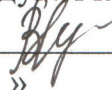


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«__» ____ 2024 р.

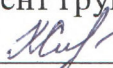
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності транспортного дизеля K6S310DR
тепловоза ЧМЭЗ шляхом модернізації за рахунок використання газового
палива

Виконав:

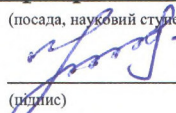
студент групи 61-ТЕМмаг-23з

 **Куровська С.Ю.**
(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 **Грицук І.В.**
(підпис)

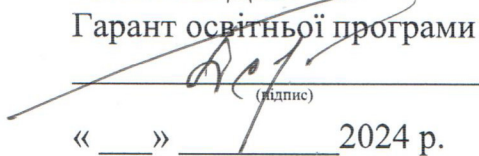
Первомайськ - 2024 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

Студенту Куровська Світлана Юріївна

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності транспортного дизеля K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ шляхом модернізації за рахунок використання газового палива».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип – дизель K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний опис тепловоза та його двигуна. 2. Аналіз способів і реалізацій в частині підвищення ефективності транспортного дизеля K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ. 3. Обґрунтування удосконалення і заходів в частині підвищення ефективності транспортного дизеля K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд тепловоза ЧМЭЗ. 2. Загальний вигляд дизеля K6S310DR. 3. Аналіз систем живлення газодизельних двигунів. 4. Прийнята схема газодизельної системи живлення. 5. Гідропідсилювач системи керування газодизельного двигуна. 6. Схема роботи газового редуктора

6. Консультанти роботи

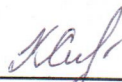
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання при

7. Дата видачі завдання «09»вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

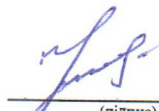
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2024
2	Написання першого розділу	02.10.2024
3	Написання другого розділу	16.10.2024
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2024
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2024
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	15.11.2024

Студент


(підпис)

Куровська С.Ю.

Керівник
роботи


(підпис)

Грицук І.В.

Анотація

В роботі проаналізовані найбільш суттєві конструктивні особливості дизеля K6S310DR тепловозу ЧМЕЗ для його конвертації на газодизельний процес. Виконаний аналіз наявних переваг і недоліків використання газового палива при конвертації їх з дизелів, можливих схем систем конвертації у газові двигуни дизелів. Обґрунтовано виконання конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі. Проведені розрахунки дизеля і газодизеля K6S310DR і виконані спеціальні розробки. Розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу в надзвичайних ситуаціях. В результаті модернізації досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна.

Досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна. Виконані спеціальні розробки в частині удосконалення конструкції. Виконані розробка гідропідсилювача системи керування, виконані розрахунки газового змішувача. Результаті розрахунку дозволяють запропонувати технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна.

Проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, при переобладнанні та експлуатації газодизельного двигуна тепловозу. Розглянуто заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті газобалонного двигуна. Надано рекомендації, щодо дій персоналу у надзвичайних ситуаціях. Проведено розрухунок захисного заземлення механізму в ремонтному цеху при здійсненні робіт з переобладнання локомотива.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, тепловий розрахунок, газодизеля.

Abstract

The work analyzes the most significant design features of the K6S310DR diesel engine of the ChME3 diesel locomotive for its conversion to a gas-diesel process. An analysis of the existing advantages and disadvantages of using gas fuel when converting them from diesel engines, possible schemes of conversion systems for diesel engines into gas engines, has been carried out. The conversion of a diesel locomotive diesel engine to operate on gas fuel has been justified. Calculations of the K6S310DR diesel and gas-diesel engines have been carried out and special developments have been made. A set of measures to ensure personnel safety in emergency situations has been developed. As a result of the modernization, improvements in the engine operating parameters as a whole have been achieved, high operational indicators in the form of effective engine performance indicators have been achieved.

Improvements in the engine operating parameters as a whole have been achieved, high operational indicators in the form of effective engine performance indicators have been achieved. Special developments have been made in terms of improving the design. The development of the hydraulic booster of the control system has been carried out, calculations of the gas mixer have been made. The calculation results allow us to propose technical solutions that are effective and lead to improved engine performance.

An analysis of dangerous and harmful factors that occur during operation, repair and maintenance, during conversion and operation of a diesel engine of a diesel locomotive has been carried out. Safety measures during maintenance and repair of a gas cylinder engine have been considered. Recommendations have been given on the actions of personnel in emergency situations. The protective grounding of the mechanism in the repair shop has been disrupted during work on converting the locomotive.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, thermal calculation, diesel engine.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС ТЕПЛОВОЗА ТА ЙОГО ДВИГУНА	7
1.1 Загальні відомості про тепловоз ЧМЕЗ	7
1.2 Основні технічні характеристики тепловозу ЧМЕЗ	9
1.3 Основні технічні характеристики тепловозного дизеля K6S310DR	9
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СПОСОБІВ І РЕАЛІЗАЦІЙ В ЧАСТИНІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR ТЕПЛОВОЗА ЧМЭЗ	14
2.1 Аналіз наявних переваг і недоліків використання газового палива при конвертації їх з дизелів	14
2.2 Аналіз можливих схем систем конвертації у газові двигуни дизелів	15
2.3 Обґрунтування виконання конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі	25
2.4 Вихідні дані для теплового розрахунку і тепловий розрахунок двигуна	30
2.4.1. Тепловий розрахунок дизеля K6S310DR	32
2.4.2 Тепловий розрахунок газодизеля K6S310DR	44
2.4.3. Динамічний розрахунок дизеля та газодизеля K6S310DR	55
2.4.4. Розрахунок турбонаддуву газодизеля K6S310DR.	67
РОЗДІЛ 3. ОБґРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ І ЗАХОДІВ В ЧАСТИНІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR ТЕПЛОВОЗА ЧМЭЗ	81
3.1. Обґрунтування заходів і спеціальні розробки при виконанні конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі	81

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Куровська С.Ю..			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Грицук І.В.								3	110
Н. контр.		Грицук І.В.						61-ТЕМ _{маг-23з}			
Затвердив		Чабанов І.І.									

3.1.1. Всережимний регулятор частоти обертання.....	81
3.1.2. Змішувач	82
3.2. Гідропідсилювач системи керування	83
3.3. Газові редуктори і їх компонування.....	85
3.4. Розрахунок газового змішувача.....	87
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	89
4.1 Охорона праці в ремонтному цеху депо при переобладнанні та експлуатації газодизельного двигуна	89
4.2 Розрахунок захисного заземлення механізму в ремонтному цеху при здійсненні робіт з переобладнання локомотива	99
ВИСНОВКИ.....	105
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	106
ДОДАТКИ	110
1. Спеціфікації	
2. Загальний вигляд тепловоза ЧМЕЗ	
3. Загальний вигляд дизеля K6S310DR	
4. Аналіз систем живлення газодизельних двигунів	
5. Прийнята схема газодизельної системи живлення	
6. Гідропідсилювач системи керування газодизельного двигуна	
7. Схема роботи газового редуктора	

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння, що є складовою частиною енергетичного устаткування, служать основним силовим модулем для, залізничного транспорту, а також для стаціонарних і пересувних джерел електроживлення. Роль і значення двигунів внутрішнього згоряння як джерела енергії відзначених традиційних споживачів збережеться, очевидно, на доступну для огляду перспективу, при цьому усе велику гостроту здобуває проблема забезпечення двигунів внутрішнього згоряння достатнім за ресурсами і доступним за вартістю обсягом моторних палив, що є основою їхнього ефективного функціонування [1-15].

Розвиток і удосконалювання двигунів внутрішнього згоряння за останні сто років йде по шляху збільшення їхнього кількісного випуску, росту агрегатної потужності і сумарної потужності парку двигунів, що експлуатується, тому для найбільш повного задоволення вимог споживачів необхідно подальше збільшення обсягів споживання моторних чи палив, з огляду на практичну стабілізацію виробництва традиційних дизельних палив і бензинів, - розширення використання альтернативних видів джерел енергії, у першу чергу газоподібних палив [1-15].

Відпрацьовані гази двигунів є найбільш масовим джерелом хімічного і теплового забруднення навколишнього середовища, що шкідливо впливає на здоров'я людей, архітектурні пам'ятники, промислові і житлові будинки, а також на всіх представників флори і фауни. Забруднення повітряного басейну оксидами вуглецю й азоту, сажею, незгорілими вуглеводнями й іншими токсичними і канцерогенними компонентами викликає в населення пневмонію, астматичні і серцево-судинні захворювання, є причиною багатьох злоякісних ракових утворень. В умовах високих темпів розвитку і росту інтенсивності експлуатації двигунів внутрішнього згоряння доцільність робіт зі зниження токсичності викидів в атмосферу очевидна. Як показала практика, антропогенне навантаження на навколишнє середовище може бути зменшена

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		5

за рахунок удосконалювання самих двигунів, зниження питомих витрат палив, однак найбільший ефект по зниженню токсичності газів двигунів, що відробили, досягається за рахунок використання альтернативних палив і спеціальних добавок до традиційних палив. Саме це і формує проблему підвищення ефективності транспортних дизелів за рахунок використання газового палива [1-15].

Мета дипломного проекту: розробити комплекс заходів для підвищення ефективності транспортного дизеля K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ шляхом модернізації за рахунок використання газового палива

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Аналіз стану проблеми подальшого розвитку сучасних двигунів і, зокрема, двигунів серії K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ.
2. Проведення аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення транспортного дизеля.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності експлуатації, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Розробка заходів з техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки.

Об'єкт дослідження - дизель K6S310DR тепловоза ЧМЭЗ в процесі модернізації.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 22-23 жовтня 2024 р. з доповіддю «Особливості функціонування системи теплової підготовки на основі багатосекційного фазоперехідного акумулятора в процесах забезпечення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру» [25].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС ТЕПЛОВОЗА ТА ЙОГО ДВИГУНА

1.1 Загальні відомості про тепловоз ЧМЕЗ

ЧМЕЗ (для розшифровування аббревіатури потрібно читати: «чме-три», чехословацький маневровий (дизельний) локомотив з електричною трансмісією, типу 3) — тепловоз виробництва чехословацької компанії ŠKD Praha з формулою осі 3_0-3_0 [1-5].

На його основі був створений тепловоз європейської колії для Чехословацьких залізниць (ČSD) серії T669, що розрізняється в основному колійним і зчіпним типом, а також ряд аналогічних тепловозів для інших країн [1-3].

У 1963 році об'єднання ŠKD-Prague побудувало два дослідні зразки тепловозів серії T669, які за тодішньою номенклатурою отримали позначення ЧМЕЗ (чехословацькі маневрові паровози з електричною передачею, третій тип). Вони пройшли експлуатаційні випробування, після чого були відправлені для виконання маневрових робіт. За результатами випробувань в 1964 році була випущена дослідна партія з 10 тепловозів ЧМЕЗ, а в 1965 році заводи ŠKD-Prague припинили випуск тепловозів ЧМЕ2 і перейшли на серійне виробництво тепловозів ЧМЕЗ. Під назвою ЧМЕЗ поставлялася переважна більшість локомотивів цього класу, маневрові тепловози T669 також експортувалися в інші країни, де мали свої позначення. Наприклад, в Польщі вони відомі як промислові електровози класу S200, в Іраку - класу DES3100, в Сирії - класу LDE1500 [1-5].

Тепловози ЧМЕЗ мають капотний кузов, основна рама якого спиралася через чотири бічні підвіси на рами двох тривісних візків. Тягове зусилля від візків до рами кузова передається через центральні циліндричні шворні. Кабіна машиніста розташована між машинним відділенням і акумуляторним

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						7
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

відділенням, в передній частині локомотива розташований рефрижератор [1-3].

Локомотив оснащений шестициліндровим чотиритактним K6S310DK дизельним двигуном з вертикальними циліндрами. Діаметр циліндра і хід цього дизеля такі ж, як у тепловоза 6С310-ДР ЧМЕ2. Потужність дизельного двигуна K6S310DK збільшена до 1350 к.с. при збереженні швидкостей обертання валу 750 хв^{-1} за рахунок використання наддуву ($1,6 \text{ кг/см}^2$). Система охолодження дизеля водяна, дизель запускається від основного генератора від акумулятора [1-5].

Максимальна швидкість тепловоза – 95 км/год. Управління двома спареними тепловозами може здійснюватися системою з багатьох агрегатів одним машиністом. Всі тепловози сімейства ЧМЕЗ, що випускаються з 1976 року (з №874), оснащуються пристроями, що забезпечують безпечне управління тепловоз однією людиною. З першої половини 1980-х років (починаючи з одного з тепловозів в діапазоні номерів 3775-3779) висота даху кабіни машиніста стала збігатися з висотою капота (раніше дах трохи виступала над капотом) [1-5].



Рисунок 1.1 - Маневровий тепловоз ЧМЕЗ-6771 на залізничній станції

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		8

1.2. Основні технічні характеристики тепловозу ЧМЕЗ [1-5]

Осьова формула — 3₀-3₀

Потужність дизеля — 1350 л. с.

Тотужність ТЭД — 6×134 кВт

Максимальна швидкість — 95 км/ч.

Конструктивна вага з 2/3 запасу палива, води і песку — 123 т.

Навантження ввід осі на рейки — 20,5 т

Діаметр колеса — 1050 мм

Передаточне відношення — 5,06

Найменший радіус кривої — 80 м

Габарит — 02-Т

Довжина по осях автозчепок — 17 220 мм

Ширина — 3 120 мм

Висота — 4 637 мм

Повна колісна база — 12 660 мм

Відстань між шкворнями — 8 660 мм

Колесна база возиків — 4 000 мм

Тяга довготермінового режиму — 23 тс

Швидкість довготермінового режиму — 11,4 км/ч

Дотична потужність — 970 к. с.

Запас палива — 6000 л

Запас оливи — 650 л

Запас песку — 1500 кг

Запас води — 1100 л

1.3 Основні технічні характеристики тепловозного дизеля K6S310DR

Загальний вигляд дизеля K6S310DR показаний на рис. 1.2 [1-5].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		9

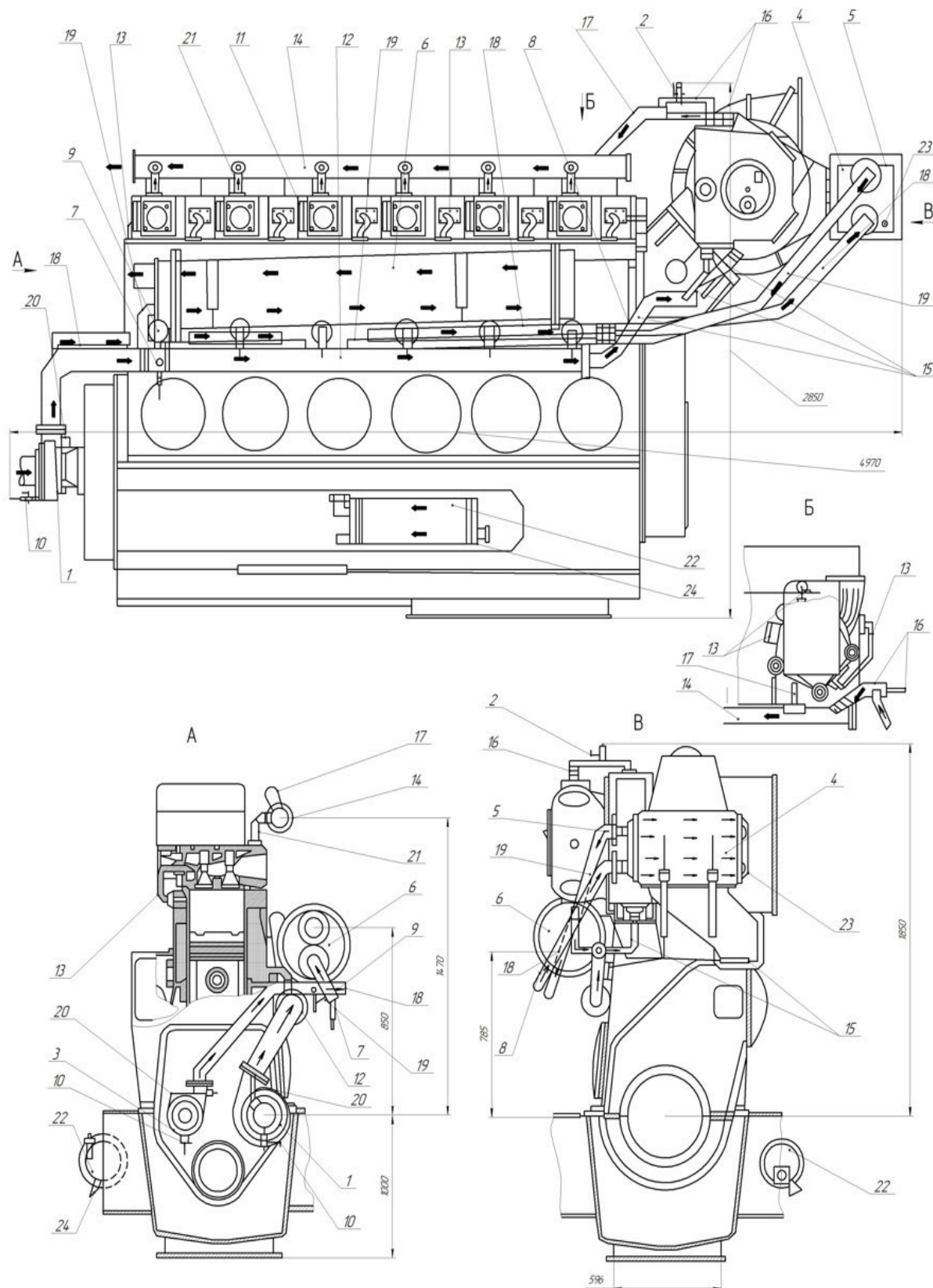


Рисунок 1.2. - Загальний вигляд дизеля K6S310DR
(позиції до рисунку наведені у додатку 1)

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

Арк

10

Номінальна потужність при частоті обертання колінчастого валу 750 хв^{-1} , кВт (к. с.) - 993(1350).

З'єднання колінчастого валу дизеля з тягоим генератором - жорстке.

Позначення сторін дизеля - правий і лівий бік визначаються, якщо дивитися з боку тягового генератора.

Кількість циліндрів – 6.

Порядок нумерації циліндрів - з боку приводу насосів.

Порядок работы циліндрів - 1-3-5-6-4-2.

Діаметр циліндра, мм – 310.

Ход поршня, мм – 360.

Об'єм циліндров, л: повний - 177; робочий - 163,2.

Об'єм камери стиснення циліндрів, л - 2,27.

Ступінь стиснення – 13.

Напрямок обертання колінчастого вала - проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку генератора

Діапазон робочих швидкостей колінчастого валу дизеля, хв^{-1} . 350 — 750.

Запуск дизельного двигуна здійснюється за допомогою тягового генератора, що працює в режимі стартерного електродвигуна.

Найменша частота обертання колінчастого валу при запуску дизеля, хв^{-1} – 80.

Максимальна частота обертання колінчастого вала, при якій спрацьовує регулятор ліміту дизеля, хв^{-1} - 835 ± 10 .

Середній хід поршня, м/с - 9,0

Тиск, МПа (кгс/см^2):

стискання- 4,0 — 5,7 (40 — 57);

згоряння - 7,0 — 9,0 (70 — 90);

середній ефективний на поршень - 1,0 (10);

наддувочного повітря для заряду 0,06 (0,6).

Наддув дизеля - відцентровий нагнітач з турбінним приводом.

Подача турбонагнітача, м /с (м /год) - 1,8 (6550).

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						11
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Максимальна частота обертання ротора турбокомпресора, хв^{-1} - 18 800.

Максимальна температура відпрацьованих газів на вході у випускний колектор, $^{\circ}\text{C}$ – 490.

Допустима різниця температур відпрацьованих газів між циліндрами, $^{\circ}\text{C}$ – 60.

Допустима температура вихлопних газів перед турбокомпресором, $^{\circ}\text{C}$ – 600.

Подача паливного насоса, л/год – 2500.

Фільтр для очищення палива:

грубого очищення - пластинчасто-щільовий;

тонкого очищення - з фетровими пластинами або паперовими вставками.

Тиск палива в колекторі, МПа (кгс/см^2) – 0,2 — 0,25 (2,0 — 2,51).

Тиск упорскування палива, МПа (кгс/см^2) - 30-1 (300-10).

Питома витрата палива при номінальній частоті обертання колінчастого валу, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$ ($\text{г/к.с.} \cdot \text{год}$) - $220 \pm 5\%$ ($162 \pm 5\%$).

Питома витрата масла, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$ ($\text{г/к.с.} \cdot \text{год}$) - 2,7 — 5,4 (2 — 4).

Змащення деталей дизеля, що труться - циркуляція під тиском.

Головний масляний насос типу – шестеренчастий.

Подача головного масляного насосу, л/год - 49 400.

Тип маслопрокачуючого насосу - шестеренчастий з електроприводом.

Подача маслопрокачуючого насоса, л/год ...4300.

Фільтр очистки масла: грубого очищення - пластинчасто-щільовий;
тонкого очищення - з паперовими вставками або відцентровий.

Тиск масла в колекторах, МПа (кгс/см) 0,45 - 0,6 (4,5 — 6,0).

Найнижчий тиск масла при частоті обертання колінчастого валу дизеля 350 хв^{-1} , МПа (кгс/см) - 0,15 (1,5).

Температура масла, $^{\circ}\text{C}$: рекомендуєма - 75-85; максимальна - 95.

Охолодження масла - в трубчастому теплообміннику з водою допоміжного контуру.

Охолоджувана поверхня трубок теплообмінника, м - 12,8.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		12

Тепловіддача охолоджувача масла, кДж/год (ккал/год) 462 000 (110 000).

Захист від низького тиску масла в системі дизеля - при зниженні тиску масла до 0,2 МПа (2,0 кгс/см²) реле тиску масла знижує навантаження на дизель, а при зниженні тиску масла до 0,1 МПа (1,0 кгс/см²) комбінований регулятор зупиняє дизель.

Охолодження дизеля - водяне, примусово в замкнутій системі.

Кількість контурів в системі охолодження – 2.

Тип водяних насосів – відцентрові.

Подача водяного насоса основного контура, л/год - 133 200.

Тиск позаду насоса в контурі, МПа (кгс/см²): основном - 0,069 (0,69); допоміжному - 0,02 (0,2).

Подача водяного насоса допоміжного контуру, л/год - 32 400.

Рекомендована температура води основного контуру, °С - 70-80.

Максимальна температура води в контурі, °С: головному – 85; допоміжному – 65.

Кількість води в дизелі, л – 400.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						13
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СПОСОБІВ І РЕАЛІЗАЦІЙ В ЧАСТИНІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR ТЕПЛОВОЗА ЧМЭЗ

2.1. Аналіз наявних переваг і недоліків використання газового палива при конвертації їх з дизелів

Можливо виділити в якості основних наступні переваги для застосування природного газу у якості моторного палива [6-31]:

– високі моторні властивості природного газу, як кращий приклад, октанове число його. Воно забезпечує можливості використання високого ступеня стиску ε (до 14) і саме тому гарантувати вищу паливну економічність у порівнянні зі звичайними бензиновими двигунами. Їх показники економічності у порівнянні з паливною економічністю дизелів залежить від способу їх конвертації для роботи на саме на природному газі [6-15];

– забезпечуються суттєво низькі викиди шкідливих речовин в умовах експлуатації. Питомі викиди шкідливих речовин газових двигунів, конвертованих з дизелів, будуть істотно нижчими, ніж у штатних двигунів, особливо по показникам твердих часточок [16-22]. Рівень викидів CO , CH , і NOx буде істотно залежати від способу і механізмів конвертації. Важливими факторами буде і той факт, що під час роботи двигунів на природному газі, в зовнішнє атмосферне середовище не будуть потрапляти високомолекулярні вуглеводи, олефіни, бензол, сірка та альдегіди;

– суттєво збільшується термін служби двигунів до капітального ремонту і термін служби моторного масла двигуна [23-31];

– забезпечується здатність транспортного двигуна швидко набувати готовність до прийняття навантаження відразу ж після пуску. При цьому максимальне значення крутного моменту двигуна зміщується у бік менших

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						14
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

частот обертання колінчастого валу за зовнішньою швидкісною характеристикою [6-31];

– забезпечується можливість в широких межах викорисовувати бідні паливо-повітряної суміші, зважаючи саме на високі моторні властивості природного газу, як палива [25-30].

Однееак, разом з позитивними якостями від використання природного газу в якості моторного палива для транспортних двигунів, виникають і суттєві негативні прояви при його використанні:

– відбувається зниження ефективної потужності двигуна, конвертованого в газовий, саме в наслідок [15-19]: значної кількості парціального об'єму природного газу у складі газоповітряної суміші в циліндрі; суттєво менша, у порівнянні з дизельним паливом, теплотворна здатність H_u / l_0 газоповітряної суміші;

– відбувається збільшення теплових навантажень на деталі газорозподільного механізму (на прикладі елементів: сідла і фаски клапанів) [19] і деталі камери згорання (на прикладі елементів: кромки поршнів і міжклапанні перемички головки блоку) [19];

– фіксується погіршення протікання робочого процесу газового двигуна саме з причини збільшення часу горіння газоповітряної суміші в циліндрі і зміщення процесів горіння [19-28] на лінію розширення.

2.2. Аналіз можливих схем систем конвертації у газові двигуни дизелів

Використання природного газу в якості моторного палива в дизелях при конвертації, пов'язано перш за все із посиленням екологічних норм в частині токсичності викидів відпрацьованих газів [19-28]. Однак, для його повноцінного використання в дизельних двигунах, не можливо обійтись без суттєвого переобладнання останнього. Процес конвертації можливо звести на практиці до двох основних технологічних напрямків: використання

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		15

газодизельного циклу з подальшою відповідною конвертацією і конвертація дизельного двигуна в звичайний двигун з іскровим запалюванням. При цьому конвертація може бути проведена, як повна і остаточна - без можливості зворотного переходу до дизельного циклу і конструкції двигуна, так і часткова - з можливістю зворотного переходу до дизельного циклу і конструкції двигуна. Так, в першому варіанті [19-28]:

- без можливості зворотного переходу до дизельного циклу і конструкції двигуна – конвертація виконується в напрямку формування циклу Отто. В конструктивному виконанні може бути реалізація із забезпеченням форкамерно-факельного запалювання і(або) іскрового запалювання.

- з можливістю зворотного переходу до дизельного циклу і конструкції двигуна - конвертація виконується в напрямку формування газодизельного циклу або циклу Отто. (в цьому конструктивному виконанні може бути реалізація із забезпеченням форкамерно-факельного запалювання і(або) іскрового запалювання).

Розглянемо ці варіанти [5-31]:

- *Конвертація для здійснення газодизельного циклу.* Основною перевагою використання газодизельного циклу по відношенню до звичайних іскрових газових двигунів є економічна сторона питання. В цьому випадку дизельний двигун оснащується додатковою паливною апаратурою і обладнанням для регулювання подачі газового палива [12-19].

Особливістю газодизельного циклу є те, що температура самозаймання природного газу вища за температуру самозаймання дизельного палива. Оскільки температура в кінці такту стискання в циліндрі двигуна буде нижче температури самозаймання газоповітряної суміші, то для її надійного займання необхідно чимось її підпалювати - упорскувати в циліндри двигуна додаткову, так звану, «запальну дозу» дизельного палива [5-22].

Основною перевагою газодизелів на практиці є те, що вони будуть працездатні як в реалізації дизельного циклу (тільки на дизельному паливі), так і в реалізації газодизельного циклу (працюючи на природному газі і

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		16

дизельному паливі). Це відбувається практично без втрати ефективної потужності. При цьому величина додаткової «запальної дози» дизельного палива в циліндр може коливатися в межах від 5 – 7 % до 30 % від номінальної витрати (подачі) палива. Необхідно зазначити, що для надійного займання газоповітряної суміші, що знаходиться в циліндрі газодизеля, буде достатньо 5 – 7 % величин додаткової «запальної дози» практично на всіх як швидкісних так і навантажувальних режимах. Однак досягти потрібних значень, не змінюючи конструкції паливної апаратури, практично не можливо. Внесення на практиці конструктивних змін в паливну апаратуру, як в частині формування діаметру і/або ходу плунжерів паливних насосів високого тиску (ПНВТ), або площі прохідних отворів форсунок і/або їх кількості тощо, може призвести до того, що газодизель під час роботи за дизельним циклом може втратити до 20 – 40 % своєї ефективної потужності [5-31].

