

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 стаціонарної електростанції,
потужністю 1300 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива
Прототип 12ЧН 26/26

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

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Бурлаченко Василь Олександрович

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 встановлення	4
1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна	4
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	12
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу	12
2.2 Розрахунок теплового балансу	28
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	41
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	49
3. Розробка системи подачі газового палива	51
3.1 Призначення та опис системи подачі газового палива	51
3.2 Розрахунок елементів системи подачі газового палива	58
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	60
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал який обслуговує двигун.	60
4.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал	63
4.3 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні	64
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації	65
Висновок	69
Список використаної літератури	70
Додатки	
Додаток А - Специфікація двигун 12ГЧН 26/26	
Додаток Б - Специфікація Електромагнітний клапан	
Додаток В – Специфікація Корпус заслінки	
Додаток Г – Специфікація Змішувач	

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Бурлаченко				Пояснювальна записка	Літ	Лист	Листів
Перевірів	Швець І.А.						2	
						ПФ НУК		
Н. Контр.								
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП

Робота двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на газовому паливі дозволяє значно знизити токсичність відпрацьованих газів, що є одним з резервів поліпшення екологічної безпеки навколишнього середовища. Крім того, це дозволяє знизити знос циліндро-поршневої групи, зменшити періодичність обслуговування між замінами моторного масла, продовжити термін служби свічок запалювання і деталей системи випуску, знизити витрати на паливо.

Найбільшого поширення в умовах експлуатації отримали ежекторні системи живлення ДВЗ. Однак жорсткість екологічних та економічних вимог до сучасних автомобілів стимулює застосування систем упорскування газу. Відмінність систем упорскування від ежекторних полягає в тому, що паливо в них надходить у впускний трубопровід (колектор) під тиском через форсунку (форсунки), а не всмоктується двигуном через змішувач з редуктора. Системи упорскування газу мають наступні переваги перед ежекційними системами:

- відсутність небажаних спалахів у впускному тракті;
- відсутність газового конденсату;
- менші втрати потужності при переході на живлення газом;
- безінерційні;
- простота настройки;
- стабільність роботи.

Також серед ряду переваг таких систем є можливість електронного керування вприском палива. Причому корегування циклової порції передбачає керування тривалістю відкритого положення інжектора так і початком процесу впрыску.

В ході даного дипломного проекту планується спроектувати чотиритактний газовий поршневий двигун на базі 12ЧН 26/26. Окремо в проекті планується розглянути питання проектування паливної апаратури.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТИТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна.

1.1.1 Опис електростанції.

Стационарна автоматизована електростанція розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основного, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц 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 електростанцію 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.

Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму.

Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі двигуна, і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна.

Система вентиляції складається з кришного вентилятора (витяжного) від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентильовується приточною вентиляцією.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Електростанція має звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, охолодження, випуску відпрацьованих газів.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (градирня) та глушник-іскрогасник винесені з приміщення.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

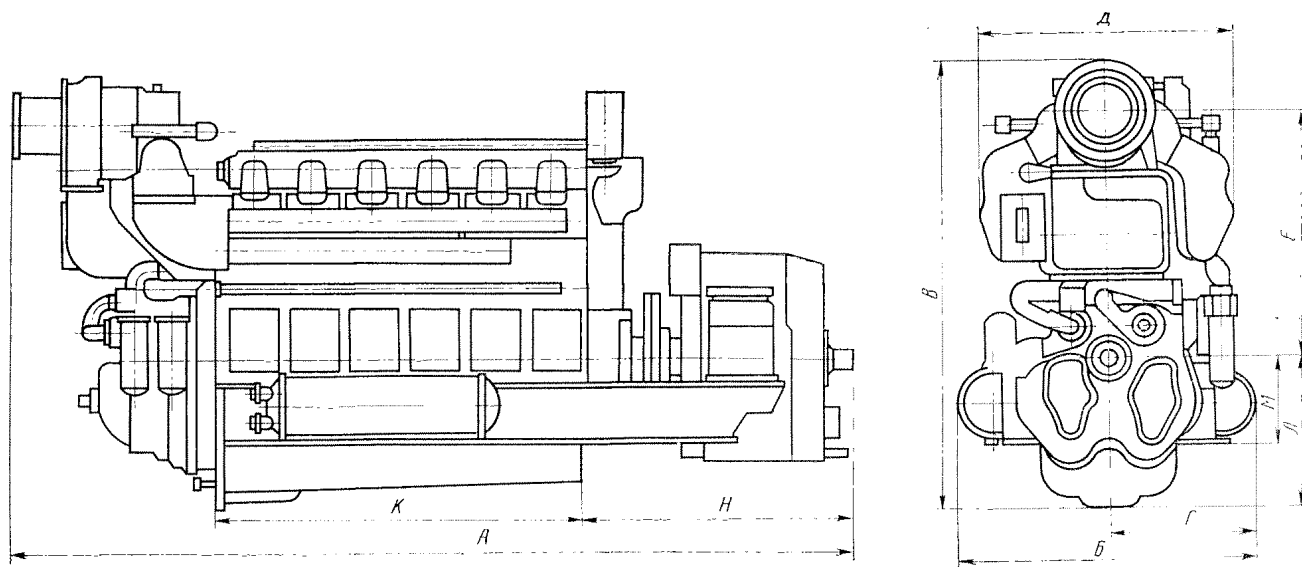


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд електростанції на базі 12ЧН 26/26(Д49)

1.1.2 Вибір та обґрунтування генератору для двигун-генераторної установки
Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

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

де $P_{\epsilon} = 1300$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$\eta_{\text{з.м}} = 0.98$ - коефіцієнт корисної дії з'єднувальної муфти; згідно [3 ст. 125]
рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень
 $\eta_{\text{з.м}} = (0,96 \dots 0,99)$

$$P'_{\text{ген}} = P_{\epsilon} \cdot \eta_{\text{з.м}} = 1274.000$$

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.

$$P_{\text{ген}} = P'_{\text{ген}} \cdot \cos \varphi = 1082.900$$

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

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_{\text{н}}$$

де $k_{\text{н}} = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253]
рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень
 $k_{\text{н}} = (1,05 \dots 1,15)$

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_{\text{н}} = 1191.190$$

Частота струму що виробляється генератором, в Гц

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

$p = 5$ - число пар полюсів генератора;

$n = 600 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання колінчастого валу

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

Таким чином, на основі отриманих результатів буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 1200.

1.2 Опис двигуна-прототипу.

Двигун типу 12ЧН 26/26 один з двигунів потужностного ряду сімейства Д49, розроблений виробничим об'єднанням «Коломенський завод імені В. В. Куйбишева». Потужностний ряд включає восьми-, дванадцяти-, десяти - і двадцятициліндрові модифікації дизелів потужністю від 585 до 4410 кВт.

Двигун типу 12ЧН 26/26 – чотиритактний, V-подібний, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувного повітря і безпосереднім упорскуванням палива.

Блок циліндрів являє собою сварно-литу сталеву конструкцію з кутом розвалу рядів циліндрів 42° . В нижній частині поперечних литих елементів блоку розташовані постілі корінних підшипників підвісного колінчастого валу. Сталеві штамповані кришки (підвіски) корінних підшипників мають плоскі стики з блоком циліндрів і скріплюються з ним болтами у вертикальній і горизонтальній площинах. Вкладиші корінних і шатунних підшипників – тонкостінні, сталеві, покриті антифрикційним шаром свинцевистої бронзи і м'яким шаром олов'янистого сплаву.

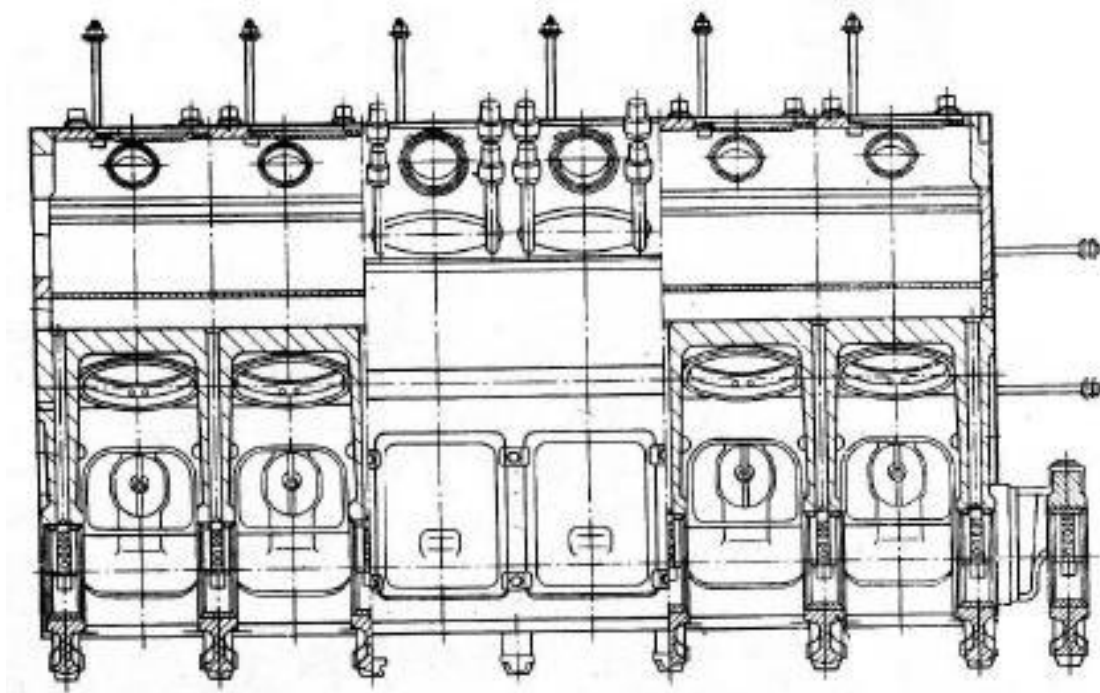


Рисунок 1.2 – Блок циліндрів

Блок циліндрів жорстко встановлюється разом з тяговим генератором на зварний сталевий піддизельній рамі, нижня частина якої утворює ємність для масла. Дизель разом з генератором утворюють дизель-генератор 2-26ДГ, який застосовується на тепловозах ТЕМ7. Відбір потужності на генератор проводиться через пластинчасті муфти. Всі вузли дизель-генератора розміщені на блоці циліндрів і піддизельній рамі. На генераторі електричні машини і пристрої не встановлені.

Редуктор, встановлений на рамі тепловоза, пов'язаний з стартер-генератором для пуску дизеля, приводить в дію збудник і допоміжні механізми. На приводі насосів встановлені і отримують від нього обертання два водяних насоса і один масляний насос. На корпусі приводу насосів (з лівого боку) встановлено 1 фільтр грубої очистки масла.

