

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Богатчук Михайло Іванович

УДК 622.691

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ
НА ПАЛИВО ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК**

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. І. Богатчук

**Науковий керівник: Криштопа Людмила Іванівна
кандидат технічних наук, доцент**

Івано-Франківськ – 2025

АНОТАЦІЯ

Богатчук М. І. Розроблення заходів зниження експлуатаційних витрат на паливо паропромислових пересувних установок. – 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, 2025 р.

Дисертаційна робота присвячена покращенню паливно-економічних характеристик паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі за рахунок розроблення нових методів, технічних рішень та пристроїв для економії палива шляхом використання закономірностей перетворень енергії пари, покращення процесів теплопередачі, удосконалення функціонування парогенераторних котлів та привідних агрегатів ППУА та врахування недоліків галузевої нормативної документації. Експлуатація паропромислових пересувних установок характеризуються високими витратами на паливо і обумовлює значну частину грошових витрат в собівартості теплової обробки пластів та інших термічних робіт, тому зменшення витрати палива та удосконалення нормативних витрат ППУА є актуальними завданнями.

Проведений аналіз особливостей конструкції паропромислових пересувних установок з дизельними системами живлення показав, що їхні основні позитивні особливості: простота та надійність конструкцій, високі мобільність і можливість автономної роботи. Разом з тим, паропромислові пересувні установки з дизельними системами живлення мають високі

нормативні і фактичні витрати дорогого дизельного палива, низьку енергоефективність та значні резерви в удосконаленні їхніх конструкцій та технологічних процесів.

Розбіжність в реальних і нормативних режимах експлуатації паропромислових установок, а також їхні конструктивні відмінності, особливо за наявності установок закордонного виробництва, утруднює формування єдиних норм та виконання розрахунків витрат палива для виробленої пари. Відхилення режимів роботи установок дає можливість на практиці витратити менше палива у порівнянні з нормативними значеннями, що призводить до необґрунтованих перевитрат палива та збитків підприємств. Для розв'язання зазначеної проблеми, а також встановлення реальних витрат палива, запропоновано ряд нових та удосконалених методів для визначення реальних витрат палива паропромислових установок та сформульовані рекомендації з їхньої правильної експлуатації.

Експлуатаційні спостереження і аналіз витрат дизельного палива при роботі як котлів, так і привідних двигунів паропромислових установок показали, що в багатьох випадках дійсні витрати палива установок не співпадають з витратами з технічних характеристик парогенераторних установок. Наприклад, за нормативними даними для паропромислових установок типу ППУА-1600/100 витрата дизельного палива складає 110 кг/год. при тиску 10 МПа, температурі 310 °С та продуктивності по пару 1600 кг/год. Реально паропромислові установки часто використовуються для отримання насиченої пари при тисках, значно нижчих за 10 МПа, що вимагає витрат меншої кількості енергії. При чому за проведення ряду невідповідальних робіт з підігріву, відігріву і пропарюванні різних об'єктів – експлуатація установок на максимальних режимах взагалі недоцільна. Але підприємства нафтогазової галузі, що експлуатують паропромислові установки, розрахунок витрат палива здійснюють за технічними характеристиками теплогенераторних установок при

їхній експлуатації на максимальних режимах, що призводить до необґрунтованих витрат палива.

Стан вологої насиченої пари характеризується мірою сухості. Експлуатаційний досвід і теоретичні дослідження свідчать, що міра сухості пари суттєво впливає на витрату палива котлами ППУА, надійну і безаварійну роботу паропромислової установки тощо. Для запобігання інтенсивному відкладенню накипу в змійовиках котлів, нормативними документами з технічної експлуатації паропромислових установок, рекомендується виробляти вологу насичену пару з мірою сухості від 80 %. На практиці оператори паропромислових установок не дотримуються вказаних режимів і часто відпускають споживачам вологу насичену пару при значно нижчих значеннях міри сухості, а значить для отримання 1 кг такої пари витрачається менша кількість теплоти і, разом з тим, буде витрачено меншу кількість дизельного палива, порівняно з нормативними значеннями. Тому здійснена розробка нового методу розрахунку витрати дизельного палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок з врахуванням сухості та тисків пари.

В даний час норми витрат палива на роботу спеціального обладнання НГТТ встановлюються в літрах на годину роботи обладнання. Але практичний досвід та теоретичні розрахунки показують, що точніший метод визначення витрат палива буде при розрахунках за виконану роботу, а не за годину роботи установки. Тому обґрунтований та розроблений удосконалений метод визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами, побудований на забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу та аналізу параметрів роботи ППУА, що дозволить експлуатувати агрегатні установки на вигідних режимах витрат палива при оптимальному використанні потужності двигуна.

До води, яка використовується для вироблення і закачування в пласт пари, ставляться підвищеніші вимоги, ніж до води, яка використовується у

більшості інших технологічних процесів. Пояснюється це тим, що в прямоточних парових установках, якими є парогенератори паропромислових пересувних установок, у результаті випаровування різко збільшується концентрація розчинених у воді солей, що призводить до інтенсивного відкладання накипу у котлах ППУА.

Згідно існуючих норм, загальна жорсткість води для парогенераторів не повинна перевищувати середньомісячної норми 0,01-0,005 мг-екв./л. Але в процесі роботи паропромислових установок мають місце випадки порушення правил інструкцій з технічної експлуатації ППУА та не завжди у виробничих умовах контролюється якість води, що подається до парогенератора. Належно не підготовлена вода зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності, як наслідок, високий термічний опір стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії котлів та перевитрат палива, в порівнянні з нормативними даними, на отримання необхідної кількості пари. Тому були встановлені залежності між товщиною накипу на стінках змійовика парового котла та годинною витратою палива паропромислових установок. Розроблено удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок за вхідними і вихідними тисками в змійовику парогенераторного котла.

Створена математична модель процесів згорання в котлах пересувних паропромислових установок нафтогазової галузі паро-дизельної суміші для розрахунку та підвищення їхніх паливно-економічних показників.

У промислових умовах досліджені залежності витрат палива ППУА при заданих тисках та температурах і з різною мірою сухості водяної пари. Врахування ступеня сухості водяної пари дозволило знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками до 36 кг за годину. В реальних умовах на різних моделях установок ППУА проведені експериментальні дослідження витрат палива при різних технологічних тисках. Врахування тиску водяної пари дозволило знизити необґрунтовані витрати

дизельного палива паропромисловими пересувними установками до 5 кг за годину.

У промислових та лабораторних умовах на різних моделях установок НГТТ встановлені залежності витрат палива від коефіцієнтів корисної дії установок, які враховують різну теплопередачу в котлах ППУА та втрати в трансмісії установок. Врахування реальних коефіцієнтів корисної дії установок дозволило точніше визначати витрати палива установками НГТТ. У промислових умовах встановлені залежності витрат палива паропромисловими пересувними установками від вхідної температури технологічної води. Врахування вхідної температури води дозволило знизити необґрунтовані витрати палива на 0,1933 кг/год палива на кожний °С.

Були проведені стендові випробування на дизельному ДВЗ роботи двигуна на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари із виміром потужності та питомої витрати палива. Результати експериментальних досліджень показали, що при роботі двигуна на паро-дизельних сумішах відбувається зменшення витрати палива. При цьому за подачі 15 % водяної пари ефективна потужність двигуна знижувалась на 3,7 %, а ефективна питома витрата палива зменшувалась на 17,9 %.

Розроблені пристрої для визначення моменту необхідності промивки зміювика теплогенератора для районів експлуатації паропромислових пересувних установок з різною жорсткістю води. Спроектвані та розроблені засоби зниження інтенсивності відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора ППУА, що дозволяє використовувати малопідготовлену воду, продовжити термін експлуатації котла та знизить собівартість виготовлення пари.

Таким чином, у результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень було вирішене важливе науково-прикладне завдання покращення паливно-економічних характеристик паропромислових пересувних установок

нафтогазової галузі та приведення нормативних витрат палива ППУА до реальних.

Ключові слова: гідродинаміка, двигун внутрішнього згоряння, дизель, посудина під тиском, температура, тиск, транспортний засіб, струменевий насос, парогенератор

ANNOTATION

Bogatchuk M. Development of Reducing Operating Costs Measures for Fuel of Vapor Industrial Mobile Installations. - 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. Defense will be held at the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 2025.

The dissertation work is devoted to the improvement of the fuel-economical characteristics of vapor industrial mobile installations of the oil and gas industry due to the development of new methods, technical solutions, and devices for saving fuel by using the laws of vapor energy transformations, improving heat transfer processes, researching shortcomings and improving the operation of SIMI drive units. The operation of vapor industrial mobile installations is characterized by high fuel costs and determines a significant part of the monetary costs in the price of heat treatment of layers and other thermal works, therefore reducing fuel consumption and improving the regulatory costs of SIMI are urgent tasks.

The analysis of the design features of vapor industrial mobile installations with diesel power systems showed that their main positive features are simplicity and reliability of designs, high mobility, and the possibility of autonomous operation. At

the same time, vapor industrial mobile installations with diesel power systems have high normative and actual costs of expensive diesel fuel, low energy efficiency, and significant reserves in improving their designs and technological processes.

The discrepancy in the actual and normative modes of operation of vapor installations, as well as their structural differences, especially in the presence of foreign-made units, makes it difficult to form uniform standards and perform fuel consumption calculations for the vapor produced. Deviation of operating modes of installations makes it possible to use less fuel in practice compared to the normative values, leading to unjustified fuel overspending and losses of enterprises. To solve the mentioned problem and determine the real fuel consumption, several new and improved methods for determining the real fuel consumption of vapor installations are proposed, and recommendations for their correct operation are formulated.

Operational observations and analysis of diesel fuel consumption during the operation of both boilers and drive engines of vapor installations showed that in many cases the actual fuel consumption of installations does not coincide with the consumption of technical characteristics of vapor generator plants. For example, according to regulatory data for steam industrial plants of the PPUA-1600/100 type, diesel fuel consumption is 110 kg/h at a pressure of 10 MPa, a temperature of 310 °C, and a vapor productivity of 1600 kg/h. In reality, vapor units are often used to produce saturated vapor at pressures much lower than 10 MPa, which requires less energy. Moreover, for carrying out several irresponsible works on heating, cooling, and steaming of various objects - the operation of installations at maximum modes is generally inappropriate. However, oil and gas industry companies that operate vapor installations calculate fuel consumption according to the technical characteristics of heat-generating units when they are operated at maximum modes, which leads to unreasonable fuel consumption.

The state of moist saturated vapor is characterized by the degree of dryness. Operational experience and theoretical studies show that the degree of dryness of vapor significantly affects fuel consumption by SIMI boilers, reliable and trouble-free

operation of the vapor installations, etc. To prevent the intensive deposition of scale in the coils of boilers, according to the regulatory documents on the technical operation of vapor installations, it is recommended to produce moist saturated vapor with a degree of dryness of 80 % or more. In practice, the operators of vapor installations do not observe the specified regimes and often release wet saturated vapor to consumers with much lower values of dryness, which means that to obtain 1 kg of such vapor, a smaller amount of heat is spent and, at the same time, a smaller amount of diesel fuel will be spent, compared to normative values. Therefore, a new method of calculating fuel consumption by vapor generator boilers of vapor industrial mobile installations took into account dryness and vapor pressures was developed.

Currently, fuel consumption standards for the operation of special OGTT equipment are set in liters per hour of equipment operation. But practical experience and theoretical calculations show that a more accurate method of determining fuel consumption will be when calculating for the work performed, and not for an hour of operation of the installation. Therefore, the justified and developed improved method of determining the fuel consumption of SIMI for the work performed by drive units is based on providing vapor industrial mobile installations with means of constant monitoring and analysis of SIMI operation parameters, which will allow operating units at favorable fuel consumption modes with optimal use of engine power.

The water used to generate and inject vapor into the reservoir has higher requirements than the water used in most other technological processes. This is explained by the fact that in direct-flow vapor units, which are vapor generators of vapor industrial mobile units, as a result of evaporation, the concentration of salts dissolved in water increases sharply, which leads to intensive scale deposition in SIMI boilers.

According to existing regulations, the total hardness of water for vapor generators should not exceed the average monthly norm of 0.01 - 0.005 mg-eq/l. However in the process of operation of vapor installations, there are cases of

violation of the rules of the instructions for the technical operation of SIMI, and the quality of water supplied to the vapor generator is not always controlled in production conditions. Inadequately prepared water leads to the appearance of a layer of scale with a low coefficient of thermal conductivity, as a result, the high thermal resistance of the pipe walls, which leads to a decrease in the efficiency of the boilers and excess consumption of fuel, compared to normative data, to obtain the required amount of vapor. Therefore, the dependencies between the thickness of the scale on the walls of the vapor boiler coil and the hourly fuel consumption of vapor installations were established. An improved method of determining the moment of need for acid treatment of the boiler of mobile vapor generator units based on the input and output pressures in the coil of the vapor generator boiler has been developed.

A mathematical model of combustion processes in boilers of mobile vapor industrial installations of the oil and gas industry of a vapor-diesel mixture was created for the calculation and improvement of their fuel-economic indicators.

In industrial conditions, the dependences of SIMI fuel consumption at given pressures and temperatures and with varying degrees of water vapor dryness were investigated. Taking into account the degree of dryness of water vapor made it possible to reduce unreasonable fuel consumption by vapor industrial mobile installations to 36 kg per hour. In industrial conditions, experimental studies of fuel consumption at different technological pressures were carried out on various models of SIMI installations. Taking into account the pressure of water vapor made it possible to reduce unreasonable fuel consumption by steam industrial mobile installations to 5 k/h.

In industrial and laboratory conditions, dependences of fuel consumption on the efficiency coefficients of the installations, which take into account different heat transfers in SIMI boilers and losses in the transmission of the installations, have been established on various models of OGTT installations. Taking into account the real efficiency coefficients of the installations made it possible to accurately determine the fuel consumption of the OGTT installations. In industrial conditions, the dependence

of fuel consumption by steam industrial mobile units on the inlet temperature of the process water has been established. Taking into account the inlet temperature of the water made it possible to reduce unreasonable fuel consumption by 0.1933 kg/h of fuel for each °C.

Bench tests were conducted on a diesel internal combustion engine of engine operation on commercial diesel fuel and steam-diesel mixtures with different water vapor supplies with measurement of power and specific fuel consumption. The results of experimental studies showed that fuel consumption decreases when the engine is running on steam-diesel mixtures. At the same time, when supplying 15 % of water vapor, the effective power of the engine decreased by 3.7 %, and the effective specific fuel consumption decreased by 17.9 %.

Developed devices for determining the moment of need to flush the heat generator coil for areas of operation of steam industrial mobile units with different water hardness. Designed and developed means of reducing the intensity of scale deposition on the inner surface of the coil of the SIMI heat generator, which allows you to use poorly prepared water, extend the life of the boiler, and reduce the cost of steam production.

Thus, as a result of the performed theoretical and experimental studies, the important scientific and applied task of improving the fuel-economical characteristics of vapor industrial mobile installations of the oil and gas industry and bringing the standard fuel consumption of SIMI to real ones was solved.

Keywords: fluid dynamics, internal combustion engine, diesel, pressure vessel, temperature, pressure, vehicle, jet pump, steam generator.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Bohatchuk I., Dolishniy B., Prunko I., Bohatchuk M. Influence of operating factors on saving fuel expenditure by mobile steam generator units oil and gas industry. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 132–138. **(закордонне наукове періодичне видання, індексується в базі Scopus).**
2. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Про методику визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2008. 2. С. 89-93. **(наукове фахове видання України).**
3. Богатчук І.М., Богатчук М.І., Кучеренко В.Д. Методика визначення витрат палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки*. 2008. 3 (46). С. 18-27. **(наукове фахове видання України).**
4. Козак Ф.В., Богатчук І. М., Богатчук М. І., Кучеренко В. Д. Витрати палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник ДонНТУ*. 2008. 2(7). С. 84-93. **(наукове фахове видання України в 2008 р.)**
5. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту для різних режимів експлуатації. *Науковий вісник Івано-Франківського національного*

- технічного університету нафти і газу*. 2010. 3. С. 36-45. **(наукове фахове видання України)**.
6. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2011. 1(4). С. 126-136. **(наукове фахове видання України)**.
7. Богатчук І. М., Гук В. І., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення норм часу на складально-розбірні роботи на автомобільному транспорті. *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машинобудування та транспорт*. 2012. 135. С. 22-25. **(наукове фахове видання України в 2012 р.)**
8. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2015. 1(12). С. 158-164. **(наукове фахове видання України)**.
9. Козак Ф. В., Богатчук І. М., Прунько І. Б. і Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. 2018. 2 С. 52-61. **(наукове фахове видання України)**.
10. Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2(17) С. 5-10. **(наукове фахове видання України)**.

11. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Криштопа Л. І., Гріштор Т. Т., Вірт М. Ю. Експериментальні дослідження процесів згорання пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. *Нафтогазова енергетика*. 2023. 1 (39). С. 88–96. **(наукове фахове видання України)**.
12. Sviatoslav Kryshchtopa, Mykhailo Bogatchuk, Lyudmila Kryshchtopa, Fedir Kozak, Taras Hrishtor. Mathematical model of the vapor-diesel mixture combustion process in mobile vapor generator boilers units. *Mathematical Modeling*. 2023. 1 (48). P. 81–89. **(наукове фахове видання України)**.

Патенти:

13. Паливна система пересувної парогенераторної установки: Пат. 60228 Україна, МПК F22 В1/18 (2006.01). - № у 2010 14866 від 13.12.2010. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.06.2011. Бюл. № 11, 2011 р. - 3 с. Автори: Козак Ф. В., Богатчук І. М., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Ліпчій О. В.
14. Гідравлічна система пересувної парогенераторної установки: Пат. 110860. Україна, МПК F22 В37/00 (2006.01). - № у 2016 03637 від 05.04.2016. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 25.10.2016. Бюл. № 20, 2016 р. - 3 с. Автори: Богатчук М. І., Прунько І. Б., Богатчук І. М., Бенюк В. С.
15. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат.131098. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № у 2018 06224 від 04.06.2018. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.01.2019. Бюл. № 1, 2019 р. - 3 с. Автори: Козак Ф. В., Богатчук І. М., Бурда М. Й., Богатчук М. І., Микитій І. М.
16. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат. 138280. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № у 2019 04686 від 02.05.2019. Заявник ІФНТУНГ.

Опубліковано 25.11.2019. Бюл. № 22, 2019 р. – 3 с. Автори: Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М.

17. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат. 143616. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № u 2020 00060 від 02.01.2020. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.08.2020. Бюл. № 18, 2020 р. – 3 с. Автори: Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М.

Наукові праці,

які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

18. Богатчук І. М., Мельник В. М., Богатчук М. І., Дикун Т. В. Методика визначення витрат палива агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці “ІФНТУНГ-40”*: міжнародна науково-технічна конференція, 16-20 квітня 2007 р. Івано-Франківськ, 2007. С. 148–152.
19. Богатчук М. І. Діагностика при після ремонтному припрацюванні двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазовпромислового обладнання*: п'ята Міжнародна науково-технічна конференція, 2-5 грудня 2008 р. Івано-Франківськ, 2008. С. 176-178.
20. Богатчук І. М., Клюфінський Р. Я., Богатчук М. І. До питання паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті: *Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи*: міжнародна науково-технічна конференція, 20-23 жовтня 2009 р. Івано-Франківськ, 2009. С. 9.
21. Негрич В. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Альянс наук*: матеріали шостої Міжнародної науково-

- практичної конференції, 25-26 лютого 2011 р. Дніпропетровськ, 2011. С. 91-93.
22. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT-2011)*: матеріали третьої Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2011. С. 96-103.
23. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2015)*: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 26-28 травня 2015 р. Херсон, 2015. С. 336-339.
24. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2015)*: матеріали шостої Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25 вересня 2015 р. Херсон, 2015. С. 87-88.
25. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Ю. І., Ліпчєй О. В. Паливна система парогенераторної установки. *Інтелектуальний продукт вчених і винахідників Прикарпаття: Щорічний каталог найвагоміших винаходів, корисних моделей, промислових зразків і раціоналізаторських пропозицій Галицьких кмітливців*. Івано-Франківськ, 2016. С. 91-93.
26. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх*

- обслуговування (СЕУТТОО-2016): матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2016. С. 52-53.*
27. Bohatchuk I. M., Prunko I. B., Bohatchuk M. I. Influence of operational factors on fuel consumption saving by mobile steam and gas installations of the oil and gas industry. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: Book of abstracts III International Scientific-Technical Conference, 7-9 February 2019. Kielce, 2019. P. 74.*
28. Богатчук М. І. Паливозаощадження при припрацюванні двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ "ОМА 2019"): матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції, 12 грудня 2019 р. Ізмаїл, 2019. С. 30-33.*
29. Богатчук М. І. Паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції, 28-29 листопада 2019 р. Рівне, 2019. С. 112-114.*
30. Богатчук М. І. Аналіз встановлення витрат палива при експлуатації нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 67-70.*
31. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Аналіз пристроїв для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змішувача теплогенератора. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 263-265.*

32. Богатчук М. І. Планування періодичності технічного обслуговування НГТТ за витраченим паливом із використанням інтегрованої ERP-системи. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості: Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів*, 8 жовтня 2020 року. Івано-Франківськ, 2020. С. 227-229.
33. Богатчук М. І. Використання масла сивушного для припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: Матеріали одинадцятої Міжнародної науково-практичної конференції*, 3-4 грудня 2020 р. Запоріжжя, 2020. С. 84-88.
34. Богатчук М. І. Пристрої для запобігання відкладенню накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора мобільної установки типу ППУА. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту ПМРТ – 2021: Матеріали другої Міжнародної науково-практичної конференції*, 13-15 травня 2021 р. Вінниця, 2021. С. 186-188.
35. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Гріштор Т. Т., Левко А. В. Покращення паливно-економічних характеристик дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні газоподібні палива. *Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції*, 16-18 травня 2023 р. Кам'янське, 2023. С. 213-215.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	22
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ НА ПАЛИВО ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	31
1.1 Загальна характеристика та класифікація нафтогазового технологічного транспорту.....	31
1.2 Призначення паропромислових пересувних установок НГТТ.....	33
1.3 Аналіз особливостей будови та застосування паропромислових пересувних установок ППУА 1600/100М.....	35
1.3.1 Загальна характеристика пересувної парогенераторної установки ППУА 1600/100М.....	35
1.3.2 Призначення і будова парогенераторного блоку.....	38
1.3.3 Характеристика шасі.....	40
1.3.4 Характеристика силового приводу.....	40
1.4 Аналіз офіційних методів визначення індивідуальних норм витрати палива технологічним транспортом на галузевих підприємствах.....	42
1.5 Аналіз інших методів визначення витрат палива на роботу нафтогазового технологічного транспорту та спецтехніки.....	45
1.6 Використання водо-паливних сумішей як палива для ДВЗ.....	48
Висновки і задачі досліджень.....	50
 РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА В ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВКАХ НГТТ	 52
2.1 Розробка нового методу розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок.....	52
2.2 Вплив накипу на витрату палива паропромислових пересувних	

установок.....	65
2.3 Теоретичні дослідження витрати палива привідними агрегатами паропромислових пересувних установок за виконану роботу.....	73
2.4 Математична модель процесу згорання паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок.....	81
2.4.1 Фізико-хімічні та гідродинамічні процеси при згоранні в котлах паропромислових пересувних установок паро-дизельної суміші.....	81
2.4.2 Мета, припущення та загальний опис математичної моделі згорання в котлах паропромислових пересувних установок паро-дизельної суміші....	84
2.4.3 Практичні розрахунки процесу згорання паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок.....	89
Висновки до другого розділу.....	91

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	92
3.1 Задачі експериментальних досліджень.....	92
3.2 Планування експериментальних досліджень.....	92
3.3 Засоби промислових досліджень паливної економічності парогенераторних пересувних установок нафтогазової галузі.....	96
3.4 Засоби лабораторних досліджень паливної економічності паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі.....	100
3.5 Аналіз похибок результатів вимірювань.....	108
Висновки до третього розділу.....	108

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ

ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

ПАРПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК	110
4.1. Результати досліджень витрати палива паропромисловими пересувними установками в залежності від міри сухості пари	110

4.2 Результати досліджень витрати палива паропромисловими пересувними установками на різних режимах експлуатації.....	115
4.3 Результати досліджень впливу параметрів технологічної води паропромислових пересувних установок на витрати палива.....	130
4.4 Результати досліджень зміни витрати палива паропромисловими пересувними установками від зміни коефіцієнтів корисної дії.....	135
4.5 Результати досліджень використання паропромисловими пересувними установками водо-паливної суміші.....	141
Висновки до четвертого розділу.....	147

РОЗДІЛ 5 ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ

ПАРПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК	150
5.1 Удосконалений метод та засоби визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами.....	150
5.2 Метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок.....	159
5.3 Базовий пристрій для визначення моменту необхідності промивки змійовика теплогенератора.....	164
5.4 Пристрій для визначення моменту необхідності промивки змійовика теплогенератора при експлуатації ППУА в районах з жорсткою водою.....	166
5.5 Засоби зниження інтенсивності відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора ППУА.....	169
Висновки до п'ятого розділу.....	174

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....176

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....179

ДОДАТКИ.....196

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження

Широке використання у нафтовій та газовій промисловості знайшов такий вид технологічного транспорту, як паропромислові пересувні установки. Експлуатація паропромислових пересувних установок характеризується високими витратами на паливо і обумовлює значну частину грошових витрат в собівартості теплової обробки пластів та інших термічних робіт, тому зменшення витрати палива та удосконалення нормативних витрат ППУА є актуальними завданнями. При цьому підвищення енергоефективності паропромислових пересувних установок є одним з головних резервів зниження собівартості роботи нафтогазового технологічного транспорту. Підвищення паливної економічності мобільного обладнання є домінуючим напрямом розвитку нафтогазової промисловості та транспорту європейських країн.

Дослідженням зменшення витрати палива технологічним транспортом нафтогазової галузі присвячені роботи значної кількості практиків виробництва та відомих вчених, проте проблема мінімізації витрат палива на виконання технологічних операцій різноманітними мобільними установками нафтогазової промисловості ще далека від остаточного розв'язання, а питання комплексного покращення паливної економічності специфічних пересувних дизельних паропромислових установок за рахунок використання закономірностей перетворень енергії пари, покращення процесів теплопередачі, дослідження недоліків та покращення функціонування привідних агрегатів ППУА ще не розглядалось.

Тому розроблення методів зменшення витрат палива для паропромислових пересувних установок є актуальним завданням для фахівців нафтогазової галузі, що дозволить суттєво покращити паливно-економічні показники мобільного технологічного обладнання.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Тематика даної дисертаційної роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтогазового комплексу України і базується на результатах держбюджетної кафедральної науково-дослідної теми «Розробка енергоефективних рішень та їх застосування в промисловості та на транспорті», державна реєстрація № 0119U002234. Виконання вказаних наукових робіт передбачається координаційним планом МОНУ «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». Зазначений план входить до загальнодержавної програми «Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність».

Мета роботи полягає у розв'язанні актуального науково-практичного завдання зниження нормативних витрат палива паропромислових пересувних установок нафтогазової промисловості шляхом встановлення залежностей між витратами палива та параметрами роботи парогенераторних котлів та розроблення новітніх технічних рішень та методів зниження втрат енергії в парогенераторних котлах та силових приводах паропромислових пересувних установок.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати сучасний стан нормативної документації, методів та засобів обліку та зниження витрат палива нафтогазовим технологічним транспортом з метою розроблення високоточних методів розрахунку витрат палива та підвищення паливної економічності паропромислових пересувних установок;
- розробити математичну модель процесу згоряння паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок з метою одержання

аналітичних залежностей між витратами палива, теплоутворенням, тисками і температурами продуктів згоряння в котлах паропромислових пересувних установок;

- розробити новий метод розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок з врахуванням сухості та тисків пари;
- обґрунтувати удосконалений метод визначення витрат палива ППУА привідними агрегатами, побудований на забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу виконаної роботи та аналізу параметрів роботи ППУА;
- обґрунтувати удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок за вхідними і вихідними тисками в змійовику парогенераторного котла та технологію кислотної обробки змійовиків котлів пересувних парогенераторних установок;
- провести промислові дослідження паливних та енергетичних параметрів паропромислових пересувних установок з метою перевірки коректності теоретичних досліджень та встановлення взаємозв'язку між витратами палива, тисками, температурами і мірою сухості водяної пари;
- виконати стендові експериментальні дослідження роботи двигунів паропромислових пересувних установок на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різним вмістом водяної пари та визначенням потужності та питомої витрати палива.

Об'єктом дослідження є режими та умови функціонування паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі.

Предметом дослідження є взаємозв'язки показників паливної економічності парогенераторних котлів та привідних двигунів паропромислових пересувних установок від процесів перетворень енергії та теплоти.

Методи дослідження включають теоретичні та експериментальні дослідження витрат палива, процесів утворення та передачі енергії та теплоти в стендових умовах і в умовах реальної промислової експлуатації паропромислових пересувних установок із застосуванням сучасних технічних засобів вимірювання та програм обробки експериментальних даних. Дослідження проводилися за допомогою оригінальних та загальновідомих методів досліджень. При цьому використовувались методи математичного моделювання, основні положення термодинаміки, теорії теплообміну, кінетики накипоутворення. Під час проведення експериментальних досліджень використовувались методи теорії імовірностей, багатфакторного планування, статистичної обробки емпіричних даних.

Положення, що виносяться на захист:

- метод зниження та розрахунку витрат палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок;
- метод визначення моменту необхідності та здійснення технології кислотної обробки котлів пересувних парогенераторних установок.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- вперше запропонований метод розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок, який базується на врахуванні сухості, тисків пари та теплопередачі у парогенераторних котлах;
- обґрунтований та розроблений удосконалений метод визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами, побудований на врахуванні втрат у трансмісії установок та забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу та аналізу параметрів роботи ППУА;
- удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок за вхідними і вихідними тисками в змійовику парогенераторного котла та технологія

кислотної обробки змішаних котлів пересувних парогенераторних установок;

- вперше створена математична модель процесів згоряння в котлах пересувних паропромислових установок паро-дизельної суміші для розрахунку та підвищення їхніх паливно-економічних показників.

Практичне значення одержаних результатів полягає в подальшому розвитку та вдосконаленню методів, технологій та пристроїв, що дозволяють зменшити витрати палива паропромислових пересувних установок. Одержані результати можуть бути використані: конструкторськими бюро з розробки нафтогазового устаткування; заводами з виготовлення нафтогазового та котельного обладнання; підприємствами, які займаються експлуатацією нафтогазового технологічного транспорту; науково-дослідними установами при проектуванні та модернізації вузлів та систем паропромислових пересувних установок.

Теоретичні та експериментальні результати досліджень та промислових випробовувань з удосконалення розрахунків витрат палива та підвищення паливної економічності паропромислових пересувних установок використано при удосконаленні нормативної документації Долинської групи транспортних сервісів Управління транспорту ПАТ «Укрнафта», результати експериментальних досліджень зі зниження витрат палива в двигунах внутрішнього згоряння застосовано Прилукською групою транспортних сервісів Управління транспорту ПАТ «Укрнафта», результати теоретичних досліджень та промислових випробовувань впроваджено в навчальному процесі кафедри автомобільного транспорту ІФНТУНГ при читанні курсів лекцій «Устаткування нафтогазового технологічного транспорту» для магістрів та аспірантів та при магістерському проектуванні.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У працях, які написані у співавторстві, автору належать: промислові дослідження впливу

експлуатаційних факторів на витрату палива мобільними парогенераторними установками нафтогазової промисловості [1]; аналіз галузевих документів щодо витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту [2]; запропонована методика визначення витрат палива при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння паропромислових пересувних установок [3]; експериментальні дослідження визначення витрат палива при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння ППУА [4]; запропонована удосконалена методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту з врахуванням специфічних режимів роботи ППУА [5]; промислові дослідження якості живильної води для парогенераторних установок [6]; визначення норм часу на роботи з очищення парогенераторних котлів [7]; промислові дослідження оптимального періоду очищення накипу котлів пересувних парогенераторних установок [8]; експериментальні дослідження впливу товщини шару накипу на витрату палива парогенераторними установками [9]; промислові дослідження параметрів згоряння пародизельної суміші в котлах ППУА [11]; формулювання припущень для математичної моделі процесів згоряння в котлах пересувних паропромислових установок паро-дизельної суміші [12]; аналіз шляхів удосконалення для паливної системи паропромислових пересувних установок [13]; аналіз конструкцій гідродинамічного приводу паропромислових пересувних установок [14]; розробка очисного елемента пристрою для попередження відкладення накипу, розміщеного в середині змійовиків котлів у вигляді гофрованих бляшаних пластинок [15]; розробка очисного елемента пристрою для попередження відкладення накипу, розміщеного в середині змійовиків котлів у вигляді гнучкої линви [16]; розробка принципової схеми пристрою з опірними шайбами для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовиків теплогенераторів [17]; розробка методики визначення витрат палива установок нафтогазового технологічного транспорту від навантаження привідних ДВЗ [18]; промислові випробування витрат

палива двигунів внутрішнього згоряння, після ремонту [20]; аналіз недоліків галузевих документів щодо витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту [21]; промислові дослідження водопідготовки технологічної води пересувних парогенераторних установок [22]; експериментальні дослідження перепадів тиску в змійовиках парогенераторних котлів від товщини шару накипу [23]; запропонована удосконалена методика визначення витрат палива парогенераторними котлами ППУА нафтогазового технологічного транспорту з врахуванням подачі пари [24]; запропонована методика визначення витрат палива ДВЗ ППУА з врахуванням подачі паро-дизельної суміші [25]; розробка методики визначення витрат палива установок нафтогазового технологічного транспорту з врахуванням ККД навісного устаткування [26]; промислові дослідження впливу кліматичних факторів на витрату палива мобільними парогенераторними установками нафтогазової промисловості [27]; експериментальні дослідження функціонування пристроїв для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенераторів [31]; стендові дослідження паливно-економічних характеристик дизельних двигунів за їхнього переведення на альтернативні газоподібні палива [35].

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювалися на: міжнародній науково-практичній конференції «Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці “ІФНТУНГ-40”» (м. Івано-Франківськ, 2007 р.); V-й міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазопромислового обладнання» (м. Івано-Франківськ, 2008 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи» (м. Івано-Франківськ, 2009 р.); VI-й міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення надійності машин» (м. Дніпропетровськ, 2011 р.); III-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на

транспорті (MINT-2011)» (м. Херсон, 2011 р.); VI-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2015)» (м. Херсон, 2015 р.); VII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT-2011)» (м. Херсон, 2015 р.); VII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2016)» (м. Херсон, 2016 р.); III-й міжнародній науково-технічній конференції «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering» (м. Kielce, 2019 р.); X-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» (м. Ізмаїл, 2019 р.); Всеукраїнській міжнародній науково-технічній конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем» (м. Рівне, 2019 р.); XI-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» (м. Херсон, 2020 р.); Всеукраїнській міжнародній науково-практичній конференції молодих учених і студентів «Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості» (м. Івано-Франківськ, 2020 р.); XI-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» (м. Запоріжжя, 2020 р.); II-й міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» (м. Вінниця, 2021 р.); міжнародній науково-практичній конференції «ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ» (м. Кам'янське, 2023 р.); на науковому семінарі кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2024 р.); на розширеному науковому семінарі Івано-Франківського національного

технічного університету нафти і газу за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування (м. Івано-Франківськ, 2024 р.)

Публікації. За темою дисертації опубліковано 35 друкованих праць, з них 12 наукових статей (1 – закордонна, 11 – у наукових фахових виданнях України), 5 патентів на корисну модель, 18 праць – у збірниках міжнародних та всеукраїнських конференцій. Вісім праць опубліковано одноосібно.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація викладена на 178 сторінках і складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури з 141 найменування на 17 аркушах та 12 додатків на 18 аркушах. Дисертація містить 39 рисунків та 31 таблицю.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ НА ПАЛИВО ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Загальна характеристика та класифікація нафтогазового технологічного транспорту

У даний час під нафтогазовим технологічним транспортом (НГТТ) розуміють транспортні засоби, на шасі яких встановлено спеціальне устаткування для виконання технологічних операцій, пов'язаних з експлуатацією нафтових і газових родовищ.

У становленні і розвитку нафтогазової промисловості можна виділити три основні етапи [111]. На першому етапі становлення нафтогазової промисловості нафта видобувалась з досить малих глибин (декілька десятків метрів), переважно фонтанним способом. Нафта відрізнялась, в основному, малою в'язкістю, відсутністю агресивних компонентів та води. На другому етапі видобуток нафти здійснювався з родовищ глибиною сотні метрів, виникли перші проблеми видобутку нафти після закінчення процесу фонтанування. Були розроблені технології підйому нафти насосним та газліфтним способами [57].

Третій етап видобутку характеризується багатократним збільшенням потреби у нафті та газі, значним ускладненням видобутку з глибин, які вимірюються кілометрами, складними кліматичними та геологічними умовами, великим вмістом у нафті агресивних сполук та води [27]. Тому для третього етапу була створена велика кількість технологій видобутку нафти і газу, що обумовило, відповідно, створення великої кількості різноманітного технологічного обладнання. Це обладнання є дуже дорогим, а більша

його частина використовується періодично, тому таке устаткування, переважно, робиться пересувним, на колісному, або гусеничному шасі. По кількості, складності, вартості та різноманітності мобільного технологічного обладнання нафтогазова галузь сьогодні у світі займає провідне місце.

У даний час в нафтогазовій промисловості експлуатуються сотні моделей різноманітного мобільного нафтогазового технологічного устаткування, яке встановлено на шасі автомобілів [57]. Усе це складає тисячі агрегатних установок, що приводяться в дію за допомогою двигунів внутрішнього згоряння, які працюють на дизельному паливі або бензині. Наприклад, тільки нафтогазовидобувне управління "Надвірнанафтогаз" експлуатує майже півтисячі одиниць нафтогазового технологічного транспорту.

Частина агрегатних установок мають привід від тягового двигуна автомобіля, наприклад, АЗІНМАШ-37А, УПТ-32, УПТ1-50, А-50У, КОРО1-80, УН1-100×200, УНЦ1-160×50К, УНЦ1-160×70К, АДПМ, ОТК4-65×21, ПС-0,5К, ПС-6,5М, АЗА-3, 2АОП, 2АУМ, МЗ-4310СК, АОЕ-01, 2АВР та інші [105]. Частина технологічних установок має змонтований на шасі автомобіля автономний стаціонарний двигун для приводу в дію тільки навісного обладнання, наприклад, УНІ-630х70А, УНБ1-160×63, УНБ1-400×400, УНБ-400-700, УНБ1Р-400, 1СМР-20, УСПР-63, ЛСГ2Р-16, СД-9/101М та інші, які в залежності від типу двигуна можуть працювати на дизельному паливі або, рідше, на бензині [104]. Невелика частка НГТТ працює також на газовому паливі (природному і скрапленому).

В загальному нафтогазовий технологічний транспорт класифікується на наступні групи [57]:

- пересувні установки для інтенсифікації видобутку нафти і газу. До них відносяться підгрупи обладнання: для теплової обробки пластів, для кислотної обробки пластів, мобільні установки для гідророзриву пласту, для нагнітання в пласт води і газу, для підготовки технологічних рідин і газів;

- мобільні установки для буріння і ремонту свердловин. До них відносяться підгрупи обладнання: мобільні установки для буріння, поточного та капітального ремонту свердловин, мобільні установки для промивання свердловин, мобільні установки для депарафінізації свердловин, мобільні установки для цементування свердловин;

- пересувні установки для транспортування нафтогазового обладнання та перевезення нафтопродуктів;

- мобільні установки для механізації робіт в нафтогазовій галузі;

- мобільні установки для будівництва, ремонту, експлуатації нафтогазопроводів;

- пересувні лабораторії для геофізичного дослідження свердловин.

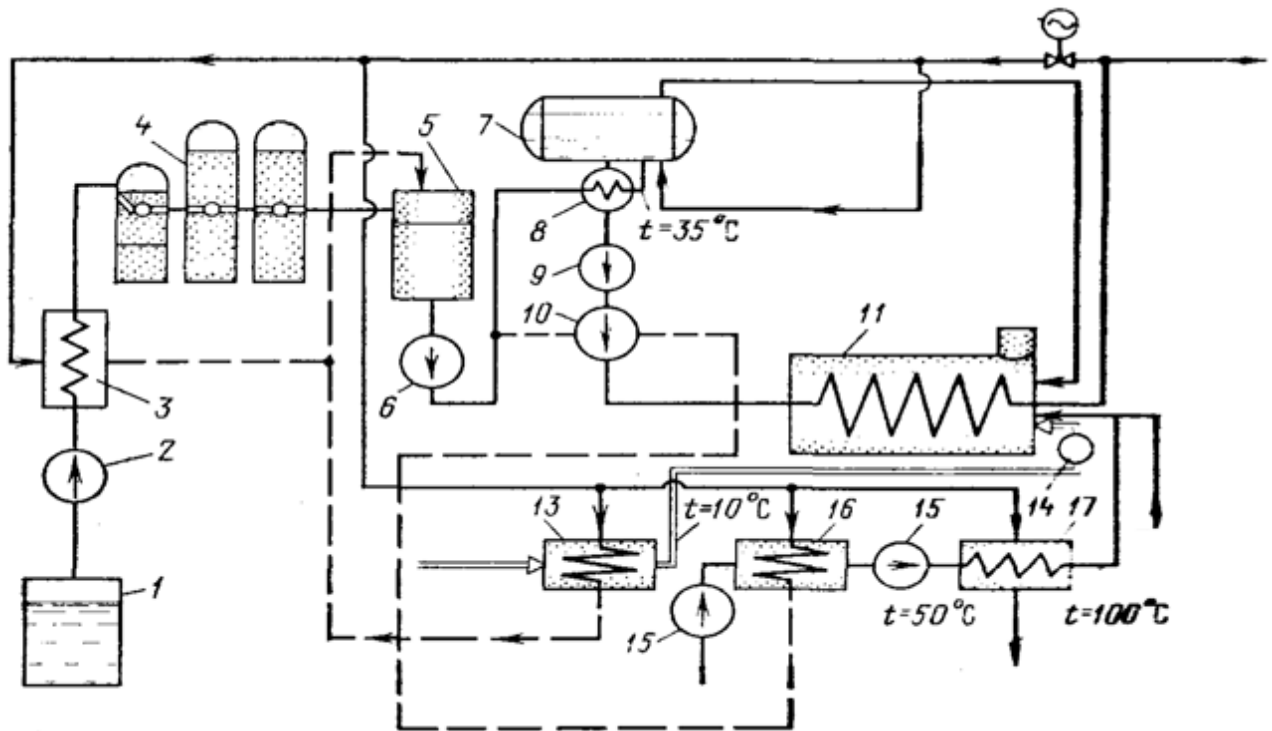
Основними проблемами нафтогазового технологічного транспорту є великі витрати пально-мастильних матеріалів та низькі енергоефективність технологічних установок [40, 54].

1.2 Призначення паропромислових пересувних установок НГТТ

Мобільні технологічні установки для теплового впливу на пласт одержали в Україні і світі широке поширення. Тепловий вплив на привибійну зону здійснюється, переважно, парою, а також гарячою водою, гарячою нафтою і підвісними електричними та вогневими нагрівачами [87]. Устаткування для підготовки і нагнітання в пласт пари складається з обладнання для підготовки води та обладнання для нагрівання води до стану пари і нагнітання теплоносія в свердловину (рис. 1.1). Пересувне самохідне обладнання для нагрівання води до стану пари і нагнітання теплоносія в свердловину є найбільшою групою серед установок для теплового впливу на пласт і має аббревіатуру ППУА – паропромислові пересувні установки на автомобільній базі [2].

Паропромислові пересувні установки на автомобільному шасі обладнані парогенераторним котлом, струменевим водяним і паливним насосами,

вентилятором подачі повітря в котел, власною цистерною для води об'ємом 5-6 м³, додатковими паливними баками, трансмісією, контрольно-вимірювальною апаратурою [8, 9]. Для захисту системи у випадку зупинки живильного струменевого насоса, його несправності і т.п. перед парогенератором і після нього передбачені запобіжні клапани.



1 – зовнішня цистерна для свіжої води; 2 – насос струменевий водяний; 3 – зовнішній водопідігрівач (встановлюється опціонально); 4 – блок водопідготовки (встановлюється опціонально); 5 – цистерна для зм'якшеної води; 6, 10 – насоси живлення; 7 – деаератор (встановлюється опціонально); 8 – охолоджувач; 9 – насос струменевий бустерний; 11 – парогенератор; 12 – дросельний клапан; 13 – підігрівач повітря (встановлюється опціонально); 14 – вентилятор; 15 – паливний насос; 16, 17 – підігрівачі палива

Рисунок 1.1 – Схема паропромислової установки

При роботі установки попередньо підігріта вода подається струменевим насосом у парогенератор, де перетворюється в пару необхідної температури та

тиску. Джерелом тепла є, переважно, дизельно-повітряна суміш, де паливо подається паливним насосом, а повітря – вентилятором наддування повітря.