У зв'язку із цим на транспортних газодизелях додаткова «запальна доза» дизельного палива коливається в межах від 15 – 20 % до 25 – 30 %. Характерно, що такі значення не вимагають внесення конструктивних змін до конструкції паливної апаратури. А регулювання паливної апаратури до нижчих значень «запальної дози» не рекомендується на практиці. Саме це може стати причиною пропусків подачі палива секціями ПНВТ і суттєво погіршити охолодження розпилювачів форсунок під час роботи двигуна [5-31].

- *Конвертування дизельного двигуна в повноцінний двигун з іскровим запалюванням.* Переобладнання дизеля в повноцінний двигун з іскровим запалюванням може йти за двома основними напрямками:

– конвертація дизеля в двигун з іскровим запалюванням з можливістю зворотного переходу до реалізації дизельного циклу [23-29];

– конвертація дизеля в двигун з іскровим запалюванням без можливості зворотного переходу до реалізації дизельного циклу [19-25].

При застосуванні *першого способу* конвертації дизельний двигун підлягає наступній технологічній і конструктивній доробці:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						17
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

– дороблюються отвори під установку паливних форсунок для встановлення свічок запалювання;

– модернізується ПНВТ. Як правило – це наступний захід: на вал приводу встановлюється звичайний переривач-розподільник системи запалювання [19];

– встановлюється газова паливна апаратура і додаткові засоби регулювання потужності двигуна;

– конструктивно, шляхом установки проставки під головку циліндрів певної товщини, знижується ступінь стиску до 10 – 12 одиниць. При цьому автоматично забезпечується збільшення об'єму камери згорання.

Даний спосіб конвертування доцільний для газових двигунів при мінімальних економічних витратах [5-31]. При цьому забезпечується можливість зворотного переходу до здійснення дизельного циклу [5-31].

Недолік даного способу конвертації полягає в використанні двох різних паливних систем (газової та дизельної) [5-31].

- Конвертація дизеля в двигун з іскровим запалюванням без можливості зворотного переходу до забезпечення дизельного циклу – умовно «чисто газовий двигун». Переобладнання дизельного двигуна таким способом полягає в повному демонтажі дизельної паливної апаратури та глибокій зміні конструкції двигуна [5-18].

Зміна конструкції дизельного двигуна полягає в наступному:

– знижується ступінь стиску до 10 – 12, шляхом встановлення проставок під головку двигуна і збільшення об'єму камери згорання.

Збільшення об'єму камери згорання здійснюється доробкою днища поршня і зміною форми камери згорання [6, 29];

– дороблюються отвори паливних форсунок під встановлення свічок запалювання в головках циліндрів;

– замість ПНВТ встановлюється переривач-розподільник або датчик моменту іскроутворення [5,24];

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						18
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

– доопрацьовуються всі головки циліндрів, а саме технологічні отвори під розміщення корпусів паливних форсунок. В модернізованій головці в допрацьовані технологічні отвори - встановлюються свічки запалювання;

– для регулювання потужності газового двигуна використовується додатковий дросельний вузол і якісне сумішоутворення;

– демонтується дизельна паливна апаратура і встановлюється газова паливна апаратура. При цьому паливна апаратура не повинна бути нижчою за третє або четверте покоління [19] газової апаратури;

– додатково встановлюється система електронного керування робочим процесом газового двигуна. Система керування робочим процесом газового двигуна оптимізує кут випередження запалювання і здійснює корекцію складу паливної суміші за інформацією зворотного зв'язку від датчика кисню, що розташований у випускній трубі транспортного засобу [5-31].

Перевагою даного способу конвертування дизельного двигуна перед останніми є можливість повного використання моторних властивостей природного газу і оптимізації робочого процесу [5-31].

Застосування природного газу в дизелях може відрізнятися також різними способами сумішоутворення, як зовнішнім та і внутрішнім. Крім цього, і методами запалювання робочої суміші в циліндрі двигуна, а саме з іскровим, форкамерно-факельним запалюванням, а також від додаткової запальної дози дизельного палива [5-31].

Зовнішнє сумішоутворення для конвертованого газового двигуна. Вважається найбільш ефективним, простим і не дорогим, в частині виконання для зовнішнього сумішоутворення - застосування додаткового газоповітряного змішувача і дозуючого пристрою до нього [5-31]. Газоповітряний змішувач узгоджується технологічно із продуктивністю газового редуктора та витратними характеристиками транспортного двигуна в умовах експлуатації.

В цьому випадку, при конвертації, найбільш вагомими і складними елементами газової апаратури можливо вважати газові редуктори. Вони

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		19

діляться на два основні класи - це редуктори високого і низького тиску. Такі редуктори застосовуються в системах живлення із стиснутим природним газом. В газових редукторах високого тиску подача газу під тиском складає до 20...25 МПа та в ньому знижується до тиску 1 МПа [6-31].

Саме при такому тиску газ подається на вхід редуктора низького тиску. Редуктори низького тиску уявляють собою автоматичні пристрої - дво- або триступеневі регулятори тиску. Як правило мембранно-важільного типу. Вони здатні виконувати наступні технологічні функції [5-31]:

- зниження тиску газу на виході з редуктора до значення 20...1000 Па (невеликого надлишкового тиску). Такі значення необхідні для забезпечення нормального за якістю сумішоутворення та стійкої роботи на перехідних режимах конвертованого двигуна [5-22];

- формування необхідної витрати газу, яка забезпечує кореляцію у відповідності до настроювання і режиму роботи в експлуатації двигуна;

- зупиняти подачу газу при відключенні двигуна.

Суттєвим недоліком зовнішнього сумішоутворення є нерівномірність розподілу газу по циліндрах двигуна та неможливість якісного забезпечення перехідних режимів роботи. Це пов'язано із застосуванням, вище описаного, газоповітряного змішувача [5-31].

За аналогією з конструкцією бензинових двигунів, для усунення цього недоліку, застосовуються системи локальної подачі газу. Здійснюється це за допомогою електромагнітних форсунок з програмованим (електронним) керуванням. В них величина подачі газу регулюється часом зміни інтервалів впорскування і тиском газу перед розпилювачами форсунок. Це здійснюється в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна, тиску повітря у впускному трубопроводі і відповідного положення органа керування (як правило, педалі керування) двигуна. В таких системах здійснюють заміну газового редуктора низького тиску на газовий редуктор середнього тиску. З нього газ подається до електромагнітних форсунок (дозаторів) під тиском 0,07...0,2 МПа. Вони керуються від електронного мікропроцесорного блоку

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						20
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

управління двигуна (або додаткового блоку керування впорскуванням газу) [12-31].

Внутрішнє сумішоутворення - конвертовані газові двигуни з іскровим запалюванням. Іскрове запалювання вважається найбільш простим тому, що джерелом запалювання є об'єм міжелектродного простору свічки запалювання. Енергія іскри для запалювання саме газу в циліндрі двигуна потрібна значно більша, ніж для інших видів палива. Підтверджується це результатами численних досліджень і пояснюється саме високою температурою запалювання природного газу (650 - 700 °C). Це значно вище ніж для дизельного палива (320 – 380 °C) [7-15].

Встановлено, що найбільш раціональне значення коефіцієнту надлишку повітря (α) для роботи двигуна на природному газі, як правило знаходиться в межах 1,0...1,5. Більші значення відносяться до середніх навантажень, а для максимального навантаження - повинно $\alpha = 1,0$ [6-29].

Аналогічно встановлено, що вплив ступеню стискання (ϵ) на перетікання робочого процесу для газових двигунів дуже важливо. Це пояснюється тим, що вони працюють при високих значеннях ϵ . Встановлено, що при зростанні ступеня стискання (ϵ) буде зростати індикаторний ККД. При цьому з'являється небезпека виникнення детонаційного згоряння в двигуні. Саме із-за цього прийнято для газових двигунів обмежувати значення ступеня стискання ϵ . Тому при зростанні значення ступеня стискання буде зростати і індикаторний ККД. При цьому з'являється суттєва небезпека детонаційного згоряння. Тому прийнято для газових двигунів обмежувати ступеня стискання значенням $\epsilon = 12$ [6-22].

Внутрішнє сумішоутворення – конвертовані газові двигуни з форкамерно-факельним запалюванням. В газових двигунах з форкамерно-факельним запалюванням встановлюється форкамера об'ємом, як правило, $\approx 4\%$ від загального об'єму камери згоряння і влаштовується в головці циліндрів двигуна. В конструкції форкамери створюються умови для легкого і

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		21

ефективного запалювання. В подальшому утворений факел з форкамери вривається в основну камеру. Це приблизна швидкість 200...400 м/с. Таким чином, швидкість фронту факелу на порядок більша ніж швидкість фронту полум'я в циліндрі. Дослідження двигунів, оснащеними конструкцією головки циліндрів для форкамерно-факельного запалювання показали, що існує практична можливість працювати на більш бідних сумішах. Це є суттєвою перевагою саме таких двигунів внутрішнього згорання [5-31].

Із-за двох встановлених особливостей саме газового палива ця перевага буде особливо помітна [5-31]:

- по-перше, завдяки більш широким межах розвитку допустимого запалювання. Якщо межі розвитку значень кута випередження α , відповідно, $\alpha = 1,2 \dots 1,25$ для бензину при форкамерно-факельному запалюванні можливо розширити до $\alpha = 1,7 \dots 1,8$, то тіж значення для природного газу можливо розширити з значень $\alpha = 1,7 \dots 1,8$ до $\alpha > 3$. Тобто, при реалізації в конструкції двигуна форкамерно-факельного запалювання, стає можливим забезпечити більш ефективно, саме чисто якісне регулювання потужності конвертованого газового двигуна [5-31].

- по-друге, має місце вигідна особливість саме газового палива - добре змішуватися з повітрям в процесі роботи двигуна [5-31].

Внутрішнє сумішоутворення – конвертовані газові двигуни з запалюванням від запальної дози дизельного палива. Такі двигуни прийнято називати газодизелями. За основною ознакою – способом реалізації запалювання – саме газодизелі відносяться до двигунів з примусовим (вимушеним) запалюванням. Аналогічно, як і двигуни з запалюванням від іскри. Однак робочий процес газодизелів суттєво відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням [6 -18].

У газодизелях потужність джерела запалювання набагато більша ніж в двигунах із іскровим запалюванням суміші. Крім того, саме завдяки такому способу запалювання, робоча суміш запалюється не в одній фіксованій точці, а в багатьох різних місцях одночасно. Саме тому у газодизелів межі

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		22

можливого збіднення робочої суміші значно розширюються порівняно з іншими типами двигунів. В них коефіцієнт надлишку повітря може сягати значень $\alpha = 5 \dots 7$ і більше. Цей факт дозволяє застосувати у газодизелях в умовах експлуатації регулювання потужності шляхом зміни складу газоповітряної суміші, тобто способом подачі газового палива [5-31].

При зменшенні подачі газу в циліндр відбувається збіднення газоповітряної суміші і зниження потужності самого двигуна, відповідно. Не зважаючи на це, збіднення газоповітряної суміші в умовах експлуатації погіршує економічність двигуна і збільшує кількість викидів метану CH_4 , який не згорів в процесі робочого циклу [5-31].

Прийнято вважати, що ефективною межею збіднення робочої суміші в газодизелях визначають значення $\alpha = 2,0$. Враховуючи цей факт, можливо при конвертації застосовувати кількісне регулювання потужності. При такому регулюванні потужність конвертованого двигуна регулюється зміненням подачі газоповітряної суміші двигуна. Але такий спосіб регулювання не забезпечує самоспалахування запального рідкого палива при реалізації процесу з газоповітряною сумішшю. Тому в газодизелях доцільно застосовувати змішаний спосіб регулювання. Кількісне регулювання доцільно при великих та середніх навантаженнях двигуна. А з переходом на одне дизельне паливо, при навантаженнях менших 25... 10 % від номінального та в режимі холостого ходу двигуна [5-31].

Основним недоліком газодизелів прийнято вважати наявність двох діючих систем живлення та складної системи регулювання (електронні мікропроцесорні регулятори частоти обертання, складні виконавчі органи, мікропроцесорні блоки керування тощо) [5-31].

При конвертації дизелів у газові двигуни можливі наступні технологічні рішення в частині формування робочої суміші: 1 - двигун працює на звичайній стехіометричній суміші; 2 - двигун працює на бідних сумішах із значеннями $\alpha = 1,4 \dots 1,6$; 3 - двигун працює на сумішах, що забезпечують номінальну

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		23

потужність і максимальний крутний момент базового дизеля. 4 - двигун працює з використанням газодизельного процесу [5-31].

1. Потужність газового двигуна на стехіометричній суміші вище ніж у базового двигуна. При цьому зростає запас крутного моменту при роботі цих модифікацій без наддуву. Однак в цьому випадку, зрівняно з базовим двигуном, значно знижується економічність та підвищується теплове навантаження на деталі камери згоряння [5-31].

2. Для збереження потужності та максимального моменту в газовому варіанті двигуна необхідно застосувати наддув з проміжним охолодженням або при зовнішньому сумішоутворенні в газовій моделі запобігти систему наддуву з метою підвищення тиску наддуву і компенсації втрат наповнення циліндрів повітрям з-за значного об'єму природного газу. Як показують дослідження газових двигунів з наддувом ($\alpha = 1,6$) теплові навантаження на деталі нижче, ніж у двигуна без наддуву, який працює при $\alpha = 1$. Перевагою такого варіанта конвертації дизеля у газовий двигун є його висока економічність. Максимальне значення ефективного ККД газового двигуна досягає 38 %, що на 10...12 % вище ніж у двигуна з $\alpha = 1$, але на 10...12 % нижче ніж у дизеля [5-31].

3. Такий двигун на часткових режимах працює на бідних сумішах. Досвід розробки такого двигуна з інжекційною центральною подачею газу показав неможливість без застосування нейтралізаторів досягти норм Euro-2. Досягнення потужності та моменту базового двигуна КамАЗ необхідно було знизити коефіцієнт надлишку повітря з $\alpha = 1,55...1,38$ до $\alpha = 1,05...1,2$ [19]. При знижених значеннях α склад суміші близький до тих, при яких викиди оксидів азоту являються максимальними. Так як два режими – максимальний момент та номінальний - є вирішальним у впливі на величину питомих викидів NO_x , які визначаються по правилах R49, в зрівнянні з іншими 11 режимами, то питомий викид NO_x , який визначається по 13-ступеневому циклу, робить помітно вище ніж норми Euro-2 [5-31].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		24

4. При газодизельному процесі можна забезпечити більш високу економічність за рахунок збереження високої ступені стиснення і якісного регулювання. Але слід відзначити, що при зменшенні навантаження і якісному регулюванні газоповітряна суміш в частині об'єму камери згоряння виходить за межі запалювання, що приводить до появи великої кількості метану у випускних газах. Крім цього в газодизелях знижується надійність роботи розпилювачів дизельної форсунки. Це зв'язано з підвищенням температури розпилювача при газодизельному процесі [5-31].

Застосування двигунів, які працюють на природному газі, буде безумовно зростати [15-19]. Буде зростати кількість гібридних автомобілів з двигунами, які використовують природний газ [22-24], тому що двигуни найбільш економічні і екологічні. Отже, в даному розділі наведені шляхи поліпшення техніко-економічних та екологічних показників конвертованих дизелів у газові двигуни, за рахунок застосування на останніх сучасних електроуправляємих систем паливоподачі, повітропостачання та запалювання.

2.3 Обґрунтування виконання конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі

В проекті розглянути можливість конвертації дизеля K6S310DR тепловозу ЧМЕ 3 для забезпечення роботи на газовому паливі за газодизельним циклом. Дизель є відмінною базою для створення високоефективного газового двигуна, незважаючи на те, що характер робочого процесу при конвертації дизеля на природний газ принципово міняється. Температура запалювання газів значно вище, ніж дизельного палива і є основною перешкодою до здійснення на газі процесу запалення від стиску. Навіть для відносно високо займистих газів при цьому годити застосовувати високі ступені стиску. Істотним є також друга перешкода - значна менша щільність газу в порівнянні з рідким паливом, що обумовлює меншу пробивну здатність струменя палива в стисненому повітрі, що сильно погіршує сумішоутворення [5-31].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						25
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Однак конструкція дизеля, розрахована на високі навантаження і тиски може бути з успіхом використана для створення високоефективного газодизельного двигуна. Газодизельний процес відомий дуже давно. Ще Р.Дизелем наприкінці минулого сторіччя експериментував над цим процесом і взяв на нього патент. Однак широке практичне впровадження газодизелі одержали лише з 30-х років нашого століття. Упровадження його йшло досить інтенсивно і підстави для цього досить ясні. Насамперед переклад дизеля на газодизельний процес здійснюється дуже просто, тому що не вимагає великих переробок двигуна. Зберігається складність в експлуатаційних умовах простого переходу на дизельне паливо. Крім того, газодизельний процес має деякі переваги принципового характеру. Так при ньому робоча суміш підпалюється не в одній крапці в холодній стінки, а в центрі заряду, і в декількох пунктах одночасно. Таке запалювання прискорює згоряння і розширює границі ефективного використання бідних сумішей (рис.2.1) [1-31].

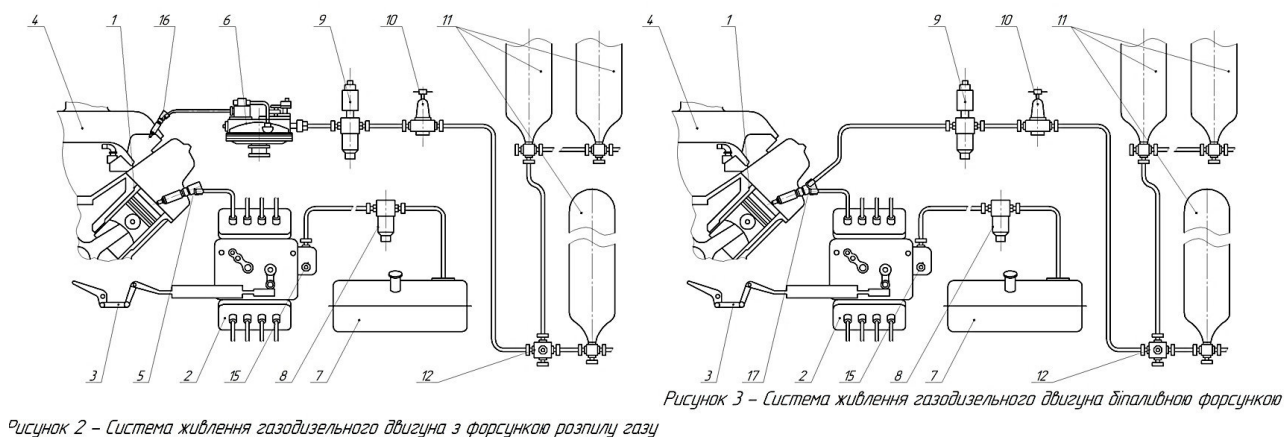
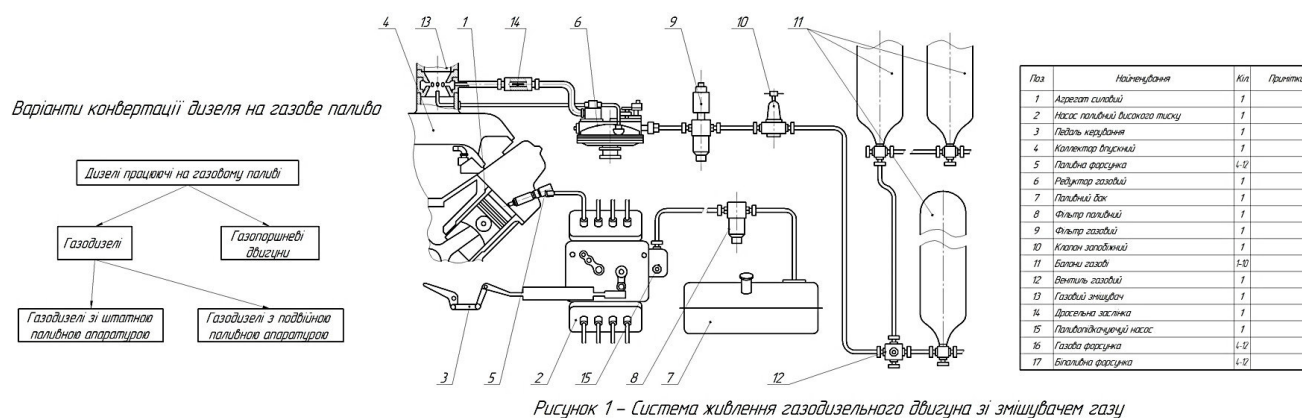


Рисунок 2.1 – Варіанти систем живлення газодизельних двигунів

У результаті деякі основні показники дизеля при переході його на газодизельний процес можуть зберегтися і навіть трохи покращитися. Кращі показники виходять при нерозділеній камері згоряння і прямоструйном упорскуванні рідкого палива. Кращі результати виходять при перекладі на газорідкістний процес дизелів з розділеною камерою згоряння. Це порозумівається гіршими умовами проникнення запального рідкого палива в центр газоповітряного заряду [5-31].

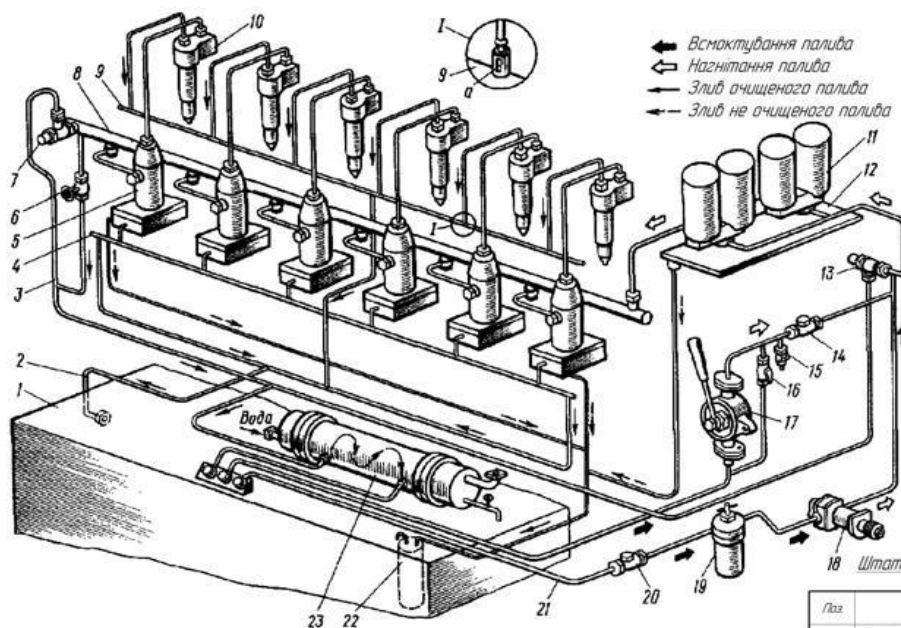
Сутність газодизельного процесу полягає в тому, що газоповітряна суміш, яка знаходиться в циліндрі, склад і спосіб утворення її можуть бути різними, стискується до температури нижче, ніж температура її samozapalювання рідкого палива (рис. 2.2). У стиск до зазначених меж газоповітряна суміш дизельною паливною апаратурою створюється невелика кількість запального рідкого палива, що samozаймається і підпалює газоповітряну суміш одночасно в багатьох крапках. У цьому випадку запалення палива у визначеній мері аналогічно запаленню при дизельному процесі. Навколо великої кількості розпилених, випаруваних samozаймистих крапель дизельного палива одночасно в багатьох місцях створюються первісні вогнища запалення газоповітряної суміші. Склад суміші на газодизельному процесі приблизно такої ж, як і при дизельному процесі.

Ця обставина визначає ряд переваг роботи по газодизельному процесу і дизельному, які будуть розглянуті нижче [5-31].

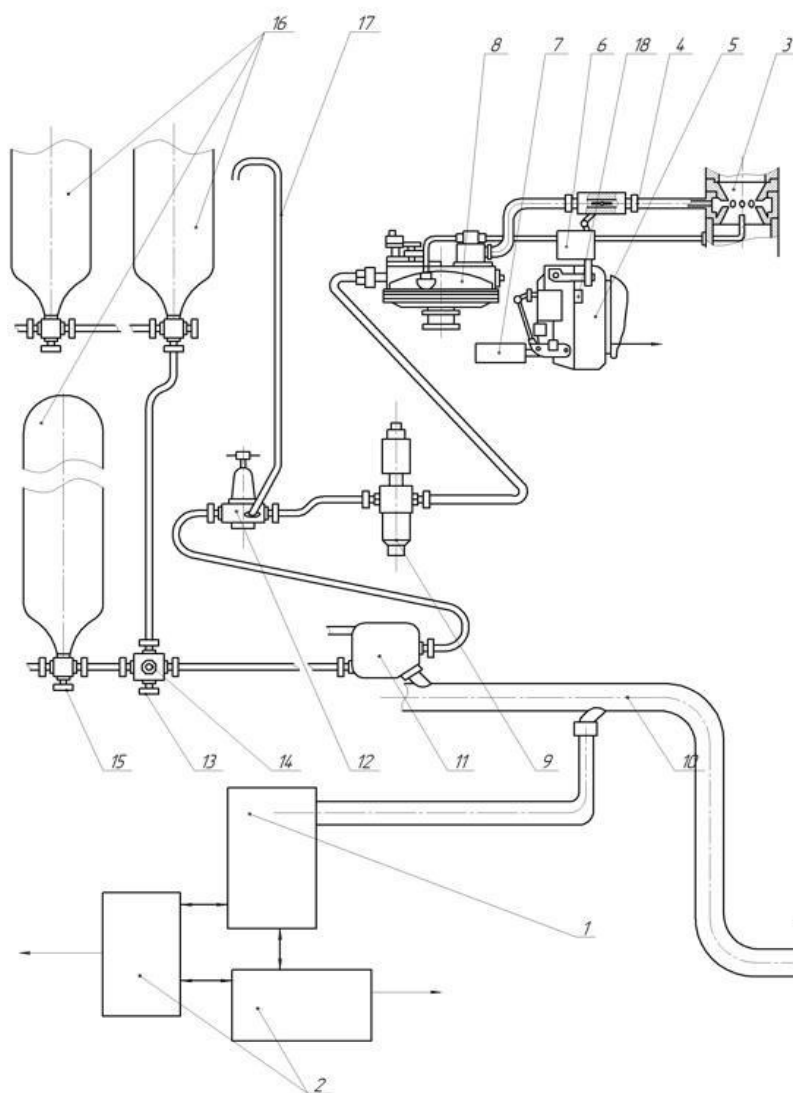
Джерелом запалювання робочої суміші газодизелей є запальна доза дизельного палива. Величина запальної дози вибирається з умови стійкості роботи двигуна в режимі холостого ходу. Конвертація дизеля на газодизельний процес дозволяє заощадити до 70% дизельного палива зі збереженням потужностних якостей двигуна. При цьому різко знижується димність відпрацьованих газів [5-31].

