

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувачка кафедри
_____Нестеренко В.В.

«___» грудня 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка, виготовлення та монтаж системи охолодження для навантажувального пристрою дизеля Кентавр (1Ч8,2/6,8) потужністю 4,5 кВт
Двигун – прототип – 1Ч8,2/6,8

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Манза О.І.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **Ст.викладач кафедри «ЕМ»**
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

Вступ	
1.Опис об'єкту застосування та конструкції дизеля 1Ч7,8/6,2	
1.1 Опис об'єкту застосування.....	
1.2 Опис конструкції двигуна	
2 Конструкторський розділ.....	
2.1 Вимоги до двигуна та обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу.....	
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	
2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.....	
3. Проектування теплообмінника для гідравлічного гальма	
3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження	
3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника	
3.3 Технічний опис теплообмінника	
4. Охорони праці та навколишнього середовища.....	
4.1 Заходи з охорони праці.....	
4.2 Захист навколишнього середовища.....	
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	
Загальні висновки	
Література.....	

Графічна частина кваліфікаційної роботи

ДОДАТОК А Дизель і гідравлічне гальмо на рамі, Ск, А1

ДОДАТОК Б Теплообмінник, Ск, А1

ДОДАТОК В Принципова схема система охолодження, А1

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Манза			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.		Грабовенко					1
Н. Контр.		Грабовенко					
Затверд.		Нестеренко				61-ТЕМмаг-19	

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна передбачає інженерну розробку його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

- надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок;
- простота конструкції, мінімальна кількість вузлів та агрегатів;
- найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань;
- економічна витрата палива та мастила;
- зручність та безпека обслуговування під час роботи, автоматизація управління;
- надійний запуск;
- можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються;
- відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ;
- наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна;

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу;
- зручність кріплення на фундаменті або на рамі;
- технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів;
- доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Дизельний двигун 1Ч7,8/6,2 буде випробовуватися на стендовій установці, в якій він встановлений на рамі спільно із приводним обладнанням – гідравлічним гальмом.. забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 1Ч7,8/6,2 в складі стендової установки розроблена конструкція теплообмінника для охолодження робочої рідини гальма

Мета та завдання роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 1Ч7,8/6,2 в складі стендової установки за рахунок застосування теплообмінника для охолодження робочої рідини гальма.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювалися на Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні», 15-18 жовтня, ХНАДУ. Харків, 2019.[11]

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС ОБ'ЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ

Ч7,8/6,2

1.1 Опис об'єкту застосування

Гідравлічне гальмо пропонується застосувати для навантаження дизельного двигуна 1Ч8,2/6,8 потужністю 4,5 кВт (6 к.с.), який буде встановлено в лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування». Перевага, запропонованого в кваліфікаційній роботі навантажувального пристрою, є в тому, що він дозволить навантажувати двигун при різній частоті обертання колінчастого валу двигуна – від оборотів холостого ходу до номінальних оборотів. Крім того, замір потужності за допомогою гідравлічного гальма набагато точніше відомих інших навантажувальних пристроїв, наприклад, електричних або ж механічних. Це пояснюється тим, що в гідравлічному гальмі вся робота, що передається від двигуна перетворюється в теплову енергію, а величини які визначають потужність двигуна – обертальний момент двигуна, що дорівнює величині тормозного моменту гальма, та частота обертання колінчастого валу можна заміряти з високою точністю.

