря, і масі вприснутого палива.

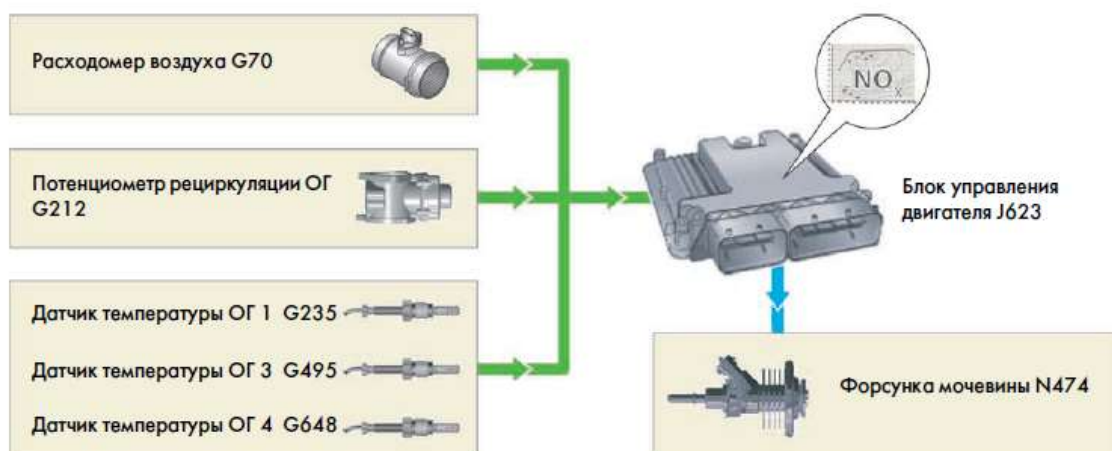


Рис. 3.7 – Схема електронного керування системою подачі сечовини.

При певних режимах роботи двигуна, наприклад на холостому ходу, або при незначній температурі ВГ аміак може накопичуватися в відновлювальній каталізаторі. Цей накопичений аміак використовується для того, щоб при сприятливих експлуатаційних режимах знизити більш високу частку оксидів азоту в ВГ. Накопичена кількість аміаку також визначається блоком управління двигуна шляхом розрахунку по математичній моделі і застосовується як додатковий фактор впливу для розрахунку кількості сечовини для вприскування.

Датчик NO_x закручений трубу випуску ВГ безпосередньо за відновлювальним каталізатором. З його допомогою визначається частка оксидів азоту в ВГ, яка аналізується блоком управління датчика.

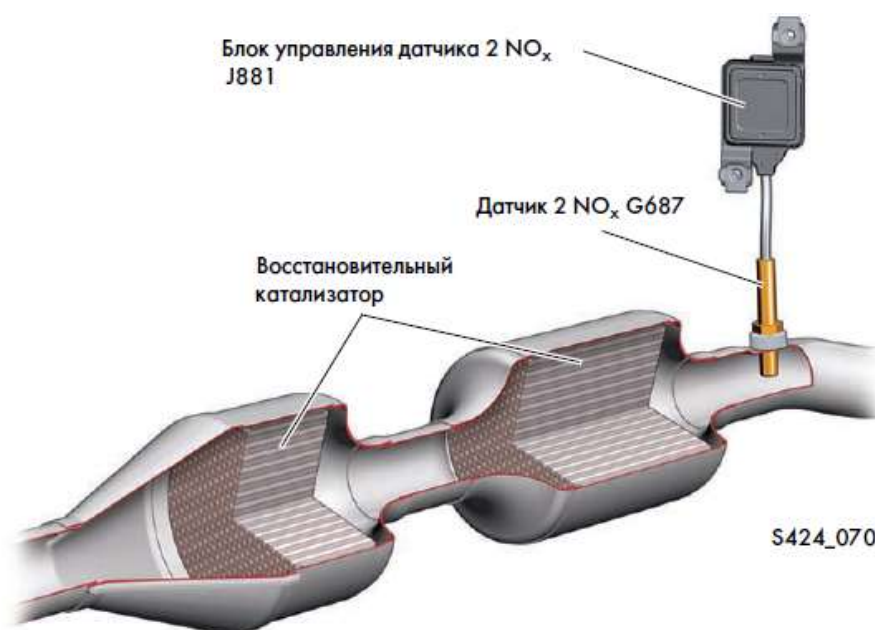


Рис. 3.8 – Місце встановлення датчику

Для контролю роботи системи SCR в системі самодіагностики за допомогою сигналу датчика NO_x визначається коефіцієнт корисної дії відновного каталізатора. Для цього виміряне значення порівнюється з математичною моделлю розрахунку кількості оксидів азоту в блоці управління двигуна.

