

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Бегін Сергій Васильович

УКД 629.694.4

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ В УМОВАХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ
ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ**

Спеціальність 05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

Галузь знань: Виробництво та технології

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

 С.В. Бегін

Науковий керівник: Грудз Ярослав Володимирович
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2018

АНОТАЦІЯ

Бегін С.В. Підвищення ефективності і надійності експлуатації газомотокомпресорів в умовах компресорних станцій підземних сховищ газу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища. (185 – Нафтогазова інженерія та технології). - Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2018.

Підземні сховища газу є стратегічними об'єктами, які спрямовані на підвищення енергетичної безпеки держави. Комплекс підземних сховищ газу України у взаємодії з газотранспортною мережею здатний забезпечити вирівнювання сезонної нерівномірності енергоспоживання не тільки нашої держави, але й країн Західної Європи. Тому проблема надійної та енергоефективної експлуатації сховищ є актуальною.

Одним з основних елементів підземного сховища газу як складної технічної системи є компресорна станція, яка служить для закачування газу в пласт, і при необхідності, для його відбору.

Компресорна станція підземного сховища газу має ряд суттєвих відмінностей від лінійної компресорної станції магістрального газопроводу. В першу чергу це стосується періодичної її експлуатації на протязі року: в нейтральний період та в періоди безкомпресорного закачування чи відбору газу станція не працює, що викликає особливості системи обслуговування агрегатів. По-друге, компресорна станція постійно працює в нестаціонарному режимі, оскільки пластовий і вибійний тиски постійно змінюються. По-третє, закачування газу в пласт вимагає створення високих тисків, що ставить особливі вимоги до вибору газоперекачувальних агрегатів. Зауважимо, що високі тиски і високі ступені підвищення тиску можуть призвести до виникнення помпажу лопаткових газоперекачувальних

агрегатів. Тому в таких умовах доцільне використання поршневих компресорних машин.

На даний час на підземних сховищах газу України в якості основного обладнання компресорних станцій використовуються поршневі газомотокомпресори МК-8 та 10 ГКНА.

Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності і надійності експлуатації поршневих газомотокомпресорів в умовах компресорної станції систем підземного зберігання газу на основі удосконалення методів технічного обслуговування за умови мінімальних питомих витрат на компримування.

Фактори, що визначають надійність компресорної станції, можна розділити на режимні параметри, характеристики напружено-деформованого стану трубопроводів і обладнання та зовнішні впливи. Для компресорної станції підземного сховища газу діапазон зміни кожної групи факторів впливу значно ширший порівняно зі станціями газотранспортної системи, оскільки характер експлуатації нестационарний.

Принцип розробки математичної моделі визначення надійності поршневих газомотокомпресорів базується на використанні опису потоку подій, розробленого в теорії ймовірностей. Подією вважається відмова агрегату (відмова об'єкта), яка настає при відмові елемента (деталі) системи (підсистеми, вузла). Відмови розглядаються як найпростіший потік подій, ймовірність яких розподілена за експоненціальним законом, що дозволяє вважати інтенсивність відмов сталою і визначеною за статистикою експлуатації агрегатів. Модель надійності дозволяє визначити ймовірність безвідмовної експлуатації машини при різних значеннях напрацювання та в умовах різноманітного обслуговування

Дослідження економічності і потужності агрегатів проводились експериментальним шляхом на газомотокомпресорах МК-8 в умовах Богородчанського підземного сховища газу. На основі результатів обробки індикаторних діаграм силових циліндрів газомотокомпресора з урахуванням

параметрів зовнішнього впливу побудовано залежності потужності і ККД від факторів впливу. Обробка отриманих графічних залежностей методами математичної статистики, зокрема, використання множинної кореляції в поєднанні з методом найменших квадратів, дозволили побудувати лінії регресії для функціональних залежностей індикаторної потужності і ефективного ККД силової частини газомотокомпресора від відносних величин барометричного тиску, температури атмосферного повітря, його вологості і густини паливного газу.

Питання підвищення ефективності експлуатації компресорних станцій на основі оптимізації обслуговування агрегатів пов'язані з періодичним характером експлуатації на протязі року. Врахування періодичного характеру експлуатації компресорної станції сховища в математичній моделі обслуговування дискретність аргумента і обмеження функції вимагає внесення корективів у побудову математичної моделі, яка являє собою функціональну залежність питомих приведених затрат на обслуговування машин в залежності від міжремонтного періоду при відомому значенні інтенсивності відмов. В результаті отримано формули, які дозволяють визначити оптимальні параметри обслуговування, зокрема, міжремонтний період. Якщо він виявиться більшим за період роботи станції на протязі року, то в проведенні профілактичних ремонтів немає сенсу. Тому в даному випадку пріоритетною є стратегія обслуговування за реальним станом, яка базується на результатах діагностування.

Реалізація стратегії обслуговування агрегатів за реальним станом вимагає проведення діагностичних робіт, найбільш ефективними показали себе методи термографування.

Для того, щоб одержати допустимі значення рівня енерговитрат для системи циліндрових порожнин, необхідно оцінити вплив відмови в одній порожнині на енерговтрати в системі. З іншого боку, основним способом компенсації недоподачі газу споживачу є підключення резервних агрегатів, тобто додаткових циліндрів.

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено, що ремонтно-відновні операції призначаються за рівнем енерговитрат і з необхідною точністю можуть бути визначені розробленим методом технічної діагностики.

Оптимізація технічного обслуговування агрегатів має за мету визначення періодичності проведення профілактичних заходів, при якій загальні витрати на експлуатацію будуть мінімальними. Зменшення частоти профілактичних заходів призведе до зростання потоку відмов, що, в свою чергу, викличе зростання затрат на усунення аварій. Зростання частоти проведення планово-попереджувальних ремонтів призведе до подорожчання процесу обслуговування. Тому існує оптимум процесу обслуговування, який характеризується мінімальними затратами на експлуатацію станції.

Розглянуто вплив сезонних деформаційних процесів на надійність експлуатації КС підземного сховища газу. Метою проведених досліджень є встановлення кількісних показників деформаційних характеристик фундаментів газомотокомпресорів на підставі геодезичних вимірювань.

В якості експериментального об'єкта було обрано Богородчанське сховище, на території якого побудована спеціальна геодезична мережа. Використовуючи дані обчислень середніх значень переміщень поверхні сховища, наведено графік вертикальних переміщень робочих реперів.

Особлива увага в системі безпечної експлуатації сховища приділялася визначенню деформаційних характеристик інженерних споруд і газомотокомпресорів. З цією метою на несучих колонах інженерних споруд, фундаментних плитах газомотокомпресорів і технологічних елементах входів і виходів з компресорного цеху трубопроводів були встановлені спеціальні нівелірні марки.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що вертикальні переміщення всіх фундаментних плит мають позитивне значення, що свідчить про «випинання» земної поверхні на території компресорної станції, яка знаходиться в центральній частині сховища. Наведені дослідження

відображають реальну картину геодинамічних рухів земної поверхні експлуатованих підземних сховищ газу. Встановлено, що динаміка вертикальних переміщень земної поверхні і технологічного обладнання носить чітко виражений циклічний характер, пов'язаний з режимом експлуатації сховища.