Промислові пересувні парогенераторні установки монтуються на шасі автомобілів КрАЗ-250, КрАЗ-260, КрАЗ-255Б1А, КрАЗ-65101, КАМАЗ-4310, Урал-4320, Урал-5557, різноманітних шасі закордонного виробництва тощо [27]. Продуктивність автономних парових пересувних установок складає, в середньому, 1,2-1,6 метрів кубічних пари за годину, тиск пари – до 10 МПа, витрата палива, в середньому, 70-85 кг/год., температура – до 310 °С. Повна маса автономних парових пересувних установок складає 18-22 т [107, 108].

Обладнання установки розміщено на монтажній рамі та, частіше, закрито металевим кузовом, що запобігає корозії обладнання від атмосферних опадів і пилу. У деяких випадках, для жарких кліматичних районів, технологічне обладнання розміщено відкритим способом [88]. Управління роботою установки дистанційне з кабіни водія, в якій розташовані щит приладів, штурвали регулюючого парового вентиля і вентиля для регулювання кількості палива, що подається в топку парового котла, управління заслінкою вентилятора [52]. Експлуатація автономних парових пересувних установок вимагає строгого контролю жорсткості застосовуваної води, використання фільтрів, що знижують її твердість, а також профілактичного контролю товщини накипу і його періодичного видалення [10].

Розглянемо детальніше будову та функціонування пересувних парогенераторних установок на прикладі установки ППУА 1600/100М.

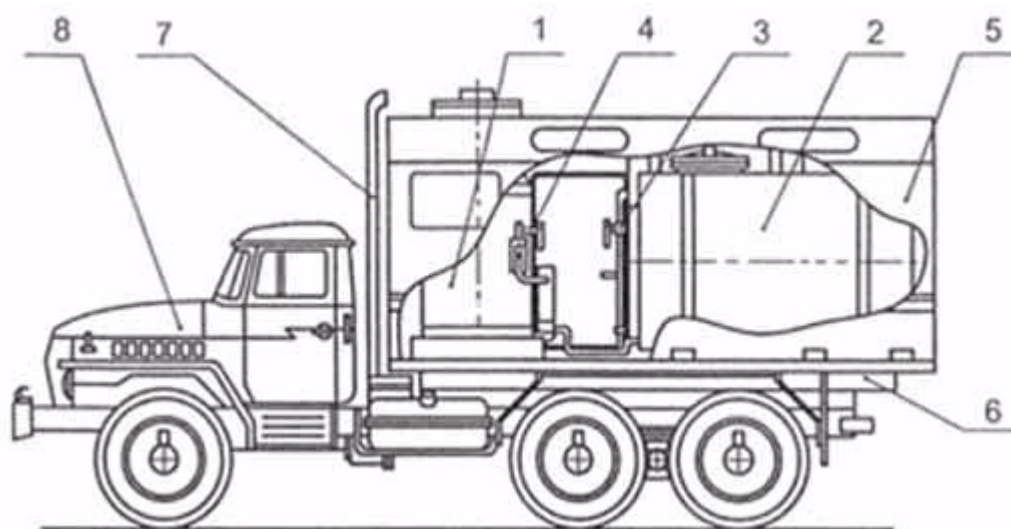
1.3 Аналіз особливостей будови та застосування паропромислових пересувних установок ППУА 1600/100М

1.3.1 Загальна характеристика пересувної парогенераторної установки ППУА 1600/100М

Зовнішній вигляд промислової пересувної парогенераторної установки ППУА 1600/100М на шасі КрАЗ-65101 наведено на рис. 1.2, будова – на рис. 1.3. Коротка технічна характеристика пересувної парогенераторної установки ППУА-1600/100М наведена в табл. 1.1 [108].



Рисунок 1.2 – Пересувна парогенераторна установка ППУА-1600/100М на шасі КрАЗ-65101



1 – паровий котел; 2 – цистерна для води; 3 – паливна система живлення котла;
4 – трубопровідна арматура; 5 – кузов; 6 – рама з кріпленнями; 7 – система вихлопу; 8 – двигун автомобіля

Рисунок 1.3 – Будова пересувна промислової парогенераторної установки
ППУА-1600/100 закритого типу [87]

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика ППУА-1600/100М [108]

Характеристика	Показники	
	режим I	*режим II
Нагрівне середовище	вода	вода
Продуктивність по пару, кг/год.	1600±10%	1600±10%
Тиск пари, МПа	9,8	0,78
Температура пари, °С	310	175
Жорсткість живильної води, мкг-екв/кг	10	10
Витрата палива котла, кг/год.	110	35
Паливо, що використовується для роботи установки	Дизельне	Дизельне
Тиск палива, МПа	1,47	0,59
Час, необхідний для отримання пари з моменту пуску установки, хв., не більше	20	20
Привід всіх механізмів установки	від тягового двигуна автомобіля	від тягового двигуна автомобіля
Управління установкою	із кабіни автомобіля	із кабіни автомобіля
Максимальна швидкість пересування установки з повною масою, км/год	50	50
Експлуатаційна частота обертання колінвала двигуна, хв ⁻¹ на шасі КрАЗ-260	1400-1440	1400-1440
Рівень звуку в кабіні водія під час роботи установки, ДБа, не більше	80	80

* Режим II тільки при багатофункціональному виконанні установки

Установка ППУА 1600/100М призначена для обробки нафтогазових свердловин, підземного і наземного обладнання насиченою паром високого тиску до 10 МПа в умовах холодного і помірного кліматичних районів. Установка представляє собою автономну котельню для вироблення пари в польових промислових умовах [2]. У передній частині монтажної рами розташовані паровий котел, вентилятор високого тиску, струменеві насоси для закачування живильної води і палива в котел; в задній частині-ємності для живильної води і палива.

1.3.2 Призначення і будова парогенераторного блоку

Парогенераторний блок (навісне обладнання) ППУА-1600/100М призначений для депарафінізації привибійної зони свердловин, трубопроводів, резервуарів, арматури та іншого нафтопромислового обладнання насиченою паром високого тиску (режим I), а також операції з обігріву, миття та інших робіт насиченою паром низького тиску (режим II) [108].

Підготовлена вода подається нагнітальним струменевим насосом в парогенераторний котел. Для згоряння палива вентилятором нагнітається повітря, а паливна система подає паливо. Камера згоряння має форму циліндра, в якій встановлено пальник, лопатковий завихрювач і форсунки. У залежності від типу палива форсунки можуть змінюватись. Розпилення рідкого дизельного палива здійснюється у форсунках під тиском 2 МПа, газу — під тиском 0,15 МПа [62]. Якщо, як паливо використовується сира нафта, то вона нагрівається до температур 50-60 °С.

Продукти згоряння, пройшовши топкову камеру, поступають у парогенератор, де віддають своє тепло воді, яка рухається по спіральних трубопроводах. Там вода нагрівається і переходить у стан пари [59]. На виході парогенераторного котла вмонтований запобіжний клапан. Пара проходить через вологомір, далі через відцентровий сепаратор, що відокремлює пару від

води, далі пара подається споживачу. Установа обладнана автоматикою безпеки, що оберігає змістовики котла від перепаду при підвищенні встановлених значень тиску і температури пари, зниженні рівня води в цистерні нижче допустимого, зниженні витрат живильної води.

Привід струменевих насосів парогенераторного котла установки здійснюється від тягового двигуна автомобіля через трансмісію. Привід установки включає в себе коробку відбору потужності, редуктор, карданний вал і клинопасову передачу. Коробка відбору потужності встановлена на коробці передач автомобіля. Управління коробкою відбору потужності здійснюється від пневмосистеми автомобіля. Карданний вал передає обертальний рух від коробки відбору потужності до редуктора [52].

Все обладнання установки ППУА змонтовано на монтажній рамі, яка являє собою зварену конструкцію з швелерів і кутників. Рама виготовляється з утепленням для запобігання замерзанню обладнання. До лонжеронів автомобіля рама кріпиться за допомогою драбин. До рами кріпляться сходи, які в транспортному положенні забираються і стопоряться. Обладнання установки закрито кузовом, що представляє збірну конструкцію з кутників, обшивки з сталевих і фанерних листів. Кузов, як і рама, виготовляється в утепленому варіанті [111]. У зазор між сталевими і фанерними листами обшивки укладаються теплоізоляційні плити або наноситься покриття типу «Ріпор».

Кузов захищає обладнання установки від впливу опадів, пилу і низьких температур. Кузов має двоє дверей, розташовані з обох сторін кузова; люк для обслуговування клапанів насоса ПТ-25; люк для виходу відпрацьованих газів парового котла [27].

Магістральні трубопроводи служать для приєднання установки до споживача. Комплект складається з труб з швидкознімними з'єднаннями. У транспортному положенні труби укладаються під монтажну раму і кріпляться обіймами. Для подачі пари споживачеві служить пропарювальний рукав, що входить в комплект і укладений з правого боку водяної цистерни [100].

1.3.3 Характеристика шасі

Промислова пересувна парогенераторна установка ППУА-1600/100М [100] монтується на шасі автомобілів КрАЗ, КАМАЗ, Урал, останнім часом на шасі автомобілів закордонного виробництва. Коротка технічна характеристика шасі автомобіля КрАЗ-65101, на базі якого встановлена пересувна парогенераторна установка ППУА-1600/100М, наведена в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Коротка технічна характеристика шасі КрАЗ-65101 [1]

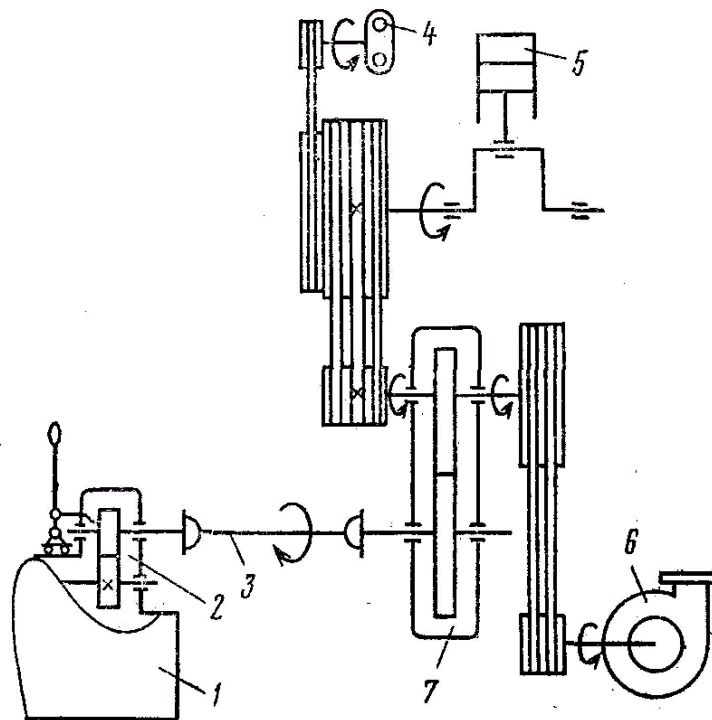
Назва параметра	Значення
Колісна формула	6x4
Повна маса авто, кг	26000
Вантажопідйомність, кг	16800
Маса спорядженого шасі, кг	9200
Максимальна швидкість, км/год	80
Двигун	дизель ЯМЗ-238М2
Потужність двигуна, кВт (к.с.)	220 (300)
Коробка передач	механічна
Кількість передач	5
Передавальне число ведучих мостів	8,21
Розмір шин	12.00R20 (320R-508)
Паливний бак	2x165
Витрата палива, л/100 км	36,0

1.3.4 Характеристика силового приводу

Модель двигуна установки ППУА 1600/100М на шасі КрАЗ-65101 [1] – ЯМЗ-238, дизельний, V-подібний, 8-циліндровий, робочим об'ємом 14,86 л та потужністю від 176 кВт (240 к.с.) до 220 кВт (300 к.с.) при 2100-2200 хв⁻¹. Паливний насос високого тиску – восьмисекційний, з паливопідкачуючим

насосом низького тиску, муфтою випередження упорскування палива й всережимним регулятором частоти обертання. Форсунки – закритого типу. Повітряний фільтр – сухої зі змінним фільтруючим елементом й індикатором засміченості. Двигун, переважно, обладнано передпусковим підігрівником ПЖД-44МБУ теплопродуктивністю 32000 кал/год.

Кінематична схема трансмісії установки ППУА-1600/100 зображена на рис. 1.4 [2]:



1 – роздавальна коробка; 2 – коробка відбору потужності; 3 – карданний вал; 4 – насос паливний ШФ-0.4-25Б; 5 – насос струменевий водяний ПТ-1-1,6/250; 6 – вентилятор Ц10-28; 7 – редуктор

Рисунок 1.4 – Кінематична схема трансмісії установки ППУА-1600/100

Зчеплення – дводискове, з периферійними пружинами, привод вимикання – механічний. Коробка передач – моделі ЯМЗ-236Н, 5-ти ступінчаста, передавальні числа: I-5,26; II-2,90; III-1,52; IV-1,00; V-0,66; ЗХ-5,48. Роздавальна коробка – двоступінчаста, з міжосьовим блокуючим диференціалом. Перемикання передач роздавальної коробки – механічне,

включення блокування диференціала – пневматичне, передаточні числа - вища передача – 1,23, нижча – 2,28 [1].

Є три карданних передачі: коробка передач - роздавальна коробка; роздавальна коробка - середній міст, роздавальна коробка - задній міст (два карданних вали із проміжною опорою). Головна передача провідних мостів – подвійна з конічними спіральними й циліндричними прямозубими шестірнями. Передавальне число – 8,21 [100].

1.4 Аналіз офіційних методів визначення індивідуальних норм витрати палива технологічним транспортом на галузевих підприємствах

Індивідуальні норми витрати палива на одиницю часу роботи (мотогодин) встановлюються для середніх умов експлуатації машини протягом робочої зміни, які враховуються нормативним коефіцієнтом [11].

Норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу насосної, компресорної, підйимально-транспортної та іншої технологічної техніки – це інтегральне значення, яке враховує як самостійне переміщення технологічних засобів, так і виконання ними робіт за призначенням [18].

На практиці використовуються індивідуальні норми витрат паливно-мастильних матеріалів технологічним транспортом. Індивідуальна норма – це норма витрат палива для даної конкретної моделі в л/100км пробігу та виконану технологічну роботу [60].

В рамках нормування витрат палива у ДК “Укргазвидобування”, ВАТ «Укрнафта» на пробіг і технологічну роботу НГТТ використовуються офіційно затвержені методи щодо визначення фактичного нормативного обсягу витрат палива на виконання конкретного обсягу робіт, на підставі яких розраховуються планові лінійні (індивідуальні) норми витрат палива і фактичні показники [42]. Індивідуальну норму витрати палива на одиницю робочого часу машини q , кг/мотогодин, визначають за формулою [66]:

$$q = q_e \cdot N_e \cdot k \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

де q_e – питома витрата палива при номінальній потужності двигуна, г/(кВт·год);
 N_e – номінальна потужність двигуна технологічної установки, кВт;
 k – інтегральний нормативний коефіцієнт; інтегральний нормативний коефіцієнт враховує середні умови експлуатації машин протягом робочої зміни.
 10^{-3} – перевідний коефіцієнт грамів в кілограми.

При виконанні технологічних операцій інтегральний нормативний коефіцієнт k у ДК “Укргазвидобування”, ВАТ «Укрнафта» визначається за формулою [42]:

$$k = k_{\partial\theta} \cdot k_{gN} \cdot k_{TN} \cdot k_{T3}, \quad (1.2)$$

де $k_{\partial\theta}$ – коефіцієнт використання двигуна по часу;

k_{gN} – коефіцієнт використання двигуна по потужності;

k_{TN} – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива в залежності від ступеня використання потужності двигуна;

k_{T3} – коефіцієнт, що враховує витрату палива на запуск і регулювання роботи двигуна, а також щозмінне технічне обслуговування машин на початку зміни; для ДК “Укргазвидобування”, ВАТ «Укрнафта» $k_{T3}=1,03$ для всіх видів технологічних установок.

Попри це відомо, що при виконанні технологічних операцій виконується певна робота, яка напряму пов’язана з продуктивністю агрегату чи установки, яка за один і той же час може мати різну продуктивність в залежності від виконуваних операцій і професійної майстерності операторів (машиністів). За день такі режими можуть змінюватися неодноразово.

Таким чином, в зв'язку з недосконалою методикою заміру витрат палива та специфікою обладнання використання усередненої норми витрат пального не дозволяє розраховувати витрати пального та встановити оптимальний запас пального в резервуарі для роботи агрегату чи установки.

Нормовану витрату палива на роботу машини Q_n (л), для розрахунку з машиністами визначають на основі встановлених індивідуальних норм і нормативних коефіцієнтів по формулі [62]:

$$Q_n = q \cdot T \cdot (1 + D_p) + 0,01 H_{\text{Л}} \cdot S \cdot (1 + D_n), \quad (1.3)$$

де q – індивідуальна норма витрати палива, л/мото-год.;

D_p, D_n – сумарні коректуючі поправки, що враховують додаткову витрату палива на роботу і пробіг технологічної установки;

T – час роботи технологічної установки, мотогодин;

$H_{\text{Л}}$ – лінійна норма витрати палива на 100 км пробігу для спеціалізованого транспортного засобу, л;

S – пробіг технологічної установки на базі автомобіля або спеціалізованого транспортного засобу, км.

Лінійна норма витрати палива на 100 км пробігу технологічної установки на базі спеціалізованого транспортного засобу [64]:

$$H_{\text{Л}} = H_S + b(G - G_0), \quad (1.4)$$

де H_S – лінійна норма витрати палива на 100 км пробігу базового автомобіля, або спеціалізованого транспортного засобу для розрахунків з машиністами, л/100 км;

b – нормативна витрата палива в літрах на 100 км пробігу, встановлена на кожну тону збільшення (зменшення) маси технологічної установки на базі

автомобіля або спеціалізованого засобу у порівнянні з масою базового автомобіля (для двигунів працюючих на бензині – 2 л; для двигунів працюючих на дизпаливі – 1,3 л);

G – загальна маса технологічної установки на базі автомобіля, або спеціалізованого транспортного засобу, т;

G_0 – маса базового автомобіля, т [69].

Із вищенаведеної формули нормованого розходу палива на роботу машини Q_n видно, що основна неточність обчислень з'являється при підрахунку індивідуальної норми витрати палива q . Суть неточності розрахунку індивідуальної норми витрати палива полягає у визначенні інтегрального нормативного коефіцієнта k , що враховує середні умови експлуатації машин протягом робочої зміни. Дані коефіцієнти, що використовуються в цій формулі є приблизними і мають найбільші похибки. Тому обчислена на основі цих коефіцієнтів індивідуальна норма витрати палива буде неточною і не може відобразити справжню витрату палива технологічної установки на одиницю робочого часу.

1.5 Аналіз інших методів визначення витрат палива на роботу нафтогазового технологічного транспорту та спецтехніки

В основу методу [68] покладена математична модель залежності витрати палива ДВЗ від затрат енергії на плановий об'єм робіт. Витрати палива двигуном внутрішнього згорання за час T на режимі середнього навантаження, що відповідає $K_n < 1$, розраховується по рівнянню, апроксимуючому навантажувальну характеристику

$$G_i = T_i \cdot N_{енн} \cdot q_{ені} \cdot \left[(1 - \eta_{мні}) (K_{ні} \cdot K_{фі})^2 + (2\eta_{мні} - 1)K_{ні} + (1 - \eta_{мні}) \right] \quad (1.5)$$

де T_i – час роботи ДВЗ протягом планового періоду, год;

N_{eni} – номінальна потужність ДВЗ, кВт;

q_{eni} – питома витрата палива при номінальній потужності, кг/кВт·год;

η_{mni} – механічний ККД ДВЗ, що характеризує тип двигуна та його конструктивні особливості;

K_{ni} – коефіцієнт навантаження, що представляє собою відношення середньої до номінальної потужностей ДВЗ;

K_{fi} – коефіцієнт форми графіка навантажень.

Автори [81] запропонували наступний метод розрахунків, де фінансові витрати (грн.) на електроенергію або паливо визначають:

- для технологічних установок з тепловим двигуном:

$$C_T = N \cdot \eta_I \cdot T \cdot C_{II} \cdot \varepsilon, \quad (1.6)$$

- для технологічних установок з електроприводом:

$$C_E = 0,736 \cdot N \cdot \eta_I \cdot T \cdot C_e \cdot \eta_0, \quad (1.7)$$

де N – потужність двигуна, кВт;

η_I – коефіцієнт використання двигуна по потужності;

T – час роботи машини протягом року, год.;

C_E – вартість 1кВт·год, грн.;

C_{II} – вартість 1кг палива, грн;

η_0 – коефіцієнт, що враховує втрати від електромережі для даної машини;

ε – витрата дизельного палива на одиницю потужності в 1кВт·год роботи механізму, кг.

Для більшості вантажопідійомних машин є затверджені середні норми витрати палива, встановлені на одну годину роботи і витрати на паливо, в основному, визначають виходячи із цих норм і їх вартості. В цьому випадку для

любої машини важливо визначити фактично відпрацьований час, що можливо виконати при наявності встановлених на машині лічильників мотогодин [73].

Ефективність використання палива за методом [84] по автотранспортному підприємству, технологічному управлінню, в цілому по міністерству планується (задається) у вигляді питомої норми (в кг/ткм), яку розраховують за формулою

$$Q_w = \frac{1000 \cdot Q_{\Pi}}{W}, \quad (1.8)$$

де Q_{Π} – плановий розхід палива, кг;

W – плановий об'єм транспортної роботи, т-км.

Питома витрата палива в г/т-км

$$Q_w = \frac{1000 \cdot Q_E \cdot \rho}{W}, \quad (1.9)$$

де Q_E – експлуатаційна витрата палива для вантажних автомобілів з самоскидним кузовом, л;

ρ - густина палива, кг/л.

$$W = L \cdot q \cdot \gamma_{\delta} \cdot \beta, \quad (1.10)$$

де L – відстань їздки з вантажем, км;

q – номінальна вантажопідйомність, т;

β – коефіцієнт використання пробігу;

γ_{δ} – динамічний коефіцієнт використання вантажопідйомності.

Питома витрата палива для вантажних автомобілів (крім автомобіля самоскида) визначається так [83]:

$$Q_W = 100 \cdot \rho \cdot \left(\frac{H_1}{q \cdot \gamma_\delta \cdot \beta} + H_2 \right) \quad (1.11)$$

Питома витрата палива в кг/т

$$Q_P = Q_W \cdot l_{ig}, \quad (1.12)$$

де l_{ig} – відстань їздки з вантажем, км.

Питома витрата палива для автомобілів самоскидів [31]

$$Q_W = \frac{10 \cdot \rho \cdot H_1}{q \cdot \gamma_\delta \cdot \beta}, \quad (1.13)$$

де H_1 – норма витрати палива на 100км пробігу, л/100км.

1.6 Використання водо-паливних сумішей як палива для ДВЗ

У даний час нафтогазова промисловість зустрічається з низкою проблем, які не тільки впливають на надійність роботи газогенераторного обладнання, а й призводять до перевитрати палива, зниження техніко-економічних показників, забруднення навколишнього природного середовища [63].

Постійне збільшення вартості палив та посилення вимог до екологічної безпеки палив викликали підвищений інтерес до водо-паливних емульсій (ВПЕ). Використання водо-паливних емульсій дозволяє підвищити приблизно на 5 % ККД паливних установок та зменшити шкідливі викиди продуктів

згоряння. Перевитрата палива через забруднення поверхонь нагріву в котлах сажею та коксовими частинками становить 30-35 % [74]. Ще одним важливим фактором, що характеризує ефективність використання водо-паливних емульсій, є підвищення довговічності топкового обладнання.

Роботи з використання водо-паливних емульсій розпочалися у 20-х роках минулого століття і продовжуються дотепер у багатьох країнах світу. Накопичено величезний досвід використання ВПЕ в двигунах внутрішнього згоряння різного призначення та котельних установках [133].

Експлуатаційні випробування ВПЕ у дизельних суднових двигунах проводились авторами [135]. Проведені випробування показали, що ВПЕ забезпечувало економію палива близько 4-5 % (зазвичай від 3 до 6 %, залежно від режиму роботи двигуна) при значному поліпшенні екологічних характеристик продуктів згоряння та зниженні нагароутворення. Зношування та надійність роботи основних систем і деталей дизеля знаходилися на тому ж рівні, як при його роботі без води.

Численними дослідженнями встановлено, що оптимальний розмір часток води у ВПЕ становить від 5 до 10 мікронів [139]. При збільшенні розмірів знижується стабільність ВПЕ при зменшенні ефективності. Кількість води у ВПЕ зазвичай не перевищує 20 %, що відповідає максимальному значенню економії палива. Потужність двигуна при 30 % і більше води у ВПЕ починає зменшуватись.

Механізм дії води на горіння палива вивчено досить детально [134]. Краплі води оптимального розміру починають кипіти раніше за паливо, викликаючи "мікробибух" краплі ВПЕ та покращуючи розпилення палива. В результаті при "мікробибуху" крапель ВПЕ важкі фракції добре розпорошуються і швидше згоряють, забезпечуючи швидке згоряння палива та стабільну роботу двигуна.

Крім того, вода є каталізатором горіння, особливо для вуглецю (сажі), що також підвищує повноту згоряння палива [132].

Пуск і зупинку дизельних двигунів при застосуванні ВПЕ, слід проводити на паливі без води [129].

Використання ВПЕ дозволяє підвищити коефіцієнт спалювання палива, заощадити паливо та зменшити шкідливі викиди сажі, NO та CO в атмосферу. Механізм цього ефекту пояснюється наступним. Паливо, надходячи в пальник, розпорошується форсункою. Якщо в такій краплі дизпалива знаходяться включення дрібніших крапельок води (з дисперсністю близько 1 мкм), то при нагріванні відбувається закипання таких крапельок з утворенням водяної пари [130]. В результаті:

- збільшується поверхня контакту палива з киснем;
- у високотемпературній зоні котла водяна крапля вибухає та відбувається вторинне диспергування палива;
- виникають осередки турбулентних пульсацій;
- збільшується кількість дрібних крапель палива, що призводить до вирівнювання температурного поля топки зі зменшенням локальних максимальних температур та збільшенням середньої температури у топці;
- суттєво знижується недозгорання палива при малому коефіцієнті надлишку повітря, що дозволяє зменшити тепловтрати з відпрацьованими газами.

Висновки і задачі досліджень

Отже, для вирішення поставленого науково-практичного завдання зменшення витрат палива пересувними парогенераторними установками нафтогазової галузі шляхом розроблення нових методів та випереджаючих технічних рішень необхідно розв'язати наступні завдання:

- на основі досліджених закономірностей перетворень енергії пара обґрунтувати та розробити новий метод розрахунку витрати палива для парогенераторних котлів паропромислових пересувних установок;

- здійснити теоретичні дослідження витрат палива привідними агрегатами паропромислових пересувних установок та запропонувати удосконалений метод та засоби визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами;

- на основі запропонованої удосконаленої системи подачі в котел та ДВЗ паро-дизельної суміші замість існуючої системи подачі дизельного палива провести математичне моделювання процесу згоряння паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок з метою встановлення аналітичних залежностей зміни теплоутворення від зміни конструктивних параметрів котлів;

- проаналізувати вплив накипу в котлах паропромислових пересувних установок на перевитрату палива ППУА з метою розроблення удосконаленого методу визначення моменту необхідності кислотної обробки котлів;

- провести промислові та стендові експериментальні дослідження зміни паливно-економічних характеристик паропромислових пересувних установок з метою встановлення взаємозв'язків між їхніми паливно-економічними та потужністними характеристиками та перевірки коректності теоретичних положень та математичного моделювання;

- запропонувати пристрої визначення моменту необхідності промивки котлів теплогенераторів та засоби зниження інтенсивності відкладення накипу на поверхнях змійовиків котлів ППУА.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА В ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВКАХ НГТТ

2.1 Розробка нового методу розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок

У парогенераторах прямотечійного типу паропромислових пересувних установок джерелом тепла є нижча теплота згоряння дизельного палива, яка витрачається на перетворення води у пару і нагрівання її до заданої температури за умов сталого абсолютного тиску [137]. Експлуатаційні спостереження і аналіз витрат палива при роботі парогенераторних установок показали, що в багатьох випадках дійсні витрати палива не співпадають з витратами з технічних характеристик парогенераторної установки. За нормативними даними для парогенераторних установок типу ППУА-1200/100 при тиску 10 МПа, температурі 310 °С та продуктивності по пару 1200 кг/год., витрата дизельного палива складає $V=83,2$ кг/год [107]. Для установки ППУА-1600/100 при тих же параметрах тиску і температури та продуктивності по пару 1600 кг/год., витрата дизельного палива складає $V=110$ кг/год.

Реально паропромислові установки часто використовуються для отримання вологої і сухої насиченої пари при абсолютних тисках, нижчих за 10 МПа, що вимагає меншої кількості теплоти, порівняно з перетворенням 1 кг води в перегріту пару. Організації, що експлуатують паропромислові установки, розрахунок витрат палива здійснюють за технічними характеристиками теплогенераторних установок при їх експлуатації на максимальних режимах ($P=10$ МПа, $t=310$ °С) [85].

У парогенераторі в процесі нагрівання утворюється двофазна система: в якій одна фаза – вода, друга фаза – пара. Пара має три стани: волога насичена

пара, суха насичена пара і перегріта пара. Вологу насичену пару отримують при незавершеному пароутворенні (кипінні) води і вона є сумішшю при температурі кипіння насиченої пари з дрібними краплинами води [99]. Суха насичена пара – пара, що за температури кипіння не містить крапель рідини. Перегріту пару отримують нагріванням сухої насиченої пари за умови сталого абсолютного тиску.

Стан вологої насиченої пари характеризується мірою сухості x . Міра сухості показує масову частку сухої насиченої пари у вологій насиченій парі [102]. Величину $(1-x)$ називають мірою вологості даної пари. Експлуатаційний досвід і теоретичні дослідження свідчать, що міра сухості пари суттєво впливає на витрату палива котлом ППУА, надійну і безаварійну роботу паро промислової установки тощо. Для запобігання інтенсивному відкладенню накипу в змійовиках котла, інструкцією з технічної експлуатації паропромислових установок і опублікованими науковими джерелами [97], рекомендується виробляти вологу насичену пару з мірою сухості до 80 % при жорсткості води не більше 10 мкг-екв/кг.

На практиці оператори (машиністи) паропромислових установок не дотримуються вказаних режимів і часто відпускають споживачам вологу насичену пару при нижчих значеннях міри сухості ($x < 80 \%$), а значить для отримання 1 кг такої пари буде витрачена менша кількість теплоти і, разом з тим, витрачено меншу кількість дизельного палива, порівняно з нормативною величиною.

Наведене підтверджується технічною інструкцією з експлуатації [100] із застереженням, що в установках типу ППУА відсутній прилад для визначення міри сухості пари. Тому в інструкції рекомендується керуватися наступним: температура пари не повинна перевищувати температуру насичення при заданому абсолютному тиску. Рекомендовані режими роботи наведені в табл. 1.1. Тому інструкція з технічної експлуатації установки ППУА-1200/100 [107] рекомендує керуватись наступним: подача палива в форсунку не повинна

перевищувати 83 кг/год., температура пари не повинна перевищувати температуру насичення пари при певному абсолютному значенні тиску, що наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Рекомендовані режими роботи парогенераторних установок [52]

Тиск пари абсолютний Р, МПа, (кгс/см ²)	Температура насичення, t _s , °С	Тиск пари абсолютний Р, МПа, (кгс/см ²)	Температура насичення, t _s , °С	Тиск пари абсолютний Р, МПа, (кгс/см ²)	Температура насичення, t _s , °С
1,0 (10)	179,04	4,5 (45)	256,23	8,0 (80)	293,62
1,5 (15)	197,36	5,0 (50)	262,70	8,5 (85)	297,86
2,0 (20)	211,38	5,5 (55)	268,69	9,0 (90)	301,92
2,5 (25)	222,90	6,0 (60)	274,29	9,5 (95)	305,80
3,0 (30)	232,76	6,5 (65)	279,54	10,0 (100)	309,53
3,5 (35)	242,50	7,0 (70)	284,48		
4,0 (40)	249,18	7,5 (75)	289,17		

Наприклад, при абсолютному тиску пари 5 МПа (50 кгс/см²) температура насичення пари буде рівна 262,7 °С. Наведені режими не зовсім коректні з фізичної точки зору, так як 5 МПа відповідає не 50 кгс/см², а 49,03 кгс/см². І згідно джерела [100] температура насичення пари для тиску 5 МПа рівна 263,92 °С, а для рекомендованих Р=10 МПа, t=310,96 °С, а не 309,53 °С, як зазначено в джерелі [52].

Враховуючи ті обставини, що згідно рекомендацій [52] паропромислові установки можуть виробляти пару від t=179,4 до 309,53 °С (див. табл. 2.1), то при проведенні не відповідальних робіт з підігріву, відігріву і пропарюванні різних об'єктів – експлуатація установок на максимальних режимах недоцільна. У цих випадках достатньо мати тиск пари в межах 3-5 МПа (30-50 кгс/см²). При

депарафінізації свердловин або в інших випадках паропромислові установки експлуатують на максимальному режимі роботи. Слід зауважити, що робота установки за тисків 3-5 МПа не дає економії палива, а навпаки витрата палива може буде більша на критичних (максимальних) режимах (дивись графіки залежності витрат палива від P і t , які нижче наведені).

Розглянемо теоретичну розрахункову питому витрату палива при роботі установок ППУА-1200/100 та ППУА-1600/100. Установкам ППУА-1200/100 та ППУА-1600/100 присвоїмо відповідно індекси I та II, які використаємо нижче для скороченого позначення установок. Для розрахунків візьмемо рекомендовані інструкцією з експлуатації режими [100, 107]. При обчисленнях використаємо термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском), використовуючи джерело [106].

Для отримання сухої насиченої пари з води при температурі $t_B < t_S$ за умови сталого абсолютного тиску (суха насичена пара має температуру насичення t_S) питома кількість теплоти складає [109]

$$q_{\text{сип}} = c_p \cdot (t_S - t_B) + r = c_p \cdot (t_S - t_B) + (i'' - i') = i'' - c_p \cdot t_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (2.1)$$

де c_p – питома масова ізобарна теплоємність води, кДж/(кгК); для подальших розрахунків згідно рекомендацій [8] приймаємо $c_p = 4,19$ кДж/(кгК);

t_B – температура живильної води, яка в практичних умовах коливається в певних межах, °С;

t_S – температура сухої насиченої пари, °С;

r – питома теплота пароутворення ($r = i'' - i'$), кДж/кг;

i'' – ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$i' = c_p \cdot t_S$ – ентальпія киплячої води, кДж/кг;

$i_B = c_p \cdot t_B$ – ентальпія живильної води, кДж/кг.

Для отримання 1 кг вологої насиченої пари з мірою сухості x з води, що має температуру $t_B < t_S$ [110], витрата питомої теплоти складе

$$q_x = c_p \cdot (t_S - t_B) + x \cdot r = i' \cdot (1 - x) + x \cdot i'' - i_B, \text{кДж/(кгК)}, \quad (2.2)$$

де x – міра сухості вологої насиченої пари (x змінюється від 0 до 1).

Підставивши в формулу (2.2) замість i_B значення $c_p \cdot t_B$, отримаємо кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання вологої насиченої пари

$$q_x = i''x + i' \cdot (1 - x) - c_p \cdot t_B, \text{кДж/кг}. \quad (2.3)$$

Як вже відмічалось, технічними інструкціями з експлуатації [100, 107] зазначено, що в установках типу ППУА відсутній прилад для визначення міри сухості пари, тому технічному персоналу рекомендується керуватися наступним: температура пари не повинна перевищувати температуру насичення при заданому абсолютному тиску. Режими роботи установок ППУА наведені в табл. 2.1. Аналізуючи рекомендовані режими (тиск і температуру) роботи парогенераторних установок [100, 107], можна зробити висновок, що вони певною мірою за значеннями проміжних величин різні (не співпадають), але всі ці проміжні значення відповідають загальновідомим термодинамічним властивостям води і водяної пари в стані насичення (за тиском) [102].

Розбіжність в рекомендованих режимах експлуатації паропромислових установок, а також їхні конструктивні відмінності, особливо за наявності установок закордонного виробництва, утруднює формування єдиних норм та виконання розрахунків витрат палива для виробленої пари. Відхилення режимів роботи установок від лінії насичення (тобто при невідповідності термодинамічних температур і тисків стану насичення) дає можливість

витрачати менше палива, але при цьому вироблена пара не відповідає необхідним фізичним властивостям. Для розв'язання згаданої проблеми, а також встановлення реальних витрат палива, нижче запропонована методика для визначення витрат палива та рекомендації з правильної експлуатації парогенераторних установок.

Для всіх споживачів та експлуатаційників норми витрат палива повинні бути єдині і обчислюватись на одинцю виробленої пари або годину роботи парогенераторної установки при сталих режимах (тиску P , температурі t і мірі сухості насиченої пари x). Розбіжність в нормативах витрат палива, які передбачені інструкціями з експлуатації і галузевими нормами, можуть спонукати експлуатаційників технологічних установок до зловживань з витратами палива. Іншою причиною зловживань може бути те, що на парогенераторних установках НГТТ відсутні вологоміри для визначення міри сухості насиченої пари, за якою визначають витрату палива при різних її значеннях, як це показано в роботі [54].

Реально парогенераторні установки часто використовують для отримання вологої і сухої насиченої пари при абсолютних тисках нижчих за 10 МПа (режим I) і 0,78 МПа (режим II), що вимагає меншої кількості теплоти порівняно з перетворенням 1 кг води в перегріту пару або киплячу воду. Слід зауважити, що установка [108] для режиму II конструктивно забезпечена окремою форсункою.

З метою отримання проміжних значень (не занесених в рекомендовані в табл. 2.1), на яких може працювати установка, використовуємо табличні значення термодинамічних властивостей води і водяної пари в стані насичення (по тиску) за джерелом [55] і будуємо графік залежності температури від тиску в діапазоні граничних значень, рекомендованих інструкціями з експлуатації установок [107-108]. Використовуючи ПЕОМ і програму "Excel" будуємо графік залежності температури від тиску. Для прикладу вибрана установка нового покоління ППУА-1600/100М, яка може працювати на двох режимах

[108]. Отримані графіки за допомогою програми “Excel” перетворюють в лінію тренда зображену на рис. 2.1.

Лінія тренда описується поліномом четвертого степеня з вірогідною апроксимацією не менше $R^2 = 1$ (режим I рис. 2.1а) і $R^2 = 1$ (режим II рис. 2.1б), що свідчить про високу точність і можливість використання отриманих рівнянь для розрахунку температури пари, яка повинна відповідати заданому тиску на лінії насичення. За отриманими рівняннями (або побудованими графіками) можна визначати необхідну температуру в котлі, якої при експлуатації установки мають дотримуватись оператори. У поліноміальній залежності замінивши x на p і y на t отримаємо наступне рівняння:

$$t_1 = -0,0132p_m^4 + 0,4069p_m^3 - 5,093p_m^2 + 39,231p_m + 153,81, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.4)$$

при $R^2 = 1$ (режим I);

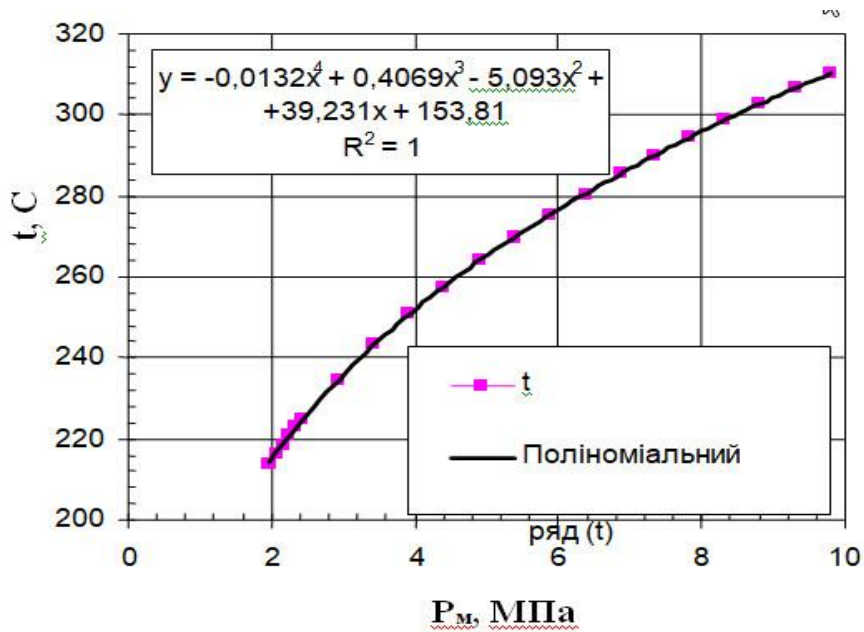
$$t_2 = -108,59p_m^4 + 282,83p_m^3 - 301,89p_m^2 + 207,43p_m + 101,92, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

при $R^2 = 1$ (режим II);

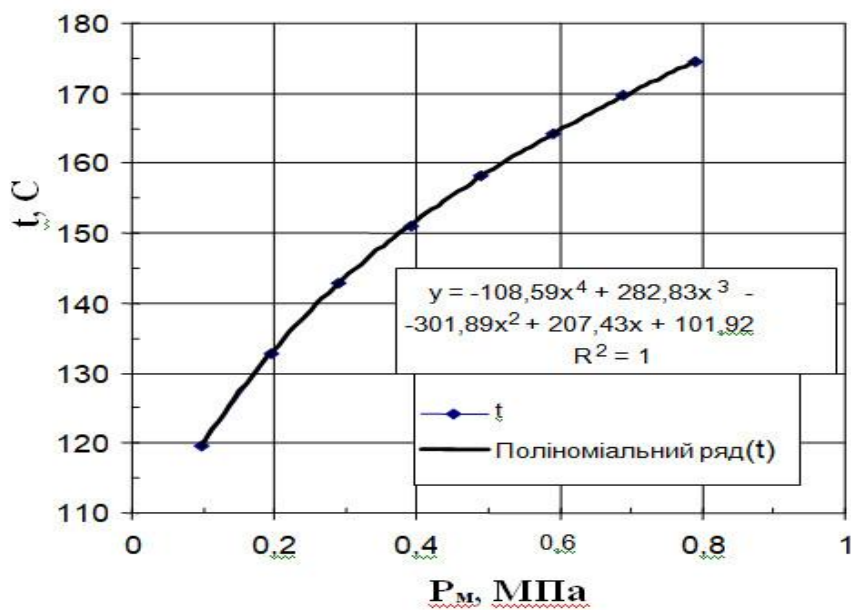
де t_1, t_2 – відповідно розрахункова температура ($^\circ\text{C}$) вологої насиченої пари на лінії насичення при сталому тиску P_m . Установці ППУА-1600/100М для режиму I ($P_m = 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t = 213,85 \dots 310,26$ $^\circ\text{C}$) і режиму II ($P_m = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ $^\circ\text{C}$) відповідно присвоєно індекси 1 і 2;

P – тиск вологої насиченої пари в котлі, МПа.

Для зручності і полегшення роботи операторів (машиністів) установок при роботі на проміжних режимах тисків і температур, які відсутні в таблицях, що наведені в інструкціях з експлуатації установок, можна оформити таблиці тисків і відповідних йому температур з малим кроком через 0,1 МПа, наприклад, від 0,1 до 9,8 МПа, скориставшись довідниковими даними термодинамічних таблиць [77]. Або з достатньо високою точністю температуру можна визначити при відповідному тиску за формулами (2.4-2.5).



а)



б)

а – режим I ($P_m = 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t = 213,85 \dots 310,26$ °С);

б – режим II ($P_m = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ °С).

Рисунок 2.1 – Залежність температури t водяної пари від тиску P_m за лінією насичення

Як вже було відмічено, на практиці оператори парогенераторних установок часто не дотримуються вказаних режимів і відпускають споживачам

вологу насичену пару при нижчих значеннях міри сухості та режимах, при яких температура пари в котлі не відповідає термодинамічному тиску лінії насичення. Тому для отримання 1 кг такої пари буде витрачена менша кількість теплоти і, разом з тим, витрачено меншу кількість палива, порівняно з нормативною величиною.

З метою спрощення методики розрахунків питомої витрати палива парогенераторними установками будь якого типу через параметри, що реєструються приладами тиску і температури, використаємо термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском) [99]. Для цього розглянемо теоретичну розрахункову питому витрату палива при роботі установок на режимах рекомендованих в роботі [108].

Для отримання сухої насиченої пари з води при температурі $t_B < t_S$ за умови сталого абсолютного тиску (суха насичена пара має температуру насичення t_S) питома кількість теплоти складає [103]

$$q_{сипп} = c_p \cdot (t_S - t_B) + r = c_p \cdot (t_S - t_B) + (i'' - i') = i'' - c_p \cdot t_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (2.6)$$

де c_p – питома масова ізобарна теплоємність води, кДж/(кгК); для подальших розрахунків згідно рекомендацій [103] приймаємо $c_p = 4,19$ кДж/(кгК);

t_B – температура живильної води, яка в практичних умовах коливається в певних межах, °С. Для подальших розрахунків приймаємо $t_B = 12$ °С;

t_S – температура сухої насиченої пари, °С;

r – питома теплота пароутворення ($r = i'' - i'$), кДж/кг;

i'' – ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$i' = c_p \cdot t_S$ – ентальпія киплячої води, кДж/кг;

$i_B = c_p \cdot t_B$ – ентальпія живильної води, кДж/кг.

