

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього рівня «бакалавра»

на тему: Підвищення ефективності допоміжного судового двигуна,
потужністю 615 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Прототип 6ЧН 25/34.

Виконав: студент V курсу групи 54-ЕМ-18з

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Бульба Олексій Сергійович

Керівник **Швець І.А.**

Рецензент **Нестеренко В.В.**

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	3
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	4
1.1 Загальна характеристика багатоцільового криголама	4
1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу	6
2. Конструкторський розділ	20
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом	20
2.2 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	31
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	37
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	44
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	51
3. Розробка акумуляторної системи подачі палива	53
3.1 Опис будови та принцип дії системи Common Rail	53
3.2 Розробка системи Common Rail для суднового дизеля 6ЧН 25/34	56
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	61
4.1 Захист навколишнього середовища	61
4.2 Охорона праці при обслуговуванні дизеля	62
Висновок	68
Список використаної літератури	69
Додатки	
Додаток А - Специфікація машинне відділення	
Додаток Б - Специфікація двигун 6ЧН 25/34	
Додаток В - Специфікація форсунка	

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка	Літ	Лист	Листів
Розробив	Бульба						2	
Перевірив	Швець І.А.							
Н. Контр.						ПФ НУК		
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП

Серед основних напрямків щодо зниження токсичності відпрацьованих газів автотранспорту, в тому числі і дизельного, одними з основних на сьогодні залишаються: вдосконалення паливної апаратури (ПА) і застосування нових видів палив.

Традиційна паливна апаратура практично вичерпала можливості свого вдосконалення. Значно поліпшити показники традиційної ПА дозволяє лише використання електронного управління. Для виконання все більш жорстких норм токсичності, закордонними фірмами активно впроваджуються зразки ПА нового покоління. Великі перспективи щодо розповсюдження як одна з найперспективніших має паливна система Common Rail (CR). У порівнянні з іншими видами ПА вона має найбільші можливості регулювання.

Зокрема, CR дозволяє оптимально регулювати тиск по режимах роботи, здійснювати складні закони управління подачею палива, дозволяє мінімізувати нерівномірність подачі по циліндрах, збільшити кут випередження впорскування для кожного циліндра окремо відповідно до особливостей конструкції, виготовлення та технічного стану дизеля.

Підвищення ефективності робочого циклу без вдосконалення або розробки електронно-керованої спеціалізованої ПА на сьогоднішній день є не можливим. Створення електронно-керованої ПА для підвищення ефективності дозування циклової порції палива – доволі трудомістке завдання, що вимагає значних фінансових ресурсів, наукового потенціалу і трудомісткості. У зв'язку з цим значний інтерес представляє модернізація та удосконалення вже існуючої ПА, та доведення її до сучасного рівня.

В даному дипломному проекті планується спроектувати допоміжний дизель-генератор у складі енергетичної установки багатоцільового криголама на базі двигуна 6ЧН 25/34. Окремо під час проектування планується розглянути розробку системи подачі палива по типу CR.

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ

1.1 Загальна характеристика багатоцільового криголама.

Архітектурно-конструктивний тип - судно однопалубне з машинним відділенням в середній частині судна, з ходовою рубкою кругового огляду, з 5-ма поперечними перегородками, які ділять судно на 6 водонепроникних відсіків, з носовим і кормовим буксирними комплексами.

Співвідношення головних розмірів, упору і конструкція дозволяють судну однаково ефективно працювати в обмежених портових акваторіях і у відкритому морі, розвивати достатню швидкість при супроводі судів.

Пропульсивний комплекс криголама повинен забезпечувати тягу не менше ніж 85 тонн на швартових. Він складається з 2-х головних двигунів з допоміжними механізмами і 2-х поворотних гвинто-рульових колонок.

Носова якірно-буксирна лебідка забезпечує ефективне буксирування, швартування в порту, прийом або видачу буксирного каната. Кормова лебідка і буксирний гак забезпечують ефективне буксирування у відкритому морі і в порту.

Основні елементи конструкції судна оптимізовані для ефективної роботи, легкого обслуговування механізмів і устаткування, забезпечення безпечної роботи і відпочинку екіпажу. Загальна характеристика багатоцільового криголама.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики криголама.

№ п/п	Найменування параметру	Чисельне значення
1	Довжина: габаритна біля найбільша по корпусу	49,9 м 48,72 м
2	Ширина: габаритна найбільша по корпусу	15,68 м 15,18 м
3	Водотоннажність біля	1570 т
4	Висота борту на міделі	6,8 м
5	Осідання проектна по днищу	4,6 м
6	Місткість цистерн:	

Продовження таблиці 1.1

	Паливної	біля 300 м ³
	Прісної води	15 м ³
	Стічно-фекальної	10 м ³
	Нафтовміщуючих вод	біля 3 м ³
	Змашувального масла	біля 1 м ³
	Відпрацьованого масла біля	3 м ³
	Баласту біля	120 м ³
	Піноутворювача біля	10 м ³
7	Автономність по запасах	10 діб
8	Загальна кількість місць на судні	12

У всіх експлуатаційних випадках завантаження судно не матиме диферента на ніс. Упор, що розвивається криголамом на передній хід в швартовому режимі - близько 85 тонн (уточнюється за наслідками випробувань)

Район плавання - обмежений I (Регістр Судноплавства України), плавання в морських районах на хвилюванні із заввишки хвилі 8,5 м, з видаленням від місця притулку не більше 200 миль і з допустимою відстанню між місцями притулку не більше 400 миль.

Швидкість судна з свіжопофарбованим корпусом на ходових випробуваннях при максимальному осіданні до 4,6 м на глибині при вітрі і хвилюванні до двох балів за шкалою Бофорта і температурі заборотної води 15°C, при номінальних оборотах ГД буде не менше 13,0±0,5 вузлів на передньому ході і 11,5 вузлів на задньому ході. Швидкість судна уточняється за наслідками ходових випробувань.

Непотоплюваність судна забезпечується при затопленні будь-якого одного водонепроникного відсіку корпусу.

Таблиця 1.2 – Головна енергетична установка

Найменування параметру	Значення
Кількість	2
Частота обертання	750 об/мин
Номінальна потужність	біля 2х 2700 кВт

Пуск здійснюється стислим повітрям тиском 30 кг/см².

Як головні рушії передбачені дві поворотні гвинтульові колонки (ГРК).

Гідропривід повороту ГРК забезпечується гідронасосом з механічним приводом від ГРК відповідного борту. Мастило ГРК – індивідуальна, маслом залитим в редуктори. На відкритій палубі передбачені місця під технологічні вирізу для демонтажу вузлів ГРК. Розташування гравітаційної масляної цистерни ГРК вище за ватерлінію виключає проникнення заборотної води в масляну порожнину редуктора. Передача крутного моменту, від ГД до ГРК здійснюється за допомогою електричної передачі.

1.2. Загальний опис двигуна двигуна-прототипу.

Двигун 6ЧН 25/34 – чотиритактний, дизельний з газотурбінним наддувом, середньо обертовий, тронковий, рядний з вертикальним розміщенням циліндрів.

Система охолодження дизеля двоконтурна (зовнішній і внутрішній контури). Дизель охолоджується водою внутрішнього контуру, яка циркулює усередині дизеля. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим і робочі параметри дизеля у всьому діапазоні навантажень.

У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішньої (циркуляційної) і проточної води, регулятор температури води (РТП 65-70), охолоджувач води, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи.

Вода внутрішнього контуру насосом води по трубі подається на охолодження втулок циліндрів дизеля. По сегментному проходу в кільцевому поясі блоку вода потрапляє у верхні порожнини зарубашечного простору блок-картера. Така конструкція забезпечує прохід води в найбільш нагрітій частині блок-картера і покращує відведення тепла. Далі вода по переливних патрубках поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів і потім, пройшовши через отвір перегородки у форсунок, прямує у верхню порожнину кришок, а звідти по переливних раковинах - в трубу зливу, куди також поступає вода з переливної

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

раковини турбокомпресора. Потім вода поступає в зливну трубу і звідси – в регулятор температури води і в охолоджувач води.

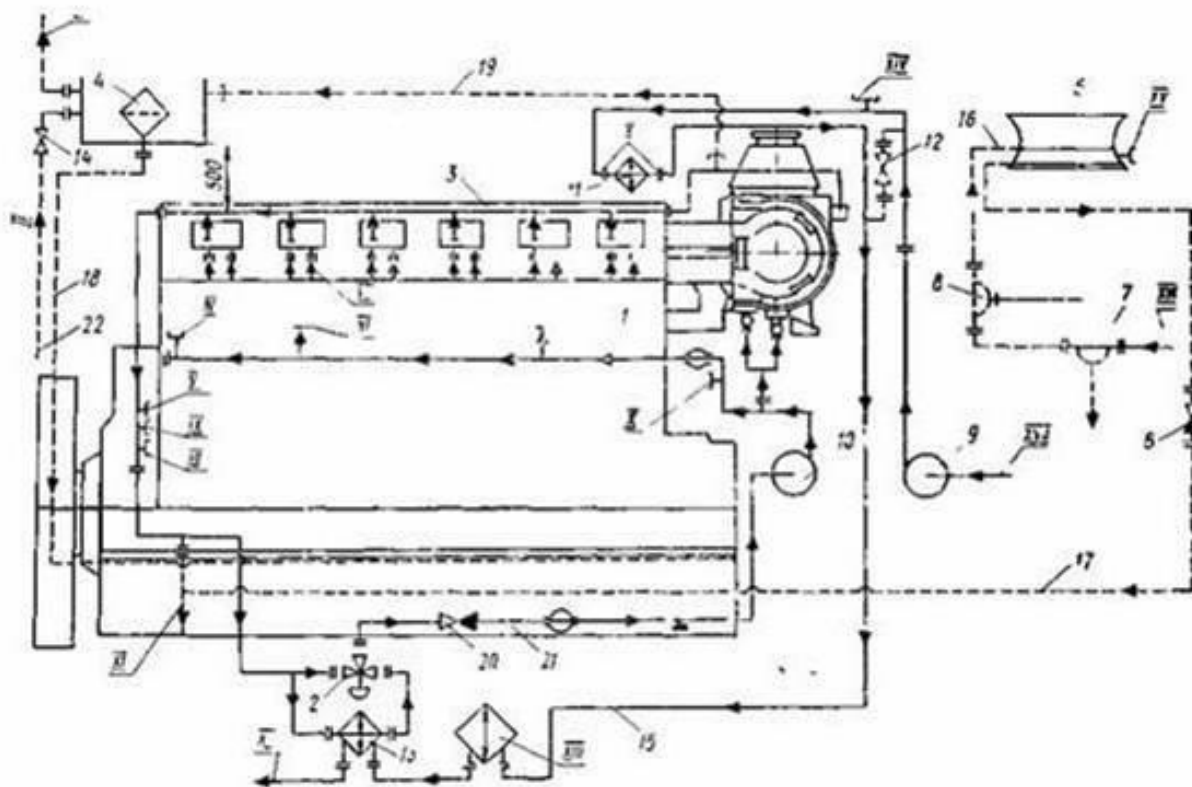


Рис. 1.1 – Принципова схема охолодження дизеля типу ЧН 25/34.

1 - труба (головна магістраль); 2 - регулятор температури; 3 - труба зливу води з кришок циліндрів; 4 - бачок води (розширювальний); 5 - бак масла; 6, 20 - клапан зворотний підйомний; 7, 8 - клапан; 9 - насос відцентровий (зовнішній контур); 10 - насос відцентровий (внутрішній контур); 11 - охолоджувач наддувочного повітря; 12, 14 - клапан; 13 - охолоджувач води; 15 - труба підведення води до охолоджувача масла; 16, 17 - труба води гарячого резерву; 18 - трубопровід підживлення дизеля водою; 19 - труба переливу води з дизеля в бачок води розширювальний; 21 - труба підведення води до насоса; 22 - труба підживлення системи водою; I - вихід пари води в атмосферу; II - поповнення системи водою; III - температура води з дизеля (щит приладів); IV - тиск води в дизель (щит приладів); V - місце установки заглушок при відключенні охолоджувача повітря; VI - на охолодження втулок циліндрів; VII - на охолодження кришок циліндрів; VIII - температура води з дизеля (аварійна сигналізація першого і другого ступенів автоматизації); IX - температура води з дизеля (попер. сигналізація першого і другого ступенів автоматизації); X - тиск води в дизель (попередить. сигналізація другого ступеня автоматизації); XI - в суднову систему; XII - злив води зовнішнього контуру; XIII - охолоджувач масла; XIV - тиск заборотної води (щит приладів); XV - тиск води прогрівання масла (другий ступінь автоматизації); XVI - від суднової системи (гарячий резерв); XVII - підведення води зовнішнього контура.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат

Залежно від температури води внутрішнього контуру чутливий елемент регулятора спрацьовує, а з нього вода поступає в корпус регулятора, або в дизель або в охолоджувач. Таким чином підтримується температура води на виході з терморегулятора постійною. Потім по трубі поступає в насос води. На трубі встановлений зворотний фланцевий клапан, що забезпечує напрям потоку води при прогріванні гарячою водою дизеля, що знаходиться в гарячому резерві.

Повітря і пара, що накопичується в системі при роботі дизеля, відводяться у водяний розширювальний бачок по трубі. Поповнення водою внутрішнього контуру походить з бачка по трубі. Внутрішній контур і розширювальний бачок складають систему заповненою водою внутрішнього контуру.