Якщо значення ККД стане менше певного, включаються лампа check engine і контрольна лампа системної помилки AdBlue® на дисплеї комбінації приладів і вноситься помилка в пам'ять несправностей.

Датчик NO_x закручений трубу випуску ВГ безпосередньо за відновлювальним каталізатором. З його допомогою визначається частка оксидів азоту в ВГ, яка аналізується блоком управління датчика.

Струм сигналу від датчика NO_x складає кілька мікроампер. Для більшої точності вимірювання сигнали не передаються по кабелю великої довжини блоку управління двигуна, а за коротким шляху передаються блоку управління датчика NO_x і оцінюються ним. Блок управління датчика NO_x готує сигнали і передає їх блоку управління двигуна. Датчик NO_x і блок управління датчика NO_x утворюють єдиний вузол і в разі несправності повинні замінюватися спільно.

Датчик NO_x складається з двох камер, двох нагнітальних елементів, декількох електродів і нагрівального елементу. чутливий елемент датчика складається з діоксиду цирконію. Особливістю даного матеріалу є те, що при додатку електричної напруги негативно заряджені іони кисню переміщаються від негативного електрода до позитивного електрода.

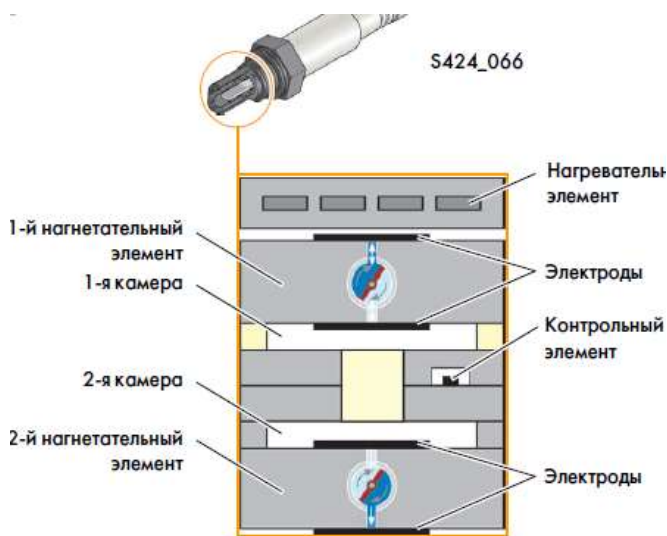


Рис. 3.9 - Датчик NO_x та його будова.

Принцип роботи датчика NO_x заснований на вимірюванні кількості кисню і може бути розтлумачений на прикладі широкосмугового лямбда зонда. Частина ВГ надходить в першу камеру. Концентрація кисню в першій камері знижується для можливості виміру малих часток оксидів азоту в ВГ. Внаслідок різних часткою кисню в ВГ і контрольному елементі на електродах можна виміряти електричну

напругу. Блок керування датчика NO_x регулює цю напругу на постійне значення. При цьому нагнітальними елементами кисень відкачується або закачується, і таким чином концентрація кисню в першій камері регулюється до певного значення.

