

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 електростанції, потужністю  
1200 кВт, за рахунок вдосконалення газоповітряного змішувача.  
Прототип 8ЧН 22/28.

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

Спеціальність

**142 «Енергетичне машинобудування»**

Освітньо-професійна програма

**«Двигуни внутрішнього згоряння»**

***Дзюбенко Анатолій Миколайович***

Керівник ***Швець І.А.***

Рецензент ***Нестеренко В.В.***

м. Первомайськ - 2020 рік

## ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	3
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його установки	4
1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератора.	4
1.2 Загальний опис конструкції двигуна-прототипу та його основних складальних одиниць	6
2. Конструкторський розділ	18
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом	18
2.2 Розрахунок теплового балансу	33
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	40
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	47
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	54
3. Розробка конструкції газоповітряного змішувача	56
3.1 Призначення та опис системи подачі газового палива	56
3.2 Опис та розрахунок змішувача	59
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	65
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал який обслуговує двигун.	65
4.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал	68
4.3 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні	69
Висновок	73
Список використаної літератури	74
Додатки	
Додаток А - Специфікація двигун 8ЧН 22/28	
Додаток Б - Специфікація змішувач	
Додаток В - Специфікація електростанція	

					<b>ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ</b>							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ	Лист	Листів		
Розробив	Дзюбенко									2		
Перевірів	Швець І.А.							ПФ НУК				
Н. Контр.												
Затвердив	Нестеренко											

## ВСТУП

В наш час існує багато способів перетворення хімічної енергії палива в корисну роботу, теплову або електричну енергію. Особливе місце серед машин що реалізують таке перетворення займають двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння використовують в багатьох галузях промисловості. Найбільш економічними є поршневі та комбіновані двигуни внутрішнього згоряння. Вони мають достатньо великий термін служби, порівняльно невеликі габаритні розміри і масу. Важливою перевагою ДВЗ є можливість сполучення їх практично з яким-небудь споживачем енергії. Це пояснюється широкими можливостями отримання відповідних характеристик зміни потужності і обертаючого моменту цих двигунів. Дані двигуни успішно використовуються на автомобілях, тракторах, сільськогосподарських машинах, тепловозах, судах, електростанціях і т.і.

Випуск потужних дизелів, рівень їх експлуатації мають чимале народногосподарське значення. В процесі нарощування випуску і узагальнення досвіду експлуатації дизелів проводяться роботи по підвищенню якості, зокрема надійності і ресурсу. Чітке і повне відпрацювання робочого процесу двигуна, повне розуміння всіх внутрішніх процесів дозволяють покращити технічні та економічні показники двигунів, їх безпечність та екологічність.

В зв'язку з постійним зростанням цін на рідкі палива, постійно зростає інтерес до використання газоподібних палів і в першу чергу природного газу. Ефективність використання газоподібних палив в значній мірі залежить від якості і надійності систем паливоподачі, тому обрана тема дипломного проекту є актуальною.

В ході даного дипломного проекту планується спроектувати чотиритактний газовий двигун потужністю 1200 кВт, для електростанції на базі двигуна-прототипу 8ЧН 22/28. Предметом розгляду в даному проекті буде паливна система для проєктованого двигуна, а під час проєктування необхідно буде окремо розглянути питання щодо розробки конструкції газо-повітряного змішувача.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лис
						3
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТА ЙОГО УСТАНОВКИ.

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Вибір та обґрунтування генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{з.м}$$

де  $P_e = 1200$  кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$\eta_{з.м} = 0.98$  - коефіцієнт корисної дії з'єднувальної муфти; згідно [3 ст. 125]

рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень

$$\eta_{з.м} = (0,96...0,99)$$

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{з.м} = 1176.000$$

Повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_{\text{ген}} = P'_{\text{ген}} \cdot \cos\varphi$$

де  $\cos\varphi = 0.85$  - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_{\text{ген}} = P'_{\text{ген}} \cdot \cos\varphi = 999.600$$

Максимальна потужність, що споживається під час пікових навантажень в мережі, в кВт

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_H$$

де  $k_H = 1.1$  - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253]

рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень

$$k_H = (1,05...1,15)$$

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_H = 1099.560$$

Частота струму що виробляється генератором, в Гц

$$f_{\text{ген}} = p \cdot \frac{n}{60}$$

$p = 3$  - число пар полюсів генератора;

$n = 1000$  хв<sup>-1</sup> - частота обертання колінчастого валу

$$f_{\text{ген}} = p \cdot \frac{n}{60} = 50$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 1100-1000, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 1100.

### 1.1.2 Опис об'єкта встановлення двигуна.

Призначення більшості виготовлених двигунів даного типу – для встановлення в якості суднової електростанції, що ставить досить високі вимоги по параметрам надійності та витривалості.

В більш м'яких умовах працюють стаціонарні електростанції. Ці чинники позитивно впливають на економічну та технічну доцільність використання.

Компоновка двигуна відповідає компоновці сучасних форсованих двигунів ідентичної розмірності і потужності.

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 1100 кВт на базі двигун-генератора ДГА-1100, розміщена в укритті, призначена для використання як основне або як резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°C;

температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;

відносна вологість не більш 88%;

висота над рівнем моря до 1000 м;

сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Електростанція може забезпечувати споживачів змінним електричним струмом з напругою 380 та 220В. При цьому робоча частота струму, яку забезпечує генератор 50 Гц.

Електростанція може бути застосована в якості як головної суднової або допоміжної так і резервної електростанції. З урахуванням вимог замовника можливий варіант виготовлення стаціонарного варіанту у вагонному виконанні укриття.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1.2 Загальний опис двигуна-прототипу та основних його складальних одиниць

Двигун має підвісний колінчастий вал, випускний колектор і ресивер наддувного повітря на одній стороні, протилежній стороні розподільного валу. Привід розподільного валу розташований з боку торця основного відбору потужності (заднього торця) і здійснюється двоступеневою зубчатою передачею.

Розподільним валом приводяться робочі клапани за допомогою роликових штовхачів, розташованих в одному корпусі для кожного циліндра, а також розподільник пускового повітря і регулятор частоти обертання, встановлені на задньому торці.

Агрегати турбонаддуву розташовані на передньому торці двигуна. Турбокомпресор встановлений на корпусі охолоджувача повітря.

Масляний і водяні насоси встановлені на передньому торці і приводяться від колінчастого валу за допомогою циліндрових зубчатих коліс. На двигуні встановлено масляний фільтр, щиток приладів і інші пристрої.

У поршневому електроагрегаті двигун і генератор встановлюються на загальну раму, яка одночасно є масляним піддоном, і на яку навішані охолоджувачі масла, води, а також інші пристрої.

Поза поршневим електроагрегатом встановлюються компресор і балон пускового повітря, розширювальний водяний бак, виносний пост управління пуском, зупинкою і контролю роботи двигуна.

Двигун має газощільне виконання по маслу, воді і картерним газам.

Передбачена можливість комплектації електроагрегату радіаторно-вентиляторною установкою (РВУ).

Блок-картер, що є корпусною деталлю двигуна, відлито з високоміцного чавуну. При роботі двигуна він не піддається кавітаційним руйнуванням завдяки організації охолодження тільки верхньої частини циліндра. У зв'язку з відсутністю в силовій схемі двигуна анкерних зв'язків, ділянки стінок блок-картера, навантажені зусиллям тиску газів, спеціально спрофільовані, щоб мати помірні розтягуючі напруження.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						6
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У поперечних перегородках блок-картера виконані розточування під корінні підшипники колінчастого валу і розточування під підшипники розподільного валу, а у верхній і проміжній горизонтальних плитах - розточування під вставні циліндрові втулки.

Центровочні поверхні циліндрових втулок, навантажені при роботі двигуна нормальної складової зусилля від тиску газу, розташовуються проти положень верхньої і нижньої мертвих точок.

Циліндрова втулка спирається на верхню площину блок-картера через спеціальний кожух охолодження. Вона відлита із спеціального чавуну відцентровим способом, має ретельно шліфовану і хонінговану робочу поверхню з приробленим покриттям.

У блок-картері виконаний ресивер наддувного повітря (виконуючий роль колектору впуску).

Індивідуальні чотири-клапанні кришки циліндрів виготовлені із спеціального міцного сірого чавуну, мають вставні сідла, направляючі втулки для робочих клапанів.

Робочі фаски вставних сідел і клапанів наплавляються твердим сплавом. У приводі робочих клапанів передбачені траверси. Випускні клапани двигуна забезпечуються механізмами їх повороту. Товстостінне нижнє днище кришки циліндра охолоджується водою, циркулюючою по сверленим каналам.

Колінчастий вал виготовлений з легованої поліпшеної сталі, має повно опорну конструкцію, з привертненими противагами на кожній щоці. На кінцях валу встановлені зубчаті колеса для приводу розподільного валу і для приводу насосів.

Шатун має косий роз'єм і зубчатий стик у нижньої головки. Кришка кріпиться чотирма болтами. Для виготовлення шатуна передбачені якісна легована сталь і штампована заготівка.

Поршень - складовий, з масляним циркуляційним охолодженням по способу збовтування днища. Він складається з відлитого тронка з високоміцного чавуну і

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сталевої головки, сполучених між собою болтами. Три компресійні кільця розташовані в головці поршня і одне маслоз'ємне кільце з експандером у верхній частині тронка. Всі поршневі кільця хромовані.

Вкладиші підшипників колінчастого валу виготовлені з біметалічної смуги, основа якої - сталь і антифрикційний шар - сплав АО20-1, прецизійного типу, і при їх заміні не вимагається індивідуальної підгонки.

Розподільний вал складається з окремих для кожного циліндра секцій, сполучених призонними болтами. Кожна секція має насадні і випускної куркульки впускання.

Конструкція розподільного валу дозволяє здійснювати його демонтаж з двигуна або в цілому, або окремими секціями за рахунок зсуву в осьовому напрямі.

