

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____ 2021 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності газового двигуна з наддувом потужністю 650 кВт за рахунок удосконаленням конструкції масляного насоса. Прототип 8ГЧН 19/23.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-19з

_____ ***Нечипорук О.П.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

3MICT

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ.....	6
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИМОГИ ДО ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до проектного двигуна.....	9
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом.....	10
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	21
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.....	26
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	30
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна- прототипу.....	35
2.7. Висновок по розділу 2.....	35
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем мащення.....	36
3.2 Опис основних елементів системи мащення.....	41
3.3 Розрахунок системи мащення.....	48
3.4 Висновок по розділу 3.....	50
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна.....	51
4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	53
4.3 Охорона навколишнього середовища.....	58
4.4 Висновок по розділу 4.....	60
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62
ДОДАТКИ	
Додаток 1.....	63

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив		Нечипорук О.П.			Пояснювальна записка				Літера		Лист	Листів
Перевірів		Нестеренко В.В							н		3	67
Рецензент		Швець І.А.							54-ЕМ-19з			
Н. контр		Нестеренко В.В										
Затвердив		Нестеренко В.В										

Додаток 2.....	64
Додаток 3.....	65
Додаток 4.....	66
Додаток 5.	67

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигун внутрішнього згорання — це тепловий двигун, в якому теплова енергія, що виділяється при згоранні палива в робочому циліндрі, перетворюється в механічну роботу. Перетворення теплової енергії в механічну здійснюється за допомогою передачі енергії розширення продуктів згорання на поршень, зворотно-поступальна хода якого, у свою чергу, через кривошипно - шатунний механізм перетворюється в обертальний рух колінчастого валу, що приводить в рух гребний гвинт, електричний генератор, насос або інший споживач енергії.

Історія розвитку ДВЗ налічує понад 100 років. Перший промисловий ДВС був сконструйований в 1860 р. О. Ленуаром (Франція). Це був двотактний двигун, що працював на світильному газі із запалюванням від електричної іскри. У 1876 р. німецький інженер Отто створив чотирьохтактний газовий двигун, що одержав широке промислове застосування.

Перший експериментальний ДВЗ із запалюванням від стиснення був сконструйований в 1897 р. Р. Дизелем (Німеччина) і згодом названий його ім'ям. Проте цей двигун, що працював на гасі, не виправдав надій, що покладалися на нього. Перший промисловий дизель був побудований в 1899 р. на заводі Е. Нобеля, який в 1898 р. купив патент у Р. Дизеля.

Темою даної кваліфікаційної роботи є: «Розробка системи мащення з удосконаленням конструкції масляного насоса для 4-тактного газового двигуна з наддувом потужністю $P_e=650\text{кВт}$. Прототип 8ГЧН 19/23.».

Двигун-прототип 8ГЧН19/23 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

Мета: змінення виду палива та проектування системи мащення 4-тактного газового двигуна з розробкою конструкції масляного насосу.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ

Двигун 8ГЧН19/23 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

Фундаментна рама лита чавунна. В поперечних перегородках рами розташовані корінні підшипники колінчастого валу.

Блок циліндрів литий чавунний, симетричний щодо поздовжньої осі. Одна з бічних порожнин блоку служить ресивером наддувочного повітря, в іншій порожнини розташовані розподільний вал, штовхачі і штанги приводу клапанів. Блок циліндрів з'єднаний з фундаментною рамою шпильками і болтами, ущільнення здійснено гумовою прокладкою. У передньому відсіку блоку циліндрів розміщений шестерний привід агрегатів і розподільного валу. Втулка циліндрів лита чавунна, з присадкою хрому і нікелю, ущільнюється у верхній частині притиранням бурту до блоку циліндрів, в нижній частині - гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. У кришці розміщені свічка запалювання, впускний, випускний і пусковий клапани. На кришці розташовані коромисла, пружини приводу клапанів і індикаторний кран.

Колінчастий вал сталевий, виготовлений методом згинання з висадкою, шийки валу загартовані ТВЧ. На передньому кінці вале закріплено шестерня приводу агрегатів.

Поршень литий чавунний, з присадкою хрому і нікелю, охолодження поршня збовтуванням. Палець поршня плаваючого типу, пустотілий, сталевий, зацементований і загартований. Поршневі кільця чавунні хромовані. Шатун сталевий штампований, стрижень шатуна двотаврового перетину. У верхній голівці шатуна запресована бронзова втулка, в нижній рознімної голівці розміщені шатунні вкладиші.

Розподільчий вал розташований в бічній частині блоку циліндрів, сталевий,

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

впускні і випускні кулачки виконані заодно з валом, цементовані і загартовані.

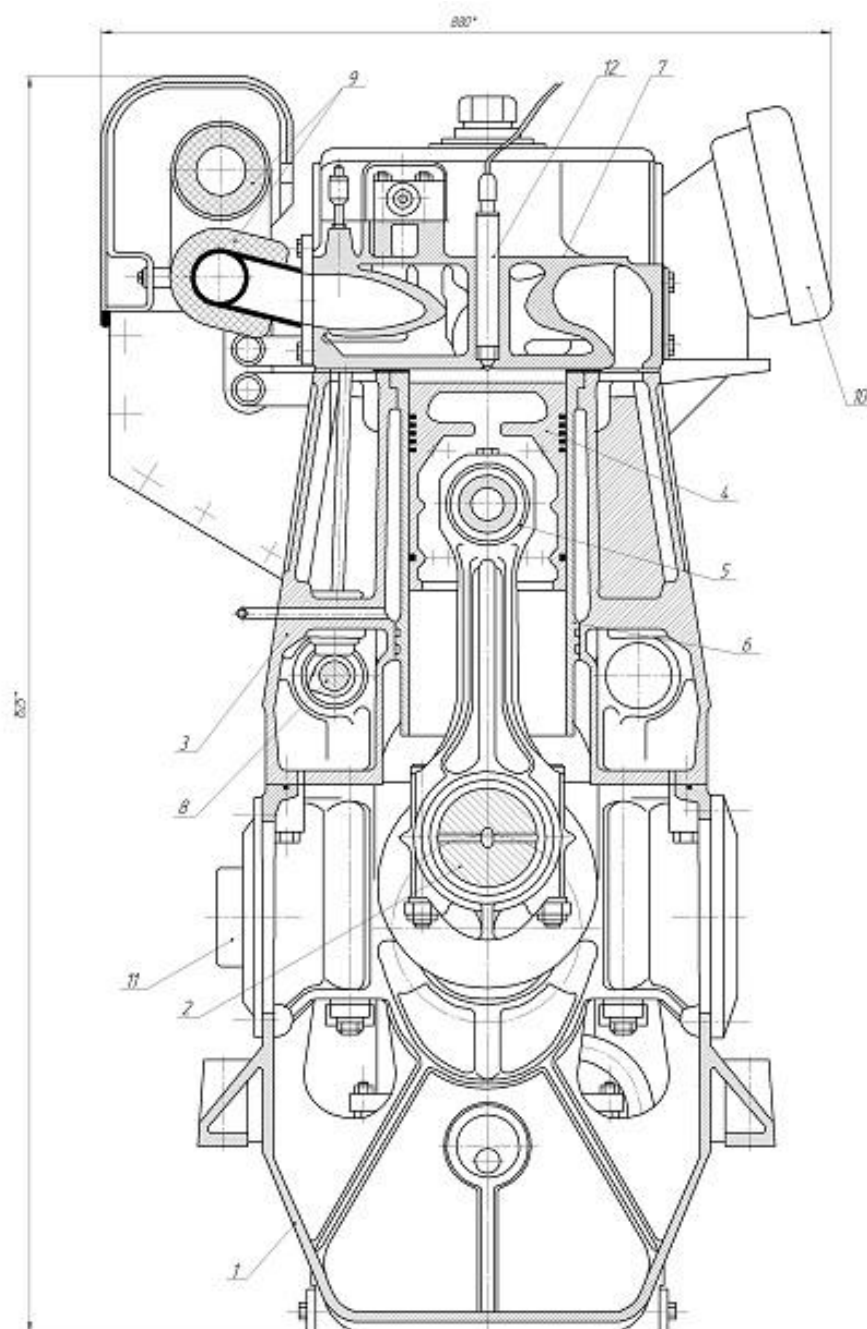


Рисунок 2.1 Двигун 8ГЧН 19/23

Привод розподільчого валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень. Паливна система газового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням складається з блоку газової апаратури (регулятора тиску газу, регулятора співвідношення газ/повітря, фільтру газу і так далі), а також камери змішувача.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Дана система забезпечує подачу газу під низьким тиском.