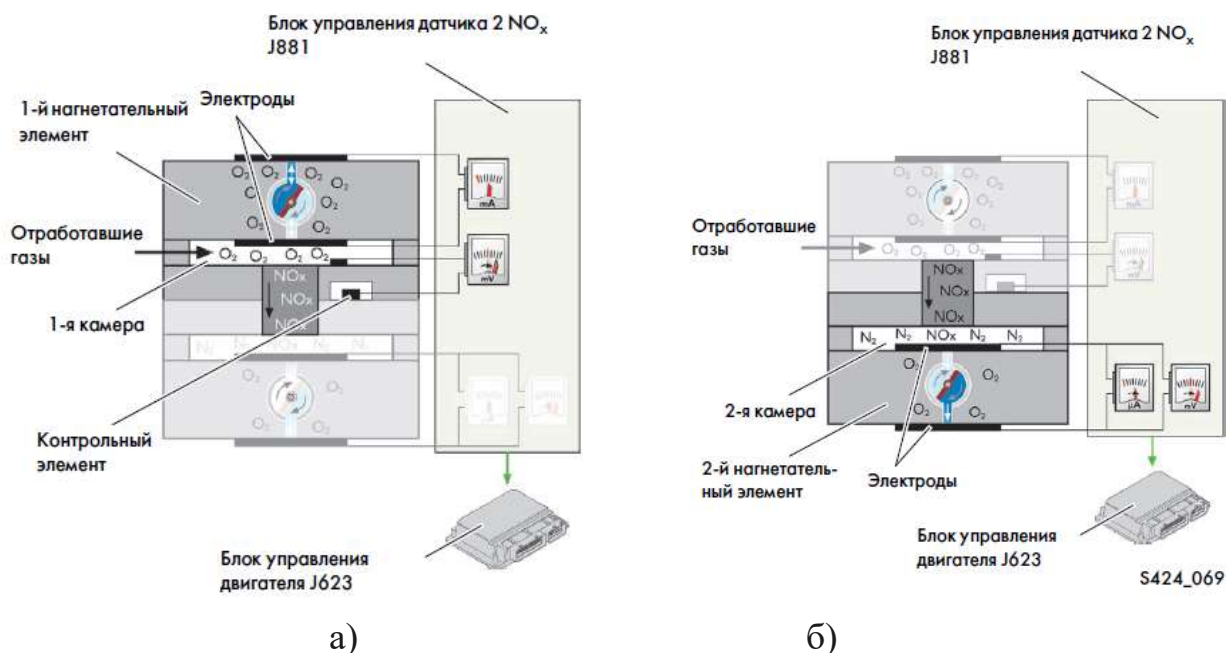


Рис. 3.10 – Принцип роботи датчика.

а) робота першої камери датчика; б) робота другої камери датчика.

Відпрацьовані гази надходять з першої камери в другу. Молекули NO_x в ВГ на спеціальному електроді розпадаються на N_2 і O_2 . Оскільки до внутрішнього та зовнішнього електродів докладено симетричне напруга в 400 мВ, іони кисню переміщуються від внутрішнього електрода до зовнішнього. Виникає при цьому струм іонів кисню нагнітального елемента є масштабом для визначення частки оксидів азоту під другий камері. Оскільки струм іонів кисню нагнітального елемента пропорційний частки оксидів азоту в ВГ, звідси можна визначити частку оксидів азоту.

Необхідний для відновлення оксидів азоту аміак застосовується не в чистому вигляді, а у вигляді водного розчину сечовини. Аміак у чистому вигляді подразнює шкіру і слизові оболонки і, крім того, має вкрай неприємний запах. В якості відновника для системи SCR застосовується рідина, якою вся автомобільна промисловість дає єдине фірмове найменування AdBlue®.

AdBlue® є має високу ступінь очищення, прозорий розчин сечовини в воді. Він проводиться методом хімічного синтезу. Частка сечовини в AdBlue® становить 32,5%, оскільки при такій концентрації відновник має найбільш низьку точку замерзання, рівну -11 °С. Відхилення від даної концентрації в сторону більшої частки сечовини або води призводить до підвищення точки замерзання AdBlue®.

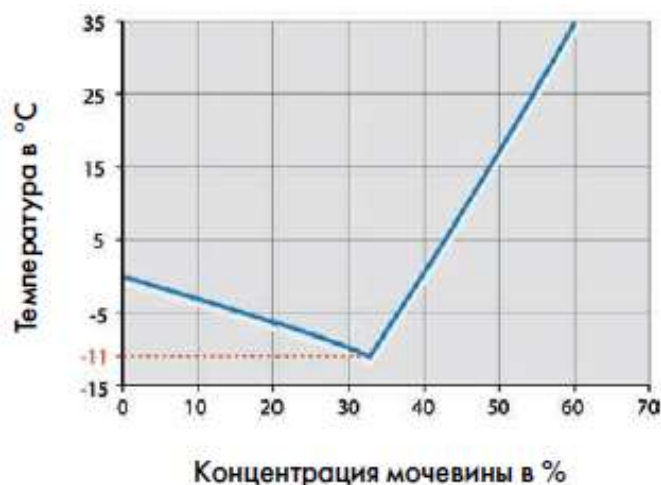


Рис. 3.11 – Залежність точки замерзання AdBlue® від відсоткового співвідношення розчину.