Розподільний вал в зборі можна демонтувати, висуваючи його у бік торця основного відбору потужності.

Система наддуву виконана за принципом "постійного" тиску газу перед турбокомпресором.

Випускний колектор - однотрубний, з компенсацією теплових подовжень між кожним циліндром, з сухою теплоізоляцією.

Охолоджувач наддувного повітря з двома ходами води виготовлений з біметалевих оребрених трубок.

Механізм управління під час роботи двигуна забезпечує місцевий і дистанційний пуск, виконує виконавчі функції по захисту і екстреній зупинці двигуна з видачею сигналу.

Система пуску. Пуск двигуна виробляється подачею в циліндри стислого повітря тиском 12...30 кгс/см .

Система мащення - комбінована, з мокрим картером. Під тиском змащуються всі рухомі і обертові деталі за винятком циліндрових втулок і направляючих клапанів, які змащуються розбризкуванням.

Система автоматизації електроагрегату забезпечує автоматичне регулювання його частоти обертання і напруги, автоматична підтримка на визначеному рівні те-

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		











Охолоджувач масла призначений для охолодження циркуляційного масла в системі мащення двигунів і складається з циліндрового корпусу, трубчастого охолоджуючого елемента і двох кришок.

Охолоджувач трубчастий, одноходовий або двоходовий по воді, в якому охолоджуюча рідина (вода) рухається усередині трубок, а охолоджувана (масло) - між трубок. До циліндрової зовнішньої поверхні корпусу приварені фланці для підведення і відведення масла. У двоходовому охолоджувачі на кришці із зовнішньої сторони є фланці для підведення і відведення охолоджуючої рідини, а з внутрішньої сторони - ребро, що розділяє потік рідини на два потоки. У одноходовому - охолоджуюча рідина підводиться в кришку і відводиться через кришку.

Охолоджуючий елемент складається з двох трубних дощок, охолоджуючих трубок і поперечних перегородок. Охолоджуючі трубки закріплені в отворах трубних дощок методом розвальцьовування. Для зменшення перетікання масла, що проходить по периферії, встановлені заповнювачі. При установці охолоджуючої секції в корпус одна трубна дошка жорстко затискається між кришкою і фланцем корпусу; друга трубна дошка плаваюча, що дозволяє компенсувати подовження трубок при нагріванні охолоджуючої секції. Плаваюча дошка ущільнюється за допомогою проміжного сталевих кільця і двох гумових кілець.

До фланця підведення масла на охолоджувачі кріпиться регулятор температури типу РТП.

Система охолодження двигуна двоконтурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Воду внутрішнього контуру охолоджуються циліндрові втулки, кришки циліндрів, сідла клапанів, турбокомпресор. Воду зовнішнього контуру охолоджуються наддувочне повітря, змащувальне масло і вода внутрішнього контуру.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						14
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Насоси води відцентрові встановлені на передньому торці двигуна і приводяться в дію від шестерні колінчастого валу. Кронштейн насоса 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, сумісні з колесом насаджені на конус вали. Від осьового переміщення колесо утримується гайкою, яка від самовідвертання стопориться замковою пластиною. На протилежний кінець валу на шпонці насаджена приводна шестерня, закріплена гайкою, яка стопориться шплінтом. 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 нагвинчена регулювальна гайка.

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).

Осьовий зазор між кришкою і робочим колесом встановлюється в межах 0,1-0,4 мм і регулюється гайкою і обоймою при збиранні насосу. Після установки зазору гайка стопориться до кронштейна спеціальними гвинтами. Стопорний гвинт унеможливорює повертання обойми. Для забезпечення зазору 0,1-0,4 мм в процесі експлуатації його регулювання здійснюється набором прокладок. У верхній частині кронштейна є маслозбірник, в якому збирається масло, розбризкуване приводною шестернею колінвалу і шестернею насоса. З нього масло по свердленому отвору подається на мащення підшипників. Масло, що пройшло через підшипник, по каналу в кронштейні відводиться у фундаментну раму.

З метою запобігання попаданню масла у водяну порожнину насоса між валом і стінкою кронштейна встановлено ущільнення, що складається з кришки ущільнення, гумової манжети, сидячої на валу, і стопорного кільця, що утримує гумову манжету. Окрім цього в підшипнику встановлене масло відбійне кільце, що не дає можливості проникненню масла.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						16
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



## 2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна з наддувом

#### 2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 1200$ кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1000$ хв <sup>-1</sup>
Ступінь стиску	$\varepsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 8$

#### 2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.15$	[1, ст. 5]
Тиск наддуву	$p_B = 165$ кПа	
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101.3$ кПа	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$ К	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10$ К	[1, ст. 6]
Тиск залишкових газів	$p_r = 160$ кПа	[1, ст. 6]
Температура залишкових газів	$T_r = 850$ К	[1, ст. 6]
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 2.9$	[1, ст. 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.87$	[1, ст. 6]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.97$	[1, ст. 7]

Паливо що використовується:

Зріджений побутовий газ: Пропан-бутан ПБ ГОСТ 27578-87

Найнижча теплота згорання газового палива	$Q_{H.G} = 34500$ кДж /м <sup>3</sup>
---	---------------------------------------

Склад газового палива:

КОМПОНЕНТ	в %	в об'ємних долях
метан	CH <sub>4</sub> = 95	r <sub>CH<sub>4</sub></sub> = CH <sub>4</sub> ·0.01 = 0.95
етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> = 2	r <sub>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></sub> = C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ·0.01 = 0.02
пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> = 1	r <sub>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></sub> = C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ·0.01 = 0.01
бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> = 0	r <sub>C<sub>4</sub>H<sub>10</sub></sub> = C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ·0.01 = 0
пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> = 0	r <sub>C<sub>5</sub>H<sub>12</sub></sub> = C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ·0.01 = 0
вуглекислий газ	CO <sub>2</sub> = 0	r <sub>CO<sub>2</sub></sub> = CO <sub>2</sub> ·0.01 = 0
чадний газ	CO = 1	r <sub>CO</sub> = CO·0.01 = 0.01
азот	N <sub>2</sub> = 0	r <sub>N<sub>2</sub></sub> = N <sub>2</sub> ·0.01 = 0
кисень	O <sub>2</sub> = 1	r <sub>O<sub>2</sub></sub> = O <sub>2</sub> ·0.01 = 0.01
водень	H <sub>2</sub> = 0	r <sub>H<sub>2</sub></sub> = H <sub>2</sub> ·0.01 = 0

Загальна сума компонентів газового палива:

$$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2 = 100 \quad \%$$

### 2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 м<sup>3</sup> газового палива, в  
кмоль повітря/кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[ \begin{array}{l} 0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ + (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ + (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ + (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{array} \right]$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[ \begin{array}{l} 0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ + (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ + (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ + (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{array} \right] = 9.595$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 12.035 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO<sub>2</sub>

$$M_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}} + (r_{\text{CH}_4} + r_{\text{CO}_2}) + (2 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + r_{\text{CO}_2}) \dots = 1.03 \text{ кмоль} / \text{кмоль} \\ + (3 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + r_{\text{CO}_2}) \dots \\ + (4 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + r_{\text{CO}_2}) + (5 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + r_{\text{CO}_2})$$

Кількість H<sub>2</sub>O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2} + 0.5 \cdot 4 \cdot r_{\text{CH}_4} + 0.5 \cdot 6 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 0.5 \cdot 8 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \dots = 2 \text{ кмоль} / \text{кмоль} \\ + 0.5 \cdot 10 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 0.5 \cdot 12 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$$

Кількість O<sub>2</sub>

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.302 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість N<sub>2</sub>

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 8.717 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 12.05 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0.015$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1.001$$

#### 2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left( \frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 351.8 \text{ К}$$

Температура повітря після охолоджувача

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

де  $\Delta T_{int} = 50 \text{ К}$  - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону  $\Delta T_{int} = 10 - 50 \text{ К}$ )

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 301.8 \text{ К}$$

Температура газоповітряної суміші

$$T_{см} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_{\Gamma}}{\alpha \cdot L_0 + 1}$$

де  $T_{\Gamma} = 293 \text{ К}$  - температура газу на вході

$$T_{см} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_{\Gamma}}{\alpha \cdot L_0 + 1} = 293.7 \text{ К}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 162 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 156.750 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом  $p_d = (0,9...0,95)p_B$  кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r}$$

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = 0.03$$

Для газових двигунів з наддувом  $\gamma_r = (0,03...0,012)$ , згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 317.6 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом  $T_d = (310...350)$  К, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{см}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{cm}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = 0.934$$

Для газових двигунів з наддувом  $\Phi_c = (0,80...0,95)$ , згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

### 2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 9]

$$n_1 = 1.365$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1} = 6317.891 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом  $p_c = (2000...6500)$  кПа, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 853.5 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом  $T_c = (650...800)$  К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

### 2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1.001$$

Для газових двигунів з наддувом  $\beta_0 = (1,00...1,04)$ , згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях та %:

вуглекислого газу  $\text{CO}_2$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = 0.085 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 8.548$$

водяної пари  $\text{H}_2\text{O}$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2} = 0.166 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 100 = 16.598$$

кисню  $\text{O}_2$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2} = 0.025 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{O}_2} \cdot 100 = 2.508$$

азоту  $\text{N}_2$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2} = 0.723 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{N}_2} \cdot 100 = 72.345$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} = 1.000$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{me}} = R_{\text{O}_2} \cdot mCv_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot mCv_{\text{H}_2\text{O}};$$

$$\text{для } \text{O}_2: mCv_{\text{O}_2} = 23,664 + 159,1 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{N}_2: mCv_{\text{N}_2} = 22,374 + 134,0 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{CO}_2: mCv_{\text{CO}_2} = 41,341 + 242,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: mCv_{\text{H}_2\text{O}} = 26,670 + 443,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{me}} = a_{\text{me}} + b_{\text{me}} \cdot T; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{me}} = R_{\text{O}_2} \cdot 23.664 + R_{\text{N}_2} \cdot 22.374 + R_{\text{CO}_2} \cdot 41.341 + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 26.670 = 24.741$$

$$b_{me} = R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} + R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} + R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \dots = 0.002 \\ + R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5}$$