При об'єднаній системі охолодження декількох дизелів можуть бути використані загальні для установки: водяні насоси, охолоджувачі води і масла і розширювальні місткості.

Підігрів масла в масляному баку і підігрів дизеля перед пуском виконується від судової системи гарячого резерву по трубах і через клапани управління.

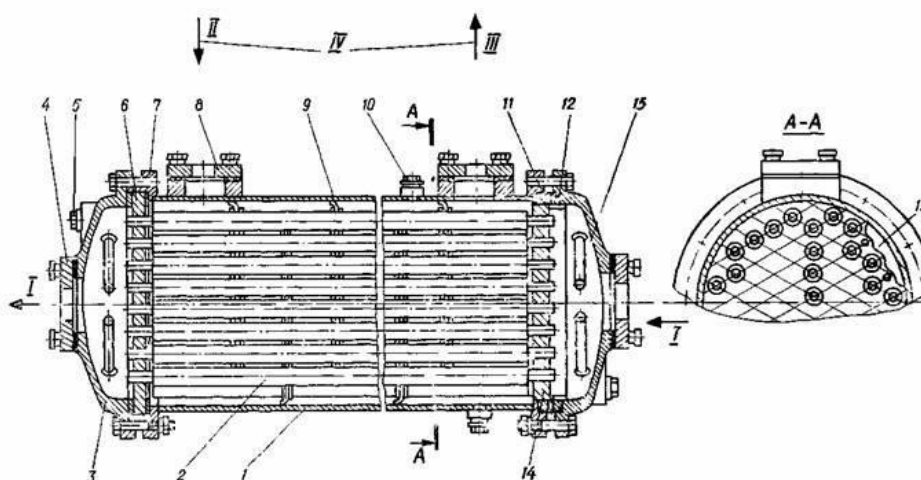


Рис. 1.2 – Охолоджувач масла:

1 – корпус; 2 – трубка охолоджуюча; 3 – кришка; 4, 7 – фланець; 5, 10 – пробка; 6, 14 – дошка трубна нерухома і рухома; 8 – контр фланець; 9 – перегородка; 11 – кільце латунне; 12 – кільце гумове; 13 – заповнювач; 15 – протектор; I – вода забортна; II – підведення; III – відведення; IV – масло з бака.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат

Охолоджувачі масла і води призначені для охолодження масла і води в системах мастила і охолодження. Охолоджувачі масла і води є трубчастим одноходовим (по маслу); двоходовий (по воді) елемент, в якому охолоджуюча рідина рухається усередині трубок, а охолоджувана - між трубками. Трубки охолоджувача круглі з поперечно-гвинтовою накаткою (для охолоджувача масла) і гладкі (для охолоджувача води) з внутрішнім діаметром 10 мм.

Охолоджуюча секція складається з двох трубних дощок, охолоджуючих трубок, поперечних перегородок з ущільнюючими манжетами і заповнювачем. У корпусі і кришках є отвори, закриті пробками, призначені для зливу теплоносія і спуску повітря при заповненні систем маслом (водою). Для суднових охолоджувачів в кришках встановлений протектор, призначений для оберігання деталей охолоджувачів від контактної корозії методом зняття електростатичних зарядів. Для зменшення перетікання охолоджуваної рідини, що проходить між трубками і корпусом, минувши трубний пучок, встановлені заповнювачі. При установці охолоджуючої секції в корпусі, одна трубна дошка кріпиться до фланця корпусу жорстко, інша дошка - рухома, що дозволяє компенсувати подовження трубок при нагріванні секції. Рухома дошка ущільнюється проміжним латунним кільцем і двома гумовими кільцями.

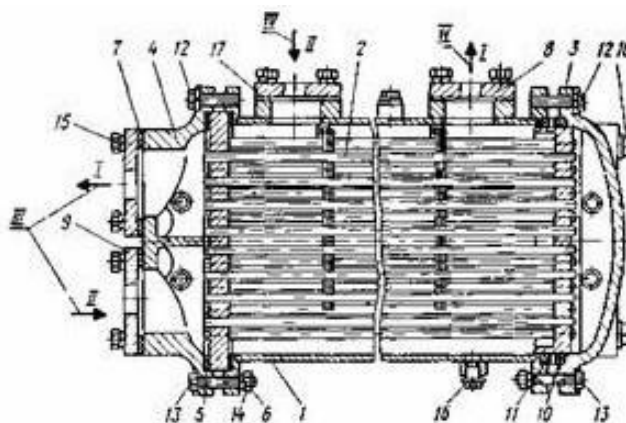


Рис. 1.3 – Охолоджувач води:

1 - корпус; 2 - елемент трубний; 3 - кришка передня, 4 - кришка задня; 5, 6, 7 - прокладка; 8, 9, 11 - фланець; 10 - кільце ущільнювач (гумове); 11 - кільце проміжне (латунне); 12, 13 - болт; 14, 15 - гайка; 16 - пробка; I - відведення; II - підведення; III - вода забортна; IV - вода внутрішнього контуру.

Охолоджувач є невід'ємною частиною системи САРТ дизеля і від роботи цієї системи залежать робочі параметри роботи дизеля. Охолоджувач повинен встановлюватися на дизелі в горизонтальному положенні.

У охолоджувачі масла охолоджуване масло, пройшовши через трубний елемент і понизивши свою температуру повертається через регулятор РТП в систему, на мащення в дизель, а в охолоджувачі води охолоджувана вода, пройшовши через трубний елемент, за рахунок перегородок змінює свій напрям двічі і потім через РТП, понизивши свою температуру, повертається в систему на охолодження дизеля.

Регулятори температури прямої дії, недистанційні, встановлені в системі охолодження води і мастила і призначені для автоматичного регулювання температури охолоджуючої рідини (води, масла) стаціонарних і суднових дизелів.

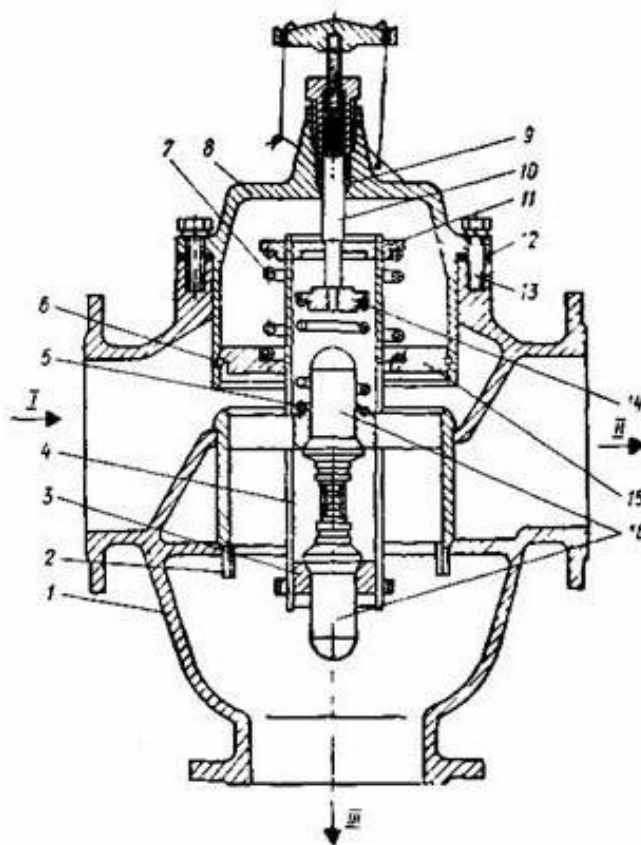


Рис. 1.4 – Регулятор температури:

1 - корпус; 2 - клапан 3 - упор, 4 - гільза; 5 - пружина повернення; 6 - кільце пружинне, 7 - пружина перевантаження; 8- кришка; 9 - кільце ущільнювач; 10 - гвинт настройки; 11, 14, 15 - упор; 12 - прокладка; 13 - болт; 16 - датчики температури; I - на перепуск; II - в охолоджувач; III - в дизель.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат

РТП складається з кришки, нижня частина якої служить сідлом для клапана, в положенні ПЕРЕПУСК ЗАКРИТИЙ сполучена через прокладку болтами з корпусом. Переміщення клапана здійснюється двома датчиками температури з твердим наповнювачем, один з яких спирається на клапан, а інший на упор. Гільза, що має пази і завальцований в ній упор спирається на пружину перевантаження, встановлену на упор, який спирається на пружинне кільце. Повернення клапана в початкове положення здійснює пружина повернення, що спирається на упор і клапан. При необхідності ручне управління здійснюється гвинтом настройки. Для герметизації гвинта служить кільце.

На дизелі встановлені два насоси води: один внутрішнього контуру, інший - зовнішнього контуру води. Насоси відцентрові з робочим колесом відкритого типу з радіальним розташуванням лопаток і частотою обертання 25 с^{-1} і прямим корпусом.

По конструкції насоси однакові, але для насоса води зовнішнього контуру суднових дизелів корпус, кришка і робоче колесо виконані з бронзи, а для насоса внутрішнього контуру води корпус і кришка виконані з чавуну, а колесо виконане також з бронзи.

Насоси встановлені на передньому торці дизеля і приводяться в дію від шестерні колінчастого валу.

Кронштейн насосу кріпиться до передньої кришки фундаментної рами. До кронштейна шпильками кріпиться корпус насоса. Спереду корпус закритий кришкою, що має фланець для кріплення труби, що підводить воду до насоса. Кришка одночасно служить камерою робочої порожнини насоса, сумісно з колесом насадженого на конус валика.

Від осьового переміщення колесо утримується гайкою, яка від само відгвинчування стопориться замковою пластиною. Затягування гайки виробляється динамометричним ключем з моментом зусилля 245-294 Нм.

На протилежний кінець валу на шпонці насаджена приводна шестерня, закріплена гайкою, яка стопориться шплінтом.

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		11

Вал обертається в двох підшипниках, між внутрішніми обоймами яких на валу є втулка розпору. Підшипник кочення встановлений в спеціальній обоймі, яка має різьблення зовні. На неї нагвинчується регулювальне кільце.

Зовнішні обойми підшипників розташовані в кронштейні насоса. Завдяки такій конструкції вся система: колесо-вал – підшипники - втулка розпору є рухомою і використовується при регулюванні зазору між корпусом і колесом насоса (рівний 0,1-0,4 мм).

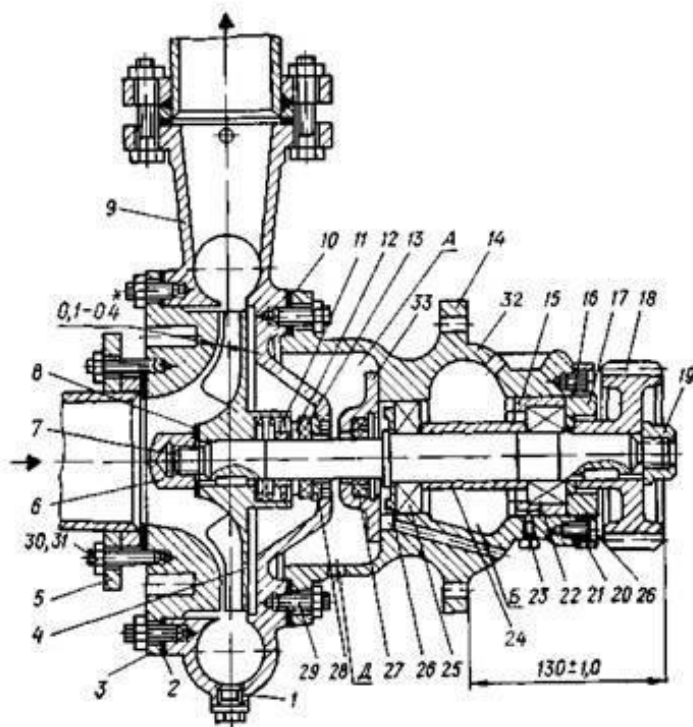


Рис. 1.5 - Насос води відцентровий:

а - в зборі; б - розібраний; 1 - пробка; 2,10 - прокладка; 3 - кришка; 4 - колесо робоче; 5 - фланець; 6 - гайка сферична; 7 - вал; 8 - пластина замкова стопорна; 9 - корпус насоса; 11 - пружина; 13 - кільце ущільнювач; 12 - манжета гумова; 14 - кронштейн; 15 - обойма підшипника; 16 - кільце регулювальне; 17 - гайка спеціальна; 18 - шестерня приводна; 19, 30 - гайка; 20 - гвинт; 21 - гайка стопорна; 22 - підшипник; 23 - гвинт стопорний; 24 - втулка розпір; 26 - шпонка; 27 - манжета ущільнююча; 28 - кільце; 29, 31 - шпилька; 31 - кронштейн; 33 - кришка ущільнення; 34 - шпонка; * зазор.

У систему мащення входять: приймальний масляний фільтр, двохсекційні масляні насоси, фільтр грубого очищення масла, фільтр масла повно поточний, охолоджувач масла, насос масла РН-20, центрифуга, агрегат передпускового прокачування масла, додаткова місткість (бак), система трубопроводів.

