

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності стаціонарної електростанції, потужністю 800 кВт, за рахунок вдосконалення пари «сідло-клапан».
Двигун-прототип: 6ЧН 22/28.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Кулик І.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1 Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	5
1.1 Опис об'єкту встановлення дизеля	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	9
2. Конструкторський розділ	12
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна	12
2.2 Розрахунок теплового балансу	23
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	29
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	36
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	43
3. Науковий розділ	45
3.1 Опис та обґрунтування заходів, та конструкторських рішень що будуть прийняті в проекті	45
3.2 Розробка випускного клапану	47
3.3 Розрахунок міцності клапана	50
3.4 Розробка сидла клапана	56
3.5 Зміни в робочому циклі та системі охолодження	57
3.6 Висновок по розділу	58
4. Охорона праці та захист навколишнього середовища	59
4.1 Заходи щодо захисту навколишнього середовища	59
4.2 Розробка заходів з техніки безпеки та охорони праці	62

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Кулик				Пояснювальна записка		Лім	Лист
Перевірив	Швець І.А.							2
Н. Контр.	Швець І.А.						ПФ НУК	
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП.

Так за оцінками світових експертів найближчі 20-30 років в якості енергетичних установок найбільш поширеним буде використання двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), в яких процес згоряння палива з виділенням теплоти і перетворенням її в механічну роботу відбувається безпосередньо в циліндрах.

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння використовують в багатьох галузях промисловості. Найбільш економічними є поршневі та комбіновані двигуни внутрішнього згоряння.

Вони мають достатньо великий термін служби, порівняльно невеликі габаритні розміри і масу. Серед переваг ДВЗ варто віднести також те, що вони можуть бути сполучені практично з яким-небудь споживачем енергії. Це пояснюється широкими можливостями отримання відповідних характеристик зміни потужності і обертаючого моменту цих двигунів. Дані двигуни успішно використовуються на автомобілях, тракторах, сільськогосподарських машинах, тепловозах, судах, електростанціях і т.і.

В процесі нарощування випуску і узагальнення досвіду експлуатації дизелів проводяться роботи по підвищенню якості, зокрема надійності і ресурсу. Сьогодні моторобудівникам вдалося підвищити первинний моторесурс дизелів що визначає амортизаційний термін двигуна. Рівень проекту та досконалість конструкції, також визначають термін служби двигуна. Тому заходам з підвищення надійності та довговічності роботи ДВЗ приділяють особливу увагу. Конструкторські напрацювання в цій сфері завжди лишатимуться актуальними.

Метою та завданням роботи є підвищення надійності стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення пари «сідло-клапан».

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», що відбулася в Первомайській філії національного університету кораблебудування 21 травня 2020 року, та викладені в матеріалах конференції на сторінках 30-32 «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ».

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення дизеля.

У даному дипломному проекті об'єктом проектування виступає дизельна електростанція що складається з дизель електричних агрегатів створених на базі дизельного двигуна розмірності 22/28 підприємства „РУМО“, та генератора СГСБ-630.

В складі електричної станції працюють від 1 до 10 дизель електричних агрегатів. Потужності станції варіюються від 700 до 7000 кВт.

Обрана для дипломного проекту електростанція являє собою блочну будівлю 11 x 16 x 6 м. із бетонним полом та бетонними фундаментами двигун генераторів. Дах будівлі виконано з дерев'яних конструкцій із металевим, азбестовим або пластиковим покриттям. Ескіз будівлі приведено на рисунку 1.1

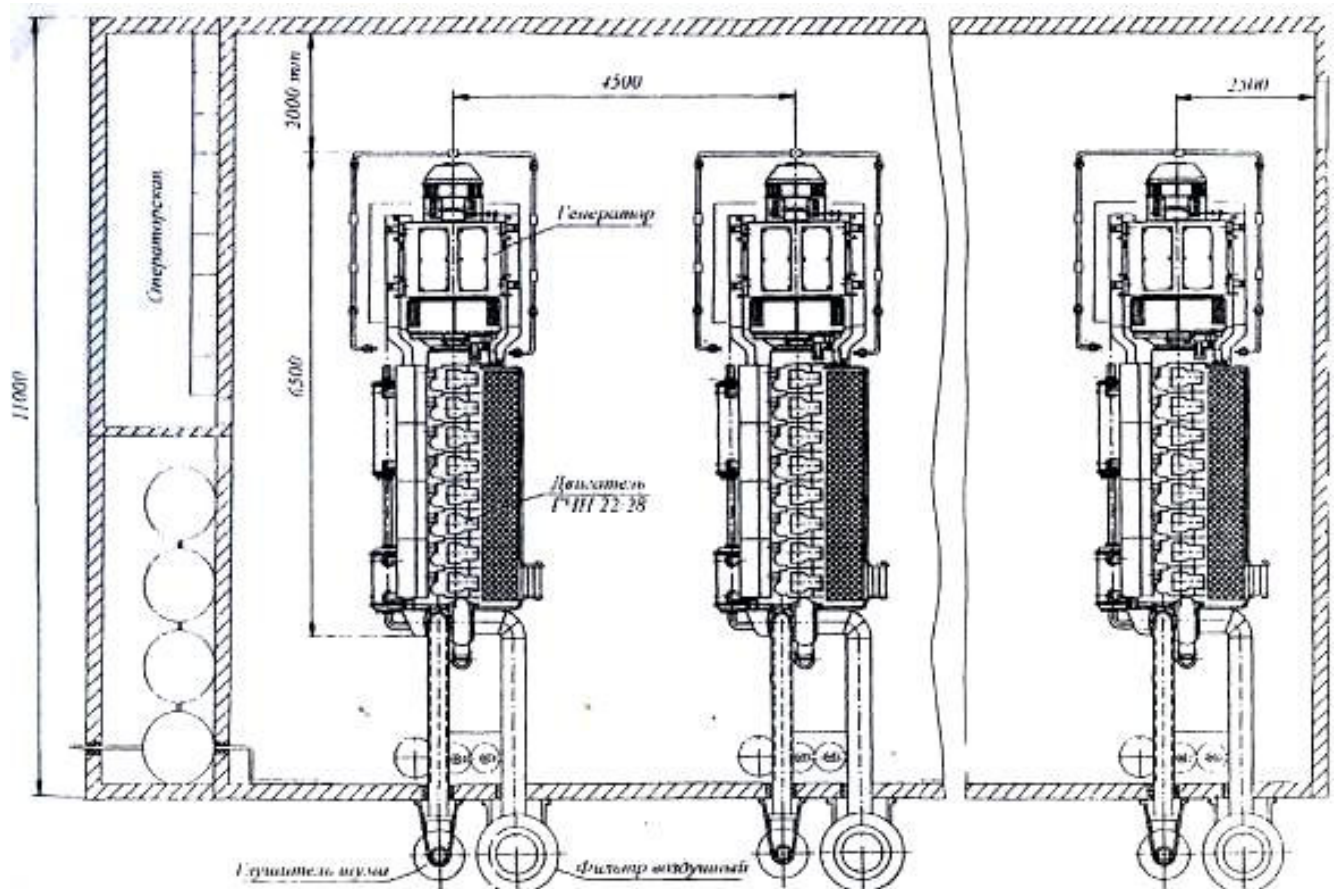


Рис. 1.1 – Планування дизель електричної станції.

Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ

Лист

4

Дизельні електростанції номінальною потужністю 700-7000 кВт призначені для роботи в широкому діапазоні температур, як в умовах Крайньої Півночі, помірно-холодного, так і тропічного клімату в якості:

- основного джерела електричної енергії у регіонах, що віддалені від централізованого енергопостачання;
- основного джерела електричної енергії для об'єктів відключених від централізованих мереж;
- автономного резервного джерела енергозабезпечення на об'єктах народного господарства, де тимчасова відсутність електричної енергії неприпустима за технологічним циклом;
- електроагрегатів для блочно-модульної транспортабельної станції, що встановлено стаціонарно;
- для установки на судна як допоміжне або головне джерело електроенергії; у стаціонарній енергетиці як джерело електроенергії для промислових підприємств і населених пунктів;
- можуть бути використані в якості основного, резервного або аварійного джерела електричної і теплової енергії, як при автономній роботі, так і при роботі паралельно з іншими електроагрегатами і (або) з промисловою мережею.

Поршневі електроагрегати 6ЧН 22/28 – стаціонарні, змінного 3-фазного струму, автоматизовані по другому ступеню автоматизації і призначені для роботи на дизельному паливі.

З'єднання двигуна і генератора жорстке. Двигун і генератор встановлюються на загальній підмоторній рамі із змонтованими на ній всіма допоміжними вузлами і механізмами, окрім компресора і балонів пускового повітря, щитів управління електроагрегатом і електроприводних резервних насосів охолодження і мащення двигуна (при їх необхідності).

Електроагрегати ЧН 22/28 змонтовані на загальній підмоторній рамі, встановлюються в закритому приміщенні опалюваної будівлі на бетонному фундаменті як безпосередньо, так і на амортизаторах.

Стислі технічні характеристики двигуна приведено в Таблиці 1.1

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 Технічні характеристики двигуна 6ЧН 22/28

Тип двигуна	Дизель, чотиритактний, рядний, вертикальний, тронковий, неревсивний з газотурбінним наддувом і охолодженням наддувочного повітря
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	220
Хід поршня, мм	280
Середній ефективний тиск, МПа	1,87
Номинальна потужність, кВт	705
Номинальна частота обертання колінчатого валу, хв-1	750
Питома витрата палива, г/кВт*год	195
Питома витрата мастила на угар, г/кВт*год	1,0
Габаритні розміри: Довжина-ширина-висота	3465-1305-1985
Ресурс, год. до виймання поршнів	15600

Стислі технічні характеристики електростанції приведено в Таблиці 1.2

Таблиця 1.2 Технічні характеристики електроагрегату

Номинальна потужність на клеммах генератора, кВт	700
Частота обертання, хв-1	750
Рід струму	Змінний, 3-фазний
Напруга на клеммах генератора, В	400
Частота, Гц	50
Ресурс до розбирання, год.	15000
Ресурс до капремонту, год.	60000
Маса електроагрегату в зборі (з підрамником, суха), кг	23000
Габаритні розміри, мм (довжина, ширина, висота)	5600-1600-2816
Тип системи пуску	Стисненим повітрям від пускових балонів, тиском 1,8-3,0 МПа
Тип системи охолодження	Водяна, двоконтурна

Тип регулятора частоти обертання	ОРН, гідромеханічний 3 клас точності
Кліматичні умови використання дизель - генератора	Кліматичне виконання УХЛ, О або ОМ
Категорія розміщення	4

Теплова потужність системи утилізації тепла двигуна у складі водо-водяних і водо-масляних теплообмінників, при роботі електроагрегата ЧН 22/28 на номінальній потужності – 700 кВт і при застосуванні більш ефективного казана-утилізатора перспективної розробки КУВ-700 номінальною потужністю 700 кВт можливе зняття з двигуна загальної теплової потужності до 1000 кВт.

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

Двигун має підвісний колінчастий вал, випускний колектор і ресивер наддувального повітря на одній стороні, протилежній стороні розподільного валу.

Привід розподільного валу розташований з боку торця основного відбору потужності (заднього торця) і здійснюється двоступеневою зубчатою передачею.

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

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата		

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

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

1.2 Опис двигуна-прототипу

Двигун 6ЧН 22/28 дизельний, чотиритактний, рядний, вертикальний, тронковий, нереверсивний з газотурбінним наддувом і охолодженням наддувочного повітря. Двигун має газощільне виконання по маслу, воді і картерним газам.

Початкове призначення двигунів даного типу – для встановлення в якості суднової електростанції.

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

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

Поршень - складовий, з масляним циркуляційним охолодженням по способу збовтування днища. Він складається з відлитого тронка з високоміцного чавуну і сталевोї головки, сполучених між собою болтами. Три компресійні кільця розташовані в головці поршня і одне маслоз'ємне кільце з експандером у верхній частині тронка. Всі поршневі кільця хромовані.

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

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Система пуску. Пуск двигуна виробляється подачею в циліндри стислого повітря тиском $12...30 \text{ кгс/см}^2$.

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

Система автоматизації електроагрегату забезпечує автоматичне регулювання його частоти обертання і напруги, автоматична підтримка на визначеному рівні температури змащувального масла і води внутрішнього контура, автоматичний контроль параметрів двигуна, по досягненні яких видається попереджувальний сигнал і виконуються захисні дії або по зупинці двигуна, або по зниженню його навантаження.

Захист двигуна здійснюється по тиску масла на вході в нього, по максимальній частоті обертання, по температурі води внутрішнього контура, що виходить з двигуна і по мінімальному тиску паливного газу.

Автоматичне регулювання частоти обертання виробляється регулятором швидкості непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком типу ОРН.

