

**Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Гнип Марія Михайлівна

УДК 622.691

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ
КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ М.М. Гнип

**Науковий керівник: Криштопа Святослав Ігорович
доктор технічних наук, професор**

Івано-Франківськ – 2020

АНОТАЦІЯ

Гнип М.М. Підвищення енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». Підготовка дисертації здійснювалась в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу. Захист дисертації відбудеться в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу, 2020 р.

Дисертація присвячена підвищенню енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі шляхом розробки випереджаючих технічних рішень та методів енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження, використання теплоти відпрацьованих та стиснених газів та застосування альтернативних газових палив для силових приводів. Витрати на технологічний транспорт становлять значну частку в собівартості основної продукції нафтогазової галузі, а тому зниження енергоспоживання та вартості транспортно-технологічної роботи пересувних дизельних компресорних станцій – актуальне завдання.

Проаналізувавши сучасний стан засобів зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі було встановлено, що втрати енергії в елементах компресорної установки складають, в середньому, 50-60 % від кількості енергії, що споживається компресором. З них втрати енергії на тертя в трубопроводах складають, в середньому, 3-8 % в залежності від довжини трубопроводів; втрати енергії в циліндропоршневій частині компресора – близько 15 %, а втрати при охолодженні газу досягають до 30 %. Тобто близько третини загальної витраченої енергії компресора

втрачається за рахунок не використання акумульованої теплоти стиснених газів.

Тому найбільшим резервом економії енергії пересувних дизельних компресорних станцій є ефективна рекуперація теплової енергії, яка виноситься з відпрацьованими газами та теплової енергії стиснених газів, яка виділяється в навколишнє середовище. Встановлено, що за рахунок ефективного використання надлишкового тепла можна одержувати додаткову кількість електроенергії в межах 12-14 % від номінальної ефективної потужності силового приводу, а одержану енергію для підвищення енергоефективної роботи компресора необхідно використовувати для додаткового штучного охолодження стисненого газу теплоносієм-фреоном. Обґрунтовано, що у пересувних дизельних компресорних станцій існує значний енергозберігаючий резерв при використанні альтернативних сумішевих газових палив.

Здійснено математичне моделювання енергоефективності різних схем системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій з метою встановлення аналітичних залежностей енергоспоживання від зміни термодинамічних та конструктивних параметрів компресорів.

Виконані стендові експериментальні дослідження енергетичних та експлуатаційних параметрів пересувних дизельних компресорних станцій, конвертованих на альтернативні газові палива, з метою перевірки коректності математичного моделювання та встановлення взаємозв'язку між їхніми економічними, потужнісними та екологічними характеристиками.

За результатами математичного моделювання розроблено удосконалений метод енергозбереження компресорів за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів силового агрегату та стиснених газів компресора та використання додаткового високоефективного охолодження стиснених газів.

Встановлено, що при використанні розроблених систем охолодження стисненого газу питома енергія, що споживається компресорами, знижується

для дизельних компресорних установок нафтогазової галузі, в середньому, на 14-17 %.

При застосуванні для охолодження стисненого газу додаткових фреонових систем високоефективного охолодження питома площа теплообмінних апаратів – охолоджувачів стисненого газу – знижується, в середньому, на 25 %. Використання додаткових фреонових систем високоефективного охолодження замість водяних систем дозволяє в 2-3 рази знизити питому витрату охолоджувача-теплоносія на один кілограм охолодженого газу.

Розроблено удосконалений метод живлення дизельних двигунів з покращеними паливно-економічними та екологічними характеристиками за рахунок використання альтернативних газових палив. Встановлено, що при конвертації дизельних двигунів силових приводів компресорних станцій на альтернативне сумішеве газомоторне паливо можна знизити витрати на паливно-мастильні матеріали, в середньому, на 30-40 %, а вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах переобладнаних двигунів у залежності від навантаження знижується від 13 до 47 %.

Встановлено, що ефективна потужність двигуна при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива зросла на 5,2 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу збільшилась на 2,3 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна на режимі максимальної потужності при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива знизилась на 5,9 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу зменшилась на 2,1 %.

Отже, в результаті теоретичних та експериментальних досліджень була вирішена важлива науково-практична задача в галузі підвищення енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової промисловості шляхом розробки випереджаючих технічних рішень та методів

енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження, використання теплоти відпрацьованих та стиснених газів, застосування альтернативних газових палив для силових приводів.

Ключові слова: газ; трубопровід; труба; коливання тиску; математична модель; потужність; економічність; гільза; електрична схема; дизельний двигун; надійність; транспортний засіб; енергія; ефективність; компресор; обладнання; екологічна безпека; нафтогазовий комплекс; моделювання; транспортно-технологічні машини.

ANNOTATION

Нлур М. Improving of Energy Efficiency of Mobile Diesel Compressor Stations in Oil and Gas Industry. - Qualified scientific work as a manuscript.

The thesis for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 - "Industry Mechanical Engineering". The thesis preparation was carried out at the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. Defence of the thesis will be held at the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 2020.

The thesis is devoted to increase of energy efficiency of mobile diesel compressor stations of oil and gas industry by development of advanced technical solutions and methods of energy saving of compressors due to additional cooling, usage of exhaust heat and compressed gases, and usage of alternative gas fuels for power drives. Costs for technological transport represent a significant share in the cost of the main products of the oil and gas industry, therefore reducing energy consumption and the cost of transport and technological work of mobile diesel compressor stations is an urgent task.

Making analysis of current state of the means of reducing the energy consumption of mobile diesel compressor stations of the oil and gas industry, it was found that energy losses in the elements of the compressor unit make up, on average,

50-60% of the amount of energy consumed by the compressor. Friction energy losses in pipelines make up, on average, 3-8 % depending on the length of the pipelines; energy losses in the piston cylinder group of the compressor are about 15 % and gas cooling losses are up to 30 %. That is, about a third of the total energy of the compressor is lost by not using the accumulated heat of the compressed gases.

Therefore, the largest reserve of energy savings for mobile diesel compressor stations is the efficient recovery of exhaust gas and thermal energy released into the environment. It is established that due to the efficient usage of excess heat it is possible to obtain additional amount of electricity within 12-14 % of the rated effective power of the power actuator, and the obtained energy to increase the energy efficient operation of the compressor must be used for additional artificial cooling of the compressed gas by Freon as the coolant. It is substantiated that mobile diesel compressor stations have a considerable energy saving reserve when using alternative mixed gas fuels.

Mathematical model of energy efficiency of various circuits of the compressed gas cooling system of compressor stations was performed in order to establish analytical dependences of energy consumption on the change of thermodynamic and structural parameters of compressors.

Stand experimental investigations of energy and operational parameters of mobile diesel compressor stations converted to alternative gas fuels were carried out in order to verify the correctness of mathematical model and to establish the relationship between their economic, power, and environmental characteristics.

The results of mathematical model have developed an advanced method of energy saving of compressors by using exhaust gas of power unit and compressor gases and usage of additional highly efficient cooling of compressed gases.

It is established that using the developed systems of compressed gas cooling the specific energy consumed by compressors is reduced by 14-17 % for diesel compressor installations of the oil and gas industry.

Usage for cooling of compressed gas additional Freon systems of high-efficiency cooling leads to reducing of heat exchangers area of compressed gas coolers on average, by 25 %. Usage of additional Freon systems of high-efficiency cooling instead of water systems allows to reduce 2-3 times the specific consumption of the coolant-coolant by one kilogram of cooled gas.

Improved method of powering diesel engines with improved fuel-economy and environmental performance through the usage of alternative gas fuels has been developed. It is established that converted diesel engines of power drives of compressor stations to alternative mixed gas engine fuel reduce the costs of fuel and lubricants, on average, by 30-40 %, and the content of nitrogen oxides in the exhaust gases of converted engines depending on the reduction reduces up to 47 %.

It was found that the effective engine power using pure propane-butane instead of diesel fuel increased by 5,2 %; the maximum effective engine power when using a mixture of 95% propane-butane and 5 % pyrolysis gas increased by 2,3 %; the amount of effective specific fuel consumption of the engine at maximum power using pure propane-butane instead of diesel fuel decreased by 5,9 %; the effective unit specific fuel consumption of 95 % propane-butane and 5 % pyrolysis gas was reduced by 2,1 %.

Thus, as a result of theoretical and experimental studies an important scientific and practical problem in the field of improving the energy efficiency of mobile diesel compressor stations of the oil and gas industry was solved by developing advanced technical solutions and methods of energy saving of compressors due to the additional cooling and usage of gas coolants. for power drives.

Key words: gas; pipeline; pipe; pressure fluctuations; mathematical model; power; economy; diesel engines; liner; electrical circuit; reliability; transportation vehicle; energy; efficiency; compressor; equipment; environmental safety; oil and gas complex; modeling; transport and technological machines.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких

опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Kryshchtopa S., Panchuk M., Dolishnii B., Kryshchtopa L., Hnyr M., Skalatska O. Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. 1/10 (91). P. 16–26. **(індексується в базі Scopus, рахується за дві, оскільки опублікована у виданні, віднесеному до другого квартилю Q2, відповідно до класифікації SCImago Journal)**.
2. Kryzhanivskiy Y., Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Hnyr M., Mykutyi I. Conversion of diesel engine to alternative bio-alcohol fuel. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 123–131. **(закордонне наукове періодичне видання Європейського Союзу, індексується в базі Copernicus)**.
3. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Прунько І. Б., Мельник В. М., Гнип М. М. Експериментальні дослідження металополімерних пар тертя з врахуванням трибоелектричних процесів. *Проблеми трибології*. 2016. 4. С. 55–60. **(наукове фахове видання України)**.
4. Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І. Енергоефективність дизельних двигунів нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні палива. *Нафтогазова енергетика*. 2017. 2 (28). С. 103–110. **(наукове фахове видання України)**.
5. Гнип М. М., Микитій І. М., Криштопа С. І. Дослідження економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазової галузі на альтернативні палива. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. 4 (65). С. 88–95. **(наукове фахове видання України)**.
6. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Мельник В. М., Дикун Т. В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового

технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. (2). С. 84–94. **(наукове фахове видання України)**.

7. Крижанівський Є. І., Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Експериментальні дослідження показників дизельного двигуна за умови його роботи на біометанолі. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. 86, Т.1. С. 90–100. **(наукове фахове видання України)**.
8. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Дослідження показників дизель-компресорного агрегату при його роботі на альтернативному біопаливі. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96. **(наукове фахове видання України)**.
9. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Розроблення енергоефективної системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. *Нафтогазова енергетика*. 2020. 1 (33). С. 81–89. **(наукове фахове видання України)**.
10. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Козак Ф. В., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Створення математичної моделі розрахунку енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій. *Науковий вісник*. 2020. 1 (48). С. 56–65. **(наукове фахове видання України)**.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

11. Kryzhanivskiy Y., Kryshchopa S., Melnyk V., Dolishnii B., Hnyr M. On the use of alternative fuels in internal combustion engines. *International scientific-technical conference «Current Problems of Transport»*: матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (м. Тернопіль, 28-29 травня 2019 р.). Тернопіль, 2019. С. 185–194. **(індексується в базі Web of Science)**.
12. Kryshchopa S., Hnyr M., Kryshchopa L. Creation of mathematical model of emission of nitrogen oxides of diesel engines converted to gas. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental*

engineering: International Scientific-Technical Conference. Kielce, Poland, 7-9 February 2019. KIELCE, 2019. P. 30-31.

13. Криштопа С. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Конвертація дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні палива. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: тези доп. 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. (м. Ізмаїл, 7 грудня 2017 р.)* Ізмаїл, 2017. С. 148–150.
14. Гнип М. М. Розробка математичної моделі розрахунку викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів нафтогазової галузі. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу: тези доп. II-ї міжнар. наук. конф., м. Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.* Івано-Франківськ, 2018. С. 246–250.
15. Гнип М. М. Дослідження потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. *Проблеми і перспективи розвитку транспорту: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Одеса, 18 квітня 2019 р.* Одеса, 2019. С. 70–73.
16. Криштопа С., Криштопа Л., Микитій І., Гнип М.. Дослідження показників конвертованого дизельного двигуна при його роботі на піролізному газі. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. I –ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Вінниця, 13-15 травня 2019 р.* Вінниця, 2019. С. 174–175.
17. Криштопа С. І., Гнип М. М., Козак Ф. В. Дослідження теплоти згорання піролізних газів для використання як палива для двигунів. *Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: тези доп. XXI-ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 14-15 травня 2020 р.* Київ, 2020. С. 576–580.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	15
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ	
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ	
КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ ТА ЗАДАЧІ	
ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Загальні засади державної політики енергоефективності	21
1.2 Характеристика особливостей застосування та будови пересувних дизельних компресорних станцій та їхніх основних напрямів втрат енергії	22
1.3 Огляд потенційних напрямів енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій	25
1.4 Аналіз напрямку енергозбереження пересувних дизельних компресорних станцій за рахунок удосконалення системи охолодження стисненого газу.....	28
1.5 Підвищення енергоефективності привідних дизельних двигунів за рахунок їхнього переведення на газові палива	33
1.6 Висновки і задачі досліджень	39
 РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ	
ЧАСТИНИ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ	
СТАНЦІЙ	
2.1 Визначення перспективних напрямків енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій.....	40
2.1.1 Напрямки енергоефективності компресорів за рахунок використання теплоти стиснених газів.....	40
2.1.2 Напрямки енергоефективності компресорів за рахунок додаткового високоєфективного охолодження газу.....	43

2.2. Розробка системи високоефективного зниження температури перспективної схеми охолодження газу в компресора	49
2.3. Опис робочих процесів пересувних дизельних компресорних станцій.....	55
2.4. Метод зниження втрат енергії пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі.....	58
2.5. Математичне моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій.....	64
2.5.1. Мета і завдання математичного моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу	64
2.5.2. Основні припущення.....	64
2.5.3. Вихідні дані для розрахунку.....	65
2.6. Опис математичної моделі багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій.....	66
Висновки до другого розділу.....	74

РОЗДІЛ 3 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОГО ПРИВОДУ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ

СТАНЦІЙ.....	75
3.1 Визначення напрямів енергоефективності силових приводів пересувних дизельних компресорних станцій.....	75
3.2 Метод підвищення енергоефективності за рахунок конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на альтернативні газові палива.....	76
3.3 Обґрунтування підвищення енергоефективності силових приводів пересувних дизельних компресорних станцій при їхньому переведенні на альтернативні газові палива.....	79
3.4 Обґрунтування доцільності використання низькокалорійних газових палив в альтернативних паливних газових сумішах.....	90

3.5 Вибір виду низькокалорійного газового палива для альтернативної паливної газової суміші.....	93
3.6 Дослідження характеристик рослинної біомаси України для виготовлення піролізного палива.....	99
3.7 Визначення потужності двигуна та теплоти згорання піролізних газів.....	100
Висновки до розділу 3.....	102

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ	104
4.1. Задачі експериментальних досліджень.....	104
4.2 Планування експериментальних досліджень.....	105
4.3 Засоби експериментальних досліджень енергоефективності дизельних компресорних станцій.....	108
4.3.1 Стенд з дизель-компресорною установкою.....	108
4.3.2 Стенд з перспективною системою вискоелективного охолодження стисненого газу компресорних станцій.....	117
4.3.3 Пристрої і давачі.....	120
4.4 Експериментальні дослідження запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок вискоелективного додаткового охолодження стисненого газ.....	122
4.5 Експериментальні дослідження енергозбереження силових приводів при використанні альтернативних палив.....	130
4.5.1 Визначення складу газових сумішей.....	130
4.5.2 Визначення потужності двигуна.....	133
4.6 Аналіз похибок результатів вимірювань.....	138
Висновки до розділу 4.....	139

РОЗДІЛ 5 ЕНЕРГО-ЕКОНОМІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТІВ	141
5.1 Оцінка енергетичної ефективності пропонованих методів підвищення енергозбереження.....	141
5.2 Покращення екологічних показників силових приводів при використанні альтернативних палив.....	147
5.3 Економічна ефективність від конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на газове паливо.....	150
Висновки до розділу 5.....	159
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	164
ДОДАТКИ.....	179

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження

Призначення технологічного транспорту в нафтовій і газовій промисловості – забезпечення безперебійної роботи основного виробництва шляхом виконання значного спектра транспортно-технологічних операцій. Широке застосування в нафтогазовій галузі знайшли пересувні дизельні компресорні станції – мобільні технологічні установки для стиску і переміщення газоподібних агентів, таких як повітря, азот, природний газ, кисень та ін. Витрати на технологічний транспорт становлять значну частку в собівартості основної продукції нафтогазової галузі, тому зниження вартості транспортно-технологічної роботи – актуальне завдання.

Одним з основних напрямків зниження собівартості роботи технологічного транспорту, в тому числі пересувних дизельних компресорних станцій, є скорочення їхнього енергоспоживання. Але проблема мінімізації витрат енергії мобільними установками на виконання технологічних операцій ще далека від остаточного вирішення. Дослідженню зниження енергоспоживання стаціонарних компресорних установок з різними типами силових приводів нафтогазової галузі присвячено роботи значної кількості вчених, проте питання комплексного зменшення енергоспоживання специфічних пересувних дизельних компресорних станцій за рахунок ефективного використання надлишкової теплоти залишено поза увагою.

Таким чином, розроблення шляхів зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій є актуальною задачею для нафтогазової галузі, що дозволить покращити енергетичні та паливно-економічні показники мобільних технологічних установок.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах

держбюджетної науково-дослідної роботи «Розробка енергоефективних рішень та їх застосування в промисловості та на транспорті», номер державної реєстрації № 0119U002234. Виконання цих робіт передбачено координаційним планом Міністерства освіти і науки України “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”. Даний план входить до національної програми «Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність».

Мета роботи полягає у вирішенні актуального науково-практичного завдання зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі шляхом розробки випереджаючих технічних рішень та методів енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження, використання теплоти відпрацьованих та стиснених газів та застосування альтернативних газових палив для силових приводів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати сучасний стан методів і засобів зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі з метою розроблення високоефективної компактною системи енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження стиснених газів;
- виконати математичне моделювання енергоефективності різних схем системи охолодження стисненого газу компресорних станцій з метою встановлення аналітичних залежностей енергоспоживання від зміни термодинамічних та конструктивних параметрів компресорів;
- провести стендові експериментальні дослідження енергетичних та експлуатаційних параметрів пересувних дизельних компресорних станцій, конвертованих на альтернативні газові палива, з метою перевірки

коректності математичного моделювання та встановлення взаємозв'язку між їхніми економічними, потужністними та екологічними характеристиками;

- на основі встановлених закономірностей розробити удосконалений метод енергозбереження компресорів за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів силового агрегату та стиснених газів компресора та використання додаткового високоефективного охолодження стиснених газів;
- проаналізувати сучасний стан розвитку способів і засобів зниження енергоспоживання дизельних силових приводів пересувних компресорних станцій з метою розроблення удосконаленого методу живлення дизельних двигунів з покращеними паливно-економічними та екологічними характеристиками.

Об'єктом дослідження є утворення стисненого газу пересувними дизельними компресорними станціями нафтогазової галузі.

Предметом дослідження є енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі.

Методи дослідження. Дослідження проводилися за допомогою загально-відомих та оригінальних методів досліджень. При цьому використовувались основні положення теорії теплового балансу, термодинамічного аналізу, методи математичного моделювання. Під час виконання експериментальних досліджень використовувались методи планування експерименту, теорія імовірності.

Положення, що виносяться на захист:

- метод зниження втрат енергії для компресорної частини пересувних компресорних станцій нафтогазової галузі;
- метод зниження втрат енергії для дизельного силового приводу пересувних компресорних станцій.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- удосконалений метод зниження втрат енергії пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі, який базується на додатковому високоефективному охолодженні стиснених газів;
- вперше одержана математична модель енергоефективності різних схем системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій, що дало можливість встановити аналітичні залежності енергоспоживання від зміни термодинамічних та конструктивних параметрів;
- удосконалений метод зниження втрат енергії дизельного силового приводу пересувних компресорних станцій шляхом його конвертації на альтернативні газові палива.

Практичне значення одержаних результатів полягає в подальшому розвитку та розробленню математичних моделей, методів, конструкцій, що дозволяють зменшити енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій. Отримані результати можуть бути використані в конструкторських бюро заводів нафтового та компресорного обладнання, на підприємствах різного призначення при проектуванні, виготовлення та модернізації вузлів та систем компресорного обладнання.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій, а також розробки систем високоефективного охолодження стисненого газу, використано при модернізації технологічного обладнання в НГВУ «Долина нафтогаз», Івано-Франківського представництва концерну Peugeot-Citroen та в навчальному процесі кафедри автомобільного транспорту при читанні лекцій з дисципліни “Устаткування нафтогазового технологічного транспорту”.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У працях, написаних у співавторстві, автору належить: експериментальні дослідження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів конвертованих на альтернативні види палива [1]; встановлення залежностей зміни ефективної

питомої витрати палива конвертованого на газ дизельного двигуна [2]; дослідження можливості рекуперації енергії трибоелектричних процесів в парах тертя нафтогазового технологічного транспорту [3]; теоретичні розрахунки енергоефективності дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту при їхньому переведенні на альтернативні палива [4]; теоретичні розрахунки економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту альтернативні палива [5]; дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту [6]; експериментальні дослідження питомої витрати палива дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту при їхньому переведенні на альтернативні палива [7]; теоретичні дослідження ефективної потужності дизельних двигунів компресорних агрегатів при їхньому переведенні на альтернативні палива [8]; теоретичні дослідження напрямів підвищення енергоефективності існуючих пересувних дизельних компресорних станцій [9]; опис та розрахункові формули математичної моделі охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій [10]; аналітичні залежності викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах двигунів конвертованих на альтернативні палива [11]; механізм утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів конвертованих на альтернативні палива [12]; технологія конвертації дизельних двигунів на альтернативні палива [13]; розрахунок викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів нафтогазової галузі [14]; експериментальні дослідження потужності двигунів при їхньому переведенні на альтернативні палива [15]; експериментальні дослідження токсичних компонентів у відпрацьованих газах двигунів при їхньому переведенні на альтернативні палива [16], експериментальні дослідження теплоти згорання піролізних газів [17].

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювалися на: міжнародній науково-практичній конференції .

International scientific-technical conference «Current Problems of Transport»: (м. Тернопіль, 2019 р., індексується в базі **Web of Science**); VIII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» (м. Ізмаїл, 2017 р.); II-й міжнародній науково-практичній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, 2018 р.); міжнародній науково-технічній конференції “Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering” (м. Кельце, Польща, 2019 р.); I-й міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» (м. Вінниця, 2019 р.); VIII-й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми і перспективи розвитку транспорту» (м. Одеса, 2019 р.); XXI-ї міжнародній науково-практичній конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2020 р.); на науковому семінарі кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2020 р.); на розширеному науковому семінарі за спеціальністю 111 – Галузеве машинобудування (м. Івано-Франківськ, 2020 р.)

Публікації. За темою дисертації опубліковано 17 друкованих праць (рачується – 18, оскільки здобувачем опублікована одна стаття у виданні, віднесеному до другого квартилю Q2, відповідно до класифікації SCImago Journal), з них 10 наукових статей (1 – індексується в базі Scopus у виданні, віднесеному до другого квартилю Q2, 1 – закордонна, 8 – у наукових фахових виданнях України), 7 – у збірниках праць міжнародних та всеукраїнських конференцій (1 конференція індексується в базі Web of Science).

Структура і обсяг дисертації. Дисертація викладена на 163 сторінках і складається зі вступу, п’яти розділів, висновків, списку використаної літератури з 130 найменувань на 15 аркушах та 14 додатків на 24 аркушах. Дисертація містить 33 рисунка та 12 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Загальні засади державної політики енергоефективності

Питання підвищення енергоефективності – один із ключових пріоритетів будь-яких країн. І останнім часом у більшості країн світу відбуваються зміни у підходах до формування енергетичної державної політики [26]: здійснюється перехід від застарілої моделі функціонування енергетичного сектору, в якому домінували викопне паливо, до нової моделі, в якій максимально застосовуються альтернативні не викопні види палива та мінімізується домінування одного з видів виробництва енергії. Разом з цим віддається перевага підвищенню енергоефективності й використанню енергії із відновлюваних джерел [30].

У 2017 році в Україні було затверджено «Нову Енергетичну стратегію України до 2035 року: безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» – це документ, який окреслює стратегічні орієнтири розвитку паливно-енергетичного комплексу України на період до 2035 р. Відповідно до цього нормативного акту прогнозується, що частка імпортованих компонентів структури загального первинного постачання енергії України знизиться до менш ніж 33 % у 2025-2035 рр., зокрема, завдяки енергозбереженню та підвищенню енергоефективності з дотриманням високих екологічних стандартів та широкому розвитку відновлювальних джерел енергії. Нова енергетична стратегія України містить три основних етапи, результатом яких має бути зниження енергоємності валового внутрішнього продукту до 2035 року порівняно з поточним значенням більше, ніж вдвічі (з 0,28 т н.е./тис. дол. США в 2015р до 0,13 т н.е./тис. дол. США в 2035р.) [31].

Що стосується використання енергії із відновлюваних та альтернативних джерел, то слід зазначити, що Україна, як член Енергетичного європейського співтовариства, імплементувала Директиву ЄС 2009/28/ЕС щодо просування відновлюваної енергетики і запланувала введення обов'язкової частки відновлюваної енергії у структурі загального споживання в 2020 році на рівні 11 % [103].

Для досягнення поставлених енергетичною державною політикою задач необхідно максимально зменшувати енергоспоживання для всіх об'єктів та машин, які експлуатуються в нафтовій та газовій промисловості України і, в тому числі, це повною мірою стосується як нафтогазового технологічного транспорту в цілому, так і такої важливої його складової, як пересувні дизельні компресорні станції [33].

1.2 Характеристика особливостей застосування та будови пересувних дизельних компресорних станцій та їхніх основних напрямів втрат енергії

Як вже було зазначено, нафтогазовий комплекс, поряд з іншими структурами, включає у себе і численні виробничі підрозділи технологічного транспорту. Призначення технологічного транспорту нафтогазової галузі – забезпечення безперебійної роботи основного виробництва шляхом виконання транспортної роботи і технологічних операцій в заданий час і в заданих обсягах [50]. Витрати на технологічний транспорт становлять велику частку в собівартості основної продукції нафтогазової галузі, тому зниження енергоспоживання та собівартості транспортно-технологічної роботи – актуальне завдання для нафтогазової промисловості [14].

Технологічний транспорт об'єднує в собі широкую номенклатуру установок: для буріння, поточного і капітального ремонту свердловин; насосні для гідравлічного розриву пластів, піскозмішувальні та промивні; цементозмішувальні та цементувальні агрегати; парогенераторні і пересувні

компресорні; для наземного обслуговування і ремонту нафтопромислового обладнання; будівництва та ремонту газонафтопроводів; монтажу та наладки нафтопромислового обладнання, змащування верстатів-гойдалок; електропідігріву свердловин та депарафінізації свердловин гарячою нафтою; геофізичного дослідження свердловин та лабораторії різного призначення; механізації робіт та ін. [11].

Широке застосування, в тому числі, в нафтовій та газовій промисловості знайшли мобільні дизельні компресорні станції. Це пересувні установки для стиску і переміщення газоподібних агентів, наприклад, повітря, природного газу, азоту, кисню та ін.

Області застосування компресорних станцій в газовій і нафтовій промисловості є досить широкі, наприклад [77]: підйом пластової рідини при компресорному способі видобутку нафти на поверхню; закачування газу з метою підтримки і відновлення пластового тиску в нафтові пласти; нагнетання повітря в пневматичні системи різних технологічних, вантажопідйомних і транспортних машин, що застосовуються у нафто- і газовидобутку; подача окислювача (повітря) у нафтові пласти при експлуатації родовищ із застосуванням в середині пластів рухомого горіння; стиск в сепараційних установках нафтового газу; подача в пневматичні системи для опресування трубопроводів і ємностей повітря у процесі випробовування їх на міцність; видалення газу з метою створення в різноманітних технологічних резервуарах вакууму та ін.

Основні технічні характеристики пересувних дизельних компресорних станцій: об'ємна і масова подача; тиск на вході і виході; потужність, що споживається компресором [96].

З точки зору особливостей будови пересувних дизельних компресорних станцій, у порівнянні з іншими типами компресорних установок, можна відзначити наступне.

Пересувні дизельні компресорні станції мають суттєві обмеження по масо-габаритних характеристиках навісного технологічного обладнання. Тому

існуючі малогабаритні системи охолодження не можуть забезпечити ефективного охолодження робочих тіл.

Пересувні дизельні компресорні станції оснащуються багатоступінчастими компресорами високого тиску, що накладає додаткові вимоги до високоефективного охолодження стиснених газів [50].

Зазначені компресорні станції мають малоекономічні, у порівнянні з електроприводом, двигуни внутрішнього згорання, що вимагає пошуку нових шляхів покращення паливно-економічних характеристик їхніх силових приводів [52].

Зростання маси пересувних дизельних компресорних станцій при розміщенні додаткового обладнання для підвищення енергозбереження різко обмежить можливості пересування мобільних агрегатів в умовах бездоріжжя. Збільшення габаритів пересувних дизельних компресорних станцій при розміщенні додаткового обладнання для підвищення енергозбереження суттєво ускладнить можливості пересування мобільних установок по дорогах загального призначення.

В загальному, основними втратами енергії при виробництві стиснутих газів є [9]:

- внутрішні втрати в компресорі, що визначаються ККД компресора;
- внутрішні втрати в привідному двигуні, що визначаються ККД електричного двигуна або двигуна внутрішнього згорання;
- втрати внаслідок неоптимальної роботи привідного двигуна;
- втрати внаслідок неоптимальної роботи системи регулювання компресора;
- гідравлічні втрати в трубопроводах та арматурі;
- втрати, пов'язані з витоком газів через нещільності;
- втрати в системі охолодження газів компресора;
- втрати внаслідок використання неоптимальних палив для привідного двигуна;

- втрати, пов'язані з відсутністю рекуперації теплової енергії.

В загальному, втрати енергії в елементах компресорної установки можуть варіюватися в широких межах, та складають, в середньому, 50-60 % від загальної кількості енергії, що споживається компресором [5].

1.3 Огляд потенційних напрямів енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій

Основними напрямками по скороченню енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій є [72]:

- ефективного використання теплоти робочого процесу;
- вдосконалення конструкції компресора та його систем підготовки и випуску стисненого газу, в першу чергу його системи примусового охолодження стисненого газу;
- зниження витрат на палива для компресорів (перехід на альтернативні дешевші палива: біогазові, піролізні, метан та ін.);
- вдосконалення привідних двигунів компресорів (перехід на удосконалені системи електронного вприскування палива, підвищення тиску турбін, багатоклапанні головки циліндрів та ін.)

Розглянемо детальніше перший напрямок.

В сучасних дизельних двигунах приблизно 35-40 % від загальної кількості теплової енергії, введеної в двигун з паливом, іде на виконання корисної роботи, приблизно 25-30 % енергії виноситься з відпрацьованими газами та 30-35 % передається через систему охолодження навколишньому середовищу [51].

В компресорних станціях втрати енергії в елементах компресора складають, в загальному, більше 50 % [42]. В загальних втратах баланс енергії в компресорі характеризується наступним: втрати енергії на тертя в трубопроводах, в середньому, 3-8 % в залежності від довжини трубопроводів;

втрати енергії в циліндропоршневій частині компресора – близько 15 %, а втрати при охолодженні газу досягають до 30 % [91]. Або, інакше кажучи, близько третини загальної енергії компресора втрачається за рахунок не використання акумульованої теплоти стиснених газів.

В даний час виробниками та дослідниками у компресорних агрегатах розробляються перспективні напрямки економії енергії, наприклад, за рахунок зменшення витоків, оптимізації вихідного тиску, правильного вибору систем регулювання і управління та ін. [78]. Але очевидно, що найбільшим резервом економії енергії пересувних дизельних компресорних станцій буде ефективна рекуперація теплової енергії, яка виноситься з відпрацьованими газами та теплової енергії стиснених газів, яка виділяється в навколишнє середовище. Теплова енергія, яка передається через систему охолодження навколишньому середовищу відноситься до низькопотенціальної, ККД її використання є порівняно невисоким, але в подальшому використання теплової енергії, яка передається через систему охолодження навколишньому середовищу, також є доцільним.

Що стосується використання теплової енергії, яка виноситься з відпрацьованими газами та теплової енергії стиснених газів, яка виділяється в навколишнє середовище, то найбільш ефективним для утилізації теплоти пристроєм для мобільних технологічних установок буде термоелектрогенератор [61]. Сучасні термоелектрогенератори є надійні напівпровідникові прилади, а ККД сучасних термоелектрогенераторів з різницею температур понад 100 °С вже досягає 20 % [84]. Навіть при використанні тільки 10 % теплової енергії, на теплоті, яка виноситься з відпрацьованими газами, буде економитись близько 3 %, а на тепловій енергії стиснених газів, близько 2 % від загальної кількості теплової енергії, введеної в двигун з паливом.

Інакше кажучи, в загальному тепловому балансі, де в сучасних дизельних двигунах приблизно 35-40 % від загальної кількості теплової енергії, введеної в

двигун з паливом, іде на виконання корисної роботи, можна близько 5 % енергії загального теплового балансу двигуна перетворювати в електричну енергію.

На енергоефективність компресорів пересувних дизельних компресорних станцій також впливають [86]:

- температури повітря в кінці та на початку всмоктування. Атмосферне повітря нагрівається до надходження в циліндр компресора від зіткнення з стінками циліндра, нагрітими клапанними коробками, від зіткнення з гарячими поверхнями трубопроводів, що призводить до збільшення витрати енергії на стиснення і зниження продуктивності компресора;
- зміни тиску на всмоктуванні. Підвищення тиску газу на всмоктуванні атмосферного повітря є ефективним засобом збільшення продуктивності будь-якого типу компресора. Це підвищення можна здійснити зниженням опорів всмоктувального тракту;
- вологість повітря. В атмосферному повітрі завжди міститься деяка кількість водяної пари, яка при постійному тиску збільшується з підвищенням температури, а з пониженням – зменшується. Наявність водяної пари в атмосферному повітрі зменшує продуктивність компресора. Якщо в процесі стиснення з охолодженням сконденсується частина парів, то продуктивність компресора зменшиться до значення, що дорівнює обсягу парів, які конденсуються. При цих умовах питома витрата енергії компресора зростає, так як частина енергії, яка витрачена на стискання пари, втратила при конденсації свою працездатність.

Відомим методом скорочення витрат енергії, у плані вдосконалення конструкції компресора, є зниження втрат енергії в елементах компресорної станції на тертя, а також зменшення втрат повного тиску при русі газу у вихідному і вхідному патрубках [85].

Потрібно також, по можливості, знижувати тиск для основних споживачів до мінімального необхідного рівня [88]. Регулювання тиску стиснення газу – це достатньо ефективний метод економії енергоресурсу.

З'ясовано, що зниження вихідного тиску на кожні 10 кПа дозволяє скоротити споживання енергії компресором на 1-2 % [33].

Для ефективної роботи компресорної станції раціональним також є збільшення завантаження компресорів та організація експлуатації обладнання в енергетично вигідних режимах. Вказана оптимізація режиму роботи компресорів дозволяє знизити витрати енергії на 2-3 % [34].

Таким чином, з точки зору максимального енергозбереження пересувних дизельних компресорних станцій, найбільш ефективним напрямком буде використання теплової енергії стиснених газів та теплоти, яка виноситься з відпрацьованими газами, з перетворенням цієї теплової енергії на енергію електричну.

1.4 Аналіз напряму енергозбереження пересувних дизельних компресорних станцій за рахунок удосконалення системи охолодження стисненого газу

Як було встановлено в п. 1.3 для пересувних дизельних компресорних станцій можна близько 5 % енергії загального теплового балансу перетворювати в електричну енергію, при тому, що в сучасних дизельних двигунах на виконання корисної роботи іде приблизно 35-40 % від загальної кількості теплової енергії, введеної в двигун з паливом. Інакше кажучи за рахунок ефективного використання надлишкового тепла можна одержувати додаткову кількість електроенергії в межах до 20 % від номінальної ефективної потужності двигуна.

Але при цьому виникає інша проблема – ефективного використання одержаної електроенергії. Потужність власних систем електричного енергоспоживання та енергозабезпечення для існуючих двигунів та технологічних установок в цілому є значно менше. Наприклад, потужність електрогенераторів існуючих двигунів внутрішнього згорання складає близько

1 % від номінальної ефективної потужності двигуна. Отже, використовувати одержану електроенергію тільки для забезпечення власних електроенергетичних потреб двигуна буде не раціонально [121]. Тому проблема використання надлишкової електроенергії в межах 12-14 % від номінальної ефективної потужності двигуна потребує іншого вирішення.

Як вже було встановлено, енергоефективність та економічність компресорних станцій істотно пов'язані з відведенням теплоти від стиснення газу. Крім того, процес стиснення газу в компресорних установках супроводжується значним зростанням температури, яка при підвищенні тиску може досягти понад 200 °C та погіршувати роботу компресорних агрегатів, в тому числі з'являється небезпека вибухів в компресорах через займання масляної пари [126].

Зі зниженням температури газу, що всмоктується, зменшується пропорційно питома витрата енергії на привід компресора, а найбільш ефективним, з енергетичної точки зору, є процес ізотермічне стиснення газу в компресорі. Але реалізація такого ізотермічного стиснення газу можлива тільки за рахунок максимального збільшення площ теплообмінників охолодження. Зростання площ теплообмінників, в свою чергу, призведе до підвищення втрат тиску і енергії. При цьому, необхідно зауважити, в існуючих компресорах і так, в середньому, витрачається від 5 до 10 % від потужності стиснення газу на додання втрат в охолоджувачах газу [93].

Отже з викладеного випливає, що для енергоефективної роботи компресора необхідно під час його роботи додатково штучно охолоджувати стиснений газ без збільшення площ теплообмінників охолодження.

Ефективність охолодження стисненого газу в кінцевих і проміжних охолоджувачах напряму позначається на питомій витраті на стиск (внаслідок підвищення температур стисненого газу на вході в наступну ступінь компресора), наслідком чого є додаткові витрати енергії на привід компресорів

[24]. При цьому витрата води, яка йде на охолодження стисненого газу в проміжних теплообмінних апаратах, досягає досить значних величин [39].

За способами передачі теплоти навколишньому середовищу системи охолодження діляться на системи безпосереднього охолодження і системи з проміжним теплоносієм. Системи охолодження з проміжним теплоносієм підрозділяються, у свою чергу, на відкриті системи і системи із закритим контуром для проміжного теплоносія [62].

Повітряне охолодження є гіршим за ефективністю у порівнянні з рідинним та застосовується для менш потужних компресорів. При повному охолодженні, тобто охолодженні до початкових температур, і при рівному розподіленні охолодження між холодильниками економія від охолодження виходить найбільшою. Швидкість руху води у водяних газоохолоджувачах складає 2-3 м/с, повітря у повітряних – 10-20 м/с [62]. Для поршневих компресорів розрахункова температура охолоджуючої води приймається плюс 15 °С, води – плюс 20 °С.

Встановлено, що протягом 4-5 років експлуатації продуктивність компресорів знижується до 20-25 %, а питомі енерговитрати при цьому зростають на 15-20 % [80]. Тому є кілька причин. Перша – це неякісна (жорстка) вода, що викликає забруднення поверхонь теплообміну охолоджувачів та відкладення накипу, товщина якої може досягати 5-10 мм, внаслідок чого може зменшуватись охолодження стисненого газу на 30-60 °С від розрахункової температури. При цьому недоохолодження повітря в проміжних газоохолоджувачах на кожні 10 °С призводить до зниження продуктивності, в середньому, на 2-4 % [79].