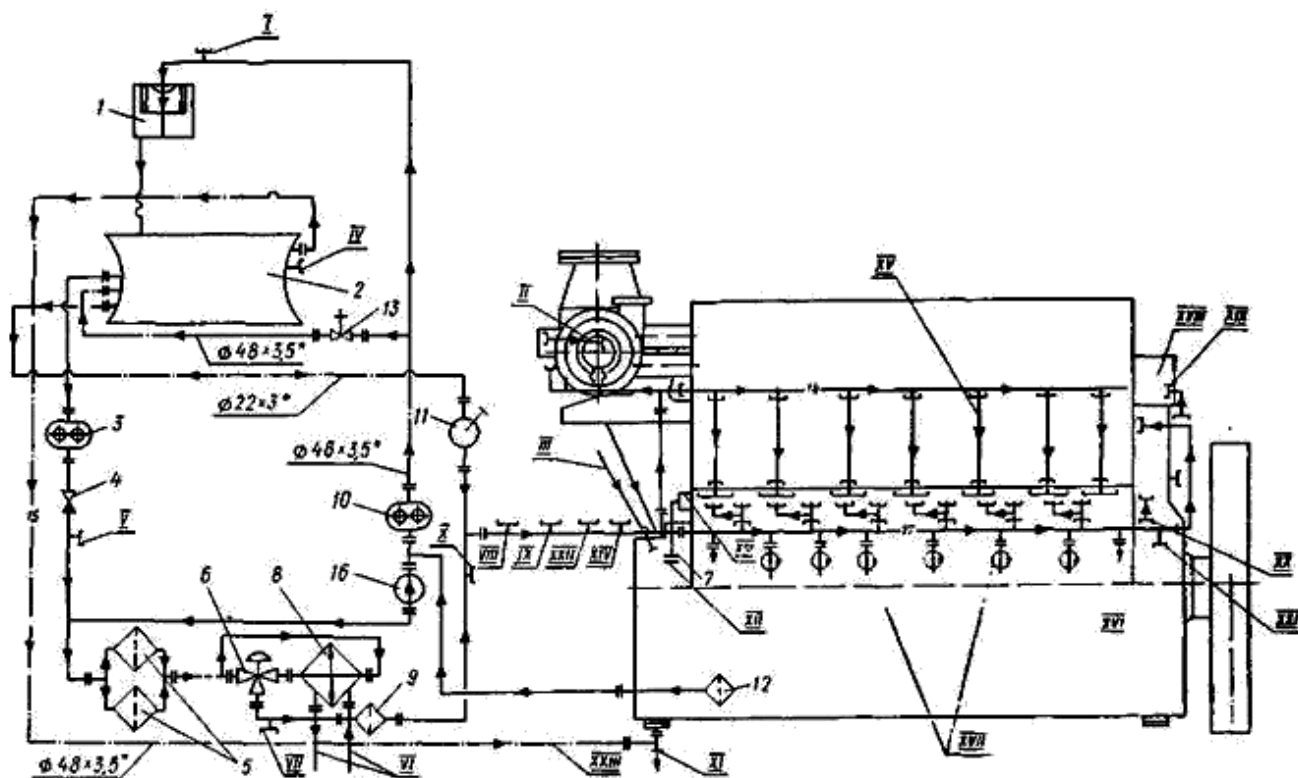


Рис. 1.6 – Схема системи мащення:

1 - центрифуга; 2 - бак масла; 3, 10 - насос двохсекційний масляний; 4 - клапан зворотний; 5 - фільтр грубого очищення масла; 5 - регулятор температури масла; 7, 14 - труба; 8 - охолоджувач масла; 9 - фільтр масла повно поточний; 11 - насос масла РН-20; 12 - фільтр приймальний сітчастий; 13 - вентиль; 15 - труба переливна; 16 - агрегат передпускового прокачування масла; 17 - головна магістраль; I - тиск масла перед центрифугою; II - мастило підшипників ТК-23; III - злив масла з підшипників ТК-23 в раку дизеля; IV - температура масла в баку (другий ступінь автоматизації); V - тиск масла до фільтру (щит приладів); VI - підведення і відведення води зовнішнього контура; VII - тиск масла після фільтру (щит приладів); VIII - тиск масла в дизель (аварійна сигналізація, перший і другий ступені автоматизації); IX - тиск масла в дизель при прокачуванні (другий ступінь автоматизації); X - температура масла в дизель (щит приладів); XI - злив масла з рами дизеля; XII - мастило шестерень підшипників насосів води; XIII - мастило приводу реле частоти обертання (другий ступінь автоматизації); XIV - температура масла в дизель (предупр. сигналізація, перший і другий ступені автоматизації); XV - мастило підшипників распредвала, приводів паливних насосів, приводів всмоктуючих і випускних клапанів; XVI - додаткове мастило втулок циліндрів дизеля; XVII - казка корінних шатунних підшипників і охолодження поршнів дизеля; XVIII - мастило шестерні распредвала; XIX - мастило приводу регулятора швидкості; XX - мастило проміжної шестерні; XXI - тиск масла в дизель (щит приладів); XXII - тиск масла в дизель (поперед. сигналізація першого і другого ступенів автоматизації); XXIII - злив масла з бака в раму; * труба.

Принцип дії системи. Масло з фундаментної рами через приймальний сітчастий фільтр засмоктується секцією насоса, що відкачує, і поступає по трубі в центрифугу і потім в бак. При підвищенні рівня в баку, масло по переливній трубі зливається у фундаментну раму дизеля.

З бака очищене масло забирається нагнітальною секцією насоса і подається в головну магістраль, пройшовши заздалегідь фільтр грубого очищення, охолоджувач масла, регулятор температури масла і фільтр масла повно поточний.

Залежно від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач, або мимо нього. У корпусі регулятора масло змішується з маслом, що поступає з бака масла, підтримуючи постійну температуру на виході з регулятора. Потім масло поступає в головну масляну магістраль.

З головної магістралі по трубах масло поступає до рамових підшипників, звідки по свердленням в шийках і щоках колінчастого валу до шатунних підшипників і по свердленню в шатунах до головних підшипників на охолодження поршнів.

З підшипників і поршнів масло стікає в картер дизеля розбризкуючись частинами шатунно-поршневої групи, що обертаються, і потрапляючи на втулки циліндрів, мастить їх. Мастило втулок циліндрів під тиском здійснюється тільки в процесі обкатки дизеля при частоті обертання 7 c^{-1} .

Система дозволяє виконати пуск дизеля з холодного стану і гарячого резерву при будь-якому положенні колінчастого валу. Стисле повітря з балона поступає до головного пускового клапана і після відкриття клапана основна частина пускового повітря прямує до пускових клапанів, розташованих в кожній кришці робочого циліндра. Керуюче повітря поступає до розподільника повітря, і прямує до пускових клапанів залежно від порядку роботи циліндрів. Потрапляючи у верхню порожнину пускового клапана, управляюче повітря відкриває його, забезпечуючи цим вхід в циліндр пускового повітря, яке поступає з головної пускової магістралі.

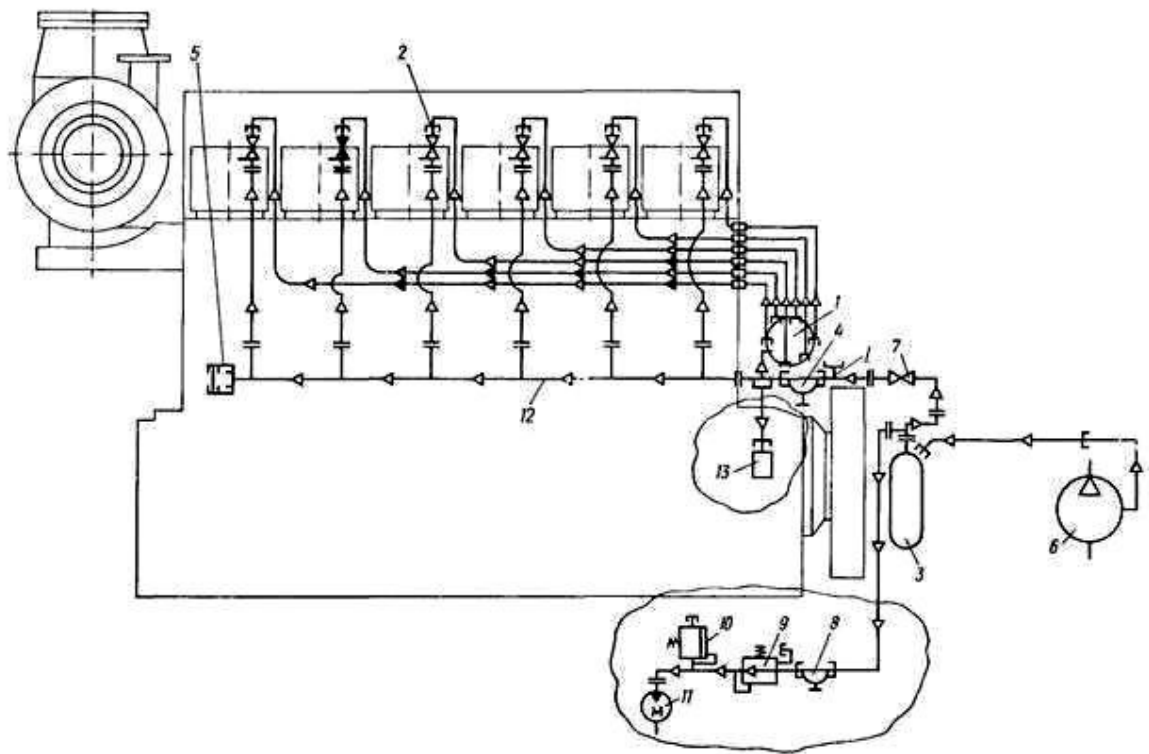


Рис. 1.7 – Схема системи пуску:

1- розподільник повітря; 2 - клапан пусковий; 3 - балон; 4, 8 - головний пусковий клапан; 5 - пристрій запобіжний; 6 - компресор; 7 - клапан зворотний (у комплект поставки не входить); 9 - клапан редукційний; 10 - клапан запобіжний; 11 - агрегат передпускового прокачування масла; 12-трубопровід повітря; 13 - поршень; I - до манометра щита приладів тільки суднових дизелів.

Під дією пускового повітря шатунно-поршнева група приходить в рух і колінчастий вал дизеля починає провертатися.

З метою оберігання системи пуску від розриву трубопроводів при підвищенні тиску, в пусковій магістралі передбачено запобіжний пристрій, що складається з фланцевого з'єднання і ламкої пластини, яка розривається при підвищенні тиску в системі більше 4 МПа.

Поршень служить для блокування робочого якоря стоп - пристрою регулятора швидкості, розблокування якого здійснюється пневматично у момент пуску дизеля.

Клапан головний пусковий призначений для пуску дизеля стислим повітрям. Ручний пуск дизеля виконується натисненням на кнопку, автоматизований - подачею напруги від мережі на електромагніт.

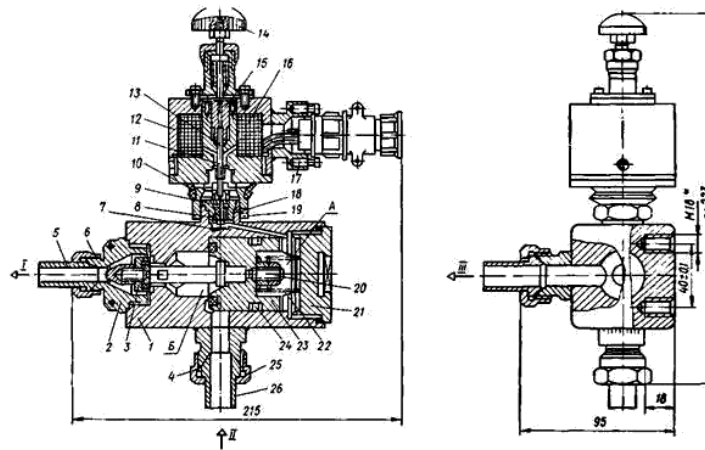


Рис. 1.8 - Головний пусковий клапан:

1 - корпус; 2, 4 - штуцер; 3 - клапан дренажний; 5, 26 - ніпель; 6, 19, 25 - гайка накидна; 7, 22 - пружина; 8 - клапан розвантажувальний; 9 - сідло; 10 - кільце пилосахисне; 11 - шток; 12 - електромагніт; 13 - якір; 14 - кнопка; 15 - гвинт регулювальний; 16 - котушка електромагніту; 17 - гвинт; 18 - кільце; 20 - шток; 21 - пробка; 23 - клапан головний; 24 - кільце; А, Би - порожнина; I - дренаж, II - вхід; III - вихід; * 2 отв.

Пусковий клапан встановлений в кришці кожного циліндра і служить для подачі пускового повітря безпосередньо в циліндр дизеля. У корпусі розташований клапан, який відділяє порожнину А від порожнини робочого циліндра.

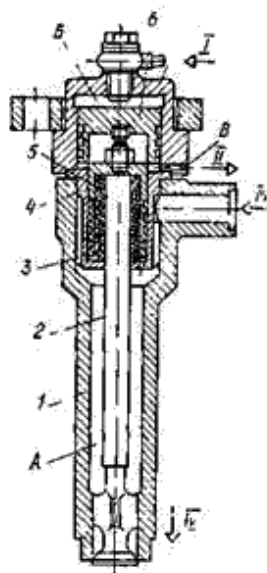


Рис. 1.9 – Пусковий клапан:

1 – корпус; 2 – клапан; 3, 6 – поршень; 4 – втулка центруюча; 5 – пружина; 7 – ковпак; I – від розподільника повітря; II – скидання тиску; III – від головної пускової магістралі; IV – в циліндр двигуна.