Застосований датчик частотного типу з електронним перетворювачем для індикації частоти обертання двигуна і для граничного вимикача.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 800 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$

Ступінь стиску $\varepsilon = 12.5$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1.92$ [1, ст. 8]

Тиск наддуву $p_B = 220 \text{ кПа}$

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

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

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

Тиск залишкових газів $p_r = 235 \text{ кПа}$ [1, ст. 9]

Температура залишкових газів $T_r = 780 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.55$ [1, ст. 9]

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

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

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.87$; $H = 0.126$; $O = 0.004$; $S = 0$; $W = 0$;

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

$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 42424.124$

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{4 \times 10^{-3}}{32} \right) = 0.495$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.32$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.92 \cdot 0.495 = 0.95$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.87}{12} = 0.073$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.92 - 1) \cdot 0.495 = 0.096$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.92 \cdot 0.495 = 0.75$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.073 \\ 0.063 \\ 0.096 \\ 0.75 \end{pmatrix} = 0.981$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{220}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 391.9$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 391.9 - 70 = 321.9$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 220 - 3 = 217$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 220 = 209$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{780} \cdot \frac{235}{12.5 \cdot 209 - 235} = 0.039$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.04 \cdot 780}{1 + 0.04} = 325.73$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{209}{220} \cdot \frac{321.898}{325.73 \cdot (1 + 0.039)} = 0.982$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0.80...0.98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_a = \frac{p_B \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{220 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 2.616$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 209 \cdot 12.5^{1.376} = 6752.964$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 325.73 \cdot 12.5^{1.376-1} = 841.97$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 841.97 = 22.101$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.981}{0.95} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.033 \dots 1.040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.039}{1.000 + 0.039} = 1.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.032 \dots 1.042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.981} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.096 \cdot 23.3 \\ 0.75 \cdot 21.554 \\ 0.073 \cdot 38.609 \\ 0.063 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.235$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9813} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0956 \cdot 0.0015 \\ 0.7503 \cdot 0.0015 \\ 0.0725 \cdot 0.0033 \\ 0.063 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.235 + 8.314 = 31.549$$

$$b' = b = 0.00179$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 6752.964 = 10467.095$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00179 \cdot 1.03205 = 0.00185$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.549 \cdot 1.032 = 32.56$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.242 \times 10^4}{0.95 \cdot (1 + 0.039)} = 3.654 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.101 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 841.97 = 2.946 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36543.536 + 29458.675 = 66002.211$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.56^2 + 4 \cdot 1.85 \times 10^{-3} \cdot 6.6 \times 10^4 = 1.549 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.56 + \sqrt{1548.5}}{2 \cdot 0.002} = 1835.669$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.836 \times 10^3}{1.55 \cdot 841.97} = 1.452$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.452} = 8.611$$

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

$$n_2 = 1.210$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10467.095}{8.611^{1.21}} = 773.434$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200 \dots 800)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1835.669}{8.611^{1.21-1}} = 1167.979$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1167.979}{\sqrt[3]{\frac{773.434}{235}}} = 785.205$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 785.205|}{780} \cdot 100 = 0.667 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.452 - 1) = 0.7$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.55 \cdot 1.452}{1.21 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.611^{1.21-1}}\right) = 3.897$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.376 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.376-1}}\right) = 1.631$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6752.964}{12.5 - 1} \cdot [0.7 + (3.897 - 1.631)] = 1742.068$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1742.068 = 1707.227$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.92 \cdot 14.32 \cdot 1707.227}{0.982 \cdot 42424.124 \cdot 2.616} = 0.431$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.431 \cdot 42424.124} = 0.197$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16...0,20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.28 \cdot 1000}{30} = 9.333$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 9.333) \cdot 10^3 = 198.133$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1707.227 - 198.133 = 1509.093$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1509.093}{1707.227} = 0.884$$

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

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.431 \cdot 0.884 = 0.381$$

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

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.381 \cdot 42424.124} = 0.223$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.223 \cdot 800 = 178.351$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{800 \cdot 10^3}{1509.093 \cdot 1000} = 63.614$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{63.614}{6} = 10.602$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

$$\underline{m} = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{0.28}{0.22} = 1.273 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10.602}{\pi \cdot 1.273}} = 219.715$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 1.273 \cdot 219.715 = 279.637$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 220 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$\underline{S} = 280 \text{ мм}$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 220^2 \cdot 280 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 63.862$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{1509.093 \cdot 63.862 \cdot 1000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 803.118$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де } P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{803.118 + 800}{2} = 801.559 \text{ кВт - середня потужність;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{esp}} \cdot 100 = \frac{|803.118 - 800|}{801.559} \cdot 100 = 0.389 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{178.351 \cdot 42424.124}{3.6} = 2101771.12$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_{ep} = 1000 \cdot 803.118 = 803117.993$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{803117.993}{2101771.12} \cdot 100 = 38.211$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2101771.12 \cdot 0.381 = 800000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|803117.993 - 800000|}{803117.993} \cdot 100 = 0.388$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 2101771.12 = 378318.802$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 198.133 = 118.880$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 220^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 280 = 0.01064$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{118.88 \cdot 0.01064 \cdot 1000 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 63.26625$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.П}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 63.266 = 63266.247$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.П}} = 378318.802 + 63266.247 = 441585.049$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{441585.04904 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.01265$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.013 \cdot 98}{0.9} = 1.377$$

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 1.377 = 1377.099$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 378318.8 + 63266.2 + 1377.1 = 442962.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{442962.148}{2101771.12} \cdot 100 = 21.076$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 325.73 - 273 = 52.73$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 52.73 = 29.116$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 0.981 \cdot 33.527 \cdot 507 = 16681.105$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.95 \cdot 29.116 \cdot 52.73 = 1458.102$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16681.1 - 1458.1 = 15223$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{178.351}{3.6} \cdot 15223.003 = 754176.263$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{754176.263}{2101771.12} \cdot 100 = 35.883$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{198.133}{1707.227} \cdot 0.431 = 0.05$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.05 \cdot 2101771.12 = 105034.375$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 378318.802 + 105034.375 - 442962.148 = 40391.029$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.039 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 5.358 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{5.358 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.679$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 2.679 = 2679.019$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 40391.029 + 2679.019 = 43070.047$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{43070.047}{2101771.12} \cdot 100 = 2.049$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 803117.993 \\ 442962.148 \\ 754176.263 \\ 43070.047 \end{pmatrix} = 2043326.451$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 2101771.1 - 2043326.5 = 58444.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{58444.669}{2101771.120} \cdot 100.000 = 2.781$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2101771.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 803118.0$	$q_e = 38.2$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 754176.3$	$q_{\Gamma} = 35.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 442962.1$	$q_B = 21.1$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 43070$	$q_M = 2.0$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 58444.7$	$q_{HB} = 2.8$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 38.211 + 35.883 + 21.076 + 2.049 + 2.781 = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = \frac{0.011}{12.5 - 1} = 9.255 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'} = 0.011 + 9.255 \times 10^{-4} = 0.012$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 9.255 \times 10^{-4} \cdot 1.452 = 1.344 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00093$	$p(0) = 209$	$V(180) = 0.01157$	$p(180) = 209$
$V(10) = 0.00103$	$p(10) = 209$	$V(190) = 0.01151$	$p(190) = 210.509$
$V(20) = 0.00133$	$p(20) = 209$	$V(200) = 0.01133$	$p(200) = 215.149$
$V(30) = 0.00181$	$p(30) = 209$	$V(210) = 0.01103$	$p(210) = 223.284$
$V(40) = 0.00245$	$p(40) = 209$	$V(220) = 0.01061$	$p(220) = 235.568$
$V(50) = 0.00323$	$p(50) = 209$	$V(230) = 0.01007$	$p(230) = 253.05$
$V(60) = 0.0041$	$p(60) = 209$	$V(240) = 0.00942$	$p(240) = 277.338$
$V(70) = 0.00503$	$p(70) = 209$	$V(250) = 0.00867$	$p(250) = 310.887$
$V(80) = 0.00598$	$p(80) = 209$	$V(260) = 0.00783$	$p(260) = 357.496$
$V(90) = 0.00693$	$p(90) = 209$	$V(270) = 0.00693$	$p(270) = 423.182$
$V(100) = 0.00783$	$p(100) = 209$	$V(280) = 0.00598$	$p(280) = 517.752$
$V(110) = 0.00867$	$p(110) = 209$	$V(290) = 0.00503$	$p(290) = 657.731$
$V(120) = 0.00942$	$p(120) = 209$	$V(300) = 0.0041$	$p(300) = 871.862$
$V(130) = 0.01007$	$p(130) = 209$	$V(310) = 0.00323$	$p(310) = 1211.361$
$V(140) = 0.01061$	$p(140) = 209$	$V(320) = 0.00245$	$p(320) = 1767.081$
$V(150) = 0.01103$	$p(150) = 209$	$V(330) = 0.00181$	$p(330) = 2685.802$
$V(160) = 0.01133$	$p(160) = 209$	$V(340) = 0.00133$	$p(340) = 4116.772$
$V(170) = 0.01151$	$p(170) = 209$	$V(350) = 0.00103$	$p(350) = 5852.928$

V(360) = 0.00093	p(360) = 6752.964	V(540) = 0.01157	p(540) = 773.434
V(370) = 0.00103	p(370) = 10467.095	V(550) = 0.01151	p(550) = 235
V(380) = 0.00133	p(380) = 10467.095	V(560) = 0.01133	p(560) = 235
V(390) = 0.00181	p(390) = 7304.166	V(570) = 0.01103	p(570) = 235
V(400) = 0.00245	p(400) = 5054.608	V(580) = 0.01061	p(580) = 235
V(410) = 0.00323	p(410) = 3626.498	V(590) = 0.01007	p(590) = 235
V(420) = 0.0041	p(420) = 2715.764	V(600) = 0.00942	p(600) = 235
V(430) = 0.00503	p(430) = 2119.623	V(610) = 0.00867	p(610) = 235
V(440) = 0.00598	p(440) = 1717.393	V(620) = 0.00783	p(620) = 235
V(450) = 0.00693	p(450) = 1438.276	V(630) = 0.00693	p(630) = 235
V(460) = 0.00783	p(460) = 1.24×10^3	V(640) = 0.00598	p(640) = 235
V(470) = 0.00867	p(470) = 1.097×10^3	V(650) = 0.00503	p(650) = 235
V(480) = 0.00942	p(480) = 991.892	V(660) = 0.0041	p(660) = 235
V(490) = 0.01007	p(490) = 915.089	V(670) = 0.00323	p(670) = 235
V(500) = 0.01061	p(500) = 859.258	V(680) = 0.00245	p(680) = 235
V(510) = 0.01103	p(510) = 819.729	V(690) = 0.00181	p(690) = 235
V(520) = 0.01133	p(520) = 793.41	V(700) = 0.00133	p(700) = 235
V(530) = 0.01151	p(530) = 778.341	V(710) = 0.00103	p(710) = 235

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 18263.991$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{18263.991}{0.011 \cdot 1000} = 1715.941$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1715.941 \cdot 0.98 = 1681.622$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = \frac{1707.227 + 1681.622}{2} = 1694.425$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1707.227 - 1681.622}{1694.425} \right| \cdot 100 = 1.511$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

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

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

$Df_1 = 10^\circ$ п.к.в;

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

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

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

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

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6752.964 = 8103.557$$

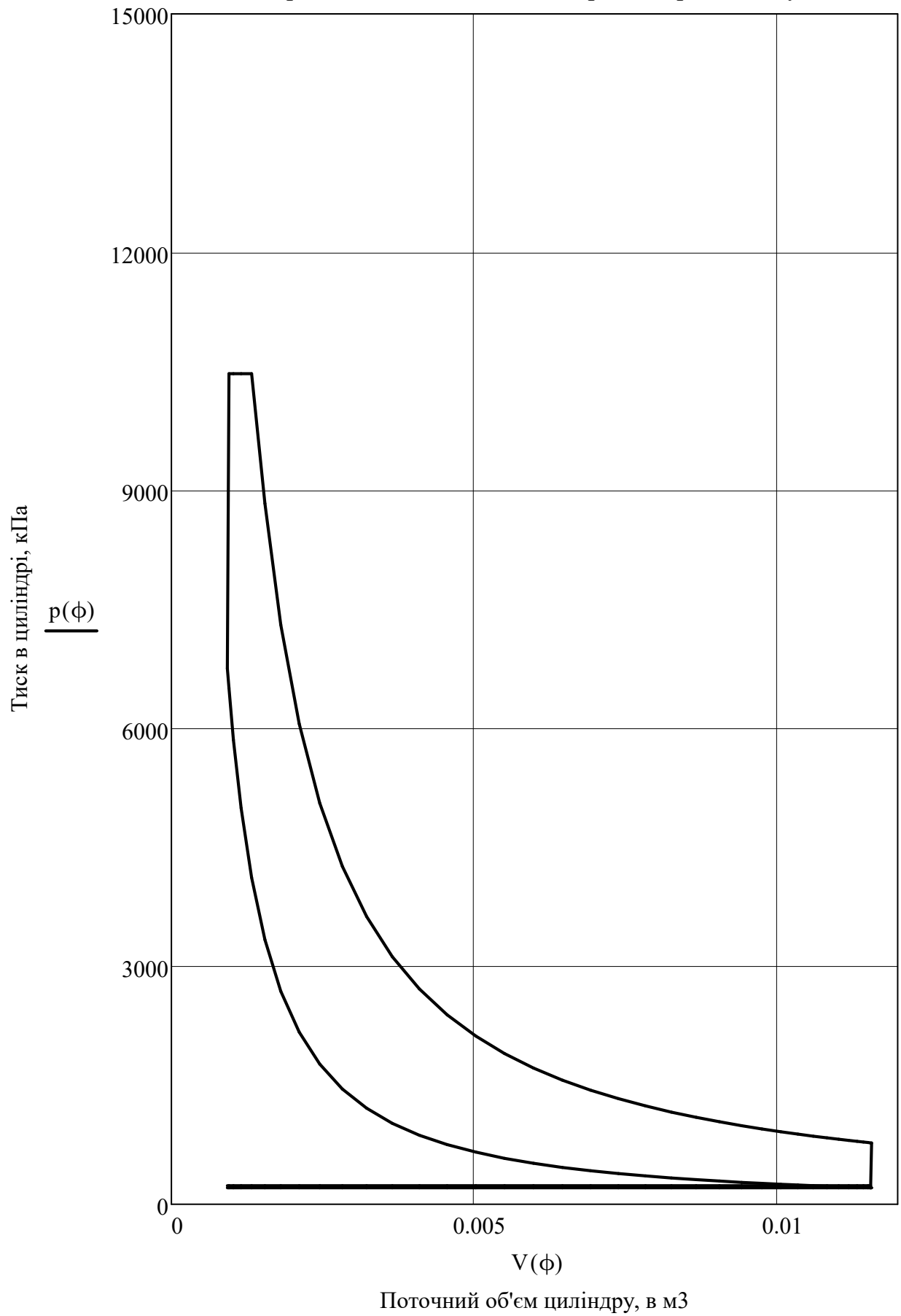
Максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\max} = 10467.095$$