Найбільш економічне охолодження здійснюється при підвищеннях температур води в теплообміннику на 15-20 °С. При тому не рекомендується нагрівати воду вище 40 °С, так як при більш високих температурах відбувається виділення солей на теплообмінних поверхнях [130].

Для охолодження проміжного теплоносія в нафтогазовій промисловості широко застосовуються (для систем охолодження газо- і нафтоперекачувальних агрегатів) апарати повітряного охолодження (АВО). В АВО коефіцієнт тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря достатньо низький, внаслідок чого в АВО використовують поперечно-оребрнені труби, коефіцієнт оребріння яких доведений до 22. Стандартизовані теплообмінні секції при цьому мають від трьох до десяти рядів труб по ходу охолоджуючого повітря, що визначає різні поверхні теплообміну. Крім того, так як теплоємність повітря є відносно невелика, потрібно реалізовувати інтенсивний повітрообмін. Енерговитрати на привід вентиляторів АВО складають 2-5 % від енерговитрат на привід компресора. При температурах повітря більше 30 °С в літній час не можна досягнути необхідного охолодження стисненого повітря, що є суттєвим недоліком систем повітряного охолодження [120].

В роботах [66, 90], присвячених охолодженню стисненого повітря уприскуванням води в ступінь стиснення, повідомляється, що уприскування незначної кількості води (близько 2-3 % від витрати повітря) на вхід в компресор або в його різні ступені є досить ефективним способом зниження потужності, що витрачається на привід компресорів.

Корисний ефект в такому випадку досягається зменшенням роботи стиснення в компресорі за рахунок зниження температури повітря, яке стискається, при випаровуванні води. В результаті відбувається суттєве зниження потужності компресора і збільшення ефективного ККД установки. Ефективність вказаного вологого стиснення, в першу чергу, залежить від інтенсивності випаровування води, яке починає швидко зростати при зменшенні діаметра розпилу крапель [48].

Слід зазначити, що випаровування води в потоці відбувається, як правило, з поверхонь корпусу компресора. Загальна кількість води, що випаровується, складає, орієнтовно, 0,1-0,3 % кількості повітря (по масі), яке нагнітається компресором. Якщо частка води більше 0,3 %, то вода повністю не

випаровується, в зрідженому стані може потрапити в компресор і призвести до гідроудару [94].

Таким чином, для енергоефективної роботи компресора необхідно під час його роботи штучно охолоджувати стиснений газ. Ефективність охолодження стисненого газу в проміжних і кінцевих охолоджувачах напряму позначається на питомих витратах на стиск, а отже чим нижчою буде температура стисненого газу в проміжних охолоджувачах, тим вищою буде енергоефективність компресорної установки [47].

З огляду на малу ефективність охолодження уприскуванням води та повітряного і водяного охолодження, то найбільш ефективним є охолодження стиснених газів в закритих системах проміжного охолодження теплоносієм, що є відмінний від води.

1.5 Підвищення енергоефективності привідних дизельних двигунів за рахунок їхнього переведення на газові палива

Запаси нафти в надрах планети невпинно скорочуються. За найоптимістичнішими прогнозами фахівців, при існуючих об'ємах розвіданих запасів та об'ємах видобутку, людству нафти вистачить приблизно на 50 років [117]. Другим в якості палива після нафти енергоресурсом є газомоторні палива. В даний час газ як моторне паливо використовується в багатьох країнах світу. Найбільше використання газові палива в даний час мають в Бразилії та Аргентині. Низька ціна та хороші екологічні показники сприяють розширенню використання газів як моторних палив [102].

Вивчення досвіду розробок зарубіжних і вітчизняних фахівців свідчить, що дизельні двигуни, що конвертовані в газові, мають високі паливно-економічні та тягово-динамічні характеристики, а за показниками екологічної безпеки навіть суттєво перевершують базові дизельні двигуни [97, 129]. Це дає підстави стверджувати, що для вирішення комплексної проблеми зменшення

темрів споживання нафтових рідких палив слід істотно збільшувати частку силових приводів з газовими двигунами, а для цього, в числі інших заходів, необхідно розробити для нафтогазової галузі технології конвертації існуючих дизельних приводів в газові двигуни. При тому конвертовані в газові двигуни дизельні силові приводи повинні одночасно забезпечити зниження витрат на паливно-мастильні матеріали та зменшити негативний вплив двигунів на навколишнє середовище [69].

Газ в якості моторного палива для дизельних силових приводів має цілий ряд переваг [71]:

- менші витрати на газове паливо у порівнянні з дизельними паливами нафтового походження, оскільки газове паливо, в середньому, на 30-40 % дешевше за паливо дизельне;
- практично відсутнє нагароутворення, що збільшує в 1,5-2,5 рази ресурс переобладнаних двигунів;
- збільшується, в середньому, в два рази періодичність заміни моторних оливо та масляних фільтрів;
- забезпечується краще сумішоутворення, готується більш однорідна паливна суміш, яка більш рівномірно розподіляється за циліндрами двигуна, більш плавно зростають тиски згорання, що теж подовжує ресурс переобладнаних двигунів;
- газовий двигун швидше прогрівається до робочих температур, за рахунок чого знижується витрата палива та зношення циліндропоршневої групи конвертованого двигуна;
- практично виключається змивання оливної плівки, конденсація парів палива на стінках циліндрів та розрідження моторної оливи;
- досягається більш повне згорання паливної суміші, тому суттєво знижується токсичність відпрацьованих газів після конвертації;
- знижується шумність двигуна.

Широке використання стиснутих та зріджених газових палив в дизельних двигунах технологічних установок нафтогазової галузі в нашій державі стримується внаслідок [70]:

- відсутності серійного випуску дизельних двигунів, які працюють на зріджених та стиснутих газових паливах;
- підвищення масогабаритних параметрів техніки при встановленні газової апаратури;
- гірших пускових властивостей в холодний зимовий період газових двигунів;
- зниження тривалості роботи техніки на одній заправці газом у порівнянні з традиційним нафтовим паливом;
- необхідності витрат на інфраструктуру для транспортування і заправки двигунів зрідженими та стиснутими газовими паливами;
- негативному досвіді переобладнання дизельних двигунів для роботи в газодизельному режимі у зв'язку з їх значними цінами на газодизельну апаратуру та невисокою економічністю.

Незважаючи на вказані недоліки у зв'язку з тенденцією постійного збільшення вартості дизпалива та введенням все більш жорстких норм з токсичності відпрацьованих газів в перспективі використання зріджених та стиснутих газових палив в дизельних двигунах в нашій державі та світі буде тільки зростати.

Створення провідними світовими фірмами моногазових двигунів [36], які вже задовольняють найбільш жорстким нормам з токсичності викидів у відпрацьованих газах, свідчить про суттєві переваги переобладнання дизельних двигунів у моногазові з іскровим запалюванням.

В зазначеному напрямку проводять роботи такі відомі світові концерни як MAN, Scania, Cammins, Iveco, Mercedes-Benz та інші, які вже розробили на базі дизельних двигунів газові для вантажних автомобілів та автобусів [23].

Аналогічні роботи проводяться теж і в країнах пострадянського простору. Так було здійснено переобладнання дизельного двигуна виробництва МАЗ для роботи на природному газі [68]. У дизельному двигуні ММЗ-245.12 були встановлені іскрові свічки запалювання замість форсунок та змонтована система запалювання безконтактно-транзисторного типу. На впускному колекторі були встановлені газовий змішувач моделі СГ-250 та газові редуктори високого і низького тиску моделі «Сага-7Б». Для уникання детонації у двигуні було зменшено також ступінь стиснення з 16,0 до 12,0 одиниць за рахунок розточування камери згоряння в поршні.

На Ярославському моторному заводі було виконано дослідження газового двигуна, створеного на базі дизельного двигуна ЯМЗ-236НЕ [37]. Цей двигун обладнався газовою апаратурою з електронним управлінням та системою запалювання і мав максимальну питома витрата газу – 0,24 м³/кВт·год. Зазначений газовий двигун комплектувався системою нейтралізації відпрацьованих газів і штатним турбокомпресором. Конвертований двигун за викидами шкідливих речовин у відпрацьованих газах відповідав вимогам Правил ЕЕК ООН до рівня Євро-3 і зменшив викиди CO₂ в порівнянні з базовим дизельним двигуном на 30 % [64]. Система живлення з електронним управлінням автоматично забезпечувала склад газоповітряної суміші для забезпечення досягнення оптимальних показників потужності, паливної економічності і токсичністю відпрацьованих газів.

В автомобільній корпорації КамАЗ було здійснено конвертацію восьмициліндрового дизельного двигуна КамАЗ-740 в моногазовий двигун під екологічні норми Євро-5 з кількісним регулюванням подачі газоповітряної суміші у впускну систему та іскровим запалюванням [5]. Наприклад, вказані двигуни встановлюються автовиробником на самоскид КамАЗ-6520PG, вантажопідйомністю 18 тонн, який призначений для перевезення будівельних вантажів.

Паливна система зазначеного автомобіля складається з балонів для стиснутого газу в кількості 13 штук. Загальний об'єм балонів складає 224 м^3 стиснутого природного газу при тиску 20 МПа або 1120 літрів. Дальність ходу автомобіля складає 450 км (максимально навантажений) або 700 км (порожній). У конвертованому двигуні в отвори від форсунок встановлені свічки запалювання з індивідуальними котушками, а камера згорання в поршні виготовлена так, щоб ступінь стиснення знизилась з 17,0 до 12,0 [35]. У впускній системі двигуна встановлений оригінальний змішувач та два дозатора подачі газоповітряної суміші на кожний ряд циліндрів. Були виконані ходові та стендові дослідження створеного двигуна. При цьому конвертований газовий двигун мав практично такі ж енергопоказники, як і у базового двигуна.

Необхідно відмітити, що у переобладнаних газових двигунах, що розглядались, зменшення міри стиску виконано, в основному, за рахунок розточування в поршні базового дизеля камери згорання [41]. Однак експериментальні дослідження показують, що навіть невеликі зміни в поршнях геометрії камер згорання призводять до значних змін у протіканні процесів теплогазомасообміну. При цьому оптимізація форми камери згорання переобладнаного двигуна вимагає серйозних експериментальних і розрахункових робіт для забезпечення економічних, енергетичних та екологічних показників та є досить складним науковим завданням.

Є досвід конвертації дизельних двигунів в моногазові і в Україні. Аналіз розробок українських установ свідчить про те, що одержаний лишень початковий досвід конвертації в моногазові декількох типів дизельних двигунів, які встановлюються на сільськогосподарських машинах і транспортних засобах.

Так в Інституті проблем машинобудування НАНУ ім. А. Н. Подгорного розроблена технологія конвертації дизельних двигунів в моногазові і створений діючий екземпляр газового двигуна на базі дизеля Д-21 [4], що мав номінальну потужність 18,4 кВт. Розроблена технологія передбачає максимальну

орієнтацію на використання серійних елементів систем запалення та газової апаратури і мінімум змін в конструкції двигуна. Паливна економічність на режимі номінальної потужності у порівнянні з базовим дизельним двигуном погіршилась для конвертованого на газ двигуна приблизно на 11 %. У відпрацьованих газах зменшились викиди оксидів вуглецю та оксидів азоту і повністю відсутня сажа. Ступінь стиску зменшено до 9,5 за рахунок розточуванням в поршнях камер згоряння.

Також разом з працівниками Харківського національного автомобільно-дорожнього університету фахівці з Інституту проблем машинобудування розробили технологію конвертації і створили діючий зразок моногазового двигуна на базі шестициліндрового дизельного двигуна моделі ЯМЗ-236 [7]. Особливістю даної розробки є створення системи запалення підвищеної енергії, що повинно було забезпечити зазначеному двигуну високі пускові характеристики в умовах негативних температур. Конвертація двигуна на моногазове паливо дозволила знизити викиди токсичних речовин, в середньому, в 1,5-2 рази.

У Луцьком національному технічному університеті дизельний двигун білоруського виробництва Д-240 був переобладнаний в газовий двигун [35]. Особливістю технології конвертації даного дизельного двигуна в газовий було те, що зменшення ступеня стиску до 12,0 досягнуто за рахунок установки між головкою і блоком циліндрів трьох прокладок загальною товщиною 4,5 мм. Необхідно відмітити, що для дизельних двигунів з шестеренчастим приводом розподільного валу вказана технологія конвертації на газове паливо є неможлива.

Необхідно зазначити, що конвертація дизельних двигунів на метан або пропан-бутанову суміш не повною мірою відповідає вирішенню завдання переведення об'єктів та машин на відновлювальні та альтернативні джерела енергії [115]. Сьогодні в нашій країні є великі обсяги паливного потенціалу у вигляді низькокалорійних газів (піролізний, шахтний, доменний, коксовий,

біогаз, гази звалищ). В даний час зазначені гази частково використовуються, а частково викидаються в атмосферу, забруднюють навколишнє середовище та не використовуються як моторні палива [73]. Одним із шляхів вирішення загальнодержавної проблеми переведення об'єктів та машин на відновлювальні джерела енергії є використання в якості альтернативних палив сумішей традиційних моторних та низькокалорійних газових палив в мобільних технологічних установках з двигунами внутрішнього згорання, зокрема це стосується і пересувних дизельних компресорних установках нафтогазової галузі.

В цілому, слід зазначити, що поки в нашій країні набутий лишень невеликий досвід в напрямку конвертації дизельних двигунів в газіві [63]. Аналіз його результатів свідчить, що для конвертації дизельних двигунів в газіві в нафтогазовій галузі ще належить вирішити багато питань науково-технічного та комерційного характеру. Науково-технічні завдання полягають в наступному:

- потрібне дослідження шляхів вдосконалення робочих процесів конвертованих газових двигунів з метою підвищення їх потужності, економічності та надійності;
- необхідне дослідження енергоефективності дизельних двигунів технологічного транспорту нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні газові палива;
- необхідна, для конвертації дизельних двигунів в газіві, розробка сучасних електронних систем запалення з комп'ютерним керуванням для оптимізації процесів кутів випередження запалення;
- потрібне вдосконалення технологій зменшення ступені стиску конвертованих дизелів з метою підвищення ступені уніфікації і зниження вартості переобладнання;
- бажана розробка багатопаливних систем, які б дозволяли забезпечувати роботу конвертованих двигунів як в газовому, так і, у випадку можливих

перебоїв з доставкою газового палива, в резервному дизельному режимі, нехай і з дещо зменшеною потужністю.

1.6 Висновки і задачі досліджень

Отже, для вирішення актуального науково-практичного завдання зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі шляхом розробки нових методів і випереджаючих технічних рішень необхідно вирішити наступні завдання:

- здійснити розроблення високоефективної компактної системи енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження стиснених газів;

- провести математичне моделювання енергоефективності різних схем системи охолодження стисненого газу компресорних станцій з метою встановлення аналітичних залежності зміни енергоспоживання від зміни термодинамічних та конструктивних параметрів компресорів;

- на основі встановлених закономірностей розробити удосконалений метод енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження та використання теплоти стиснених газів;

- проаналізувати сучасний стан розвитку способів і засобів зниження енергоспоживання дизельних силових приводів пересувних компресорних станцій з метою розроблення удосконаленого методу живлення дизельних двигунів з покращеними паливно-економічними характеристиками за рахунок використання альтернативних газових палив;

- провести стендові експериментальні дослідження експлуатаційних параметрів пересувних дизельних компресорних станцій, конвертованих на альтернативні газові палива, з метою перевірки коректності математичного моделювання та встановлення взаємозв'язку між їхніми економічними, потужнісними та екологічними характеристиками.

РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ ЧАСТИНИ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

2.1 Визначення перспективних напрямків енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій

2.1.1 Напрямки енергоефективності за рахунок використання теплоти стиснених газів

Як було встановлено в п. 1.3 найбільший енергозберігаючий ефект для компресорних установок досягається за рахунок використання теплової енергії стиснених газів, теплоти, яка виноситься з відпрацьованими газами, та перетворення цієї теплової енергії на енергію електричну.

Для оцінки використання теплоти в якості розрахункової моделі розглянемо схему двоступеневого стиснення газу та формули термодинамічного розрахунку адіабатного стиснення газу в компресорі. В розрахунках будемо приймати, що температура газу на вході та на виході з охолоджувача будуть однакові. Процес охолодження – ізобарний.

Питому роботу стиснення в ступені розрахуємо за наступною формулою [65]:

$$L = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{ст.г}^p - T_{ноч}) = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ноч} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.1)$$

Температура стисненого газу для адіабатного процесу на вході в газоохолоджувачі буде знаходитись за залежністю

$$T_{ст.г}^p = T_{поч} + \frac{T_{поч} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{oi}} = T_{поч} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right). \quad (2.2)$$

де $T_{поч}$ – початкова температура газу на впуску в циліндрі компресора.

Питому кількість відведеної теплоти знайдемо за формулою [60]

$$q = (h_n - h_k) + (h'_n - h'_k); \quad (2.3)$$

де h_n – питома ентальпія газу на вході в компресор, Дж/кг;

h_k – питома ентальпія газу на виході з компресора, Дж/кг;

h'_n – питома ентальпія газу на вході в кінцевий охолоджувач газу, Дж/кг;

h'_k – питома ентальпія газу на виході з кінцевого охолоджувача газу, Дж/кг.

Теплота, яка відводиться від стисненого газу в охолоджувачах газу, буде трансформуватись в електричну енергію. Найбільш розповсюдженими пристроями для генерації електроенергії з теплової є термоелектрогенератори, з яких, як відомо, можна знімати постійний струм великої сили при низькій напрузі. Така властивість термоелектрогенераторів робить їх вигідними для використання в низьковольтних дванадцятивольтових автомобільних електричних системах, які застосовуються в пересувних компресорних станціях. З термоелектрогенераторів найбільш ефективними є пристрої з використанням напівпровідникових з'єднань з ККД близько 20 %.

Для нормальної роботи термоелектрогенераторів між їх холодним і гарячим спаями необхідно підтримувати різницю температур в десятки, а краще сотні градусів [61]. В запропонованих системах вискоелективного охолодження стисненого газу, в залежності від режиму роботи, різниця

температур буду складати, в середньому, 200-300 °С, що забезпечить великі зарядні струми. У цьому випадку величина струму I , що буде зніматись з термоелектрогенератора в бортову мережу пересувних компресорних станцій, буде визначатися співвідношенням

$$I = \frac{\alpha}{R+r} \cdot (T_2 - T_x), \quad (2.4)$$

де α – сума термоелектрорухомих сил обох гілок термоелемента, $\frac{A \cdot \text{Ом}}{K}$;

T_2 – температура гарячих спаїв термоелемента, К. Температурою гарячих спаїв термоелемента буде температура відпрацьованих газів двигуна в зоні випускного колектора. Зазначена температура гарячих спаїв буде складати 800-1100 К;

T_x – температура холодних спаїв термоелемента, К. Температура холодних спаїв термоелемента буде дорівнювати температурі навколишнього середовища;

R – опір зовнішнього навантаження, Ом;

r – внутрішній опір термоелемента, Ом.

Корисна потужність, що буде генеруватись термоелектрогенератором в бортову мережу буде дорівнювати [61]

$$N = \frac{\alpha^2 \cdot m}{r \cdot (m+1)^2} \cdot (T_2 - T_x)^2, \quad (2.5)$$

де m – безрозмірний коефіцієнт пропорційності між зовнішнім та внутрішнім опорами, $m = \frac{R}{r}$.

2.1.2 Напрямки енергоефективності за рахунок додаткового високоефективного охолодження газу

Як було встановлено в п. 1.4 для досягнення мінімального енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій необхідно забезпечити якомога більш глибоке охолодження стисненого газу в теплообмінниках системи проміжного охолодження.

Це пояснюється тим, що зниження температури газу перед кожною ступеню компресора збільшує густину газу. При цьому, прямо пропорційно збільшенню густини газу в циліндрах, зростає продуктивність компресора. Розрахунки показують, що зменшення температури газу на 1 К призводить до зростання продуктивності приблизно на 0,3 % [124]. Таким чином, зі зниженням температури газу, що всмоктується, пропорційно зменшується питома витрата енергії на привід компресора, а найбільш ефективним з енергетичної точки зору є процес ізотермічного стиснення газу в компресорі. Але реалізація ізотермічного стиснення газу можлива тільки за рахунок максимального зростання площ теплообмінників охолодження. Це, в свою чергу, призведе до зростання втрат тиску і енергії. При цьому в існуючих компресорах, в середньому, від 5 до 10 % від потужності стиснення газу витрачається на додання втрат в охолоджувачах газу [43].

Найпростіша схема діючої системи охолодження пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі на прикладі двоступеневого компресора зображена на рис. 2.1.

Наприклад, така схема реалізована на широко відомих в нафтогазовій промисловості України пересувних дизельних компресорних станціях ПКСД виробництва Полтавського турбомеханічного заводу. Це моделі ПКСД – 1,4/25 (рис. 2.2), ПКСД – 1,5/16 з дизельним двигуном Д-144, ПКСД – 5,25, ПКСД – 3,5 з дизельним двигуном Д-243 та ін.

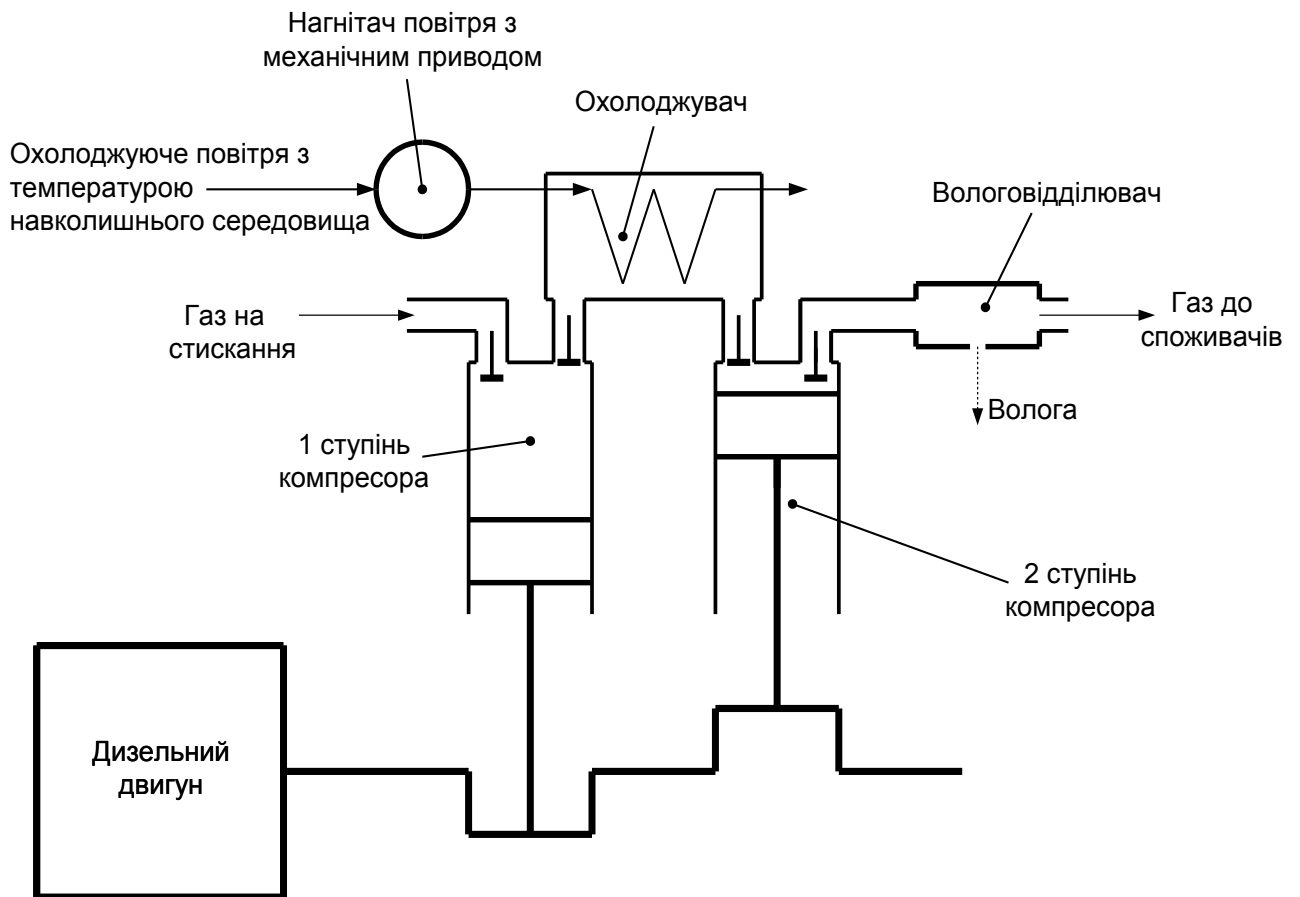


Рисунок 2.1 – Найпростіша схема діючої системи охолодження двоступеневого компресора



1 – пульт управління, 2 – компресор; 3 – дизельний двигун; 4 - шасі

Рисунок 2.2 – Пересувна дизельна компресорна станція моделі ПКСД – 1,4/25

В даній схемі газ після стиснення в першій ступені компресора надходить в проміжний охолоджувач газу, де його температура знижується. Далі стиснений газ подається в другу ступінь компресора, звідки після стиснення до кінцевого тиску надходить до споживача.

У разі стиснення вологого газу і падіння температури охолоджуваного газу нижче температури точки роси, стиснений газ подається в інерційний вологовідділювач, де з нього видаляється волога, що сконденсувалась, яка періодично зливається оператором компресорної станції. Відведена за допомогою охолоджувача теплота стиснення газу існуючих компресорних установок нафтогазової галузі безпосередньо виділяється в навколишнє середовище без використання засобів рекуперації теплоти.

Для оцінки існуючого потенціалу енергозберігання типової пересувної дизельної компресорної станції необхідно провести термодинамічний розрахунок процесу стиснення компресорного агрегату, де в якості розрахункової моделі прийнята принципова схема двоступеневого стиснення (рис. 2.1).

В якості еталонного процесу стиснення обрано адіабатний, так як в розрахунках приймається, що теплообмін в процесі стиснення відсутній, і охолодження стисненого газу відбувається тільки в газоохолоджувачі. Ступінь підвищення тиску приймається однакова для всіх ступенів компресора. В розрахунку розглядаємо як двоатомні гази (азот, повітря – в розрахунках повітря приймається як двоатомний газ), так і багатоатомні (метан, етан та ін.) Для двоатомних газів показник адіабати приймаємо рівним 1,4, для багатоатомних – 1,33.

Таким чином, питомі витрати енергії на стиснення газу (Дж/кг) знайдемо з (2.1) після нескладних перетворень за формулою:

$$L = \frac{L_{ad}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\phi} \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} =$$

$$= \frac{k \cdot R \cdot (T_0 + T_{\phi}) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np} \cdot (k-1)}; \quad (2.6)$$

де T_0 , T_{ϕ} - відповідно температури навколишнього середовища і охолоджуючого теплоносія-фреону, К.

Як впливає з формул (2.1-2.2), якщо знизити температуру стисненого газу на виході кожної ступені компресора, то можна істотно скоротити роботу на стискання газу та знизити кількість енергії, яка витрачається на стискання газу в компресорі.

В існуючих пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі, де охолодження здійснюється повітрям або водою, теоретичною найнижчою температурою стисненого газу може бути тільки температура навколишнього середовища. Причому на практиці температури навколишнього середовища теплоносіями компресорних установок не досягається і перевищують температуру навколишнього середовища мінімум на 20-30 °С [46]. Очевидно, що ефективно знизити температуру стисненого газу можна тільки за рахунок охолодження газу до температури теплоносія-фреону T_{ϕ} , температура якого буде суттєво нижче температури повітря навколишнього середовища T_0 .

Індикаторна діаграма компресора з різними температурами охолодження газу зображена на рис. 2.3. Процес всмоктування компресора на рис. 2.3 показано прямою a-1, нагнітання газу в охолоджувач – прямою 2-b. Частини останньої прямої: лінія b-4 – зображує процес всмоктування в другий циліндр для діючої системи охолодження компресорів; лінія b-6 – показує процес

всмоктування в другий циліндр для перспективної системи охолодження компресорів.

Прямі 3-с, 5-с, 7-с показують процеси нагнітання газу для компресорів, відповідно, без проміжного охолодження, з діючою схемою проміжного охолодження газу, з схемою пропонованого додаткового високоефективного проміжного охолодження газу.

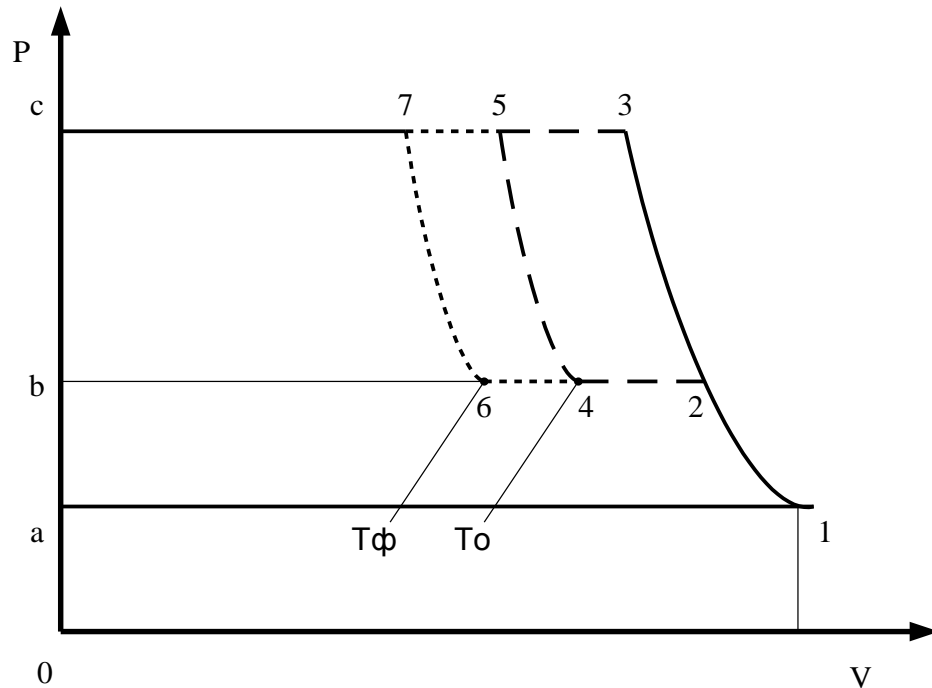


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма компресора з різними схемами охолодження

Процес стисання в одноступеневому компресорі без проміжного охолодження показаний на діаграмі політропою 1-2-3. Лініями 1-2 та 4-5 показані процеси стисання в двохступінчастому компресорі з діючою схемою проміжного охолодження газу в існуючих пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі.

Площа, обмежена штриховими лініями 2-3-5-4, зображає економію роботи на стиснення газу конструкції компресора з проміжним охолодженням газу в існуючих пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової

галузі у порівнянні з варіантом без охолодження стисненого газу в найпростіших компресорах.

Лініями 1-2 та 6-7 показані процеси стискання в двохступінчастому компресорі зі схемою пропонованого додаткового високоефективного проміжного охолодження газу. Площа, обмежена пунктирними лініями 4-6-7-5, зображає економію роботи компресора зі схемою пропонованого додаткового високоефективного проміжного охолодження газу у порівнянні з варіантом з діючою схемою проміжного охолодження газу в існуючих пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі.

При охолодженні стисненого повітря, до температури нижчої за температуру навколишнього середовища, питомі витрати на стиск в компресорі істотно знижуються. Причому, чим нижче температура теплоносія-охолоджувача відносно температури навколишнього середовища, тим нижче витрати енергії.

З формули 2.6 також випливає, що при збільшенні степені підвищення тиску економія на стискання газу для компресора з перспективною схемою проміжного охолодження газу також зростає. Економія для одного ступеня стиснення в процентному співвідношенні принципово не залежить від природи стисненого газу і визначиться з (2.6) за формулою

$$\delta L = \frac{\Delta L_{ad}}{L_{ad}} \cdot 100\% = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_0 - T_\phi) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \cdot 100\% =$$

$$= \frac{T_0 - T_\phi}{T_0} \cdot 100\%.$$
(2.7)

Таким чином, з наведених викладок можна зробити висновок про наявність найбільшого резерву по скороченню витрат енергії на стиск шляхом використання теплоносія-охолоджувача з температурою, суттєво нижчою за температуру навколишнього середовища.

2.2. Розробка системи високоефективного зниження температури перспективної схеми охолодження газу в компресорах

Як встановлено в п. 2.1 система охолодження компресора має значний потенціал з точки зору економії енергії за рахунок використання відведеної теплоти та додаткового охолодження стисненого газу до температур, нижчих за температуру навколишнього середовища. При цьому важливою проблемою є розробка системи високоефективного зниження температури, нижчої від температури навколишнього середовища, та вибір для системи охолодження теплоносія, який би охолоджував стиснений газ до низьких температур.

Теплоносій повинен відповідати наступним вимогам:

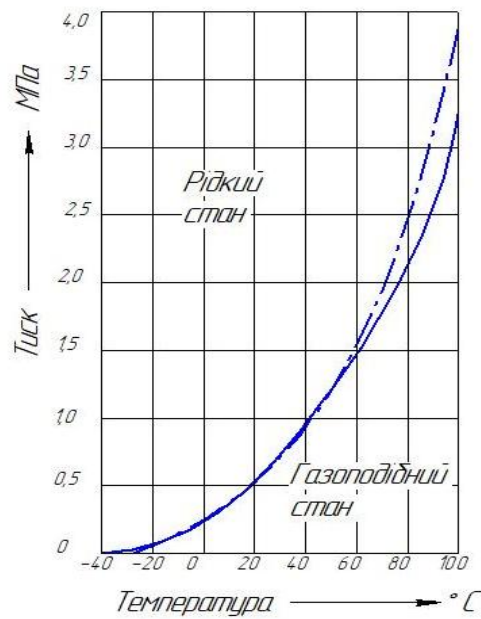
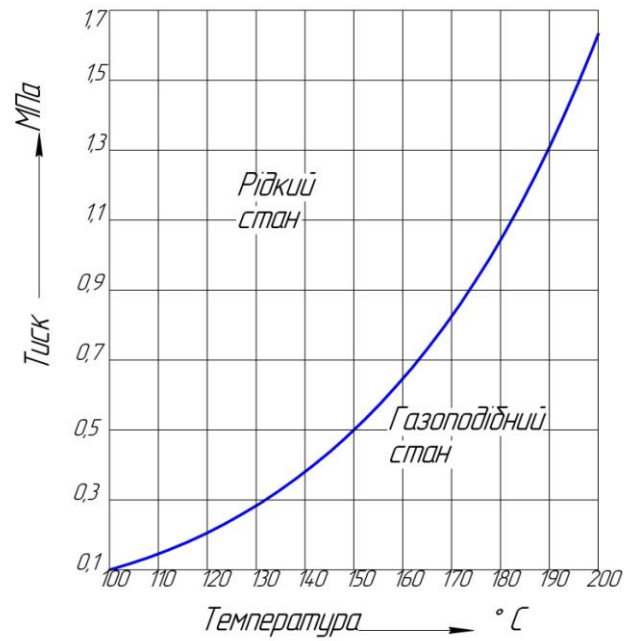
- температура теплоносія повинна бути нижчою за температуру навколишнього середовища, причому, для забезпечення відчутної економії енергії, ця різниця має бути не менше 10-15 °С;
- низька температура переходу теплоносія з твердого стану в рідкий, для забезпечення можливості циркуляції теплоносія-фреону в системі охолодження;
- низька температура переходу теплоносія з рідкого стану в газоподібний (температура кипіння), для забезпечення можливості використання теплоти пароутворення для інтенсифікації процесу охолодження в системі;
- висока розповсюдженість та недефіцитність теплоносія;
- порівняно не висока вартість теплоносія.

Одним з дешевих теплоносіїв виступає звичайна вода, яка повністю відповідає останнім двом критеріям та використовується в багатьох існуючих пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі. Але неможливість охолодження води нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ робить її непридатною для використання в високоефективних системах охолодження стисненого газу компресорів, які розробляються автором. Крім того, температура в $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ переходу теплоносія з рідкого стану в газоподібний майже унеможливорює використання для води теплоти пароутворення.

Очевидними для вказаних критеріїв теплоносіями можуть виступати холодоагенти, які широко використовуються в побуті та техніці, зокрема автомобільній. В даний час для різноманітного обладнання застосовується більше десяти марок різних холодоагентів. З точки зору уніфікації та використання в автомобільній техніці, на базі якої створюються пересувні дизельні компресорні станції нафтогазової галузі, то доцільним є застосування саме автомобільних холодоагентів.

В теперішній час для автомобільного транспорту використовується дві марки холодоагентів: фреони R12 та R134a. Їхні теплофізичні характеристики значно перевершують аналогічні для води. Наприклад, якщо температура кипіння за атмосферного тиску для води складає $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, то температура кипіння для фреону R12 за атмосферного тиску складає мінус $29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для фреону R134a – мінус $26,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [58]. На рис. 2.4 для порівняння зображені графіки зміни температур кипіння для води і фреонів R12 та R134a в залежності від тисків.

З точки зору вартості та ефективності охолодження фреони R12 та R134a є досить близькими. Як видно з графіків (рис. 2.4), фреони R12 та R134a також мають достатньо близькі теплофізичні характеристики, але з екологічної точки зору (захисту озонового шару) більш доцільним є використання саме фреону R134a.



а)

б)

Рисунок 2.4 – Залежності температур кипіння води (а) та фреонів R12 та R134a (б) від тиску

Цей вибір пояснюється наступним. Озон захищає поверхню Землі від ультрафіолетового випромінювання і в цьому озоновому шарі затримується

значна частина такого випромінювання. Ультрафіолетові промені розщеплюють озон (O_3) в молекулу кисню (O_2) і атом кисню (O). В ході наступної реакції молекула і атом кисню знову з'єднуються в озон. Цей процес відбувається в стратосфері, в її озоновому шарі, що знаходиться на висоті від 20 до 50 км.

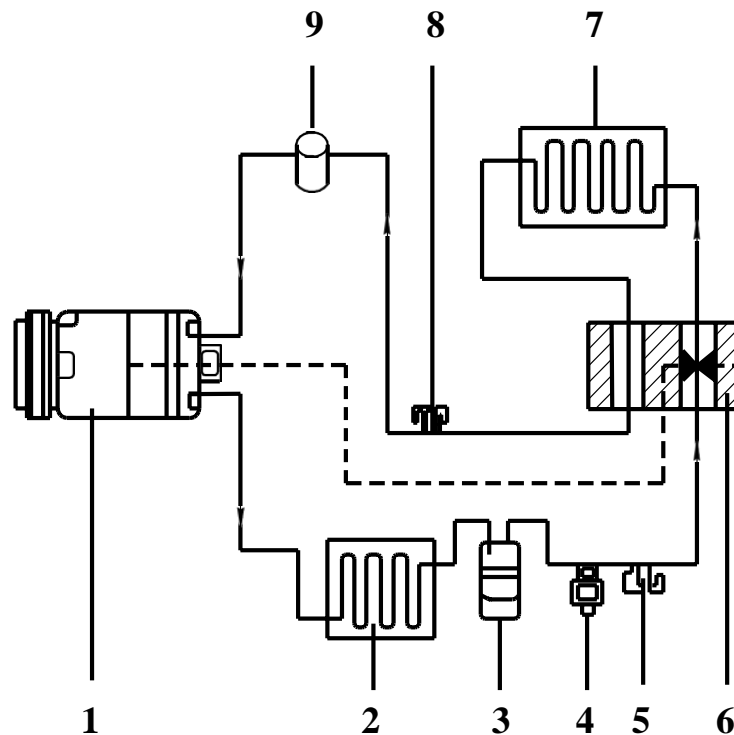
Складовою частиною такого холодоагенту, як R12, є хлор (Cl). При попаданні в атмосферу цього холодоагенту, його молекула R12, яка легша за повітря, піднімається до озонового шару. Під впливом ультрафіолетових променів хлор вивільняється з молекули холодоагенту і реагує з озоном. При цьому озон руйнується і в результаті утворюється молекула кисню (O_2) і хлормонооксид (ClO), який згодом знову реагує з киснем, після чого знов вивільняється хлор (Cl) і цей процес може повторюватися до 100000 разів. Таким чином, при розщепленні молекул холодоагенту R12 хлор, який входить в його склад, руйнує озонний шар Землі. Фреон же R134a, на відміну від R12, не має атомів хлору, а тому ефективно сприяє збереженню озонового шару.