У верхній частині штока клапана укріплений поршень, який переміщається в центруючій втулці і забезпечує герметичність порожнини А. Пружина притискає клапан до посадочного місця.

Розташований на задньому торці дизеля і управляє відкриттям і закриттям пускових клапанів кришок циліндрів в послідовності згідно порядку роботи циліндрів дизеля. У корпусі розташовано шість (для дизелів 6ЧН 25/34) притертих радіально переміщуємих золотників.

Повітря, що поступає від пускового клапана або від головного пускового клапана залежно від призначення дизеля, потрапляє в кільцеву порожнину А і притискає всі золотники до пускового кулака. Пусковий кулак має сегментний зріз, який дозволяє переміщатися золотникам до центру кулака. При цьому кільцева порожнина А сполучається по черзі з кожною з восьми порожнин В. Із порожнини В у відповідний момент управляюче повітря поступає до пускових клапанів кожного циліндра.

При обертанні кулака, золотник займає крайнє периферійне положення. Порожнина В повідомляється через отвір Б з атмосферою, забезпечуючи вихід повітря з пускового клапана і його закриття. Порожнини А та В в цей час роз'єднуються. Після пуску дизеля тиск в порожнині А падає, золотники кулаком відкидаються до периферії, де утримуються фіксаторами, що складаються з кульки і пружини.

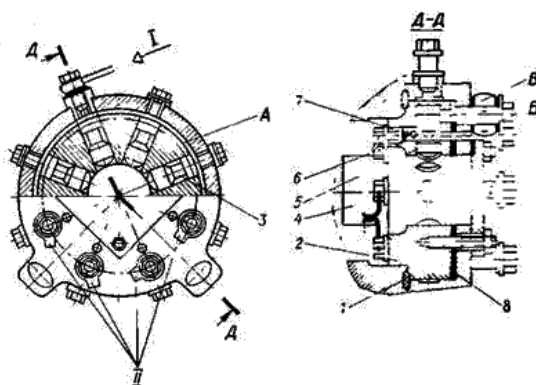


Рис. 1.10 – Розподільник повітря:

1 - кільце гумове; 2 - корпус; 3, 5 - золотник; 4 - кулак пусковий; 6 - кулька; 7 - пружина; 8 - прокладка; І - підведення повітря з пускової магістралі; ІІ - підведення повітря до пускових клапанів.

Декомпресійний клапан встановлений на верхній частині кришки циліндра і призначений для випуску з циліндра повітря при провертанні колінчастого валу і для приєднання переносних вимірювальних приладів (клапанний пристрій) для виміру тиску газів в циліндрах.

Клапан складається з корпусу, шпінделя з двома конусами, гайки і маховиків. На корпусі є штуцера з різьбами, з одного боку для кріплення їх на кришці, а з іншою - для приєднання приладів. Відкривається і закривається клапан уручну маховиком. Шпindel від само відгвинчування стопориться маховиком.

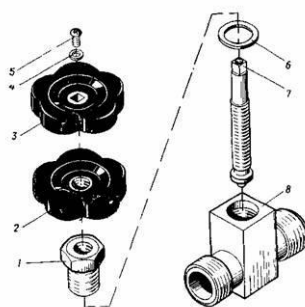


Рис. 1.11 – Клапан декомпресійний:

1 - гайка, 2, 3 - маховик; 4 - шайба; 5 - гвинт; 6 - прокладка; 7 - шпіндель; 8- корпус.

Балон пусковий призначений для зберігання стислого повітря. До круглого фланця корпусу балона кріпиться головка, яка закриває горловину балона. У центральній частині головки розташований запірний вентиль, при відкритті якого повітря поступає до головного пускового клапана, або клапана пуску, головного пускового клапана залежно від конструктивного виконання дизеля.

На головці встановлені запобіжний клапан, на корпусі якого нанесене позначення величини тиску регулювання клапана, і манометр для контролю тиску повітря в балоні.

Манометр сполучається з порожниною балона за допомогою вентиля, який постійно відкритий. Вентиль служить для наповнення балона повітрям при роботі компресора. При заповненні балона повітрям, вказаний вентиль потрібно відкрити. Перед заміною манометра вентиля повинні бути закриті.

Конденсат води з балона віддаляється через трубу. Для цього необхідно відкрити вентиль, розташований з лівого боку корпусу головки манометра і закрити його після того, як із зовнішньої відвідної труби піде чисте повітря. Періодично необхідно продувати балон і спускати конденсат води, який збирається на дні балона.

Робоче положення балона вертикальне, балон повинен знаходитися в ямі для стаціонарних дизелів, або на спеціальному кронштейні в монтажному відділенні судна. Балон працює так: для пуску повітря в дизель потрібно, обертаючи маховик проти годинникової стрілки, відкрити

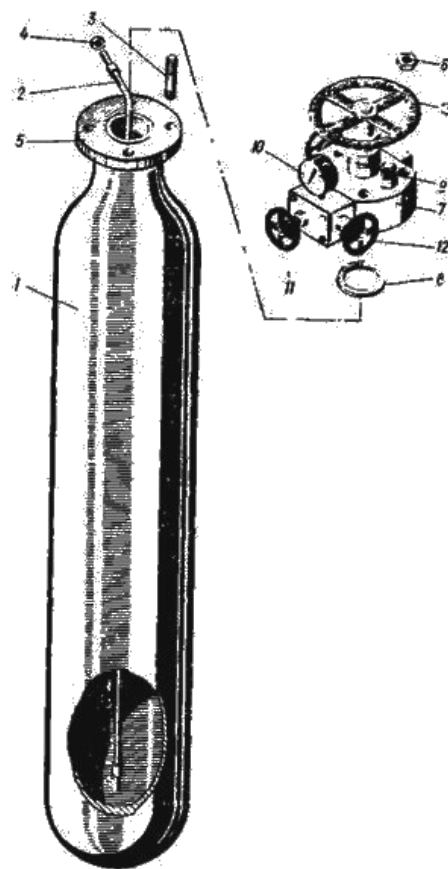


Рис. 1.12 – Балон пусковий:

1 - корпус балона; 2 - труба продувочна; 3 - шпилька; 4 - гайка затяжна; 5 - фланець головки корпусу балона; 6 - гайка; 7 - головка пускового балона; 8 - прокладка; 9 - клапан запобіжний; 10 - манометр; 11, 12 - вентиль; 13 - маховик запірного вентиля.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 615 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

Ступінь стиску $\varepsilon = 14$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2.0$ [1, ст. 8]

Тиск наддуву $p_B = 150 \text{ кПа}$

Тиск навколишнього середовища $p_a = 101.3 \text{ кПа}$

Температура навколишнього середовища $T_a = 293 \text{ К}$

Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 15 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Тиск залишкових газів $p_r = 155 \text{ кПа}$ [1, ст. 9]

Температура залишкових газів $T_r = 800 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.6$ [1, ст. 9]

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" $\xi_Z = 0.85$ [1, ст. 10]

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0.98$ [1, ст. 10]

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

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

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

$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 42431.62$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2 \cdot 0.495 = 0.989$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2 - 1) \cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2 \cdot 0.495 = 0.781$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.104 \\ 0.781 \end{pmatrix} = 1.022$$

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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.5 - 40 = 299.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 150 - 3 = 147$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 150 = 142.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{800} \cdot \frac{155}{14 \cdot 142.5 - 155} = 0.032$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 323.46$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (320...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{142.5}{150} \cdot \frac{299.468}{323.455 \cdot (1 + 0.032)} = 0.917$$

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 $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_B}{R_{II} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_B \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a} = \frac{150 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.784$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 142.5 \cdot 14^{1.375} = 5367.115$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (3000...8000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 323.455 \cdot 14^{1.375-1} = 870.186$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 870.186 = 22.176$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.032$$

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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.104 \cdot 23.3 \\ 0.781 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1039 \cdot 0.0015 \\ 0.7814 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 5367.115 = 8587.384$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03213 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.502$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.243 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.032)} = 3.532 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.176 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 870.186 = 3.087 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35319.328 + 30872.433 = 66191.761$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.502^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.619 \times 10^4 = 1.544 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.502 + \sqrt{1543.796}}{2 \cdot 0.002} = 1843.963$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.844 \times 10^3}{1.6 \cdot 870.186} = 1.367$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,2 \dots 1,5)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.367} = 10.242$$

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

$$n_2 = 1.22$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8587.384}{10.242^{1.22}} = 502.581$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200 \dots 600)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1843.963}{10.242^{1.22-1}} = 1105.275$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1105.275}{\sqrt[3]{\frac{502.581}{155}}} = 746.756$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 746.756|}{800} \cdot 100 = 6.655 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.367 - 1) = 0.587$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.6 \cdot 1.367}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.242^{1.22-1}}\right) = 3.983$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.375-1}}\right) = 1.675$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5367.115}{14 - 1} \cdot [0.587 + (3.983 - 1.675)] = 1194.903$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1194.903 = 1171.005$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750...2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1171.005}{0.917 \cdot 42431.62 \cdot 1.784} = 0.483$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42...0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.483 \cdot 42431.62} = 0.176$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16...0,20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [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 $S_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 750}{30} = 8.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 8.5) \cdot 10^3 = 188.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1171.005 - 188.3 = 982.705$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{982.705}{1171.005} = 0.839$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.483 \cdot 0.839 = 0.405$$

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 $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.405 \cdot 42431.62} = 0.209$$

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 $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.209 \cdot 615 = 128.764$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{615 \cdot 10^3}{982.705 \cdot 750} = 100.132$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.132}{6} = 16.689$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{\text{пр}} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{0.34}{0.25} = 1.36 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.689}{\pi \cdot 1.36}} = 249.995$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.995 = 339.993$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{982.705 \cdot 100.138 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 615.04$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{615.04 + 615}{2} = 615.02 \quad \text{кВт - середня потужність;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = \frac{|615.04 - 615|}{615.02} \cdot 100 = 0.006 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{128.764 \cdot 42431.62}{3.6} = 1517688.085$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_{ер} = 1000 \cdot 615.04 = 615039.685$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{615039.685}{1517688.085} \cdot 100 = 40.525$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1517688.085 \cdot 0.405 = 615000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|615039.685 - 615000|}{615039.685} \cdot 100 = 0.006$$

2.2.4 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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.03 = 0.12$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.12 \cdot 1517688.085 = 182122.57$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 188.300 = 112.980$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 250^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 340 = 0.01669$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{112.98 \cdot 0.01669 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 70.71013$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 70.71 = 70710.133$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 182122.57 + 70710.133 = 252832.703$$

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{252832.70321 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00724$$

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.007 \cdot 98}{0.9} = 0.788$$

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.788 = 788.468$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 182122.6 + 70710.1 + 788.5 = 253621.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{253621.171}{1517688.085} \cdot 100 = 16.711$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 323.455 - 273 = 50.455$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 50.455 = 29.114$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.605 \cdot 527 = 18097.693$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.114 \cdot 50.455 = 1452.944$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 18097.7 - 1452.9 = 16644.7$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{128.764}{3.6} \cdot 16644.749 = 595346.98$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{595346.98}{1517688.085} \cdot 100 = 39.227$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1171.005} \cdot 0.483 = 0.078$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.078 \cdot 1517688.085 = 117842.617$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 182122.57 + 117842.617 - 253621.171 = 46344.017$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.634 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.148 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.148 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.074$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 3.074 = 3073.863$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 46344.017 + 3073.863 = 49417.879$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{49417.879}{1517688.085} \cdot 100 = 3.256$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 615039.685 \\ 253621.171 \\ 595346.98 \\ 49417.879 \end{pmatrix} = 1513425.715$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 1517688.1 - 1513425.7 = 4262.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4262.370}{1517688.085} \cdot 100.000 = 0.281$$

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	$Q_{\Pi} = 1517688.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 615039.7$	$q_e = 40.5$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 595347.0$	$q_{\Gamma} = 39.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 253621.2$	$q_B = 16.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 49417.9$	$q_M = 3.3$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 4262.4$	$q_{HB} = 0.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 40.525 + 39.227 + 16.711 + 3.256 + 0.281 = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = \frac{0.017}{14 - 1} = 1.284 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'} = 0.017 + 1.284 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.284 \times 10^{-3} \cdot 1.367 = 1.755 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00128$	$p(0) = 142.5$	$V(180) = 0.01797$	$p(180) = 142.5$
$V(10) = 0.00144$	$p(10) = 142.5$	$V(190) = 0.01788$	$p(190) = 143.537$
$V(20) = 0.00191$	$p(20) = 142.5$	$V(200) = 0.0176$	$p(200) = 146.73$
$V(30) = 0.00267$	$p(30) = 142.5$	$V(210) = 0.01712$	$p(210) = 152.328$
$V(40) = 0.00368$	$p(40) = 142.5$	$V(220) = 0.01646$	$p(220) = 160.788$
$V(50) = 0.00489$	$p(50) = 142.5$	$V(230) = 0.01562$	$p(230) = 172.84$
$V(60) = 0.00626$	$p(60) = 142.5$	$V(240) = 0.0146$	$p(240) = 189.61$
$V(70) = 0.00772$	$p(70) = 142.5$	$V(250) = 0.01343$	$p(250) = 212.819$
$V(80) = 0.00922$	$p(80) = 142.5$	$V(260) = 0.01211$	$p(260) = 245.15$
$V(90) = 0.0107$	$p(90) = 142.5$	$V(270) = 0.0107$	$p(270) = 290.878$
$V(100) = 0.01211$	$p(100) = 142.5$	$V(280) = 0.00922$	$p(280) = 357.042$
$V(110) = 0.01343$	$p(110) = 142.5$	$V(290) = 0.00772$	$p(290) = 455.654$
$V(120) = 0.0146$	$p(120) = 142.5$	$V(300) = 0.00626$	$p(300) = 607.993$
$V(130) = 0.01562$	$p(130) = 142.5$	$V(310) = 0.00489$	$p(310) = 853.003$
$V(140) = 0.01646$	$p(140) = 142.5$	$V(320) = 0.00368$	$p(320) = 1262.712$
$V(150) = 0.01712$	$p(150) = 142.5$	$V(330) = 0.00267$	$p(330) = 1962.178$
$V(160) = 0.0176$	$p(160) = 142.5$	$V(340) = 0.00191$	$p(340) = 3103.709$
$V(170) = 0.01788$	$p(170) = 142.5$	$V(350) = 0.00144$	$p(350) = 4571.13$