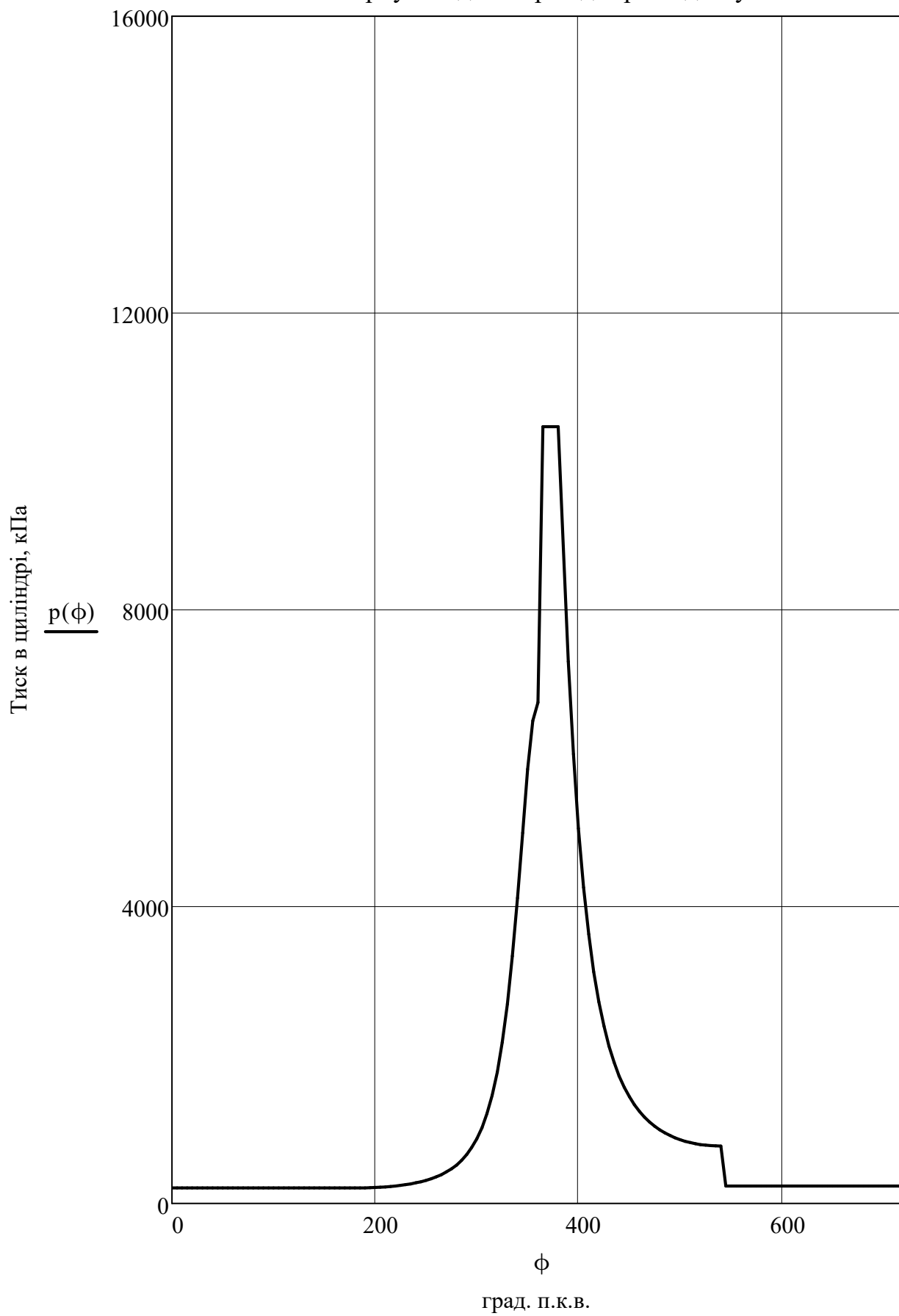
Ординати точок на діаграмі

точка r, в мм	точка c'', в мм	точка z _d , в мм
$\frac{p_r}{m_p} = \frac{235}{50} = 4.7$	$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{8103.557}{50} = 162.071$	$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{10467.095}{50} = 209.342$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

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

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

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

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

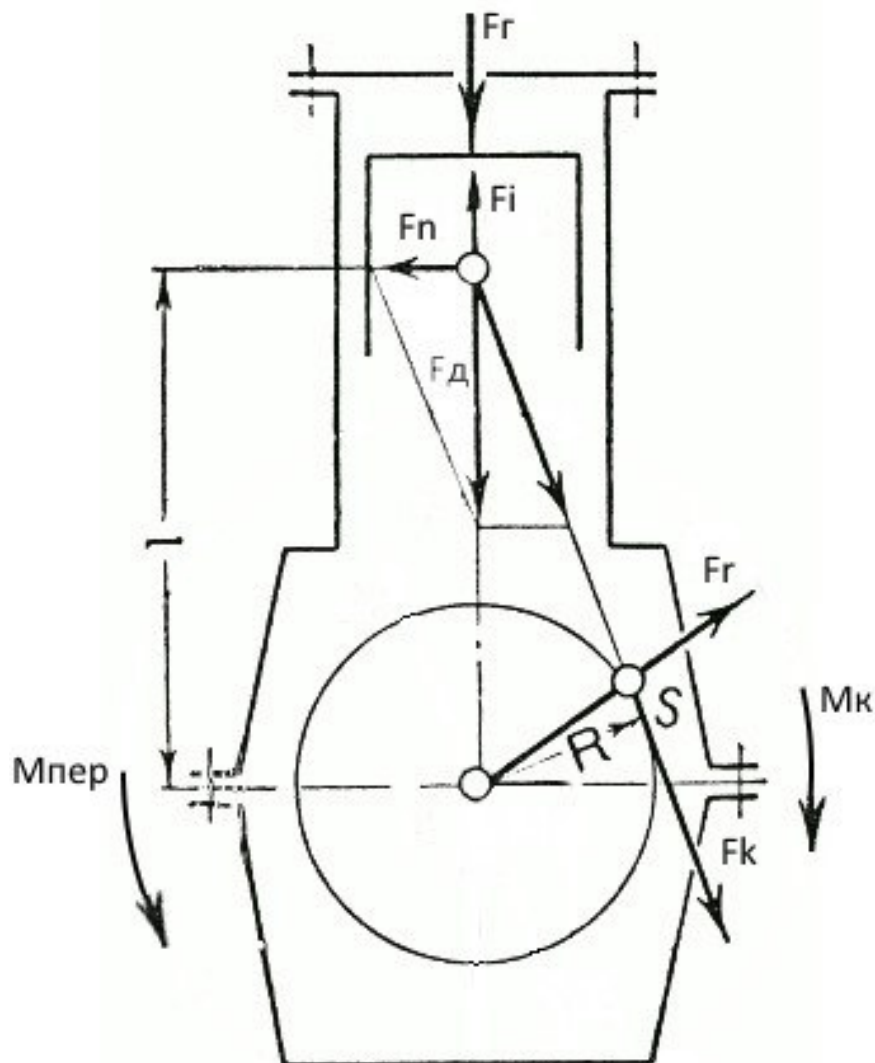


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 43 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 53.2 \quad \text{кг - маса шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 43 + \frac{1}{3} \cdot 53.2 = 60.733$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{280}{2 \cdot 10^3} = 0.14$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.14}{0.256} = 0.547$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 220^2}{4 \cdot 10^6} = 0.038$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104.72$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

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

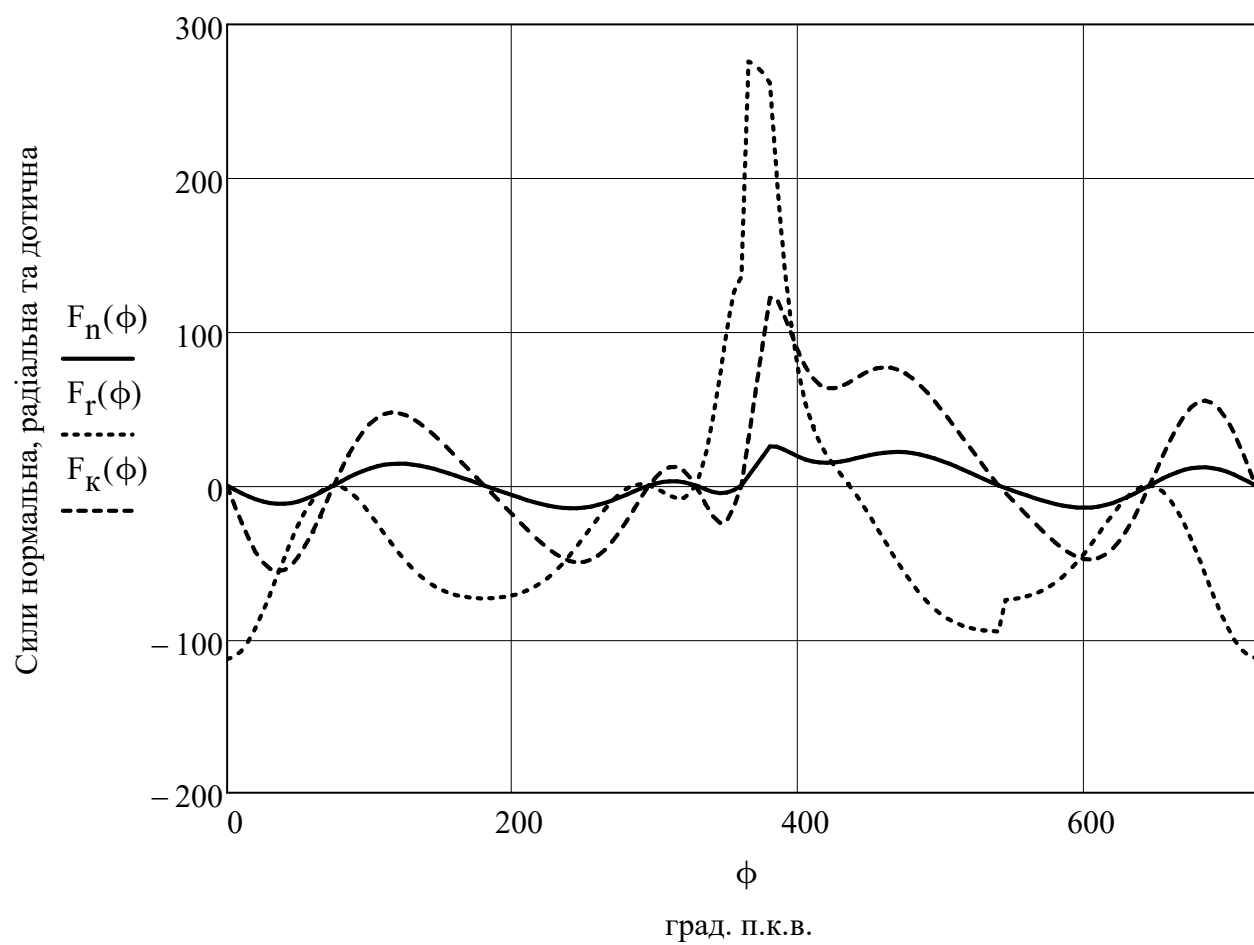
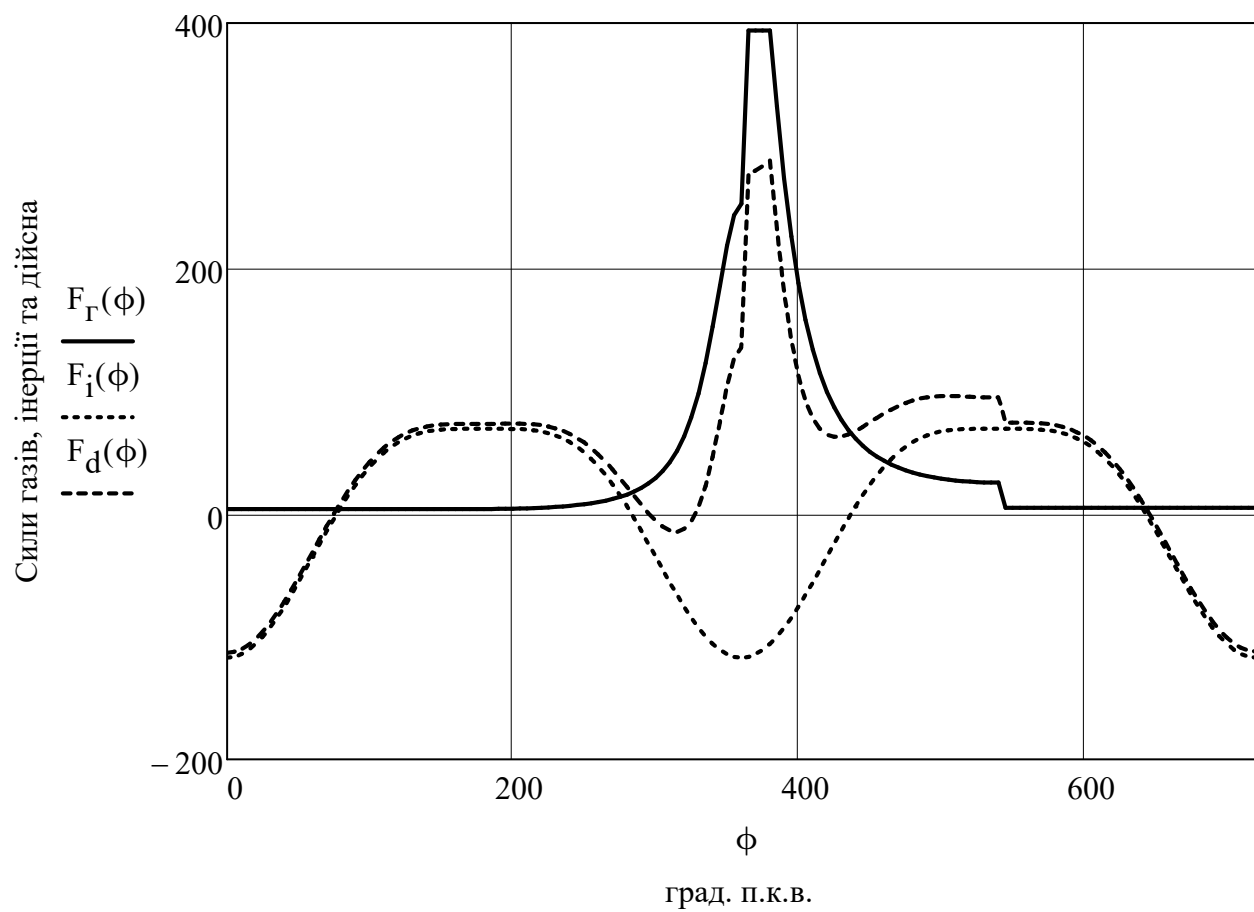
$F_r(0) = 4.094$	$F_i(0) = -117.112$	$F_d(0) = -113.018$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 4.094$	$F_i(30) = -92.685$	$F_d(30) = -88.591$	$M_k(30) = -7.588$
$F_r(60) = 4.094$	$F_i(60) = -34.686$	$F_d(60) = -30.592$	$M_k(60) = -4.196$
$F_r(90) = 4.094$	$F_i(90) = 23.87$	$F_d(90) = 27.964$	$M_k(90) = 3.915$
$F_r(120) = 4.094$	$F_i(120) = 58.556$	$F_d(120) = 62.65$	$M_k(120) = 6.599$
$F_r(150) = 4.094$	$F_i(150) = 68.815$	$F_d(150) = 72.909$	$M_k(150) = 3.963$