При виборі теплоносія-фреону також необхідно врахувати наступні вимоги:

- а) низьку точку плавлення;
- б) високий коефіцієнт теплопередачі;
- в) теплову стійкість;
- г) високу теплоємність.

Фреон R134a відповідає також і всім вищезазначеним вимогам. А тому для подальшого використання для систем високоефективного охолодження газу в пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі доцільним є використання саме фреону R134a.

Будова пропонованої автором підсистеми зниження температури перспективної системи високоефективного додаткового охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі показана на рис. 2.5.



1 – компресор стиснення фреону, 2 – конденсатор, 3 – ресивер з осушувачем,
 4 – манометрический вимикач по високому тиску, 5 – сервісний штуцер
 високого тиску, 6 – розширювальний клапан, 7 – охолоджувач стисненого газу,
 8 – сервісний штуцер низького тиску, 9 – демпфер

Рисунок 2.5 – Будова пропонованої системи додаткового високоефективного охолодження стисненого газу

Принцип дії контуру циркуляції фреону пропонованої додаткової високоефективної системи охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій полягає в наступному: компресор 1 всмоктує при невисокому тиску холодний, газоподібний холодоагент за температури близько мінус 3-5 °С.

Далі холодоагент стискується в компресорі і при цьому нагрівається до температур в діапазоні плюс 70-90 °С. Після чого холодоагент закачується в

контур (на сторону високого тиску). У цій фазі холодоагент є в газоподібному стані під високим тиском і при високій температурі.

Далі холодоагент потрапляє в конденсатор 2 компресорної установки. Стиснутий гарячий теплоносій-фреон в конденсаторі віддає тепло потоку повітря, що проходить під впливом вентилятора з електроприводом. По досягненню точки роси, що залежить від тиску, холодоагент в газоподібному стані конденсується і переходить в рідкий стан. У цій фазі холодоагент (також в рідкому стані) знаходиться під високим тиском і має температури в діапазоні плюс 20-30 °С.

Рідкий стиснутий холодоагент далі підводиться до вузького місця трубопроводу. Це може бути дросель або розширювальний клапан 6. При цьому відбувається падіння тиску і зниження температури фреону до близько мінус 20 °С. Далі холодоагент поступає в охолоджувач 7 стисненого газу. Там відбувається передавання теплоти від гарячого стисненого газу до холодного фреону. При цьому розпилений фреон повертається в стан термодинамічної рівноваги і випаровується. У цій фазі холодоагент нагрівається до температур близько мінус 3-5 °С та знаходиться в пароподібному стані під невисоким тиском. Далі фреон поступає на вхід компресора 1 і цикл охолодження повторюється.

Елементи 5, 8 призначені для сервісного обслуговування підсистеми високоефективного зниження температури, а елементи 3, 4 та 9 – для забезпечення високого ресурсу та надійності роботи.

Таким чином, термодинамічно ефективна система додаткового високоефективного зниження температури реалізує глибоке охолодження стисненого газу, що дозволяє суттєво знизити енергоспоживання у порівнянні з існуючими компресорними станціями.

2.3. Опис робочих процесів пересувних дизельних компресорних станцій

Принципова схема діючої системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі зображена на рис. 2.6.

Наприклад, така схема реалізована на пересувних дизельних компресорних станціях нафтогазової галузі ПКС-7/100 (рис. 2.7 а), ПКСА-9/200 (рис. 2.7 б) та ін.

Діюча система багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі відрізняється наявністю відкритої системи циркуляції теплоносія-повітря або закритої системи циркуляції теплоносія-води. Стиснений газ з першої ступені компресора надходить в проміжний газоохолоджувач, де охолоджується водою або повітрям з температурою навколишнього середовища.

Повітря наддувається в охолоджувачі газу нагнітачем послідовно. Далі газ нагнітається компресором на наступну ступень стиснення, після якої знову охолоджується в проміжному газоохолоджувачі повітрям. З кінцевого охолоджувача проміжний теплоносій-повітря відводить теплоту стиснення в атмосферу.

Пропонована схема системи високоефективного багатоступеневого охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій зображена на рис. 2.8.

Схема відрізняється:

- наявністю замкненої системи циркуляції теплоносія-фреону марки R134a;
- системою паралельного прокачування теплоносія-фреону через газоохолоджувачі;
- системою утилізації теплоти стисненого газу.

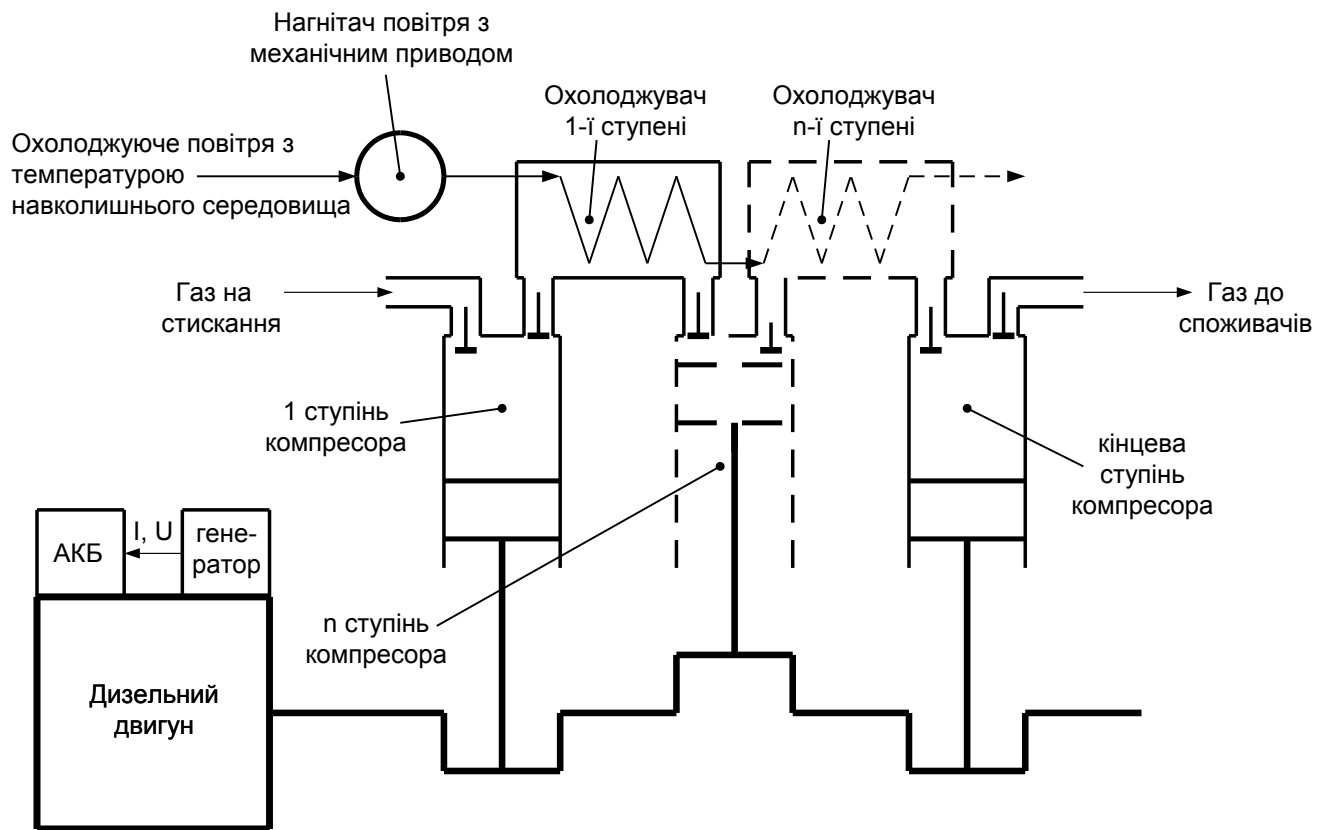


Рисунок 2.6 – Принципова схема діючої системи багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі



а)



б)

Рисунок 2.7 – Пересувні дизельні компресорні станції моделей ПКС-7/100 (а) та ПКСА-9/200 (б)

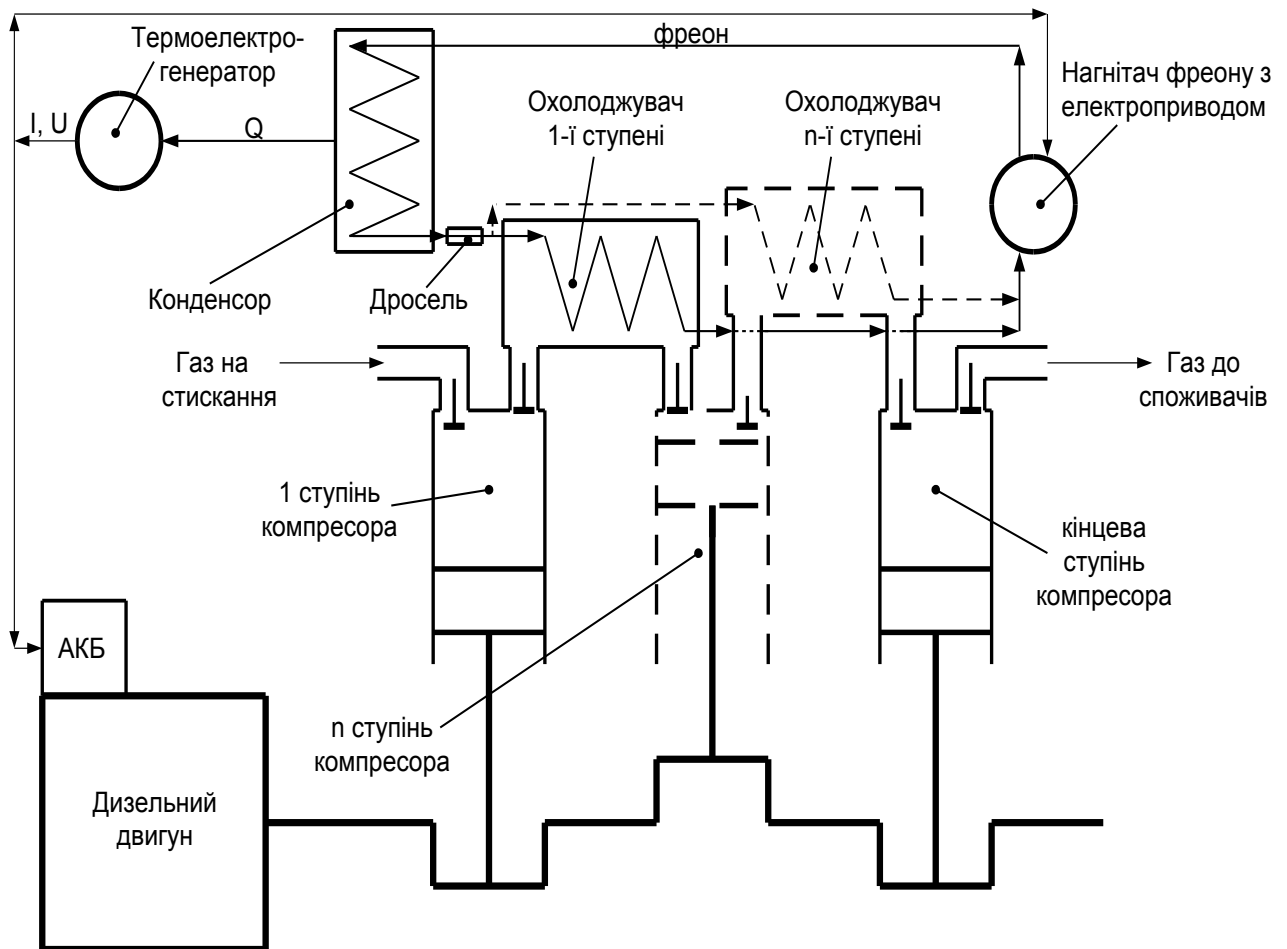


Рисунок 2.8 – Принципова схема перспективної системи багаступеневого високоефективного охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій

Стиснений газ з першої ступені компресора надходить в перший газоохолоджувач, де охолоджується фреоном R134a з температурою близько мінус 20 °С. Далі стиснений газ надходить в наступну ступень стиснення, після якої знову охолоджується в проміжному газоохолоджувачі фреоном з тією самою температурою близько мінус 20 °С. Фреон нагнітається в охолоджувачі паралельно. З газоохолоджувачів проміжний теплоносій-фреон нагнітається в конденсатор компресором фреону.

В конденсаторі основна частина теплоти використовується для генерації електроенергії термоелектрогенератором. Ця електроенергія поступає на

зарядження акумуляторної батареї та забезпечення роботи електрообладнання привідного двигуна.

Така схема дозволяє відключити штатний генератор двигуна та зменшити витрати потужності двигуна на привід допоміжного навісного устаткування. В середньому, в залежності від режимів роботи, генераторна установка відбирає від двигуна 1-2 % потужності. Отже, відключення генераторної установки дозволить додатково знизити витрату пального привідного двигуна компресора на 1-2 %.

Інша згенерована електроенергія поступає на забезпечення роботи електрообладнання пересувних дизельних компресорних станцій, технологічне та побутове обладнання. Незначна невикористана частина теплоти відводиться тепловіддачею в атмосферу. Далі робочий цикл відновлюється та охолоджений фреон поступає в газоохолоджувачі.

Енергія для забезпечення роботи компресора фреону одержується від термоелектрогенераторів, які генерують електроенергію за рахунок теплоти відпрацьованих газів основного компресора та теплоти, яка утворюється за рахунок стиснення газів.

2.4. Метод зниження втрат енергії пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі

Метод вибору схеми системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій полягає в оцінці ефективності діючих систем охолодження газу та оцінки необхідності впровадження на діючі компресорні станції удосконалених енергоефективних систем охолодження газу.

Порівняння діючої та перспективної енергоефективної системи охолодження газу стає можливим при використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу. В цьому випадку головним критерієм відбору буде відношення ексергії відведеної теплоти до ексергії затраченої на циркуляцію

фреону. Слід врахувати, що при виборі теплоносія головними величинами для аналізу є температура гарячого і холодного джерел, теплова потужність, основні параметри теплообмінних поверхонь (коефіцієнти тепловіддачі, діаметр труб, характеристики оребріння).

1. Для оцінки необхідності впровадження на діючі компресорні станції удосконалених енергоефективних систем охолодження газу необхідно виконати розрахунки потенціалу підвищення ефективності використання енергії. Для цього потрібно провести розрахунки різниці ексергетичного ККД ΔK_{η} в разі застосування діючої системи охолодження та застосування пропонованої додаткової енергоефективної схеми охолодження стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій. Різницю ексергетичного ККД ΔK_{η} знайдемо за виразом:

$$\Delta K_{\eta} = \eta_{\text{екс.е}} - \eta_{\text{екс.д}} \quad (2.8)$$

де $\eta_{\text{екс.е}}$ – ексергетичний ККД перспективної енергоефективної системи охолодження газу;

$\eta_{\text{екс.д}}$ – ексергетичний ККД діючої системи охолодження газу.

Різницю ексергетичного ККД розрахуємо за формулою 2.8 за наступних умов:

- ступінь підвищення тиску однакова у всіх ступенях компресора;
- газ охолоджується до початкової температури охолоджуючого теплоносія;
- витрати ексергії на допоміжне обладнання компресора дорівнюють нулю;
- охолодження в газоохолоджувачах – ізобарне;
- стиснення в ступенях компресора – адіабатне.

2. Для порівняння існуючих та запропонованої енергоефективної схем системи охолодження стисненого газу проводиться розрахунок відношень ексергетичного ККД

$$\beta = \frac{\eta_{екс.е}}{\eta_{екс.д}}. \quad (2.9)$$

3. Визначаємо ексергетичний ККД для енергоефективної схеми. Для удосконаленої енергоефективної схеми, з врахуванням додаткової генерації електричної енергії, ексергетичний ККД для приводу компресора буде дорівнювати:

$$\eta_{екс}^p = \frac{\Delta E_{см.г} + \sum E_q}{\sum E_{випр} + \sum E_{г.о} - E_{ел}} \cdot 100\%; \quad (2.10)$$

де $\Delta E_{см.г}$ - зростання ексергії газу, що стискається;

$\sum E_q$ - сумарна ексергія теплоти, що відводиться від стиснутого газу в охолоджувачах, Вт;

$\sum E_{випр}$ - сумарна ексергія, що витрачається на привід компресора, Вт;

$\sum E_{г.о}$ - сумарна ексергія, що витрачається на прокачування стисненого газу і охолоджувача в теплообмінних апаратах, Вт;

$E_{ел}$ - ексергія згенерованої електроенергії, Вт.

4. Розраховуємо зростання ексергії газу $\Delta E_{см.г}$, що стискається, яке визначається з формули

$$\Delta E_{см.г} = G \cdot [(h_k - h_n) + T_{о.с} \cdot (s_n - s_k)]; \quad (2.11)$$

де G – продуктивність компресора, кг/с;

h_k - кінцева питома ентальпія стисненого газу на виході з компресора,
Дж/кг;

h_n - початкова питома ентальпія стисненого газу на вході в компресор,
Дж/кг;

$T_{o.c}$ - температура навколишнього середовища, К;

s_n - початкова питома ентропія стисненого газу на вході в компресор,
Дж/кг;

s_k - кінцева питома ентропія стисненого газу на виході з компресора,
Дж/кг.

5. Визначається сумарна ексергія теплоти $\sum E_Q$, що відводиться від стиснутого газу в охолоджувачах, з формули

$$\sum E_Q = \tau_q \cdot \sum Q; \quad (2.12)$$

де $\sum Q$ - сумарна теплова потужність, що відводиться в охолоджувачах,
Вт.

τ_q - коефіцієнт використання відведеної теплоти;

$$\tau_q = \left(1 - \frac{T_{o.c}}{\bar{T}} \right); \quad (2.13)$$

де \bar{T} - середня температура теплоносія, К.

$$\bar{T} = \frac{T_{m.k} - T_{m.n}}{\ln\left(\frac{T_k}{T_n}\right)}; \quad (2.14)$$

де $T_{m.k}$ - температура теплоносія-фреону в кінці процесу охолодження газу, К;

$T_{m.n}$ - температура теплоносія-фреону на початку процесу охолодження газу, К;

6. Розраховується сумарна ексергія, що витрачається на привід компресора

$$\sum E_{np} = \tau_{np} \cdot \frac{\sum N_{cm}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}; \quad (2.15)$$

τ_{np} - коефіцієнт використання енергії, що витрачається на стискання газу в компресорі;

$\sum N_{cm}$ - сумарна потужність, що витрачається на стискання газу в компресорі, Вт;

η_{oi} - механічний ККД компресора;

η_{np} - механічний ККД приводу від дизельного двигуна до компресора;

7. Визначасмо сумарну ексергію, що витрачається на прокачування стисненого газу і теплоносія-фреону в теплообмінних апаратах

$$\sum l_{o} = \tau_{np} \cdot \frac{\sum l_m + \sum l_2}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}; \quad (2.16)$$

де $\sum l_m$ - сумарні витрати на додання опору в теплообмінних апаратах на прокачування охолоджувача, Вт;

$\sum l_2$ - сумарні витрати на додання опору в теплообмінних апаратах на прокачування газу, Вт.

8. Далі, згідно з розробленою схемою проміжного охолодження, відведену теплоту стиснення необхідно трансформувати в електричну енергію за допомогою термоелектричного генератора.

Принципова схема перспективної енергоефективної системи багаступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій з підсистемою трансформації теплоти в електричну енергію зображена на рис. 2.8.

Кількість відведеної теплоти q визначається за формулою (2.5). Питома кількість електричної енергії розраховується з виразу

$$l_{el} = \eta_{ETG} \cdot q, \quad (2.17)$$

де η_{ETG} - ККД термоелектрогенератора, середнє значення ККД термоелектрогенератора приймаємо $\eta_{ETG} = 0,2$.

Ексергія згенерованої електроенергії визначається із залежності

$$E_{орц} = \tau_{ел.ен} \cdot l_{орц}; \quad (2.18)$$

де $\tau_{ел.ен}$ - коефіцієнт використання згенерованої електроенергії при передаванні її споживачам;

$l_{орц}$ - згенерована термоелектрогенератором електроенергія від утилізованої теплоти.

9. Визначаємо ексергетичний ККД для порівнюваних схем компресорних агрегатів:

$$\eta_{екс}^{\partial} = \frac{\Delta E_{ст.г} + \sum E_q}{\sum E_{np} + \sum E_{г.о}} \cdot 100\%; \quad (2.19)$$

2.5. Математичне моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій

2.5.1. Мета і завдання математичного моделювання енергоефективної схеми системи охолодження газу

Метою моделювання є створення математичної моделі роботи компресорної установки пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі з системою проміжного охолодження для розрахунку та підвищення показника енергоефективності схеми.

Завдання математичного моделювання є наступними:

- розрахунок процесу багатоступеневого стиснення в компресорах пересувних дизельних компресорних станцій для визначення роботи, що витрачається на стиснення газу в їхніх ступенях;
- визначення температур газу на вході та на виході в ступенях стиснення компресорів;
- розрахунок кількості теплоти, яка відводиться від радіаторів охолодження компресорних станцій;
- визначення витрат робочих тіл;
- розрахунок теплових втрат та коефіцієнтів теплопередачі при теплообміні в радіаторах охолодження компресорних станцій;
- визначення кількості генерованої електричної енергії;
- розрахунок ексергетичних ККД компресорних установок та визначення їхніх показників енергоефективності.

2.5.2. Основні припущення

В математичній моделі прийняті наступні припущення:

- в компресорі стискаються незріджені (в газовій фазі) азот, повітря, метан, етан, пропан, бутан;
- процеси стиснення газу в ступенях компресора і фреону в нагнітачі – адіабатні;
- процеси нагрівання та охолодження – ізобарні;
- мінімальна різниця температур між тілами під час теплообміну – приймається $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- розташування труб в теплообмінниках – шахове;
- режими руху теплоносіїв – турбулентні;
- теплообмін з фреоном поділений на окремі зони: нагрівання рідкого фреону, пароутворення, нагрівання газоподібного фреону;
- діапазоні температур робочих тіл – від мінус 20 до плюс $250\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- швидкості фреону в трубах – не вище 2 м/с, для газів – не вище 20 м/с;
- теплофізичні властивості газів залежать тільки від тиску на вході в теплообмінники;
- всі процеси – стаціонарні.

2.5.3. Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані змінні:

- кількість ступенів z знаходиться в межах 2-6;
- витрата газу G знаходиться в межах 0,01-0,5 кг/с;
- ступінь підвищення тиску газу в ступені компресора x знаходиться в межах 1,5-4,0;
- температура навколишнього середовища T_0 знаходиться в межах від мінус 20 до плюс $50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура фреону на виході дроселя T_{ϕ} знаходиться в межах від мінус 22 до мінус $18\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- тип газу: повітря, азот, метан, етан, пропан, бутан.

Вихідні дані постійні:

- тиск газу на вході в компресор та тиск атмосферного повітря $P_0 = 0,1$ МПа;
- механічний ККД дизельного приводу $\eta_d = 0,8$;
- механічний ККД компресора $\eta_k = 0,6$;
- внутрішній діаметр повітряних трубок теплообмінників компресора $d_{т.п.} = 0,03$ м;
- внутрішній діаметр фреонових трубок теплообмінників компресора $d_{т.ф.} = 0,01$ м;
- крок повітряних трубок теплообмінника $s_{т.п.} = 0,02$ м;
- товщина стінок трубок $\delta_{тр} = 0,002$ м.

2.6 Опис математичної моделі багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій

Дана математична модель за обліком зміни параметрів у часі відноситься до статичного типу, так як параметри в часі залишаються незмінними [16]. За способом опису і складання розроблена математична модель є змішаною, тому що використовувалися як функціональні залежності величин (наприклад, властивості речовин), так і табличні значення параметрів (наприклад, коефіцієнти теплопровідності).

Термодинамічний розрахунок стиснення газу в ступенях компресору проводиться за діючою повітряною та пропонованою перспективною схемами охолодження. Під час даного розрахунку визначаються витрати питомої роботи на стиск (формула 2.3), температури газу на кожній ступені компресора (формула 2.4), питома кількість теплоти, що відводиться в проміжних теплообмінниках (формула 2.5).

При виборі теплоносія-фреону для систем багатоступеневого охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій, з умовою

подальшого застосування отриманої енергії, головною вимогою є максимальне використання відведеної теплоти при мінімальних затратах витраченої енергії для приводу компресорів циркуляції фреону.

Загальна блок-схема математичної моделі наведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Детальна структура математичної моделі

Вихідні дані	Вихідні дані: тип газу (повітря, азот, кисень), кількість ступенів $z = 2-5$; ступінь підвищення тиску $x = 1,5-4,0$; витрата газу $G = 0,1-10$ кг/с; температура навколишнього середовища T_0 і на вході в компресор; швидкість фреону w_f 0,1-2 м/с; швидкість газу w_r 1-10 м/с
Основні розрахунки	Потужність, що витрачається на привід основного газового компресора; об'ємна витрата теплоносія, робота та температури стискання; потужність, що витрачається компресором холодоагенту на циркуляцію фреону; сумарна площа теплообмінної поверхні газоохолоджувачів
Результати розрахунків	Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться: сумарні питомі витрати енергії на роботу компресорної установки; показник енергоефективності; критерій ексергетичної досконалості

Тепловий та гідравлічний розрахунки теплообмінних апаратів охолодження стисненого газу проводиться за умови, що стиснений газ рухається в міжтрубному просторі, а охолоджуючий холодоагент по трубках газоохолоджувачів. Тепловий та гідравлічний розрахунки для холодоагенту проводяться за формулами аналогічним для стисненого газу з урахуванням того, що трубок для циркуляції фреону є кілька десятків. Точна кількість

трубок визначається, виходячи з того, що режим руху холодоагенту є турбулентний і $Re \approx 10^3$.

Термодинамічний розрахунок контуру охолодження фреону проводиться з температурою і тиском в конденсаторі плюс 80°C і 1500 кПа та у випарнику мінус 20°C і 200 кПа . Для спрощення розрахунків приймалося, що питомі характеристики контуру охолодження фреону не залежать від температури теплоносія і враховується тільки кількість підведеної теплоти.

Таким чином, розраховані характеристики контуру охолодження газу фреоном, віднесені до одного кілограму холодоагенту, виглядають наступним чином:

- питома теплове навантаження контуру охолодження фреону – 2750 кДж/кг ;
- питома навантаження конденсатора – 2380 кДж/кг ;
- питома холодопродуктивність – 2240 кДж/кг ;
- питома кількість теплоти, відведена в конденсаторі – 2650 кДж/кг .

Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться холодопродуктивність по фреону, витрати енергії на циркуляцію холодоагенту та його витрата.

Під час розрахунків для прийняття рішення щодо оптимальної схеми охолодження оцінюються:

- швидкість теплоносія;
- коефіцієнти гідравлічного тертя, коефіцієнти тепловіддачі;
- загальна довжина трубопроводів теплообмінних апаратів;
- падіння тиску в теплообмінних апаратах;
- числа подібності Рейнольдса, Прандтля, Пекле і Нуссельта;
- ексергія на прокачування фреону;
- ексергія відведеної теплоти.

Розрахунок починається після ручного введення вихідних даних. Розрахунки проводяться в середовищі MathCad.

В загальному для вибору ефективного теплоносія використовується критерій ексергетичної досконалості:

$$D_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{тепл}}}{E_{\text{витр}}}, \quad (2.20)$$

де $E_{\text{тепл}}$ - ексергія теплоти, Вт

$$E_{\text{тепл}} = \tau_q \cdot Q, \quad (2.21)$$

де Q - теплова потужність, Вт;

τ_q - коефіцієнт використання відведеної теплоти;

$E_{\text{витр}}$ - ексергія, витрачена на циркуляцію теплоносія, Вт,

$$E_z = \tau_{np} \cdot \frac{N_{np}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}, \quad (2.22)$$

де τ_{np} - коефіцієнт використання механічної енергії на привід компресора циркуляції фреону;

η_{oi}, η_{np} - ККД компресора і ККД приводу;

N_{np} - потужність, що витрачається на привід компресора циркуляції фреону, Вт.

$$N_{np} = \Delta P \cdot V, \quad (2.23)$$

де ΔP - втрати тиску при циркуляції теплоносія, Па;

V - об'ємна витрата теплоносія, м³/с.

Об'ємна витрата теплоносія-фреону, м³/с

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c_p \cdot |T_k - T_n|}, \quad (2.24)$$

де T_n, T_k - температура теплоносія на початку і в кінці теплообміну, К.

Розрахунок роботи та температур стиску проводиться за формулами

$$L = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{noch} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (2.25)$$

$$T_{ст.г}^p = T_{noch} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right). \quad (2.26)$$

Швидкість теплоносія, м/с

$$w = \frac{V}{\pi \cdot \frac{d^2}{2}}. \quad (2.27)$$

Температурний напір, К

$$\Delta T = T_{ст} - \bar{T}, \quad (2.28)$$

де $T_{ст}$ - середня температура стінки, К.

Число Рейнольдса знаходимо за формулою

$$\text{Re} = \frac{d \cdot w}{\nu}. \quad (2.29)$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя в трубах

$$\text{при } \text{Re} \leq 2300: \quad \xi = \frac{64}{\text{Re}}; \quad (2.30)$$

$$2300 < \text{Re} \leq 10^4: \quad \xi = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (2.31)$$

$$10^4 < \text{Re} < 10^5: \quad \xi = 1,82 \cdot \log(\text{Re} - 1,64)^{-2}; \quad (2.32)$$

$$\text{при } \text{Re} \geq 10^5: \quad \xi = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}. \quad (2.33)$$

Число Прандтля

$$\text{Pr} = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda}. \quad (2.34)$$

Число Пекле

$$\text{Pe} = \text{Re} \cdot \text{Pr}. \quad (2.35)$$

Число Нуссельта:

$$\text{при } \text{Re} \geq 10^4: \quad \text{Nu} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Pe}}{1 + \frac{900}{\text{Re}} + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}; \quad (2.36)$$

$$\text{при } Re \leq 10^4: \quad Nu = 3,657 \frac{1}{1 + 0,3265 \cdot Re \cdot Pr + 0,0602 \cdot (Re \cdot Pr)^2}. \quad (2.37)$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² • К)

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (2.38)$$

Довжина трубок в охолоджувачі, м

$$l = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot \Delta T \cdot \alpha}. \quad (2.39)$$

Питоме падіння тиску в охолоджувачах, Па/м:

$$\Delta P_l = \frac{\xi \cdot w^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}. \quad (2.40)$$

Втрати тиску при циркуляції теплоносія, Па:

$$\Delta P = \Delta P_l \cdot L. \quad (2.41)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до теплоносія, Вт/(м²•К), визначається за формулою

$$\alpha_{газ} = c_1 \cdot c_2 \cdot \lambda_2 \cdot \left(\frac{w_y \cdot \rho_2}{\mu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33}; \quad (2.42)$$

де c_1 і c_2 - коефіцієнти, що залежать від ступеня оребріння теплообмінника;

λ_2 - коефіцієнт теплопровідності газу, Вт / м · К,

ρ_2 - густина газу, кг/м³;

μ_2 - динамічна в'язкість газу, Па · с;

Pr - число Прандтля для газу;

w_y - швидкість газу, м/с.

Втрати тиску газу при прокачуванні в теплообмінниках, Па

$$\Delta P_{газ} = \rho_2 \cdot w_y^2 \cdot n_2 \cdot \left(\frac{S_p}{d_{вн} + 2 \cdot \delta} \right)^{-0,72} \cdot Re_2^{-0,24}, \quad (2.43)$$

де Re_2 - число Рейнольдса для газу;

n_2 - число горизонтальних рядів труб в пучку (по вертикалі).

Показник енергоефективності

$$Y = \frac{\eta_{екс}^p}{\eta_{екс}^d}. \quad (2.44)$$

Після закінчення розрахунку для аналізу виводяться: витрата охолоджуючого теплоносія – m_t ; сумарна площа теплообмінної поверхні газоохолоджувачів – F_t , потужність, що витрачається компресором холодоагенту на циркуляцію фреону – N_f , потужність, що витрачається основним компресором – N_k .

Визначаються сумарні питомі витрати енергії на роботу компресорної установки та показник енергоефективності.

Висновки до другого розділу

На основі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. У діючій системі проміжного охолодження повітрям стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій існує значний енергозберігаючий резерв при реалізації додаткового паралельного охолодження стисненого газу. При реалізації зазначеної схеми, в середньому, економія енергії складе 10-15 % в залежності від ступені стиснення газу.

2. У діючій системі проміжного охолодження повітрям стисненого газу пересувних дизельних компресорних станцій існує значний енергозберігаючий резерв у випадку використання теплоти стиснення газу. При використанні зазначеної теплоти, в середньому, економія енергії складе 5-8 % в залежності від ступені стиснення газу.

3. Для реалізації перспективної схеми охолодження стисненого газу в компресорних установках необхідно реалізувати закриту паралельну систему охолодження газу та замінити охолоджуюче повітря на теплоносій-фреон.

4. Розроблено метод вибору схеми системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій, який полягає в оцінці ефективності діючих систем охолодження газу та оцінки необхідності впровадження на діючі компресорні станції удосконалених енергоефективних систем охолодження газу. Порівняння діючої та перспективної енергоефективної системи охолодження газу відбувається шляхом використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

РОЗДІЛ 3

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОГО ПРИВОДУ ПЕРЕСУВНИХ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

3.1 Визначення напрямів енергоефективності силових приводів пересувних дизельних компресорних станцій

Створення енергозберігаючих та одночасно екологічних технологій з метою підвищення економічності конкретно дизельних силових приводів та зниження викидів токсичних речовин може відбуватись за різними напрямками [12, 45]. Основними з них є:

- удосконалення систем уприскування дизельного палива;
- оптимізація конструкцій камер згорання;
- удосконалення газорозподільних та кривошипно-шатунних механізмів;
- розробка технологій оптимізації процесів згорання;
- зниження втрат на додання тертя в парах тертя двигунів;
- розробка новітніх енергозберігаючих технологій та систем рекуперації енергії;
- застосування альтернативних палив;
- використання каталітичних та термічних нейтралізаторів.

На протязі еволюції двигунів внутрішнього згорання робилися численні удосконалення та підвищення ефективності їхньої роботи. Широке розповсюдження двигунів внутрішнього згорання обумовлено низкою їхніх переваг перед іншими типами теплосилових установок [40]:

- добре відпрацьована за десятки років технологія виготовлення двигунів, що забезпечує їх достатньо невисоку питому вартість (витрати/кВт);
- висока масова енергоємність (кВт/кг);

- висока енергетична густина палива, яка дозволяє забезпечувати високу автономність роботи;
- можливість задоволення сучасним вимогам з екологічної безпеки.

Оптимізація конструкцій та систем двигунів внутрішнього згорання відбувається протягом останніх 200 років, але ККД сучасних двигунів внутрішнього згорання залишається порівняно невисоким. Крім того, неоптимальні режими експлуатації пересувних дизельних компресорних станцій, часте малоефективне використання потужності привідних двигунів додатково збільшують витрати енергії. В результаті чого енергія палива в значній мірі перетворюється в тепло [70, 97].

Аналіз основних тенденцій покращення енергозбереження двигунів внутрішнього згорання показує, що головним напрямом підвищення ефективності експлуатації двигунів є економія енергоносіїв у вигляді використання альтернативних палив з одночасним забезпеченням покращення екологічної безпеки [45, 49].

З точки зору покращення енергозбереження дизельних силових приводів, то основним напрямом тут є конвертація дизельних двигунів на альтернативні газові палива [6].

3.2 Метод підвищення енергоефективності за рахунок конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на альтернативні газові палива

Конвертація дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на зріджені та стиснуті газові палива може виконуватись за наступними варіантами [55]: дизельні двигуни переобладнуються для роботи тільки в газодизельному режимі або дизельні двигуни конвертуються в моногазові двигуни з іскровим запалюванням зі зменшеними, у порівнянні з дизельними двигунами, ступенями стиснення (рис. 3.1).

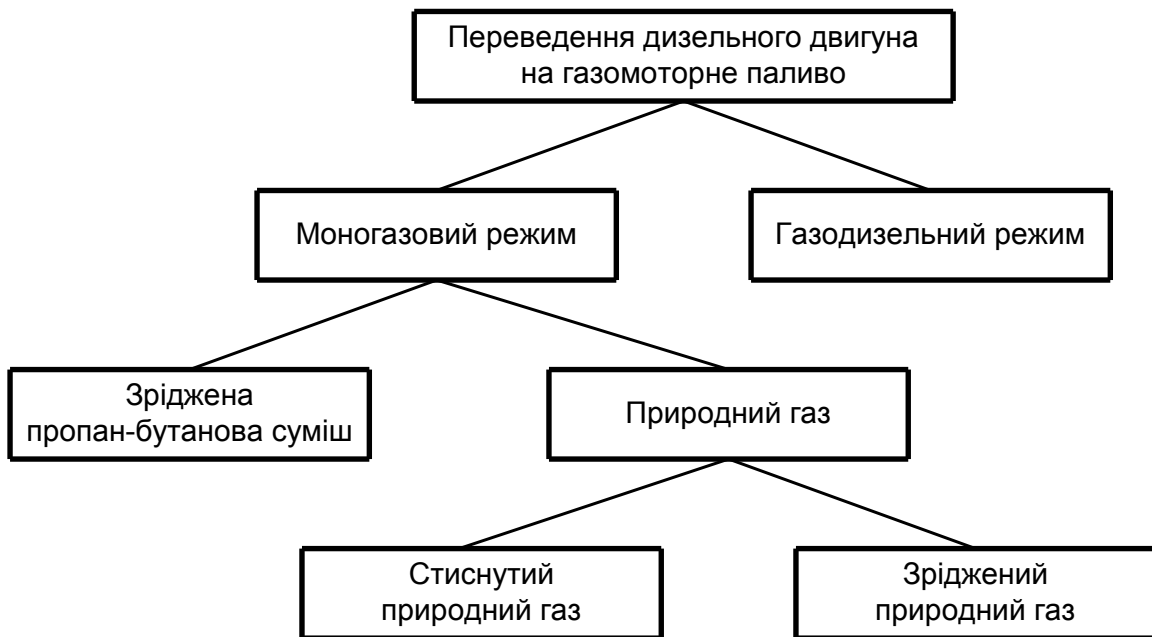


Рисунок 3.1 - Напрямки конвертації дизеля на газ

Очевидно, що переобладнання дизельних двигунів для роботи тільки в газодизельному режимі є не дуже доцільним, оскільки для вказаних двигунів для запалювання паливної суміші залишається споживання дизельного палива (за реальними даними – до 50 %), що суттєво погіршує економічність переобладнаних дизельних приводів [70]. Тому доцільними є теоретичні дослідження енергоефективності конвертації силових дизельних приводів пересувних компресорних станцій на моногазові палива.