V(360) = 0.00128	p(360) = 5367.115	V(540) = 0.01797	p(540) = 502.581
V(370) = 0.00144	p(370) = 8587.384	V(550) = 0.01788	p(550) = 155
V(380) = 0.00191	p(380) = 7734.564	V(560) = 0.0176	p(560) = 155
V(390) = 0.00267	p(390) = 5149.227	V(570) = 0.01712	p(570) = 155
V(400) = 0.00368	p(400) = 3482.473	V(580) = 0.01646	p(580) = 155
V(410) = 0.00489	p(410) = 2458.881	V(590) = 0.01562	p(590) = 155
V(420) = 0.00626	p(420) = 1820.8	V(600) = 0.0146	p(600) = 155
V(430) = 0.00772	p(430) = 1409.677	V(610) = 0.01343	p(610) = 155
V(440) = 0.00922	p(440) = 1135.386	V(620) = 0.01211	p(620) = 155
V(450) = 0.0107	p(450) = 946.604	V(630) = 0.0107	p(630) = 155
V(460) = 0.01211	p(460) = 813.321	V(640) = 0.00922	p(640) = 155
V(470) = 0.01343	p(470) = 717.406	V(650) = 0.00772	p(650) = 155
V(480) = 0.0146	p(480) = 647.543	V(660) = 0.00626	p(660) = 155
V(490) = 0.01562	p(490) = 596.467	V(670) = 0.00489	p(670) = 155
V(500) = 0.01646	p(500) = 559.414	V(680) = 0.00368	p(680) = 155
V(510) = 0.01712	p(510) = 533.218	V(690) = 0.00267	p(690) = 155
V(520) = 0.0176	p(520) = 515.795	V(700) = 0.00191	p(700) = 155
V(530) = 0.01788	p(530) = 505.826	V(710) = 0.00144	p(710) = 155

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 19733.325$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{19733.325}{0.017 \cdot 1000} = 1182.365$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1182.365 \cdot 0.98 = 1158.717$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1171.005 + 1158.717}{2} = 1164.861$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1171.005 - 1158.717}{1164.861} \right| \cdot 100 = 1.055$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,
визначається кутом затримки згорання:

$Df_1 = 15^\circ$ п.к.в;

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

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

$\deg = \frac{\pi}{180} = 0.017 \text{ рад} / \text{о}$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.117$	$l(c') = 14.6 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.043$	$l(f) = 5.3 \text{ мм}$
точка Df ₂	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.718$	$l(b'') = 214.7 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.4 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.3 \text{ мм}$

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)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5367.115 = 6440.538$$

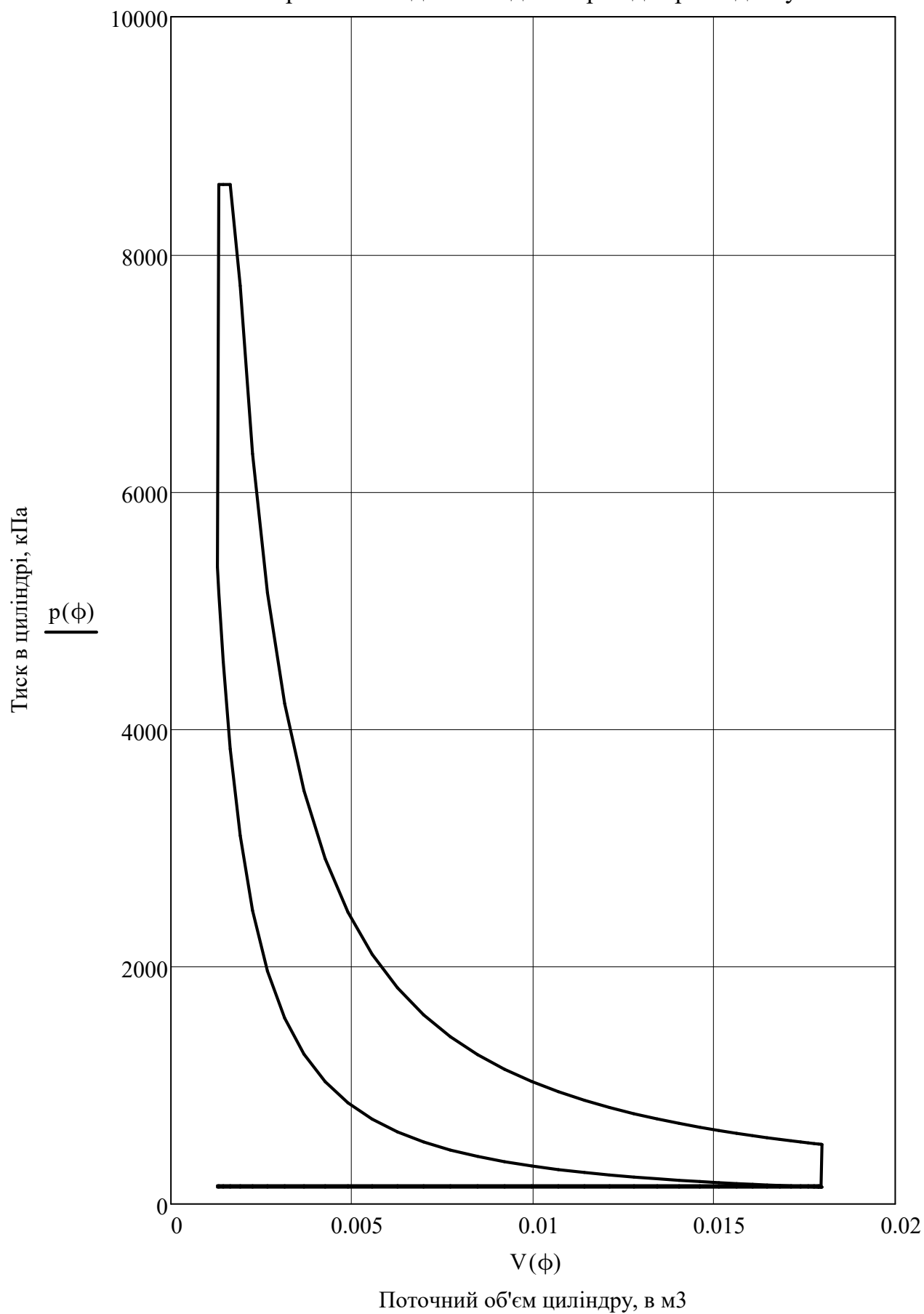
Максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\max} = 8587.384$$

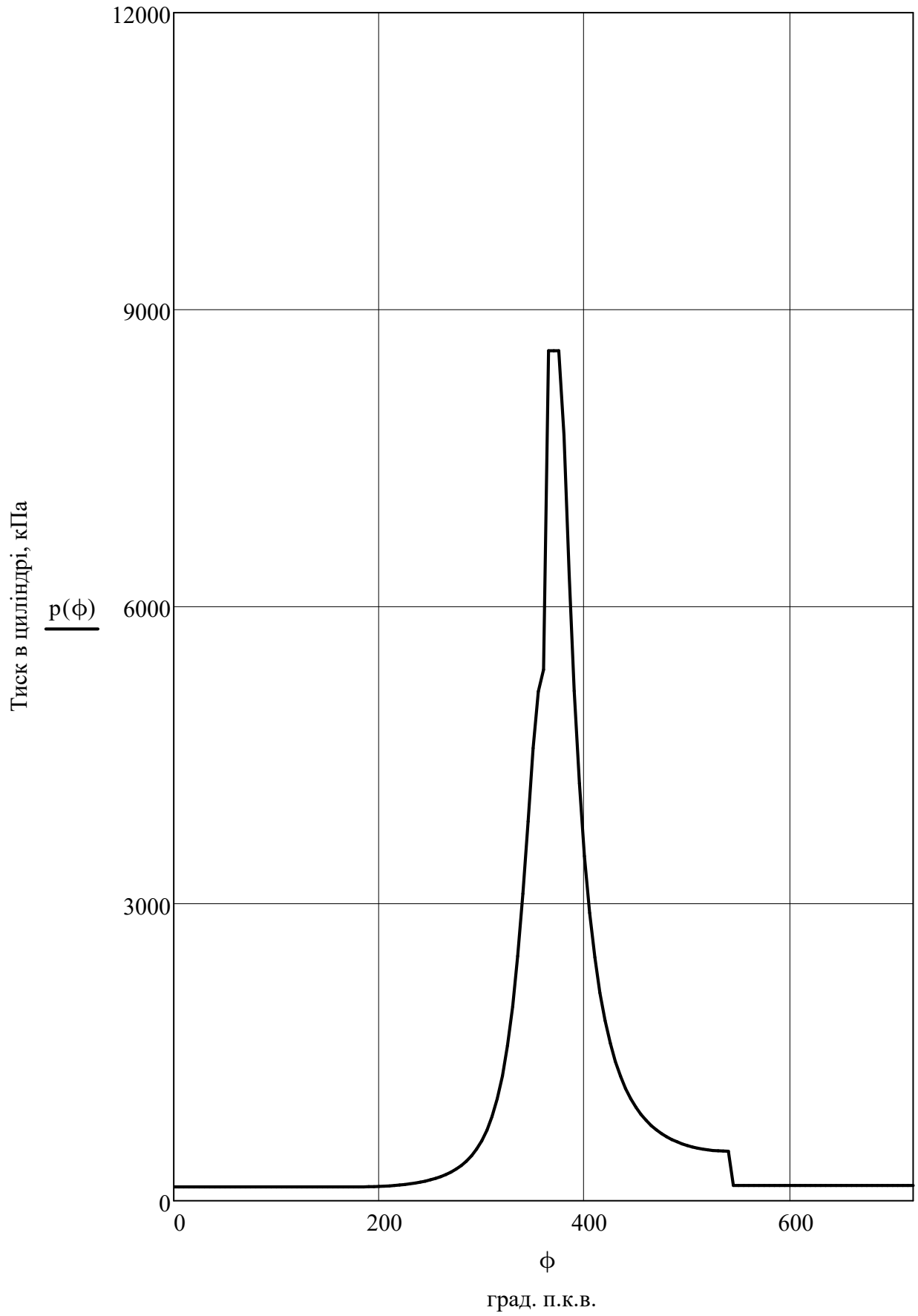
Ординати точок на діаграмі

точка r, в мм	точка c'', в мм	точка z _d , в мм
$\frac{p_r}{m_p} = \frac{155}{50} = 3.1$	$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{6440.538}{50} = 128.811$	$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{8587.384}{50} = 171.748$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів 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;

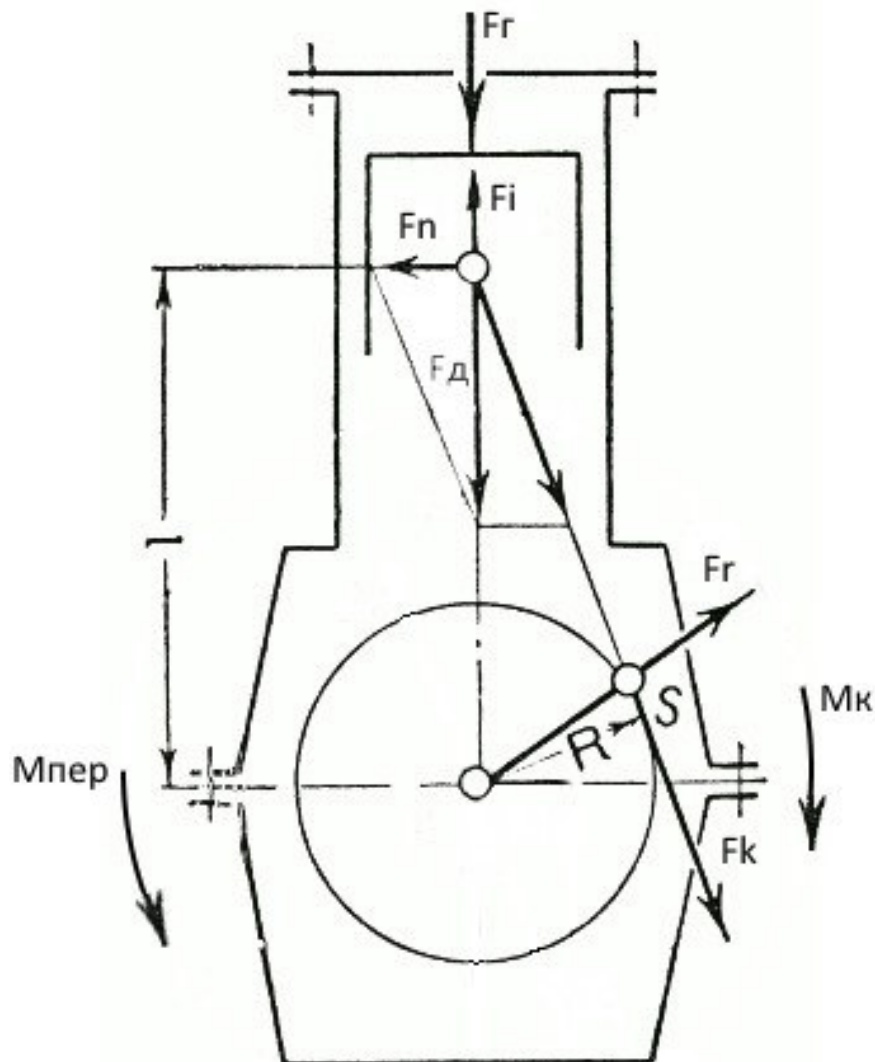


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 53$ кг - маса комплексу поршня