Система мащення двигуна циркуляційна, під тиском з «мокрим» картером. Очищення масла проводиться в повно поточному фільтрі тонкого очищення, що встановлюється поза двигуном, і в реактивної центрифугі. Масло охолоджується водою в охолоджувачі масла. Автоматичне регулювання температури масла виконується терморегулятором.

Система охолодження двоконтурна: внутрішній контур - прісна вода. Втулки циліндрів, кришки циліндрів і турбокомпресор охолоджуються прісною водою. Прісна вода охолоджується в водо-водяному охолоджувачі забортної водою при автоматичному регулюванні температури прісної води терморегулятором. Забортною водою також охолоджуються наддувочне повітря і масло.

Пуск двигуна проводиться стиснутим повітрям. Наддув двигуна здійснюється турбокомпресором. Управління двигуном проводиться системою ДАУ або з місцевого поста управління, розташованого безпосередньо на двигуні.

Технічна характеристика двигуна - прототипу 8ГЧН19/23

Ефективна потужність $P_e = 700$ кВт

Частота обертання колінчастого валу $n = 1000$ хв⁻¹

Діаметр поршня $d = 190$ мм

Хід поршня $S = 230$ мм

Кількість циліндрів $i = 8$

Ступінь стиску $\varepsilon = 10$

Середній ефективний тиск $P_{me} = 1,653$ МПа

Тиск наддуву $P_B = 260$ кПа

Ефективний ККД $\eta_e = 0,43$

Годинна витрата палива $B_T = 186,4$ м³/год

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИМОГИ ДО ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна

Метою проектування, що виконується в роботі, є перехід двигуна з використання природного газу на скраплений газ та змінення типу системи мащення. Такі зміни дозволяють прогнозувати зменшення ефективної потужності проектного двигуна. Тому виконуємо розрахунки двигуна 8ГЧН 19/23 потужністю $P_e=650\text{кВт}$.

Для розрахунку робочого процесу двигуна обираємо наступні величини

Тиск наддуву	$P_b =$	210кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	101,3кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,6
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	120кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	3
Середнє значення показника політропи:		
- стиску	$n_1 =$	1,32
- розширення	$n_2 =$	1,26
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z =$	0,82
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94

Температура T_a та тиск P_a навколишнього середовища приймаємо для нормальних умов.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом

2.2.1 Характеристика двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 650$ кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n = 1000$ хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d = 190$ мм
Хід поршня	$S = 230$ мм
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,3$
Число циліндрів	$i = 8$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b = 210$ кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 101$ кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$ К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k = 1,6$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 5$ К
Тиск залишкових газів	$P_r = 120$ кПа
Температура залишкових газів	$T_r = 750$ К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 3$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,32$
розширення	$n_2 = 1,26$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z = 0,82$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,94$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 33450$ кДж/м ³
Зріджений газ	

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 96,4$	$RCH_4 = 0,964$
етан	$C_2H_6 = 0,5$	$RC_2H_6 = 0,005$
пропан	$C_3H_8 = 0,1$	$RC_3H_8 = 0,001$
бутан	$C_4H_{10} = 3$	$RC_4H_{10} = 0,03$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$RC_5H_{12} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 0$	$RCO_2 = 0$
оксид вуглецю	$CO = 0$	$RCO = 0$
азот	$N_2 = 0$	$RN_2 = 0$
кисень	$O_2 = 0$	$RO_2 = 0$
водень	$H_2 = 0$	$RH_2 = 0$

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] =, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10,21667 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 14,2817 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,097 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m) =, \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,097 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,64365 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 10,4925 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 14,3302 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,0485 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,003396$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 385,12 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 50^{\circ})$$

$$\text{число з інтервалу} = 50$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 335,12 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{cm}} = \frac{T_r + \alpha \times L_0 \times T_{\text{int}}}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{\text{cm}} = 334,06 \text{ K}$$

де $T_r = 320,00 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = P_{\epsilon} \times 0.95$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 199,50 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,03$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r} =$$

$$\Phi_c = 0,98$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$$T_d = 350,62 \text{ K}$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{кПа}$$

$$P_c = 4168,15 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} =, K$$

$$T_c = 732,54 \text{ K} \quad t_c = 459,54 \text{ C}$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,00$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot m C_p m_Z \cdot t_Z - (m C_v m_{\text{см}} + 8.314 \times \lambda) \times t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,08$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,15$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,04$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,73$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

для O_2 : $mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для N_2 : $mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для CO_2 : $mCv_{CO_2} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для H_2O : $mCv_{H_2O} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_M = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 24,51$$

$$b = 188,79$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67 + 11920 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 27,64$$

$$b = 2915,20$$

$$mCv_{\text{гп}} = 41,04$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{en} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_M \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 24,55$$

$$b = 5,31$$

де $mC_{V_{\text{пов}}} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} t_c$ - мольна теплоємність повітря.

$$a = 22,71$$

$$b = 129,98$$

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mC_{V_{\text{см}}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{\text{см}}} = a + b \times 10^{-5} t_c$$

де:

$$a = 24,55$$

$$b = 2,65$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mC_{p_z} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{18436}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} \times t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{p_z} = a + b \times 10^{-5} t_z$$

де:

$$a = 29,47$$

$$b = 569,20$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{p_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} \times t_z$$

$$a = 29,47$$

$$b = 284,60$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0 \quad \text{де:}$$

$$A = 285,54$$

$$B = 29,56$$

$$C = 70677,74$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = , ^\circ \text{C}$$

$$t_z = 2003,15 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T_z = 2276,15 \text{ K}$$

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{кПа}$$

$$P_{\max} = 12993,97 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 3,12$$

$$\Delta\lambda = 3,91 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,00$$

2.1.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,00$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, \text{кПа}$$

$$P_{\epsilon} = 714,07 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1250,84 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г.}}}{P_{\epsilon}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 946,0063 \text{ К}$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 690,26 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \%$$

$$\Delta T_r = 7,97 \%$$

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \cdot P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =, \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 1642,016 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c \times 22.4} 4.186$$

$$\eta_i = 0,45$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{м}^3 / \text{кВт год}$$

$$g_i = 0,242 \text{ м}^3 / \text{кВт год}$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пп} \times n}{30} =, \text{м/с}$$

$$S_{пп} = 0,23 \text{ м Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{п.ср} = 7,66667 \text{ м/с}$$

$$P_M = 178,467 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1\,463,55 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,40$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} =, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$g_e = 0,271 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = g_e \times P_e =, \text{м}^3 / \text{год}$$

$$B_e = 176,17 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 53,295 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 6,662 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, мм$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,19 \text{ м}$$

$$m = 1,21$$

$$d = 191,39 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, мм$$

$$S = 231,68 \text{ мм}$$

2.1.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 190 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 230 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, л$$

$$V_{st} = 52,14 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня.

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

$$V_s = 6,52 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z \times 10^3} =, кВт$$

$$P_{ep} = 635,95 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\%$$

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 642,97 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 2,19 \%$$

Так як значення $\Delta < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	635,9	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1000	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	190	мм
хід поршня:	$S =$	230	мм
число циліндрів:	$i =$	8	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33450	кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	176	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,4	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,4	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	14,282	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	14,330	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_r =$	682,9	К
температура на початку стиску	$T_d =$	350,6	К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC^v = 28,809674$ кДж/кмоль К		
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC^v = 24,66783$ кДж/кмоль К		
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} = 1642,0162$ кПа		

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 1636874,27 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 635946,927 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 38,85 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$$

$$Q'_e = 650000 \text{ Дж/с}$$

Виравовуемо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,863 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{г.п.}$ - 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.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ.} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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:

$W_{нап.} = 0$	$W_{Г.Р.} = 0,09-0,16$	0,15
$W_{СТ.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01-0,05$	0,05

$$Q_w = 327374,854 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \text{ середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 7,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 178,47 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 107,08 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,007 \text{ м}^3$$

$$P_n = 46,529 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П}$$

$$Q_{T.П.} = 46528,7942 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 373903,649 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води.