На дизелях застосовуються колінчасті вали зі сталі або високоміцного чавуну. Сталеві колінчасті вали обладнані противагами, прикріпленими до щоків валу трьома спеціальними болтами кожен. Противаги колінчастих валів з чавуну відливаються заодно з валом.

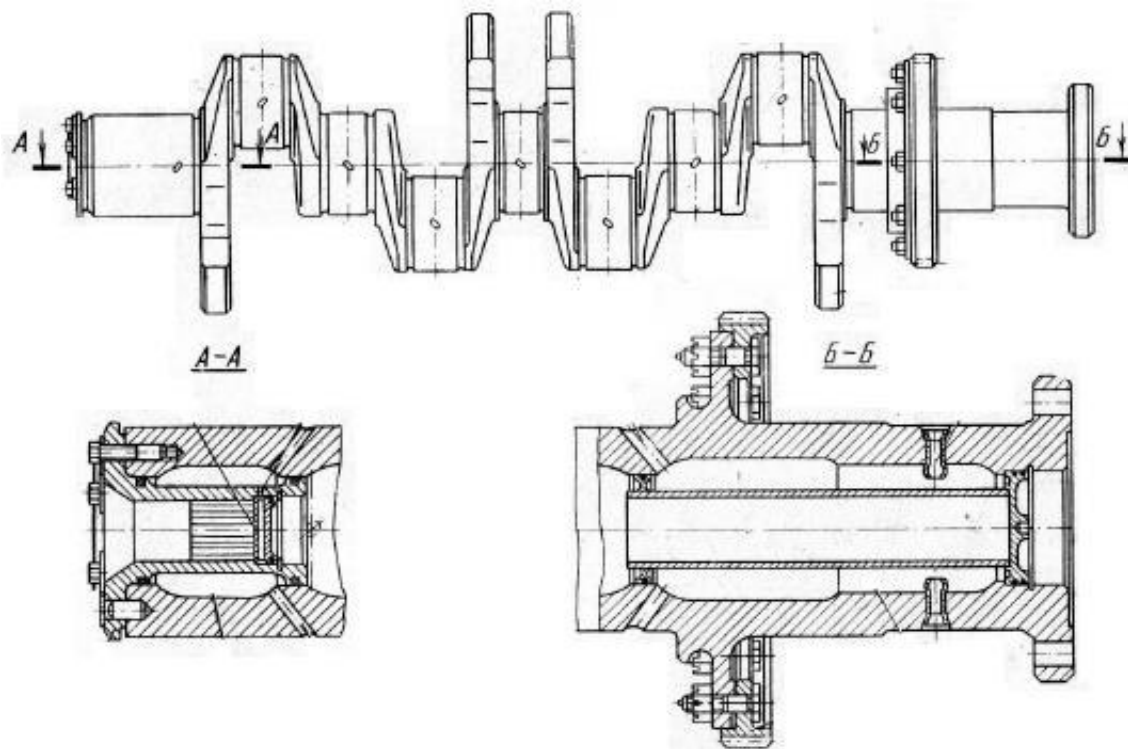


Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

Шатуни з легованої сталі зі стрижнями двотаврового перерізу, причіпного типу. Нижня головка головного шатуна має косий зубчастий роз'єм, скріплюється чотирма шатунними болтами. Причіпний шатун кріпиться болтами до пальця, встановленому в підшипнику у вушках головного стрижня шатуна.

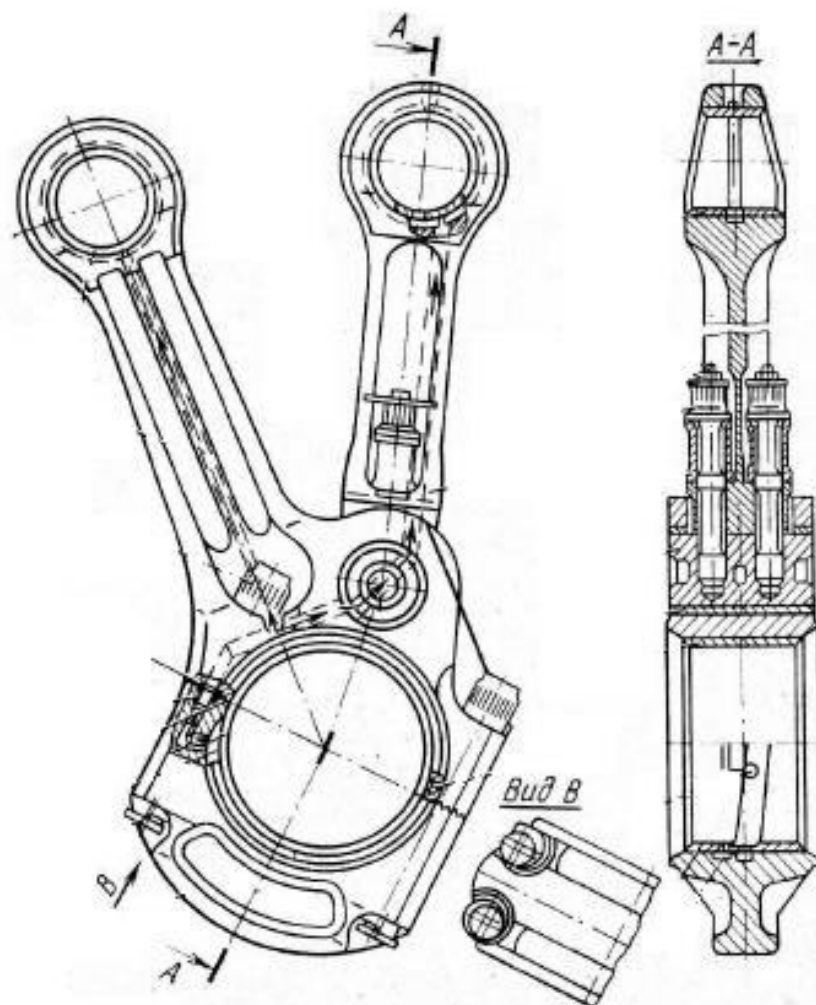


Рисунок 1.4 – Шатуни

Поршні – составні, включають голівку з жароміцної сталі і тронк з деформуючого алюмінієвого сплаву.

Кришки циліндрів, відлиті із спеціального високоміцного чавуну, забезпечені сідлами впускних клапанів з жароміцної сталі. Два впускних і два впускних клапана мають азотовані стрижні і спеціальне зміцнююче наплавлення фасок. Кришка охолоджується водою, що підводиться з втулки циліндрів, і

кріпиться до блоку циліндрів чотирма шпильками, ввернутими в литі стійки картера блоку.

Втулка циліндра виготовлена з чавуну, має сорочку, яка утворює порожнину охолодження, і прикріплена шпильками до кришки циліндра.

На всіх дизелях типу 12ЧН 26/26 на кожній стороні дизеля розміщені по два випускних колектора, кожен колектор об'єднує випуск з трьох циліндрів, перед вхідними патрубками турбокомпресора встановлені перетворювачі імпульсів.

Дизелі мають наступний порядок роботи циліндрів: 1л – 6пр – 2л – 5пр – 4л – 3пр – 6л – 1пр – 5л – 2пр – 3л – 4пр. Маса найбільш важкої деталі блоку циліндрів дизелів типу 12ЧН 26/26 дорівнює 3500 кг.

Таблиця 1.1 – Основна технічна характеристика дизеля типу 12ЧН 26/26

Повна потужність, кВт	1270
Середній ефективний тиск, МПа	1,07
Частота обертання колінчастого валу, об/хв.:	
номінальна	1000
мінімальна	350
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	208+11
Тиск наддуву, МПа	0,12...0,14
Температура випускних газів з циліндрів, не більше, °С	527
Максимальний тиск згоряння, МПа	10,7
Тепловідвід від дизеля, кДж/ч	405·10 ⁴
Максимально допустима температура масла на виході, °С	88
Габаритні розміри дизель - генератора, м:	
довжина	5,34
ширина	1,92
висота	2,76
Маса дизель-генератора, кг	20000

Поперечний розріз двигуна типу ЧН 26/26 показаний на рисунку 1.5.