Мольна теплоємність газового палива при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{ГП}} = r_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + r_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + r_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + \dots \\ + r_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + r_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + r_{N_2} \cdot mCv_{N_2};$$

$$\text{для } CH_4: mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_2H_6: mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_3H_8: mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_4H_{10}: mCv_{C_4H_{10}} = 67,0 + 11920 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } C_5H_{12}: mCv_{C_5H_{12}} = 118,060 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{ГП}} = a_{\text{ГП}} + b_{\text{ГП}} \cdot T; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{ГП}} = r_{CH_4} \cdot 26.314 + r_{C_2H_6} \cdot 41.246 + r_{C_3H_8} \cdot 60.043 \dots = 26.424 \\ + r_{C_4H_{10}} \cdot 67.0 \dots \\ + r_{C_5H_{12}} \cdot 118.060 + r_{CO_2} \cdot 20.637 + r_{N_2} \cdot 27.545$$

$$b_{\text{ГП}} = \left( r_{CH_4} \cdot 2600 + r_{C_2H_6} \cdot 7964 + r_{C_3H_8} \cdot 11382 \dots \right) \cdot 10^{-5} = 0.027 \\ \left( + r_{C_4H_{10}} \cdot 11920 \dots \right) \\ \left( + r_{C_5H_{12}} \cdot 14096 + r_{CO_2} \cdot 255.4 + r_{N_2} \cdot 1386 \right)$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{СМ}} = (mCv_{\text{ГП}} + mCv_{\text{ПОВ}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{МЕ}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)) / ((1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r));$$

де  $mCv_{\text{ПОВ}}$  - теплоємність повітря;

$$mCv_{\text{ПОВ}} = a_{\text{ПОВ}} + b_{\text{ПОВ}} \cdot T; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$a_{\text{ПОВ}} = 22.709$$

$$b_{\text{ПОВ}} = 129.8 \cdot 10^{-5}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{СМ}} = a_{\text{СМ}} + b_{\text{СМ}} \cdot T; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{сМ}} = \frac{a_{\text{ГП}} + a_{\text{ПОВ}} \cdot \alpha \cdot L_0 + a_{\text{ме}} \cdot \gamma_{\text{Г}} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_{\text{Г}})} = 23.061$$

$$b_{\text{сМ}} = \frac{b_{\text{ГП}} + b_{\text{ПОВ}} \cdot \alpha \cdot L_0 + b_{\text{ме}} \cdot \gamma_{\text{Г}} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_{\text{Г}})} = 3.431 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{сМ}} = a_{\text{сМ}} + 1/2 \cdot b_{\text{сМ}} \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{сМ}} = a_{\text{м.сМ}} + b_{\text{м.сМ}} \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a_{\text{м.сМ}} = a_{\text{сМ}} = 23.061$$

$$b_{\text{м.сМ}} = \frac{b_{\text{сМ}}}{2} = 1.715 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску в точці "z":

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + 1.68/\alpha + (427.38 + 184.36/\alpha) \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_z = a_z + b_z \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 29.635$$

$$b_z = \left( 427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = 5.877 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z":

$$mCp_m = a_z + 1/2 \cdot b_z \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_m = a_{\text{м.z}} + b_{\text{м.z}} \cdot T; \text{ кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a_{\text{м.z}} = a_z = 29.635$$

$$b_{\text{м.z}} = \frac{b_z}{2} = 2.938 \times 10^{-3}$$

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:  
 $(\xi_Z \cdot Q_{н.р} \cdot 22.4) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = \beta_Z \cdot m C_{p m_Z} \cdot T_Z - (m C_{v m_{cm}} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c$

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:  
 $A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0$

де  $A = b_{m.Z} \cdot \beta = 0.003$

$B = a_{m.Z} \cdot \beta = 29.671$

$C = \frac{\xi_Z \cdot Q_{н.р} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (a_{m.cm} + b_{m.cm} \cdot T_c + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 95955.962$

Звідки:

$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} = 2576.0 \text{ К}$

Для газових двигунів з наддувом  $T_Z = (2200 \dots 2700) \text{ К}$ , згідно [1, ст. 9].  
 Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння.

$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c}$

$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 19092.533 \text{ кПа}$

Для газових двигунів з наддувом  $p_{\max} = (6500 \dots 20000) \text{ кПа}$ , [1, ст. 9].  
 Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c}$

$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = 3.022$

Похибка складає у %:

$\Delta \lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = 4.12$

Згідно джерела [1, ст. 9] похибка має складати  $\Delta \lambda < 10\%$   
 Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c} = 1$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 15$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 10]

$$n_2 = 1.221$$

Тиск в кінці розширення

$$p_b = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$p_b = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = 699.61 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом  $p_b = (400 \dots 700)$  кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1415.9 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом  $T_b = (1300 \dots 1700)$  К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[ 1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right]$$

де  $k' = 1.4$  - емпіричні коефіцієнти;

$$k'' = 1.35$$

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[ 1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = 1092.3 \text{ К}$$

Температура залишкових газів

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 865.9 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка } \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = 1.868$$

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

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1891$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}'$$

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 1833.907 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом  $p_{mi} = (750 \dots 2200)$  кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot P_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot P_d \cdot 22.4} \cdot 4.186$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot P_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot P_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 0.476$$

Для газових двигунів з наддувом  $\eta_i = (0,28...0,49)$ , згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}}$$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = 0.219 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів з наддувом  $b_i = (0,15...0,32) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$ , [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

### 2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня

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

де  $S_{пр} = 0.28 \text{ м}$  - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = 9.333 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат

$$P_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср})$$

$$P_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = 198.133 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_M$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1635.774 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом  $p_{me} = (650...2000)$  кПа, згідно [1, ст. 10].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 0.892$$

Для газових двигунів з наддувом  $\eta_M = (0,75...0,89)$ , згідно [1, ст. 10].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

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

Для газових двигунів з наддувом  $\eta_e = (0,23...0,45)$ , згідно [1, ст. 10].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = 0.246 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів з наддувом  $b_e = (0,19...0,35) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$ , згідно [1, ст. 10].  
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата газового палива

$$V_e = b_e \cdot P_e$$

$$V_e = b_e \cdot P_e = 294.975 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n}$$

де  $Z = 4$  - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n} = 88.032 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 11.004 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

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

де  $d_{пр} = 0.22$  м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 1.273 \text{ - відношення ходу поршня до діаметру циліндру;}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 222.455 \text{ мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 283.124 \text{ мм}$$

### 2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 220 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 280 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

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

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 85.150 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000}$$

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 1200.611 \text{ кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 1200.306 \text{ кВт - середнє значення потужності;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = 0.051 \text{ \%, що не перевищує допустимих - 5\%}$$

## 2.2 Розрахунок теплового балансу

### 2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

$Q_e$  - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_B$  - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_{\Gamma}$  - теплота, що виноситься випускними газами

$Q_M$  - теплота, що відводиться маслом

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

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.г}}{3.6}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.г}}{3.6} = 2826839.068 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1200000 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 42.45 \text{ \%}$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1200000 \text{ Дж / с}$$

$$\text{Вираховуємо похибку} \quad \Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = 0 \text{ \%}$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

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

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

$$W_{\text{г.р}} = 0.15 \quad - \text{відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення}$$

$$W_{\text{вип}} = 0.06 \quad - \text{відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру}$$

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

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = 593636.204 \quad \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M$$

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 118.88 \quad \text{кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.01064 \quad \text{м}^3$$

Потужність тертя поршня

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

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 84.355 \quad \text{кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 84354.996 \quad \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П}$$

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 677991.201 \text{ Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = 0.0194 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = 2.114 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід водяного насосу

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 2114.34 \text{ Дж / с}$$

Відповідно теплота віддана в систему охолодження:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 680105.541 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100$$

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100 = 24.059 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_r = T_r - 273$$

$$t_r = T_r - 273 = 577 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_d = T_d - 273$$

$$t_d = 44.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 33.8 \text{ кДж / (кг К)}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d$$

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.11 \text{ кДж / (кг К)}$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 802405.384 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{П}} \cdot 100$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{П}} \cdot 100 = 28.385 \%$$

## 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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i$$

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = 0.051$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 145350.176 \text{ Дж / с}$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}}$$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 58880.84 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла

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

де  $K_2 = 1.5$  - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = 0.00781 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = 3.905 \text{ кВт}$$

Друга складова теплоти, відведеної в систему мащення

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 3905.394 \text{ Дж / с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна буде

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 62786.233 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.221 \%$$

### 2.2.7 Невраховані теплові втраги

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

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 81541.91 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{H.B} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.885 \%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	$v$ Дж/с,	$y$ %,	межі для ГД без Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2826839.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 1200000.0$	$q_e = 42.5$	23...28%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 802405.4$	$q_{\Gamma} = 28.4$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 680105.5$	$q_B = 24.1$	12...27%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 62786.2$	$q_M = 2.2$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 81541.9$	$q_{H.B} = 2.9$	до 3%

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

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{H.B} = 100$$

### 2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

#### 2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$  - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1}$$

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 7.603 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'}$$

$$V_{a'} = 0.01140 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho$$

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 7.603 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

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

$$\lambda_{кр} = 0.255 - \text{кривошипно-шатунне відношення};$$

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d \cdot \left( \frac{V_a}{V(\phi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\phi) < V_z' \Rightarrow p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\phi) < \text{та } \phi < 540 \Rightarrow p(\phi) = p_{\max} / \left( \frac{V(\phi)}{V_z'} \right)^{n2}$$