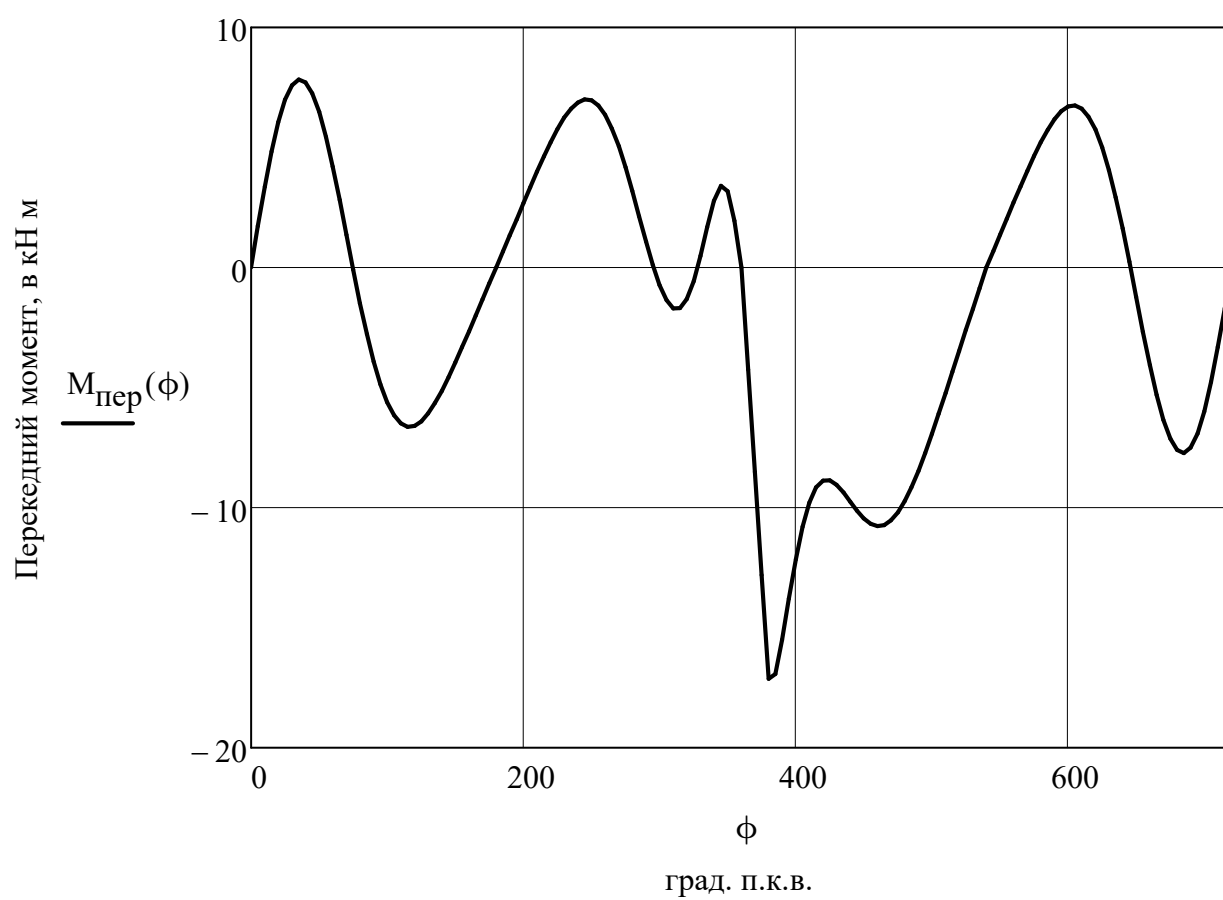
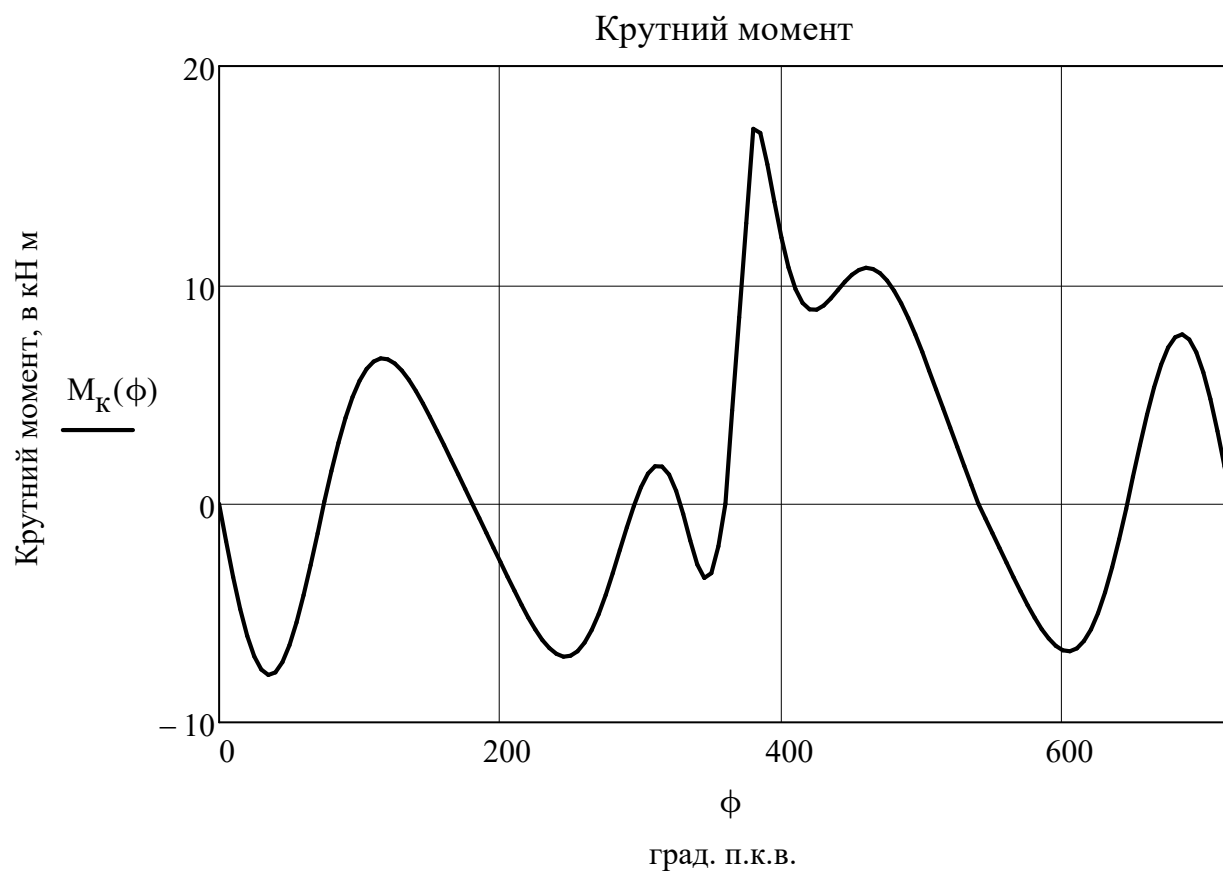
$F_r(180) = 4.094$	$F_i(180) = 69.372$	$F_d(180) = 73.466$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 4.637$	$F_i(210) = 68.815$	$F_d(210) = 73.452$	$M_k(210) = -3.992$
$F_r(240) = 6.692$	$F_i(240) = 58.556$	$F_d(240) = 65.248$	$M_k(240) = -6.872$
$F_r(270) = 12.236$	$F_i(270) = 23.87$	$F_d(270) = 36.106$	$M_k(270) = -5.055$
$F_r(300) = 29.292$	$F_i(300) = -34.686$	$F_d(300) = -5.395$	$M_k(300) = 0.740$
$F_r(330) = 98.245$	$F_i(330) = -92.685$	$F_d(330) = 5.56$	$M_k(330) = -0.476$
$F_r(360) = 252.852$	$F_i(360) = -117.112$	$F_d(360) = 135.739$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 273.804$	$F_i(390) = -92.685$	$F_d(390) = 181.119$	$M_k(390) = 15.512$
$F_r(420) = 99.384$	$F_i(420) = -34.686$	$F_d(420) = 64.698$	$M_k(420) = 8.874$
$F_r(450) = 50.823$	$F_i(450) = 23.87$	$F_d(450) = 74.693$	$M_k(450) = 10.457$
$F_r(480) = 33.854$	$F_i(480) = 58.556$	$F_d(480) = 92.41$	$M_k(480) = 9.733$
$F_r(510) = 27.31$	$F_i(510) = 68.815$	$F_d(510) = 96.125$	$M_k(510) = 5.225$
$F_r(540) = 25.55$	$F_i(540) = 69.372$	$F_d(540) = 94.922$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 5.082$	$F_i(570) = 68.815$	$F_d(570) = 73.897$	$M_k(570) = -4.016$
$F_r(600) = 5.082$	$F_i(600) = 58.556$	$F_d(600) = 63.638$	$M_k(600) = -6.703$
$F_r(630) = 5.082$	$F_i(630) = 23.87$	$F_d(630) = 28.952$	$M_k(630) = -4.053$
$F_r(660) = 5.082$	$F_i(660) = -34.686$	$F_d(660) = -29.604$	$M_k(660) = 4.06$
$F_r(690) = 5.082$	$F_i(690) = -92.685$	$F_d(690) = -87.603$	$M_k(690) = 7.503$
$F_r(720) = 5.082$	$F_i(720) = -117.112$	$F_d(720) = -112.03$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -113.018$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -11.434$	$F_r(30) = -71.005$	$F_k(30) = -54.197$	$M_{пер}(30) = 7.588$
$F_n(60) = -6.955$	$F_r(60) = -9.272$	$F_k(60) = -29.971$	$M_{пер}(60) = 4.196$
$F_n(90) = 7.406$	$F_r(90) = -7.406$	$F_k(90) = 27.964$	$M_{пер}(90) = -3.915$
$F_n(120) = 14.244$	$F_r(120) = -43.661$	$F_k(120) = 47.135$	$M_{пер}(120) = -6.599$