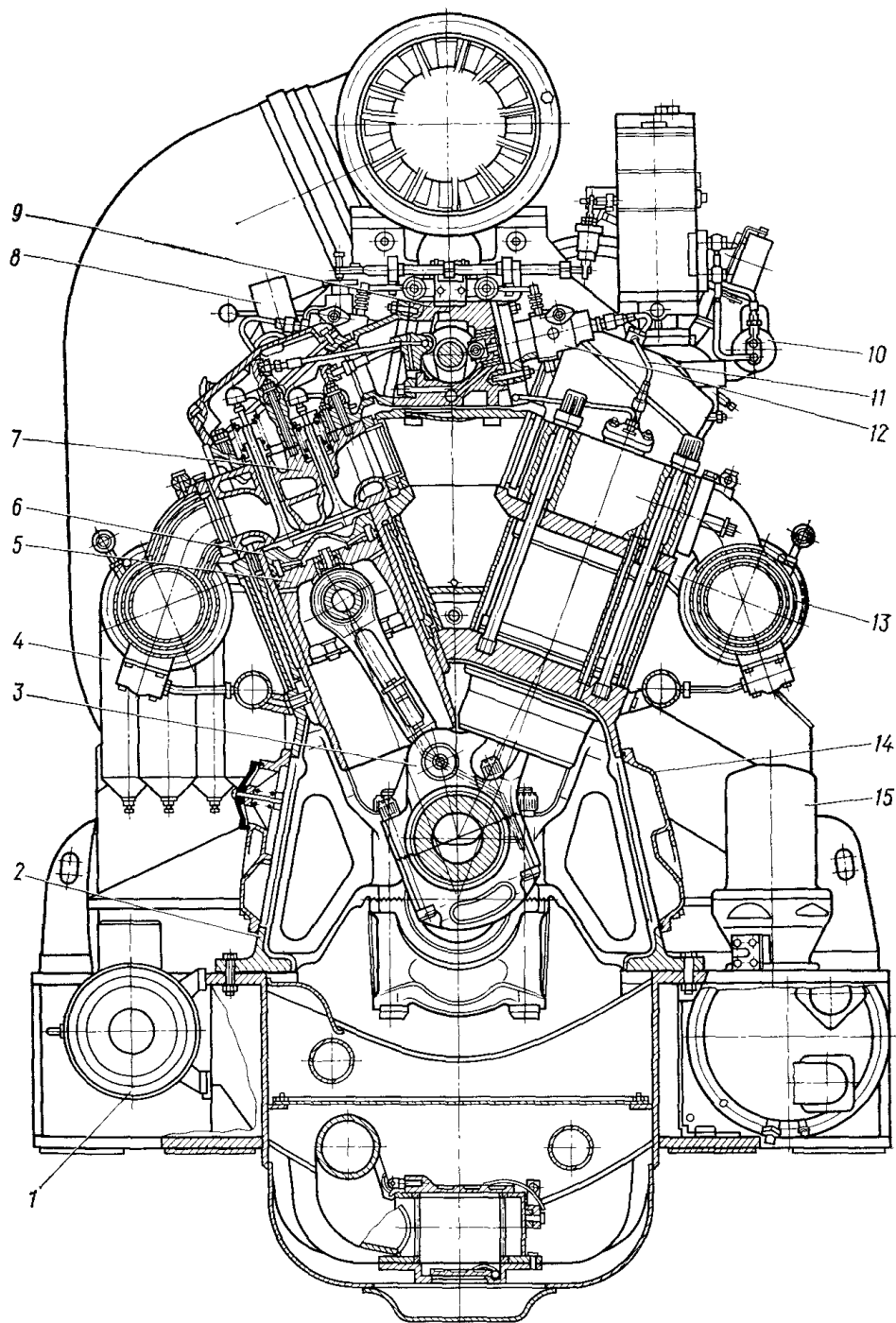


Рисунок 1.5 – Поперечний розріз двигуна типу ЧН 26/26

1 – насос маслопідкачувальний; 2 – блок циліндрів; 3 – шатуни; 4 – фільтри тонкого очищення палива; 5 – поршень; 6 – втулка циліндра; 7 – кришка циліндра; 8 – вимикач обмежувальний; 9 – лоток з розподільним валом; 10 – серводвигун пусковий; 11 – трубка форсуночна; 12 – насос паливний; 13 – колектор випускний; 14 – люк картера; 15 – відцентровий фільтр мастила;

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ

Лист

11

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 1300 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 12$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.15$	[1, ст. 5]
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	$\Delta T = 10 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Тиск залишкових газів	$p_r = 140 \text{ кПа}$	[1, ст. 6]
Температура залишкових газів	$T_r = 850 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 3$	[1, ст. 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.85$	[1, ст. 6]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.95$	[1, ст. 7]

Паливо що використовується:

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

Найнижча теплота згоряння газового палива	$Q_{H.G} = 34500 \text{ кДж /м}^3$
---	------------------------------------

Склад газового палива:

КОМПОНЕНТ	В %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95$	$r_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0$	$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
вуглекислий газ	$\text{CO}_2 = 0$	$r_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0$
чадний газ	$\text{CO} = 1$	$r_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0.01$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$r_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0$
кисень	$\text{O}_2 = 1$	$r_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0.01$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$r_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

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 згоряння 1 м³ газового палива, в
кмоль повітря / кмоль газу

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

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

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 CO₂

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

Кількість H₂O

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

Кількість O₂

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

Кількість N₂

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

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]

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

Температура повітря після охолоджувача

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

де $\Delta T_{int} = 40 \text{ K}$ - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 50 \text{ K}$)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 299.5 \quad \text{K}$$

Температура газоповітряної суміші

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

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

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1} = 293.5 \quad \text{K}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

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

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

$$p_{\text{int}} = p_{\text{в}} - \Delta p_{\text{охл}} = 147 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

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

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

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}} = 142.500 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\text{д}} = (0,9...0,95)p_{\text{в}}$ кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}}$$

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}} = 0.03$$

Для газових двигунів з наддувом $\gamma_{\text{г}} = (0,03...0,012)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}}$$

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}} = 316.9 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_{\text{д}} = (310...350)$ К, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{д}} \cdot (1 + \gamma_{\text{г}})}$$

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{cm}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = 0.939$$

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]

$$n_1 = 1.367$$

Тиск в кінці стиску

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

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1} = 5774.729 \text{ кПа}$$

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

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

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 856.1 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_c = (650...900)$ 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 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 H_2O

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

кисню 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 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:

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

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

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:

$$a_{cm} = \frac{a_{гп} + a_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + a_{me} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 23.06$$

$$b_{cm} = \frac{b_{гп} + b_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + b_{me} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 3.432 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCvm_{cm} = a_{m,cm} + b_{m,cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m,cm} = a_{cm} = 23.06$$

$$b_{m,cm} = \frac{b_{cm}}{2} = 1.716 \times 10^{-3}$$

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

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

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

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

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCpm_z = a_{m,z} + b_{m,z} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m,z} = a_z = 29.635$$

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

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:
 $(\xi_z \cdot Q_{H.P.22.4}) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = \beta_z \cdot m_{Cp} m_z \cdot T_z - (m_{Cv} m_{cm} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c$

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b_{m.z} \cdot \beta = 0.003$$

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

$$C = \frac{\xi_z \cdot Q_{H.P.22.4}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (a_{m.cm} + b_{m.cm} \cdot T_c + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 95601.991$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} = 2568.1 \text{ K}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_z = (2200 \dots 2700) \text{ K}$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 17344.187 \text{ кПа}$$

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

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

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = 3.003$$

Похибка складає у %:

$$\Delta \lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = 0.115$$

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]

$$n_2 = 1.223$$

Тиск в кінці розширення

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

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = 632.112 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 650) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

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

$$T_b = 1403.9 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_b = (1300...1700)$ 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;

$$k'' = 1.35$$

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = 1080.5 \text{ К}$$

Температура залишкових газів

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

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 849.4 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = 0.068$$

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

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1808$$

Дійсний середній індикаторний тиск

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

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 1717.226 \text{ кПа}$$

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

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

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 0.488$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = 0.214 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Для газових двигунів з наддувом $b_i = (0,15 \dots 0,32) \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, [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 $S_{\text{пр}} = 0.26$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{\text{п.ср}} = \frac{S_{\text{пр}} \cdot n}{30} = 5.2 \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Середній тиск механічних втрат

$$p_{\text{м}} = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{\text{п.ср}})$$

$$p_{\text{м}} = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = 149.36 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_{\text{м}}$$

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_{\text{м}} = 1567.866 \quad \text{кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\text{ме}} = (650 \dots 2000)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_{\text{м}} = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}}$$

$$\eta_{\text{м}} = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}} = 0.913$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_{\text{м}} = (0.75 \dots 0.91)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_{\text{е}} = \eta_{\text{і}} \cdot \eta_{\text{м}}$$

$$\eta_{\text{е}} = \eta_{\text{і}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0.445$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_{\text{е}} = (0.23 \dots 0.45)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива

$$b_{\text{е}} = \frac{3600}{\eta_{\text{е}} \cdot Q_{\text{Н.Г}}}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = 0.234 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів з наддувом $b_e = (0,17 \dots 0,35) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата газового палива

$$B_e = b_e \cdot P_e$$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 304.677 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n} = 165.831 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 13.819 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

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

де $d_{пр} = 0.26 \text{ м}$ - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 1 \quad - \text{ відношення ходу поршня до діаметру циліндру};$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 260.094 \text{ мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 260.094 \text{ мм}$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 260 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

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

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 165.650 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 1298.584 \text{ кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 1299.292 \text{ кВт - середнє значення потужності;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{esp}} \cdot 100 = 0.109 \quad \%, \text{ що не перевищує допустимих - 5\%}$$

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.\Gamma}}{3.6}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.\Gamma}}{3.6} = 2919825.825 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1300000 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 44.523 \quad \%$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1300000 \text{ Дж / с}$$

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

2.2.4 Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

Q_W - теплоота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.14$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

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

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

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = 583965.165 \text{ Дж / с}$$

Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M$$

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 89.616 \text{ кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.01380 \text{ м}^3$$

Потужність тертя поршня

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

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.г}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 74.224 \text{ кВт}$$

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

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 74224.406 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

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

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 658189.571 \text{ Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = 0.0189 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = 2.053 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}}$$

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 2052.588 \text{ Дж / с}$$

Відповідно теплота віддана в систему охолодження:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}}$$

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 660242.159 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100$$

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = 22.612 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_{\text{r}} = T_{\text{r}} - 273$$

$$t_{\text{r}} = T_{\text{r}} - 273 = 577 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_{\text{d}} = T_{\text{d}} - 273$$

$$t_{\text{d}} = 43.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_{\text{r}}$$

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

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

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.109 \text{ кДж / (кг К)}$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 829784.354 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 28.419 \%$$

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

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = 0.042$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 123842.222 \text{ Дж / с}$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 47565.228 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення
Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = 0.00631 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = 3.155 \text{ кВт}$$

Друга складова теплоти, відведеної в систему мащення

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 3154.862 \text{ Дж/с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна буде

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 50720.091 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 1.737\%$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 79079.222 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.708 \quad \%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для ГД без Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2919825.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 1300000.0$	$q_e = 44.5$	23...28%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_G = 829784.4$	$q_G = 28.4$	30...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 660242.2$	$q_B = 22.6$	12...27%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 50720.1$	$q_M = 1.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 79079.2$	$q_{HB} = 2.7$	до 3%

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

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_G + q_B + q_M + q_{HB} = 100$$

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

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

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 9.86 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

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

$$V_{a'} = 0.01479 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

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

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 9.86 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - 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.