$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,013 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ Па}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$$

$$P_{\epsilon.н.} = 1,543 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 1543,278 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 375446,926 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 22,94 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання
 $mC_p' = 8,314 + mC_p'$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 37,1236744 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,9818299 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_r = 432883,244 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 26,45 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_v + Q_{MD}) - Q_6$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$$

теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i \text{ - доля втрат в механізмах двигуна.}$$

$$\Delta_{MD} = 0,04842256$$

тоді

$$Q_{MD} = 79261,6359 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 31189,5639 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta}$$

$$K=1,2-1,5 \text{ - Коефіцієнт запасу} \quad K=1,2$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ - щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг - середня теплоємність масла.}$$

$$\Delta T_M = 6-15 \text{ К - Температурний перепад масла в охолоджувачі}$$

двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00199 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,9$$

$$P_{M.H.} = 0,772 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 772,32 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 31961,8832 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 1,95 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 160635,292 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 9,81 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	635946,93	38,85
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	375446,93	22,94
теплота, яка виноситься випускними газами	432883,24	26,45
теплота, яка відводиться маслом	31961,883	1,95
невраховані теплові втрати	160635,29	9,81
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1636874,3	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,642 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1995 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,320	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	12,994 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,260	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,070 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,940	

Таблиця 3

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	4,168146	60	12,994	186
1,25	3,104715	44	9,809	140
1,50	2,440633	35	7,796	111
1,75	1,991282	28	6,420	92
2	1,669488	24	5,426	78
3	0,977559	14	3,255136	47
4	0,668688	10	2,265408	32
5	0,498084	7	1,710172	24
6	0,391546	6	1,359162	19
7	0,319458	5	1,119228	16
8	0,267833	4	0,945907	14
9	0,229268	3	0,815448	12
10	0,1995	3	0,714072	10

$P_{mid} = 1,997 \text{ МПа}$

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$V_s = [AB] = 270 \text{ мм}$

$V_c = 30 \text{ мм}$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,82 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,83\%$$

Похибка не перевищує 5%

Визначаємо поправку Брікса.

$$OO = \frac{r \times \lambda_L}{2}$$

$$OO = 14,38 \text{ мм}$$

Визначаємо масштаб переміщення.

$$M_s = \frac{S}{[AB]}$$

$$MS = 0,85 \text{ мм/мм}$$

Визначаємо поправку Брікса в масштабі переміщення.

$$OO_1 = \frac{OO}{M_s}$$

$$OO1 = 16,88 \text{ мм}$$

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$

точка подачі іскри.

$f, \text{ДоВМТ}$

Визначається кутом випередження запалювання

точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання:

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$

$b', \text{ПісляВМТ}$

кут після ВМТ, де тиск максимальний

$r', \text{ДоВМТ}$

точка відкриття випускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$

точка відкриття впускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$

точка закриття випускного клапану

c''

точка закриття впускного клапану

точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

$Z_d \quad \lambda_L =$

точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

	0,25	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	270 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
	5° ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,120 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,070 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	230 мм	Хід поршня.
$P_c=$	4,168 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	12,994 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки	Положення точки відносно ВМТ, φ° , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
$C', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	2,6
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,6
φ° , ПКВ	10	0,019	2,6
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,716	231,7
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	2,6
$r'', \text{ПісляВМТ}$	33	0,198	26,8
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,897	256,1

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 1,7 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 5,00 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 71 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для газових ДВЗ: $P_{zd} = 0.85 P_{\max}$

$$P_{zd} = 11,04 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 158 \text{ мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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.

Вихідні дані:

$d=$	0,19	м - діаметр циліндра
$s=$	0,23	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,25	- кривошипно-шатунне відношення
$n=$	1000	хв ⁻¹ - частота обертання
$m_s=$	69,00	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	2,50	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 104,7 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,028 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = P_u \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_\kappa = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u\text{ об}} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{\text{иоб.}} = -58,0 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб.}} = -23,2 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 46,000 \quad \text{кг}$$

[illegible]

[illegible]

Зм.		Таблиця 6							
Лист		ρ^0 , П.К.В.	$F_r, \text{мм}$	$F_i, \text{мм}$	$F_d, \text{мм}$	$F_{ш}, \text{мм}$	$F_N, \text{мм}$	$F_R, \text{мм}$	$F_K, \text{мм}$
		0	0,1	-43,46	-43,33	-43,33	0	-43,33	0
№ дохв.		15	0,1	-41,11	-41,04	-41,13	-2,66	-38,96	-13,19
		30	0,1	-34,46	-34,39	-34,66	-4,33	-27,61	-20,95
		45	0,1	-24,59	-24,52	-24,91	-4,40	-14,22	-20,45
		60	0,1	-13,04	-12,97	-13,28	-2,88	-3,99	-12,67
Підпис		75	0,1	-1,47	-1,40	-1,44	-0,35	-0,03	-1,44
		90	0,1	8,69	8,76	9,05	2,26	-2,26	8,76
Дата		105	0,1	16,53	16,60	17,11	4,13	-8,29	14,96
		120	0,1	21,73	21,80	22,33	4,84	-15,09	16,46
ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ		135	0,1	24,59	24,66	25,05	4,43	-20,57	14,30
		150	0,1	25,77	25,84	26,04	3,26	-24,00	10,10
		165	0,1	26,06	26,13	26,18	1,69	-25,68	5,13
		180	0,1	26,08	26,15	26,15	0	-26,15	0
		195	2,8	26,06	28,89	28,95	-1,87	-28,39	-5,67
		210	3,4	25,77	29,17	29,40	-3,67	-27,10	-11,40
		225	4,0	24,59	28,55	29,01	-5,13	-23,82	-16,56
		240	5,1	21,73	26,83	27,49	-5,95	-18,57	-20,26
		255	6,2	16,53	22,76	23,46	-5,66	-11,36	-20,52
		270	7,7	8,69	16,34	16,88	-4,22	-4,22	-16,34
		285	9,6	-1,47	8,16	8,41	-2,03	0,15	-8,41
		300	13,0	-13,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
		315	17,0	-24,59	-7,58	-7,71	1,36	-4,40	6,33
		330	25,5	-34,46	-8,95	-9,03	1,13	-7,19	5,45
		345	42,5	-41,11	1,39	1,40	-0,09	1,32	-0,45
		360	49,1	-43,46	5,67	5,67	0	5,67	0
370	74,8	-42,41	32,35	32,38	1,41	31,61	7,00		
375	130,4	-41,11	89,24	89,43	5,79	84,70	28,69		
33	друк								

Зм.		390	99,2	-34,46	64,73	65,24	8,15	51,98	39,42
	Илсн		405	66,9	-24,59	42,29	42,97	7,60	35,28
№ док-м.		420	48,2	-13,04	35,14	35,99	7,79	10,82	34,32
		435	36,3	-1,47	34,80	35,86	8,66	0,64	35,86
Тіомс		450	27,8	8,69	36,46	37,66	9,42	-9,42	36,46
		465	21,5	16,53	38,07	39,23	9,47	-19,00	34,32
Дана		480	17,0	21,73	38,74	39,68	8,59	-26,81	29,25
		495	13,6	24,59	38,19	38,80	6,86	-31,85	22,15
ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ		510	10,8	25,77	36,54	36,82	4,60	-33,94	14,28
		525	8,5	26,06	34,56	34,63	2,24	-33,96	6,78
		540	6,6	26,08	32,68	32,68	0	-32,68	0
		555	4,0	26,06	30,03	30,09	-1,95	-29,51	-5,89
		570	3,4	25,77	29,17	29,40	-3,67	-27,10	-11,40
		585	0,1	24,59	24,72	25,11	-4,44	-20,62	-14,34
		600	0,1	21,73	21,86	22,39	-4,85	-15,13	-16,51
		615	0,1	16,53	16,66	17,17	-4,15	-8,32	-15,02
		630	0,1	8,69	8,82	9,11	-2,28	-2,28	-8,82
		645	0,1	-1,47	-1,34	-1,38	0,33	-0,02	1,38
		660	0,1	-13,04	-12,91	-13,22	2,86	-3,98	12,61
		675	0,1	-24,59	-24,46	-24,85	4,39	-14,19	20,40
		690	0,1	-34,46	-34,33	-34,60	4,33	-27,57	20,91
		705	0,1	-41,11	-40,99	-41,07	2,66	-38,90	13,17
	720	0,1	-43,46	-43,33	-43,33	0	-43,33	0	
Априм	34								

2.6. Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

При оцінюванні ефективних показників на основі теплового розрахунку двигуна середній ефективний тиск визначався в залежності від середнього індикаторного тиску.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	700	643	-8,1
2	Середній ефективний тиск	P_{me}	кПа	1653	1463,6	-11,5
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,43	0,4	-7,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,89	2,3
5	Годинна витрата	B_e	м ³	186,03	176,2	-5,3
	палива		год			
6	Діаметр циліндру	D	мм	190	190	0,0
7	Хід поршня	S	мм	230	230	0,0

За результатами розрахунків проектного двигуна необхідно зробити наступні висновки. Отримана ефективна потужність менша за проектану на 2,19% та на 8,1% від потужності двигуна – прототипу. Зменшення годинної витрати палива можна пояснити зменшенням потужності двигуна. Збільшення механічного ККД на 2,3% пов'язано зі змінням умов мащення. Конструктивні розміри двигуни не змінені.

