МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему*:* Підвищення експлуатаційних показників стаціонарного газового двигуна потужністю 240 кВт за рахунок застосування пневмостартерної системи пуску.

Виконала:
студентка групи 61-ТЕМмаг-21
_____ ***Данілова О. С.***
(підпис)

Керівник роботи:
професор кафедри ЕМ, д.т.н.,
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Каіров С.В.***
підпис)

м. Первомайськ, 2022 рік

ЗМІСТ

ВСТУП…… . 5

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна… …….. 7

1.2 Опис консрукції двигуна– прототипу……. 9

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу…… 11

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна, що працює на біогазу…. 14

2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна…… 24

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діагами……. 29

2.5 Динамічний розрахунок двигуна…… 33

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Особливості пускового режиму двигуна…… 37

3.2 Способи пуску, потужність пускового пристрою тавитрата повітря…… 39

3.3 Опис системи пуску двигуна-прототипу…… 41

3.4 Визначення параметрів пневмостартера для двигуна3ГЧН25/34…… 45

3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі …… 48

3.6 Опис запроектованої системи пуску…… 50

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці…… 52

4.2 Захист навколишнього середовищари …… 54

4.3 Заходи щодо зменшення шуму та вібрації……56

4.4 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна……58

ВИСНОВКИ..…… 60

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ……..…… 62

					ПННІ НУК 131.61.22.01 ПЗ		
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата			
Розробив		Данілова			Пояснювальна записка	Літера	Лист / Листів
Перевірив		Каіров				н	3 / 69
							61-ТЕМмаг-21
Н. контр		Каіров					
Затвердив		Нестеренко					

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1 Газовий двигун-генератор ДвГА-225 (габаритне креслення) . 63

ДОДАТОК 2 Газовий двигун 3ГЧН25/34 (Поперечний розріз) …… 64

ДОДАТОК 3 Система пуску ДвГА-225 (Складальне креслення)…… 65

ДОДАТОК 4 Пневмостартер на кронштейні (Складальне креслення) 66

ДОДАТОК 5 Діаграма індикаторна та сил, що діють наКШМ…… 67

ВСТУП

В зв’язку із ростом цін нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більше актуальними стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згоряння. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, паливаіз біомаси та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають газове паливо, що виробляється із поновлюваної сировини.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв’язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо – та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов’язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, призначених для роботи навідходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як нагромадських об’єктах, так і для індивідуального застосування.

Останніми роками у ряді місць все більше застосовується біогаз – продукт анаеробної ферментації (зброджування) органічних відходів (навозу, рослинних залишків, сміття, стічних вод тощо).

Склад тафізико-хімічні показники біогазу залежать від первинної сировини та технології його виробництва. Заданими ознаками можна визначити три групи способів видобування біогазу: видобування біогазу на звалищах та полігонах твердих та побутових відходів; виробництво біогазу з навозу та рослинних залишків на індивідуальних фермерських станціях; виробництво біогазу з осадків каналізаційних очисних споруд.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згоряння практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію. Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450ºС – у дизельних двигунів та500-600 ºС для газових двигунів.

Для забезпечення надійного пуску з любого положення колінчастого валу запроектованого газового двигуна 3ГЧН25/34, що працює на біогазу, в кваліфікаційній роботі розроблена система пневмостартерного пуску, яка значно простіша та надійніша пускової системи двигуна-прототипу.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1Технічна інформація про об’єкт використання двигуна

Газовий двигун 3ГЧН25/34 потужністю 240 кВт застосовується в когенераційній установці на базі газового двигун-генератора ДвГА-225, призначенням якої є вироблення електричної енергії на власні потреби споживача, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 2,0....2,2 разів, а також додаткове отримання тепла.

1.1.1 Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідуюче теплотехнічне устаткування:

- газовий двигун-генератор ДвГА-225, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-225:

- повна потужність на вихідних клемах генератора, кВт 225
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт 75
- витрата біогазу на повній потужності, нм^3/год 106,1
- питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВтгод) 1,2
- тиск газу на вході в редуктор, МПа не більше 0,3
- вид струму - змінний, 3-х фазний
- напруга, В 400
- частота, Гц 50
- назначений ресурс безперервної роботи, годин 1000 -

суха маса двигун -генератора, кг 12500

- габаритні розміри, мм

- довжина 3500
- ширина 1900
- висота 2775

Двигун - генератор автоматизований по 1-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
-автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-10Н1, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС - 400 із системою збудження генератора, системою контролю і управління двигун-генератором, пристроєм точної синхронізації.

В шкафу УВГС встановленні прибори контролю електричних параметрів:

- ваттметр, вольтметр, варметр, амперметр, частотомір, лічильник мотогодин, прибори контролю температур обмоток статора і підшипника;
- пристрій комплектний низьковольтний УКН-400 із генераторним автоматом, який здійснює прийом від генератора і розподіляє електроенергію через автоматичні вимикачі. В шкафу УКН встановлений лічильник електроенергії, що виробляється двигун-генератором.

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Для обліку витрати газу двигун-генератором використовується лічильник GMS-G160.

1.2 Опис консрукції двигуна– прототипу

Двигун 6ГЧН25/34 (рис.1.1) – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із блок – картера 1 і фундаментної рами 2, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер 1 з фундаментною рамою 2 скріплені анкерними шпильками 3, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу 4 двигуна розміщені: турбокомпресор 5, система вентиляції картера 6, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні 7 і масляний 8 насоси, фільтр-глушник 9 і змішувач 10.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном 12, щит приладів12, маховик 24, задній кожух, на якому розташовані розподілювач повітря пускового 13.

На верхній частині двигуна розміщенні кришки робочих циліндрів 14, до яких кріпляться впускний колектор 15, випускний колектор 16 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщенні: розподільчий вал 17, привід впускних і випускних клапанів 18, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання 22.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води 19 в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів 20 і щити закриття картеру 21 із запобіжними клапанами. В середині двигуна на колінчастому валу встановлені шатунно-поршневі групи 23.