$V(0) = 0.00099$	$p(0) = 142.500$	$V(180) = 0.01479$	$p(180) = 142.500$
$V(10) = 0.00112$	$p(10) = 142.500$	$V(190) = 0.01471$	$p(190) = 143.538$
$V(20) = 0.00151$	$p(20) = 142.500$	$V(200) = 0.01448$	$p(200) = 146.732$
$V(30) = 0.00213$	$p(30) = 142.500$	$V(210) = 0.01409$	$p(210) = 152.334$
$V(40) = 0.00296$	$p(40) = 142.500$	$V(220) = 0.01354$	$p(220) = 160.801$
$V(50) = 0.00397$	$p(50) = 142.500$	$V(230) = 0.01284$	$p(230) = 172.866$
$V(60) = 0.0051$	$p(60) = 142.500$	$V(240) = 0.012$	$p(240) = 189.657$
$V(70) = 0.0063$	$p(70) = 142.500$	$V(250) = 0.01103$	$p(250) = 212.908$
$V(80) = 0.00754$	$p(80) = 142.500$	$V(260) = 0.00994$	$p(260) = 245.321$
$V(90) = 0.00877$	$p(90) = 142.500$	$V(270) = 0.00877$	$p(270) = 291.217$
$V(100) = 0.00994$	$p(100) = 142.500$	$V(280) = 0.00754$	$p(280) = 357.736$
$V(110) = 0.01103$	$p(110) = 142.500$	$V(290) = 0.0063$	$p(290) = 457.135$
$V(120) = 0.012$	$p(120) = 142.500$	$V(300) = 0.0051$	$p(300) = 611.31$
$V(130) = 0.01284$	$p(130) = 142.500$	$V(310) = 0.00397$	$p(310) = 860.856$
$V(140) = 0.01354$	$p(140) = 142.500$	$V(320) = 0.00296$	$p(320) = 1282.425$
$V(150) = 0.01409$	$p(150) = 142.500$	$V(330) = 0.00213$	$p(330) = 2014.063$
$V(160) = 0.01448$	$p(160) = 142.500$	$V(340) = 0.00151$	$p(340) = 3238.896$
$V(170) = 0.01471$	$p(170) = 142.500$	$V(350) = 0.00112$	$p(350) = 4867.032$

V(360) = 0.00099	p(360) = 5774.729	V(540) = 0.01479	p(540) = 632.112
V(370) = 0.00112	p(370) = 14883.664	V(550) = 0.01471	p(550) = 140.000
V(380) = 0.00151	p(380) = 10338.888	V(560) = 0.01448	p(560) = 140.000
V(390) = 0.00213	p(390) = 6759.026	V(570) = 0.01409	p(570) = 140.000
V(400) = 0.00296	p(400) = 4513.300	V(580) = 0.01354	p(580) = 140.000
V(410) = 0.00397	p(410) = 3159.565	V(590) = 0.01284	p(590) = 140.000
V(420) = 0.0051	p(420) = 2326.051	V(600) = 0.012	p(600) = 140.000
V(430) = 0.0063	p(430) = 1793.485	V(610) = 0.01103	p(610) = 140.000
V(440) = 0.00754	p(440) = 1440.232	V(620) = 0.00994	p(620) = 140.000
V(450) = 0.00877	p(450) = 1198.113	V(630) = 0.00877	p(630) = 140.000
V(460) = 0.00994	p(460) = 1027.691	V(640) = 0.00754	p(640) = 140.000
V(470) = 0.01103	p(470) = 905.322	V(650) = 0.0063	p(650) = 140.000
V(480) = 0.012	p(480) = 816.340	V(660) = 0.0051	p(660) = 140.000
V(490) = 0.01284	p(490) = 751.367	V(670) = 0.00397	p(670) = 140.000
V(500) = 0.01354	p(500) = 704.274	V(680) = 0.00296	p(680) = 140.000
V(510) = 0.01409	p(510) = 671.003	V(690) = 0.00213	p(690) = 140.000
V(520) = 0.01448	p(520) = 648.883	V(700) = 0.00151	p(700) = 140.000
V(530) = 0.01471	p(530) = 636.231	V(710) = 0.00112	p(710) = 140.000

Індикаторна робота робочого циклу

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 25021.82 \text{ Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

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

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = 1812.629 \text{ кПа}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

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

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1721.998 \text{ кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

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

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = 1719.612 \text{ кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

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

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = 0.277 \%$$

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;

$r' = 70$ ° до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;
 $r'' = 50$ ° після ВМТ - точка закриття впускного клапану;
 $d' = 150$ ° 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;
 $m_p = 50$ кПа / мм - масштаб тиску
 $\deg = \frac{\pi}{180}$ рад / 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'	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4$ мм
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4$ мм
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4$ мм
точка b''	$x(b'') = 1.718$	$l(b'') = 214.7$ мм
точка r'	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.3$ мм
точка r''	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0$ мм
точка d'	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.2$ мм

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината 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)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 6929.675 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

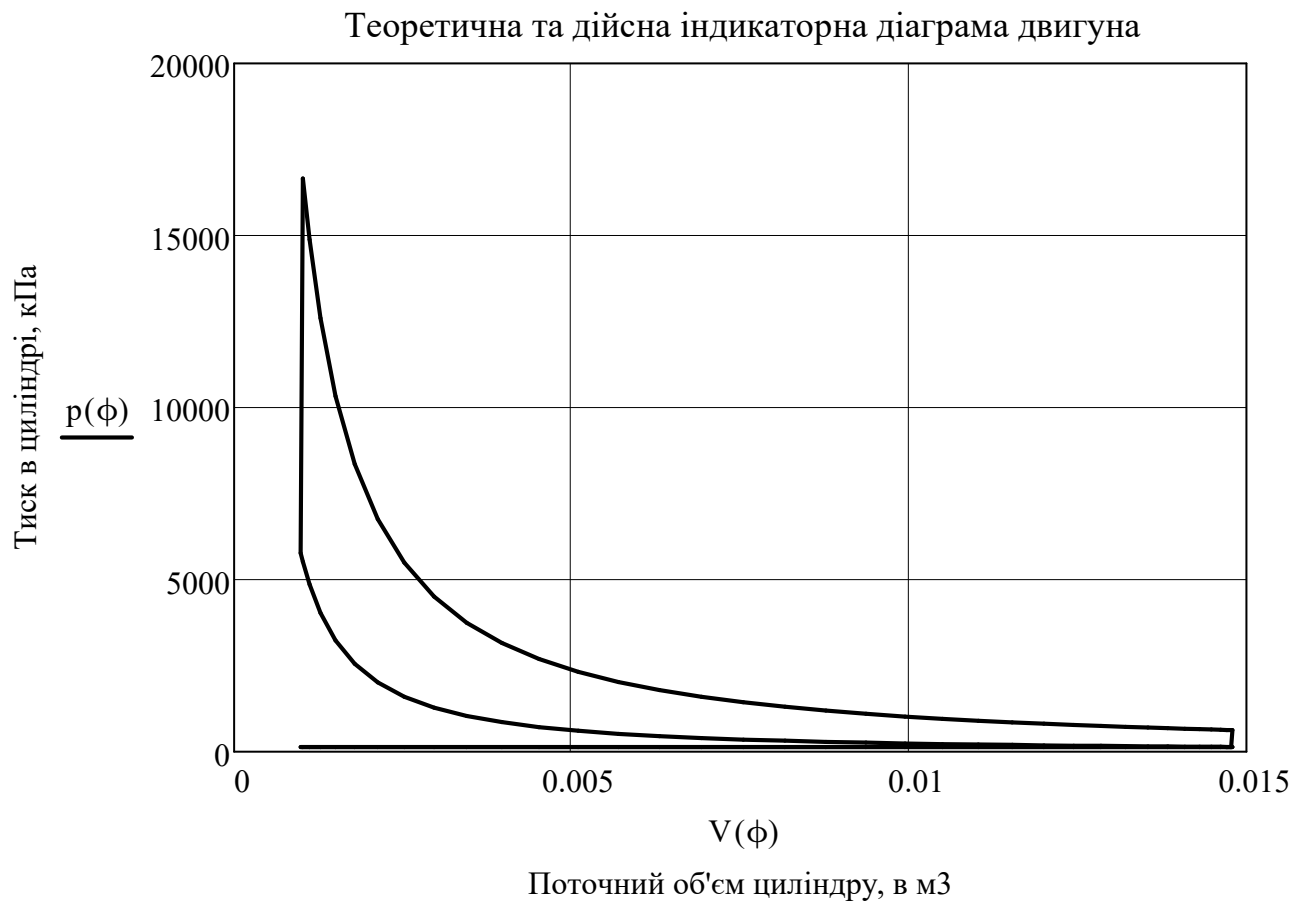
$$\frac{p''_c}{m_p} = 138.6 \text{ мм}$$

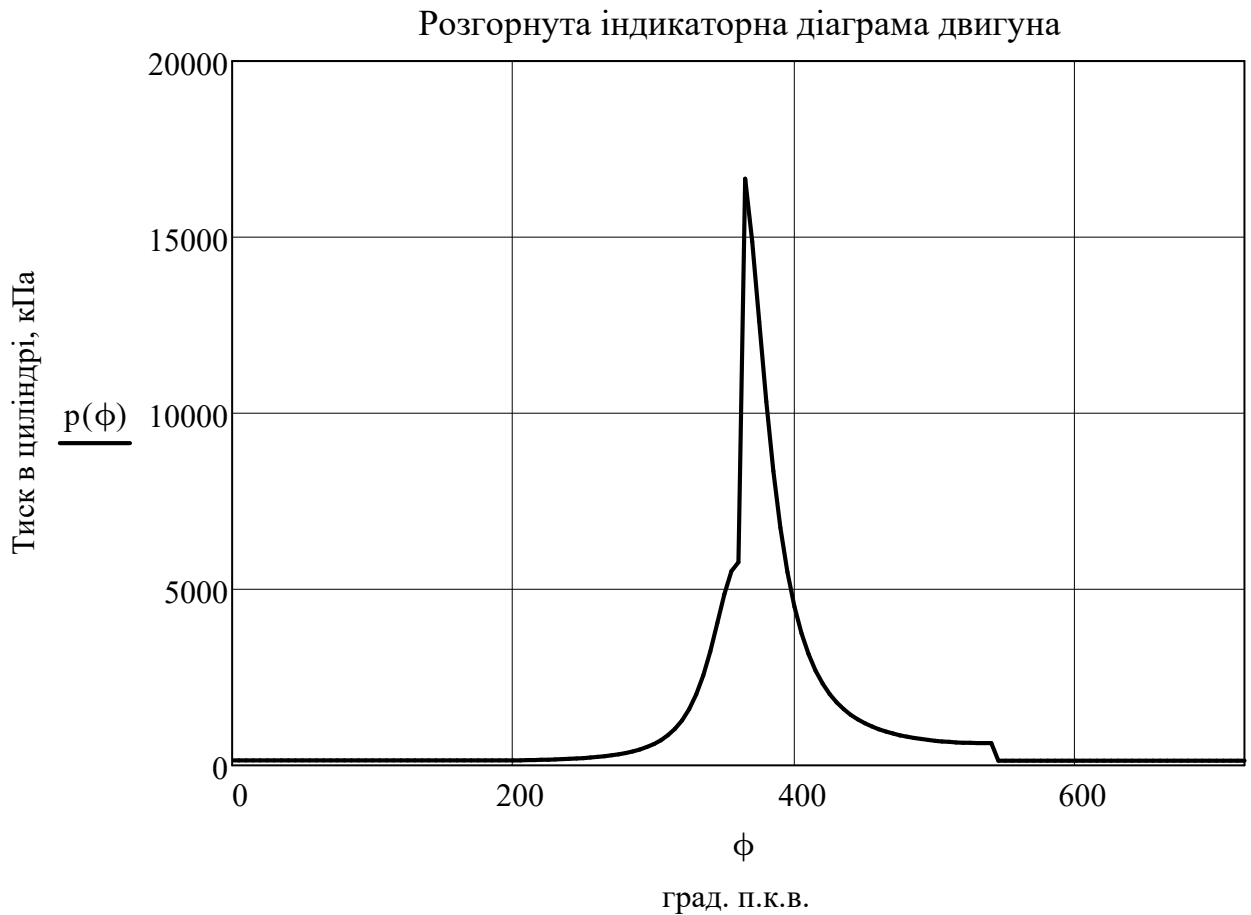
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 17344.187 \text{ кПа}$$

Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 346.9 \text{ мм}$$





2.4 Динамічний розрахунок двигуна

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

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

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

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

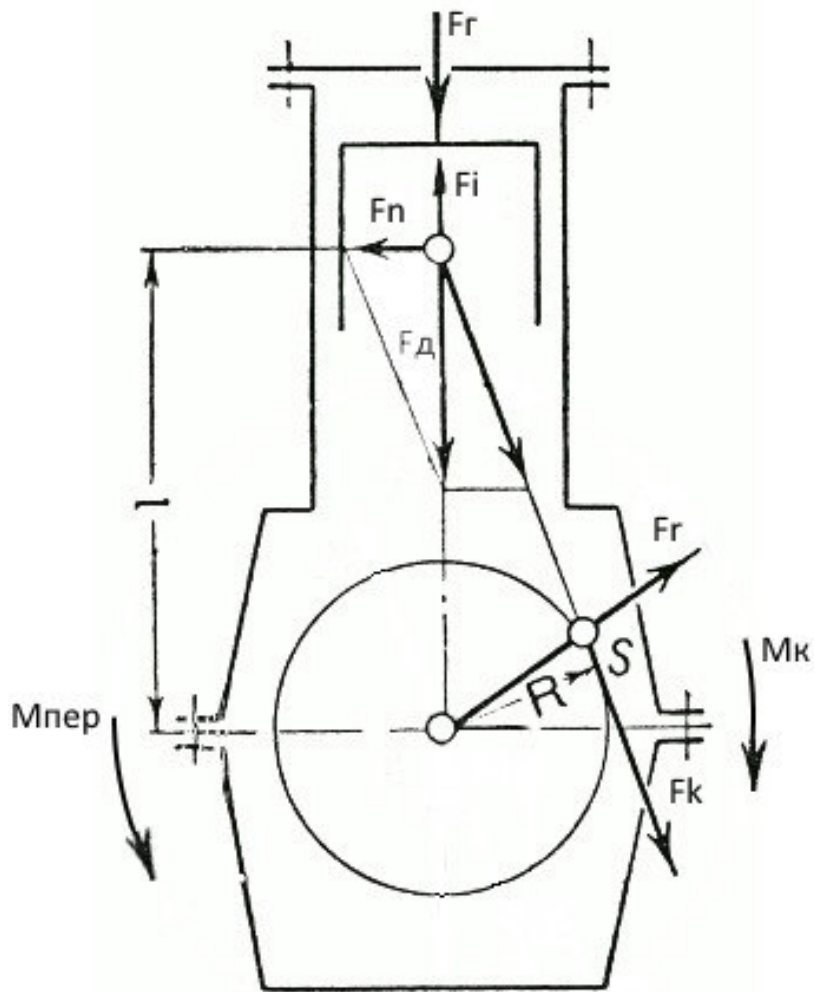


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 35$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 58$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

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

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 54.333 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

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

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.13 \text{ м}$$

Довжина шагуна

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

$$l_{\text{ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.51$$

Площа поршня

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

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = 0.053 \text{ м}^2$$

Кутова швидкість

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 62.832 \text{ рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шагуна

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

Сили тиску газу

$$F_{\text{г}}(\phi) = (p(\phi) - p_{\text{а}}) \cdot A_{\text{п}}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_{\text{і}}(\phi) = -m_{\text{с}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_{\text{д}}(\phi) = F_{\text{г}}(\phi) + F_{\text{і}}(\phi)$$

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

$F_r(0) = 2.187$	$F_i(0) = -34.996$	$F_d(0) = -32.808$	$M_k(0) = 0$
$F_r(30) = 2.187$	$F_i(30) = -27.704$	$F_d(30) = -25.517$	$M_k(30) = -2.028$
$F_r(60) = 2.187$	$F_i(60) = -10.387$	$F_d(60) = -8.2$	$M_k(60) = -1.044$
$F_r(90) = 2.187$	$F_i(90) = 7.111$	$F_d(90) = 9.298$	$M_k(90) = 1.209$
$F_r(120) = 2.187$	$F_i(120) = 17.498$	$F_d(120) = 19.685$	$M_k(120) = 1.927$
$F_r(150) = 2.187$	$F_i(150) = 20.594$	$F_d(150) = 22.781$	$M_k(150) = 1.151$
$F_r(180) = 2.187$	$F_i(180) = 20.774$	$F_d(180) = 22.962$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.71$	$F_i(210) = 20.594$	$F_d(210) = 23.303$	$M_k(210) = -1.177$
$F_r(240) = 4.691$	$F_i(240) = 17.498$	$F_d(240) = 22.189$	$M_k(240) = -2.172$

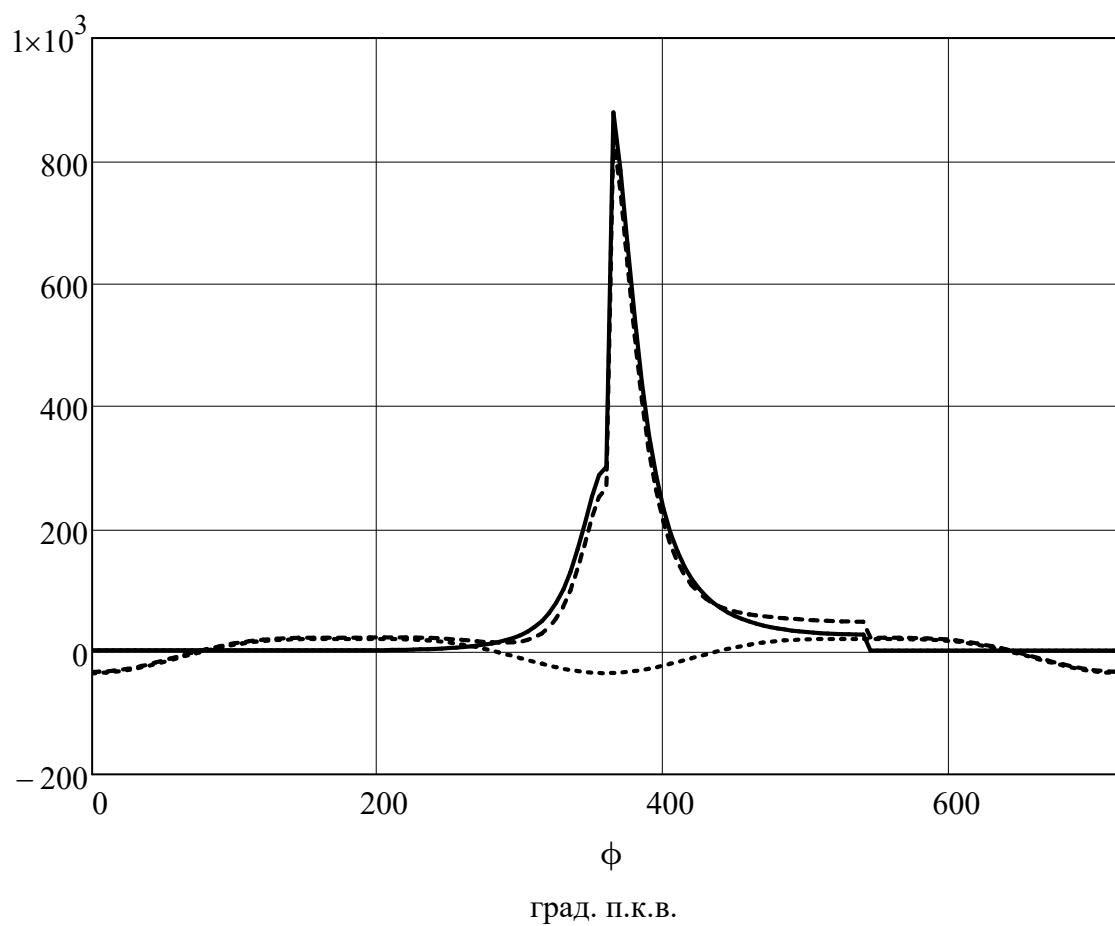
$F_r(270) = 10.083$	$F_i(270) = 7.111$	$F_d(270) = 17.194$	$M_k(270) = -2.235$
$F_r(300) = 27.078$	$F_i(300) = -10.387$	$F_d(300) = 16.691$	$M_k(300) = -2.125$
$F_r(330) = 101.554$	$F_i(330) = -27.704$	$F_d(330) = 73.85$	$M_k(330) = -5.869$
$F_r(360) = 301.219$	$F_i(360) = -34.996$	$F_d(360) = 266.223$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 353.478$	$F_i(390) = -27.704$	$F_d(390) = 325.774$	$M_k(390) = 25.89$
$F_r(420) = 118.119$	$F_i(420) = -10.387$	$F_d(420) = 107.731$	$M_k(420) = 13.714$
$F_r(450) = 58.233$	$F_i(450) = 7.111$	$F_d(450) = 65.344$	$M_k(450) = 8.495$
$F_r(480) = 37.964$	$F_i(480) = 17.498$	$F_d(480) = 55.461$	$M_k(480) = 5.428$
$F_r(510) = 30.247$	$F_i(510) = 20.594$	$F_d(510) = 50.841$	$M_k(510) = 2.569$
$F_r(540) = 28.182$	$F_i(540) = 20.774$	$F_d(540) = 48.957$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.055$	$F_i(570) = 20.594$	$F_d(570) = 22.648$	$M_k(570) = -1.144$
$F_r(600) = 2.055$	$F_i(600) = 17.498$	$F_d(600) = 19.552$	$M_k(600) = -1.914$
$F_r(630) = 2.055$	$F_i(630) = 7.111$	$F_d(630) = 9.165$	$M_k(630) = -1.191$
$F_r(660) = 2.055$	$F_i(660) = -10.387$	$F_d(660) = -8.332$	$M_k(660) = 1.061$
$F_r(690) = 2.055$	$F_i(690) = -27.704$	$F_d(690) = -25.65$	$M_k(690) = 2.038$
$F_r(720) = 2.055$	$F_i(720) = -34.996$	$F_d(720) = -32.941$	$M_k(720) = 0.000$