Для конвертації двигуна типу K6S310DR на газодизельний процес необхідна додаткова газова апаратура, що складається зі стандартних вузлів і спеціально розроблених для цього двигуна. Так система живлення газом буде

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		27



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Паливний бак	1	
2,3	Злибні труби	2	
4,9	Злибні колектори	2	
5	Паливний насос високого тиску	6	
6	Вентиль	1	
7	Перетисковий клапан	7	
8	Паливний колектор	1	
10	Форсунка	6	
11	Фільтр тонкого очищення	4	
12	Гарілка під фільтрами	2	
13	Запобіжний клапан	1	
14,20	Зворотний клапан	2	
15,16	Крани	2	
17	Ручний насос	1	
18	Паливоподаючий насос	1	
19	Фільтр грубого очищення	1	
21	Всасуюча труба	1	
22	Брудозбірник	1	
23	Паливоподавач	1	
а	Обвальне вікно	6	



Газодизельна паливна система тепловоза ЧМЗ 3 з бінарною системою

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Теплообмінник	1	
2	Теплобій акумулятор з дозатором	1	
3	Злибач газодий	1	
4	Заслінка дросельна	1	
5	Пристрій керування до регулятора дизеля	1	
6	Гідропідсилювач керування заслінкою дросельною	1	
7	Актуатор регулювання запальної доли	1	
8	Редуктор газодий	1	
9	Фільтр газодий	1	
10	Система випуску відпрацьованих газів	1	
11	Система підведення газу	1	
12	Клапан запобіжний	1	
13	Вентиль наповнювальний	1	
14	Вентиль нагнітальний	1	
15	Вентиль витратний	1	
16	Балони газодий	10	
17	Відвод газу	1	
18	Електромагніт переключення режимів	1	

Рисунок 2.2 – Штатна схема системи живлення дизеля і прийнята схема газодизеля на основі дизеля К6S310DR тепловоза ЧМЗ3

складатися із стандартних балонів, на 200 атмосфер, видаткового вентиля, підігрівника і манометрів, а також редуктора високого тиску і магістрального фільтра з електромагнітним запірним клапаном (рис. 2.3) [5-31].

Редуктор високого тиску призначений для зниження тиску газу 600 кПа до робочого тиску 1568 кПа. Електромагнітний клапан, і виконаний з ним в одному агрегаті фільтр установлений на кронштейні редуктора. Він є запірно-дозуючим пристроєм пускової системи харчування. На корпусі редуктора встановлений також датчик, що сигналізує про вироблення газу. Сигнал надходить у кабіну. Датчик-сигналізатор спрацьовує при зниженні тиску газу в балоні менш 931 кПа, що буде свідчити про те, що оставшийся в балонах запас газу забезпечить пробіг на визначений проміжок [5-31].

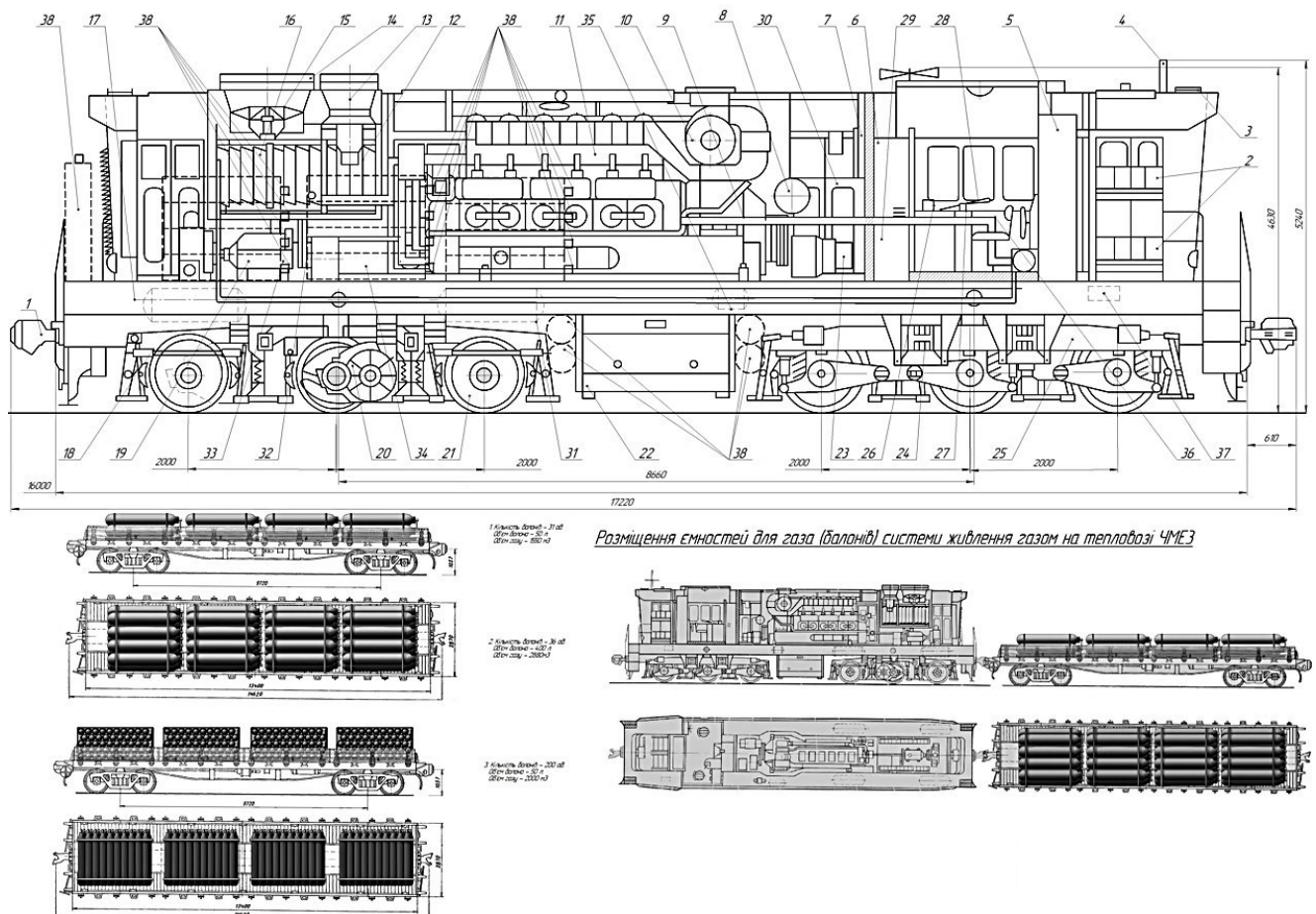


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд тепловоза ЧМЕЗ з розміщенням ємностей для живлення газу на тепловозі (позиції до рисунку наведені у додатку 1).

Для газодизеля прийняте двоступінчасте регулювання тиску газу. Для забезпечення двигуна необхідною кількістю газу пропонується використовувати два паралельно працюючі редуктори. Редуктори встановлені за двигуном і з'єднані між собою патрубками. Потім газ подається в змішувач, що встановлений у воздуходроті підведення очищеного повітря. Для кращого перемішування газу з повітрям і одержання рівномірного складу суміші в циліндрах, готовий потік розділяється на окремі струмені за допомогою отворів у дифузорі. Газоповітряний змішувач являє собою звичайний трійник, що має повітряну і газову заслінку [5-31].

При газодизельном процесі більш усталена робота двигуна забезпечується регулятором числа оборотів з великими перестановочними зусиллями, чим має серійний регулятор оборотів [5-31].

Між регулятором числа оборотів і змішувачем встановлюється тяга системи автоматичного регулювання подачі газу і повітря [5-19].

Метою переустаткування дизельного двигуна на газодизельний цикл є зниження експлуатаційних витрат, у виді матеріальних витрат на паливо і збільшення моторесурса. Поряд з цим підвищуються екологічні показники – знижуються викиди сажі й оксидів сірки. Але при поліпшенні даних параметрів роботи двигуна в цілому важливо домогтися високих експлуатаційних показників у виді ефективних показників роботи двигуна [9].

2.4 Вихідні дані для теплового розрахунку і тепловий розрахунок двигуна

Для виконання теплового розрахунку двигуна необхідно задатися вихідними даними, що характеризують двигун, параметри навколишнього середовища і паливо і т.і [32-36].

Параметри, що характеризують двигун, приведені в розділі 1. Вони є базовими вихідними даними при виконанні теплового розрахунку дизеля і

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		30

газодизеля. Задаємося необхідними параметрами двигуна, навколишнього середовища і палива [32-36]:

- Тиск і температура навколишнього середовища для двигуна без наддування: $P_k = P_o = 0,101$ МПа, $T_k = T_e = 298$ К.

- Ступінь стиску ε у дизелів без наддування вибирається з умови забезпечення надійного запуску двигуна при негативних ($^{\circ}\text{C}$) температурах навколишнього середовища. Дизелі з нерозділеними і напіврозділеними камерами згоряння мають $\varepsilon = 16...18$, у дизелів з розділеними камерами згоряння вихрового типу $\varepsilon = 19...23$. Для розрахунку приймається значення ступеня стиску базового двигуна що з однієї сторони дозволить уникнути надмірних значень P_z , а з іншої забезпечить надійний запуск двигуна. Вважаємо, що в двигуні реалізується об'ємне сумішоутворення в нерозділених камерах згоряння [32-36].

- У дизелів для забезпечення вигідного протікання ЗШХ застосовують прямий коректор подачі палива, з яким коефіцієнт надлишку повітря α зростає в міру збільшення частоти обертання. Найменшим значенням α відповідає частота обертання n_m , при якій розвивається найбільший момент, що крутить. Для зниження димності при частотах обертання $n < n_m$, використовується зворотний коректор, що збіднює суміш. Типові залежності $\alpha(n)$ для безнаддувних дизелів з різним типом сумішоутворення приведені на рис. 2.4 а і 2.4 б, де $\bar{n} = n_x / n_p$ [32-36].

- У дизелів характер залежності температури залишкових газів $T_r(n)$ формується під впливом зміни циклових подач палива прямим і зворотним коректорами (рис.2.5) [32-36].

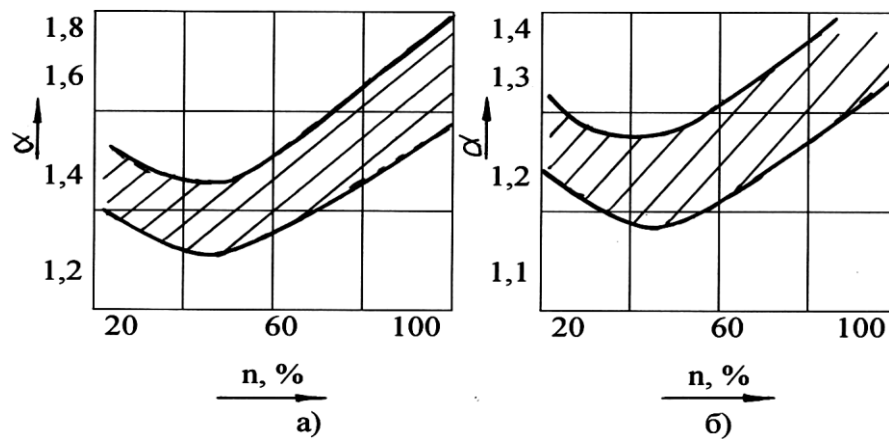


Рисунок 2.4 - Типові залежності $\alpha(n)$ для безнаддувних дизелів [32-36]: а – з нерозділеною камерою; б - віхрекамера

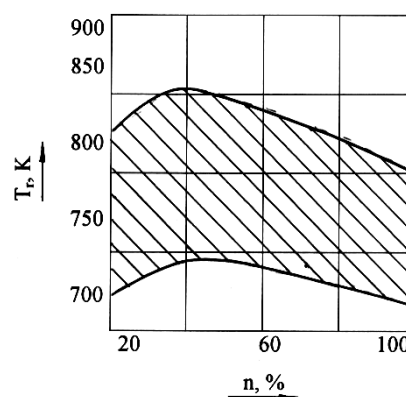


Рисунок 2.5 - Залежності температури залишкових газів $T_r(n)$ від числа оборотів [32-36]

2.4.1. Тепловий розрахунок дизеля K6S310DR

Вихідні дані: Маневровий тепловоз з 4-х тактним дизелем, з вертикальним розташуванням циліндрів і водяником охолодження [32-36]

Ефективна потужність $N_e=993$ кВт (1350 л.с.)

Число оборотів $n=750$ об/хв

Двигун шестицилиндровий $i=12$

Буква К означає, що дизель має наддування. Застосування наддування дозволило збільшити потужність дизеля з 552 Квт до 993 кВт. Цифра 6 означає, що дизель шестицилиндровий, а 310- що внутрішній діаметр циліндра

дорівнює 310 мм. Останні дві букви DR указують на те, що дизель спеціально призначений для залізниць, тобто для установки на тепловозах [32-36].

Паливо

Теплова енергія, необхідна для здійснення роботи в дійсному циклі, виходить при згорянні палива в циліндрах дизеля. Основним видом палива для тепловозів є дизельні палива, одержувані шляхом прямої перегонки нафти, каталітичного реформинга, крекінгпроцесов і інших технологічних процесів.

Фізико-хімічні властивості палива, застосовуваного для дизелів, повинне відповідати визначеним вимогам, що залежать від типу двигуна, особливостей його конструкції, параметрів робочого процесу й умов експлуатації. У зв'язку з цим паливо повинне забезпечувати: повне згорання палива з чи відсутністю з мінімально припустимим змістом у продуктах згорання токсичних речовин, що забруднюють навколишнє середовище; прийнятну випаровуваність при різних температурах навколишнього середовища, що відповідає сучасним вимогам різних типів дизелів; надійні пускові якості і стійку працездатність систем сумішоутворення і харчування на всіх позиціях роботи дизеля в різних кліматичних умовах; м'яке протікання процесу згорання з припустимими навантаженнями дизеля і без нагаро- і коксообразования; високі потужнісні і економічні показники дизеля на всіх режимах його роботи. Дизельне паливо одержують компаундуванням прямогіних і гідроочищених фракцій у співвідношеннях, що забезпечують стандартні вимоги по змісту сірки. Як сировину для гідроочищення використовують суміш среднестильяційних фракцій прямої перегонки і вторинних процесів, частіше прямогіного дизельного палива і легені газойля каталітичного крекінгу [32-36].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						33
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

За стандартами виробляється дизельне паливо марок:

Л- літнє, застосовуване при температурі навколишнього повітря 0°C і вище;

З- зимове, застосовуване при температурах до -20°C , чи застосовуване при температурах до 30°C .

Основним показником дизельного палива є цитанове число, що у першу чергу визначає здатність палива до самозапалювання, що є необхідною умовою роботи дизеля з запаленням від стиску. Цетанове число дизельного палива чисельно дорівнює змісту цитана в суміші з d - метилнафталином, що по температурі займистості еквівалентна випробуваному дизельному паливу.

Для теплового розрахунку дизеля приймаємо дизельне паливо марки Л-літнє. Цитанове число палива - не менш 45 [32-36].

Середній елементарний склад рідкого палива:

$$C=0,86; H=0,135; O=0,005;$$

Нижча теплота згоряння палива:

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W);$$

$$H_u = 33,91 \times 0,86 + 125,60 \times 0,135 - 10,89 \times 0,005 - 2,51 \times 9 \times 0,135 = 43,015 \text{ Мдж / кг}$$

Параметри робочого тіла [32-36]

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						34
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{3} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,135}{4} - \frac{0,005}{32} \right) = 0,508 \text{ кмольвозд / кгтопл.};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,86 + 8 \times 0,135 - 0,005 \right) = 14,644 \text{ кгвозд / кгтопл.};$$

Коефіцієнт надлишку повітря. Зменшення коефіцієнта надлишку повітря до можливих меж зменшує розміри циліндра і, отже, підвищує літрову потужність дизеля, але одночасно з цим значно зростає теплонапруженість двигуна, особливо деталей поршневої групи, збільшується димність випускних газів. Кращі зразки сучасних дизелів з наддуванням зі струминним сумішоутворенням стійко працюють на номінальному режимі без істотного перегріву при $\alpha=2,1$ [32-36].

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,1 \times 0,508 = 1,067 \text{ кмольсв.заряда / кгтопл.};$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння при $\alpha=2,1$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,86}{12} = 0,072 \text{ кмоль} CO_2 / \text{кгтопл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,135}{2} = 0,0675 \text{ кмоль} H_2O / \text{кгтопл.};$$

Загальна кількість продуктів згоряння [32-36]

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		35

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,072 + 0,0675 + 0,106 + 0,845 = 1,091 \text{ кмоль прсг / кг тооопл.};$$

Параметри навколишнього середовища і залишкові гази [32-36].

Атмосферні умови $p_0=0,1013$ МПа; $T_0=293$ К;

Тиск навколишнього середовища для дизеля: $p_k=0,2$ МПа - за завданням.

Температура навколишнього середовища для дизелів:

$$T_K = T_O (p_R / p_O)^{(n_r - 1) / n_r} = 293 (0,2 / 0,1013)^{(1,36 - 1) / 1,36} = 351^0 \text{ К},$$

де n_k - показник політропи стиску (згідно досвідченим даної $n_k=1,36$).

Температура і тиски залишкових газів. Досить високе значення $\epsilon=13$ дизеля з наддуванням знижує температуру і тиск залишкових газів, а підвищена частота обертання колінчатого вала трохи збільшує значення T_r і p_r . Тому можна прийняти так [32-36]:

$$T_r = 800 \text{ К}, p_r = 0,95 \times p_r = 0,95 \times 0,2 = 0,19 \text{ МПа};$$

Процес впуску [32-36].

Температура підігріву свіжого заряду. Дизель, що розраховується, не має спеціального пристрою для підігріву свіжого заряду. Однак природний підігрів заряду в циліндрі за рахунок зменшення температурного перепаду між деталями дизеля і температурою надувочного повітря скорочується. Тому приймаємо $T=10$ С.

Щільність заряду на впуску [32-36]

$$\rho_K = p_R \times 10^6 / (R_B \times T_R) = 0,1 \times 10^6 / (287 \times 351) = 1,985 \text{ кг / м}^3.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						36
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

де R_b - питома газова постійна для повітря $R_b=287$ Дж/кг*ДО

Утрати тиску на впуску:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \omega_{en}^2 \rho_k 10^{-6} \div 2 = 2,7 \times 70^2 \times 1,985 \times 10^{-6} \div 2 = 0,013 \text{ МПа};$$

Тиск наприкінці впуску

$$p_a = p_R - \Delta p_o = 0,2 - 0,013 = 0,187 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_R + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{351 + 10}{800} \frac{0,19}{13 \times 0,187 - 0,19} = 0,038.$$

Температура наприкінці впуску

$$T_a = (T_R + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (351 + 10 + 0,038 \times 800) / (1 + 0,038) = 377^0 \text{ К}.$$

(

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = T_R (\varepsilon p_a - p_r) / [(T_K + \Delta T) (\varepsilon - 1) p_R] = 351 (13 \times 0,187 - 0,19) / [(35 + 10) (13 - 1) 0,2] = 0,908.$$

Процес стиску [32-36].

Середні показники адіабати і політропи стиску. При роботі дизеля на номінальному режимі можна з достатнім ступенем точності прийняти

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		37

показник політропи стиску приблизно рівним показнику адіабати, що визначається по номограмі [32-36]:

$$n_1 \approx k_1 = 1,376;$$

Тиск наприкінці стиску

$$p_C = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,187 \times 13^{1,376} = 6,377 \text{ МПа}.$$

$$T_C = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 377 \times 13^{1,376 - 1} = 988^0 \text{ К};$$

Температура наприкінці стиску

Середня мольна теплоємність наприкінці стиску

$$(mc_V)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} t_C :$$

а) повітря

$$(mc_V)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times 715 = 22,486 \text{ кДж / (кмоль} \times \text{град)},$$

б) залишкових газів (визначається методом інтерполяції);

$$(mc''_V)_{t_0}^c = 23,848 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)};$$

в) робочої суміші

$$(mc'_v)_{t_0}^c = [1/(1 + \gamma_r)] [(mc_v)_{t_0}^c + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^c]$$

$$(mc'_v)_{t_0}^c = [1/(1 + 0,038)] [22,486 + 0,038 \times 23,848] = 22,536 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)}.$$

Процес згоряння [32-36]

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1,091 / 1,067 = 1,022;$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,022 + 0,038) / (1 + 0,038) = 1,021.$$

Теплота згоряння робочої суміші в дизелях [32-36]:

$$H_{\text{раб.см.}} = H_u [M_1 (1 + \gamma_r)] = 43015 [1,067 (1 + 0,038)] = 47641 \text{ кДж / кмоль раб.см.};$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння в дизелях:

$$(mc''_v)_{t_0}^z = (1 / M_2) [M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^z + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^z + M_{O_2} (mc''_{vO_2})_{t_0}^z + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^z]$$

$$(mc''_v)_{t_0}^z = 31,866 + 0,00156 t_z;$$

$$(mc''_p)_{t_0}^z = (mc''_v)_{t_0}^z + 8,315;$$

Коефіцієнт використання теплоти для сучасних дизелів з наддуванням у зв'язку з підвищенням теплонапряженности двигуна і створенням більш сприятливих умов для протікання процесу згоряння [32-36]

$$\xi^\Sigma = 0,80$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		39

Ступінь підвищення тиску в дизелі в основному залежить від величини циклової подачі палива. З метою зниження газових навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму доцільно мати максимальний тиск згоряння не вище 13 МПа. У зв'язку з цим доцільно прийняти для дизеля з наддуванням [32-36]

$$\lambda = 1,2$$

Температура наприкінці видимого процесу згоряння

$$\xi_Z H_{\text{раб.см}} + \left[(mc'_V)_{t_0}^{t_c} + 8,315\lambda \right] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_P)_{t_0}^{t_Z} t_Z :$$

$$0,8 \times 47641 + [22,536 + 8,315 \times 1,2] 715 + 2270(1,2 - 1,021) = 1,021(31,866 + 0,00156 t_Z) t_Z$$

чи

$$0,001625 t_Z^2 + 32,537 t_Z - 61767 = 0$$

відкіля

$$t_Z = \left(-32,537 + \sqrt{32,537^2 + 4 \times 0,001625 \times 61767} \right) / (2 \times 0,001625) = 1746^0 \text{ C};$$

$$T_Z = t_Z + 273 = 2019^0 \text{ K}.$$

Максимальний тиск згоряння для дизелів:

$$p_Z = \lambda p_C = 1,2 \times 6,377 = 7,652 \text{ МПа};$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \mu T_Z / (\lambda T_C) = 1,021 \times 2019 / 1,2 \times 988 = 1,739.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						40
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Процес розширення [32-36]

Ступінь наступного розширення

$$\delta = \varepsilon / \rho = 13 / 1,739 = 7,48.$$

Середні показники адіабати і політропи розширення для дизелів вибираються в такий спосіб. На номінальному режимі можна прийняти показник політропи розширення з обліком досить великих розмірів циліндра, трохи менше показника адіабати розширення, що визначається по номограмі [32-36]. Для дизелів:

$$\delta = 7,48; \quad T_z = 2019^0 K; \quad \alpha = 2,1 \quad k_2 = 1,294, \quad n_2 = 1,27;$$

при

Тиск і температура наприкінці розширення

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 7,652 / 7,48^{1,27} = 0,594 \text{ МПа};$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} = 2019 / 7,48^{1,27-1} = 1173^0 K.$$

Перевірка заздалегідь прийнятої температури залишкових газів:

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} = 1173 / \sqrt[3]{0,594 / 0,19} = 802^0 K;$$

$$\Delta = 100(802 - 800) / 802 = 0,2\%,$$

що допустимо.

Індикаторні параметри робочого циклу.

Теоретичний середній індикаторний тиск [32-36]

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						41
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) \right];$$

$$p_i' = \frac{6,377}{13 - 1} \left[1,2(1,739 - 1) + \frac{1,2 \times 1,739}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,48^{1,27 - 1}} \right) - \frac{1}{1,376 - 1} \left(1 - \frac{1}{13^{1,376 - 1}} \right) \right] = 1,317 \text{ МПа}.$$

Середній індикаторний тиск для дизелів:

$$p_i = \varphi_u p_i' = 0,99 \times 1,317 = 1,304 \text{ МПа}.$$

Індикаторний ККД для дизелів:

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u p_K \eta_v);$$

$$\eta_i = 1,304 \times 14,644 \times 2,1 / (43,015 \times 1,985 \times 0,908) = 0,517.$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (43,015 \times 0,517) = 1622 / (\text{кВт} \cdot \text{ч});$$

Ефективні показники двигуна [32-36].

Середній тиск механічних втрат

$$p_m = 0,089 + 0,0118 v_{n,np} = 0,089 + 0,0118 \times 8 = 0,1834 \text{ МПа},$$

$$v_{n,np} = 8 \text{ м/с}.$$

де середня швидкість поршня попередньо прийнята:

Середній ефективний тиск і механічний ККД:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		42

$$p_e = p_i - p_m = 1,304 - 0,1824 = 1,1206 \text{ МПа};$$

$$\eta_m = p_e / p_i = 1,1206 / 1,304 = 0,859 \text{ МПа}.$$

Ефективний ККД і ефективна питома витрата палива:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,517 \times 0,859 = 0,444;$$

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 3600 / (43,015 \times 0,444) = 188,52 / (\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Основні параметри дизеля і циліндра [32-36].

Літраж двигуна

$$V_d = 30 \pi N_e / (p_e n) = 30 \times 4 \times 993 / (1,1206 \times 750) = 141,8 \text{ л}.$$

Робочий обсяг циліндра

$$V_h = V_d / i = 141,8 / 6 = 23,6 \text{ л}.$$

Діаметр і хід поршня дизеля, як правило, виконуються з відношенням ходу поршня до діаметра циліндра

$$S / D \geq 1.$$

Однак зменшення S/D для дизеля, знижує швидкість поршня і підвищує механічний ККД. У зв'язку з цим доцільно прийняти S/D=1:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		43

$$D = 100 \times \sqrt[3]{4V_h / (\pi S / D)} = 100 \times \sqrt[3]{4 \times 23,6 / (\pi \times 1)} = 310,89 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо $D=S=320$ мм.

По остаточно прийнятих значеннях D і S визначаються основні параметри і показники двигуна [32-36]:

$$V_{\pi} = \pi D^2 S_i / (4 \times 10^6) = 3,14 \times 320^2 \times 320 / (4 \times 10^6) = 154,416 \text{ л;}$$

$$F_{\pi} = \pi D^2 / 4 = 3,14 \times 320^2 / 4 = 80425 \text{ мм}^2 = 804 \text{ см}^2 = 0,0804 \text{ м}^2;$$

$$v_{n.нр} = S n / (3 \times 10^4) = 320 \times 750 / (3 \times 10^4) = 8 \text{ м/с},$$

що дорівнює раніше прийнятому значенню.

$$N_e = p_e V_{\pi} n / (30 \tau) = 1,1206 \times 141,8 \times 750 / (30 \times 4) = 993 \text{ кВт};$$

$$G_T = N_e g_e = 993 \times 188,5 = 187,181 \text{ кг/ч};$$

$$M_e = 3 \times 10^4 \times N_e / (\pi m) = 3 \times 10^4 \times 993 / (3,14 \times 750) = 12643,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_{\pi} = N_e / V_{\pi} = 993 / 141,86 = 7,003 \text{ кВт/л} \cdot \text{дм}^3.$$

2.4.2 Тепловий розрахунок газодизеля K6S310DR.

Газорідинний процес передбачає участь у його здійсненні двох палив, різних по своїх фізичних властивостях, у зв'язку з тим при проведенні теплового розрахунку двигуна трохи видозмінюється деякі з його звичайних залежностей.

Необхідно в зв'язку з цим задатися на основі досвідчених даних кількістю рідкого палива в кілограмах на 1 кмоль пропонованого газу і вибрати коефіцієнт надлишку повітря газоповітряної суміші [32-36].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		44

Паливо.

Газоподібні палива знаходять більше застосування, чим синтетичні палива, у транспорті. Основною перевагою газових палив є їхня екологічна чистота: відсутність оксидів металів, свинцю, ароматичних вуглеводів, дуже низький зміст сірки. Крім того, газові двигуни мають, у порівнянні з дизельним паливом, більш високі значення октанового числа, що може підвищувати ККД двигуна за рахунок підвищення ступеня стиску при бездитаційній роботі. Газоподібні палива транспортують у балонах у стиснутому чи зрідженому стані, а подаються безпосередньо в циліндри двигуна через підігрівник (чи теплообмінник-випарник), редуктор і змішувач. Таким чином, незалежно від агрегатного стану газу, що транспортується, у двигун надходить газоповітряної сумішшю [32-36].

Усі види палив, використовувані в тепловозних двигунах, являють собою суміш різних вуглеводнів і відрізняються елементним складом [32-36].

Елементний склад рідкого палива звичайно виражається в одиницях маси

$$C + H + O = 1,$$

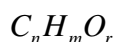
(кг), а газоподібних- в об'ємних одиницях (моль).

де С,Н і О- масові частки вуглецю, водню і кисню в 1 кг палива.