Для отримання 1 кг вологої насиченої пари з мірою сухості x з води, що має температуру $t_B < t_S$, витрата питомої теплоти складе [102]

$$q_x = c_p \cdot (t_S - t_B) + x \cdot r = i' \cdot (1 - x) + x \cdot i'' - i_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (2.7)$$

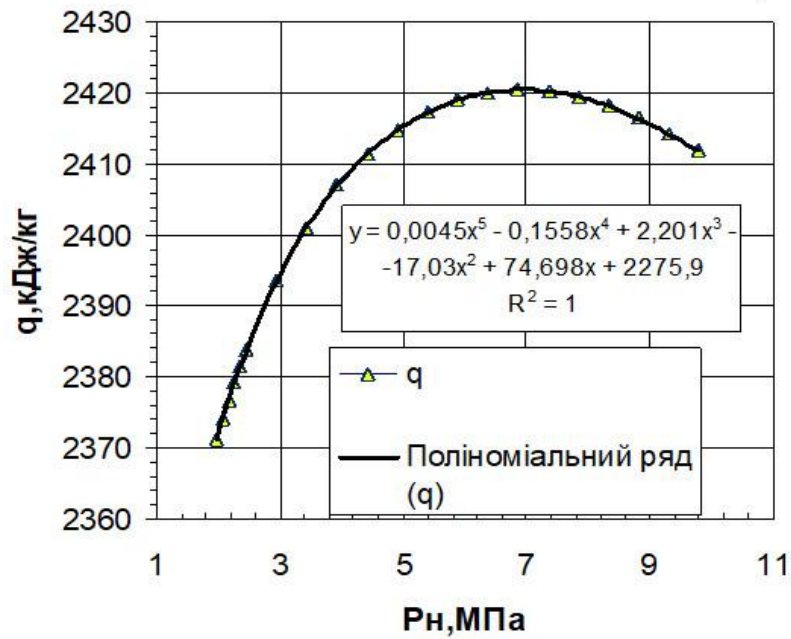
де x - міра сухості вологої насиченої пари (може змінюватися від 0 до 1).

Підставивши в формулу (2.7) замість i_B значення $c_p \cdot t_B$, отримаємо кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання 1 кг вологої насиченої пари

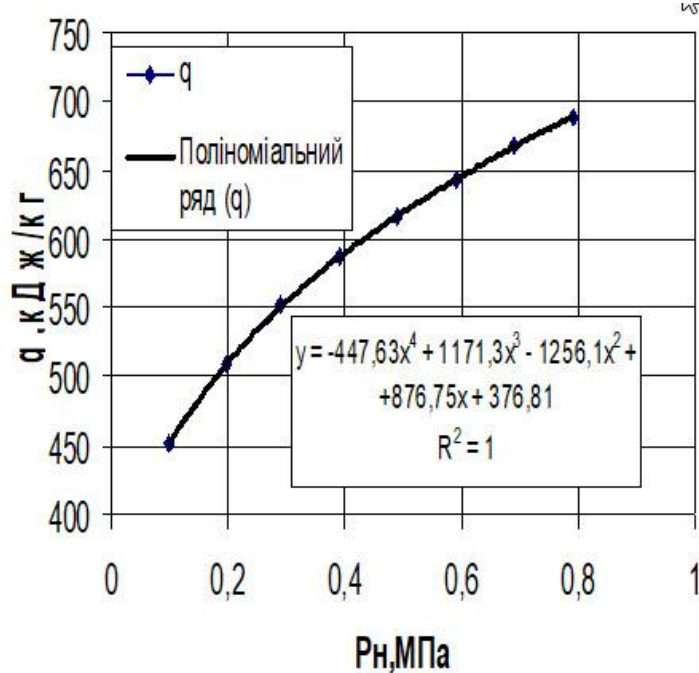
$$q_x = i''x + i' \cdot (1 - x) - c_p \cdot t_B, \text{ кДж/кг}. \quad (2.8)$$

Кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання 1 кг вологої насиченої пари, з метою спрощення механізму розрахунків і зручності використання методики визначення витрат палива парогенераторними установками за умови сталого абсолютного тиску і відповідних йому температур, які фіксуються приладами установок, можна отримати за допомогою графічно-аналітичних методів обробки значень термодинамічних таблиць [106], в графіки і емпіричні формули за допомогою ПЕОМ, використавши програму “Excel”.

В якості прикладу візьмемо установку ППУА-1600/100М нового покоління з двома режимами [108]. За обчисленими значеннями кількості підведеної питомої теплоти до води, для отримання 1 кг вологої насиченої пари при різних тисках, будемо графік витрат теплоти в залежності від тиску вологої насиченої пари в межах граничних значень, рекомендованих інструкціями з експлуатації установок [52]. Отримані графіки за допомогою програми “Excel” перетворюють в лінію тренда, яка описується поліноміальною залежністю, зображеною на рис. 2.2.



а)



б)

а – режим I ($P_m = 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t = 213,85 \dots 310,26$ °С, $x=0,8$);

б – режим II ($P_m = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ °С, $x=0$).

Рисунок 2.2 – Залежність кількості підведеної теплоти q до води в залежності від тиску P_m вологої насиченої пари

Наведені на рис. 2.2 залежності можна записати наступним чином замінивши x на P і y на q_x

$$q_x^1 = 0,0045P_M^5 - 0,1558P_M^4 + 2,201P_M^3 - 17,03P_M^2 + 74,698P_M + 2275,9, \text{ кДж/кг}, \quad (2.9)$$

при $R^2=1$;

$$q_x^2 = -447,63P_M^4 + 1171,3P_M^3 - 1256,1P_M^2 + 876,75P_M + 376,81, \text{ кДж/кг}, \quad (2.10)$$

при $R^2 = 1$;

де q_x^1, q_x^2 – кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання 1 кг вологої насиченої пари, відповідно для режиму 1 і 2, кДж/кг;

P_M – тиск пароводяної суміші в котлі за показами манометра, МПа.

Наведені формули мають місце для тисків, яким відповідає температура лінії насичення пари (тобто для температур вказаних в таблицях [99] і, які співпадають з джерелом [108]). Слід зауважити, що дана методика може бути використана і для інших термодинамічних розрахунків пароводяних процесів.

Знаючи нижчу теплоту згоряння будь якого палива, за його робочою масою і кількістю підведеної питомої теплоти до води (кДж/кг), для отримання 1 кг вологої насиченої пари можна знайти масову теоретичну витрату (частку) палива (кг палива / кг пари) за формулою [102]:

режим I, $x = 0,8$,

$$q_m^1 = \frac{q_x^1}{Q_H^P} = (0,0045p_M^5 - 0,1558p_M^4 + 2,201p_M^3 - 17,03p_M^2 + 74,698p_M + 2275,9) / Q_H^P, \quad (2.11)$$

режим II, $x = 0$,

$$q_m^2 = \frac{q_x^2}{Q_H^P} = (-447,63p_M^4 + 1171,3p_M^3 - 1256,1p_M^2 + 876,75p_M + 376,81) / Q_H^P, \quad (2.12)$$

де q_m^1, q_m^2 – питома масова теоретична витрата (частка) палива на отримання 1 кг вологої насиченої пари відповідно для режиму 1 і 2, кДж/кг;

Q_H^p – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг. Для дизельного палива згідно [66]

$$Q_H^p = 42654 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді масова питома теоретична витрата палива за годину роботи установки (кг/год.) буде складати

$$B = \frac{q_m \cdot D}{\eta_{бр}}, \quad (2.13)$$

де D – продуктивність парогенераторної установки, кг/год. Як вже зазначалось, згідно технічної характеристики продуктивність установки ППУА-1200/100 – 1200 кг/год [107], ППУА-1600/100 – 1600 кг/год [100];

$\eta_{бр}$ – ККД бруто парогенераторної установки. Відповідно коефіцієнт корисної дії бруто, визначений в роботі [101] за параметрами ($P=10$ МПа, $t=310$ °С, $x = 0,8$ і $t_g=12$ °С) для установок ППУА-1200/100 складає $\eta_{бр} = 0,817$ і ППУА-1600/100 $\eta_{бр} = 0,824$.

Узагальнивши вищенаведене представимо формулу для визначення витрат палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок

$$B = \frac{q_x \cdot D}{Q_H^p \cdot \eta_{бр}}, \text{ кг/Год.} \quad (2.14)$$

З метою спрощення розрахунків витрат палива організаціями експлуатуючими парогенераторні установки і створення єдиної методики для їх визначення, а також усунення розбіжності в нормах витрат палива, використаємо вищенаведене і представимо залежність для визначення витрат

палива в залежності від вихідних параметрів пари, а саме від тиску, якому відповідає температура на лінії насичення при мірі сухості пари $x = 0,8$ і $x = 0$.

2.2 Вплив накипу на витрату палива паропромислових пересувних установок

Економіко-енергетичні зміни, що відбулись в промисловості та транспорті України [38], суттєво загострили проблему економії паливно-мастильних матеріалів при виконанні технологічних процесів агрегатними установками нафтогазового технологічного транспорту.

В умовах ринкової економіки актуальним є питання енергозаощадження та ресурсозбереження, які мають безпосередній вплив на собівартість виробленої підприємствами галузі продукції, зокрема видобутих нафти і газу [63]. До води, яка використовується для вироблення і закачування в пласт пари, ставляться більш підвищені вимоги, ніж до води, яка використовується у звичайних промислових котельнях [14]. Пояснюється це тим, що в прямоточних парових установках, якими є парогенератори паропромислових пересувних установок, в результаті випаровування різко збільшується концентрація розчинених в воді солей [58].

При виробленні пари з ступенем сухості 0,7 концентрація розчинених в залишковій воді солей збільшується в 3,5 рази. При ступені сухості пари 0,8 концентрація розчинених солей в залишковій воді зростає в 5 разів, а при ступені сухості виробленої пари 0,9 збільшується в 10 раз [99]. Якщо вміст солей в воді перевищує межу їх розчинення (а розчинність солей при високих тисках значно знижується), то на внутрішніх поверхнях нагріву парової установки буде інтенсивно відкладатись накип.

Для усунення накипу в промислових котельнях проводять продувку солевмісної води, але її конструктивно неможливо виконати в парогенераторах [98]. Тому вода, яка представляє собою концентрований розчин солей, разом з

парою закачується в оброблюваний пласт і погіршує його пористість і проникливість, що негативно впливає на результати паротеплової обробки. В зв'язку з наведеним, з метою запобігання відкладання накипу на поверхнях, нагріву і виносу солей в свердловину, необхідно відділяти солі із живильної води парової установки [102].

Згідно існуючих норм, загальна жорсткість живильної води для парогенераторів, які виробляють пару з тиском 3-10 МПа, не повинна перевищувати середньомісячної норми 0,01 – 0,005 мг-екв/л, а вміст кисню в цій воді не повинен бути вищим 0,01 – 0,015 мг/кг [98].

В процесі роботи паропромислових установок мають місце випадки порушення правил інструкцій з технічної експлуатації. Не завжди у виробничих умовах контролюється якість живильної води, що подається до парогенератора. Зустрічаються й інші порушення, наприклад, перегрів котла. Належно не підготовлена вода зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності та, як наслідок, високого термічного опору стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії котла та перевитрат палива на отримання необхідної кількості пари, в порівнянні з нормативними даними, які регламентовані інструкціями з технічної експлуатації установок [52].

При роботі парового котла на воді з твердістю більше 0,01 мг-екв/л на внутрішніх стінках змійовиків осідає накип. В місцях відкладання накипу зменшується теплопровідність металу труб, стінки змійовика перегріваються, проходить перепал і розрив змійовика. Чим гірша якість живильної води, тим інтенсивніше відкладається накип. Інструкціями з технічної експлуатації установок [88, 100] робота парового котла на непідготовленій живильній воді не допускається.

В процесі перетворення води в пару, солі концентруються в залишеній частині води. Коли вся вода переходить в стадію пароводяної суміші і вологої насиченої пари, солі концентруються в крапельках води, які знаходяться в завислому стані в парі. Частина крапель, попадаючи на гарячі стінки змійовика,

перетворюються в пару, а солі залишаються на стінках в виді накипу і шлаку [97].

Якщо брати до уваги те, що при тривалій вимушеній експлуатації парового котла на непідготовленій воді, на внутрішніх стінках утворюється накип, то необхідно враховувати поправки, після такого періоду експлуатації, на збільшення витрат палива через зниження коефіцієнту теплопередачі від котельних газів до води або пари і зростання витрат палива через зниження ККД [85].

Виходячи із наведеного вище, доцільно встановити залежність між товщиною накипу на стінках змійовика парового котла та годинною витратою палива паропромислових установок. При наявності графічного виразу вказаної формули є можливим знайти оптимальний, з економічної точки зору, момент часу для проведення кислотної обробки змійовика з метою усунення накипу.

Теплову потужність котла пересувної парогенераторної установки можна виразити рівнянням теплопередачі через стінки змійовика [26]

$$Q_1 = k_1 \Delta t F, \quad (2.15)$$

де k_1 – коефіцієнт теплопередачі стінки змійовика без накипу, Вт/(м²К);

Δt – температурний напір, К;

F – площа поверхні теплопередачі, м².

Тоді теплова потужність котла при наявності накипу на стінках змійовика

$$Q_2 = k_2 \Delta t F, \quad (2.16)$$

де k_2 – коефіцієнт теплопередачі стінки змійовика котла ППУ (двошарової циліндричної стінки «накип – металева стінка змійовика»), Вт/(м²К).

Знайдемо відношення теплових потоків через стінку змійовика при наявності накипу та за відсутності останнього Q_2/Q_1

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{k_2}{k_1}. \quad (2.17)$$

Теплову потужність котла ППУА виразимо через годинну витрату палива даного теплогенератора [101]

$$Q_2 = q_n \cdot B \cdot \eta, \quad (2.18)$$

де q_n – питома нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг;

B – годинна витрата палива котла ППУА, кг/год.;

η – ККД бруто котла ППУ.

Запишемо вирази для визначення теплової потужності котла ППУ через його годинну витрату палива для наступних умов:

якщо накип на стінках змійовика відсутній -

$$Q_1 = q_n \cdot B_1 \cdot \eta, \quad (2.19)$$

де B_1 – годинна витрата палива котлом ППУА при відсутності накипу на стінках змійовика, кг/год.

якщо є накип на стінках змійовика котла -

$$Q_2 = q_n \cdot B_2 \cdot \eta, \quad (2.20)$$

де B_2 – годинна витрата палива котлом ППУ при наявності накипу на стінках змійовика котла, кг/год.

Тоді відношення Q_2/Q_1 записати наступним чином:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{B_2}{B_1}. \quad (2.21)$$

Прирівняємо вирази (2.17) і (2.21)

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{k_2}{k_1}. \quad (2.22)$$

Витрату палива ППУА при наявності накипу на стінках змійовика котла знайдемо із виразу

$$B_2 = B_1 \cdot \frac{k_2}{k_1}. \quad (2.23)$$

Формула (2.23) дозволяє отримати графічну залежність витрати палива від товщини накипу на стінках змійовика котла ППУА.

Коефіцієнт теплопровідності для стінки змійовика котла визначимо як для одношарової циліндричної стінки [26]

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_2} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}, \quad (2.24)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого середовища до стінки змійовика, Вт/(м²К);

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодного середовища, Вт/(м²К);

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К);

d_2 – внутрішній діаметр стінки змійовика (рис. 2.3), м;

d_3 – зовнішній діаметр стінки змійовика (рис. 2.3), м.

Коефіцієнт теплопровідності стінки змійовика котла при наявності накипу визначимо як для двошарової циліндричної стінки [26]

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}. \quad (2.25)$$

де d_1 – внутрішній діаметр стінки змійовика з накипом (рис. 2.3), м;

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності накипу, Вт/(м·К).

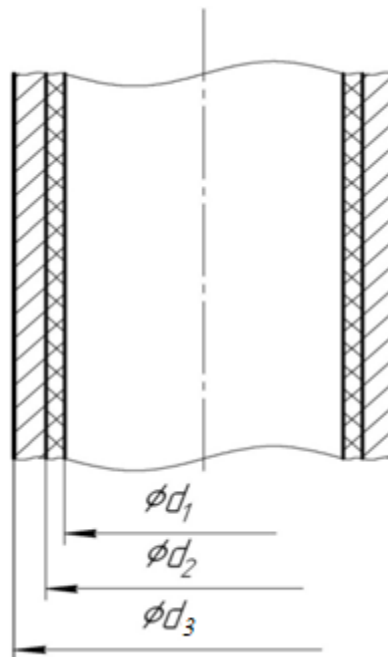


Рисунок 2.3 – Схема циліндричної стінки змійовика котла з накипом

Підставивши вирази (2.24) і (2.25) у формулу (2.23) можемо побудувати графік залежності витрати палива від товщини накипу, яку визначимо з виразу:

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}. \quad (2.26)$$

Застосуємо отримані залежності для визначення зміни витрати палива в залежності від товщини накипу на стінках змійовика, взявши за приклад

пересувну парогенераторну установку ППУА-1600/100, для якої згідно [6] нормативна годинна витрата пального складає 110 кг/год. Для проведення розрахунків та побудови графіків використаємо математичний програмне забезпечення Mathcad.

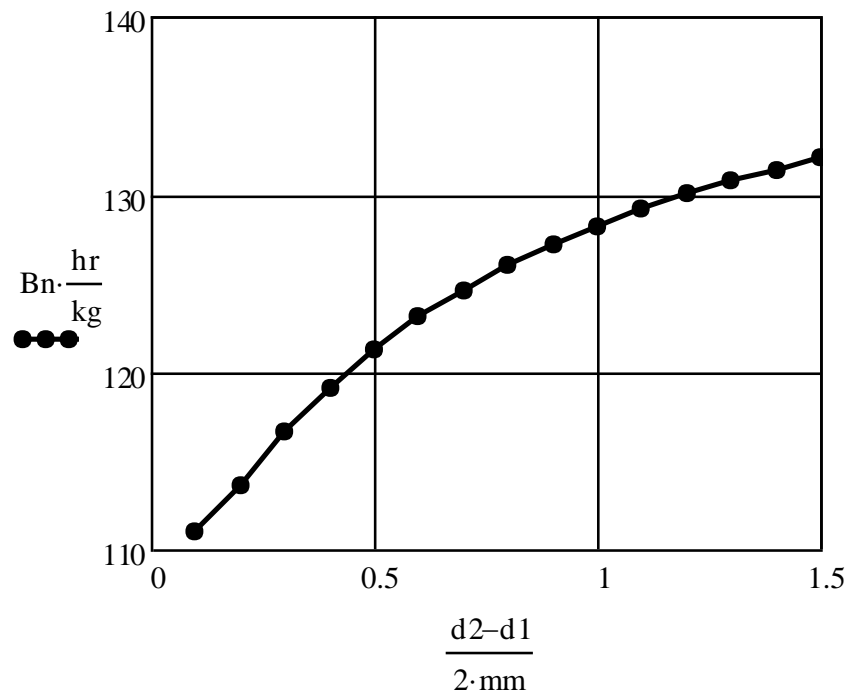


Рисунок 2.4 – Графік залежності витрати палива ППУА-1600/100 від товщини накипу на стінках змішувача котла

З графіка, приведенного на рис. 2.4 можна зробити висновок, що витрата палива ППУА змінюється не лінійно, а за залежністю, яка близька до логарифмічної.

Результати виконаних розрахунків є наступними: зростання товщини накипу від 0 до 0,5 мм веде до збільшення витрати палива парогенератором ППУА-1600/100 на 10,2 %; збільшення товщини накипу від 0,5 до 1 мм додатково збільшує витрату палива ще на 6,5 %; при зміні товщини накипу від 1 до 1,5 мм витрата палива збільшується ще на 3,7 %. Тобто, зміна товщини накипу від 0 до 1,5 мм збільшує витрату палива на 20,4 %, що для

розглядуваної ППУА-1600/100 еквівалентне збільшенню годинної витрати палива на 22,4 кг/год.

2.3 Теоретичні дослідження витрати палива привідними агрегатами паропромислових пересувних установок за виконану роботу

Згідно документу "Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті" [83], норма витрат палива на роботу спеціального обладнання, встановленого на автомобілях ($H_{об}$), які виконують спеціальні роботи під час стоянки (автокрани, компресорні, бурильні установки тощо) і встановлюються в літрах на годину роботи обладнання або в літрах на одну технологічну операцій.

Якщо для роботи спеціального обладнання, встановленого на автомобілі норми витрат палива відсутні, тоді розробляють тимчасові норми, або застосовуються технологічні норми, наведені в документації заводу-виробника обладнання. Або визначають відповідні показники з використанням технічних характеристик, наведених в документації на спецобладнання. Діючою нормативно-правовою документацією [84] передбачено: якщо в технічній документації заводу-виробника спеціального обладнання відсутні норми або технічні дані, необхідні для їх розрахунку, комісією проводяться контрольні заміри витрати палива. За результатами розгляду оформляється акт.

Тимчасова норма витрати палива набуває чинності після її реєстрації та затвердження наказом керівника підприємства і погодження з вищестоящою організацією. Методика розрахунків нормативних витрат палива для спеціальних автомобілів наведена в [36, 60]. Нормативні витрати палива (л) для спецавтомобілів, які виконують технологічні роботи під час стоянки на об'єктах, визначають за формулою:

$$Q_n = 0,01 \cdot H_s^c \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_c), \quad (2.27)$$

де H_s^c – базова лінійна норма витрати палива на пробіг спеціального автомобіля, л/100 км ($\text{м}^3/100 \text{ км}$);

S – пробіг автомобіля км;

ΣK – сумарний коригуючий коефіцієнт до лінійної норми, %;

$H_{об}$ – норма витрати палива на роботу спеціального обладнання, л/год. Або літрів на виконану технологічну операцію (наприклад, заповнення цистерни);

$T_{об}$ – час роботи обладнання, години або кількість виконаних операцій;

ΣK_c – сумарний коригуючий коефіцієнт до норми на роботу спеціального обладнання, %.

При відсутності в нормативних документах для певної моделі спецавтомобіля базової лінійної норми витрати палива, визначають тимчасову лінійну норму витрат палива л/100км ($\text{м}^3/100\text{км}$) за формулою [62]:

$$H_S^T = H_S + \Delta G_{cn} \cdot H_g, \quad (2.28)$$

де H_S – лінійна норма для базового автомобіля, л/100км ($\text{м}^3/100\text{км}$);

ΔG_{cn} – різниця споряджених мас базового спецавтомобіля і автомобіля, т;

H_g – норма на одну тону спорядженої маси л/100т.км ($\text{м}^3/100\text{т.км}$). Вказана норма відноситься до виконаної транспортної роботи (т·км).

Отже, тимчасові норми витрат палива, л (м^3), для роботи спецавтомобілів, для яких відсутні нормативні дані в документації можна визначити за формулою:

$$Q_H^T = 0.01 \cdot (H_S + \Delta G_{cn} \cdot H_g) \cdot S \cdot (1 + 0.01 \cdot \Sigma K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0.01 \cdot \Sigma K_c), \quad (2.29)$$

В наведеній формулі найбільш суттєвою складовою є ($H_{об}$) – норма витрат палива за годину роботи спецобладнання, л/год. Аналіз таблиць [60] з

нормативними витратами палива для обладнання, встановленого на спецтехніці, яка виконує спеціальні (технологічні) роботи під час стоянки, свідчить про те, що норми витрат встановлені тільки для спецтехніки, обладнаної цистернами або самонавантажувачами для перевезення контейнерів. Норма витрат на роботу (завантаження або розвантаження) встановлюється в літрах на 1 цистерну або на один комплект контейнерів. В основу розрахунку нормативних витрат палива при виконанні транспортної роботи автомобільним транспортом загального призначення покладено розрахунок витраченого палива (л) на виконану транспортну роботу (т·км) з врахуванням пробігу і ваги причепа.

Норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу технологічної, будівельно-дорожньої, підйомно-транспортної і тракторної техніки – це інтегральне значення, яке враховує як самостійне переміщення технічних засобів, так і виконання робіт за призначенням [12].

Практично на підприємствах НГТТ використовуються індивідуальні норми витрат паливно-мастильних матеріалів. Індивідуальна норма – це норма витрат палива для даної марки в л/100км пробігу (лінійна норма).

В рамках нормування витрат палива на роботу технологічних автотранспортних засобів філії ДК “Укргазвидобування” використовують лінійні (індивідуальні) норми витрат палива та офіційно затверджені методи щодо визначення фактичного нормативного обсягу витрат палива на виконання конкретного обсягу робіт, на підставі яких розраховуються планові і фактичні показники.

Розрахунок індивідуальних норм витрат пального на одиницю робочого часу машини виконувався за наступною формулою [8]:

$$q = q_e \cdot N_e \cdot k \cdot 10^{-3}, \frac{\text{кг}}{\text{мото-год}} \quad (2.30)$$

де q – індивідуальна норма витрат палива, кг/(мото-год);

q_e – питома витрата пального при номінальній потужності двигуна, г/(кВт·год);

N_e – номінальна потужність двигуна машини, кВт;

k – інтегральний нормативний коефіцієнт, що враховує середні умови експлуатації машини протягом робочої зміни.

Інтегральний нормативний коефіцієнт (k), що враховує середні умови експлуатації машин протягом робочої зміни при розрахунку індивідуальних норм. Значення його визначимо за формулою [11]

$$k = k_{\text{об}} \cdot k_{gN} \cdot k_{TN} \cdot k_{TЗ}, \quad (2.31)$$

де $k_{\text{об}}$ - коефіцієнт використання двигуна по часу;

k_{gN} - коефіцієнт використання двигуна по потужності;

k_{TN} - коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива в залежності від ступеня використання двигуна по потужності;

$k_{TЗ}$ - коефіцієнт, що враховує витрату палива на запуск і регулювання роботи двигуна, а також щозмінне технічне обслуговування машин на початку зміни $k_{TЗ}=1,03$ для всіх видів машин.

При виконанні технологічних операцій НГТТ виконується певна робота, яка напряму пов'язана з продуктивністю агрегату чи установки. ППУА за один і той же час може мати різну продуктивність в залежності від заданих параметрів і професійної майстерності операторів (машиністів). За день такі режими можуть змінюватися неодноразово.

Таким чином, в зв'язку з недосконалою методикою заміру витрат палива та специфікою обладнання використання усередненої норми витрат пального не дозволяє розраховувати витрати пального та встановити оптимальний запас пального в резервуарі для роботи агрегату чи установки.

Практичний досвід показує, що більш точний метод визначення витрат палива буде при розрахунках за виконану роботу, а не за годину роботи установки (агрегату). Витрати палива в значній мірі залежать від професіоналізму машиніста (оператора) агрегату, який правильно вибирає режими роботи установки і передачі, що забезпечує найбільшу продуктивність агрегату. Ст.139

Значна частина спецобладнання нафтогазової галузі виконує технологічні операції з підтримки тиску в нафтогазових пластах шляхом закачування в них різних рідин, хімічно активних і неактивних речовин. Зазначена спецтехніка обладнана різними за призначенням насосами, компресорами, підіймачами та іншими механізмами, які приводяться в дію автономним двигуном або тяговим двигуном автомобіля.

Враховуючи той факт, що агрегатні установки мають коробки передач і працюють на різних передачах, питому витрату палива двигуна бажано розраховувати на 1м^3 закачаної суміші при певному тиску. Робота агрегату на різних передачах дає різні тиски (P , МПа) і подачу (Q , л/с), що в кінцевому результаті оцінюється потужністю, яку споживає насос (кВт).

Потужність насоса визначимо за формулою

$$N_H = P \cdot Q, \text{ кВт} \quad (2.32)$$

де P – тиск, МПа;

Q – витрата, л/с.

Знаючи потужність, яку споживає насос, можна визначити потужність привідного силового агрегату (двигуна внутрішнього згорання) за формулою:

$$N_{ДВ} = \frac{N_H}{\eta_H}, \text{ кВт} \quad (2.33)$$

де η_H – коефіцієнт корисної дії насоса.

Якщо відома для даного двигуна внутрішнього згорання питома витрата палива, то можна визначити годинну витрату палива для силового агрегату за формулою:

$$G_T = N_{ДВ} \cdot q_e, \text{ кг/год} \quad (2.34)$$

де q_e – питома витрата палива г/ (кВт·год).

Для сталих обертів, на яких працює агрегатна установка питому витрату палива визначимо за формулою [66]:

$$q_n = \left[q_t \cdot 10^3 \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n_n} + \left(\frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right] \right], \text{ г/(кВт·год)} \quad (2.35)$$

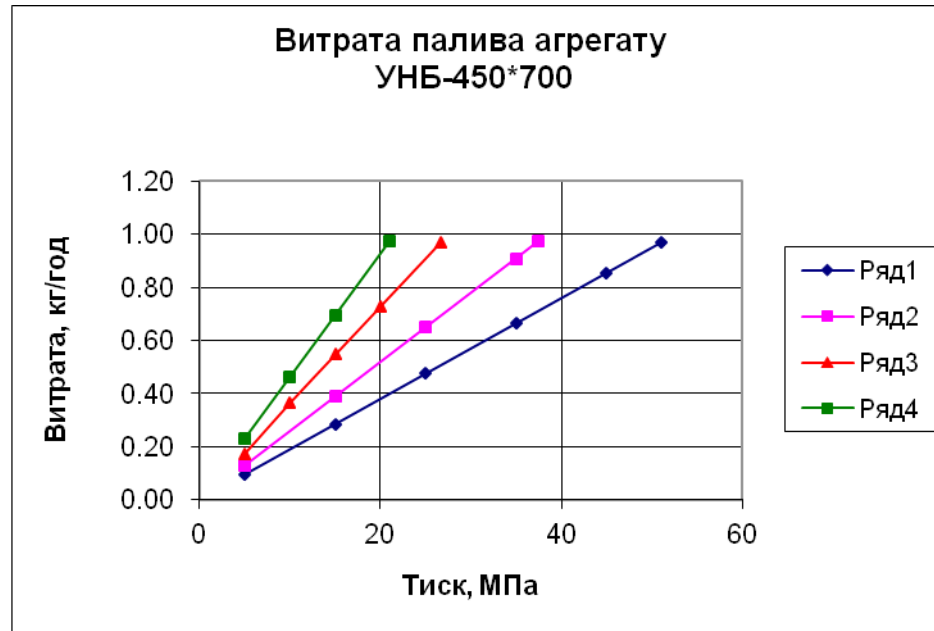
де n_x – задана частота обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання, хв^{-1} ;

n_n – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

Витрати палива можна визначати по графіках, побудованих на основі вищенаведених аналітичних залежностей. Наприклад, на рис. 2.5 такі залежності побудовані для агрегату УНБ-450-70.

Аналіз графіків на рис. 2.5, які побудовані на різних передачах коробки передач показує, що значення витрат палива при одному і тому самому тиску, які можна отримати на різних передачах, відрізняються в двічі й більше. Вказане свідчить, що витрати палива залежать від передачі, на якій експлуатується машиністом (оператором) технологічна установка. Тобто витрати палива пов'язані з професійною майстерністю машиніста (оператора) технологічної установки і це свідчить про не зовсім правильний підхід на

підприємствах НГТТ до обчислення витрат палива за 1 годину експлуатації установки.



діаметр плунжера $d=120$ мм; частота обертання вала двигуна $n=1800$ хв⁻¹; $\eta_H=0,98$ (ККД трансмісії); $q_e=0,20651$ г/(кВт·год); ряд 1 - четверта ступінь; ряд 2 - третя ступінь; ряд 3 - друга ступінь; ряд 4 - перша ступінь

Рисунок 2.5 – Графік залежності витрати палива насосної установки УНБ-450x700 від вихідного тиску

З вищеведеного можна зробити висновок, що найправильніше визначення витрат палива буде при його обчисленні за виконану роботу, тобто на 1 м^3 закачаного робочого тіла при певному тиску. Вказаний метод підрахунку витрат, примусить машиністів (операторів) експлуатувати агрегатні установки на вигідних режимах при оптимальному використанні потужності двигуна. Витрату палива (л) для нафтогазових насосних агрегатних установок можна визначити за формулою:

$$Q^T_H = 0,01 \cdot (H_S + \Delta G_{СП} \cdot H_G) \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H^P_{ОБ} \cdot Q \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_C), \quad (2.36)$$

де $H_{об}^P$ – питома норма витрати палива на роботу силового агрегату при закачуванні 1 м^3 робочого тіла, л/м³;

Q – кількість закачаної речовини, м³.

Кількість закачаної речовини обчислиться за формулою:

$$Q = \frac{Q_H \cdot T}{3600}, \text{ м}^3 \quad (2.37)$$

де T – час роботи спеціального обладнання, год.;

Q_H – подача струменевого насоса, м³/с.

Подачу струменевого насоса Q_H , м³/с, обчислимо за формулою:

$$Q_H = k \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ПЛ}^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot r \cdot \left(\frac{n}{60} \right), \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.38)$$

де k – кількість циліндрів насоса;

$d_{ПЛ}$ – діаметр поршня (плунжера) насоса, м;

r – радіус кривошипа, м;

n – частота обертання кривошипа, хв⁻¹.

Для кожного конкретного агрегату питому витрату палива на закачування 1 м^3 робочого тіла при певному тиску необхідно розраховувати аналітичним методом і співставляти з фактичними витратами шляхом їх заміру методом випробувань і наступним введенням корегуючих коефіцієнтів.

Питому витрату палива на закачування одного м³ робочого тіла $H_{об}^P$, л для встановленого режиму при певній подачі можна обчислювати за формулою:

$$H^P_{об} = \frac{q_N \cdot k_{\text{ч}} \cdot k_B \cdot N_H}{1000 \cdot Q_H \cdot 3600 \cdot \rho_{\text{п}}}, \frac{\text{л}}{\text{м}^3} \quad (2.39)$$

де q_N – питома ефективна витрата палива, що відповідає максимальній потужності двигуна, г/(кВт·год). Питома ефективна витрата палива q_N відома із зовнішньої характеристики, при її відсутності [9] можна рахувати $q_N = (1,15 \dots 1,05) \cdot q_{e\text{min}}$. При 100 % навантаженні двигуна можна приймати для дизельних двигунів $q_{e\text{min}} = 195 \dots 230$ г/(кВт·год); для бензинових двигунів $q_{e\text{min}} = 260 \dots 310$ г/(кВт·год). Найточніше визначення q_N проводиться при виконанні теплового розрахунку двигуна [66];

$k_{\text{ч}}$ – коефіцієнт який враховує зміну (q_N) в залежності від частоти обертання колінчастого вала [11]

$$k_{\text{ч}} = 0,8973 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^5 - 2,0757 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^4 + 1,4575 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3 + 0,4481 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - 1,0069 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right) + 1,2862. \quad (2.40)$$

де n_e – частота обертання колінчастого вала двигуна на експлуатаційному режимі, хв⁻¹;

n_N – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

k_B – коефіцієнт який враховує зміну (q_N) від степеня використання потужності двигуна [11];

- для дизельних двигунів:

$$k_B^{\partial} = 4,8752 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^5 - 10,459 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^4 + 8,8188 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^3 - 2,5748 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^2 -$$

$$- 1,1053 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right) + 1,4993. \quad (2.41)$$

- для бензинових двигунів:

$$k_B^{\kappa} = -1,6876 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^5 + 12,63 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^4 - 26,74 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^3 + 26,438 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right)^2 -$$

$$- 13,322 \cdot \left(\frac{N_H}{N_N}\right) + 3,7241. \quad (2.42)$$

$\rho_{\text{П}}$ – густина палива, кг/дм³;

N_N – номінальна (максимальна) потужність двигуна, кВт;

N_H – корисна потужність насоса, кВт;

2.4 Математична модель процесу згоряння паро-дизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок

2.4.1 Фізико-хімічні та гідродинамічні процеси при згорянні в котлах пересувних парогенераторних установок паро-дизельної суміші

Питання, пов'язані з покращенням паливно-економічних та екологічних показників за рахунок використання водо-паливних сумішей для дизельних двигунів автомобільного транспорту, досліджені недостатньо. У розглянутих дослідженнях [53, 127, 132, 134, 135] немає загальних рекомендацій, притаманних для всіх типів дизелів, з дослідження ВПС з метою поліпшення економічності двигунів. Питання, пов'язані з математичним моделюванням процесів згоряння при використанні паро-дизельних сумішей для котлів пересувних парогенераторних установок поки що не досліджувались.

У загальному причини, що пояснюють роль води (пари) в процесі сумішоутворення та згоряння палива, можна розділити на дві групи [124]:

- хімічного впливу (прискорення кінетики хімічних реакцій, газифікації залишків сажі);

- фізичного впливу (мікровибухи);

Особлива роль води (пари) у процесах сумішоутворення та згоряння пояснюється наступним чином [117]. Паро-дизельна суміш представляє систему, що складається з двох рідин з різною температурою кипіння. Температура кипіння води при нормальному тиску дорівнює 100 °С. Температура кипіння літнього дизельного палива складає 360 °С, зимового – 320 °С, арктичного – 280 °С (в Україні не використовується). Краплі емульсії типу «паливо з паром» є складною системою, що складається з дизельного палива, в якому рівномірно у вигляді дрібних частинок розподілені пари води [79].

Різниця між температурою поверхні частинок палива і температурою пари, є дуже суттєвою і досягає 100...200 °С. Завдяки цьому мікрочастинки водяної пари додатково нагріваються, збільшуючи тиск і утворюючи парові бульбашки. У момент коли тиск, що прагне розширити водяну краплю пари з середини, перевищить вже ослаблені, внаслідок нагрівання пари, сили поверхневого натягу плівки, відбудеться руйнування поверхні краплі водяної пари, тобто «мікробух» [78]. Внаслідок цього відбувається інтенсивне розпилення крапель палива, гарне перемішування їх із повітрям у котлі або циліндрі двигуна та швидке випаровування.

Експериментальні дослідження авторів [76] підтвердили існування явища «мікробуху». Запалюванню парів дизельного палива передують мікробухи частки водяної пари. Процес горіння паро-дизельної суміші протікає бурхливо і менший проміжок часу, ніж горіння безводного дизельного палива.

Повніше згоряння ВДС забезпечується за рахунок газифікації сажі у залишках палива, яка зазвичай не встигає згоряти при використанні звичайного

дизельного палива. Але в присутності парів води сажа достатньо добре взаємодіє з останніми відповідно до рівняння [78]:



Вільний водень реагує з киснем значно швидше та активніше, ніж вуглець, знижуючи тим самим ефективну питому теплоту згоряння палива. Оскільки сажа інтенсивно вигорає, то вона не відкладається на зовнішніх поверхнях трубок змієвиків [37]. Чисті зовнішні поверхні трубок покращують передачу теплоти від продуктів згоряння до теплоносія в котлах, оскільки сажа на зовнішніх поверхнях трубок змієвиків зменшує коефіцієнт теплопередачі. Існування таких реакцій наочно підтверджується тим, що при вприскуванні парів води у впускний колектор двигунів внутрішнього згоряння нагару та сажі на днищах поршнів, головці блоку циліндра та на вихлопному колекторі, як правило, не виявляється [35].

У загальному фізична модель механізму впливу ПДС на згоряння буде мати такий вигляд [80]. Наявність пари в паливі обумовлює збільшення об'єму циклової подачі ПДС до котла парогенератора порівняно з подачею чистого палива. Пара, як інертне тіло, обумовлює збільшення поверхні паливного заряду і тим більше, чим більше вміст пари в суміші. Зростання поверхні паливного заряду обумовлює збільшення кількості палива, що випаровується, на один цикл вприскування палива. Швидкість згоряння пропорційна кількості палива, що випаровується з крапель [78]. Тому швидкість згоряння ПДС є більшою, ніж товарного дизельного палива, а індикаторний тиск при згорянні ПДС, відповідно, зростає. За умови обмеження максимального тиску згоряння, це призводить до зниження питомої витрати палива. Отже, згоряння ПДС в котлах парогенераторів покращує економічність. Також треба відмітити, що збільшення швидкості згоряння ПДС призводить до зменшення тривалості горіння палива.

Разом з тим, збільшення тривалості подачі за рахунок розведення дизельного палива парою буде спричиняти зниження питомої витрати палива тільки до моменту досягнення тривалості подачі, що дорівнює оптимальній. Подальше розведення дизельного палива парою призведе до зростання питомої витрати палива [74].

2.4.2 Мета, припущення та загальний опис математичної моделі згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок паро-дизельної суміші

Метою моделювання є створення математичної моделі процесів згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі паро-дизельної суміші для розрахунку та підвищення їхніх паливно-економічних показників [131].

У математичній моделі прийняті наступні припущення [114]:

- втрати теплоти із зовнішньої поверхні котла парогенератора представлені конвективним теплообміном;
- вологість повітря є сталою та не впливає на втрати теплоти з поверхні котла парогенератора в навколишнє середовище;
- зміна фізичних індикаторних показників процесу згоряння паро-дизельної суміші в котлі парогенератора є наслідком фізичних процесів розпилювання та випаровування дизельного палива, що змішане з інертним тілом з теплофізичними характеристиками водяної пари;
- хімічна участь водної фази в процесі згоряння палива така сама, як і парів води, що надходять в котел парогенератора з атмосферним повітрям і утворюються при згорянні палива;
- згоряння парів палива, утворених за період затримки займання, відбувається при постійному об'ємі $V = \text{const}$;
- тепло від згоряння палива виключно йде на підвищення температури продуктів згоряння в котлі.

При моделюванні робочого процесу згоряння ПДС в котлах пересувних парогенераторних установок доцільним є застосування термодинамічного розрахунку, що базується на використанні I закону термодинаміки та теоретичних залежностей теплового балансу [72]. Такий підхід забезпечує адекватність розрахунків індикаторного показників та тепловиділення.

Задаючи закон згоряння як функцію характеристики впорскування палива та використовуючи ряд послідовних наближень для законів введення теплоти (введення теплоти зі швидкістю впорскування, введення теплоти зі швидкістю випаровування, введення теплоти зі швидкістю утворення стехіометричної пароповітряної суміші, без урахування і з урахуванням лімітування процесу згоряння в зоні горіння) можна визначити характерні параметри процесу [33].

На ділянці займання можна з достатнім ступенем точності не враховувати вигорання палива, а швидкості виділення теплоти (за рахунок хімічних реакцій) вважати близькими. На ділянці швидкого згоряння до моменту P_{Zmax} швидкість виділення теплоти може бути розрахована за швидкістю випаровування палива в залежності від кількості палива, що випарувалося за період затримки займання, відповідної зміни складу та властивостей робочого тіла [3].

Перший закон термодинаміки на ділянці після початку впорскування палива з розрахунку на 1 кг палива можна записати так [26]:

$$\sum dQ = MdU + udM + pdV, \quad (2.44)$$

де $\sum dQ$ – сума джерел теплоти, яка визначається як

$$\sum dQ = dQ_{зг} - dQ_{ТВ} - dQ_{вип}, \quad (2.45)$$

де $dQ_{зг}$ – тепловиділення за рахунок згоряння палива;

$dQ_{вип}$ – втрати теплоти за рахунок нагрівання та випаровування палива;

$dQ_{ТВ}$ – втрати теплоти за рахунок тепловіддачі в стінки котла;

M – маса робочого тіла, яка дорівнює [102]:

$$M = M_{\text{пов}} + M_{\text{зг}} + M_v, \quad (2.46)$$

де $M_{\text{пов}}$ – поточна кількість молей повітря:

$$M_{\text{пов}} = \alpha L_0 + \gamma_{\text{зг}} L_0, \quad (2.47)$$

де $\gamma_{\text{зг}}$ – частка згорівшого палива, яка визначається як

$$\gamma_{\text{зг}} = m_{\text{зг}} / q_{\text{ц}} \quad (2.48)$$

де $m_{\text{зг}}$ – маса згорівшого палива;

$q_{\text{ц}}$ – циклова витрата палива;

M_v – поточна кількість (кількість молей) парів палива [103];

$$M_v = \left(1 / \mu_{\tau} \right) \cdot (\chi_v - \chi_{\text{зг}}), \quad (2.49)$$

де $\chi_v = m_v / \chi_{\text{зг}}$ – частка палива, що випарувалася;

μ_{τ} – молекулярна маса палива;

$M_{\text{зг}}$ – поточна кількість молей продуктів згорання;

$$M_{\text{зг}} = \alpha \gamma_{\text{зал}} L_0 + \chi_{\text{зг}} M_{\alpha}, \quad (2.50)$$

де $\gamma_{\text{зал}}$ – коефіцієнт залишкових газів;

M_{α} – кількість молей згорівшого палива при $\alpha = 1$.