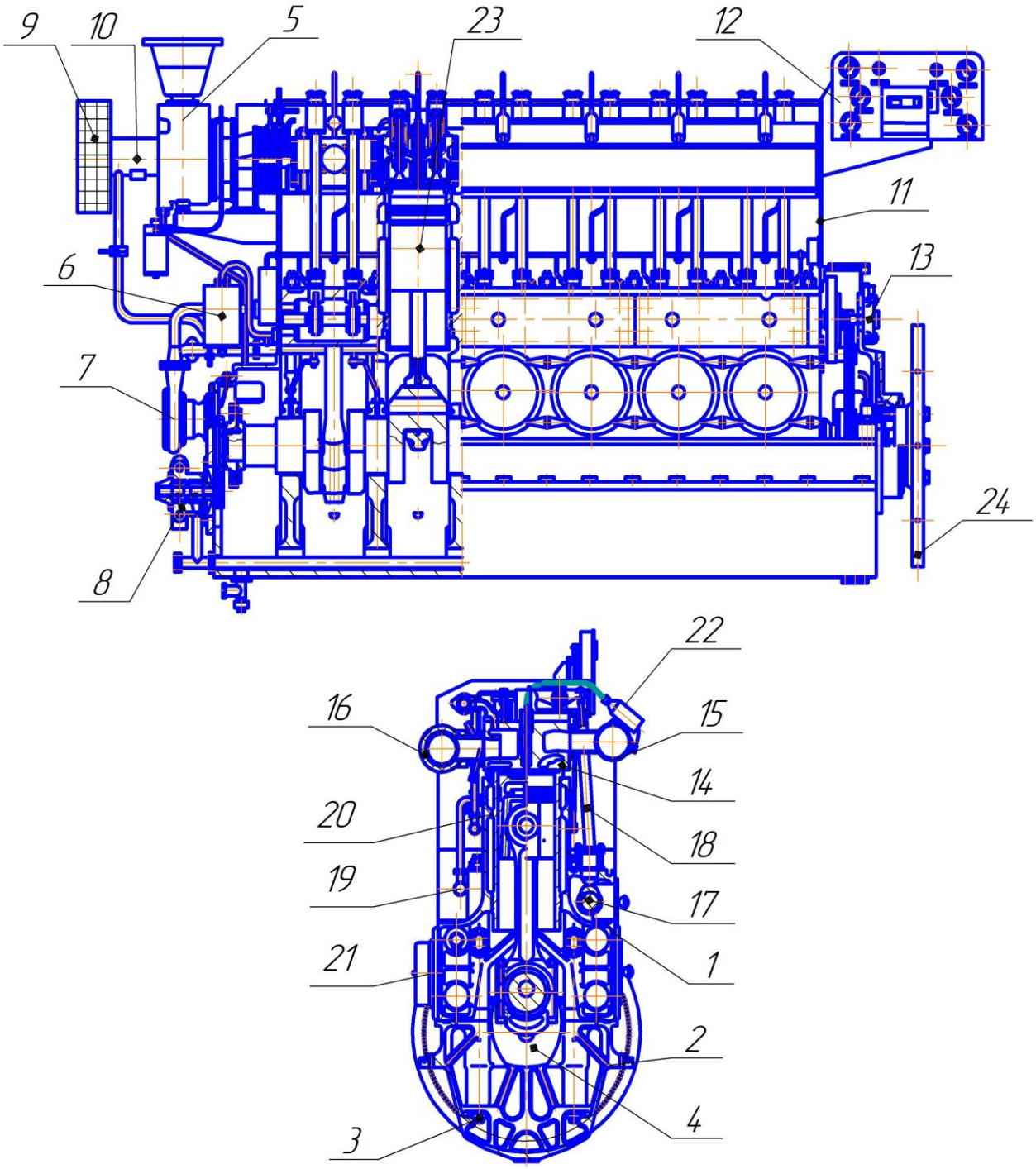

Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 – блок-картер; 2 – фундаментна рама; 3 – анкерна шпилька; 4– вал колінчастий; 5 – турбо-компресор; 6– система вентиляції; 7 – насос водяний; 8 – насос масляний; 9 – фільтр – глушник; 10 – змішувач газу з повітрям; 11 – щит задній; 12 – щит приладів; 13 – розподілювач пускового повітря; 14 – кришка робочого циліндру; 15 – колектор впускний; 16 – колектор випускний; 17– вал розподільний; 18 – привід клапанів; 19 – колектор подачі води; 20 – втулка циліндру; 21 – люк закриття; 22 – система запалювання; 23 – шатунно-поршнева група

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів а також наявні експериментальні дані .

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20$ºС.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8….12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε. В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувалатемператури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640$°С [1].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового складає $\alpha = 1,1…1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8…2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо - повітряної суміші, апри $\alpha = 1,1 …1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувалатемператури її самозапалювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається φ_a=1,02…1,05, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{пер} \approx 50°$.

э) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах Δt = 5…20°С [3]. Для розрахунків приймаємо Δt = 10°С.

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають ξ_z = 0,70…0,85 і ξ_b = 0,84…0,95. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу n = 500…750 об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти ξ_z = 0,80 і ξ_b = 0,95.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати λ = 1,35…2,2. [2].

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. При розрахунку робочого процесу величину механічного ККД знаходимо по емпирічній формулі.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 40…80°С [3].

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах T_r = 600….900 К. В розрахунку приймаємо T_r = 750 К. [3].

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати φ = 0,93…0,97. [3] стор.107

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах n_k = 1.45…1,8. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю n_k = 1,6.

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна, що працює на біогазу

2.2.1 Вихідні дані:

Ефективна потужність	P_e = 240 кВт
Частота обертання колінчастого валу	n =600 хв$^{-1}$
Діаметр циліндра	D = 250 мм
Хід поршня	S = 340 мм
Ступінь стиску	ε = 10,5
Коефіцієнт надлишку повітря	α = 1,75
Число циліндрів	i = 3
Коефіцієнт тактності	z = 4

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку:

Тиск наддуву	$P_н$ = 158 кПа
Тиск навколишнього середовища	P_a = 101,3 кПа
Температура навколишнього середовища	T_a = 293 К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	n_k = 1,5
Підігрів свіжого заряду	ΔT = 10 К
Тиск залишкових газів	$P_г$ = 153 кПа
Температура залишкових газів	$T_г$ = 750 К
Ступінь підвищення тиску	λ = 2,15
Середнє значення показника політропи:	
стиску	n_1 = 1,37
розширення	n_2 = 1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	ξ_z = 0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ = 0,90
Нижча теплота згоряння біогазу	$Q_н$ = 20700 кДж/м^3

Біогаз			
Склад		в %	В об’ємних долях
Метан	CH_4=	60	R_{CH4} = 0,60

Етан	C_2H_6=	0	$R_{C2H6} = 0$
Пропан	C_3H_8=	0	$R_{C3H8} = 0$
Бутан	C_4H_{10}=	0	$R_{C4H10} = 0$
Пентан	C_5H_{12}=	0	$R_{C5H12} = 0$
Вуглекислота	CO_2=	38	$R_{CO2} = 0,38$
Оксид вуглецю	CO=	0	$R_{CO} = 0$
Азот	N_2=	1	$R_{N2} = 0,01$
Кисень	O_2=	0	$R_{O2} = 0$
Водень	H_2=	1	$R_{H2} = 0,01$

2.2.3 Параметри робочого тіла

1. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2\right], кмоль/кмоль$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(0 + 0,01) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 +$$
$$+ (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0 = 5,738 \ кмоль/кмоль$$

2. Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,75 \cdot 5,738 = 11,042 \ кмоль/кмоль$$

3. Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2:

$$M_{c\,o_2} = CO + \sum (n\ C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,6 + 0,38) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) +$$
$$+ (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 2,05 \ кмоль$$

4. Кількість H_2O:

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 0,01 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,6) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) +$$
$$+ (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 1,2 \ кмоль$$

5. Кількість O_2:

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,75 - 1) \cdot 5,738 = 0,904 \ кмоль$$

6. Кількість N_2:

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,75 \cdot 5,738 + 0,01 = 7,943 \ кмоль$$

T_d для газових двигунів (310 - 360 К)

1.5 Параметри процесу стиску

1.5.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 150{,}1 \cdot 10{,}5^{1{,}37} = 3761{,}9 кПа$$

P_c для газових двигунів (3000 - 4000)кПа

1.5.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 330{,}4 \cdot 10{,}5^{1{,}37-1} = 788{,}6 K$$

T_c для газових двигунів (650 - 850)К

1.6 Параметри процесу згоряння

1.6.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}136 + 0{,}045}{1 + 0{,}045} = 1{,}13$$

β для газових двигунів (0,95 – 1,15)

1.6.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1+\gamma_r)(1+\alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mC\nu_m t_z - (mCvm_{см}) \cdot t_c$$

1.6.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{2{,}05}{12{,}547} = 0{,}1993$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{1{,}200}{12{,}547} = 0{,}0956$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{0{,}907}{12{,}547} = 0{,}072$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{7{,}943}{12{,}547} = 0{,}6331$$

1.6.4 Мольна теплоємкість продуктів згоряння

$$mCv_{mç} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

для O_2: $mCv_{o2}=19{,}818+418{,}6x10^{-5}$ x t_z

для N_2: $mCv_{N2}=19{,}818+418{,}6x10^{-5}$ x t_z

для CO_2: $mCv_{co2}=30{,}05+1255{,}8x10^{-5}$ x t_z

7. Загальна кількість продуктів згоряння

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2} = 2,05+1,2+0,904+7,943 = 12,547$

8. Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 12,547 - 11,042 = 1,505\,кмоль$$

9. Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{12,547}{11,042} = 1,136$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення

1. Температура після нагнітача

$$T_в = T_a \times \left(\frac{P_в}{P_a}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}} = 293 \cdot \left(\frac{158}{101,3}\right)^{0,375} = 339,8K$$

2. Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^0) = 339,8 - 40 = 299,8K$$

3. Температура газоповітряної суміші

$$T_{см} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{299,8 + 1,75 \cdot 5,738 \cdot 310}{1 + 1,75 \cdot 5,738} = 301,6K$$

де $T_г$ = 310 К – температура газу, що надодить в змішцувальну камеру

4. Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{301,6 + 10}{750} \cdot \frac{153}{10,5 \cdot 150,1 - 153} = 0,045$$

γ_r для газових двигунів (0,04 - 0,12)

$$P_d = 0.95 \times P_в = 0,95 \cdot 158 = 150,1кПа$$

1.4.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_в} \times \frac{T_{см}}{T_{см} + \Delta T + \gamma_r T_r)} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{150,1}{158} \cdot \frac{301,6}{301,6 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

$\varphi_н$ для газових двигунів (0,8 - 0,95)

1.4.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{301,6 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 330,4K$$

для H_2O: $mCv_{H2O}=22,416+1004,6x10^{-5}$ x t_z

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} Tz) + 0,7450 \cdot (9,818 + 418,6 \cdot Tz) +$$
$$+ 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} Tz) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} Tz)$$

Після підстановки будемо мати рівняння

$$mCv_{me} = a + b10^{-5}T_z = 26,66 + 18710^{-5}T_z$$

1.6.5 Теплоємкість газового палива

$$mCv_{гп} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot$$
$$\cdot mCv_{C_{43}H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_{53}H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

1.6.6 Мольна теплоємкість складових газового палива

$mCv_{сн4} = 12,235 + 502810^{-5}\ t_c$

$mCv_{\ с2н6} = 7,004\ + 1264910^{-5}\ t_c$

$mCv_{с3н8} = 14,97 + 1780010^{-5}\ t_c$

$mCv_{с4н10} = 93,128\ +1162110^{-5}\ t_c$

$mCv_{с5н12} = 118,06 + 1409610^{-5}\ t_c$

$mCv_{N2} = 20,637 + 255,4\ 10^{-5}\ t_c$

$mCv_{CO2} = 27,545 + 138610^{-5}\ t_c$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} Tc) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot Tc) + 0,02 \cdot (14,97 +$$
$$+ 17800 \cdot 10^{-5} Tc) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} Tc) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot Tc)$$