Для газоподібних палив [32-36]

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1,$$

де



об'ємні частки кожного газу, що входять у 1 моль газоподібного палива;

N₂-об'ємна частка азоту.

Середній елементарний склад природного газу в об'ємних частках

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						45
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\begin{aligned}CH_4 &= 90,0 \\C_2H_6 &= 2,96 \\C_3H_8 &= 0,17 \\C_4H_{10} &= 0,55\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}C_nH_m &= 0,42 \\H_2 + CO &= 0,28 \\CO_2 &= 0,47 \\N_2 &= 5,15\end{aligned}$$

Нижча теплотворна здатність газова палива [32-36]:

$$H_u^{\Gamma} = 3018CO + 2566H_2 + 8529CH_4 + 14205C_nH_m,$$

$$H_u^{\Gamma} = 8087 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3} = 11895 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 49800 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Нижча теплотворна здатність рідкого (дизельного) палива:

$$H_u^{\mathcal{K}} = 81C + 246H - 260;$$

$$H_u^{\mathcal{K}} = 10140 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 42450 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Середній елементарний склад дизельного палива [32-36]:

$$C=0,87; \quad H=0,126; \quad O=0,004.$$

Вихідні параметри.

$$\varepsilon = 13;$$

Ступінь стиску:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						46
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт надлишку повітря:

$$\alpha = 2,1;$$

Тиск початку стиску:

$$P_a = 0,187 \text{ МПа};$$

Тиск залишкових газів:

$$P_r = 0,19 \text{ МПа};$$

Тиск навколишнього середовища:

$$P_0 = 0,1013 \text{ МПа};$$

$$T_0 = 293^0 \text{ К};$$

Температура навколишнього середовища:

Підігрів суміші [32-36]:

$$\Delta T = 10^0 \text{ С};$$

Температура залишкових газів:

$$T_r = 800^0 \text{ К};$$

Показник політропи стиску:

$$n_1 = 1,37;$$

Показник політропи розширення:

$$n_2 = 1,3$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						47
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт виділення тепла:

$$\xi_Z = 0,8;$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = 1,2.$$

Параметри очищення і зарядки циліндра [32-36].

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1молячи газового палива:

$$L_0' = \frac{1}{0,21} (2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_nH_m + 0,5(CO + H_2));$$

$$L_0' = \frac{1}{0,21} (2 \times 0,9 + 3,5 \times 0,0296 + 5 \times 0,0017 + 6,5 \times 0,0055 + 8 \times 0,0042 + 0,5 \times 0,0028) = 16,93^{K_2/K_2}.$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_0} = \frac{307 + 10}{800} \frac{0,19}{13 \times 0,187 - 0,19} = 0,034.$$

де, температура пальної суміші:

$$T_{cv} = \frac{T_r + \alpha_1 L_0^F T_0}{1 + \alpha_1 L_0^F};$$

$$T_{cv} = \frac{800 + 2,1 \times 16,93 \times 293}{1 + 2,1 \times 16,93} = 307^0 K;$$

Температура початку стиску:

$$T_a = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{307 + 10 + 0,034 \times 800}{1 + 0,034} = 333^0 K.$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_V = \frac{T_{cm} (\varepsilon P_a - P_r)}{(T_{cm} + \Delta T) (\varepsilon - 1) P_{cm}} = \frac{307 (13 \times 0,187 - 0,19)}{(307 + 10) (13 - 1) \times 0,2} = 0,904.$$

ІННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	48

Параметри робочого тіла [32-36].

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (рідкого):

$$L_o^{\text{ж}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 14,644 \frac{\text{кгвозд.}}{\text{кгтопл.}}$$

Частка тепла, що вводиться рідким паливом від усього тепла, що фактично участвують у процесі:

$$q = \frac{G_u H_u^{\text{ж}}}{V_u H_u^{\Gamma} + G_u H_u^{\text{ж}}} = \frac{30 \times 42450}{110 \times 49800 + 30 \times 42450} = 0,19;$$

де GЧ-часовий витрата рідкого палива, споживаного двигуном у кг/год (на підставі досвідчених даних);

VЧ- годинна витрата газу, приведена до 0 і 760 у мм рт. ст. у м2/год;
(на підставі досвідчених даних).

Вага рідкого палива "g" у "кг" на 1 моль газу, що спалюється в двигуні:

$$g = \frac{22,4 H_b^{\Gamma}}{H_u^{\text{ж}}} \times \frac{q}{1-q} = \frac{22,4 \times 49800 \times 0,19}{42450 \times 0,81} = 0,006.$$

Теоретично необхідне кількості повітря для згоряння газу з присадкою рідкого запального палива [32-36]:

$$L_o^{\Gamma\text{ж}} = L_o^{\Gamma} + g L_o^{\text{ж}} = 16,93 + 0,006 \times 14,644 = 17,02 \text{ кг} / \text{кг};$$

Кількість свіжого заряду:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						49
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$M_1 = \alpha L_0^\Gamma + 1 = 19,62 \text{ кмоль.}$$

Загальна кількість продуктів повного згоряння 1 молячи газу з присадкою "g" кг рідкого палива:

$$M_{CO_2} = g \frac{C}{12} + (CO_2 + n C_n H_m + CH_4 + CO_2);$$

$$M_{CO_2} = 6,16 \times \frac{0,86}{12} + 0,0047 + 2 \times 0,0296 + 3 \times 0,017 + 4 \times 0,0055 + 5 \times 0,0042 + 0,0028 = 0,56 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = H_2 + \frac{m}{2} C_n H_m + 2CH_4 + g \frac{H}{2};$$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,56 + 1,95 + 3,86 + 28,2 = 34,57 \text{ кмоль.}$$

$$M_{O_2} = 0,208[1,1 \times 16,93 - 0,006 \times 14,644] = 3,86 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \times 2,1 \times 16,93 + 0,0515 = 28,2 \text{ кмоль.}$$

$$M_{O_2} = 0,208[(\alpha_1 - 1)L_0^\Gamma - gL_0^{\text{ж}}];$$

Зміна обсягу при згорянні 1 моль газу з присадкою рідкого запального палива:

$$M = M_2 - M_1 = 34,57 - 36,55 = -1,98 \text{ кмоль.}$$

$$M_{H_2O} = 2 \times 0,9 + 3 \times 0,0296 + 4 \times 0,0017 + 5 \times 0,0055 + 6 \times 0,0042 + 0,0047 + 0,006 \frac{0,126}{2} = 2,43 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha_1 L_0^\Gamma + N_2 = 0,792 \times 2,1 \times 16,93 + 0,01515 = 28,2 \text{ кмоль};$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						50
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{34,57}{36,55} = 0,946.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{0,946 + 0,034}{1 + 0,034} = 0,948.$$

Нижча теплотворна здатність пальної суміші 1 моль газу з присадкою g кг рідкого палива:

$$H_b^{\Gamma\mathcal{K}} = \frac{22,4H_u^{\Gamma} + gH_u^{\mathcal{K}}}{1 + \alpha L_0^{\Gamma}} = \frac{22,4 \times 11895 + 0,006 \times 42450}{1 + 2,1 \times 16,93} = 7296 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в процесі згоряння і на лінії розширення:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 L_0^2}{L_0^{\Gamma\mathcal{K}}} = \frac{2,1 \times 16,93}{17,02} = 2,09.$$

Процес стиску [32-36].

Тиску кінця стиску:

$$P_C = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,187 \times 13^{1,37} = 6,28 \text{ МПа}.$$

Температура кінця стиску:

$$T_C = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 333 \times 13^{1,37 - 1} = 860^0 \text{ К}.$$

(77)

Теплоємність робочих газів.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		51

$$C_V' = 10,23 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль} \cdot \text{град}.};$$

$$C_V'' = 6,21 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль} \cdot \text{град}.};$$

де C_V' - середня молекулярна теплоємність свіжого заряду при постійному обсязі в інтервалі температур $0-t''$ с.

C_V'' - середня молекулярна теплоємність продуктів згоряння при постійному обсязі.

Температура кінця згоряння [32-36].

Тиск згоряння (по змішаному циклі):

$$\xi_Z + \frac{(22,4H_u^r + gH_u^k)}{(1+\gamma)(1+\alpha_1 L_0^r)} + \frac{C_V' t_c}{\mu} + \frac{1,985 \lambda t_c + 1,985 \times 273(\lambda - \mu)}{\mu} = C_p' t_Z;$$

C_p'' - середня молекулярна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску і температурі від 0 до t С;

Розраховуючи температуру згоряння так само як у попередньому пункті, одержуємо:

$$T_Z = 2100^0 \text{ К.}$$

Тиск згоряння:

$$P_Z = \lambda P_c = 1,2 \times 6,28 = 7,536 \text{ МПа.}$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu T_Z}{\lambda T_c} = \frac{0,942 \times 2100}{1,2 \times 860} = 1,925.$$

Процес розширення [32-36].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		52

Ступінь наступного розширення для змішаного циклу:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13}{1,925} = 6,75.$$

Температура кінця розширення:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2100}{6,75^{1,3-1}} = 1184^0 K.$$

Тиск кінця розширення:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7,536}{6,75^{1,3}} = 0,63 \text{ МПа}.$$

Параметри, що характеризують робочий цикл.

Теоретичний середній індикаторний тиск:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right];$$

$$P_i' = \frac{6,28}{13 - 1} \left[1,2(1,925 - 1) + \frac{1,2 \times 1,925}{1,3 - 1} \left(1 - \frac{1}{6,75^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,376 - 1} \left(1 - \frac{1}{13^{1,376-1}} \right) \right] = 1,48 \text{ МПа}.$$

Дійсний середній індикаторний тиск [32-36]:

$$P_i = \varphi \times P_i' = 0,95 \times 1,48 = 1,4 \text{ МПа},$$

де φ - коефіцієнт скруглення діаграми.

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{100 \times P_i \alpha L_0}{\eta_v \rho_0 H_u^{ГЖ}} = \frac{1,40 \times 2,1 \times 16,93 \times 100}{0,904 \times 0,20 \times 49800} = 0,55.$$

Індикаторна питома витрата газу:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		53

$$g_i^{\Gamma} = \frac{3600(1-q)}{\eta_i H_u^{\Gamma}} = \frac{3600(1-0,19)}{0,55 \times 42800} = 0,124 \text{ кЗ/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Індикаторна питома витрата рідкого палива:

$$g_i^{\mathcal{K}} = \frac{3600 \times q}{\eta_i H_u^{\mathcal{K}}} = \frac{3600 \times 0,19}{0,55 \times 42450} = 0,029 \text{ кЗ/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Параметри, що характеризують роботу дизеля в цілому [32-36].

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i \eta_M = 1,4 \times 0,82 = 1,148 \text{ МПа},$$

де η_M – механічний коефіцієнт корисної дії.

$$g_e^{\Gamma} = \frac{632(1-q)}{\eta_e H_u^{\Gamma}} = \frac{632(1-0,19)}{0,451 \times 11985} = 0,193 \text{ кЗ/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Ефективна питома витрата газу:

Ефективна питома витрата рідкого палива:

$$g_e^{\mathcal{K}} = \frac{3600 \times q}{\eta_e H_u^{\mathcal{K}}} = \frac{3600 \times 0,19}{0,451 \times 42450} = 0,036 \text{ кЗ/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = \frac{V_{\mathcal{L}} P_e n}{30\tau} = \frac{148,8 \times 1,148 \times 993}{30 \times 4} = 1414 \text{ кВт}.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		54

Годинна витрата газу:

$$G_T^r = g_e^r N_e = 0,193 \times 1414 = 272,9 \text{ кг/ч}.$$

Годинна витрата рідкого палива:

$$G_T^r = g_e^r N_e = 0,036 \times 1414 = 50,9 \text{ кг/ч}.$$

2.4.3. Динамічний розрахунок дизеля та газодизеля K6S310DR.

Деталі кривошипного-шатунно механізму піддаються дії сил тиску газів усередині циліндра, сил інерції частин, що поступально і обертально рухаються, сил тертя на поверхнях відносного ковзання і сил опіру із боку споживача енергії [32-36].

Знання сил і моментів необхідно для розрахунку деталей на міцність, аналізу надійності і довговічності вузлів і деталей двигуна в експлуатації, оцінювання рівноваги двигуна, визначення можливості виникнення неприпустимих коливальних явищ та інше [32-36].

При визначенні діючих сил і моментів доцільно знаходити їхні питомі значення, тобто віднесені до 1 м² площі поршня. Для визначення величини повної сили або моменту необхідно помножити питому силу або момент на площу поршня, виражену в м² [32-36].

Розглянемо зміну питомих сил і моментів, що діють у шатунно-кривошипному механізмі в залежності від кута повороту кривошипа [32-36].

Сумарна питома сила, прикладена в центрі поршневого пальця, у Мпа визначається як алгебраїчна сума двох сил, тобто

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						55
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$P_{\Sigma} = P_e + P_i,$$

Де P_r - сила від тиску газів на поршень;

P_j - питома сила інерції мас, що поступально рухаються.

Позитивними будемо вважати сили, спрямовані від поршня до колінчатого вала [32-36].

Сила тиску газів P_r алгебраїчно складається з тиску газів на поршень з боку кривошипної камери P_o , тобто

$$P_e = P - P_o,$$

де $P_o=0,1$ МПа.

Залежність зміну тиску газу в циліндрі P від кута повороту кривошипа Φ задана індикаторною діаграмою [32-36].

Питомі сили інерції мас, що поступально рухаються, у МПа визначаємо за формулою:

$$P_j = -10^{-6} \frac{M_{\Sigma \Pi}}{F_{\Pi}} j,$$

де $M_{\Sigma \Pi}$ - маса частин, що поступально рухаються;

F_{Π} - площа поршня, m^2 ;

j - прискорення поршня в залежності від кута.

Маса $M_{\Sigma \Pi}$ включає маса комплекту поршня $M_{\Sigma \Pi}$ (поршень, вставка, палець, поршневі кільця та інші) і частину маси шатуна, що бере участь у поступальному русі, тобто

$$M_{\Sigma \Pi} = M_{\Pi} + M_{шп}.$$

Масу шатуна ділимо на дві частини. Одну з них $M_{шп}$ вважаємо зосередженою на осі поршневого пальця і відносимо до частин, що

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						56
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

рухаються поступально, а другу $M_{шю}$ – на осі кривошипа і відносимо до обертових частин. Розподіл мас робимо за правилами розкладання рівнодіючої на дві рівнобіжні сили:

$$M_{шп} = M_{ш} \frac{l_c}{L};$$

$$M_{шю} = M_{ш} \frac{L-l_c}{L},$$

Де L - довжина шатуна між центрами верхньої і нижньої головок;

l_c - відстань від центру ваги шатуна до центру кривошипної головки.

Для наближених розрахунків можна прийняти [32-36]

$$\frac{l_c}{L} \approx 0,3; \quad \frac{L-l_c}{L} \approx 0,7.$$

Тоді величини в рівнянні:

Площа поршня

$$F_{п} = \frac{\pi D^2}{4}$$

(D - діаметр циліндра, м);

Маса частин, що поступально рухаються

$$M_{\Sigma п} \approx M_{п} + 0,3M_{ш};$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						57
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Постійний множник

$$a = -10^{-6} \times \frac{M_{\Sigma II}}{F_{II}}.$$

Обчислення питомих сил рекомендується звести в таблиці, складену за формою [32-36].

Стовпчик 1- значення кута повороту колінчатого вала Φ від в.м.т. через 15° на інтервалі $0 - 720^\circ$ для чотиритактного двигуна і $-180 - +180^\circ$.

Стовпчик 2 – сила тиску газів на поршень P у залежності від Φ ; їх беремо з таблиці відповідно до такту (стиск – стовпчик 7, розширення 10); для тактів випуску і впуску чотиритактного двигуна і процесів випуску, сполучаємо кут $\Phi = 0^\circ$ із початком такту впускання.

Стовпчик 3- значення P_r , що обчислюється за формулою, тобто з даних стовпчика 2 віднімаємо P_o .

Стовпчик 4- значення прискорення поршня j з їхніми знаками.

Стовпчик 5- значення P_j що обчислюється за формулою, тобто дані стовпчика 4 помножуємо на постійний множник a .

Стовпчик 6- значення P_e , що обчислюється за формулою, тобто алгебраїчно складаємо дані стовпчика 3 та 5.

Залежності зміни сил P_r , P_j , P_e від кута Φ зображуємо на рисунку. Кути відкладаємо в масштабі: 1 мм- 2° ; масштаб питомих сил 1 мм- 0,1 МПа.

Силу P_e розкладаємо на силу K , що діє уздовж осі шатуна, і силу- N , спрямовану нормально до осі циліндра. У свою чергу силу K , перенесену в центр шатунної шийки вала, розкладаємо на тангенційну силу T , що діє перпендикулярно кривошипу, і нормальну силу Z , спрямовану за кривошипом [32-36].

Одержуємо такі вирази для визначення питомих сил:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		58

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta;$$

$$K = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta};$$

$$T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$Z = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta},$$

де

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi).$$

Розрахунок питомих сил виконуємо в таб., де у стовпчики 7, 9, 11 і 13 заносимо значення тригонометричних функцій, а в стовпчики 8, 10, 12 і 14- значення сил, визначених за формулами, при цьому значення сили P_e беремо зі стовпчика 6 [32-36].

Характер зміни питомих сил N , K , T, Z у залежності від φ для чотиритактного двигуна показаний [32-36].

Тангенційна сила створює момент $M = TRF_{\pi}$ на валі двигуна, який змінюється в залежності від кута повороту кривошипа. У багатоциліндровому двигуні відбувається підсумування моментів окремих циліндрів так що повний момент витрачається на подолання моменту опіру на фланці відбору потужності [32-36].

Зручно для побудови індикаторної діаграми і динамічних розрахунків для дизельного циклу всі обчислення зводяться в таблиці [32-36].

Таблиця 2.1. - Розрахунок політроп стиску та розширення для дизельного циклу [32-36].

φ°	S,м	FPIS, м	V,м3	Стиск			Розширення		
				VVa/ V	(Va/ V)n1	P, МПа	V/Vz	(V/ Vz)n2	P, МПа
0	0	0	0,0021	12,81	33,419	6,377	0,575	0,495	7,652
15	0,0076	0,0006	0,0027	9,926	23,527	4,4	0,742	0,685	7,652
30	0,008	0,0006	0,0027	9,818	23,175	4,334	0,751	0,695	7,652
45	0,064	0,005	0,0071	3,789	6,252	1,169	1,945	2,328	3,287
60	0,1069	0,009	0,0111	2,423	3,38	0,632	3,041	4,106	1,864
75	0,1544	0,012	0,0141	1,908	2,433	0,455	3,863	5,564	1,375
90	0,2025	0,016	0,0181	1,486	1,725	0,322	4,959	7,641	1,001
105	0,2476	0,02	0,0221	1,217	1,31	0,245	6,055	9,847	0,777
120	0,2869	0,023	0,0251	1,072	1,1	0,206	6,877	11,574	0,661
135	0,3185	0,026	0,0281	0,957	0,941	0,176	7,699	13,359	0,573
150	0,3415	0,027	0,0291	0,924	0,897	0,168	7,973	13,966	0,548
165	0,3554	0,0286	0,0307	0,876	0,833	0,156	8,411	14,947	0,512
180	0,36	0,0289	0,0308	0,873	0,83	0,155	8,438	15,008	0,511

Обчислення питомих сил для дизельного циклу зводимо в таблицю [32-36] .

Таблиця 2.2. - Розрахунок питомих сил

φ°	P, МПа	P _г , МПа	J, м/с2	P _j , МПа	P _Σ , МПа	tg β	N, МПа	cos β	K, МПа	Sin(φ+β)/cos β	T, МПа	Cos(φ+β)/cos β	Z, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	0,187	0,087	1387,92	-1,110	-1,023	0	0	1	-1,023	0	0	1	-1,023
15	0,187	0,087	1312,417	-1,05	-0,963	0,06	-0,058	0,988	-0,975	0,321	-0,309	0,949	-0,914
30	0,187	0,087	1100,343	-0,88	-0,793	0,13	-0,103	0,992	-0,80	0,609	-0,483	0,803	-0,637
45	0,187	0,087	785,0	-	-	0,18	-	0,984	-0,55	0,834	-	0,58	-0,314

			08	0,628	0,541		0,097				0,451		
60	0,187	0,087	416,3 76	- 0,333	- 0,246	0,22	- 0,054	0,976	- 0,252	0,977	- 0,240	0,308	-0,076
75	0,187	0,087	46,63 4	- 0,037	0,05	0,25	0,012 5	0,97	0,052	1,031	0,052	0,018	0,000 9
90	0,187	0,087	- 277,5 84	0,222	0,309	0,26	0,08	0,968	0,319	1	0,309	- 0,258	-0,08
105	0,187	0,087	- 527,4 1	0,422	0,509	0,25	0,127	0,97	0,525	0,902	0,459	-0,5	-0,255
120	0,187	0,087	- 693,9 6	0,555	0,642	0,22	0,141	0,976	0,658	0,755	0,485	- 0,692	-0,444
135	0,187	0,087	- 785,0 08	0,628	0,715	0,18	0,129	0,984	0,727	0,58	0,415	- 0,834	-0,596
150	0,187	0,087	- 822,7 59	0,658	0,745	0,13	0,097	0,992	0,751	0,391	0,291	- 0,929	-0,692
165	0,187	0,087	- 831,6 42	0,665	0,752	0,06	0,045	0,998	0,754	0,196	0,147	- 0,983	-0,739
180	0,155	0,055	- 832,7 52	0,666	0,721	0	0	1	0,721	0	0	-1	-0,721
195	0,156	0,056	- 831,6 42	0,665	0,721	-0,06	- 0,043	0,998	0,722	-0,196	- 0,141	- 0,983	-0,709
210	0,168	0,068	- 822,7 54	0,658	0,726	-0,13	- 0,094	0,992	0,732	-0,391	- 0,284	- 0,929	-0,674
225	0,176	0,076	- 785,0 08	0,628	0,704	-0,18	- 0,127	0,984	0,715	-0,58	- 0,408	- 0,834	-0,587
240	0,206	0,106	- 693,9 6	0,555	0,661	-0,22	- 0,145	0,976	0,677	-0,755	-0,50	- 0,692	-0,457
255	0,245	0,145	- 527,4 1	0,422	0,567	-0,25	- 0,142	0,97	0,585	-0,902	- 0,511	-0,5	-0,284
270	0,322	0,222	- 277,5 84	0,222	0,444	-0,26	- 0,115	0,968	0,459	-1	- 0,444	- 0,258	-0,115
285	0,455	0,355	46,63 4	- 0,037	0,318	-0,25	-0,08	0,97	0,328	-1,031	- 0,328	0,018	0,006
300	0,632	0,532	416,3 76	- 0,333	0,199	-0,22	- 0,044	0,976	0,204	-0,977	- 0,194	0,308	0,061
315	1,169	1,069	785,0 08	- 0,628	0,441	-0,18	-0,08	0,984	0,448	-0,834	- 0,368	0,58	0,256
330	4,334	4,234	1100, 343	-0,88	3,354	-0,13	- 0,436	0,992	3,381	-0,609	- 2,043	0,803	2,693
345	4,4	4,3	1312, 417	-1,05	3,25	-0,06	- 0,195	0,998	3,267	-0,321	- 1,043	0,949	3,084
360	7,652	7,552	1387, 92	- 1,110	6,442	0	0	1	6,442	0	0	1	6,442

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

Арк

61

			343		0,793								
705	0,178	0,087	1812,417	-1,05	-0,963	-0,06	0,058	0,998	-0,965	-0,321	0,309	0,949	-0,914
720	0,187	0,087	1387,92	-1,110	-1,023	0	0	1	-1,013	0	0	1	-1,023

Для побудови індикаторної діаграми і наступних динамічних розрахунків по газодизельному циклу всі обчислення зводимо в таблиці [32-36].

Таблиця 2.3. - Розрахунок політроп стиску та розширення для газодизельного циклу

φ°	$S, \text{м}$	$F_{ПД}, \text{м}$	$V, \text{м}^3$	Стиск			Розширення		
				$V V_a / V$	$(V_a / V)^{n1}$	$P, \text{МПа}$	V / V_z	$(V / V_z)^{n2}$	$P, \text{МПа}$
0	0	0	0,0021	12,99	33,546	6,28	0,52	0,427	7,536
15	0,0076	0,0006	0,0027	10,066	23,655	4,423	0,671	0,595	7,536
30	0,008	0,0006	0,0027	9,956	23,301	4,357	0,678	0,603	7,536
45	0,064	0,005	0,0071	3,842	6,322	1,182	1,757	2,081	3,621
60	0,1069	0,009	0,0111	2,458	3,428	0,641	2,748	3,722	2,025
75	0,1544	0,012	0,0141	1,935	2,47	0,462	3,49	5,078	1,484
90	0,2025	0,016	0,0181	1,507	1,754	0,328	4,48	7,025	1,073
105	0,2476	0,02	0,0221	1,234	1,334	0,249	5,47	9,107	0,827
120	0,2869	0,023	0,0251	1,087	1,121	0,21	6,213	10,747	0,701
135	0,3185	0,026	0,0281	0,971	0,96	0,18	6,995	12,445	0,606
150	0,3415	0,027	0,0291	0,937	0,915	0,171	7,203	13,025	0,579
165	0,3554	0,0286	0,0307	0,889	0,851	0,159	7,559	13,963	0,54
180	0,36	0,0289	0,0308	0,886	0,847	0,158	7,624	14,023	0,537

Обчислення питомих сил для газодизельного циклу зводяться в таблицю 2.4 [32-36].