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

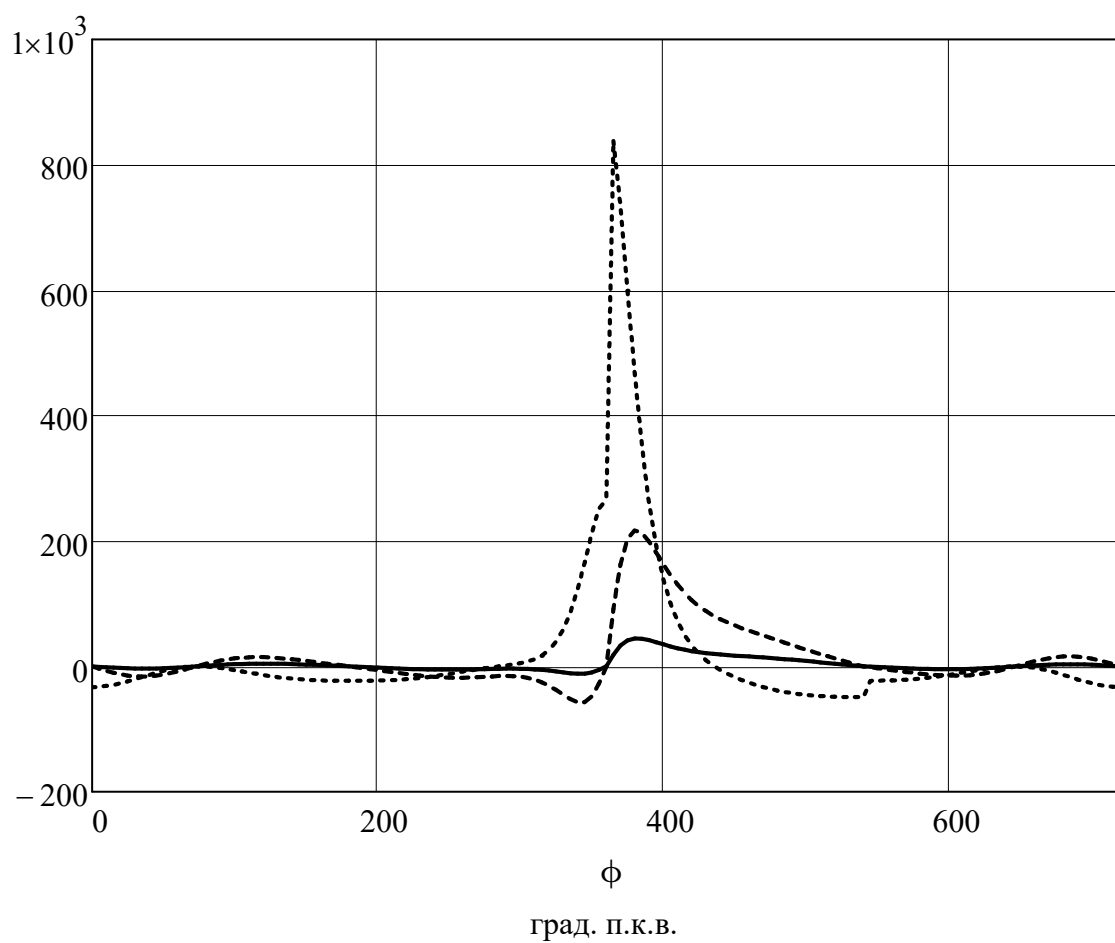
$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -32.808$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -3.280$	$F_r(30) = -20.458$	$F_k(30) = -15.599$	$M_{пер}(30) = 2.028$
$F_n(60) = -1.857$	$F_r(60) = -2.492$	$F_k(60) = -8.029$	$M_{пер}(60) = 1.044$
$F_n(90) = 2.452$	$F_r(90) = -2.452$	$F_k(90) = 9.298$	$M_{пер}(90) = -1.209$
$F_n(120) = 4.457$	$F_r(120) = -13.703$	$F_k(120) = 14.819$	$M_{пер}(120) = -1.927$
$F_n(150) = 2.928$	$F_r(150) = -21.193$	$F_k(150) = 8.854$	$M_{пер}(150) = -1.151$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -22.962$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -2.996$	$F_r(210) = -21.679$	$F_k(210) = -9.057$	$M_{пер}(210) = 1.177$

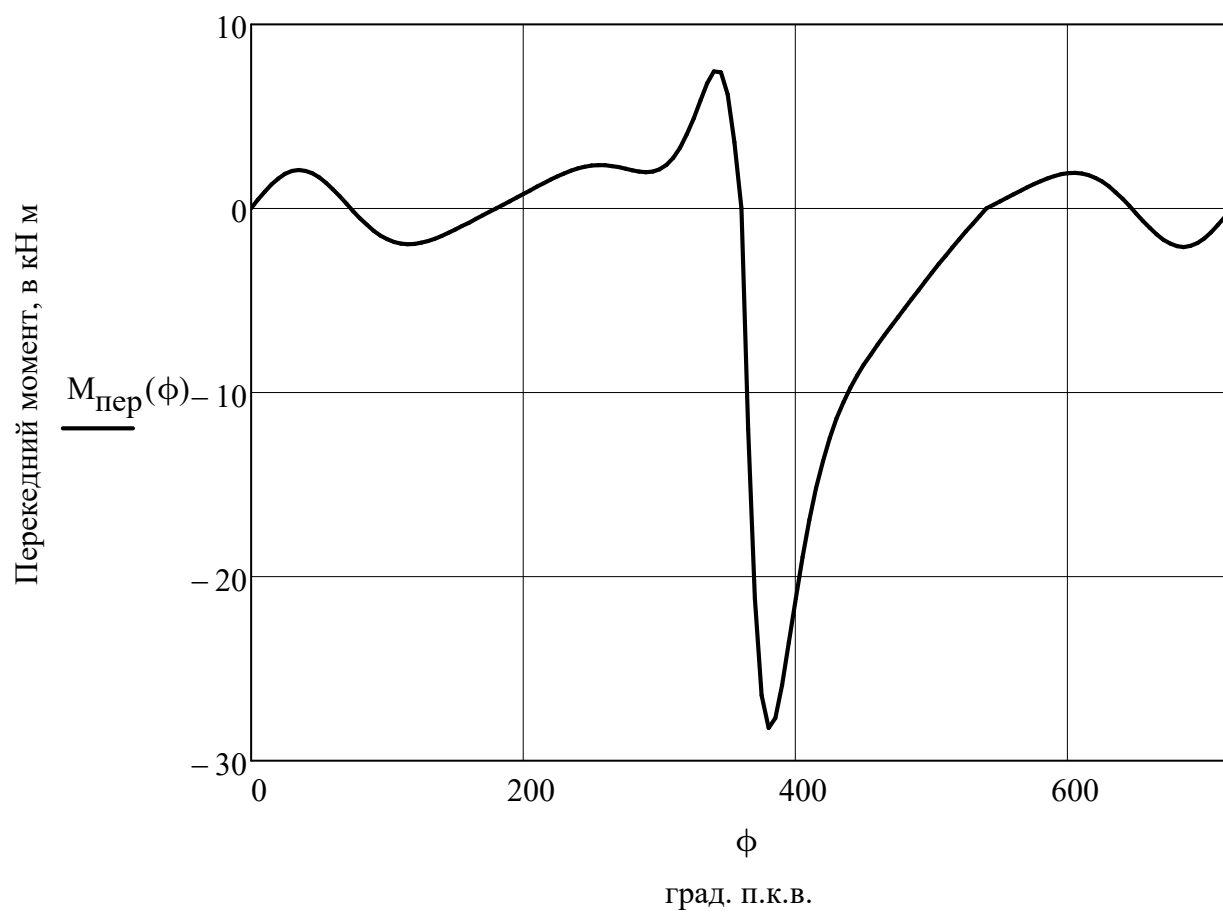
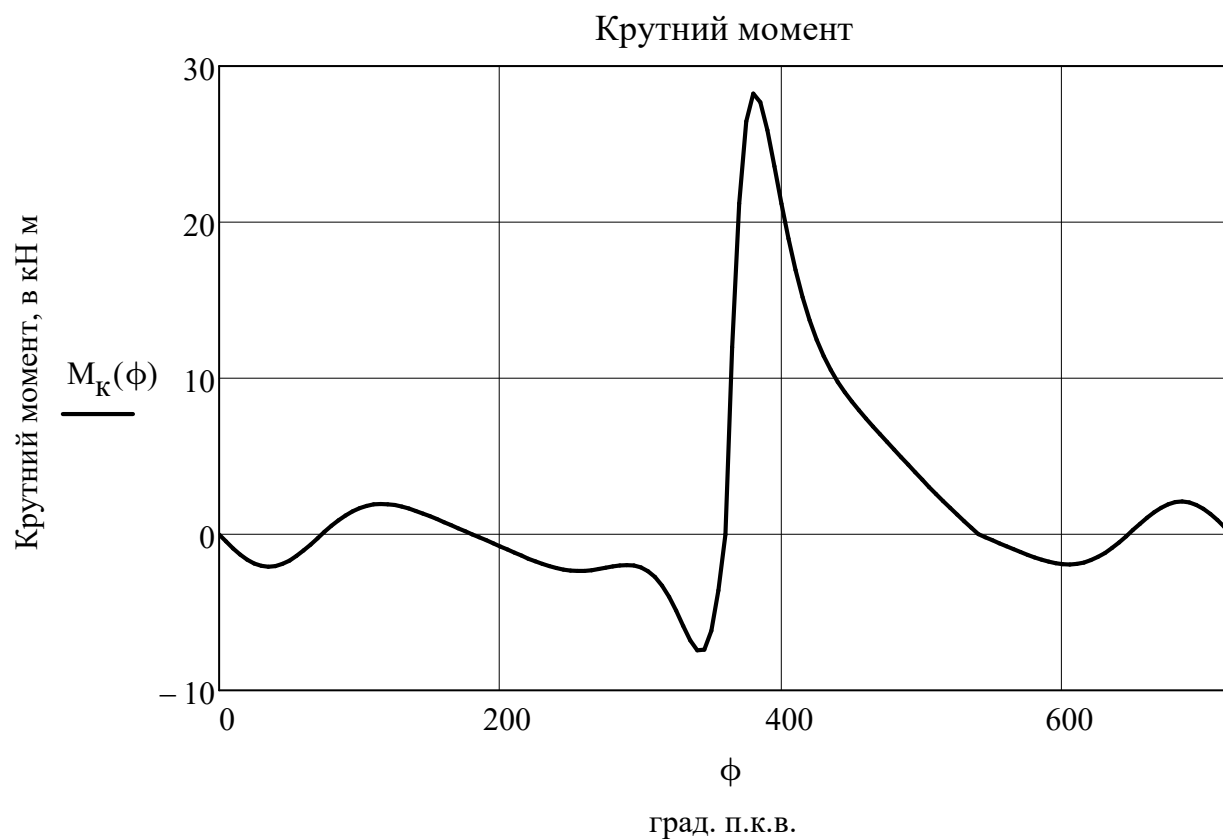
$F_n(240) = -5.024$	$F_r(240) = -15.446$	$F_k(240) = -16.704$	$M_{\text{пер}}(240) = 2.172$
$F_n(270) = -4.534$	$F_r(270) = -4.534$	$F_k(270) = -17.194$	$M_{\text{пер}}(270) = 2.235$
$F_n(300) = -3.779$	$F_r(300) = 5.072$	$F_k(300) = -16.344$	$M_{\text{пер}}(300) = 2.125$
$F_n(330) = -9.493$	$F_r(330) = 59.209$	$F_k(330) = -45.146$	$M_{\text{пер}}(330) = 5.869$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 266.223$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{\text{пер}}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 41.878$	$F_r(390) = 261.189$	$F_k(390) = 199.154$	$M_{\text{пер}}(390) = -25.89$
$F_n(420) = 24.393$	$F_r(420) = 32.741$	$F_k(420) = 105.495$	$M_{\text{пер}}(420) = -13.714$
$F_n(450) = 17.232$	$F_r(450) = -17.232$	$F_k(450) = 65.344$	$M_{\text{пер}}(450) = -8.495$
$F_n(480) = 12.558$	$F_r(480) = -38.606$	$F_k(480) = 41.752$	$M_{\text{пер}}(480) = -5.428$
$F_n(510) = 6.536$	$F_r(510) = -47.297$	$F_k(510) = 19.76$	$M_{\text{пер}}(510) = -2.569$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -48.957$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -2.911$	$F_r(570) = -21.07$	$F_k(570) = -8.803$	$M_{\text{пер}}(570) = 1.144$
$F_n(600) = -4.427$	$F_r(600) = -13.61$	$F_k(600) = -14.719$	$M_{\text{пер}}(600) = 1.914$
$F_n(630) = -2.417$	$F_r(630) = -2.417$	$F_k(630) = -9.165$	$M_{\text{пер}}(630) = 1.191$
$F_n(660) = 1.887$	$F_r(660) = -2.532$	$F_k(660) = 8.159$	$M_{\text{пер}}(660) = -1.061$
$F_n(690) = 3.297$	$F_r(690) = -20.565$	$F_k(690) = 15.68$	$M_{\text{пер}}(690) = -2.038$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -32.941$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$