Після підстановки одержим рівняння

$mCv_m = a + b10^{-5}T_z = 26,46 + 2089,2310^{-5}T_c = 37,23$ кДж/(кг К)

1.6.7 Мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{см} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{тз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \ \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{см} = \frac{60,532 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot Tz) \cdot 1,75 \cdot 5,738 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot Tz)}{(1 + 1,75 \ \cdot 5,738)} \cdot$$
$$\cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,75 + 5,738)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки отримаємо рівняння

$mCv_{см} = a + b10^{-5}T_z = 22,71 + 129,9810^{-5}T_z$

де $mC_{vпов} = 20,38 + 209,510^{-5}T_z$ –мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCvm_{см} = a_{см} + \frac{b_{см}}{2} \cdot 10^{-5} T = 20,8 + \frac{251,75}{2} \cdot 10^{-5} Tz$$

Після підстановки одержимо рівняння

$mC_{vmсм} = a + b10^{-5}T_z = 24,72 + 4,00110^{-5}T_z$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5} T_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$mC_{vmсм} = a + b10^{-5}T_z = 29,134 + 532,7310^{-5}T_z$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «z»

$$mCpm_Z = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_Z = 29,13 + \frac{266,36}{2} \cdot 10^{-5} \cdot Tz$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.6.8 Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{0,8 \cdot 22,4 \cdot 34860}{(1+0,026) \cdot (1+10,17 \cdot 9,924)} =$$

$$= 1,0038(20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} Tz)Tz - (20,136 + 300 \cdot 10^{-5} Tz + 8,314 \cdot 2,54) \cdot 915$$

1.6.9 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 0$$

де приведені коефіцієнти:

A = 301,12

B = 32,94

C = 59650,1

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot 10^{-5} \cdot C}}{2 \cdot A \cdot 10^{-5}} = \frac{-32,94\sqrt{32,94^2 + 4 \cdot 301,12 \cdot 10^{-5} \cdot 59650,1}}{2 \cdot 301,12 \cdot 10^{-5}}$$

$T_z = 1855,2$ К

Tz для газових двигунів (1800 - 2600)К

1.6.10 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \cdot P_c \cdot T_z / T_c = 1{,}13 \cdot 3761{,}9 \cdot 1855{,}2 / 788{,}6 = 10005{,}3 кПа$$

$P_{\max}$ для газових двигунів (8000 - 18000)кПа

1.6.11 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{10005{,}3}{3761{,}9} = 2{,}66$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{роз}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2{,}66 - 2{,}5|}{2{,}66} 100\% = 4{,}5\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

1.6.12 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1{,}13 \cdot 1855{,}2}{2{,}66 \cdot 788{,}6} = 1$$

1.7 Параметри процесу розширення

1.7.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10{,}5}{1} = 10{,}5$$

1.7.2 Тиск в кінці розширення

$$P_в = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10005{,}3}{10{,}5^{1{,}25}} = 529{,}4 кПа$$

1.7.3 Температура в кінці розширення

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1855{,}2}{10{,}5^{1{,}25-1}} = 1030{,}6 K$$

1.7.4 Середня температура випускних газів

$$T_{ср.г.} = \frac{T_в}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_в} \right] = \frac{1030{,}6}{1{,}4} \left[1 + (1{,}35 - 1) \frac{153}{529{,}4} \right] = 810{,}6 K$$

де К′=1,4; К′′=1,35 – емпіричні коефіцієнти.

1.7.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_в}{\sqrt{\frac{P_в}{P_r}}} = \frac{1030,6}{\sqrt{\frac{529,4}{153}}} = 719,9K$$

T_r для газових двигунів (650 - 100)К

Перевірка:

$$\frac{\left|T_r^э - T_r\right|}{T_r^э} \times 100\% = \frac{\left|719,9 - 750\right|}{719,9} \times 100\% = 4,01\%$$

1.8 Індикаторні показники робочого циклу

1.8.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_C}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right] =$$

$$= \frac{0,90 \cdot 3761,9}{10,5 - 1} \cdot \left[2,66 \cdot (1 - 1) + \frac{2,66 \cdot 1}{1.25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}}\right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}}\right)\right] = 1125,5кПа$$

Індикаторний ККД

1.8.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{см} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,75 \cdot 5,738) \cdot 301,6 \cdot 1125,5}{20700 \cdot 150,1 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,488$$

1.8.3 Питома індикаторна витрата біогазу

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{20700 \cdot 0,488} = 0,357 м^3 / кВт \cdot год$$

1.9 Ефективні показники робочого циклу

1.9.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{П.СР} = 0.088 + 0.0118 \cdot 6,8 = 168,2кПа$$

1.9.2 Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} = \frac{0,34 \cdot 600}{30} = 6,8м / с$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.9.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1125,5 - 168,2 = 957,3 кПа$$

1.9.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{987,3}{1125,5} = 0,85$$

1.9.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,488 \cdot 0,85 = 0,41$$

1.9.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,357}{0,85} = 0,419 м^3 / кВт \cdot год$$

1.9.7 Годинна витрата газу

$$B = g_e \times P_e = 0,419 \cdot 240 = 100,6 м^3 / год$$

1.10 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{St} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{240 \cdot 10^3}{987,3 \cdot 600} = 50,14 л$$

1.10.1 Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{50,14}{3} = 16,71 л$$

1.10.2 Діаметр циліндру

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,71}{3,14 \times 1,36}} = 250,2 мм.$$

1.10.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{ПР}}{D_{ПР}} = \frac{340,3}{0,25} = 1,36$$

1.10.4 Хід поршня

$$S = m \times d = 1,36 \cdot 250,2 = 340,3 мм$$

1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

D = 250 мм

Хід поршня

S = 340 мм

1.11.1 Літраж двигуна

$$V_{St} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3{,}14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 3}{4 \times 10^6} = 50{,}14 л$$

1.11.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{50{,}14}{3} = 16{,}68 л$$

1.11.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{957{,}3 \cdot 50{,}14 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 239{,}5 кВт$$

1.11.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \cdot 100\% = \frac{239{,}8 - 240}{239{,}8} \cdot 100\% = 0{,}19\%$$

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{239{,}5 + 240}{2} = 239{,}8 кВт$$

1.11.5 Так як значення ΔP_e<5%, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність P_e = 239,5 кВт

Частота обертання колін валу n = 600 хв$^{-1}$

Діаметр циліндру D = 250 мм

Хід поршня S = 340 мм

Число циліндрів i= 3

Коефіцієнт тактності z = 4

Нижча теплота згорання газу $Q_{\text{Н}}$ = 20700 кДж/м^3

Годинна витрата газу $B_{\text{г}}$ = 101 м^3/год

Індикаторний к.к.д. η_{i} = 0,50

Ефективний к.к.д. η_{e} = 0,40

Кількість свіжого заряду M_1 = 11,0 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згорання $M_{\text{г}}$ = 12,5 кмоль/кг

Температура випускних газів $T_{\text{ср.г.}}$= 810,6 К

Температура на початку стиску T_{d} = 330,4 К

Мольна теплоємкість продуктів згорання

при постійному об'ємі $mC''v$ =30,1 кДж/кмоль К

Мольна теплоємкість свіжого заряду

при постійному об'ємі $mC'v$ =21,84 кДж/кмоль К

Середній індикаторний тиск P_{mi}=1247,8 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_B + Q_Г + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e- теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$- теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$- теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$- теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$Q_П = BQ_Н /3,6 =$ 10120700/3,6 = 578596 Дж/с

у відсотковому відношенні $q_п$ приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$Q_e = 1000239,5 \quad = 239500$ Дж/с

у відсотковому відношенні

$q = Q_e/Q_п \ 100\% =$ 239500/578596100% = 41,4%

Перевірка:

$Q_e^1 = Q_п\eta_e = 5785960,4 = 235000$Дж/с

Вираховуємо похибку

$\Delta = (Q_e - Q_e^1)/ Q_e100\% = (239500 – 235000)/239500100\% = 0,45\%$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w- теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$- теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$Q_w = (- W_{нап.} + W_{ст.} + W_{гр.} + W_{вип.})Q_П = (0 + 0 +0,12 + 0,05)578596 =$
$= 98361$Дж/с

де $W_{нап.}, W_{ст.}, W_{г.р.}, W_{вип}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.}=0$ $W_{г.р.}= 0,09 - 0,16$, приймаємо $W_{г.р.}= 0,12$

$W_{ст.}=0$ $W_{вип} = 0,01 – 0,05$, приймаємо $W_{вип.}= 0,05$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$P_{МД} = (a + bC_m)10^3 = (0,088 + 0,01186,8)10^3 = 168,2$ кПа де a = 0,088, в = 0,0118 - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$C_m = Sn/30 = 0,34600/30 = 6,8$ м/с

Середній тиск тертя поршня:

$P_{ср.т} = 0,6P_{МД} = 0,6168,2 = 100,9$ кПа

Потужність тертя поршня.