Таблиця 4.4. - Розрахунок питомих сил для газодизельного циклу

φ°	P, МПа	PГ, МПа	J, м/с ²	Pj, МПа	PΣ, МПа	tg β	N, МПа	cos β	K, МПа	Sin(φ+β)/cosβ	T, МПа	Cos(φ+β)/cosβ	Z, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	0,18 7	0,08 7	1387 ,92	- 1,11 0	- 1,02 3	0	0	1	- 1,02 3	0	0	1	- 1,02 3
15	0,18 7	0,08 7	1312 ,417	- 1,05	- 0,96 3	0,06	- 0,05 8	0,98 8	- 0,97 5	0,32 1	- 0,30 9	0,94 9	- 0,91 4
30	0,18 7	0,08 7	1100 ,343	- 0,88	- 0,79 3	0,13	- 0,10 3	0,99 2	- 0,80	0,60 9	- 0,48 3	0,80 3	- 0,63 7
45	0,18 7	0,08 7	785, 008	- 0,62 8	- 0,54 1	0,18	- 0,09 7	0,98 4	- 0,55	0,83 4	- 0,45 1	0,58	- 0,31 4
60	0,18 7	0,08 7	416, 376	- 0,33 3	- 0,24 6	0,22	- 0,05 4	0,97 6	- 0,25 2	0,97 7	- 0,24 0	0,30 8	- 0,07 6
75	0,18 7	0,08 7	46,6 34	- 0,03 7	0,05	0,25	0,01 25	0,97	0,05 2	1,03 1	0,05 2	0,01 8	0,00 09
90	0,18 7	0,08 7	- 277, 584	0,22 2	0,30 9	0,26	0,08	0,96 8	0,31 9	1	0,30 9	- 0,25 8	- 0,08
105	0,18 7	0,08 7	- 527, 41	0,42 2	0,50 9	0,25	0,12 7	0,97	0,52 5	0,90 2	0,45 9	-0,5	- 0,25 5
120	0,18 7	0,08 7	- 693, 96	0,55 5	0,64 2	0,22	0,14 1	0,97 6	0,65 8	0,75 5	0,48 5	- 0,69 2	- 0,44 4
135	0,18 7	0,08 7	- 785, 008	0,62 8	0,71 5	0,18	0,12 9	0,98 4	0,72 7	0,58	0,41 5	- 0,83 4	- 0,59 6
150	0,18 7	0,08 7	- 822, 759	0,65 8	0,74 5	0,13	0,09 7	0,99 2	0,75 1	0,39 1	0,29 1	- 0,92 9	- 0,69 2
165	0,18 7	0,08 7	- 831, 642	0,66 5	0,75 2	0,06	0,04 5	0,99 8	0,75 4	0,19 6	0,14 7	- 0,98 3	- 0,73 9
180	0,15	0,05 8	- 832, 752	0,66 6	0,72 4	0	0	1	0,72 4	0	0	-1	- 0,72 4
195	0,15 9	0,05 9	- 831, 642	0,66 5	0,72 4	- 0,06	- 0,04 3	0,99 8	0,72 5	- 0,19 6	- 0,14 5	- 0,98 3	- 0,71 2
210	0,17 1	0,07 1	- 822, 754	0,65 8	0,72 9	- 0,13	- 0,09 5	0,99 2	0,73 5	- 0,39 1	- 0,28 5	- 0,92 9	- 0,67 7
225	0,18	0,08	-	0,62	0,70	-	-	0,98	0,72	-	-	-	-

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

Арк

64

			785, 008	8	8	0,18	0,12 7	4		0,58	0,41 1	0,83 4	0,59
240	0,21	0,11	- 693, 96	0,55 5	0,66 5	- 0,22	- 0,14 5	0,97 6	0,68 1	- 0,75 5	- 0,04 6	- 0,69 2	- 0,46
255	0,24 9	0,14 9	- 527, 41	0,42 2	0,57 1	- 0,25	- 0,14 3	0,97	0,58 9	- 0,90 2	- 0,51 5	- -0,5	- 0,28 6
270	0,32 8	0,22 8	- 277, 584	0,22 2	0,45	- 0,26	- 0,11 7	0,96 8	0,46 5	-1	- 0,45	- 0,25 8	- 0,11 6
285	0,46 2	0,36 2	46,6 34	- 0,03 7	0,32 5	- 0,25	- 0,08 1	0,97	0,33 5	- 1,03 1	- 0,33 5	0,01 8	0,00 6
300	0,64 1	0,54 1	416, 376	- 0,33 3	0,20 8	- 0,22	- 0,04 6	0,97 6	0,21 3	- 0,97 7	- 0,20 3	0,30 8	0,06 4
315	1,18 2	1,08 2	785, 008	- 0,62 8	0,45 4	- 0,18	- 0,08 2	0,98 4	0,46 1	- 0,83 4	- 0,37 9	0,58	0,26 3
330	4,35 7	4,25 7	1100 ,343	- 0,88	3,37 7	- 0,13	- 0,43 9	0,99 2	3,40 4	- 0,60 9	- 2,05 7	0,80 3	2,71 2
345	4,42 3	4,32 3	1312 ,417	- 1,05	3,27 3	- 0,06	- 0,19 6	0,99 8	3,28	- 0,32 1	- 1,05 1	0,94 9	3,10 6
360	7,53 6	7,43 6	1387 ,92	- 1,11 0	6,32 6	0	0	1	6,32 6	0	0	1	6,32 6
375	7,53 6	7,43 6	1312 ,417	- 1,05	6,38 6	0,06	0,38 3	0,99 8	6,39 9	0,32 1	2,05	0,94 9	6,06
390	7,53 6	7,43 6	1100 ,343	- 0,88	6,55 6	0,13	0,85 2	0,99 2	6,60 9	0,60 9	3,99 3	0,80 3	5,26 4
405	3,62 1	3,56 1	785, 008	- 0,62 8	2,89 3	0,18	0,52 1	0,98 4	2,94	0,83 4	2,41 3	0,58	1,67 8
420	2,02 5	1,92 5	416, 376	- 0,33 3	1,59 2	0,22	0,35	0,97 6	1,63 1	0,97 7	1,55 5	0,30 8	0,49
435	1,48 4	1,38 4	46,6 34	- 0,03 7	1,31 1	0,25	0,32 8	0,97	1,35 1	1,03 1	1,35 2	0,01 8	0,02 4
450	1,07 3	0,97 3	- 277, 584	0,22 2	1,19 5	0,26	0,31 1	0,96 8	1,23 5	1	1,19 5	- 0,25 8	- 0,30 8
465	0,82 7	0,62 7	- 527, 41	0,42 2	1,14 9	0,25	0,29 9	0,97	1,18 5	0,90 2	1,03 6	- 0,05	- 0,57 5
480	0,70 1	0,60 1	- 693, 96	0,55 5	1,15 6	0,22	0,25 4	0,97 6	1,18 4	0,75 5	0,87 3	- 0,69 2	- -0,8
495	0,60 6	0,50 6	- 785, 008	0,62 8	1,13 4	0,18	0,20 4	0,98 4	1,15 2	0,58	0,65 8	- 0,83 4	- 0,94 6
510	0,57 9	0,47 9	- 822,	0,65 8	1,13 7	0,13	0,14 8	0,99 2	0,14 6	0,39 1	0,44 5	- 0,92	- 1,05

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ				Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					65

			759									9	6
525	0,54	0,44	- 831, 642	0,66 5	1,10 5	0,06	0,06 6	0,99 8	1,10 7	0,19 6	0,21 7	- 0,98 3	- 1,08 6
540	0,18 7	0,08 7	- 832, 752	0,66 6	0,75 3	0	0	1	0,75 3	0	0	-1	- 0,75 3
555	0,18 7	0,08 7	- 831, 642	0,66 5	0,75 2	- 0,06	- 0,04 5	0,99 8	0,75 4	- 0,19 6	- 0,14 7	- 0,98 3	- 0,73 9
570	0,18 7	0,08 7	- 822, 759	0,65 8	0,74 5	- 0,13	- 0,09 7	0,99 2	0,75 1	- 0,39 1	- 0,29 1	- 0,92 9	- 0,69 2
585	0,18 7	0,08 7	- 785, 008	0,62 8	0,71 5	- 0,18	- 0,13 5	0,98 4	0,75 7	- 0,58	- 0,43 5	- 0,83 4	- 0,62 6
600	0,18 7	0,08 7	- 693, 96	0,55 5	0,64 2	- 0,22	- 0,14 1	0,97 6	0,65 8	- 0,75 5	- 0,48 5	- 0,69 2	- 0,44 4
615	0,18 7	0,08 7	- 527, 41	0,42 2	0,50 9	- 0,25	- 0,12 7	0,97	0,52 5	- 0,90 2	- 0,45 9	- 0,05	- 0,25 5
630	0,18 7	0,08 7	- 277, 584	0,22 2	0,30 9	- 0,26	- 0,08	0,96 8	0,31 9	-1	- 0,30 9	- 0,25 8	- 0,08
645	0,17 8	0,08 7	46,6 34	0,03 7	0,05	- 0,25	- 0,01 3	0,97	0,05 2	- 1,03 1	- 0,05 2	0,01 8	0,00 09
660	0,18 7	0,08 7	416, 376	- 0,33 3	- 0,24 6	- 0,22	0,05 4	0,97 6	- 0,25 2	- 0,97 7	0,24	0,30 8	- 0,07 6
675	0,18 7	0,08 7	785, 008	- 0,62 8	- 0,54 1	- 0,18	0,09 7	0,98 4	- 0,55	- 0,83 4	0,45 1	0,58	- 0,31 4
690	0,18 7	0,08 7	1100 ,343	- 0,88	- 0,79 3	- 0,13	0,10 3	0,99 2	-0,8	- 0,60 9	0,48 3	0,80 3	- 0,63 7
705	0,17 8	0,08 7	1812 ,417	- 1,05	- 0,96 3	- 0,06	0,05 8	0,99 8	- 0,96 5	- 0,32 1	0,30 9	0,94 9	- 0,91 4
720	0,18 7	0,08 7	1387 ,92	- 1,11 0	- 1,02 3	0	0	1	- 1,01 3	0	0	1	- 1,02 3

Згідно таблицям 2.1. і 2.3 можлива побудова індикаторні діаграми для дизельного та газодизельного циклів. А за таблицями 2.2. і 2.3 можлива побудова залежності питомих сил для дизельного та газодизельного циклів [32-36].

2.4.4. Розрахунок турбонаддува газодизеля K6S310DR.

Розрахунок компресора [32-36].

Параметри навколишнього середовища і фізичні константи для повітря приймаємо за даними теплового розрахунку [32-36].

Масова витрата повітря через дизель

$$G_B = \frac{\alpha \varphi_{II} l_0 N_e g_e}{36 \times 10^5} = \frac{2,1 \times 1,0 \times 14,644 \times 993 \times 188,5}{36 \times 10^5} = 1,6 \text{ кг/с},$$

$\varphi_{II}=1,0$ - коефіцієнт продувки.

Щільність повітря на вході в компресор

$$\rho_0 = p_0 \times 10^6 / (R_B T_0) = 0,1013 \times 10^6 / (287 \times 293) = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Об'ємна витрата повітря через компресор

$$Q_B = G_B / \rho_0 = 1,6 / 1,2 = 1,33 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахунок вхідного пристрою і робочого колеса [32-36].

Температура повітря в перетині аВХ-аВХ (малюнок)

$$T_{A_{BX}} = T_0 = 293 \text{ K}.$$

Тиск повітря в перетині аВХ-аВХ

$$p_{A_{BX}} = p_0 - \Delta p_{BC} = 0,1013 - 0,005 = 0,096 \text{ МПа},$$

де $\Delta p_{BC}=0,005$ - утрати тиску на усмоктуванні в компресор, МПа.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						67
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

$$\pi_K = p_K / p_{A_{BX}} = 0,2 / 0,096 = 2,08,$$

де $p_K=0,17$ МПа- тиск надувочного повітря (відповідно до теплового розрахунку газодизеля).

За відомим значенням Q_B і $\pi_{ДО}$, використовуючи графічні залежності (малюнок 17.4.) (1), визначаємо типорозмір турбокомпресора. По таблиці 17.1 (1) знаходимо номінальний базовий діаметр колеса компресора- $D_2=0,38$ м=380 мм.

Адіабатична робота стиску в компресорі [32-36]

$$L_{АД.К} = \frac{k}{k-1} R_B T_{A_{BX}} (\pi_K^{(K-1)/1} - 1) = \frac{1,4}{1,4-1} \times 287 \times 293 (2,08^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 68500 \text{ Дж/кг}.$$

Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі колеса компресора

$$u_2 = \sqrt{L_{АД.К} / \vec{H}_{АД.К}} = \sqrt{68500 / 0,6} = 338 \text{ м/с},$$

де $H_{АД.К}=0,6$ - коефіцієнт напору.

Частота обертання колеса компресора [32-36]

$$n_K = 60 u_2 / (\pi D_2) = 60 \times 338 / (3,14 \times 0,38) = 17000 \text{ мин}^{-1}.$$

Температура повітря на вході в колесо компресора (перетин I-I)

$$T_1 = T_{A_{BX}} + \frac{c_{A_{BX}}^2 - c_1^2}{2c_p} = 293 + \frac{40^2 - 80^2}{2 \times 1005} = 290,6 \text{ К},$$

де $c_{A_{BX}}$ - швидкість повітря у вхідному перетині, м/с; $\rho=1005$ - теплоємність повітря при постійному тиску, Дж/(кг·ДО).

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		68

Втрати у воздухопідводящем патрубку компресора

$$L_{r_{BX}} = \xi_{BX} c_1^2 / 2 = 0,04 \times 80^2 / 2 = 128 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де $\xi_{BX}=0,04$ - коефіцієнт утрат для патрубків з осьовим входом.

Показник політропи n_{BX} на ділянці входу в компресор визначаємо з вираження

$$\frac{n_{BX}}{n_{BX}-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{r_{BX}}}{R_B(T_1 - T_{A_{BX}})} = \frac{1,4}{1,4-1} - \frac{128}{287(290,6-293)} = 3,686,$$

відкіля $n_{BX}=1,4$.

Тиск перед колесом компресора [32-36]

$$p_1 = p_{A_{BX}} \left(T_1 / T_{A_{BX}} \right)^{n_{BX} / (n_{BX}-1)} = 0,096(290,6/293)^{1,4/(1,4-1)} = 0,093 \text{ МПа}.$$

Щільність повітря в перетині I-I

$$\rho_1 = p_1 \times 10^6 / (R_B T_1) = 0,093 \times 10^6 / (287 \times 290,6) = 1,115 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа поперечного переріза I-I

$$F_1 = G_B / (c_1 \rho_1) = 16 / (80 \times 1,115) = 0,179 \text{ м}^2.$$

Діаметр робочого колеса на вході в компресор

$$D_1 = \sqrt{F_1 / \{0,785[1 - (D_0 / D_1)^2]\}} = \sqrt{0,179 / [0,785(1 - 0,3^2)]} = 0,501 \text{ м} = 501 \text{ мм},$$

де $D_0/D_1=0,3$ - відношення діаметра втулки колеса до його діаметра на вході.

Діаметр втулки робочого колеса компресора

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		69

$$D_0 = D_1 D_0 / D_1 = 0,501 \times 0,3 = 0,15 \text{ м} = 150 \text{ мм}.$$

Відносний діаметр втулки робочого колеса

$$\ddot{D}_0 = D_0 / D_2 = 0,15 / 0,38 = 0,395.$$

Відносний діаметр колеса на вході

$$\ddot{D}_1 = D_1 / D_2 = 0,501 / 0,38 = 1,318.$$

Відносний середній діаметр на вході в колесо

$$\ddot{D}_{1_{CP}} = \sqrt{(\ddot{D}_0^2 + \ddot{D}_1^2) / 2} = \sqrt{(0,395^2 + 1,318^2) / 2} = 0,973.$$

Коефіцієнт потужності для радіальних коліс

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_K} \frac{1}{(1 - \ddot{D}_{1_{CP}}^2)} \right] = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \frac{3,14}{52} \frac{1}{(1 - 0,973^2)} \right] = 0,998,$$

де $z_K=52$ - число лопаток робочого колеса компресора.

Окружна складова абсолютної швидкості на виході з колеса [32-36]

$$c_{2_u} = \mu u_2 = 0,998 \times 338 = 337 \text{ м/с}.$$

Радіальна складова абсолютної швидкості

$$c_{2_r} = 0,3 u_2 = 0,3 \times 338 = 101,4 \text{ м/с}.$$

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						70
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{337^2 + 101,4^2} = 352 \text{ м/с}.$$

Відношення $c_2/u_2=101,4/192,7=0,526$ лежить у межах, що допускаються.

Температура повітря на виході з колеса

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2/2) u_2^2 / c_p = 290,6 + (0,998 + 0,05 - 0,998^2/2) \times 338^2 / 1005 = 353 \text{ К},$$

де $\alpha_f=0,05$ - коефіцієнт дискових утрат.

Показником політропи стиску в робочому колесі задаємося: $n_K=1,6$.

Тиск повітря на виході з колеса [32-36]

$$p_2 = p_1 (T_2 / T_1)^{n_K / (n_K - 1)} = 0,093 (353 / 290,6)^{1,6 / (1,6 - 1)} = 0,156 \text{ МПа}.$$

Щільність повітря за робочим колесом

$$\rho_2 = p_2 \times 10^6 / (R_B T_2) = 0,156 \times 10^6 / (287 \times 353) = 1,54 \text{ кг/м}^3.$$

Висота лопаток робочого колеса на діаметрі D_2

$$b_2 = G_2 / (\pi D_2 c_2 \rho_2) = 1,6 / (3,14 \times 0,38 \times 101,4 \times 1,54) = 0,009 \text{ м} = 9 \text{ мм}.$$

Відносна висота лопаток у вихідному перетині колеса

$$\ddot{b}_2 = b_2 / D_2 = 0,009 / 0,38 = 0,024.$$

Відносна ширина колеса компресора

$$\ddot{B} = B / D_2 = 0,0114 / 0,38 = 0,03,$$

Розрахунок дифузорів і повітрозбірника. Ширина безлопаткової частини дифузора приймаємо рівній висоті лопаток колеса на виході [32-36]:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		71

$$b_3 = b_2 = 0,009\text{ м} = 3\text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр безлопаткового дифузора

$$D_3 = D_2 \ddot{D}_3 = 0,38 \times 1,14 = 0,433\text{ м} = 433\text{ мм},$$

де $\ddot{D}_3 = D_3/D_2 = 1,14$ - відносний зовнішній діаметр безлопаткового дифузора.

Абсолютна швидкість на виході з безлопаткового дифузора [32-36]

$$c_3 = \frac{c_2}{\ddot{D}_3} \times \frac{b_2}{b_3} = \frac{352}{1,14} \times \frac{0,009}{0,009} = 309\text{ м/с}.$$

Відношення $z_2/z_3 = 1,14$ не перевищує припустимих значень.

Тиск за лопатковим дифузором

$$p_4 = p_{A_{BX}} \pi_K = 0,093 \times 2,08 = 0,193\text{ МПа}.$$

Показник політропи стиску в дифузорах приймаємо $n_D = 1,8$.

Температура повітря за лопатковим дифузором [32-36]

$$T_4 = T_2 (p_4 / p_2)^{(n_D - 1) / n_D} = 353 (0,193 / 0,156)^{(1,8 - 1) / 1,8} = 388\text{ К}.$$

Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузора

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (T_4 - T_2) 2c_p} = \sqrt{352^2 - (388 - 353) \times 2 \times 1005} = 231\text{ м/с}.$$

Зовнішній діаметр лопаткового дифузора знаходиться в межах $D_4 = (1,35 - 1,70) D_2$. Приймаємо $D_4 = 1,6 D_2 = 1,6 \times 0,38 = 0,608\text{ м} = 608\text{ мм}$.

Ширина лопаткового дифузора на виході [32-36]

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						72
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$b_4 = b_3 + (D_4 - D_3) \operatorname{tg} v / 2 = 0,009 + (0,608 - 0,433) \operatorname{tg} 6^\circ / 2 = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм},$$

де $v=6^\circ$ - кут розкриття стінок на виході з повітрозбірника.

Швидкість повітря на виході з повітрозбірника [32-36]

$$c_5 = c_4 = 231 \text{ м/с}.$$

Втрати в повітрозбірнику

$$L_{r_{\text{УЛ}}} = \xi_{\text{УЛ}} c_4^2 / 2 = 0,15 \times 231^2 / 2 = 4002 \text{ Дж/кг},$$

де $\xi_{\text{УЛ}}=0,15$ - коефіцієнт втрат у повітрозбірнику.

Тиск на виході з равлика

$$p_5 = p_4 \left(1 - \frac{L_{r_{\text{УЛ}}}}{R_B T_5} \times \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)} = 0,193 \left(1 - \frac{4002}{287 \times 388} \times \frac{1,4-1}{1,4} \right)^{1,4/(1,4-1)} = 0,186 \text{ МПа}.$$

Тиск повітря в компресорі можна підвищити, якщо вихідний патрубок повітрозбірника буде дифузорним [32-36].

Розрахунок основних параметрів компресора. Кінцевий тиск $p_5=0,186$ МПа на виході з компресора відрізняється від прийнятого $p_K=0,2$ МПа в тепловому розрахунку на 7 %, що припустимо [32-36]

Температура повітря після компресора ($T_5=388$ ДО) відрізняється від отриманого в тепловому розрахунку значення $T_K=351$ До на 10 %.

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі [32-36]

$$\pi_K = p_5 / p_{A_{\text{ВХ}}} = 0,186 / 0,096 = 1,94.$$

Адіабатичний ККД компресора

$$\eta_{\text{ад.К}} = T_0 (\pi_K^{(k-1)/k} - 1) / (T_5 - T_0) = 293 (1,94^{(1,4-1)/1,4} - 1) / 388 - 293 = 0,64.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		73

Адіабатична робота, обумовлена по дійсному ступені підвищення тиску:

$$L_{AD.K} = \frac{k}{k-1} R_B T_{A_{BX}} \left(\pi_K^{(k-1)/1} \right) = \frac{1,4}{1,4-1} \times 287 \times 293 (1,94^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 61350 \frac{Дж}{кг}.$$

Коефіцієнт напору

$$\ddot{H}_{AD.K} = L_{AD.K} / u_2^2 = 61350 / 338^2 = 0,537$$

відрізняється від прийнятого в розрахунку $H_{AD.K} = 0,6$ на 10 % , що припустимо.

Потужність, затрачувана на привод компресора:

$$N_K = L_{AD.K} G_B / 1000 \eta_{AD.K} = 61350 \times 1,6 / 1000 \times 0,64 = 153,4 кВт.$$

Розрахунок турбіни [32-36].

Кількість газів, що випускаються, що надходять на турбіну від двигуна:

$$G_T = G_B [1 + 1/(\alpha \varphi_{II} l_0)] = 1,6 [1 + 1/(2,1 \times 1,0 \times 14,644)] = 1,652 \frac{кг}{с}.$$

Тиск газу у випускному патрубку залежить від системи наддування і змінюється в чотиритактних двигунах у межах $p_p = (0,80 \div 0,92) p_K$. Маючи у виді, що p_p повинно бути вище тиску p_T перед турбіною, приймаємо

$$p_p = 0,92 \times 0,2 = 0,184 МПа.$$

Температура газу перед турбіною при $\varphi_{II}=1$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		74

$$T_T = T_P = \frac{1}{m} T_b \left[1 + \frac{p_P}{p_b} (m-1) \right] = \frac{1184}{1,45} \left[1 + \frac{0,184}{0,594} (1,45-1) \right] = 930 K,$$

де T_P - температура газу у випускному патрубку; $m=1,45$ - показник політропи розширення в процесі випуску.

Протитиск за турбіною $p_2=(1,02-1,05)p_0$ МПа. У розрахунках приймаємо $p_2=1,03 \times p_0=1,03 \times 0,1013=0,104$ МПа.

Показник изиторопы k_T випускних газів розраховують по температурі газу, складу палива і коефіцієнту надлишку повітря. Для чотиритактних двигунів $k=1,33-1,35$. У розрахунках приймаємо $k_T=1,36$ [32-36].

Молекулярна маса газу перед турбіною знаходиться з урахуванням параметрів, визначених у тепловому розрахунку:

$$\mu_T = \mu_B \frac{1 + \alpha \varphi_{II} l_0}{\mu_0 \alpha \varphi_{II} l_0} = 28,96 \frac{1 + 2,1 \times 1,0 \times 14,644}{1,021 \times 2,1 \times 1,0 \times 14,644} = 29,29 \text{ кг/кмоль}.$$

Газова постійна випускних газів

$$R_T = R / \mu_T = 8315 / 29,29 = 284 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Відповідно до визначеного раніше типом турбокомпресора приймаємо для розрахунку ізобарну радіальну турбіну з ККД $\eta_T=0,74$.

Тиск газу перед турбіною

$$p_T = p_2 / \left(1 - \frac{\frac{k_T - 1}{k_T} L_{AD.K} G_B}{\eta_T \eta_{AD.K} R_T T_T G_T} \right)^{k_T / (k_T - 1)} ;$$

$$p_T = 0,19 / \left(1 - \frac{1,34 - 1}{1,34} \times \frac{61350 \times 1,6}{0,74 \times 0,64 \times 284 \times 930 \times 0,652} \right)^{1,34 / (1,34 - 1)} = 0,27 \text{ МПа}.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						75
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Відношення $p_K/p_T=0,2/0,27=0,74$.

Розрахунок направляючого апарата (сопла). Повна адіабатична робота розширення газу в турбіні

$$L_{AD.T} = L_{AD.K} G_B / (\eta_T \eta_{AD.K} G_T) = 61350 \times 1,6 / (0,74 \times 0,64 \times 0,652) = 320000 \text{ Дж} / \text{кг}.$$

Адіабатична робота розширення в направляючому апараті [32-36]

$$L_C = (1 - \rho_T) L_{AD.T} = (1 - 0,5) \times 320000 = 160000 \text{ Дж} / \text{кг},$$

де $\rho_T=0,5$ - ступінь реактивності.

Абсолютна швидкість газу перед робочим колесом

$$c_1 = \varphi_c \sqrt{2L_C} = 0,94 \sqrt{2 \times 160000} = 532 \text{ м} / \text{с},$$

де $\varphi=0,94$ - коефіцієнт швидкості.

Температура газу за направляючим апаратом

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2}{2k_T R_T / (k_T - 1)} = 930 - \frac{532^2}{2 \times 1,34 \times 284 / (1,34 - 1)} = 803,6 \text{ К}.$$

Число Маху

$$M_1 = \frac{c_1}{\sqrt{k_T R_T T_1}} = \frac{532}{\sqrt{1,34 \times 284 \times 803,6}} = 0,962,$$

Потік газу дозвуковий і сопло треба виконувати що звужується.

Радіальна й окружна складові абсолютної швидкості газу перед робочим колесом

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						76
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$c_{1r} = c_1 \sin \alpha_1 = 532 \times \sin 25^\circ = 225 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 532 \times \cos 25^\circ = 482 \text{ м/с},$$

де $\alpha_1=25$ – кут виходу потоку з направляючого апарата.

Кут входу потоку на лопатки робочого колеса [32-36]

$$\beta_1 = 90^\circ + \arctg \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}} = 90^\circ + \arctg \frac{500 - 482}{225} = 95^\circ 07',$$

де $u_1=500$ м/с- окружна швидкість на зовнішньому діаметрі колеса.

З метою підвищення ККД турбіни приймають $u_1 > c_{1u}$.

Умовна адіабатична швидкість витікання газу [32-36]

$$c_{AD} = \sqrt{2L_{AD.K}} = \sqrt{2 \times 320000} = 800 \text{ м/с}.$$

Параметри швидкохідності турбіни

$$\chi = u_1 / c_{AD} = 500 / 800 = 0,625$$

Лежать у діапазоні 0,65-0,70.

Відносна швидкість потоку перед колесом [32-36]

$$w_1 = c_{1r} / \sin \beta_1 = 225 / \sin 95^\circ 07' = 225,7 \text{ м/с}.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса

$$D_1 = 60u_1 / (\pi n_r) = 60 \times 500 / (3,14 \times 17000) = 0,562 \text{ м} = 562 \text{ мм}.$$

Необхідно мати у виді, що $n = n$.

Втрати енергії в направляючому апараті

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						77
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\Delta L_c = \left(\frac{1}{\phi_c^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \frac{532^2}{2} = 18700 \text{ Дж} / \text{кг}.$$

Вхідний діаметр направляючого апарата

$$D_0 = D_1 (D_0 / D_1) = 0,562 \times 1,2 = 0,674 \text{ м} = 674 \text{ мм}.$$

Показник політропи розширення в направляючому апараті

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k}{k - 1} + \frac{L_c}{R_T (T_T - T_1)} = \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{18700}{284(930 - 803,6)} = 4,46;$$

$$n_c = 1,289.$$

Тиск газу на виході з направляючого апарата

$$p_1 = p_T \left(\frac{T_1}{T_T} \right)^{n_c / (n_c - 1)} = 0,27 \left(\frac{803,6}{930} \right)^{1,289 / (1,289 - 1)} = 0,1407 \text{ МПа}.$$

Щільність газового потоку

$$\rho_1 = p_1 \times 10^6 / (R_T T_1) = 0,1407 \times 10^6 / (284 \times 803,6) = 0,617 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Ширина лопаток направляючого апарата

$$b_1' = \frac{G_T}{\pi D_1 \rho_1 c_1 \sin \alpha_1} = \frac{1,652}{3,14 \times 0,562 \times 0,617 \times 532 \sin 25^\circ} = 0,0067 \text{ м} = 6,75 \text{ мм}.$$

Розрахунок робочого колеса. Адіабатична робота розширення газу в колесі турбіни [32-36]

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						78
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$L_{P.K} = \rho_T L_{A0.T} = 0,5 \times 320000 = 160000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Відносна швидкість газу на виході з робочого колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2L_{P.K} - u_1^2 (1 - \ddot{D}_{2CP}^2)} = 0,845 \sqrt{225,7^2 + 2 \times 160000 - 500^2 (1 - 0,56^2)} = 378 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де $\psi = 0,845$ – коефіцієнт швидкості; $D_{2CP} = D_{2CP}/D_1 = 0,0572/0,102 = 0,56$ – відносний середньоквадратичний діаметр колеса на виході.

Окружна швидкість на діаметрі D_{2CP}

$$u_{2CP} = \pi D_{2CP} n_T / 60 = 3,14 \times 0,0572 \times 17000 / 60 = 51 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Вважаючи вихід потоку газу осьовим ($\alpha_2 = 90^\circ$), із трикутника швидкостей (малюнок 125) (1) знаходимо величину абсолютної швидкості на виході з колеса

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - u_{2CP}^2} = \sqrt{378^2 - 51^2} = 374 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температура газу на виході з колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_T R_T / (k_T - 1)} \left[(1 - \alpha_f) u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right];$$

$$T_2 = 803,6 - \frac{1}{1,34 \times 284 / (1,34 - 1)} \left[(1 - 0,08) 500^2 - \frac{532^2 - 374^2}{2} \right] = 662,1 \text{ К},$$

де $\alpha_f = 0,08$ – коефіцієнт дискових утрат.