2.7 Висновок по розділу 2

В конструкторському розділі дипломної роботи було проведено розрахунок робочого процесу газового двигуна 8ГЧН18/24 та теплового балансу. Розраховано сили, що діють на деталі КШМ.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем мащення

Для змащення різних вузлів двигуна служать спеціальні системи трубопроводів і каналів в деталях, по яких масло подається до поверхонь, що труться під тиском. Системи мащення під тиском підрозділяють на циркуляційні та лубрикаторні. В даній дипломній роботі ми розглянемо циркуляційні системи мастила.

В циркуляційної системі масло після змащення поверхонь, що труться повертається в масляну цистерну, звідки береться масляним насосом і після очищення і охолодження знову подається до пар тертя - масло циркулює в замкненій системі,

В залежності від того, де розміщується основний запас масла, циркуляційні системи поділяють на системи з так званими «мокрим» і «сухим» картерами. Систему з мокрим картером (рис.3.1) застосовують у двигунах малої та середньої потужностей. Основний ємністю масла в цій системі є нижня частина картера 5, з якого масло по трубопроводу 1 забирається навішеним на двигун шестерним насосом 3 і подається до фільтрів, де очищається від механічних домішок. Близько 10% масла надходить до фільтру тонкого очищення 4 (більшої кількості масла фільтр пропустити не може). Тут воно ретельно очищається, а потім стікає в картер. Майже 90% масла в залежності від положення крана 5 проходить через один з фільтрів грубої очистки 6 і далі-до масляного холодильника 7, де воно охолоджується, Охолоджене й очищене масло з холодильника надходить у головну магістраль двигуна 11, звідти відгалуженням 13 до рамового підшипників колінчастого валу 12, а по відгалуженню 9 до підшипників розподільного валу 10. За свердління в щоках і шийках колінчастого валу масло підводиться до шатунних підшипників і далі по свердління з шатунах до головних підшипників.

При постійній продуктивності насоса 3 тиск в його магістралі залежить від температури, частоти обертання двигуна і величини зазорів між деталями, що

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

труться. Тому тиск в системі мащення міг би змінюватися в значних межах. Для підтримки постійного тиску в нагнітальному магістралі встановлюють редукційний клапан 14. Це звичайний клапан, що притискується, до сидла пружиною, затягування якої строго визначена. але може, бути і зменшена. вручну. При роботі двигуна частина масла перепускає в картер через редукційний клапан, минаючи вузли мащення. При підвищенні тиску в магістралі через клапан перепускається більше масла, при зниженні - менше.

Після змащення всіх поверхонь, що труться знову забруднене і нагріте масло стікає в картер.

Для прокачування системи маслом перед пуском двигуна передбачений ручний поршневий насос масло насос, що підкачує, 2.

У холодну пору року, коли в'язкість масла велика а створюється великий тиск в системі мастила, для запобігання масляного холодильника від розриву при спуску двигуна паралельно холодильника монтують обвідний трубопровід з перепускним клапаном 8. через який, минаючи холодильник проходить масло.

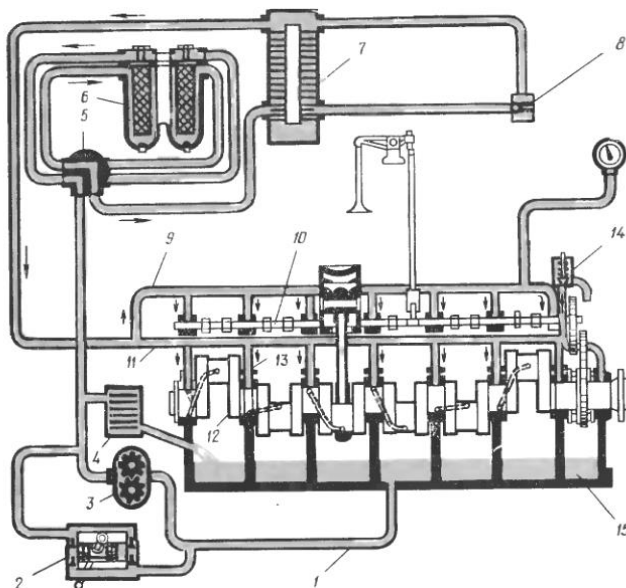


Рисунок 3.1 Схема циркуляційної системи мащення з «мокрим» картером

В процесі роботи двигуна з такою системою мащення відбувається інтенсивне забруднення масла продуктами неповного згорання палива, які

потрапляють в картер зі стінок циліндрів. Крім того, масло піддається впливу відпрацьованих газів, що проникають в картер через нещільності поршневих кілець. Це є основним недоліком системи з так званим «мокрим» картером, так як дані умови призводять до швидкої втрати маслом своїх якостей і необхідності часткої його заміни.

В системі з «сухим» картером масло, що сходить в піддон, віддаляється з нього самотливом або відкачується особливим насосом в окрему цистерну, встановлену поза двигуном. На рис. 3.2 показана принципова схема системи мащення з «сухим» картером двигуна великої потужності.

Масло, що сходить з кільцевих зазорів підшипників і поршнів, збирається в картері 2 двигуна, звідки самотливом потрапляє в циркуляційну цистерну 1. З неї гаряче масло засмоктується автономним шестеренні або гвинтовим насосом 11 через здвоєні фільтри 9 в масляний холодильник 8. З холодильника, який охолоджується водою, масло надходить до різних вузлів мастила двигуна і на охолодження поршнів. Змастивши деталі, що труться, та нагріті деталі масло стікає в картер.

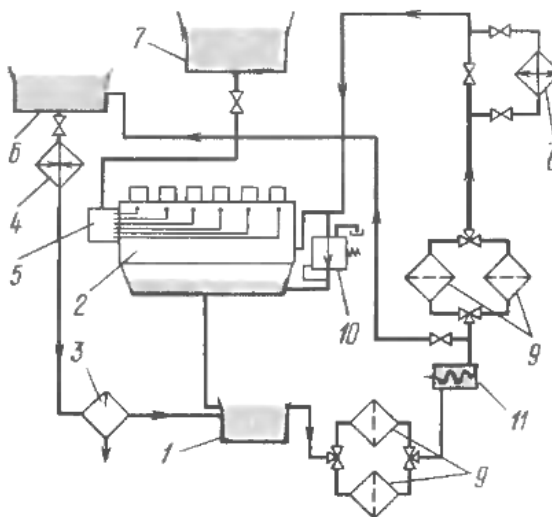


Рисунок 3.2 Схема циркуляційної системи мащення з «сухим» картером

Постійний тиск масла в системі забезпечується редукційним клапаном 10. Масло очищується у фільтрах 9, а так само масло направляється до сепаратора 3. У

сепараторі масло остаточно очищається і звідти подається в циркуляційну систему. При такій системі змащення, коли масло збірна цистерна 1 розташована поза картера, масло не відчуває впливу від гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Тому в даний час всі головні двигуни, як правило, виконують з сухим картером.

Масляні насоси. Масляні насоси сучасних двигунів виконують в більшості випадків шестеренного типу. Лише в окремих конструкціях знаходять застосування коловратні і гвинтові (черв'ячні) насоси, а для систем не циркуляційного мастила - лубрикатори. Шестеренний насос, схема якого показана на рис. 3.3, являє собою два зчеплених зубчастих колеса, з яких одне наводиться в обертання валиком, а інше вільно обертається на осі. Обидва колеса охоплені кожухом, в якому вони обертаються з малими зазорами як в радіальному, так і в торцевому напрямках. Масло захоплюється зубцями і переганяється з порожнини 3 впускання в порожнину 2 нагнітання, як показано стрілками на кресленні. При вході зубів в зчеплення в западині виходить деякий замкнутий об'єм, в якому масло сильно стискається, що призводить до нерівномірного роботи насоса. Щоб уникнути цього в торцевій стінці кожуха виконують поглиблення 1, через яке стисливого масло перетікає в порожнину нагнітання. Можливі й інші методи розвантаження западин, наприклад застосування шестерень з косим зубом.

Відкачують секції 4 забирають масло відповідно з заднього і переднього маслоприймачів і скидають його в середній піддон. В цей піддон опущений сітчастий фільтр - маслоприймач 3, через який масло засмоктується нагнітаючої секцією 5. Провідні шестерні всіх секцій приводяться в обертання валиком 1. У корпусі насоса встановлено редуційний клапан 2, навантажений пружиною, зтягування якої можна змінювати і таким чином регулювати тиск в системі мастила. Редуційний клапан перепускає частина олії з нагнітальної порожнини назад в піддон.