$P_п = P_{ср.т}V_sni/(30z) = 100,90,01676003/(304) = 25,26$ Квт

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167$ м^3

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$Q_{ТП} = 1000P_п = 100025,26 = 25260$ Дж/с

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$Q_В = Q_W + Q_{ТП} = 98361 + 25260 = 123621$ Дж/с

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$V_В = Q_В10^{-3}k/(\rho_вC_{mв}\Delta T_В) = 12362110^{-3}1,5/(10004,1910) = 0,004$м^3/с, де К =1,5 коефіцієнт запасу.

$\rho_в =$ 1000 кг/м^3 - середня щільність води.

$C_{mв}$=4,19 кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_в =$ 10°С - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$P_{ВН} = V_В\Delta P_В/\eta_{вн} = 0,00498/0,85 = 0,51$ кВт

$\Delta P_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,85$ - ккд водяного насосу.

Тоді $Q_{в.н.} = 0,511000 = 510$ Дж/с

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$Q_В = Q_W + Q_{ТП} + Q_{ВН} = 98361 + 25260 + 510 = 124131$ Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

$q_в = Q_В/Q_П 100\% = (124131/578596)\ 100\% = 21,5\%$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_Г = \frac{B_г}{3,6 \cdot 22,4}\left[M_2 \cdot \left(m C''_p\right)^{ср.г}_{T_0} \cdot T_{ср.г} - M_1 \cdot \left(mC_p\right)^{d}_{T_0} \cdot T_d\right] = \frac{101}{3,6 \cdot 22,4}$$

$[12,5 \cdot 31,51 \cdot 810,6 - 11 \cdot 30,16 \cdot 330,4] = 185000$ Дж/с

Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$mC''_p = 31,51$ кДж/кмольК

$mC'_p = 30,16$ кДж/кмольК

Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

Що складає у відсотковому відношенні:

$q = Q_Г/Q_П\ 100\% = (185000/578596)100\% = 31,97\%$

Теплота, яка відводиться маслом і витрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$Q_{М1} = (Q_W + Q_{МД}) - Q_В = (98361 + 42176) - 124131 = 16410$ Дж/с

$Q_{МД} = \Delta_{МД}\ Q_П = \quad 0,073578596 = 42179$ кДж/с

теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$\Delta_{МД} = (P_{МД}/ P_{МІ})\eta_і = (168,2/1247,8)0,5 = 0,073$

доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_М = \frac{k \cdot Q_{М1}}{\rho_М \cdot C_{тм} \cdot \Delta T_М} = \frac{1,2 \cdot 16140}{900 \cdot 2,094 \cdot 10 \cdot 3600} = 0,001 м^3/с$$

К = 1,5 - коефіцієнт запасу

$\rho_м = 900$ кг/м^3 щільність масла;

$C_{тм}$ = 2,094 кДж/кг - середня теплоємкість масла.

$\Delta T_м$ = 10 К - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{М.Н.} = \frac{V_М \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0{,}001 \cdot 350000}{0{,}7 \cdot 10^3} = 0{,}5 \text{ кВт}$$

де P_0=0,3510^6 - робочий тиск масла в системі;

$\eta_м$ = 0,7 механічний к.к.д масляного насосу.

тоді

$Q_{М2} = 1000 P_{М.Н.} = 10000{,}5 = 500$ Дж/с

Загальна кількість теплоти складає:

$Q_М = Q_{М1} + Q_{М2} = 16140 + 500 = 16640$ Дж/с

у відсотковому відношенні

$q_М = Q_М/Q_П 100\% = (16640/578596)100\% = 2{,}9\%$

Невраховані теплові втрати

$Q_{НВ} = Q_П – (Q_е + Q_в + Q_г + Q_м) = 578596 – (239535 + 124131+185000 + 16640) =13115$ Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

$q_{н.в.} = Q_{н.в.}/Q_п 100\% = (13115/578596)100\% = 2{,}3\%$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	239535	41,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	124131	21,5
теплота, яка виноситься випускними газами	185000	32,0
теплота, яка відводиться маслом	16640	2,9
невраховані теплові втрати	13115	2,3
загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	578596	100

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діагами

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна3ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 125
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,76
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ε	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c/(V/V_c)^{n1}, \text{ МПа}$$

де p_c– тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max}\rho^{n2}/(V/V_c)^{n2} = p_{max}/(V/V_c)^{n2}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/Vc	$p_{ст}$,МПА	$p_{ст}$,мм	$p_{роз}$,МПа	$p_{роз}$,мм
1	3,76	75,2	10	200
1,25	2,78	55,6	7,55	151,0
1, 5	2,18	43,6	6,00	120,0
2,0	1,48	29,6	4,18	83,6
2,5	1,09	21,8	3,15	63,0
3,0	0,85	17,0	2,51	50,2
4,0	0,58	11,6	1,74	34,8
5	0,43	8,6	1,32	26,4
7,0	0,27	5,4	0,86	17,2
9	0,19	3,8	0,63	12,6
10,5	0,16	3,2	0,52	10,3

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точкапочатку подачі іскри, якавизначається випередженням запалювання.

f - точкапочатку згоряння, якавизначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1$ =10ºПКВ.

$\Delta\varphi_2$ =10ºПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b- точкапочатку відкриття випускного клапана.

r'- точка початку відкриття впускного клапану.

r''- точказакриття випускного клапана.

d - точказакриття впускного клапану.

c''- точкатиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точкамаксимального тиску газів.

2.4.1 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ надіаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^{o}$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,153$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня S = 0,34 м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 3,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{max} = 10,0$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ,ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	ПостійнаX = (1-cosφ)+0,25λ(1-cos2φ)	Відстань від ВМТ до точки X(AB)/2,мм
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r′, до ВМТ	20	0,0747	8,4
r″, після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ординататочки r″ $p_r/m_p = 0,153/0,05 = 3,06$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,23,76 = 4,51$ МПа; $p_c'/m_p = 4,51/0,05 = 90,2$мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{max} = 0,8510,0 = 8,5$ МПа

$p_{zd}/m_p = 8,5/0,05 = 170$ мм.

ПоправкаБрікса $OO_1 = R\lambda_l/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

ПоправкаБрікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6$ мм.

Дійснаіндикаторнадіаграмаробочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 3ГЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$F_г = p_ц \pi D^2/4$, Н

де $p_ц$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотньо- поступально

$F = - m_s r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi)$, Н

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кГ

r – радіус кривошипу,м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R/L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарнасила

$F_d = F_г + F_и$, Н

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$F_N = F_d \, tq \, \beta$, Н

де β- кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$F_r = F_d \cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$, Н

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$F_k = F_d \sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$, Н

Динамічний розрахунок двигуна 3ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня $D = 0,25$м

б) частота обертання колінчастого валу $n = 600$ об/хв

в) ордината прийнята для p_{max} $h_{max} = 182,6$ мм

г) максимальний тиск згоряння $p_{max} = 9,13$МПа

д) кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$

э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05$ МПа/мм

ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально $m_s = 78,6$ кг

з) радіус кривошипу $R = 0,17$м

л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^{\circ}$

к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 = = 3,14600/30 = 62,8$ рад/с.

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на Додатку Д графічної частини кваліфікаційної роботи.