Адіабатичний ККД турбіни без обліку втрат з вихідною швидкістю

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		79

$$\eta_{AD.T} = \frac{T_T - T_2}{T_T \left[1 - (p_2 / p_T)^{(k_T - 1) / k_T} \right]} = \frac{930 - 662,1}{930 \left[1 - (0,19 / 0,27)^{(1,34 - 1) / 1,34} \right]} = 0,875.$$

Адіабатичний ККД турбіни з урахуванням утрат з вихідною швидкістю

$$\eta_{AD.T} = \eta'_{AD.T} - \frac{c_2^2}{2L_{AD.T}} = 0,875 - \frac{374^2}{2 \times 320000} = 0,756.$$

Загальний ККД турбіни [32-36]

$$\eta_T = \eta_{AD.T} \times \eta_{TK.MEX} = 0,756 \times 0,95 = 0,72,$$

де $\eta_{TK.MEX} = 0,95$ - Механічний ККД турбокомпресора.

ККД турбокомпресора

$$\eta_{TK} = \eta_T \eta_{AD.K} = 0,72 \times 0,64 = 0,546.$$

Потужність, що розвивається турбіною:

$$N_T = \frac{L_{AD.T} G_T}{1000} \eta_T = \frac{320000 \times 1,652}{1000} 0,72 = 155,8 \text{ Квт},$$

Відповідає потужності, споживаної компресором ($N_T = N_R$) [32-36].

Висновки: Для зниження експлуатаційних витрат, матеріальних витрат на паливо і збільшення моторесурса, підвищення екологічних показників із зниженням викидів сажі й оксидів сірки в умовах експлуатації було обгрунтовано, розроблено заходи і розраховано параметри дизеля K6S310DR тепловозу ЧМЕЗ для його конвертації на газодизельний процес. В результаті

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						80
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

конвертації може бути забезпечена значна економія палива в умовах експлуатації при виконанні запропонованих заходів. Досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						81
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 3

ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ І ЗАХОДІВ В ЧАСТИНІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ K6S310DR ТЕПЛОВОЗА ЧМЭЗ

3.1 Обґрунтування заходів і спеціальні розробки при виконанні конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі

3.1.1. Всережимний регулятор частоти обертання

Регулятор призначений для забезпечення усталеної роботи дизеля при всіх навантаженнях, підтримки у визначених межах заданого числа оборотів при змінах навантаження й обмеження максимального числа оборотів як і при газодизельному, так і при дизельному процесах [1-31].

Всережимний регулятор частоти обертання оснащено перемикачем для роботи тільки на дизельному чи паливі на газі з запальною дозою дизельного палива [1-36].

Для виконання поставленої задачі покладається на тепловозному регуляторі числа оборотів дизеля K6S310DR установити додатковий вузол, який би забезпечив вибір запальної дози рідкого палива і здійснював привод керування газовою заслінкою [1-36].

Виходячи з того, що при непрацюючому двигуні рейка паливного насоса високого тиску знаходиться в положенні максимальної подачі палива, для переходу на газодизельний процес її необхідно установити в положення, що відповідає заданій дозі запального палива [1-36].

Переміщення скоби куліси вниз і утримання її у фіксованому положенні, дозволяє висувати рейку паливного насоса високого тиску, зменшуючи тим самим подачу палива. Вибір цього положення залежить від якості роботи дизеля по газодизельному процесі і може забезпечувати від 20 %-100 % запальної дози дизельного палива, що цілком буде забезпечувати виконання

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						82
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

поставленої задачі. Обмеження ходу тяги рейки від нульової подачі до 30 % дози (як поставлено задачею проекту) здійснюється в такий спосіб. Машиніст переміщаючи важіль керування скобою куліси, фіксує в кабіні машиніста положення, що відповідає 30 % запальної дози. Під дією тяги, що з'єднана зі скобою, повертається кулачек і засовує штовхальник, що через тарілку і буде фіксувати положення тяги рейки. Для перекладу дизеля для роботи з дизельного процесу, машиністу досить расфіксувати положення важеля керування скобою. Для того, щоб важіль рейки мав вільний хід (у випадку роботи з газодизельному процесу) необхідно змінити його конструкцію і зробити зв'язок важеля з тягою рейки пружинної. Таким чином, перша задача - забезпечення вибору запальної дози рідкого палива може бути вирішена .

Замінивши вісь важелів у серійного регулятора і заштифтував її з важелем регулятора, можна домогтися керування газовою заслінкою, при цьому насадивши на вільний кінець осі важіль привода [1-36].

При заданому положенні важеля керування і при зменшенні навантаження на дизель число оборотів його підвищується. У цьому випадку відцентрові сили вантажів зростають і вантажі розходяться, переборюючи зусилля пружини, повертаючи і вісь важелів, тому що вони заштифтовани, а відповідно і важіль керування газовою заслінкою. Принцип же регулювання запальної дози нічим не відрізняється від роботи регулятора на дизельному процесі [1-36].

Але зусилля для керування газовою і повітряною заслінками, через великий опір повітря на усмоктування при проходженні через газовий змішувач і значну відстань на дизелі від регулятора до змішувача, явно не буде вистачати. Тому пропонується використовувати сервомотор [1-36].

3.1.2. Змішувач.

Готування газоповітряної суміші для харчування газодизельного дизеля здійснюється в спеціальному приладі - змішувачі. За допомогою змішувача представляється можливість регулювання якістю і кількістю суміші, що

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		83

надходить у циліндри. Змішувачі можуть бути загальними для всього чи дизеля індивідуальними для кожного циліндра. У практиці виготовлення дизелів зустрічається обидва види [1-36].

Для дизеля K6S310DR пропонується установити змішувач типу СГ-250.

Цей змішувач має два дифузори з повітряними 4 і дросельними 11 заслінками, що відкриваються в обох камерах одночасно. Для подачі газу використовуються патрубки головної системи 1 і систем перехідних режимів і неодруженого ходу. Регулювання частоти обертання колінчатого вала дизеля на неодруженому ходу, перехідних режимах і токсичності виконується гвинтами 7 і 8 [1-36].

У режимі запуску і прогріву дизеля повітряні і дросельні заслінки закриті і збагачена газоповітряна суміш утвориться при надходженні газу через канал 10. У режимі холостого ходу повітряна заслінка відкрита, а дросельна замкнута, і газ надходить через канал 10 і канал холостого ходу 9. Зворотний тарілчастий клапан 2 при цьому перешкоджає надходженню газу з головної системи. На перехідних режимах, часткового і повного навантаження дросельна заслінка знаходиться в різних відкритих положеннях і газ надходить через клапан 2 і канали неодруженого ходу і перехідного режиму 9.

3.2. Гідропідсилювач системи керування

На базі дизелів, виготовлених раніше, можна виготовити гідропідсилювач системи керування, для чого необхідно сконструювати двох кришок і ввести штуцер для зливу олії зворотним клапаном [1-36]. Застосування подібного гідропідсилювача системи керування дозволить створити великі перестановочные зусилля і підвищити якість процесу регулювання (рис. 3.1).

Гідропідсилювач системи керування можна установити безпосередньо на самому регуляторі, забезпечивши цим твердий зв'язок важеля привода сервомотора з золотником сервомотора [1-36].

Гідропідсилювач системи керування працює в такий спосіб. При зменшенні навантаження (збільшенні числа оборотів) важіль привода сервомотора переміщає вліво золотник. При цьому олія, що підводиться через трубку із системи змащення під тиском 4-7 кг/см², через отвори в золотнику надходить у порожнину перед поршнем і змушує його переміщатися вліво. Переміщення поршня викликає поворот вилки і важеля, зв'язаного тягою з заслінкою змішувача, обидві заслінки закриваються, подача газу і повітря зменшується. Одночасно і зменшується подача запального дизельного палива. Поршень переміщається вліво доти, поки отвір подачі олії не перекриється знову. При збільшенні навантаження (зменшенні числа оборотів) важіль привода гідропідсилювача системи керування переміщає золотник вправо. Олія через отвір, що звільняється золотником у поршні, попадає в порожнину за поршнем і зливається по штуцері. Газова і повітряна заслінки відкриваються, подача запального дизельного палива збільшується [1-36].

Для зливу олії, що може просочитися через золотник у порожнину механізму повороту качани, передбачений зворотний клапан [1-36].

3.3. Газові редуктори і їх компонування.

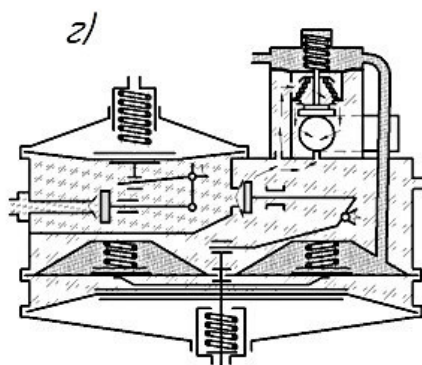
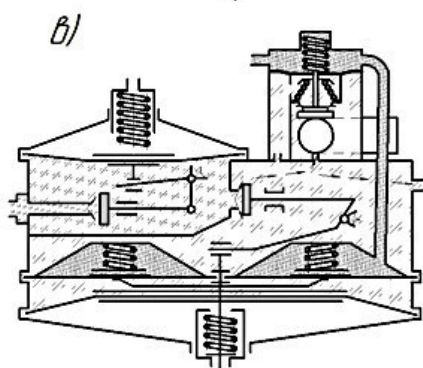
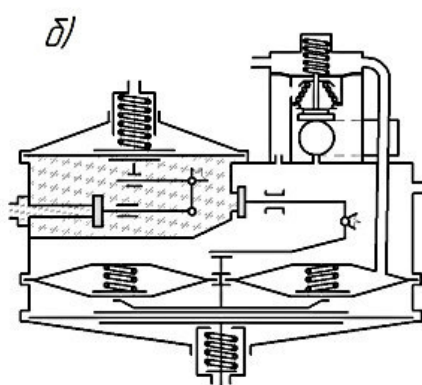
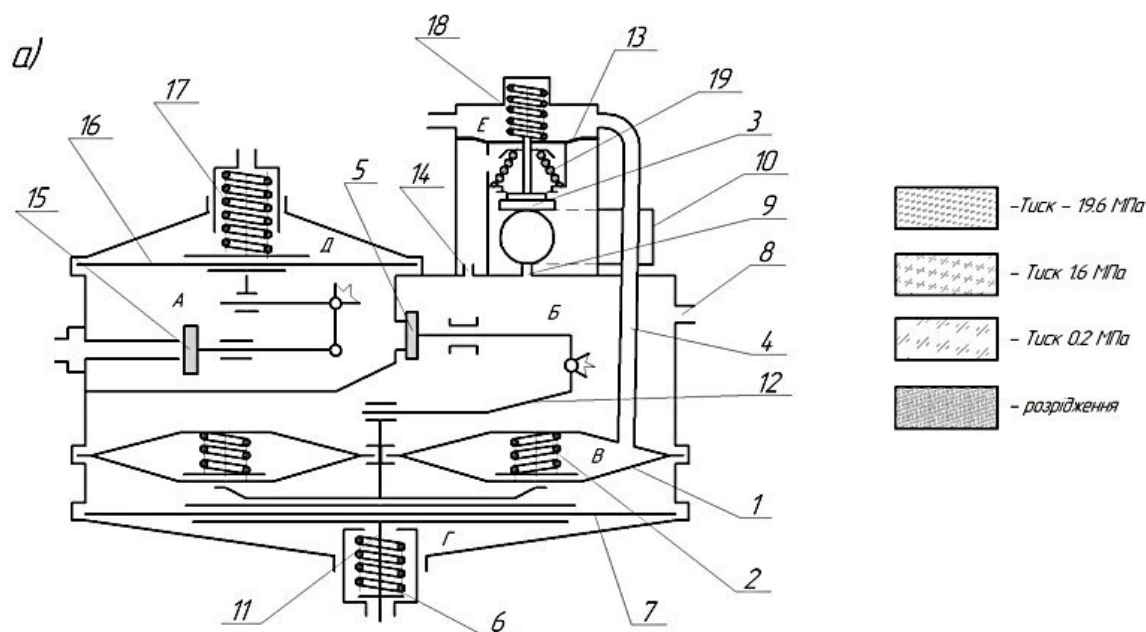
Для газодизеля K6S310DR пропонується здійснювати регулювання тиску газу редуктором високого тиску, що знижує тиск газу з 200 кгс/см² (19600 кпа) до 16 кгс/см² (1568 кпа) і двома паралельно працюючими редукторами.

Редуктори встановлені безпосередньо за дизелем і з'єднані патрубками. Економайзери в цих редукторах не передбачені [1-36].

Принцип роботи їх нічим не відрізняється як і у випадку індивідуальної роботи [1-36].

Перша ступінь знижує тиск газу до 1,2-1,5 кгс/м² (117,6-147,0 кПа), друга- до тиску близького до атмосферного.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		86



Поз. поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Діафрагма порожнини В	2	
2	Пружина порожнини В	2	
3	Клапан	1	
4	Трубопробід	1	
5	Клапан II-го ступеня	1	
6	Пружина діафрагми II-го ступеня	1	
7	Діафрагма II-го ступеня	1	
8	Патрубок	1	
9	Отвір дозуючої шайби дозуючо-економізерного пристрою	1	
10	Патрубок дозуючо-економізерного пристрою	1	
11	Стрижень	1	
12	Важіль діафрагми II-го ступеня	1	
13	Діафрагма дозуючо-економізерного пристрою	1	
14	Отвір дозуючої шайби	1	
15	Клапан I-го ступеня	1	
16	Діафрагма I-го ступеня	1	
17	Пружина діафрагми I-го ступеня	1	
18	Пружина	1	
19	Пружина дозуючо-економізерного пристрою	1	

а - при непрацюючому двигуні
б - при відкритому магістральному клапані та непрацюючому двигуні
в - при роботі двигуна на холостому ході та часткових навантаженнях
г - при роботі двигуна із повним навантаженням

Рисунок 3.2 – Схема роботи газового редуктора

3.4. Розрахунок газового змішувача.

У конструкції газового змішувача мається патрубок для підведення газу і патрубок для підведення повітря. Пальна суміш надходить у впускную систему дизеля через патрубок того ж перетину, що й у повітряного патрубку (це обумовлено конструкцією для роботи з дизельного процесу) [1-36].

Розрахунок змішувача зводиться до визначення діаметрів зазначених патрубків. Витрата пальної суміші при тиску 760 мм. ртутного стовпа і температурі 15 С буде:

$$G_{CM} = 0,03 \times \eta_V V_h n = 0,03 \times 0,904 \times 154,416 \times 750 = 3140 \frac{m^3}{ч};$$

де η_V -коефіцієнт наповнення;

V_h -літраж дизеля в літрах;

n -число оборотів.

$$G_{CM} = 5600 f_{CM} W_{CM}, \frac{m^3}{ч};$$

де f_{CM} - площа перетину патрубку для змішувача;

W_{CM} - швидкість суміші в патрубку в м/сек.

Приймаючи $W_{CM}=25$ м/сек і підставляючи G_{CM} одержуємо:

$$d_{CM} = 1,88 \sqrt{\frac{G_{CM}}{W_{CM}}} = 1,88 \sqrt{\frac{3140}{25}} = 21,07 \text{ см.}$$

Виходячи з витрати газу $G_{\Gamma}=275,9$ м³/м знаходимо площу перетину патрубку підведення газу [1-36]:

$$\mu F = \frac{G_{\Gamma}}{\sqrt{2 \rho_B \times \Delta P_D}},$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		88

де μ - коефіцієнт опору;

ρ_B - щільність повітря;

ΔP_D - утрата тиску на впуску.

$$\mu F = \frac{275,9}{\sqrt{2 \times 1,15 \times 0,1 \times 10^{-4}}} = 57,5 \times 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$F = \frac{57,5 \times 10^{-4}}{0,9} = 63,9 \times 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$d_r = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 63,9 \times 10^{-4}}{3,14}} = 0,90 \times 10^{-1} \text{ м};$$

$$d_r = 90 \text{ мм}.$$

Висновок. В результаті модернізації дизеля K6S310DR тепловозу ЧМЕЗ для його конвертації на газодизельний процес досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна. Виконані спеціальні розробки в частині удосконалення конструкції. Виконані розробка гідропідсилювача системи керування, виконані розрахунки газового змішувача.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						89
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці в ремонтному цеху депо при переобладнанні та експлуатації газодизельного двигуна.

4.1.1. Основні вимоги до посудин, що працюють під тиском.

До посудин, що працюють під тиском [37-38]:

- герметично закриті ємності, які призначенні для здійснення хімічних і теплових процесів, а також для зберігання і перевезення стиснених, зріджених і розчинених газів і рідин;
- посудини, які працюють під тиском води з температурою вище 115 °С або іншої рідини з температурою, що перевищує температуру кипіння при тиску 0,007 МПа, без врахування гідростатичного тиску;
- посудини, що працюють під тиском пари або газу, вищим 0,07 МПа;
- балони, призначенні для транспортування і зберігання зріджених, стиснених і розчинених газів під тиском, вищим 0,07 МПа;
- цистерни та бочки для транспортування і зберігання зріджених газів, тиск пари котрих при температурі до 50 С перевищує тиск понад 0,07 МПа;
- цистерни і посудини для транспортування і збереження зріджених, стиснутих газів, рідин і сипких тіл, в яких тиск вище 0,07 МПа утворюється періодично для їх випорожнення.

Кожна посудина, що працює під тиском, повинна мати паспорт. У паспорті вказується реєстраційний номер. При передачі посудини іншому власнику разом з нею передається паспорт. У паспорті наводиться характеристика посудини, відомості про основні частини посудини, дані про штуцери, фланці, кришки і кріпильні вироби, про термообробку посудини та елементів. Наводиться перелік арматури, контрольно-вимірювальних приладів та приладів безпеки. В паспорті також записуються відомості про

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						90
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

місцезнаходження посудини, вказується особа, відповідальна за справний стан і безпечну дію посудини. Записуються інші дані про встановлення посудини, відомості про заміну і ремонт основних елементів посудини, що працюють під тиском та арматури. До паспорта вносяться дані щодо результатів опосвідчення. Після реєстрації посудини на останній сторінці записуються реєстраційний номер та реєструючий орган [37-38].

4.1.2. Причини аварій і нещасних випадків при експлуатації систем, що працюють під тиском.

Причинами розгерметизації систем трубопроводів є замерзання конденсату, деформації внаслідок теплових розширень. Балони можуть вибухати від ударів, падіння, взаємних ударів, перегрівання, внутрішнього тиску, що підвищується, порушення роботи вентилів, наповнення іншим газом. У випадку сумісного зберігання балонів, наповнених різними газами, в приміщенні може утворюватися вибухонебезпечне середовище від суміші газів, котрі незначно просочуються через вентиля [37-38].

4.1.3. Розміщення посудин.

Посудини повинні встановлюватись на відкритих майданчиках у місцях, що виключають скупчення людей, або в окремо розташованих будинках.

Допускається встановлення посудин [37-38]:

- у приміщеннях, що прилягають до виробничих будівель, за умови відокремлення їх від будівлі капітальною стіною;
- у виробничих приміщеннях у випадках, передбаченими галузевими правилами безпеки;
- із заглибленням у ґрунт за умови забезпечення доступу до арматури і захисту стінок посудини від корозії під дією ґрунту та блукаючих струмів.

Не допускається встановлювати посудини в житлових, громадських і побутових будинках, а також у прилеглих до них приміщеннях. Встановлення посудин має виключати можливість огляду, ремонту та очищення їх як з

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		91

внутрішнього, так і з зовнішнього боку. Для зручності обслуговування посудин повинні бути зроблені площадки і сходи. Для огляду і ремонту можуть застосовуватись колиски та інші пристрої, котрі не повинні порушувати міцності та стійкості посудини, а приварювання їх до посудини має бути виконане за проектом згідно з вимогами “Правил будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском” [37-38].

4.1.4. Реєстрація посудин, що працюють під тиском.

Посудини до пуску їх в роботу повинні бути зареєстровані в технічних центрах обслуговування [37-38].

Реєстрації в технічних центрах обслуговування не підлягають [37-38]:

- посудини 1-ї групи, що працюють при температурі не вище 200 °С, в яких добуток тиску в МПа на місткість в м³ не перевищує 0,05, а також посудини 2, 3 і 4-ї груп, що працюють при зазначеній вище температурі, в яких добуток тиску в МПа на місткість в м³ не перевищує 1;
- посудини для зберігання або транспортування зріджених газів, рідинних і сипких тіл, що перебувають під тиском періодично при їх випорожненні;

Реєстрація посудини здійснюється на підставі письмової заяви адміністрації власника посудини. Для реєстрації повинні бути подані [37-38]:

- паспорт посудини встановленої форми;
- посвідчення про якість монтажу;
- схема включення посудини із зазначенням джерела тиску, параметрів її робочого середовища, арматури, контрольно-вимірювальних приладів, засобів автоматичного керування, запобіжних та блокувальних пристроїв. Схема повинна бути затверджена власником посудини;
- паспорт запобіжного клапана з розрахунком його пропускної здатності.

Посвідчення про якість монтажу складається організацією, що виконувала монтаж, і має бути підписане керівником цієї організації, а також керівником підприємства, яке є власником посудини, і скріплене печаткою.

У посвідченні повинні бути наведені такі дані [37-38]:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						92
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

- найменування монтажною організації;
- найменування підприємства-власника посудини;
- найменування підприємства-виготовлювача і заводський номер посудини;
- відомості про матеріали, застосовані монтажною організацією додатково до вказаних у паспорті;
- відомості про зварювання, тип і марку електродів, термообробку, режим термообробки і діаграми;
- прізвища зварників і термістів, номери їх посвідчень; результати випробувань контрольних стиків, а також результати неруйнівного дефектоскопічного контролю стиків;
- висновки про відповідність проведених на посудині монтажних робіт нормативним документам, проекту, технічним умовам та інструкції з монтажу і придатності їх до експлуатації при вказаних в паспорті параметрах;
- копія дозволу органів Держнаглядохоронпраці на монтаж посудини.

Технічний центр обслуговування зобов'язаний протягом 5 днів з дня отримання заяви рзглянути подану документацію. При відповідності документації на посудину вимогам нормативної документації, технічний центр обслуговування в паспорті посудини ставить штамп про реєстрацію, пломбує документи і повертає їх власнику посудини. Про відмову в реєстрації повідомляється власнику посудини в письмовій формі із зазначенням причин відмови та з посиланням на відповідні статті нормативних документів [37-38].

4.1.5. Утримання та обслуговування посудин.

Обслуговування посудин може бути доручено особам, котрі досягли 18-річного віку, пройшли медичне обстеження, навчання за відповідною програмою, атестовані і мають посвідчення на право обслуговування посудин. Навчання та атестація персоналу, який обслуговує посудини, повинні проводитись у професійно-технічних училищах, в учбово-курсних комбінатах, а також на курсах, спеціально створених підприємствами, які

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		93

мають дозвіл органів Держнаглядохоронпраці України, виданий на підставі висновку технічного центру обслуговування щодо можливості умов виконувати вказані роботи навчальними закладами. Індивідуальна підготовка персоналу не допускається. Особам, які склали іспити, повинні бути видані посвідчення з вказівкою найменування, параметрів робочого середовища посудин, до обслуговування яких ці особи допущені. Посвідчення повинні бути підписанні головою комісії [37-38].

Позачергова перевірка знань проводиться [37-38]:

- при переході на інше підприємство;
- у разі внесення змін в інструкцію з режиму роботи і безпечного обслуговування посудини;
- на вимогу інспектора Держнаглядохоронпраці України або відповідального по нагляду за технічним станом та експлуатацією посудин.

На підприємстві має бути розроблена і затверджена у відповідальному порядку інструкція з режиму роботи і безпечного обслуговування посудин. Для посудин із швидкознімними затворами в указаній інструкції має бути відображений порядок зберігання і застосування ключ-марки. Інструкція повинна знаходитись на робочому місці і видаватись під розписку обслуговуючому персоналу. Схеми включення посудин повинні бути вивішені на робочих місцях [37-38].

4.1.6. Технічне опосвідчення посудин під тиском

Посудини підлягають технічному опосвідченню до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації і в необхідних випадках – позачерговому [37-38]. Технічні опосвідчення проводяться експертами технічного центру обслуговування. Періодичне технічне опосвідчення допускається проводити фахівцям організацій, підприємств, установ, які мають дозвіл Держнаглядохоронпраці України, отриманий в установленому порядку .

Зовнішній і внутрішній огляди мають за мету [37-38]:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		94

- при первинному опосвідченні перевірити, що посудина встановлена та обладнана згідно з нормативними документами, а також що посудина та її елементи не мають пошкоджень;
- при періодичних та дострокових опосвідченнях встановити справність посудини і можливість її подальшої роботи.

Гідравлічне випробування має за мету перевірку міцності елементів посудини і щільності з'єднань. Посудини мають бути пред'явлені до гідравлічного випробування з установленою на них арматурою. При технічному опосвідченні допускається використовувати методи неруйнівного контролю, в тому числі і метод акустичної емісії [37-38].

Перед внутрішнім оглядом та гідравлічним випробуванням посудина має бути зупинена, охолоджена, звільнена від робочого середовища, що заповнює її, відключена заглушками від усіх трубопроводів, які з'єднують посудину з джерелом тиску або з іншими посудинами [37-38].

Позачергове опосвідчення посудин, що знаходяться в експлуатації, має бути проведено в таких випадках [37-38]:

- якщо посудина не експлуатувалась більше 12 місяців;
- якщо посудина була демонтована і встановлена на новому місці;
- якщо проводилось виправлення випинів або вм'ятин, а також реконструкція або ремонт посудини із застосуванням зварювання або паяння елементів, що працюють під тиском;
- перед накладанням на стінки посудини захисного покриття;
- після відпрацювання розрахункового строку служби посудини, встановленого проектом, документацією підприємства-виготовлювача або іншою нормативною документацією;
- після аварії посудини або елементів, що працюють під тиском, якщо за обсягом відбудовних робіт потрібен такий огляд.

Результати технічного опосвідчення повинні записуватись у паспорт посудини особою, яка проводила опосвідчення із указанням дозволених параметрів експлуатації посудини і строків наступних опосвідчень [37-38].

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		95

Якщо під час технічного опосвідчення будуть виявленні дефекти, що знижують міцність посудини, то експлуатація її може бути дозволена при знижених параметрах (тиск і температура) [37-38].

Гідравлічне випробування посудин проводиться тільки при задовільних результатах зовнішнього і внутрішнього оглядів. При цьому величина пробного тиску може визначатись, виходячи із дозволеного тиску для посудини. Під пробним тиском посудина повинна перебувати протягом 5 хвилин, якщо відсутні інші вказівки підприємства-виготовлювача. Гідравлічне випробування емальованих посудин, незалежно від робочого тиску, повинно проводитись пробним тиском, указаним заводом-виготовлювачем у паспорті посудини [37-38].

Для посудин, що відпрацювали розрахунковий термін служби, встановлений проектом, документацією підприємства-виготовлювача, іншою НД або яким було продовжено розрахунковий термін служби на підставі технічного висновку, об'єм, методи і періодичність технічного опосвідчення мають бути визначенні за результатами технічного діагностування і виявлення залишкового ресурсу [37-38].

4.1.7. Загальні положення при виробництві маневрових робіт на тепловозі.

Робочим місцем машиніста є кабіна локомотива. У процесі роботи машиніст робить технічне обслуговування й огляд усього тепловоза, робить екіпірування тепловоза паливом, олією, водою і піском на екіпірувальному стійлі. При під'їзді під склад у поїзному русі повітряні рукава з'єднує працівник шляху [37-38].