$m_{Ш} = 63.2$ кг - маса шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 53 + \frac{1}{3} \cdot 63.2 = 74.067$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{340}{2 \cdot 10^3} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2}{4 \cdot 10^6} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

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

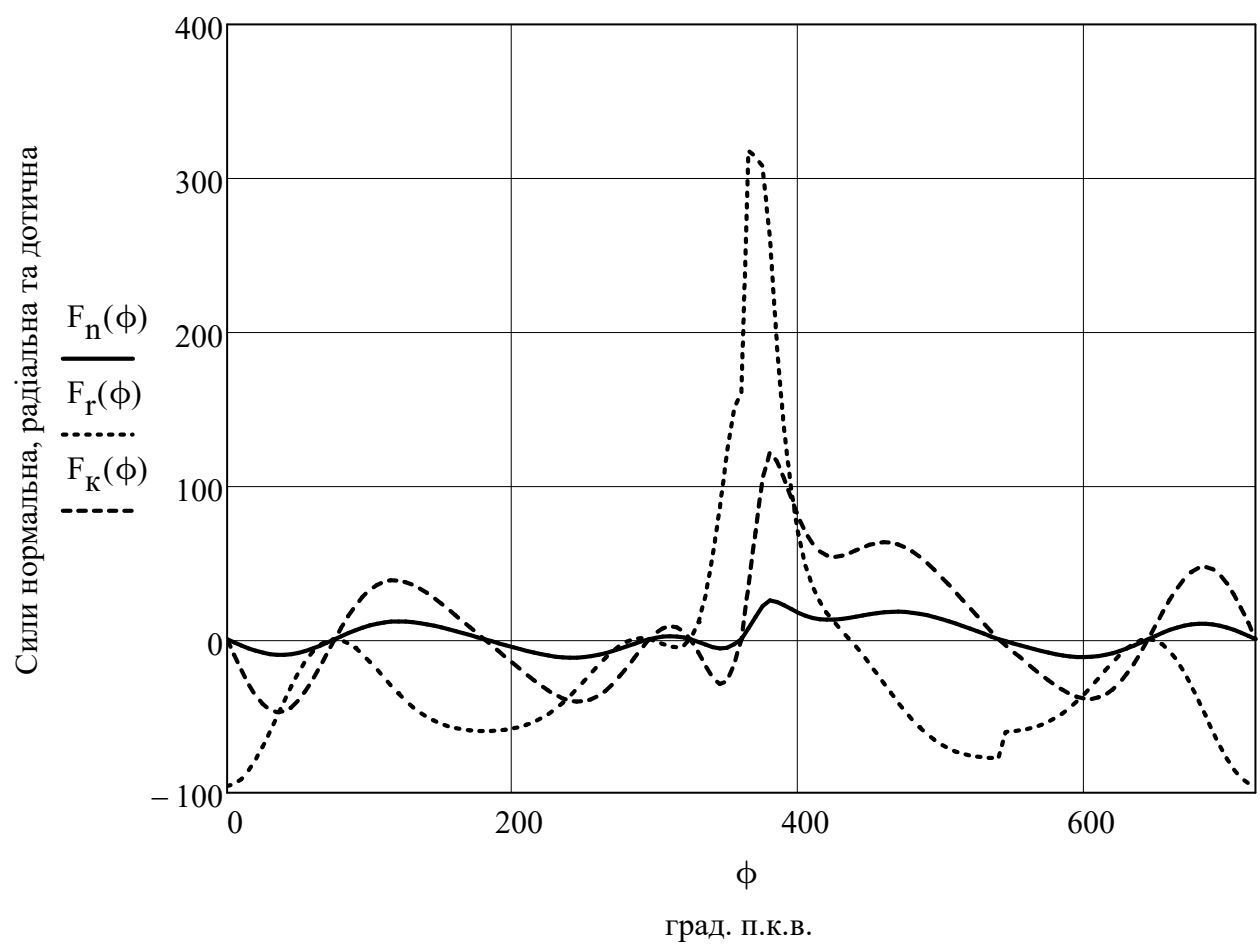
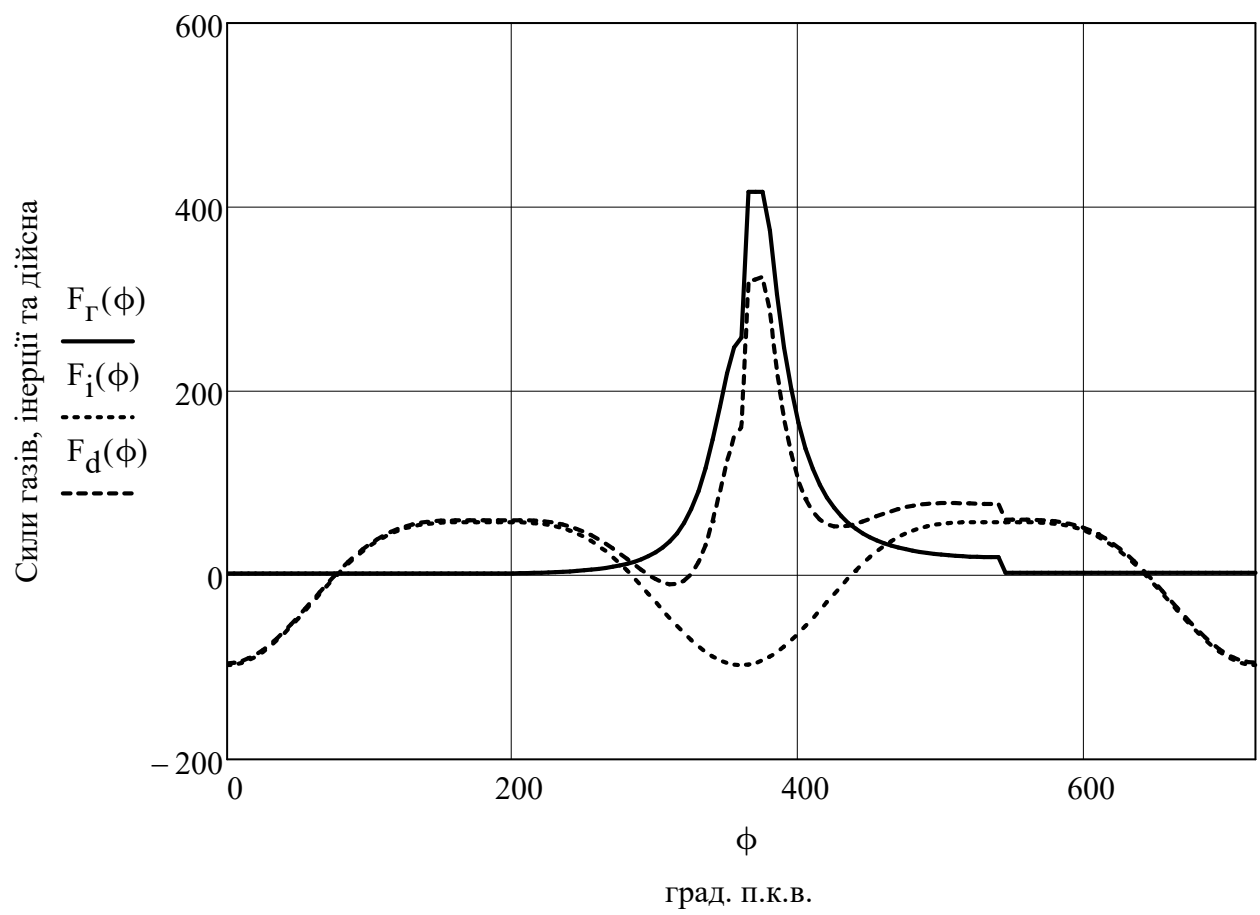
$F_r(0) = 2.022$	$F_i(0) = -97.553$	$F_d(0) = -95.531$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.022$	$F_i(30) = -77.206$	$F_d(30) = -75.183$	$M_k(30) = -7.819$
$F_r(60) = 2.022$	$F_i(60) = -28.893$	$F_d(60) = -26.871$	$M_k(60) = -4.475$
$F_r(90) = 2.022$	$F_i(90) = 19.883$	$F_d(90) = 21.906$	$M_k(90) = 3.724$
$F_r(120) = 2.022$	$F_i(120) = 48.777$	$F_d(120) = 50.799$	$M_k(120) = 6.497$
$F_r(150) = 2.022$	$F_i(150) = 57.322$	$F_d(150) = 59.345$	$M_k(150) = 3.917$