Таблиця 2.6 Результати розрахунку динаміки

φ °	Рц	Fг	Fи	Fd	F_N	Fr	Fk	Fг	Fи	Fd	F_N	Fr	Fk
ПКВ	мм	кн	кн	кн	кн	кн	кн	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	3,2	7,85	-66,41	-58,56	0,00	-58,56	0,00	3,2	-27,1	-23,9	0,0	-23,9	0,0
15	3,2	7,85	-62,84	-54,99	-3,51	-52,21	-17,62	3,2	-25,6	-22,4	-1,4	-21,3	-7,2
30	3,2	7,85	-52,72	-44,87	-5,56	-36,07	-27,25	3,2	-21,5	-18,3	-2,3	-14,7	-11,1
45	3,2	7,85	-37,69	-29,84	-5,27	-17,37	-24,83	3,2	-15,4	-12,2	-2,1	-7,1	-10,1
60	3,2	7,85	-20,09	-12,24	-2,67	-3,81	-11,94	3,2	-8,2	-5,0	-1,1	-1,6	-4,9
75	3,2	7,85	-2,44	5,41	1,32	0,12	5,57	3,2	-1,0	2,2	0,5	0,0	2,3
90	3,2	7,85	13,11	20,96	5,32	-5,32	20,96	3,2	5,3	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	3,2	7,85	25,15	33,00	8,07	-16,34	29,79	3,2	10,3	13,5	3,3	-6,7	12,1
120	3,2	7,85	33,21	41,06	8,95	-28,28	31,08	3,2	13,5	16,7	3,6	-11,5	12,7
135	3,2	7,85	37,69	45,54	8,04	-37,89	26,51	3,2	15,4	18,6	3,3	-15,4	10,8
150	3,2	7,85	39,60	47,45	5,88	-44,04	18,63	3,2	16,1	19,3	2,4	-18,0	7,6
165	3,2	7,85	40,13	47,98	3,06	-47,14	9,46	3,2	16,4	19,6	1,2	-19,2	3,9
180	3,2	7,85	40,19	48,04	0,00	-48,04	0,00	3,2	16,4	19,6	0,0	-19,6	0,0
195	3,5	8,59	40,13	48,72	-3,11	-47,86	-9,61	3,5	16,4	19,9	-1,3	-19,5	-3,9
210	3,9	9,57	39,60	49,17	-6,09	-45,63	-19,31	3,9	16,1	20,0	-2,5	-18,6	-7,9
225	4,1	10,06	37,69	47,75	-8,43	-39,73	-27,80	4,1	15,4	19,5	-3,4	-16,2	-11,3
240	4,6	11,28	33,21	44,49	-9,70	-30,65	-33,68	4,6	13,5	18,1	-4,0	-12,5	-13,7
255	5,5	13,49	25,15	38,64	-9,45	-19,13	-34,88	5,5	10,3	15,8	-3,9	-7,8	-14,2
270	7,0	17,17	13,11	30,28	-7,69	-7,69	-30,28	7,0	5,3	12,3	-3,1	-3,1	-12,3
285	9,4	23,06	-2,44	20,62	-5,04	0,46	-21,22	9,4	-1,0	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	13,8	33,85	-20,09	13,76	-3,00	4,28	-13,42	13,8	-8,2	5,6	-1,2	1,7	-5,5
315	22,2	54,46	-37,69	16,77	-2,96	9,76	-13,95	22,2	-15,4	6,8	-1,2	4,0	-5,7
330	38,2	93,71	-52,72	40,99	-5,08	32,96	-24,90	38,2	-21,5	16,7	-2,1	13,4	-10,1
345	73,9	181,29	-62,84	118,45	-7,56	112,45	-37,96	73,9	-25,6	48,3	-3,1	45,8	-15,5
360	112,0	274,75	-66,41	208,34	0,00	208,34	0,00	112,0	-27,1	84,9	0,0	84,9	0,0
375	155,7	381,95	-62,84	319,11	20,36	302,97	102,26	155,7	-25,6	130,1	8,3	123,5	41,7
390	94,1	230,84	-52,72	178,12	22,08	143,22	108,18	94,1	-21,5	72,6	9,0	58,4	44,1
405	55,6	136,39	-37,69	98,70	17,44	57,47	82,12	55,6	-15,4	40,2	7,1	23,4	33,5
420	35,8	87,82	-20,09	67,73	14,77	21,07	66,04	35,8	-8,2	27,6	6,0	8,6	26,9
435	25,0	61,33	-2,44	58,89	14,41	1,33	60,61	25,0	-1,0	24,0	5,9	0,5	24,7
450	18,6	45,63	13,11	58,74	14,91	-14,91	58,74	18,6	5,3	23,9	6,1	-6,1	23,9

Продовження таблиці 2.6													
465	15,3	37,53	25,15	62,68	15,33	-31,04	56,58	15,3	10,3	25,6	6,3	-12,7	23,1
480	14,0	34,34	33,21	67,55	14,73	-46,53	51,14	14,0	13,5	27,5	6,0	-19,0	20,8
495	12,4	30,42	37,69	68,11	12,03	-56,67	39,65	12,4	15,4	27,8	4,9	-23,1	16,2
510	10,5	25,76	39,60	65,36	8,10	-60,66	25,67	10,5	16,1	26,6	3,3	-24,7	10,5
525	8,4	20,61	40,13	60,74	3,87	-59,67	11,98	8,4	16,4	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	40,19	57,12	0,00	-57,12	0,00	6,9	16,4	23,3	0,0	-23,3	0,0
555	4,7	11,53	40,13	51,66	-3,30	-50,75	-10,19	4,7	16,4	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	3,7	8,95	39,60	48,56	-6,02	-45,06	-19,07	3,7	16,1	19,8	-2,5	-18,4	-7,8
585	3,1	7,60	37,69	45,29	-8,00	-37,69	-26,37	3,1	15,4	18,5	-3,3	-15,4	-10,7
600	3,1	7,60	33,21	40,81	-8,90	-28,11	-30,89	3,1	13,5	16,6	-3,6	-11,5	-12,6
615	3,1	7,60	25,15	32,76	-8,01	-16,22	-29,57	3,1	10,3	13,4	-3,3	-6,6	-12,1
630	3,1	7,60	13,11	20,72	-5,26	-5,26	-20,72	3,1	5,3	8,4	-2,1	-2,1	-8,4
645	3,1	7,60	-2,44	5,16	-1,26	0,12	-5,32	3,1	-1,0	2,1	-0,5	0,0	-2,2
660	3,1	8,59	-20,09	-11,50	2,51	-3,58	11,22	3,5	-8,2	-4,7	1,0	-1,5	4,6
675	3,1	7,60	-37,69	-30,08	5,31	-17,52	25,03	3,1	-15,4	-12,3	2,2	-7,1	10,2
690	3,1	7,60	-52,72	-45,11	5,59	-36,27	27,40	3,1	-21,5	-18,4	2,3	-14,8	11,2
705	3,1	7,60	-62,84	-55,24	3,52	-52,44	17,70	3,1	-25,6	-22,5	1,4	-21,4	7,2
720	3,1	7,60	-66,41	-58,81	0,00	-58,81	0,00	3,1	-27,1	-24,0	0,0	-24,0	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1. Особливості пускового режиму двигуна

Пусковий режим двигуна протікає в період часу від початку обертання колінчастого валу до отримання стійкого згоряння робочої суміші, що забезпечує прогресивне наростання індикаторної потужності та перехід на самостійну роботу без дії пускового пристрою. При розгляді пускового режиму та умов забезпечення пуску необхідно враховувати дві проблеми, які при цьому виникають: внутрішню та зовнішню.

Внутрішня проблема пуску є в створенні сприятливих умов самозапалювання та згоряння робочої суміші в циліндрах двигуна.

Головними показниками, що визначають можливість самозапалювання робочої суміші при пуску, є температура та тиск повітря в момент подачі палива. Чим вище при даній температурі тиск повітря в кінці стиску, тим більш інтенсивно проходить розпилювання, нагрів та випаровування палива.

Неможна, тим не менше, пов’язувати завершення пускового періоду з появою першого спалаху. Двигун може перейти на роботу без допомоги пускових пристроїв при умові, коли з кожним наступним циклом проходить прогресивне наростання надлишкової роботи газів, поверх необхідної для перевищування сил опору. Ця надлишкова робота витрачається на підвищення швидкості обертання колінчастого валу.

Зовнішня проблемає в тому щоб надати двигуну енергії, достатньої для обертання валу з деякою мінімально необхідною швидкістю. Нижня границя швидкості колінчастого валу, досягнення якої необхідно для забезпечення пуску, прийнято називати мінімальними пусковими оборотами двигуна $n^{п}_{min}$. Величина $n^{п}_{min}$ залежить від конструкції, теплового стану та швидкохідності двигуна.

Під час пуску колінчастий вал двигуна обертається з невеликою швидкістю, що затрудняє пуск.

1.Тиск розпилювання палива змінюється в залежності від частоти колінчастого валу по закону, близькому до квадратного

$$P_ф \approx An^2$$

2. Під час пуску поміж деталями ЦПГ двигуна є великі зазори, що разом із малою швидкістю переміщення приводить до підвищених втрат повітряного заряду. Це служить однією із причин зниження тису p_c та температури T_c в кінці стиску.

3. В пусковий період відмічається інтенсивний теплообмін поміж повітряним зарядом та холодними стінками циліндра. Підвищені, порівняно із робочим станом, втрати тепла обумовлені відносним збільшенням часу теплообміну на малих оборотах, підвищеною різницею температур поміж повітрям та стінками циліндру та втратами заряду через зазори та нещільності.

В результаті середній показник політропи стиску n_1, під час пуску значно менше, ніж у працюючого двигуна

Тиск газоповітряної суміші в кінці стиску знаходиться по формулі $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$, а температура по формулі $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$

Мінімальне пускове число оборотів може бути в першому наближенні оцінено теоретично, якщо мати на увазі, що $n^п_{min}$ повинна забезпечити:

- енергію для переходу механізму через мертві положення;
- температуру повітря в кінці стиску, достатню для надійного запалювання;
- прийнятну якість сумішоутворення та мащення поверхонь деталей, що труться.

В зв'язку із складністю та значними похибками теоретичного розрахунку, оцінка $n^п_{min}$ проводиться на основі дослідних даних. Для значної кількості різних двигунів вищеназвані умови виконуються, якщо середня швидкість поршня знаходиться в межах

$c_m = 0{,}9…1{,}5$ м/с

Виходячи із рекомендованих значень c_m при пуску

$n_{п\ min} = (27…45)/S$ об/хв,

де S – хід поршня в м.

Оцінка $n_{пmin}$ повинна проводитися з урахуванням теплового стану двигуна перед запуском, температур навколишнього середовища, палива, змащувального мастила та охолоджуючої води. В залежності від цих показників змінюється і величина $n_{п\ min}$.