Підставляючи у (2.46) рівняння (2.47)-(2.50) отримаємо:

$$M = (\alpha L_0 + \gamma_{зг} L_0) + (\alpha \gamma_{зал} L_0 + \chi_{зг} M_\alpha) + \left(1/\mu_\tau\right) \cdot (\chi_v - \chi_{зг}), \quad (2.51)$$

Масу робочого тіла в момент початку впорскування враховуючи, що в момент початку впорскування $\chi_v = 0$, $\chi_{зг} = 0$, $\tau = 0$ буде дорівнювати [106]:

$$M = (\alpha L_0) \cdot (1 + \gamma_{зал}). \quad (2.52)$$

Враховуючи, що в момент початку запалення суміші впорскування $\chi_v = 1$, $\chi_{зг} = 1$, $\tau = \tau_{зг}$ отримаємо:

$$M = (\alpha + 1)L_0 + (\alpha \gamma_{зал} L_0 + M_\alpha), \quad (2.53)$$

Кількість теплоти для підігріву теплоносія до температури кипіння при атмосферному тиску [109]:

$$Q_{пдг} = M \cdot C_v (t_{вх}^B - t_{вих}^B), \quad (2.54)$$

де $t_{вх}^B$ – температура води на вході зміювика котла генератора, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{вих}^B$ – температура води на виході зміювика котла генератора, $^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі до води [3]:

$$\alpha_{вд} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{вд}}{d_{вн}} Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (2.55)$$

де $\lambda_{вд}$ – коефіцієнт теплопровідності води, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр трубки зміювика котла парогенератора, м;

Re, Pr – числа Рейнольдса та Прандтля.

Температурний напір між паром і зовнішньою стінкою котла [110]:

$$\Delta t = t_{\text{пар}} - 0,5 (t_{\text{пар}} - t_{\text{зов}}), \quad (2.56)$$

де $t_{\text{пар}}$ – вихідна температура водяної пари на заданому режимі парогенераторної установки, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{зов}}$ – температура зовнішньої стінки котла парогенераторної установки, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарний термічний опір стінок трубок, шарів відкладень та води [3]:

$$R = \frac{d_{\text{зов}}}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вд}}} \cdot \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.57)$$

де $d_{\text{зов}}$ – зовнішній діаметр трубки зміювика котла парогенератора, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки трубки, Вт/(м·К).

Середній температурний напір [99]:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{t_{\text{вих}}^{\text{в}} - t_{\text{вх}}^{\text{в}}}{\ln \frac{t_{\text{пар}} - t_{\text{вх}}^{\text{в}}}{t_{\text{пар}} - t_{\text{вих}}^{\text{в}}}}. \quad (2.58)$$

Перетворимо рівняння першого закону термодинаміки. Оскільки згідно [26]

$$PV = 8314MT, \text{ то}$$

$$pdV + Vdp = 8314(MdT + TdM). \quad (2.59)$$

Звідки одержимо

$$\sum dQ = pdV + M\mu C_v dT + \mu C_v T dM. \quad (2.60)$$

Підставляючи в (2.61) $T = PV/8313M$ та $dT = \frac{PdV + VdP}{8314} - \frac{TdM}{M}$

одержимо:

$$\sum dQ = pdV + \mu C_v \left(\frac{PdV + VdP}{8314} - \frac{PVdM}{8314M} \right) + \mu C_v \frac{PV}{8314M} dM. \quad (2.61)$$

Після перетворень з (2.61) получимо залежності між витратами палива, теплоутворенням, тисками і температурами продуктів згоряння в котлах паропромислових пересувних установок:

$$\frac{k-1}{dV} \sum dQ - \frac{dP}{P} - \frac{kdV}{V} + (1 - \mu C_v) \frac{dM}{M} = 0. \quad (2.62)$$

$$\frac{dP}{d\varphi} + k \frac{PdV}{Vd\varphi} = \frac{k-1}{V} \sum \frac{dQ}{d\varphi}, \quad (2.63)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} + (k-1) \frac{TdV}{Vd\varphi} = \frac{1}{\mu C_v M} \sum \frac{dQ}{d\varphi}. \quad (2.64)$$

2.4.3 Практичні розрахунки

Проведемо деякі практичні розрахунки.

Кількість теплоти для підігріву теплоносія до температури кипіння при атмосферному тиску

Приймаємо, що температура води на вході змійовика котла генератора дорівнюватиме 30°C , а температура води на виході змійовика котла генератора – 100°C , маса теплоносія – 1600 кг. Тоді теплове навантаження складатиме:

$$Q_{\text{пдг}} = 1600 \cdot 4190(100 - 30) = 469,28 \text{ МДж.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води

Внутрішній діаметр трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 3,5 мм. Коефіцієнт теплопровідності води при 0 °С – 0,551 Вт/(м·К), при 50 °С – 0,648 Вт/(м·К), при 100 °С – 0,683 Вт/(м·К). Будемо проводити розрахунок для коефіцієнта теплопровідності води при 100 °С:

$$\alpha_{\text{вд}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{вд}}}{d_{\text{тр}}} Re^{0,8} Pr^{0,4},$$

Число Рейнольдса для води:

$$Re = \frac{\omega_{\text{вд}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{вд}}} = \frac{2 \cdot 0,0035}{0,419 \cdot 10^{-6}} = 16707.$$

Число Прандтля для води:

$$Pr = \frac{\nu_{\text{вд}} c_p \rho_{\text{вд}}}{\lambda_{\text{вд}}} = \frac{0,419 \cdot 4191 \cdot 0,419 \cdot 10^{-6}}{0,663} = 2,5.$$

Тоді

$$\alpha_{\text{вд}} = 0,023 \cdot \frac{0,663}{0,0035} 16707^{0,8} 2,5^{0,4} = 15020,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

Температурний напір між паром і зовнішньою стінкою котла:

Вихідну температура водяної пари приймаємо як максимальну для парогенераторної установки ППУА-1600/100М – 310 °С. Температуру зовнішньої стінки котла парогенераторної установки приймемо 30 °С. Тоді температурний напір складе

$$\Delta t = t_{\text{пар}} - 0,5 (t_{\text{пар}} - t_{\text{зов}}) = 310 - 0,5 (310 - 30) = 170 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Середній температурний напір:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{100 - 30}{\ln \frac{310 - 30}{310 - 100}} = 241,4 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Сумарний термічний опір стінок трубок, шарів відкладень та води:

Зовнішній діаметр трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 2,8 см.

Коефіцієнт теплопровідності легованої сталі 1Х2МБ трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 45,4 Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопровідності легованої сталі 1Х2МБ трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 з шаром накипи 0,5 мм дорівнює 16,3 Вт/(м·К). Тоді

$$R = \frac{d_{\text{зоб}}}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{зоб}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вд}}} \cdot \frac{d_{\text{зоб}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,028}{2 \cdot 16,3} \cdot \ln \frac{0,028}{0,0035} + \frac{1}{15020,4} \cdot \frac{0,028}{0,0035} = 2,449 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Висновки до другого розділу

На основі виконаних теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Шляхом дослідження закономірностей перетворень енергії пари обґрунтовано та розроблено новий метод розрахунку витрати дизельного палива для парогенераторних котлів паропромислових пересувних установок НГТТ.

2. Проаналізовано вплив накипу в котлах паропромислових пересувних установок на перевитрату палива ППУА та побудовані залежності витрати палива ППУА-1600/100 від товщини накипу на стінках змійовика котла.

3. Виконані теоретичні дослідження витрати палива привідними агрегатами паропромислових пересувних установок за виконану роботу та визначена питома витрата палива ДВЗ ППУА на подачу привідними агрегатами робочого тіла.

4. На основі запропонованої удосконаленої системи подачі в котел та ДВЗ паро-дизельної суміші замість існуючої системи подачі дизельного палива розроблена математична модель процесу згоряння паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок та встановлені аналітичні залежності зміни теплоутворення від зміни експлуатаційних параметрів теплогенераторних котлів.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є встановлення в промислових та лабораторних умовах основних закономірностей зміни паливно-економічних характеристик пересувних паропромислових установок нафтогазової галузі при реалізації запропонованих методів та розроблених технічних рішень та засобів [70].

Відповідно до мети, програма досліджень містить такі задачі: дослідження витрат палива в котлах пересувних парогенераторних установках; зниження енергетичних витрат в привідних двигунах з пропонованою системою подавання водяної пари; дослідження ефективної питомої витрати та ефективної потужності на привідні агрегати в пересувних парогенераторних установках.

Мета і задачі експериментальних досліджень характеристик пересувних парогенераторних установок визначили вибір необхідного обладнання, вимірювального устаткування та об'єктів для промислових і лабораторних випробувань.

3.2 Планування експериментальних досліджень

Завданням експериментальних досліджень є визначення основних закономірностей та зниження експлуатаційних витрат палива в котлах пересувних парогенераторних установок з пропонованими системами подавання водо-паливних емульсій та очищення внутрішніх поверхонь трубок змішувачів; експериментальна перевірка зниження витрати палива привідними

дизельними двигунами при їхній роботі на водо-паливних емульсіях; експериментальна перевірка зниження експлуатаційних витрат палива на привід насосного обладнання пересувних парогенераторних установок за рахунок оптимізації їхньої роботи. При цьому доцільним є визначення в результаті експериментальних досліджень відповідних параметрів, що визначають показники паливних та енергетичних витрат. Вирішенням цього завдання є реалізація багатофакторного експерименту з відтворенням основних досліджуваних процесів.

Розроблення планів експериментальних досліджень відповідно до основних положень теорії планування експериментів створює передумови для підвищення достовірності результатів експериментів і в багатьох випадках суттєве зниження обсягу експериментальних вимірювань та натурних стендових випробувань [67]. Але успішне використання сучасних методів планування експериментальних та стендових досліджень передбачає обов'язкове встановлення мінімальних відомостей щодо певних зв'язків між досліджуваними чинниками.

Аналіз літературних джерел з піднятих проблем показав, що поки немає достатньо достовірних відомостей щодо оптимальних енерговитрат в котлах пересувних парогенераторних установок для різних режимів їхньої роботи [100, 107, 108, 111 та ін.] та про параметри оптимальної експлуатації насосного обладнання пересувних парогенераторних установок [87, 88, 101]. Можна тільки стверджувати, що на показники енерговитрат в котлах пересувних парогенераторних установок впливають шари сажі та накипу на, відповідно, зовнішніх та внутрішніх поверхнях трубок змішувачів [21, 98], а на енергетичну цінність альтернативної водо-паливної суміші, яка складається з водяної пари та дизельного палива, співвідношення між кількостями дизпалива та пари [2, 3].

Але факторні плани забезпечують отримання достовірних значень коефіцієнтів в рівняннях регресії при мінімальній кількості досліджень, тільки за відомих до початку експериментів регресивних рівнянь [22]. Більше того,

виконання експериментальних досліджень та випробовувань з використанням факторних планів можливо лишень за достатньо чітких теоретичних уявлень про досліджувані явища та процеси.

У випадку, якщо характери залежностей між основними досліджуваними чинниками не відомі наперед, то застосування звичайного факторного плану може деколи призвести і до певних помилкових результатів [32]. Так, наприклад, стосовно досліджуваних процесів згорання палива та передавання теплоти до теплоносія в трубках котла можлива наявність локальних експериментів для одержання залежностей передачі теплоти від продуктів згорання в котлі до трубки змійовика через шар сажі і до теплоносія від трубки змійовика через шар накипу.

Тому застосування при складанні планів експерименту моделей перших порядків може бути і необґрунтованим, виходячи з фізичних уявлень та можливі варіанти перебігу процесів згорання палива в парогенераторних котлах. Відповідно найбільш раціональним у такому випадку буде використання при створенні планів експериментів класичної багатофакторної схеми послідовного виконання дослідів в заданому просторі можливих факторів [34]. Але при цьому, у відповідності до теорії планування експериментів, необхідно проводити експериментальні дослідження не за послідовними, а за випадковими планами. При реалізації таких планів, з метою виключення впливів зовнішніх неконтрольованих чинників на результати експериментів, значення незалежних факторів варіюються рандомізовано (випадковим чином).

При плануванні даних експериментальних досліджень були поставлені наступні завдання:

- виключити грубі помилки і забезпечити мінімальні величини для систематичних помилок;
- створити для оцінювання випадкових похибок вимірювань однозначні умови;

- збереження стабільності властивостей зразків дизельного палива та водо-паливної емульсії для всієї серії експериментів;
- забезпечення мінімальних відхилень чинників, що характеризують умови проведення експериментів (склад палива, температури, тиск, вологість та інші фактори) в промислових парогенераторних установках та експериментальних стендах;
- забезпечити від дослідження і до дослідження адекватності відтворення параметрів експериментів.

Що стосується вихідних температур і тисків теплоносія в парогенераторних установках, то за результатами аналізу літературних джерел [77, 102 та ін.] можна зробити обґрунтований висновок, що головними чинниками утворення пари із заданими характеристиками є кількість використаного палива, його теплота згоряння, температура відпрацьованих газів та коефіцієнти теплопередачі від продуктів згоряння до теплоносія. Функцією мети в запланованих експериментах було обрано склад кінцевих продуктів палива (рідкого дизельного і газоподібної водо-паливної емульсії). Основними змінними чинниками, що визначають склад останньої, є температура та тиск водяної пари; режим роботи (тиск та подача) паливного насоса привідного дизельного двигуна.

Для того, щоб забезпечувати повторюваність результатів промислових випробовувань, лабораторних експериментів, вони проводилися по кілька разів при постійних чинниках, з розсіюваннями значень вихідних параметрів досліджень – не вище 2,0 %. Для унеможливлення експериментальних помилок, характерних для промислових випробовувань, експерименти проводилися згідно класичного рандомізованого плану з постійним моніторингом всіх виробничих чинників, необхідних для розрахунків випадкових та систематичних помилок вимірювань [39].

Значення темпів нагрівання котла парогенератора, двигуна та відпрацьованих газів вибиралися виходячи з реальних умов експлуатації

пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі в холодну пору року на відкритій площадці. При проведенні експериментів підтримувались постійні температура водяної пари та привідного дизельного двигуна; постійні тиски та подачі струменевого водяного та паливного насосів. За необхідності інтервали зміни температур парогенераторних котлів та двигуна, тисків та подач водяного та паливного насосів вибиралися виходячи з умови забезпечення максимальної достовірності результатів експерименту.

3.3 Засоби промислових досліджень паливної економічності парогенераторних пересувних установок нафтогазової галузі

Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі проводилися в умовах промислових випробовувань групи технічного сервісу «Укрнафта» (м. Надвірна) [9, 58, 70] та експериментальних досліджень в лабораторії теплових двигунів кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу [17, 18, 20]. Дослідження виконувались на базі лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100 закритого типу (рис. 3.1-3.2), лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100М відкритого типу (рис. 3.3-3.4) та на базі силового приводу дизельного двигуна Д21А1 (рис. 3.5-3.6), що включали в себе необхідну вимірювальну апаратуру. З огляду на те, що пересувна парогенераторна установка ППУА-1600/100М має фізичну, геометричну і теплову подібність з іншими моделями пересувних парогенераторних установок, отримані результати досліджень можуть бути поширені на інші моделі парогенераторних установок.

Основними елементами лабораторно-промислових парогенераторних установок є: шасі автомобіля (рис. 3.1 а, 3.3 а); газогенераторний котел (рис. 3.2 в, 3.4 б); ємності: цистерна для води та додаткові паливні баки для



а)

б)



в)

г)

Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100 закритого типу (а), парогенераторний парк групи технічного сервісу «Укрнафта» (б), датчики (в) та пульт управління (г) лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100

газогенератора (рис. 3.2 б, 3.3 б); споживачі потужності-нагнітальні пристрої: повітряний вентилятор ВР-12, струменевий водяний насос ПТ-1.1, дизельний паливний насос НШ-10 (рис. 3.2 а, 3.3 в), контрольне обладнання за процесом згорання (рис. 3.1 г, 3.2 г).

Так як модель процесу теплообміну, циркуляції теплоносія та аеродинаміки газового потоку в котлах газогенераторів є складною багатофакторною задачею [110], то для підтвердження теоретичних розрахунків при дослідженні вищезгаданих процесів були виконані натурні промислові експериментальні дослідження (рис. 3.4 а-г).

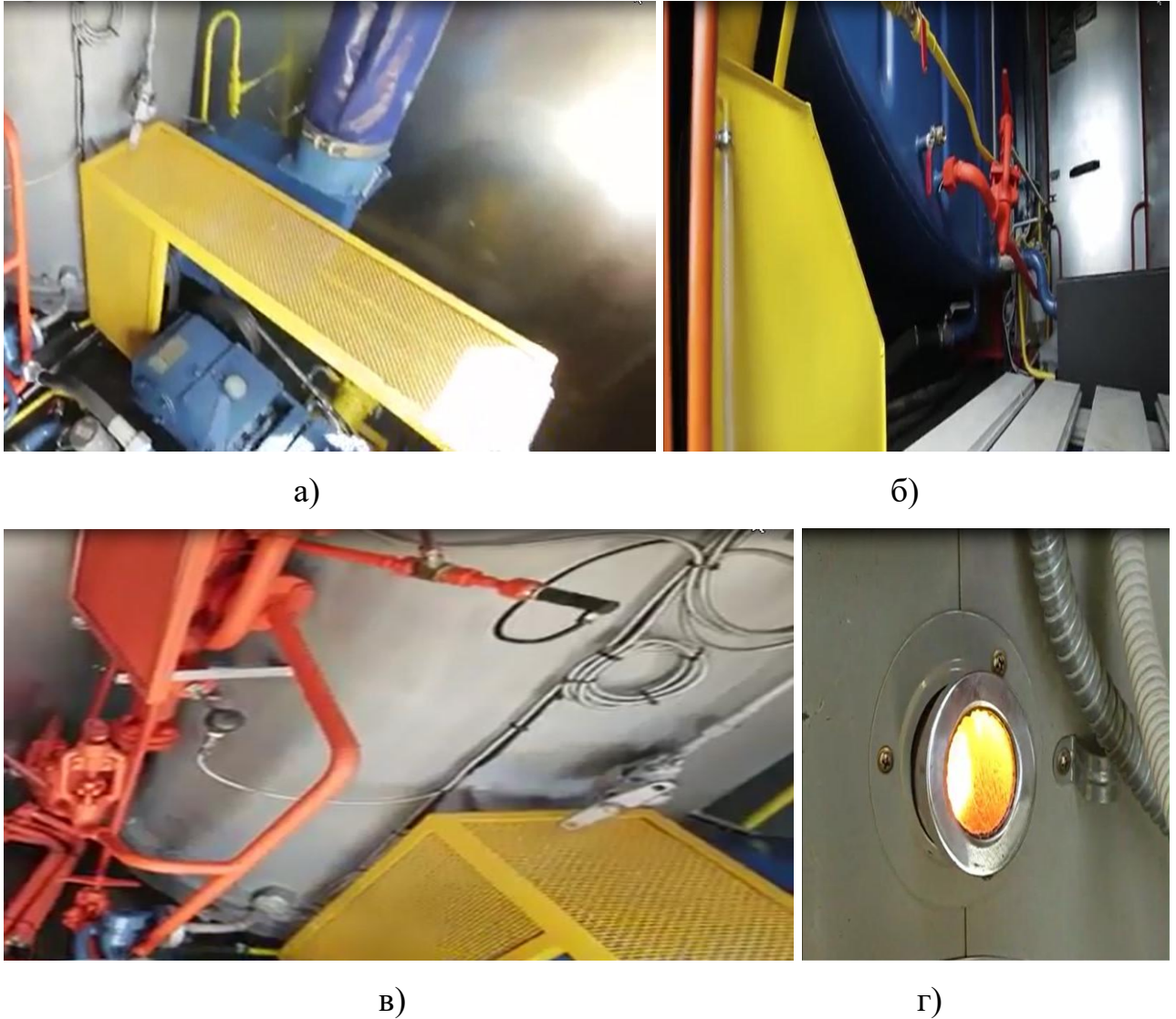


Рисунок 3.2 – Основні нагнітальні пристрої: повітряний вентилятор ВР-12, струменевий насос ПТ-1.1, паливний насоси НШ-10 (а); ємності: водяна цистерна та паливний бак (б); парогенераторний котел з датчиками (в); робота парогенераторного котла лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100

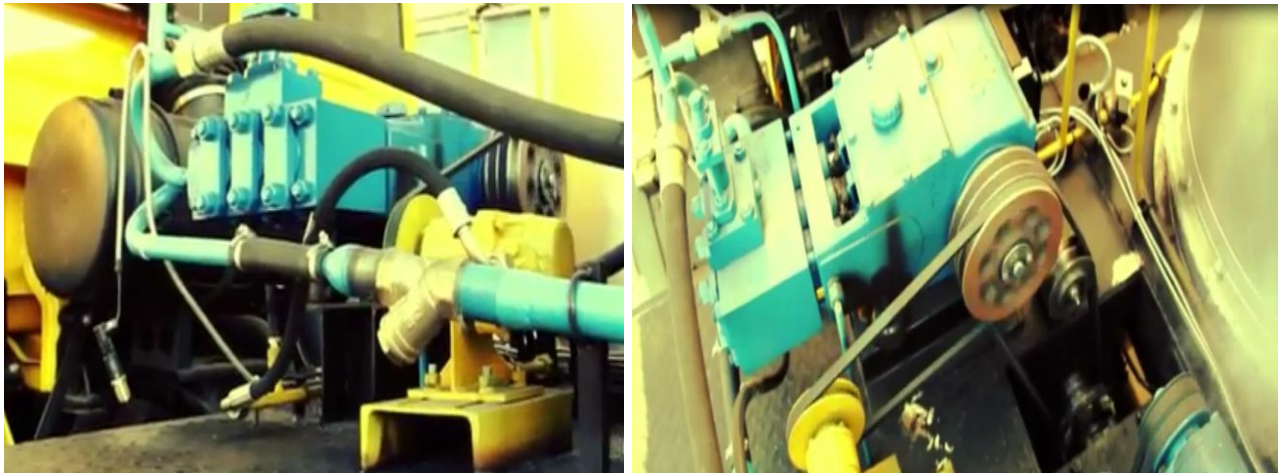
Проведення промислових експериментальних досліджень відбувалось у наступній послідовності. Вода з цистерни подавалась за допомогою струменевого водяного насоса трубопроводами в змійовики котла парогенератора. Повітря, як окислювач, подавалось тангенціально через радіальний сопловий апарат відцентровим вентилятором до аксіальних

лопатевих завихрювачів палинкового пристрою і далі в топковий простір парогенератора.



а)

б)



в)

г)

Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100М відкритого типу (а), водяна цистерна та паливний бак (б); водяний та паливний насоси (в) та їх привід (г)

Паливо, необхідне для процесів горіння, подається з додаткових паливних баків (2 шт.) плунжерним паливним насосом до пального. Пальник служить для сумішоутворення та спалювання паливної суміші (в тому числі і водо-паливної емульсії, яка може подаватись додатково) в топковому просторі парогенератора вихрового типу. Пароутворення відбувається у процесі випаровування води внаслідок хімічної реакції згорання палива в топковому просторі

парогенератора та передачі тепла воді через стінки трубок змійовиків парогенератора.



а)

б)



в)

г)

Рисунок 3.4 – Проведення експериментальних випробовувань на базі лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100М: початок роботи установки (а); викиди продуктів згоряння з котла теплогенератора (б); робота установки на режимі-І (в); робота установки на режимі-ІІ (г)

3.4 Засоби лабораторних досліджень паливної економічності паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі

Стендові дослідження проводились на експериментальній лабораторній установці (рис. 3.5), що включала в себе серійний дизельний двигун Д21А1, який було переобладнано для роботи, в тому числі і водо-паливної емульсії, яка

подавалась додатково у впускний колектор двигуна із зовнішнього парогенератора, моделюючи роботу штатного котла парогенераторної установки ППУА-1600/100.



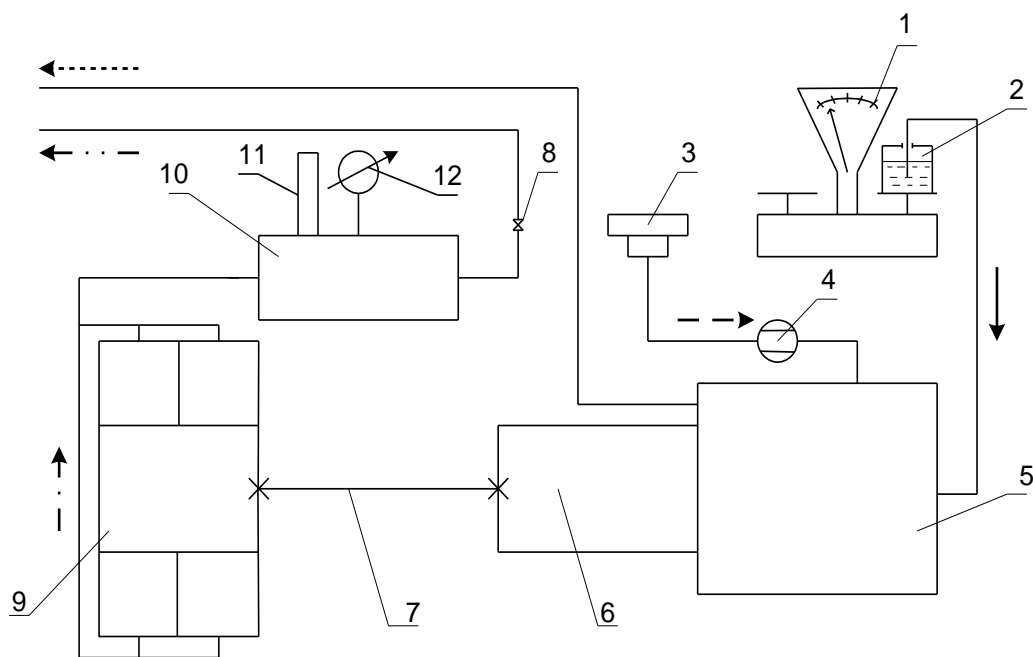
1 – дизельний двигун Д21А1; 2 – коробка передач;

3 – навантажувальний компресор К-5М; 4 – парогенератор

Рисунок 3.5 – Зовнішній вигляд лабораторного стенду на базі переобладнаного на водо-паливну емульсію дизельного двигуна Д21А1

Застосування лабораторної установки-дизельного двигуна було пов'язано з тим, що на промислових парогенераторних установках було технічно неможливо виміряти зміни потужностей та питомих витрат палива штатних двигунів при роботі на чистому дизельному паливі та при подаванні водо-паливної емульсії. Експериментальна лабораторна установка була обладнана відповідним контрольно-вимірювальним устаткуванням.

Схема експериментального стенду на базі переобладнаного на водо-паливну емульсію дизельного двигуна Д21А1 зображена на рис. 3.6. Основні технічні характеристики експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 наведені в табл. 3.1. Навантаження для двигуна Д21А1 (рис. 3.6, поз. 5) створюється за допомогою чотирьохциліндрового чотирьохступінчатого компресора моделі К-5М (рис. 3.6, поз. 9). Потужність на колінвалу компресора К-5М може регулюватись у діапазоні 2...28 кВт, що дозволяло навантажувати експериментальний двигун. Компресор обладнано витратоміром повітря, манометром та давачами температури, що дозволяє вимірювати споживану потужність.



1 – лабораторна вага для вимірювання витрати дизельного палива; 2 – ємність для палива; 3 – фільтр повітряний; 4 – лічильник газовий; 5 – переобладнаний на водо-паливну емульсію дизельний двигун Д21А1; 6 – коробка зміни передач; 7 – передача карданна; 8 – дросель; 9 – навантажувальний компресор; 10 – ресивер-колектор; 11 – датчик температури повітря; 12 – повітряний манометр

Рисунок 3.6 – Схема експериментального стенду на базі переобладнаного на водо-паливну емульсію дизельного двигуна Д21А1

Таблиця 3.1 – Основна технічна характеристика експериментального силового приводу на базі Д21А1

№	Параметр	Одиниця ви- мірювання	Значення
1	Тип двигуна	-	Дизельний, чотирьох- тактний, двохциліндро- вий, з повітряним охолодженням
2	Робочий об'єм двигуна	л	2,080
3	Маса двигуна	кг	283
4	Спосіб сумішоутворення серійного двигуна	-	Впорскування дизельного палива
5	Спосіб сумішоутворення переобладнаного двигуна	-	Впорскування дизельного палива та впорскуванням водяної пари у впускний колектор
6	Номінальна потужність двигуна	кВт (к.с.)	18 (25)
7	Ефективна питома витрата палива	г/кВтгод (г/к.с.год)	252 (185)
8	Частота обертання колінчастого вала двигуна, за номінальної потужності / на оборотах холостого ходу	об./хв.	1775-1825 / 775-825

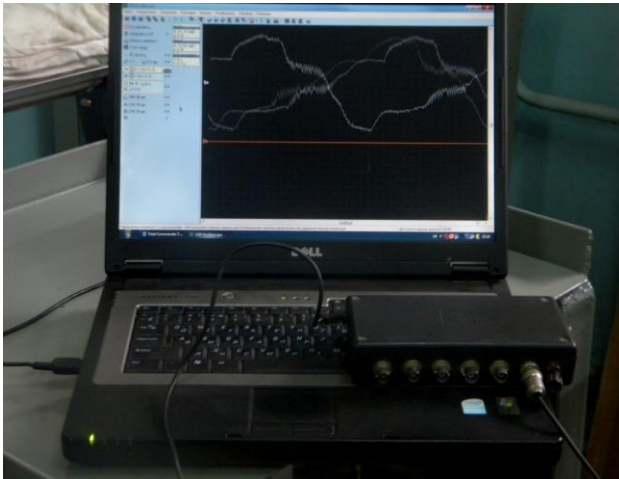
Для реєстрації температур теплоносія та продуктів згорання в котлах газогенераторних установок використовувався вимірювальний комплекс на базі восьми хромель-копелєвих термопар для кожного котла (рис. 3.1 в, 3.2 в). Реєстрація температур теплоносія в трубках змієвиків та продуктів згорання в котлах парогенераторних установок відбувалась за допомогою хромель-копелєвих термопар з відхиленням ± 1 °С в інтервалі вимірюваних температур від плюс 15 до плюс 340 °С. При цьому чотири термопари (хромель-копель) розташовувалися в чотирьох точках по висоті котла та центру перетину випуску відпрацьованих газів, а чотири термопари визначали температури на трубках змієвиків: на вході-виході, внутрішнього та зовнішнього. Покази датчиків температури теплоносія в трубках змієвиків та продуктів згорання в котлах реєструвалися неперервно. Характеристики вимірювачів температур приведені в додатках.

Для фіксації на персональному комп'ютері зміни контактної різниці потенціалів хромель-копелєвих термопар, вони підключалися до ноутбука через аналого-цифровий перетворювач USB-Oscilloscope II (рис. 3.7 а). У табл. 3.2 наведені його основні характеристики вимірювального комплексу USB-Oscilloscope II. Одержані значення контактної різниці потенціалів термопар оброблялись за допомогою ліцензійного програмного забезпечення комп'ютерного осцилографа USB-Oscilloscope II (рис. 3.7 б).

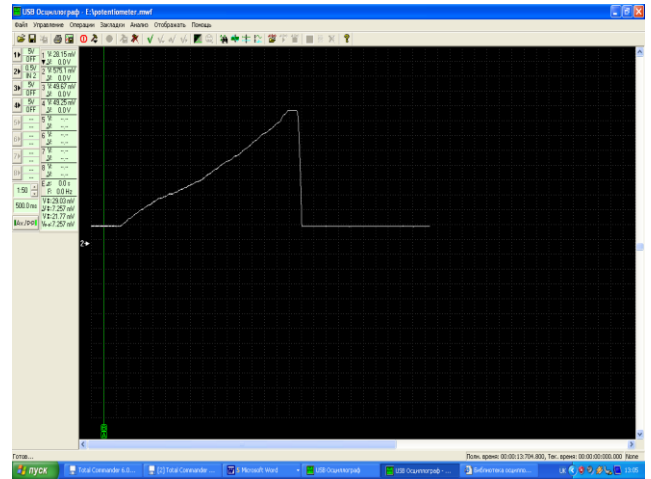
Таблиця 3.2 – Основні технічні характеристики аналого-цифрового комп'ютерного осцилографа USB-Oscilloscope II

Найменування характеристики	Показники
Програмне середовище	Windows 2007, 2010, XP
Режим роботи	запис; відтворення; реальний час
Вид роботи	аналоговий осцилограф; цифровий аналізатор

Діапазони вимірювань частоти, Гц	0-500000
Діапазони вимірювань потенціалу, мВ	0,01-15000
Кількість паралельних каналів	8



а)



б)

Рисунок 3.7 – Комп'ютерний осцилограф USB-Oscilloscope II (а)
та дослідження зміни температур (б)

Схема експериментального двигуна з парогенератором для дослідження показників роботи двигуна зображена на рис. 3.8.

Двигун експериментального стенду міг працювати в трьох режимах: подача дизельного палива в зрідженій фазі через форсунки; подача водяної пари через водяний термореактор при високій температурі випускного колектора прогрітого двигуна; подача водяної пари через електричний парогенератор при низькій температурі випускного колектора холодного двигуна. Вода подавалась з основного водяного баку за допомогою електричного паливного насосу через регулятор тиску палива.

Для збільшення подачі води регулятор тиску забезпечував подачу води під тиском 0,5 МПа. Для забезпечення регулювання водоповітряної суміші на двигун був змонтований дросельний патрубок з дросельною заслінкою. Підігрів води для одержання водяної пари здійснювався від відпрацьованих газів або

використовувався електричний газогенератор під час пуску холодного двигуна та при його прогріванні. Електричний газогенератор відключався при досягненні відпрацьованими газами температури 200 °С.

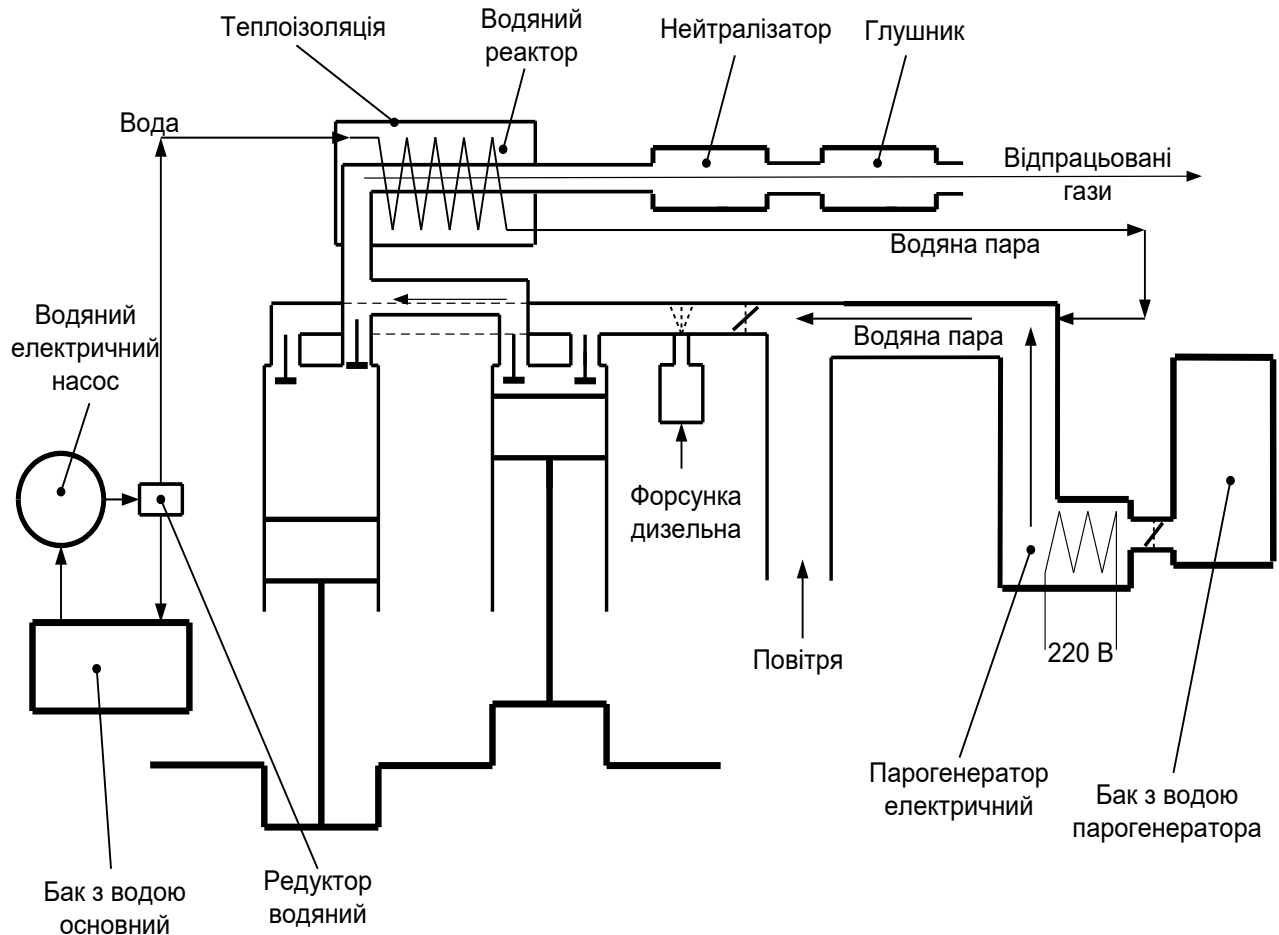


Рисунок 3.8 – Схема експериментального двигуна Д21А1з парогенератором для дослідження показників роботи двигуна

Терморектор води встановлювався у випускній системі дизеля в безпосередній близькості від випускного колектора. Всі експерименти роботи проводилися в закритому лабораторному приміщенні при температурі повітря 288-293 К.

Кількість дослідів при фіксованих параметрах вибиралося не менше п'ятьох. Під час дослідження дизельний двигун працював з повним навантаженням на частотах обертання двигуна 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300,

1400, 1500, 1600, 1700 та 1800 об./хв. Вимірювання проводили за методиками, розробленими на основі ГОСТ 14846-2020, щодо стаціонарних режимів роботи двигуна.

Попереднє визначення кількості токсичних компонентів у відпрацьованих газах проводили за допомогою газоаналізатора Autotest 02.03P (Додаток К) шляхом прямого вимірювання. Пробовідбірники відпрацьованих газів були встановлені на відстані 0,25 метра від зрізів вихлопних труб парогенераторних котлів та ДВЗ. Визначення міри сухості пари проводили за допомогою хроматографа NeoCHROM класу В (Додаток Л) за допомогою газової хроматографії. Вимірювання міри сухості пари у водяних парах котлів проводили шляхом відбору зразків у мішки для відбору проб.

Для визначення поверхневих та об'ємних температур відпрацьованих газів двигуна та автономного підігрівача на їхніх входах та виходах застосовувались безконтактний та контактний способи. При визначенні температур відпрацьованих газів та метанолу контактним способом використовувались термопари типу «хромель-копель» та логометр-потенціометр мод. УП-2А (рис. 3.4, поз. 7). Термопари виготовлені з дроту діаметрами робочих спаїв (чутливих елементів) 0,4 мм. Дроти термопар у випускному колекторі були захищені термоізолюючими трубками та арматурою.

Вимірювання об'ємної витрати, тиску та температури повітря у випускному колекторі здійснювали за допомогою вакуумметра, датчиків температури та газового лічильника.

Для безконтактної реєстрації температур випускного колектора та водяної пари застосовувався термометр-пірометр виробництва фірми «Fluke» (Додаток Ж). У додатках наведені основні характеристики цього пірометра. При вимірюванні температур поверхонь випускного колектора, змійовиків та об'ємних температур в котлі сумарна середньоквадратична похибка вимірювання температур складала не більше 2,0 %, що обумовлено підходом до

вибору типу, конструктивного виконання, схеми установки термопар та вимірювальною апаратурою.

Витрата дизельного палива при лабораторних експериментах визначалася за допомогою ваги ВТА-60/15-6D-AC-C (Додаток Е).

3.5 Аналіз похибок результатів вимірювань

Під час проведення експериментальних досліджень виконувалася оцінка похибок їхніх результатів [113]. З цією метою всі випробовування за фіксованих основних параметрів (температури води та пари, темпи нагрівання, тиски, вологість та ін.) проводились не менше за п'ять разів. За підсумками кожної такої серії експериментальних досліджень обчислювалися усереднені значення всіх досліджуваних величин. Далі визначалися значення середньоквадратичних відхилень величин та їхні коефіцієнти варіації [30].

Результати оброблення дослідних даних показали, що всі експерименти проведені при досить незначних відносних випадкових похибок. Їхні значення коливались в залежності від виду спалюваного палива (дизельне або пародизельна суміш), тисків і зміни температур від 0,38 % до 1,85 %. Встановлено, що зі збільшенням температури водяної пари та тисків величина похибки зростає. При незмінних умовах зміни вихідних температур і тисків витрата палива є стабільною. Проводячи оцінювання та аналіз результатів похибок виконаних експериментів, можна зробити висновки про досить високу стабільність одержаних результатів.

Висновки до третього розділу

На підставі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Сформульована мета експериментальних досліджень, яка полягала у встановленні в промислових та лабораторних умовах основних

закономірностей зміни паливно-економічних характеристик пересувних паропромислових установок нафтогазової галузі при реалізації запропонованих методів та розроблених технічних рішень та засобів.

2. Відповідно до мети розроблені наступні задачі: дослідження витрат палива в котлах пересувних парогенераторних установках; зниження енергетичних витрат в привідних двигунах з пропонованою системою подавання водяної пари; дослідження ефективної питомої витрати палива та ефективної потужності на привідних агрегатах в пересувних парогенераторних установках.

3. Розроблені плани експериментальних досліджень відповідно до основних положень теорії планування експериментів.

4. Промислові дослідження проводились на базі лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100 закритого типу та лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100М відкритого типу.

5. Стендові дослідження проводились на експериментальній лабораторній установці, що включала в себе серійний дизельний двигун Д21А1, який було переобладнано для роботи, в тому числі на водо-паливної емульсії, яка подавалась додатково у впускний колектор двигуна із зовнішнього парогенератора, моделюючи роботу штатного котла парогенераторної установки ППУА-1600/100.

6. Результати оброблення дослідних даних показали, що всі експерименти проведені при досить незначних відносних випадкових похибок. Їхні значення коливались в залежності від виду спалюваного палива (дизельне або пародизельна суміш), тисків і зміни температур від 0,38 % до 1,85 %.

РОЗДІЛ 4
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ
ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК

4.1 Результати досліджень витрати палива паропромисловими пересувними установками в залежності від міри сухості пари

Теплотехнічні розрахунки показують, що використання установок в умовах різних температурних режимів і тисків, що передбачені технічною характеристикою і інструкцією з експлуатації, приводить до збільшення або зменшення витрати палива на отримання 1 кг пари [102]. У технічних характеристиках та інструкції з експлуатації на установки ППУА [88, 100, 107, 108] відсутні дані про коефіцієнт корисної дії парогенераторних установок. У [2] наводяться дані, що ККД брутто подібного типу установок становить від 0,7...0,85 для різного типу парогенераторних установок.

Знаючи витрату палива для одержання сухої насиченої пари за потрібних P , t і x , а також рекомендовану витрату палива згідно технічної характеристики установок, визначаємо коефіцієнт корисної дії брутто парогенераторної установки:

$$\eta_{бр} = \frac{B}{B_{ТХ}}, \quad (4.1)$$

де $B_{ТХ}$ – витрата палива для зазначених P , t і x ;

За технічними характеристиками установок ППУА-1200/100 їхня витрата палива складає 83,2 кг/год. [107], ППУА-1600/100 – 110 кг/год [100]. Відповідно коефіцієнт корисної дії брутто для установок дорівнюють

$\eta'_{\text{оп}} = 0,817$ і $\eta''_{\text{оп}} = 0,824$. Використовуючи вищенаведене, за формулою (4.1) виконаємо розрахунки витрат палива парогенераторними установками для міри сухості пари при $x = 0$; $x = 0,2$; $x = 0,4$; $x = 0,6$ і $x = 0,8$.

Питома витрата (частка) дизельного палива на отримання 1 кг пари при різних значеннях міри сухості буде складати

$$q_{\text{пт}} = \frac{B_x}{D}, \frac{\text{кг палива}}{\text{кг пари}}, \quad (4.2)$$

де B_x – дійсна витрата дизельного палива для отримання пари при певній мірі сухості x , кг;

D – кількість пари, яка отримана з витраченого палива B_x , кг.

Дані розрахунків зведені в табл. 4.1 та 4.3. Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторними установками ППУА-1200/100 та ППУА-1600/100 (II) при промислових випробовуваннях для заданих тисків та сухості наведені в табл. 4.2 та 4.4.