на ділянці випуску:

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

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

$V(0) = 0.00076$	$p(0) = 156.750$	$V(180) = 0.0114$	$p(180) = 156.750$
$V(10) = 0.00086$	$p(10) = 156.750$	$V(190) = 0.01134$	$p(190) = 157.89$
$V(20) = 0.00116$	$p(20) = 156.750$	$V(200) = 0.01116$	$p(200) = 161.399$
$V(30) = 0.00164$	$p(30) = 156.750$	$V(210) = 0.01086$	$p(210) = 167.551$
$V(40) = 0.00229$	$p(40) = 156.750$	$V(220) = 0.01044$	$p(220) = 176.850$
$V(50) = 0.00306$	$p(50) = 156.750$	$V(230) = 0.0099$	$p(230) = 190.099$
$V(60) = 0.00393$	$p(60) = 156.750$	$V(240) = 0.00925$	$p(240) = 208.536$
$V(70) = 0.00486$	$p(70) = 156.750$	$V(250) = 0.0085$	$p(250) = 234.062$
$V(80) = 0.00582$	$p(80) = 156.750$	$V(260) = 0.00766$	$p(260) = 269.639$
$V(90) = 0.00676$	$p(90) = 156.750$	$V(270) = 0.00676$	$p(270) = 320.003$

V(100) = 0.00766	p(100) = 156.750	V(280) = 0.00582	p(280) = 392.98
V(110) = 0.0085	p(110) = 156.750	V(290) = 0.00486	p(290) = 501.992
V(120) = 0.00925	p(120) = 156.750	V(300) = 0.00393	p(300) = 671.01
V(130) = 0.0099	p(130) = 156.750	V(310) = 0.00306	p(310) = 944.453
V(140) = 0.01044	p(140) = 156.750	V(320) = 0.00229	p(320) = 1406.141
V(150) = 0.01086	p(150) = 156.750	V(330) = 0.00164	p(330) = 2206.901
V(160) = 0.01116	p(160) = 156.750	V(340) = 0.00116	p(340) = 3546.54
V(170) = 0.01134	p(170) = 156.750	V(350) = 0.00086	p(350) = 5326.15
V(360) = 0.00076	p(360) = 6317.891	V(540) = 0.0114	p(540) = 699.61
V(370) = 0.00086	p(370) = 16388.083	V(550) = 0.01134	p(550) = 160.000
V(380) = 0.00116	p(380) = 11390.712	V(560) = 0.01116	p(560) = 160.000
V(390) = 0.00164	p(390) = 7451.832	V(570) = 0.01086	p(570) = 160.000
V(400) = 0.00229	p(400) = 4979.204	V(580) = 0.01044	p(580) = 160.000
V(410) = 0.00306	p(410) = 3487.757	V(590) = 0.0099	p(590) = 160.000
V(420) = 0.00393	p(420) = 2568.950	V(600) = 0.00925	p(600) = 160.000
V(430) = 0.00486	p(430) = 1981.613	V(610) = 0.00850	p(610) = 160.000
V(440) = 0.00582	p(440) = 1591.877	V(620) = 0.00766	p(620) = 160.000
V(450) = 0.00676	p(450) = 1324.663	V(630) = 0.00676	p(630) = 160.000
V(460) = 0.00766	p(460) = 1136.525	V(640) = 0.00582	p(640) = 160.000
V(470) = 0.0085	p(470) = 1001.405	V(650) = 0.00486	p(650) = 160.000
V(480) = 0.00925	p(480) = 903.132	V(660) = 0.00393	p(660) = 160.000
V(490) = 0.0099	p(490) = 831.364	V(670) = 0.00306	p(670) = 160.000
V(500) = 0.01044	p(500) = 779.339	V(680) = 0.00229	p(680) = 160.000
V(510) = 0.01086	p(510) = 742.580	V(690) = 0.00164	p(690) = 160.000
V(520) = 0.01116	p(520) = 718.141	V(700) = 0.00116	p(700) = 160.000
V(530) = 0.01134	p(530) = 704.161	V(710) = 0.00086	p(710) = 160.000

Індикаторна робота робочого циклу

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 21278.157 \text{ Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

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

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = 1999.129 \text{ кПа}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

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

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1939.155 \text{ кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

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

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = 1886.531 \text{ кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

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

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = 5.579 \%$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

### 2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

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

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

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

$c''$  - точка тиску газів у ВМТ;

$Z_d$  - точка максимального тиску газів;

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

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

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

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка $c'$	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4 \text{ мм}$
точка $f$	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка $b''$	$x(b'') = 1.718$	$l(b'') = 214.7 \text{ мм}$
точка $r'$	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.3 \text{ мм}$
точка $r''$	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0 \text{ мм}$
точка $d'$	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.2 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ординага точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = 3 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 7581.469 \text{ кПа}$$

Ординага точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = 151.6 \text{ мм}$$

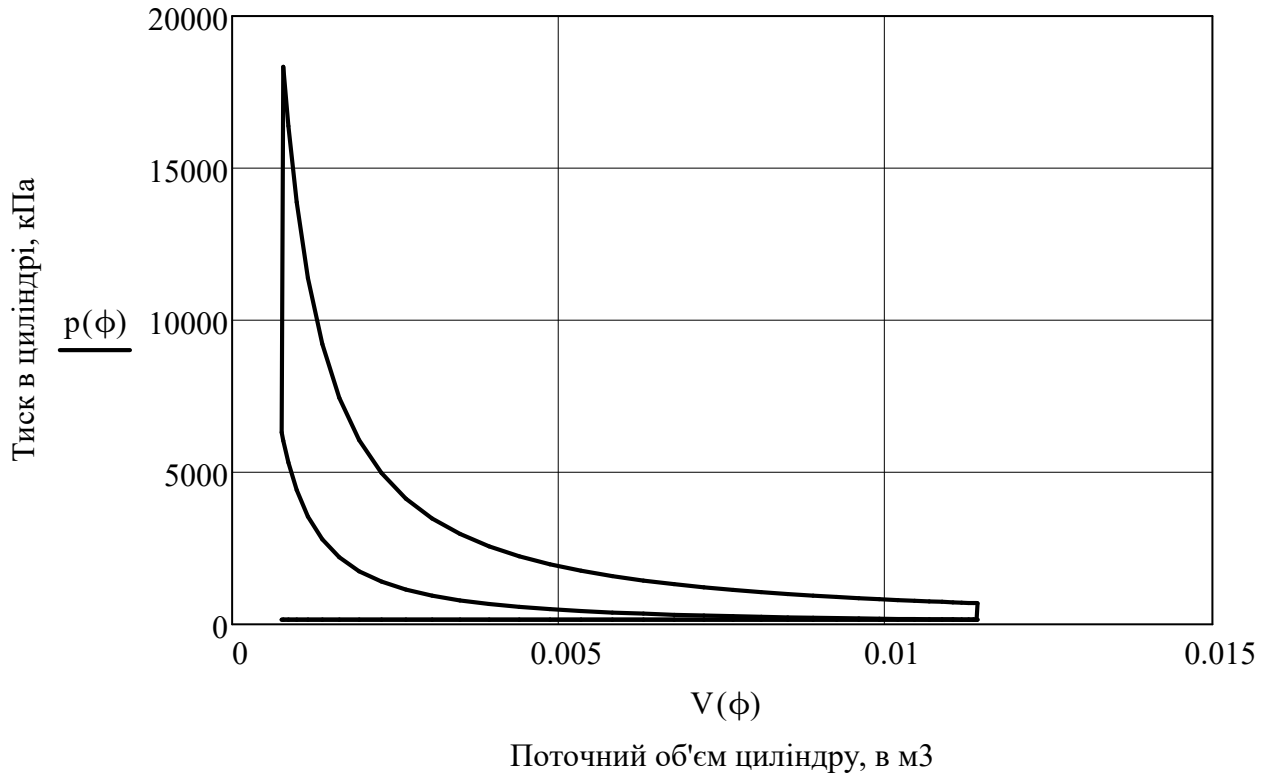
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 19092.533 \text{ кПа}$$