При однаковій температурі охолоджуючої води найменші величини $n_{п\ min}$ будуть потрібні для двигунів із безпосереднім впорскуванням та нероздільними камери згоряння. У вихрекамерних та передкамерних дизелів $n_{п\ min}$ мають більш високі значення і $n_{п\ min}$ звичайно досягається за 1…2 оберти валу.

3.2. Способи пуску, потужність пускового пристрою та витрата повітря.

Для розвитку пускової швидкості обертання колінчастого валу двигуна необхідно затратити деяку енергію, яка повинна бути підведена назовні, від пускового пристрою. Вибір способу пуску та пускового пристрою залежить від конструктивних особливостей двигуна, його призначення, місця установки, розмірів та потужності. Для пуску двигунів на практиці застосовують такі способи: стартерний, стиснутим повітрям, ручний, інерційний, піростартерний та за допомогою допоміжного двигуна.

Найбільш поширеними способами пуску є повітряний пуск та електростартерний. Застосування ручного пуску обмежується фізичними можливостями людини та застосовується на малогабаритних двигунах.

Одним із найбільш поширених способів пуску є електростартерний. В якості електростартерів використовуються спеціальні швидкохідні малогабаритні серіїсні електродвигуни постійного струму. Джерелом живлення пускового електродвигуна є акумуляторні батареї з напругою 12, 24, 36 В.

Електростартер здатний розвивати короткочасно, протягом 10…20 с, великі моменти, які забезпечують розкручування колінчастого валу валадо пускових оборотів.

Необхідна потужність пускового пристрою може бути знайдена по формулі

$$P_n = \frac{p_m \cdot V_h \cdot n_{n\min} \cdot i}{0{,}45 \cdot \eta_n}$$

де $p_т$ – середній тиск втрат при пуску, включно із втратами на подолання тертя, на привід допоміжних механізмів, на подолання компресії та сил інерції частин двигуна, що рухаються при розгоні.

V_h – робочий об'єм циліндру.

$\eta_п$ - ККД передачі від пускового агрегату до двигуна.

Потужність пускового пристрою можливо визначити також, користуючись величиною питомої потужності пускового пристрою

$$P_{n.пит} = \frac{P_n}{V_h \cdot i} = \frac{p_m \cdot n_{n\min} \cdot k}{0{,}45 \cdot \eta_n}, \text{ кВт/дм}^3$$

Для орієнтовних розрахунків можна приймати величину $P_{n.\,пит} = 1{,}1\ldots1{,}25$ кВт/дм^3

тоді $P_n = (1{,}1\ldots1{,}25)V_h i$, кВт

Дизелі великої потужності, як правило, запускаються за допомогою стиснутого повітря. Щоб забезпечити пуск, потрібно в циліндри двигуна подати стиснуте повітря у визначений час, погоджений із протіканням робочого процесу.

Для пуску двигуна при любому положенні колінчастого валу число циліндрів 4-тактного двигуна має бути не менше шести, а у 2-тактного - не менше чотирьох.

Витрата стиснутого повітря на один пуск двигуна визначається по формулі

$$\Delta G = \frac{V_б}{R \cdot T} \cdot (p_0 - p_1), кг$$

де $V_б$ – об'єм пускового балону, м^3.

R = 287 кДж/(кгград) - газова постійна для повітря;

Т – температураповітря в балоні, К

p_0, p_1 – тиск повітря в балоні до і після пуску, МПа.

3.3 Опис системи пуску двигуна– прототипу

Система пуску двигуна-прототипу 6ГЧН25/34 (рис.3.1) дозволяє запускати двигун стиснутим повітрям, який подається в циліндри, при любому положенні колінчастого валу.

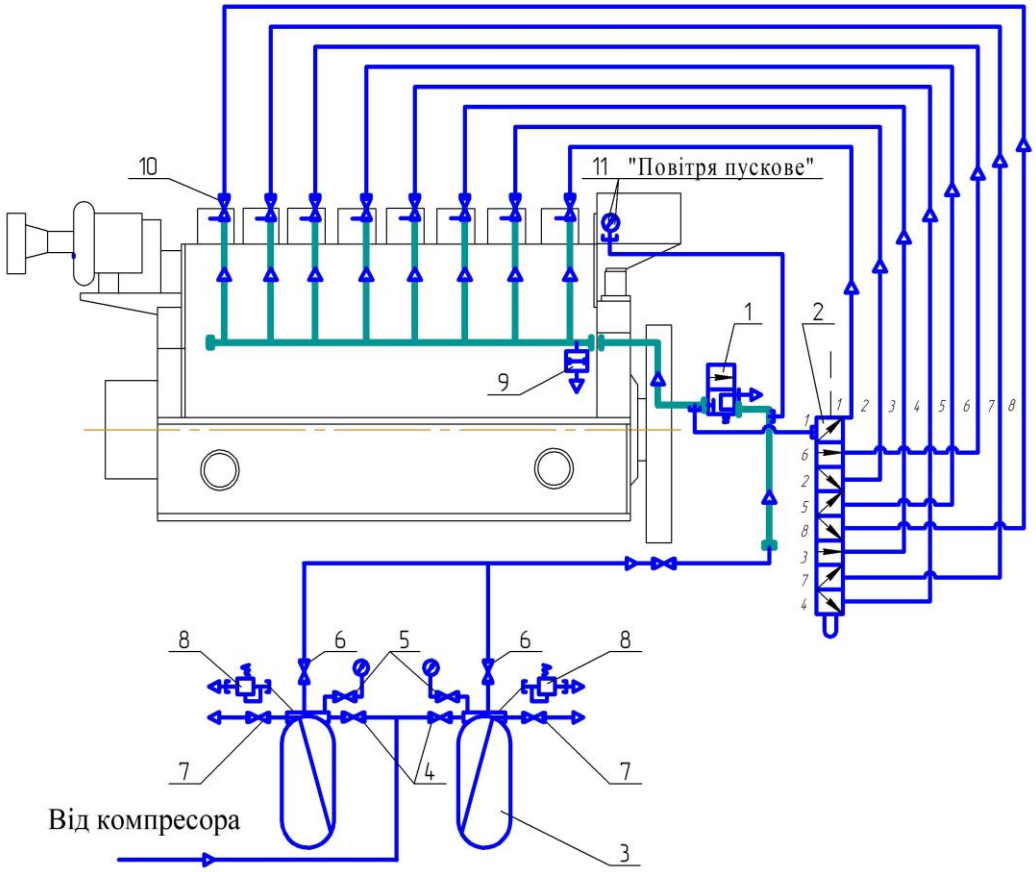

Рисунок 3.1 Принципова схема системи пуску двигуна - прототипу

1- головний пусковий клапан; 2 - розподілювач повітря; 3 - балон пусковий; 4 - вентиль від компресора 5 - вентиль манометра; 6 - вентиль запорний;7 - вентиль продувочний; 8 - клапан запобіжний; 9 - розривна мембрана; 10 - клапан пусковий; 11 - манометр, 12-головна мережа.

Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натискуванням кнопки) головного пускового клапану 1. При цьому стиснуте повітря подається до розташованих в кришках циліндрів пусковим клапанам 10 (спочатку ці клапана закриті) і одночасно до розподілювача повітря 2. Розподілювач повітря 2 відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана10, в той момент коли поршень відповідного циліндру знаходиться у ВМТ, перед тактом робочого ходу. Тиск управляючого повітря відкриває пусковий в циліндрі і тим самим дозволяє стиснутому повітрю із головної мережі 12 заповнити цей циліндр. Сила від тиску пускового повітря на поршні приводить в рух кривошипно – шатунний механізм двигуна. Коли забезпечується частота обертання, при якій загоряється газо – повітряна суміш від свічок запалювання, двигун запускається. Після запуску, при відпусканні кнопки головний пусковий клапан закривається.

На головній магістралі 12 встановлений запобіжний пристрій 9, що запобігає вузли системи від руйнування при прориві випускних газів у випадку зависання пускових клапанів.

Головний пусковий клапан

Головний пусковий клапан (дозвільний) типу РПК 25/80 (рис.3.2) служить для подачі стиснутого повітря в головну пускову магістраль двигуна при його запуску.

Клапан має кнопку ручного відкриття клапану, а також електромагніт для дистанційного управління.