Сили газів, інерції та дійсна



Сили нормальна, радіальна та дотична





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	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	1270	1298,5	2,2
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1532	1567	2,3
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,478	0,445	-6,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,89	0,91	2,2
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кДж	8283	8840	6,7
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	260	260	0,0

Завданням на дипломне проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна 53 кВт. Аналіз отриманих результатів показав що реальне зростання потужності сягнуло 2,2%.

Паралельно із зростанням потужності, спостерігається пропорційне зростання середнього ефективного тиску на 2,3%. Збільшення p_{me} в циліндрі двигуна, є на сьогодні одним з найпоширеніших шляхів підвищення потужності, так як це не вимагає додаткових значних витрат на розробку нової конструкції двигуна і гарантує незначну зміну масо-габаритних показників удосконаленого двигуна.

Але необхідно врахувати що для проектного двигуна, геометричні розміри циліндру та частота обертання двигуна у порівнянні з прототипом не змінились. Не менш вагомим чинником є те, що відбувся перехід від рідкого палива до газового, яке має меншу калорійність.

Відповідно до результатів таблиці 2.1 спостерігається зростання як ефективного ККД двигуна що проектується на 6,9% у порівнянні з прототипом, так і збільшення питомої витрати теплоти на 6,7%.

Перехід з рідкого палива передбачає демонтаж паливної апаратури для подачі дизельного палива, внаслідок чого спостерігається незначне зростання механічного ККД проектного двигуна, на 2,2%.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА.

3.1 Призначення та опис системи подачі газового палива.

Поршневі газові двигуни розрізняють по трьом основним ознакам: способу запалювання робочої суміші, способу сумішоутворення, тиску тактів.

Різниця в способі запалювання є найважливішою, так як вона обумовлює особливості робочого процесу і накладає відбиток на основні параметри двигуна. По способу запалювання робочої суміші газові двигуни можна розділити на три типи: з іскровим запалюванням; з запалюванням від запальної дози рідкого (дизельного) палива; із форкамерно-факельним запалюванням. Двигуни в цих трьох типах значно відрізняються, але всі вони працюють із запалюванням газоповітряної суміші від стороннього джерела – примусове запалювання.

Для газових двигунів не знайшов застосування метод запалювання від стиску, що використовується в дизелях, хоча спроби реалізувати такий робочий процес робились. Основною складністю при виконанні циклу із запалюванням від стиску на газовому паливі є висока температура запалювання, значно більша температури запалювання дизельного палива.

Температура самозапалювання для природного газу складає 650-700°C, в той час як для дизельного пального всього лише 320-380°C.

Як показали експерименти, для забезпечення надійного запалювання природного газу при дизельному процесі необхідно значно підняти і без того високу ступінь стиску. Крім того, значні труднощі при реалізації дизельного циклу представляє мала густина стиснутих газів в порівнянні із густиною дизельного пального. Внаслідок цього зменшується пробивна здатність і дальnobійність струмини газу в середовищі сильно стиснутого повітря, що погіршує сумішоутворення і згоряння.

По вказаним причинам дизельний цикл на газовому паливі не знайшов застосування. Найпростіші і найбільш поширені чотиритактні газові двигуни з

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

запалюванням від іскри по принципу дії нічим не відрізняються від карбюраторних бензинових двигунів. Газ до двигуна надходить через редуктор тиску (газовий редуктор), який підтримує тиск газу на деякому постійному рівні, і потім через змішувач, де газ змішується в потрібній пропорції із повітрям. Кількість газоповітряної суміші, що надходить до циліндру двигуна, регулюється дросельною заслінкою.

В багатоциліндровому двигуні великої потужності часто ставлять змішувач на кожен циліндр і регулювання виконують не заслінкою, а клапаном або золотником.

Система живлення в двигунах з запалюванням газоповітряної суміші невеликою дозою рідкого палива (так званий газодизельний процес), аналогічна попередній, однак робочий процес суттєво відрізняється. Двигун, в якому виконується газодизельний процес, по своїм основним параметрам нічим не відрізняється від звичайного дизеля. Однак на відміну від дизеля, в двигун із запалюванням газоповітряної суміші впускають не повітря, а газоповітряну суміш.

В кінці стиску такого ж, як у дизеля $\epsilon = 14 \dots 18$ температура газоповітряної суміші недостатньо висока для самозапалювання газу, але перевищує температуру самозапалювання дизельного пального. Останнє впорскується в нагріту газоповітряну суміш і, зайнявшись, підпалює її.

В схемі робочого процесу двигуна з форкамерно-факельним запалюванням, крім основної камери згоряння, яка є безпосереднім продовженням внутрішньоциліндрового простору, такий двигун має додаткову камеру, яку називають форкамерою, що з'єднується з основною камерою каналом, розміри і форма якого строго регламентовані. Об'єм форкамери складає 2...5% об'єму основної камери. В форкамері розташована свічка запалювання. Основна камера і форкамера мають окремі системи живлення. Завдяки цьому, а також підбору параметрів форкамери, в останній при всіх режимах утворюється збагачена суміш, найбільш сприятлива для запалювання.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Факел палаючих газів, що викидається із форкамери в основну камеру, є значно більш інтенсивним ніж іскра джерелом запалювання. Це суттєво змінює характер робочого процесу і створює нові можливості його організації в інших умовах і з іншими параметрами.

Принципові особливості форкамерно-факельного процесу зумовлюється в тому, що можна створити різні і близькі до оптимальних, умови для кожного із трьох основних етапів згоряння:

- утворення початкового джерела;
- запалювання основного заряду;
- згоряння основного заряду.

Цього не дозволяє ніякий інший процес. Так, при звичайному іскровому запалюванні часто термодинамічно вигідно спалювати сильно збіднені суміші, однак цьому перешкоджають труднощі їх запалювання. Все це дозволяє виділити форкамерно-факельний спосіб організації робочого процесу в окремий різновид.

В розглянутих вище схемах газових двигунів, що різняться по основному признаку – способу запалювання, використовується система так званого зовнішнього сумішоутворення, при якій газоповітряна суміш готується поза циліндрами двигуна.

Таку систему використовують головним чином для двигунів невеликого об'єму і підвищеної швидкохідності. 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. Особливо раціональним є застосування системи внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклу, так як тільки така система дозволяє уникнути втрат газу при продувці циліндрів. Для чотирьохтактних двигунів з наддувом застосування внутрішнього утворення суміші часто є більш сприятливим. Однак, внутрішнє утворення суміші має і недоліки. Змішування

газу з повітрям, що проходить на короткій ділянці ходу стиску, не забезпечує такої ж однорідності суміші, як при зовнішньому приготуванні суміші, що може зменшити ККД двигуна. Регулювання робочого режиму двигуна при внутрішньому сумішоутворенні складніше, ніж при зовнішньому.

Враховуючи вищеприведені недоліки системи внутрішнього утворення суміші, для розробки 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;
- потрібні всього три датчики;
- система настройки подачі палива на основі принципу Бернуллі без елементів, що тривало рухаються
- система подачі палива працює при пропаданні напруги живлення

3.1.1 Подача газу

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Можна застосовувати стандартний редуктор тиску. Такий редуктор повинен мати засоби настройки для збільшення вихідного тиску від 0'' до +1'' водяного стовпа. Оптимальний вихідний тиск необхідно визначити на попередніх випробуваннях.

3.1.2 Принцип роботи

Основні компоненти стандартної паливної системи:

- Змішувач
- Клапан газу (Головний Настроюваний Гвинт (ГНВ))
- Редуктор нульового тиску СПП, в основному, визначається змішувачем.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

Доти поки вихідне значення редуктора нульового тиску залишається таким же, як і вхідний тиск змішувача, СПП буде постійним. Потік газу визначається розмірами отворів дозування газу. На практиці розміри отворів дозування газу визначаються так, щоб вони були злегка більше, ніж що вимагаються теоретично, що дозволяє за допомогою ГНВ налаштувати потік газу в обмеженому діапазоні. Теоретично можливо забезпечити розміри отворів дозування газу такими, щоб покрити весь діапазон теплотворної здатності (наприклад, від пропану до відхідного газу) до тих пір, поки є обмеження потоку газу, яке корегує різницю теплотворної здатності, СПП і густина газу.