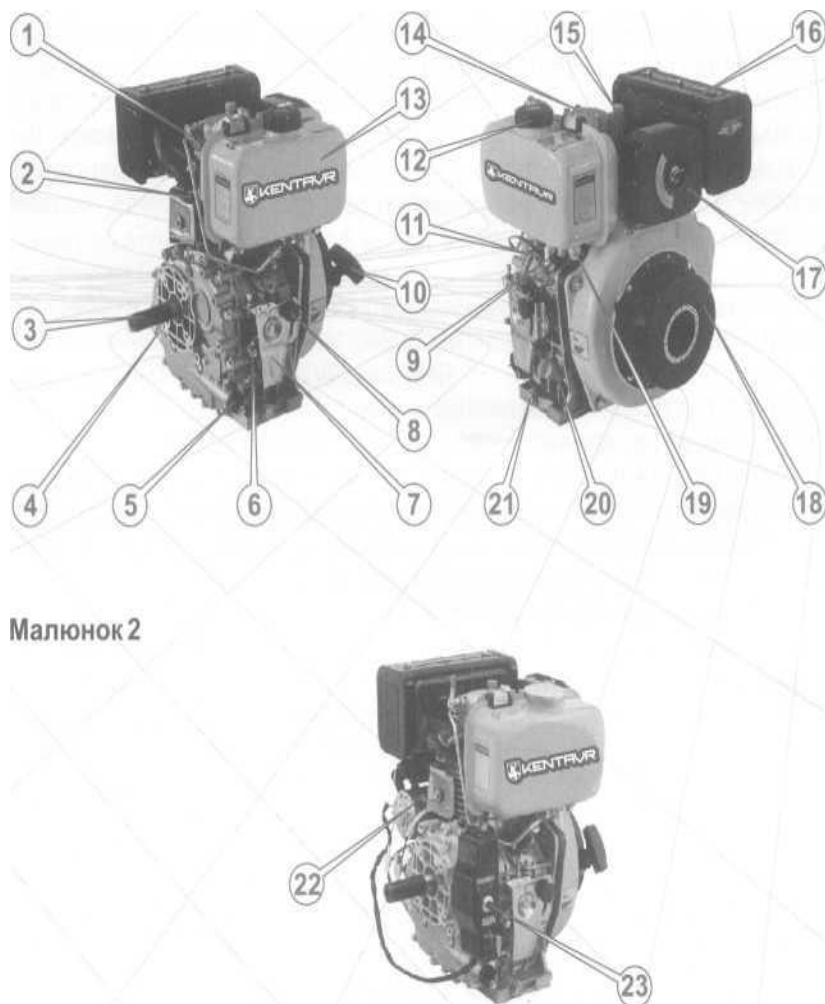
Дизель 1Ч8,2/6,8 та гідравлічне гальмо встановлюється на спільній рамі та з'єднуються за допомогою податливої з'єднувальної муфти. Для охолодження робочої рідини гальма передбачається застосування теплообмінника, в якому тепло, що утворюється в гальмі буде передаватися охолоджуючій воді. Особливістю запропонованої конструкції гальма є те, що він не потребує насоса для забезпечення циркуляції робочої рідини.

Робоча рідина подається із гідравлічного гальма в теплообмінник за рахунок різниці в тисках на вході та на виході із корпусу гальма. Так, відведення рідини виконується в місці, що найбільше віддалене від осі обертання колеса, а підведення, навпаки, в місці, що найменше віддалене від осі обертання. Застосування силікону в якості робочої рідини дозволяє

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нормально працювати гальму навіть при її високих температурах, отже габарити гальма можуть бути меншими.

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна ДВУ-300Д (1Ч8,2/6,8)



Малюнок 2

Рисунок 1.1 Дизельний двигун ДВУ-300Д (1Ч8,2/6,8)

1 – важіль декомпресійного клапана; 2 – циліндр; 3 – вихідний вал; 4 – пробка – щуп отвору для заливання мастила в картер; 5 – масляний фільтр; 6 – важіль регулювання подачі палива; 7 – Кронштейн кріплення механізму управління подачею палива; 8 – гвинт – фіксатор положення механізму управління подачею палива; 9 – паливний кран; 10 – ручка ручного стартера; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – заливна горловина паливного бака; 13 – паливний бак; 14 – клапанна кришка; 15 – пробка отвору для заливання мастила під час холодного запуску двигуна; 16 – глушник; 17 – повітряний фільтр; 18 – кришка механізму ручного стартеру і вентилятора; 19 – пробка зливного отвору паливного бака; 20 – пробка – щуп отвору для заливання мастила в картер; 21 – пробка отвору для зливання мастила з картера; 22 – електричний стартер (при наявності); 23 – пульт управління електричним стартером (при наявності).

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (148,2/6,8) є модульним універсальним дизельним одноциліндровим чотиритактним повітряного охолодження двигуном загального призначення. Він призначений для використання в якості автономного силового агрегату для широкого спектра техніки, обладнання, верстатів і транспортних механізмів.