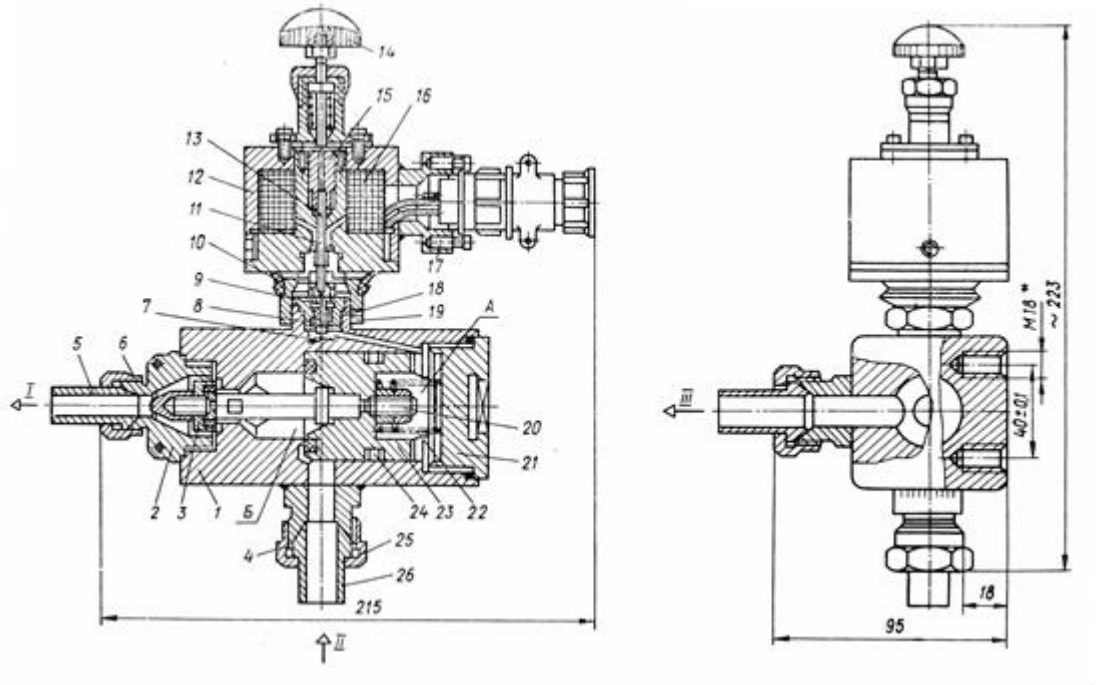

Рис. 3.2 Головний пусковий клапан

1 – корпус; 2, 4 – штуцер; 3 – клапан дренажний; 5, 26 – ніпель; 6, 19, 25 – гайка накидна; 7, 22 – пружина; 8 – клапан розвантажувальний; 9 – сідло; 10 – кільце пилезахистне; 11 – шток; 12 – електромагніт; 13 – якір; 14 – кнопка ручного пуску; 15 – гвинт регуліровочний; 16 – катушка електромагніта; 17 – гвинт; 18 – кільце; 20 – шток; 21 – пробка; 23 – клапан головний; кільце; А, Б - порожнина; I - дренаж; II – вхід повітря; III – вихід повітря.

Пусковий клапан

Пусковий клапан (рис.3.3) встановлений в кришці кожного циліндру і служить для подачі пускового повітря безпосередньо в циліндр двигуна. В корпусі 1 розміщений клапан 2, який відділяє порожнину А від порожнини робочого циліндру. У верхній частині штоку клапана закріплений поршень 3, який переміщується в центруючій втулці 4. Поршень і центруюча втулка забезпечують співвісність клапана відносно корпусу. Пружина 5 притискує клапан до посадочного місця. У верхній частині клапана розташований ковпак 7, в якому переміщається робочий поршень 6.

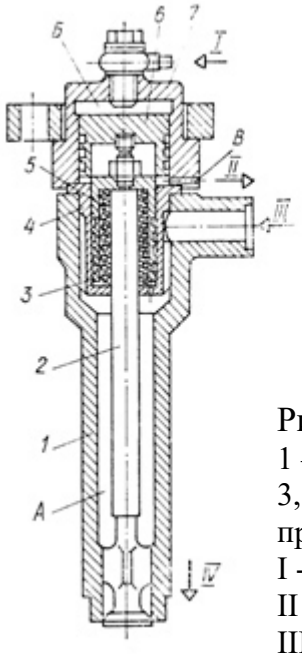

Рис. 3.4 Пусковий клапан
1 – корпус , 2 – клапан,
3, 6 – поршень, 4 – втулка центруюча, 5 – пружина , 7 – колпак,
I - від ррозподілювача повітря,
II – скидання тиску,
III – від головної пускової мережі,
IV – в циліндр двигуна

Працює клапан наступним чином: при запуску керуюче повітря поступає із розподілювача в порожнину А клапана, в результаті поршень 6, рухаючись вниз, відкриває клапан 2, і стиснуте повітря із порожнини А поступає в циліндр двигуна.

Після закінчення подачі керуючого повітря, клапан 2 під дією пружини 7 закривається, подача повітря в циліндр закінчується.

В ковпаку 7 пускового клапану є дренажний отвір В, через який стравлюється повітря у навколишнє середовище, що проникає із порожнини А, яка з моменту натискування на кнопку головного пускового клапана знаходиться під тиском стиснутого повітря, а також повітря, що знаходиться під поршнем 6 при його переміщенні.

Розподілювач повітря

Розподілювач повітря (рис.3.4) розташований на кожусі приводу розподільчого валу і служить для управління відкриттям та закриттям пускових клапанів.

В корпусі 1 розташовані шість – для 6ГЧН25/34 або ж вісім – для 8ГЧН25/34 притертих золотників, які рухаються в радіальному напрямку.

Повітря, що надходить від дозвільного пускового клапану, попадає в кільцеву порожнину Б, притискуючи всі золотники до пускового кулака повітря розподілювача10.

На зовнішній робочій поверхні пусковий кулак має зріз, який дозволяє рухатися золотникам до центру кулака, з'єднуючи кільцеву порожнину Б послідовно з кожною із шести або восьми порожнин С. Із

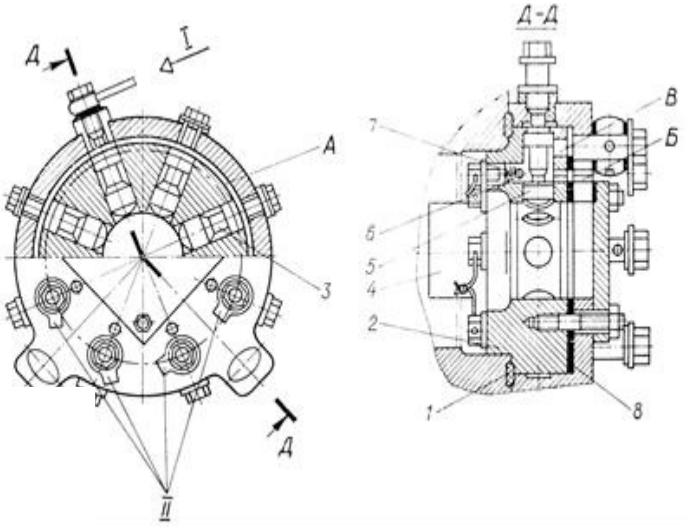

Рис. 3.4 Розподілювач повітря
1 – кільце гумове, 2 – корпус ,
3, 5 – золотнік, 4 – кулак пусковий,
6 – кулька , 7 – пружина ,
8 – прокладка ,
I – пускове повітря від РПК,
II – пускове повітря до пускових клапанів

порожнин С у відповідні моменти часу управляюче повітря поступає до пускових клапанів кожного циліндру.

3.4 Визначення параметрів пневмостартера для газового двигуна 3ГЧН25/34

Запроектований газовий двигун для роботи на біогазу має всього три циліндри, що значно зменшує його габарити та вагу, але при цьому неможливо

застосувати серійну систему пуску, яка передбачає безпосередню подачу стиснутого пускового повітря в циліндри двигуна (циліндровий пуск). Тому для запуску газового двигуна 3ГЧН25/34 в магістерській роботі передбачається застосування пневмостартера зарубіжного виробництва. В Україні та країнах бувшого СРСР виробництво пневмостартерів на сьогодні відсутнє. Вибір пневмостартера для запуску газового двигуна пояснюється тим, що при відносно невеликих габаритах та масі він має значну потужність. Крім того, він дуже простий та надійний в експлуатації, а такі елементи пускової системи двигуна, як повітряний компресор високого тиску та балони для зберігання стиснутого пускового повітря вже тривалий час застосовуються при експлуатації середньо- оборотних двигунів. Застосування електричного стартера для запуску двигуна 3ЧН25/34 не можливе через велику потужність пуску. Пошуки технічної інформації по пусковим пристроям в Інтернеті показали, що для двигуна з об'ємом циліндрів V= 50л необхідно встановлювати декілька електричних стартерів, що значно ускладнює систему пуску двигуна. Крім того, застосування електричного стартера потребує акумуляторів значних ємкостей, які є дорогими і потребують постійного обслуговування.

Потужність пускового пристрою можливо визначити, користуючись величиною питомої потужності пускового пристрою

$$P_{n.пит} = \frac{P_n}{V_h \cdot i} = \frac{p_m \cdot n_{n\min} \cdot k}{0{,}45 \cdot \eta_n}, \text{ кВт/дм}^3$$

Для орієнтовних розрахунків можна приймати величину $P_{n.\,пит} = 1{,}1\ldots1{,}25$ кВт/дм^3

тоді $P_n = (1{,}1\ldots1{,}25)V_h i$, кВт

Для двигуна3ГЧН25/34 об'єм робочого циліндру знаходимо по формулі

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3.14 \cdot 25^2}{4} \cdot 34 = 16680\ см^3 = 16{,}68 дм^3, \text{ де}$$

D = 25см – діаметр поршня;

S = 34см – хід поршня;

Таким чином потужність пускового пристрою має бути в таких межах

$P_n = (1,1…1,25)V_hi = (1,1…1,25)\cdot 16,68\cdot 3 = 55…63$ кВт.