Це означає, що основним гвинтом налаштування можна керувати таким чином, що СПП буде регульованим. Керований ГНВ, який програмується картами СПП залежно від навантаження і частоти обертання двигуна і реагує на зміни тиску газу і температури суміші, дає ідеальне СПП на всіх режимах роботи двигуна. На основі вимірювань частоти обертання двигуна, абсолютного тиску у вхідному колекторі, температури суміші і на основі прогнаних параметрів, таких як робочий об'єм циліндрів і коефіцієнт заповнення циліндра, можна розрахувати потік суміші. На основі збережених характеристик палива можна також розрахувати потік газу. Після того, як визначені розміри отворів дозування газу, змішувач ідентифікується блоком управління і, виходячи з потоку суміші, може бути обчислено всмоктування вставки Вентурі. Падіння тиску на клапані газу обчислюється залежно від всмоктування вставки Вентурі, падіння тиску на отворах дозування газу, падіння і зміщення тиску на регуляторі нульового тиску. Таким чином, можна обчислити необхідну робочу ділянку клапана газу. Блок управління перетворить цю ділянку в позицію крокового двигуна. Відомо, що двигуни одного сімейства працюють з приблизно однаковими емісією і характеристикою. Таким чином, ніякі додаткові параметри, окрім ділянки отворів дозування газу, не вимагають наладки в блоці управління.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Редуктор повинен мати засоби настройки для збільшення вихідного тиску від 0” до +1” водяного стовпа. Для забезпечення максимальної гнучкості в плані датчиків, мінімальні/максимальні значення і діапазони вимірювань датчиків тиску/температури є програмованими.

3.1.3 Датчик частоти обертання

Частота обертання повинна вимірюватись магнітним датчиком безпосередньо. Для отримання найкращих результатів датчик частоти обертання повинен виміряти частоту обертання двигуна з колінчастого валу, з зубчатого вінця маховика. Колесо, на якому встановлюється датчик, з магнітного матеріалу.

3.1.4 Застосування газового клапану

Клапан застосовують як елемент настроювання. Інженер з технічного обслуговування підключає блок управління до крокового двигуна і регулює зміст кисню за допомогою зміни лямбда параметра. Двигун можна налагоджувати і дистанційно, наприклад, зовні будівлі, де розташований балон з киснем. Інформація про робочу область клапана зберігається в блоці управління, і засоби настройки відключаються. У разі відключення живлення, високий утримуючий момент крокового двигуна оберігає клапан від небажаного переміщення. Вхідний сигнал, що приходить із зовнішньої системи управління, встановлює клапан в положення, відповідне величині вихідного електричного сигналу з системи управління користувача.

Як автономна система управління співвідношенням повітря/паливо (СПП). Разом із змішувачем клапан забезпечує ідеальне співвідношення повітря/паливо без додаткової системи управління двигуном.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.1.5 Конструкція і режим роботи газового клапану

Кроковий двигун обертає вал із зовнішнім різьбленням. Покритий тефлоном алюмінієвий поршень, з внутрішнім різьбленням перетворює обертання валу в лінійне переміщення. Спеціальна конструкція тефлонового шпінделя усуває люфт. Поршень переміщується в жорстко анодованій втулці, яка має три експоненціально сформованих паза дозування газу. Така конфігурація забезпечує зміну потоку на крок крокового двигуна, який є постійною (у відсотках) величиною від фактичного відкриття. Поршень збалансований по вхідному тиску так, що окрім тертя самого поршня немає ніяких інших сил. Ущільнення навкруги валу крокового двигуна запобігає витоку газу. Для оптимального захисту двигуна можна обмежити хід поршня або обмежити площу пазів дозування газу. Після запуску системи кроковий двигун виконає калібрувальне переміщення у напрямі закриття.

3.1.6 Установка газового клапану

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. Для забезпечення безперебійної роботи необхідно використовувати газовий фільтр.

3.1.7 Додаткові функції описаної системи

- зупинка двигуна
- захист від перевищення частоти обертання
- лічильник мотогодин
- діагностика і індикація помилок

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок елементів системи подачі газового палива

3.2.1 Розрахунок впускного колектору газового двигуна

Враховуючи циклічну роботу поршневого двигуна, тиск газоповітряної суміші у впускному колекторі коливається, що може привести до порушення роботи циліндрів через їх різне наповнення. Тому при розробці конструкції впускного колектору передбачаємо порівняно великий діаметр його поперечного перерізу, який знаходимо прийнявши швидкість газоповітряної суміші в ньому $V_k=10$ м/с, що зменшить хвильові явища у колекторі.

Із рівняння нерозривності потоку

$$V_{enc} = \frac{\pi * d_k^2}{4} * 3600 * V_k * \frac{P_k}{P_0},$$

знаходимо діаметр впускного колектору

$$d_k = \sqrt{\frac{4 * V_{enc} * P_0}{P_k * \pi * 3600 * v_k}} = \sqrt{\frac{4 * 4101 * 0.1}{3.14 * 3600 * 10 * 0.253}} = 0,22 м$$

Приймаємо діаметр колектору $d_k = 220$ мм.

3.2.2. Розрахунок розмірів заслінки.

Заслінка встановлюється на трубопроводі двигуна, що з'єднує охолоджувач газоповітряної суміші із впускним колектором, приводиться вона системою важелів від регулятора швидкості. Під час роботи газового двигуна з допомогою заслінки регулюється кількість газоповітряної суміші, що подається в циліндри двигуна в залежності від режиму його роботи. Так як заслінка конструктивно виконана у формі круга, то характерним її розміром є діаметр.

Діаметр заслінки знаходимо, виходячи із допустимої швидкості газоповітряної суміші $v_{гпс} = 35...40$ м/сек.

Із рівняння нерозривності потоку газоповітряної суміші знаходимо діаметр заслінки

$$\frac{\pi * d_k^2}{4} * v_{enc} = \frac{V_{enc} * p_0}{3600 * p_k}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 * V_{enc} * p_0}{3600 * p_k * \pi * v_{enc}}} =$$

$$\sqrt{\frac{4 * 4101 * 0,1}{3600 * 0,288 * 3,14 * 37}} = 0,123 м = 123 мм.$$

Перевірочний розрахунок на міцність виконуємо для вісі заслінки , яка під час вибуху газоповітряної суміші у впускному колекторі навантажується тиском, що в 7,5 разів перевищує тиск наддуву.

Сила, що діє на вісь заслінки знаходиться по формулі

$$P_3 = 7,5 * p_k * \frac{\pi * d_3^2}{4} =$$

$$7,5 * 0,288 * 10^6 * \frac{3,14 * 0,123^2}{4} = 22083 Н$$

Під дією цієї сили вісь заслінки працює на зрізання в місцях, що приближені до її підшипників

Напруження зрізу в матеріалі вісі заслінки

$$\tau = \frac{P_{зр}}{2 * \frac{\pi * d_{\epsilon}^2}{4}} = \frac{2 * P_3}{\pi * d_{\epsilon}^2} =$$

де $d_{\epsilon} = 0,018 м$ – діаметр вісі заслінки

$$\frac{2 * 22083}{3,14 * 0,018^2} = 43,4 * 10^6 Н / м^2 = 43,4 МПа$$

не перевищує допустимого $[\tau] = 150 МПа$ для матеріалу вісі заслінки – Сталь 45 ГОСТ 1050-84.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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 дроття, 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;

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- 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 (СО; SO₂; СН). 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 утомля 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

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

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 8.2.

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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

4.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал

До роботи на двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення з техніки безпеки і правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал з відкритими газовими клапанами не менш двох обертів;
- попередити присутніх про запуск;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі двигуна відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

4.3 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні.

Рівень шуму вироблений двигуном визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_{нб} = 600$ об/хв;

n – робоча частота обертання $n = 600$ об/хв;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 1300$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 1300^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 95,7 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушителів 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.

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

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага . Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є чи усунення максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом 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 шестірні, 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 установлення 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 який 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

$$L = 20 \cdot \lg P_x / P_0$$

де P_x – вимірений звуковий тиск;

P_0 – звуковий тиск, прийнятий за нульовою поріг (поріг чутності): $P_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Н/м}^2$.

Завдяки введенню логарифмічних одиниць весь величезний діапазон звукових тисків, що відрізняється за своєю силою в мільйон разів, від порога до порога чутності больових відчуттів укладається в 130...140 Дб.

Нормування шуму у всьому світі здійснюється з відповідними принципами, встановлених Міжнародною організацією зі стандартизації (ІСО). Стандарт встановлює нормування спектрів шуму в октавних смугах частот від 31,5 до 8000 Гц. Нормувальні криві ІСО мають підйом на низьких частотах і спад до високих, що характеризує рівноцінне шкідливий для людини дію шуму різних частот. Відповідно до цього галузевий стандарт ОСТ 24.040.01-75 обмежує шум у кабінах тепловозів при середніх частотах октавних смуг: 63, 250, 500, 1000, 2000, 4000 і 8000 Гц відповідним рівнем звукового тиску : 95,

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

82, 78, 75, 73, 71 і 69 дБ. Може унормувати також інтегральна оцінка загального рівня шуму з стандартною частотною характеристикою, що заміряти приладами простіше.

При спільній дії декількох джерел звуку основний вплив на рівень шуму надає найбільш інтенсивне його джерело. Якщо рівень шуму джерел відрізняється на 6...7 Дб, то більш слабке з них можна не враховувати і слід усувати причини виникнення найсильніших.

Застосовуються наступні основні методи боротьби з шумом: усунення причин, що викликають шум або ослаблення його в джерел; ізоляція від шуму; поглинання шуму. Шум на випуску викликаний великою масою і енергією газу, а також великою нестаціонарністю за часом (в порівнянні з впуском), що істотно впливає на його суб'єктивне сприйняття.

Ефективний метод зниження аеродинамічного шуму – установка глушників на впуску і випуску. За принципом роботи глушники діляться на активні, що поглинають звукову енергію і перетворюють її в теплову, реактивні, що використовують принцип акустичного фільтра, що відображає енергію звукових пульсацій; 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.

					ПФ НУК 142.54.20.02.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Поставлене на початку дипломного проектування завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 1300кВт, на базі двигуна-прототипу 12ЧН 26/26 можна вважати виконаним.

В результаті розрахунків конструкторського розділу отримано ефективну потужність спроектованого двигуна, що складає $P_e = 1298,5$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,11 %), але що при цьому отримане значення потужності не виходить за межі допустимої похибки розрахунку у 5%.

Крім того завдяки виконаних розрахунків, отримано параметри робочого циклу спроектованого двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. 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 дипломного проекту була направлена на розробку системи подачі газового палива.

В результаті виконаної роботи було реалізовано систему для подачі природного газу із зовнішнім сумішоутворенням. Дана система може забезпечити подачу газу для любого режиму двигуна. Завдяки розрахунку основних елементів отримано їх геометричні параметри, що дозволяють отримати паливо-повітряну суміш потрібної якості і в потрібній кількості.

Для вищезазначеного двигуна в четвертому розділі 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 142.54.20.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

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