$F_n(150) = 9.41$	$F_r(150) = -67.846$	$F_k(150) = 28.305$	$M_{\text{пер}}(150) = -3.963$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -73.466$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -9.48$	$F_r(210) = -68.351$	$F_k(210) = -28.516$	$M_{\text{пер}}(210) = 3.992$
$F_n(240) = -14.835$	$F_r(240) = -45.471$	$F_k(240) = -49.089$	$M_{\text{пер}}(240) = 6.872$
$F_n(270) = -9.562$	$F_r(270) = -9.562$	$F_k(270) = -36.106$	$M_{\text{пер}}(270) = 5.055$
$F_n(300) = 1.226$	$F_r(300) = -1.635$	$F_k(300) = 5.285$	$M_{\text{пер}}(300) = -0.74$
$F_n(330) = -0.718$	$F_r(330) = 4.457$	$F_k(330) = -3.402$	$M_{\text{пер}}(330) = 0.476$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 135.739$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{\text{пер}}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 23.376$	$F_r(390) = 145.166$	$F_k(390) = 110.804$	$M_{\text{пер}}(390) = -15.512$
$F_n(420) = 14.71$	$F_r(420) = 19.61$	$F_k(420) = 63.385$	$M_{\text{пер}}(420) = -8.874$
$F_n(450) = 19.781$	$F_r(450) = -19.781$	$F_k(450) = 74.693$	$M_{\text{пер}}(450) = -10.457$
$F_n(480) = 21.01$	$F_r(480) = -64.401$	$F_k(480) = 69.525$	$M_{\text{пер}}(480) = -9.733$
$F_n(510) = 12.406$	$F_r(510) = -89.45$	$F_k(510) = 37.319$	$M_{\text{пер}}(510) = -5.225$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -94.922$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -9.537$	$F_r(570) = -68.766$	$F_k(570) = -28.689$	$M_{\text{пер}}(570) = 4.016$
$F_n(600) = -14.469$	$F_r(600) = -44.35$	$F_k(600) = -47.878$	$M_{\text{пер}}(600) = 6.703$
$F_n(630) = -7.667$	$F_r(630) = -7.667$	$F_k(630) = -28.952$	$M_{\text{пер}}(630) = 4.053$
$F_n(660) = 6.731$	$F_r(660) = -8.973$	$F_k(660) = 29.003$	$M_{\text{пер}}(660) = -4.06$
$F_n(690) = 11.306$	$F_r(690) = -70.213$	$F_k(690) = 53.593$	$M_{\text{пер}}(690) = -7.503$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -112.03$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	700	803	14,7
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1870	1509	-19,3
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,45	0,381	-15,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,89	0,884	-0,7
5	Питома ефективна витрата	b_e	Γ	195	223	14,4
	палива		(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	220	220	0,0
7	Хід поршня	S	мм	280	280	0,0

Згідно із завданням на проектування ефективна потужність проектного двигуна була збільшена на 100 кВт. Після виконання розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, реальний приріст потужності склав 103 кВт, що склало різницю між потужностями прототипу та проектного двигуна у 14,7% на користь останнього.

Зростання потужності в даній роботі було реалізовано за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого валу. Так збільшення у проектного двигуна частоти обертання колінчастого валу до 1000 об/хв., проти 750 об/хв у прототипу. В результаті це дозволило знизити тиск наддуву з 280 кПа до 220, що позитивно вплине на теплову та механічну напруженість в циліндрі, хоча середній ефективний тиск зменшився на 19,3%.

Збільшення частоти обертання вплинуло на ефективність робочого циклу, в першу чергу через те що збільшились механічні втрати в двигуні. Як наслідок збільшення питомої ефективної витрати палива на 14,4% та зниження ефективності робочого циклу на 15,3%, що видно з таблиці 2.1 при порівнянні ефективного ККД двигуна-прототипу та проектного.

Збільшення частоти обертання а разом з ним і зростання механічних втрат призвело до зниження механічного ККД на 0,7%.

Тим не менш в результаті розрахунку параметрів робочого циклу, оптимізації вхідних параметрів вдалося зберегти геометричні параметри циліндру як у прототипу.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						43
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та обґрунтування заходів та конструкторських рішень що будуть прийняті в проекті.

Конструктивно-технологічні рішення, які мають бути реалізовані на двигуні для забезпечення характеристик, що регламентуються:

При підвищеній форсованості робочого циклу двигуна, порівняно із прототипом, аналізуючи досвід вітчизняних та зарубіжних двигунобудівних підприємств по відпрацюванню даного питання, визначаємо що основне і найбільше збільшення навантажень відбувається на наступних деталях та вузлах: втулка робочого циліндру, поршень, поршневий палець, компресійні кільця. Приведені розрахунки робочого процесу двигуна, теплового балансу, та розрахунки на міцність вищевказаних деталей доводять надійність даних елементів двигуна оскільки механічні навантаження не виходять за межі міцності матеріалу деталей. Але особливо навантаженими під час форсування двигуна є випускний клапан та сідло клапана. Незначне скорочення запасів міцності деталей двигуна, в порівнянні із прототипом можна компенсувати і в деяких випадках навіть поліпшити умови роботи за допомогою наступних заходів:

Застосування пристосування для притирання газових клапанів до сідел, дозволило спростити дану операцію при його експлуатації та ремонті, що особливо важливо. Крім того значно спростилося конструкція випускного клапана. А саме – відпала необхідність в технологічних свердленнях на тарілці клапана, виконаних на прототипі з метою встановлення притирального інструменту. В наслідок цього значно спростилося виготовлення клапана. Але найважливішим є те, що експлуатація двигунів прототипів показала що зазначені свердлення були місцями виникнення підвищеної температури і накопичення нагару, що приводило до місцевого перегрівання і, як наслідок, підвищення аварійності під час перевантажень двигуна. Позбавлення від даної проблеми значно поліпшить тепловий стан клапану, а також вузла клапан – сідло в цілому.

Також для поліпшення умов праці цього важливого вузла є застосування охолодження сідла клапана. Як видно з розрахунків, механічні навантаження зростають на незначні величини і суттєво не впливають на надійність. Натомість теплове навантаження зростає досить значно.

Оскільки методика точного обчислення росту теплових навантажень досить складна і на даному етапі проектування неможлива, в своєму проекті я використовую непрямі методи обґрунтування, такі як досвід вітчизняних та закордонних двигунобудівних підприємств і технічна література, що дає можливість стверджувати що при підвищенні потужності двигуна з 705 кВт до 800 кВт, тобто на 14% тепловий потік від сідла до кришки циліндра, який необхідно відвести орієнтовно зросте на 6-11%. Дана величина не є граничною, тобто не унеможливілює роботу двигуна, але негативним чином впливає на ресурс вузла, спричиняючи підвищення зносу контактних поверхонь. При цьому можливе скорочення ресурсу до 10-15%.

Для того щоб зменшити вплив вказаного фактору і не допустити скорочення ресурсу двигуна, на проектуваному двигуні застосоване охолодження сідла клапана шляхом підведення до сідла клапана охолоджуючої рідини.

Для забезпечення надійного ущільнення посадки застосовуємо сучасний полімерний клеючий засіб “Лактайн” який наноситься на контактні поверхні кришки робочого циліндру, і має міцність шва порівняною із зварним з’єднанням. Даний метод широко використовується закордонними двигунобудівними підприємствами. Показав високу ефективність, надійність та технологічність.

Прийняті в проекті розміри робочих поверхонь основних навантажених деталей забезпечують помірні навантаження і напруження в них.

Застосування якісних легованих сталей з високими механічними властивостями для виготовлення деталей з багатоцикловим навантаженням при роботі двигуна, та застосування високоміцного чавуну для корпусних деталей і тронка поршня, навантажених дією газових сил, забезпечує високу зносостійкість і надійність роботи вузлів і деталей двигуна.

Для підвищення зносостійкості робочих поверхонь рухомих деталей застосовані термічні, хіміко-термічні обробки, а також зносостійкі гальванічні покриття і твердосплавні наплавлення.

Застосовані покриття для припрацювання робочих поверхонь деталей, що здійснюють зворотно-поступальні переміщення.

Для забезпечення необхідної герметичності застосовані сучасні ущільнюючі матеріали.

Для виключення вивертання деталей кріплення застосовані сучасні контровочні матеріали.

Для зменшення шуму двигуна застосоване акустичне закриття штовхачів приводу клапанів і газового стику кришка - втулка циліндрова з боку розподільного валу.

3.2 Розробка випускного клапана.

У двигуні 6 ЧН 22/28 застосовуємо керовані випускні клапани. Клапани піддаються вельми сильному нагріву під час процесу випуску.

Найважчим періодом для клапанів є стадії підняття та пускання клапана під час випуску. Протягом цього періоду газу витікають з циліндра з критичною швидкістю, що перевищує звично 600 м/сек при температурі близько 1200° С. При цьому вся поверхня головки нагрівається, тепло відводиться лише через направляючу втулку, а опорна поверхня не бере участі у віддачі тепла.

Унаслідок обмеженого відведення тепла, температура головки випускного клапана двигуна може досягти 800° С. У таких важких температурних умовах клапан піддається дії сил тиску газів, сил пружин і сил інерції деталей механізму передачі.

При проектуванні клапанного механізму було враховано ряд чинників, що впливають на роботу клапана, основні з них наступні:

- напруженість робочого процесу, і в першу чергу процесу випуску;

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						46
Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата		

- збільшення навантаження на двигун при незмінному числі обертів валу викликало погіршення умов роботи клапана унаслідок збільшення теплового навантаження на деталі клапанного механізму;

- збільшення тиску наддуву та протитиску на випуску, а також підвищення температури на впусканні та випуску;

- нерівномірність нагрівання клапану через підведення тепла до найбільш нагрітої частини випускного клапана: головки та нижньої частини стрижня;

- вплив встановлення турбіни на випуску.

Найчастіші дефекти клапанів:

- зависання;

- вигоряння фаски;

- місцевий перегрів головки клапана і його викривлення;

- обрив головки клапана;

Основними причинами цих дефектів є:

- перекіс клапана в поєднанні з ударним навантаженням при роботі;

- корозія фасок, попадання між фаскою і сідлом клапана крупинок нагару, шматочків від поршнів і поршневих кілець, перешкоджаючих щільній посадці клапана;

- перегрів і виплавка ділянок фаски.

Для того щоб ефективно протистояти вказаним шкідливим факторам конструкція клапана має забезпечувати рівномірний нагрів і охолодження. В іншому випадку деформація сідел викликає порушення щільності посадки.

Матеріал клапана і сідла повинен мати високі механічні властивості при підвищеній температурі.

Коли клапан закритий, тепло відводиться через опорну фаску головки, а також через стрижень клапана. Для поліпшення відведення тепла зазор між направляючою втулкою і стрижнем виконують мінімально допустимим для роботи без заїдання. З тією ж метою направляючу втулку доцільно наблизити до головки клапана, проте при надмірно низькому розташуванні втулки погіршується процес очищення циліндра від продуктів згоряння.

Клапан, показаний на кресленні 3 називається плоским (тарілковим). Він відрізняється відносно великою товщиною головки, малим радіусом переходу від стрижня до головки і плоским торцем головки. Ця форма найбільш проста у виготовленні і відрізняється порівняно низькою вартістю виготовлення. В разі застосування малого радіусу переходу і плоскої форми головки знижується вага.

Випускні клапани двигуна забезпечуються механізмами їх повороту.

З'єднання тарілки стрижня за допомогою конічних сухарів, вживане в двигуні, слід визнати найбільш доцільним. Таке з'єднання характеризується зручністю збирання - розбирання. Конструкція відрізняється щільним сполученням сухарів з тарілкою і із стрижнем.

При вказаній формі виточки в стрижні під сухарі з'єднання не послаблює стрижень. Для попередження аварії в наслідок поломки пружин їх на клапані дві, крім того у відповідній виточці на стрижні клапана встановлене пружинне кільце, що не дозволяє клапану провалюватися в циліндр.

Для випускних клапанів застосовано жаростійку сталь хром-нікелеву ЭЯ2, можливе використання сильхромо-вих сталей ЭСХ8М або ЗСЭСХ&МА.

Надійна робота клапана значною мірою залежить також від чистоти обробки поверхонь. Перехід від головки до стрижня повинен бути виконаний плавно; гострі кути і кромки у виточках, ризики і подряпини не допускаються щоб уникнути концентрації напруги. Відсутність прихованих вад в металі встановлюють магнітними і рентгенологічними методами контролю

З метою підвищення зносостійкості і антикорозійних властивостей фаску клапану покривають стелітом – складним сплавом з кобальту, хрому, вольфраму і інших елементів; можливе застосування і інших сплавів.

Заготовку клапана штампують в гарячому стані з прутка.

Подальшою механічною і термо - хімічною обробкою досягаються необхідні розміри і механічні якості. Особливе значення має співвісність стрижня клапана і фаски клапана, співвісність направляючої і фаски сідла і циліндричність стрижня.