Бак для сечовини виготовлений із спеціального пластику і має заправну ємність близько 20 літрів.



Рис. 3.12 – Бачок для зберігання та подачі AdBlue®

У модулі подачі знаходяться датчики і виконавчі механізми для подачі сечовини в систему заправки і подачі, а модуль оцінки рівня сечовини вимірює рівень заповнення бака з сечовиною. Блок управління системи підігріву сечовини управляє обігрівом системи заправки і подачі сечовини. Ізоляція зі спіненого

поліпропілену призначена для захисту сечовини від низьких і високих температур навколишнього середовища.

Система заправки і подачі сечовини є в певній мірі ізольовану від зовнішнього середовища систему. Це досягається за рахунок порошкового матеріалу, що знаходиться в приєднувальному патрубку системи вентиляції. вирівнювання тиску в баку з сечовиною таким чином завжди відбувається протягом тривалого проміжку часу.

Модуль подачі сечовини кріпиться засувками в баку. За допомогою круглої гайки модуль кріпиться на верхній частини бака. У модуль подачі сечовини інтегровані наступні компоненти.



Рис. 3.13 – Модуль подачі сечовини.

Сечовина всмоктується насосом сечовини з так званої склянки підігрівача через всмоктувальну трубу і фільтр. Фільтр призначений для захисту системи нейтралізації SCR від пошкоджень частинками забруднень, що містяться в сечовині. Підігрів сечовини в склянці підігрівача забезпечує роботу системи SCR і при низьких температурах навколишнього середовища. Повертаючись від насоса сечовина по зовнішній стороні всмоктуючої труби стікає назад в стакан підігрівача. Через переливні щілини сечовина потрапляє з бака в стакан підігрівача. При низьких температурах, завдяки вихлюпування сечовини зі склянки підігрівача, замерзла в баку сечовина відтає. Насос сечовини являє собою мембранний насос.

Його привід здійснюється без щітковим двигуном постійного струму.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

Насос сечовини інтегрований в корпус модуля подачі сечовини і управляється блоком управління двигуна. Завдання насоса сечовини розрізняється в залежності від положення клапана зворотного перекачування сечовини:

- так при включеному двигуні і виконанні умов, необхідних для роботи системи нейтралізації SCR, насос подає сечовину з бака до форсунки сечовини під тиском приблизно 5 бар.

- а при виключенні дизельного двигуна він перекачує сечовину з трубопроводу подачі сечовини від форсунки сечовини назад в бак.

Блок управління двигуна управляє двигуном насоса за допомогою сигналу з ШІМ. Двигун через шатун приводить в дію мембранний насос, який під час роботи системи SCR засмоктує сечовину з бака і закачує її в трубопровід подачі сечовини. Датчик тиску системи дозування сечовини закручений в модуль подачі сечовини. Він визначає фактичний тиск подачі сечовини і передає сигнал напруги блоку управління двигуна.

За допомогою сигналу блок управління двигуна розраховує фактичний тиск сечовини в трубопроводі до форсунки сечовини. Тим самим блок управління двигуна може регулювати частоту обертання двигуна насоса і таким чином система інформує про необхідну продуктивність насоса. При відсутності сигналу від датчика тиску системи дозування сечовини дозування сечовини відключається і тоді система SCR непрацездатна.

Клапан зворотного перекачування сечовини представляє собою чотири ходовий двохпозиційний клапан. Він інтегрований в модуль подачі сечовини. Його основне завдання при відключенні дизельного двигуна перемикає напрямок подачі сечовини. Внаслідок цього сечовина з трубопроводу подачі сечовини повертається в бак сечовини. Для цього через електромагнітну котушку наводиться в дію підйомний магніт. Котушка управляється блоком управління двигуна. Після цього підйомний електромагніт через кулісу перемикає клапан в положення «відкачка». Обертаючись в одному напрямку двигун насоса відкачує сечовину з трубопроводу подачі в бак сечовини, що дозволяє попередити замерзання сечовини.