На підставі обробки результатів геодезичних вимірювань визначено деформаційні характеристики фундаментних плит газомотокомпресорів, що є важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації.

Результати проведених досліджень і отримані закономірності покладені в основу створеної методики прогнозування режимів і обслуговування газомотокомпресорів в умовах компресорних станцій підземних сховищ, яка має за мету врахування впливу атмосферних умов та характеристик природного газу як пального на потужність і економічність двигуна компресора, а також відновлення його працездатності за умови мінімізації затрат на обслуговування.

Ключові слова:

Підземне зберігання газу, компресорна станція, газоперекачувальний агрегат, оптимізація, стратегія обслуговування, діагностика, надійність.

SUMMARY

Begin S.V. Increase of efficiency and reliability of operation of gas engine compressors in conditions of compressor stations of underground gas storages. – Qualifying scientific work published as manuscript.

Thesis for the degree of a candidate of technical sciences in specialty 05.15.13 – Pipeline transport, oil and gas storages. (185 – Oil and Gas Engineering and Technologies). – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2018

Underground gas storage facilities are strategic facilities aimed at increasing energy security of the state. The complex of underground gas storage facilities of Ukraine in combination with the gas transmission network is able to provide equalization of the seasonal unevenness of energy consumption not only of our state, but also of Western European countries. Therefore, the problem of reliable and energy-efficient operation of storage facilities is relevant.

One of the main elements of gas underground storage as a complex technical system is a compressor station, which serves for gas injection into the reservoir and, if necessary, for its extraction.

The compressor station of underground gas storage facility has a number of significant differences from the linear compressor station of the main gas pipeline. First of all, this is related to its periodic operation during the year: the station does not work in the neutral period and during periods of gas compressorless injection or extraction, which causes the features of the unit maintenance system. Secondly, the compressor station constantly operates in a non-stationary mode, since reservoir and bottom hole pressure constantly change. Thirdly, gas injection into the reservoir requires creation of high pressures, which establish special requirements for the selection of gas pumping units. It should be noted that high pressures and high levels of pressure increase can lead to surging of blade gas pumping units. Therefore, in such conditions it is expedient to use piston compressor units.

Currently, in the underground gas storage facilities of Ukraine piston gas engine compressors MK-8 and 10ГKHA are used as the main equipment of compressor stations.

The purpose of the thesis is increasing the efficiency and reliability of operation of piston gas engine compressors in conditions of the compressor station of underground gas storage systems on the basis of maintenance methods improvement under condition of the minimum unit costs for compressing.

Factors that determine the reliability of the compressor station can be divided into operating parameters, characteristics of the stress-strain state of

pipelines and equipment and external impacts. For the compressor station of the underground gas storage facility the range of changes for each group of influencing factors is much wider than for the stations of the gas transmission system, since the nature of the operation is unsteady.

The principle of developing a mathematical model for determining the reliability of piston gas engine compressors is based on the use of events flow description developed under the theory of probabilities. An event is a failure of the unit (facility failure), which occurs when an element (part) of the system (subsystem, node) fails. Failures are considered as the simplest flow of events, the probability of which is distributed according to the exponential law, which allows considering the intensity of failures as stable and determined by the units' operation statistics. The reliability model allows us to determine the probability of non-failure operation of the unit at different values of operation time and in the conditions of various maintenance.

Researches on the cost efficiency and power of the units were conducted experimentally on gas engine compressors MK-8 in the conditions of Bohorodchany underground gas storage facility. On the basis of the results of processing the indicator diagrams of power cylinders of the gas engine compressor, taking into account the parameters of the external impact, the dependence of power and efficiency on the influencing factors was plotted. Processing of the obtained graphic dependencies by mathematical statistics methods, in particular the use of multiple correlation in combination with the least squares method allowed to plot regression lines for the functional dependencies of the indicated power and the efficiency of the power part of the gas engine compressor on the relative values of barometric pressure, atmospheric air temperature, its humidity and fuel gas density.

The issue of increasing the efficiency of operation of compressor stations on the basis of optimization of units' maintenance is related to the periodic nature of operation during the year. The periodic nature of the storage facility compressor station operation should be considered in the mathematical model of maintenance. The argument discreteness and the function limitation require correction of the

mathematical model development, which is a functional dependence of specific reduced costs of units' maintenance depending on the inter-repair period at a known value of the failure rate. As a result, we have obtained formulas that allow determining the optimal maintenance parameters, including the inter-repair period. If it turns out to be greater than the period of the station's operation during the year, there is no sense in carrying out preventive maintenance. Therefore, in this case, the priority is an As-Is State maintenance strategy based on the results of the diagnostics.

Implementation of the As-Is State units maintenance strategy requires diagnostic work, where thermography methods are considered as the most effective.

In order to obtain the allowable values of the energy consumption level for the system of cylindrical cavities, it is necessary to evaluate the impact of failure in one cavity on energy losses in the system. On the other hand, the main way of compensating insufficient provision of a consumer with gas is to connect spare units, that is, additional cylinders.

Thus, on the basis of conducted researches, it has been established that repair and restoration operations are set according to the level of energy consumption and that they can accurately be determined by the developed method of technical diagnostics.

The optimization of unit maintenance is aimed at determining the frequency of preventive measures, in which the overall cost of operation will be minimal. The reduction of frequency of preventive measures will increase the flow of failures, which, in its turn, will increase the cost of eliminating accidents. The increase in the frequency of scheduled and preventive repairs will lead to a higher cost of service. Therefore, there is an optimum of the service process, which is characterized by minimal cost of the operation of station.

We have considered the influence of seasonal deformation processes on the reliability of the operation of CS of underground gas storage. The purpose of conducted researches is to establish quantitative indicators of the deformation

characteristics of the bases of gas internal combustion compressors on the basis of geodetic measurements.

As an experimental object we have chosen Bohorodchany storage facility, on the territory of which there is a special geodetic network. Using the calculations of the average values of storage surface displacements, we have presented a graph of vertical displacements of benchmarks.

The special attention in the system of safe operation of the storage facility has been paid to determining the deformation characteristics of engineering constructions and gas internal combustion compressors. For this purpose, we have installed special benchmarks on the structural columns of engineering constructions, base slabs of gas internal combustion compressors and technological elements of entries and exits from the compressor shop of the pipelines.

Having analyzed the results we can conclude that the vertical displacement of all base slabs has a positive value, which indicates the ground surface "protrusion" on the territory of the compressor station located in the central part of the storage. The above studies reflect the real situation with geodynamic motions of the ground surface of the operated underground gas storages. It was established that the dynamics of vertical displacements of the ground surface and technological equipment has a clear cyclic nature associated with the storage operation mode.

Having processed the results of geodetic measurements we have determined the deformation characteristics of the base slabs of gas internal combustion compressors, which is an important part of the general methods of non-destructive operation safety control.