Таблиця 4.1 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100 (I)

Р, МПа	t, °С	i'' , кДж/кг	i' , кДж/кг	$B_{x=0}$, кг/год.	$B_{x=0,2}$, кг/год.	$B_{x=0,4}$, кг/год.	$B_{x=0,6}$, кг/год.	$B_{x=0,8}$, кг/год.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,0	198,28	2790,4	844,7	27,414	40,842	54,270	67,699	81,127
2,0	223,94	2800,8	962,0	31,461	44,152	56,843	69,533	82,224
3,0	242,54	2801,3	1049,8	34,491	46,579	58,667	70,755	82,843
4,0	257,41	2796,5	1122,2	36,990	48,545	60,100	71,655	83,211
5,0	269,94	2788,4	1185,1	39,160	50,225	61,291	72,356	83,421
6,0	280,83	2777,6	1241,4	41,103	51,705	62,307	72,909	83,512

Закінчення табл. 4.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7,0	290,51	2764,7	1293,0	42,883	53,040	63,198	73,355	83,512
8,0	299,24	2749,9	1341,2	44,547	54,269	63,991	73,713	83,436
9,0	307,22	2733,4	1386,7	46,117	55,411	64,705	74,000	83,294
10,0	310,96	2724,4	1408,6	46,873	55,954	65,035	74,116	83,197

Таблиця 4.2 – Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100(І) при промислових випробовуваннях для заданих тисків та сухості

Р, МПа	t, °С	$B_{x=0}$, кг/год.	$B_{x=0,2}$ кг/год.	$B_{x=0,4}$ кг/год.	$B_{x=0,6}$ кг/год.	$B_{x=0,8}$ кг/год.
1	2	3	4	5	6	7
1,0	199	24,58	38,48	52,38	66,28	80,19
2,0	223	28,15	42,65	55,69	68,72	81,76
3,0	242	33,06	45,60	57,81	70,19	82,57
4,0	256	35,79	47,60	59,30	71,23	82,75
5,0	269	38,10	49,41	60,72	72,60	83,03
6,0	280	40,15	50,98	61,81	72,64	83,30
7,0	292	42,01	52,38	62,76	73,14	83,52
8,0	298	43,72	53,66	63,60	73,54	83,48
9,0	307	45,34	54,84	64,35	73,86	83,37
10,0	311	45,96	54,25	65,54	74,82	83,11

Таблиця 4.3 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 (II)

P, МПа	t, °C	i'' , кДж/кг	i' , кДж/кг	$B_{x=0}$	$B_{x=0,2}$	$B_{x=0,4}$	$B_{x=0,6}$	$B_{x=0,8}$
1,0	198,28	2790,4	844,7	36,241	53,993	71,746	89,498	107,250
2,0	223,94	2800,8	962,0	41,592	58,369	75,146	91,923	108,700
3,0	242,54	2801,3	1049,8	45,598	61,578	77,559	93,539	109,520
4,0	257,41	2796,5	1122,2	48,900	64,177	79,453	94,729	110,005
5,0	269,94	2788,4	1185,1	51,770	66,398	81,027	95,655	110,283
6,0	280,83	2777,6	1241,4	54,338	68,354	82,371	96,387	110,403
7,0	290,51	2764,7	1293,0	56,692	70,120	83,548	96,975	110,403
8,0	299,24	2749,9	1341,2	58,891	71,744	84,597	97,450	110,302
9,0	307,22	2733,4	1386,7	60,967	73,254	85,541	97,828	110,115
10,0	310,96	2724,4	1408,6	61,966	73,971	85,976	97,982	109,987

Таблиця 4.4 – Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 (II) при промислових випробовуваннях для заданих тисків та сухості

P, МПа	t, °C	$B_{x=0}$	$B_{x=0,2}$	$B_{x=0,4}$	$B_{x=0,6}$	$B_{x=0,8}$
1	2	3	4	5	6	7
1,0	199	32,20	50,87	69,25	87,63	106,01
2,0	223	39,15	56,38	73,62	90,85	108,08
3,0	242	43,70	60,55	76,43	92,80	109,16
4,0	257	47,31	62,93	78,55	94,17	109,79
5,0	268	50,37	65,32	80,65	95,21	110,16
6,0	282	53,08	67,40	81,72	96,04	110,36
7,0	290	55,53	69,25	82,97	96,65	110,41

Закінчення табл. 4.4.

1	2	3	4	5	6	7
8,0	300	57,81	70,94	84,08	97,22	110,65
9,0	308	59,94	72,50	85,07	97,64	110,21
10,0	311	61,54	73,26	85,99	97,71	109,43

Аналіз даних (див. табл. 4.1 - 4.4) показує, що при роботі установки на одному і тому ж режимі P і t , але при різних значеннях міри сухості x витрата палива на отримання вологої насиченої пари відрізняється на величину

$$\Delta B_x = B_{x=0,8} - B_{(x=0-0,6)}, \text{ кг/год.}, \quad (4.3)$$

де $B_{x=0,8}$ – витрата дизельного палива для отримання пари при мірі сухості ($x=0,8$), кг/год.;

$B_{(x=0-0,6)}$ – витрата дизельного палива для отримання пари для значень міри сухості ($x=0; 0,2; 0,4; 0,6$), кг/год.

Різниця витрат палива $\Delta B_x = f(P, x)$ при різних мірах степені сухості зображена на графіках рис. 4.1.

Наприклад, при мірі сухості водяної пари $x = 0,8$; $P=10$ МПа; $t=310$ °С установкою ППУА-1600/100 витрачається 109,987 кг/год. дизельного палива, а при сухості пари $x = 0,2$ (де є тільки 20 % сухої пари) при тих же параметрах витрата дизельного палива складає 73,971 кг/год., що приблизно у 1,5 рази менше і складає 36,016 кг "умовної" економії дизельного палива за годину. Різниця в необґрунтованих витратах палива при неконтрольованій мірі сухості і режимах подачі водяної пари може складати до 77,5 кг дизельного палива за годину.

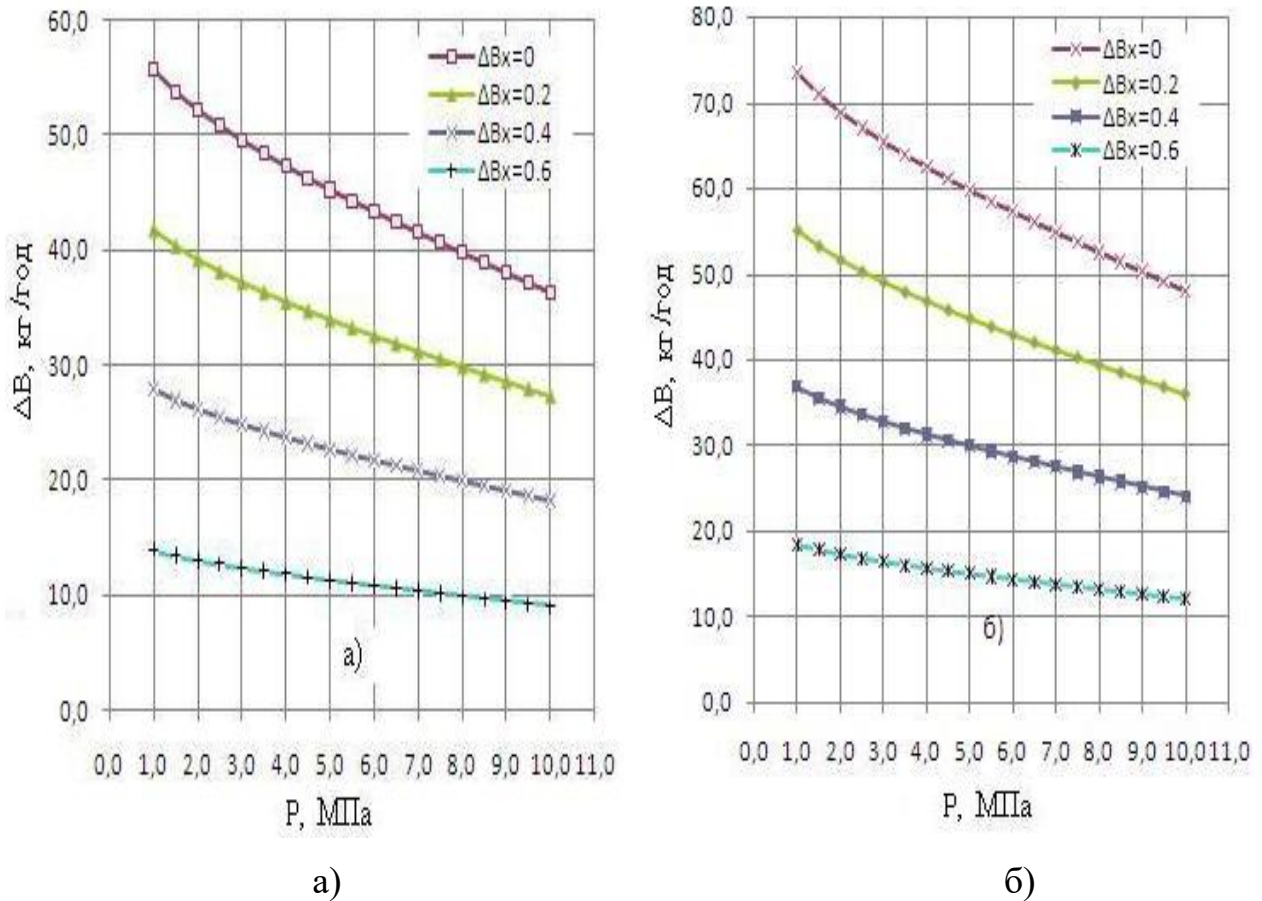


Рисунок 4.1 – Графіки різниці витрат палива ППУА при сталих P , t і різною мірою степені сухості x (а – установка ППУА-1200/100; б – ППУА-1600/100)

4.2 Результати досліджень витрати палива паропромисловими пересувними установками на різних режимах експлуатації

Мобільні парогенераторні установки моделей ППУ-3, ППУ-3М, ППУА-1200/100, ППУА 1600/100 та інші призначені для депарафінації привибійної зони свердловин, трубопроводів, резервуарів, арматури, підземного та наземного нафтогазпромислового обладнання, а також інших потреб, як наприклад, відпарюванням землі і трубопроводів водопостачання, тепlopостачання та іншого. Наведені вище установки мають один режим експлуатації.

Виробниками паропромислових установок ППУА 1600/100М (більш сучасної моделі) [108] передбачено додатковий режим ІІ, який призначений для операцій з обігріву, миття і інших робіт вологою насиченою парою низького тиску. Деякі техніко-експлуатаційні характеристики вищенаведених установок наведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 - Техніко-експлуатаційні характеристики установок типу ППУА

Параметри	Тип установки				
	ППУ-3 [88]	ППУ-3М [88]	ППУА- 1200/100 [107]	ППУА- 1600/100 [100]	ППУА- 1600/100М [108] (модифік.) режими І/ІІ
1	2	3	4	5	6
Паропродуктивність, кг/год.	1000	1000	1200	1600	1600
Тиск пари, МПа	10	10	10	10	10 / 0,78
Температура пари, °С	310	310	310	310	310 / 175
Теплопродуктивність розрахункова, кДж/год. (ккал/год.)	-	-	-	3929200 (940000)	3929200 (940000) / 1178760 (282000)
Жорсткість живильної води, мкг-екв/кг (мг- екв/л), не більше	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)
Температура живиль- ної води °С, не нижче	5	5	5	5	5

Закінчення табл. 4.5

1	2	3	4	5	6
Час необхідний для отримання пари з моменту пуску установки, хв., не більше	-	-	-	20	20 / 20
Витрата палива паровим котлом, кг/год., не більше	82	82	83,2	110	110/35
Паливо для роботи установки	Дизельне ДСТУ 3868-99	Дизельне ДСТУ 3868-99	Дизельне ДСТУ 3868-99	Дизельне ДСТУ 3868-99	Дизельне ДСТУ 3868- 99

Як видно із табл. 4.5, модифікована парогенераторна установка ППУА-1600/100М [108] має додатковий режим II з наступними параметрами: максимальний тиск вихідної рідини $P_m=0,78$ МПа; температура $t=175$ °С; паропроductивність $D=1600$ кг/год. і витратою палива $V=35$ кг/год. Що стосується норм на витрати палива парогенераторними установками, то вони для однієї і тієї самої установки за різними інформаційними джерелами різні (див. табл. 4.6).

За аналізом даних табл. 4.6 деякі галузеві нормативи витрат палива нижчі за нормативи, що встановлені інструкціями з експлуатації та інформаційними джерелами. Тобто галузеві нормативи складені із врахуванням того, що установки можуть працювати на різних режимах і виробляти пару з нижчими фізичними параметрами, ніж це подано в роботі [2]. В даний час, в зв'язку з величезною енергетичною залежністю України, глибоко некоректно таким чином підходити до нормування витрат палива для технологічних установок НГТТ.

Таблиця 4.6 – Витрати палива парогенераторними установками

Тип установки	Встановлені витрати палива паровим котлом, кг/год. (л/год.), не більше			
	За інструкціями з експлуатації	За галузевим стандартом ДК “Укргаз- видобу- вання”	За галузе- вим стан- дартом ВАТ “Укр- нафта”	За галузевим стандартом ДК “Укр- трансгаз”
ППУ-3 1000/100	82 кг/год. [88]	*	*	*
ППУ-3М 1000/100	85 кг/год [88]	*	*	*
ПУУА-1200/100	83,2 кг/год [107]	33 л/год	31 л/год	*
ППУА-1600/100	110 кг/год [100]	61,9 л/год	56 л/год	133,3л/год
ППУА-1600/100 (модифікована):				
I-режим	110 кг/год	*	56 л/год	133,3л/год
II-режим	35 кг/год [108]	*	37 л/год	42,4 л/год

Примітка: * інформація відсутня.

Для ряду технологічних операцій (операцій з підігріву, відігріву, обігріву, миттю і пропарюванню різних об’єктів та інших робіт вологою насиченою парою низького тиску [2] передбачена генерація пари в межах від $t=179,4$ до $309,5$ °С з тиском пари в межах 3-5 МПа, так як експлуатація установок ППУА в зазначених умовах на максимальних режимах недоцільна. Для згаданих режимів в інструкціях з експлуатації паропромислових установок норми витрат палива відсутні.

При депарафінізації свердловин установку ППУА експлуатують на максимальних режимах роботи ($P=10$ МПа, $t=310$ °С) з витратою палива для установки ППУ-1200/100 – $B=83,2$ кг/год. і ППУ-1600/100 – $B=110$ кг/год.

Методика визначення витрат дизельного палива на різних режимах полягає в наступному. Спочатку для вказаних режимів за тиском пари, який фіксується манометром установки, за допомогою ПЕОМ і програми “Excel” будуються графіки залежності витрат дизельного палива, а після, за допомогою графічно-аналітичних методів обробки отриманих значень, перетворюємо їх в емпіричні формули.

З метою отримання результату для розрахунку витрат палива парогенераторними установками виконаємо обчислення витрат палива для наступних параметрів: $t_B = 12$ °С, $C_p = 4,19$ кДж/(кгК), міра сухості водяної пари $x = 0,8$ та $x = 0$. Для розрахунків було взято режими рекомендовані інструкціями з експлуатації [107, 108]. При цьому використаємо термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском) використовуючи джерело [102].

Результати розрахунків витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100М для $x=0$; $x=0,8$ (для режиму І) зведені в табл. 4.7. Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим І) при промислових випробовуваннях наведені в табл. 4.8.

Таблиця 4.7 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим І)

p_m , МПа	t , °С	$i'' \cdot x$, кДж/кг ($x=0,8$)	i' , кДж/кг	q , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$, кг/год
1	2	3	4	5	6	7	8
1,96	216,23	2239,1006	926,1202	2374,045	108,3027	875,8402	39,95537
2,16	220,75	2240,1055	947,0542	2379,236	108,5395	896,7742	40,91037

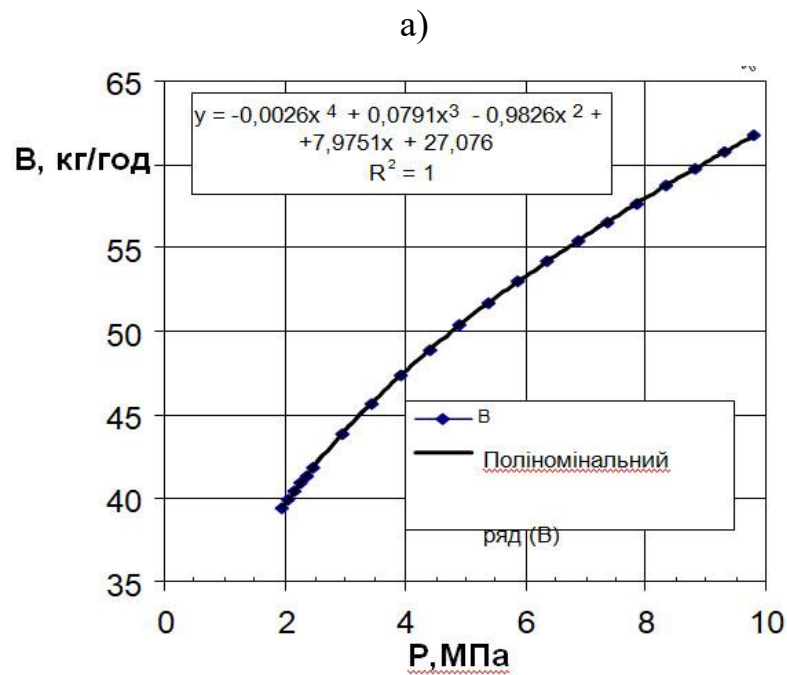
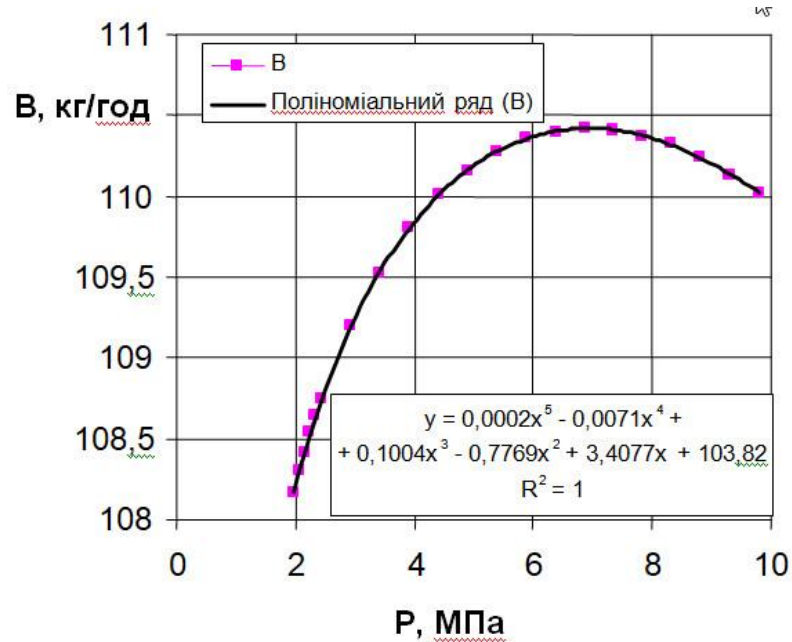
Закінчення табл. 4.7

1	2	3	4	5	6	7	8
2,35	224,99	2240,7754	966,7321	2383,842	108,7496	916,4521	41,80807
2,94	243,04	2240,7754	1052,143	2400,924	109,5289	1001,863	45,70446
3,92	257,56	2237,091	1122,9	2411,391	110,0064	1072,62	48,93236
4,9	269,84	2230,727	1184,446	2417,336	110,2776	1134,166	51,74005
5,88	280,55	2222,3534	1239,711	2420,016	110,3999	1189,431	54,26125
6,86	290,08	2212,3051	1290,79	2420,183	110,4075	1240,51	56,59144
7,84	298,69	2200,917	1338,101	2418,257	110,3196	1287,821	58,74974
8,82	306,56	2187,8542	1382,9	2414,154	110,1325	1332,62	60,79343
9,8	310,26	2181,1553	1404,671	2411,81	110,0255	1354,391	61,78663

Таблиця 4.8 – Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим I) при промислових випробуваннях

p_m , МПа	t , °С	q , кДж/кг $x=0,8$	$B_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$B_{x=0}$, кг/год
1,96	216	2371,198	108,1728	864,9545	39,45877
2,16	220	2376,557	108,4173	886,7258	40,45197
2,35	225	2381,581	108,6465	906,8225	41,36877
2,94	244	2393,555	109,1927	961,6696	43,87087
3,92	258	2406,953	109,8039	1038,707	47,38526
4,9	269	2414,74	110,1592	1104,439	50,38395
5,88	280	2419,011	110,354	1162,636	53,03885
6,86	291	2420,518	110,4228	1215,39	55,44544
7,84	298	2419,262	110,3655	1264,375	57,68014
8,82	306	2416,415	110,2356	1310,43	59,78114
9,8	310	2411,391	110,0064	1351,62	61,93236

Графіки витрат палива, лінія тренда та поліноміальна залежність витрат палива в залежності від манометричного тиску установки ППУА-1600/100М (режим І) зображені на рис. 4.2.



а – режим І ($p_m - 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t - 213,85 \dots 310,26$ °С, $x=0,8$);

б – режим І ($p_m - 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t - 213,85 \dots 310,26$ °С, $x=0$).

Рисунок 4.2 – Залежність годинної витрати палива V у залежності від тиску

P_m вологої насиченої пари установкою ППУА-1600/100

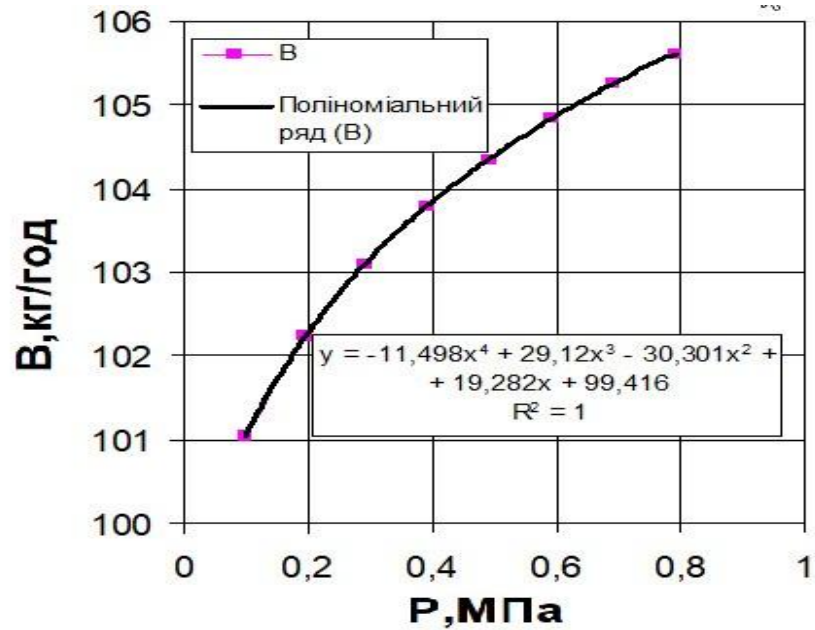
Результати розрахунків витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100М для $x=0$; $x=0,8$ (для режиму II) показані в табл. 4.9. Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим II) при промислових випробовуваннях наведені в табл. 4.10. Графіки витрат палива, лінія тренда та поліноміальна залежність витрат дизельного палива в залежності від манометричного тиску установки ППУА-1600/100М (режим II) зображені на рис. 4.3.

Таблиця 4.9 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100М для $x=0$; $x=0,8$ (режим II)

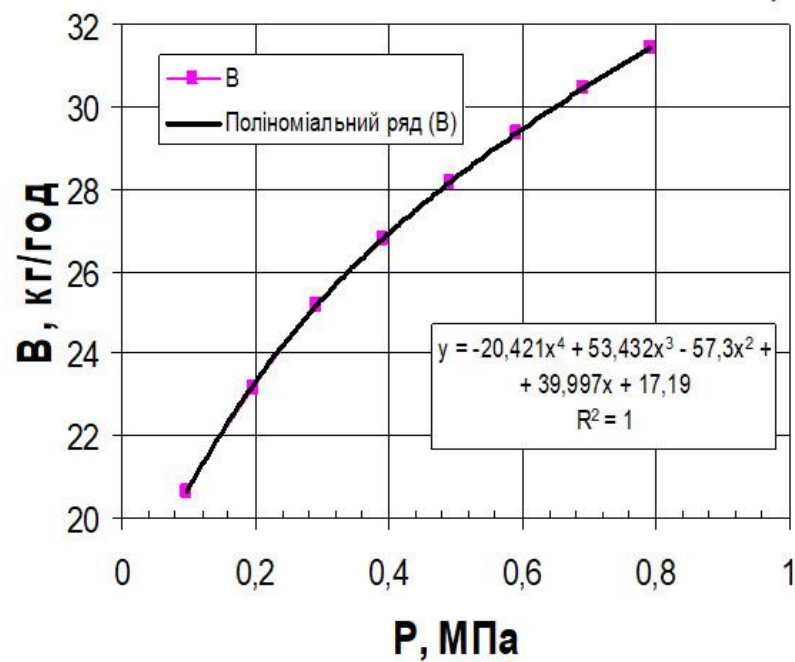
p_M , МПа	t , °С	$i'' \cdot x$, кДж/кг ($x=0,8$)	i' , кДж/кг	q , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$, кг/год
0,098	119,88	2179,4806	558,5191	2576,016	102,2289	508,2391	23,1856
0,29	151,11	2197,9025	636,8123	2657,072	103,7836	586,5323	26,7573
0,49	164,17	2209,6256	693,7528	2714,348	104,838	643,4728	29,35489
0,79	174,53	2217,6642	738,9702	2758,56	105,6172	688,6902	31,41769

Таблиця 4.10 – Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим II) при промислових випробовуваннях

p_M , МПа	t , °С	q , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$, кг/год
0,098	119	2516,128	101,0416	451,8011	22,61093
0,29	142	2620,898	103,096	551,3632	25,1529
0,49	159	2687,552	104,349	616,6772	28,1325
0,79	175	2737,459	105,2505	666,9188	30,42449



а)



б)

а – режим II ($p_M = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ °С, $x=0,8$);

б – режим II ($p_M = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ °С, $x=0$).

Рисунок 4.3 – Залежність годинної витрати палива V у залежності від тиску P_M вологої насиченої пари установкою ППУА-1600/100

Результати розрахунків витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 (в комплектації без режиму II) для $x=0$; $x=0,8$ наведені в табл. 4.11. Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (в комплектації без режиму II) при промислових випробуваннях наведені в табл. 4.12.

Таблиця 4.11 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 (в комплектації без режиму II)

p , МПа	t , °C	p_m , МПа	i'' , кДж/кг	i' , кДж/кг	q , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$, кг/год
1,0	179,04	1,568	2789,66	840,29	2349,5100	107,1834	790,0108	36,03988
2,0	211,38	2,548	2800,55	957,1	2381,5809	108,6465	906,8225	41,36877
3,0	232,76	3,528	2801,39	1044,6	2399,7516	109,4754	994,3266	45,36066
4,0	249,18	4,508	2797,2	1116,2	2410,7210	109,9758	1065,9209	48,62676
5,0	262,7	5,488	2789,25	1178,6	2416,8338	110,2547	1128,3042	51,47265
6,0	274,29	6,468	2779,2	1234,7	2420,0157	110,3999	1184,4073	54,03205
7,0	284,48	7,448	2766,64	1285,8	2420,1832	110,4075	1235,4863	56,36224
8,0	293,62	8,428	2752,4	1333,5	2418,3410	110,3235	1283,2158	58,53964
9,0	301,92	9,408	2736,49	1378,3	2414,5729	110,1516	1328,0146	60,58333
10,0	309,53	9,898	2728,12	1400,1	2412,9272	110,3502	1349,1931	62,79055

Таблиця 4.12 – Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для $x=0$; $x=0,8$ (режим II) при промислових випробуваннях

p , МПа	t , °C	p_m , МПа	q , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$, кг/год
1	2	3	4	5	6	7
1,0	179	1,078	2322,4633	105,9496	708,3682	32,31539

Закінчення табл. 4.12

1	2	3	4	5	6	7
2,0	212	2,058	2367,9319	108,0238	853,6501	38,94308
3,0	232	3,038	2391,7967	109,1125	952,8773	43,46977
4,0	249	4,018	2405,8644	109,7543	1031,5891	47,06056
5,0	263	4,998	2414,1542	110,1325	1098,1592	50,09745
6,0	274	5,978	2418,9272	110,3502	1157,1931	52,79055
7,0	285	6,958	2420,5182	110,4228	1210,3655	55,21624
8,0	294	7,938	2419,6808	110,3846	1259,7697	57,47004
9,0	302	8,918	2416,8338	110,2547	1305,8245	59,57104
10,0	310	9,898	2412,2283	110,0446	1349,7859	61,57653

Результати розрахунків витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100 (в комплектації без режиму II) для $x=0$; $x=0,8$ наведені в табл. 4.13. Експериментальні значення витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100 для $x=0$; $x=0,8$ (в комплектації без режиму II) при промислових випробуваннях наведені в табл. 4.14.

Таблиця 4.13 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100 (в комплектації без режиму II) для $x=0$; $x=0,8$

p_m , МПа	t , °C	p_m , МПа	i'' , кДж/кг	i' , кДж/кг	q , кДж/кг $x=0,8$	$B_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$B_{x=0}$, кг/год
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,0	197,36	1,568	2789,66	840,29	2349,510	81,076	790,010	27,2615
2,0	222,9	2,548	2800,55	957,1	2381,580	82,183	906,822	31,2924
3,0	242,5	3,528	2801,39	1044,6	2399,751	82,810	994,326	34,3120

Закінчення табл. 4.13.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
4,0	256,23	4,508	2797,2	1116,2	2410,721	83,188	1065,920	36,7825
5,0	268,69	5,488	2789,25	1178,6	2416,833	83,399	1128,304	38,9352
6,0	279,54	6,468	2779,2	1234,7	2420,015	83,509	1184,407	40,8712
7,0	289,17	7,448	2766,64	1285,8	2420,183	83,515	1235,486	42,6339
8,0	297,86	8,428	2752,4	1333,5	2418,341	83,451	1283,215	44,2809
9,0	305,8	9,408	2736,49	1378,3	2414,572	83,321	1328,014	45,8268
10,0	309,53	9,898	2728,12	1400,1	2412,228	83,240	1349,785	46,5781

Таблиця 4.14 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100 (в комплектації без режиму II) для $x=0$; $x=0,8$

p_m , МПа	t , °С	p_m , МПа	q , кДж/кг $x=0,8$	$B_{x=0,8}$, кг/год	q , кДж/кг $x=0$	$B_{x=0}$, кг/год
1,0	197	1,078	2322,463	80,143	708,368	24,4442
2,0	222	2,058	2367,931	81,712	853,650	29,4576
3,0	242	3,038	2391,796	82,535	952,877	32,8817
4,0	256	4,018	2405,864	83,021	1031,589	35,5978
5,0	269	4,998	2414,154	83,307	1098,159	37,8950
6,0	280	5,978	2418,927	83,471	1157,193	39,9321
7,0	289	6,958	2420,518	83,526	1210,365	41,7670
8,0	299	7,938	2419,680	83,497	1259,769	43,4718
9,0	306	8,918	2416,833	83,399	1305,824	45,0611
10,0	310	9,898	2412,833	83,399	1349,304	46,9352

Узагальнивши вищенаведене можна записати залежності витрат палива в залежності від тиску при температурі лінії насичення. Для цього в

поліноміальних залежностях отриманих з графіків рисунків замінимо x на P і y на B . Витрата палива установкою ППУА-1200/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ($p_m = 1,078 \dots 9,898$ МПа; $t = 179,04 \dots 309,53$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,2} = -0,00006p_m^6 + 0,0023p_m^5 - 0,0371p_m^4 + 0,313p_m^3 - 1,5474p_m^2 + 4,6165p_m + 76,625,$$

для $x=0,8$ та $R^2=1$; (4.4)

$$B_{x=0}^{1,2} = 0,0007p_m^5 - 0,241p_m^4 + 0,3163p_m^3 - 2,1581p_m^2 + 9,7991p_m + 16,06,$$

для $x=0,0$ та $R^2=1$. (4.5)

де p_m – тиск вологої насиченої пари (пароводяної суміші) в котлі за показами манометра, МПа.

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ($p_m = 1,078 \dots 9,898$ МПа; $t = 179,04 \dots 309,53$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,6} = -0,00008p_m^6 + 0,0031p_m^5 - 0,049p_m^4 + 0,4138p_m^3 - 2,0456p_m^2 + 6,103p_m + 101,3,$$

для $x=0,8$ та $R^2=1$; (4.6)

$$B_{x=0}^{1,6} = 0,001p_m^5 - 0,0318p_m^4 + 0,4182p_m^3 - 2,8531p_m^2 + 12,954p_m + 21,232,$$

для $x=0,0$ та $R^2=1$. (4.7)

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в режимі I в діапазоні зміни параметрів ($p_m = 1,96 \dots 9,8$ МПа; $t = 213,85 \dots 310,26$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,6(I)} = 0,0002p_m^5 - 0,0071p_m^4 + 0,1004p_m^3 - 0,7769p_m^2 + 3,4077p_m + 103,82,$$

$$\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1; \quad (4.8)$$

$$B_{x=0}^{1,6(I)} = 0,0026p_m^4 + 0,0791p_m^3 - 0,9826p_m^2 + 7,9751p_m + 27,076,$$

$$\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1. \quad (4.9)$$

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в режимі II в діапазоні зміни параметрів ($p_m = 0,098 \dots 0,79$ МПа; $t = 119,62 \dots 174,53$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,6(II)} = -11,498p_m^4 + 29,12p_m^3 - 30,301p_m^2 + 19,282p_m + 99,416,$$

$$\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1; \quad (4.10)$$

$$B_{x=0}^{1,6(II)} = -20,421p_m^4 + 53,432p_m^3 - 57,3p_m^2 + 39,997p_m + 17,19, \text{ кг/Год, } (R^2=1),$$

$$\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1. \quad (4.11)$$

В рівняннях (4.4)-(4.11) $B_{x=0,8}^{1,2}$, $B_{x=0}^{1,2}$, $B_{x=0,8}^{1,6}$, $B_{x=0}^{1,6}$, $B_{x=0,8}^{1,6(I)}$, $B_{x=0}^{1,6(I)}$, $B_{x=0,8}^{1,6(II)}$, $B_{x=0}^{1,6(II)}$ – відповідно годинні витрати палива для отримання пари при мірі сухості ($x=0,8$ і $x=0$) установками позначеними: $1,2$ – ППУА-1200/100; $1,6$ – ППУА-1600/100; $1,6(I)$ – ППУА-1600/100 (режим - I) і $1,6(II)$ – ППУА-1600/100 (режим - II), кг/год;

Для розрахунків за спрощеною формулою при тих же режимах $t_B = 12$ °С, $C_p = 4,19$ кДж/(кгК) і мірі сухості пари $x = 0,8$ та $x = 0$.

Витрата палива установкою ППУА-1200/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ($p = 1,078 \dots 9,898$ МПа; $t = 179,04 \dots 309,53$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,2} = 0,011p^3 - 0,265p^2 + 2,0472p + 78,405, \text{ при } R^2=0,9938, \quad (4.12)$$

$$B_{x=0}^{1,2} = -0,1693p^2 + 4,1844p + 21,21, \text{ при } R^2 = 0,996 \quad (4.13)$$

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ($p = 1,078 \dots 9,898$ МПа; $t = 179,04 \dots 309,53$ °С,) буде складати:

$$B_{x=0,8}^{1,6} = 0,0145p^3 - 0,3504p^2 + 2,7064p + 103,65, \text{ при } R^2 = 0,9938, \quad (4.14)$$

$$B_{x=0}^{1,6} = -0,2237p^2 + 5,5318p + 28,039, \text{ при } R^2 = 0,996, \quad (4.15)$$

де $B_{x=0,8}^{1,2}, B_{x=0}^{1,2}, B_{x=0,8}^{1,6}, B_{x=0}^{1,6}$ – відповідно годинні витрати палива для отримання пари за міри сухості ($x=0,8$ і $x=0$) установками позначеними: 1,2 – ППУА-1200/100 і 1,6 – ППУА-1600/100, кг/год;

p – тиск вологої насиченої пари в котлі, МПа.

За наведеними вище формулами (4.4)-(4.15) з достатньо високою точністю можна визначати витрати палива при експлуатації парогенераторних установок на різних режимах.

Приклад: необхідно визначити годинну витрату палива ППУА-1200/100, якщо тиск пари $p_m = 4,998 \approx 5$ МПа, температура $t = 262,7$ °С за $x = 0,8$. В формулу (4.12) замість p підставимо значення 4,998 і отримаємо:

$$B_{x=0,8}^{1,2} = -0,00006p_m^6 + 0,0023p_m^5 - 0,0371p_m^4 + 0,313p_m^3 - 1,5474p_m^2 + 4,6165p_m + 76,625 = 83,2097 \text{ кг/год.}$$

За таблицею 4.8 для вказаних режимів $V = 83,3071$ кг/год., що на 0,0974 кг/год. більше. Наведене свідчить про достатньо високу точність запропонованої методики, яка може бути використана як при експлуатації парогенераторних установок, так і при прогнозуванні потреби підприємств

нафтогазової галузі в паливних ресурсах на виконання запланованих обсягів робіт.

Проаналізувавши вищенаведене можна констатувати, що різні норми витрат палива на 1 годину роботи установки ППУА, прийняті деякими організаціями нафтогазової галузі України, є некоректні з технічної і практичної точок зору. Як показали виконані дослідження неможливо отримати певну кількість водяної пари при відповідних режимах роботи установки ППУА, витративши меншу кількість дизельного палива, ніж передбачено теоретичними розрахунками.

Проведені дослідження дають можливість створити один єдиний метод визначення витрат дизельного палива при різних режимах роботи різних моделей установок ППУА і позбутися заниження або завищення норм витрат палива підприємствами нафтогазової галузі, які експлуатують парогенераторні установки.

4.3 Результати досліджень впливу параметрів технологічної води паропромислових пересувних установок на витрати палива

При експлуатації парогенераторних установок особлива увага звертається на якість технологічної води. Відзначається, що безвідмовна і довговічна робота парового котла залежить, в основному, від якості технологічної води та її твердості, тобто від вмісту в живильній воді накипоутворюючих солей.

При роботі парового котла на воді з твердістю більше 0,01 мг-екв/л (10 мкг-екв/л) на внутрішніх стінках змійовиків осідає накип. В місцях відкладання накипу зменшується теплопровідність металу труб. Чим гірша якість живильної води, тим інтенсивніше відкладається накип. Інструкціями з технічної експлуатації установок [88, 100, 107, 108] застерігається, що робота парового котла на непідготовленій живильній воді не допускається. Згадане має

негативний вплив і на надійність роботи установки. Для забезпечення таких високих вимог необхідна попередня очистка сирої води.

Також, в зв'язку з характером роботи, експлуатація парогенераторних установок часто здійснюється в польових умовах на далекій відстані від основних баз їх дислокації, зберігання та обліку, що приводить до вимушеного споживання фізично і хімічно непідготовленої живильної води. Як правило, це підземні природні джерельні води, води з рік, озер, ставків та ін. За фізико-хімічними властивостями згадані води не відповідають поставленим вимогам, передбаченим інструкціями з експлуатації [88, 100, 107, 108], для яких твердість повинна бути менша 10 мкг-екв/кг. За інформаційними джерелами [4] твердість природної не підготовленої води Прикарпаття та більшої частини України коливається в межах від 30 до 60 мкг-екв/л, що суттєво перевищує передбачені інструкціями з експлуатації парогенераторних установок нормативи.

На деяких нафтогазопромислових підприємствах також відсутні системи для підготовки живильної води для котельних агрегатів. В кращому випадку природну воду відстоюють.

Аналіз умов експлуатації парогенераторних установок мобільного типу показує, що їхня кількість в підприємствах нафтогазової галузі роздрібнена (не сконцентрована в одному територіальному чи регіональному районі). Нафтогазовим управлінням чи іншим підприємствам, які займаються експлуатацією свердловин, зберіганням чи транспортуванням нафти або газу та мають парогенераторні установки не завжди доцільно створювати спеціальні технологічні системи для підготовки живильної води. У кращому випадку, при невеликих відстанях до місця експлуатації установок, використовують живильну воду котельних агрегатів, яка споживається для обігріву приміщень та інших побутових потреб, причому вони різні за фізико-хімічними властивостями для живлення парових і водогрійних котлів.

Підготовка технологічної води для парогенераторних установок в технологічному і технічному відношенні досить складна і фінансово дорога, в зв'язку з чим деякі експлуатуючі організації нехтують правилами з експлуатації парогенераторних установок (підготовки живильної води) і використовують технічну воду, якою користуються на об'єктах нафтогазової галузі. Враховуючи, що парогенераторні установки працюють на далеких відстанях від основних баз, де можна заправити установку підготовленою живильною водою, інколи економічно недоцільно транспортувати установку для заправки живильною водою на основну базу, так як транспортні витрати на переїзд установки до основної бази можуть бути набагато більші, ніж на кислотну обробку (очищення) парогенераторних котлів.

Використання парогенераторної установки в різні пори року при різній вхідній температурі живильної води також вимагає корегування витрат дизельного палива.

Розглянемо теоретичну розрахункову питому витрату палива при роботі установок ППУА-1600/100; ППУА-1200/100. Для розрахунків візьмемо рекомендовані інструкцією з експлуатації режими [100, 107]. При цьому використаємо термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском), використовуючи джерело [99].

Якщо прийняти, що температура технологічної води при теплотехнічних розрахунках парогенераторних установок приймалась на рівні 18 °С, то рекомендовані в інструкціях з експлуатації [100, 107] витрати палива можна прийняти як середнє значення. Зміна температури води відносно прийнятого середнього значення ($t_B=18$ °С) буде, згідно теплотехнічних розрахунків, приводити до збільшення або зменшення витрат палива парогенераторними установками на отримання заданої кількості пари.

Використавши методики наведені в роботах [101, 103] і застосовуючи середовище Excel, отримаємо графік з поліноміальними залежностями для розрахунку витрат палива при зміні температури живильної води від 6 до 30 °С.

Вірогідна апроксимація отриманих залежностей $R^2 = 1$, що свідчить про високу точність і можливість використання отриманих залежностей для визначення витрат палива.

Розрахунки витрат дизельного палива в залежності від зміни температури технологічної води для установок ППУА-1200 велись при наступних вихідних величинах: $c_p = 4,19$ кДж/(кг·К); $Q_n^p = 42564$ кДж/кг; $t_B = 6...30$ °С; $x = 0,8$; $\eta_{\text{ор}} = 0,808$. На рисунку 4.4 зображено графік і поліноміальна залежність зміни витрат дизельного палива парогенераторними установками ППУА-1200 від зміни температури живильної води.

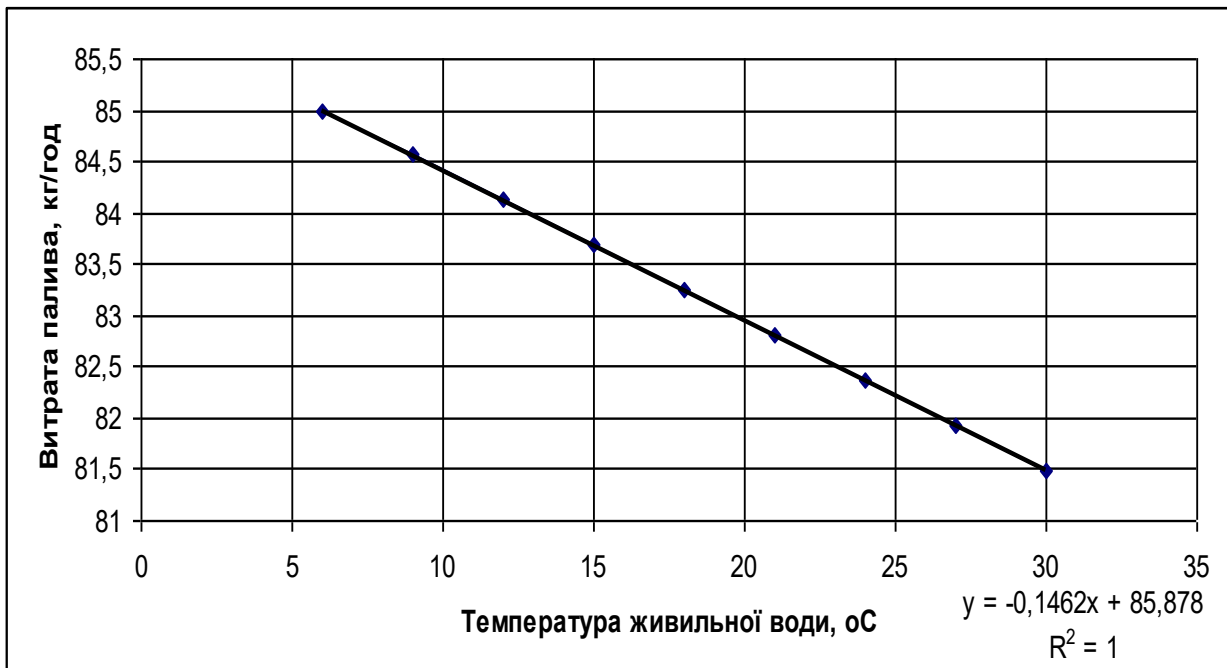


Рисунок 4.4 – Залежність годинної витрати палива B парогенераторними установками ППУА-1200/100 від вхідної температури живильної води t_B

Розрахунки витрат палива в залежності від зміни температури технологічної води для установок ППУА-1600 велись при наступних вихідних величинах: $c_p = 4,19$ кДж/(кг·К); $Q_n^p = 42564$ кДж/кг; $t_B = 6...30$ °С; $x = 0,8$; $\eta_{\text{ор}} = 0,815$. На рисунку 4.5 зображено графік і поліноміальна залежність

зміни витрат дизельного палива парогенераторними установками ППУА-1600 від зміни температури технологічної води.