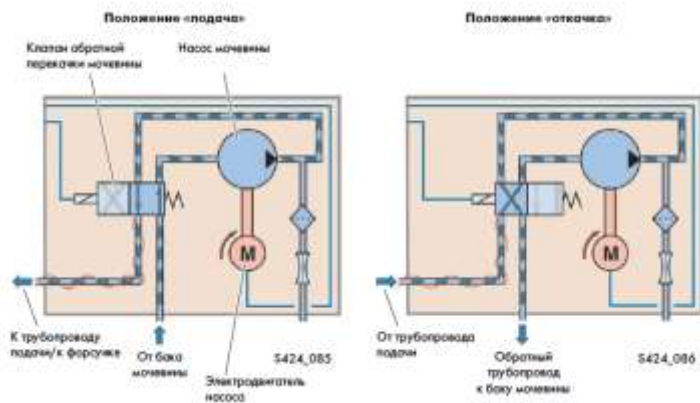


Рис. 3.14 – Положения клапана.

Датчик рівня сечовини являє собою датчик з чотирма елементами контролю рівня з нержавіючої сталі. Він знаходиться безпосередньо в склянці підігрівача.

Модуль оцінки рівня сечовини оцінює сигнали датчика в баку сечовини і передає ШІМ + сигнал блоку управління двигуна, який закріплений поза баком, на його верхній стороні. За допомогою сигналу датчика в баку сечовини модуль оцінки рівня сечовини визначає три різних рівня наповнення бака. Три вимірних значення різного рівня наповнення використовуються для різних ступенів попередження про необхідність дозаправки сечовини. Чотири чутливих елемента з нержавіючої сталі служать робочими і контрольними електродами для модуля оцінки рівня сечовини. Для визначення рівня наповнення бака використовується електрична провідність сечовини між елементами контролю рівня і контрольним електродом. Через короткі проміжки часу модуль послідовно подає змінну напругу на робочі електроди і контрольний електрод.

Струм між двома елементами контролю рівня може текти тільки в тому випадку, якщо обидва вони занурені в сечовину. За допомогою оцінки електричної провідності модуль оцінки рівня сечовини визначає, знаходиться рівень вище або нижче відповідного елемента контролю рівня. При наявності або відсутності сечовини опір між обома елементами відповідно змінюється, що реєструється модулем оцінки рівня і готується у вигляді сигналу для передачі блоку управління двигуна, щоб у разі низького рівня наповнення бака попередити водія про необхідність дозаправки сечовини, за допомогою сигналу з блоку управління.

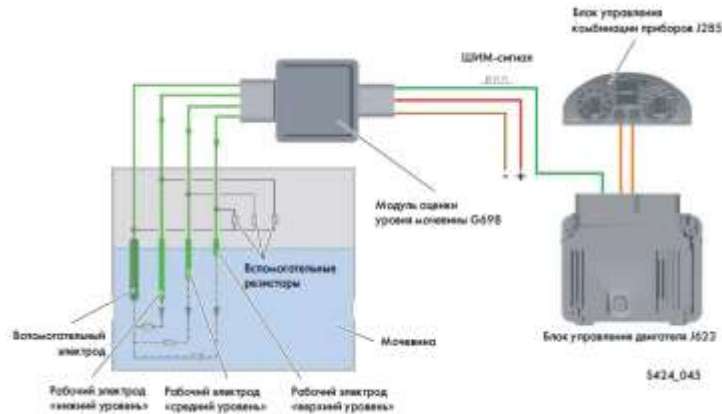


Рис. 3.15 – Система контролю рівня сечовини.

Коли рівень рідини опускається нижче позначки «середній рівень», струм між робочим електродом «середній рівень» і контрольним електродом тече вже не через сечовину, а через допоміжний резистор робочого електрода «середній рівень». У робочого електрода «верхній рівень» струм також тече через допоміжний резистор. У разі роботи електрода «нижній рівень» струм тече через сечовину. Опір допоміжного резистора у багато разів більше опору сечовини. З цього змінилося значення опору модуль оцінки рівня сечовини розпізнає, що рівень рідини опустився нижче даної позначки. Цей сигнал обробляється модулем оцінки рівня сечовини і передається блоку управління двигуна.