Розташування масляного насоса і спосіб його приводу залежать від типу двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

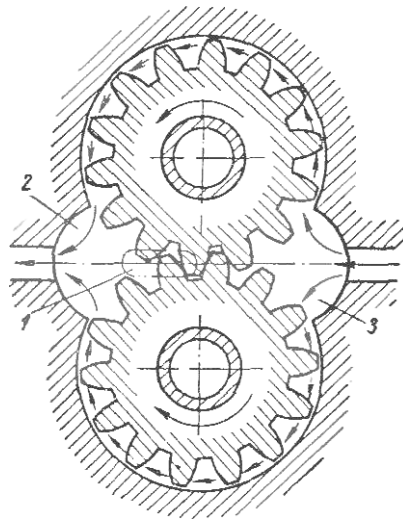


Рисунок 3.3 Масляний шестеренний насос

Для стаціонарних і суднових двигунів найчастіше застосовують розташування насоса зовні на торці двигуна з приводом або безпосередньо від кінця колінчастого валу

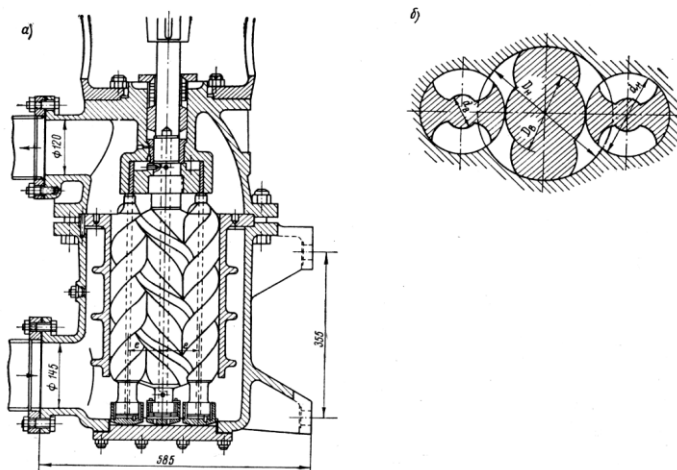


Рисунок 3.4 Гвинтовий масляний насос

а) поздовжній розріз, б) поперечний розріз.

Гвинтові насоси використовуються в основному в мало обертових суднових двигунах. Вони мають автономний привід і складаються з одного ведучого сталевого центрального черв'яка і від одного до чотирьох (зазвичай два) чавунних ведених черв'яка, розташованих збоку. Кожен черв'як має під'ятник , сприймає осьові зусилля, а ведучий черв'як, крім того - розвантажувальний поршень. Гвинтові насоси мають електропривод, не змінюють напрямку обертання і працюють майже безшумно, але більш дорогі і складні у технологічному плані.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

3.2 Опис основних елементів системи мащення

В проектованому двигуна планується встановити систему мащення з «сухим» картером. Вона має значні переваги в порівнянні з системою з «мокрим» картером. Дані переваги описані в пункті 3.1 даної дипломної роботи.

В якості масляного насоса використовується шестеренний масляний насос, який відповідає вимогам та відрізняється надійністю, технологічністю та відносною дешевизною. Система мащення у двигунів циркуляційна під тиском з «сухим» картером. Масло в систему подає шестеренчастий насос. Охолоджується масло проточною водою в пластинчастому охолоджувачі. Очищення масла проводиться в повно поточному фільтрі тонкого очищення. Фільтр - двосекційний з сітчастими змінними елементами, тонке очищення масла здійснюється відцентровим фільтром, який працює під дією тиску в системі мащення. Система обладнана терморегулятором, який підтримує температуру масла в строго встановленому інтервалі. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження масла до всіх деталей і вузлів, що зазнають вплив сил тертя.

У систему мащення входять: прийомний фільтр 9, двосекційний масляний насос 3 і 7, фільтр масла повно поточний 8, пластинчастий охолоджувач масла 5, відцентровий масляний фільтр 1, бак масла 2, система трубопроводів.

Масло з фундаментної рами через прийомний фільтр 9 засмоктується секцією насоса, що відкачує, 7 і надходить по трубі в відцентровий масляний фільтр 1 і потім в бак 2. При підвищенні рівня в баці масло по переливній трубі зливається в фундаментну раму двигуна.

З бака очищене масло забирається нагнітаючою секцією насоса 3 і подається в головну масляну магістраль 10, пройшовши попередньо охолоджувач масла 5, регулятор температури масла 4 і фільтр масла повно поточний 8.

В залежності від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або повз нього.

З головної магістралі 10 по трубах масло надходить до рамового

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого вала до шатунним підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів.

З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючи обертovими частинами шатунно-поршневої групи і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Тиск масла в системі мащення регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса 3.

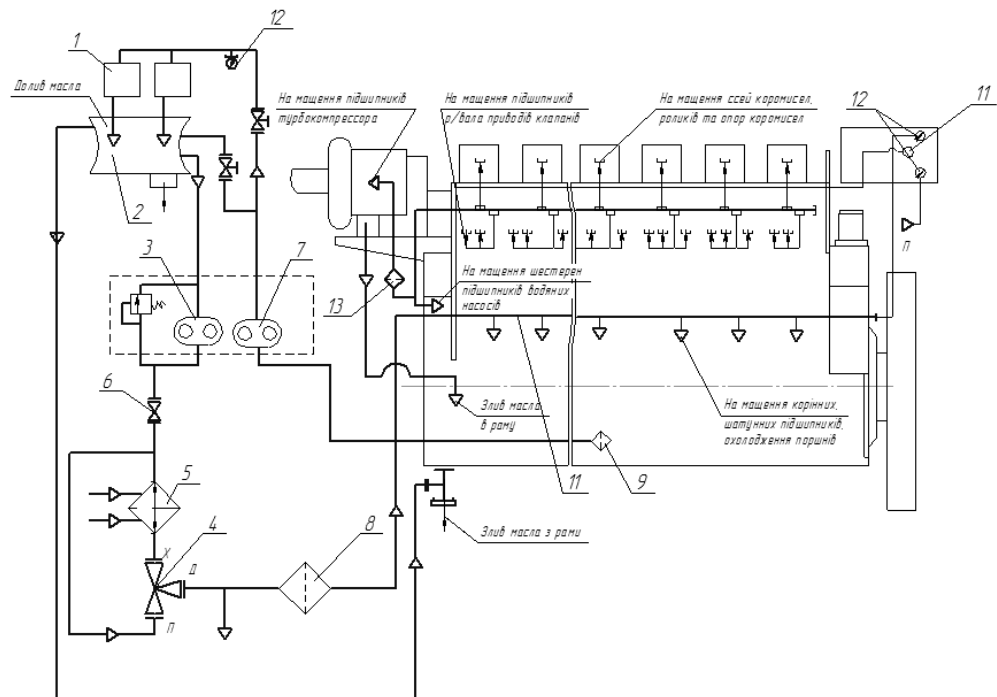


Рисунок 3.5. Схема системи мащення

1 – відцентровий масляний фільтр; 2 – бак масла; 3 – масляний насос; 4 – регулятор температури; 5 – охолоджувач масла; 6 – зворотній клапан; 7 – масляний насос; 8 – фільтр масла повно поточний; 9 – прийомний фільтр; 10 – головна магістраль; 11 – термометр; 12 – манометр; 13 – фільтр масла ТК.

Насос масляний. Насос масляний двосекційний, шестерний, встановлений на передній кришці фундаментної рами , наводиться в обертання від шестірні колінчастого вала. Та, що відкачує, і нагнітаюча секції насоса змонтовані в одному чавунному корпусі 15 (рис.3.6), в якому розташовані робочі шестерні насоса. До корпусу шпильками кріпляться кришки 1 і 2.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Взаємне положення корпусу і кришок фіксується штифтами 13. На провідному валу 3 насаджені провідні шестерні 5 і 6 нагнітаючої та секції, що відкачує, і приводна шестірня 9 насоса.

Всі шестерні на ведучому валу встановлені на шпонках. Від осьового переміщення робочі шестерні утримуються перегородкою в корпусі насоса і кришками.