Найбільш часто даний двигун знаходить застосування там, де необхідна висока потужність, надійність, невибагливість в експлуатації: у складі міні-електростанцій, у сільськогосподарській техніці – моноблоках, мотокультиваторах, косарках, самохідних шасі, іригаційних і зрошувальних системах тощо, в будівельному обладнанні – у віброплитах, ударних трамбувальниках, бетономішалках, компресорах, насосах і помпах. Легка вага двигуна дозволяє використовувати його для транспортних засобів, у тому числі для водного транспорту – човнів, катерів і невеликих яхт.

Крім надійності й економічності двигун відрізняється низкою переваг і конструктивними особливостями, серед яких:

- компактність і невелика вага;
- ергономічність, зручність, простота в експлуатації та обслуговуванні;
- високі ККД і питома потужність;
- стабільність обертів у всьому діапазоні навантажень;
- повітряне охолодження;
- сучасний паливний насос високого тиску;
- декомпресійний клапан для полегшення запуску;
- дві горловини для заливки мастила в картер із пробками – щупами з різних сторін картера – для полегшення доступу;
- низькі рівні вібрації та шуму під час роботи;
- покращений повітряний фільтр із масляною ванною.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні дані двигуна ДВУ-300Д (1Ч8,2/6,8)

- 1.Тип двигуна - чотиритактний одноциліндровий з прямим впорскуванням палива.
2. Тип палива – дизельне.
3. Потужність двигуна, кВт (к.с.)- 4,5 (6)
4. Частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹ - 3000
5. Робочий об'єм двигуна, см³ – 296
6. Діаметр циліндра/хід поршня, см - 8,2/6,8
7. Система охолодження – повітряна примусова
8. система запуску – ручний стартер
9. Витрата палива, кг/(кВт·год) - 276
10. Ємність паливного бака, л - 3,5
11. Об'єм мастила в картері, л - 1,1
12. Маса двигуна, кг 32

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна 1Ч8,2/6,8

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	4,4	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	3250	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16	
Число циліндрів	$i =$	1	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,098	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,103	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Паливо:			
Дизельне пальне Л - 0,2 - 40 ГОСТ 305 - 82			
Середній елементарний склад палива			
$C = 0,86$ $H = 0,13$ $O = 0,01$			
Найнижча теплота згорання палива			
$Q_H = 42500$ кДж/кг			

Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,495 = 143 \text{ кГ/к}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,01475 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,109 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,802 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 1,047 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря на вході в дизель.

$$T_b = 297 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_e$$

$$\text{число з інтервалу} = 0,95$$

$$P_d = 0,0931 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50)^\circ$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 0 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,033$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 343,3 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$$\varphi_c = 0,915$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \times \text{K)}$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\epsilon} = 1,067 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,406 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = P_d \times \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 4,16 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}$$

$$T_c = 957,6 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_v' = mC_v' = 12638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \times \text{K)}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,032$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,031$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{КМоль \times K}$$

де:

$$a = 23,1451$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,279$$

$$v = 0,00178$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$P_{\max} = 6,65 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_C = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_Z^2 + B \times T_Z - C = 0$$

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,26$$

$$C = 66364,48$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K$$

$$T_Z = 1860,4 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,25$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 12,78$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,210 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_B = 0,28 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 984,0 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$P'_{mi} = 0,68 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 0,61 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,432$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$v_i = 0,196 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, \text{ м} / \text{с}$$

$S_{\text{пр}} = 0,068$ м -хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{\text{п.ср.}} &= 7,37 \text{ м/с} \\ P_{\text{м}} &= 0,176 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{\text{me}} = P_{\text{mi}} - P_{\text{м}}, \text{МПа}$$

$$P_{\text{me}} = 0,434 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_{\text{м}} = \frac{P_{\text{me}}}{P_{\text{mi}}}$$

$$\eta_{\text{м}} = 0,71$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_{\text{е}} = \eta_{\text{i}} \times \eta_{\text{м}}$$

$$\eta_{\text{е}} = 0,31$$

Питома ефективна витрата палива.

$$g_{\text{е}} = \frac{3600}{Q_{\text{H}} \times \eta_{\text{е}}}, \text{кг/}(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_{\text{е}} = 0,276 \text{ кг/}(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата палива.

$$B = g_{\text{е}} \times P_{\text{е}}, \text{кг/год}$$

$$B = 1,21 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{\text{st}} = 30 \times Z \times \frac{P_{\text{е}}}{P_{\text{me}} \times n}, \text{Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{\text{st}} = 0,37 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 0,375 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,082 \text{ м}$$

$$m = 0,81$$

$$d = 83,84 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 68 \text{ мм}$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 82 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 68 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 0,36 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 4,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{\text{ер}} - P_e}{P_{\text{ер}}} \times 100\%$$

$$P_{\text{ер}} = \frac{P_{\text{ер}} + P_e}{2}$$

$$P_{\text{ер}} = 4,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 4,30 \%$$

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

Вихідні дані:

ефективна потужність:	$P_e =$	4,21 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	3250 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	82 мм
хід поршня:	$S =$	68 мм
число циліндрів:	$i =$	1
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	1,21 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,31
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,015 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,047 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	343,3 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05

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:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 14,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 4,21 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$Q = 29,41 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 4,4 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -4,4 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_s = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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 ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

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

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,03$$

$$Q_w = 2,15 \text{ кВт}$$

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 $a = 0,12$; $v = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 7,37 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мо}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00036 \text{ м}^3$$

$$P_n = 0,70 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 0,70 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 2,85 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00011 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{в.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

$$P_{в.н.} = 0,02 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 0,02 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 2,87 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 20,02 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (m C_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (m C_p)_{t_o} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 32,08$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \quad - \text{температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 70,3 \quad - \text{температура на початку стиску.}$$

$$Q_{Г} = 4,7 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{Г} = 32,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_c$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{PI} \quad \text{- теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

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

$$P_{mi} = \quad \quad \quad 0,63 \text{ МПа - середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = \quad \quad \quad 0,0822$$

тоді

$$Q_{MD} = \quad \quad \quad 1,18 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = \quad \quad \quad 0,46 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу}$$

$$\kappa = 1,4$$

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

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

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

$$\Delta T_M = \quad \quad \quad 8 \text{ К}$$

$$V_M = \quad \quad \quad 0,00004 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

$$\text{де } P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па - робочий тиск масла в системі.}$$

$$P_0 = \quad \quad \quad 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{m.n.} = 0,03 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{m2} = P_{mH}$

$$Q_{m2} = 0,03 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 0,48 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,38 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 2,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 14,4 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	4,2	29,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	2,9	20,0
теплота, яка виноситься випускними газами	4,7	32,8
теплота, яка відводиться маслом	0,5	3,4
невраховані теплові втрати	2,1	14,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	14,3	100,0

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ГІДРАВЛОІЧНОГО ГАЛЬМА

3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлипних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають поверхневими (рекуперативні та регенеративні) і контактними. В рекуперативних ТА середовища, які обмінюються теплом, одночасно рухаються по різні боки стінки, яка їх розділяє. Це найбільш розповсюджений клас ТА.

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

рідина - рідина; пара – рідина; газ – рідина; газ – газ; пара – газ; пара – пара.

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

- з природньою циркуляцією (випарники, парогенератори, водогрійні і парові котли);
- з примусовою циркуляцією (рекуперативні).

Теплообмінні апарати для використання низькопотенційної теплоти викидів ДВЗ

Природа теплових викидів ДВЗ така, що носіями вторинного тепла є або рідина (вода, масло), або газ – вихлип двигуна. Тому вживаються такі типи теплообмінного обладнання:

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- для передачі від газу до рідини, або навпаки;
- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;
- для передачі тепла від рідини до рідини:
- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.

Теплообмінники типу “газ – рідина”.

- Для теплообміну між робочою рідиною гідравлічного гальма – силіконом та охолоджуючою рідиною - водою використовується водотрубний теплообмінник типу «труба в трубі»). При передачі тепла від робочої рідини гідравлічного гальма до охолоджуючої рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для силікону коефіцієнт тепловіддачі приймаємо таким же як і для масел, що застосовуються в двигунах внутрішнього згоряння і який не перевищує, як правило, $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в той час як для води це $2000 - 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тому в цьому випадку необхідно використовувати оребрені трубки.

3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника

Як відомо, в гідравлічному гальмі вся робота, виконувана двигуном внутрішнього згоряння або двигуном іншого типу, повністю перетворюється в теплову енергію робочої рідини гальма. При нагріванні останньої її температура зростає і вона втрачає свої властивості. Якщо робочою рідиною в гальмі є звичайна вода, то допустима температура її нагріву є невисокою, лише $60...65^\circ\text{C}$. При більш високій температурі води розпочинається інтенсивне пароутворення в порожнинах гальма, що приводить до появи кавітації з наступним руйнуванням деталей ротора або колеса та порушенням стабільної роботи гальма. Розрахунок теплообмінника проводимо по загальновідомим формулам термодинаміки та теплопередачі. Враховуючи значну потужність двигуна, а отже і велику

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кількість тепла, яке потрібно відвести від гідравлічного гальма передбачено два теплообмінника, які включені по воді та силікону паралельно. В конструкції теплообмінника передбачена одна тепло передаюча трубка з оребренням, яка виготовлена із матеріалу з добрими тепло - технічними характеристиками – алюмінію.

Вихідні дані для розрахунку

1. Кількість тепла, що відбирається від гідравлічного гальма дорівнює номінальній потужності двигуна

$$Q_T = P_e = 4,5 \text{ кВт}$$

2. Температура охолоджуючої води на вході в теплообмінник

$$t_{b1} = 20^\circ\text{C}$$

3. Швидкість охолоджуючої води, що подається під тиском із витратного бака

$$V_b = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$$

4. Внутрішній діаметр трубки теплообмінника

$$d_{bh.} = 0,01 \text{ м}$$

5. Зовнішній діаметр трубки

$$d_n. = 0,0225 \text{ м}$$

6. Крок ребристості

$$t = 0,003 \text{ м}$$

7. Товщина ребра

$$\delta = 0,0003 \text{ м}$$

8. Діаметр несуючої трубки (на якій накатані ребра)

$$d = 0,014 \text{ м}$$

9. Робоча довжина трубки

$$L_p = 1,7 \text{ м}$$

10. Загальна довжина трубки

$$L = 1,8 \text{ м}$$

11. Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{\text{вн.}} = 0,025 \text{ м}$$

12. Зовнішній діаметр корпусу теплообмінника

$$D_{\text{вн.}} = 0,032 \text{ м}$$

Розрахунок

1. Витрата води через теплообмінник за одну годину

$$G_{\text{в}} = 3600 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн.}}^2}{4} \cdot v_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} = 3600 \cdot 0,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \cdot 1 \cdot 1000 = 226 \text{ кг/год}$$

де $\varphi = 0,8$ – коефіцієнт витрати для гладенької труби;

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

2. Температура охолоджуючої води на виході із теплообмінника

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \frac{3600 \cdot Q_{\text{м}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}} = 20 + \frac{3600 \cdot 4,5}{4,19 \cdot 226} = 37,1^{\circ}\text{C},$$

де $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ – теплоємність води

3. Враховуючи відмінні властивості силікону (рідина не кипить і не спалахує при температурі більше 288°C та протистоїть тривалій дії високої температури без осмолення та окислення) робочу температуру його в гідравлічному гальмі (на вході) можна прийняти рівною $t_{\text{с1}} = 50^{\circ}\text{C}$.

4. Температура силікону на виході із гальма

$$t_{\text{с2}} = t_{\text{с1}} + \frac{3600 \cdot Q_{\text{м}}}{c_{\text{с}} \cdot G_{\text{с}}} = 50 + \frac{4,5 \cdot 3600}{1,96 \cdot 450} = 68,4^{\circ}\text{C},$$

де $c_{\text{с}} = 1,96 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ – теплоємність силікону.

$G_{\text{с}} = 450 \text{ кг/год}$ – витрата силікону через гальмо прийнята в два рази більше за витрату води в теплообміннику через те, що тиск його на виході із гідравлічного гальма буде значним (приблизно $0,4 \text{ МПа}$) з наступним уточненням при випробуванні виготовленого зразка гідравлічного гальма та теплообмінника.

5. Середній логарифмічний температурний напір в теплообміннику

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t = \frac{(t_{C2} - t_{B2}) - (t_{C1} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{C2} - t_{B2}}{t_{C1} - t_{B1}}} = \frac{(68,4 - 37,1) - (50 - 20)}{\ln \frac{68,4 - 37,1}{50 - 20}} = 31^{\circ}\text{C}$$

6. Необхідна площа поверхні нагріву теплообмінника знаходиться по формулі

$$F = \frac{Q_m \cdot 1000}{K \cdot \Delta t} = \frac{4,5 \cdot 1000}{500 \cdot 31} = 0,29 \text{ м}^2, \text{ де}$$

$k = 500 \text{ Ват}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ – коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої води до силікону;

7. Фактична площа поверхні теплообміну ребристої трубки

$$F_{\phi} = \frac{\pi \cdot L_p}{t} \cdot \left(\frac{d_H^2 - d^2}{2} + d_H \cdot \delta + d \cdot (t - \delta) \right) = \frac{3,14 \cdot 1,7}{0,003} \cdot \left(\frac{0,0225^2 - 0,014^2}{2} + 0,0225 \cdot 0,0003 + 0,014 \cdot (0,003 - 0,0003) \right) = 0,56 \text{ м}^2$$

3.3 Технічний опис теплообмінника

3.3.1 Призначення теплообмінника

Теплообмінник системи охолодження гідравлічного гальма встановлюється на стенді разом із двигуном та гідравлічним гальмом.

Теплообмінник служить для охолодження робочої рідини гальма - силікону і розрахований на роботу при максимальній його температурі 85°C .

3.3.2 Технічні характеристики теплообмінника

- Встановлена поверхня нагріву -	0,56 м ²
- Теплова потужність	4,5 кВт
- Тиск води на вході в теплообмінник, не більше	0,2 МПа
- Витрата охолоджуючої води через теплообмінник	226 кг/год
- Температура охолоджуючої води на вході в ТУВ, не більше	20°C
- Температура силікону на вході в теплообмінника, не більше	50°C
- Гідравлічний опір теплообмінника	150 КПа (15м.вод.ст.)

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Ступінь підігріву охолоджуючої води 15 – 20 °С
- Ступінь підігріву силікону 15 – 20 °С
- Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення охолоджуючої води, мм 10
- Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення силікону, мм 15
- Довжина теплообмінника, мм 1500
- Діаметр корпусу теплообмінника, мм 32
- Маса теплообмінника, суха 0,7 кг
- Величина температури силікону на виході із гідравлічного гальма визначається його навантаженням, температурою охолоджуючої води на вході та витратою її через теплообмінник.
- Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку та відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг-екв/л.

3.3.3 Конструкція і робота теплообмінника.

- Теплообмінник системи охолодження складається із корпусу 1, виготовленого із сталевий труби, ребристої теплообмінної трубки 2, двох кришок 3, які, окрім ущільнення разом із прокладками 5 порожнини корпусу, виконують і функцію опор, патрубків 4 для подачі та відведення силікону із теплообмінника, пробку 6 для випуску повітря із теплообмінника при заповненні його силіконом.

З'єднання теплообмінника із гідравлічним гальмом виконано за допомогою метало пластикових труб, а кріплення їх на відповідних патрубках за допомогою штуцерів та накидних гайок. Зважаючи на невисокий тиск води, підведення її до теплообмінника можна виконати гумовим трубопроводом.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип роботи гідравлічного гальма та теплообмінника наступний. При обертанні ротора гальма з високими оборотами на робочу рідину діє відцентрова сила, що створює тиск, максимальна величина якого діє на зовнішній поверхні колеса. На корпусі гальма в цьому районі розташований отвір для відведення силікону на теплообмінник. Після охолодження силікон повертається в гальмо через отвір в кришці, проходить через свердлення у валу ротора та попадає знову в порожнину корпусу гідравлічного гальма. Таким чином, циркуляція силікону в системі гальмо – теплообмінник виконується без додаткового насосу.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ПРОТИПОЖЕЖНИЙ ЗАХИСТ

4.1 Техніка безпеки та протипожежний захист на дільниці складання

Заходи з техніки безпеки на дільниці складання електромагнітного керуючого клапану можна розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання дільниці плакатами та інструкціями.

Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на дільниці загального складання 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 дільниці складання. В даному випадку на дільниці знаходиться стенд для перевірки, який перевіряється 1 раз в квартал.;
- інструмент і пристосування якими користуються на дільниці повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;
- на дільниці складання повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог;
- дільниці повинна бути обладнана стелажми для зберігання деталей, настилами для верстатів.

Заходи з протипожежного захисту на дільниці складання електромагнітного керуючого клапана також можливо розділити на організаційні та технічні.

Організаційні заходи : навчання робітників дільниці правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання дільниці плакатами.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З технічних заходів на дільниці потрібні :

- обладнати дільницю протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати дільницю ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою ;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металевою сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

4.2 Розрахунок штучного освітлення.

Кількість світильників визначається за формулою:

$$N = \frac{E \cdot A \cdot K_3 \cdot Z}{\Phi_{\lambda} \cdot U \cdot n}, \text{шт}$$

де $E = 300 \text{лк}$ - необхідна освітленість горизонтальної площини, відповідно до галузевих норм проектування штучного освітлення основних цехів промислових підприємств ВСН 196-83;

$A = 20 \text{ м}^2$ - площа підлоги дільниці складання;

$K_3 = 1,3$ - коефіцієнт запасу при малому виділенні пилу;

$\Phi_{\lambda} = 2470 \text{ лм}$ - світловий потік однієї лампи, приймаємо за таблицею 4 [10];

$n = 2$ - кількість ламп в одному світильнику;

$Z = 1,1$ коефіцієнт нерівномірності освітлення;

U – коефіцієнт використання освітлювальної установки вибираємо за таблицею 5 [10] залежно від індексу приміщення та коефіцієнтів відбивання світла.

Визначаємо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{L \cdot B}{h \cdot (L + B)},$$

де $L = 6 \text{м}$ – довжина дільниці складання;

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$B = 4\text{м}$ – ширина ділянки складання;

h – висота підвішування світильника над робочим місцем, м;

$$h = H - h_p - h_c$$

$H = 6\text{м}$ – висота приміщення;

$h_p = 0,8\text{м}$ – висота робочої поверхні;

$h_c = 3\text{м}$ – відстань від стелі до світильника.

$$h = 4 - 0,8 - 1 = 2,2\text{м}$$

$$i = \frac{5 \cdot 4}{2,2 \cdot (5 + 4)} = 1,0$$

Коефіцієнти відбивання стелі – 70%, стін – 30%, підлоги – 10% приймаємо згідно [9]

Виходячи із значень коефіцієнтів та індексу приміщення $U = 0,37$ згідно таблиці 5 [9].

$$N = \frac{300 \cdot 1,3 \cdot 20 \cdot 1,1}{2470 \cdot 0,44 \cdot 2} = 3,9$$

Згідно розрахунку приймаємо на ділянці складання чотири світильника з лампами ЛД 40-4.

4.3 Охорона праці при проведенні лабораторних досліджень

4.3.1 Загальні положення.

Для даної інструкції поширюється на всіх осіб, виконують лабораторно-практичкй або інші роботи в лабораторіях комплексу.

4.3.2 Лабораторно-дослідницький комплекс призначений для виконання лабораторно-практичних та дослідницько-конструкторських робіт під час курсового та дипломного проектування.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.3 Порядок допуску до занять та робіт в ЛДК ДВЗ.

4.3.4 До занять в лабораторіях комплексу допускаються студенти спеціальностей при виконанні курсових та дипломних проектів тематично пов'язаних з ДВЗ.

4.3.5 Студенти направляються в ЛДК відповідно до розкладу аудиторних та позакласних занять. Студенти інших спеціальностей за рішенням відповідних циклових комісій і направленням завідуючого практикою.

4.3.6 До занять і робіт на робочих місцях і обладнання лабораторій комплексу допускаються студенти після засвоєння ними основних положень даної інструкції, правил експлуатації обладнання та інструктажу з показом безпечних прийомів роботи з відмітки за їх особистим підписом в відповідних журналах реєстрації інструктажів.

4.3.7 Студенти прибувають, знаходяться і залишаються в ЛДК, тимчасово або по закінченню робіт лише з дозволу керівника робіт (викладача, завідуючого лабораторією, лаборанта ЛДК).

4.3.8 Початок, зміна виду робіт, перехід з одного робочого місця на інше, приведення в дію та зупинка обладнання (крім аварійних ситуацій) здійснюється лише з дозволу керівника робіт.

4.4.9 Студент зобов'язаний:

- вчасно з'являтися на заняття;
- доповідати керівнику робіт про своє прибуття та відбуття;
- бережно ставитись до обладнання та інструменту, видані матеріали витрачати економно, не допускаючи їх невиробних витрат;
- старанно вивчати, беззастережно виконувати самому та утримувати товаришів від порушення правил внутрішнього трудового розпорядку, правил техніки безпеки та експлуатації обладнання ;

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- працюючи на робочих місцях, керуватись спеціальними інструменту для відповідних робочих місцях,
- перед початком роботи впевнитись в справності обладнання та інструменту;
- під час роботи уважно слідкувати за роботою обладнання, негайно вимикати його при порушенні режимів роботи та виникнення аварійних ситуацій.

4.3.10 Студентові забороняється:

- з'являтися на заняття в хворобливому або іншому стані який загрожує безпеці робіт, в одязі який не відповідає вимогам техніки безпеки, характеру робіт або погодним умовам;
- знаходитись в ЛДК безцільно, без відома, або без дозволу керівника робіт;
- приступати до робіт, оглядати, ремонтувати, приводити в дію та зупиняти (за винятком аварійних ситуацій) обладнання без дозволу керівника та відповідного інструменту.
- працювати на несправному обладнанні та несправним інструментом;
 - виконувати роботи, пов'язані з ремонтом електрообладнання напругою вище 12 Вольт;
 - відкривати електророзподільні шафи, щити, вимикачі тощо;
 - грати в рухливі ігри, переплигувати через обладнання, бігати (за винятком в аварійних ситуаціях);
 - стояти, сидіти на непризначених для цього частинах обладнання.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У магістерській роботі було розроблено та оформлено такі розділи:

- опис конструкції двигуна
- конструкторський розіл
- опис конструкції системи охолодження;
- охорона праці та навколишнього середовища

В першому розділі роботи виконаний опис стендової установки а також приведений детальний опис конструкції двигуна 1Ч8,2/6,8.

Стендова установка в складі дизеля та гальма гідравлічного, встановлених на рамі показана на листі 1 графічної частини роботи.

В другому розділі роботи виконані розрахунки робочого циклу дизельного двигуна.

В третьому розділі роботи виконана розробка конструкції теплообмінника для охолодження робочої рідини, а також приведений його детальний опис. Конструкція теплообмінника показана на складальному кресленні - листі 2 графічної частини роботи.

В четвертому розділі роботи охорона праці та навколишнього середовища.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник.- М.:Машиностроение, 1979.
2. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
3. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение,1969.
4. В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания.- Л.: Судостроение, 1978.
5. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
6. Іодловський В.І., Доценко С,М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
7. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
8. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „ Теорія двигунів внутрішнього згоряння” Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
10. Дизельні двигуни внутрішнього згоряння. KENTAVR. Керівництво з технічної експлуатації. Моделі ДВУ-300Д, ДВУ-300ДЕ, ДВУ-300ДШЛ, ДВУ-300ДШЛЕ. ДВУ-420Д, ДВУ-420ДЕ, ДВУ-300ДШЛЕ.
- 11.Манза О.І.,магістрант, Грабовенко О.І., Сучасні напрямки поліпшення економічних і екологічних показників автомобільних дизелів. Наукові праці Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні»,15-18 жовтня, ХНАДУ. Харків, 2019.

					ПФ НУК 131.61.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		