Щоб у разі низького рівня наповнення бака попередити водія про необхідність дозаправки сечовини, блок управління двигуна передає сигнал блоку управління комбінації приладів. На дисплеї комбінації приладів запалюється контрольна лампа, що попереджає водія про необхідність дозаправки, і відображається запас ходу без дозаправки. Запас ходу без дозаправки визначається блоком управління двигуна виходячи з середньої витрати сечовини і залишкової кількості сечовини.

Допоміжні резистори служать також для діагностики обриву лінії і для перевірки достовірності сигналу. При замерзанні сечовини принцип вимірювання не працює, оскільки визначити надійне значення опору неможливо. При відсутності сигналу датчика в баку визначити рівень заповнення бака сечовини неможливо, але система SCR залишається в активному стані.

3.2 Розрахунок параметрів форсунки

3.2.1 Початкові дані

$P_e = 80$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$p_{вп} = 500$ кПа - тиск вприску сечовини;

$p_r = 165$ кПа - тиск у системі випуску;

$\mu_{\phi} = 0.75$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

3.2.2 Розрахунок форсунки для вприску сечовини.

За результатами теплового розрахунку дизеля, та виходячи з вимог щодо зниження токичності відпрацьованих газів визначаємо параметри форсунки.

Годинна витрата сечовини, в кг/год

$$G_{ц} = g_{AB} \cdot P_e$$

де $g_{AB} = 0.025$ кг/(кВт год) - середня питома витрата сечовини;

$$G_{ц} = g_{AB} \cdot P_e = 0.025 \cdot 80 = 2$$

Середня швидкість витікання сечовини через сопловий апарат, в м/с:

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{ам}} \cdot (p_{вп} - p_r) \cdot 10^6}$$

де $\rho_{ам} = 886$ кг/м³ - густина аміачного 32%-го розчину;

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{ам}} \cdot (p_{вп} - p_r) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{886} \cdot (500 - 165) \cdot 10^6} = 869.602$$

Площа соплового отвору форсунки, в м²:

$$f_c = \frac{G_{ц}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \rho_{ам}} = \frac{2}{0.75 \cdot 869.602 \cdot 886} = 3.461 \times 10^{-6}$$

Еквівалентний діаметр соплового отвору, в м:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{3.461 \times 10^{-6}}{\pi}} = 2.099 \times 10^{-3}$$

3.3 Висновки по розділу

В даному розділі було запропоновано варіант вирішення питання щодо зниження токсичності відпрацьованих газів, за рахунок додаткового встановлення системи SCR. Встановлення зазначеної системи дозволило значно знизити токсичність відпрацьованих газів і насамперед окислів азоту за рахунок уведення в потік розчину синтетичної сечовини. Було визначено основні витратні параметри форсунки, що безпосередньо буде здійснювати вприск сечовини.

4 ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизеля.

Під час експлуатації дизель знаходиться у тісному взаємозв'язку з навколишнім середовищем:

- для роботи споживається повітря і вода,
- в атмосферу викидаються вихлопні гази.

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

I – а група це речовини, що не роблять безпосереднього 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 це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV – а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V – а група – це альдегіди.

VI – а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря.

Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окиси азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання. Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот N₂ і вуглекислий газ CO₂. Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що рекомендуються для зниження шкідливого впливу дизеля на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, для покращення його екологічних показників використовують:

- регулювання кута випередження подачі палива;
- удосконалення робочих процесів і сумішоутворення;
- рециркуляція відпрацьованих газів;
- застосування високоякісних палив та присадок до них
- нейтралізацію відпрацьованих газів;

Для нейтралізації токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля, а в нашому випадку таким компонентом є окиси азоту, було обрано систему очищення відпрацьованих газів SCR.

Принцип роботи SCR гранично простий. Поза мотором відбувається перетворення відпрацьованих газів за допомогою каталізатора (в цій ролі виступає 32-відсотковий розчин сечовини) AdBlue і каталітичного нейтралізатора. Система за допомогою уприскування поміщає певну кількість робочої рідини AdBlue в вихлопні гази. В результаті запускається хімічна реакція взаємодії аміаку і оксидів азоту, на виході якої виходять вода і азот - абсолютно нешкідливі для навколишнього середовища речовини.