Клапан, виготовляється з сталеної поковки за ГОСТ 8479-70. Оскільки такий спосіб дозволяє отримати більш щільну структуру метала, без шкідливих обривів

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						48
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

волокон матеріалу. Твердість деталі 269...302 НВ. На клапані не допускаються тріщини, закови, окалина, відбитки, забоїни, скупчення волосин, подряпини, не провари. Верхню частину стрижня клапана фосфатують і частково піддають азотуванню на глибину 0,1...0,3 мм, після чого азотована частина стрижня клапана має твердість не меншу за 460 НВ. Після цього контактуючу із сідлом поверхню наплавляють після чого піддають штучному старінню. На зовнішній поверхні наплавки крім ділянок Д та Е припустимі окремі одиночні раковини найбільшим вимірюванням та глибиною 0,5 мм із проміжком між сусідніми раковинами не менше 10 мм, загальною кількістю не більше 3. Далі наплавлену поверхню шліфують і полірують. Правка клапана на всіх стадіях механічної обробки не припускається.

3.3 Розрахунок міцності клапана

Розрахунок випускного клапана .

Визначення основних параметрів клапана .

Площа прохідного перетину горловини клапана.

$$f_n = \frac{F_n \cdot C_m}{i \cdot V_r}$$

де F_n - площа поршня, m^2 ; $F_n = \frac{\pi D^2}{4}$

$F_n = 0,0379 m^2$

$D = 0,22 m$ - діаметр циліндра.

C_m - середня швидкість поршня, m/s ; $C_m = \frac{Sn}{30}$

$S = 0,28 m$ - хід поршня;

$i = 2$ число клапанів в одному циліндрі ;

$n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ - частота обертання колінчатого вала;

$V_r = 50 m/s$ - швидкість газів в горловині клапана ($V_r = 50-90 m/s$)

$C_m = 7 m/s$

$f_n = 0,00265 m^2$

Діаметр горловини клапана

Для одного клапана в кришці d_r не повинен перевищувати $(0,4 - 0,54) D$, для двох клапанів - $(0,25 - 0,42) D$,

де D - діаметр циліндра, м.

$$d_r = 0,07m$$

Умова виконується

Максимальна висота підйому клапана

$$h_{k \max} = \frac{d_r}{4 \cos \alpha}$$

де α - кут нахилу фаски клапана, град ;

$$\alpha = 45^\circ$$

$$h_{k \max} = 0,0247 \text{ м}$$

Діаметр стрижня клапана:

$$d_{ст} = 0,27 * d_r .$$

$$d_{ст} = 0,0189 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр тарілки клапана

$$d_{тн} = (1,1 - 1,16) d_r, \text{ м.}$$

1,1 - конструктивний коефіцієнт;

$$d_{тн} = 0,077 \text{ м}$$

Товщина тарілки клапана

$$d = (0,15 - 0,18) d_r, \text{ м.}$$

0,18 - число с проміжку;

$$d = 0,0126 \text{ м}$$

Довжина клапана

$$l = (2,5 - 3,5) d_r, \text{ м.}$$

3,0 - число с проміжку;

$$l = 0,318 \text{ м}$$

Радіус переходу від тарілки клапана до стрижню

$$r_1 = (0,25 - 0,3) d_r, \text{ м.}$$

0,3 - число с проміжку;

$$r_1 = 0,021 \text{ м}$$

Розрахунок випускного клапана на міцність.

Розрахунок тарілки клапана.

Тарілку клапана розглядають як плоский диск, вільне обпертий по контуру і навантажений рівномірно розподіленим тиском.

Напруга вигину в тарілці клапана

$$\sigma_u = \frac{d_{TH}^2}{\delta^2} \cdot P_z$$

де d_{TH} - зовнішній радіус тарілки клапана, м;

δ - товщина тарілки клапана, м;

P_z - тиск спалаху, МПа.

$$P_z = 19,294 \text{ МПа}$$

$$s_H = 180,136 \text{ МПа}$$

$$s_H \leq (s_H)$$

$(s_H) = 180\text{-}200\text{МПа}$ - для високоміцних сталей.

Умова виконується

Розрахунок стрижня клапана

Стрижень клапана розглядають як короткий стрижень, підданий стисненню силою, діючої упродовж осі стрижня.

Сила що діє на клапан в момент відкриття.

$$P_k = P_r + P_{n \min} + P_{\omega 1}$$

де P_r - сила тиску газів на тарілку клапана у момент відкриття.

$$P_r = \frac{\pi \cdot d_{TK}^2 \cdot (P'_e - 0,1)}{4}$$

P'_e - тиск газів в циліндрі на початку випуску (визначається по індикаторній діаграмі).

$$P'_e = 1,01 \text{ МПа}$$

$$P_r = 0,00423 \text{ МН}$$

$P_{n \min}$ - мінімальна сила пружини, МН;

$$P_{n \min} = (P_{n1} + P_{e1}) \cdot 10^{-6}$$

$P_{н1}$ - мінімальне зусилля зовнішньої пружини, Н;

$$P_{н1} = \frac{G \cdot d_n^4 \cdot f_{н1}}{8 \cdot D_n^3 \cdot n_n \cdot \kappa_2}$$

$d_n = 6$ мм - діаметр дроту зовнішньої пружини клапана;

D_n - середній діаметр зовнішньої пружини, мм;

$D_n = (0,7-0,9)d_n$, мм; обираємо 0,9;

$D_n = 63$ мм

$n_n = 9$ - число робочих витків зовнішньої пружини;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа - модуль зсуву

$f_{н1}$ - мінімальний (попередній) прогин пружини, мм;

$f_{н1} = 12$ мм

κ_2 - поправочний коефіцієнт;

$$\kappa_2 = 1 + \frac{1}{2 \cdot C} - \frac{1}{2 \cdot C^2}$$

C - індекс пружини;

$$C = \frac{D_n}{d_n}$$

$C = 10,5$

$\kappa_2 = 1,043$

$P_{н1} = 66,252$ Н

$$P_{в1} = \frac{G \cdot d_v^4 \cdot f_{в1}}{8 \cdot D_v^3 \cdot n_v \cdot \kappa_2}$$

$d_v = 4$ мм - діаметр дроту внутрішньої пружини клапана;

D_v - середній діаметр внутрішньої пружини, мм;

$D_v = (0,5-0,65)d_v$, мм; приймаємо 0,6;

$D_v = 0,042$ м

$n_v = 9$ - число робочих витків внутрішньої пружини;

$f_{в1}$ - мінімальний (попередній) прогин пружини, мм;

$f_{в1} = 12$ мм

$P_{в1}$ - мінімальне зусилля внутрішньої пружини, Н;

$P_{в1} = 44,168$ Н

$P_{\min} = 0,000110$ МН

Сила інерції деталей механізму газорозподілу, приведена до осі клапана, у момент відкриття клапана.

$$P_{w1} = m_k \cdot w_{k1} \cdot 10^{-6}, \text{ МН};$$

де m_k - маса деталей механізму газорозподілу, приведена до осі клапана, кг;

w_{k1} - прискорення клапана у момент відкриття, м/с²;

$$m_k = m_{кл} + 1 \cdot m_{пр} / 3, \text{ кг};$$

де $m_{кл}$ - маса комплексу клапана (клапан, тарілка, замок), кг;

$$m_{кл} = 0,3 \text{ кг}$$

$m_{пр}$ - маса пружин, кг;

$$m_{пр} = 0,1 \text{ кг}$$

$$m_k = 0,333 \text{ кг}$$

$$w_{k1} = w_k^2 \cdot (r_1 - r_0) \cdot \cos j, \text{ м/с}^2;$$

$$w_k = p \cdot n_k / 30, \text{ рад/с};$$

где n_k - частота обертання розподільного вала, хв⁻¹;

для чотиритактних ДВЗ $n_k = n / 2$

n - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

$$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_k = 500 \text{ хв}^{-1}$$

$$w_k = 39,25 \text{ рад/с};$$

$j = 0^\circ$ - кут при русі по дузі кулачка;

r_0 - радіус початкового кола кулачка, м;

$$r_0 = (1,2-2)h_k, \text{ м};$$

где h_k - висота кулачка, м;

$$h_k = h_{kmax}$$

1,5 - число з проміжку;

$$r_0 = 0,0371 \text{ м}$$

$$r_1 - \text{радіус спряження, м}; \quad r_1 = \frac{r_0^2 + r_2^2 - r_2^2 - 2 \cdot r_0 \cdot b \cdot \cos \frac{\varphi_T}{2}}{2 \cdot \left(r_0 - r_2 - b \cdot \cos \frac{\varphi_T}{2} \right)}$$

$$b = r_0 + h_k - r_2, \text{ м};$$

$r_2 \geq 1,5$ мм-радіус закруглення при вершині кулачка

$r_2 = 1,6$ мм

$b = 0,0602$ м

j_T - теоретичний кут дії кулачка;

для чотиритактних ДВЗ $j_T = Q/2$

Q - тривалість відкриття клапана впускання;

для чотиритактних ДВЗ $Q = a_3 + 180 + a_4$

где a_3 - кут випередження відкриття клапана; $a_3 = 35^\circ$

a_4 - кут запізнювання закриття клапана; $a_4 = 20^\circ$

$Q = 235^\circ$

$j_T = 117,5^\circ$

$r_1 = 0,315$ м

$w_{kl} = 429,116$ м/с²;

$P_{wl} = 0,000143$ МН;

$P_k = 0,00448$ МН;

Напруга стиснення в стрижні клапана.

$$\sigma_{сж} = \frac{P_k}{F_{CT}}, \text{МПа}$$

F_{CT} - найменша площа перетину стрижня клапана, м²;

$$F_{CT} = \frac{\pi \cdot d'^2}{4}, \text{м}^2$$

d' - найменший діаметр стрижня клапана, м;

$d' = 0,008$ м

$F_{CT} = 0,00005024$ м²

$\sigma_{сж} = 89,347$ МПа

Умова міцності

$\sigma_{сж} \leq (\sigma_{сж})$

$(\sigma_{сж}) = 140 - 160$ МПа - для високоміцних сталей

Умова виконується.

3.4 Розробка сідла клапана.

Надійність роботи клапана залежить не тільки від конструкції і матеріалу клапана, але також і сідла; тому конструкції сідла і вибору матеріалу для їх виготовлення приділено велику увагу. Дослідженням дефектів клапанів встановлено, що «прогар» клапана і сідла відбувається вельми інтенсивно після того, як порушується герметичність клапана, причина чому, переважно в наслідок деформації деталей, що сполучаються. Деформація сідла завжди більш вірогідна, ніж деформація клапана, через меншу жорсткість і неоднакову інтенсивність відведення тепла від сідла по периферії. Сідла клапанів виготовляють з сталі 40ХН2МА-2-Т ГОСТ 4543-71, що не тільки добре протистоїть ударному навантаженню і хімічній дії гарячих газів, але і представляють певні технологічні переваги.

У зв'язку з форсуванням робочого циклу двигуна, з'явилася необхідність не просто мати сідло з більш жаростійкого і твердого матеріалу, ніж основний, але і відводити від нього додаткове тепло.

Сідла клапанів охолоджуються водою системи охолодження по сверленим каналам в кришці циліндра. Сідла клапанів запресовують охолодженими в рідкому азоті. Для надійного забезпечення щільності порожнин охолодження сідел клапанів посадочні поверхні кришки циліндра перед запресуванням сідел покривають клеєвим сполученням “Лактайн”, що має міцність клеєного шва порівняною із зварним швом.

На посадочній поверхні сідел зроблені канавки які заповнюються клеєм і додатково виконують роль герметичного прошарку.

Сідло виготовляють з поковки по ГОСТ 8479-70. Твердість деталі 269...317 НВ. Тріщини, забоїни, закови та інші дефекти не припустимі.

Поверхні перевіряють по фарбі, за еталом, прилягання має бути безперервним по всьому колу, завширшки не менше 80% довжини утворюючої. Площинність поверхонь контролюють контрольним кільцем. Кільцеве прилягання поверхні має бути завширшки не менше 3 мм.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						55
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

3.5 Зміни в робочому циклі та системі охолодження.

Забезпечення умов необхідного рівня форсування, передбачає проведення ряд заходів, серед яких ключовими є:

а) збільшення геометрії циліндру, що є не завжди доцільним так як повністю змінює весь технологічний цикл виробництва, що вимагає додаткових витрат;

б) збільшення кількості циліндрів, що в як в і першому випадку призводить до зміни конструктивного виконання двигуна і як наслідок впливає на технологічний цикл виробництва;

в) зміна середнього ефективного тиску, є набагато кращим ніж вищеописані, так як не вимагає суттєвих конструктивних змін, але призводить до зростання теплової та механічної напруженості деталей двигуна, що в кінцевому випадку вплине на їх надійність;

г) збільшення частоти обертання колінчастого валу, один із самих простих шляхів форсування двигуна, але який призводить до збільшення механічних втрат і зменшення ефективності робочого циклу, та зменшення моторесурсу двигуна.

В даній роботі було обрано останній (четвертий) варіант форсування двигуна, тобто збільшення частоти обертання колінчастого валу з 750 об/хв до 1000 об/хв, як шлях отримання заданої потужності.