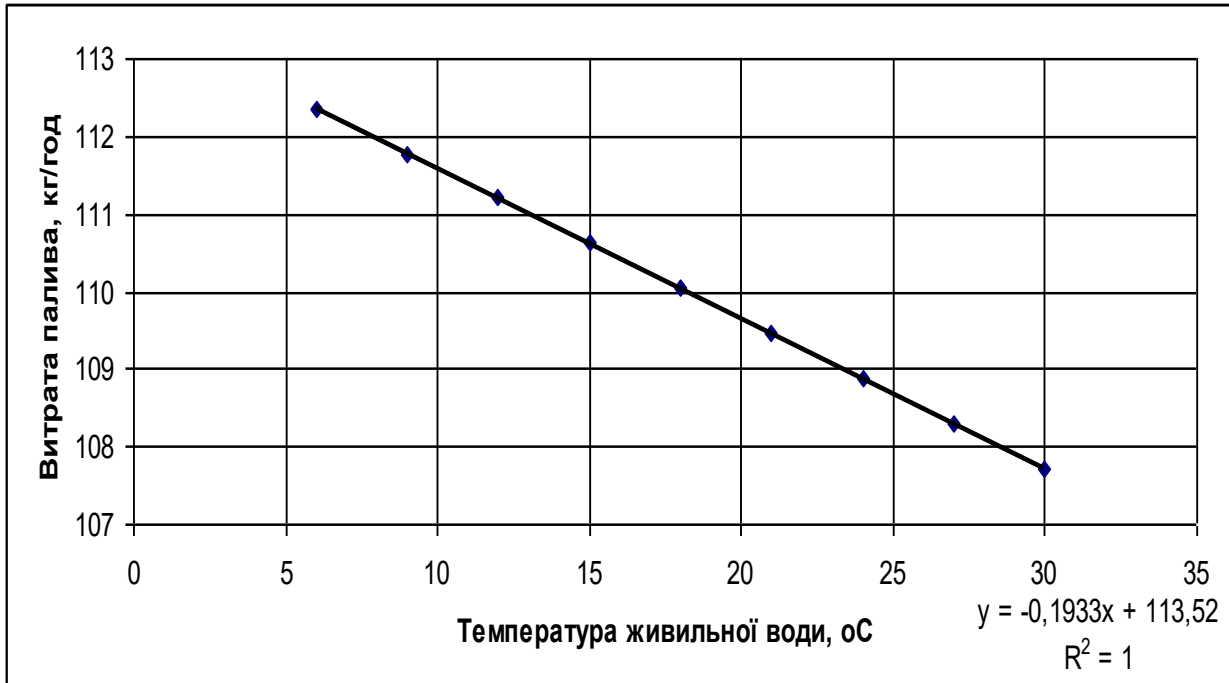


Рисунок 4.5 – Залежність годинної витрати палива B парогенераторними установками ППУА-1600/100 від вхідної температури живильної води t_B

В отриманих поліноміальних залежностях, замінивши x на t_B і y на B , отримаємо рівняння (4.16), (4.17) для визначення витрат палива при зміні t_B від 6 до 30 °С для вищенаведених вихідних даних.

$$B_{1,2} = -0,1462 t_B + 85,878 \text{ при } R^2 = 1; \quad (4.16)$$

$$B_{1,6} = -0,1933 t_B + 113,52 \text{ при } R^2 = 1. \quad (4.17)$$

Нормативні витрати палива парогенераторних установок [100, 107] ППУА-1200/100 – 83,2 кг/год. і ППУА-1600/100 – 110 кг/год., приблизно відповідають температурі живильної води $t_B = 18$ °С. Згідно отриманих

залежностей (4.16), (4.17) зміна температури живильної води на 1 °С, приводить до зниження або підвищення витрат палива на 0,1462 кг/год. для ППУА 1200/100 і на 0,1933 кг/год. для ППУА 1600/100 від прийнятого середнього значення $t_B=18^\circ\text{C}$.

Відповідно за вхідної температури живильної води вище $t_B=18^\circ\text{C}$, необхідно від нормативної загальної кількості палива відняти: для установок ППУА 1200/100 по 0,1462 кг/год. і ППУА 1600/100 по 0,1933 кг/год. палива на 1 °С. Якщо температура менше середньо прийнятої, то навпаки необхідно додати цю кількість палива до нормативів.

Використання установок в умовах різних температурних режимів і тисків, що передбачені технічною характеристикою та інструкцією з експлуатації, приводить до збільшення або зменшення витрати палива на отримання 1 кг водяної пари. Деякі підприємства нафтогазової галузі, які експлуатують парогенераторні установки, розрахунок витрат палива здійснюють за технічними характеристиками теплогенераторних установок при їхній експлуатації на максимальних режимах ($P=10\text{ МПа}$, $t=310^\circ\text{C}$).

Наприклад, для установки ППУА 1600/100 при збільшенні температури живильної води з 18 °С до 30 °С необхідно з нормативних витрат вирахувати (відняти) $\approx 2,32$ кг/год. палива, а при 6-ти годинній роботі установки $\approx 13,92$ кг, що приблизно буде складати 16,37 літрів за зміну при густині дизельного палива $0,85\text{ т/м}^3$.

4.4 Результати досліджень зміни витрати палива паропромиловими пересувними установками від зміни коефіцієнтів корисної дії

Робота ППУА на різних режимах та кліматичних (температурних) умовах, а також на непідготовленій воді, різній товщині накипу та інших чинниках приводить до зменшення ККД. В процесі експлуатації ППУА буде

проходити зміна ККД, яка залежить від багатьох параметрів, починаючи від виду палив, технічної характеристики котла, сажоутворення при згоранні палива, утвореного в трубках змійовика накипу, якості води та інших чинників. Покращення кожного із наведених показників буде супроводжуватись підвищенням ККД, а разом з цим зменшенням витрат палива на отримання пари.

В технічній характеристиці та інструкціях з експлуатації установок [88, 100, 107, 108] відсутні дані про коефіцієнт корисної дії парогенераторних установок. Джерелами [87, 111] наводяться дані, що ККД бруто подібного типу установок становить від 0,7...0,85 для різного типу парогенераторних установок. Знаючи витрату палива для одержання сухої насиченої пари за потрібних P , t і x , а також рекомендовану витрату палива згідно технічної характеристики установок, визначаємо коефіцієнт корисної дії бруто парогенераторної установки

$$\eta_{бр} = \frac{B}{B_{ТХ}}, \quad (4.18)$$

де $B_{ТХ}$ – витрата дизельного палива для зазначених P , t і x ; за технічними характеристиками установок ППУА-1200/100 – 83,2 кг/год, ППУА-1600/100 – 110 кг/год.

За нормативними даними для парогенераторних установок типу ППУА-1200/100 при $P=9,81$ МПа, $t=310$ °С, $D=1200$ кг/год., витрата палива складає $B_{1,2}=83,2$ кг/год. [107]; для установки ППУА-1600/100 при тих же параметрах P , t і продуктивності $D=1600$ кг/год., $B_{1,6}=110$ кг/год. [100]. Модифікована парогенераторна установка ППУА-1600/100М [108] має додатковий режим II з параметрами $P=0,78$ МПа, $t=175$ °С, $D=1600$ кг/год. і витратою палива $B_{1,6}^I=35$

кг/год. Тоді теоретична годинна витрата палива установок при зміні ККД складе:

$$B = \frac{q_x \cdot D}{\eta_{\text{бp}} \cdot Q_n^p}, \text{ кг/год,} \quad (4.19)$$

де D – паро- (водо-) продуктивність парогенераторної установки, кг/год;

$\eta_{\text{бp}}$ – ККД бруто парогенераторної установки, відповідно для установок ППУА-1200/100 - $\eta'_{\text{бp}} = 0,817$ і ППУА-1600/100 - $\eta''_{\text{бp}} = 0,824$;

Q_n^p – нижча теплота згоряння палива, за його робочою масою кДж/кг; для дизельного палива згідно [41, 66] $Q_n^p = 42564$ кДж/кг палива.

Використавши методики, наведені в роботах [77, 103] і застосовуючи середовище EXCEL, отримаємо графік і поліноміальні залежності другого степеня з вірогідною апроксимацією не менше $R^2 = 0,9987$, що свідчить про високу точність і можливість використання отриманих залежностей для визначення витрат палива при зміні ККД від 0,5 до 0,9, розрахованих за формулою (4.19) при наступних вихідних даних: $c_p = 4,19$ кДж/(кг·К); $Q_n^p = 42564$ кДж/кг; $t_B = 18$ °С; $x = 0,8$.

На рисунку 4.6 зображено графік зміни витрат дизельного палива при зміні ККД від 0,5 до 1, розрахованих за формулою (4.19) при наведених вихідних даних.

В отриманих поліноміальних залежностях замінивши x на $\eta_{\text{бp}}$ і y на B отримаємо рівняння (4.20), (4.21) для визначення витрат палива при зміні ККД від 0,5 до 0,9, розрахованих за формулою (4.19) при вищенаведених вихідних даних:

$$B_{1,2} = 181,12 \eta_{\text{бp}}^2 - 403,24 \eta_{\text{бp}} + 290,06 \quad \text{при } R^2 = 0,9987; \quad (4.20)$$

$$B_{1,6} = 241,5\eta_{ad}^2 - 537,65\eta_{ad} + 386,75 \text{ при } R^2 = 0,9987. \quad (4.21)$$

При тривалій вимушеній експлуатації парового котла на невідготовленій воді, коли на внутрішніх стінках утворився накип, виникає необхідність коректувати нормативи на витрату палива поправочними коефіцієнтами, через зниження коефіцієнту теплопередачі від котельних газів до води або пари, що збільшує витрати палива через зниження ККД.

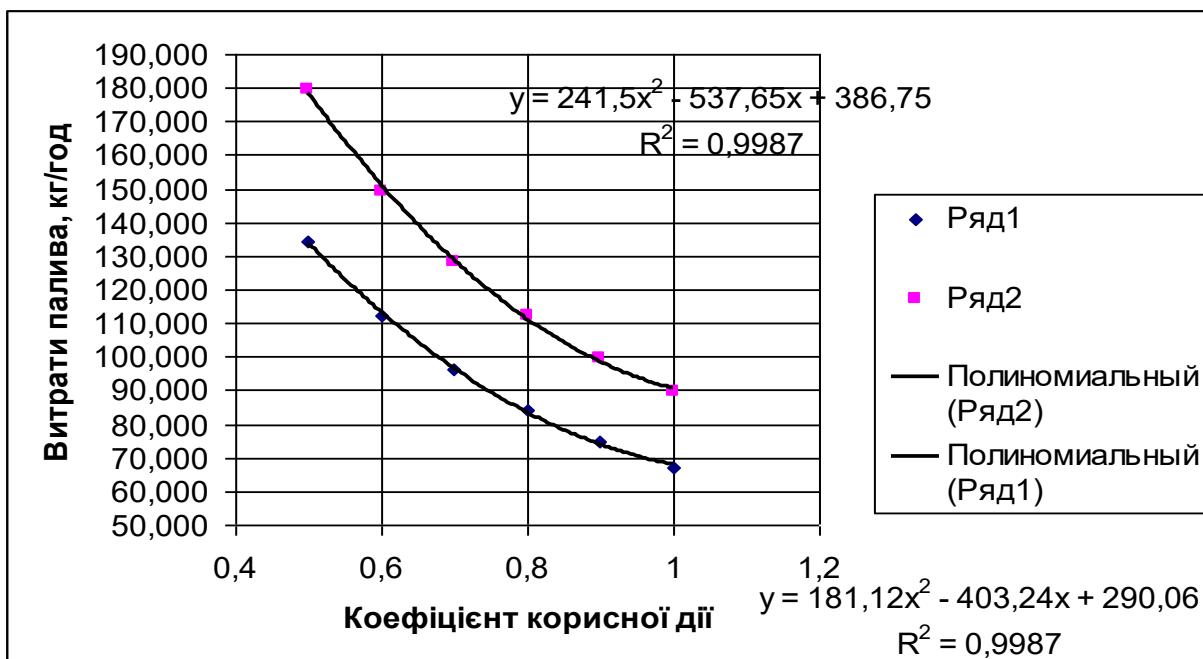


Рисунок 4.6 – Залежність витрат палива B парогенераторними установками при зміні коефіцієнта корисної дії $\eta_{бр}$

Аналіз графіків побудованих для насосних установок на різних передачах роботи коробки передач свідчить, що значення витрат палива при одному і тому самому тиску, який можна отримати на різних передачах, відрізняються в двічі і більше. Тобто витрати палива залежать від передачі, на якій експлуатується машиністом установка. Тому витрати палива напряму пов'язані з професійною майстерністю машиніста установки.

Практичний досвід показує, що більш точний метод визначення витрат палива буде при його розрахунку за виконану роботу, а не за годину роботи установки (агрегату). Отже відомо, що витрати палива в значній мірі залежать від професіоналізму машиніста (оператора) агрегат, який правильно вибирає режими роботи установки і передачі, що забезпечує найбільш продуктивність агрегату. Підсумувавши вище сказане, можна зробити висновок, що більш правильним обчислення витрат палива буде при його розрахунку за виконану роботу, тобто на один м³ закачаного елемента при певному тиску. Ст. 76

Розроблений метод розрахунку (п. 2.5), зобов'яже машиністів експлуатувати агрегатні установки на вигідних режимах при оптимальному використанні потужності двигуна. Це дозволить заощадити значну частину палива, що в межах нашої держави буде складати сотні тисяч тон.

Норму витрати палива для нафтогазових насосних установок Q_H^T запропоновано обчислювати за формулою (2.36). Питому витрату палива на закачування одного м³ робочого тіла $H_{об}^P$ для встановленого режиму при певній подачі рекомендовано обчислювати за формулою (2.37). Подачу насоса Q_H обчислюємо за формулою (2.42).

Знаючи потужність, яку споживає насос, можна визначити потужність привідного силового агрегату (двигуна внутрішнього згорання) за наступною формулою:

$$N_{ДВ} = \frac{N_H}{\eta_{ЗАГ}}, \text{ кВт}, \quad (4.22)$$

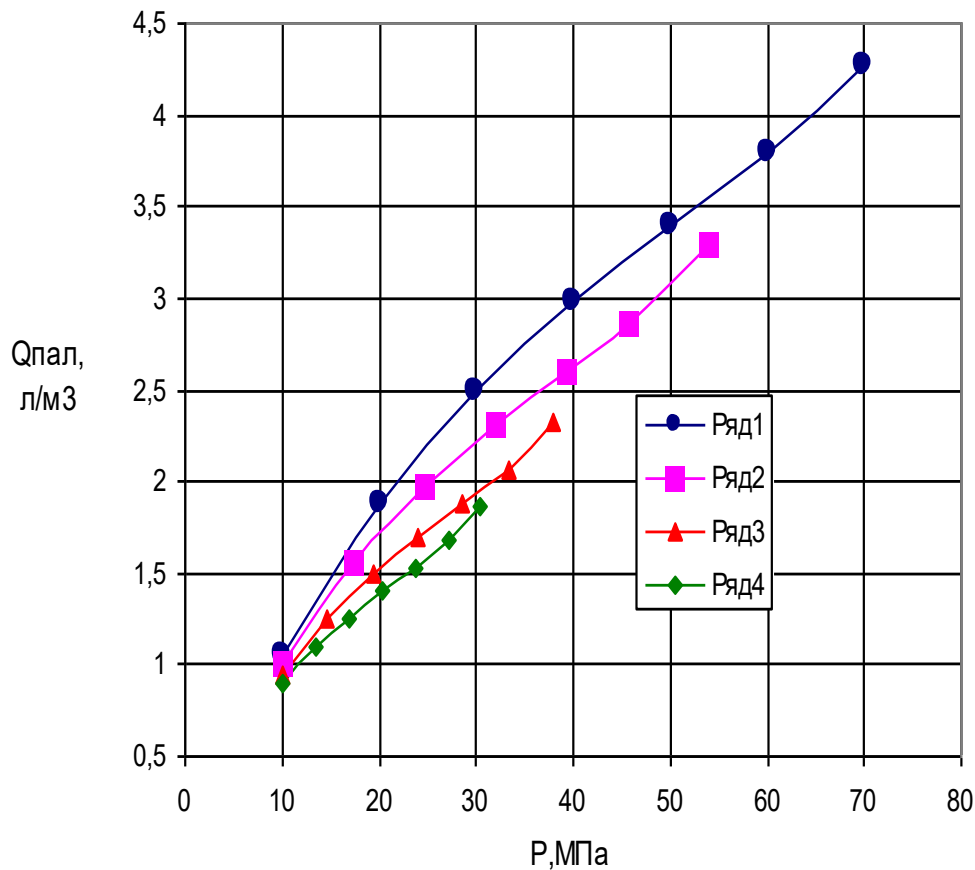
де $\eta_{ЗАГ}$ – загальний коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Згідно формули (2.37) витрата палива $G_{ДВ}$, кг/год., двигуном силового агрегату становить:

$$G_{ДВ} = q_N \cdot k_{\text{ч}} \cdot k_B \cdot N_H, \text{ кг/год.} \quad (4.23)$$

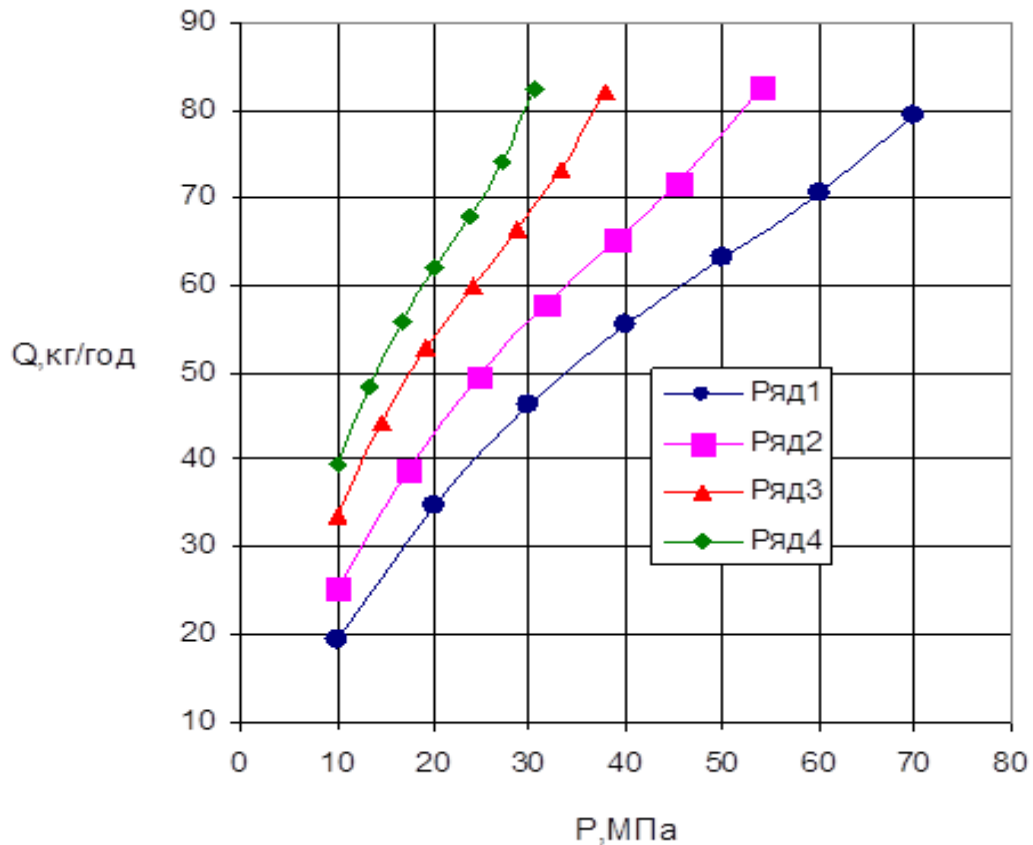
Слід зазначити, що порядок визначення коефіцієнтів k_C та k_B детально описаний в розділі 2 та обчислюється за формулами (2.40), (2.41). На основі даних залежностей був виконаний розрахунок за допомогою програми Excel витрат палива на один м³ закачаної речовини при відповідному тиску, що створений насосом 4P-700 установки УН1-630×700А та побудовані графіки (рис. 4.7).

На рис. 4.8 побудовані графіки годинної витрати палива для експлуатаційного режиму роботи двигуна В2-800ТК-С4 насосної установки УН1-630×700А для різних передач КПП приводу насосу.



ряд 1 – перша передача; ряд 2 – друга передача; ряд 3 – третя передача; ряд 4 – четверта передача; діаметр плунжера $d=100$ мм; частота обертання колінчастого вала двигуна $n=1800$ хв⁻¹.

Рисунок 4.7 – Витрата палива (л) на один м³ закачаного робочого тіла при заданому тиску насосною установкою УН1-630*700А



ряд 1 – перша передача; ряд 2 – друга передача; ряд 3 – третя передача; ряд 4 – четверта передача; діаметр плунжера $d=100$ мм; частота обертання колінчастого вала двигуна $n=1800$ хв⁻¹.

Рисунок 4.8 – Витрата палива (кг/год.) дизельним двигуном В2-800ТК-С4 насосної установки УН1-630*700А

4.5 Результати досліджень використання паропромисловими пересувними установками водо-паливної суміші

Для перевірки ефективності використання паропромисловими пересувними установками водо-паливної суміші були проведені стендові випробування на дизельному ДВЗ марки Д21А1 при роботі двигуна на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари із виміром потужності та питомої витрати палива на обертах холостого ходу, максимального крутного моменту та номінальної потужності

(табл. 4.15). Випробування на ВДС проводилися на основі дизельного палива, що відповідає вимогам ДСТУ 7688:2015 із вмістом водяної пари від 5 до 25 % та частотах обертання від 800 хв^{-1} до 1800 хв^{-1} .

Таблиця 4.15 – Результати стендових випробувань роботи двигуна Д21А1 на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари

Вид палива	Частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1}	Абсолютне значення ефективної потужності, кВт	Відносне значення ефективної потужності, %	Абсолютне значення ефективної питомої витрати палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$	Відносне значення ефективної питомої витрати палива, %	Кут випередження вприскування палива, град. колінвалу
1	2	3	4	5	6	7
Дизельне паливо	800	9,93	100	232,6	100	4
Паро-дизельна суміш (5-95 %)	800	9,75	98,2	225,8	97,1	5
Паро-дизельна суміш (15-85 %)	800	9,27	93,4	200,7	86,3	8
Паро-дизельна суміш (25-75 %)	800	8,29	83,5	184,7	79,4	12

Продовження табл. 4.15

1	2	3	4	5	6	7
Дизельне паливо	1300	15,52	100	217,2	100	10
Паро-дизельна суміш (5-95 %)	1300	15,27	98,5	208,7	96,1	11
Паро-дизельна суміш (15-85 %)	1300	14,87	95,8	182,7	84,1	14
Паро-дизельна суміш (25-75 %)	1300	13,13	84,6	170,1	78,3	18
Дизельне паливо	1800	17,91	100	254,1	100	15
Паро-дизельна суміш (5-95 %)	1800	17,77	99,2	242,4	95,4	17
Паро-дизельна суміш (15-85 %)	1800	17,25	96,3	208,6	82,1	20
Паро-дизельна суміш (25-75 %)	1800	15,38	85,9	191,1	75,2	25

Для перевірки ефективності використання парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок водо-паливної суміші були проведені промислові випробування котлом парогенераторної установки ППУА-1600/100 при роботі двигуна на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари (табл. 4.16).

Таблиця 4.16 – Експериментальні значення витрат дизельного палива котлом парогенераторної установки ППУА-1600/100 на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари для $x=0$ при промислових випробуваннях

Вид палива	Робочий тиск p , МПа	Температура пари t , °С	Паро-продуктивність, кг/год	Відносне значення паропро-дуктивності, %	Абсолютна витрата палива, кг/год	Відносне значення ефективної питомої витрати палива, %
1	2	3	4	5	6	7
Дизельне паливо	1,0	179	1600	100	32,31	100
Паро-дизельна суміш (5-95 %)	1,0	179	1564,8	97,8	31,24	96,7
Паро-дизельна суміш (15-85 %)	1,0	179	1467,2	91,7	27,30	84,5

Продовження табл. 4.16

1	2	3	4	5	6	7
Паро- дизельна суміш (25-75 %)	1,0	179	1299,2	81,2	24,94	77,2
Дизельне паливо	5,0	263	1600	100	50,09	100
Паро- дизельна суміш (5-95 %)	5,0	263	1569,6	98,1	47,89	95,6
Паро- дизельна суміш (15-85 %)	5,0	263	1523,2	95,2	41,57	83,0
Паро- дизельна суміш (25-75 %)	5,0	263	1340,8	83,8	38,37	76,6
Дизельне паливо	10,0	310	1600	100	61,57	100
Паро- дизельна суміш (5-95 %)	10,0	310	1582,4	98,9	58,37	94,8

Закінчення табл. 4.16

1	2	3	4	5	6	7
Паро- дизельна суміш (15-85 %)	10,0	310	1529,6	95,6	49,93	81,1
Паро- дизельна суміш (25-75 %)	10,0	310	1324,8	82,8	45,25	73,5

Результати експериментальних досліджень при роботі двигунів / парогенераторних котлів паропромислових пересувних установок на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах показали, що при роботі двигуна / котла на паро-дизельних сумішах відбувається зниження як ефективної потужності двигуна / паропродуктивності, так і зменшення ефективної питомої витрати палива / абсолютної витрати палива. При цьому зменшення ефективної питомої витрати палива / абсолютної витрати палива відбувається більш ефективно, ніж зниження ефективної потужності двигуна / паропродуктивності. Наприклад, за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1300 хв^{-1} і подачі 25 % водяної пари ефективна потужність двигуна падає на 15,4 %, а ефективна питома витрата палива зменшується на 21,7 %.

Експерименти показали, що при збільшенні частоти обертання колінчастого валу ДВЗ / тиску водяної пари ефект від подачі паро-дизельних сумішей зростає. Наприклад, за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 800 хв^{-1} і подачі 25 % водяної пари ефективна потужність двигуна падає на 16,5 %, а ефективна питома витрата палива зменшується на 20,6 %, а за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1800 хв^{-1} і подачі тієї самої кількості водяної пари ефективна потужність двигуна падає на 14,1 %, а ефективна питома

витрата палива зменшується на 24,8 %. Експериментальні дослідження показали, що оптимальною є подача 15 % водяної пари. Так, наприклад, за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1800 хв⁻¹ і подачі 5 % водяної пари ефективна потужність двигуна падає на 0,8 %, ефективна питома витрата палива зменшується на 4,6 %; за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1800 хв⁻¹ і подачі 15 % водяної пари ефективна потужність двигуна знижується на 3,7 %, а ефективна питома витрата палива зменшується на 17,9 %, за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1800 хв⁻¹ і подачі 25 % водяної пари ефективна потужність двигуна падає на 14,1 %, а ефективна питома витрата палива зменшується на 24,8 %. Тобто, при подаванні 15 % водяної пари потужність ДВЗ / паропродуктивність парогенераторного котла залишається з практичної точки зору майже на тому ж рівні і жодним чином не порушить виконання технологічних процесів, а витрати палива відчутно знижуються.

Важливою складовою реалізації будь-яких технічних рішень є зміна екологічних показників. Очевидною перевагою заходів з паливозаощадження ППУА є зменшення викидів діоксиду вуглецю CO₂. Разом з тим, надзвичайно актуальною проблемою для дизельних ДВЗ та котлів є високі викиди оксидів азоту. Крім оксидів азоту суттєвий внесок в загальну токсичність відпрацьованих газів оказують також оксиди вуглецю та вуглеводні. Тому важливою задачею була перевірка, чи не погіршуються показники токсичності відпрацьованих газів ДВЗ та котлів. Для вимірювання вмісту токсичних складових у відпрацьованих газах ДВЗ та котлів використовувався сучасний п'ятикомпонентний газоаналізатор Автотест-02.03П (Додаток К).

Аналізуючи зміну вмісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах при переході з дизельного палива на паро-дизельну суміш, можна відмітити, що відбувається істотне зниження вмісту оксидів азоту. Так, при частоті обертання колінвалу двигуна 1200 хв⁻¹ вміст оксидів азоту знизився з 1120 ppm при роботі ДВЗ на дизпаливі до 870 ppm при роботі на ПДС. При частоті обертання колінвалу на 2000 хв⁻¹ вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах знизився з

915 ppm при роботі на дизпаливі до 710 ppm при роботі на ПДС. Зниження вмісту оксидів азоту при роботі ДВЗ на ПДС, у порівнянні з роботою на дизпаливі, пояснюється нижчими швидкостями тепловідділення та меншим зростання тиску згоряння в ДВЗ.

Експериментальні дослідження показали, що відбувається суттєве зниження вмісту оксиду вуглецю. Так, при частоті обертання колінвалу двигуна 1200 хв^{-1} вміст оксиду вуглецю знизився з 0,240 % при роботі двигуна на дизельному паливі до 0,190% при роботі двигуна на ПДС. При частоті обертання колінвалу на 2000 хв^{-1} вміст оксиду вуглецю знизився з 0,092 % при роботі двигуна на дизельному паливі до 0,080 % при роботі двигуна на ПДС.

У результаті експериментальних досліджень з'ясовано, що вміст вуглеводнів дещо підвищується. Так, при частоті обертання колінвалу двигуна 1200 хв^{-1} вміст вуглеводнів змінюється з 0,045 % при роботі двигуна на дизпаливі до 0,051 % при роботі двигуна на ПДС. При 2000 хв^{-1} вміст вуглеводнів зростає з 0,077 % при роботі експериментального ДВЗ на дизпаливі до 0,086 % при роботі двигуна на паро-дизельній суміші.

Висновки до четвертого розділу

На основі виконаних експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. У промислових умовах на установках ППУА-1200/100 та ППУА-1600/100 досліджені залежності витрат палива паропромисловими пересувними установками при заданих тисках та температурах і з різною мірою сухості водяної пари. Врахування ступеня сухості водяної пари дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками до 36 кг за годину.

2. У промислових умовах на різних моделях установок ППУА проведені експериментальні дослідження витрат палива за різних технологічних тисків.

Врахування тиску водяної пари дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками до 5 кг за годину.

3. У промислових умовах на установках ППУА-1200/100 та ППУА-1600/100 встановлені залежності витрат палива паропромисловими пересувними установками від вхідної температури технологічної води. Врахування вхідної температури води дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками на 0,1933 кг/год. палива на кожний °С від прийнятого в галузевих нормах значення 18 °С.

4. У промислових та лабораторних умовах на різних моделях установок НГТТ встановлені залежності витрат палива від коефіцієнтів корисної дії установок, які враховують різні теплопередачу в котлах ППУА та втрати в трансмісії установок. Врахування реальних коефіцієнтів корисної дії установок дозволить точніше визначати витрати палива установками НГТТ.

5. Для перевірки ефективності використання паропромисловими пересувними установками водо-паливної суміші були проведені промислові випробовування парогенераторного котла на ППУА 1600/100 та стендові випробовування на дизельному ДВЗ марки Д21А1 роботи агрегатів на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різною подачею водяної пари із виміром номінальної потужності / паропродуктивності та ефективної питомої витрати палива / абсолютної витрати палива. Результати експериментальних досліджень показали, що при роботі двигуна / парогенераторного котла на паро-дизельних сумішах відбувається зменшення ефективної питомої / абсолютної витрати палива, а оптимальною є подача 15 % водяної пари. При цьому за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ 1800 хв^{-1} і подачі 15 % водяної пари ефективна потужність двигуна знижується на 3,7 %, а ефективна питома витрата палива зменшується на 17,9 %. За тиску водяної пари 10,0 МПа та температури 310 °С і подачі 15 % водяної пари паропродуктивність парогенераторного котла знижується на 4,4 %, а витрата палива зменшується на 18,9 %.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ПАРОПРОМИСЛОВИХ ПЕРЕСУВНИХ УСТАНОВОК

5.1 Удосконалений метод та засоби визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами

Питання економного витрачання палива НГТТ можна врегулювати як організаційними заходами, так і технічними. До організаційних заходів належить боротьба з приписками невиконаних об'ємів робіт, контролю виконання технологічних процесів і робіт, замірів залишків палива та інше.

На основі проведених досліджень може бути запропонований удосконалений метод визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами побудований на забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу та аналізу параметрів роботи установки (робочий тиск, частота обертання, час роботи, продуктивність, витрачену потужність на виконання роботи та інше). Тобто агрегатні установки повинні бути обладнані приладами, які б давали інформацію про дійсно виконану роботу, що полегшить облік кількості витраченого палива від виконаної роботи.

Виконаною роботою ППУА, в основному, є закачування в свердловину заданої кількості водяної пари за потрібного тиску та температури [52]. Для забезпечення технологічного процесу готування водяної пари парогенераторним котлом треба забезпечити також потужністю різноманітні технологічні привідні агрегати. Найважливішими з них є: струменевий водяний насос, паливний насос, вентилятор-нагнітач повітря. Потужність, яка споживається кожним з вказаних агрегатів коливається у залежності від комплектації та конкретної моделі. Наприклад, потужність, яка споживається агрегатами ППУА-1600/100М [108]:

- струменевим водяним насосом моделі 1,1ПТ25Д1М2 при тиску 10,0 МПа і подачі 2 м³/год – 10,1 кВт;
- струменевим водяним насосом моделі НІКАRІМАІ EFG282 (Японія) при тиску 17,2 МПа і подачі 3 м³/год – 16,1 кВт;
- паливним насосом НШ-10-М-3 при подачі палива 22 л/хв – 8,4 кВт;
- вентилятором ВР-12-26-4П при тиску 470 кПа і подачі 4,4 тис. м³/год – 11,0 кВт.

Сумарна потужність, яка споживається навісним обладнанням від ДВЗ паропромислових пересувних установок знаходиться в межах 30-40 кВт, а з врахуванням втрат в трансмісії потужність, яка відбирається від ДВЗ коливається в межах 40-50 кВт. Для забезпечення роботи навісних агрегатів також витрачається значна кількість палива і, як показують практичні спостереження автора, в даному напрямку також є великі перевитрати палива та можливості для його економії.

На основі аналізу діючих норм витрати палива можна зробити висновок, що зазначені норми не є досконалими, оскільки вони не відображають тих витрат палива, які необхідні для виконанні реальної роботи. Як правило діючі норми витрати палива завищені, так як розраховані за годину роботи при максимальному крутному моменті, але на практиці паропромислові пересувні установки не працюють постійно на оборотах максимального крутного моменту. Наприклад, для двигуна ЯМЗ-238 обороти максимального крутного моменту складають 1200-1500 хв⁻¹ [43], а потужність при цьому коливається в межах 125-146 кВт (номінальна потужність ЯМЗ-238 складає 176 кВт (240 к.с.) на частоті обертання колінчастого вала – 2100 хв⁻¹)

Витрату палива можна знизити за рахунок оптимізації роботи ДВЗ за оборотами. Розглянемо запропонований метод на прикладі водяних насосів.

Для струменевих водяних насосів при визначенні споживаної потужності важливе значення має тиск та продуктивність, так як визначає витрачену

потужність на закачування 1 м³ водяної пари за певного тиску і при зміні тиску (продуктивності) буде змінюватись і витрачена потужність.

Враховуючи той факт, що паропромислові пересувні установки мають коробки передач і працюють на різних передачах, питому витрату палива двигуна потрібно розраховувати на об'єм закачаної суміші при заданому тиску. Робота ППУА на різних передачах забезпечує різні тиски (P , МПа) і подачі (Q , л/с) насосу, що в кінцевому результаті визначається потужністю, яку споживає струменевий водяний насос (N_n , кВт).

Проведемо розрахунки потужності, що споживається струменевими водяними насосами паропромислових пересувних установок. Так як більшість агрегатів працюють на дизельному паливі, то нижча теплота згоряння $H_u=42500$ кДж/кг [41]. Тоді масову витрату палива визначимо за формулою [66]

$$M_n = \frac{N}{\eta \cdot H_u}, \text{ (кг/с)} \quad (5.1)$$

де N – потужність двигуна, кВт;

η – ефективний ККД двигуна. Для дизельних двигунів η заходиться в межах 0,33– 0,42;

H_u – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

У формулі (5.1) важливою складовою є потужність. В реальних умовах двигуни паропромислових пересувних установок не працюють в режимі номінальної (максимальної) потужності. Тобто для роботи паропромислових пересувних установок (створення відповідного тиску і подачі) потрібна не уся потужність привідного двигуна, а деяка його частина.

Як відомо потужність насоса визначається за формулою [81]:

$$N_n = \frac{P \cdot Q}{1,02}, \text{ (кВт)} \quad (5.2)$$

де P – тиск в нагнітальній лінії насоса, МПа;

Q – подача, $\text{дм}^3/\text{с}$.

Потужність струменевого водяного насоса відрізняється від потужності двигуна на величину механічних втрат в трансмісії приводу насоса: коробки передач, роздавальної коробки, коробки відбору потужності, карданного вала, пасової передачі тощо. Це відображається сумарним ККД (сумарні втрати), що в свою чергу складається з ККД вище перелічених елементів трансмісії [101]:

$$\eta_{\text{сум}} = \eta_{\text{к.п}} \cdot \eta_{\text{р.к}} \cdot \eta_{\text{к.в}} \cdot \eta_{\text{к.в.п}}, \quad (5.3)$$

де $\eta_{\text{к.п}}, \eta_{\text{р.к}}, \eta_{\text{к.в}}, \eta_{\text{к.в.п}}$ - ККД елементів трансмісії приводу водяного насосу.

Отже,

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_n}{\eta_{\text{сум}}}, \quad (\text{кВт}) \quad (5.4)$$

Тобто у формулу (5.2) потрібно підставляти ту потужність, яка дійсно відповідає режиму роботи струменевого водяного насоса.

Ще одним суттєвим фактом збільшення потужності від ДВЗ є втрати в самому насосі, що характеризуються ККД, який в свою чергу складається з рідиннодинамічного ККД, об'ємного ККД і механічного ККД [101]:

$$\eta_n = \eta_{\text{р\delta}} \cdot \eta_m \cdot \eta_o. \quad (5.5)$$

Тобто потужність водяного насоса буде визначатись за формулою:

$$N_n = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{сум}} \cdot \eta_n. \quad (5.6)$$

Враховуючи ці чинники і поєднуючи різні значення подач і тисків (потужності) можна буде розв'язати зворотну задачу. Так, задавшись величиною тиску і подачі, за формулою (5.6) визначаємо потужність водяного насоса. Важливою характеристикою є необхідна подача (темп закачування) і відповідний їй тиск. Середня теоретична подача водяного насосу ($\text{м}^3/\text{с}$) залежить від діаметру циліндра (або діаметра втулки насоса), кількості циліндрів, площі поршня, частоти обертання кривошипа та радіуса кривошипа [111]:

$$Q_m = k \cdot 2 \cdot r \cdot F \cdot n, (\text{м}^3/\text{с}) \quad (5.7)$$

де k – кількість циліндрів;

r – радіус кривошипа, м;

F – площа поршня (плунжера), м^2 ;

n – частота обертання кривошипа, хв^{-1} .

Якщо насос двосторонньої дії, то середня теоретична подача водяного насосу визначається з виразу [111]:

$$Q_m = 2 \cdot k \cdot 2 \cdot r \cdot F \cdot n, (\text{м}^3/\text{с}) \quad (5.8)$$

Максимальна теоретична подача водяного насосу розраховується за формулою:

$$Q_{\text{max}} = k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot F \cdot n, (\text{м}^3/\text{с}) \quad (5.9)$$

Дійсна подача водяного насосу розраховується за формулою:

$$Q_d = Q_m \cdot \eta_o, (\text{м}^3/\text{с}) \quad (5.10)$$

де η_o - об'ємний ККД насоса.

Так як насос приводиться в дію від ДВЗ, то необхідні відповідні елементи для передачі обертового моменту від колінвала двигуна до кривошипа насоса, а також створення відповідних режимів роботи. Елементами передачі крутного моменту до насосу служать: коробка передач (КП), коробка відбору потужності (КВП), карданний вал, роздавальна коробка та інше. Їх передавальні відношення вказані в технічних характеристиках агрегату. Отже, частота обертання кривошипа рівна:

$$n_n = \frac{n_{\partial\partial}}{u_{к.п} \cdot u_{р.к} \cdot u_{к.в.п}}, \quad (\text{хв}^{-1}), \quad (5.11)$$

де $u_{к.п}, u_{р.к}, u_{к.в.п}$ - передавальні відношення відповідно коробки зміни передач, роздавальної коробки, коробки відбору потужності.

З вищевказаних формул видно, при збільшенні частоти обертання кривошипа насоса збільшується його продуктивність (подача), а тиск – навпаки зменшується. Тому найвища подача буде на прямій V передачі, а найменша – на II-ій (I-у передачу в паропромислових пересувних установках при готуванні пари не використовують згідно інструкції з експлуатації).

Отже, за потужністю насоса можна судити про те, яку потрібну затратити потужність в ДВЗ. Після чого, підставивши значення потужності двигуна у формулу (5.2) знайдемо витрати палива для встановленої потужності.

У кінцевому результаті визначається, що при потужності двигуна $N_{\partial\partial}$ витрачається M_n палива. При цьому потужність насоса становитиме N_n із заданим тиском і подачею. Так як подача описується виразом $\text{м}^3/\text{с}$ ($\text{дм}^3/\text{с}$), а витрата палива – $\text{кг}/\text{с}$, то витрату палива на одиницю потужності запишемо, як $\text{кг}/\text{кВт}$ (1 кг палива/ 1 кВт потужності насоса).

Проведемо типовий розрахунок на основі режимів роботи насоса ППУА 1600/100. Результати розрахунків наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Залежності між подачами, тисками та потужностями водяного насосу моделі 2.3ПТ-25Д1М2 установки ППУА 1600/100

Передача КПП	Частота обертання колінчастого вала насоса, хв^{-1}	Подача, $\text{дм}^3/\text{с}$, при діаметрі змінної втулки, мм			Тиск, МПа, при діаметрі змінної втулки			Потужність насоса, кВт, при діаметрі змінної втулки, мм		
		90	100	115	90	100	115	90	100	115
II	30	1,12	1,41	1,92	10,01	8,99	5,75	10,08	10,08	9,94
III	58	2,13	2,72	3,68	5,50	4,25	3,25	10,49	10,40	10,76
		1,12	1,41	1,92	5,50	4,25	3,25	5,52	5,39	5,61
IV	88	3,24	4,12	5,61	3,63	2,88	2,13	10,57	10,66	10,71
		1,12	1,41	1,92	3,63	2,88	2,13	3,65	3,65	3,67
V	133	4,92	6,24	8,48	2,38	1,87	1,38	10,51	10,53	10,49
		1,12	1,41	1,92	2,38	1,87	1,38	2,39	2,38	2,37

Як показали розрахунки для заданих максимальних тисків і подач водяного насосу установки ППУА 1600/100 необхідно для забезпечення роботи насоса, щоб від двигуна відбиралась потужність 10,8 кВт. При зниженні технологічного тиску потужність, яку необхідно відбирати від двигуна буде істотно зменшуватись, досягаючи мінімального значення 2,4 кВт.

Тоді, наприклад, подача форсунками дизельного палива для максимальної потужності водяного насосу складе:

$$M_n = \frac{10,8}{0,4 \cdot 42,500} = 0,000635 \text{ кг/с} = 0,635 \text{ г/с}.$$

На годину роботи ППУА витрата дизельного палива для максимальної потужності водяного насосу складе:

$$M_n = 0,000635 \cdot 3600 = 2,287 \text{ кг (або 2,76 л дизельного палива)}.$$

Подача форсунками дизельного палива для мінімальної потужності водяного насосу складе:

$$M_n = \frac{2,4}{0,4 \cdot 42500} = 0,000141... (\text{кг} / \text{с})$$

На годину роботи ППУА витрата дизельного палива для мінімальної потужності водяного насосу складе:

$$M_n = 0,000141 \cdot 3600 = 0,508 \text{ кг (або 0,613 л дизельного палива).}$$

Аналогічно розраховуються витрати палива для іншого навісного обладнання (паливного насосу, вентилятора подачі повітря), які показують, що навіть при роботі навісного обладнання, яке приводиться від ДВЗ, на максимальну потужність, сумарна споживана потужність такого навісного устаткування складає близько 40-50 кВт, при цьому фактична подача форсунками дизельного палива для максимальної потужності навісного обладнання складе 11,0-13,8 літра у залежності від конкретної модифікації ППУА 1600/100.

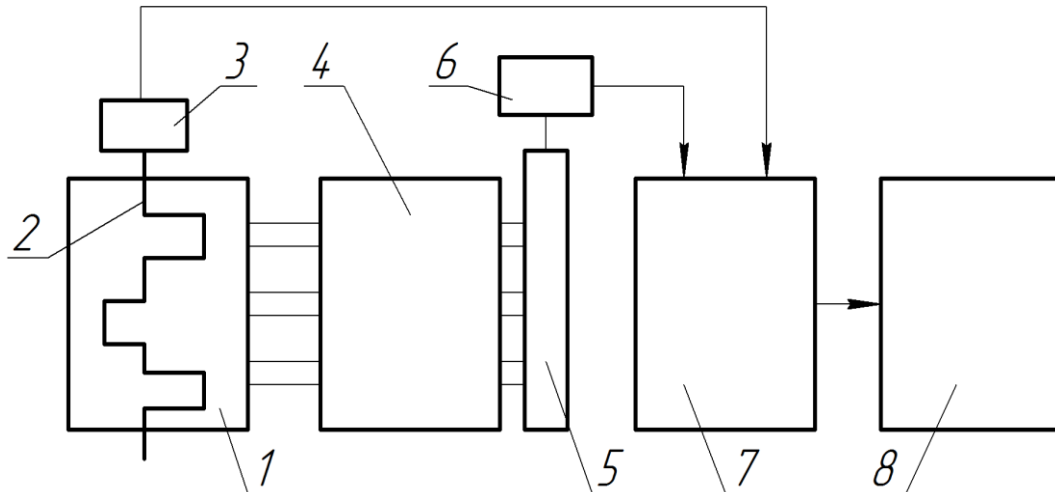
При цьому нормативна витрата дизельного палива двигуна ЯМЗ-238 при роботі на режимі максимального крутного моменту складає 18 л за годину. Тобто нормативні витрати дизельного палива двигуна ЯМЗ-238 паропромислових установок ППУА 1600/100 на 4,2-7,0 літрів за годину перевищують фактичні.