Застосування SCR системи укупі з реагентом AdBlue, крім описаних вище двох цілей, допомогло також домогтися економії палива. Ось конкретні цифри: рівень економії палива становить близько 3-5%, а витрата самого реагенту AdBlue - приблизно 4-5% від обсягу палива, що витрачається.

4.1.3 Особливості поводження з AdBlue® під час експлуатації.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

При роботі з синтетичною сечовиною треба пам'ятати основні правила поводження з даною речовиною щоб не допустити проблем під час експлуатації, обслуговуванні та ремонту двигуна. Для цього нагадаємо основні властивості AdBlue®:

- при температурах нижче -11 ° C AdBlue® замерзає;
- при високих температурах (приблизно 70 ° C + 80 ° C) AdBlue® розпадається. Це призводить до утворення аміаку і можливої появи неприємного запаху.
- брудні сторонніми речовинами і бактеріями може зробити AdBlue® непридатним для застосування;
- витекла і кристалізуватися сечовина залишає білі плями. Ці плями можна відчистити за допомогою води і щітки.
- AdBlue® володіє високою здатністю до просочування. Слід захищати електричні вузли та роз'єми від попадання AdBlue®.

Рекомендації щодо застосування та поводження з AdBlue® наступні:

- застосовувати тільки відповідний дозволених стандарту виробника AdBlue® в оригінальній упаковці;
- для виключення забруднень забороняється повторно застосовувати злитий з системи AdBlue®.
- проводити заправку бака з сечовиною тільки із застосуванням дозволених виробником ємностей і перехідників.
- сечовина може викликати роздратування шкіри, очей і органів дихання.

При попаданні цієї рідини на шкіру необхідно негайно змити рідину великою кількістю води. При необхідності слід звернутися до лікаря.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 80$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.204$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.8$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.204 \cdot 80 \cdot 1.8 \cdot 14.45 = 424.483$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{424.483}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.8 \cdot 14.45} \right) = 0.122$$

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;

$T_{\text{вг}} = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.122}{0.495} = 0.248$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.204 \cdot 22.6 = 4.61$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.61 \cdot 80}{3600} = 0.102$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.204 \cdot 40.9 = 8.344$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.344 \cdot 80}{3600} = 0.185$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.204 \cdot 10.5 = 2.142$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.142 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 0.048$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.204 \cdot 5.6 = 1.142$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.142 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 0.025$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.204 \cdot 7.6 = 1.55$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.55 \cdot 80}{3.6 \times 10^3} = 0.034$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.102 \\ 0.185 \\ 0.048 \\ 0.025 \\ 0.034 \end{pmatrix} = 0.395$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.102}{0.395} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.185}{0.395} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.048}{0.395} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.034}{0.395} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.025}{0.395} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Масовий секундний викид окислів азоту з урахуванням SCR, в г/с

$$m_{NOx.SCR} = m_{NOx.c} \cdot k_{SCR}$$

де $k_{SCR} = 0.75$ - коефіцієнт ефективності очищення системи SCR

$$m_{NOx.SCR} = m_{NOx.c} \cdot k_{SCR} = 0.185 \cdot 0.75 = 0.139$$

Очікуваний екологічний ефект від застосування системи SCR, у %

$$\eta_{NOx} = \frac{m_{NOx.c} - m_{NOx.SCR}}{m_{TK}} \cdot 100 = \frac{0.185 - 0.139}{0.395} \cdot 100 = 11.726$$

4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів від проектного двигуна.

4.3.1 При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003-83. У двигуні основним джерелом шуму є механізм та агрегати, що мають частини, що рухаються, які викликають вібрацію та аеродинамічні збурювання.

Шум двигунів внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляє увагу.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою у двигуні є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу від шуму працюючого двигуна.

Серед найбільш ефективних методів боротьби із шумом є:

- спеціальна організація робочого місця та конструктивне оформлення двигуна та його вузлів,
- поліпшення технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких відбувається управління двигуном. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації, є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Вібрація – рух матеріальної точки або механічної системи, при якому почергово зростають і спадають за часом значення величини, що характеризують цей рух. Проявляється у вигляді механічних коливань пружних тіл. Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, що коливається, виведене з рівноваги зовнішньою силою.