Дизельний двигун можна конвертувати на газодизельний або моногазовий режими. В першому випадку до газового палива додається запальна доза дизельного палива, яка виробниками газодизельних систем зазначається в межах 25-40 %, а в реальних умовах експлуатації досягає 50 % і більше [97]. Очевидно, що з врахуванням необхідності подачі дорожчого дизельного палива більш вигідною альтернативою газодизельного режиму є моногазовий режим або подавання тільки чистого газу. Дизельний двигун за своєю конструкцією може бути переобладнаний для роботи з газобалонним

обладнанням як на пропан-бутані (рис. 3.1), так і метані (на стиснутий або зріджений). На сьогоднішній день у паливних трейдерів України вартість пропан-бутанової суміші є навіть нижчою за метан.

Вивчення досвіду вітчизняних і зарубіжних розробок свідчить, що дизельні двигуни, які конвертовані в газові, мають досить високі економічні та тягово-динамічні характеристики, а за показниками екологічної безпеки суттєво перевершують базові дизельні двигуни [10].

Конвертація дизельного двигуна в моногазовий вимагає серйозних змін в конструкції базового дизеля, на відміну від переобладнання бензинових двигунів, [4]. Оскільки дизельний двигун є двигуном, займання палива в якому здійснюється від стиснення при нагріванні, то стандартний дизельний двигун не може працювати тільки на газовому паливі, так як газомоторне паливо має істотно більш високу температуру займання у порівнянні з дизельним паливом (наприклад, пропан – 466 °С, дизпаливо – 300-330 °С), яка не може бути досягнута при ступенях стиснення, що використовуються в існуючих дизельних двигунах [36].

Другою причиною, за якою дизельний двигун не зможе працювати на моногазовому паливі є явище детонації – тобто вибухоподібне горіння палива, яке виникає при високій степені стиснення. Для дизельних двигунів при цьому використовуються ступінь стиснення паливної суміші від 14 до 22, а газовий двигун повинен мати ступінь стиснення до від 12 до 13 [69].

Необхідно відмітити, що зменшення степені стиснення у переобладнаних дизельних двигунах, що конвертуються в газові, виконувалось, як правило, за рахунок розточування в поршні базового дизеля камери згорання. Однак експериментальні дослідження показують, що навіть незначні зміни в поршнях форми камер згорання призводять до суттєвих змін у процесах згорання та теплогазомасообміну. Тому оптимізація камер згорання конвертованих двигунів потребує достатньо серйозних експериментальних і розрахункових

робіт для забезпечення високих економічних, потужнісних та екологічних показників двигунів [40].

3.3 Обґрунтування підвищення енергоефективності силових приводів пересувних дизельних компресорних станцій при їхньому переведенні на газові палива

Поршневий двигун силового приводу компресорної установки – це енергоперетворююча система, в якій теплова енергія палива перетворюється в зовнішню роботу. На вхід цієї системи подається кисень з повітря та енергоносії: дизельне паливо, зріджена пропан-бутанова суміш або стиснутий природний газ. Вхідний матеріальний потік характеризується підведеною до циліндрів двигуна теплотою Q_n , яка може бути одержана при повному згоранні палива. Теплота Q_n перетворюється в роботу стиснених газів A_k , яка сприймається поршнем двигуна [74].

Енергоефективність двигуна оцінюється термодинамічним коефіцієнтом корисної дії η_i , який визначається відношенням корисної роботи A_k , що одержується на колінвалу двигуна, до підведеної теплоти Q_n , яка одержується внаслідок згорання паливо-повітряної суміші [51]

$$\eta_i = \frac{A_k}{Q_n} = \frac{Q_n - Q_e}{Q_n}, \quad (3.1)$$

де Q_e - кількість відведеної від двигуна теплоти, кДж.

Кількості підведеної в циліндри двигуна теплоти при згорання паливо-повітряної суміші та відведеної (з продуктами згорання, через систему охолодження та ін.) теплоти визначаються через температури робочого процесу [60]:

$$Q_n = mC_{v.p.c.}(T_z - T_c), \quad (3.2)$$

$$Q_g = mC_{v.n.z.}(T_b - T_a), \quad (3.3)$$

де $C_{v.p.c.}$, $C_{v.n.z.}$ - ізохорні теплоємності робочої суміші та продуктів згоряння, відповідно;

T_z , T_c , T_b , T_a - температури робочого тіла в кінці процесів згоряння, стиску, розширення і впуску, відповідно, К.

Температури робочого тіла в кінці процесів стиску, згоряння і розширення для дизельного двигуна можна визначити наступним чином:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (3.4)$$

$$T_z = \frac{\lambda \rho T_c}{\mu}, \quad (3.5)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\rho^{n_2 - 1}}, \quad (3.6)$$

де λ - степінь підвищення тиску,

ε - ступінь стиску,

n_1 - середнє значення показника політропи стиску,

n_2 - середнє значення показника політропи розширення,

μ - коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші,

ρ - степінь наступного розширення,

Через показники політроп стиску та розширення та ступінь стиску визначають співвідношення між тисками робочого тіла в кінці процесів згоряння, стиску та розширення [60]

$$P_c = P_a \varepsilon^{n.1}, \quad (3.7)$$

$$P_z = \frac{P_c \cdot T_z}{T_c}, \quad (3.8)$$

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n.2}}. \quad (3.9)$$

Підведену теплота Q_n можна також визначати як добуток циклової подачі палива q_u та нижчої теплоти згоряння палива H_u [51]

$$Q_n = H_u q_u. \quad (3.10)$$

Нижча теплота згоряння одного кг дизельного палива H_u змінюється в межах 41-42 МДж, одного кг зрідженої пропан-бутанової суміші – 43-46 МДж, а одного кг стиснутого природного газу – 35-36 МДж [41].

Циклова подача палива q_u визначається за кількістю повітря $G_{нов}$, яка потрапляє в двигун за одиницю часу [60]

$$q_u = \frac{G_{нов}}{l_0}, \quad (3.11)$$

де l_0 - теоретично потрібна для згорання одного кг палива кількість повітря.

Ця величина може бути розрахована з стехіометричних рівнянь окислення водню та вуглецю, які знаходяться в паливі. Вміст водню, вуглецю та теоретично необхідна для згорання одного кг палива кількість повітря наведені в таблиці 3.1. Але в реальному процесі згорання паливна суміш має склад, який відрізняється від необхідної теоретично кількості.

Таблиця 3.1 - Вміст водню, вуглецю та теоретично необхідна для згорання одного кг палива кількість повітря [51]

Паливо	Вміст С вуглецю, %	Вміст Н водню, %	Теоретично необхідна для згорання одного кг палива кількість повітря l_0 , кг
Бензин	85-86	14-15	14,7-14,9
Дизпаливо	86,5-87,5	12-13	14,3-14,5
Стиснений природний газ	76,5-77,5	22,5-23,5	15,5-16,0
Зріджений пропан- бутановий газ	81,5-82,5	17,5-18,5	15,5-15,7

Реальна величина, для згорання одного кг палива, маси повітря враховується коефіцієнтом надлишку повітря α . Тобто циклова подача палива q_u з врахуванням реального співвідношення „повітря-паливо” визначається з формули

$$q_u = \frac{G_{нов}}{\alpha \cdot l_0}. \quad (3.12)$$

При $\alpha = 1$ суміш називається стехіометричною або нормальною, при $\alpha > 1$ суміш є збідненою, при $\alpha < 1$ – збагаченою. Бензинові двигуни працюють як на збагачених, так і на збіднених та стехіометричних сумішах. Дизельні двигуни виключно працюють на збіднених сумішах. Наприклад, для малофорсованих чотирьохтактних дизельних двигунів приводів компресорних установок середні значення коефіцієнтів надлишку повітря α змінюються в межах 1,5-1,7.

Робочі процеси газових двигунів є достатньо близькими до відповідних процесів бензинових двигунів. Але на відміну від зазначених бензинових

двигунів, особливістю процесів згорання газових є те, що вони працюють, як і дизельні двигуни, на збіднених сумішах. Наприклад, для чотирьохтактних газових двигунів, які працюють на метані, середні значення коефіцієнту надлишку повітря α змінюються в межах 1,05-1,8, а пропан-бутанової суміші – в діапазоні 1,05-1,7 [45].

Підставимо (3.12) у (3.10) та проаналізуємо таку величину, як нижча питома теплота згорання $\frac{H_u}{l_0}$ паливо-повітряної суміші

$$Q_n = \frac{G_{пов}}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0}. \quad (3.13)$$

Нижча питома теплота згорання $\frac{H_u}{l_0}$ паливо-повітряної суміші складе:
 для пропан-бутанової суміші – 2,739-2,968 $\frac{МДж}{кг\ пов.}$; для дизельного палива –
 2,828-2,937 $\frac{МДж}{кг\ пов.}$; для природного газу – 2,250-2,258 $\frac{МДж}{кг\ пов.}$.

Як впливає з наведених розрахунків, нижча питома теплота згорання $\frac{H_u}{l_0}$ паливо-повітряної суміші є приблизно однаковою для пропан-бутанової суміші та для дизельного палива. При цьому нижча питома теплота згорання метано-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$ є значно меншою, ніж нижча питома теплота згорання суміші дизельного палива та повітря.

З (3.13) впливає, що при приблизно однакових для пропан-бутанової суміші та для дизельного палива величин нижчої питомої теплоти згорання $\frac{H_u}{l_0}$ паливо-повітряної суміші кількість підведеної до двигуна теплоти Q_n

буде залежати від коефіцієнту надлишку повітря α та кількості повітря $G_{нов}$, що поступила в двигун за одиницю часу.

Кількість повітря $G_{нов}$, яка потрапляє в двигун, залежить від декількох складових. По-перше, вона визначається робочим об'ємом $V_{роб}$ двигуна, тобто тим об'ємом, що звільняється поршнем при його переміщенні від верхньої до нижньої мертвої точки. По-друге, кількість повітря $G_{нов}$, яка всмоктується двигуном, залежить від густини $\rho_{сум}$ паливо-повітряної суміші. По-третє, кількість $G_{нов}$ повітря визначається коефіцієнтами наповнення $\eta_{нап}$. Тоді кількість повітря $G_{нов}$, яка потрапляє в двигун, може бути визначена з наступного виразу

$$G_{нов} = V_{роб} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап}. \quad (3.14)$$

З врахуванням залежностей (3.1) та (3.10-3.14) корисну роботу A_k , яку отримуємо на колінвалу дизельного двигуна компресорної установки можемо записати у вигляді

$$A_k = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot V_{роб} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап}. \quad (3.15)$$

Для визначення енергоефективності двигунів внутрішнього згорання корисна робота A_k відноситься до одиниці робочого об'єму $V_{роб}$ двигуна. Одержаний показник є середнім індикаторним тиском P_i

$$P_i = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап}. \quad (3.16)$$

Підставляючи (3.2-3.9) в (3.16) для циклу зі змішаним підводом теплоти дизельних двигунів після ряду перетворень одержимо

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right]. \quad (3.17)$$

Основними показниками, які впливають на середні індикаторні тиски P_i в двигунах внутрішнього згорання є ступінь стиснення двигуна ε та тиск в кінці процесу стиснення P_c . Значення ступенів стиснення найбільш розповсюджених дизельних силових приводів нафтогазової галузі наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Значення ступенів стиснення найбільш розповсюджених дизельних силових приводів нафтогазової галузі [77]

Модель двигуна	Потужність, кВт	Робочий об'єм, л	Ступінь стиснення двигуна, ε
2Д12Б (компресорна станція СД-9/101М)	300	38,88	14,0
1Д12Н-500 (компресорна станція КПУ-16/250)	368	38,88	14,0
СА 10 - 6ЧН 21/21	460	43,6	13,5
СА 30 - 6ЧН 21/21	482	43,6	14,0
ЯМЗ-8504.10-02	368	25,86	14,0
КТТА19-С525 Cummins	392	19,0	13,9
3508 Caterpillar	507	34,53	13,0
PZL-Wola 71H12A	404	26,64	14,5
B2-500TK-C4	330	38,88	14,0

Особливістю саме дизельних двигунів силових приводів нафтогазової галузі є їхні порівняно низькі значення ступеня стиснення двигунів ε та залежного від нього тиску в кінці процесу стиснення P_c .

Зауважимо, що степені стиснення сучасних газових двигунів, які для газових палив розраховані на середні значення октанового числа 115, знаходяться в мажах 12-13. Тому дефорсування, яке потрібно буде здійснювати при конвертації на газові палива найбільш розповсюджених дизельних силових приводів компресорних установок нафтогазової галузі, буде порівняно невеликим. В середньому, ступінь стиснення дизельних двигунів силових приводів нафтогазової галузі необхідно буде знизити на одну-півтори одиниці, а в деяких моделях низькофорсованих дизельних двигунів нафтогазової галузі потреби знижувати ступінь стиску не буде взагалі. В цьому полягає принципова відмінність конвертації дизельних двигунів силових приводів нафтогазової галузі від, наприклад, високофорсованих автомобільних дизельних двигунів, де степені стиснення коливаються в межах 16,5-22.

Проведені розрахунки показують, що для малофорсованих чотирьохтактних дизельних силових приводів нафтогазової галузі середні індикаторні тиски P_i будуть змінюватись в діапазоні 0,72-1,11 МПа, а середні індикаторні тиски P_i для переобладнаних на газові палива дизельних силових приводів будуть складати 0,68-1,05 МПа.

Причому необхідно відмітити, що для конвертованих на газове паливо дизельних двигунів середні індикаторні тиски P_i будуть значно вищими за середні індикаторні тиски P_i для конвертованих на газові палива бензинових двигунів в яких, як правило, ступінь стиснення при переобладнанні не підвищують, обмежуючись тільки монтажем газобалонного устаткування. Особливо суттєві зниження індикаторних тисків та потужності спостерігається для бензинових двигунів вантажних автомобілів, де ступінь стиснення, в основному, знаходиться в діапазоні 6,5-7,0.

Підставляючи (3.15-3.17) в (3.1) після ряду перетворень одержимо

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \alpha}{H_u \rho_{\text{сум}} \eta_{\text{нап}}}. \quad (3.18)$$

Проаналізуємо складові залежності (3.18). Такі величини, як коефіцієнт наповнення $\eta_{\text{нап}}$ та густина паливо-повітряної суміші $\rho_{\text{сум}}$ при конвертації дизельних силових приводів нафтогазової галузі практично не міняються, оскільки впускна система зазначених двигунів залишиться майже без зміни, а тому опір впускних систем практично не зміниться.

Теоретично необхідна для згорання одного кг дизельного палива кількість повітря l_0 змінюється в межах 14,8-14,9 (приймаємо за 100 %), одного кг метана (стиснутого природного газу) – 15,5-16,0, тобто, приблизно, на 6 % більше, а одного кг зрідженої пропан-бутанової суміші – 15,5-15,7, тобто, в середньому, на 5,5 % більше. Нижча теплота згорання H_u одного кг дизельного палива коливається в межах 41-42 МДж (приймаємо за 100 %), одного кг стисненого природного газу – 35-36 МДж, тобто, в середньому, на 14,5 % менше, а зрідженої пропан-бутанової суміші – 43-46 МДж на кг, тобто, в середньому, на 7 % більше [49].

Для малофорсованих чотирьохтактних дизельних силових приводів нафтогазової галузі середні індикаторні тиски P_i будуть змінюватись в діапазоні 0,72-1,11 МПа (приймаємо за 100 %), а середні індикаторні тиски P_i для переобладнаних на газові палива дизельних силових приводів нафтогазової галузі будуть знаходитись в діапазоні 0,68-1,05 МПа, тобто, в середньому, на 5 % менше.

Середні значення коефіцієнтів надлишку повітря α для малофорсованих чотирьохтактних дизельних силових приводів компресорів нафтогазової галузі змінюються в межах 1,5-1,7, середні значення коефіцієнтів надлишку повітря

α для газових чотирьохтактних двигунів, які працюють на метані, коливаються в межах 1,0-1,8, пропан-бутанових сумішей – в межах 1,0-1,7.

Виконані розрахунки показують, що термодинамічні коефіцієнти корисної дії дизельних чотирьохтактних двигунів силових приводів нафтогазової галузі знаходиться, при середніх значеннях коефіцієнту надлишку повітря α , в середньому, в діапазоні 0,38-0,42. При переобладнанні дизельних силових приводів компресорів нафтогазової галузі на пропан-бутанову суміш їхні термодинамічні коефіцієнти корисної дії складуть, в середньому, 0,35-0,41, а при переобладнанні дизельних силових приводів нафтогазової галузі на природний газ їхні термодинамічні коефіцієнти корисної дії буде дорівнювати, в середньому, 0,27-0,32 при середньому значенні коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,4$ вказаних для газових двигунів.

З приведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

- при конвертації дизельних силових приводів нафтогазової галузі на газомоторні палива можна забезпечити показники крутного моменту, потужності, витрат палива практично тотожні відповідним показникам базових дизельних двигунів до їхньої конвертації;

- переобладнання на газові палива малофорсованих дизельних силових приводів компресорів нафтогазової галузі є значно більш енергетично вигідним та технічно менш складним процесом у порівнянні з конвертацією високофорсованих автомобільних двигунів;

- при переобладнанні дизельних силових приводів компресорів нафтогазової галузі на газомоторні палива при конвертації дизельних двигунів на зріджену пропан-бутанову суміш, вдасться забезпечити кращі показники потужності та витрати палива, у порівнянні з переобладнанням дизельних силових приводів нафтогазової галузі на природний газ;

- величини $\frac{P_i \cdot l_0}{H_u}$ для газових та дизельних двигунів (особливо при конвертації на пропан-бутан) є дуже близькими між собою і головними

чинниками, які буде впливати на показники потужності, витрати палива та крутного моменту двигуна є коефіцієнти надлишку повітря.

Інакше кажучи, надзвичайно багато під час конвертації дизельних силових приводів нафтогазової галузі буде залежати від налаштувань системи живлення газових двигунів. Так при невдалих налаштуваннях паливної апаратури та систем запалення газових двигунів їхні потужнісні та паливно-економічні характеристики будуть суттєво гірші за аналогічні показники дизельних базових двигунів до конвертації. І навпаки, при оптимальних налаштуваннях систем живлення можна буде добитись кращих потужнісних та паливно-економічних характеристик у порівнянні з відповідними показниками дизельних базових двигунів силових приводів компресорних установок до конвертації.

Наведені розрахунки та теоретичні викладки добре узгоджуються з практичними здобутками, які вже одержані при конвертації дизельних двигунів на газомоторне паливо на автомобільному транспорті. Наприклад, в автомобільній корпорації КамАЗ було здійснено конвертацію восьмициліндрового дизельного двигуна КамАЗ-740 в моногазовий двигун з кількісним регулюванням подачі газоповітряної суміші у впускну систему та іскровим запалюванням [70].

Зокрема такі двигуни встановлюються виробником на самоскид та шасі КамАЗ-6520PG. На КамАЗі було виконано ходові та стендові дослідження створеного двигуна. Встановлено, що конвертований газовий двигун має практично такі ж потужнісні та паливно-економічні характеристики, як і дизельний базовий двигун. Наприклад, витрати метану для самоскиду КамАЗ-6520PG, в середньому, складають від 32 м³ (порожній автомобіль) до 45 м³ (максимально навантажений). Витрата дизельного палива для аналогічного самоскиду КамАЗ з дизельним двигуном в тих же умовах коливалась від 30 до 42 літрів дизпалива. Потужності обох модифікацій двигуна (газової та дизельної) були однакові та складали по 190 кВт (260 к.с.)

Є досвід використання конвертованих дизельних автомобільних двигунів в газові і в Україні. Наприклад, на КрАЗі випускається модель автомобіля КрАЗ-5401К2 з 6-циліндровим двигуном Mercedes-Benz M906LAG, що працює на метані, та потужністю 205 кВт (279 к.с.) Паливна система цього автомобіля складається з балонів для стиснутого газу в кількості 9 штук. Загальний об'єм балонів складає 1155 літрів стиснутого газу при тиску 20 МПа. Потужність базового дизельного двигуна при цьому складає 204 кВт [74]. Автовиробником для вказаного автомобіля також були виконані ходові випробовування та встановлено, що витрати метану для КрАЗ-5401К2 4x2, в середньому, складають 35 м³ газу. Витрата дизельного палива в тих же умовах для аналогічного КрАЗ-Н12.2 4x2 на дизпаливі, складала, в середньому, 32 літра.

Наведені дані свідчать про те, що виробникам автомобілів вже вдалось розробити моделі дизельних двигунів, які конвертовані на газові палива. При цьому потужності конвертованих двигунів вдалось залишити на тих же рівнях, як і у дизельних базових двигунів. А витрата газу для конвертованих автодвигунів збільшувалась на 7-10 % при тому, що вартості одного кубічного метру метану, в середньому, на 30-40 % менше, ніж вартість одного літра дизпалива [17]. Тому клнвертація існуючих дизельних двигунів, які в даний час експлуатуються в компресорних установках нафтогазової галузі є економічно вигідним та технічно можливим завданням.

3.4 Обґрунтування доцільності використання низькокалорійних газових палив в альтернативних паливних газових сумішах

Наша держава істотно залежить від імпорту нафти та природного газу. Постійне зростання тарифів на традиційні енергоносії спонукає науковців до пошуку і реалізації способів економії цих енергоресурсів, підвищення ККД силових установок, використання альтернативних палив. Одночасно все

більшою проблемою для європейських країн та України стає утилізація відходів сільськогосподарського та промислового виробництв.

Величезна кількість паливного потенціалу у вигляді низькокалорійних газів (піролізний, шахтний, доменний, коксовий, біогаз, гази звалищ) викидається в атмосферу, забруднює навколишнє середовище та не використовуються як моторні палива. Одним із шляхів вирішення зазначених проблем є використання низькокалорійних газових палив в мобільних технологічних установках з двигунами внутрішнього згорання, зокрема в пересувних дизельних компресорних установках нафтогазової галузі.

Необхідно зазначити, що від традиційних палив низькокалорійні газові суттєво відрізняються за своїми фізико-хімічними властивостями, внаслідок чого робота двигунів на таких паливах істотно погіршується.

Аналіз літератури [40, 45] показує, що низькокалорійні газові палива можуть бути ефективно використані в двигунах внутрішнього згорання. Потрібно відмітити, що перші двигуни внутрішнього згорання були газовими і працювали на світільному газі, отриманому за рахунок газифікацією деревини. З початку минулого сторіччя промислово випускалися двигуни, які використовували як паливо синтез-газ та генераторний газ з вугілля та деревини [57].

В даний час широкими дослідженнями двигунів, працюючих на різних низькокалорійних газових паливах, займаються такі відомі моторобудівні корпорації як Caterpillar, Deutz, General Electric, MAN, Volvo та інші [74]. Головними проблемами використання низькокалорійних газових палив для двигунів внутрішнього згорання є їхня низька теплота згорання, невисока детонаційна стійкість та нестабільність компонентного складу.

При використанні низькокалорійних газових палив в бензинових двигунах з іскровим запалюванням, які працюють на збагаченій або стехіометричній паливно-повітряних сумішах, виникають проблеми з запуском двигуна і пропусками займання, відбувається зниження потужності і ККД

двигуна [6]. Причиною цього є вміст в низькокалорійних газових паливах інертних компонентів, особливо CO_2 , що призводить до зниження теплотворної здатності палива, зменшення повноти згорання палива та швидкості поширення фронту полум'я в камері згорання, росту періоду затримки запалювання. Результати дослідження [8] показують, що при роботі двигуна з іскровим запалюванням на збідненій паливно-повітряній суміші ($\lambda = 1,05-1,10$) добавка CO_2 до палива в кількості 20 % не призводить до зниження потужності, а при роботі на збагаченій паливно-повітряній суміші ($\lambda = 0,95-0,98$) та 30 % CO_2 відбувається зниження потужності на 2-3 %.

З роботи [117] випливає, що надійну роботу двигуна на збіднених сумішах біогазу (60 % – CH_4 та 40 % – CO_2) з повітрям дозволяє забезпечити форкамерне запалювання. При цьому встановлено, що ефективний потужність двигуна знижується на 2 % у порівнянні з його роботою на природному газі, а викиди CO і C_nH_m з відпрацьованими газами зменшуються, відповідно, на 15 % та 8 %. Процес згорання збіднених сумішей низькокалорійних газових палив з повітрям практично не відрізняється від згорання природного газу та несуттєво залежить від змісту інертних компонентів N_2 і CO_2 в паливі. Компенсація зниження потужності двигунів досягається за рахунок оптимізації їхніх регульовальних та конструктивних параметрів, зокрема, кута випередження та енергії запалювання, ступеня стиснення, тиску наддуву, збільшенням циклової подачі палива та ін. [111, 114].

З аналізу робіт з використання низькокалорійних газових палив в двигунах випливає, що виконані дослідження, як правило, були суттєво обмежені можливостями існуючого експериментального обладнання, носили вузько направлений характер, але дозволяють стверджувати про можливість використання таких палив в якості моторних.

В даний час по окремих видах таких палив також досліджено вплив деяких компонентів на фізико-хімічні властивості паливно-повітряної суміші і показники двигуна [118], але при цьому абсолютно відсутні дослідження

згорання сумішей низькокалорійних газових палив з товарними моторними газовими паливами. Особливо актуальним це питання є для конвертованих на газ дизельних двигунів.

3.5 Вибір виду низькокалорійного газового палива для альтернативної паливної газової суміші

Необхідно зазначити, що хоча теплота згорання низькокалорійних газових палив в 2,5-8 разів менше теплоти згорання природного газу, собівартість отримання низькокалорійних газових палив нижче собівартості одержання природного газу в 5-10 разів [97]. Так, якщо собівартість видобутку 1 тисячі куб. метрів українського газу складає, в середньому, 5 тис. грн., то собівартість отримання 1 тисячі куб. метрів низькокалорійних газових палив коливається в межах 500-1000 грн.

З врахуванням цього чинника економічно доцільним є використання в якості палива газових сумішей, які б склались з низькокалорійних газу та метану або пропан-бутану. Вміст низькокалорійних газових палив повинен складати 5-20 % для того, щоб не відбувалось відчутного зниження теплоти згорання палива та, відповідно, зменшення потужності конвертованого двигуна.

Фізико-хімічні та енергетичні властивості низькокалорійних газових палив надзвичайно різноманітні, проте тільки ті гази, основні характеристики яких знаходяться в певному діапазоні, можуть використовуватися в двигунах внутрішнього згорання, зокрема в конвертованих на газове паливо дизельних двигунах.

Склад низькокалорійних газових палив широко змінюється в залежності від способу і технології їхнього виробництва (газифікації або окислення), вихідної сировини (вугілля, побутові відходи, індустриальні гази та ін.) та ряду

інших чинників. Але головні фізико-хімічні характеристики та моторні властивості визначає компонентний склад низькокалорійних газових палив.

У таблиці 3.3 наведено фізико-хімічні характеристики найбільш розповсюджених альтернативних низькокалорійних та моторних газових палив. Основними горючими компонентами альтернативних низькокалорійних газових палив є водень H_2 , оксид вуглецю CO , метан CH_4 . Треба зазначити, що в деяких видах альтернативних низькокалорійних газових палив може міститись незначна кількість важких вуглеводнів тощо. Решта газів, причому їхня частка може складати від 10 до 50 % загального обсягу, це негорючі компоненти, зокрема, N_2 , CO_2 і O_2 .

Таблиця 3.3 - Фізико-хімічні характеристики найбільш розповсюджених альтернативних низькокалорійних та моторних газових палив [6]

Газ	Нижча теплота згорання МДж/кг	Нижча теплота згорання МДж/м ³	Стехіо- метричне співвід- ношення, м ³ /м ³	Межа займис- тості (верхня /нижня)	Гус- тина, кг/м ³	Середній склад газу, % об.
1	2	3	4	5	6	7
Водень	120,0	10,8	2,38	0,15-10	0,0899	H_2
Метан	50,0	35,8	9,55	0,6-2,0	0,716	CH_4
Етан	47,5	63,9	16,7	0,42- 1,86	1,356	C_2H_6
Пропан	46,3	91,3	23,9	0,39- 1,68	2,004	C_3H_8
Бутан	45,7	118,7	30,95	0,34- 1,60	2,703	C_4H_{10}

Закінчення таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7
Коксовий газ	37,5-38,5	17-18	4,42	0,4- 4,43	0,46	H ₂ =55; CO=8; CH ₄ =31,0; N ₂ =3,8; O ₂ =1,0; CO ₂ =1,2;
Біогаз	19-20	22-23	6,2	0,62- 1,9	1,15	CH ₄ =65,0; CO ₂ =35,0
Шахтний газ	14,5-15,5	15-16	3,74	0,5-2,0	1,037	O ₂ =9,8; CH ₄ =43,8; N ₂ =43,2; CO ₂ =2,2
Піролізний газ	13,5-14,5	14-15	2,03	0,25- 5,0	1,054	H ₂ =30; CO=35; CH ₄ =5,0; N ₂ =5,0; CO ₂ =25;
Синтез-газ	10,8-11,8	10-11	2,11	0,2- 5,63	0,928	H ₂ =35; CO=52; CH ₄ =0,4; N ₂ =0,6; CO ₂ =12;
Оксид вуглецю	10,0	12,6	2,40	0,15- 2,94	1,25	CO
Генераторний газ	5,8-6,3	6-6,5	1,31	0,42- 5,36	1,037	H ₂ =23; CH ₄ =2,0; N ₂ =42,0; CO ₂ =9,0; CO=24.

Для оптимального вибору низькокалорійного газу для сумішевого моторного палива наведемо коротку характеристику альтернативних низькокалорійних газових палив та виконаємо аналіз переваг і недоліків зазначених газів.

Синтез-газ або водяний газ – це переважно суміш монооксиду вуглецю і водню. У промисловості отримують паровою конверсією метану, парціальним окисленням метану, плазмової газифікацією відходів і сировини, газифікацією вугілля. Залежно від способу отримання співвідношення CO : H₂ може варіюватись в діапазоні від 1: 1 до 1: 3. Співвідношення компонентів залежить також від методу і умов газифікації вугілля. Найбільшого поширення газифікації вугілля набув метод Лурги, за яким отримують газ складу: H₂=35; CO=52; H₄=0,4; N₂=0,6; CO₂=12 [6].

Процес **піролізу** полягає в термічному розкладанні органічних з'єднань біомаси в відсутності окислювача при температурах 300-700 °С, та різних темпах нагріву сировини. В даній роботі теоретично та експериментально досліджувався повільний піроліз. Процес **повільного піролізу** полягає в термічному розкладанні органічних з'єднань біомаси в відсутності окислювача при відносно високих температурах 500-700 °С, низькій швидкості нагріву біомаси в діапазоні 0,5-1 °С / сек. і значному часі перебування продуктів в реакторі (20-30 хвилин).

Шахтний газ – це газ, що міститься у вугільних пластах і оточуючих їх породах. Він є природним газом за походженням і побічним продуктом розробки вуглегазових родовищ. Шахтний метан викачується на поверхню вакуум-насосними станціями через спеціально пробурені свердловини, при цьому він змішується з повітрям, проникаючим в шахту. Використання шахтного метану в якості палива для виробництва теплової та електричної енергії підвищує рентабельність і знижує вибухонебезпечність вугільних розробок, скорочує викиди шкідливих речовин в атмосферу, покращуючи екологічну обстановку.

Біогаз – це газ, одержуваний метановим (переважно) або водневим бродінням біомаси. Метанове бродіння (по-іншому іноді невірно називається анаеробним бродінням) – це процес біодеструкції органічних речовин з виділенням вільного метану. Метанове розкладання біомаси відбувається під впливом трьох видів бактерій. У ланцюжку живлення наступні бактерії живляться продуктами життєдіяльності попередніх. Перший вид – це бактерії гідролізні, другий – кислотоутворювальні, третій – метаноутворювальні. Більш рідким різновидом біогазу є біоводень, де кінцевим продуктом життєдіяльності бактерій є не метан, а водень.

Коксовий або вугільний газ – це горючий газ, що утворюється в процесі коксування кам'яного вугілля, тобто при нагріванні його без доступу повітря до 900-1100 ° С. Коксовий газ містить багато різних додаткових речовин. Крім основних газів водню, метану, оксидів вуглецю в його склад входять також пари кам'яновугільної смоли, бензол, аміак, сірководень та ін. Склад коксового газу може змінюватися в залежності від виду вугілля і температури карбонізації.

Генераторний газ – це газова суміш, яка містить оксид вуглецю CO і молекулярний водень H₂. Отримують генераторний газ шляхом пропускання повітря над розпеченим кам'яним вугіллям або коксом в спеціальних печах – газогенераторах (причому ККД процесу складає 65-70 %). Вихід газу з коксу 4,5-4,8 м³ / кг. Далі оксид вуглецю змішується з водяною парою та одержується воднева складова генераторного газу [6].

Як видно з табл. 3.3 нижча теплота згоряння низькокалорійних газових палив змінюється в досить широких межах (від 6,0 МДж/кг для генераторного газу до 20,0 МДж/кг для біогазу), що в 2,5-8 разів менше теплоти згорання природного газу (50,0 МДж/кг). Наприклад, синтез-газ і генераторний газ мають відповідно в 3,5 і 7 разів меншу об'ємну нижчу теплоту згоряння в порівнянні з природним газом. Це пояснюється різними причинами. Наприклад, великим вмістом інертних компонентів для генераторного газу або значним

вмістом в низькокалорійних паливах водню, що має низьку об'ємну теплоту згоряння (що характерно для синтез-газу). Очевидно, що генераторний газ, внаслідок його надзвичайно низької теплотворної здатності, є не раціональним вибором для сумішевого моторного палива.

Коксовий газ і біогаз в даний час вже успішно використовуються в якості палив, внаслідок їхньої порівняно високої теплотворної здатності, тому їх також можна виключити з розгляду.

При виборі компоненту сумішевого моторного палива треба враховувати, що на процес згоряння в двигуні з примусовим запалюванням значно впливає наявність інертних компонентів (зокрема, CO_2 і N_2), що входять до складу низькокалорійних газових палив. Інертний компонент CO_2 відрізняється порівняно високою теплоємністю. Наприклад, теплоємність CO_2 при температурі $1500\text{ }^\circ\text{C}$ становить $44\text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{C})$, що в 1,8 разів більше теплоємності N_2 при зазначеній температурі. Підвищений вміст CO_2 в низькокалорійних газових паливах призводить до зменшення максимального тиску і температури в циклі, а отже, до зниження пікових ударних навантажень в двигуні, більш м'якої його роботи двигуна та подовження ресурсу деталей його циліндро-поршневої групи. Зазначеному критерію погано відповідає синтез-газ.

Значення меж займистості визначають можливості ефективного збіднення або збагачення паливно-повітряної суміші: верхня межа відповідає максимальному збагаченню суміші, нижня – максимальному збідненню [8]. Підвищення вмісту інертних компонентів в моторному паливі призводить до зменшення нижньої і збільшення верхньої меж займистості. При цьому вплив інертного компонента CO_2 на межі займистості палива є значно більш істотним, ніж з N_2 . H_2 і CO мають значно більш широкі межі займистості (0,15-10 і 0,15-2,95 відповідно), а їх наявність розширює дані межі для низькокалорійних газових палив. Зазначеному критерію погано відповідають біогаз та шахтний газ.

З таблиці 3.3 видно, що відповідно синтез-газ, піролізний, коксовий, генераторний мають ширші межі займистості, ніж інші низькокалорійні газові палива. Таке розширення меж займання низькокалорійних газових палив сприяє поліпшенню запуску двигуна при низьких температурах, підвищує надійність запалювання і повноту згоряння збіднених паливно-повітряних сумішей.

Шахтний газ є побічним продуктом розробки вуглегазових родовищ, може видобуватись тільки в окремих районах нашої держави, а тому не може бути раціональним вибором для всієї території України.

З врахуванням всіх вищеперерахованих фактів, а також того, що піролізний газ має достатньо високу теплотворну здатність, а головне по всій нашій країні є великі запаси різних форм рослинної біомаси, очевидно найбільш раціональним вибором низькокалорійного газу для сумішевого моторного палива буде саме піролізний газ.

3.6 Дослідження характеристик рослинної біомаси України для виготовлення піролізного палива

Приблизно 20 % території України займають мішані ліса, які одержали назву Лісової зони або Полісся. Північна межа зони співпадає з північним кордоном України, а південна межа лісостепу проходить через Львів – Житомир - Київ – Конотоп - Глухів. Природну рослинність складають лісові, лугові та болотні види. Великі площі зайняті мішаними та хвойних лісами, тут ростуть соснові, сосново-дубові, дубово-грабові та вільхові ліси [57].

Приблизно 35 % території України займає Лісостепова зона. Лісостепова зона простяглася від Прикарпаття до Сходу. Північна межа співпадає із Поліссям, а південна – лінія Котовськ – Полтава - Куп'янськ. У лісостепу переважають широколистяні ліси, головним чином діброви (дуби скельний і звичайний, акація); з чагарників: дерен, граб; з трав: ковила, типчак.

Близько 40 % території України припадає на Степову зону. Степова зона простягається від лісостепу на південь до Кримських гір і Чорного та Азовського морів. Дерева найчастіше зустрічаються на півночі зони, а кущі по всій території. Рослинність: дуб пухнастий, клен польовий, акація; з чагарників: граб, шипшина; з трав: альпійка, осока.

Приблизно 5 % території – зона Карпатських гір. Зона Карпатських гір розташована на південному заході країни. Рослинність: тис ягідний, водяний горіх, сосна кедрова європейська, сосна звичайна, ялівець, ясенець білий.

Таким чином, одним з найбільш розповсюджених дерев є акація. Акацію широко культивують по всій Україні, найбільші площі її насаджень зосереджені в Лісостепу і Степу. Трапляється в парках, садах, полезахисних і протиерозійних смугах, у захисних насадженнях уздовж доріг, поблизу пасік тощо. Вона виключно терпима до ґрунту щодо родючості, солоності і низького рівня рН або сезонних заболочених ґрунтів, що робить акацію дуже підходящою для реабілітації деградованих земель. Поверхнева коренева система дозволяє їй рости на малопотужних ґрунтах.

Деревина має відносно високу питому вагу ($600 - 800 \text{ кг/м}^3$). Придатна для виготовлення побутових меблів. Деревина ідеальна для заготівлі дров, легких будівельних робіт, а також перспективна для високоякісної целюлози. Деревне вугілля, що отримується з акації, не важке і добре горить без диму або іскор, а також має високу енергетичну цінність [57].

3.7 Визначення потужності двигуна та теплоти згорання піролізних газів

Робота компресорів L_1 визначалась за їхнім вихідним тиском p_2 , показником політропи n та подачею V_1 :

$$L_2 = \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ Дж/год} \quad (3.19)$$

V_1 – подача компресора за параметрів T_1, p_1 , м³/год;

P_1 – абсолютний тиск повітря на вході в компресор, МПа;

приймалось $p_1 = 0,1$ МПа;

P_2 – абсолютний тиск повітря на виході з компресора, МПа;

де n – показник політропи стиску;

Показник адіабати k в компресорі розраховувався із співвідношення між тисками та температурами на вході та виході компресора

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (3.20)$$

де T_1 і T_2 – абсолютна температура повітря відповідно на вході та на виході із компресора, К.

Потужність, яку розвивав дизельний двигун, визначали за роботою, яка була виконана компресором L_1 , для виміряного вихідного абсолютного тиску повітря p_2

$$N_{\text{дв}} = \frac{L_1}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \text{ кВт} \quad (3.21)$$

де η_1, η_2, η_3 – коефіцієнти корисної дії відповідно коробки перемикання передач, карданної передачі і поршневого компресора.