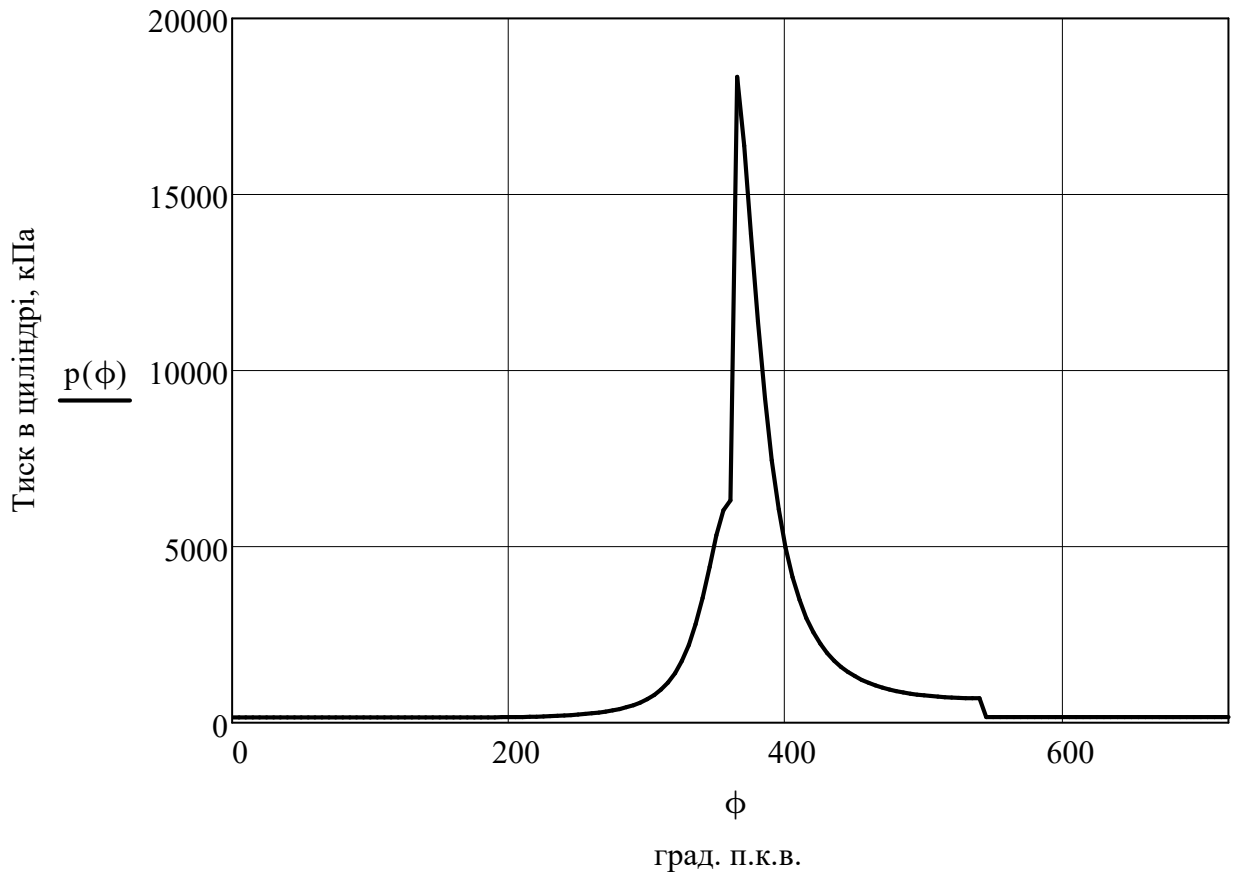
Ординага точки z<sub>d</sub>

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 381.9 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



## 2.4 Динамічний розрахунок двигуна

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

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

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

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

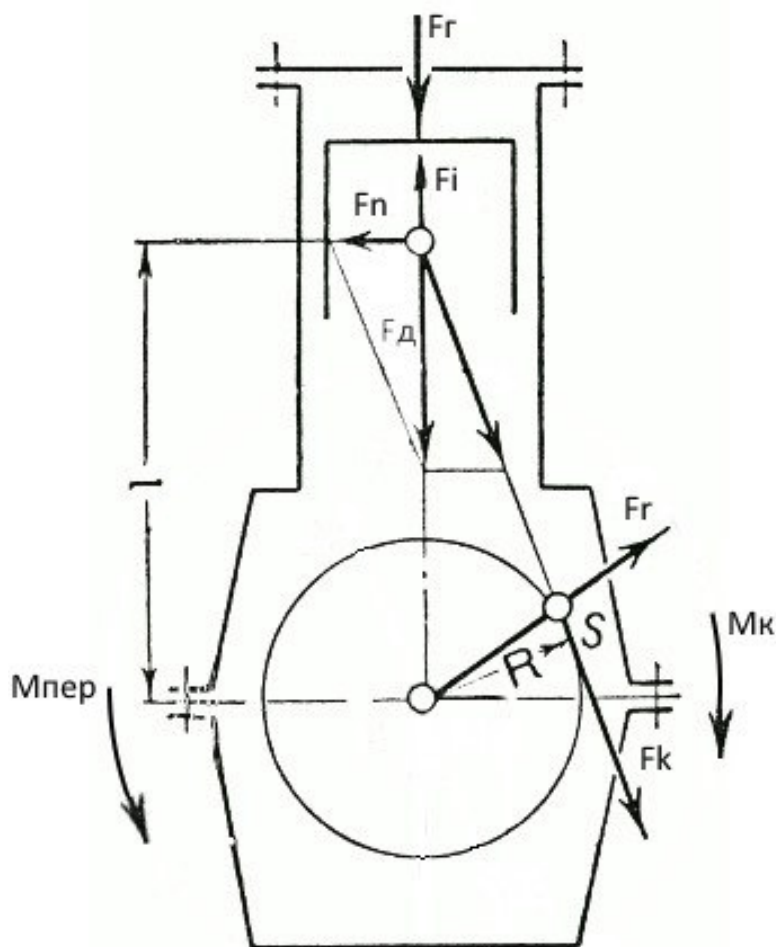


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 32 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 55 \quad \text{кг - маса шагуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

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

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 50.333 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

$$r = \frac{S}{2}$$

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.14 \text{ м}$$

Довжина шагуна

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

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.549$$

Площа поршня

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

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = 0.038 \text{ м}^2$$

Кутова швидкість

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 104.72 \text{ рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шагуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{\text{оп}}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

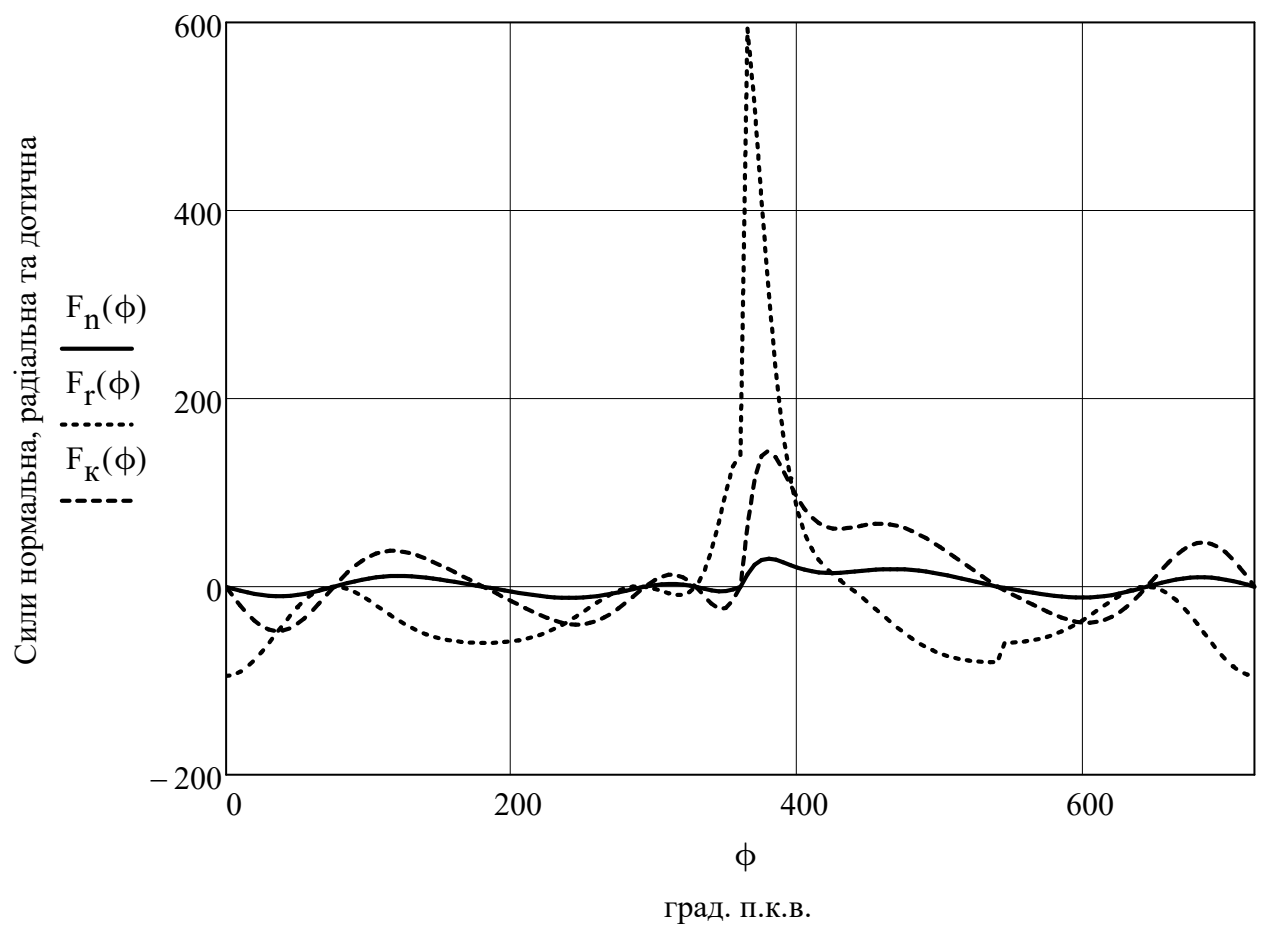
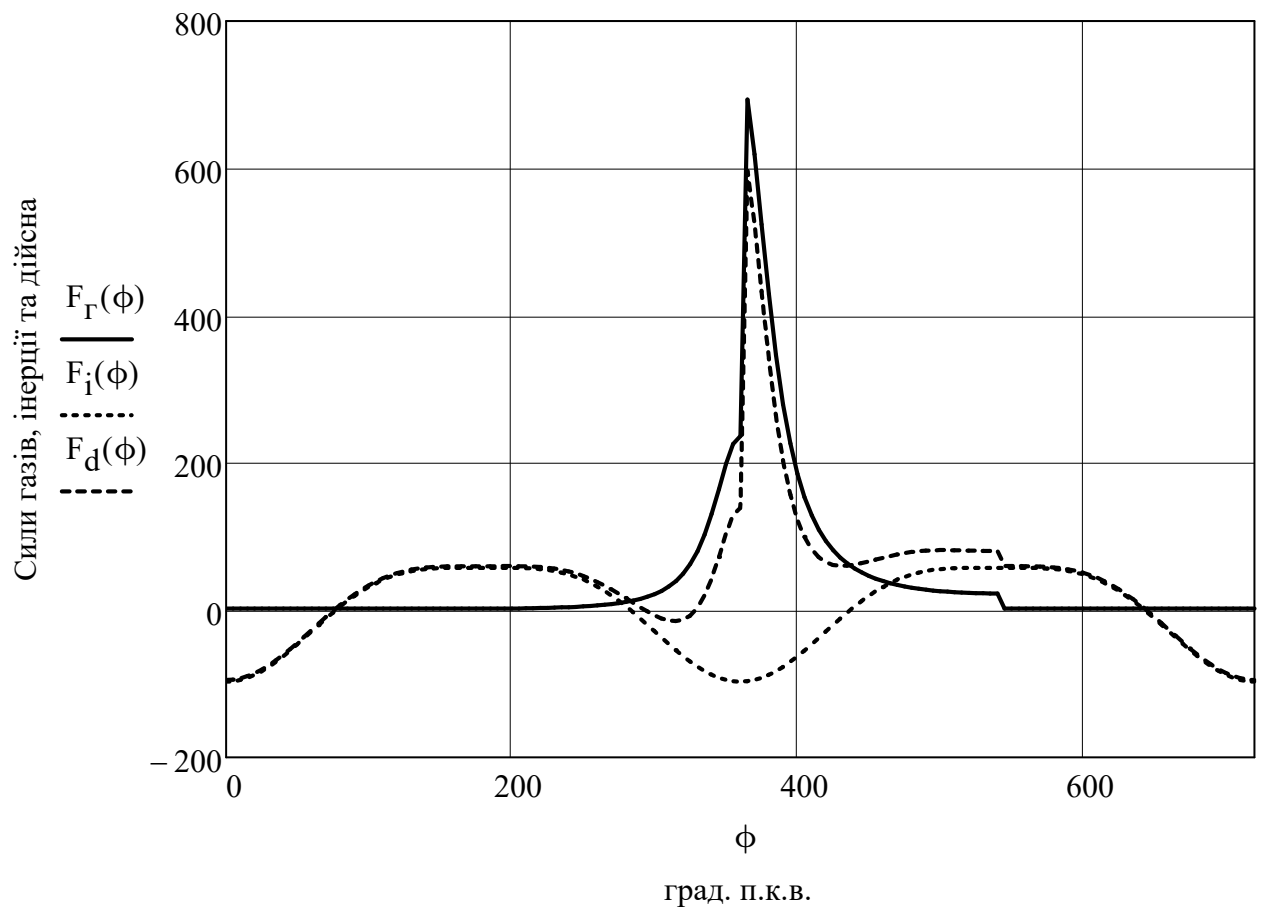
$$M_{\text{пер}}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{\text{ш}} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