The results of researches and received considerations are the basis of the created method of modes forecasting and maintenance of gas internal combustion compressors of compressor stations of underground storage facilities, which is aimed at considering the influence of atmospheric conditions and characteristics of natural gas as a fuel on the power of the compressor engine, as well as the restoration of its efficiency with minimal maintenance costs.

Keywords:

Underground gas storage, compressor station, gas pumping unit, optimization, maintenance strategy, diagnostics, reliability.

Список публікацій здобувача

1. Perovych L, Begin S. Seasonal deformation processes at underground gas storage stations / Baltic surveying. International scientific journal-2017 volume 6 -83-86.
2. Грудз В.Я., Бегін С.В. Підвищення ефективності експлуатації компресорних станцій ПСГ на основі оптимізації обслуговування газоперекачувальних агрегатів / Нафтогазова енергетика. 2017. №1(27). С. 65-69.
3. Грудз В.Я., Грудз Я.В., Бегін С.В.. Дослідження економічності та потужності експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів / Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2017. №1(62). С.61-65.
4. Саприкін С.О., Олійник Ю.А., Грудз В.Я., Бегін С.В. Математична модель визначення надійності компресорної установки / Нафтогазова галузь України. 2017. №5. С.20-24.
5. Грудз В.Я., Бегін С.В. Вплив метеорологічних умов на потужність і економічність двигунів газомотокомпресорів / Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2018. №1(60). С. 12 – 16.
6. Бегін С.В. Методологічні основи термографування основних вузлів газомоторних компресорів / Матеріали 6-тої Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика – 2017». Івано-Франківськ, 15-19 травня 2017. С.212.

ЗМІСТ

Вступ	4
Розділ 1. Стан проблеми, мета і задачі дослідження	11
1.1. Надійність ГПА в системі підземного зберігання газу	11
1.2. Економічні показники ПГПА в системі ПЗГ	16
1.3. Аналіз існуючих методів технічної діагностики	19
1.4. Задачі досліджень	27
Розділ 2. Оцінка надійності і економічності експлуатації ПГПА в умовах КС ПСГ	29
2.1. Математична модель надійності компресорної станції, обладнаної ПГПА	30
2.2. Дослідження економічності і потужності ПГПА	44
2.3. Вплив метеорологічних умов на показники експлуатації ПГП	52
Висновки по розділу 2	62
Розділ 3. Підвищення ефективності експлуатації компресорних станцій на основі оптимізації обслуговування ПГПА	64
3.1. Математичне моделювання процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ	65
3.2. Діагностика стану ПГПА	71
3.3. Оптимізація обслуговування ПГПА	78
Висновки по розділу 3	87
Розділ 4. Вплив сезонних деформаційних процесів на надійність експлуатації КС ПСГ	89
4.1. Сезонні процеси деформацій на станціях підземного зберігання газу	89
4.2. Принципи формування методики прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу	96

4.3. Апробація методики прогнозування режимів обслуговування ПГПА на КС Богородчанського ПСГ	108
Висновки по розділу 4	111
Основні результати і підсумкові висновки	112
Список використаних джерел	114
Додатки	122

ВСТУП

Актуальність теми. Підземні сховища газу (ПСГ) є невід’ємною частиною газотранспортного комплексу України. Вони відіграють роль буфера, який акумулює газ в період літнього його надлишку і покриває зимовий дефіцит. Для транзитної газотранспортної системи ПСГ відіграють більш значущу роль, ніж для внутрішньої розподільчої, оскільки тут важко спрогнозувати обсяги газоспоживання.

Ефективність експлуатації ПСГ в значній мірі залежить від надійної роботи компресорної станції сховища, яка призначена підвищувати енергію газу при високих пластових тисках в процесі закачки і при низьких пластових тисках в процесі відбору. Відмови компресорної станції (КС) в такі моменти часу призводять до виключення ПСГ з газотранспортної системи з усіма впливаючими наслідками. Тому до надійності КС як елементу ПСГ ставляться високі вимоги.

Надійність компресорної станції ПСГ, в свою чергу, визначається надійністю експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА). Слід відмітити, що умови роботи ГПА на КС підземних сховищ газу суттєво відрізняються від умов їхньої експлуатації на компресорних станціях газопроводів. В першу чергу, це стосується широкого діапазону зміни ступеня стиску ГПА, і в залежності від цього – зміни потужності одиничного агрегату. Крім того, суттєво змінюється в часі об’єм перекачуваного газу, що зумовлює необхідність ступінчастого регулювання режиму роботи КС включенням чи відключенням окремих ГПА. Цілком зрозуміло, що при великих значеннях номінальної подачі одиничного агрегату таке регулювання неможливе. І, накінець, високі пластові тиски і різкі зміни ступеня завантаження ГПА можуть спричинити їхню нестійку роботу і навіть призвести до помпажу. Тому використання лопаткових ГПА на компресорних станціях ПСГ є вкрай обмеженим. Основним вимогам, що

ставляться до умов компримування газу, відповідають поршневі газоперекачувальні агрегати.

Ефективність експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів може бути підвищена шляхом правильного встановлення термінів і послідовності проведення планово-попереджувальних ремонтів за реальним технічним станом машини, який, як відомо, може змінюватися і безперервно, і дискретно. Експлуатація ПГПА з поточним (міжремонтним) технічним станом завжди пов'язана з енергетичними втратами, оскільки виникнення несправності неодмінно призводить до перевитрати паливного газу.

Величину енергетичних втрат, що спричинені зміною технічного стану вузлів компресорних циліндрів ПГПА, однозначно визначити неможливо. Оцінити ж поточний технічний стан вузла без його розкладання і визначити енергетичні втрати можна, використовуючи методи технічної діагностики. Тому питання діагностування стану силових і компресорних циліндрів ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу слід розглядати як одну з ланок оптимізації процесу технічного обслуговування обладнання, що має за кінцеву мету підвищення експлуатаційної надійності ПСГ і газотранспортної системи в цілому.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів НАК "Нафтогаз України", спрямованих на підвищення надійності експлуатації газотранспортного комплексу (в тому числі ПСГ) і окреслених Національною програмою "Нафта і газ України до 2035 року".

Мета і задачі досліджень. Підвищення ефективності і надійності експлуатації ПГПА в умовах КС систем підземного зберігання газу на основі удосконалення методів технічного обслуговування за умови мінімальних питомих витрат на компримування.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних задач:

1. Розробка методу оцінки показників надійності експлуатації ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу, що базується на основі прогресивної стратегії обслуговування за реальним технічним станом агрегату, який оцінюється методами діагностики вузла.

2. Встановлення закономірностей впливу зовнішніх факторів на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції.

3. Побудова математичної моделі оптимізації процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ, на основі якої отримуються залежності впливу виробничих факторів на потужність і економічність агрегату.

4. Оптимізація обслуговування ПГПА в умовах компресорної станції ПСГ на основі створеної діагностичної моделі і результатів діагностування технічного стану вузлів агрегату.