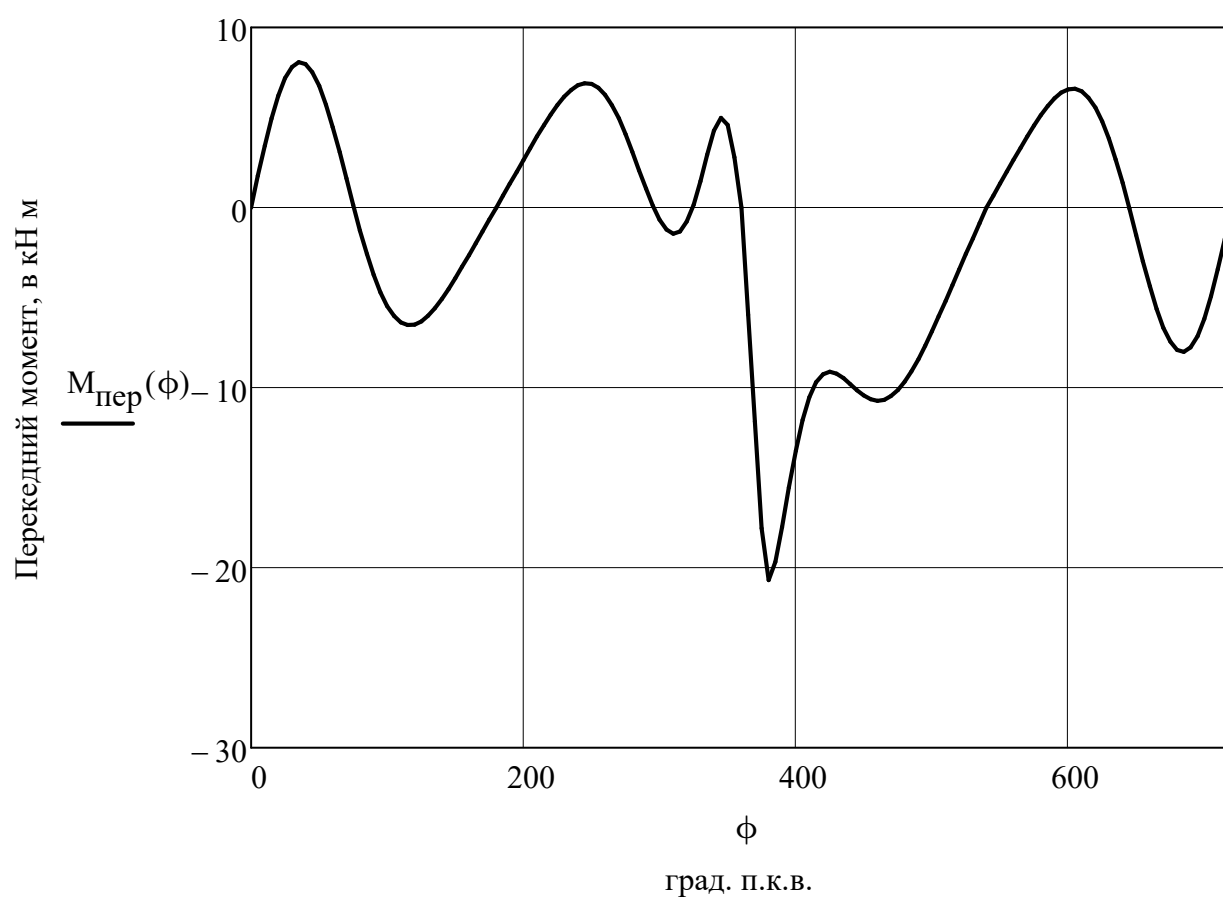
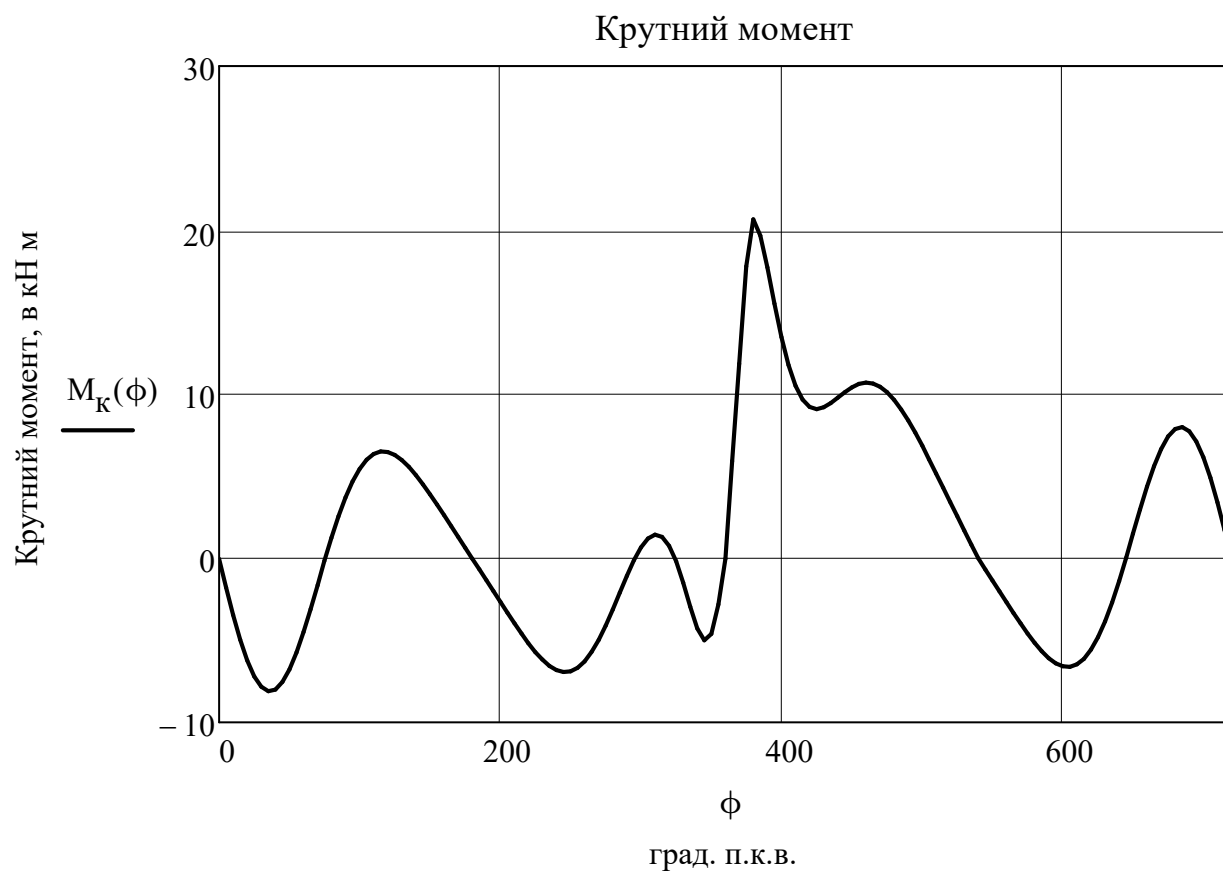
$F_r(180) = 2.022$	$F_i(180) = 57.786$	$F_d(180) = 59.809$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.505$	$F_i(210) = 57.322$	$F_d(210) = 59.827$	$M_k(210) = -3.949$
$F_r(240) = 4.335$	$F_i(240) = 48.777$	$F_d(240) = 53.111$	$M_k(240) = -6.793$
$F_r(270) = 9.306$	$F_i(270) = 19.883$	$F_d(270) = 29.189$	$M_k(270) = -4.962$
$F_r(300) = 24.872$	$F_i(300) = -28.893$	$F_d(300) = -4.021$	$M_k(300) = 0.670$
$F_r(330) = 91.346$	$F_i(330) = -77.206$	$F_d(330) = 14.14$	$M_k(330) = -1.471$
$F_r(360) = 258.485$	$F_i(360) = -97.553$	$F_d(360) = 160.932$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 247.79$	$F_i(390) = -77.206$	$F_d(390) = 170.584$	$M_k(390) = 17.741$
$F_r(420) = 84.406$	$F_i(420) = -28.893$	$F_d(420) = 55.513$	$M_k(420) = 9.246$
$F_r(450) = 41.494$	$F_i(450) = 19.883$	$F_d(450) = 61.377$	$M_k(450) = 10.434$
$F_r(480) = 26.814$	$F_i(480) = 48.777$	$F_d(480) = 75.59$	$M_k(480) = 9.668$
$F_r(510) = 21.202$	$F_i(510) = 57.322$	$F_d(510) = 78.524$	$M_k(510) = 5.182$
$F_r(540) = 19.698$	$F_i(540) = 57.786$	$F_d(540) = 77.484$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.636$	$F_i(570) = 57.322$	$F_d(570) = 59.958$	$M_k(570) = -3.957$
$F_r(600) = 2.636$	$F_i(600) = 48.777$	$F_d(600) = 51.413$	$M_k(600) = -6.576$
$F_r(630) = 2.636$	$F_i(630) = 19.883$	$F_d(630) = 22.519$	$M_k(630) = -3.828$
$F_r(660) = 2.636$	$F_i(660) = -28.893$	$F_d(660) = -26.257$	$M_k(660) = 4.373$
$F_r(690) = 2.636$	$F_i(690) = -77.206$	$F_d(690) = -74.57$	$M_k(690) = 7.755$
$F_r(720) = 2.636$	$F_i(720) = -97.553$	$F_d(720) = -94.917$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -95.531$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.703$	$F_r(30) = -60.259$	$F_k(30) = -45.995$	$M_{пер}(30) = 7.819$
$F_n(60) = -6.109$	$F_r(60) = -8.145$	$F_k(60) = -26.325$	$M_{пер}(60) = 4.475$
$F_n(90) = 5.801$	$F_r(90) = -5.801$	$F_k(90) = 21.906$	$M_{пер}(90) = -3.724$
$F_n(120) = 11.55$	$F_r(120) = -35.402$	$F_k(120) = 38.218$	$M_{пер}(120) = -6.497$

$F_n(150) = 7.659$	$F_r(150) = -55.223$	$F_k(150) = 23.039$	$M_{\text{пер}}(150) = -3.917$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -59.809$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -7.721$	$F_r(210) = -55.672$	$F_k(210) = -23.227$	$M_{\text{пер}}(210) = 3.949$
$F_n(240) = -12.075$	$F_r(240) = -37.013$	$F_k(240) = -39.958$	$M_{\text{пер}}(240) = 6.793$
$F_n(270) = -7.73$	$F_r(270) = -7.73$	$F_k(270) = -29.189$	$M_{\text{пер}}(270) = 4.962$
$F_n(300) = 0.914$	$F_r(300) = -1.219$	$F_k(300) = 3.939$	$M_{\text{пер}}(300) = -0.67$
$F_n(330) = -1.825$	$F_r(330) = 11.333$	$F_k(330) = -8.65$	$M_{\text{пер}}(330) = 1.471$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 160.932$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{\text{пер}}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 22.016$	$F_r(390) = 136.722$	$F_k(390) = 104.358$	$M_{\text{пер}}(390) = -17.741$
$F_n(420) = 12.621$	$F_r(420) = 16.826$	$F_k(420) = 54.386$	$M_{\text{пер}}(420) = -9.246$
$F_n(450) = 16.254$	$F_r(450) = -16.254$	$F_k(450) = 61.377$	$M_{\text{пер}}(450) = -10.434$
$F_n(480) = 17.186$	$F_r(480) = -52.679$	$F_k(480) = 56.87$	$M_{\text{пер}}(480) = -9.668$
$F_n(510) = 10.134$	$F_r(510) = -73.071$	$F_k(510) = 30.485$	$M_{\text{пер}}(510) = -5.182$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -77.484$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -7.738$	$F_r(570) = -55.794$	$F_k(570) = -23.278$	$M_{\text{пер}}(570) = 3.957$
$F_n(600) = -11.689$	$F_r(600) = -35.829$	$F_k(600) = -38.68$	$M_{\text{пер}}(600) = 6.576$
$F_n(630) = -5.964$	$F_r(630) = -5.964$	$F_k(630) = -22.519$	$M_{\text{пер}}(630) = 3.828$
$F_n(660) = 5.97$	$F_r(660) = -7.959$	$F_k(660) = 25.724$	$M_{\text{пер}}(660) = -4.373$
$F_n(690) = 9.624$	$F_r(690) = -59.767$	$F_k(690) = 45.62$	$M_{\text{пер}}(690) = -7.755$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -94.917$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





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	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	500	615,04	23,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	805	982	22,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,4	0,405	1,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,839	-1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ (кВт год)	212	209	-1,4
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Згідно із завданням на проектування ефективна потужність проектного двигуна була збільшена на 115 кВт. Після виконання розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, було отримано реальний приріст потужності склав 115,04 кВт, що склало різницю між потужностями прототипу та проектного двигуна у 23,0% на користь останнього.

Зростання потужності в даній роботі було реалізовано за рахунок підвищення середнього ефективного тиску на 22,0%, та частоти обертання колінчастого валу. Такий спосіб зростання потужності передбачає збільшення тиску наддуву, або циклової порції палива, що як наслідок призводить до зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи, але суттєвою перевагою цього способу є те, що масо-габаритні параметри двигуна майже не змінюються.

В проектованому двигуні було застосовано нову акумуляторну систему подачі палива, то відповідно було отримано ефект щодо зниження питомої ефективної витрати палива на 1,4%. Як наслідок підвищилась ефективність

робочого циклу на 1,5%, що видно з таблиці 2.1 при порівнянні ефективного ККД двигуна-прототипу та проектного.

Удосконалення паливної апаратури з переходом на акумуляторну передбачає зменшення кількості паливних насосів, і як наслідок зменшення втрат енергії на їх привід, тому має спостерігатись незначне зростання механічного ККД проектного двигуна, Але через збільшення частоти обертання колінчастого валу у проектного двигуна, спостерігається зростання і механічних страт внаслідок чого механічний ККД зменшився на 1,3%.

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

3. РОЗРОБКА АКУМУЛЯТОРНОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Опис будови та принципу дії системи Common Rail.

3.1.1 Опис будови системи Common Rail

Система впорскування Common Rail (CR) є сучасною системою впорскування палива дизельних двигунів. Робота системи CR заснована на подачі палива до форсунок від загального акумулятора високого тиску - паливної рампи (Common Rail в перекладі загальна рампа). Система впорскування розроблена фахівцями фірми Bosch.

Застосування даної системи дозволяє досягти зниження витрати палива, токсичності відпрацьованих газів, рівня шуму дизеля. Головною перевагою системи CR є широкий діапазон регулювання тиску палива і моменту початку уприскування, які досягнуті за рахунок розділення процесів створення тиску і уприскування.

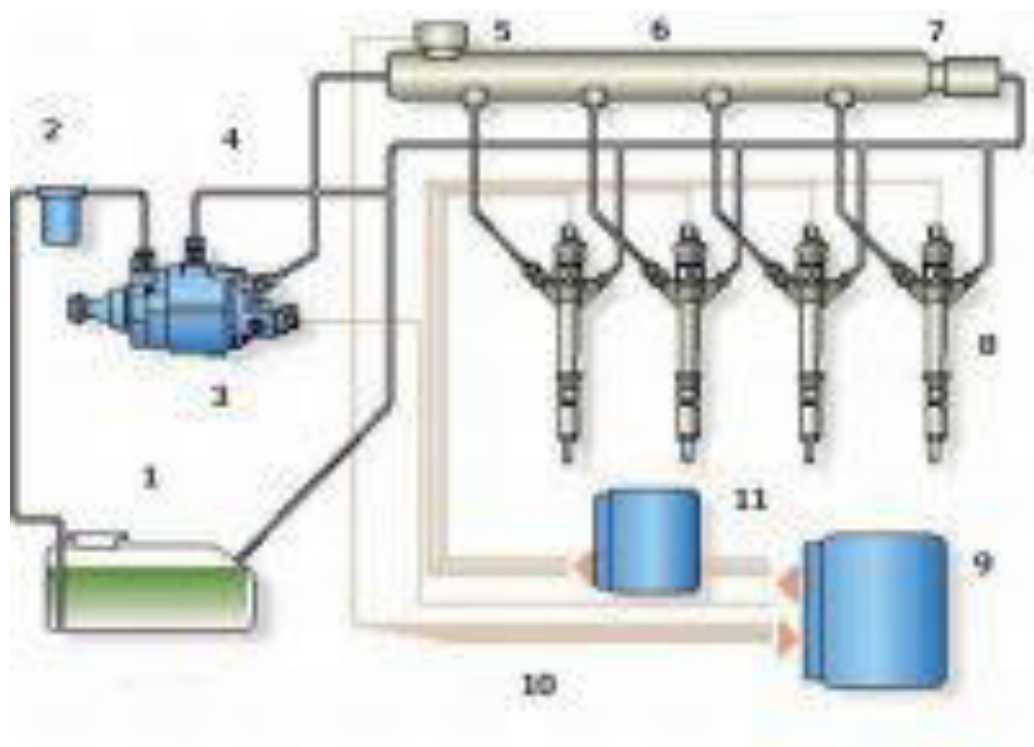


Рис. 3.1 – Схема системи уприскування Common Rail

1- паливний бак; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – ПНВТ; 4 – паливопровід; 5 – датчик тиску; 6 – паливна рампа; 7 – перепускний клапан; 8 – форсунка; 9 – блок контролю та керування; 10 – шлейф керування; 11- блок запирання форсунок.