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

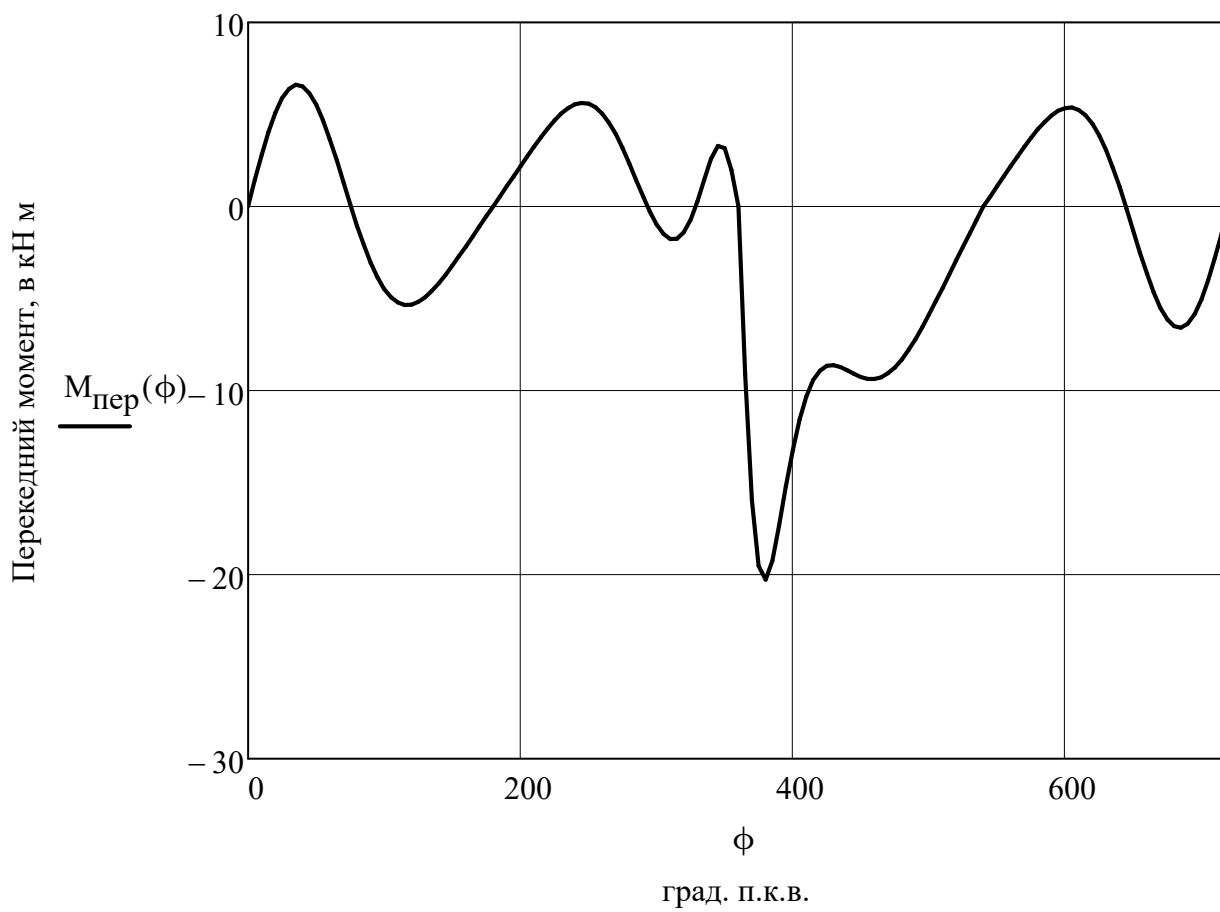
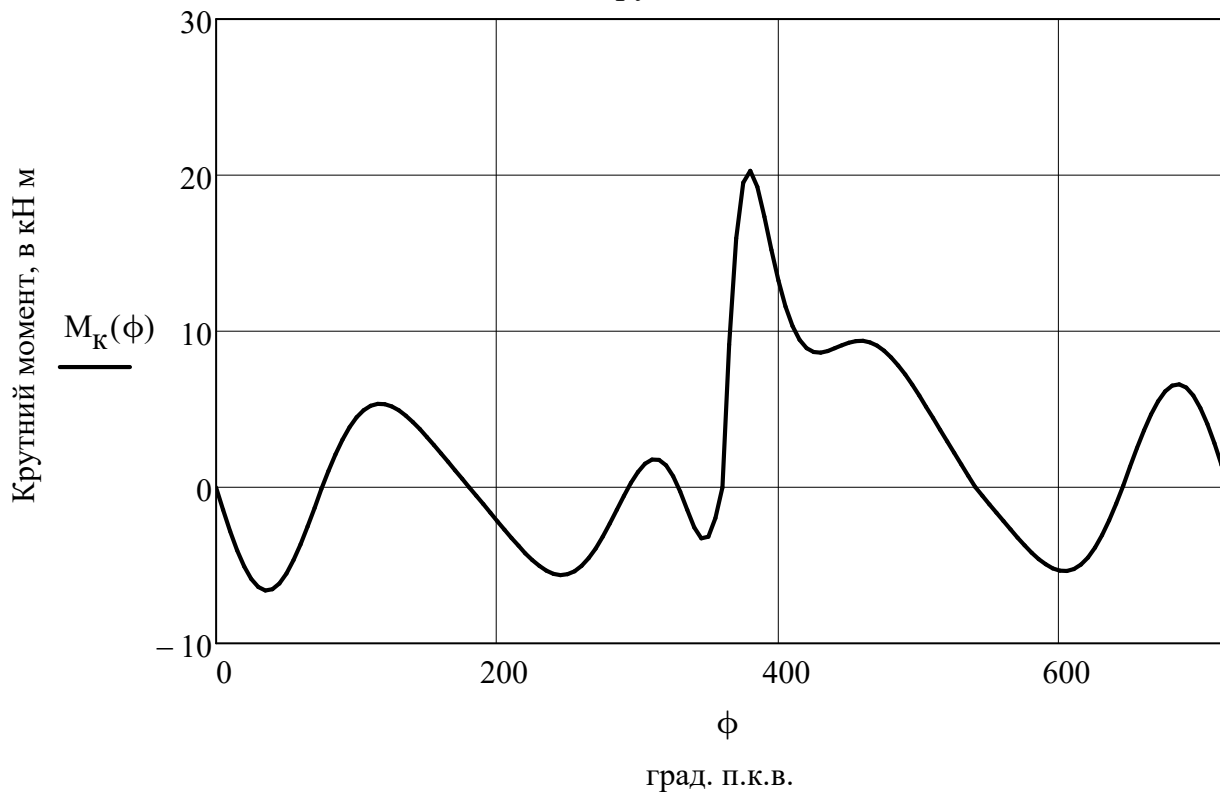
$F_r(0) = 2.108$	$F_i(0) = -96.981$	$F_d(0) = -94.873$	$M_k(0) = 0$
$F_r(30) = 2.108$	$F_i(30) = -76.775$	$F_d(30) = -74.667$	$M_k(30) = -6.39$
$F_r(60) = 2.108$	$F_i(60) = -28.785$	$F_d(60) = -26.677$	$M_k(60) = -3.657$
$F_r(90) = 2.108$	$F_i(90) = 19.705$	$F_d(90) = 21.813$	$M_k(90) = 3.054$
$F_r(120) = 2.108$	$F_i(120) = 48.49$	$F_d(120) = 50.598$	$M_k(120) = 5.333$
$F_r(150) = 2.108$	$F_i(150) = 57.07$	$F_d(150) = 59.178$	$M_k(150) = 3.22$
$F_r(180) = 2.108$	$F_i(180) = 57.57$	$F_d(180) = 59.678$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.518$	$F_i(210) = 57.07$	$F_d(210) = 59.588$	$M_k(210) = -3.242$
$F_r(240) = 4.076$	$F_i(240) = 48.49$	$F_d(240) = 52.567$	$M_k(240) = -5.54$
$F_r(270) = 8.314$	$F_i(270) = 19.705$	$F_d(270) = 28.019$	$M_k(270) = -3.923$
$F_r(300) = 21.657$	$F_i(300) = -28.785$	$F_d(300) = -7.129$	$M_k(300) = 0.977$
$F_r(330) = 80.041$	$F_i(330) = -76.775$	$F_d(330) = 3.266$	$M_k(330) = -0.28$
$F_r(360) = 236.313$	$F_i(360) = -96.981$	$F_d(360) = 139.332$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 279.418$	$F_i(390) = -76.775$	$F_d(390) = 202.643$	$M_k(390) = 17.343$
$F_r(420) = 93.803$	$F_i(420) = -28.785$	$F_d(420) = 65.018$	$M_k(420) = 8.914$
$F_r(450) = 46.504$	$F_i(450) = 19.705$	$F_d(450) = 66.209$	$M_k(450) = 9.269$
$F_r(480) = 30.48$	$F_i(480) = 48.49$	$F_d(480) = 78.971$	$M_k(480) = 8.323$
$F_r(510) = 24.377$	$F_i(510) = 57.07$	$F_d(510) = 81.447$	$M_k(510) = 4.432$
$F_r(540) = 22.744$	$F_i(540) = 57.57$	$F_d(540) = 80.314$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.231$	$F_i(570) = 57.07$	$F_d(570) = 59.301$	$M_k(570) = -3.227$
$F_r(600) = 2.231$	$F_i(600) = 48.49$	$F_d(600) = 50.722$	$M_k(600) = -5.346$
$F_r(630) = 2.231$	$F_i(630) = 19.705$	$F_d(630) = 21.937$	$M_k(630) = -3.071$
$F_r(660) = 2.231$	$F_i(660) = -28.785$	$F_d(660) = -26.554$	$M_k(660) = 3.64$
$F_r(690) = 2.231$	$F_i(690) = -76.775$	$F_d(690) = -74.544$	$M_k(690) = 6.38$
$F_r(720) = 2.231$	$F_i(720) = -96.981$	$F_d(720) = -94.749$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -94.873$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.598$	$F_r(30) = -59.864$	$F_k(30) = -45.646$	$M_{пер}(30) = 6.39$
$F_n(60) = -6.040$	$F_r(60) = -8.107$	$F_k(60) = -26.123$	$M_{пер}(60) = 3.657$
$F_n(90) = 5.752$	$F_r(90) = -5.752$	$F_k(90) = 21.813$	$M_{пер}(90) = -3.054$
$F_n(120) = 11.457$	$F_r(120) = -35.221$	$F_k(120) = 38.091$	$M_{пер}(120) = -5.333$
$F_n(150) = 7.607$	$F_r(150) = -55.053$	$F_k(150) = 23.001$	$M_{пер}(150) = -3.22$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -59.678$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -7.66$	$F_r(210) = -55.435$	$F_k(210) = -23.16$	$M_{пер}(210) = 3.242$
$F_n(240) = -11.903$	$F_r(240) = -36.591$	$F_k(240) = -39.573$	$M_{пер}(240) = 5.54$
$F_n(270) = -7.389$	$F_r(270) = -7.389$	$F_k(270) = -28.019$	$M_{пер}(270) = 3.923$
$F_n(300) = 1.614$	$F_r(300) = -2.166$	$F_k(300) = 6.981$	$M_{пер}(300) = -0.977$
$F_n(330) = -0.42$	$F_r(330) = 2.618$	$F_k(330) = -1.996$	$M_{пер}(330) = 0.28$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 139.332$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 26.05$	$F_r(390) = 162.469$	$F_k(390) = 123.881$	$M_{пер}(390) = -17.343$
$F_n(420) = 14.722$	$F_r(420) = 19.76$	$F_k(420) = 63.669$	$M_{пер}(420) = -8.914$
$F_n(450) = 17.461$	$F_r(450) = -17.461$	$F_k(450) = 66.209$	$M_{пер}(450) = -9.269$
$F_n(480) = 17.881$	$F_r(480) = -54.971$	$F_k(480) = 59.45$	$M_{пер}(480) = -8.323$
$F_n(510) = 10.47$	$F_r(510) = -75.77$	$F_k(510) = 31.656$	$M_{пер}(510) = -4.432$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -80.314$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -7.623$	$F_r(570) = -55.168$	$F_k(570) = -23.049$	$M_{пер}(570) = 3.227$
$F_n(600) = -11.485$	$F_r(600) = -35.307$	$F_k(600) = -38.184$	$M_{пер}(600) = 5.346$
$F_n(630) = -5.785$	$F_r(630) = -5.785$	$F_k(630) = -21.937$	$M_{пер}(630) = 3.071$
$F_n(660) = 6.012$	$F_r(660) = -8.07$	$F_k(660) = 26.002$	$M_{пер}(660) = -3.64$
$F_n(690) = 9.583$	$F_r(690) = -59.765$	$F_k(690) = 45.571$	$M_{пер}(690) = -6.38$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -94.749$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$