Враховуючи те, що запроектований двигун призначений для роботи на біогазу з невисоким ступенем стиску вибираємо пневмостартер з дещо меншою потужністю. Кінцевим вибором став пневмостартер типу ST950CP фірми INGERSOLL-RAND (США) з такими технічними характеристиками:

- максимальні обороти шестерні пневмостартера при тиску повітря на вході p =1,5 МПа n_1 =1800 хв$^{-1}$;
- максимальна потужність P = 40кВт;
- число зубців шестерні z_1 =11;
- модуль зуба m = 6;
- маса пневмостартера $m_п$ = 28 кг;
- напрямок обертання – можливий в обидві сторони;

Для визначення передаточного відношення приводу із досвіду експлуатації газових двигунів задаємося пусковим числом оборотів n_2 = 80…100 хв$^{-1}$. Визначення параметрів зубчастої передачі приводу та перевірку на міцність зубів шестерні виконаємо в розділі 3.5.

3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі пневмостартера

Вихідні дані

1.Потужність, що передається зубчастою передачею	P_1 =	40000	Ватт
2.Число обертів шестерні пневмостартера	n_1 =	1800	об/хв
3.Число зубів шестерні пневмостартера	z_1 =	11	
4.Число зубів шестерні маховика	z_2 =	180	
5.Модуль зуба	m =	6	мм
6.Твердість поверхні зубів шестерні і колеса	HRC =	48	
7.Ширина зуба шестерні	b_1 =	30	мм
8. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження поміж зубами	$K_{H\alpha}$ =	1	
9. Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба	$K_{H\beta}$ =	1	

Розрахунок

1.Ділильний діаметр шестерні пневмостартера

$$d_1 = m \cdot z_1$$

d_1 = 66 мм

2.Ділильний діаметр шестерні маховика

$$d_2 = m \cdot z_2$$

d_2 = 1080 мм

3. Передаточне відношення передачі

$$u = \frac{d_1}{d_2}$$

u = 0,061

4. Міжосьова відстань передачі

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

a_w = 573 мм

5. Кутова швидкість шестерні пневмостартера

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

ω_1 = 188,4 рад/с

6. Крутний момент на шестерні пневмостартера

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$$

T_1 = 212,31 Н·м

7. Кругова сила в зацепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}$$ F_t = 6433,76 Н

8. Кругова швидкість шестерні

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}$$ v_1 = 6,22 м/с

9.Коеффіцієнт динамічної нагрузки K_{Hv} = 1,05

10. Контактні напруги в зацепленні

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_1 \cdot b_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}$$ σ_H = 829,6 Н/мм^2

11. Допустима контактна напруга

$$[\sigma]_{H1} = 14 \cdot HRC + 170$$ $[\sigma]_{H1}$ = 842 Н/мм^2

12. Коефіцієнт форми зуба при їх числі z_1 =11 Y_{F1} = 3,61

13. Коефіцієнт форми зуба при їх числі z_2 =180 Y_{F2} = 3,92

14. Коефіцієнт, що враховує розподіл нагрузки поміж зубами при їх згинанні $K_{F\alpha}$ = 1

15. Коефіцієнт нерівномірності нагрузки по довжині зуба $K_{F\beta}$ = 1

16.Коеффіцієнт динамічної нагрузки K_{Fv} = 1,2

17. Напруга від згинання зубів колеса

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{F_t}{b_1 * m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$$ σ_{F1} = 154,8 Н/мм^2

18. Напруга від згинання зубів шестерні

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$ σ_{F2} = 168,1 Н/мм^2

19. Допустима напруга в зубі від згинання $[\sigma]_F$ = 370 Н/мм2

Висновок

Результати розрахунку показали, що працездатність зубчастої передачі забезпечується так як напруги контактні та згинальні не перевищують допустимих напруг для матеріалу шестернів.

3.6 Опис запроектованої системи пуску

Запроектована система пуску газового двигуна 3ГЧН25/34 (лист Додатку В креслень до магістерської кваліфікаційної роботи) складається із такого основного обладнання: пневмостартера 1, який встановлюється на кронштейні і кріпиться до рами двигун-генератора в районі маховика; редуктора 2 для зменшення тиску пускового повітря з 3,0 МПа до 1,5 МПа; фільтра 3 для очищення пускового повітря від механічних домішок; клапана запобіжного 11, який обмежує тиск пускового повітря перед пневмостартером; клапана пускового 4, який приводить пневмостартер в дію подаючи на нього пускове повітря; електромагнітного клапана 6, на який подається електричний сигнал при дистанційному пуску двигуна (кнопка«Пуск» на шафі управління двигуна-генератора). Для з'єднання головних елементів системи пуску використовуються труби 7,8,22, патрубок 12, трійник 10, коліно 21. З'єднання елементів системи пуску та труб виконано задопомогою різьбових з'єднань з контргайками. Зібраний трубопровід системи пуску прикріплений не кронштейнах 9 до рами двигуна-генератора. Для візуального контролю тиску пускового повітря після редуктора2 на трійнику 16 встановлений манометр.

Крім трубопроводу пускового повітря в системі пуску є трубки керуючого повітря 14,18, 23.

Для запуску газового двигуна необхідно до редуктора 2 подати пускове повітря тиском 3 МПа шляхом відкриття вентиля на головці пускового балону, який встановлений окремо від двигуна в приміщенні електростанції. Для наповнення пускового балону повітрям на електростанції є компресор високого тиску. Далі потрібно натиснути і утримувати кнопку «Пуск» на панелі щита управління двигуном-генератором. Стиснуте повітря по трубці 18 надходить в циліндр пневмостартера 1 і переміщує вал з шестернею в зачеплення з шестернею маховика після чого керуюче повітря по трубці 23 потрапляє в пусковий клапан і приводить його в дію відкриваючи шлях пусковому повітрю до пневмостартера1.

Пневмостартер розпочинає розкручувати двигун до пускових обертів. При появі перших спалахів газоповітряної суміші в циліндрах двигуна та зростанні числа обертів двигуна кнопку «Пуск» відпускаємо, тиск повітря в циліндрі пневмостартера падає і вал з шестернею виходить із зачеплення з шестернею маховика. Таким чином пуск двигуна закінчений.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи з охорони праці

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

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

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

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

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

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

а) Газ та пари мастила.

Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3.

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

б) Пожежна безпека.

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

в) Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітленням приміщення електростанції.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

д) Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація газового палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти

цьому, необхідна система вентиляції.

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

Вентиляція, що застосовується на електростанції : штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

Кількість приточного повітря повинно відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальної.

1. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
2. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п`ять груп:

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;

г) канцерогенні домішки;

д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на

поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатся виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) Встановлення вентиляції та опалення.

д) Застосування засобів індивідуального захисту.

4.3 Заходи щодо зменшення рівня шуму та вібрації

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи

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

4.4 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медицинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов’язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з’єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;

- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канави не можна перекривати;

- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має находитися при проведенні любих робіт по шафам;

- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;

- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;

- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;

- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;

- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;

- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота на тему ”Підвищення експлуатаційних показників стаціонарного газового двигуна потужністю 240 кВт за рахунок застосування пневмостартерної системи пуску» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 3ГЧН 25/34 і детальну розробку системи пуску із застосуванням пневмостартера. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 3ГЧН 25/34 потужністю 240 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії та наявності виробництва біогазу. Конструкція газового двигун - генератора і газового двигуна показана на листах Додатку А і Б графічної частини роботи, а в пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна (Р = 240кВт) виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Згідно із результапми розрахунків, задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску наддуву p_b = 0,14 МПа і коефіцієнті надлишку повітря α = 1,72. По результатам розрахунку робочого процесу в Додатку Д побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Важливе місце в магістерській кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка системи пуску із застосуванням пневмостартера. В пояснювальній записці приведений детальний опис системи пуску двигуна-прототипу та запроектованої системи пуску, а також виконаний розрахунок потужності пневмостартера та перевірочний розрахунок на міцність зубчастої передачі від пневмостартера до маховика.

В графічній частині кваліфікаційної роботи розроблені складальне креслення системи пуску та пневмостартера., який встановлений разом із кронштейном на рамі двигуна-генератора.

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 3ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значна увага в кваліфікаій роботі приділена розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИгаз. М.,1992
2. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. „Машиностроение„ Л.,1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок тапобудоваіндикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет напрочность деталей машин.Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л.,1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М.,1973
10. Міжгалузеві нормативи часу наслюсарну обробку деталей і слюсарно – складальні роботи при складанні машин.- Міністерство праці та соціальної політики України. Центр продуктивності – Краматорськ,2003
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
12. Горбов В.М. Енергетичні палива. Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ,2003. – 328с.