Конструктивно система уприскування CR становить контур високого тиску паливної системи дизельного двигуна. У системі використовується безпосереднє уприскування палива, тобто дизельне паливо впорскується безпосередньо в камеру згоряння. Система CR включає паливний насос високого тиску, клапан дозування палива, регулятор тиску палива (контрольний клапан), паливну рампу і форсунки. Всі елементи об'єднують паливопроводи.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) служить для створення високого тиску палива і його накопичення в паливній рампі. Сучасні паливні насоси високого тиску плунжерного типу.

Клапан дозування палива регулює кількість палива, що подається до паливного насоса високого тиску в залежності від потреби двигуна. Клапан конструктивно об'єднаний з ПНВТ.

Регулятор тиску палива призначений для управління тиском палива в системі, в залежності від навантаження на двигун. Він встановлюється в паливній рампі.

Паливна рампа призначена для виконання декількох функцій: накопичення палива і утримання його під високим тиском, пом'якшення коливань тиску, що виникають унаслідок пульсації подачі від ПНВТ, розподілу палива по форсунках.

Форсунка найважливіший елемент системи, що безпосередньо здійснює уприскування палива в камеру згоряння двигуна. Форсунки пов'язані з паливною рампою паливопроводами високого тиску. У системі використовуються електрогідравлічні форсунки або п'єзофорсунки.

Уприскування палива електрогідравлічної форсункою здійснюється за рахунок управління електромагнітним клапаном. Активним елементом п'єзофорсунками є п'єзокристали, значно підвищують швидкість роботи форсунки.

Управління роботою системою впорскування CR забезпечує система управління дизелем, яка об'єднує датчики, блок керування двигуном і виконавчі механізми систем двигуна.

Система управління дизелем включає датчики обертів двигуна, Холла, положення педалі акселератора, витратомір повітря, температури охолоджуючої рідини, тиску повітря, температури повітря, тиску палива, кисневий датчик (лямбда-зонд) та інші.

Основними виконавчими механізмами системи упорскування CR є форсунки, клапан дозування палива, а також регулятор тиску палива.

3.1.2 Принцип дії системи упорскування Common Rail

На підставі сигналів, що надходять від датчиків, блок керування двигуном визначає необхідну кількість палива, яке паливний насос високого тиску подає через клапан дозування палива. Насос накачує паливо в паливну рампу. Там воно знаходиться під певним тиском, забезпечуваним регулятором тиску палива.

У потрібний момент блок керування двигуном дає команду відповідним форсункам на початок уприскування і забезпечує певну тривалість відкриття клапана форсунки. Залежно від режимів роботи двигуна блок керування двигуном коригує параметри роботи системи упорскування.

З метою підвищення ефективної роботи двигуна в системі CR реалізується багаторазове вприскування палива протягом одного циклу роботи двигуна. При цьому розрізняють: попереднє впорскування, основне впорскування і додаткове впорскування.

Попереднє вприскування невеликої кількості палива виконують перед основним уприскуванням для підвищення температури і тиску в камері згорання, ніж досягається прискорення самозаймання основного заряду, зниження шуму і токсичності відпрацьованих газів. Залежно від режиму роботи двигуна проводиться:

- два попередніх впорскування - на холостому ходу;
- одне попереднє впорскування - при підвищенні навантаження;
- попереднє впорскування не проводиться - при повному навантаженні.

Основне впорскування забезпечує роботу двигуна. Додаткове впорскування проводиться для підвищення температури відпрацьованих газів і згоряння частинок сажі в фільтр сажі (регенерація фільтру сажі).

Розвиток системи упорскування CR здійснюється по шляху збільшення тиску упорскування:

- перше покоління - 140 МПа, з 1999 року;
- друге покоління - 160 МПа, з 2001 року;
- третє покоління - 180 МПа, з 2005 року;
- четверте покоління - 220 МПа, з 2009 року.

Чим вище тиск в системі упорскування, тим більше палива можна впорснути в циліндр за рівний проміжок часу і, відповідно, реалізувати велику потужність.

3.2 Розробка системи Common Rail для суднового дизеля 6ЧН 25/34.

3.2.1 Конструктивні особливості пропонованої системи.

Дизель 6ЧН 25/34 пропонується оснастити новою системою CR і форсунками з електромагнітним або з п'єзомеханічним приводом, CR забезпечує стабілізацію високого тиску палива на всіх режимах роботи двигуна, зменшення габаритних розмірів паливного насоса високого тиску (ПНВТ) й форсунок, дозволяючи розмістити їх найбільш оптимально в камері згоряння, зниження втрат енергії, рівня шуму і, у сполученні з точним електронним дозуванням палива.

Основною принциповою відмінністю системи CR є те, що паливний насос високого тиску виконує тільки одну функцію - створення і підтримка високого тиску палива в загальному трубопроводі (120...130МПа). Тому привід ПНВТ у системі CR не потребує трудомісткого і складного узгодження з положенням колінчатого валу двигуна.

Момент випередження впорскування, кількість і характер багатоступінчастої подачі палива визначається не механічним шляхом, як це було в

звичайних системах, а електричними імпульсами від електронного блока управління дизелем.

З одного боку, таке рішення значно спростило механіку ПНВТ, так як прибрано регулятор подачі палива, пристрій випередження впорскування. Крім того полегшені умови роботи прецизійних пар, завдяки тому що виключено їхній обертальний рух, пов'язаний з дозуванням подачі палива, що в свою чергу підвищило довговічність і надійність їхньої роботи. Проте, з іншого боку, для більш якісного управління подачі палива система CR обладнана багатьма датчиками, тиску палива, встановленого в загальному трубопроводі, наддуву, а також частоти обертання валу двигуна, кута випередження впорскування палива, температури повітря, що надходить, і охолоджуючої рідини, та ін.

Інформація від цих датчиків передається в контролюючий і керуючий електронний блок, де вона опрацьовується, а потім керуючий сигнал надходить на електро-магнітне (п'езомеханічне) дозуюче устаткування форсунок. У такий спосіб забезпечується дуже точне дозування палива, що впорскується форсункою і багатоступінчасте впорскування.

Форсунки являють собою швидкодіючі клапани з електромагнітним, або п'езомеханічним керуючим органом, що забезпечує високоефективне розпилювання в момент відкриття голки.

Відкриття голки відбувається тільки при подачі електронного імпульсу на керуючий орган, тривалість якого визначає тривалість його відкриття, тобто кількість палива, що впорскується. Хід голки складає усього 0,15 мм і обмежується упором бурта самої голки.

Час відкриття форсунки від 1 до 20 мс задається керуючим електронним блоком (мікропроцесором), що порівнює закладені в його пам'ять експериментальні дані про оптимальний режим роботи двигуна, що реєструються датчиками. Частота спрацьовування електромагнітного клапана кратна частоті обертання колінчатого валу, а момент впорскування

визначається фазами газорозподілу по відкриттю впускних клапанів і даними від датчиків.

Паливопідкачувальний насос шестерний, об'ємного типу, приводиться від вихідного валу масляного насоса. Розташований між фільтрами грубого і тонкого очищення палива, складається з корпусу та двох шестерень, одне з яких вільно обертається.

Паливопідкачувальний насос подає палива більше, чим необхідно для роботи двигуна (коефіцієнт запасу подачі 2...3). Тому одночасно в корпусі встановлено перепускний клапан.

3.2.2 Визначення параметрів подачі палива пропонованою акумуляторною системою.

Визначаємо подачу паливопідкачувального насоса:

$$W = K \cdot \frac{P_e \cdot b_e}{\rho_n};$$

де $P_e = 615,04$ кВт – ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0.209$ кг/(кВт год) – питома витрата палива двигуна;

$\rho_n = 850$ кг/м³ – густина палива;

$K = 3$ – коефіцієнт запасу подачі (2...3);

$$W = K \cdot \frac{P_e \cdot b_e}{\rho_n} = 0.4553 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність споживану паливопідкачувальним насосом:

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n}$$

де: $H = 50$ м - напір насоса, (орієнтовно $H = 30...60$ м);

η_n = ККД насоса.

Для шестерних насосів $\eta_n = 0,7 - 0,75$;

для гвинтових: $\eta_n = 0,8...0,85$;

Прийmemo $\eta_n = 0,75$

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0.0702, \text{кВт}$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}};$$

де: v_n - швидкість фільтрації;

Для сітчастих фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0,06 - 0,12$ м/сек;

Для дотно-щільових фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Приймаймо $v_n = 0,02$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0,2$ - коефіцієнт живого перетину (0,2 ... 0,3);

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}} = 0,0316 \text{ м}^2$$

Визначення основних параметрів паливного насоса високого тиску.

Продуктивність плунжерної пари ПНВТ.

$$q_{\text{ц}} = \frac{Pe \cdot b_e}{60 \cdot n_{\text{ПНВТ}} \cdot j}$$

де $n_{\text{ПНВТ}}$ - частота обертання ПНВТ, $n_{\text{ПНВТ}} = 750$ об/хв

j - кількість плунжерних пар у секції ПНВТ, $j = 1$;

$$q_{\text{ц}} = \frac{Pe \cdot b_e}{60 \cdot n_{\text{ПНВТ}} \cdot j} = 0,2986 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}$$

Найбільша циклова подача палива $q_{\text{ц,мах}}$ в експлуатаційних умовах, що враховує максимальне навантаження дизеля і компенсацію втрат на витік,

$$q_{\text{ц,мах}} = (1,25-1,35) \cdot q_{\text{ц}} = 1,25 \cdot 0,2986 = 0,3733 \text{ г/цикл};$$

Найменша циклова подача палива

$$q_{\text{ц,мін}} = (0,5-0,15) \cdot q_{\text{ц}} = 0,5 \cdot 0,2986 = 0,14 \text{ г/цикл}$$

Визначимо діаметр плунжера насоса

$$d_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{g_{\text{цмах}} \cdot 4}{h_{\text{пл}} \cdot \pi \cdot \gamma_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{в}}}}$$

$\gamma_{\text{п}} = 0,85$ г/см³ - питома щільність палива,

Геометричний хід плунжера приймаємо $h_r = 10$ мм

$\eta_v = 0.99$ коефіцієнт подачі паливного насосу

Діаметр плунжера визначимо з рівняння

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{g_{цмах} \cdot 4}{h_{пл} \cdot \pi \cdot \gamma_{п} \cdot \eta_v}} = 0,7517 \text{ см}$$

По каталогу паливної апаратури приймаємо: $d_{пл} = 10$ мм, $h_{пл} = 10$ мм

Паливний насос високого тиску буде складатися з трьох блоків по три секції плунжерних пар в кожному блоці, в кожному блоці одна плунжерна пара оснащена електромагнітним „вимикачем”.

Сумарна подача ПНВТ

$$W_{ПНВТ} = 1.25 \cdot \frac{P_e \cdot b_e}{\rho_n} = 0,1897 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

Визначаємо потужність споживану ПНВТ:

$$N_{ПНВТ} = 0,272 \cdot \frac{W_{ПНВТ} \cdot H_{ПНВТ} \cdot \rho_n}{\eta_{ПНВТ}}$$

де: $H = 12700$ м – напір насоса, (орієнтовно $H = 12232 \dots 13251$ м (120...130 МПа));

$\eta_{ПНВТ} = 0,8$ механічний ККД насоса.

$$N_{ПНВТ} = 0,272 \cdot \frac{W_{ПНВТ} \cdot H_{ПНВТ} \cdot \rho_n}{\eta_{ПНВТ}} \times 10^{-5} = 6,96 \text{ кВт}$$

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

По характеру впливу компонентів, що містяться в ОГ 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 окиси 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 (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 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO₂. Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила.

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

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроту, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

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

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,6/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб};$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 750$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 615$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 615^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 89,239 \text{ Дб};$$

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного 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.

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

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб};$$

де m – маса двигуна, $m = 11300$ кг;

f – частота обертання, $f = 12,5$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 615^{0.55} \cdot \left(\frac{1+615}{11300} \right)}{1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{11300}{615}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 87,944 \text{ Дб};$$

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

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

ВИСНОВОК

На початку даного дипломного проекту було поставлено завдання, щодо проектування чотиритактного дизельного двигуна з наддувом номінальною потужністю 615 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, яке можна вважати виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 615,04$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,006 %), але при цьому не виходить за межі допустимої похибки розрахунку ефективної потужності у 5%.

В результаті виконаних обчислень було отримано параметри робочого циклу для проектного двигуна. Це дало можливість в подальшому побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. За результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина дипломного проекту, була направлена на розробку акумуляторної системи подачі дизельного палива. Запропонована система дала можливість значно підвищити економічність проектного двигуна у порівнянні з двигуном прототипом. Так згідно отриманих результатів отримано економію палива на 1,4%, за умови збільшення потужності у порівнянні з двигуном-прототипом.

Головним результатом отриманим за рахунок запровадження запропонованої системи, є можливість електронного керування процесом впорскування палива, з наступним впливом як на початок подачі палива так і на його тривалість у часі.

В проекті було розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу, при роботі дизельного двигуна. Запропонований комплекс заходів з охорони праці, та заходів з безпечної експлуатації двигуна повинен покращити безпеку при обслуговуванні машини.

					ПФ НУК 142.54.20.01.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дат		

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 – 40 с.
2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
5. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
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