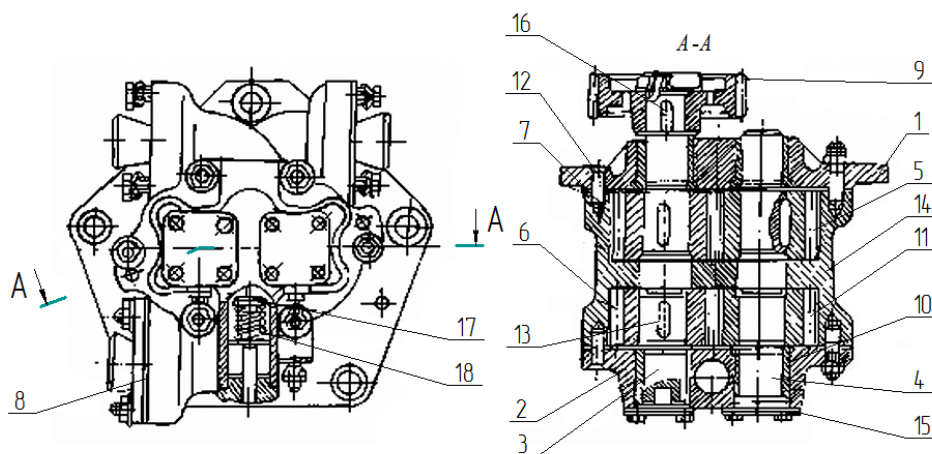


Рисунок 3.6 Насос масляний

1 - кришка задня; 2 - кришка передня; 3 - вал ведучий; 4 - вал ведений; 5,6,9,11 - шестерня; 7,8,15 - прокладка; 10 - втулка; 12 - штифт; 13,16 - шпонка; 14 - корпус насоса; 17 - клапан; 18 - пружина.

Приводна шестерня закріплена гайкою, яка від мимовільного відгвинчування стопориться шайбою. На ведений вал 4 насаджені ведені шестерні 5 і 11 (шестерня 5 на шпонці, а шестерня 11-вільно). У кришці запресовані бронзові втулки 10, які є підшипниками ведучого і веденого валів.

Масло, яке просочилося в зазори підшипників передньої кришки відводиться по дренажним трубкам в картер двигуна. Для підтримки необхідного тиску в нагнітальному магістралі, в кришці 2 встановлено редукційний клапан, який притискається до гнізда пружиною. Затягування пружини регулюється гвинтом угвинченим в штуцер. Після регулювання клапана гвинт стопорити контргайкою. Коли тиск в насосі підвищується, масло з порожнини нагнітання перепускає у всмоктувальну порожнину масляного насоса.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Фільтр відцентрової очистки масла (центрифуга). Центрифуга призначена для безперервної очистки масла (відбирає важкі частинки) при роботі двигуна. Центрифуга - реактивного типу, працює від тиску масла в системі змащення двигуна.

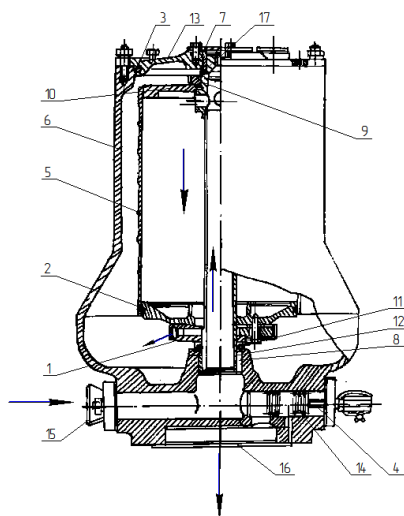


Рисунок 3.7 Фільтр відцентрової очистки масла

1-сопловой апарат; 2,3- кільце ущільнювача; 4- гвинт регулювальний; 5- ротор центрифуги; 6- корпус; 7,8- втулка бронзова; 9- штуцер; 10- кришка ротора; 11- підшипник опорний; 12- труба центральна; 13- кришка; 14- клапан редукційний в зборі; 15- підведення масла; 16- відвід масла; 17- гайка.

Процес відцентрової очистки полягає в безперервному видаленні з масла механічних домішок, що містяться в ньому. Тверді частинки, що знаходяться в маслі під тиском відцентрових сил відкидаються до внутрішніх стінок ротора який обертається з великою частотою, де і накопичуються у вигляді щільного осаду, який періодично очищають. Робочим органом центрифуги є порожнистий ротор 5 (рис. 3.7) який вільно обертається у втулках (підшипниках ковзання) 7, 8 і опорному підшипнику 11.

При включенні в роботу центрифуги масло від масляного насоса під тиском підводиться до ротора через канал 15 в корпусі 6 і по центральній трубці 12 направляється в верхню частину ротора до штуцера 9 з чотирма свердління отворів, проходячи через які відбувається заповнення і поповнення порожнини ротора. Після заповнення ротора масло з великою швидкістю витікає через три

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

щілини соплового апарату 1, які розташовані на однаковій відстані від осі обертання і спрямовані в протилежні сторони, утворюючи при цьому пару реактивних сил. Під дією реактивного крутного моменту, створюваного цими силами, ротор обертається з великою частотою, під дією відцентрових сил відбувається очищення масла. Чисте масло, що випливає з ротора через сопловий апарат зливається в бак масла. Процес цей безперервний протягом усього часу роботи двигуна. З метою запобігання центрифуги від поломки при підвищенні тиску масла вище допустимого, в корпус центрифуги вмонтований редукційний клапан 14.

При підвищенні тиску масла на вході в центрифугу більше допустимого, спрацьовує клапан, внаслідок чого відкривається зливний отвір і масло зливається в бак повз центрифуги.

Ротор центрифуги необхідно періодично очищати від накопичених відкладень в строки, зазначені в інструкції з технічного обслуговування.

Фільтр масла повнопоточний. Фільтр тонкого очищення масла повнопоточний служить для уловлювання механічних частинок і осадження на фільтруючих елементах смолистих речовин, що утворюються в маслі при роботі двигуна. Фільтр включений послідовно на нагнітальному трубопроводі і очищає весь потік масла, що йде в двигун. Фільтр (рис.3.8) має чотири фільтруючих елемента, які розміщені в корпусі 1. Герметичність фільтруючих елементів досягається гумовими кільцями 11, 12 і пружинами 7. У корпусі встановлено чотири перепускних клапана 5, які спрацьовують при перепаді тиску і починають перепускати масло. На днище корпусу є пробка для зливу масла з фільтру.

Охолоджувач масла. Охолоджувач масла (рис. 3.9) призначений для охолодження циркуляційного масла в системі змащення двигунів і складається з циліндричного корпусу 1, трубчастого охолоджуючого елемента 2 і двох кришок 3 і 4. Охолоджувач трубчастий, одноходовий або двоходовий по воді, в якому охолоджуюча рідина (вода) рухається всередині трубок, а охолоджувана (масло) – між трубок.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

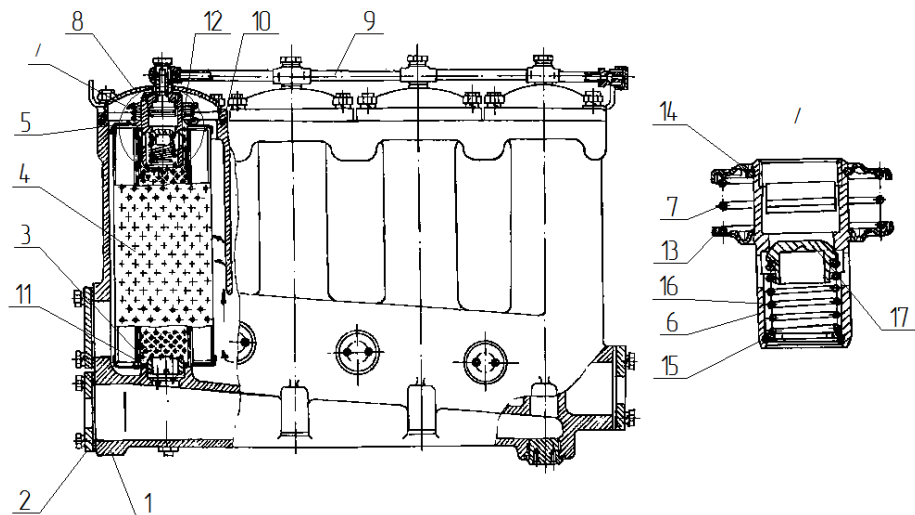


Рисунок 3.8 Фільтр масла повнопоточний

1 - корпус; 2 - фланець; 3 - центральна труба; 4 - елемент фільтруючий; 5 - клапан перепускний; 6 - корпус; 7 - пружина; 13 - шайба; 14,15 – кільце стопорне; 16 - пружина клапана ; 17 - клапан; 8 - кришка; 9 - труба; 10 - кільце ущільнювача; 11,12 - кільце.