5. Оцінка деформаційних характеристик фундаментних плит газомотокомпресорів і проведення апробації розроблених рекомендацій у виробничих умовах з метою встановлення їх адекватності і внесення корективів при необхідності.

Об'єкт дослідження: поршневі газоперекачувальні агрегати компресорних станцій підземних сховищ газу.

Предмет дослідження: підвищення ефективності і надійності експлуатації КС на основі оптимізації режимів роботи і обслуговування силових циліндрів ПГПА.

Методи дослідження: методи математичного моделювання газотермо-динамічних процесів в циліндрах ПГПА, проведення наукового експерименту, статистична обробка величин експлуатаційних параметрів роботи агрегату.

Положення, що виносяться на захист. Результати досліджень з встановлення закономірностей впливу зовнішніх факторів на ефективність і надійність експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів на

компресорних станціях підземних сховищ газу з метою розробки енергоефективної технології їх обслуговування.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Проведено дослідження надійності ПГПА в умовах КС ПСГ на основі побудованої математичної моделі, яка базується на законах найпростішого потоку відмов агрегатів і показано адекватність результатів її застосування.

2. На основі проведених експериментальних досліджень у виробничих умовах встановлено закономірності впливу зовнішніх факторів, зокрема, барометричного тиску, температури і вологості атмосферного повітря, а також відносної густини паливного газу на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції підземного сховища газу.

3. На базі результатів діагностування методами термографування та створеної математичної моделі побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра.

4. На підставі обробки результатів геодезичних вимірювань дано оцінку деформаційним характеристикам фундаментних плит газомотокомпресорів, що є важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації ПСГ.

5. Дано оцінку адекватності параметрів режиму і процесу обслуговування шляхом реалізації запропонованої методики пошуку мінімуму витрат за результатами технічного діагностування і характером режиму з метою підвищення ефективності і надійності КС.

Практичне значення одержаних результатів. Створено методику, алгоритми і програми, що дозволяють: обчислювати величини структурних

параметрів відмов компресора ПГПА для оцінки технічного стану його вузлів; визначати рівень узагальненого параметра технічного стану компресора для регулювання роботи ПГПА і ефективності КС; розраховувати енерговитрати, спричинені відмовами, за результатами експлуатаційних вимірів для оперативного виявлення і оцінки ступеня відмови; розраховувати вартісні характеристики відмов за результатами контролю технічного стану обладнання; визначати питомі експлуатаційні витрати і момент проведення попереджувального ремонту з умови їхньої мінімізації за результатами контролю технічного стану агрегатів. Проведення попереджувальних ремонтів відповідно до рекомендацій, сформульованих за результатами розрахунків по розроблених програмах, дозволяє збільшити середню у часі продуктивність КС на 3,7%, знизити витрати паливного газу на 4%, оптимізувати розподіл експлуатаційних витрат і зменшити експлуатаційні витрати на 2,2%. Результати роботи впроваджені на КС Богородчанського ПСГ УМГ "Прикарпаттрансгаз", економічний ефект складає 42 тис. грн. у рік.

Особистий внесок автора в одержанні наукових результатів

1. Автором запропоновано при діагностиці технічного стану компресорного циліндра структурний параметр відмови оцінювати за величиною перерізу негерметичності ущільнення з урахуванням властивостей компримованого газу, його вологості, об'єму мертвого простору і часу запізнювання закриття клапанів, що дозволило значно спростити методику діагностування без зниження точності прогнозу [15].

2. На основі реалізації розробленої математичної моделі автором встановлено, що єдиним узагальненим параметром технічного стану компресора ПГПА в умовах експлуатації КС є температура нагнітання. У відповідності з цим отримані розрахункові діагностичні залежності і складено алгоритм для оцінки технічного стану клапанів компресорів КС з метою своєчасного призначення попереджувальних ремонтів [15,16,17].

3. Розроблено алгоритм пошуку мінімуму експлуатаційних витрат за результатами технічного діагностування і характеристиками режиму роботи КС з метою підвищення середніх у часі ефективності і продуктивності [14,15,32].

4. Автор брав безпосередню участь в експериментальній перевірці запропонованих методів технічної діагностики циліндра ПГПА і у впровадженні результатів у практику експлуатації на КС Богородчанського ПСГ [17,33].

Апробація роботи. Основні результати дисертаційної роботи висвітлено в доповідях і повідомленнях на:

- 6-тій міжнародній конференції «Нафтогазова енергетика 2017» (Івано-Франківськ, 2017, 15-19 травня);
- науково-практичній конференції "Шляхи підвищення надійності і ефективності роботи трубопровідного транспорту" (Івано-Франківськ, 2015);
- науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (Івано-Франківськ, 2014)
- нараді фахівців НАК "Нафтогаз України" з питань науково-технічного співробітництва в галузі транспортування природного газу (Яремче, 2014).

В повному обсязі результати досліджень доповідалися і обговорювалися на розширеному засіданні кафедри транспорту і зберігання нафти і газу та науково-технічному семінарі факультету нафтогазопроводів Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 6 друкованих робіт, в тому числі 4 – у фахових виданнях України та одна в зарубіжному виданні.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, підсумкових висновків і списку літератури. Зміст

викладений на 121 сторінці машинописного тексту і містить 25 рисунків та 9 таблиць. Бібліографія включає 111 найменувань.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розглядаються питання, пов'язані з надійністю і економічністю експлуатації парку ГПА компресорних станцій підземних сховищ газу. Аналізуються енергетичні втрати, спричинені порушенням технічного стану машин, методи оцінки технічного стану ГПА. Визначається об'єкт дослідження, ставляться задачі дослідження.

1.1 Надійність ГПА в системі підземного зберігання газу

У парку ГПА газотранспортної системи України експлуатуються відцентрові нагнітачі і поршневі компресори. Поршневі компресори складають близько 40% парку, сумарна потужність ПГПА в парку перевищує 5,5 МВт. Агрегати об'єднані в систему ПСГ, призначення якої полягає у закачці і відборі газу у відповідні періоди експлуатації сховища. В цій системі агрегати можуть знаходитися в послідовному і паралельному з'єднанні. Агрегати, що з'єднуються паралельно, утворюють підсистему – компресорну станцію.