Необхідно констатувати, що нажаль параметри ефективності робочого циклу суттєво знизились, що видно з таблиці 2.5, в якій аналізуються параметри ефективності робочого циклу проектного двигуна та двигуна прототипу, але є декілька аспектів на які треба звернути увагу.

При збереженні частоти обертання на рівні 750 об/хв, форсування двигуна через підвищення середнього ефективного тиску, тобто через збільшення тиску наддуву призвело би отримання величини тиску наддуву на рівні $p_v = 280-290$ кПа, та температури наддуву на рівні $T_v = 430 - 450$ К, що однозначно негативно вплине на теплову та механічну напруженість деталей двигуна що контактують з тепловим потоком, та призведе до зменшення ресурсу їх роботи.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						56
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

За рахунок збільшення частоти обертання до 1000 об/хв, вдалося знизити тиск наддуву до $p_v = 220$ кПа, що в свою чергу знизить теплове навантаження пари «сідло-клапан» та збільшить ресурс роботи її, що ставилось ціллю даної роботи.

Нажаль при цьому є втрати ефективності робочого циклу, але буде забезпечено умови надійної роботи вищезазначеної контактної пари.

Впровадження охолодження сідел клапанів потребує конструктивних змін кришки робочого циліндра. В посадочних місцях сідел клапанів проточується додаткова порожнина, що через свердленні канали сполучається із порожнинами охолодження кришки робочого циліндра. Таким чином охолодження відбувається так: вода внутрішнього контуру насосом по трубі розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра.

Далі вода поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів та по каналам до сідел випускних клапанів, охолодивши вогняне днище кришки та сідла, проходить через отвори в перегородці у форсунки і прямує у верхні порожнини кришок, а звідти по переливних раковинах – магістраль зливу, куди також поступає вода після охолодження турбокомпресора. Потім вода поступає в регулятор температури води і охолоджувач води і далі на всмоктування.

3.6 Висновок по розділу

Описані в даному розділі заходи дозволили визначити найбільш небезпечні фактори та чинники що негативно впливають на надійність та довговічність такого важливого вузла як пара «сідло – випускний клапан». Встановити, яким чином вони зміняться при підвищенні форсованості робочого циклу двигуна прототипу. Розробити ряд конструктивних та технологічних рішень що дозволили нівелювати негативні наслідки підвищення потужності. Значно підвищити критичні межі роботи пари. Підняти потужність двигуна на 14% не скоротивши первинного моторесурсу.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи щодо захисту навколишнього середовища.

Результатом роботи ДВЗ є забруднення атмосфери відходами відпрацьованих газів (ВГ), витоками газів і пари, скиданнями золи й нагару при очищенні.

Також відбувається забруднення ґрунту й води різними нафтопродуктами, хімічними й твердими речовинами.

Істотне забруднення атмосфери відбувається при запуску й прогріві ДВЗ. Ці процеси супроводжуються викидами в атмосферу сажі, аерозолів із твердими й рідкими дисперсними фазами. Крім того, ВГ ДВЗ містять компоненти, що обумовлюють неприємний запах цих газів що здійснює шкідливий фізіологічний вплив на організм людини.

Шкідливі речовини, що забруднюють атмосферу при роботі ДВЗ, входять до складу наступних трьох специфічних компонентів: ВГ, картерні гази, інші виділення. Головне місце серед цих компонентів по кількості виділень, що виносяться в атмосферу, займають гази, що відробили. Кількість, состав і властивості газів, що відробили, визначаються, в основному, сортом палива й масла, конструкцією двигуна, умовами експлуатації.

Питома вага ДВЗ в забрудненні атмосфери великих міст миру за останні роки значно зросла і становить близько 80%, а зміст токсичних речовин не тільки перевищує гранично припустимі концентрації, безпечні для здоров'я людини, але й продовжує неухильно рости. Токсичні речовини викидаються ДВЗ в населеній зоні й становлять безпосередню небезпеку для здоров'я людини.

Характер забруднень навколишнього середовища залежить від багатьох факторів:

- типу двигуна;
- складу устаткування;
- сорту застосовуваного палива.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Зниження токсичних викидів вимагають удосконалювання двигунів у ряді випадків у протилежних напрямках. З погіршенням горючої суміші зміст CO і CH в отруйних газах різко зменшується, однак це викликає збільшення Nox . Тому токсична характеристика двигуна залежить від правильності регулювання паливної апаратури, досконалості конструкції камери згоряння й живильної системи, умов експлуатації, технічного стану двигуна.

Для зниження концентрації CH і Nox організовують турбулентний рух заряду на впуску й у циліндрі. Зниження ступеня концентрації CH в отруйних газах можна домогтися зменшенням поверхні камери згоряння, параметра, що характеризує відношення камери згоряння до її обсягу.

Найбільш ефективним заходом щодо зниження викиду токсичних речовин є збільшення робочого обсягу циліндра, зростанням відносини ходу поршня до діаметра циліндра й правильним вибором фаз газорозподілу.

В експлуатаційних умовах фази газорозподілу порушуються при збільшенні зазору у впускних і випускних клапанів (зазор між клапаном і розподільним валом збільшується за рахунок зношування). Раніше відкриття впускного клапана при зменшенні кута повороту колінчатого валу на 90 у порівнянні з оптимальною величиною сприяє включенню отруйних газів у впускний канал і знижує викид CH до 20 -30% на 1 год. роботи. При подальшому збільшенні кута попереднього відкриття впускного клапана викид CH зростає на 60 - 70%. Викид Nox при цьому зменшиться на 10%. Пізніше відкривання впускного клапана практично не робить впливу на величину викиду CH.

Раніше закриття випускного клапана приводить до збільшення відносного кількостей отруйних газів, що знижує CH до 15 - 25%. Подальше збільшення кута раннього закриття випускного клапана пов'язане зі збільшенням викиду CH в отруйних газах через погіршення горючої суміші. Раннє закриття випускного клапана знижує викид Nox на 3 - 4%. Ефективність цього заходу підвищується зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу. Зі зниженням швидкісного режиму ефект цього явища помітно збільшується, що так само сприяє зниженню Nox . Величина перекриття клапанів впливає на викид Nox .

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						59
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Помітний вплив на токсичність отруйних газів робить величина кута повороту дросельної заслінки. Зі зменшенням навантаження зміст СН в ОГ зменшується більш ніж в 2 рази, що частково пов'язане з погіршенням робочого циклу з - за відносного збільшення залишкових газів у циліндрі двигуна. Кількість Nox зростає пропорційно збільшенню навантаження, що пояснюється погіршенням ефективності й індикаторних показників двигуна.

На викид токсичних речовин істотно впливає величина кута випередження запалювання, звичайно обирає з умов одержання максимальної потужності при задовільній паливній економічності. При збільшенні кута випередження запалювання кількість СН в ОГ пропорційно зростає й пов'язане з неповнотою згоряння палива. При зменшенні кута випередження запалювання кількість Nox зменшується внаслідок зниження температури робочого циклу.

Одночасно завдяки поліпшенню умов догорання знижується кількість СН у продуктах згоряння. Підвищення температури ВГ через зменшення кута випередження запалювання також є сприятливою умовою для зниження СН у ВГ.

Удосконалювання робочого процесу дозволяє значно знизити зміст шкідливих речовин у газах, що відробили. Для зниження шкідливих викидів використовують спеціальні пристрої - нейтралізатори, що забезпечують очищення газів, що відробили.

Існують кілька видів нейтралізації:

Термічна – заснована на допаленні продуктів неповного згоряння, тобто додаткового окислювання. Оксиди азоту при цьому способом практично не знищуються.

Каталітична - використовується для видалення токсичних речовин при окисних і відбудовних реакціях. Використання каталітичної нейтралізації прискорює окислювально-відновні реакції за рахунок дії каталізаторів: металевих (платинових) і окислів перехідних металів (міді, нікелю, хрому, заліза).

Рідинна - заснована на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусканні газів, що відробили, через рідину відповідного складу. Крім свого основного призначення, рідинні нейтралізатори гасять розпечені тверді частки газів, що відробили, і глушать шум, а також усувають захід газів.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4.2 Розробка заходів з техніки безпеки та охорони праці

Одна з найважливіших державних задач - охорона життя та здоров'я громадян в процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці.

Охорона праці відіграє важливу роль, як суспільний чинник, оскільки, якими б вагомими не були трудові здобутки, вони не можуть компенсувати людині втраченого здоров'я, а тим більше життя.

Окрім соціального, охорона праці має, безперечно, важливе економічне значення - це і висока продуктивність праці, зниження витрат на оплату лікарняних, компенсацій за важкі та шкідливі умови праці тощо.

Охорона праці - це система законодавчих актів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці, і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів та лікувально профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці дуже тісно пов'язана із загальною метою охорони природи, тому що очищення і знешкодження стічних вод і викидів в атмосферу, боротьба із шумом і вібрацією, захист від електромагнітних полів і іонізуючих випромінювань служать не тільки цілям охорони праці, але й одночасно сприяють збереженню середовища існування людини.

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Головне завдання охорони праці - звести до мінімальної імовірності поразки або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і завданої шкоди.

Виробнича небезпека - це погроза впливу на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а виробнича шкідливість - вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів. Подія, при якому вплив на працюючого небезпечного виробничого фактора приводить до травми, тепловому ударові, обморо-

женню або опікові, називається нещасним випадком. Вплив на людину шкідливого виробничого фактора може привести до виробничого захворювання або отруєння.

Комплекс організаційних і технічних заходів і засобів, що запобігають нещасні випадки на виробництві, називається технікою безпеки. Виробнича санітарія містить у собі комплекс організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних заходів і засобів, що запобігають виробничі шкідливості.

Однак науково-технічний прогрес ставить ряд нових проблем. Підвищення технічної оснащеності, застосування нових хімічних матеріалів, конструкцій і процесів, збільшення швидкостей і потужностей машин впливають на характер і частоту нещасних випадків і захворювань на виробництві.

Поліпшення умов праці, підвищення його безпеки і нешкідливості має велике економічне значення. Воно впливає на економічні результати виробництва – на продуктивність праці, якість і собівартість продукції, що випускається.

Продуктивність праці підвищується завдяки збереженню здоров'я і працездатності людини, економії живої праці шляхом підвищення рівня використання робочого часу, продовження періоду активної трудової діяльності людини, економії суспільної праці шляхом підвищення якості продукції, поліпшення використання основних виробничих фондів, зменшення числа аварій і т.п.

Поліпшення умов праці і його безпеки приводять до зниження виробничого травматизму, професійних захворювань, інвалідності, що зберігає здоров'я працюючих і одночасно приводить до зменшення витрат на оплату пільг і компенсацій за роботу в несприятливих умовах праці, на оплату наслідків такої роботи (тимчасової і постійної непрацездатності), на лікування, перепідготовку працівників виробництва в зв'язку з плинністю кадрів із причин зв'язаним з умовами праці.

Поліпшення умов праці приводить до таких соціальних результатів, як поліпшення здоров'я працюючих, підвищення ступеня задоволеності працею, зміцнення трудової дисципліни, підвищення престижу ряду професій, ріст виробничої і суспільної активності і поліпшення ряду інших показників.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4.3 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів що впливають на людину при роботі в приміщенні

1. Електромагнітне поле.

У процесі експлуатації електроенергетичних установок - відкритих розподільних пристроїв і повітряних ліній електропередач надвисокої напруги відзначається погіршення стану здоров'я персоналу, обслуговуючої установки. Дослідження показують, що фактором, що впливає на здоров'я обслуговуючої персоналу, є електромагнітне поле, що виникає в просторі навколо струмоведучих частин електроустановки.

Інтенсивне електромагнітне поле викликає в працюючих порушення функціонального стану центральної нервової і серцево-судинної систем. При цьому спостерігається підвищена стомлюваність, зниження точності робочих рухів, зміна кров'яного тиску і пульсу, виникнення захворювань серця і т.п.

2. Вражаючий вплив струму, що проходить через людину.

Величина струму залежить від ряду характеристик: номінальної напруги і частоти струму електроустановки, місця перебування людини щодо струмоведучих частин і ін.

Електрична травма - травма, викликана впливом електричного току і дуги. Сукупність таких травм - електротравматизм.

Проходячи через організм людини електричний струм завдає 4 види впливу:

1. Термічна дія - яка проявляється в опіках окремих частин, нагріванні до високих температур кровоносних судин, крові, нервів, серця, мозку, що викликає серйозний розлад

2. Електролітична дія - розкладання органічної рідини (лімфи і крові) із порушенням її складу

3. Механічна дія - (динамічне) розшарування, розрив тканин організму (м'язів серця, судин); миттєвого вибухоподібного утворення пару від перегрітої током тканинної рідини і крові.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4. Біологічна дія - подразнення живих тканин організму; порушення внутрішніх біоелектричних процесів, що протікають у нормальному організмі.

Чинники, що впливають на поразку електричним током

1. Ступінь небезпечної дії.
2. Від роду струму (небезпечніше для людини - перемінний струм в силу створення додаткової ємності між електродами).
3. Сила току;
4. Величина напруги;
5. Шлях току (через життєво важливі органи);
6. Опір тіла людини (складається з опору верхнього прошарку шкіри й опору внутрішніх органів; від 1000 до 10 000 КОм);

Що призводить до зменшення опору: металізація (у металургів, наприклад); зволоження; захворювання шкіри; хронічні захворювання людини; нервово-психічний настрій; тривалість дії струму (із збільшенням дії струму опір зменшується); умови зовнішнього середовища.