З метою вирішення поставленого завдання витрати палива на роботу привідних агрегатів автором запропоновано принципову схему реєстрації параметрів роботи привідних агрегатів для покращення обліку палива діючими установками ППУА.

На рис. 5.1 представлена принципова схема системи для реєстрації параметрів роботи насоса (вентилятора наддування повітря) і перетворення їх в цифрові аналоги для отримання витраченого палива на виконану ДВЗ роботу.

Система для визначення витрат палива складається з ДВЗ 1 з колінвалом 2, до якого під'єднано датчик частоти обертання з перетворювачем 3, трансмісія

привідного агрегату 4 (коробка перемикавання передач, коробка відбору потужності), привідний агрегат (насос/вентилятор) 5 з витратоміром та датчиком тиску 6, аналогово-цифровий перетворювач 7 і блок обробки інформації 8.



1 – дизельний двигун; 2 – колінчастий вал двигуна; 3 – датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна; 4 – трансмісія привідного агрегату; 5 – привідний агрегат; 6 – витратомір з датчиком тиску; 7 – аналогово-цифровий перетворювач; 8 – блок обробки інформації

Рисунок 5.1 – Принципова схема системи для реєстрації параметрів роботи привідного агрегату ПШУА

Система для заміру витрат палива працює наступним чином. При запуску установки крутний момент від двигуна внутрішнього згорання 1 приводить в рух через трансмісію 4 колінчастий вал привідного агрегату 5. В той же час з датчика частоти обертання 3 колінчастого вала ДВЗ 2 електричний сигнал поступає на аналогово-цифровий перетворювач 7. При обертанні вхідного вала привідного агрегату 5 в моніфольдній лінії створюється тиск та здійснюється подача робочого тіла, які реєструються витратоміром та датчиком тиску 6, від яких електричні сигнали поступають в аналогово-цифровий перетворювач 7. У блоці 7 отримана інформація обробляється і передається у вигляді цифрового

сигналу в блок обробки інформації 8. За формулами 5.1-5.11 блоком обробки інформації визначається миттєва та середня витрата палива.

5.2 Метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок

Мобільні парогенераторні установки типу ППУА, використовуються в нафтогазовій промисловості для депарафінізації свердловин, трубопроводів, нафтогазового та іншого обладнання насиченою парою високого і низького тиску, а також для інших промислових потреб.

Вирішення проблем паливозаощадження на ППУА включає різноманітні заходи – починаючи від удосконалення знань і навичок персоналу і до підвищення досконалості установки чи агрегату. В процесі виконання поставлених завдань розглянемо методи заощадження палива шляхом більш правильного обслуговування (вчасної кислотної обробки котлів парогенератора), правильного обліку (розрахунку витрат палива на одиницю виконаної роботи), покращення експлуатаційних чинників (робота на заощадливих режимах, запобігання порушення правил технічної експлуатації ППУА).

Згідно галузевих нормативних документів відомо, що робота парогенераторного котла на непідготовленій живильній воді не допускається. В зв'язку з цим запроваджена обов'язкова підготовка живильної води, яка полягає в механічному і хімічному її очищенні. Жорсткість очищеної живильної води повинна бути не більшою за 10 мкг-екв /кг.

Однак, як показав аналіз умов експлуатації парогенераторних установок, їх дані установки в підприємствах нафтогазової галузі розосереджені територіально (тобто не сконцентровані в одному територіальному чи регіональному районі). Тому підготовка та подача технологічної води в цистерни парогенераторних установок є порівняно складною і

високовартістною задачею. І на практиці підготовка технологічної води, частіше всього, не виконується. А з цього випливає така наступна проблема, як боротьба з відкладеним накипом для змішувачів парового котла. Тому для практичної експлуатації парогенераторних установок важливими є розробка методів та засобів для визначення оптимального моменту кислотної обробки котлів пересувних парогенераторних установок.

В інструкціях з експлуатації для ППУА період проведення промивки змішувачів парового котла і парової магістралі, з метою усунення накипу кислотою не регламентується [88, 100, 107, 108], так як він повністю залежить від якості живильної води і режиму виробітки пари. Інструкціями з технічної експлуатації установок робота парового котла на непідготовленій живильній воді не допускається.

Кислотна обробка з метою усунення накипу зі змішувача парогенератора рекомендується через 48-72 години роботи установок [52]. В даному випадку заявлений дуже великий інтервал часу роботи установки 24 год., що складає 33-50 % часу роботи установки до рекомендованої очистки. Експлуатаційники, користуючись таким великим інтервалом в 48-72 години роботи установки до прийняття рішення про необхідність очистки змішувача часто працюють на максимальній граничній межі часу і тим самим створюють умови до перевитрат палива на отримання необхідної кількості пари, в порівнянні з нормативними даними, які регламентованими інструкціями з технічної експлуатації установок.

Відомо, що інструкціями з експлуатації парогенераторних установок [88, 100, 107, 108] до води, яка використовується для вироблення і закачування в пласт пари, ставляться підвищені вимоги, ніж до води, яка використовується у звичайних промислових котельнях. Належно непідготовлена вода, що може мати місце при експлуатації парогенераторних установок, зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності та, як наслідок, високого термічного опору стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) котла, перевитрат палива на отримання

необхідної кількості пари, в порівнянні з нормативними даними регламентованими інструкціями з технічної експлуатації установок.

Пояснюється це тим, що в прямоточних парових установках, якими є парогенератори, в результаті випаровування різко збільшується концентрація розчинених в воді солей [14]. Також інструкціями з експлуатації [88, 100, 107, 108] передбачається, що концентрація промивних розчинів, залежить від проби накипу на розчинність або в залежності від товщини шару відкладення від 0,5 мм до 1 мм і від 1 мм до 1,5 мм концентрація соляної кислоти відповідає відповідно 3,4 і 5 %. Концентрація розчину більше 8 % не рекомендується.

При виробленні пари з коефіцієнтом сухості 0,7 концентрація розчинених в залишковій воді солей збільшується в 3,5 рази. При ступені сухості пари 0,8 концентрація розчинених солей в залишковій воді зростає в 5 разів, а при ступені сухості виробленої пари 0,9 збільшується в 10 раз [11]. Якщо вміст солей в воді перевищує межу їх розчинення, а розчинність солей при високих тисках значно знижується, то на внутрішніх поверхнях нагріву парової установки буде інтенсивно відкладатись накип. При цьому за товщині шару накипу в 5 мм перевитрата палива складає 30 %, а при 10 мм – збільшується на 90 % [12]. Утворений накип приводить до перевитрат палива, а також перепалу і розриву змійовика котла парогенератора.

Підготовка живильної води для парогенераторних установок в технологічному і технічному відношенні досить складна і фінансово дорога, в зв'язку з чим деякі експлуатуючі організації нехтують правилами з експлуатації парогенераторних установок (підготовки живильної води) і використовують технічну воду, якою користуються на об'єктах нафтогазової галузі, а інструкціями з експлуатації не регламентується момент визначення необхідності усунення (очищення) накипу з змійовика парогенератора, то виникла необхідність встановлення моменту кислотної обробки змійовика парогенератора за доступними фізичними параметрами роботи парогенераторної установки. Це дозволить припинити відкладення накипу на

стінках змійовика, не допустити перепал та розрив змійовика і зменшити витрату палива на вироблення пари.

В існуючих нормативних документах в даний час відсутня інформація щодо моменту визначення необхідності кислотної обробки парогенератора з метою усунення накипу з його змійовика.

В основу запропонованого методу [7, 14] поставлена задача визначення моменту проведення промивки змійовиків парового котла парогенератора шляхом визначення різниці тисків на вхідному і вихідному трубопроводі парогенератора.

Поставлена задача вирішується тим, що в способі визначення критичної точки забруднення змійовика парогенератора визначається вхідний і вихідний тиск в змійовику парогенератора і по різниці тиску 0,04 МПа встановлюється момент необхідності кислотної обробки змійовика з метою усунення накипу. Для здійснення вищенаведеного в гідравлічну систему включають диференційований манометр для вимірювання різниці тисків на вході і виході змійовика. В цьому манометрі замикається електричний контакт при досягненні різниці тисків, електричний контакт замикає електричне коло, в якому встановлено звуковий сигналізатор і світлові сигнали, які будуть сповіщати оператора ППУА про необхідність очищення котла парогенератора. Запропонований спосіб дозволяє зменшити витрату палива на вироблення пари, оскільки будуть вчасно прийняті міри з проведення очистки змійовика парогенератора.

Згідно законів гідравліки [56] визначаємо втрати тиску при зміні внутрішнього об'єму. Швидкість руху води в змійовику визначаємо за формулою [25]

$$V = \frac{4Q}{3,14\rho \cdot d^2} \quad (5.12)$$

де Q – витрата рідини, л;

ρ – густина води, кг/м³;

d – діаметр зміювика, м.

Визначаємо характеристику руху рідини за формулою Рейнольдса [56]

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (5.13)$$

де V – швидкість руху рідини, м/с;

d – діаметр зміювика, м;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Враховуючи число Рейнольдса коефіцієнт гідравлічних втрат визначаємо за формулою Алтшуля [56]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25} \quad (5.14)$$

де Re – число Рейнольдса;

Δ_e – абсолютна шорсткість, для труб вона складає 0,2;

d – внутрішній діаметр зміювика, мм

Втрати тиску при зміні внутрішнього об'єму визначаємо за формулою Дарсі [56]

$$h_{\text{втр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (5.15)$$

де - λ коефіцієнт гідравлічних втрат;

l – довжина зміювика, м;

d – діаметр зміювика;

ρ – густина води, кг/м³;

V – швидкість руху рідини, м/с.

Розрахунки проводимо для реально можливих змін товщини шару накипу і за результатам розрахунків отримуємо графік (рис. 5.2).

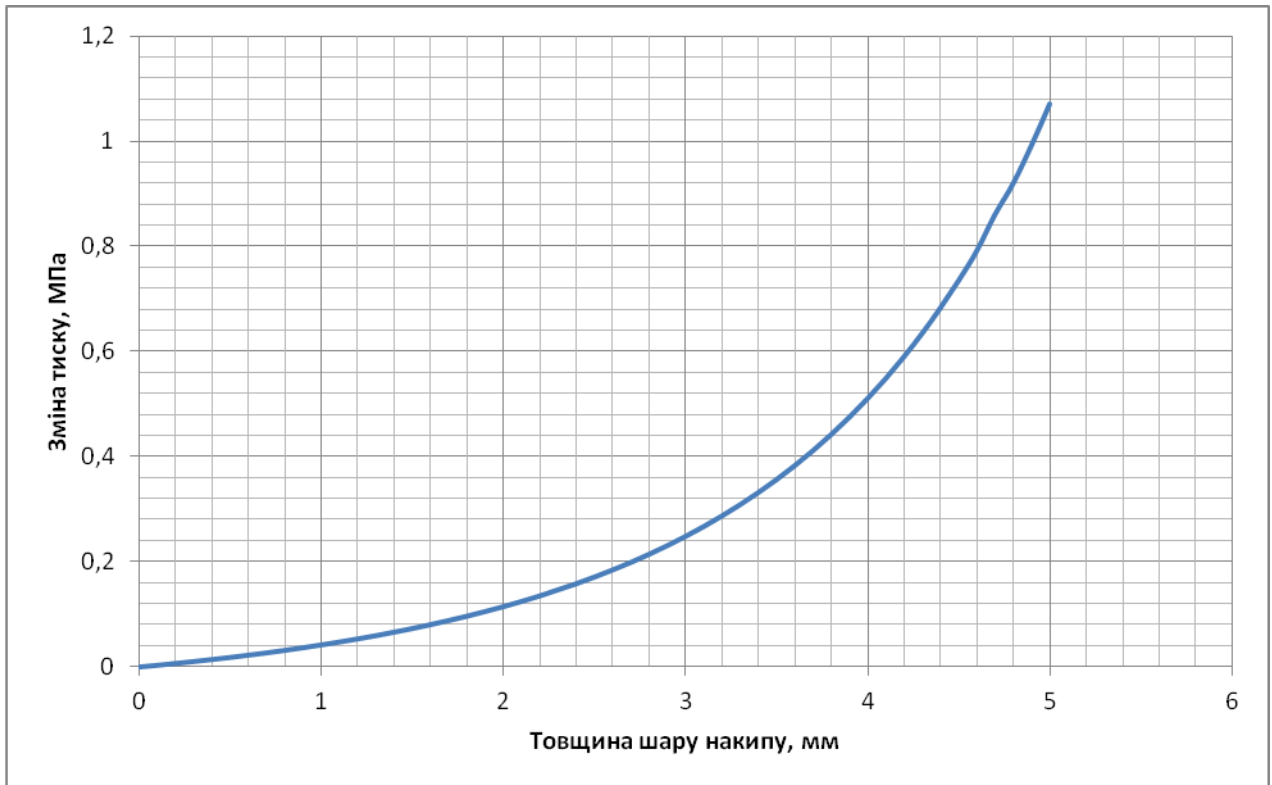


Рисунок 5.2 – Зміна тиску від товщини шару накипу

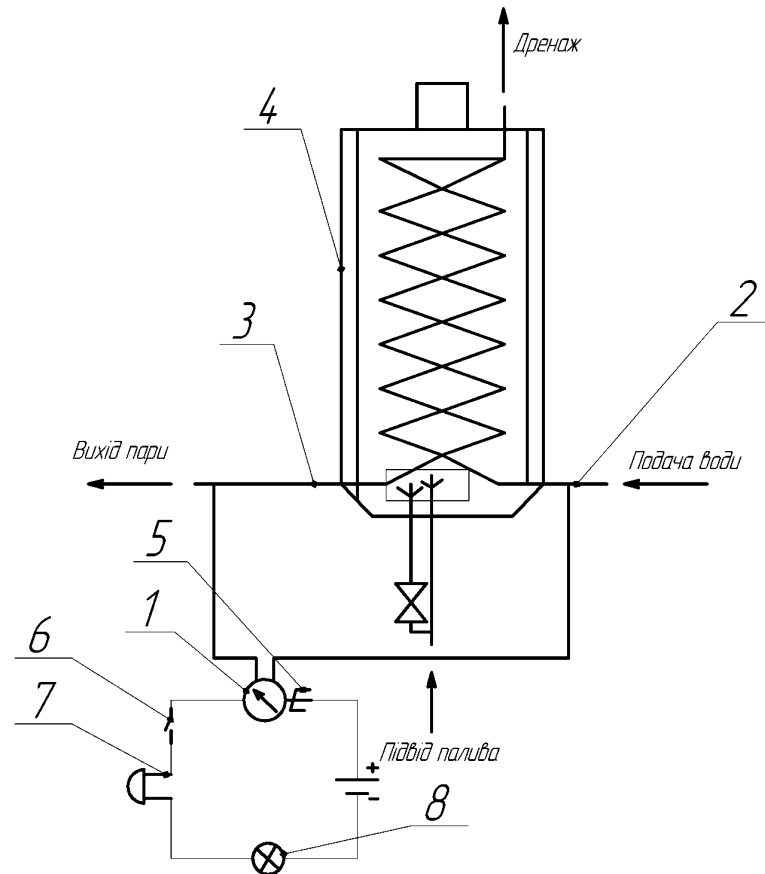
За графіком в залежності від товщини накипу можна встановити, яка повинна бути різниця тисків на вході і виході з котла теплогенератора.

5.3 Базовий пристрій для визначення моменту необхідності промивки змійовика теплогенератора

Із метою реалізації поставленої задачі автором пропонується базовий пристрій (рис. 5.3) з системою автоматизації подачі сигналу про необхідність кислотної обробки змійовика котла парогенератора .

Зображена схема системи для визначення моменту кислотної обробки змійовика парогенератора [91] складається з диференційованого датчика 1,

який з'єднаний з впускним 2 і випускним 3 трубопроводами котла теплогенератора 4. В диференційований датчик 1 вмонтований електричний контакт 5, який з'єднаний з вимикачем електричного кола 6 і звукового сигналу (зумера) 7 та світлового сигналу (лампочки) 8.



1 – диференційований датчик; 2 – впускний трубопровід котла; 3 – випускний трубопровід котла; 4 – котел теплогенератора; 5 – електричний контакт; 6 – вимикач електричного кола; 7 – зумер; 8 – лампочка сигнальна

Рисунок 5.3 – Базовий пристрій з системою автоматизації подачі сигналу про необхідність кислотної обробки змійовика котла парогенератора

Заявлений спосіб [10] здійснюється таким чином: визначається вхідний тиск води в змійовику парогенератора, що знімається з манометра; після цього записується вихідний тиск змійовика парогенератора; визначається різниця тисків. За різницею тисків за графіком (рис. 5.2) визначається товщина накипу на внутрішній поверхні трубки змійовика.

При товщині шару накипу до 1 мм в гідравлічній системі котла перепад тисків на вході і виході з нього буде складати 0,04 МПа. В цей час вмонтований в диференційований датчик 1 електричний контакт 5, замкнеться і струм по електричному колу через вимикач 6 потече до звукового сигналу 7 та світлового датчика 8. Оператор установки отримає звуковий сигнал, який сповістить про необхідність втручання в гідравлічну систему котла парогенератора. З допомогою вимикача 6 оператор може відключити звуковий сигнал 7 і при необхідності припинити або продовжити роботу парогенератора.

5.4 Пристрій для визначення моменту необхідності промивки зміювика теплогенератора при експлуатації ППУА в районах з жорсткою водою

Для районів експлуатації пересувних парогенераторних установок з жорсткою водою потрібний пристрій, який буде більш точно і швидко інформувати оператора про настання моменту необхідності промивки зміювика теплогенератора. В запропонованій гідравлічній системі пересувної парогенераторної установки [90] вирішене завдання більш точного визначення настання моменту, коли величина накипу стає критичною і необхідна кислотна обробка нагрівних елементів.

Будова гідравлічної системи пересувної парогенераторної установки пояснюється на рис. 5.4. Установка складається з котельного агрегату 1, всередині якого знаходиться зміювик 2, який з'єднаний з вхідним трубопроводом 3 подачі живильної води. На вхідному трубопроводі 3 встановлено манометр 4, що визначає тиск води на вході в котельний агрегат 1. Крім того вхідний трубопровід 3 з'єднаний з трубопроводом 5, який живить гідравлічну частину пересувної парогенераторної установки для визначення моменту критичної товщини шару накипу в зміювику. В котлі 1 встановлений пристрій 6 для подачі і запалювання палива. З трубопроводом 5 паралельно

з'єднані диференційні манометри 7 і 8, які через електричні контакти 9 з'єднані з електричною схемою установки для визначення моменту критичної товщини шару накипу в змійовику.

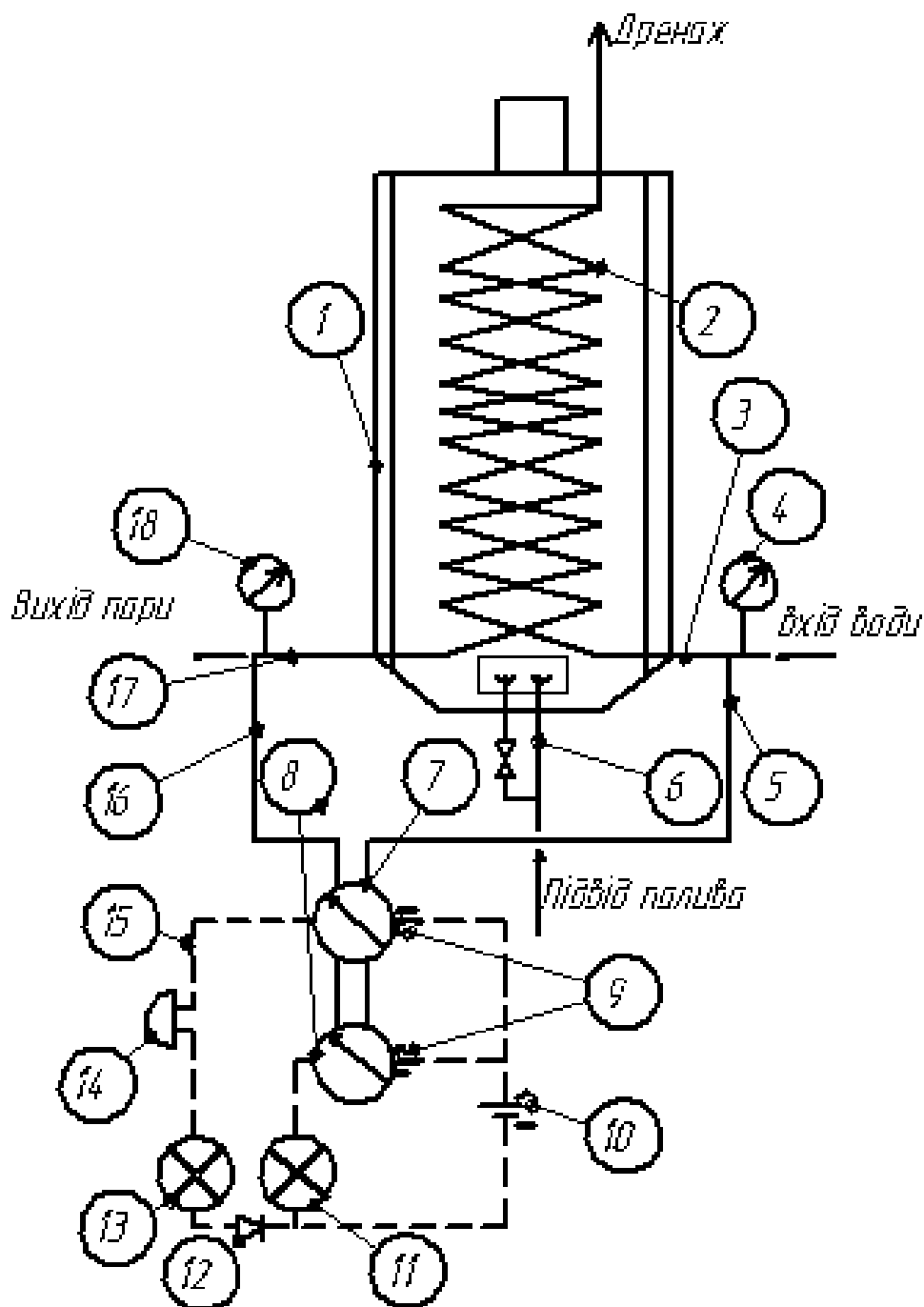


Рисунок 5.4 – Гідравлічна система пересувної парогенераторної установки для визначення настання моменту необхідності кислотної обробки змійовиків котла парогенератора

В електричну схему входить джерело живлення 10, яке сполучене з сигнальною лампою жовтого кольору 11, з'єднаною з електричним контактом диференційного манометра 8 і напівпровідниковим елементом 12, з'єднаним з попереджувальною лампою червоного кольору 13. Лампа червоного кольору 13 паралельно з'єднана також з звуковим сигналом 14, який через вимикач 15 з'єднаний з диференційним манометром 7.

Диференційні манометри 7, 8 з'єднані трубопроводом 16 з вихідним трубопроводом 17, на якому встановлений манометр 18 для визначення тиску пари на виході з котельного агрегату 1 парогенератора. Поставлена задача визначення настання моменту необхідності кислотної обробки вирішується тим, що диференційний манометр 7 працює при різниці тисків в 0,04 МПа, а диференційний манометр 8 при різниці 0,02 МПа.

При різниці тисків в 0,02 МПа електричний контакт 9 диференційного манометра 8 замикає електричне коло, в якому встановлена сигнальна лампа жовтого кольору 11, що повідомляє оператора парогенераторної установки про те, що на стінках зміювика 2 утворився накип і час закінчувати технологічний процес з вироблення пари агрегатом з метою очищення (кислотної промивки) зміювика.

При різниці тисків в 0,04 МПа електричний контакт 9 диференційного манометра 7 замикає електричне коло, в якому встановлена сигнальна лампа червоного кольору 13 і прилад звукового сигналу 14. Цим оператор парогенераторної установки дізнається про настання критичного моменту, при якому шар накипу має максимальну товщину і робота котельного агрегату 1 недопустима, а подальша робота парогенераторної установки призведе до суттєвих перевитрат палива на виготовлення пари та може спричинити руйнування зміювика 2 парогенераторного котла, що є небезпечно і недоцільно.

5.5 Засоби зниження інтенсивності відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора ППУА

Як вже відмічалось, окремі нафтогазові управління чи інші нафтогазові підприємства мають в експлуатації одиниці парогенераторних установок. Тому таким організаціям економічно недоцільно створювати спеціальні технологічні системи для підготовки живильної води і вони, в кращому випадку, використовують живильну воду котельних агрегатів, яка споживається для обігріву приміщень та інших побутових потреб. При цьому не враховується різниця фізико-хімічних властивостей води для живлення парових і водогрійних котлів.

Також необхідно відзначити, що навіть під час роботи на підготовленій живильній воді на стінках змійовика утворюється накип, який знижує ефективність його роботи і вимагає періодичного знімання за допомогою кислотної обробки через 48...72 години роботи установок [52].

Відомі пристрої для попередження відкладення накипу на стінках кип'ятильних трубок парових котлів [102], які складаються із очисного елемента розміщеного в середині змійовика (кип'ятильної трубки), причому сам очисний елемент складається з скручених в трубку гофрованих бляшаних пластинок, вставлених у внутрішню частину змійовика (кип'ятильних трубок). Внаслідок введення такого елемента накип буде відкладатись на поверхні вставленої гофрованої трубки, яку при забрудненні виймають і замінюють другою.

Відомі також пристрої для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора [109], які складаються з очисного елемента, розміщеного в середині змійовика, виготовленого у вигляді гнучкої линви оснащеної дротинами із м'якшого матеріалу від матеріалу змійовика, причому довжина дротин та їх закріплення на линві забезпечує розміщення очисного елемента в змійовику з натягом.

В процесі виготовлення пари линва рухатиметься, а її дротини будуть контактувати з внутрішньою поверхнею зміювика, перешкоджаючи відкладенню накипу на стінках зміювика.

Відомий також пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора, вибраний у якості прототипу [92], який складається з очисного елемента, розміщеного в середині зміювика, виготовленого у вигляді гнучкої линви оснащеної дротинами із м'якшого матеріалу від матеріалу зміювика, причому довжина дротин та їх закріплення на линві забезпечує розміщення очисного елемента в зміювику з натягом, а також закріплених нерухомо на линві пропелерів, які мають щонайменше три лопаті, зовнішній діаметр пропелерів менший від діаметра неочищеного зміювика.

В процесі виготовлення пари, нерухомо закріплені на линві пропелери обертають (крутять) линву, а дротини будуть контактувати з внутрішньою поверхнею зміювика перешкоджаючи відкладенню накипу на стінках зміювика.

Вищеперераховані технічні рішення теж мають недоліки, а саме:

- використання скручених в трубку гофрованих бляшаних пластинок, вставлених у внутрішню частину зміювика (кип'ятильних трубок) потребують постійної заміни та їх складність при виготовленні та експлуатації, а також зменшення теплопровідності штучно утвореної подвійної стінки зміювика (накип-метал),

- недолік відомого пристроїв з линвою і дротинами полягає у малій величині переміщення линви і, як наслідок, обмеженій очисній дії пристрою, а також у тому, що в процесі стравлення (випорожнення (видачі) видачі пари при високих тисках, незакріплену линву може скласти та втрамбувати в трубі зміювика і таким чином перекрити її, погіршивши відтік пари із зміювика і, як наслідок, обмежити очисну дію пристрою і надійність його роботи.

Поставлена задача зниження інтенсивності відкладення накипу вирішується тим, що у запропонованому пристрої для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора [93], змонтована конструкція, яка складається з очисного елемента, розміщеного в середині змійовика і виготовленого у вигляді гнучкої линви, оснащеної дротинами із м'якшого матеріалу від матеріалу змійовика. Причому довжина дротин та їх закріплення на линві забезпечує розміщення очисного елемента в змійовику з натягом, і нерухомо закріплених пропелерів, кожен із пропелерів закріплений нерухомо на линві і містить щонайменше три лопаті. Зовнішній діаметр пропелерів менший від діаметра неочищеного змійовика. Новим є те, що додатково містяться на кінцях змійовика нерухомо закріплені опірні шайби з отворами, по центру яких встановлено обертовий пристрій, в якому нерухомо закріплена линва.

Оснащення пристрою нерухомо закріпленими на кінцях труби змійовика забезпечує розміщення линви по осі труби. Виконання периферійної проточки з діаметром, рівним діаметру внутрішньої труби змійовика дозволяє забазувати опірну шайбу відносно труби.

Суть запропонованого пристрою пояснюється кресленням, де на рис. 5.5 зображена принципова схема пристрою для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовиків теплогенераторів.

Оснащення пристрою додатковими втулками, встановленими з можливістю обертання в центральний отвір опірної втулки, забезпечує вільне обертання з линвою, дротинами і пропелером в трубі змійовика. Виконання в опорних шайбах периферійних отворів забезпечує постійний перетік робочого тіла в змійовик і з нього. Нерухоме закріплення линви на бурті втулки підвищує надійність роботи пристрою, оскільки запобігає можливості при високих тисках линві скластися і частково або повністю перекрити перетічні отвори для витікання (циркуляції) робочого тіла.

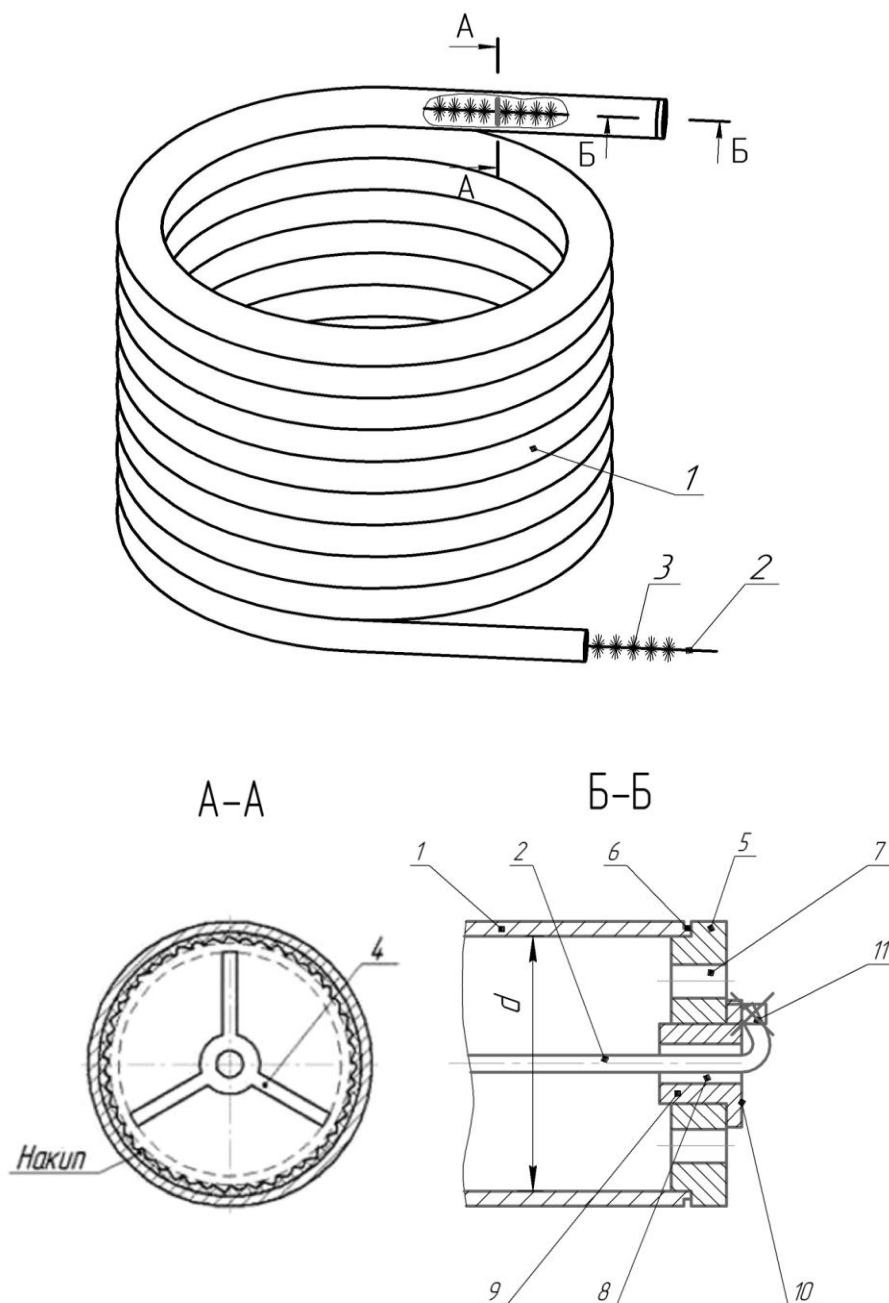


Рисунок 5.5 – Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора

Пристрій складається з труби 1 змійовика теплогенератора (на рис. 5.5 не показано), вставленого у трубу 1 на всю його довжину очисного елемента, який містить гнучку лину 2, та розміщених і закріплених в лину дротин 3, виготовлених із м'якшого матеріалу ніж труба змійовика та нерухомо закріплених пропелерів 4.

На кінцях зміювика нерухомо закріплені опірні шайби 5, які центруються в трубі 1 по периферійній проточці 6. В опірних шайбах 5 виконані периферійні протічні отвори 7 та центральний циліндричний отвір 8. Пристрій оснащений також втулкою 9 з буртом 10, яка встановлена в отвір 8 з можливістю обертання. Втулка 9 виготовляється із антифрикційного матеріалу (бронзи, фторопласту, тощо). Линва 2 проходить через центральний отвір і фіксується на вільній торцевій поверхні бурта любим відомим способом: закручуванням, приклеюванням, паянням, механічним кріпленням, тощо. Линва 2 і дротини 3 разом з пропелерами 4 утворюють гнучку линву-йоржик, яка нерухомо закріплена у втулці 9.

Пристрій працює наступним чином. Гнучка линва 2 із закріпленими на ній дротинами 3 та пропелерами 4 заводиться (розміщується) в трубі 1. На обох кінцях труби 1 зміювика нерухомо закріплено опірні шайби 5. Для забезпечення розміщення линви 2 по центру труби 1 опірні шайби 5 центруються по периферійній проточці 6, виконаній по внутрішньому діаметру d труби 1. В опірних шайбах 5 виконані периферійні перетічні отвори 7 для забезпечення вільного проходу-виходу робочого тіла – пари в/із зміювика 1.

Після цього в центральні отвори 8 встановлюють втулки 9, через які пропускають і закріплюють нерухомо на вільній торцевій поверхні бурта 10 втулки 9 линву 2. Сама фіксація 11 линви 2 на торцевій поверхні бурта 10 здійснюється любим відомим способом.

Втулки 9 встановлені у центральний отвір 8 опірної шайби 5 з можливістю обертання, тобто виконують роль радіально-упорного підшипника ковзання, що забезпечує вільне обертання очисної системи линва-дротини-пропелери в порожнині труби.

Вироблена в зміювику теплогенератора пара, виходячи з зміювика 1 діє на лопаті пропелера 4, за рахунок тиску робочого тіла, який приводить в обертовий рух линву 2, нерухомо закріплену у втулці 9 своїми кінцями, і яка обертається відносно опірної шайби 5. При цьому вмонтовані в линву 2

дротини 3 рухаючись разом з линвою вступають у контакт з утвореним шаром накипу і знімають його з внутрішньої поверхні труби змійовика 1. При випуску пари утворений накип в вигляді шламу буде виноситись з труби 1 змійовика.

Запропонований пристрій забезпечує легке обертання системи "линва-йоржик-пропелер", чим запобігає відкладенню накипу на внутрішній поверхні змійовиків теплогенераторів дозволяє використовувати непідготовлену воду, продовжити термін експлуатації котла та знизить собівартість виготовлення пари.

Висновки до п'ятого розділу

На основі виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Обґрунтований та розроблений удосконалений метод та засоби визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами побудований на забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу та аналізу параметрів роботи. Встановлено, що нормативні витрати дизельного палива двигуна ЯМЗ-238 паропромислових установок ППУА 1600/100 на 4,2-7,0 літрів за годину перевищують фактичні витрати.

2. Розроблено удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок за вхідними і вихідними тисками в змійовику парогенераторного котла.

3. Розроблені пристрої для визначення моменту необхідності промивки змійовика теплогенератора для районів експлуатації паропромислових пересувних установок з різною жорсткістю води. Утворений накип приводить до перевитрат палива, а також перепалу і розриву змійовика котла парогенератора. Встановлено, що за товщині шару накипу в 5 мм перевитрата палива котлом ППУА складає 30 %, а при 10 мм – збільшується на 90 %.

4. Спроектовані та розроблені засоби зниження інтенсивності відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора ППУА, що дозволяє використовувати малопідготовлену воду, продовжити термін експлуатації котла та знизить собівартість виготовлення пари.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна наукова задача покращення паливно-економічних характеристик паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі за рахунок розроблення нових методів, технічних рішень та пристроїв для економії палива шляхом використання закономірностей перетворень енергії пари, покращення процесів теплопередачі, удосконалення функціонування парогенераторних котлів та привідних агрегатів ППУА та врахування недоліків галузевої нормативної документації. Результати виконаних теоретичних та експериментальних досліджень дозволяють зробити наступні основні висновки:

1. Встановлено, що на сьогодні в світі та Україні паропромислові пересувні установки мають значні резерви для підвищення їхньої паливної економічності та удосконалення галузевої нормативної документації. З'ясовано, що є істотна розбіжність в реальних і нормативних режимах експлуатації паропромислових установок, що дає можливість на практиці витратити менше палива у порівнянні з нормативними значеннями, що призводить до необґрунтованих перевитрат дизельного палива та збитків підприємств до 20-25 %.

2. Створена математична модель процесу згорання паро-дизельної суміші в котлах паропромислових пересувних установок та встановлені аналітичні залежності зміни теплоутворення від зміни експлуатаційних параметрів котлів. Врахування вхідної температури води дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками на 0,1933 кг/год. палива на кожний °С від прийнятого в галузевих нормах значення 18 °С.

3. Розроблений метод розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок з врахуванням сухості та

тисків пари. Обґрунтовано фізичні основи пропонованого методу та встановлено, що врахування тиску водяної пари дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками до 5 кг за годину.

4. Обґрунтований та розроблений удосконалений метод визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами, побудований на забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами постійного моніторингу та аналізу параметрів роботи ППУА. Встановлено, що використання даного методу дозволить скоротити нормативні витрати дизельного палива двигуна ЯМЗ-238 паропромислових установок ППУА 1600/100 на 4,2-7,0 літрів за годину.

5. Розроблений удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок за вхідними і вихідними тисками в змійовику парогенераторного котла та технологію кислотної обробки змійовиків котлів пересувних парогенераторних установок. З'ясовано, що промивку парогенераторного котла раціонально проводити при різниці тисків в змійовику від 0,02 МПа, а максимальне критичне значення тисків – 0,04 МПа.

6. Проведені промислові дослідження паливних та енергетичних параметрів паропромислових пересувних установок з метою перевірки коректності теоретичних досліджень та встановлення взаємозв'язку між витратами палива, тисками, температурами і мірою сухості водяної пари. Встановлено, що врахування степені сухості водяної пари дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива паропромисловими пересувними установками до 36 кг за годину.

7. Виконані стендові експериментальні дослідження роботи двигунів паропромислових пересувних установок на товарному дизельному паливі та паро-дизельних сумішах з різним вмістом водяної пари та визначенням потужності та питомої витрати палива. З'ясовано, що оптимальною є подача в

двигуни 15 % водяної пари. При цьому за частоти обертання колінчастого валу ДВЗ у 1800 хв^{-1} і подачі 15 % водяної пари ефективна потужність двигуна знижується на 3,7 %, а ефективна питома витрата дизельного палива зменшується на 17,9 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобіль КрАЗ-65101. Керівництво з експлуатації. *ВО «АвтоКрАЗ»*, 2016.
2. Андреев В. В., Габдрахманов Н. Х., Далимов В. У. Передвижные паровые установки в нефтяной промышленности. *М.: Недра*, 2002, 420 с.
3. Арметов Л. А., Родин Г. А. Сжигание обводненных топлив в котельных установках. *Труды Казахстанского НИИЭ*. 1998, Вып. 47. С. 34-41.
4. Архипова Л. М., Адаменко Я. О. Гідрологія. Івано-Франківськ, 2015. 275 с.
5. Богатчук І.М., Богатчук М.І., Кучеренко В.Д. Методика визначення витрат палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки*. 2008. 3 (46). С. 18-27.
6. Богатчук І. М., Гук В. І., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення норм часу на складально-розбірні роботи на автомобільному транспорті. *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машинобудування та транспорт*. 2012. 135. С. 22-25.
7. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2015. 1(12). С. 158-164.
8. Богатчук І. М., Мельник В. М., Богатчук М. І., Дикун Т. В. Методика визначення витрат палива агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці "ІФНТУНГ-40"*: міжнародна науково-технічна конференція, 16-20 квітня 2007 р. Івано-Франківськ, 2007. С. 148–152.

9. Богатчук І. М., Ключініський Р. Я., Богатчук М. І. До питання паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті: *Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи*: міжнародна науково-технічна конференція, 20-23 жовтня 2009 р. Івано-Франківськ, 2009. С. 9.
10. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2015)*: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 26-28 травня 2015 р. Херсон, 2015. С. 336-339.
11. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2015)*: матеріали шостої Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25 вересня 2015 р. Херсон, 2015. С. 87-88.
12. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2016)*: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2016. С. 52-53.
13. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Аналіз пристроїв для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змійовика теплогенератора. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування*: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 263-265.

14. Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2(17) С. 5-10.
15. Богатчук М. І. Діагностика при післяремонтному припрацюванні двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазовпромислового обладнання: п'ята Міжнародна науково-технічна конференція*, 2-5 грудня 2008 р. Івано-Франківськ, 2008. С. 176-178.
16. Богатчук М. І. Паливозаощадження при припрацюванні двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ "ОМА 2019")*: матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції, 12 грудня 2019 р. Ізмаїл, 2019. С. 30-33.
17. Богатчук М. І. Паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем*: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції, 28-29 листопада 2019 р. Рівне, 2019. С. 112-114.
18. Богатчук М. І. Аналіз встановлення витрат палива при експлуатації нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування*: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 67-70.
19. Богатчук М. І. Планування періодичності технічного обслуговування НГТТ за витраченим паливом із використанням інтегрованої ERP-системи. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості*: Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів, 8 жовтня 2020 року. Івано-Франківськ, 2020. С. 227-229.

20. Богатчук М. І. Використання масла сивушного для припрацювання двигунів внутрішнього згорання. Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: Матеріали одинадцятої Міжнародної науково-практичної конференції, 3-4 грудня 2020 р. Запоріжжя, 2020. С. 84-88.
21. Богатчук М. І. Пристрої для запобігання відкладенню накипу на внутрішній поверхні змішувача теплогенератора мобільної установки типу ППУА. Перспективи розвитку машинобудування та транспорту ПМРТ – 2021: Матеріали другої Міжнародної науково-практичної конференції, 13-15 травня 2021 р. Вінниця, 2021. С. 186-188.
22. Богомоллов В. А., Абрамчук Ф. И., Манойло В. М., Воронков А. И. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием. *Вісник ХНАДУ*. 2007. Вип. 37. С. 43-47.
23. Бондаренко Е. В., Филиппов А. А. Оценка экологической опасности и экономической эффективности эксплуатации автомобилей на альтернативных видах топлива. *Вестник ОГУ*. 2004. Вип. 7. С. 138–142.
24. Будзуляк Б. В. Перспективы использования природного газа в качестве моторного топлива. *Газовая промышленность*. 2005. Вип. 4. С. 17-19.
25. Булатов А. И., Проселков Ю. М., Шаманов С. А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: Учебник для вузов. М.: ООО «НедраБизнесцентр», 2009. 507 с.
26. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка. К.: Техніка, 2001. 320 с.
27. Бухаленко Е. И., Бухаленко В. Е. Оборудование и инструмент для ремонта скважин. Недра, 1991. 336 с.
28. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю .В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: «ИРЦ». 2007. 480 с.