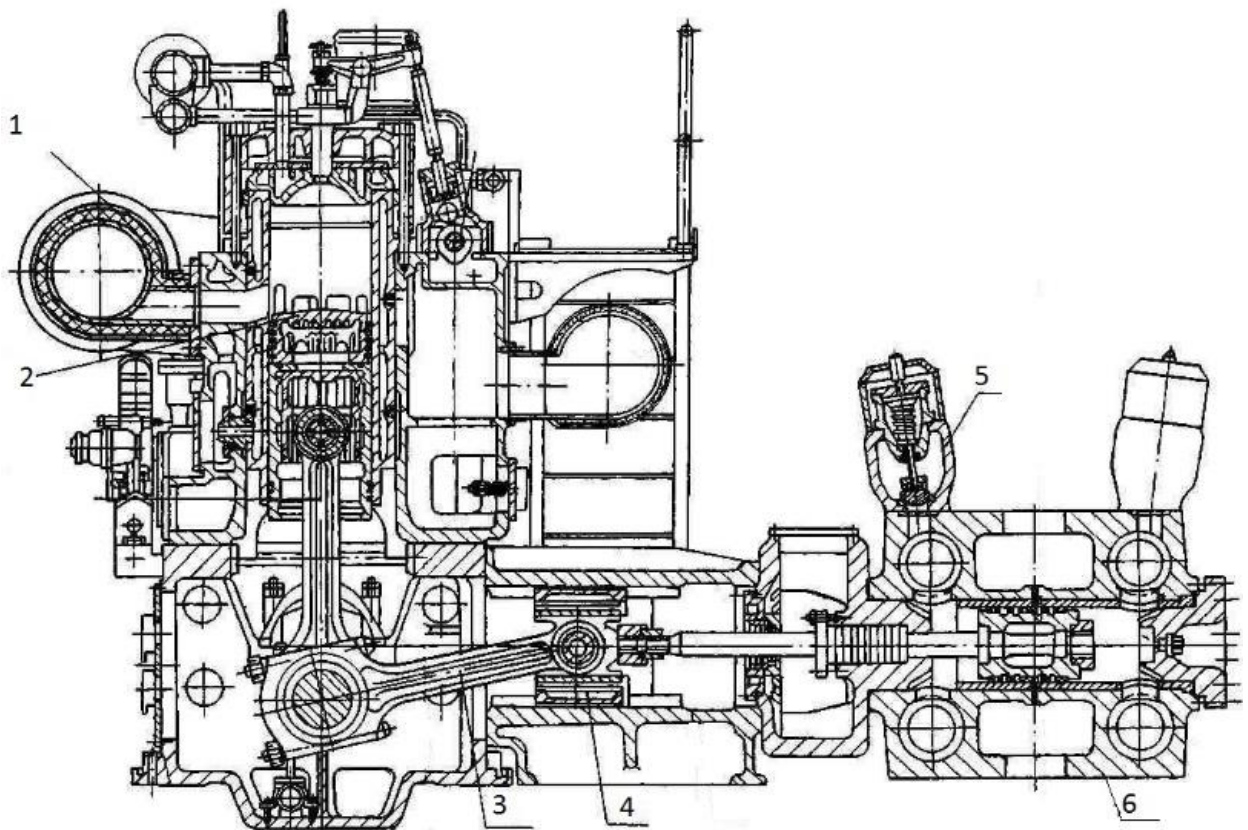
Зміна функціональних характеристик системи ПСГ може призвести до значних економічних збитків у зв'язку з недопоставками газу споживачам. Це вказує на необхідність збільшення об'ємів газу, що зберігається в сховищах. Надійність такої системи можна характеризувати деяким показником, одержуваним як добуток показників надійності паралельно з'єднаних незалежних підсистем.

Розглянемо фактори, що впливають на надійність агрегатів, з метою визначення напрямків підвищення надійності агрегатів, а, отже, і системи в цілому.

Поршковий ГПА являє собою багатовузлову конструкцію (рис. 1.1), в якій можна виділити наступні основні механізми: механізм приводу (двигун

внутрішнього згоряння чи електродвигун), механізм передачі енергії або руху (колінчастий вал, шатуни, крейцкопфи, штоки), робочий орган (циліндр у зборі).

У такий спосіб надійність агрегату обумовлена надійністю кожного вузла і механізму. Однак значимість надійності окремих вузлів у надійності агрегату в цілому може бути різною. Основною причиною цього є підвищення потужності агрегату тощо.



1-вихлопний колектор; 2-силовий циліндр; 3-шатун силового циліндра;
4-крейцкопф; 5-регулятор продуктивності; 6-компресорний циліндр

Рисунок 1.1 – Поршневий газомотокомпресор МК-8 у розрізі

Проаналізуємо вплив потужності агрегату на його надійність. Оскільки показник надійності (коефіцієнт технічного використання) є планованою характеристикою, то дослідимо вплив потужності одиничного агрегату на цей показник.

$$K_{тв} = T_p / (T_p + T) \quad (1.1)$$

де T_p – час роботи агрегату, г; $T_{вн}$ – час вимушеного простою обладнання через відмови його вузлів, г; $T_{нпр}$ – час перебування в планово-попереджувальному ремонті, г.

Поршневі ГПА різноманітних конструкцій, що мають різну потужність, у середньому характеризуються різними значеннями $K_{тв}$, що наведені в табл. 1.1. При цьому коефіцієнт кореляції дорівнює 0,956, що перевищує табличне значення, яке складає 0,878 [13].

Таблиця 1.1 – Вплив потужності різних типів ПГПА на коефіцієнт технічного використання

Тип ПГПА	10ГК	10ГКН	10ГКНА	МК 8	ГПА 5000
Потужність, МВт	0,736	0,993	1,103	2,06	3,68
$K_{тв}$	0,841	0,798	0,756	0,498	0,386

З табл.1.1 випливає, що зі зростанням потужності агрегату коефіцієнт його технічного використання спадає.

З метою виявлення найбільш надійних вузлів досліджувалися співвідношення кількості і тривалості усунення відмов для різних механізмів. Оскільки своєчасне усунення відмови можливе лише при використанні методів технічної діагностики, які для приводу компресора докладно розглянуті [80,83,38], то нами досліджувалася можливість застосування цих методів до вузлів механізму передачі енергії (руху) у робочому органі компресора.

Співвідношення кількості відмов розглянемо, по-перше, з метою визначення найбільш ймовірної причини відмови ПГПА, оцінюваною відносною часткою відмов, що приходить на досліджуваний механізм, і, по-друге, для виявлення найбільш вагомої відмови, оцінюваної середнім часом вимушеного простою в результаті відмови в досліджуваному механізмі. Оскільки в парку ГПА установлені ПГПА різних конструкцій, то оцінювані характеристики будуть середньозваженими:

$$\bar{\mu}_j = \sum_{i=1}^n \left[\frac{m_i(j)}{m_i(\Sigma)} P_i \right] \sum_{i=1}^n P_i; \quad \bar{\tau}_j = \sum_{i=1}^n \left[\frac{T_{вв_i}(j)}{m_i(j)} P_i \right] \sum_{i=1}^n P_i, \quad (1.2)$$

де $\bar{\mu}_j$ – відносна частка відмов j -го механізму у всіх відмовах; $m_i(j)$ – число відмов j -го механізму в i -ому типі ПГПА; $m_i(\Sigma)$ – сума усіх відмов у i -ому типі ПГПА; n – число типів ПГПА; $\bar{\tau}_j$ – середній час вимушеного простою в результаті відмови j -го механізму; $T_{вв_i}(j)$ – загальний час вимушеного простою агрегату в результаті усіх відмов j -го механізму в i -ому типі ПГПА.

Значення перелічених параметрів наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Співвідношення основних показників відмов для механізмів ПГПА

Характеристики	Механізм передачі енергії	Робочий орган
$\bar{\mu}_j$	0,0683	0,915
$\bar{\tau}_j$, г.	146,2	1,0
$T_{вв_i}(j)$, г.	4547	1461

З табл. 1.2 випливає, що на механізм передачі енергії припадає незначна частка відмов, тобто основною причиною відмови ПГПА є відмова в його робочому органі. У той же час, відновлення агрегату через відмову в механізмі передачі енергії вимагає значного часу і є приблизно в 15 разів

тривалішим, ніж через відмову в робочому органі. При цьому встановлено, що загальний час на відновлення ПГПА через усі відмови в робочому органі є в 3 рази меншим від загального часу відновлення ПГПА через усі відмови в механізмі передачі енергії. Це пояснюється значною кількістю відмов у робочому органі. Отже, технічний стан робочого органа (циліндра у зборі) ПГПА має значний вплив на його надійність у зв'язку з частими відмовами, а механізм передачі кінетичної енергії – через тривалість усунення відмови в ньому.

Останнім часом виконані дослідження і впроваджені результати роботи з діагностування механізму передачі енергії ПГПА [68,37,16]. Внаслідок цього число непередбачуваних відмов істотно скоротилося. У такий спосіб робочий орган може бути об'єктом дослідження з метою підвищення його надійності.

Характеристики надійності агрегату і вузлів явно не пов'язані з економічністю експлуатації обладнання, до складу якого вони входять. Необхідно зауважити, що відмови агрегатів не спричинюють зупинку перекачування газу, тому що на КС є резервні агрегати. Відмови ж в робочому органі можуть і не зумовити зупинки агрегату. При цьому тимчасові втрати не завжди можна виразити вартісними показниками, відмови обладнання або його вузлів також не мають вартісних характеристик, виражених явно через показники надійності. Все це значно утруднює прийняття відповідних рішень під час експлуатації обладнання, таких, наприклад, як доцільність проведення попереджувального або відновлювального ремонтів, використання технічної діагностики, черговість постановки ПГПА на ремонт, оцінка ефективності включення в систему того чи іншого агрегату. Гонитва за високими показниками надійності агрегатів за певних умов експлуатації системи може призвести до негативних результатів.

Розглянемо вплив технічного стану робочого органа ПГПА на економічні показники агрегату в цілому.

1.2 Економічні показники ПГПА в системі ПЗГ

Економічні показники можуть характеризуватися енергетичними, матеріальними, трудовими та іншими видами витрат. Розглянемо вплив відмов у ПГПА на його економічні показники з метою виявлення джерела найбільших втрат.

Відмови деталей і вузлів можуть бути поступовими і раптовими. Перші характеризуються поступовою зміною одного чи декількох функціональних параметрів стану деталі або вузла до граничної величини, другі – стрибкоподібною миттєвою зміною параметрів до граничної величини. Такі відмови не викликають додаткових енергетичних витрат, але вимагають трудових і матеріальних витрат на його відновлення чи заміну. До раптових відмов відносяться відмови в механізмі передачі енергії. Поступові відмови можуть бути спричинені як зносом, так і пластичною деформацією деталей. До таких відмов відносяться відмови в робочому органі. Вони реалізуються у вигляді витоків і перетоків перекачуваного газу. Витоками називають непоправні втрати робочого тіла, поправні ж втрати робочого тіла називають перетоками. Витоки в циліндрі ПГПА виникають у результаті утворення нещільностей у штоковому ущільненні. Перетоки в ПГПА виникають: з нагнітального трубопроводу в циліндрову порожнину через нещільності в нагнітальних клапанах; з циліндрової порожнини у всмоктувальний трубопровід через нещільності у всмоктувальних клапанах; у циліндрі двосторонньої дії з однієї циліндрової порожнини в другу і назад через нещільності в поршневого ущільненні. Відмови в робочих органах ПГПА типу витоки-перетоки можуть досягати 100% масової подачі циліндрової порожнини, в той час, як для справної циліндрової порожнини вони не перевищують 5-10%. Витоки і перетоки віднімають частину енергії, що витрачається на перекачування газу, тому є джерелом енергетичних втрат. Для оцінки відносного внеску таких втрат

необхідно з загальних експлуатаційних витрат виділити втрати, що залежать від технічного стану ПГПА. При цьому за основу приймемо матеріали річного звіту за 2001 р. Богородчанської СПЗГ. Тоді до витрат, що залежать від технічного стану ПГПА, необхідно віднести витрати на матеріали, паливний газ, ремонти, електроенергію загальною вартістю 363,6 тис. грн. (рис.1.2).

Вартість проведення планово-попереджувальних ремонтів (ППР) складає 2,9% від загальної вартості ремонтів, які проводять на ПГПА, вартість же ремонтів, пов'язаних з непередбачуваними відмовами, не перевищує 0,3%. З цього випливає, що проведення ППР є економічно не вигідним.



Рисунок 1.2 - Структура експлуатаційних витрат

Для оцінки енергетичних втрат через відмови в робочому органі, які супроводжуються витоками і перетоками, співставимо величини потенційної роботи стиснення з фактичною. Витрата паливного газу для

нормативної потенційної роботи, зумовленої середньомісячним режимом стискування, обчислюється за паспортними даними [9]. Фактична витрата паливного газу для середньомісячного режиму взята з диспетчерського журналу Богородчанської КС за 2001 р. Вартість паливного газу приймалася за даними Богородчанського ПЗГ, вартість газу, переданого споживачам, – у відповідності з преїскурантом 04-03 [71]. Зазначені вартості використовувалися при розрахунках вартісних витрат і їхніх відносних величин. Результати обчислень наведені на рис. 1.3.

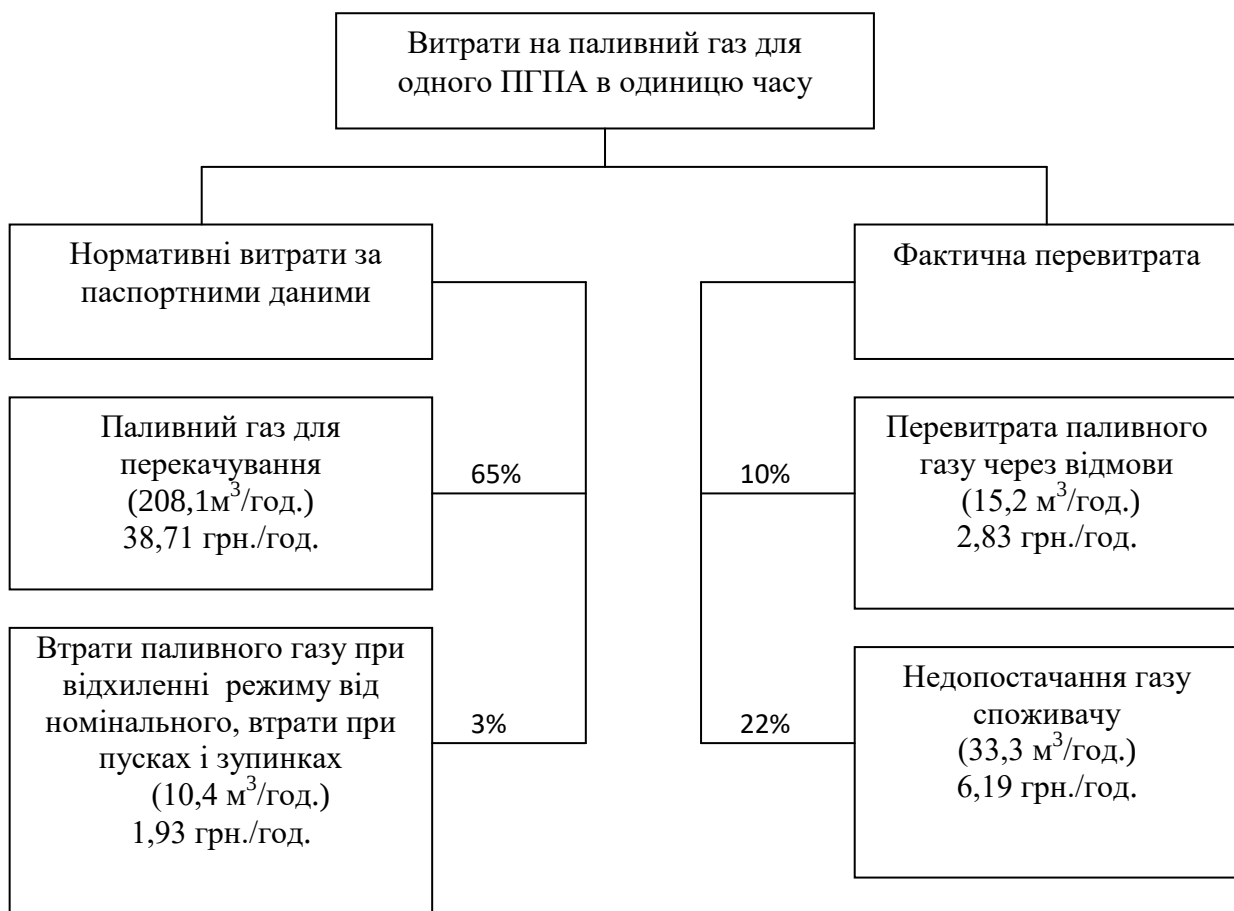


Рисунок 1.3 - Структура витрат паливного газу

Необхідно відзначити, що фактична витрата паливного газу перевищувала нормативну витрату, визначену за паспортом ПГПА, в середньому на 16%. За рахунок цієї перевитрати об'єм газу, який подавався

споживачу, знизився. Тому середня перевитрата паливного газу в межах 16% зумовлює додаткові витрати на паливний газ і витрати через недопоставку газу споживачам. Цю недопоставку не можна зафіксувати в загальній масі подаваного газу, тому що її абсолютна величина є меншою за абсолютну похибку засобів вимірювання, яка становить 0,3%.

Отже, джерелом невеликих витрат через відмови є робочий орган поршневого компресора. Для зниження експлуатаційних витрат необхідно розробити стратегію ремонтних робіт з обліком поточних енерговтрат. Для того, щоб сучасна аварійно-ремонтна служба мала можливість реалізувати таку стратегію, необхідно розробити метод, який дозволяє оцінювати зазначені енергетичні втрати для кожного вузла, оскільки відмови різних вузлів ПГПА є переважно незалежними між собою і характеризуються лише конкретним рівнем визначеного параметра технічного стану певного вузла.

Розв'язання цих задач можливі лише із застосуванням сучасних методів технічного діагностування. Вимоги до технічної діагностики ПГПА в цьому випадку ставляться наступні:

- можливість визначення поточного технічного стану вузлів робочого органу ПГПА, в якому відбувається відмова;
- визначення енергетичних втрат, спричинених зміною структурного параметра технічного стану;
- точність оцінки змін у структурному параметрі повинна бути достатньою для ухвалення рішення про ремонт деталі чи вузла.

Розглянемо існуючі методи технічної діагностики й установимо їхню відповідність викладеним вимогам.

1.3 Аналіз існуючих методів технічної діагностики

Існуючі методи технічної діагностики можна класифікувати за деякими загальними принципами їхньої розробки. Найбільший розвиток одержали імовірнісний, вібро-акустичний, динамічний, термодинамічний

принципи. Проаналізуємо можливості реалізації кожного із зазначених принципів для проведення технічної діагностики ПГПА і використання його в системі ПЗГ.

Методи, засновані на імовірносних принципах, використовувалися для визначення оптимальних міжремонтних періодів і зменшення числа непередбачуваних відмов. Основні проблеми, пов'язані з визначенням таких періодів, зумовлені надзвичайно високою мінливістю умов експлуатації ГПА при переході від одного газопроводу до іншого, різницею фізико-механічних характеристик матеріалів елементів обладнання. Цей факт відзначають ряд дослідників. Так, Кадиров Н.Б. [36] наводить конкретний закон залежності довговічності роботи для запірною елемента клапана від умов роботи, що визначають динаміку навантаження клапана і температуру газу в циліндрі, склад газу, частоту обертання валу, масу частини елемента, що рухається, вміст пилу. Зміна умов роботи у часі впливатиме на величину передбачуваної довговічності.

Оцінка закону розподілу відмов кільцевих самодіючих клапанів ПГПА зроблена Н.І. Арслановим [3]. На підставі обробки статистичного матеріалу він стверджує, що функція розподілу відмов таких клапанів підкоряється закону Вейбулла, причому спостерігається значний розкид параметра розподілу. Дослідник при цьому вказує, що параметри закону розподілу відмов клапанів одного типу залежать від умов експлуатації і якості ремонту.

Питання визначення імовірності параметричних відмов компресорного циліндра по продуктивності при зміні точності зазору в з'єднанні поршень-циліндр було розглянуто І.Л.Хлебовою [82,83]. При цьому в її дослідженнях були зроблені припущення [82] про сталість зносу і його лінійну залежність від часу, а закон розподілу є нормальним. Необхідно зауважити наступне. Величина зазору в зазначеному з'єднанні може змінитися в результаті відмови поршневих кілець, що докладно досліджено В.М. Агаджановим [2]. Ними встановлено, що з імовірністю 0,95 час

безвідмовної роботи різних груп кілець є різним і коливається від 2,0 до 4,5 тис. годин. Це вказує на несталість процесу зносу у поршневому ущільненні, а велика дисперсія підвищує імовірність відмов, оцінювану в методі І.Л.Хлебової у довільний момент часу, що свідчить про невизначеність довговічності і труднощі прогнозу відмов.

Отже, недоліками методу технічної діагностики і прогнозування відмов за імовірносним принципом є: залежність факторів від режимів експлуатації, врахувати які аналітично практично неможливо; невизначеність поточного технічного стану елемента через значну дисперсію, що істотно утруднює розпізнавання несправностей статистичними методами; непередбачувані відмови і ремонти вузлів, що не випрацювали свій ресурс, не можуть бути виключені абсолютно; метод вимагає великого обсягу статистичної інформації для кожного елемента компресорів усіх типів і модифікацій. Внаслідок цього методи технічної діагностики за імовірносним принципом не можуть відповідати вимогам, викладеним вище.