Для зниження вібрації необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Нормативним документом, що установлює гранично допустимі величини вібрації є СНП 1103 – 73.

Ефективними засобами проти вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації наприклад: амортизатори.

4.3.2 Техніка безпеки та охорона праці під час ремонту та обслуговуванні двигуна.

При проектуванні двигуна важливе значення приділяють рішенням питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є одним із джерел небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища, і по багатьом аспектам має пряме відношення до проблем захисту природи.

В проектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74, є деталі і вузли які рухаються, паливо і вихлопні гази, які містять шкідливі речовини.

Для безпеки обслуговування двигуна, всі обертаючі частини мають захисні щитки, люки, огороження. Найбільш тепло-напружені деталі і зони двигуна мають

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

додаткове охолодження, а випускний колектор ізольований азбестовим шнуром. Таким чином в цілому забезпечується безпечна робота двигуна.

При роботі двигуна внутрішнього згоряння, та його систем і механізмів, що обслуговують двигуни, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Вищевказані фактори регламентовані згідно ГОСТ 12.0.003 -74.

Неправильне обладнання робочих місць, погане освітлення, знижує безпеку робочих місць.

Освітлення ділиться на: основне та допоміжне. При основному освітленні застосовується напруга 220 В. Систему загального освітлення доцільно здійснювати двома засобами: розподілом рівномірного світильниками, що створюють освітлення переважно у горизонтальній площині, та локалізовано розміщеними світильниками.

Добре освітлення робочих місць сприяє підтриманню на високому рівні працездатності людини, тому, що виключає втому органів зору від частії преадаптації.

Обслуговування та ремонт це головні складові виробничого процесу, тому до обслуговування і експлуатації двигунів допускаються особи:

- які мають необхідні навички і техніку з обслуговування двигунів;
- що пройшли інструктаж з техніки безпеки, охороні праці і пожежної безпеки.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і обертаються деталі, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- повертати двигун вручну при включеному живленні на систему запалення.
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом при працюючому двигуні і за наявності напруги живлення на системі запалення на зупиненому двигуні.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

4.3.3 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 $n_H = 4000 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 80 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(4 \times 10^3 + 80^{0.55}) = 36.033$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{3.5 \times 10^3}{4 \times 10^3}\right) = -1.74$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 36.033 + -1.74 = 88.293$$

4.3.4 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 $m = 350$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{4 \times 10^3}{60} = 66.667 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 4 \times 10^3 \cdot 80^{0.55} \cdot \frac{1 + 80}{350} = 1.031 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{3.5 \times 10^3}{4 \times 10^3}\right) = -1.74$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{4 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{350}{80} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.031 \times 10^4}{1} + -1.74\right) = 84.131$$

4.4 Висновки по розділу

Негативний вплив токсичних компонентів відпрацьованих газів викликає необхідність вживання заходів щодо зниження їх шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Результати розрахунку кількості викидів токсичних компонентів показали наявність компонентів з групи речовин що є небезпечними для здоров'я оточуючих людей та навколишнього довкілля.

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

ВИСНОВОК

Поставлене в даній кваліфікаційній роботі завдання – покращення екологічних показників автомобільного двигуна потужністю 80 кВт спроектованого на базі двигуна-прототипу 4ЧН 8,7/9,4, за рахунок розробки системи очищення відпрацьованих газів, можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність спроектованого двигуна склала $P_e = 80,05$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,059 %), але при цьому не виходить за межі допустимої похибки розрахунку потужності у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу спроектованого двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а також обчислити величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі. За результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася розробки системи очищення відпрацьованих газів типу SCR. В результаті було запропоновано систему, що покращила загальне очищення відпрацьованих газів головним чином від окислів азоту на 11,7%. Розраховані параметри форсунки для точного дозування синтетичної сечовини, показали достатньо економічну витрату зазначеного реагенту. Паралельно із цим спостерігається підвищенням економічності двигуна на 2,0%.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та запропоновано заходи щодо мінімізації шкідливого впливу. Розраховано кількісні та якісні параметри токсичних компонентів відпрацьованих газів. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна. Визначено рівні шумності та вібрації спроектованого двигуна, які знаходяться в допустимих межах.

					ПФ НУК 142.54.21.13.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. 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.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці