МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально - науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підготовка, проведення стендових випробувань дизеля Кентавр 300Д (1Ч7,8/6,2) та аналіз їх результатів

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ ***Харевський В.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

_____*к.т.н. доцент*_____
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
«___»_____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Харевському Владиславу Володимировичу
1. Тема роботи: «Підготовка, проведення стендових випробувань дизеля Кентавр 300Д (1Ч7,8/6,2) та аналіз їх результатів.»
Керівник роботи Нестеренко В. В.
Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.
2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 1Ч7,8/6,2, номінальною потужністю 6 к.с. (4,5 кВт).
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):
Вступ.
Розділ 1. Опис конструкції дизеля 1Ч7,8/6,2.
Розділ 2. Розрахунок робочого процесу.
Розділ 3. Підготовка, проведення стендових випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2
Розділ 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.
Висновки.
5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Дизельний двигун 1Ч7,8/6,2 (СК), 2. Загальний вигляд стендової установки з дизелем 1Ч7,8/6,2 (фото), 3.Результати стендових випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу	20.03.2022	
3.	Підготовка до проведення стендових випробувань	05.04.2022	
4.	Проведення стендових випробувань	18.04.2022	
5.	Аналіз технічних параметрів двигуна, заміряних при його випробуванні	26.04.2022	
6.	Розробка та оформлення графічної частини роботи	06.05.2022	
	Організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	11.05.2022	
7.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
8.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Харевський В.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Нестеренко В. В.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Підготовка, проведення стендових випробувань дизеля Кентавр 300Д (1Ч7,8/6,2) та аналіз їх результатів.» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 3 Додатків – 2 листів креслень формату А1 та фото загального виду установки.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна 1Ч7,8/6,2, розрахований його робочий процес з визначенням його основних параметрів. Також приведений перелік робіт по підготовці обладнання стендової установки до випробувань, а також виконаний аналіз отриманих результатів замірів. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення стендової установки з дизелем 1Ч7,8/6,2, технічні параметри отримані при випробувані у графічному вигляді, фото загального вигляду стендової установки перед випробуваннями.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, випробування, технічні параметри, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Preparation, bench tests of the Centaur 300D diesel (1Ch7,8/6,2) and analysis of their results." consists of an Introduction, 4 sections, a Conclusion and 3 Appendices - 2 sheets of drawings in A1 format and a photo of the general view of the installation.

In the text part of the explanatory note the description of a design of the 1Ch7,8 / 6,2 engine is given, its working process with definition of its basic parameters is calculated. The list of works on preparation of the equipment of the bench installation for tests is also resulted, and also the analysis of the received results of measurements is executed. At the end of the qualification work developed measures for labor protection and environmental protection, made general conclusions about the work done.

Appendices to the explanatory note contain drawings of the bench installation with diesel 1Ch7,8/6,2, technical parameters obtained when tested in graphical form, photo of the general view of the bench installation before the tests.

Key words: diesel engine, duty cycle, tests, technical parameters, labor protection.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП…… 5

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 1Ч7,8/6,2 ……..... 7

РОЗДІЛ 2.РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

2.1Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна …….. 11

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна ……..... 13

РОЗДІЛ 3. ПІДГОТОВКА ТА ПРОВЕДЕННЯ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ДИЗЕЛЯ 1Ч7,8/6,2

3.1 Призначення та етапи випробувань ДВЗ……..……..... 20

3.2 Теплотехнічні та спеціальні випробування дизелів…… 20

3.3Дослідження теплового стану деталей двигуна…… 22

3.4 Проведення стендових випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2 та аналіз їх результатів…… 23

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці……..…….. 35

4.2 Захист навколишнього середовища..……... 36

4.3 Техніка безепеки при обслуговуванні двигуна……39

ВИСНОВКИ ……..... 41

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ……..42

					ПНН І НУК 142.44.22.21 ПЗ		
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата			
Розробив		Харевський			Пояснювальна записка	Літера	Лист / Листів
Перевірив		Нестеренко				н	3 / 45
							44-ЕМ-20
Н. контр		Нестеренко					
Затвердив		Нестеренко					

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун дизельний 1Ч7,8/6,2 на стенді, СК, А1……. 43

Додаток 2 Результати випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2 …….……44

Додаток 3 Загальний вигляд стендової установки, що встановлена в приміщенні лабораторії, фото…..……45

ВСТУП

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

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопалив відносяться і рослинні олії з фізико – хімічними властивостями, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинних олій та їх похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи»парникових газів», оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять олію.

Для покращення техніко-економічних показників дизелів, що працюють на рослинній олії, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури та системи підготовки палива.

На процесс сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміжок часу, протягом якого точно відміряна кількість палива повинна бути подана в камеру згоряння по визначеній характеристиці та під великим тиском, перемішане із стиснутим повітрям та підготовлене для найбільш ефективного згоряння. У зв'язку з цим до паливних систем дизелів пред'являються жорсткі вимоги.

На сьогодні ще не розроблені теоретичні методи підбору оптимальних характеристик впорскування палива, кінематичних та динамічних характеристик основних елементів паливної системи. Їх підбирають головним чином при спільній доводці паливної системи та в цілому дизеля на стендах, що потребує великих затрат часу та коштів.

В кваліфікаційній роботі приводяться результати випробування дизельного двигуна 1Ч7,8/6,2 на дизельному паливі. В наступних випробуваннях планується його випробування при роботі на паливі на основі рослинних олій.

1.ОПИС ОБЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ Ч7,8/6,2

1.1 Опис об’єкту застосування

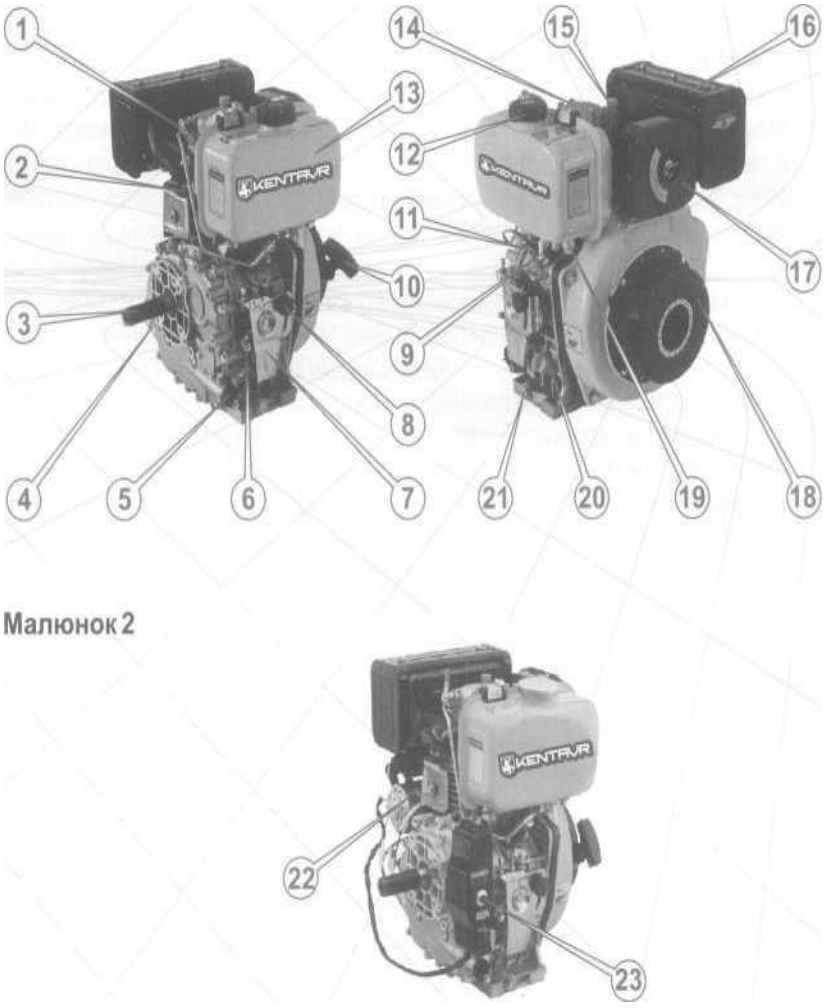
Дизель 1Ч7,8/6,2 застосовується в стендлвій установці, в якій він та гідравлічне гальмо встановлюється на спільній рамі та з’єднуються за допомогою податливої з’єднувальної муфти. Для охолодження робочої рідини гальма передбачається застосування теплообмінника, в якому тепло, що утворюється в гальмі 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 нормально працювати гальму навіть при її високих температурах, отже габарити гальма можуть бути меншими.

Гідравлічне гальмо пропонується застосувати для навантаження дизельного двигуна 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.

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)



Малюнок 2

Рисунок 1.1 Дизельний двигун ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

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).

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2) 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.

Технічні дані двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

1.Тип двигуна - чотиритактний одноциліндровий з прямим вприскуванням 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, $см^3$ – 296

6. Діаметр циліндра/хід поршня, см - 7,8/6,2

7. Система охолодження – повітряна примусова

8. Система запуску – ручний стартер

9. Витрата палива, кг/(кВт·год) - 0,276

10. Ємність паливного бака, л - 3,5

11. Об’єм мастила в картері, л - 1,1

12. Маса двигуна, кг 32

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0{,}1$ МПа, а температура $t_0 = 20$ºС. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12…18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12{,}5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1{,}6$ ….3,0 і залежить від режиму роботи дизеля.

– тиск наддуву для дизельних двигунів сягає 0,3…0,4 МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає 18…20 МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{пер}$=140…150° дорівнює 1,1…1,15

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5…20°C$ [10]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10°C$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70…0,80$ і $\xi_b = 0,84…0,90$. [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500…750 хв^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35…2,0$. [6]

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600….900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\varphi = 0,93…0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\varphi = 0,90…0,95$. [6]

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	P_e =	4,5	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	n =	3000	хв$^{-1}$
Ступінь стиску	ε =	18	
Число циліндрів	i= i =	1	
Тиск наддуву	P_b =	0,101	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	α =	1,8	
Тиск навколишнього середовища	P_a =	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	n_k =	1,6	
Температура навколишнього середовища	T_a =	293	К
Підігрів свіжого заряду	ΔT =	10	К
Тиск залишкових газів	P_r =	0,105	МПа
Температура залишкових газів	T_r =	750	К
Ступінь підвищення тиску	λ =	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	ξ_z =	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ =	0,95	

Паливо:

Пальне - дизельне

Середній елементарний склад палива

C = 0,87 H = 0,12 O = 0,01

Найнижча теплота згорання палива

Q_H = 41500 кДж/кг

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$L_o = \frac{1}{0{,}21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0{,}21} \times \left(\frac{0{,}775}{12} + \frac{0{,}12}{4} - \frac{0{,}105}{32} \right) = 0{,}466 \ ^{кмоль}/_{кг}$$

$$l_0 = 28{,}95 \times L_0 = 28{,}95 \times 0{,}466 = 13{,}5 кГ/кг$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

M_1 = 0,891 кмоль/кг

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2: $M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \ ^{кмоль}/_{кг}$ 0,072 кмоль/кг

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

Кількість O_2: $M_{O_2}=0,21\times(\alpha-1)\times L_0$, кмоль/кг — 0,083 кмоль/кг

Кількість N_2: $M_{N_2}=0,79\times\alpha\times L_0$, кмоль/кг — 0,704 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}$, кмоль/кг — 0,924 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_в = T_a \times \left(\frac{P_в}{P_a}\right)^{\frac{n_к-1}{n_к}}, K$$

T_b = 293,0 К

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_в$

число з інтервалу = 0,95

P_d= 0,096 МПа

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30-100^0)$ ступінь охолодження повітря

ΔT_1 = 0 К

γ_r = 0,026

Температура в кінці впуску.

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

T_d= 314,4 К

Коефіцієнт наповнення.

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

$Ф_c$= 0,914

Густина заряду на впуску.

$$\rho_в = \frac{P_в \times 10^6}{R_П \times (T_в - \Delta T_1)}, кг/м^3$$

$R_П$ = 287 Дж/(кг х К) - універсальна газова постійна для повітря.

$\rho_в$ = 1,201 кг/м^3

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

n_1 = 1,395

Тиск в кінці стиску. $P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, МПа$

P_c= 5,41 МПа

Температура в кінці стиску.

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

T_c= 984,7 К

Середня мольна теплоємкість повітря.

$$mCv' = 19,88 + 0,002638 \times T_C, \; КДж/(Кмоль \times К)$$

$mC\ v'$ = 22,48 КДж/Кмоль*К

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

β_0 = 1,037

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

β = 1,036

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2}\left[\begin{matrix} M_{CO2} \times (mCv''_{CO2}) + M_{H2O} \times (mCv''_{H2O}) + \\ + M_{O2} \times (mCv''_{O2}) + M_{N2} \times (mCv''_{N2}) \end{matrix}\right], КДж/(ККмол \times К)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC\,v'' = a + в \quad \times T_Z, \; {КДж}/{Кмоль \times К}$$

де:

а = 23,3092

в = 0,0018

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$m\,C''p = mC\,v'' + 8{,}134\,, \; {КДж}/{(Кмоль \times К)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + в \times T_Z, \; {КДж}/{(Кмоль \times К)}$$

де:

а = 31,443

в= 0,00182

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{max} = \lambda \times P_c, МПа$$

P_{max}= 8,66 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 = 0,0019

B = 32,57

C = 73530,39

Звідки:

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

T_Z = 2021,0 К

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1{,}33$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 13{,}55$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1{,}18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1{,}223$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1{,}25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$P_в$= 0,33 МПа

Температура в кінці розширення.

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$T_в$= 1053,5 К

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

P'_{mi} = 0,82 МПа

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, МПа$$

P_{mi} = 0,78 МПа

Індикаторний ККД.

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

η_i = 0,486

Питома індикаторна витрата палива.

$$в_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, кг/(квт.год.)$$

$в_i$= 0,174 кг/(кВт· год)

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$P_м = 0{,}089 + 0{,}0118 \times V_{п.ср}$ МПа

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C$$

$S_{ПР}$= 0,062 м -хід поршня по прототипу.

$V_{П.СР.}$ = 6,20 м/с

$P_м$ = 0,174 МПа

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, МПа$$

P_{me} = 0,607 МПа

Механічний К.К.Д.

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

η_M = 0,78

Ефективний К.К.Д.

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

η_e = 0,38

Питома ефективна витрата палива.

$$в_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, кг/(квт\ год)$$

$в_e$ = 0,224 кг/(кВт·год)

Годинна витрата палива.

$$B = в_e \times P_e, кг/год$$

B= 1,0 кг/год

.0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{St} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, Л$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

V_{st}= 0,30 Л

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, Л$$

V_s= 0,296 Л

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{ПР}}{D_{ПР}}$$

$D_{ПР}$ = 0,078 м

m = 0,795

d = 78,02 мм

Хід поршня.

$$S = m \times D, мм$$

S = 62,0 мм

.1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

D = 78 мм

Хід поршня.

S = 62 мм

Літраж двигуна.

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

V_{St} = 0,30 Л

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, КВт$$

$P_{ер}$= 4,5 кВт

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

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

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$P_{еср}$= 4,5 кВт

ΔP_e = 0,07 %

РОЗДІЛ 3. ПІДГОТОВКА ТА ПРОВЕДЕННЯ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ДИЗЕЛЯ 1Ч7,8/6,2

3.1 Призначення та етапи випробувань ДВЗ.

Після складання на заводському стенді дизель проходить прокрутку і обкатку. Прокрутка дозволяє дати загальну оцінку правильності складання окремих вузлів дизеля, а обкатка - забезпечити начальну стадію підпрацювання тертьових деталей і тим самим підготувати дизель до наступних випробувань. Яких-небудь єдиних програм обкатки не існує: кожен дизелебудівний завод, покладається на свій власний досвід, задаючи режими нагрузки, частоту обертання, час обкатки, сорти палива і масла.

Після завершення ходових випробувань підписують акт про прийомку в експлуатацію не тільки головного дизеля і всієї енергетичної установки, але також всіх систем, механізмів і пристроїв, які обслуговують в цілому.

Служба технічної експлуатації має відділ теплотехніки, який в плановому порядку проводить різні теплотехнічні випробування з метою отримання техніко-експлуатаційних характеристик механізмів і нормування показників роботи судна. При цьому контролюється виконання Правил технічної експлуатації суднових технічних засобів, відповідність елементів комплексу двигун – корпус - гвинт, аналізуються недоліки в роботі енергетичної установки і т. п.

3.2 Теплотехнічні та спеціальні випробування дизелів

Щоб конкретизувати завдання теплотехнічних випробувань, їх ділять на контрольно-регулювальні, налагоджувальні та паспортні. Особливі завдання мають спеціальні випробування. При всіх випробуваннях, крім спеціальних, в основному використовуються штатні контрольно-вимірювальні прилади. Спеціальні випробування по причині вузької спрямованості вимагають застосування складної електровимірювальної апаратури.

Контрольно-регулювальні випробування проводять раз на рік для того, щоб з'ясувати, якою мірою експлуатаційні режими роботи енергетичної установки відповідають даним попередніх випробувань. При цьому аналізують записи у виконавчій документації. У разі необхідності виконують підрегуліровку окремих робочих параметрів (температури, тиску, витрат). Налагоджувальні випробування мають на меті виявити оптимальні режими роботи дизельної енергетичної установки. Результати налагоджувальних випробувань використовують в подальшому як рекомендовані при експлуатації дизельних установок інших судів даної серії. Спеціальні випробування потрібні тоді, коли в окремих елементах дизельної установки спостерігаються систематичні неполадки або відмови в роботі.

Теплобалансові випробування

Ці випробування полягають у визначенні експериментальним шляхом розподілу енергії, що вводиться в двигун, на корисно використовувану роботуі теплові втрати, що відводяться з маслом, водою, вихлопними газами, а також безпосереднім випромінюванням в навколишнє середовище. Розрахункові формули і схеми теплового балансу дизеля наведені у другому розділі. Випробування зводяться до вимірювання на сталих режимах ефективної потужності дизеля, витрат палива, повітря, води, що охолоджує і масла в циркуляційної системі, а також до вимірювання перепадів температур зазначених середовищ на вході в двигун і виході з нього. Часто для контролю теплових втрат від двигуна з охолоджувальною водою і циркуляційним маслом одночасно визначається тепловідвід у водо-масляних і водо-водяних охолоджувачах.

При проведенні теплобалансових випробувань необхідна досить висока точність вимірювання температури, для чого, як правило, використовуються

термометри з ціною поділки 0,1°С або багато спайні термобатареї і електричні потенціометри класу не нижче 0,5. Витрати вода і масла найчастіше вимірюються об'ємним і ваговим методами, витрата повітря - мірною шайбою або звужуючими пристроями. Витрата вихлопних газів розраховується як сума витрат повітря і палива.

Тепловий баланс визначається як для дизеля, так і для дизельної установки

3.3 Дослідження теплового стану деталей двигуна

Метод термофарб.

Полягає у визначенні температури поверхні деталі по зміні кольору спеціальних термофарб, нанесених на досліджувану поверхню, що піддається нагріванню протягом певного періоду часу. Промисловістю випускаються комплекти термофарб і термофарбувальників. Метод може бути використаний там, де не потрібно високої точності вимірювання температури.

Метод зміни твердості матеріалу.

Полягає у визначенні температурного стану деталі по зміні поля твердості матеріалу деталі або ж спеціальних штифтів, встановлених в досліджуваній деталі. Метод найбільше ефективний в діапазоні температур 200—500° С. Точність його оцінюється в ±5%.

Метод плавких вставок.

Полягає у визначенні температури деталі в безпосередній близькості від її поверхні по виплавлянню спеціальних вставок - капсюлей, заповнених різними сплавами з відомою температурою плавлення. Перед випробуваннями плавкі вставки діаметром 1,5-2,5 мм і довжиною 3-5 мм встановлюють в спеціально висвердлені поглиблення, зачеканють для запобігання від випадання і захищають від прямого впливу полум'я. Після роботи на заданому режиму протягом 30 хв двигун розбирається для перевірки стану плавких вставок. Такий метод вимірювання температури простий, не вимагає застосування спеціальної вимірювальної апаратури і використовується там, де операція по

розбиранню двигуна для установки і контролю стану плавких вставок не сполучена з великими витратами праці і часу. Точність вимірювання залежить від інтервалу величин температур плавлення застосовуваних плавких вставок, якості їх установки і стану при випробуваннях.

3.4 Проведення стендових випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2 та аналіз їх результатів

Перед початком стендових випробувань ознайомився детально з результами обкаточно-регулювальних випробувань та інструкцією по експлуатації дизеля 1Ч7,8/6,2. Серед зауважень до роботи установки по результатам попередніх випробувань було швидке перегріваннння двигуна і робочої рідини в навантажувальному пристрої про що свідчили високі температури масла в картері двигуна та охолоджуючої рідини, які перевищували 85°С. Тому перед початком випробувань була перевірена роботи системи охолодження робочої рідини в теплообміннику. В ході перевірки було встановлено, що продуктивність циркуляційного водяного насосу, який забезпечує подачу води в теплообмінник із водяного бака є надзвичайно низькою всього 200 …250 л/год. Згідно із паспортними даними водяного насоса його продуктивність залежить від опору трубопроводу та арматури системи і може бути в межах 1500…2000л/год. Для пошуку причини такої низької продуктивності водяного насоса був повністю розібраний трубопровод системи охолодження і проведений огляд його елементів. Під час такого огляду встановлено, що у водяному баку наявний бруд у вигляди фрагментів старої фарби та іржі, а фільруюча сітка на вході в насос практично повністю забита брудом, що і стало основною причиною різкого зменншення протоку води через систему охолодження. Для відновлення роботи системи був демонтований бак води, внутрішню поверхню якого було очищено від бруду та залишків фарби і загруновано. Також було змінено конструкцію вихідного патрубка бака, форма якого була

змінена із зігнутого коліна на прямий патрубок, що буде запобігати відкладанню бруду в ньому і наступному попадання в насос.

Сітка фільтра перед насосом була очищена від бруду та продута стиснутим повітря. Після виконання вище перечислених робіт протік води в системі відновився.

При ознайомленні з інструкцією по експлуатації Кентавра 300Д звернув увагу на відсутність багатьох важливих технічних параметрів двигуна.

Частота оберання колінчастого вала любого двигуна є важливим параметром, проте в інструкції по експлуатації відсутня інформація по величинам мінімальної, номінальної та максимальної частот обертання колінчастого валу. Також немає інформації по пусковій частоті обертання. Тому на початку стендових випробувань був встановлений на двигун пристрій для плавного регулювання частоти обертання двигуна за допомогою мікрометричного гвинта. Це дозволило заміряти мінімальну та максимальну частоту обертання. Мінімальна частота обертання залежить від теплового стану двигуна і знаходиться в межах 1000…1350 об/хв$^{-1}$. Максимальна частота обертання двигуна при замірах склала 3700хв$^{-1}$. При цьому важіль системи регулювання подачі палива в циліндр двигуна торкався обмежувального гвинта, положення якого виставлено на заводі виробнику двигуна.

Частота обертання колінчастого вала вимірювалася тахометром CF5135C-Z із зовнішнім магнітним датчиком і магнитом (LCD 4 знака, 10-9999, 0.1%, 8-24В).

Електронний цифровий тахометр моделі **CF5135C-Z** (рис.3.1) призначений для підрахування імпульсів, що надходять із зовнішнього датчика Холла. Фактично, на програмі по замовчуванню, пристрій виконує підрахунок швидкості обертання досліджуваного обєкту в диапазоні от 10 до 9999 обертів за хвилину

Рисунок 3.1 Електронний цифровий тахометр моделі **CF5135C-Z**

Генерація імпульсів проводиться шляхом прохождення закріпленного на обертовій частині досліджуваного пристрою постійного магніту в безпосередній близкості від датчика Холла. Відображення кількості імпульсів проводиться на блоці контролера, який має 4-х розрядний екран індікації. Живлення пристрою здійснюється від зовнішнього живлення постійної напруги 9-24 Вольта.

Короткі характеристики

- Діапазон вимірювання: 10~9999 обертів за хвилину
- Похибка вимюювань: 0.1%
- Напруга живлення: постійна, від 8 до 24 Вольт
- Максимальна споживана потужність: 30 мАмпер
- Тип індикатора: цифровой, четырехразрядный
- Колір індикатора**:** червоний, синій, зелений (на вибір)
- Розмір індикатора: 50х20 мм.
- Частота оновлення:
    - 0.2-0.5 сек (<1200 об/мин)

- 0.25-0.06 сек (>2400 об/мин)

- Скидання показів: автоматично (10 сек відсутності імпульсів)
- Модель зовнішнього датчика: NJK-5002C
- Довжина кабеля зовнішнього датчика: 1 метр
- Розмір основного блока тахометра (Д х Ш х В): 79х32х42 мм.
- Розмір встановочного отвору: 76 х 39 мм.
- Температура експлуатації: -10…+60°C
- Відносна вологість: не більше 85%
- Комплектация**:** блок вимірювання і індикації, датчик Холла, колодка з дротом для подєднання живлення і датчика, постійний магніт.

Схема подключення тахометра

Схема підєднання електронного цифрового тахометра моделі CF5135C-Z приведена на рис. 3.2

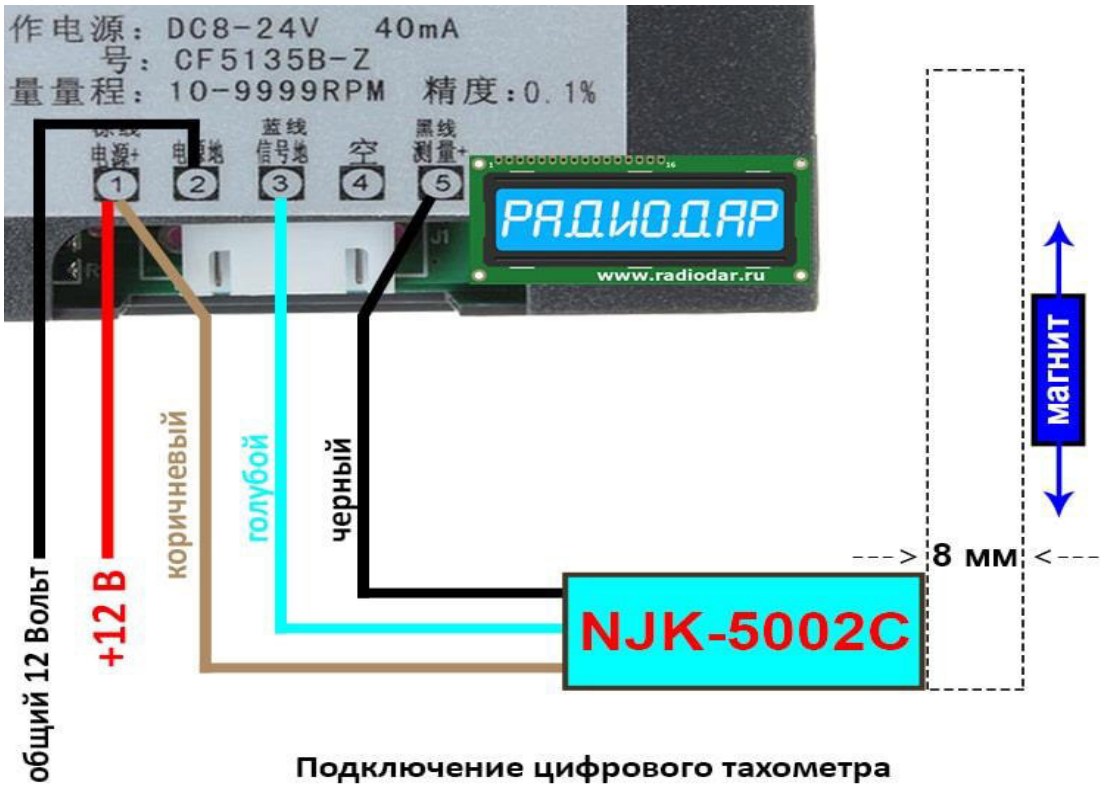


Рисунок 3.2 Підєднання тахометра

Призначення виводів колодки підєднання тахометра:

1. - Підключення +12 Вольт джерела живлення і живлення датчика Холла (коричневий вивід датчика)
2. - Спільне джерело живлення (земля)
3. - Сигнальний вхід датчика Холла (голубий вивід датчика)
4. - Не використовується
5. - Спільний датчика Холла (черний вивід датчика)

Порядок розміщення магнітного датчика

Перед початком вимірювання частоти обертання необхідно розмістити поставляемий в комплекті диск постоянного магніта на обертальні частини досліджуваного пристрою і на відстані від 1 до 10 мм по кругу від місця прохождення закріпленого магніта розмістити датчик Холла, забезпечивши його надійну фіксацію. Дослідження в лабораторних умовах показало стабільне зчитування імпульсів при прохожденні магніта на відстані до 10 мм від датчика.

Початок роботи тахометра

Експлуатація електронного цифрового тахометра моделі CF5135C-Z передбачає правильне підєднання пристрою та надійну фіксацію датчика Холла в безпосередній близкості до досліджуваного обєкту.

Включення вимірюючого пристрою виконується щляхом подачі напруги живлення (виводи 1 и 2 колодки підключення). Зразу після включення тахометр автоматично переходить в режим зчитывання імпульсів. Зовнішній вигляд блока тахометра приведений на рис.3.2. При відсутності імпульсів на вході тахометра відбувається автоматичне скидання показів (через 10 сек.) і встановлюється значення 0 до наступних проявів імпульсів.

Пристрій допускає цілодобову роботу в режимі вимірювання при забезпеченні стабільним джерелом живлення, а також виконанням техніки безпеки.

Під час стендових випробувань ніяких зауважень до роботи електронного цифрового тахометра не було.

Пускові оберотиди зеля 1Ч7,8/6,2 в значній мірі залежать від його теплового стану і температури повітря в приміщенні. Загалом, при ручному пуску штатним стартером частота обертання колінчастого валу не перевищує 300…350 об/хв. При появі перших запалювань частота обертання збільшується до 1000 об/хв. і вище. Якщо ж частота обертання при пуску складає 900…950 об/хв. і менше, то двигун зупиняється і запуск не відбувається.

Важливим показником робочого двигуна є коефіцієнт надлишку повітря α для згоряння палива в циліндрі двигуна, який показує відношення дійсної кількості повітря $G_п$, що надійшло в циліндр двигуна до теоретичної необхідної його кількості L_O, яка для дизельного пального дорівнює 14,5 кг повітря/1 кг дизельного палива. Для визначення коефіцієнту надлишку повітря α необхідно визначити обємну і масову витрати повітря двигуном при різній частоті обертання колінчастого валу. Тому на першому етапі стендових випробувань була знята витратна характеристика двигуна по повітрю, характер якої залежить однозначно від частоти обертання колінчастого валу та аеродинамічного опору впускної системи, яка складається із повітряного фільтру, трубопроводу, мірної шайби для заміру витрати повітря, U – подібного маномера для замірювання перепаду тиску повітря на мірній шайбі, ємності для демпфірування коливань тиску повітря через циклічну роботу циліндра, впускного каналу в головці циліндру.

Розрахунок витрати повітря, що споживається двигуном на різній частоті обертання, заміряної за допомогою мірної шайби та теоретична витрата приведені в табл. 3.1. Там же знайдено коефіцієнт наповнення циліндру двигуна $\eta_Н$, який представляє відношення кількості повітря, що дійсно потрапило в циліндр двигуна $V_{ПД}$ до теоретично можливої кількості $V_{ПТ}$, яке визначається тільки діаметром поршня D та його ходу S і частотою обертання колінчастого валу.

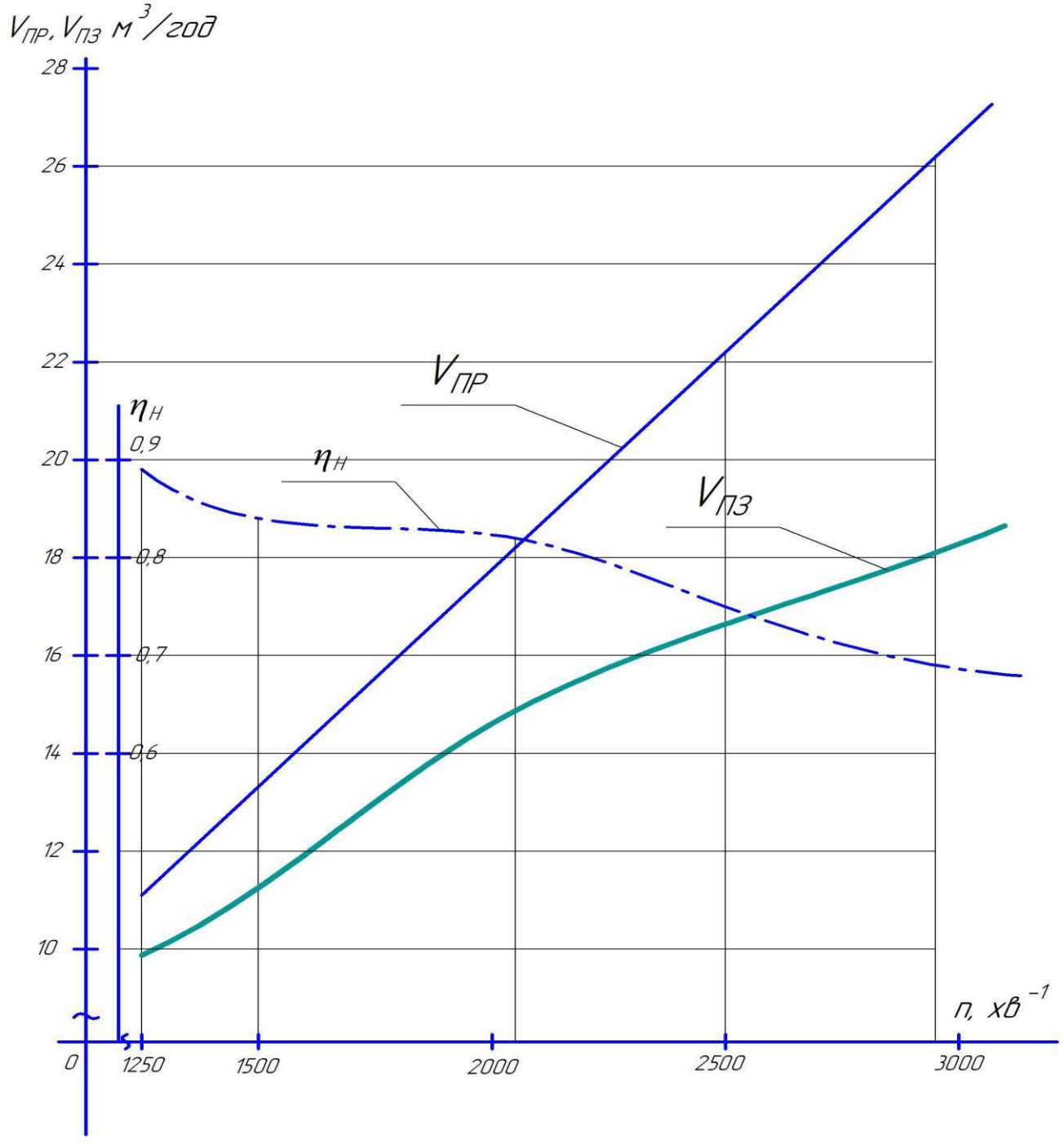


Рисунок 3.3 Розрахункова $V_{ПР}$, заміряна $V_{ПЗ}$ витрата повітря двигуном 147,8/6,2 та коефіцієнт наповнення циліндру повітрям $\eta_н$

На рис.3.3 показані графіки залежності розрахункової витрати повітря $V_{ПР}$ та фактичної заміряної витрати $V_{ПЗ}$ в залежності від частоти обертання колінчастого валу n. Із вказаних залежностей слідує, що при високих оборотах двигуна (більше 2000 об/хв.) коефіцієнт наповнення циліндру свіжим повітрям значно зменшується. Отже, при частоті обертання колінчастого валу більше

2500 об/хв$^{-1}$ забезпечити якісне згоряння вприснутого палива стає проблематичним.

Дизель 1Ч7,8/6,2 має повітряну систему охолодження його блока та головки циліндру за допомогою вентилятора змонтованого на маховику. Отже, при стедових випробуваннях необхідно було перевірити його пускові якості при різній температурі повітря в приміщенні лабораторії. Спроби запустити двигун при температурі повітря нижче 12…15 °С не увінчалися успіхом. Для надійного запуску двигуна при низьких температурах повітря прийшлося застосувати технічний фен для підігріву повітря, яке всмоктувалося в циліндр двигуна при обертанні його колінчастого валу ручним стартером. Також був відпрацьований спосіб запуску двигуна при низьких температурах повітря при якому у впускний канал головки циліндру впорскувалася легкозаймиста рідина, яка гарантувала надійний його запуск. При температурі повітря більше 15°С проблем із запуском двигуна не було.

Після проведення підготовчих випробувань розпочалися стендові випробування дизеля 1Ч7,8/6,2 в ході яких виконувалися заміри його параметрів: частота обертання колінчастого вала, температура масла в картері, температура випускних газів після глушника шуму; параметри системи охолодження робочої рідини навантажувального пристрою: температури води на вході в теплообмінник і на виході із нього та робочої рідини навантажувального пристрою: температура та тиск робочої рідини на виході із навантажувального пристрою (на вході в теплообмінник) і температура охолодженої робочої рідинир на виході із теплообмінника.

Таблиця 3.1 Витрата повітря, що споживається двигуном 1Ч7,8/,62, заміряна за допомогою мірною шайби та теоретична

Вихідні дані для розрахунку.						
1. Діаметр поршня	D =	78	мм			
2. Хід поршня	S =	62	мм			
3. Частота обертання колінчастого валу, $хв^{-1}$	n =	1250	1500	2050	2500	2950
4. Перепад тиску повітря на мірній шайбі діафрагми, мм	Δh=	30	39	68	85	100
5. Температура повітря перед мірною шайбою, К	T_a =	285	285	285,5	286	287
6. Атмосферний тиск, $Н/м^2$	p_a =	105000				
7. Газова стала для повітря, Дж/(моль·К)	$R_п$ =	287				
8. Прискорення вільного падіння, $м/с^2$	g =	9,81				
9. Діаметр отвору в мірній шайбі, м	d =	0,014				
10. Коефіцієнт витрати діафрагми	a =	0,8336				
11. Коефіцієнт розширення діафрагми	b =	0,998				
Розрахунок						
1. Густина повітря $\rho_a = p_a/(R_п \cdot T_a)$	ρ_a =	1,284	1,284	1,281	1,279	1,275
2. Обємна витрата повітря,що споживається двигуном (заміряна), $м^3$/год $V_{ПЗ} = 3600 \cdot a \cdot b \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2gh}{\rho_a}}$	$V_{ПЗ}$ =	9,87	11,25	14,87	16,64	18,08
3. Масова витрата повітря,що споживається двигуном, $G_П = V_П \cdot \rho_a$, кг/год	$G_П$ =	12,67	14,45	19,06	21,29	23,05
4. Розрахункова обємна витрата повітря,що споживається двигуном, $м^3$/год $V_{ПР} = \frac{\pi D^2 S}{4} \cdot 30\ n$	$V_{ПР}$ =	11,1	13,3	18,2	22,2	26,2
5. Коефіцієнт наповнення циліндру $\eta = V_П/V_{ПР}$	η =	0,89	0,84	0,82	0,75	0,69

Таблиця 3.2. Параметри дизеля 1Ч7,8/6,2, заміряні при його випробуванні Найменування параметра	Число обертів колчастого валу, n, об/хв		
	2020	2510	3025
1. Тиск робочої рідини в гідротормозі, р, бар	0 ,26	0,6	0,45
2.Показання динамометра, F, кг	0,6	1,5	1,6
3.Потужність двигуна P=0,0004Fn, кВт	0,49	1,54	1,94
2.Температура повітря на вході в циліндр, t_1, °С	15,1	18,7	18,4
3.Температура масла в картері, t_2, °С	57,4	-	63,6
4.Температура робочої рідини на вході в ТО, t_3, °С	51,5	53,5	79
5.Температура робочої рідини на виході із ТО, t_4, °С	49,6	38,7	-
6.Температура охолоджуючої води на вході в ТО, t_5, °С	14,3	13,4	14,3
7.Температура охолоджуючої води на виході із ТО, t_6, °С	15,8	16,4	16,3
8.Температура випускних газів на виході із глушника, t_8, °С	124,3	213	279,4
9.Маса паливного бака з підставкою на початку заміру витрати палива, m_1, Г	3875	3415	3393
10.Маса паливного бака з підставкою в кінці заміру витрати палива, m_2, Г	3847	3349	3324
11. Тривалість заміру витрати палива, τ, хв.	5	5	4
12. Масова витрата палива за час заміру, $\Delta m = m_1 - m_2$, Г	28	66	69
13.Витрата палива за годину роботи двигуна $m_г = \Delta m 60/\tau$, Г	336	792	1035
14. Питома витрата палива $g_e = m_г/P$, Г/кВтгод	686	528	522
15. Масова витрата повітря, $m_п$, кГ/год	19,06	21,29	23.05
16. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива $\alpha = 1000 m_п/m_г L_0$	3,91	1,85	1,54

Основний параметр двигуна - потужність під час випробувань визначалась по формулі

$P = M_{кр}\omega = 3,82F0,1047n/1000 = 0,0004Fn$, кВт,

де $M_{кр} = FgL = F9,80,4 = 3,82F$, Нм – крутний момент двигуна

тут F – сила заміряна динамометром і яка діє на важіль корпусу гідротормоза, кГ.

$g = 9,8$ м/с^2 – прискорення вільного падіння,

L = 0,4м – довжина важеля корпусу гідротормоза– відстань від осі ротора гідротормоза до точки кріплення динамометра

$\omega = \pi n/30 = 3,14n/30 = 0,1047n$, с$^{-1}$ – кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля.

Теоретично необхідна кількість повітря L_0 для згоряння 1 кг дизельного палива приймалась рівною 14,5кг.

Витрата дизельного палива вимірювалася електронними вагами з межею зважування 5 кг і точністю вимірювання 1г , які встановлені на підставці. Витратний бак був демонтований з дизеля і встановлювася на електронні ваги. Зєднання бачка паливного з паливною апартурою дизеля виконано гумовими трубками для підвищення точності вимірювання витрати палива.

Всі параметри дизеля, заміряні під час стендових випробувань приведені в таблиці 3.2, а графіки залежності вказаних параметрів від частоти обертання колінчастого валу приведені на рис.3.4.

Аналізуючи результати стендових випробувань дизеля 1Ч7,8/6,2, приведених в табл.3.2 та на рис.3.4. можна зробити наступні висновки:

1.Потужність двигуна при частоті обертання колінчастого валу n = 3025 об/хв склала всього P =1,94кВт при заявленій в інструкції по експлуатації 4,5кВт. Однак, отримати заявлену потужність двигуна при коефіцієнті наповнення циліндру повітрям $\eta_H = 0,68$ проблематично. Спроба збільшити потужність двигуна за рахунок підвищення тиску в навантажувальному пристрої призвела до руйнування гумового елемента зєднувальної муфти із сторони вала ротора,

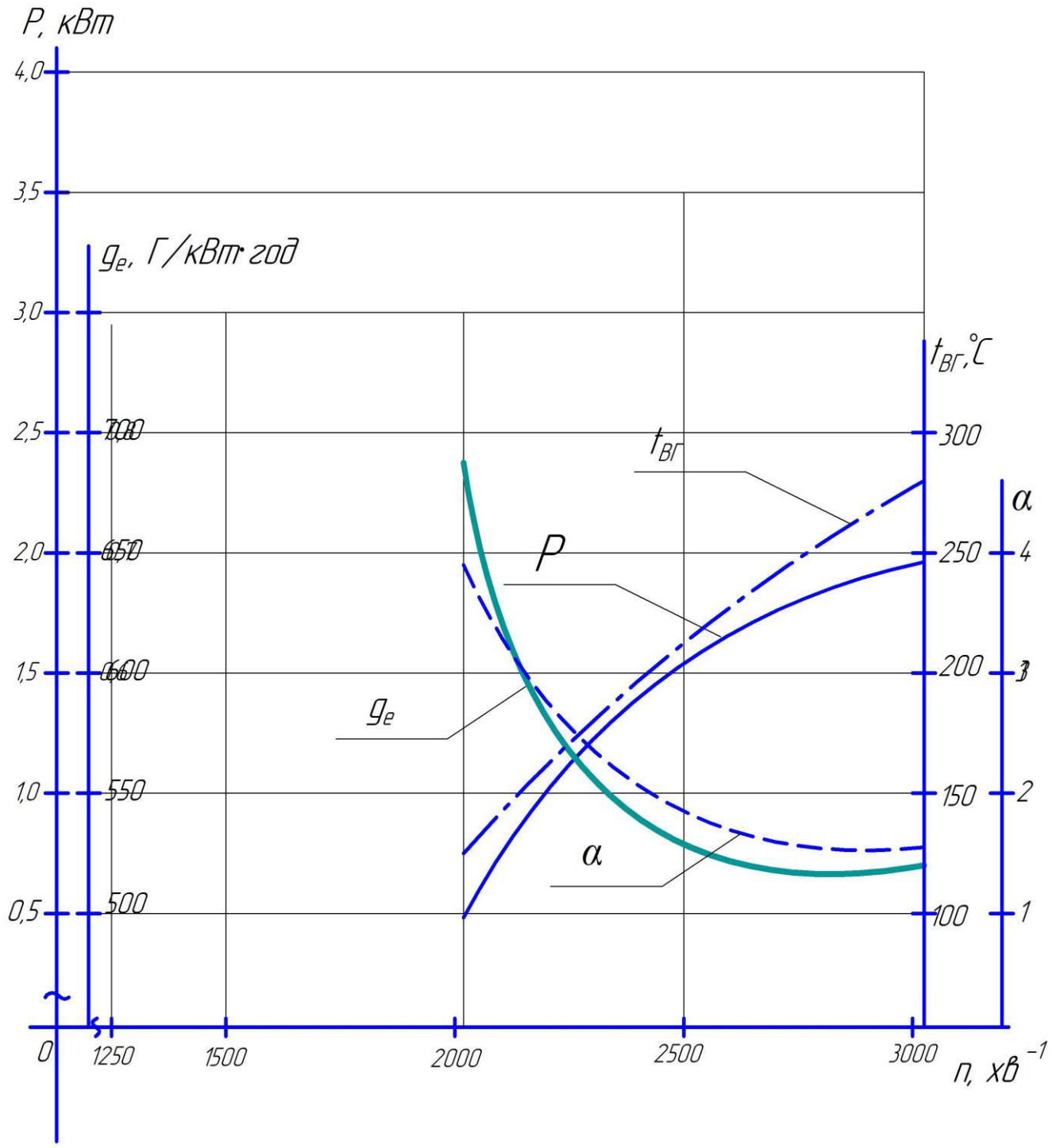


Рисунок 3.4 Швидкісна характеристика дизеля 147,8/6,2
P – потужність, g_e – питома витрата палива, $t_{ВГ}$ – температура випускних газів, α – коефіцієнт надлишку повітря

довжина якого значно менша за довжину хвостовика двигуна.

2. Питома витрата палива на максимальній потужності P =1,94кВт склала 522 г/кВтгод при заявленій в інструкції по експлуатації 276 г/кВтгод. Для отримання достовірної величини питомої витрати палива вимірювання проводилися неодноразово із застосуванням різних електронних вагів та періодичної їх перевірки.

3. Теплообмінник не забезпечує ефективне охолодження робочої рідини після заміни оребреної алюмінієвої теплопередаючої трубки на сталеву про що свідчить постійне зростання її температури. По цій причині прийшлося випробування обмежувати у часі.

4.Температура випускних газів на виході із циліндру двигуна 279°С не перевищує допустимої для дизельних двигунів 400…500°С.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Аналіз небезпечних і шкідливих для здоров'я людини виробничих факторів при роботі двигуна внутрішнього згорання в машинному відділені.

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

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

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO2; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

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

1.Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2.Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3.Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2 Захист навколишнього середовища

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окисли азоту NO_X, що утворяться в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°С, коли азот стає хімічно активним газом; окис СО і двоокис вуглецю CO_2, що утворяться в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3, що утворяться в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанові та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_X, агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін.

Утворення окислів азоту NO_X супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500 °С. За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких

не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворяться в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3, тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього

середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2, що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3. При температурі нижче 110 °С сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4. Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворяться в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних (агрегатних) утворень: смолистих, смолисто-асфальтеновых, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево-водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидають у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

4.3 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна

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

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

- при ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;ими паливними насосами не менше двох обертів, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани.

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

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

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

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

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

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

- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;

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

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

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

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

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему ”Підготовка, проведення стендових випробувань дизеля Кентавр (1Ч7,8/6,2) та аналіз їх результатів” містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 1Ч7,8/6,2 оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 2 листів формату А1 та фото.

Дизельний двигун 1Ч7,8/146,2 потужністю 4,5 кВт застосовується в стендовій установці для проведення дослідницьких робіт і встановлений в приміщенні лабораторі. Загальний вигляд дизеля 1Ч7,8/6,2 з гідравлічним гальмом показаний в Додатку 1 графічної частини роботи та на фото.

У другому розділі кваліфікаційної роботи виконаний розрахунок робочого процесу двигуна.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняли роботи по підготовці, проведенню стендових випробувань двигуна та аналіз їх результатів. Результати випробувань приведені в табличній формі і показані в графічній формі на листі Додатку 2.

По результатам випробувань встановлено, що для забезпечення тривалої роботи двигуна з більшою потужністю необхідно збільшити площу теплообмінника та встановити зєднувальну муфту втулочно-пальцевого типу.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРИАЦІІ

1. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
2. Іодловський В.І., Доценко С,М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
5. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „ Теорія двигунів внутрішнього згоряння” Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
6. Дизельні двигуни внутрішнього згоряння. KENTAVR. Керівництво з технічної експлуатації. Моделі ДВУ-300Д, ДВУ-300ДЕ, ДВУ-300ДШЛ, ДВУ-300ДШЛЕ. ДВУ-420Д, ДВУ-420ДЕ, ДВУ-300ДШЛЕ.
7. https://studopedia.com.ua/1_24526_pravila-tehniki-bezpeki-pri-vikonanni-robit-z-obslugovuvannya-sistemi-zhivlennya-dviguniv.html