До циліндричної зовнішньої поверхні корпусу 1 приварені фланці для підведення і відведення масла. В двоходовий охолоджувачі на кришці 3 з зовнішнього боку є фланці для підведення і відведення охолоджуючої рідини, а з внутрішньої сторони – ребро, розділяє потік рідини на два потоки. В одноходовой – охолоджуюча рідина підводиться в кришку 3 і відводиться через кришку 4. Охолоджуючий елемент 2 складається з двох трубних дощок 5 і 6, охолоджуючих трубок 7 і поперечних перегородок 8. Охолоджуючі трубки 7 закріплені в отворах трубних дощок 5 і 6 методом розвальцьовування. Для зменшення перетікання масла, що проходить по периферії, встановлені заповнювачі.

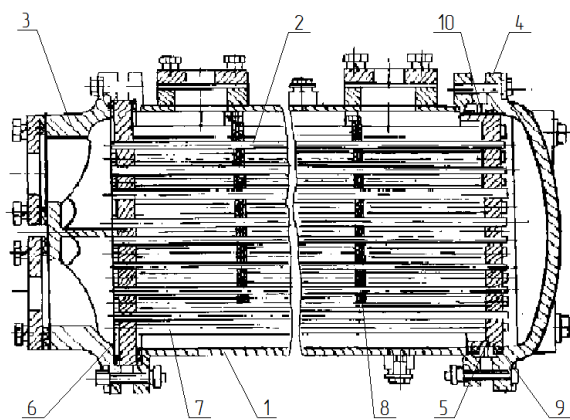


Рисунок 3.9 Охолоджувач масла

1 - корпус; 2- секція охолодження; 3,4- кришка; 5,6- трубна дошка; 7- охолоджуючі труби; 8- перегородка; 9- кільце сальника; 10- кільце проміжне.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

При установці охолоджуючої секції 2 в корпус 1 одна трубна дошка 6 жорстко затискається між кришкою 3 і фланцем корпусу 1, друга трубна дошка 5 - плаваюча, що дозволяє компенсувати подовження трубок 7 при нагріванні охолоджувальної секції. Плаваюча дошка 5 ущільнюється за допомогою проміжного сталевго кільця 9 і двох гумових кілець 10. В кришках 3 і 4 і корпусі 1 є пробки для зливу води, масла і випуску повітря. До фланця підведення масла на охолоджувачі кріпиться регулятор температури типу РТП.

Вибір марки мастила.

Для даного двигуна в якості мастила ми обираємо марку МІ4Г₂ЦС. Воно складається з сумішей дистилятного і залишкового компонентів, що виробляються з сірчастих або малосірчастих нафт та композиції ефективних присадок. Призначене для змащування головних і допоміжних тронкових дизелів судів морського транспортного, промислового і річкового флотів. Масло МІ4Г₂ЦС широко застосовують в тепловозних дизелях, стаціонарних дизель- та газогенераторах. Масла марки МІ4Г₂ЦС отримали допуск до застосування у зарубіжних двигунобудівників. Масло МІ4Г₂ЦС по в'язкості відповідає SAE 30, по експлуатаційним характеристикам API відповідає класу CC.

Фізичні параметри масла МІ4 Г₂ЦС :

1. Кінематична в'язкість при 100°C - 14,11 мм²/с
2. Масова доля механічних домішок — 0.01%
3. Індекс в'язкості - не менше 92
4. Масова доля води - сліди.
5. Температура спалаху - не нижче 241 °C
6. Температура застигання - -10°C
7. Густина при 20°C – не більше 900г/см³

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.3 Розрахунок системи мащення

Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{kQ_M}{\rho_M C_{mM} \Delta T} = 0,00187 \text{ м}^3/\text{с},$$

де: $k = 1,2$ – коефіцієнт запасу масла;

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина масла;

$C_{mM} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ – середня теплоємність масла;

$\Delta T = 10 \text{ К}$ – температурний перепад масла в охолоджувачі;

$Q_M = 29,95 \text{ кДж/с}$ – теплота, яка відводиться маслом.

Для стабільності тиску масла у системі двигуна циркуляційні витрати масла звичайно збільшують у два рази:

$$V_M^I = 2V_M = 0,00374 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахункова продуктивність масляного насоса

$$V_P = \frac{V_M^I}{\eta_H} = 0,0047 \text{ м}^3/\text{с},$$

де: $\eta_H = 0,8$ – коефіцієнт подачі насоса.

Визначаємо площу фільтруючої поверхні фільтру грубого очищення

$$F_{\Phi GO} = \frac{V_P}{V_M k_{жс}} = 0,21 \text{ м}^2,$$

де: $k_{жс} = 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

Визначаємо площу поверхні фільтру тонкого очищення

$$F_{\Phi TO} = \frac{3600 \cdot V_P}{q_\Phi} = 10,8 \text{ м}^2.$$

Розрахунок кожухотрубного охолоджувача

Температура масла на вході $t_1^I = 70^\circ\text{C}$;

Температура масла на виході $t_1^{II} = 60^\circ\text{C}$;

Температура охолоджуючої води на вході $t_2^I = 32^\circ\text{C}$;

Температура охолоджуючої води на виході $t_2^{II} = 37^\circ\text{C}$;

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Розхід масла $V_M = 16,95 \text{ м}^3/\text{год}$;

Густина масла ρ_M – не більше 900 г/см^3 .

Середній температурний напір

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1^I - t_2^{II}) + (t_1^{II} + t_2^I)}{2} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від масла до води

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{мен}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 803 \text{ Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

$\alpha_1 = 1200 \text{ Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$ – коефіцієнт передачі тепла від масла до стінок;

$\alpha_2 = 3400 \text{ Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$ – коефіцієнт передачі тепла від води до стінок;

$\lambda_{теп} = 17 \text{ Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$ – коефіцієнт теплопровідності стінок;

$\delta = 2 \text{ мм}$ – товщина стінки охолоджувача.

Поверхня охолодження

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M (t_{M,cp} - t_{B,cp})} = 1,223 \text{ м}^2.$$

Середня температура масла $t_{M,cp} = (t_1^I + t_1^{II})/2 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.

Середня температура води $t_{B,cp} = (t_2^I + t_2^{II})/2 = 34,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Проектувальний розрахунок вала масляного насоса

Приймаємо матеріал валу Сталь 45 ГОСТ 1020-88.

Механічні властивості:

$\sigma_B = 610 \text{ МПа}$ – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ – границя текучості;

$HB = 490 \text{ HB}$ – твердість поверхні.

Визначаємо крутний момент:

$$M = \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = 9,94 \text{ Нм}$$

де: $P = 1,56 \text{ кВт}$ – потужність на валу, ω – кутова швидкість

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 157 \text{ с}^{-1},$$

де: $n = 1499 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу насоса.

Умова міцності при крученні валу

$$\tau_{\max} = \frac{M_K}{W_p} \leq [\tau_K],$$

де: W_p – полярний момент опору

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Щоб визначити мінімально допустимий діаметр валу необхідно:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{[\tau_K] \pi}} = 17,2 \text{ мм},$$

де: $[\tau_K] = 10 \dots 25 \text{ МПа}$ – допустимі напруження на кручення валу, приймаємо $[\tau_K] = 10 \text{ МПа}$.

На основі виконаного розрахунку та виходячи з конструктивних умов розрахунку валу приймаємо $d = 45 \text{ мм}$ в небезпечному перерізі.

3.4 Висновок до розділу 3

В даному розділі дипломної роботи було проведено аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Серед можливих варіантів було обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос.

Також проведено розрахунок системи мащення, в якому визначили площі фільтруючих поверхонь фільтрів тонкого та грубого очищення, а також циркуляційну подачу масла та площу поверхні теплообміну кожуху трубного теплообмінника. При розрахунку масляного насоса визначили його циркуляційну подачу, конструктивні особливості зубчастих коліс та потужність, яка використовується на його привід. Також розраховували вал насоса на кручення та визначили його мінімально допустимий діаметр.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна

Охорона праці – система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

Техніка безпеки – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих чинників.

Небезпечний виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до травми або до іншого раптового різкого погіршення його здоров'я. До небезпечних виробничих чинників відносяться, наприклад, машини і механізми, що рухаються; рухомі частини виробничого устаткування; вироби, що пересуваються; заготовки; матеріали, конструкції, що руйнуються; гострі кромки; шорсткість на поверхнях заготовок інструментів і устаткування; підвищена напруга в електричних ланцюгах, замикання яких на землю може відбутися через тіло людини; підвищений рівень статичної електрики; розташування робочого місця на значній висоті щодо землі (пола); підвищена або знижена температура поверхні устаткування, матеріалів і т.д.