3. Негативний вплив шуму на людину

Звук - це механічні коливання пружного середовища, яке сприймається людським вухом в інтервалі частот 16-20 000 Гц. До 16 Гц -інфразвукові коливання; понад 20 000 Гц - ультразвук.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 8.1

Таблиця 8.1 Санітарні норми шуму

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

Рівень шуму вироблений двигуном 6 ЧН 22/28 визначається по формулі:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1000 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 800 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 + 800^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 82,97 \text{ Дб};$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи чи 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.

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невідновженість 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 та більшості внутрішніх органів, через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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

Рівень вібрації для двигуна 6 ЧН 22/28 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}; \quad (8.2)$$

де m – маса двигуна, m = 13000 кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1000 \cdot 800^{0.55} \cdot \left(\frac{1+800}{13000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{13000}{800}} + 30 \lg \left(\frac{1000}{1000} \right) \right) = 76,6 \text{ Дб};$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Вибір засобів зниження шуму в джерелі його виникнення залежить від походження шуму. Для зниження шуму в приміщеннях, обладнаних дизель генераторами, використовується метод капотування та звукопоглинання, заснований на переході енергії звукових коливань часток повітря в теплоту на тертя в порах звуковбирного матеріалу. Звуковбирні пристрої бувають простими, пористо-волокнистими, з екраном, мембранні, шарові, резонанси і об'ємні. Ефективність застосування різних звуковбирних пристроїв визначається в результаті акустичного розрахунку. Акустична обробка обов'язково повинна застосовуватися в машинних залах.

Електробезпека.

Електробезпека - електробезпечність забезпечується відповідною конструкцією електроустаткування, застосуванням технічних способів і засобів захисту, організаційними і технічними заходами. Конструкція електроустаткування повинна відповідати умовам його експлуатації, забезпечувати захист персоналу від зіткнення зі струмоведучими частинами й устаткування - від влучення усередину сторонніх предметів і води. Найбільш розповсюдженими технічними засобами захисту є захисне заземлення і занулення. Організаційні і технічні заходи щодо забезпечення електробезпечності полягають в основному у відповідному навчанні, інструктажі і допуску до роботи осіб, що пройшли медичний огляд, виконанні ряду технічних мір при проведенні робіт з електроустаткуванням, дотриманні особливих вимог при роботах з частинами, що знаходяться під напругою.

Пожежна безпека.

Під пожежною безпекою розуміється такий стан об'єкта, при якому з великою імовірністю запобігається можливість виникнення пожежі, а у випадку його виникнення забезпечується ефективний захист людей від небезпечних і шкідливих факторів пожежі і порятунок матеріальних цінностей. Пожежна безпека виробничих об'єктів забезпечується розробкою і здійсненням систем запобігання пожеж і систем пожежного захисту. Ця задача вирішується як на стадії проектування устаткування, так і в процесі його експлуатації.

4.4 Висновок по розділу

Для проектного двигуна, враховуючи рівень його форсування, передбачено заходи з безпечної та ефективної експлуатації. З проведених розрахунків щодо визначення рівня шуму та вібрації спроектованого двигуна видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал. Тому необхідно реалізувати ряд додаткових описаних вище заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ.

5.1 Економічне обґрунтування впровадження нового двигуна.

Аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з базовим, дає можливість порівнювати параметри спроектованого та базового двигуна з урахуванням удосконалення першого. У таблиці 5.1. приведені техніко-економічні показники базового двигуна та спроектованого.

Таблиця 5.1. Техніко-економічна характеристика базового та спроектованого ДВЗ

Найменування показника	Позначення	Базовий двигун	Проектований двигун
Потужність, кВт	Pe	700	800
Частота обертання колінчатого вала, хв-1	n	750	1000
Діаметр циліндра, м	D	0,22	0,22
Хід поршня, м	S	0,28	0,28
Середня швидкість поршня, м/с	Cm	7	9
Питома ефективна витрата рідкого палива, кг/(кВт* год)	be	0,195	0,223
Питома ефективна витрата мастила, кг/(кВт год)	bm	0,001	0,001
Ціна палива, грн/т	Цп	29750	29750
Ціна мастила, грн./т	Цм	32500	32500
Час роботи двигуна, год	t	6760	6760
Сумарні коефіцієнти по капітальних ремонтах	ϵ_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт частки вартості робіт	b	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту	Kкр	0,4	0,4
Коефіцієнт використання потужності	Kм	0,85	0,85
Ресурс двигуна до першого перебирання, год	tпер	15600	15200
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	tkр	80000	80000
Коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E	0,15	0,15

5.2 Оцінювання вартості модернізації двигуна.

Приблизна вартість модернізації двигуна, шляхом заміни базових деталей новими приведена в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 Зміни вартості деталей двигуна при модернізації

Вузол, деталь що змінені	Приблизна вартість, грн.	
	Базовий двигун	Проектуємий двигун
Базовий двигун	1040000	-
Кришка циліндра	12800	14200
Поршень	14300	17900
Сідла клапанів	420	670
Клапани	960	1000
Турбокомпресор	42000	43500
Новий двигун	-	1046800

5.3 Розрахунок економічної ефективності

Річна продуктивність:

$$N = K_m \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт};$$

- для базового двигуна:

$$N^{\bar{o}} = K_m^{\bar{o}} \cdot N_e^{\bar{o}} \cdot t^{\bar{o}} = 0,85 \cdot 700 \cdot 6760 = 4050930 \text{ кВт};$$

- для нового двигуна:

$$N^H = K_m^H \cdot N_e^H \cdot t^H = 0,85 \cdot 800 \cdot 6760 = 4596800 \text{ кВт};$$

Термін служби:

$$T = \frac{t_{kp}}{t}, \text{ років};$$

- для базового двигуна:

$$T^{\bar{o}} = \frac{t_{kp}^{\bar{o}}}{t^{\bar{o}}} = \frac{80000}{6760} = 11,8 \text{ років};$$

- для нового двигуна:

$$T^H = \frac{t_{kp}^H}{t^H} = \frac{80000}{6760} = 11,8 \text{ років};$$

Річні поточні витрати на паливо:

$$Z_n = 10^{-3} \cdot g_e \cdot N \cdot \Pi_n, \text{ грн.};$$

- для базового двигуна, грн.:

$$Z_n^{\bar{}} = 10^{-3} \cdot g_e^{\bar{}} \cdot N^{\bar{}} \cdot \Pi_n = 10^{-3} \cdot 0,195 \cdot 4050930 \cdot 29750 = 23500457$$

- для нового двигуна грн.:

$$Z_n^H = 10^{-3} \cdot V_e^H \cdot N^H \cdot \Pi_n = 10^{-3} \cdot 0,223 \cdot 4596800 \cdot 29750 = 30496320$$

Річні поточні витрати на масло:

$$Z_m = 10^{-3} \cdot g_m \cdot N \cdot \Pi_m, \text{ грн.};$$

- для базового двигуна:

$$Z_m^{\bar{}} = 10^{-3} \cdot g_m^{\bar{}} \cdot N^{\bar{}} \cdot \Pi_m = 10^{-3} \cdot 0,001 \cdot 4050930 \cdot 32500 = 131655 \text{ грн.};$$

- для нового двигуна:

$$Z_m^H = 10^{-3} \cdot g_m^H \cdot N^H \cdot \Pi_m = 10^{-3} \cdot 0,001 \cdot 4596800 \cdot 32500 = 149396 \text{ грн.};$$

Річні витрати на поточний ремонт:

$$Z_{np} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}, \text{ грн.};$$

- для базового двигуна:

$$Z_{np}^{\bar{}} = \frac{b^{\bar{}} \cdot t^{\bar{}} \cdot \Pi}{t_{nep}^{\bar{}}} = \frac{0,05 \cdot 6760 \cdot 1040000}{15600} = 22533 \text{ грн.};$$

- для нового двигуна:

$$Z_{np}^H = \frac{b^H \cdot t^H \cdot \Pi}{t_{nep}^H} = \frac{0,05 \cdot 6760 \cdot 1046800}{15600} = 22681 \text{ грн.};$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт:

$$Z_{kp} = \frac{K_{kp} \cdot t \cdot \Pi}{\varepsilon_{\min} \cdot t_{kp}}, \text{ грн.};$$

- для базового двигуна:

$$Z_{kp}^{\bar{}} = \frac{K_{kp}^{\bar{}} \cdot t^{\bar{}} \cdot \Pi}{\varepsilon_{\min}^{\bar{}} \cdot t_{kp}^{\bar{}}} = \frac{0,4 \cdot 6760 \cdot 1040000}{1,1 \cdot 80000} = 31956 \text{ грн.};$$

- для нового двигуна:

$$Z_{kp}^H = \frac{K_{kp}^H \cdot t^H \cdot \Pi}{\varepsilon_{\min}^H \cdot t_{kp}^H} = \frac{0,4 \cdot 6760 \cdot 1046800}{1,1 \cdot 80000} = 32165 \text{ грн.};$$

Річний економічний ефект у споживача;

$$U_1 = Z_n + Z_m + Z_{np} + Z_{kp}, \text{ грн.};$$

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата		

- для базового двигуна:

$$U_1^{\bar{o}} = Z_n^{\bar{o}} + Z_m^{\bar{o}} + Z_{np}^{\bar{o}} + Z_{kp}^{\bar{o}} = 23500457 + 13165,5 + 22533 + 31956 = 23568111,5 \text{ грн.};$$

- для нового двигуна:

$$U_1^H = Z_n^H + Z_m^H + Z_{np}^H + Z_{kp}^H = 30496320 + 14939,6 + 22681 + 32165 = 30566105,6 \text{ грн.};$$

Річний економічний ефект у споживача від використання нового двигуна:

$$\varepsilon = \left[C^{\bar{o}} \cdot \frac{N^H}{N^{\bar{o}}} \cdot \left(\frac{1/T^{\bar{o}} + E^{\bar{o}}}{1/T^H + E^H} \right) + \frac{U_1^{\bar{o}'} - U_1^H}{1/T^H + E^H} \right] - C^H, \text{ грн.};$$

$$\text{де: } U_1^{\bar{o}'} = \frac{N_{\leftrightarrow}^H}{N^{\bar{o}}} \cdot U_1^{\bar{o}} = \frac{4596800}{4050930} \cdot 23568111,5 = 26743955,7 \text{ грн.};$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \left[C^{\bar{o}} \cdot \frac{N^H}{N^{\bar{o}}} \cdot \left(\frac{1/T^{\bar{o}} + E^{\bar{o}}}{1/T^H + E^H} \right) + \frac{U_1^{\bar{o}'} - U_1^H}{1/T^H + E^H} \right] - C^H = \\ &= \left[1046800 \cdot \frac{4596800}{4050930} \cdot \left(\frac{1/15 + 0,15}{1/15 + 0,15} \right) + \frac{26743955,7 - 23568111,5}{1/15 + 0,15} \right] - 1040000 = 357993 \text{ грн.}; \end{aligned}$$

Термін самоокупності двигуна:

$$p = C^H / \varepsilon = 1046800 / 357993 = 2,94$$

5.4 Висновок по розділу.

Приведений результат розрахунку підтвердив економічну доцільність впровадження нового двигуна в експлуатацію.

Річний економічний ефект не зважаючи на грошове збільшення річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном, зріс головним чином за рахунок підвищення потужності двигуна та збільшення ресурсу експлуатації. Економічний ефект визначений в даному розрахунку складає 357993 грн. за один рік експлуатації двигуна. Встановлення проектного двигуна самоокупається приблизно за 3 роки.

ВИСНОВОК

Головне завдання даного проекту - підвищення надійності стаціонарної електростанції потужністю 800 кВт, за рахунок вдосконалення пари «сідло-клапан» можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 803,1$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,4 %), але при цьому не виходить за межі допустимої похибки розрахунку ефективної потужності у 5%.

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

Спеціальна частина дипломного проекту, була направлена на розробку заходів щодо вдосконалення пари «сідло-випускний клапан». Проаналізовано умови роботи деталей випускного тракту, причини їх теплової та механічної напруженості. Запропоновано цілий ряд заходів направлених підвищення зносостійкості та надійності пари «випускний клапан-сідло». Зазначені організаційні заходи покращили умови роботи вищезазначеної пари та підвищили їх зносостійкість.

В проекті було розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу, при роботі дизельного двигуна. Запропонований комплекс заходів з охорони праці, та заходів з безпечної експлуатації двигуна повинен покращити безпеку при обслуговуванні машини. Визначено параметри шуму та вібрації та надано рекомендації для їх знешкодження.

Розрахунок параметрів економічної ефективності проекту показав, що не зважаючи на збільшення річних витрат споживача на новий двигун, збільшення ресурсу експлуатації установки забезпечує економічний ефект на рівні 357993 грн. за один рік експлуатації двигуна. Термін окупності проектного двигуна складає приблизно 3 роки.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

4. 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

8. Клевцов Б.А., Коровяк В.Е., Кулик І.В., «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ»/ Матеріали міжвузівської студентської науково-практичної конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», - ПФ НУК 21 травня 2020 року, - 84с.

					ПФ НУК 131.61.20.09.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		