Крутящий момент





Так як для живлення проектового двигуна було застосовано менш калорійне газове паливо (природний газ) ніж на прототипі (дизельне пальне), то відповідно це відобразилося на ефективності протікання робочого циклу. Так згідно отриманих результатів маємо зниження ефективного ККД проектового двигуна у порівнянні з прототипом на 2,7% і як наслідок зростання у проектового двигуна питомої ефективної витрати теплоти на 2,8%.

Зростання потужності, коли геометричні розміри циліндру залишаються незмінними, завжди супроводжуються зростанням теплової та механічної напруженості деталей ШПГ та ЦПГ двигуна, але сталість геометрії циліндра гарантує умови збереження незмінними малогабаритні розміри двигуна.

Заміна рідкого палива на газоподібне призвело до необхідності демонтажу дизельної паливної апаратури, що в результаті дещо підвищило механічний ККД двигуна, на 1,4%.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лис
						55
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОПОВІТРЯНОГО ЗМІШУВАЧА.

#### 3.1 Призначення та опис системи подачі газового палива.

Для більшості схем газових двигунів, що різняться по основному признаку – способу запалювання, найбільшого поширення отримала система так званого зовнішнього сумішоутворення, при якій газоповітряна суміш готується поза циліндрами двигуна.

Для багатоциліндрових поршневих газових двигунів великої потужності із зовнішнім сумішоутворенням, розповсюдження набула схема, що передбачає встановлення одного центрального змішувального пристрою, але достатнього для повноцінного забезпечення всіх паливо-повітряною сумішшю всіх циліндрів двигуна. Альтернативою зазначеної схеми паливоподачі є схема яка передбачає встановлення змішувача на кожен циліндр з і регулюванням кількості не заслінкою, а клапаном або золотником.

Також для потужних газових двигунів великого об'єму, знаходить широке застосування система внутрішнього сумішоутворення, при якій газ і повітря подають в циліндри двигуна окремо. Змішення ж проходить всередині кожного циліндру або безпосередньо перед циліндром.

Враховуючи особливості вищезгаданих систем подачі палива для застосування за прототип взята система керування співвідношенням повітря паливо (СПП) німецької фірми «HEINZMANN», перевагами якої є:

- поліпшені запуск двигуна і стабільність частоти обертання;
- програмована крива СПП;
- збагачення СПП при холодному старті;
- застосовна з невеликою зміною параметрів для багатьох типів двигунів;
- застосування трьох датчиків;
- система настроювання подачі палива на основі принципу Бернуллі без елементів, що тривало рухаються
- система подачі палива працює при пропаданні напруги живлення





поршня немає ніяких інших сил. Ущільнення навкруги валу крокового двигуна запобігає витоку газу.

Вихід клапана, із зовнішнім різьбленням, може бути сполучений безпосередньо із змішувачем. Використання стандартного різьблення забезпечує легку установку в газових трубах. Осьовий отвір клапана необхідно використовувати для входу газу, а радіальний отвір – для виходу газу. Вхід клапана повинен бути підключений до редуктора тиску за допомогою гнучкого з'єднання.

### 3.2 Опис та розрахунок змішувача.

#### 3.2.1 Опис принципу роботи змішувача.

Змішувач – елемент газового обладнання, призначений для приготування газоповітряної суміші певних пропорцій для живлення двигуна на різних режимах його роботи. На входи змішувача надходить, з одного боку, атмосферне повітря і, з іншого боку, газ.

Змішувач встановлюється при монтажі газового обладнання на двигун в його повітряну магістраль. Повітряна магістраль після змішувача є вже паливо-повітряною магістраллю.

Надходження повітря в газоповітряну магістраль крім змішувача не допускається, якщо це спеціально не передбачається його конструкцією, і тому слід ретельно підбирати типорозмір змішувача за розмірами повітряної магістралі (труби). Конструкцій змішувачів існує досить багато, і їх слід підбирати конкретно для кожного двигуна.

Фірми що займаються розробкою та встановленням змішувачів, мають каталоги, в яких типи змішувачів та інших вузлів газової апаратури співвідносяться з конкретними моделями машин. Крім того газові змішувачі, провідних західних фірм розраховуються, а потім уніфікуються на спільну роботу з газовим редуктором певного типу.