Виробнича санітарія – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують дії шкідливих виробничих чинників на працюючих.

Шкідливий виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

До шкідливих виробничих чинників на машинобудівних заводах відносяться; підвищена запыленість і загазованість повітря в робочій зоні; підвищена або знижена температура; відносна вологість; рухливість;

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

барометричний тиск і ступінь іонізації повітря в цій зоні; підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці, підвищений рівень теплових, ультрафіолетових, електромагнітних і електростатичних полів, іонізуючих випромінювань в робочій зоні; відсутність і недолік природного світла; недостатня освітленість робочого місця системами штучного освітлення і т.п.. Повний перелік небезпечних і шкідливих виробничих чинників даний в ГОСТ 12.0.003–74* (СТ СЕВ 790–77).

Безпека праці – стан умов праці, при яких відсутні небезпечні і шкідливі чинники.

Небезпечна зона – простір, в якому можливо дія на працюючого небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище. Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами (CO , CH , NO). При роботі газового двигуна у складі ВГ помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для двигунів треба віднести також досить високий викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

Заходи з техніки безпеки на території стаціонарної електростанції можливо розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання електростанції плакатами та інструкціями. Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на території стаціонарної електростанції несе бригадир і майстер складального цеху. Майстер проводить 1 раз на квартал інструктаж з техніки безпеки.

До технічних заходів з техніки безпеки відносяться :

- періодична перевірка обладнання стаціонарної електростанції;
- інструмент і пристосування якими користуються при роботі на електростанції повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;
- на території стаціонарної електростанції повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог;

Заходи з протипожежного захисту на ділянці складання змішувача газу з повітрям також можливо розділити на організаційні та технічні. Організаційні заходи : навчання робітників ділянки правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання ділянки плакатами.

З технічних заходів на ділянці потрібні :

- обладнати електростанцію протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати електростанцію ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою ;
- пролите масло потрібно негайно прибрати. Для цього бути ящик для використаного ганчір'я;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металеву сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна і допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду автомобіля;
- не дозволяється захащувати якими-небудь предметами проходи в гаражі;
- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як відомо, звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між митним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцяти кратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодінамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливо повітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110 ... 120дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму дизелів зменшується - на 1..3дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10... 15дБ.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 не повинні перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму.

Таблиця 4.1

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

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна приблизно визначаються по формулі:

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_H \times P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right];$$

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 \times 650^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 95,5 \text{ дБ}$$

де n_H - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$n_H = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

$P_e = 650 \text{ кВт}$ - номінальна потужність.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів спеціальними звуко поглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, застосування дезаксіального КШМ, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумо поглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, що забезпечують плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумо ізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для іншої моделі цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звуко поглинаючі матеріали.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Заходи по зниженню рівня вібрації проектного двигуна.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

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 приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_H \times P_e^{0,55} \times \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{1500} \right) \times \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right\}, \text{дБ},$$

де $M = 15500$ кг – маса двигуна;

$n = 8,33 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу.

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{1000 \times 800,79^{0,55} \times \left(1 + \frac{650}{15500} \right)}{1 + \left(\frac{8,33}{1500} \right)^3 \times \frac{15500}{650}} \right] + 30 \lg \left(\frac{1000}{1000} \right) \right\} = 85,62 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрацій виконують такі конструктивні та технологічні заходи:

- врівноваженням та балансуванням частин, що обертаються, для забезпечення плавної роботи двигуна;
- усуненням дефектів розгойданості окремих частин;
- використанням динамічних гасників вібрацій;
- пружною підвіскою та амортизацією (включанням проміжних засобів).

Основні міри боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів;
- відбудова від режиму резонансу (змінення маси або жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою пристрою амортизаторів, тобто введення в систему пружного віброгасника.

4.3 Охорона навколишнього середовища

Охорона природи в нашій країні – важлива справа. Проблема захисту навколишнього середовища від забруднюючих відходів промисловості і транспорту з кожним роком набуває все більше значення, погрожуюча перетворитися в екологічну катастрофу для нашої планети. Рішення такої проблеми носить комплексний характер і жоден джерело зараження не повинно залишитися без уваги.

На рівні держави прийнято багато рішень по розробці в здійсненні заходів по охороні навколишнього середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів.

Двигуни внутрішнього згорання, які працюють на вуглеводних типах пального являється значним джерелом забруднення навколишнього середовища. Джерелом забруднення на стаціонарних електростанціях являються відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання і скиди палива, масла.

Завдання зберегти навколишнє середовище складається у не перевищенні допустимого рівня забруднення шляхом створення системи, працюючої по замкнутому циклу, яка дозволяє утилізувати загальну масу відходів, а також

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

очисткою і зниженням токсичності викидів які потрапляють у біосферу.

Очистка відпрацьованих газів від шкідливих речовин полягає у застосуванні фільтрів та нейтралізаторів, які відповідно, утримують та нейтралізують шкідливі речовини.

Існує декілька способів нейтралізації відпрацьованих газів у випускній системі двигуна:

– Окислення відпрацьованих газів шляхом подачі до них додаткового повітря в термічних реакторах. Термічні реактори встановлюють на багатьох японських і американських двигунах. Термічний реактор є теплоізованим об'ємом із спеціальною організацією перебігу газів, що відходять, встановлюваний у випускній системі двигуна і здійснює термічне доокислення токсичних компонентів за рахунок власного тепла газів, що відходять. Термічна нейтралізація не залежить від виду спалюваного палива. Підвищити температуру відпрацьованих газів в реакторі можна, зменшивши тепловтрати застосуванням проставок-екранів, теплоізоляцією корпусу реактора, використанням тепла реакції окислення, а також короткочасним зменшенням кута випередження запалення. Реактори особливо ефективні на режимах багатой суміші при великих навантаженнях, не виходять з ладу з часом, проте не дають повного окислення CO і CH і не відновлюють NOx, тому застосовуються як додаткові пристрої перед каталітичним нейтралізатором.

– Поглинання токсичних компонентів рідиною в рідинних нейтралізаторах. Цей спосіб не набув широкого поширення через малу ефективність і необхідність частішої заміни рідини.

– Застосування каталітичних нейтралізаторів і фільтрів сажі - в даний час найактуальніший.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Висновок по розділу 4

В ході виконання даного розділу дипломної роботи було проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів які виникають при роботі двигуна. Було встановлено, що при роботі газового двигуна у складі ВГ помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для двигунів треба віднести також досить високий викид. NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Також зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Розраховано рівень шуму, який складає 95,5 дБ та рівень вібрації двигуна, який складає 85,62 дБ. Було запропоновано заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна. Ми рекомендували заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Метою виконання даної дипломної роботи було проектування системи мащення 4-тактного газового двигуна з розробкою конструкції масляного насосу. За прототип був обраний газовий двигун 8ГЧН 19/23 потужністю 700кВт при 1000 хв⁻¹.

Під час виконання дипломної роботи було розраховано робочий процес газового двигуна, тепловий баланс та обчислено сили, що діють в КШМ.

При конструюванні системи мащення було проведено аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Серед можливих варіантів було обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос. Система мащення з «сухим» картером була обрана через те, що при такій системі змащення, коли маслосбірник цистерна розташована поза картера, масло не відчуває вплив від дії гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Шестеренний масляний насос було обрано нами через те, що він простий в конструкції та експлуатації, а також відносно дешевий.

Було проведено розрахунок системи мащення, в якому визначено площі фільтруючих поверхонь фільтрів тонкого та грубого очищення, а також циркуляційну подачу масла та площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінника. При розрахунку масляного насоса визначено його циркуляційну подачу, конструктивні особливості зубчастих коліс та потужність, яка використовується на його привід. Розраховано вал насоса на кручення та визначено його мінімально допустимий діаметр.

Велику увагу в даному дипломному проекті приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці. В ході виконання даного розділу дипломної роботи був проведений аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають при роботі двигуна.

Також було зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна. Рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969 . – 640с.
2. ДВС: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд.-М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.
3. Доценко С. М., Бельський Ф. В. Григоренко В. О. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». - Первомайськ: ППІ – 36 с.
4. Дизели ряда 6Ч12/14 и агрегаты. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 452.10.01-76-ТОР.: В/О Энергомашэкспорт. – 124с.
5. Кираковский Н.Ф. Ремонт и монтаж стационарных ДВС. К.; М.: Машгиз, 1955, – 511 с.
6. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
7. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дяченко. «Машиностроение» Л., 1974

					ПФ НУК 142.54.21.09 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		