Машиністи на роботах, що виконуються безпосередньо при обслуговуванні тепловоза, повинні проходити попередньо спеціальне навчання й один раз у рік – перевірку знань нормативних актів по техніці безпеки й охороні праці. До роботи на тепловозі допускаються обличчя не моложе 18 років, що пройшли медичний огляд. Перед кожним рейсом

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						96
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

машиніст повинний проходити перед рейсовий медичний огляд, а також періодичний інструктаж [37-38].

Машиніст на тепловозі повинний проходити перевірку знань по електричній безпеці один раз у рік і мати при 4 групу. Машиніст вправі відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для їхнього чи життя здоров'я, або для оточуючих людей і природного середовища. Машиністи, що по стані здоров'я мають потребу в наданні більш легкої роботи, керівництво повинне перевести їх на таку роботу [37-38].

Машиніст зобов'язаний [37-38]:

- знати і виконувати вимоги нормативних актів про охорону праці, правила звертання з машинами, механізмами, устаткуванням, користатися засобами колективного чи індивідуального захисту;
- дотримувати зобов'язання по охороні праці, передбачені колективним договором і правилами внутрішнього трудового розпорядку підприємства;
- особисто вживати посильних заходів до усунення будь-якої виробничої ситуації, що створює погрозу його життя і здоров'ю, або навколишніх його людей і природного середовища.

При виконанні робіт на тепловозі на машиніста впливають ряд небезпечних шкідливих виробничих факторів [37-38]:

А. Фізичні фактори [37-38]:

- рухливі частини устаткування тягового рухомого складу (ТРС);
- підвищена чи знижена температура поверхні вузлів і агрегатів ТРС;
- підвищені рівні шуму, вібрації на робочих місцях;
- напруга в електричних ланцюгах;
- напруженість електромагнітних коливань;
- недостатня освітленість робочої зони;
- знижена контрастність.

Б. Хімічні фактори [37-38]:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		97

-підвищення предельно-допустимых концентрацій аспрелина, дискоида, сірки, оксиду вуглецю, вуглеводню, пилу.

В. Психофізичні фактори [37-38]:

- нервово-психічні перевантаження з розумовою перенапругою на тлі монотонної праці з періодичними емоційними стресами.

При виконанні робіт тепловозом машиністу і видається спецодяг.

Машиніст повинний дотримувати вимоги особистої гігієни і вказівки про користування засобами індивідуального захисту [37-38].

4.1.8. Заходи безпеки при обслуговуванні тепловоза (на шляху слідування, при виробництві маневрової роботи на станції і внутрідеповських коліях)

Перед рушінням з місця машиніст повинний попередньо переконатися в тім, що біля тепловоза нікого ні, чи знаходяться на відстань не менш 1 метр.

Машиніст зобов'язаний оголосити про те, що шлях вільний, подати звуковий сигнал і надати руху локомотиву [37-38].

Уведення локомотива і висновок з смотрової канави повинний здійснюватись тільки по сигналі ТЧД чи його помічника [37-38].

Під час руху тепловоза двері робочої кабіни машиніста повинні бути закриті, але не замкнені. Двері неробочої кабіни повинні бути замкнені. Коридори і кабіни не повинні захаращуватися [37-38].

У кабіні керування, крім машиніста, можуть знаходитися обличчя, що мають письмовий дозвіл, але не більш 3-х людина одночасно [37-38].

Забороняється під час руху [37-38]:

- висуватися з бічних вікон кабіни за межі еркера;
- висуватися з двер;
- чи стояти сидіти на чи підніжках інших відкритих частинах локомотива;
- при роботі дизеля на останній позиції знаходитися в дизельному приміщенні.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						98
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Сходити з локомотива тільки при його повній зупинці, у темний час освітивши місце сходу. Не можна сходити з локомотива, якщо по суміжному шляху чи наближається рухається рухомий склад. До чи огляду ремонту екіпажної частини приступати після набегання чи відтягнення вагонів.

Перед початком маневрових пересувань машиніст повинний переконатися в тім, що перед лежачий шлях вільний, уважно стежити за людьми находящимися на шляхах; положенням стрілок і розташуванням рухливого складу [37-38].

Маневри з вагонами, зайнятими людьми, повинні виконуватися з особливою обережністю, без поштовхів, різких зупинок [37-38].

Зчіпку і розчеплення вагонів, локомотивів, а також з'єднання і роз'єднання повітряних рукавів і перевірку спрацьовування замка автозчеплення можна здійснювати тільки з дозволу машиніста при зупиненому і загальмованому складі. Про закінчення роботи необхідно поставити в популярність машиніста [37-38].

Локомотиви, до яких для з'єднання підходить інший локомотив, повинні бути загальмовані чи закріплені гальмовими башмаками [37-38].

4.1.9. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

Аварійною ситуацією вважається вихід з експлуатації машин, механізмів, агрегатів, пристроїв і споруджень у результаті порушення технології виробництва, правил експлуатації і мір чи безпеки в результаті стихійних лих. Вони загрожують життю людей і навколишнього середовища [37-38].

Характерними ознаками можливих аварійних ситуацій є звуковий сигнал вибуху, горіння, дим, іскріння.

При виникненні ознак аварій працівник зобов'язаний негайно припинити роботу. Відключити устаткування і, установивши наявність аварії, негайно повідомити про произошедшем свого безпосереднього чи керівника іншої посадовій особі [37-38].

При виникненні аварійної ситуації під час здавання-прийняття зміни при безупинній роботі здающому чергування забороняється залишати робоче місце до ліквідації аварії [37-38].

При пожежі машиніст зобов'язаний:

Негайно повідомити про загоряння і його характер у пожежну охорону, чергов по чи депо безпосередньо начальнику [37-38].

Негайно приступити до гасіння вогнища чи загоряння пожежі наявними засобами пожежегасіння. При цьому варто пам'ятати, що гасіння електроустановок, що зайняли, електропроводки й електродвигунів щоб уникнути поразки електричним струмом ні в якому разі не допускається чи водою хімічними пінними вогнегасниками до надійного відключення електроустановок. У таких випадках варто застосовувати порошкові чи углекислотные вогнегасники [37-38].

Ужити заходів для зустрічі пожежних підрозділів, що будуть прибувати для гасіння пожежі [37-38].

Небезпечними факторами, що впливають на людину під час пожежі, є відкритий вогонь і іскри, підвищена температура повітря і поверхонь устаткування, дим, а також вибухи. Дії працівника при виникненні пожежі повинні бути спрямовані в першу чергу на запобігання впливу зазначених небезпечних факторів на людей, що знаходяться в зоні пожежі.

При аваріях електроустаткування [37-38]:

При виникненні іскріння, горіння, появи диму, відмовлень у роботі електроустаткування, обриву й ушкодження чи електропроводки контактного проводу необхідно припинити роботу, відключити електроустаткування, попередньо переконавши, чи не знаходиться місце перебування працівника в небезпечній зоні (8 метрів від упалою проводу). Якщо місце перебування працівника знаходиться в небезпечній зоні, він повинний вийти з небезпечної зони "гусячим" кроком (не відриваючись ніг від землі), чи вистрибуючи, якщо працівник упав, викочуючи, щільно пригорнувши руки до тіла, щоб не створити крокової напруги. Вийшовши з небезпечної зони, знеструмивши

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		100

електроустаткування, повідомивши начальнику, майстру, черговому по депо про те, що трапилося,, працівник зобов'язаний установити, чи не знаходиться хто-небудь з людей у небезпеці, ужити заходів до виведення їх з небезпечної зони, надати першу допомогу потерпілим [37-38].

4.2. Розрахунок захисного заземлення механізму в ремонтному цеху при здійсненні робіт з переобладнання локомотива

Електричне обладнання живиться від мережі випрямленого струму напругою 380 В, тому можливий електричний пробій. Це неминуче приведе до появи на струмопровідних частинах і деталях платформи сітьової напруги (380 В). Для безпечних умов роботи цех повинен бути надійно заземлений. Контакт платформи з «землею» здійснений через рейки [37-38].

Зміст захисного заземлення – це електричне з'єднання струмопровідних неструмоведучих частин устаткування, що можуть по різних причинах виявитися під напругою, з землею чи її електропотенціальним еквівалентом.

Розрахунок здійснювали з урахуванням розтікання струму з вертикальних електродів і зі смуги зв'язку. Таким чином, тип заземлення – комбінований, що складає з вертикальних і горизонтального заземлювачів [37-38].

Як вхідні параметри розрахунку приймаємо наступні [37-38]:

- діаметр вертикальних електродів	0,07 м;
- довжина вертикальних електродів	2,4 м;
- заглиблення вертикальних електродів	2,8 м;
- смуга зв'язку	сталева;
- ширина смуги зв'язку	0,075 м;
- заглиблення смуги зв'язку	1,2 м;
- відстань між двома сусідніми електродами	1,4 м;
- ґрунт чорнозем з питомим опором ρ	7 Ом*м;
- кліматичний район розташування об'єкта	II;
- споживана електрична потужність устаткування	3,14 кВт.

Застосовуване на електроремонтній ділянці устаткування відноситься до класу електроустановок напругою до 1000 В.

Коефіцієнт сезонності для II кліматичної зони $\varphi = 1,7$.

Отже:

$$\rho_p = \rho \cdot \varphi = 7 \cdot 1,7 = 12 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

Опір вертикального трубчастого електрода [37-38]:

$$R_{TP} = \frac{\rho_p}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + 0,5 \cdot \ln \frac{n \cdot t + l}{n \cdot t - l} \right), \text{ Ом}$$

де ρ_p – питомий опір ґрунту, Ом*м;

l – довжина електрода, м;

d – діаметр електрода, м;

t – відстань від поверхні землі до середини електрода, м;

Підставляємо значення у формулу і одержуємо [37-38]:

$$R_{TP} = 3,6 \text{ Ом}.$$

Опір смуги визначиться по формулі:

$$R_{II} = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \ln \left(\frac{l^2}{d \cdot t} \right) = \frac{34}{2 \cdot \pi \cdot 7} \cdot \ln \left(\frac{7^2}{0,04 \cdot 1} \right) = 9,7 \text{ Ом}.$$

Коефіцієнт використання смуги $\eta_{II} = 0,77$; коефіцієнт використання вертикальних електродів $\eta_y = 0,73$.

Загальний опір системи заземлення визначається по формулі [37-38]:

$$R_{\text{общ}} = \frac{n \cdot \eta_B \cdot \eta_{II} \cdot R_{II} \cdot R_{TP}}{n \cdot \eta_B \cdot R_{TP} + \eta_{II} \cdot R_{II}} = \frac{3 \cdot 0,73 \cdot 0,77 \cdot 5,5 \cdot 9,3}{3 \cdot 0,73 \cdot 9,3 + 0,77 \cdot 5,5} = 3,84 < 4 \text{ Ом},$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		102

тобто опір системи заземлення нижче гранично припустимого для даного типу заземлення.

4.2.1 Охорона праці і техніка безпеки при технічному обслуговуванні і ремонті газобалонних установок

Для забезпечення безпеки при виконанні робіт технічного обслуговування необхідно дотримувати наступний порядок їхнього проведення [37-38].

Після повернення в депо тепловоз надходить на контрольний майданчик перевірки технічного стану, а потім на майданчик перевірки герметичності газової апаратури, на якому підлягає обов'язковому контролю зовнішня герметичність газових балонів і внутрішня герметичність їх видаткових вентилів. Тільки при їхній справності тепловоз направляється (через майданчик мийки) на наступні майданчики технічного обслуговування газової апаратури, розміщені в окремому, спеціально обладнаному приміщенні. При технічному обслуговуванні газобалонних установок у приміщення обов'язково повинна бути включена приточно-вытяжна вентиляція [37-38].

По закінченні технічного обслуговування або ремонту газової апаратури тепловоз переводить на загальні майданчики або лінії для обслуговування інших систем і агрегатів тепловозу. При цьому в'їзд і переміщення тепловозу по загальних майданчиках або лініям і виїзд із приміщення повинні здійснюватися тільки при роботі двигуна на ДТ [37-38].

Якщо на майданчику перевірки герметичності газової апаратури виявлена несправність (втрата герметичності) газових балонів, тепловоз направляють на майданчик зливу газу, після чого виконується ремонт балона або його арматури. При необхідності ремонту з застосуванням зварювання на виконання таких робіт повинне бути отриманий дозвіл Держтехнагляду (Відділу Охорони праці), а після зварювальних робіт потрібне позачерговий огляд (обпресування) балонів. Перед зварюванням, а також перед гарячим

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						103
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

сушінням, виконуваної після фарбування, балон необхідно продути нейтральним газом (азотом) [37-38].

У випадку виникнення пожежі на газобалонному тепловозі вогонь варто гасити за допомогою вуглекислотних вогнегасників, піску або струменем розпорошеної води. При цьому необхідно закрити видатковий вентиль і збільшити частоту обертання колінчастого валу двигуна, щоб швидше виробити газ із системи. Газовий балон потрібно інтенсивно поливати холодною водою [37-38].

Висновок. У данному розділі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, при переобладнанні та експлуатації газодизельного двигуна тепловозу. Розглянуто заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті газобалонного двигуна. Надано рекомендації, щодо дій персоналу у надзвичайних ситуаціях. Проведено розрухунок захисного заземлення механізму в ремонтному цеху при здійсненні робіт з переобладнання локомотива.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						104
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВКИ

Були проаналізовані найбільш суттєві конструктивні особливості дизеля K6S310DR тепловозу ЧМЕЗ для його конвертації на газодизельний процес. Виконаний аналіз наявних переваг і недоліків використання газового палива при конвертації їх з дизелів, можливих схем систем конвертації у газові двигуни дизелів. Обґрунтовано виконання конвертації тепловозного дизеля для роботи на газовому паливі. Проведені розрахунки дизеля і газодизеля K6S310DR і виконані спеціальні розробки. Розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу в надзвичайних ситуаціях. В результаті модернізації досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна.

В результаті конвертації може бути забезпечена значна економія палива в умовах експлуатації при виконанні запропонованих заходів. Досягнуто поліпшення параметрів роботи двигуна в цілому, досягнуті високі експлуатаційні показники у вигляді ефективних показників роботи двигуна. Виконані спеціальні розробки в частині удосконалення конструкції. Виконані розробка гідропідсилювача системи керування, виконані розрахунки газового змішувача. Результати розрахунку дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна.

Проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, при переобладнанні та експлуатації газодизельного двигуна тепловозу. Розглянуто заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті газобалонного двигуна. Надано рекомендації, щодо дій персоналу у надзвичайних ситуаціях. Проведено розрухунок захисного заземлення механізму в ремонтному цеху при здійсненні робіт з переобладнання локомотива.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		105

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A7%D0%9C%D0%AD3>
2. Дизель K6S310DR. Інструкція з експлуатації двигуна тепловоза ЧМЕЗТ. - ŠKD Прага, 1988.
3. Правила капітальних ремонтів КР-1, КР-2 тепловозів серії ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЕ. К. ТОВ «Світ», – 2006 р. - 280 с.
4. Методика оцінки експлуатаційних характеристик тепловозів. В. В. Грачов, А. В. Грищенко, В. А. Кручек, М. Н. Панченко // Проблеми науки. – No1(80). – 2019.
5. Нові тепловози для маневрової та залізничної роботи // Залізниці світу. – 2012. – No 10. – С. 38–42.
6. Хомич А. З., Тупчихін О. І., Сімсон А. Е. Економіка палива та технічна модернізація тепловозів. К., Транспортне Інф., 1975. – 264 с. : іл.
7. Фофанов Г. А., Пахомов Є. А., Лосєв А. А. Режими роботи тепловозів і шляхи підвищення їх паливної економічності / Г. А. Фофанов, Е. А. Пахомов, А. А. Лосєв // Сучасні проблеми науки і освіти.– No 6. – С. 21 – 25.
8. Varbanets R. Analyze of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. 2012. Vol. 7, N 1. P. 269-275.
9. Сімсон А. Е. Тепловозні двигуни внутрішнього згоряння: підручник. Для вузова / А.Є. Сімсон, А.З. Хомич, А.А. Куріц, Є.Т. Бартош, М.Є. Грицевський. М., Транспортне Інф., 1987. 536 с.
10. Щуров Н.І., Гурова Є.Г., Макаров С.В., Стрельникова Д.М. Аналіз режимів роботи енергетичних установок маневрових тепловозів // Сучасні проблеми науки і освіти. – 2014. – No 3. – Р. 104.
11. Перспективи розвитку ринку дизельного рухомого складу в Європі // Залізниці світу. – 2012. – No 1 – С. 38–42.

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ</i>	Арк
						106
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

12. Аналіз можливості заміни тепловозів серії ЧМЭЗ сучасними маневровими локомотивами. Володарець М.В // Збірник наукових праць ДонІЗТ. 2012. – № 39.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія поршневих та комбінованих двигунів. Підручник для вузів за спеціальністю Двигуни внутрішнього згоряння / Вирубов Д.М., Іващенко Н.А., Івін В.І. та ін.; За ред. Орліна А.С., Круглова М.Г. - 4-те вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування, 1983. - 372 с.

14. Манойло В.М., Козлов Ю.Ю. Система регулювання наддуву автотракторних двигунів для транспортних засобів АПК. Техніка і технології АПК. 2018. № 10–11 (108). С.19–21.

15. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природовикористання України. Серія техніка і енергетика АПК. 2018. № 296. С.143–147.

16. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., та ін. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation with the use of natural technologies. International Journal of Emerging Trends in Engineering Research. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

17. Захарчук В.І, Сітовський О.П., Козачук І.С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля. *Автомобільний транспорт*. 2005. № 16. С. 276–278.

18. Теоретичні основи конвертування дизеля у двигун, працюючий на природному газі: *Звіт про НДР/ХНАДУ. – Заключний звіт за темою № 06-53-04*. Харків. 2006. 138 с.

19. Ковальов С.О., Назаренко К.С. Екологічні аспекти переобладнання дизелів у газодизелі. *Науково-виробничий журнал*. 2003. №5 (175). С. 15–18.

20. Horst H., Helmut D. Probleme bei der Entwicklung hochverdichteter. Ottomotoren. *Automobiltechn*. 1973. № 12. P. 447–453.

21.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						107
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

22. Knecht Waltez, Signer Meinrad, Papst Fritz – New IVECO LPG – engines for trucks and buses. *SAE Techn. Pap. ser.* 1985. №852329. 10 p.
23. Luksho V.A., Kozlov A.V., Panchishny V.I., та ін. Development of a complex catalytic conversion system for internal combustion engines fueled with natural gas. *Modern Applied Science*. Vol. 9. No. 8. 2015. Doi: <http://ccsenet.org/journal/index.php/mas/article/view/51807/27808>.
24. Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., та ін. Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies. *Biosciences Biotechnology Research Asia*. 2015. Vol. 12(2). Doi: <http://dx.doi.org/10.13005/bbra/1852>.
25. Luksho. V., Sobyenin V., Brizitskiy O. Syngas as a fuel for IC and diesel engines: efficiency and harmful emissions cut-off. *Proceedings International Hydrogen Energy Congress and Exhibition IHEC 2005 Istanbul*. 2005. P. 1–12.
26. Akira Tsunoda, Hiromi Shimoda, Tatsuo Takaishi. Mitsubishi Leanburn Gas Engine with World's Highest Thermal Efficiency. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. *Technical Review*. Vol.40. No.4. Aug. 2003.
27. Tatsuo Takaishi, Akira Numata, Ryouji Nakano, Katsuhiko Sakaguchi. Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. *Technical Review*. Vol. 45. No. 1. Mar. 2008.
28. Gordon Exel Compelling Case For Natural Gas. Cummins Westport Inc. 2011. 21 p.
29. Natural Gas Engines For Truck And Bus. Bulletin 4103996. Rev. Cummins Westport Inc. 2011. 6 p.
30. D.Hug IAA premiere: MAN presents Euro VI exhaust-gas technology for trucks and coaches. 2012: веб-сайт: <http://www.mantruckandbus.com/com/en/press>. (дата звернення: 21.07.18).
31. Khalil E.B., Karim G.A. A Kinetic Investigation of the Role of Changes in the Composition of Natural Gas in Engine Applications. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol. 124. April 2002.

32. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний та міцнісний розрахунок ДВС. Методичний посібник для виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.

33. Горбов, В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: навч. посібник/В. М. Горбов, Ю. А. Шаповалов, І. А. Ратуганяк. - Миколаїв: УДМТУ, 1999. - 74 с.

34. Дизелі. Довідник Видання 3-тє перероблене та доповнене. За ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Іванченко, Л. К. Коллерова - Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1977. - 479 с.

35. Оцінка технічної та енергетичної ефективності маневрових тепловозів шляхом моделювання процесів роботи обладнання в робочих режимах. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Кузнєцова І. А., Київ, Ун-т. Ін-ри – 2018.

36. Долганов К.Е., Говорун А.Г., П'яничко О.І., та ін. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелі: особливості конструкції і технічного обслуговування. К.: Техніка, 1991. 128 с.

37. Іванов Б.М., Колегаєв М.О., Касілов Ю.І., Іванов О.І. Основи охорони праці на морському транспорті. Підручник для студентів вищих навчальних закладів. - Одеса: КОМПАС, 2003.-416с.

38. Кахт І.О. та ін. Охорона праці на морському транспорті. - М.: Транспорт, 1975. - 263 с.

39. Особливості функціонування системи теплової підготовки на основі багатосекційного фазоперехідного акумулятора в процесах забезпечення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру / Грицук І.В., Кальченко В.В., Іванов М.Я., Костюков В.М., Куровська С.Ю. - Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", 22-23 жовтня 2024 р., (Посвідчення УкрІНТЕІ № 572 від «19» грудня 2022 р.), Харків, ХНАДУ, 2024, 284 с., С. 110-115

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						109
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Додатки

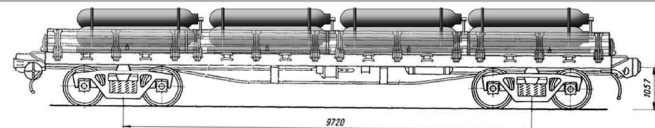
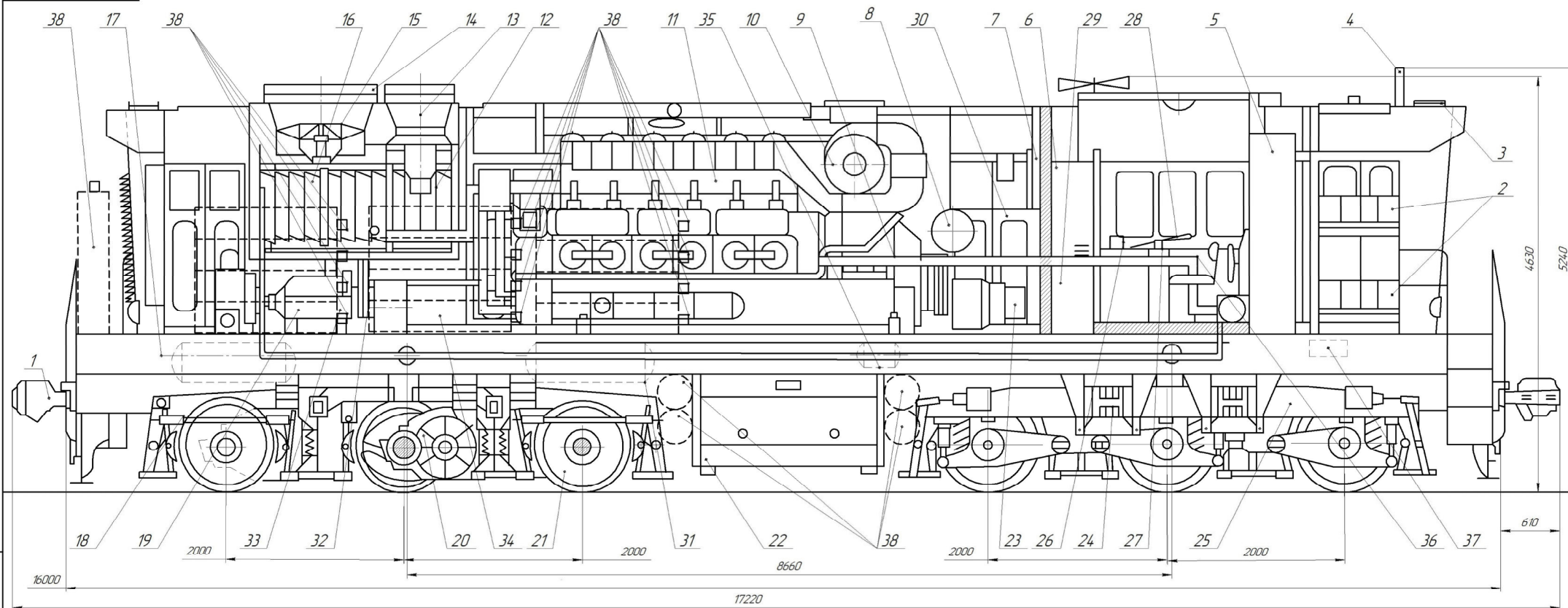
					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Арк
						110
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					Документация			
				ПННІ НУК 131.61.23.11.01	Складальне креслення	1		
					Сборочные единицы			
			1		Автосцепка	1		
			2		Акумуляторна батарея	1		
			3		Кришка бункера для піску	1		
			4		Антенна	1		
			5		Апаратна камера	1		
			6		Інструментальна шухляда	1		
			7		Тепло- і звукоізолююча стінка	1		
			8		Резервуар керування (100л)	1		
			9		Тяговий генератор	1		
			10		Турбонагнітач	1		
			11		Дизель	1		
			12		Водяні секції радіатора допоміжного контура	1		
		13		Вентилятор допоміжного контура	1			
		14		Верхні жалюзі шахти холодильника	1			
		15		Головний вентилятор	1			
		16		Водяні секції радіатора	1			
Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.11.01							
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.	Куровська С.Ю.						
	Пров.	Грицук І.В.						
Инд. № подл.	Загальний вигляд тепловоза ЧМЭЗ					Лит.	Лист	Листов
						Н	1	2
	Н.контр.	Грицук І.В.						
	Утв.	Чабанов І.І.						

Перв. примен.	Стр. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						Документация		
					ПННІ НУК 131.61.23.11.02	Вид загальний	1	
						Сборочные единицы		
				1		Відцентровий насос охолоджуючого контуру дизеля	1	
				2		Повітрєвипускний кран	1	
				3		Відцентровий насос охолоджуючого контуру проміжного повітрєохолоджувача	1	
Подп. и дата	Инв. № дубл.			4		Проміжний охолоджувач повітря наддуву	1	
				5		Повітрєвипускний кран	1	
				6		Оливоохолоджувач	1	
				7		Випускний кран з трубою	1	
				8		Пробка отвору для термоменнта	1	
				9		Випускний кран з трубою	1	
				10		Випускний кран	1	
				11		Глухий фланець	1	
				12		Головна розподільна трубка	1	
		Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	ПННІ НУК 131.61.23.11.02		
Изм.	Лист					№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Куровская С.Ю.							
Пров.	Грицук І.В.							
Лит.	Лист	Листов	Загальний вигляд дизеля K6S310DR					
						Н	1	2
Н.контр.	Грицук І.В.							
Утв.	Чабанов І.І.							

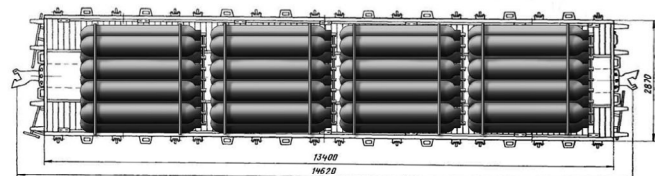
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		13		Перепуск води з картера до головки циліндрів	1	
		14		Головний колектор води (із головок циліндрів)	1	
		15		Трубопровід підводящий для охолодження турбоповітредувки	1	
		16		Трубка виходу води з турбоповітредувки	1	
		17		Колектор води з турбоповітредувки	1	
		18		Підводячий трубопровід до проміжного повітреохолоджувача	1	
		19		Трубопровід для отводу води з проміжного повітреохолоджувача до оливоохолоджувача	1	
		20		Трубка для охолодження водяного сальника вала відцентрового насосу	1	
		21		Колено виходу води з головок циліндрів	1	
		22		Одїгрівач палива	1	
		23		Пробки для випуску води з проміжного охолоджувача наддува повітря	1	
		24		Кран для випуску води з одїгрівача палива	1	
Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	ПННІ НУК 131.61.23.11.02	
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист 2	

Перв. примеч.	Стр. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
						Документація				
		A2			ПННІ НУК 131.61.23.11.05	Складальне креслення				
						Складальні одиниці				
				1		Золотник	1			
				2		Поршень	1			
						Деталі				
		A3		3		Кришка	1			
				4		Плита опорна	1			
		A3		5		Кришка	1			
				6		Ущільнення	1			
						Стандартні вироби				
				7		Шпилька М6 х 1,25 д х 40	12			
						ГОСТ 7808-70				
				8		Гайка М6 х 1,25 Н	12			
						ГОСТ 5915-70				
				9		Шайба 6 ГОСТ 9649-78	12			
						Покупні вироби				
				10		Корпус	1			
				11		Пружина	1			
		Інв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.11.05	
Разраб.	Куровська С.Ю.									
Пров.	Грицук І.В.									
Н.контр.	Грицук І.В.									
		Утв.	Чабанов І.І.				Гідропідсилювач системи керування газодизельного двигуна	Лит.	Лист	Листов
		Н				1				

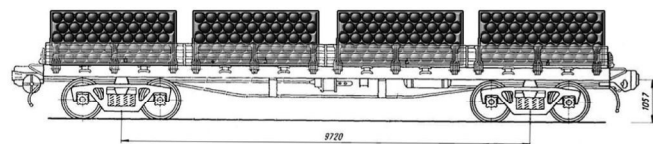
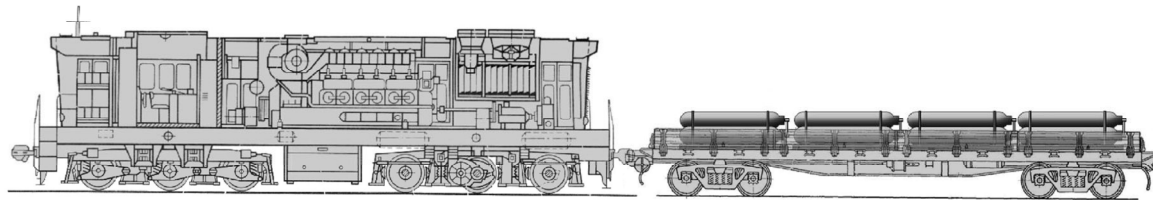


1. Кількість балонів - 31 од.
Об'єм балона - 50 л.
Об'єм газу - 1530 м³

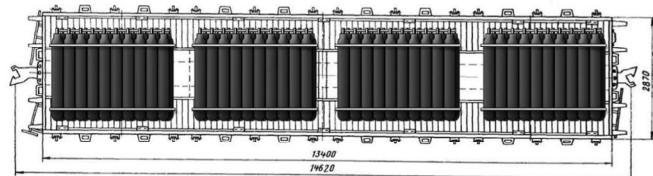
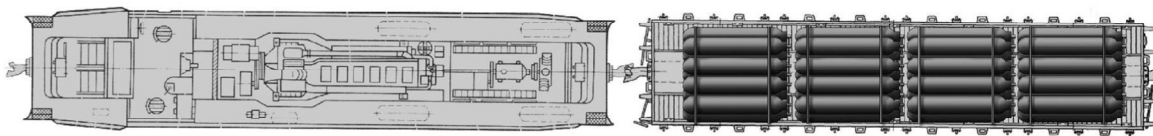
Разміщення ємностей для газу (балонів) системи живлення газом на тепловозі ЧМЕЗ



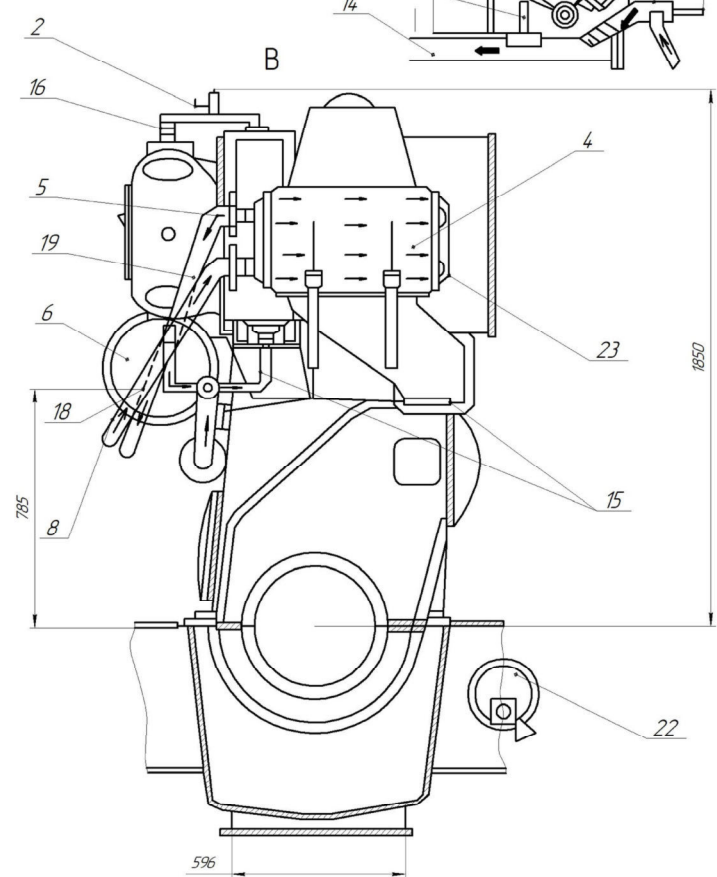
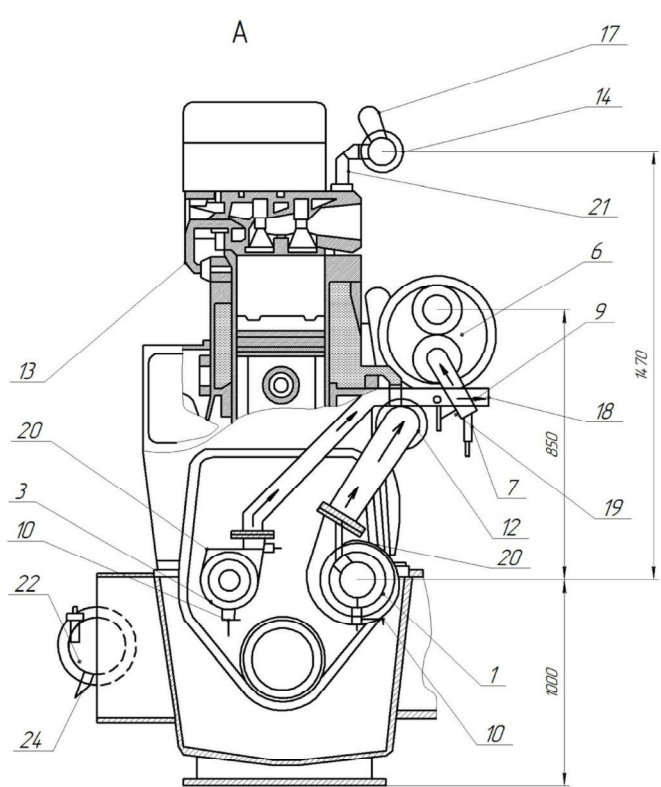
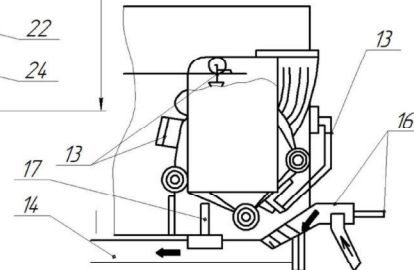
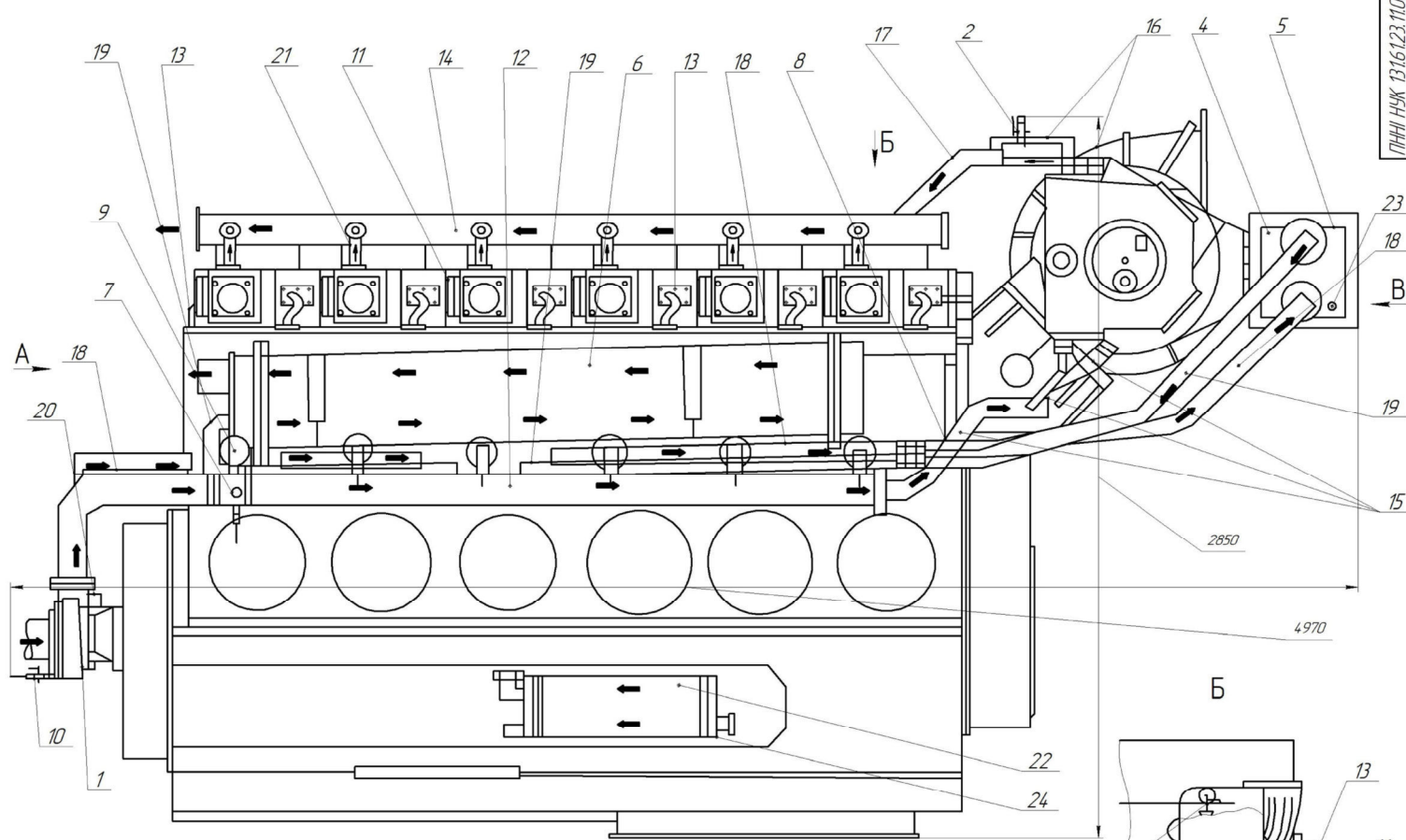
2. Кількість балонів - 35 од.
Об'єм балона - 400 л.
Об'єм газу - 28000 м³



3. Кількість балонів - 200 од.
Об'єм балона - 50 л.
Об'єм газу - 2000 м³



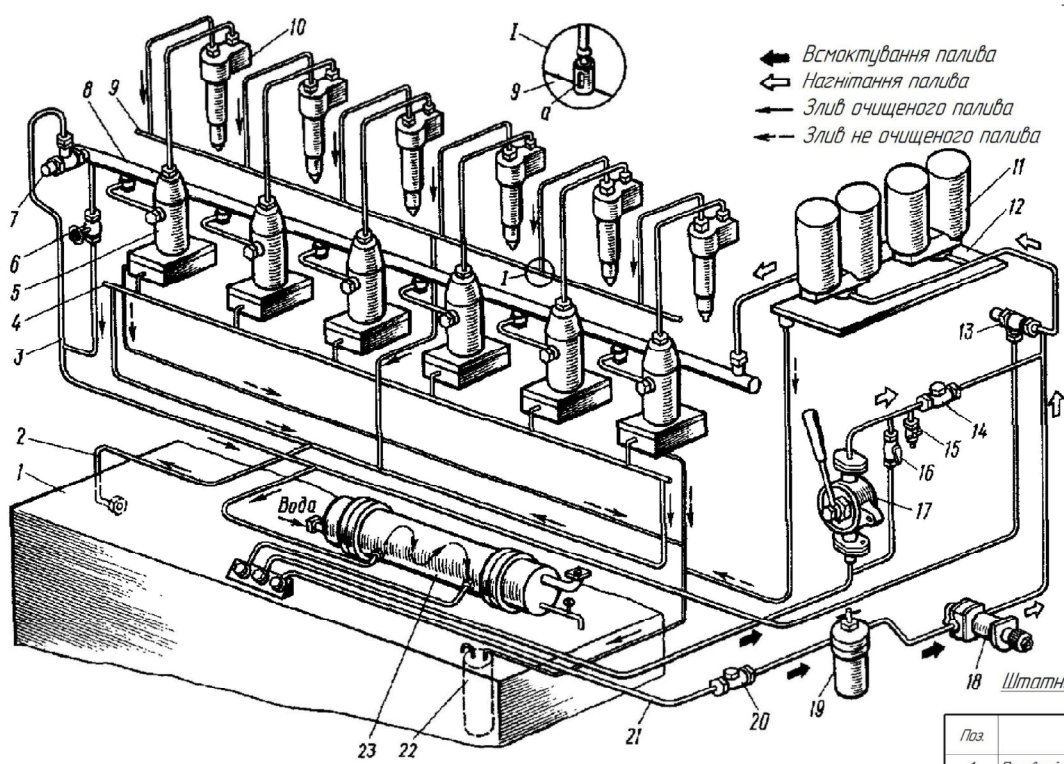
ЛНН НУК 1316123.1101						Загальний вигляд			Лист		
Лист	Вид	№ Визнач.	Розр.	Група	Лист	тепловоз ЧМЕЗ			Лист	Листов	Листов
Розроб.	Автомобіль СБ										
Проб.	Група ІВ										
Лист	Група ІВ										
Начальн.	Група ІВ										
Вибр.	ЧМЗ-001 ІІ										
Коригування						Формат А1					



Основні технічні характеристики двигуна:

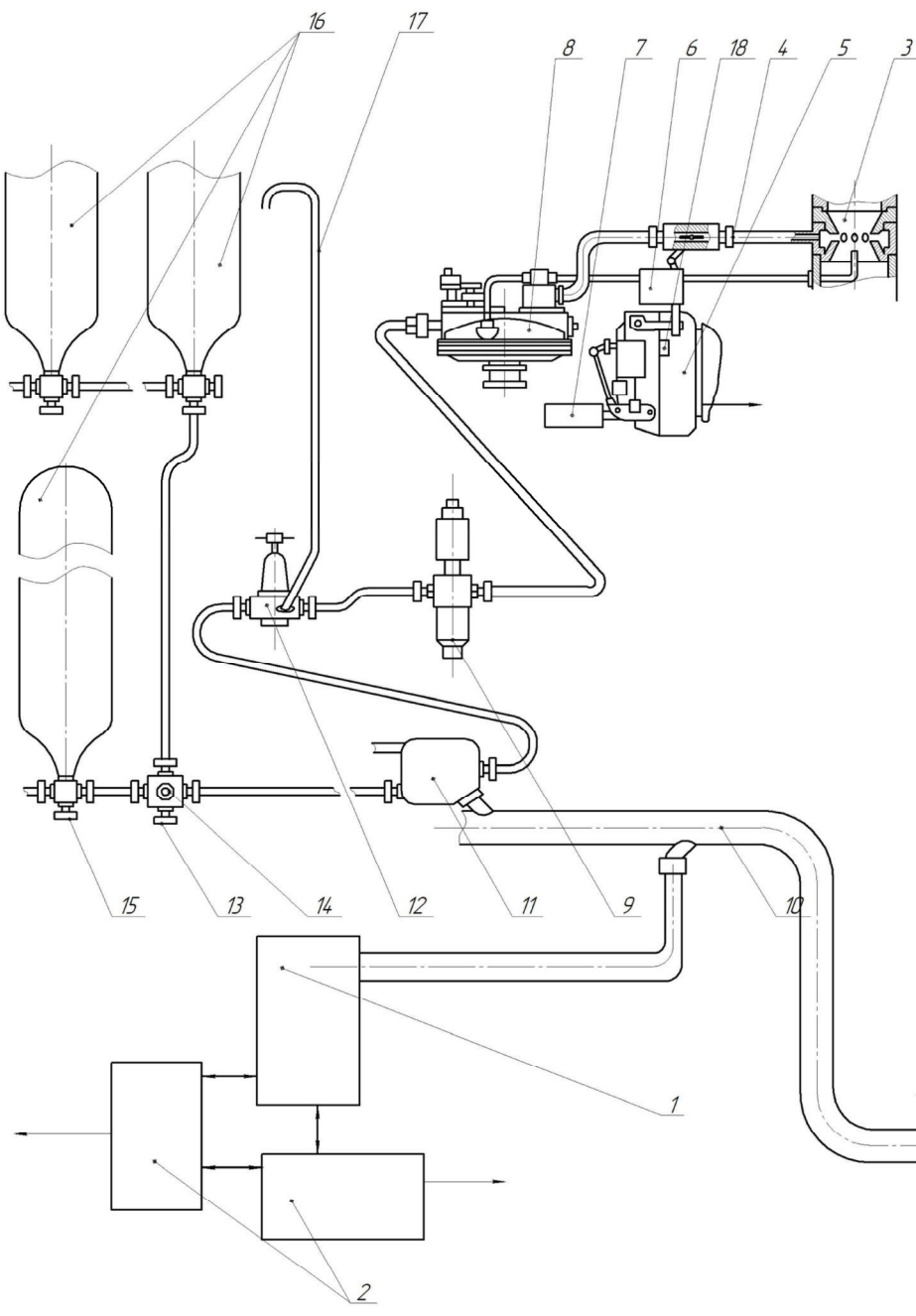
1. Тип – K6S310DR, чотириохватний, з вертикальним розташуванням циліндрів, водним охолодженням і наддувом
2. Номінальна потужність при частоті обертання колінчастого валу 750 об/хв, кВт (к. с.) 993 (1350)
3. Число циліндрів – 6
4. Порядок роботи циліндрів 1-3-5-6-4-2
5. Діаметр розташування циліндрів, мм 310
6. Хід поршня, мм 360
7. Ступінь стиску 13
8. Діапазон робочих частот обертання колінчастого валу дизеля, об/мин . 350 – 750
9. Паливо дизельне ГОСТ 305 – 82 із вмістом сіри не більш 1 %
10. Масло М14Б ТУ38-101-264-72 або М14Б2 ГОСТ 12337 – 84
11. Вид охолодження – рідинна

						ПНИ НУК 1316123.1102			
Имя / Имя	А" Фамилия		Пол	Возраст	Задаваемый диапазон диагност. К6531001R	А/м	Масса	Масса/м²	
Прозвон	Адресация С/П					Н		110	
Город	Город С/П					А/м		А/м²	
Телефон	Телефон С/П							1	
Имя/Фамилия	Город С/П								
Возраст	Телефон С/П								



Штатна паливна система теплового ЧМЗ 3

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Паливний бак	1	
2,3	Зливні труби	2	
4,9	Зливні колектори	2	
5	Паливний насос високого тиску	6	
6	Вентиль	1	
7	Перепускний клапан	7	
8	Паливний колектор	1	
10	Форсунка	6	
11	Фільтр тонкого очищення	4	
12	Тарілка під фільтр	2	
13	Запобіжний клапан	1	
14,20	Зворотний клапан	2	
15,16	Крани	2	
17	Ручний насос	1	
18	Паливопідігравачний насос	1	
19	Фільтр грубого очищення	1	
21	Висушувальна труба	1	
22	Будівельний насос	1	
23	Паливопідігрівач	1	
a	Обвальне вікно	6	

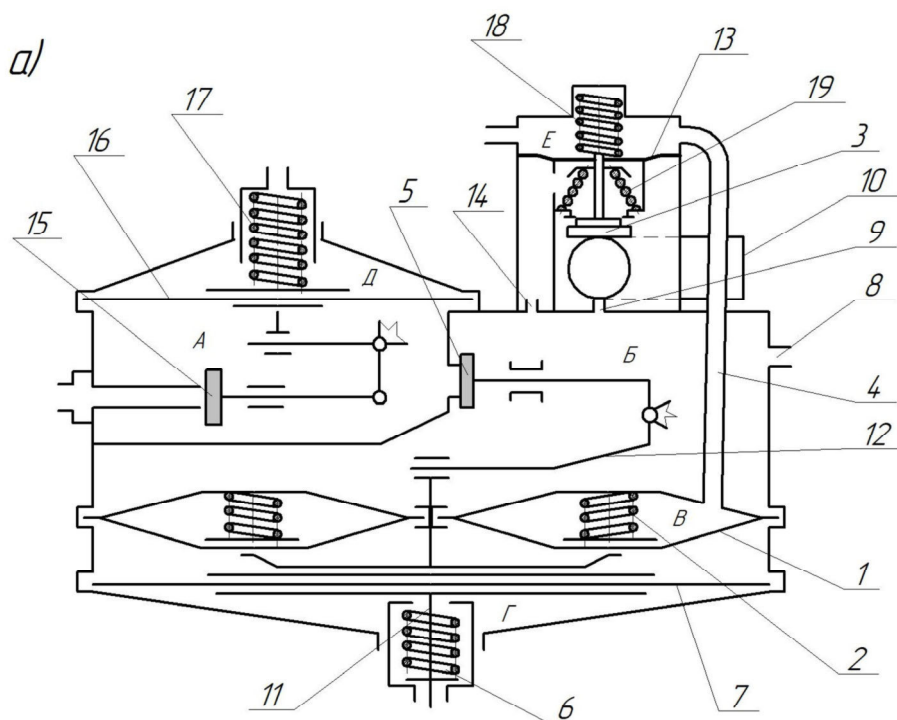


Газодизельна паливна система теплового ЧМЗ 3 з бінарною системою

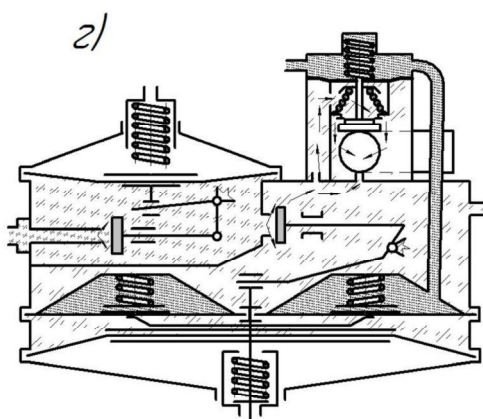
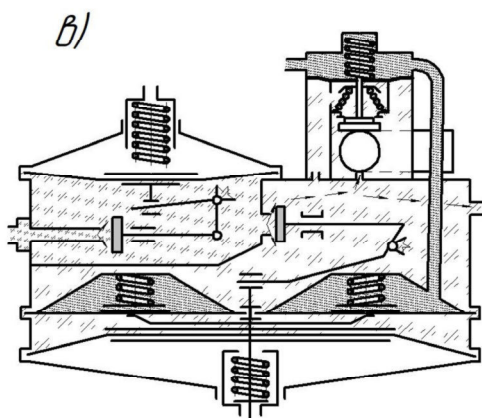
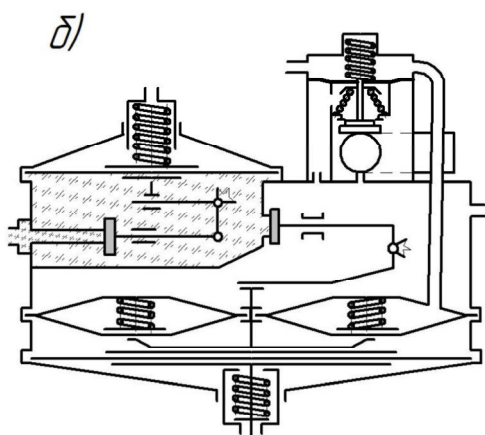
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Теплообмінник	1	
2	Тепловий акумулятор з бойлером	1	
3	Змішувач газовий	1	
4	Заслінка аерасельна	1	
5	Приставка керування до регулятора дизеля	1	
6	Гідравлічний керування заслінкою аерасельною	1	
7	Актуатор регулювання запальної дози	1	
8	Редуктор газовий	1	
9	Фільтр газовий	1	
10	Система випуску відпрацьованих газів	1	
11	Система підігріву газу	1	
12	Клапан запобіжний	1	
13	Вентиль наповнювальний	1	
14	Вентиль магістральний	1	
15	Вентиль витратний	1	
16	Балони газові	10	
17	Відвод газу	1	
18	Електромагніт переключення режимів	1	

Лист 1				Лист 2				Лист 3				Лист 4			
Лист 5				Лист 6				Лист 7				Лист 8			
Лист 9				Лист 10				Лист 11				Лист 12			
Лист 13				Лист 14				Лист 15				Лист 16			
Лист 17				Лист 18				Лист 19				Лист 20			
Лист 21				Лист 22				Лист 23				Лист 24			
Лист 25				Лист 26				Лист 27				Лист 28			
Лист 29				Лист 30				Лист 31				Лист 32			
Лист 33				Лист 34				Лист 35				Лист 36			
Лист 37				Лист 38				Лист 39				Лист 40			
Лист 41				Лист 42				Лист 43				Лист 44			
Лист 45				Лист 46				Лист 47				Лист 48			
Лист 49				Лист 50				Лист 51				Лист 52			
Лист 53				Лист 54				Лист 55				Лист 56			
Лист 57				Лист 58				Лист 59				Лист 60			
Лист 61				Лист 62				Лист 63				Лист 64			
Лист 65				Лист 66				Лист 67				Лист 68			
Лист 69				Лист 70				Лист 71				Лист 72			
Лист 73				Лист 74				Лист 75				Лист 76			
Лист 77				Лист 78				Лист 79				Лист 80			
Лист 81				Лист 82				Лист 83				Лист 84			
Лист 85				Лист 86				Лист 87				Лист 88			
Лист 89				Лист 90				Лист 91				Лист 92			
Лист 93				Лист 94				Лист 95				Лист 96			
Лист 97				Лист 98				Лист 99				Лист 100			





- Тиск - 19.6 МПа
- Тиск 16 МПа
- Тиск 0.2 МПа
- розрідження



Поз. поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Діафрагма порожнини В	2	
2	Пружина порожнини В	2	
3	Клапан	1	
4	Трубопровід	1	
5	Клапан II-го ступеня	1	
6	Пружина діафрагми II-го ступеня	1	
7	Діафрагма II-го ступеня	1	
8	Патрубок	1	
9	Отвір дозуючої шайби дозуючо-економайзерного пристрою	1	
10	Патрубок дозуючо-економайзерного пристрою	1	
11	Стрижень	1	
12	Важіль діафрагми II-го ступеня	1	
13	Діафрагма дозуючо-економайзерного пристрою	1	
14	Отвір дозуючої шайби	1	
15	Клапан I-го ступеня	1	
16	Діафрагма I-го ступеня	1	
17	Пружина діафрагми I-го ступеня	1	
18	Пружина	1	
19	Пружина дозуючо-економайзерного пристрою	1	

- а - при непрацюючому двигуні
- б - при відкритому магістральному клапані та непрацюючому двигуні
- в - при роботі двигуна на холостому ході та часткових навантаженнях
- г - при роботі двигуна із повним навантаженням

ПНН НУК 131.6.1.23.11.06				Лист	Маса	Масштаб
Схема роботи газового редуктора				Н		
Изм. Лист	№ док.м.	Підп.	Дата	Лист	Листов	1
Разроб.	Курдська СВ					
Проб.	Гричук ІВ					
Т.контр.	Гричук ІВ					
Н.контр.	Гричук ІВ					
Утв.	Чабанов ІІ					
Копіювати				Формат А2		