Потужність, що споживалась фреоновим компресором з електроприводом визначалась за формулою

$$N_k = \frac{I \cdot U}{\eta_4}, \text{ кВт} \quad (3.22)$$

де η_4 – коефіцієнт корисної дії пасової передачі електроприводу.

Матеріалами, вибраними для дослідження піролізного газу, були різні види рослинних біомас. Піроліз рослинної біомаси проводився з використанням спеціально спроектованої та виготовленої піролізної установки. Нижча теплотворна здатність піролізного газу $Q_{H.ПГ}$ (МДж/кг) визначалась за формулою [59]

$$Q_{H.ПГ} = V_{CO} \cdot Q_{H.CO} + V_{CH_4} \cdot Q_{H.CH_4} + V_{H_2} \cdot Q_{H.H_2}, \text{ МДж/кг} \quad (3.24)$$

де V_{CO} , V_{CH_4} , V_{H_2} - об'ємні частки оксиду вуглецю, метану та водню в піролізному газі; $Q_{H.CO}$, $Q_{H.CH_4}$, $Q_{H.H_2}$ - нижчі теплотворні здатності оксиду вуглецю, метану та водню ($CO = 10,11$ МДж/кг, $CH_4 = 50,0$ МДж/кг, $H_2 = 120,01$ МДж/кг [129]).

Висновки до третього розділу

На основі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Аналіз основних тенденцій покращення енергозбереження двигунів внутрішнього згорання показує, що головним напрямом підвищення ефективності експлуатації дизельних силових приводів пересувних компресорних станцій є економія енергоносіїв у вигляді використання альтернативних палив з одночасним забезпеченням покращення екологічної безпеки.

2. Виконано обґрунтування підвищення енергозбереження силових приводів пересувних дизельних компресорних станцій при їхньому переведенні на альтернативні газові палива. Встановлено, що переобладнання на газове

паливо малофорсованих дизельних двигунів силових приводів нафтогазової галузі є значно більш енергетично вигідним та технічно менш складним процесом у порівнянні з переобладнанням високофорсованих двигунів автотранспортних засобів.

3. Розроблений метод підвищення енергозбереження за рахунок конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на альтернативні газові палива. Встановлено, що при конвертації дизельних двигунів силових приводів нафтогазової галузі на газомоторне паливо можна забезпечити показники потужності, крутного моменту, витрати палива аналогічні відповідним показникам базових дизельних двигунів до конвертації.

4. Зроблено обґрунтування доцільності використання низькокалорійних газових палив в альтернативних паливних газових сумішах та з'ясовано, що низькокалорійні газові палива можуть бути ефективно використані в двигунах внутрішнього згоряння.

5. Здійснено аналіз вибору виду низькокалорійного газового палива для альтернативної паливної газової суміші та встановлено, що найбільш раціональним вибором низькокалорійного газу для сумішевого моторного палива буде піролізний газ.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТІВ

4.1. Задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є встановлення в стендових умовах основних закономірностей енергетичних, економічних, потужнісних та екологічних характеристик дизельних компресорних станцій при реалізації розроблених енергоефективних рішень.

Відповідно до цього програма досліджень містить наступні задачі: дослідження питомих енергетичних витрат компресорних станцій без примусового охолодження стисненого газу та з існуючим в даний момент на технологічних компресорних установках примусовим охолодженням стисненого газу для різних періодів року (літо, зима, осінньо-весняний період); дослідження питомих енергетичних витрат компресорних станцій з існуючим в даний момент примусовим охолодженням стисненого газу та порівняння питомих енергетичних витрат на технологічних компресорних установках з пропонованою високоефективною схемою додаткового охолодження стисненого газу; дослідження складу і теплоти згорання піролізного газу, одержаного з дослідних зразків біомаси; дослідження ефективної питомої витрати та ефективної потужності конвертованого двигуна на дизельному паливі, на пропан-бутановій суміші та на альтернативній паливній газовій суміші з домішками піролізного газу.

Мета і задачі експериментальних досліджень характеристик дизельних компресорних станцій визначили вибір об'єктів для випробувань, необхідного устаткування, вимірювальних приладів і апаратури.

4.2 Планування експериментальних досліджень

Завданнями експериментальних досліджень є встановлення основних закономірностей енерговитрат схем охолодження існуючих компресорних установок та запропонованої схеми високоефективного додаткового охолодження стисненого газу; одержання піролізного газу, в процесі регульованого термічного розкладання деревної біомаси, для використання його в якості палива в газових сумішах для конвертованих на газ дизельних двигунів компресорних агрегатів. При цьому доцільним є виділення в результаті досліджень відповідних систем параметрів, що визначають показники витрат енергії. Вирішення цього завдання можливе при реалізації багатофакторного експерименту з відтворенням основних умов протікання досліджуваного процесу.

Складання плану досліджень відповідно положенням теорії планування експерименту [27] створює умови для підвищення достовірності результатів вимірювань і скорочення в багатьох випадках обсягу експериментальних досліджень або стендових випробувань. Але застосування сучасних методів планування експериментальних досліджень (наприклад, складання факторних планів) передбачає обов'язкову наявність певного мінімуму відомостей про зв'язки між досліджуваними факторами.

Аналіз літератури з даної проблеми показав, що поки немає достовірних відомостей про функціонування фреонових моделей в складі систем охолодження стисненого газу компресорних станцій [125, 127, 128, 130] та про характер термічного розкладання деревної біомаси [102, 105, 106]. Можна тільки стверджувати, що на показники витрат енергії впливають температури процесів, а на енергетичну цінність природного газу темп нагріву сировини та вид деревної біомаси. Але факторний план гарантує отримання в результаті мінімальної кількості дослідів достовірних значень коефіцієнтів в рівняннях регресії тільки при відомому до початку експериментів порядку регресивного

рівняння. Більш того, проведення експериментів з використанням факторних планів можливо тільки за досить конкретних теоретичних уявленнях про досліджуваний процес.

Якщо ж характер залежностей між основними досліджуваними факторами заздалегідь не відомий, то використання звичайного факторного плану може призвести до помилкових результатів. Так, наприклад, стосовно досліджених процесів термічного розкладання деревини можлива наявність локальних експериментів для отримання залежностей частки рідких або газоподібних продуктів від температури.

Тому, наприклад, використання моделей першого порядку при складанні планів експерименту буде необґрунтованим, виходячи з фізичних уявлень про можливі варіанти розвитку процесів термічної конверсії деревної біомаси. Відповідно, найбільш правильним буде використання при складанні планів експерименту класичної багатфакторної схеми послідовного проведення дослідів в обраному просторі факторів. Але при цьому потрібно відповідно до загальної теорії планування експерименту проводити досліди не за послідовним, а за випадковим планом, при реалізації якого значення незалежних факторів варіюються, з метою виключення впливу зовнішніх неконтрольованих факторів на результати експерименту, рандомізовано (випадковим чином).

При плануванні досліджень необхідно поставити наступні завдання [73]:

- створити умови для оцінки випадкових похибок вимірювань;
- забезпечити мінімальні величини систематичних помилок і виключити грубі помилок;
- збереження стабільності властивостей зразків досліджуваних різновидів деревної біомаси у всій серії експериментів;
- забезпечення мінімальних відхилень параметрів, що характеризують умови експериментів (вологість, тиск і температури в експериментальних установках);

- забезпечення адекватності відтворення параметрів експерименті від дослідження до дослідження.

Що стосується виходу піролізного газу, то за результатами аналізу літератури (розділ I) можна зробити обґрунтований висновок, що основним вхідним параметром є склад деревної біомаси. Функцією мети в планованих експериментах був обраний склад кінцевих продуктів (твердих, рідких і газоподібних). Основними змінними факторами, що визначають цей склад, є температура зразків біомаси в кінці експерименту, інтервал зміни температури, темп нагріву, склад біомаси.

Вибір діапазону зміни температур здійснювався методом послідовних наближень при досягненні умов повної конверсії. Значення темпу нагріву вибиралися виходячи з реальних можливостей установок для промислової термічної конверсії рослинної біомаси. Інтервали зміни температур вибиралися виходячи з умов, щоб забезпечити максимальну достовірність результатів експерименту. При дослідженнях використовувалися різновиди рослинної біомаси, характерні та перспективні для використання в Україні, а саме біомаса акації. Також при виборі виду рослин (суходільна та водяна) ставилася мета отримання можливого діапазону зміни її структури як сировини для висновків про вплив індивідуальних властивостей зразків біомаси на вихід піролізного газу.

Для виключення експериментальних помилок, характерних для серійних досліджень, експерименти проводилися по рандомізованому класичному плану з постійним контролем всіх параметрів, необхідних для розрахунку випадкових та систематичних помилок вимірювань [27]. При проведенні експериментів підтримувалася постійна початкова температура газоохолоджувачів та зразків деревини. Для того, щоб забезпечити повторюваність результатів експериментів, досліди при постійних факторах проводилися кілька разів, з розсіюванням значень вихідних параметрів не вище 2,0 %.

4.3 Засоби експериментальних досліджень енергоефективності дизельних компресорних станцій

4.3.1 Стенд з дизель-компресорною установкою

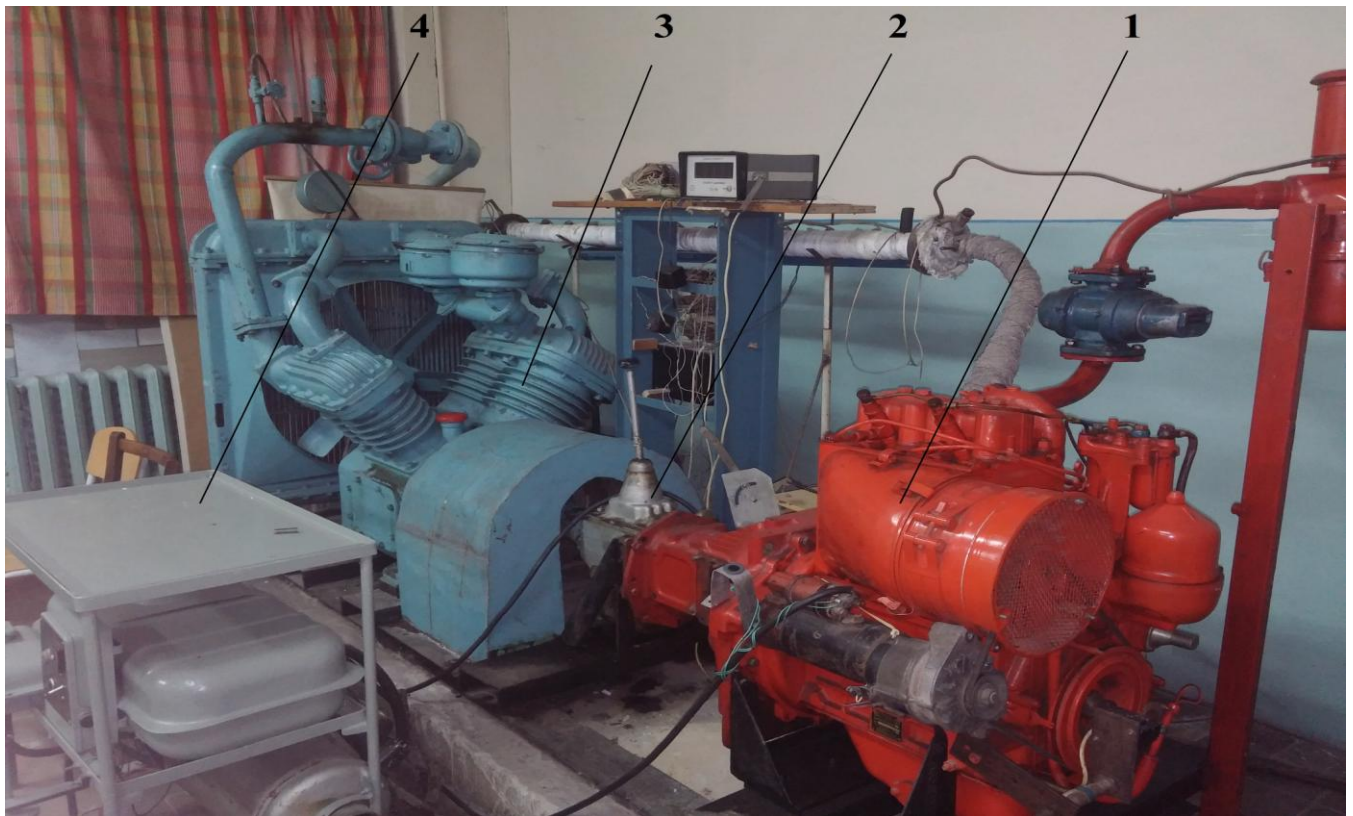
Стендові дослідження проводились на експериментальному стенді, що включав в себе серійний дизельний двигун Д21А1, який був переобладнаний для роботи на альтернативній газовій суміші, та серійний поршневий компресор К-5М. Коротка технічна характеристика дизельного двигуна Д21А1 наведена в табл. 4.1. Зовнішній вигляд та схема конвертованого на газове паливо дизельного двигуна Д21А1 наведені, відповідно, на рис. 4.1 та рис. 4.2.

Таблиця 4.1 – Коротка технічна характеристика експериментального дизельного двигуна Д21А1

№ п/п	Назва параметрів двигуна	Один. вимірювання	Значення
1	2	3	4
1	Тип дизельного двигуна	-	Двохциліндровий, чотирьох-тактний, повітряного охолодження
2	Робочий об'єм дизельного двигуна	л	2,08
3	Маса дизельного двигуна	кг	280
4	Спосіб сумішоутворення	-	Пряме впорскуванням дизельного палива, нероздільна камера згорання
5	Номінальна потужність двигуна	кВт (к.с.)	18 (25)

Закінчення табл. 4.1

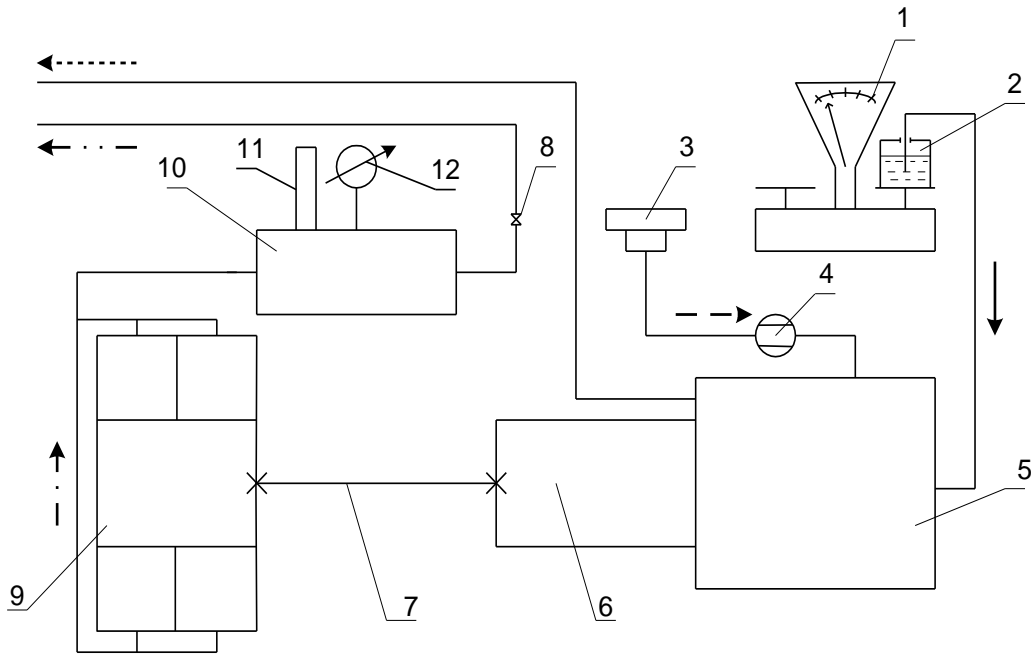
1	2	3	4
6	Ефективна питома витрата палива	г/кВт·год (г/к.с.·год)	253 (186)
7	Частота обертання колінчастого вала двигуна при номінальній потужності	об./хв.	1800
8	Частота обертання колінчастого вала двигуна на оборотах холостого ходу	об./хв.	800



1 – конвертований на дизельний двигун Д21А1; 2 – трансмісія;

3 – компресор К-5М; 4 – пристрій підігріву повітря

Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд експериментального стенду на базі конвертованого на газ дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи двигуна на альтернативних газових сумішах



—→ - напрямок руху палива в системі живлення експериментальної установки; - -→ - напрямок руху повітря в системі живлення експериментальної установки; - · -→ - рух повітря до ресивера; ←····· - рух відпрацьованих газів двигуна в навколишнє середовище; ←···· - рух повітря в навколишнє середовище; 1 – вага для вимірювання витрати палива; 2 – ємність для біодизельного палива; 3 – повітряний фільтр; 4 – газовий лічильник; 5 – експериментальний дизельний двигун; 6 – коробка перемикачів передач; 7 – карданна передача; 8 – дросель; 9 – компресор; 10 – ресивер; 11 – термометр для вимірювання температури повітря; 12 – манометр.

Рисунок 4.2 – Схема експериментального стенду на базі конвертованого на газ дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи двигуна на альтернативних газових сумішах

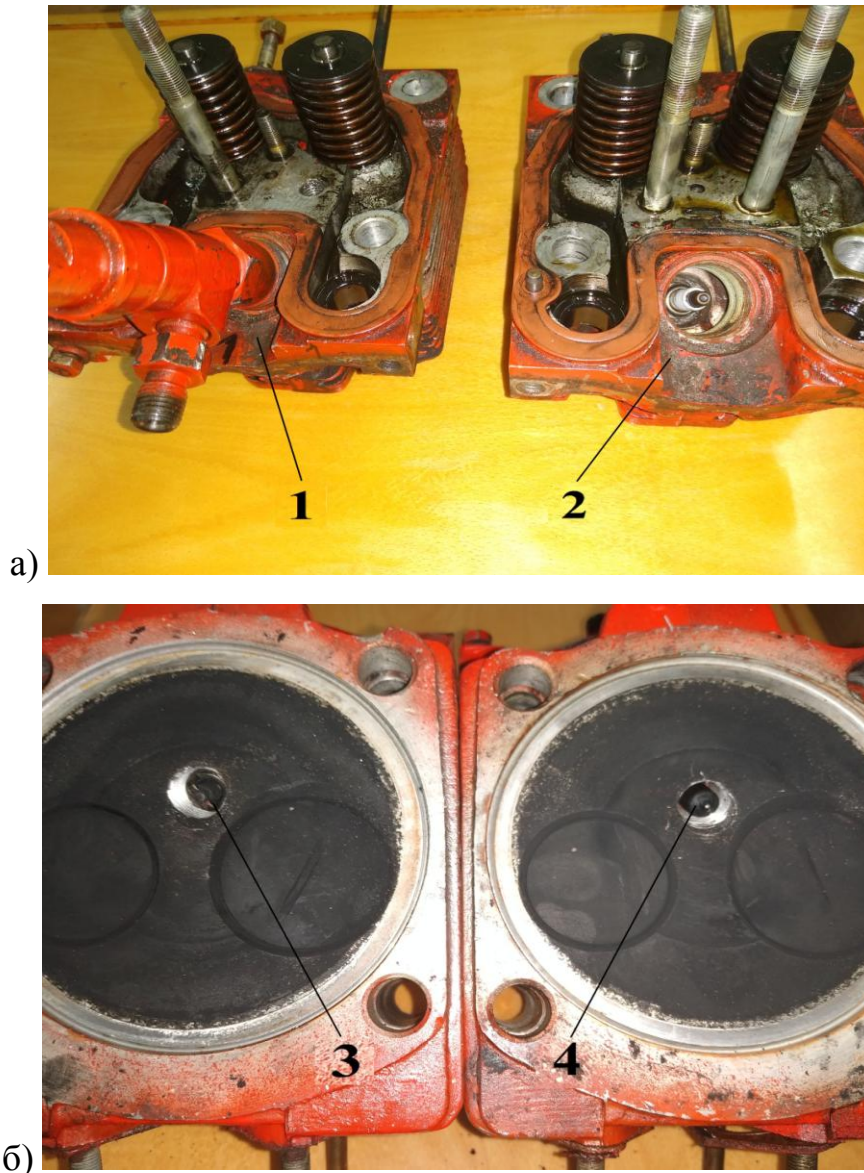
Навантаження для двигуна Д21А1 (рис. 4.2, поз. 5) створюється за допомогою чотирьохциліндрового чотирьохступінчатого компресора марки К-5М (рис. 4.2, поз. 9). Потужність на валу компресора К-5М може регулюватись в діапазоні від одного до тридцяти кВт, що дозволяло на 100 % навантажувати

експериментальний дизельний двигун. Крутний момент від двигуна Д21А1 до компресора передавався за допомогою коробки перемикання передач (рис. 4.2, поз. 6) та карданної передачі (рис. 4.2, поз. 7).

Дизельний двигун Д21А1 було переобладнано для роботи на альтернативній газовій суміші. Для цього з головок блоку були демонтовані дизельні форсунки, нарізана додаткова різьба в каналах розпилювачів форсунок та встановлені свічки запалення. Дизельний двигун Д21А1 з демонтованими головками блока зображений на рис. 4.3. Конструкція головок перероблена таким чином, що замість свічок запалення легко вкрутити назад дизельні форсунки. Конвертований таким чином двигун дозволяє за час до 10 хвилин переходити на різні палива міняючи місцями дизельні форсунки та свічки запалення. Переобладнані з дизельного палива на газове головки блока двигуна Д21А1 показані на рис. 4.4.



Рисунок 4.3 – Дизельний двигун Д21А1 з демонтованими головками блока



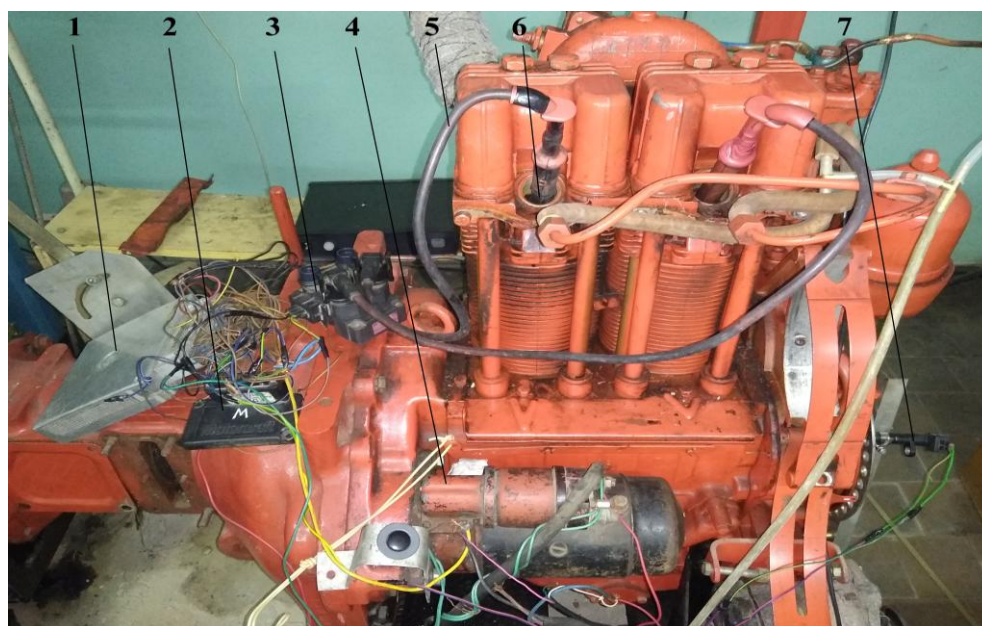
1 – головка блока до переобладнання з встановленою дизельною форсункою;
 2 – головка блока після переобладнання з демонтованою форсункою та встановленою свічкою запалення; 3 – свічка запалення; 4 – дизельна форсунка
 Рисунок 4.4 – Переобладнані з дизельного палива на газове паливо головки блока з блоку клапанів ГРМ (а) та камери згорання (б)

На дизельний двигун була також змонтована стандартна редукторна газова системи живлення 2-го покоління та електронна система запалення власної розробки. Переобладнана з дизельного палива на газове паливо система живлення двигуна Д21А1 зображена на рис. 4.5, система запалення на рис. 4.6.



1 – впускний тракт; 2 – газовий лічильник; 3 – газовий редуктор

Рисунок 4.5 – Переобладнана з дизельного палива на газове паливо
система живлення



1 – електронний блок управління; 2 – комутатор; 3 – модуль запалення;
4 – стартер; 5 – високовольтні дроти; 6 – свічки запалення;
7 – датчик положення колін валу

Рисунок 4.6 – Система запалення конвертованого дизельного двигуна Д21А1

Розроблена оригінальна електронна система запалення складається з

блоку управління 1 (рис. 4.6), який змінює кут випередження запалення в залежності від режиму роботи двигуна, комутатора 2, модуля запалення 3, високовольтних дротів 4 та свічок запалення 5. Паливна суміш для живлення переобладнаного двигуна складалась з пропан-бутану, який подавався з тороїдального газового балону (рис. 4.7) та піролізного газу, який поступав з циліндричних газових балонів (рис. 4.8). Маса витраченого газу або дизельного палива визначалась за допомогою електронної ваги (додаток А).

Потужність конвертованого двигуна експериментального стенда розраховувалась за формулами (3.21) та (3.19) за даними тисків газу (рис. 4.9) та витрати.

Витрата повітря G_2 компресором визначалась [65] за допомогою діафрагмового витратоміру диференційного перепаду тисків за формулою:

$$G_2 = \alpha F_0 \sqrt{2 \rho \Delta p}, \text{ кг/с}, \quad (4.1)$$

де α – коефіцієнт витрати діафрагми;

F_0 – площа отвору діафрагми, м^2 ;

ρ – густина повітря, що нагнітається компресором, кг/м^3 ;

Δp – перепад тиску на діафрагмі, Па.

Розрахунок густини повітря проводився за формулою [65]:

$$\rho = \frac{P_K}{R_{\text{пов}} T_K}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (4.2)$$

де T_K , P_K – температура ($^{\circ}\text{К}$) та тиск (Па) повітря на виході компресора;

$R_{\text{пов}}$ – питома газова стала повітря.

Для проведення розрахунків згідно формул (4.1)-(4.2) були одержані значення основного конструктивного параметра витратоміра – діаметру отвору

діафрагми, а також значення коефіцієнтів α та ε . Далі витрата повітря компресором визначалась за вимірними значеннями Δp .



Рисунок 4.7 – Газовий балон з пропан-бутаном



Рисунок 4.8 – Газові балони з піролізним газом



Рисунок 4.9 – Манометр для вимірювання тиску стисненого компресором газу

Коротка технічна характеристика поршневого компресора К-5М наведена в табл. 4.2. Зовнішній вигляд поршневого компресора К-5М наведений на рис. 4.1.

Таблиця 4.2 – Коротка технічна характеристика компресора К-5М

№ п/п	Назва параметрів компресора	Один. вимірювання	Значення
1	Тип компресора	-	поршковий, чотирьох-циліндровий, двохступінчастий, повітряного охолодження
2	Галузь використання		нафтогазова
3	Продуктивність	л/с	83,5
4	Номинальний тиск	МПа	0,78
5	Номинальна частота обертання вала компресора	об./хв.	740
6	Потужність номінальна	кВт	не більше 22

4.3.2 Стенд з перспективною системою високоефективного охолодження стисненого газу компресорних станцій

Дослідження перспективної системи високоефективного охолодження стисненого газу компресорних станцій проводились на спеціально спроектованому та виготовленому експериментальному стенді з випарником, двома контурами стисненого повітря та установками охолодження та підігріву повітря (рис. 4.10). Для прокачування газу використовувалось два компресора СО-7Б (рис. 4.11).



- 1 – газовий лічильник; 2 – манометр; 3 – компресор першої ступені;
 4 – компресор другої ступені; 5 – установка охолодження повітря;
 6 – рама; 7 – пульт управління; 8 – газоохолоджувач

Рисунок 4.10 – Установка з перспективною системою високоефективного охолодження стисненого газу компресорних станцій

Технічні характеристики однотипних компресорів СО-7Б наведені в додатку В. Повітря в контурі газоохолоджувача охолоджувалось за допомогою мобільного кондиціонера Електролюкс (рис. 4.12). Технічна характеристика мобільного кондиціонера Електролюкс наведені в додатку Г.



Рисунок 4.11 – Компресора СО-7Б



Рисунок 4.12 – Охолоджувач стисненого газу стенду

Для визначення енерговитрат на прокачування газу використовувались дані витрати та тисків газу. Вимірювання тисків виконувалось за допомогою манометричного колектора (рис. 4.13), витрата прокачуваних газів за допомогою газового лічильника (рис. 4.14).



Рисунок 4.13 – Манометричний колектор для вимірювання тиску стисненого газу установки

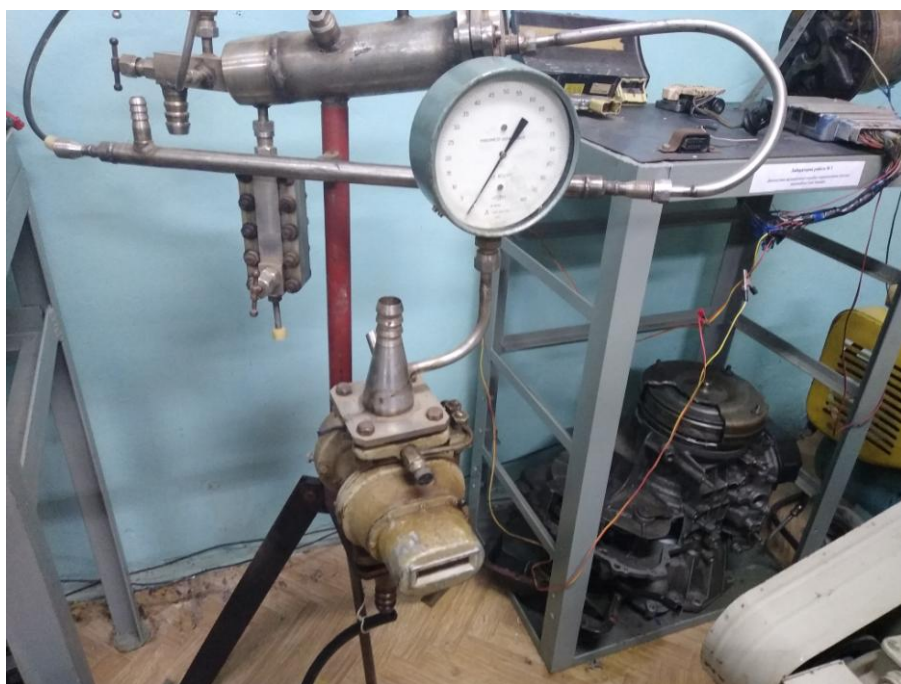
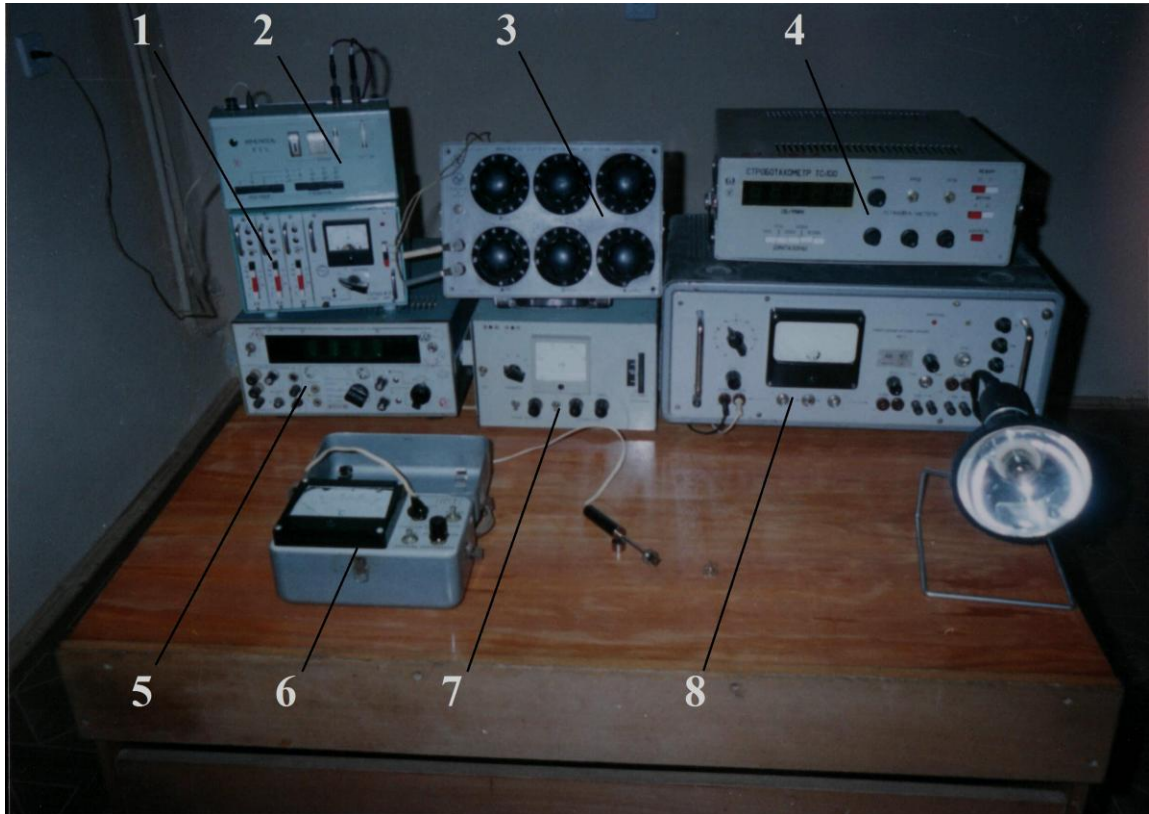


Рисунок 4.14 – Витратомір для вимірювання об'ємної витрати стисненого газу та манометр для визначення тиску газу

4.3.3 Пристрої і здавачі

Основні вимірювальні прилади та реєструвальна апаратура зображені на рис. 4.15.



1 – підсилювач ПТ-4-01М; 2 – універсальний вимірювач RCL-3; 3 – магазин змінних опорів МССР-60М; 4 – електронний строботахометр ТСт-100; 5 – цифровий вольтметр В7-20; 6 – амперметр ЕТП-М; 7 – логометр УП-2А;
8 – універсальний блок живлення УП-2.

Рисунок 4.15 – Вимірювальні прилади та реєструюча апаратура

Для визначення поверхневих та об'ємних температур охолоджувачів газу, на вході та виході компресора застосовувались безконтактний та контактний способи.

При визначенні температури на вході та виході компресора контактним способом застосовувались термопари типів «хромель-копель» та логометр-потенціометр УП-2А (рис. 4.15, поз. 7). Термопари, виготовлені з груп дроту з діаметром робочого спаю (чутливого елементу) 0,4 мм. Дроти термопар охолоджувачів газу були захищені ізолюючими трубками та арматурою. Перед встановленням у охолоджувачі газу кожна термопара перевірялася у всьому вимірювальному діапазоні за даними контрольного термометра. Встановлено, що градування термопар відповідало ГОСТ Р 8.585-2001, при цьому розходження показів складало до $\pm 1,0$ %. Для реалізації можливості оперативної фіксації зміни температур на комп'ютер з метою подальшої обробки даних, термопари підключалися до ноутбука через аналого-цифровий перетворювач.

Для безконтактної реєстрації температур охолоджувачів газу застосовувався пірометр виробництва фірми «Fluke». У додатку Б наведені основні характеристики пірометра. При вимірюванні температур поверхонь охолоджувачів газу та об'ємних температур сумарна середньоквадратична похибка вимірювання складала не більше 2,0 %, що було обумовлено підходом до конструктивного виконання, вибору типу, схеми установки термопар, вимірювальною апаратурою для оцінювання температур охолоджувачів газу при різних режимах навантажень компресорів.

Для визначення потужності, що споживалась компресорами першого та другого контурів стенду з перспективною системою високоефективного охолодження стисненого газу, використовувалась формула (3.22) та проводились вимірювання за допомогою цифрового вольтметра В7-20 (рис. 4.15, поз. 5) та амперметр ЕТП-М (рис. 4.15, поз. 6).

Для вимірювання вмісту оксидів азоту у відпрацьованих газах двигуна використовувався п'ятикомпонентний газоаналізатор 0 класу точності Автотест-02.03П (рис. 4.16). Технічна характеристика п'ятикомпонентного газоаналізатора Автотест-02.03П наведені в додатку Д.



Рисунок 4.16 – Газоаналізатор Автотест-02.03П для вимірювання вмісту оксидів азоту

4.4 Експериментальні дослідження запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу

При проведенні експериментальних досліджень запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу відбувалось визначення енергетичних втрат компресора. Для цього використовувалось два однотипних компресора СО-7Б, які створювали два контури нагнітання повітря. Перший компресор нагнітає повітря в газоохолоджувач, другий нагнітає охоложене повітря. Максимальна міра стиску ϵ компресорів може складати 6 одиниць. При проведенні експериментальних досліджень міра стиску ϵ компресорів була обмежена 3-ма

одинацями. Повітря в контурі газоохолоджувача охолоджується з допомогою мобільного кондиціонера Електролюкс. Кондиціонер працює в двох режимах: в першому подає звичайне неохоложене повітря з навколишнього середовища (моделювання роботи існуючих компресорних станцій нафтогазової галузі), в другому подає охоложене повітря (моделювання роботи перспективної схеми високоефективного додаткового охолодження стисненого повітря).

Витрата енергії за одиницю часу кожного контуру визначалась відповідним перетворенням формули (3.19)

$$L_2 = \frac{k}{k-1} \cdot P_{i1} \cdot V_{i1} \cdot \left(\left(\frac{P_{i2}}{P_{i1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ МДж/год.} \quad (4.3)$$

де P_{i1} – тиск на вході і-го контуру, Па;

P_{i2} – тиск на виході і-го контуру, Па;

V_{i1} – продуктивність компресора на вході і-го контуру, м³.

Тиск на виході кожної ступені P_2 визначався з формули (3.20) через тиск на вході та температури газу на вході T_1 та на виході кожного контуру T_2

$$P_2 = P_1 \cdot 2 \sqrt[7]{\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^7}. \quad (4.4)$$

Корисна потужність приводу компресорів визначалась з формули (3.22).

Питома робота стиснення l , визначалась з формули

$$l = R_{num} \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{10^3 \cdot (k - 1)}, \text{ кДж/кг} \quad (4.5)$$

де R_{num} – питома газова стала стисненого газу

Спочатку були проведені експериментальні дослідження та визначена питома робота стиснення для існуючих компресорних установок для різної пори року без охолодження та з штучним охолодженням від повітря навколишнього середовища. Це необхідно зробити для оцінювання ефективності штатних систем охолодження стисненого повітря. Результати експериментів та розрахунків наведені в Додатку Л та табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати експериментальних досліджень схем охолодження існуючих компресорних установок

Параметр	Без	З	Без	З	Без	З
	охолодження, період зима	повітряним охолодженням, період зима	охолодження, період весна-осінь	повітряним охолодженням, період весна-осінь	охолодження, період літо	повітряним охолодженням, період літо
1	2	3	4	5	6	7
Температура на вході першого контуру, T_{11} °C	-5	-5	15	15	35	35
Температура на виході першого контуру, T_{12} °C	94	94	121	121	149	149
Температура на вході другого контуру, T_{21} °C	94	20	121	39	149	61

Закінчення таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7
Температура на виході другого контуру, T_{22} °С	229	128	266	155	305	183
Корисна потужність компресора для першого контуру N_{k1} , кВт	1,007		1,075		1,149	
Питома робота стиснення першого контуру, l_1 , кДж/кг	70,91		76,20		81,49	
Корисна потужність компресора для другого контуру N_{k2} , кВт	1,523	1,091	1,636	1,214	1,764	1,375
Сумарна корисна потужність компресора N_{kc} , кВт	2,530	2,098	2,711	2,289	2,913	2,524
Відносна сумарна корисна потужність компресора, %	100	82,93	100	84,43	100	86,65
Питома робота стиснення другого контуру, l_2 , кДж/кг	97,10	67,9	104,2	77,3	111,6	87,5
Відносна питома робота стиснення другого контуру, %	100	69,95	100	74,19	100	78,41

З результатів виконаних експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

- чим нижча температура навколишнього середовища, тим нижча питома робота стиснення компресора. Наприклад, питома робота стиснення другого контуру при температурі навколишнього середовища $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ складає $97,1\text{ кДж/кг}$, $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $104,2\text{ кДж/кг}$, $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $111,6\text{ кДж/кг}$;

- чим вищою є температура навколишнього середовища, тим гіршою є охолодження компресора і тим вищою є питома робота стиснення компресора. Наприклад, питома робота стиснення другого контуру при температурі навколишнього середовища $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ та примусовому охолодженні складає $67,9\text{ кДж/кг}$ ($69,9\%$), а при $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $87,5\text{ кДж/кг}$ ($78,4\%$);

- зі збільшенням температури навколишнього середовища зростають і витрати корисної потужності компресора, наприклад, з $82,9\%$ при температурі навколишнього середовища $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $86,7\%$ при температурі навколишнього середовища $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- охолодження стисненого повітря, яке використовується на існуючих компресорних станціях, є ефективним способом зниження питомої роботи стиснення компресора. При цьому діапазон зменшення питомої роботи стиснення компресора коливається в межах $69\text{-}78\%$.

Далі були проведені експериментальних дослідження запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу та порівняння її з існуючою схемою охолодження. Під час експериментів потужність, яка споживалась фреоновим компресором обмежувалась величиною, яка складала 5% від потужності основного компресора. Результати експериментів та розрахунків наведені в Додатку М та табл. 4.4.

Результати експериментальних досліджень годинної витрати енергії, питомої роботи стиснення та сумарної корисної потужності компресорів від температур на вході в контури газоохолоджувачів наведені на рис. 4.17.

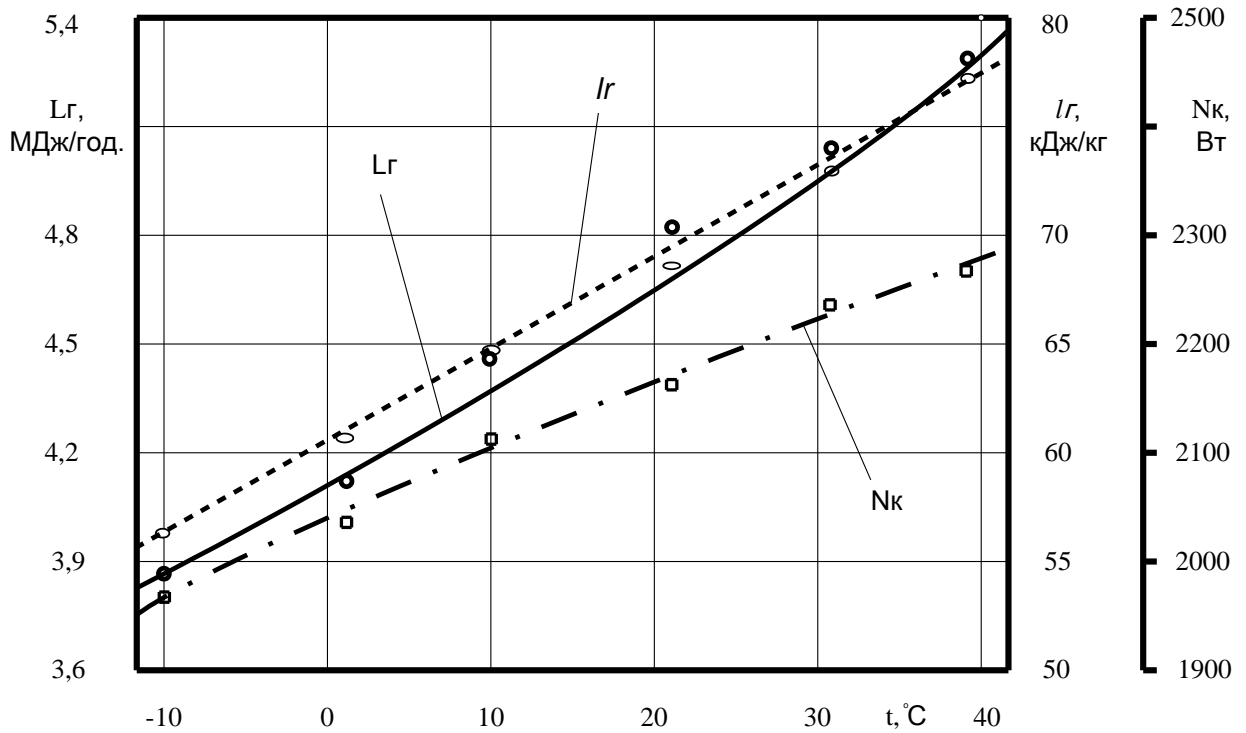
Таблиця 4.4 – Результати експериментальних досліджень запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу

Параметр	З існуючим повітряним охолодженням, період весна-осінь	З високоефективним додатковим охолодженням стисненого газу фреоном				
		Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5
1	2	3	4	5	6	7
Температура на вході першого контуру T_{11} , °C	15					
Температура на виході першого контуру T_{12} , °C	121					
Температура на вході другого контуру T_{21} , °C	39	31	21	10	+1	-10
Температура на виході другого контуру T_{22} , °C	155	143	129	114	102	87
Годинна витрата енергії для першого контуру L_2 , МДж/год	3,87					
Корисна потужність компресора першого контуру N_{k1} , кВт	1,075					

Закінчення табл. 4.4

1	2	3	4	5	6	7
Питома робота стиснення першого контуру, l_1 , кДж/кг	76,20					
Годинна витрата енергії для другого контуру, L_2 , МДж/год.	5,29	5,03	4,72	4,45	4,13	3,86
Корисна потужність компресора для другого контуру N_{k2} , кВт	1,214	1,151	1,088	1,026	0,946	0,883
Сумарна корисна потужність компресора N_{kc} , кВт	2,289	2,226	2,163	2,101	2,021	1,958
Відносна сумарна корисна потужність компресора, %	100	97,2	94,5	91,8	88,3	85,5
Питома робота стиснення другого контуру, l_2 , кДж/кг	77,3	73,2	68,9	64,7	60,4	56,2
Відносна питома робота стиснення другого контуру, %	100	94,7	89,1	83,7	78,1	72,7

З результатів виконаних експериментальних досліджень запропонованої схеми енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу можна зробити наступні висновки:



L_2 - годинна витрата енергії для другого контуру, МДж/год;

l_2 - питома робота стиснення другого контуру, кДж/кг;

N_{kc} - сумарна корисна потужність компресора, кВт

Рисунок 4.17 – Залежність годинної витрати енергії L_2 , питомої роботи стиснення l_2 та сумарної корисної потужності компресорів N_{kc} від температур t на вході в контури газоохолоджувачів

- охолодження стисненого повітря за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу пропонованої схеми енергозбереження компресорів, є ефективним способом зниження питомої роботи стиснення компресора. При цьому максимальна величина зменшення питомої роботи стиснення компресора досягає 72,7 %;

- чим нижча температура газоохолоджувача, тим нижча питома робота стиснення компресора. Наприклад, питома робота стиснення другого контуру при температурі газоохолоджувача -10 °С складає 56,2 кДж/кг, $+1$ °С – 60,4 кДж/кг, $+21$ °С – 68,9 кДж/кг;

- охолодження стисненого повітря за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу пропонуваної схеми енергозбереження компресорів дозволяє зменшити сумарну корисну потужність компресора до 14,5 %.

4.5 Експериментальні дослідження енергозбереження силових приводів при використанні альтернативних палив

4.5.1 Визначення складу газових сумішей

Для підвищення паливно-економічних характеристик силового приводу компресорний станцій дизельний двигун Д21А був конвертований для роботи на альтернативній газовій суміші, яка складалась з пропан-бутану та піролізного газу. На основні експлуатаційні показники двигуна (потужність, питому витрату палива) головним чином впливає теплота згорання палива. На енергетичні показники сумішевого альтернативного палива з сталою величиною теплоти згорання пропан-бутану суттєвий вплив оказує склад піролізного газу.

Всі експерименти проводилися в закритому опалювальному лабораторному приміщенні при температурі повітря 290-292 К. Для реєстрації температур газоохолоджувачів та зразків деревини використовувалися контактні (хромель-копелеві термомпари) та безконтактні (пірометр) методи. Кількість дослідів при фіксованих чинниках вибиралося не менше п'ятьох. Під час експериментів використовувалась рослинна біомаса, зазначена в розділі 3 – деревина акації. Результати експериментальних даних розподілу компонентів газу, отриманого для деревини акації при різних кінцевих температурах піролізу, представлено в Додатку Н та на рис. 4.18.

При проведенні досліджень газ, отриманий при піролізі рослинної біомаси, збирався в газовий балон і проводився його аналіз в газовому хроматографі NeoCHROM Class B. Під час експериментів в піролізному газі

були зафіксовані оксид вуглецю (чадний газ) CO, діоксид вуглецю (вуглекислий газ) CO₂, метан CH₄, водень H₂, азот N₂ і кисень O₂.

В загальному, під час процесу піролізу відбувається термічний розклад матеріалів вихідної біомаси. Матеріал рослинної біомаси складається, переважно, з трьох видів полімерів: целюлози, геміцелюлози і лігніну. Целюлоза під час нагрівання в основному виділяє CO, CO₂, H₂; геміцелюлоза виділяє CO₂, H₂O і деякі вуглеводні, а лігнін - CO, CO₂, CH₄ [89].

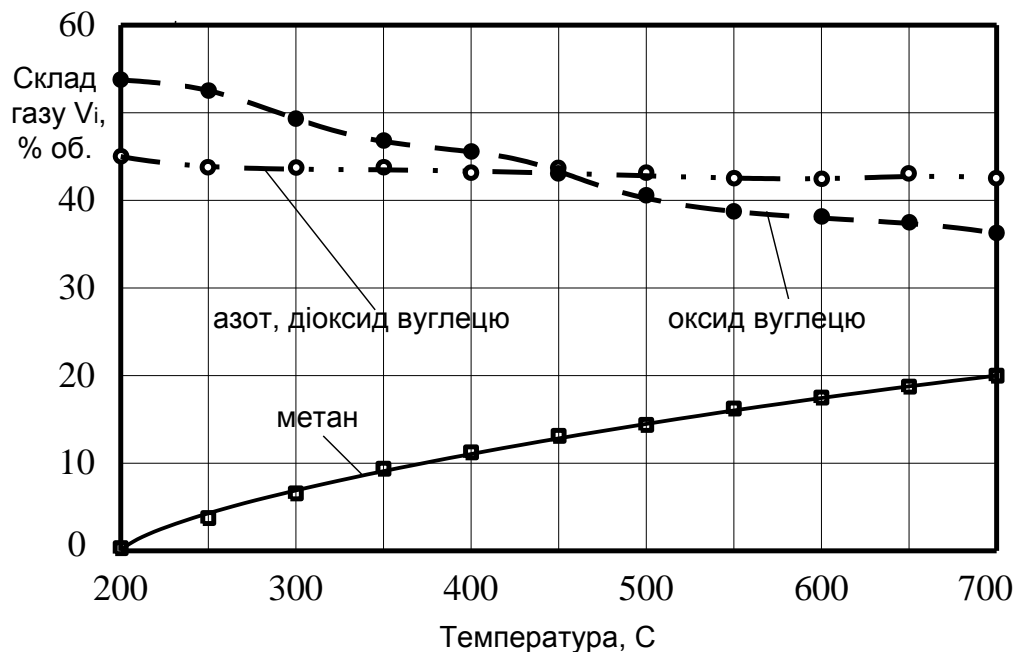


Рисунок 4.18 – Залежність складу суміші газів, одержаних під час піролізу акації, від температури

Встановлено, що при температурах 200-350 °C газова суміш, в основному, складається з CO і CO₂, а також містить N₂ і O₂. Походження CO і CO₂, переважно, залежить від розкладання целюлози і геміцелюлози.

Утворення CO і CO₂ при більш високій температурі викликано розкладанням лігніну. При температурах від 200 до 600 °C вміст CO незначно зменшується, а вміст CO₂ залишається приблизно стабільним. Під час досліджень встановлено, що збільшення температури сприяє інтенсивному

виділенню метану CH_4 . Утворення метану відбувалося за рахунок розкладання лігніну, оскільки його концентрація збільшувалася під час процесу розкладання при високих температурах. Утворення метану відбувається за рахунок виділення метаксильних груп. При цьому вміст повітря зменшується.

Максимальна кількість CO (46-48 % від обсягу отриманого газу) було отримано при піролізі деревини акації при температурах близько 200-350 °С. Найбільша кількість CO_2 (32-33 % від обсягу отриманого газу) була виявлена в газових сумішах, що утворились при піролізі акації при температурах 200-500 °С. Встановлено також, що вміст азоту та кисню зі зростанням температури зменшується. За температур близько 700 °С вміст метану для акації досягнув 20,2 %, оксиду вуглецю – 36,9 %, водню спостерігалось менше 0,1 % (рис. 4.18).

В табл. 4.5 наведені показники нижчої теплотворної здатності піролізного газу, отриманого при піролізі досліджуваних сортів рослинної біомаси. Максимальні величини нижчої теплотворної здатності були отримані за температур 700 °С, а нижча теплотворна здатність зростає зі збільшенням температури.

Таблиця 4.5 – Показники нижчої теплотворної здатності піролізного газу, отриманого при піролізі досліджуваних сортів рослинної біомаси

Вид рослинної біомаси	Вміст, % об.					Нижча теплотворна здатність піролізного газу $Q_{Н.ПГ}$, МДж/кг
	CO	CH_4	H_2	CO_2+ N_2	O_2	
Акація	36,9	20,2	-	42,3	0,6	13,83

Газ одержаний при піролізі деревини акації мав найвищі показники нижчої теплотворної здатності – 13,83 МДж/кг. Нижча теплотворна здатність піролізного газу, отримана з усіх зразків рослинної біомаси за температур 400–550 °С, перебувала в діапазоні 9,1–11,2 МДж/кг, нижча теплотворна здатність

пірогазу, отримана зі зразків рослинної біомаси за температур 300–400 °С, знаходилась в діапазоні 7,4–8,6 МДж/кг.

Газ із нижчою теплотворною здатністю 11–15 МДж/кг прийнято вважати газовим паливом середнього рівня калорійності і він може безпосередньо використовуватися в двигунах внутрішнього згоряння, в тому числі для виробництва стиснутого повітря, електроенергії і т.д.

4.5.2 Визначення потужності та питомої втрати палива двигуна

Важливе значення для потужності двигуна має теплотворна здатність сумішевого палива та порівняння його з дизельним паливом [15]. Літнє дизельне паливо має теплотворну здатність 43,4 МДж/кг [29]. Нижча теплота згорання пропан-бутанової суміші за однакових частках пропану та бутану по 50 % складає 46,0 МДж/кг (таб. 3.3). Таким чином, конвертація дизельного двигуна на чисту пропан-бутанову суміш дозволить підняти потужність двигуна приблизно на 6 %.

Газ одержаний при піролізі деревини акації мав показники нижчої теплотворної здатності – 13,83 МДж/кг або в 3,3 рази менше за теплотворну здатність пропан-бутанової суміші, є відновлюваним ресурсом та приблизно в 8,5 разів дешевше за чисту пропан-бутанову суміш. Тому з економічної точки зору доцільним є використання суміші пропан-бутану та піролізного газу.

Розрахунки показують, що для того, щоб альтернативна суміш пропан-бутану та піролізного газу мала показники теплотворної здатності дизельного палива в суміші має бути 92 % пропан-бутану та 8 % піролізного газу. Тому в даних експериментальних дослідженнях визначались показники потужності та питомої витрати палива для альтернативних сумішей: 100 % пропан-бутану; 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу; 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу. Також, для порівняння, проводилось визначення аналогічних експлуатаційних параметрів для чистого дизельного палива. В цьому випадку

паливний бак заповнювався дизельним паливом марки Л виробництва Кременчукського нафтоперегінного заводу [29]. Результати експериментальних досліджень експлуатаційних параметрів конвертованого двигуна представлені в Додатку II та зображені на рис. 4.19.

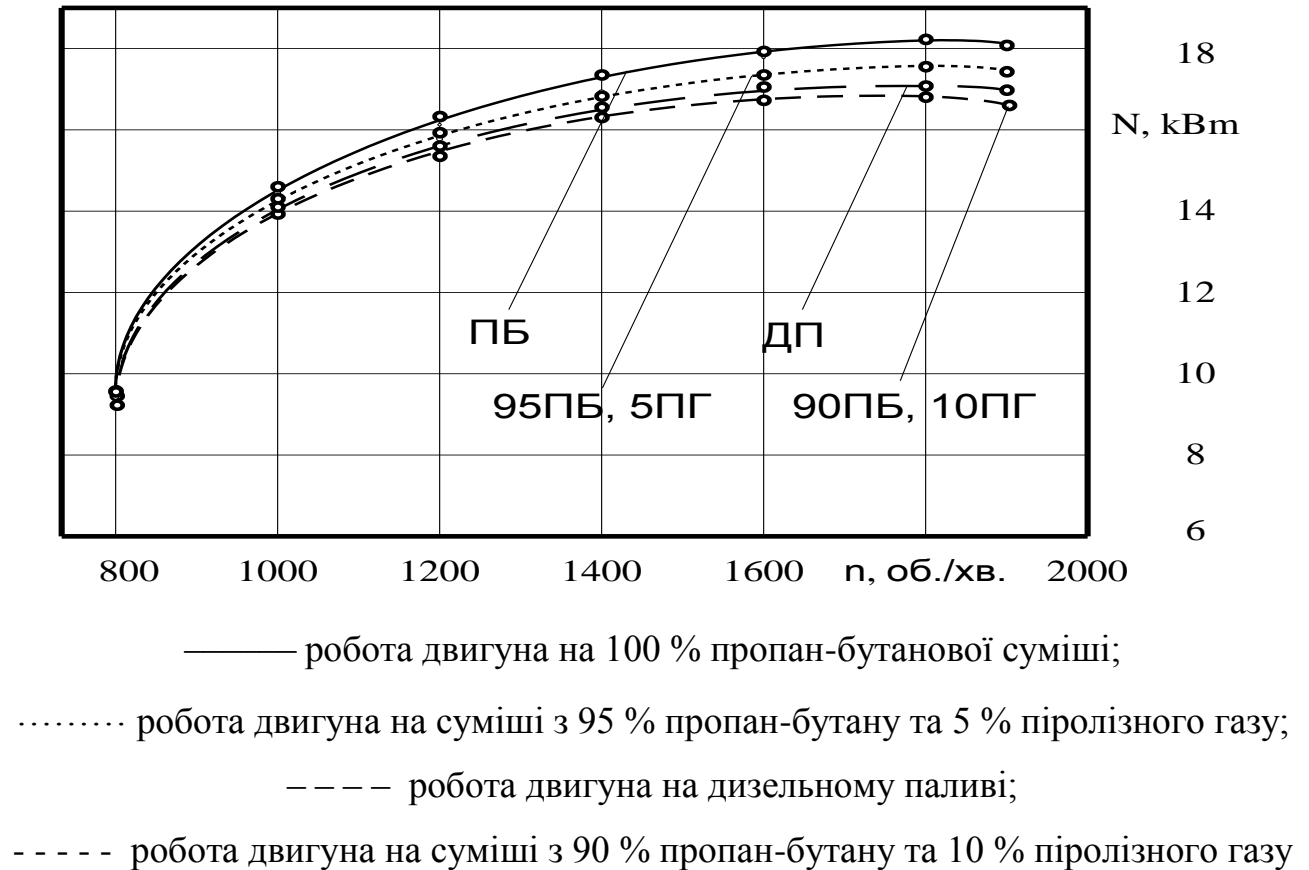


Рисунок 4.19 – Експериментальні залежності ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Для порівняльної оцінки показників двигуна на дизельному паливі з відповідними показниками конвертованого дизельного двигуна на суміші пропан-бутану з добавками на основі піролізного газу в кількості 5 та 10 % знімалися навантажувальні характеристики двигуна на фіксованих частотах обертання колінчастого вала. Перед вимірюваннями параметрів для стабільного протікання робочого процесу двигун на заданому режимі працював не менше 5 хвилин. Результати вимірювань заносились в протокол випробувань при

трикратному повторюванні на кожному режимі роботи двигуна.

Експериментально встановлено, що показники максимальної потужності на режимі номінальних оборотів (1800 об./хв.) для різних паливних сумішей склали:

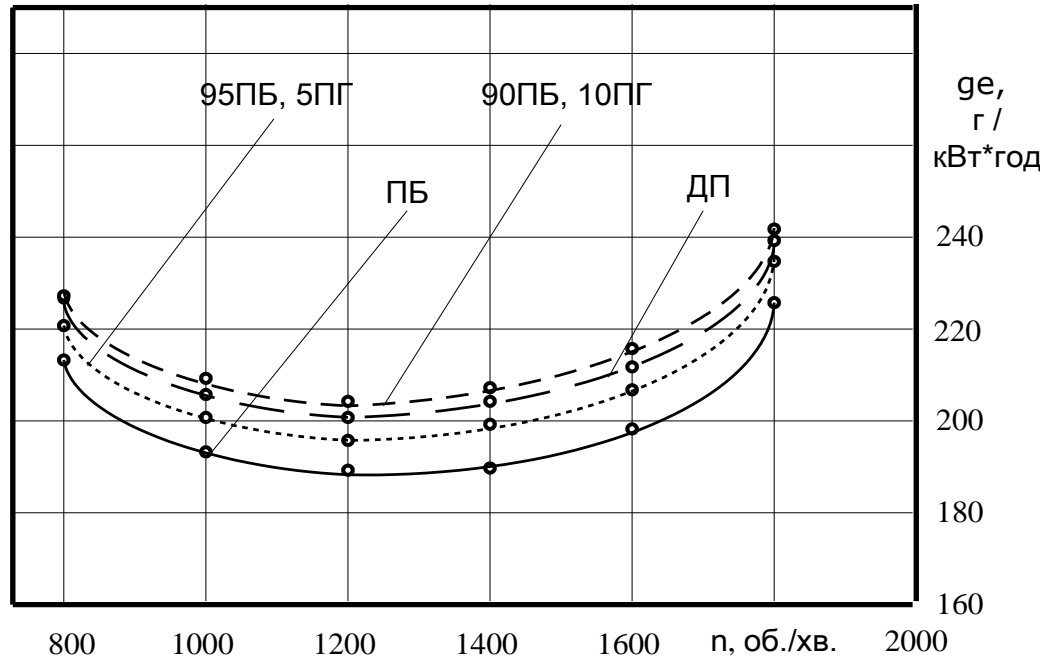
- паспортна максимальна потужність на дизельному паливі – 18,0 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на дизельному паливі – 17,1 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на 100 % пропан-бутанової суміші – 18,1 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 17,5 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 16,9 кВт.

За результатами експериментальних вимірювань масової витрати палива на протязі фіксованих значень часу (годинної витрати палива $G_{\text{п}}$) та експериментально визначеної потужності були розраховані показники ефективної питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу (Додаток Р та рис. 4.20).

Експериментально встановлено, що показники ефективної питомої витрати палива на режимі максимальної потужності g_{eN} склали:

- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на 100 % пропан-бутанової суміші – 225 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 234 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на дизельному паливі – 239 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати

палива на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 242 г/(кВт · год).



— робота двигуна на 100 % пропан-бутанової суміші;

..... робота двигуна на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу;

---- робота двигуна на дизельному паливі;

- - - - робота двигуна на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу

Рисунок 4.20 – Експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Експериментально встановлено, що показники мінімальної ефективної питомої витрати палива на режимі максимального крутного моменту $g_{e.min}$ склали:

- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на 100 % пропан-бутанової суміші – 189 г/(кВт · год);

- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 196 г/(кВт · год);

- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на дизельному паливі – 201 г/(кВт · год);

- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 203 г/(кВт · год).

Отже, в результаті виконаних експериментальних досліджень встановлені залежності зміни максимальної ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива конвертованого двигуна на режимі максимальної потужності та на режимі максимального крутного моменту при використанні дизельного палива і газової паливної суміші пропан-бутану з піролізним газом в кількості 5 та 10 %.

Експериментальні дослідження показали, що максимальна ефективна потужність двигуна при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива зросла з 17,1 до 18,1 кВт або на 5,2 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу замість дизельного палива збільшилась з 17,1 до 17,5 кВт або на 2,3 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні суміші 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу замість дизельного палива знизилась з 17,1 до 16,9 кВт або на 1,2 %.

Експериментально встановлено, що величина ефективної питомої витрати палива двигуна на режимі максимальної потужності при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива знизилась з 239 до 225 г/(кВт · год) або на 5,9 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна на режимі максимальної потужності при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу замість дизельного палива зменшилась з 239 до 234 г/(кВт · год) або на 2,1 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна на режимі максимальної потужності при використанні суміші 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу замість дизельного палива зросла з 239 до 242 г/(кВт ·

год) або на 1,3 %.

Також під час досліджень конвертованого дизельного двигуна вимірювались об'ємні частки оксидів азоту газоаналізатором „Автотест–02.03П”. Діапазон вимірювань вуглеводнів газоаналізатора складав 0–2000 ppm, абсолютна похибка вимірювань – ± 10 ppm. Результати досліджень наведені в розділі 5.

4.6 Аналіз похибок результатів вимірювань

Під час проведення досліджень виконувалася оцінка похибок результатів. З цією метою всі експериментальні дослідження за фіксованих основних параметрів (тиск, вага, температури, темпи нагрівання та ін.) проводились не менше п'яти разів. За підсумками кожної такої серії експериментів обчислювалися усереднені значення досліджуваних величин. Далі обчислювалися значення середньоквадратичних відхилень та їхні коефіцієнти варіації U .

Результати обробки експериментальних даних показали, що всі дослідження проведені при досить малих відносних випадкових похибках. Їхні значення змінювались в залежності від виду палива, тисків і температур від 0,35 % до 1,78 %. Встановлено, що зі збільшенням температури стиснених газів та процесу піролізу величина похибки зростає. При незмінних умовах нагріву і вихідних даних склад кінцевих продуктів був стабільний. Проводячи оцінку результатів аналізу похибок виконаних експериментів, можна зробити висновок про досить високу стабільність результатів.

Висновки до четвертого розділу

На основі виконаних експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Виконані дослідження питомих енергетичних витрат компресорних станцій без примусового охолодження стисненого газу та з існуючим в даний момент на технологічних компресорних установках примусовим охолодженням стисненого газу для різних періодів року (літо, зима, осінньо-весняний період) та встановлено, що чим нижча температура навколишнього середовища, тим нижча питома робота стиснення компресора, а зі збільшенням температури навколишнього середовища зростають і витрати корисної потужності компресора.

2. Зроблені дослідження питомих енергетичних витрат компресорних станцій з існуючим в даний момент примусовим охолодженням стисненого газу та порівняння питомих енергетичних витрат на технологічних компресорних установках з пропонованою високоефективною схемою додаткового охолодження стисненого газу, в результаті чого з'ясовано, що охолодження стисненого повітря, за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу пропонованої схеми енергозбереження компресорів, є ефективним способом зниження питомої роботи стиснення компресора та охолодження стисненого повітря за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу пропонованої схеми енергозбереження компресорів дозволяє зменшити сумарну корисну потужність компресора до 14,5 %.

3. Виконані дослідження складу і теплоти згорання піролізного газу та встановлені показники нижчої теплотворної здатності піролізного газу, отриманого при піролізі акації. Максимальні величини нижчої теплотворної здатності піролізного газу були отримані за температур 700 °С та склали 13,83 МДж/кг.

4. Здійснені дослідження питомої витрати та потужності конвертованого двигуна на альтернативну газову суміш двигуна та встановлено, що ефективна потужність двигуна при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива зросла на 5,2 %; максимальна ефективна потужність двигуна

при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу збільшилась на 2,3 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна на режимі максимальної потужності при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива знизилась на 5,9 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу зменшилась на 2,1 %.

РОЗДІЛ 5

ЕНЕРГО-ЕКОНОМІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТІВ

5.1 Оцінка енергетичної ефективності пропонованих методів підвищення енергозбереження

Результати теоретичних та експериментальних досліджень показали, що найбільший резерв енергозбереження для пересувних дизельних компресорних установок нафтогазової галузі реалізується при якомога більш глибокому охолодженні стисненого газу в теплообмінниках системи проміжного охолодження за рахунок рекуперації надлишкової теплоти.

Це пояснюється тим, що зниження температури газу перед кожною ступеню компресора збільшує густину газу. При цьому, прямо пропорційно зниженню температури газу в циліндрах, зростає продуктивність компресора та знижуються витрати енергії. Розрахунки показують, що зменшення температури газу на 1 К призводить до зростання продуктивності та зниження витрат енергії приблизно на 0,3 %.

Для оцінки енергетичної ефективності запропонованих методів підвищення енергозбереження за результатами теоретичних та експериментальних досліджень та згідно розробленої математичної моделі нижче були проведені розрахунки енергоефективності для найбільш розповсюджених типових пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі для діючої та перспективної енергоефективної систем охолодження газу при використанні різних типів газів. Розрахунковий сезон – осінь-весна, температура навколишнього середовища – 15 °С, робочі тіла – повітря та азот. Технічні характеристики досліджуваних типових пересувних

дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі ПКСД-1,4/25, СД-9/101М та КПУ-16/250 наведені в додатках Е, Ж, К.

Результати розрахунків основних показників енергоефективності зазначених компресорних станцій при нагнітанні повітря та азоту наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунки енергоефективності для розповсюджених пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі при нагнітанні повітря

Показники	Робоче тіло	Моделі пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі					
		ПКСД-1,4/25		СД-9/101М		КПУ-16/250	
Тип системи		Д	Е	Д	Е	Д	Е
m		2		4		6	
P _м , МПа		2,5		10,0		25,0	
V _н , м ³ /хв.		1,4		9,0		16,0	
N _к , кВт		23		150		368	
t _{н.с.} , °С		15					
E _к , кДж/кг	азот	490,22	416,55	315,21	263,34	235,31	188,09
	повітря	495,93	420,76	320,74	275,46	243,36	194,42
F _т , м ² /кг	азот	7,364	5,526	5,201	3,894	3,582	2,679
	повітря	9,812	7,369	4,434	3,327	4,706	3,527
m _т , кг/кг	азот	3,62	1,51	2,33	0,98	1,71	0,69
	повітря	3,69	1,54	2,39	1,03	1,76	0,72
ΔE _{ст.г} , кДж/кг	азот	156,8	180,8	179,8	207,3	213,4	245,6
	повітря	151,6	174,1	173,1	199,8	202,4	232,8
η _{екс}	азот	49,1	56,6	51,0	58,7	53,2	61,3
	повітря	48,2	55,2	50,1	57,5	52,1	59,8

В табл. 5.1 використані наступні позначення:

Д – діюча існуюча система охолодження стиснених газів пересувних дизельних компресорних установок нафтогазової галузі;

Е – пропонована енергоефективна система додаткового охолодження стиснених газів пересувних дизельних компресорних установок нафтогазової галузі;

$t_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

m – кількість ступенів компресора;

P_m – максимальний вихідний тиск робочого тіла, МПа;

V_n – номінальна продуктивність компресора, $\text{м}^3/\text{хв.}$;

N_k – потужність, що споживається компресором, кВт;

E_k – питома енергія, що споживається компресором, кДж/кг;

F_T – питома площа теплообмінних апаратів – охолоджувачів стисненого газу, $\text{м}^2/\text{кг}$;

m_T – питома витрата охолоджувача-теплоносія на один кілограм охолодженого газу, кг/кг;

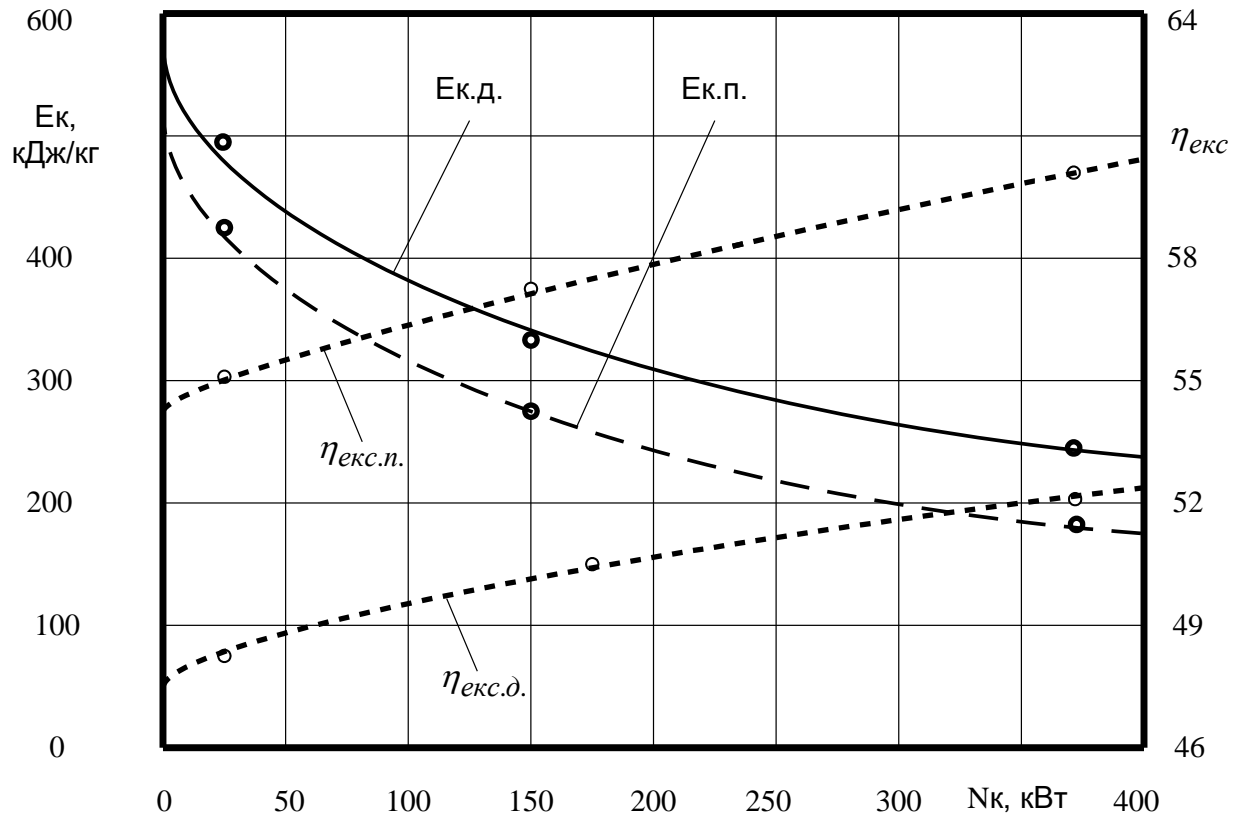
$\Delta E_{ст.г}$ - зміна ексергії стисненого газу, кДж/кг;

$\eta_{екс}$ - ексергетичний ККД.

Результати розрахунків основних показників енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі при нагнітанні повітря зображені на рис. 5.1

На підставі проведених розрахунків та одержаних результатів можна зробити наступні висновки:

1. Чим більше ступенів, тим більше проміжних контурів охолодження і тим вищою є економія енергії для компресорних станцій при застосування систем додаткового вискоефективного фреонового охолодження стисненого газу.



$E_{к.д.}$ – питома енергія, що споживається компресорами за діючою схемою, кДж/кг; $E_{к.п.}$ – питома енергія, що споживається компресорами за перспективною схемою, кДж/кг; $\eta_{екс.д.}$ - ексергетичний ККД за діючою схемою; $\eta_{екс.п.}$ - ексергетичний ККД за перспективною схемою

Рисунок 5.1 – Результати розрахунків основних показників енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі при нагнітанні повітря

2. При низьких ступенях підвищення тиску в компресорі (від однієї до двох) не доцільно застосовувати удосконалені системи охолодження газу з фреоном, так як економія енергії є не дуже суттєвою.

3. При високих ступенях підвищення тиску в компресорі (три та більше) – вже доцільно застосовувати удосконалені системи охолодження газу з фреоном. При цьому збільшення кількості ступенів стиснення призводить до зростання показника енергоефективності.

4. Найбільша енергоефективність досягається при стисненні газів з меншою молярною масою. Так, енергоефективність при стисненні газів азоту, є більшою, ніж при стисненні повітря. Наприклад, питома енергія, що споживається компресором для установки ПКСД-1,4/25 при нагнітанні азоту складає для діючих систем охолодження 490,22 кДж/кг та при використанні додаткових фреонових систем високоефективного охолодження 416,55 кДж/кг; при нагнітанні повітря для діючих систем охолодження 495,93 кДж/кг та при використанні додаткових фреонових систем високоефективного охолодження 420,76 кДж/кг;

5. Питома енергія, що споживається компресором, зі збільшенням потужності та кількості ступенів компресора знижується. Наприклад, для двохступінчастого компресора ПКСД-1,4/25 потужністю 23 кВт питома потужність при прокачування азоту складає 490,22 кДж/кг, для шестиступінчастого компресора КПУ-16/250 потужністю 368 кВт питома потужність складає 235,31 кДж/кг;

6. Ексергетичний ККД компресорних установок при зростанні їхньої абсолютної потужності має тенденцію до збільшення. Так, для компресорної установки ПКСД-1,4/25 потужністю 23 кВт ексергетичний ККД при прокачування повітря складає 48,2 %, а для компресорного агрегату КПУ-16/250 потужністю 368 кВт ексергетичний ККД складає 52,1 %;

7. При використанні для охолодження стисненого повітря додаткових фреонових систем високоефективного охолодження зі зниженням температури робочого тіла в газоохолоджувачах до -10°C ексергетичний ККД компресорів збільшується приблизно на 15 %. Наприклад, для компресорної установки ПКСД-1,4/25 ексергетичний ККД зростає з 48,2 до 55,2 %, для компресорної установки СД-9/101М ексергетичний ККД збільшується з 51,0 до 58,7 %, для компресорної установки КПУ-16/250 ексергетичний ККД підвищується з 53,2 до 61,3 %;

8. При застосуванні для охолодження стисненого газу додаткових фреонових систем високоефективного охолодження зі зниженням температури робочого тіла в газоохолоджувачах до -10°C питома площа теплообмінних апаратів – охолоджувачів стисненого газу – знижується, в середньому, на 25 %. Так, для компресорної установки СД-9/101М при нагнітанні азоту питома площа теплообмінних апаратів знижується з $5,201 \text{ м}^2/\text{кг}$ до $3,894 \text{ м}^2/\text{кг}$; при нагнітанні повітря питома площа теплообмінних апаратів зменшується з $4,434 \text{ м}^2/\text{кг}$ до $3,327 \text{ м}^2/\text{кг}$;

9. Використання додаткових фреонових систем високоефективного охолодження замість водяних систем дозволяє в 2-3 рази знизити питому витрату охолоджувача-теплоносія на один кілограм охолодженого газу. Наприклад, для компресорної установки КПУ-16/250 питома витрата теплоносія на один кілограм охолодженого газу при прокачуванні азоту для діючої системи охолодження складе $1,71 \text{ кг/кг}$, а для проектованої фреонової – $0,69 \text{ кг/кг}$; питома витрата теплоносія на один кілограм охолодженого газу при прокачуванні повітря для діючої системи охолодження складе $1,76 \text{ кг/кг}$, а для проектованої фреонової – $0,72 \text{ кг/кг}$;

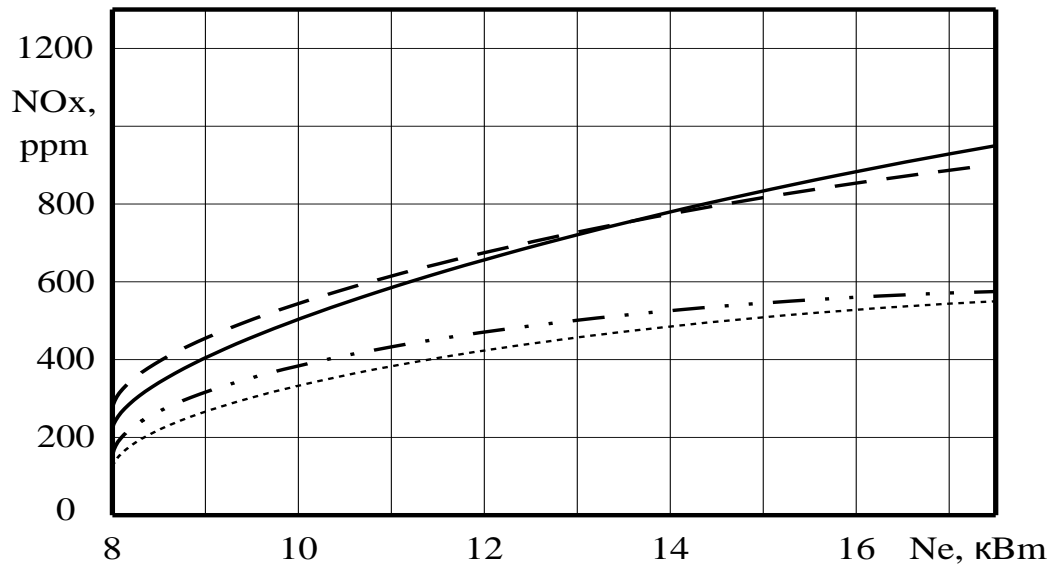
10. При використанні для охолодження стисненого повітря додаткових фреонових систем високоефективного охолодження зі зниженням температури робочого тіла в газоохолоджувачах до -10°C питома енергія, що споживається компресором, знижується для дизельних компресорних установок нафтогазової галузі, в середньому, на 14-17 %. Так, для компресорної установки СД-9/101М при нагнітанні азоту питома енергія, що споживається компресором, зменшується з $315,21 \text{ кДж/кг}$ до $263,34 \text{ кДж/кг}$ або на 16,5 %; при нагнітанні повітря питома енергія, що споживається компресором, зменшується з $320,74 \text{ кДж/кг}$ до $275,46 \text{ кДж/кг}$ або на 14,2 %.

5.2 Покращення екологічних показників силових приводів при використанні альтернативних палив

Важливою складовою реалізації будь-яких технічних рішень є зміна екологічних показників [8]. Очевидною перевагою заходів з енергозощадження компресорних установок є зниження викидів діоксиду вуглецю, що є вкладом у вирішення важливої загальносвітової проблеми.

Але на особливу увагу заслуговує зміна викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах конвертованих двигунів компресорних установок, а саме оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту [54]. В загальному треба зауважити, що двигуни внутрішнього згорання, які працюють на збіднених паливно-повітряних сумішах та до яких відносяться як дизельні, так і газові двигуни, мають внаслідок характерної організації процесів згорання надзвичайно низькі викиди оксиду вуглецю та вуглеводнів. І основною проблемою сучасних двигунів, які працюють на дизельному паливі, є високі викиди оксидів азоту [118]. Це є головною причиною, чому в країнах ЄС починають активно обмежувати використання дизельних двигунів [56]. Тому здобувачем були проведені експериментальні дослідження щодо визначення викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах експериментального двигуна до та після його конвертації на газове паливо.

На рис. 5.2 зображені експериментальні залежності викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на дизельному паливі та при роботі на альтернативній газовій суміші з пропан-бутану та піролізного газу на частоті обертання колінчастого вала 1800 об./хв. у залежності від зміни навантаження на двигун. За результатами проведених експериментів можна зазначити, що при використанні альтернативної газової суміші, у порівнянні з використанням дизельного палива, у двигуна Д21А1 відбулось суттєве зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах у всьому навантажувальному режимі.



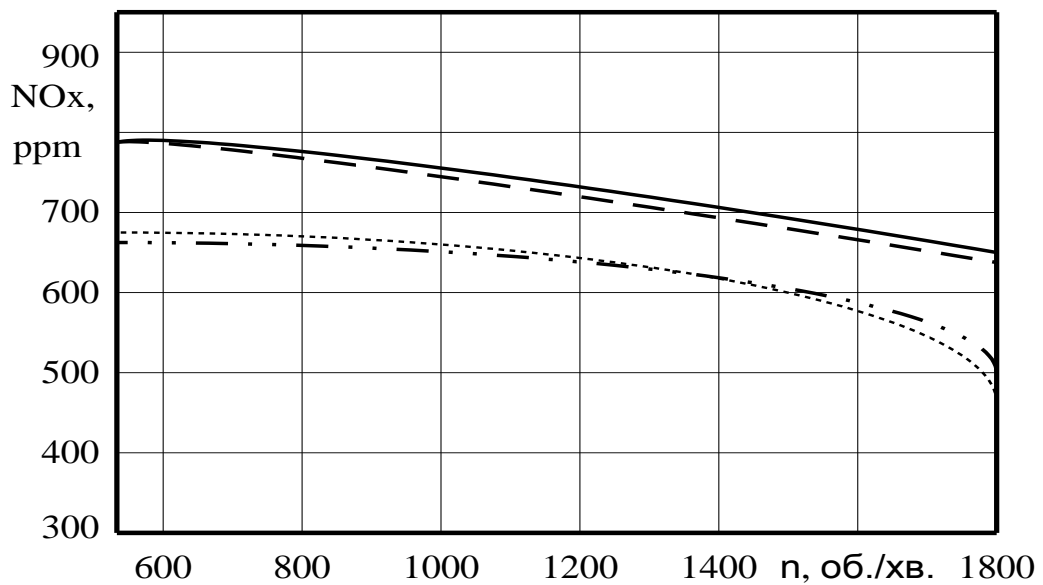
- работа двигуна на дизельному паливі, експериментальна залежність;
- работа двигуна на дизельному паливі, теоретична залежність;
- работа двигуна на газовому паливі, експериментальна залежність;
- ··· - работа двигуна на газовому паливі, теоретична залежність;

Рисунок 5.2 – Залежності викидів оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на дизельному паливі та при роботі на газовій суміші на частоті обертання колінвала 1800 об./хв. в залежності від зміни навантаження N_e

Так, при роботі на дизельному паливі, при відбиранні потужності 8 кВт, викиди оксидів азоту у відпрацьованих газах базового дизельного двигуна моделі Д21А1 склали 255 ppm, а при роботі конвертованого двигуна на альтернативній газовій суміші – 135 ppm. Або зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах після конвертації на газове паливо склало 47,1 %. При роботі на дизельному паливі, при відбиранні потужності 18 кВт, викиди оксидів азоту у відпрацьованих газах базового дизельного двигуна Д21А1 склали 945 ppm, а при роботі конвертованого двигуна на альтернативній газовій суміші –

570 ppm. Або зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах на альтернативній газовій суміші після конвертації склало 39,7 %.

На рис. 5.3 зображені залежності викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на дизельному паливі та при роботі на альтернативній газовій суміші в залежності від частоти обертання колінчастого вала.



- работа двигателя на дизельном топливе, экспериментальная зависимость;
- - - работа двигателя на дизельном топливе, теоретическая зависимость;
- работа двигателя на газовом топливе, экспериментальная зависимость;
- ··· - работа двигателя на газовом топливе, теоретическая зависимость;

Рисунок 5.3 – Залежності викидів оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на дизельному паливі та при роботі на газовій суміші в залежності від частоти обертання колінчастого вала n

Встановлено, що при роботі базового двигуна Д21А1 на дизельному паливі при частоті обертання колінчастого вала 600 об./хв. спостерігається відносно незначне зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах з 790 ppm до 680 ppm при роботі конвертованого двигуна на альтернативній газовій суміші,

або на 13,9 %. В той же час при роботі базового двигуна Д21А1 на дизельному паливі на високій частоті обертання колінчастого вала 1800 об./хв. спостерігається суттєво вище зниження викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах з 655 ppm до 475 ppm при роботі конвертованого двигуна на альтернативній газовій суміші, або на 27,5 %.

Отримані результати зниження викидів оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на газовій суміші у порівнянні з роботою двигуна на дизельному паливі при постійній частоті обертання колінчастого вала та в залежності від зміни навантаження пояснюються зниженням температури горіння газоповітряної суміші під час процесу згорання в циліндрах двигуна у порівнянні з температурою горіння дизельно-повітряної суміші.

Одержані результати встановленої залежності зниження викидів оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на пропан-бутановій суміші у порівнянні з роботою двигуна на дизельному паливі при змінній частоті обертання колінчастого вала пояснюються суттєвим зменшенням індикаторних тисків в циліндрах двигуна зі зростанням частоти обертання колінчастого вала двигуна.

5.3 Економічна ефективність від конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на газове паливо

Для оцінки запропонованих рішень з енергозбереження за рахунок конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на газове паливо важливою складовою є розрахунок економічної ефективності переобладнання [13].

Точна вартість конвертації та терміну окупності залежить від динаміки ціни на палива, режимів роботи та конструктивних особливостей

конвертованого двигуна, моделі та виду газобалонного обладнання, кількості газових балонів і їхнього об'єму та інших чинників [8].

Зокрема, переобладнання дизельних двигунів компресорних установок нафтогазової галузі може здійснюватись на стиснутий або на зріджену пропан-бутанову суміш або зріджений природний газ. Може використовуватись механічна (вакуумна) система подачі газомоторного палива або електронна. Може встановлюватись газове обладнання першого, другого, третього, четвертого або п'ятого поколінь [23].

Спочатку проведемо розрахунок для конвертації дизельних двигунів компресорних установок на газове паливо без домішок піролізного газу.

В загальному для конвертації дизельних двигунів компресорних установок на газове паливо необхідно виконати наступне [17]:

- встановити газобалонну апаратуру;
- зменшити ступінь стиснення базового дизельного двигуна;
- змонтувати систему запалення;
- виконати настройки систем управління двигунами.

Газобалонне обладнання пропонується та потрібно монтувати на сертифікованих профільних підприємствах з метою максимального забезпечення вимог техніки безпеки. Вартість моделей газобалонного обладнання та його монтажу приймалась як середня по станціях техобслуговування і монтажу ГБО України.

Для довготривалої експлуатації двигунів ступінь стиснення переобладнаних дизельних двигунів необхідно знижувати до 12-13 одиниць за рахунок збільшення внутрішнього об'єму камер згоряння. Це можливо реалізовувати шляхом розточування днищ поршнів або під головки блоків циліндрів встановлювати додаткові прокладки. Демонтаж головок блоків та додаткове встановлення прокладок під головки блоків циліндрів є порівняно не складними операціями і можуть виконуватись, наприклад, на базах виробничого обслуговування УБР. При розрахунку другого пункту

переобладнання дизельних двигунів компресорних агрегатів нафтогазової галузі на газове паливо використовувались середні вартості таких робіт по станціях техобслуговування автомобілів України.

Реалізація четвертого та третього пунктів конвертації дизельних двигунів нафтогазової галузі на газове паливо потребує більш серйозних зусиль. Здобувачем пропонується обладнати дизельні двигуни сучасними цифровими електронними системами запалення власного розроблення (рис. 5.4) та виконувати настройки систем управління двигуном. На даний момент є досвід встановлення розробленої цифрової системами запалення на чотирьохциліндровий автомобільний дизельний двигун та дизельний двигун експериментальної компресорної установки.

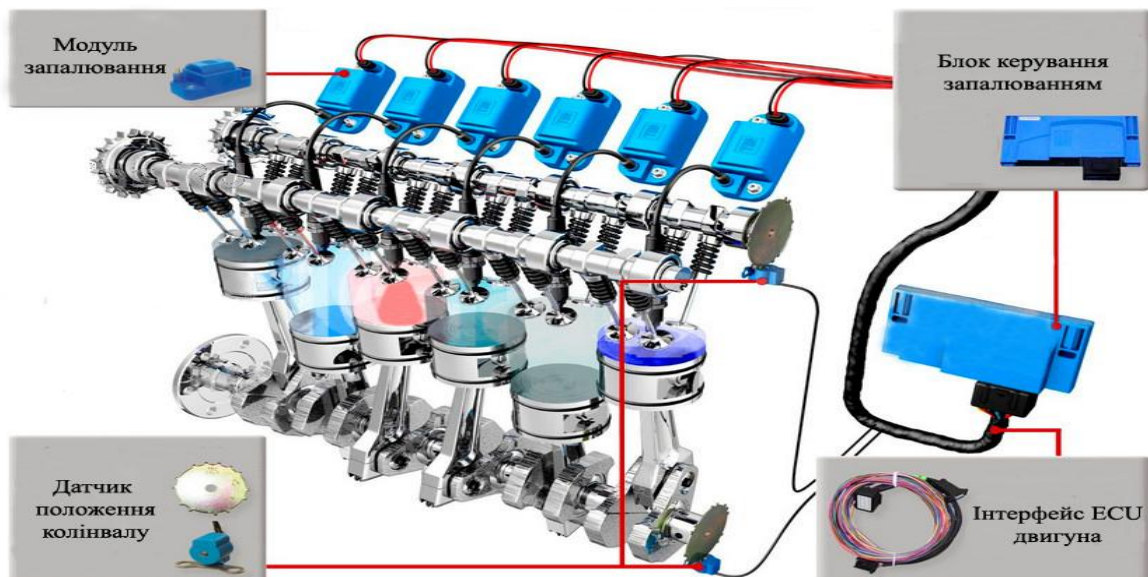


Рисунок 5.4 – Загальна будова розробленої системи запалення для конвертації дизельних двигунів пересувних компресорних станцій

Економія досягається в результаті використання газових палив, як різниця між витратою на одну мотогодину або на сто кілометрів пробігу на дизельні палива до переобладнання двигуна і витратами на газове паливо після

переобладнання з врахуванням витрат на газобалонне обладнання та його монтаж. Переобладнання є можливим як на метан, так і пропан-бутан. В залежності від конструктивних особливостей конвертованих двигунів можливе залишення штатних дизельних систем живлення, які буде використовуватись як резервні у випадку проблем з постачанням газів (в дизельних режимах двигун буде працювати з нижчою потужністю у зв'язку зі зниженням ступенів стиснення конвертованих двигунів).

Розрахунки окупності проводились, у зв'язку з нестабільним курсом національної грошової одиниці, в доларах США за курсом Нацбанку України станом на 17.03.2020 р. (26,80 грн./один долар США).

Точна вартість переобладнання та термін окупності розраховуються у залежності від динаміки ціни на палива, режимів роботи та конструктивних особливостей конвертованого двигуна, моделі газобалонного обладнання, виду газового палива, кількості та об'єму газових балонів, інших чинників і може змінюватись в достатньо широких межах. Так, для прикладу, для 12-циліндрового двигуна вартість газобалонного обладнання першого покоління починається від 8000 грн. (або 300 доларів США), а четвертого покоління того ж двигуна – від 24000 грн. (або 900 доларів США).

Середня вартість одного літра дизельного палива на автозаправках України станом на 17.03.2020 року була 24 грн. 13 коп. (0,900 доларів США), вартість одного кубічного метра метану – 14 грн. 68 коп. (0,548 долара США) або 60,8 % від вартості дизельного палива, вартість пропан-бутанових сумішей – 13 грн. 22 коп. (0,493 долара США) або 54,8 % від вартості дизельного палива. Тому, з врахуванням ще ряду інших переваг пропан-бутанових газових систем, в тому числі час автономної роботи установки, переобладнання дизельних двигунів в даний момент є більш доцільним на пропан-бутанову суміш.

Проведемо розрахунок окупності для пересувних дизельних компресорних станцій СД-9/101М (двигун 2Д12Б) на шасі автомобіля КраЗ-63221. Згідно паспортних даних двигуна 2Д12Б, його питома витрата палива g_e

складає 225 г/(кВт·ч), максимальна потужність N_k , яка споживається компресором складає 150 кВт [96]. Прийmemo, що в експлуатаційному розрахунковому режимі компресор буде працювати з продуктивністю 80 % від максимальної. Прийmemo, що втрати в трансмісії від двигуна до компресора складуть 10 % або $\eta_{\text{дк}} = 0,9$. Тоді годинна витрата палива G_n компресорної станції СД-9/101М в зазначеному режимі складе

$$G_n = N_k g_e \frac{0,8}{100\eta_{\text{дк}}} = 150 \cdot 225 \frac{0,8}{100 \cdot 0,9} = 30 \frac{\text{кг}}{\text{год}}. \quad (5.1)$$

При середній густині дизельних палив $835 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ витрата дизельного палива складе в літрах $35,92 \frac{\text{л}}{\text{год}}$. Заокруглимо зазначену цифру до $36 \frac{\text{л}}{\text{год}}$.

Одним з головних чинників, які впливають на економічну доцільність конвертації дизельних двигунів компресорних установок нафтогазової галузі при їхньому переобладнанні на газомоторне паливо є співвідношення між витратами газового та дизельного палив. Вказане співвідношення між витратами газомоторного та дизельного палив залежить, переважно, від виду газового палива (зріджена пропан-бутанова суміш або стиснений природний газ) та покоління газобалонного обладнання. Здобувачем проведено аналіз відносних витрат газомоторних палив, узагальнені результати якого приведені в таблиці 5.2.

В зазначеній таблиці не наводяться дані з третього та п'ятого поколінь газобалонної апаратури. Це пов'язано з тим фактом, що в даний момент третє покоління газобалонного обладнання вже фактично не встановлюється фірмами-установниками газобалонного устаткування, а п'яте покоління газобалонної апаратури ще на погляд здобувача є не достатньо доведеним газобалонним обладнанням, а тому здобувач вважає монтаж п'ятого покоління

газобалонної апаратури на сучасному етапі не дуже виправданим з точки зору надійності.

Таблиця 5.2 – Середня вартість палива на автозаправках України станом на 17.03.2020 р. та співвідношення між витратами дизельного та газомоторних палив

Функціонування конвертованого двигуна за видами палива	Відносна витрата палива, %	Середня вартість палива на заправках станом 17.03.2020 р., грн. / доларів США (%)	Відносна вартість затраченого після конвертації газу за відношенням до вартості дизпалива станом 17.03.2020 р., %
1	2	3	4
На дизпаливі до конвертації	100	24,13 / 0,900 (100)	100
На метані після конвертації, ГБО I-II поколінь	105-110	14,68 / 0,548 (60,8)	63,84-66,88
На метані після конвертації, ГБО IV покоління	100-105		60,8-63,84
На пропан-бутані після конвертації, ГБО I-II поколінь	120-130	13,22 / 0,493 (54,8)	65,76-71,24
На пропан-бутані після конвертації, ГБО IV покоління	110-120		60,28-65,76

Закінчення табл. 5.2.

1	2	3	4
На суміші пропан-бутані після конвертації, ГБО I-II покоління	120-130	12,05 / 0,449 (49,9)	59,88-64,87
На пропан-бутані після конвертації, ГБО IV покоління	110-120		54,89-59,88

Розрахунок вартості суміші пропан-бутан з піролізним газом про ведемо для суміші, яка складається з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу. Як було зазначено в четвертому розділі вартість піролізного газу у 8,5 разів менше за пропан-бутан. Тоді вартість альтернативної суміші пропан-бутаного та піролізного газів складе: $(13,22 \cdot 0,9) + (13,22 \cdot 0,1 / 8,5) = 12,05$ грн. або 0,449 доларів США.

Приймаємо, що конвертацію будемо здійснювати на пропан-бутанову газобалонну установку першого покоління, як на лабораторному стенді. У середньому, згідно таблиці 5.2 приймаємо, що дизельний двигун 2Д12Б компресорної станції СД-9/101М при роботі на зрідженій пропан-бутановій суміші буде використовувати газомоторне паливо з розрахунків на один літр споживання дизельних палив в дизельному режимі до 1,25 літра пропан-бутанових сумішей в газомоторних режимах.

Згідно проведених розрахунків для компресорної станції СД-9/101М із двигуном 2Д12Б при роботі компресора установки з продуктивністю 80 % від максимальної витрата дизельного палива складає, в середньому, $36 \frac{\text{л}}{\text{год}}$. Тоді після переобладнання дизельного двигуна для роботи на пропан-бутанових сумішах витрата газомоторного палива складе $45 \frac{\text{л}}{\text{год}}$.

При ціні одного літра дизельного палива (табл. 5.2) 24,13 грн. (0,90 долара США), витрати на дизельні палива на одну мотогодину роботи компресорної станції СД-9/101М до конвертації складуть 869 грн. (32,42 доларів США).

Після конвертації, при вартості одного літра пропан-бутану 13,22 грн. (0,493 доларів США), витрати на паливо на одну мотогодину роботи компресорної станції СД-9/101М будуть становити 595 грн. (22,20 доларів США). Економія складе 10,22 долара США на одну мотогодину роботи компресорної станції СД-9/101М або 31,5 %.

Після конвертації, при вартості одного літра суміші пропан-бутаного та піролізного газів 12,05 грн. (0,449 доларів США), витрати на палива на одну мотогодину роботи компресорної станції СД-9/101М будуть становити 542 грн. (20,21 доларів США). Економія складе 12,21 доларів США на одну мотогодину роботи компресорної станції СД-9/101М або 37,7 %.

Орієнтовна собівартість переобладнання наведена в табл. 5.3. В розрахунку для двигуна 2Д12Б для монтажу приймається газобалонне обладнання четвертого покоління італійського виробництва, як більш оптимальне з точки зору співвідношень ціна-якість.

Час роботи до окупності компресорної станції СД-9/101М із двигуном 2Д12Б, згідно проведених розрахунків та собівартостей конвертації за використання газобалонного устаткування четвертого покоління (табл. 5.3), становить:

$$(1500+900)/10,22=234 \text{ мотогодини для пропан-бутану,}$$

$(1500+900)/12,21=197$ мотогодини для суміші пропан-бутаного та піролізного газів

або два-три місяці експлуатації компресорної станції СД-9/101М з врахуванням часу на технічне обслуговування та ремонт установки.

Таблиця 5.3 – Середні собівартості переобладнання дизельних двигунів в моногазові

Назва робіт та обладнання	Вартість, грн. / доларів США	Примітка
Газобалонне обладнання четвертого покоління, для дванадцятициліндрового двигуна, виробник – Італія, обладнання + монтаж	24120 / 900	Газобалонне обладнання для чотирьохциліндрового двигуна італійського виробництва другого покоління, – 300 доларів США
Комплектуючі цифрової електронної системи запалювання для восьмициліндрового двигуна, дефорсування та монтаж системи запалення для дванадцятициліндрового двигуна	40200 / 1500	Комплектуючі систем запалення для чотирьохциліндрового двигуна, дефорсування та монтаж систем запалення для чотирьохциліндрового двигуна, орієнтовно – 1000 доларів США

Зауважимо, що при розрахунках економічної ефективності не враховувалась додаткова економія від збільшення ресурсу циліндропоршневих груп та зменшення витрати на мастильні матеріали.

Ресурс конвертованих двигунів компресорної станції СД-9/101М дещо збільшиться оскільки:

- підвищення тиску в циліндрі двигуна під час згорання газоповітряної суміші відбувається більш плавно, ніж для дизельних палив;
- ступінь стиснення газових двигунів менше, ніж у дизельних;

- на відміну від дизельного палива газ майже не містить сторонніх домішок.

Витрата на мастильні матеріали дещо зменшиться, оскільки газові двигуни менш вимогливі до якості моторної оливи та допускають збільшення інтервалів заміни. Крім того, якщо є можливість, доцільно використовувати спеціальні моторні оливи типу ShellMysella LA SAE 40 або Лукойл Еффорсе 4004. Це не обов'язково, але з ними інтервал заміни моторних олів можна ще додатково збільшити.

Окрім цього, необхідно зупинитись ще на додаткових перевагах конвертованих на газіві палива дизельних двигунів [10]:

- високий ресурс базового дизельного двигуна, призначеного для роботи з ступенями стиснення 14-22 і високі октанові числа газового палива дозволяють використовувати ступені стиснення конвертованого двигуна – 12-13 одиниць, а тому переобладнані на газ дизельні двигуни дозволяють зберегати заводську потужність, а в деяких випадках її можна навіть дещо збільшити;

- не зміниться максимальна величина крутного моменту і навіть може бути дещо збільшена. При цьому крива досягнення максимального крутного моменту зміститься у напрямку більш високих оборотів колінвала двигуна;

- рівні шуму конвертованого дизельного двигуна знизяться на 10-15 ДБ.

Висновки до п'ятого розділу

На основі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. При використанні для охолодження стисненого повітря додаткових фреонових систем високоефективного охолодження зі зниженням температури робочого тіла в газоохолоджувачах до -10°C питома енергія, що споживається компресором, знижується для дизельних компресорних установок нафтогазової галузі, в середньому, на 14-17 %.

2. Перспективні енергоефективні системи додаткового охолодження газу

доцільно застосовувати при високих ступенях підвищення тиску в компресорі (більше 2-х). При цьому збільшення кількості ступенів стиснення призводить до зростання показника енергоефективності. Найбільша енергоефективність досягається при стисненні газів з меншою молярною масою.

3. При застосуванні для охолодження стисненого газу додаткових фреонових систем високоефективного охолодження питома площа теплообмінних апаратів – охолоджувачів стисненого газу – знижується, в середньому, на 25 %. Використання додаткових фреонових систем високоефективного охолодження замість водяних систем дозволяє в 2-3 рази знизити питому витрату охолоджувача-теплоносія на один кілограм охолодженого газу.

4. У результаті проведених в лабораторних умовах досліджень екологічних параметрів дизельних двигунів, конвертованих на альтернативне газове паливо, встановлені закономірності зміни викидів оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах дизельного двигуна Д21А1 при роботі на дизельному паливі та при роботі на альтернативній газовій суміші з пропан-бутану та піролізного газу та з'ясовано, що вміст оксидів азоту для конвертованого двигуна знижується від 13,9 до 47,1 % у залежності від навантаження та частоти обертання колінчастого валу.

5. З врахуванням динаміки цін в Україні на зріджений пропан-бутан та стиснутий природний газ, зниження тривалості роботи двигунів на одній заправці метаном у порівнянні з пропан-бутановою сумішшю та інших чинників більш оптимальним для нафтогазової галузі України, на думку здобувача, є конвертація дизельних двигунів пересувних компресорних станцій на суміші пропан-бутаного та піролізного газів. При конвертації дизельних двигунів силових приводів компресорних станцій на газомоторне паливо можна знижувати витрату на паливно-мастильні матеріали, в середньому, на 30-40 %.

6. Термін окупності при переобладнанні дизельних двигунів компресорних станцій на газомоторне паливо з врахуванням витрат часу на

технічне обслуговування та ремонт установок буде складати близько двох-трьох місяців. При розрахунках економічної ефективності не враховувалась додаткова економія від підвищення ресурсу циліндропоршневої групи та зменшення витрати на мастильні матеріали, тому реальні терміни окупності при переобладнанні дизельних двигунів компресорних установок нафтогазової галузі буде ще дещо менший.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливе науково-практичне завдання, яке полягає у зниженні енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі шляхом розробки випереджаючих технічних рішень та методів енергозбереження компресорів за рахунок додаткового охолодження, використання теплоти відпрацьованих та стиснених газів та застосування альтернативних газових палив для силових приводів. Результати теоретичних та експериментальних досліджень, що виконані автором, дають можливість зробити наступні висновки:

1. Проведений аналіз сучасного стану енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі вказує на їхню не високу енергоефективність, що знижує їхні техніко-економічні показники. Встановлено, що ефективними методами зниження енергоспоживання пересувних дизельних компресорних станцій є використання додаткових високоефективних компактних систем охолодження стиснених газів та альтернативних газових палив для силових приводів, за рахунок чого можна знижувати витрати потужності силових приводів до 25-30 %;

2. Проведено математичне моделювання енергоефективності різних схем системи охолодження стисненого газу компресорних станцій та встановлені аналітичні залежності енергоспоживання від зміни термодинамічних та конструктивних параметрів компресорів. Обґрунтовано, що у систем охолодження стисненого газу існуючих пересувних дизельних компресорних станцій існує значний енергозберігаючий резерв в межах до 20 %;

3. Виконані стендові експериментальні дослідження енергетичних та експлуатаційних параметрів пересувних дизельних компресорних станцій, конвертованих на альтернативні газові палива, з метою перевірки коректності математичного моделювання та встановлення взаємозв'язку між їхніми економічними, потужністними та екологічними характеристиками. Одержані

результати експериментальних досліджень підтвердили теоретичні розрахунки і достовірність рекомендацій для проектування систем охолодження стисненого газу та конвертації дизельних двигунів на альтернативні газові палива, а різниця експериментальних та теоретичних результатів не перевищує 5 %;

4. За результатами математичного моделювання розроблено удосконалений метод енергозбереження компресорів за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів силового агрегату та стиснених газів компресора та використання додаткового високоефективного охолодження стиснених газів. Встановлено, що при використанні розроблених систем охолодження стисненого газу питома енергія, що споживається компресорами, знижується для дизельних компресорних установок нафтогазової галузі, в середньому, на 14-17 %;

5. Проаналізовано сучасний стан розвитку способів і засобів зниження енергоспоживання дизельних силових приводів пересувних компресорних станцій та розроблено удосконалений метод живлення дизельних двигунів з покращеними паливно-економічними та екологічними характеристиками за рахунок використання альтернативних газових палив. Встановлено, що при конвертації дизельних двигунів силових приводів компресорних станцій на альтернативне сумішеве газомоторне паливо можна знизити витрати на паливно-мастильні матеріали, в середньому, на 30-40 %, а вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах переобладнаних двигунів у залежності від навантаження знижується від 13 до 47 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ануров Ю. М., Пеганов А. Ю., Скворцов А. В., Беркович А. Л., Полищук В. Г. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009. *Теплоэнергетика*. 2006. № 12. С. 19-24.
2. Астановский Д. Л., Астановский Л. З., Вертелецкий П. В., Сильман М. А. Теплообменные аппараты для компрессорных установок. *Компрессорная техника и пневматика*. 2010. №5. С. 6-9.
3. Баженов А. И., Михеева Е. В. Совершенствование тепловых схем газопоршневых установок при комбинированной электрической энергии, теплоты и холода. *Промышленная энергетика*. 2014. № 5. С. 19-23.
4. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Кайдалов А. А., Канило П. М., Мараховский В. П. Газовый двигатель на базе дизеля Д-21. *Авіаційно-космічна техніка і технологія. Зб. наук. пр.* 2002. Вип. 30. С. 24-27.
5. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Мараховский В. П. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения. *Мир техники и технологий*. 2003. № 10. С. 74–75.
6. Безруких П. П. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии. *Топливо-энергетический комплекс*. 2002. № 2. С. 53–57.
7. Богомоллов В. А., Абрамчук Ф. И., Манойло В. М., Воронков А. И., Салдаев С. В. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2007. № 37. С. 43-47
8. Бондаренко Е. В., Филиппов А. А. Оценка экологической опасности и экономической эффективности эксплуатации автомобилей на альтернативных видах топлива. *Вестник ОГУ*. 2004. № 7. С. 138–142.

9. Бочин В. П., Гусаков Е. П., Зайченко В. М., Шехтер Ю. Л. Снижение энергозатрат на привод центробежных компрессоров общего назначения путем их перевода в режим «глубокого дросселирования» в нерабочее время. *Промышленная энергетика*. 2003. № 7. С. 24-27.
10. Будзуляк Б. В. Перспективы использования природного газа в качестве моторного топлива. *Газовая промышленность*. 2005. № 4. С. 17-19.
11. Бухаленко Е. И., Бухаленко В. Е. Оборудование и инструмент для ремонта скважин. М.: Недра, 1991. 336 с.
12. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: ООО «ИРЦ». 2007. 480 с.
13. Галышев Ю. В., Магидович Л. Е. Перспективы применения газовых топлив в ДВС. *Двигателестроение*. 2001. № 3. С. 31–35.
14. Гінзбург М. Д. Що таке енергоефективність? Галузевий Нормативно-термінологічний центр нафтогазового комплексу [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://msu.kharkov.ua/tc/cons/energo_efnov.html.
15. Гнип М. М. Дослідження потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. *Проблеми і перспективи розвитку транспорту*: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Одеса, 18 квітня 2019 р. Одеса, 2019. С. 70–73.
16. Гнип М. М. Розробка математичної моделі розрахунку викидів оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельних двигунів нафтогазової галузі. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу*: тези доп. II-ї міжнар. наук. конф., м. Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р. Івано-Франківськ, 2018. С. 246–250.
17. Гнип М. М., Микитій І. М., Криштопа С. І. Дослідження економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазової галузі на альтернативні палива. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. 4 (65). С. 88–95.

- 18.Гордієнко О. С. Энергозбереження транспортних підприємств. Технологический аудит и резервы производства. 2012. № 1 (7). Т. 5. С. 13–14.
- 19.Григорьянц Р. Р., Залкинд В. И., Зейгарник Ю. А., Иванов П. П., Мурахин С. А. Особенности поведения жидкой фазы в высокооборотных компрессорах конверсионных газотурбинных установок и их влияние на характеристики и эффективность «влажного» сжатия. Теплоэнергетика. 2007. № 4. С. 55-62.
- 20.Грудз В. Я., Бегін С. В. Вплив метеорологічних умов на потужність і економічність двигунів газомотокомпресорів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2018. № 1(60). С. 12-16.
- 21.Грудз В. Я., Грудз Я. В., Бегін С. В. Дослідження економічності та потужності експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 1 (62). С. 61-65.
- 22.Гузельбаев Я. З., Ибрагимов Е. Р., Лившиц Б. М., Лунев А. Т. Особенности использования преобразователя частоты для регулирования производительности эксплуатируемых центробежных компрессоров с электроприводом. *Компрессорная техника и пневматика*. 2013. № 6. С. 45-47.
- 23.Гусаков С. В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. М.: ИПК РУДН. 2008. 318 с.
- 24.Денисов-Винский Н. Д. Использование теплоты компрессорных установок. *Энергетик*. 2008. № 4. С. 54-60.
- 25.Денисов-Винский Н. Д. Некоторые результаты энергетического обследования систем воздухообеспечения предприятий. *Компрессорная техника и пневматика*. 2013. № 1. С. 26-29.

26. Денисюк С.П. Формування політики підвищення енергетичної ефективності – сучасні виклики та європейські орієнтири. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. № 2. С. 7–22.
27. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509 – 88. М.: Изд-во стандартов, 1988. 128 с.
28. ДСТУ 4276:2004. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 14 с.
29. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Київ: Держспоживстандарт України, 2009. 16 с.
30. Енергетична стратегія України на період до 2030 року / Схвалена розпорядженням КМУ 15 березня 2006 р. № 145. - Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-p>
31. Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». Розпорядження КМУ від 18 серпня 2017 р. № 605-р. - Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245213112>
32. Енергозбереження. Паливно-енергетичні баланси промислових підприємств. Методика побудови та аналізу: ДСТУ 4714:2007. Держспоживстандарт України. 2007. 25 с.
33. Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанова щодо використання: ДСТУ ISO 50001:2014. – К.: Мінекономрозвитку України, 2014. 26 с.
34. Закон України про альтернативні палива / Відомості Верховної Ради України. 2013. № 19–20. С. 177.
35. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з

- дизеля. Автомобільний транспорт. Зб. наук. пр. 2005. Вип. 16. С. 276-278.
36. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Техніко-економічні аспекти конвертації дизелів у газові двигуни. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2004. № 7 (77). С. 114–117.
37. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С., Матейчик В. П. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун. Наукові нотатки: міжвузівський збірник. 2003. № 13. С. 125–129.
38. Запухляк І. Б. Економічний механізм енергозбереження газотранспортних підприємств: автореф. на здобуття наук. ступеня к.е.н. Івано-Франківськ. 2010. 22 с.
39. Иванов К. В., Клешов Б. А. Промышленные компрессоры – новые возможности энергосбережения. *Энергосбережение*. 2005. № 3. С. 98-99.
40. Иващенко Н.А. Перспективные силовые установки с двигателями внутреннего сгорания. Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2005. № 5. С. 171-179.
41. Кабанов А. Н. Основы использования природного газа в качестве топлива для автомобильных двигателей. Х.: ХНАДУ. 2012. 240 с.
42. Калантаевская Н. И. Перспективы использования систем накопления электроэнергии в энергосбережении. Автоматика. Информатика. 2009. № 1. С. 87-90.
43. Калинин Н. В., Кабанова И. А., Галковский В. А., Костюченко В. М. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий. Смоленск: Смоленский филиал МЭИ. 2005. 122 с.
44. Калініченко О. В., Перетятко І. В. Енергетична безпека України в умовах світової енергетичної кризи. *Екологія плюс*. 2010. № 5. С. 2–10.

- 45.Канило П. М., Сарапина М. В. Будущее автотранспорта – альтернативные топлива и канцерогенная безопасность. *Автомобильный транспорт*. Вып. 31. 2012. С 40–49.
- 46.Каплан М. П., Дизенко Т. П. Тепловая эффективность энергетических теплофикационных ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и регенерации. *Теплоэнергетика*. 2002. № 8. С. 51-58.
- 47.Карпов Е. В., Сагитов Р. Р. Обоснование выбора критерия мониторинга эффективности охлаждения установок и аппаратов воздушного охлаждения газа. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2014. № 1. С. 51-55.
- 48.Карпов Е. В., Сагитов Р. Р. Эксплуатационный критерий оценки эффективности работы установок охлаждения газа на компрессорных станциях. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2014. № 6. С. 45-48.
- 49.Ковтун Г. Альтернативні моторні палива. *Вісник НАН України*. 2005. № 2. С. 19-27.
- 50.Козак Ф. В., Долішній Б. В., Криштопа С. І. Устаткування нафтогазового технологічного транспорту. Підручник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. 2010. 235 с.
- 51.Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа. 1980. 400 с.
- 52.Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.3-30019801-011:2004. К.: ДК «Укртрансгаз», 2004. 117 с.
- 53.Корпач А. О., Левківський О. О. Вплив використання біопалива на вміст шкідливих компонентів у відпрацьованих газах автотракторного дизеля. *Вісник НТУ*. 2011. Вип. 22. С. 80–83.
- 54.Крижанівський Є. І., Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Експериментальні дослідження показників дизельного

- двигуна за умови його роботи на біометанолі. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. 86, Т.1. С. 90–100.
55. Криштопа С. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Конвертація дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні палива. *СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ*: тези доп. 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. (м. Ізмаїл, 7 грудня 2017 р.). Ізмаїл, 2017. С. 148–150.
56. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Дослідження показників дизель-компресорного агрегату при його роботі на альтернативному біопаливі. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96.
57. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Мельник В. М., Дикун Т. В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. (2). С. 84–94.
58. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Розроблення енергоефективної системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. *Нафтогазова енергетика*. 2020. 2 (32). С. 88–96.
59. Криштопа С., Криштопа Л., Микитій І., Гнип М.. Дослідження показників конвертованого дизельного двигуна при його роботі на піролізному газі. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту*: тези доп. I –ї міжнар. наук.-практ. конф., 13-15 травня 2019 р. Вінниця. 2019. С. 174–175.
60. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Козак Ф. В., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Створення математичної моделі розрахунку

- енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96.
61. Криштопа С.І., Криштопа Л. І., Прунько І. Б., Мельник В. М., Гнип М. М. Експериментальні дослідження металополімерних пар тертя з врахуванням трибоелектричних процесів. *Проблеми трибології*. 2016. 4. С. 55–60.
62. Кузнецов Ю.В., Кузнецов М.Ю. Сжатый воздух. Екатеринбург: УрО РАН, 2007. 512 с.
63. Кузьменко А. П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння: автореф. дис. на здобуття наук. канд. техн. наук. Харків, 2012. 20 с.
64. Кутенёв В. Ф., Лукшо В. А. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ-236НЕ. Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт. 2007. Режим доступа к источнику: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>
65. Леонтьев А. П., Беев Э. А. Расчет аппаратов воздушного охлаждения. Тюмень: ТюмГНГУ. 2000. 74 с.
66. Липец А. У., Ионкина О. Н., Дирина Л. В. Некоторые вопросы совершенствования аппаратов воздушного охлаждения. *Промышленная энергетика*. 2004. № 3. С. 38-41.
67. Лиханов В. А. Изменение образования оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле. *Тракторы и сельхозмашины*. 2015. № 4. С. 3–5.
68. Матейчик В.П., Захарчук В.І., Сітовський О.П., Захарчук О.В. Дорожні випробування колісного трактора з газовим двигуном. *Техніка і технології АПК*. 2010. № 1. С. 22–26.

69. Матейчик В. П., Яновський В. В., Захарчук В. І. Дослідження газового двигуна з іскровим запалюванням, переобладнаного з дизеля. *Автошляховик України*. 2008. № 4. С.13–16.
70. Марков В. А., Гайворонский А. И., Грехов Л. В. Работа дизелей на нетрадиционных топливах. *Легион-Автодата*. 2008. 464 с.
71. Марков В. А., Бебенин Е. В., Гладышев С. П. Сравнительный анализ альтернативных моторных топлив для дизелів. *Машиностроение*. 2014. № 5. С. 43–48.
72. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих агрегатов газотранспортной системы. *Компрессорная техника и пневматика*. 2010. № 2. С. 39-42.
73. Микитенко В. В. Формування системи забезпечення ефективного використання енергоресурсів у промисловості: автореф. дис. докт. тех. наук. К., 2007. 37 с.
74. Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І. Енергоефективність дизельних двигунів нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні палива. *Нафтогазова енергетика*. 2017. 2 (28). С. 103–110.
75. Михайлов В. Е. Снижение потерь энергии во входном патрубке осевого компрессора энергетической ГТУ. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2009. №6. С. 19-23.
76. Морозов А. П., Трубицына Г. Н. Энергосбережение при производстве и осушке сжатого воздуха. Магнитогорск: МГТУ. 2009. 147 с.
77. Нефтепромысловое оборудование: Справочник. Под ред. Е. И. Бухаленко. М.: Недра. 1990. 560с.
78. Новожилов Ю.Н. Экономичная схема охлаждения компрессоров. *Промышленная энергетика*. 2005. № 2. С. 18-24.
79. Парамонов А. М. Повышение эффективности работы систем производства и распределения сжатого воздуха промышленных предприятий. *Промышленная энергетика*. 2014. № 11. С. 36-39.

- 80.Парамонов А.М., Стариков А.П. Системы воздухопоближення підприємств. СПб.: Издательство «Лань». 2011. 160 с.
- 81.Про альтернативні види рідкого і газового пального: Закон України № 1391-1211. Відомості Верховної Ради України. 2000. № 12.
- 82.Про альтернативні джерела енергії: Закон України № 555-15. Відомості Верховної Ради України. 2003. № 24.
- 83.Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу: Закон України від 05.04.2005, редакція від 05.04.2015. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/2509-15>.
- 84.Пужайло А. Ф., Крюков О. В., Рубцова И. Е. Энергосбережение в агрегатах компрессорных станций средствами частотно-регулируемого электропривода. *Компрессорная техника и пневматика*. 2012. № 5. С. 29-35.
- 85.Рагинов Н. Снижение затрат на получение сжатого воздуха путем оптимизации работы компрессорных станций. Н. Рагинов. *Главный энергетик*. 2004. № 10. С. 59-61.
- 86.Рыбин А. А. Сокращение потерь энергии при производстве сжатого воздуха. *Промышленная энергетика*. 2004. № 7. С. 33-39.
- 87.Рыбин А. А. Энергетическая оптимизация систем охлаждения воздушных компрессорных установок. *Промышленная энергетика*. 2005. № 6. С. 42-43.
- 88.Рыбин А. И., Закиров Д. Г. Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессоров. Энергоатомиздат. 1988. 72 с.
- 89.Саприкін С. О., Олійник Ю. А., Грудз В. Я., Бегін С. В. Математична модель визначення надійності компресорної установки. *Нафтогазова галузь України*. 2017. № 5. С. 20-24.
- 90.Середа С. О., Гельмедов Ф. Ш., Мунтянов И. Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал

- многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики. *Теплоэнергетика*. 2004. № 4. С. 66-71.
91. Степанов Л. В. Оптимизация распределения загрузки компрессорных станций и потребления сжатого воздуха. *Промышленная энергетика*. 2001. № 12. С. 33-35.
92. Сычков А. Е. Роль эффективных систем охлаждения в современных компрессорных установках. *Мегапаскаль*. 2009. № 4. С. 36-40.
93. Сычков А.Е., Журавлев И.Н., Рудой В.Г. Блоки воздушного охлаждения на базе пластинчато-ребристых теплообменников для поршневых компрессорных агрегатов. *Компрессорная техника и пневматика*. 2009. № 6. С. 6-14.
94. Фаворский О. Н., Алексеев В. Б., Залкинд В. И. Экспериментальное исследование характеристик ГТУ типа ТВЗ-117 при впрыске перегретой воды в компрессор. *Теплоэнергетика*. 2014. №5. С. 60-68.
95. Фотин Б. С., Прилуцкий И. К., Никифоров А. Г., Петров В. В. Математическое моделирование работы поршневого компрессора. *Известия вузов. Машиностроение*. 1980. № 2. С.74-77.
96. Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. М.: Недра, 1983. 234 с.
97. Яновський В.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів: дис. канд. техн. наук. Київ, 2004. 198 с.
98. Ячиков. И. М. Введение в математическое моделирование. Ячиков И.М. Магнитогорск: МГТУ. 2012. 84 с.
99. Aneke M., Agnew B., Underwood C., Hongwei W., Masheiti S. Power generation from waste heat in a food processing application. *Applied thermal engineering*. 2012. Vol. 36. P. 171-180.
100. Aneke M., Agnew B., Underwood C., Menkiti M. Thermodynamic Analysis of Alternative Refrigeration Cycles Driven from Waste Heat in a Food

- Processing Application. *International Journal of Refrigeration*. 2012. Vol. 35. P. 1349 - 1358.
101. Ansari N.A., Salu S.A. Maximum Recovery of Gas Compression Waste Energy. International Petroleum Technology Conference. Doha, Qatar. 19-22 January 2014. P. 29-34.
102. Arnold S., Moss K., Henkel M., Hausmann, R. Biotechnological perspectives of pyrolysis oil for a bio-based economy. *Trends in Biotechnology*. 2017. № 35. P. 925-936.
103. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. *Official Journal*. 2009. № 140. P. 16-62.
104. Feng Yee-Chang. Clean Energy Generation System of In-Tandem Combinations Each of Heat Pump, Compressor, and Turbine in Wind Tunnel. *Applied Mechanics & Materials*. 2014. Vol. 705. P. 289-294.
105. Guo X., Wang S., Wang Q., Guo Z., Luo Z. Properties of bio-oil from fast pyrolysis of rice husk. *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 2011. № 19. P. 116-121.
106. Haas M., Wagner K. Simplifying biodiesel production: the direct or in situ transesterification of algal biomass. *Eur. J. Lipid Sci. Technol.* 2011. № 113. P. 1219-1229.
107. Huang Hu. Thermodynamic Calculation and Experimental Verification of Compressed Freeze-drying Process for the System. *Nanjing Normal University*. 2004. Vol. 4. P. 5-7.
108. Iglesias A., Favrat D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests. *Energy Conversion & Management*. 2014. Vol. 85. P. 565-572.

109. Khaitan S. K., Raju M., McCalley J. D. Design of a novel and efficient hydrogen compressor for wind energy based storage systems. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2015. Vol. 40. P. 1379-1387.
110. Kryshchtopa S., Hnyp M., Kryshchtopa L. CREATION OF MATHEMATICAL MODEL OF EMISSION OF NITROGEN OXIDES OF DIESEL ENGINES CONVERTED TO GAS. *ACTUAL PROBLEMS OF RENEWABLE POWER ENGINEERING, CONSTRUCTION AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING*: International Scientific-Technical Conference. Kielce, Poland, 7-9 February 2019. KIELCE, 2019. P. 30-31.
111. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Kozak F., Hnyp M., Mykytiii I., Tseber M. Composition and energy value research of pyrolyse gases. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2020. Volume 3, Issue 3, P. 123–131.
112. Kryshchtopa S., Panchuk M., Dolishnii B., Kryshchtopa L., Hnyp M., Skalatska O. Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. 1/10 (91). P. 16–26.
113. Kryzhanivskyy Y., Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Hnyp M., Mykytiii I. Conversion of diesel engine to alternative bio-alcohol fuel. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 123–131.
114. Kryzhanivskyy Y., Kryshchtopa S., Melnyk V., Dolishnii B., Hnyp M. On the use of alternative fuels in internal combustion engines. *INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE «CURRENT PROBLEMS of TRANSPORT»*: матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (м. Тернопіль, 28-29 травня 2019 р.). Тернопіль, 2019. С. 185–194.
115. Liang Y., Zhao X., Chi Z., Rover M., Johnston P., Brown R., Wen Z. Utilization of acetic acid-rich pyrolytic bio-oil by microalga *Chlamydomonas reinhardtii*: Reducing bio-oil toxicity and enhancing algal toxicity tolerance. *Bioresource Technology*. 2013. № 133. P. 500-506.

116. Mathew A., Meihong W. Potential for improving the energy efficiency of cryogenic air separation unit (ASU) using binary heat recovery cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 81. P. 223-231.
117. Mohan D., Pittman C., & Steele P. Pyrolysis of wood/biomass for bio-oil: A critical review. *Energy & Fuels*. 2006. № 20. P. 848-889.
118. O'Driscoll R., ApSimon H., Oxley, T. Molden, N. Stettler, M. Thiyagarajah A. A Portable Emissions Measurement System (PEMS) study of NO_x and primary NO₂ emissions from Euro 6 diesel passenger cars and comparison with COPERT emission factors. *Atmospheric Environment*. 2016. № 145. P. 81–91.
119. Padilla R.V., Soo Y.Ch., Benito R., Stein W. Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. *Applied Energy*. 2015. Vol. 148, Issue 3. P. 348-365.
120. Ritchey I., Fisher E., Agnew G. Water Spray Cooling of Gas Turbine Cycles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. *Power & Energy*. 2000. Vol. 214, Issue 3. P. 203-211.
121. Safaei H., Keith D., Hugo R. Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization. *Applied Energy*. 2013. Vol. 103. P. 165-179.
122. Shah R., Heikal M., Thonon B., Tochon P. Progress in the Numerical Analysis of Compact Heat Exchanger Surfaces. *Advances in Heat Transfer*. 2001. Vol. 3. P. 363-443.
123. Toru Mizutani. Energy Saving Strategy with Steam-Driven Compressor. *Japan TAPPI*. 2013. Vol. 67. P. 369-372.
124. Wettstein Hans E. The Semiclosed Recuperated Cycle With Intercooled Compressors. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*. 2015. Vol. 137, Issue 3. P. 1-11.

125. Wolf B., Revankar S. T. A Parametric Study of an Irreversible Closed Intercooled Regenerative Brayton Cycle. *Heat Transfer Engineering*. 2010. Vol. 31, Issue 6. P. 458-467.
126. Xiaolin T., Shougen. H., Hongbo Q., Jun Z., Lin R. Energy Consumption and Energy Saving Research Status of Air Compressor System. *Applied Mechanics & Materials*. 2014. Vol. 628. P. 225-228.
127. Yari M., Mahmoudi S. Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30. P. 366-375.
128. Yari M. A, Mahmoudi S. Thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles. *Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 47. P. 181-196.
129. Yves S., Diamantis A., Stéphane F. Catalyst technology for biofuel production: Conversion of renewable lipids into biojet and biodiesel. *Oilseeds and fats, crops and lipids*. 2013. № 20 (5). P. 502-510.
130. Zhang B. Optimization of an Industrial Air Compressor System. *Energy Engineering*. 2013. Vol. 110, Issue 6. P. 52-64.

Додаток А

Основні технічні характеристики ваги AXIS AF-3200

Таблиця А.1 – Основні характеристики ваги AXIS AF-3200

Найменування характеристики	Показники пірометра
Тип ваги	електронна
Діапазон вимірювань, г	0,05-3000
Точність вимірювань, г	0,1
Живлення, В	9
Робоча температура, °С	5-45

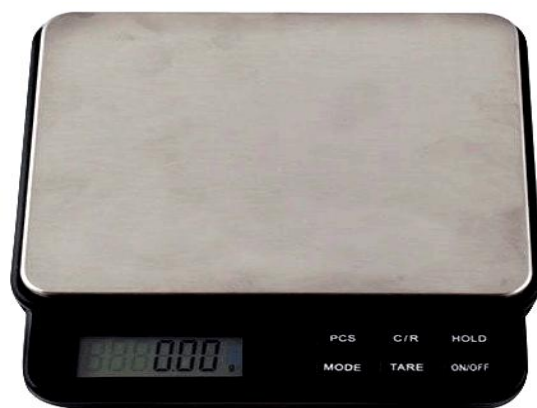


Рисунок А.1 – Загальний вигляд ваги AXIS AF-3200

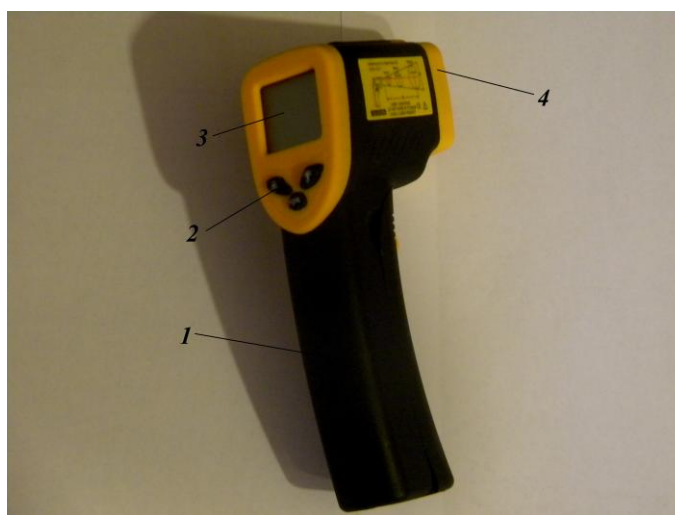
Додаток Б

Основні характеристики пірометра фірми «Fluke»

Для безконтактної реєстрації температур охолоджувачів стисненого газу використовувався пірометр фірми «Fluke» (рис. Б.1). У табл. Б.1 наведені основні характеристики пірометра фірми «Fluke».

Таблиця Б.1 – Основні характеристики пірометра «Fluke»

Найменування характеристики	Показники
Діапазон вимірювань пірометра, °С	-40...+600
Межа основної похибки пірометра, % у діапазоні температур: (-40... -20), °С	±1,5
(-20. ..+100), °С	±1,0
(+100... +1000), °С	±1,0
Час встановлення показів пірометра, с	1,0
Повторюваність показів пірометра, °С	±1,0
Напруга живлення пірометра, В	9-12
Лазерний вказівник	+
Пам'ять вимірювань пірометра	6 точок



1 – ручка приладу; 2 – пульт управління пірометра; 3 – табло;
4 – приймач енергії інфрачервоного випромінювання пірометра

Рисунок Б.1 – Пірометр «Fluke»

Додаток В
Технічна характеристика компресора СО 7 Б

Компресори марки моделей СО-7Б - це одноступінчасті, двохциліндрові, поршневі компресори звичайної дії з примусовим повітряним охолодженням.

Таблиця В.1 – Основні характеристики компресора СО 7 Б

Найменування характеристики	Показники
Продуктивність компресора м ³ / ч (л / хв.), не менше	30 (500)
Максимальний тиск стисненого повітря МПа (кг / см ²)	0,6 (6)
Ресивер компресора, л	22
Потужність електродвигуна, кВт	4,0
Обороти електродвигуна, об / хв.	2800
Маса компресора кг, не більше	135

Додаток Г

Основні характеристики мобільного кондиціонера Electrolux EАСМ-16

Таблиця Г.1 – Основні характеристики мобільного кондиціонера Electrolux EАСМ-16

Найменування характеристики	Показники
Тип	мобільний моноблок
Установка блоку	підлогова
Холодоагент	R134a
Витрата повітря, м. куб. / год.	290
Потужність, кВт	3,52
Електроживлення	інвертор 12 В
Вага, кг	31,5

Додаток Д

Основні характеристики газоаналізатора Автотест-02.03П

Таблиця Д.1 – Основні характеристики газоаналізатора Автотест-02.03П

Найменування характеристики	Показники
Діапазон вимірювання вмісту вуглеводнів СН, млн ⁻¹	0-2000
Межі допустимої похибки СН. Абсолютна похибка, млн-1	± 10
Діапазон вимірювання вмісту оксиду вуглецю СО, %	0-5
Межі допустимої похибки СО. Абсолютна похибка, %	± 0,03
Діапазон вимірювання вмісту діоксиду вуглецю СО ₂ , %	0-16
Межі допустимої похибки СО ₂ . Абсолютна похибка, %	± 0,1
Діапазон вимірювання вмісту кисню О ₂ , %	0-21
Межі допустимої похибки О ₂ . Абсолютна похибка, %	± 0,1
Діапазон вимірювання вмісту окислів азоту NO _x , ppm	0-5000
Межі допустимої похибки NO _x . Абсолютна похибка, %	± 50
Діапазон вимірювання частоти обертів, хв ⁻¹	0-8000
Вимірювання температури масла, ° С	20-125
Діапазон вимірювання λ-параметра	0,50-2,00
Витрата аналізованого газу, не менше, л / год.	60
Діапазон робочих температур, ° С	0-40

Додаток Е

Технічні характеристики**пересувних компресорних станцій ПКСД-1,4/25**

Таблиця Е.1 – Основні характеристики

пересувних компресорних станцій ПКСД-1,4/25

Найменування характеристики	Показники
Робочий тиск, кгс/см ²	25
Продуктивність, м ³ /хв.	1,4
Кількість ступенів	2
Кількість циліндрів	4
Потужність компресора номінальна, кВт	23
Обороти експлуатаційні, об/хв.	1500
Витрата палива двигуна на експлуатаційних оборотах, л	8,7
Об'єм бака, л	60
Довжина, мм	3500
Ширина, мм	1735
Висота, мм	2235

Додаток Ж

Технічні характеристики пересувних компресорних станцій СД-9/101М

Таблиця Ж.1 – Основні характеристики компресорних станцій СД-9/101М

Показники	Значення
Компресор	2ВМ4-9/101
Потужність, яку споживає станція, кВт	150
Частота обертання вала компресора при номінальній потужності, хв ⁻¹	750
Привод компресора	Дизель 2Д12Б
Частота обертання вала дизеля при номінальній подачі, хв ⁻¹	1350
Максимальна подача повітря компресором, м ³ /хв.	9
Тиск нагнітання, МПа	9,91
Відносна вологість стиснутого повітря при температурі 25 °С%, не більше	98
Максимальна запиленість повітря, мг/м ³	50
Охолодження компресора і стиснутого повітря	Водяне
Температура повітря, °С:	
номінальна	20
максимальна	45
мінімальна	-50
Заправна місткість, л:	
палива	240
масляна дизеля	120
системи охолодження	150
Габаритні розміри станції, враховуючи автомобіль, мм:	
довжина	9610
ширина	3000
висота	3315
Вага станції без автомобіля, кг	11600
Загальна вага з заправкою, кг	21500

Додаток К

Технічні характеристики пересувних компресорних станцій КПУ-16/250

Таблиця К.1 – Основні характеристики компресорних станцій КПУ-16/250

Показники	Значення
Компресор	6М5-16/250
Потужність, яку споживає станція, кВт	294
Частота обертання вала компресора при номінальній потужності, хв ⁻¹	750
Привод компресора	Дизель 1Д12Н-500
Потужність двигуна, кВт	368
Частота обертання вала дизеля при номінальній подачі, хв ⁻¹	1500
Максимальна подача повітря компресором, м ³ /хв.	16
Тиск нагнітання, МПа	25
Кількість ступенів	6
Кількість циліндрів	8
Охолодження компресора і стиснутого повітря	Водяне
Температура повітря, °С:	
номінальна	20
максимальна	45
мінімальна	-50
Заправна місткість, л:	
палива	440
масляна дизеля	160
системи охолодження	190
Габаритні розміри станції, враховуючи автомобіль, мм:	
довжина	14640
ширина	3000
висота	3560
Вага станції без автомобіля, кг	18100
Загальна вага з заправкою, кг	28300

Додаток Л

Експериментальні дані температур

Таблиця Л.1 – Результати обробки експериментальних даних температур схем повітряного охолодження існуючих компресорних установок

Період року	Режим: без охолодження (б) / з охолодженням (о)	Температура, °С				Середнє значення температури, °С	Емпірична дисперсія S_i	Довірча ймовірність α	Коефіцієнт t_α	Частка середньої квадратичної похибки e	Точність оцінки ε	Абсолютна похибка вимірювань Δ_i , °С	Довірчий інтервал, °С
		№ експерименту											
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Температура на вході другого контуру, °С													
зима	б	95	91	97	93	94	2,58	0,95	1,96	2,0	2,53	5,16	88,8-99,1
	о	21	18	21	20	20	1,41				1,39	2,83	17,2-22,3
весна-осінь	б	120	119	123	122	121	1,83				1,79	3,65	117-125
	о	38	39	40	39	39	0,82				0,8	1,63	37,3-40,6
літо	б	151	152	147	146	149	2,94				2,89	5,89	143,1-154,9
	о	61	58	64	61	61	2,45				2,4	4,89	56,1-65,9

Продовження табл. Л.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Температура на виході другого контуру, °С													
зима	б	228	230	227	231	229	1,83	0,95	1,96	2,0	1,79	3,65	225,3-232,7
	о	127	129	130	126	128	1,83				1,79	3,65	124,3-131,7
весна- осінь	б	266	265	266	267	266	0,82	0,95	1,96	2,0	0,8	1,63	264,3-267,6
	о	153	154	155	158	155	2,16				2,12	4,32	150,7-159,3
літо	б	308	308	302	302	305	3,46	0,95	1,96	2,0	3,39	6,92	299,1-311,9
	о	183	184	183	182	183	0,82				0,8	1,63	181,4-184,6

Додаток М

Експериментальні дані температур

Таблиця М.1 – Результати обробки експериментальних даних температур схем енергозбереження компресорів за рахунок високоефективного додаткового охолодження стисненого газу

Період року	Режим: існуюче (і) / з додатковим охолодженням (д)	Температура, °С				Середнє значення температури, °С	Емпірична дисперсія S_i	Довірча ймовірність α	Коефіцієнт t_α	Частка середньо-квадратичної похибки ϵ	Точність оцінки ϵ	Абсолютна похибка вимірювань Δ_i , °С	Довірчий інтервал, °С
		№ експерименту											
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Температура на вході другого контуру, °С													
весна-осінь	і	40	39	39	38	39	0,82	0,95	1,96	2,0	0,8	1,63	37,37-40,63
	д1	29	32	30	33	31	1,83				1,79	3,65	27,35-34,65
	д2	21	20	22	21	21	0,82				0,8	1,63	19,37-22,63
	д3	9	12	11	8	10	1,83				1,79	3,65	6,35-13,65
	д4	1	2	0	1	1	0,82				0,8	1,63	-0,63-2,63
	д5	-8	-9	-12	-11	-10	1,83				1,79	3,65	-13,65-(-6,3)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Температура на виході другого контуру, °С													
зима	б	151	155	159	155	155	3,27	0,95	1,96	2,0	3,2	6,5	148,4-161,5
	о	141	145	144	142	143	1,83				1,79	3,65	139,3-146,7
весна- осінь	б	129	132	128	127	129	2,7				2,12	4,32	124,7-133,3
	о	114	116	114	112	114	1,63				1,6	3,27	110,7-117,3
літо	б	105	104	100	99	102	2,9				2,8	5,9	96,1-107,9
	о	88	89	86	85	87	1,83				1,79	3,65	83,3-90,7

Експериментальні дані складу суміші

Таблиця Н.1 – Результати обробки експериментальних даних складу суміші газів, одержаних під час піролізу акації, від температури

Скла- дова	Темпе- ратура, °С	Об'ємні частки, %				Середнє зна- чення об. частки, %	Емпі- рична дис- персія S_i ,	Довір- ча ймо- вір- ність α	Ко- ефі- ці- єнт t_α	Частка серед- ньоквад- ратичної похибки e	Точ- ність оцін- ки ϵ	Абсо- лютна похибка вимірю- вань Δ_i , %	Довірчий інтервал, %
		№ експерименту											
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Метан	250	3	4	2	3	3	0,82	0,95	1,96	2,0	0,8	1,63	1,37-4,63
	300	7	9	7	5	7	1,63				1,6	3,27	3,73-10,27
	350	9	10	9	8	9	1,63				0,8	1,63	7,37-10,63
	400	10	9	13	12	11	1,83				1,79	3,65	7,35-14,65
	450	15	14	13	14	14	0,82				0,8	1,63	12,36-15,63
	500	13	15	17	15	15	1,63				1,6	3,27	11,73-18,27
	550	17	18	16	17	17	1,63				0,8	1,63	15,37-18,63
	600	19	17	20	16	18	1,83				1,79	3,65	14,35-21,65
	650	17	21	19	19	19	1,63				1,6	3,27	15,73-22,27
700	20	22	18	20	20	1,63	1,6	3,27	16,73-23,27				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Оксид вуглецю	200	56	54	55	53	54	1,83	0,95	1,96	2,0	1,79	3,65	50,35-57,65
	250	52	48	52	56	52	3,27				3,2	6,53	45,47-58,53
	300	48	48	50	50	49	1,15				1,13	2,3	46,69-51,3
	350	47	44	47	50	47	2,25				2,4	4,89	42,10-51,89
	400	46	47	46	45	46	0,82				0,8	1,63	44,37-47,63
	450	44	44	46	42	44	1,63				1,6	3,27	40,73-47,27
	500	40	42	42	40	41	1,15				1,13	2,3	38,69-43,30
	550	38	40	41	37	39	1,83				1,79	3,65	35,35-42,65
	600	36	38	40	38	38	1,63				1,6	3,27	34,73-41,27
	650	36	36	38	38	37	1,15				1,13	2,3	34,69-39,30
700	40	36	36	32	36	3,27	3,2	6,53	29,47-42,53				
Ді-оксиду вуглецю та азот	200	42	44	44	46	44	1,63	0,95	1,96	2,0	1,6	3,27	40,73-47,27
	250	44	42	46	40	43	2,58				2,53	5,16	37,84-48,16
	300	44	42	43	43	43	0,82				0,8	1,63	41,37-44,63
	350	44	42	46	40	43	2,58				2,53	5,16	37,84-48,16
	400	42	45	42	39	42	2,45				2,4	4,89	37,10-46,89
	450	43	42	44	39	42	2,16				2,12	4,32	37,68-46,32
	500	42	41	43	38	41	2,16				2,12	4,32	36,68-45,32
	550	40	39	38	39	39	0,82				0,8	1,63	37,37-40,63
	600	42	34	35	41	38	4,08				4,0	8,17	29,84-46,16
	650	37	37	41	33	37	3,27				3,2	6,53	30,47-43,53
700	37	35	33	39	36	2,58	2,53	5,16	30,84-41,16				

Експериментальні дані потужності

Таблиця П.1 – Результати обробки експериментальних даних ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Від палива	Частота обертання колінчастого вала, об./хв.	Потужність, кВт				Середнє значення потужності, кВт	Емпірична дисперсія S_i	Довірча ймовірність α	Коефіцієнт t_α	Частка середньоквадратичної похибки e	Точність оцінки ϵ	Абсолютна похибка вимірювань Δ_i , кВт	Довірчий інтервал, кВт
		№ експерименту											
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
100 % пропан-бутанової суміші	800	9,1	9,2	9,3	9,2	9,2	0,08	0,95	1,96	2,0	0,08	0,16	9,03-9,36
	1000	14,5	14,5	14,3	14,3	14,4	0,12				0,11	0,23	14,2-14,6
	1200	15,9	16,1	16,3	16,5	16,2	0,26				0,25	0,52	15,7-16,7
	1400	17,3	17,2	17,5	17,3	17,3	0,13				0,12	0,25	17,1-17,6
	1600	17,9	17,8	17,9	18	17,9	0,08				0,08	0,16	17,7-18,1
	1800	18,3	17,9	17,8	18,4	18,1	0,29				0,29	0,59	17,5-18,6
	1900	18,1	17,9	18	18	18	0,08				0,08	0,16	17,8-18,1

Продовження табл. П.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
95 % про- пан- бута ну та 5 % ПГ	800	8,8	9,4	9,1	9,1	9,1	0,25	0,95	1,96	2,0	0,24	0,49	8,6-9,6
	1000	14,3	14,4	14,1	14	14,2	0,18				0,17	0,37	13,8-14,7
	1200	16,1	16,2	15,9	15,8	16	0,18				0,17	0,37	15,6-16,7
	1400	16,9	17,1	16,9	16,7	16,9	0,16				0,16	0,33	16,6-17,2
	1600	17,4	17,3	17,1	17	17,2	0,18				0,17	0,37	16,8-17,7
	1800	17,6	17,8	17,4	17,2	17,5	0,26				0,25	0,52	16,9-18
	1900	17,7	17,9	17,8	17,8	17,8	0,08				0,08	0,16	17,6-17,9
90 % про- пан- бута ну та 10 % ПГ	800	9,1	9,1	8,9	8,9	9,0	0,12	0,95	1,96	2,0	0,11	0,23	8,8-9,2
	1000	14,1	14,2	13,9	13,8	14	0,18				0,18	0,37	13,6-14,4
	1200	15,7	15,8	15,7	15,6	15,7	0,08				0,08	0,16	15,5-15,8
	1400	16,1	16,1	16,3	16,3	16,2	0,12				0,11	0,23	15,9-16,4
	1600	16,6	16,6	16,7	16,5	16,6	0,08				0,08	0,16	16,4-16,8
	1800	16,8	16,7	17,0	17,1	16,9	0,18				0,18	0,37	16,5-17,3
	1900	16,6	16,5	16,5	16,4	16,5	0,08				0,08	0,16	16,3-16,7

Продовження табл. П.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ди- зель- не	800	9,1	9,1	8,9	8,9	9,0	0,12	0,95	1,96	2,0	0,11	0,23	8,8-9,2
	1000	14,1	14,1	13,9	14,3	14,1	0,16				0,16	0,32	13,8-14,4
	1200	16,2	15,9	15,9	15,6	15,9	0,25				0,24	0,49	15,4-16,4
	1400	16	15,7	15,6	15,9	15,8	0,18				0,18	0,37	15,4-16,2
	1600	16,7	16,5	16,7	16,9	16,7	0,16				0,16	0,32	16,4-17
	1800	17,2	16,9	16,9	17,4	17,1	0,25				0,24	0,49	16,6-17,6
	1900	16,8	16,9	16,9	17	16,9	0,08				0,08	0,16	16,7-17

Додаток Р

Експериментальні дані питомої витрати палива

Таблиця Р.1 – Результати обробки експериментальних даних питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Від палива	Частота обертання колінчастого вала, об./хв.	Питома витрата, г/(кВт · год)				Середнє значення питомої витрати, г/(кВт · год)	Емпірична дисперсія S_i ,	Довірча ймовірність α	Коефіцієнт t_α	Частка середньоквадратичної похибки e	Точність оцінки ϵ	Абсолютна похибка вимірювань Δ_i , г/(кВт · год)	Довірчий інтервал, г/(кВт · год)
		№ експерименту											
		1	2	3	4								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
100 % пропан-бутанової суміші	800	214	216	217	213	215	1,83	0,95	1,96	2,0	1,79	3,65	211,34-218,65
	1000	196	193	194	197	195	1,83				1,79	3,65	191,34-198,65
	1200	188	190	186	192	189	2,59				2,53	5,16	183,84-194,16
	1400	191	194	193	190	192	1,83				1,79	3,65	188,34-195,65
	1600	199	197	169	200	198	1,83				1,79	3,65	194,34-201,65
	1800	226	227	224	223	225	1,83				1,79	3,65	221,34-228,65

Продовження табл. Р.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
95 % про- пан- бу- тану та 5 % ПГ	800	219	218	221	222	220	1,83	0,95	1,96	2,0	1,79	3,65	216,34-223,65
	1000	221	223	224	220	222	1,83				1,79	3,65	218,34-225,65
	1200	195	197	194	198	196	1,83				1,79	3,65	192,34-199,65
	1400	197	198	201	200	199	1,83				1,79	3,65	195,34-202,65
	1600	205	207	209	211	208	2,58				2,53	5,16	202,83-213,16
	1800	231	232	236	237	234	2,94				2,89	5,59	228,11-239,89
90 % про- пан- бу- тану та 10 % ПГ	800	227	229	231	225	228	2,59	0,95	1,96	2,0	2,53	5,16	222,83-233,16
	1000	210	211	214	213	212	1,83				1,79	3,65	208,34-215,65
	1200	200	204	206	202	203	2,58				2,53	5,16	197,83-208,16
	1400	228	236	234	230	232	3,65				3,58	7,30	224,69-239,30
	1600	235	239	238	236	237	1,83				1,79	3,65	233,34-240,65
	1800	242	244	240	242	242	1,63				1,6	3,27	238,73-245,27

Продовження табл. Р.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ди- зельне	800	227	225	229	227	227	1,63	0,95	1,96	2,0	1,6	3,27	223,73-230,27
	1000	210	208	209	209	209	0,81				0,8	1,63	207,37-210,63
	1200	203	199	202	200	201	1,83				1,79	3,65	197,34-204,65
	1400	207	208	206	207	207	0,82				0,8	1,63	205,38-208,63
	1600	210	212	218	216	214	3,65				3,56	7,30	206,69-221,30
	1800	242	240	244	242	242	1,63				1,6	3,27	238,73-245,27

Додаток С
Акти впровадженнь

ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор

ТОВ «Модерн-Авто»

Груханівський А.М.



Ферезня 2020 р.

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
асистента кафедри автомобільного транспорту ІФНТУНГ
Гнип Марії Михайлівні**

Результати експериментальних та теоретичних досліджень, викладені в дисертації асистента Гнип М. М., використовувались ТОВ «Модерн-Авто» у формі використання розробленого методу конвертації дизельних двигунів на альтернативні газові палива.

В процесі проведення експериментальних досліджень дизельних двигунів, конвертованих на альтернативні газові палива встановлено, що запропонований метод дозволяє істотно скоротити експлуатаційні витрати палива, в середньому, в залежності від особливостей системи живлення переобладнаного дизельного двигуна, на 40-50 %.

Випробовування показали, що при переобладнанні на альтернативне газове паливо не відмічалось погіршення тягово-динамічних характеристик досліджуваних автомобілів та зниження потужності і крутного моменту конвертованих двигунів. При цьому з'ясовано, що точка досягнення

максимального крутного моменту двигунів зміщувалась у бік більш високих оборотів колінчастого вала.

За результатами проведених випробувань також встановлено, що вміст оксидів азоту NO_x для конвертованих на альтернативне газове паливо дизельних двигунів зменшувався від 20 до 50 % у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження двигунів.

Термін окупності при переобладнанні дизельних двигунів транспортних засобів на газомоторне паливо буде складати близько трьох-чотирьох місяців в залежності від виду газомоторного палива, покоління газової системи, конструктивних особливостей конвертованих двигунів та інших чинників.

Комісія в складі:


Член комісії

 /Крамаренко С. А./


Член комісії

 /Стецько А. В./

Завкафедрою АТ ІФНТУНГ

 / Криштопа С. І./

Асистент кафедри АТ ІФНТУНГ

 / Гнип М. М./

„ЗАТВЕРДЖУЮ”
Проректор з наукової
роботи ІФНТУНГ
професор Чудик І. І.



АКТ

впровадження в навчальний процес результатів науково-дослідної роботи асистента к-ри автомобільного транспорту Гнип М. М.

м. Івано-Франківськ

„_____” _____ 2020 року

Ми, що нижче підписалися, представники кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу: завідувач кафедри Криштопа С. І., доценти Мельник В. М., Прунько І. Б. та виконавець асистент Гнип М. М., склали акт про те, що розроблений асистентом Гнип М. М. метод розрахунку витрат енергії компресорами пересувних компресорних станцій нафтогазової галузі використовується на кафедрі автомобільного транспорту в навчальному процесі з дисципліни „Устаткування нафтогазового технологічного транспорту” при проведенні розрахунків пересувних компресорних станцій та при виконанні магістерського проектування для студентів спеціальності „Автомобільний транспорт”.

Комісія в складі:

голова комісії, зав. к-ри АТ

 Криштопа С. І.

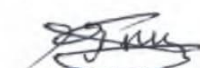
доцент к-ри АТ

 Прунько І. Б.

доцент к-ри АТ

 Мельник В. М.

виконавець, асистент к-ри АТ

 Гнип М. М.

„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Операційний менеджер
НГВУ «Долинанaftогаз»
п. Гнип І.В.

„20” 02 2020 р.

АКТ
впровадження
нових конструкцій поршневих компресорів

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень, викладені в дисертації аспіранта кафедри нафтогазових машин та обладнання Гнип М.М., використовувались в НГВУ «Долинанaftогаз» ПАТ «Укрнафта» у формі методів досліджень і розрахунків поршневих компресорів.

В процесі виконання експериментальних досліджень нових конструкцій поршневих компресорів встановлено:

- при використанні для охолодження стисненого повітря додаткових систем високоефективного охолодження питома енергія, що споживається компресором, знижується для дизельних компресорних установок нафтогазової галузі в середньому, на 14-17 %. Так, для компресорної установки СД-9/101М при нагнітанні азоту питома енергія, що споживалась компресором, зменшилась з 315,21 кДж/кг до 263,34 кДж/кг або на 16,5 %; при нагнітанні повітря питома енергія, що споживалась компресором, зменшилась з 320,74 кДж/кг до 275,46 кДж/кг або на 14,2 %;

- охолодження стисненого газу за рахунок високоефективного додаткового охолодження пропонованої схеми енергозбереження компресорів дозволило для компресорної установки СД-9/101М зменшити сумарну корисну потужність

компресора з 149,5 до 127,8 кВт або на 14,5 %;

- у результаті використання нових конструкцій систем охолодження стисненого газу багатоступінчастих компресорів при удосконаленні системи охолодження одного компресора економічний ефект склав 5240 гривень (п'ять тисяч двісті сорок гривень).

Комісія в складі:

голова комісії, начальник СД

НГВУ «Долиналифтогаз»



Гарват Б.І.

член комісії, начальник СТС

НГВУ «Долиналифтогаз»

Петрів М.В.

член комісії, завідувач кафедри автомобільного

транспорту ІФНТУНГ, д.т.н., проф.

Криштопа С.І.

член комісії, аспірант кафедри нафтогазових

машин та обладнання ІФНТУНГ

Гнип М.М.