Маючи спроектований та розроблений ряд змішувачів та інших елементів газової апаратури, значно скорочується час настроювальних та доводочних робіт на двигуні.

### 3.2.2 Розрахунок змішувача

Початкові дані для розрахунку

$P_e = 1200$  кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0.246$  м<sup>3</sup>/(кВт год) питома ефективна витрата газового палива;

$\alpha = 1.15$  - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 10$  кмоль/кмоль - теоретично необхідна кількість повітря, для згоряння газового палива

$p_0 = 101300$  Па - тиск навколишнього середовища;

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

$T_0 = 293$  К - температура навколишнього середовища;

$d_{\text{зм}} = 0.084$  м - діаметр критичного отвору змішувача;

$\Delta_{\text{щ}} = 0.0015$  м - розмір газової щілини змішувача;

$p_B = 150000$  Па - тиск наддуву;

$T_B = 343$  Па - температура на виході з компресора;

$\Delta p_{\text{int}} = 3000$  Па - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря;

$\Delta T_{\text{int}} = 50$  К - зниження температури повітря в охолоджувачі наддувочного повітря;

$R_{\text{Г}} = 519$  кг/(кДж К) - універсальна газова стала для метану;

$p_{\text{Г}} = 115000$  Па - тиск газового палива;

$T_{\text{Г}} = 303$  К - температура газового палива;

Розрахунок витратних параметрів змішувача  
Об'ємна годинна витрата повітря через двигун

$$Q_{Г.ПОВ} = \alpha \cdot \varphi_{II} \cdot P_e \cdot g_e$$

де  $\varphi_{II} = 1.1$  - коефіцієнт продувки

$$Q_{Г.ПОВ} = \alpha \cdot \varphi_{II} \cdot P_e \cdot g_e = 373.428 \text{ м}^3/\text{год}$$

Об'ємна секундна витрата повітря через двигун

$$Q_{ПОВ} = \frac{Q_{Г.ПОВ}}{3600}$$

$$Q_{ПОВ} = \frac{Q_{Г.ПОВ}}{3600} = 0.104 \text{ м}^3/\text{с}$$

Густина повітря на вході в компресор

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_{ПОВ} \cdot T_0}$$

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_{ПОВ} \cdot T_0} = 1.205 \text{ кг/м}^3$$

Кількість газоповітряної суміші на виході із змішувача

$$Q_{ГПС} = Q_{ПОВ} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0} \right)$$

$$Q_{ГПС} = Q_{ПОВ} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0} \right) = 0.112 \text{ м}^3/\text{с}$$

Кількість газоповітряної суміші на виході із змішувача

$$Q_{Г.П} = Q_{ГПС} - Q_{ПОВ}$$

$$Q_{Г.П} = Q_{ГПС} - Q_{ПОВ} = 0.008 \text{ м}^3/\text{с}$$

Об'ємні доли повітря та газу в газоповітряній суміші повітря:

$$r_{\text{пов}} = \frac{\alpha \cdot l_0}{\alpha \cdot l_0 + 1} = 0.92 \quad \text{або у \%} \quad r_{\text{пов}} \cdot 100 = 92$$

газового палива:

$$r_{\text{г.п}} = \frac{1}{\alpha \cdot l_0 + 1} = 0.08 \quad \text{або у \%} \quad r_{\text{г.п}} \cdot 100 = 8$$

Геометричні параметри змішувальної камери:

прохідна площа змішувального отвору в критичному перерізі, в м<sup>2</sup>

$$f_{\text{зМ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{зМ}}^2}{4}$$

$$f_{\text{зМ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{зМ}}^2}{4} = 5.542 \times 10^{-3}$$

прохідна площа щілини дозування газу, в м<sup>2</sup>

$$f_{\text{д}} = \pi \cdot d_{\text{зМ}} \cdot \Delta_{\text{щ}}$$

$$f_{\text{д}} = \pi \cdot d_{\text{зМ}} \cdot \Delta_{\text{щ}} = 3.958 \times 10^{-4}$$

Температура повітря після нагнітача

$$T_{\text{в}} = T_0 \cdot \left( \frac{P_{\text{в}}}{P_0} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}$$

де  $n_{\text{к}} = 1.6$  - показник політропи стиску повітря в нагнітачі;

$$T_B = T_0 \cdot \left( \frac{p_B}{p_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 339.5 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача

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

де  $\Delta T_{int} = 50 \text{ K}$  - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону  $\Delta T_{int} = 10 - 50 \text{ K}$ )

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 289.5 \text{ K}$$

Тиск повітря після охолоджувача

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{int} = 147000 \text{ Па}$$

Густина повітря після охолоджувача

$$\rho_{int} = \frac{p_{int}}{R_{пов} \cdot T_{int}}$$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int}}{R_{пов} \cdot T_{int}} = 1.769 \text{ кг/м}^3$$

Загальна зміна густини повітря під час стиснення з урахуванням охолодження повітря

$$\Delta \rho = \frac{\rho_{int}}{\rho_0}$$

$$\Delta \rho = \frac{\rho_{int}}{\rho_0} = 1.469$$

Швидкість руху повітря через вузький отвір змішувача

$$w_{\text{ПОВ}} = \frac{Q_{\text{ПОВ}}}{\mu_{\text{ЗМ}} \cdot f_{\text{ЗМ}}}$$

де  $\mu_{\text{ЗМ}} = 0.75$  - коефіцієнт витрати центрального отвору змішувача;

$$w_{\text{ПОВ}} = \frac{Q_{\text{ПОВ}}}{\mu_{\text{ЗМ}} \cdot f_{\text{ЗМ}}} = 24.957 \text{ м/с}$$

Густина газового палива

$$\rho_{\text{Г.П}} = \frac{P_{\text{Г}}}{R_{\text{Г}} \cdot T_{\text{Г}}}$$

$$\rho_{\text{Г.П}} = \frac{P_{\text{Г}}}{R_{\text{Г}} \cdot T_{\text{Г}}} = 0.731$$

Швидкість руху газового палива через дозуючу щілину

$$w_{\text{Г.П}} = \frac{Q_{\text{Г.П}}}{\mu_{\text{Д}} \cdot f_{\text{Д}}}$$

де  $\mu_{\text{Д}} = 0.70$  - коефіцієнт витрати газової щілини;

$$w_{\text{Г.П}} = \frac{Q_{\text{Г.П}}}{\mu_{\text{Д}} \cdot f_{\text{Д}}} = 29.593$$

## 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасливого випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує двигун.

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

Пари палива й мастила.

Пари палива й мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар двигунного палива –  $100 \text{ мг/м}^3$  – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лист
						65
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м<sup>3</sup>.

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

#### Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, 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.
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 освітленням 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<sub>2</sub>; 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:

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

## Шум.

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

ν, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α <sub>0</sub> , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80





мом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей, люків з метою зменшення тремтіння.

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

Будь-який механізм на тепловозі, що є джерелом енергії перетворювачем або споживачем, представляє собою джерело коливань, у тому числі звукових. Чим більше потужність механізму на одиницю об'єму чи його поверхні, тим більше що викликається ним шум. Зі зростанням літрової потужності і швидкоходності двигунів питання про зниження і заходи боротьби з розповсюдженням шумів стає все більш актуальним. Шум, як виявляє собою складний звуковий процес з багатим спектром звукових хвиль. Враховуючи чітко виражену спроможність людського вуха оцінювати не абсолютне, а відносне зміна сили звуку, за одиницю («об'єктивну») вимірювання різниці логарифмічних рівнів сили звуку приймають децибел, рівний 0,1 Дб, а рівень шуму дизелів відповідно з ОСТ 24.060.12-72 оцінюється рівнем звукового тиску



комбіновані – активно-реактивні; спеціальні глушники-утилізатори, очищувачі повітря і т.ін. Ефективним глушником низькочастотного шуму є також турбіна, що працює на випускних газах.

Грибковий глушник активного типу встановлений на турбокомпресорі. Загальний рівень шуму цей глушник знижує на 14 Дб в найбільш несприятливій для обслуговуючого персоналу зоні частот 500...7000 Гц.

У глушниках активного типу використовується ефект придушення звукових хвиль високої частоти при їх багаторазовому відбитті від стінок з високим коефіцієнтом поглинання. Корпус глушника виготовлений з листової сталі. Внутрішні поверхні покриті поролоном. Шум, що супроводжує випуск, є в основному результатом пульсуючого виходу газу в атмосферу. Значної інтенсивності досягають у ньому складові як низьких частот, так і змінні високих частот, що утворюються за рахунок дроселювання газу у випускних вікнах, клапанах і т. ін.

Реактивний глушник шуму випуску встановлено на дизелях 10Д100, має дві розширювальні камери. Вставка трьох сполучних труб (пальників) безпосередньо в глушник посилює глушіння. Обсяг розширювальної камери повинен бути не менше 20 обсягів газу, що випускається одним циліндром.

## ВИСНОВОК

Завдання поставлене в ході дипломного проектування з проектування чотири-тактного газового двигуна потужністю 1200 кВт, на базі двигуна-прототипу 8ЧН 22/28 можна вважати виконаним.

В результаті розрахунків конструкторського розділу отримано ефективну потужність спроектованого двигуна, що складає  $P_e = 1200,6$  кВт, що відрізняється від заданої (на 0,051%), та не виходить за межі допустимої похибки розрахунку у 5%.

Крім того завдяки виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектованого двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а за результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу. Крім того було обчислено величини сил та моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася розробки конструкції змішувача газу та повітря, для отримання газо-повітряної суміші заданої якості.

В результаті виконаної роботи було розроблено систему з пристроєм подачі та змішування суміші ежекційного типу, який для любого режиму двигуна може забезпечити суміш потрібної якості і в потрібній кількості.

Для вищезазначеного двигуна розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу від нього. Розглянуто комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.04.ПЗ	Лис
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 36 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