29. Гальшев Ю. В., Магидович Л. Е. Перспективы применения газовых топлив в ДВС. *Двигателестроение*. 2001. Вып. 3. С. 31–35.
30. Горкавий В.К. Математична статистика: навч. посіб. К.: Професіонал, 2004. 384 с.
31. Гордієнко О. С. Энергозбереження транспортних підприємств. *Технологический аудит и резервы производства*. 2012. № 1 (7). Т. 5. С. 13–14.
32. ГОСТ 18509-88 Дизелі тракторні і комбайнові. Методи стендових випробувань, 1988. 128 с.
33. Гридин С. В., Хохлова А. Л. Оценка эколого-экономического эффекта от использования в качестве топлива водомазутной эмульсии, приготовленной из мазутосодержащих отходов. *Промышленная теплотехника*. 2010, Т. 32, № 3. С. 59-63.
34. Грубель М. Г. Багатофакторна оцінка та нормування паливної економічності вантажних автомобілів: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Львів: Національний університет “Львівська політехніка”, 2007. 19 с.
35. Гусаков С. В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. М.: РУДН. 2008. 318 с.
36. ДБН В.2.8-12-2000 Типові норми витрат пального і змащувальних матеріалів для експлуатації техніки в будівництві. Науково-дослідний інститут будівельного виробництва (НДІБВ). 2000. 69 с.
37. Демченко В. Г., Дуняк О. В., Козак Д. В. Способ повышения экологических и тепловых характеристик отопительных котлов. *Вост.-европ. журн. передовых технологий*. 2011, 6/8. С. 23-25.
38. Денисюк С. П. Формування політики підвищення енергетичної ефективності – сучасні виклики та європейські орієнтири. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. Вып. 2. С. 7–22.

39. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509 – 88. М.: Издательство стандартов, 1988. 128 с.
40. ДСТУ 4714:2007 Енергозбереження. Паливно-енергетичні баланси промислових підприємств. Методика побудови та аналізу: Держспоживст. України, 2007. 25 с.
41. ДСТУ 7688:2015 Паливо дизельне Євро. Технічні умови. [Чинний від 2016-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2016.
42. Дутчак Д. І. Актуальність нових підходів до нормування витрат палива спеціальних і спеціалізованих автомобілів, будівельно-дорожньої і тракторної техніки, бурового та геологічного обладнання. *Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць*. Харків: УкрНДІгаз, 2009. С. 319-321.
43. Експлуатація двигуна ЯМЗ-238. *Інструкція. ВО «АвтоКрАЗ»*, 2011. 67 с.
44. Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». Розпорядження КМ України від 18.08.2017 р. № 605-р. - Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245213112>
45. Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту. *Вимоги та настанова щодо використання: ДСТУ ISO 50001:2014*. – К.: Мін-во Економрозвитку України, 2014. 26 с.
46. Закон України про альтернативні палива. *Відомості ВР України*. 2013. № 19–20. С. 177.
47. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля. *Автомобільний транспорт*. Збірник наукових праць. 2005. № 16. С. 276-278.
48. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Техніко-економічні аспекти конвертації дизелів у газові двигуни. *Вісник СНУ імені В. Даля*. 2004. Вип. 7 (77). С. 114–117.

49. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С., Матейчик В. П. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун. *Наукові нотатки: міжвуз. зб.* 2003. Вип. 13. С. 125–129.
50. Кабанов А. Н. Основы использования природного газа в качестве топлива для автомобильных двигателей. Х.: Харківський національний автомобільно-дорожній університет. 2012. 240 с.
51. Калініченко О. В., Перетятко І. В. Енергетична безпека України в умовах світової енергетичної кризи. *Екологія плюс.* 2010. Вип. 5. С. 2–10.
52. Каманин С. В. Передвижные паровые установки в нефтяной промышленности. Справочник. М.: Недра, 2002, 420 с.
53. Канило П. М., Сарапина М. В. Будущее автотранспорта – альтернативные топлива и канцерогенная безопасность. *Автомобильный транспорт.* № 31. 2012. С 40–49.
54. Карамышева И. И., Чудновский А. Д., Данилов О. Ф. Анализ путей повышения эффективности использования спецтехники в нефтяном производстве. *Проблемы освоения нефтегазовых ресурсов Западной Сибири:* Межвуз. сб. науч. тр. Тюмень, 2009. с 229 - 234.
55. Коваленко Л. М. Оценка теплоэнергетической эффективности каналов теплообменных аппаратов. *Промышленная теплотехника.* 2005, т. 27, № 1. С. 50-55.
56. Ковальов, І. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навч. посіб. Суми : СумДУ, 2016. 250 с.
57. Козак Ф. В., Долішній Б. В., Криштопа С. І. Устаткування нафтогазового технологічного транспорту. ІФНТУНГ. 2010. 235 с.
58. Козак Ф. В., Богатчук І. М., Прунько І. Б. і Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету.* 2018. 2 С. 52-61.

59. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Ю. І., Ліпчій О. В. Паливна система парогенераторної установки. Інтелектуальний продукт вчених і винахідників Прикарпаття: Щорічний каталог найвагоміших винаходів, корисних моделей, промислових зразків і раціоналізаторських пропозицій Галицьких кмітливців. Івано-Франківськ, 2016. С. 91-93.
60. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Про методику визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2008. 2. С. 89-93.
61. Козак Ф. В., Богатчук І. М., Богатчук М. І., Кучеренко В. Д. Витрати палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник ДонНТУ*. 2008. 2(7). С. 84-93.
62. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту для різних режимів експлуатації. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2010. 3. С. 36-45.
63. Колесова С. Б. Особенности моделирования бизнес-процессов на автотранспортных предприятиях нефтегазовой промышленности. *Альманах современной науки и образования*. Тамбов, 2010. № 11, ч. II. С. 132-150.
64. Колесова С. Б. Проблемы и особенности развития автотранспортного обслуживания на предприятиях нефтяной промышленности. *Вестник ИжГТУ*. Ижевск, 2010. № 4. С. 121-129.
65. Колесова С. Б. Формирование рынка автотранспортных услуг при реорганизации предприятий в нефтегазовой отрасли. *Казанская наука: сб. науч. ст.* Казан. издат. дом. 2010. № 8. Вып. 1. С. 68-79.

66. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1980. 400 с.
67. Корсун А. О., Тюпа Д. В., Колодяжний І. О., Антощенко Р. В., Галич І. В. Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: матеріали VII всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих учених і здобувачів вищої освіти.* (м. Миколаїв, 24-26 квітня 2019 року). Миколаїв: МНАУ. 2019. С. 46-57.
68. Кривошапов С. И. Информационное обеспечение по определению базовой нормы расхода топлива на автомобильном транспорте. *Вісник СевНТУ. Сер.: Машиноприладобудування та транспорт.* 2013, Вип. 143. С. 199-202.
69. Кривошапов С. И. Особенности нормирования расхода топлива транспортных машин, работающих в сложных дорожных условиях. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.* 2014, Вип. 155. С. 82-89.
70. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Криштопа Л. І., Гріштор Т. Т., Вірт М. Ю. Експериментальні дослідження процесів згорання пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. *Нафтогазова енергетика.* 2023. 1 (39). С. 88–96.
71. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Гріштор Т. Т., Левко А. В. Покращення паливно-економічних характеристик дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні газоподібні палива. *Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 16-18 травня 2023 р. Кам'янське, 2023.* С. 213-215.
72. Кузнецов А. Н. Поливаев О. И., Лощенко А. В. Визуализация результатов математического моделирования динамических процессов в мобильных

- энергетических средствах. *Тракторы и сельхозмашины*, 2018, № 6. С. 45-52.
73. Кузнєцов В. Норми витрат палива для автомобілів, норми ресурсу шин та акумуляторів. Харків: *Фактор*, 2009. 528 с.
74. Курников А. С., Панов В. С. Повышение показателей качества водотопливных эмульсий. *Журнал Университета водных коммуникаций*. 2011, 4. С. 30-33.
75. Кутенёв В. Ф., Лукшо В. А. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ-236НЕ. *Центральный научно-исслед. автомоб. и автотормный инст.* 2007. Режим доступа к источнику:
<http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>
76. Лебедев О.Н. Некоторые особенности горения капель водотопливной эмульсии в дизелях. *Физика горения и взрыва*. 1998. № 2. С.142–145.
77. Липов Ю.М. Компонировка и тепловой расчет парового котла: Учебное пособие для вузов. М.: *Энергоатомиздат*, 1988. 208 с.
78. Ложкин В.Н., Пименов Ю.А., Сафиуллин Р.Н., Акодес А.А. Улучшение экологических показателей автомобильных дизелей путем применения водотопливных эмульсий. *Вопросы охраны атмосферы от загрязнения*. 2005. Бюл. № 2 (32). С. 67-76.
79. Марков В. А., Гайворонский А. И., Грехов Л. В. Работа дизелей на нетрадиционных топливах. *Легион-Автодата*. 2008. 464 с.
80. Марков В. А., Бебенин Е В., Гладышев С. П. Сравнительный анализ альтернативных моторных топлив для дизелів. М.: *Машиностроение*. 2014. № 5. С. 43–48.
81. Методика расчета норм потребности в агрегатах для выполнения работ при ремонте скважин: РД 39-3-521-81. *Нормирование потребности в нефтепромысловом и буровом оборудовании (сборник методик)*. М.: ВНИИОЭНГ, 1988. 108 с.

- 82.Микитенко В. В. Формування системи забезпечення ефективного використання енергоресурсів у промисловості: автореф. дис. ... докт. тех. наук. К., 2007. 37 с.
- 83.Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. 3-я ред., доп. та переробл. *Нормативний документ, затверджений Міністерством інфраструктури України*. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2012. 120 с.
- 84.Норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу дорожньо-будівельних та спеціальних машин. Верховна Рада України. Київ: ДП "Укравтодор", 2010. 96 с.
- 85.Негрнич В. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. Альянс наук: матеріали шостої Міжнародної науково-практичної конференції, 25-26 лютого 2011 р. Дніпропетровськ, 2011. С. 91-93.
- 86.Неелов Ю.В. Повышение эффективности технической эксплуатации подъемных агрегатов при бурении и капитальном ремонте скважин : дис. ... канд. техн. наук. Тюмень, 1996. 151 с.
- 87.Нефтепромысловое оборудование: Справочник. Под ред. Е. И. Бухаленко. *Недра*, 1990. 560 с.
88. Паровые передвижные установки ППУ-3 и ППУ-3М. Руководство. *Недра*, 1989. 43 с.
- 89.Пат. 60228. Паливна система пересувної парогенераторної установки / Козак Ф. В., Богатчук І. М., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Ліпчей О. В. №u201014866; заявл. 13.12.2010; опубл. 10.06.2011. Бюл. № 11/2011. 3 с.
90. Пат. 110860. Гідравлічна система пересувної парогенераторної установки / Богатчук М. І., Прунько І. Б., Богатчук І. М., Бенюк В. С. № u 201603637; заявл. 05.04.2016; опубл. 25.10.2016. Бюл. № 20/2016. 3 с.

91. Пат.131098. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора / Козак Ф. В., Богатчук І. М., Бурда М. Й., Богатчук М. І., Микитій І. М. № у 201806224; заявл. 04.06.2018; опубл. 10.01.2019; Бюл. № 1/2019. 3 с.
92. Пат. 138280. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора / Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М. № у 201904686; заявл. 02.05.2019; опубл. 25.11.2019; Бюл. № 22/2019. 3 с.
93. Пат. 143616. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора / Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М. № у 202000060; заявл. 02.01.2020; опубл. 10.08.2020; Бюл. № 18/2020. 3 с.
94. Про альтернативні види рідкого і газового пального: Закон України № 1391-1211. *Відомості ВР України*. 2000. Вип. 12. 126 с.
95. Про альтернативні джерела енергії: Закон України № 555-15. *Відомості ВР України*. 2003. Вип. 24. 221 с.
96. Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу: Закон України від 05 квітня 2005, ред. від 05.04.2015. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/2509-15>.
97. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2011. 1(4). С. 126-136.
98. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT-2011): матеріали третьої

- Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2011. С. 96-103.
99. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. *Энергия*, 1980. 424 с.
100. Руководство по эксплуатации К35.00.00.000 РЭ. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1600/100. *ОАО Нальчинский машиностроительный завод*, 2004.
101. Снарев А.И. Расчеты машин и оборудования для добычи нефти и газа. *Инфра-Инженерия*, 2010. 232 с.
102. Степанов Д.В. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності. *Вісник ВНТУ*, 2011. 148 с.
103. Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л.А. Математичне моделювання теплообмінних процесів у жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності. *Вісник ВНТУ*. 2007, 2. С. 76-79.
104. Специальная автомобильная и тракторная техника в нефтяной промышленности. *ВНШОЭНГ*, ч.1. М., 1990. 182 с.
105. Справочник по капитальному ремонту нефтяных и газовых скважин. *Недра*, 1999. 263 с.
106. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. *СПб: Издательство НПО ЦКТИ*, 1998. 257 с.
107. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1200/100. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Курган, 1989. 72 с.
108. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1600/100М. Руководство по эксплуатации. *ОАО "Нальчикский машиностроительный завод"*. Нальчик, КБР, 2005. 73 с.
109. Фокин В. М. Термогенерирующие установки систем теплоснабжения. *Машиностроение*, 2006. 240с.

110. Фурсов И. Д. Конструирование и тепловой расчет паровых котлов: Учеб. пособие для студентов вузов. *Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова*, 2011. 191 с.
111. Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. *Недра*, 1983. 234 с.
112. Шевалдин И. Е., Юрчишин И. Н. Организация работы автотракторного транспорта в нефтяной промышленности. М.: *Недра*, 1990. 140 с.
113. Якименко І.Л., Мельниченко О.П., Шевченко Р.Л. Статистична обробка експериментальних даних: навчальний посібник. *Біла Церква*, 2006. 34 с.
114. Ячиков И. М. Введение в математическое моделирование. Магнитогорск: МГТУ, 2012. 84 с.
115. Abbasi S., Bahrami H., Ghobadian B., Kiani M., Kiani D. Energy Analysis of a Diesel Engine Using Diesel and Biodiesel from Waste Cooking Oil. *JOURNAL OF AGRICULTURAL MACHINERY*. 2018, 8, 1, 149–157.
116. Abbondanza M., Cavina N., Corti E., Moro D., Ponti F., Ravaglioli V. Development of a Combustion Delay Model in the Control of Innovative Combustions. *E3S WEB OF CONFERENCES*. 2020, 197, 6013.
117. Anufriev, I.S. Review of water/steam addition in liquid-fuel combustion systems for NO_x reduction: Waste-to-energy trends. *Renew. Sustain. Energy*, 2021, 138, 110665.
118. Aneke M., Agnew B., Underwood C., Hongwei W. Power generation from waste heat in a food processing application. *Appl. thermal engineer*. 2012. Iss. 36. P. 171-180.
119. Bahman N., Sina F., Shahaboddin S., Kwok-wing C., Timon R. Application of ANNs, ANFIS and RSM to estimating and optimizing the parameters that affect the yield and cost of biodiesel production. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2018. 12, 1, P. 611–624.

120. Bildirici, M., Gökmenoğlu, S. Environmental pollution, hydropower energy consumption and economic growth: Evidence from G7 countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 75, P. 68–85.
121. Bohatchuk I., Dolishniy B., Prunko I., Bohatchuk M. Influence of operating factors on saving fuel expenditure by mobile steam generator units oil and gas industry. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 132–138.
122. Bohatchuk I. M., Prunko I. B., Bohatchuk M. I. Influence of operational factors on fuel consumption saving by mobile steam and gas installations of the oil and gas industry. Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: Book of abstracts III International Scientific-Technical Conference, 7-9 February 2019. Kielce, 2019. P. 74.
123. Boretti A. Advantages and Disadvantages of Diesel Single and Dual-Fuel Engines. *Front. Mech. Eng.* 2019, 5, P. 64.
124. Chmielewski, M.; Niszczota, P.; Gieras, M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine. *Energy*, 2020, 211, 118961.
125. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23.04.09 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 01/77/EC and 03/30/EC. *Official Journ.* 2009, Vol. 140. P. 16-62.
126. Dreitser G. A. Modelling Heat Transfer and Hydraulic Resistance of Turbulent Gas and Liquid Flow in Tubes with Circular Turbulizers. *International Journal of Heat Exchangers*. 2006, Vol. VII, № 2. P. 231-249.
127. Fostiropoulos, S.; Strotos, G.; Nikolopoulos, N.; Gavaises, M. Numerical investigation of heavy fuel oil droplet breakup enhancement with water emulsions. *Fuel*, 2020, 278, 118381.
128. Guo X., Wang S., Wang Q., Guo Z. Properties of bio-oil from fast pyrolysis of rice husk. *Chin. Journ. of Chemic. Engineer.* 2011. Vol. 19. P. 116-121.

129. Jeong, I.; Lee, K.H.; Kim, J. Characteristics of auto-ignition and micro-explosion behavior of a single droplet of water-in-fuel. *J. Mech. Sci. Technol.* 2008, 22, 148–156.
130. Kim, H.; Baek, S.W. Combustion of a single emulsion fuel droplet in a rapid compression machine. *Energy*, 2016, 106, 422–430.
131. Kryshchtopa Sviatoslav, Bogatchuk Mykhailo, Kryshchtopa Lyudmila, Kozak Fedir, Hrishtor Taras. Mathematical model of the vapor-diesel mixture combustion process in mobile vapor generator boilers units. *Mathematical Modeling*. 2023. 1 (48). P. 81–89.
132. Mondal, P.K.; Mandal, B.K. Experimental investigation on the combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine using water emulsified diesel prepared by ultrasonication. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 2018, 40, 1–17.
133. Niszczota, P.; Gieras, M. Impact of the Application of Fuel and Water Emulsion on CO and NO_x Emission and Fuel Consumption in a Miniature Gas Turbine. *Energies* 2021, 14, 2224.
134. Patil, H.; Gadhave, A.; Mane, S.; Waghmare, J. Analyzing the stability of the water-in-diesel fuel emulsion. *J. Dispers. Sci. Technol.* 2015, 36, 1221–1227.
135. Sartomo, A.; Santoso, B.; Muraza, O. Recent progress on mixing technology for water-emulsion fuel: A review. *Energy Convers. Manag.* 2020, 213, 112817.
136. Selvam S., Thiyagarajan Pr., Suresh S. Experimental studies on effect of wire coiled coil matrix turbulators with and without bonding on the wall of the test section of concentric tube heat exchanger. *Thermal Science*. 2012. - Volume 16, Issue 4. - P. 1151-1164.
137. Xia, G.; Yuan, Y.; Peng, M.; Lv, X.; Sun, L. Numerical studies of a helical coil once-through steam generator. *Ann. Nucl. Energy*, 2017, 109, 52–60.

138. Yadav Anil Singh. Experimental investigation of heat transfer performance of double pipe u bend heat exchanger using full length twisted tape. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2008, Vol. 3, № 3. P. 399-407.
139. Yahaya Khan, M.; Abdul Karim, Z.A.; Hagos, F.Y.; Aziz, A.R.A.; Tan, I.M. Current Trends in Water-in-Diesel Emulsion as a Fuel. *Sci. World J.* 2014, 2014, 527472.
140. Yakovlieva A., Boichenko S. Energy Efficient Renewable Feedstock for Alternative Motor Fuels Production: Solutions for Ukraine. *Studies in Systems, Decision and Control*, 2020. 298, P. 247-259.
141. 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.

ДОДАТКИ

Додаток А
Основні технічні характеристики змійовиків парогенераторних котлів
установок ППУА 1600/100 М

Таблиця А.1 – Основні характеристики змійовиків
 парогенераторних котлів установок ППУА 1600/100 М

Найменування характеристики, параметра	Значення
Кількість змійовиків	2
Тип	зовнішній, внутрішній
Діаметр, мм	28
Товщина стінок, мм	3,5
Довжина, м	119
Матеріал	сталь 20
Робоча температура, °С	до 310
Робочий тиск, МПа	до 10



Рисунок А.1 – Загальний вигляд змійовиків парогенераторних
 котлів установок ППУА 1600/100 М

Додаток Б
Основні технічні характеристики парогенераторних котлів
установок ППУА 1600/100 М

Таблиця Б.1 – Основні характеристики
 парогенераторних котлів установок ППУА 1600/100 М

Найменування характеристики, параметра	Значення
Тип	вертикальний, циліндричний
Спосіб проходження продуктів згоряння	прямотічейний
Розташування пальника	нижнє
Тип пальника	двофорсунковий
Діаметр форсунок, мм	0,8 (режим I), 1,2 (режим II)
Контроль горіння	візуальний
Матеріал	сталь 20
Габарити (довжина, ширина, висота), мм	800, 1000, 1580
Маса, кг	280



Рисунок Б.1 – Загальний вигляд парогенераторних котлів установок ППУА
 1600/100 М

Додаток В

Основні технічні характеристики водяних насосів моделі
1,1ПТ25Д1М2 паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Таблиця В.1 – Основні характеристики водяних насосів моделі 1,1ПТ25Д1М2
 паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Найменування характеристики, параметра	Значення
Тип	плунжерний
Спосіб монтажу	горизонтальний
Кількість плунжерів	3
Діаметр плунжера, мм	25
Робоча температура, °С	-30...+100
Робочий тиск, МПа	10
Подача, м ³ /год.	2,5
Частота обертання колінвала, хв. ⁻¹	400
Габарити, мм	620x400x350
Маса, кг	99,8



Рисунок В.1 – Загальний вигляд водяних струменевих насосів моделі
 1,1ПТ25Д1М2 установок ППУА 1600/100 М

Додаток Г

Основні технічні характеристики паливних насосів моделі

НШ-10М-3 паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Таблиця Г.1 – Основні характеристики паливних насосів моделі НШ-10М-3 паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Найменування характеристики, параметра	Значення
Тип	плунжерний, дизельний
Подача палива максимальна, л/хв.	21
Робочий тиск, МПа	16,0
Максимальний тиск, МПа	25,0
Робочий об'єм, МПа	10
Робоча температура, °С	-50...+100
Частота обертання колінвала, хв. ⁻¹	700-3600
Габарити, мм	100x120x125
Маса, кг	15



Рисунок Г.1 – Загальний вигляд паливних насосів моделі НШ-10М-3 установок ППУА 1600/100 М

Додаток Д
Основні технічні характеристики вентиляторів ВР-12-26-4П
паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Таблиця Д.1 – Основні характеристики вентиляторів ВР-12-26-4П
 паропромислових установок ППУА 1600/100 М

Найменування характеристики, параметра	Значення
Тип	радіальний, повітряний
Подача повітря максимальна, м ³ /год.	4,23
Максимальний тиск, кПа	491
Робоча температура, °С	-50...+100
Частота обертання колінвала, хв. ⁻¹	3000
Габарити, мм	496 x 430 x 400
Маса, кг	135



Рисунок А.1 – Загальний вигляд вентиляторів ВР-12-26-4П
 установок ППУА 1600/100 М

Додаток Е**Основні технічні характеристики ваги ВТА-60 / 15-6D-АС-С**

Таблиця Е.1 – Основні характеристики ваги ВТА-60 / 15-6D-АС-С

Найменування характеристики	Значення
Тип ваги	електронна
Діапазон вимірювань, г	5-15000
Точність вимірювань, г	2
Живлення, В	9
Робоча температура, °С	5-45
Максимальне навантаження, кг	15

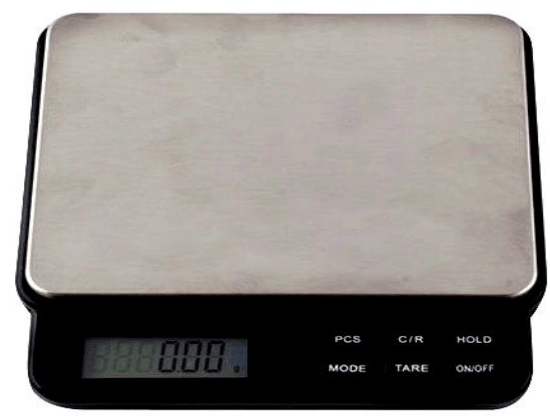


Рисунок Е.1 – Загальний вигляд ваги ВТА-60 / 15-6D-АС-С

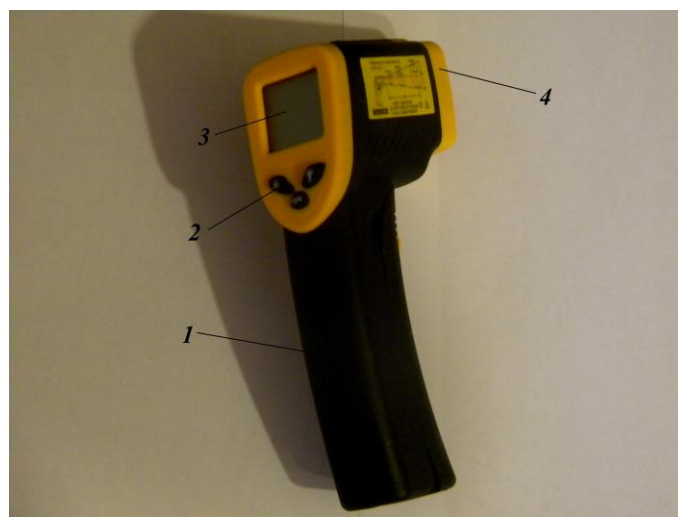
Додаток Ж

Основні характеристики пірометра фірми «Fluke»

Для безконтактної реєстрації температур поверхонь парогенераторного котла використовувався пірометр фірми «Fluke» (рис. Ж.1). У табл. Ж.1 наведені основні характеристики пірометра фірми «Fluke».

Таблиця Ж.1 – Основні характеристики пірометра «Fluke»

Найменування характеристики	Показники
Діапазон вимірювань пристрою, °С	-40...+600
Межа основної похибки пристрою, %, для діапазону температур: (-40... -15), °С	±1,0
(-15. ...+250), °С	±0,5
(+250... +1000), °С	±0,5
Напруга живлення пристрою, В	9-12
Повторюваність показів пристрою, °С	±1,5
Час встановлення показів пристрою, с	1,0
Пам'ять вимірювань пристрою	6 точок
Лазерний вказівник пристрою	є



1 – ручка пристрою; 2 – пульт управління пристрою; 3 – табло пристрою;
4 – приймач інфрачервоного випромінювача

Рисунок Ж.1 – Пірометр «Fluke»

Додаток К
Основні характеристики п'ятикомпонентного газоаналізатора
Автотест-02.03П

Таблиця К.1 – Основні характеристики п'ятикомпонентного
газоаналізатора Автотест-02.03П

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



Рисунок К.1 – Газоаналізатор Автотест-02.03П

Додаток Л

Основні характеристики хроматографа NeoCHROM Class B

Хроматограф NeoCHROM Class B (рис. Л1) – газовий хроматограф, призначений для розділення, аналізу і дослідження сумішей речовин, що ґрунтуються на різному розподілі речовин в динамічних умовах між рухомою і нерухомою фазами. Хроматограф NeoCHROM Class B – молекулярний, колонковий хроматограф з електронними регуляторами витрати/тиску на всіх каналах. Відтворюваність часів утримування не гірша за 1 секунду (на 0,5 годинної хроматограми). Інтерфейс - USB.



Рисунок Л.1 – Хроматограф NeoCHROM Class B

Додаток М

Розрахунок витрати палива ППУА-1600/100 від товщини накипу на стінках змійовика котла

$$\delta_{\text{max}} := 0.1\text{mm}, 0.2\text{mm}, 1.5\text{mm} \quad d3 := 28\text{mm} \quad d2 := 21\text{mm} \quad \delta := 0.1\text{mm}, 0.2\text{mm}, 1.5\text{mm}$$

$$\alpha1 := 10500 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha2 := 68 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \lambda1 := 67 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad i := 0..14 \quad B := 110 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$d1 := (20.8 \ 20.6 \ 20.4 \ 20.2 \ 20 \ 19.8 \ 19.6 \ 19.4 \ 19.2 \ 19 \ 18.8 \ 18.6 \ 18.4 \ 18.2 \ 18)^T \text{mm}$$

$$\lambda2 := \left[(0.85 \ 0.936 \ 1.06 \ 1.184 \ 1.308 \ 1.432 \ 1.556 \ 1.68 \ 1.804 \ 1.928 \ 2.052 \ 2.176 \ 2.3 \ 2.424 \ 2.552)^T \right] \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$k1 := \frac{1}{\frac{1}{\alpha2 \cdot d2} + \frac{1}{\lambda1 \cdot 2} \cdot \ln\left(\frac{d3}{d2}\right) + \frac{1}{\alpha1 \cdot d3}} = 1.417 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}$$

$$k2 := \frac{1}{\frac{1}{\alpha1 \cdot d1} + \frac{\ln\left(\frac{d2}{d1}\right)}{2 \cdot \lambda1} + \frac{\ln\left(\frac{d3}{d2}\right)}{2 \cdot \lambda2} + \frac{1}{\alpha2 \cdot d3}}$$

	0
0	1.43
1	1.463
2	1.502
3	1.534
4	1.562
5	1.585
6	1.605
7	1.623
8	1.638
9	1.651
10	1.663
11	1.674
12	1.684
13	1.692
14	1.701

	0
0	1
1	3.2
2	6
3	8.3
4	10.2
5	11.9
6	13.3
7	14.5
8	15.6
9	16.6
10	17.4
11	18.2
12	18.8
13	19.5
14	20

$$Bn := B \cdot \frac{k2}{k1} = \text{kg/hr}$$

	0
0	111.1
1	113.6
2	116.6
3	119.1
4	121.3
5	123.1
6	124.6
7	126
8	127.2
9	128.2
10	129.1
11	130
12	130.7
13	131.4
14	132

	0
0	0.1
1	0.2
2	0.3
3	0.4
4	0.5
5	0.6
6	0.7
7	0.8
8	0.9
9	1
10	1.1
11	1.2
12	1.3
13	1.4
14	1.5

$$\frac{d2 - d1}{2} = \text{mm}$$

Додаток Н

Таблиця Н.1 - Результати обробки експериментальних значень витрат дизельного палива парогенераторними установками при промислових випробовуваннях

Міра су-хості $B_{x=0}$, кг/год	Темпе-ратура t , °С	Витрата палива, кг/год				Серед-нє значен-ня, кг/год	Емпіри-чна дисперс-ія S , °С	Довірч-а ймо-вірніст-ь α	Коеф-іцієн-т t_α	Частка середн-ьо-квадра-тичної похибк-и ϵ	Точні-сть оцінк-и ϵ
		№ експерименту									
		1	2	3	4						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Парогенераторна установка ППУА-1200/100(І)											
0	223	28,0	28,4	28,0	28,2	28,15	0,191	0,95	1,96	2,0	0,188
0,2	242	45,8	45,2	45,8	45,6	45,60	0,283	0,95	1,96	2,0	0,277
0,4	256	59,4	59,0	59,8	59,0	59,30	0,383	0,95	1,96	2,0	0,375
0,6	269	72,4	72,8	72,0	72,2	72,60	0,365	0,95	1,96	2,0	0,358
0,8	280	83,2	83,4	83,8	83,8	83,30	0,416	0,95	1,96	2,0	0,408
0	223	28,0	28,4	28,0	28,2	28,15	0,191	0,9	1,643	1,65	0,157
0,2	242	45,8	45,2	45,8	45,6	45,60	0,283	0,9	1,643	1,65	0,232
0,4	256	59,4	59,0	59,8	59,0	59,30	0,383	0,9	1,643	1,65	0,315
0,6	269	72,4	72,8	72,0	72,2	72,60	0,365	0,9	1,643	1,65	0,300
0,8	280	83,2	83,4	83,8	83,8	83,30	0,416	0,9	1,643	1,65	0,342
Парогенераторна установка ППУА-1600/100(ІІ)											
0	199	32,0	32,4	32,4	32,0	32,20	0,231	0,95	1,96	2,0	0,226
0,2	242	60,0	60,8	60,8	60,6	60,55	0,379	0,95	1,96	2,0	0,371
0,4	268	80,8	80,0	80,8	80,2	80,20	0,432	0,95	1,96	2,0	0,423
0,6	290	96,8	96,0	96,0	96,8	96,65	0,443	0,95	1,96	2,0	0,435
0,8	308	110,8	110,0	110,6	110,2	110,65	0,619	0,95	1,96	2,0	0,607
0	199	32,0	32,4	32,4	32,0	32,20	0,231	0,9	1,643	1,65	0,19
0,2	242	60,0	60,8	60,8	60,6	60,55	0,379	0,9	1,643	1,65	0,311
0,4	268	80,8	80,0	80,8	80,2	80,20	0,432	0,9	1,643	1,65	0,355
0,6	290	96,8	96,0	96,0	96,8	96,65	0,443	0,9	1,643	1,65	0,364
0,8	308	110,8	110,0	110,6	110,2	110,65	0,619	0,9	1,643	1,65	0,509

Додаток П

КОПІЇ

АКТІВ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ



ЗАТВЕРДЖУЮ”

Керівник групи транспортних сервісів
м. Прилуки ПАТ «Укрнафта»


Овчаренко В. І.

„ 21 ” вересня 2023 р.

АКТ

впровадження

нових методів, систем та конструкцій забезпечення оптимальних режимів експлуатації пересувних паропромислових установок

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень, викладені в дисертації аспіранта кафедри автомобільного транспорту Богатчука М. І., використовувались в групі транспортних сервісів м. Прилуки ПАТ «Укрнафта» у формі впроваджених нових конструкцій та методів оптимізації роботи парогенераторних котлів та визначення моменту необхідності кислотної обробки котлів пересувних установок. Метод та конструкції побудовані на моніторингу вхідних та вихідних тисків в змійовиках парогенераторних котлів.

Розроблений аспірантом М. Богатчуком удосконалений метод визначення моменту необхідності кислотної обробки котла пересувних парогенераторних установок показав високу ефективність. З’ясовано, що промивку парогенераторного котла раціонально проводити при різниці тисків в змійовику від 20 кПа, а максимальне критичне значення тисків - 40 кПа.

Встановлено, що врахування тиску водяної пари для оптимізації роботи парогенераторних котлів дозволяє знизити необґрунтовані витрати палива різних моделей пересувних паропромислових установок (ППУА 1200/100, ППУА 1600/100, ППУА 1600/100М та інших) до 5 кг за годину.

У результаті використання нових методів та конструкцій забезпечення оптимальних режимів експлуатації пересувних паропромислових установок та

оптимізації технології кислотної обробки змійовиків котлів пересувних паропромислових установок, економічний ефект для однієї установки типу ППУА 1600/100М в умовах групи транспортних сервісів м. Прилуки ПАТ «Укрнафта» склав 158250 гривень (сто п'ятдесят вісім тисяч двісті п'ятдесят гривень) за рік в цінах 2023 року.

Комісія в складі:

голова комісії, начальник колони

завкафедрою АТ ІФНТУНГ

аспірант



Даниленко Р.М.



Криштопа С.І.



Богатчук М.І.



„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Керівник групи транспортних сервісів

М. Долина ПАТ «Укрнафта»

Яремко Ю. М.

Метона да 2023 р.

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
аспіранта кафедри автомобільного транспорту ІФНТУНГ
Богатчука Михайла Івановича**

Результати експериментальних та теоретичних досліджень, викладені в дисертації аспіранта Богатчук М. І., використовувались в групі транспортних сервісів м. Долина ПАТ «Укрнафта» у формі використання розробленого нового методу розрахунку витрати палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок, який базується на врахуванні сухості, тисків пари та теплопередачі у парогенераторних котлах.

В процесі проведення промислових випробовувань фахівцями групи транспортних сервісів був досліджений розроблений здобувачем Богатчуком М.І. удосконалений метод визначення витрат палива ППУА за виконану роботу привідними агрегатами, побудований на врахуванні втрат в трансмісії установок та забезпеченні паропромислових пересувних установок засобами аналізу параметрів роботи ППУА.

Встановлено, що нормативні витрати дизельного палива паропромислових установок різних моделей (ППУА 1600/100, ППУА 1600/100М, ППУА 1200/100) в середньому на 4-7 літрів за годину перевищують фактичні витрати.

Промислові випробовування на протязі 2022-2023 років показали, що за рахунок використання нових методів оптимізації режимів роботи та врахування конструктивних особливостей пересувних паропромислових установок економічний ефект для однієї установки моделі ППУА 1600/100 в умовах Долинської групи транспортних сервісів ПАТ «Укрнафта» складав від 14320 до 18580 гривень в місяць залежно від режимів використання установок.

Комісія в складі:

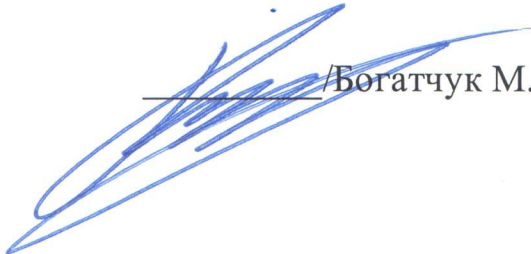
голова комісії, начальник колони

 /Шиян В.Г./

завкафедрою АТ ІФНТУНГ

 /Криштопа С.І./

аспірант

 /Богатчук М.І./



АКТ
впровадження в навчальний процес
результатів науково-дослідної роботи
аспіранта кафедри автомобільного транспорту
Богатчука Михайла Івановича

м. Івано-Франківськ

„09” 09 _____ 2024 року

Ми, що нижче підписалися, представники кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу: завідувач кафедри АТ Криштопа С. І., доценти Мельник В. М., Прунько І. Б. в присутності виконавця, аспіранта к-ри АТ Богатчука М. І., склали акт про те, що розроблений аспірантом Богатчуком М. І. метод розрахунку витрат палива парогенераторними котлами паропромислових пересувних установок нафтогазової галузі та створена математична модель процесів згорання в котлах пересувних паропромислових установок паро-дизельної суміші використовуються на кафедрі автомобільного транспорту в навчальному процесі з дисципліни „Устаткування нафтогазового технологічного транспорту” при проведенні розрахунків паропромислових пересувних установок та при виконанні магістерського проектування для студентів спеціальності „Автомобільний транспорт”.

Комісія в складі:

голова комісії, зав. к-ри АТ

С. Криштопа Криштопа С. І.

доцент к-ри АТ

І. Прунько Прунько І. Б.

доцент к-ри АТ

В. Мельник Мельник В. М.

ДОДАТОК Р

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Bohatchuk I., Dolishniy B., Prunko I., Bohatchuk M. Influence of operating factors on saving fuel expenditure by mobile steam generator units oil and gas industry. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 132–138. **(закордонне наукове періодичне видання, індексується в базі Scopus).**
2. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Про методику визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2008. 2. С. 89-93. **(наукове фахове видання України).**
3. Богатчук І.М., Богатчук М.І., Кучеренко В.Д. Методика визначення витрат палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки*. 2008. 3 (46). С. 18-27. **(наукове фахове видання України).**
4. Козак Ф.В., Богатчук І. М., Богатчук М. І., Кучеренко В. Д. Витрати палива на припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник ДонНТУ*. 2008. 2(7). С. 84-93. **(наукове фахове видання України в 2008 р.)**

5. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту для різних режимів експлуатації. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2010. 3. С. 36-45. **(наукове фахове видання України)**.
6. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2011. 1(4). С. 126-136. **(наукове фахове видання України)**.
7. Богатчук І. М., Гук В. І., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення норм часу на складально-розбірні роботи на автомобільному транспорті. *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машинобудування та транспорт*. 2012. 135. С. 22-25. **(наукове фахове видання України в 2012 р.)**
8. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Ресурсозберігаючі технології, охорона навколишнього середовища*. 2015. 1(12). С. 158-164. **(наукове фахове видання України)**.
9. Козак Ф. В., Богатчук І. М., Прунько І. Б. і Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. 2018. 2 С. 52-61. **(наукове фахове видання України)**.

10. Богатчук М. І. Вплив накипу на витрату палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2(17) С. 5-10. **(наукове фахове видання України)**.
11. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Криштопа Л. І., Гріштор Т. Т., Вірт М. Ю. Експериментальні дослідження процесів згорання пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. *Нафтогазова енергетика*. 2023. 1 (39). С. 88–96. **(наукове фахове видання України)**.
12. Sviatoslav Kryshchtopa, Mykhailo Bogatchuk, Lyudmila Kryshchtopa, Fedir Kozak, Taras Hrishtor. Mathematical model of the vapor-diesel mixture combustion process in mobile vapor generator boilers units. *Mathematical Modeling*. 2023. 1 (48). P. 81–89. **(наукове фахове видання України)**.

Патенти:

13. Паливна система пересувної парогенераторної установки: Пат. 60228 Україна, МПК F22 В1/18 (2006.01). - № у 2010 14866 від 13.12.2010. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.06.2011. Бюл. № 11, 2011 р. - 3 с. Автори: Козак Ф. В., Богатчук І. М., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Ліпчей О. В.
14. Гідравлічна система пересувної парогенераторної установки: Пат. 110860. Україна, МПК F22 В37/00 (2006.01). - № у 2016 03637 від 05.04.2016. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 25.10.2016. Бюл. № 20, 2016 р. - 3 с. Автори: Богатчук М. І., Прунько І. Б., Богатчук І. М., Бенюк В. С.
15. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат.131098. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № у 2018 06224 від 04.06.2018. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.01.2019. Бюл. № 1, 2019 р. - 3 с. Автори: Козак Ф. В., Богатчук І. М., Бурда М. Й., Богатчук М. І., Микитій І. М.

16. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат. 138280. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № u 2019 04686 від 02.05.2019. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 25.11.2019. Бюл. № 22, 2019 р. – 3 с. Автори: Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М.
17. Пристрій для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора: Пат. 143616. Україна, МПК F28 G3/04 (2006.01). - Заявка № u 2020 00060 від 02.01.2020. Заявник ІФНТУНГ. Опубліковано 10.08.2020. Бюл. № 18, 2020 р. – 3 с. Автори: Богатчук М. І., Бурда М. Й., Прунько І. Б., Богатчук І. М.

Наукові праці,

які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

18. Богатчук І. М., Мельник В. М., Богатчук М. І., Дикун Т. В. Методика визначення витрат палива агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці “ІФНТУНГ-40”*: міжнародна науково-технічна конференція, 16-20 квітня 2007 р. Івано-Франківськ, 2007. С. 148–152.
19. Богатчук М. І. Діагностика при після ремонтному припрацюванні двигунів внутрішнього згорання. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазовпромислового обладнання*: п'ята Міжнародна науково-технічна конференція, 2-5 грудня 2008 р. Івано-Франківськ, 2008. С. 176-178.
20. Богатчук І. М., Клюфінський Р. Я., Богатчук М. І. До питання паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті: *Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи*: міжнародна науково-технічна конференція, 20-23 жовтня 2009 р. Івано-Франківськ, 2009. С. 9.

21. Негрич В. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту. *Альянс наук: матеріали шостої Міжнародної науково-практичної конференції, 25-26 лютого 2011 р. Дніпропетровськ, 2011. С. 91-93.*
22. Процюк Б. Д., Богатчук І.М., Богатчук М. І., Богатчук Л. О. Вплив якості живильної води парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту на витрати палива. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT-2011): матеріали третьої Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2011. С. 96-103.*
23. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Методика визначення настання моменту необхідності очищення накипу котла пересувних парогенераторних установок нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2015): матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 26-28 травня 2015 р. Херсон, 2015. С. 336-339.*
24. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2015): матеріали шостої Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25 вересня 2015 р. Херсон, 2015. С. 87-88.*
25. Козак Ф. В., Процюк Б. Д., Богатчук М. І., Богатчук Ю. І., Ліпчєй О. В. Паливна система парогенераторної установки. *Інтелектуальний продукт вчених і винахідників Прикарпаття: Щорічний каталог найвагоміших винаходів, корисних моделей, промислових зразків і раціоналізаторських пропозицій Галицьких кмітливців. Івано-Франківськ, 2016. С. 91-93.*

26. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. До питання витрат палива агрегатами нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2016)*: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 2016. С. 52-53.
27. Bohatchuk I. M., Prunko I. B., Bohatchuk M. I. Influence of operational factors on fuel consumption saving by mobile steam and gas installations of the oil and gas industry. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: Book of abstracts III International Scientific-Technical Conference, 7-9 February 2019. Kielce, 2019. P. 74.*
28. Богатчук М. І. Паливозаощадження при припрацюванні двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту (ДІ НУ "ОМА 2019")*: матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції, 12 грудня 2019 р. Ізмаїл, 2019. С. 30-33.
29. Богатчук М. І. Паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем*: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції, 28-29 листопада 2019 р. Рівне, 2019. С. 112-114.
30. Богатчук М. І. Аналіз встановлення витрат палива при експлуатації нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування*: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 67-70.
31. Богатчук І. М., Прунько І. Б., Богатчук М. І. Аналіз пристроїв для запобігання відкладення накипу на внутрішній поверхні змішувача теплогенератора. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і*

- технології та обладнання для їх обслуговування: XI Міжнародна науково-практична конференція, 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020. С. 263-265.*
32. Богатчук М. І. Планування періодичності технічного обслуговування НГТТ за витраченим паливом із використанням інтегрованої ERP-системи. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості: Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених і студентів, 8 жовтня 2020 року. Івано-Франківськ, 2020. С. 227-229.*
33. Богатчук М. І. Використання масла сивушного для припрацювання двигунів внутрішнього згорання. *Сучасні підходи до вискооефективного використання засобів транспорту: Матеріали одинадцятої Міжнародної науково-практичної конференції, 3-4 грудня 2020 р. Запоріжжя, 2020. С. 84-88.*
34. Богатчук М. І. Пристрої для запобігання відкладенню накипу на внутрішній поверхні зміювика теплогенератора мобільної установки типу ППУА. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту ПМРТ – 2021: Матеріали другої Міжнародної науково-практичної конференції, 13-15 травня 2021 р. Вінниця, 2021. С. 186-188.*
35. Криштопа С. І., Богатчук М. І., Гріштор Т. Т., Левко А. В. Покращення паливно-економічних характеристик дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні газоподібні палива. *Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 16-18 травня 2023 р. Кам'янське, 2023. С. 213-215.*