Вібро-акустичні методи технічної діагностики використовують вібрацію і шум машини для одержання інформації про технічний стан її з'єднань. Основні труднощі в реалізації цього методу полягають у відокремленні інформації про конкретне з'єднання. Так, у статті А.М. Бажая, В.Д. Мурикова, І.С. Бережного [4] вказується на те, що діагностичний сигнал несе в собі інформацію про властивості фундаменту, який демпфірує, а складна кінематика компресорної машини зумовлює генерування як хвиль стиску-розтягу, так згинальних і крутильних коливань, що значно ускладнює досліджуване явище. У розв'язанні цієї задачі були досягнуті певні успіхи. Так, В.Н. Можин, В.В. Супонєв [55] визначили, що вібрація на низьких частотах не пов'язана з механічними дефектами [55]. Це дещо спрощує задачу розокремлення діагностичної інформації. Однак, там же [55] автори вказують, що підвищення навантаження на агрегат зміщує спектр в область високих частот. Така ж картина спостерігається і при граничному

зносі. Це утрудняє виділенні інформації, що практично унеможливлює однозначність розшифровки сигналу. Розпізнавання сигналу від клапанної пластини було зроблено в роботі Д.Х. Кулаєва [40]. Ним побудовані гармоніки спектрів – функцій зіткнення досліджуваної пари з різною масою і швидкістю зближення перед ударом. Встановлені закономірність зміни спектра і значення коефіцієнта, при якому забезпечене розпізнавання інформації про пари з різними характеристиками удару. Проте, однакові пари, наприклад, клапанні пластини, не можуть розпізнаватися окремо. Головний недолік цього методу діагностики полягає не в складності розпізнавання сигналу, яка, як свідчить робота Д.Х.Кулаєва, переборена в принципі, а в неможливості кількісної оцінки об'єму перетоків у клапанах, технічного стану поршневих кілець, штока і перетоків та витоків через них. Спроба визначення об'єму перетоків через клапани за часом запізнювання закриття клапанів почата В.Г. Мясниковим [56]. Проте, одержані ним результати не є коректними, оскільки перетоки спостерігаються і при закритих клапанах через їхню негерметичність.

Таким чином, вібро-акустичний метод технічної діагностики не відповідає вищеназваним вимогам .

Термодинамічний метод технічної діагностики використовує інформацію про технічний стан вузлів з аналізу комплексу термодинамічних характеристик і параметрів перекачуваного газу. Такими термодинамічними параметрами є: тиск, температура, масова подача на вході і виході з циліндра; показники процесу компримування (показники політроп і політропічний к.к.д.); питома робота циклу компримування. Найбільш розповсюдженим є температурний метод технічної діагностики, що зумовлено його простотою. Метод полягає в наступному. Вимірюються температури на вході і виході циліндра, ступінь підвищення тиску, склад газу. За температурою газу на вході і ступенем підвищення тиску обчислюють очікувану температуру на виході з циліндра. При цьому дослідники Б.М. Смерека, В.В. Дворяшин, А.К. Скуинь [68] рекомендують

процес вважати адіабатним, у той час як у першій публікації з цього питання Mill l. [107] рекомендує використовувати поточний показник політропи. Значення очікуваної температури на виході з циліндра порівнюють з фактичним значенням. Отриману різницю температур порівнюють з деякою еталонною різницею. Оскільки метод оперує величинами температур, то енерговтрати невідомі, при цьому дослідники вказують на некоректність вибору величини еталонної різниці температур. Автори [47] зробили спробу зв'язати цю величину з критерієм щільності клапанів.

Однак критерій щільності сам по собі є величиною умовною і дозволяє судити про величину перетоків лише якісно. Так, дослідники М.М. Хушпулян, З.З. Рахмилевич, А.М. Хушпулян [88] встановили, що герметичність клапанів при їхній роботі в компресорі не відповідає герметичності, оцінюваної в статичних умовах, тобто використовуване при проектуванні компресорних машин значення критерію щільності є справедливим тільки для статичних умов. Так, клапани з критеріями щільності, що відрізняються в 3 рази, виявилися рівногерметичними при роботі в компресорі [88]. При цьому величина перетоків не пов'язувалася дослідниками з енерговтратами. На підставі викладеного можна стверджувати, що і цей метод [47] також не відповідає вимогам.

Іншим різновидом термодинамічного методу є метод, що ґрунтується на аналізі процесів циклів, пов'язаних зміною тиску і температури у циліндрі компресора у функції часу, або кута повороту вала. Такі залежності прийнято називати індикаторними діаграмами циклу.

Вплив нещільності нагнітального клапана на індикаторну діаграму циклу поршневого компресора досліджував Д.Х.Кулаєв [40]. Ґрунтуючись на припущенні про ідеальність газу і сталості показника політропи стиску, автор одержав залежність, що визначає поточний об'єм циліндра у процесі стискання як функцію масового перетоку [40]. Ним використовувалася залежність поточної маси перетоків від поточного ступеня підвищення

тиску у вигляді деякої політропи, показник якої є функцією тільки ступеня підвищення тиску і тиску початку стискання. При порівнянні двох індикаторних діаграм циклу, одна з яких відповідає випадку з герметичними клапанами, визначають масу перетоків за процес стискання газу в циліндрі.

Тому, метод не може бути перенесений для циліндрів ПГПА, оскільки показник політропи реального процесу стискання є змінним, а газ – не ідеальним. Крім того, у циліндрі ПГПА можуть бути перетоки, пов'язані з привнесенням маси в циліндрову порожнину і спричинені відмовами поршневого ущільнення. Це може призвести до помилки в оцінці герметичності, тому що сигнали відмови нагнітального клапана і зміни його структурного параметра технічного стану в цьому методі діагностування розокремити неможливо.

Робота циклів стискання і розширення як функція перетоків досліджувалася А.С. Копелевичем [33-35]. Ним отримані залежності, які показують вплив перетоків через негерметичності всмоктувального і нагнітального клапанів на зміну реальних робіт процесів стискання і розширення в порівнянні з теоретичними. В останніх прийнято припущення про ідеальність газу і сталість показника політропи процесу. Власне кажучи, невідповідність цього методу зазначеним вимогам зумовлена тими ж причинами, що й попереднього методу.

Для того, щоб метод технічної діагностики циліндра поршневого компресора був застосовний для великого класу компресорних машин і ПГПА, в т.ч. по всій імовірності, необхідно брати до уваги фізичні процеси, що спричиняють відмінність реального циклу від теоретичного. При цьому необхідно враховувати такі явища: витікання газу через канали змінного перерізу, через сопла і діафрагми; теплообмін газу з деталями циліндра, фазові перетворення, нестационарність процесів тощо.

Комплекс окремих фізичних процесів для побудови необхідних залежностей був врахований Н.Б.Кадировим [36]. У його роботі вихідними залежностями були: рівняння нерозривності, руху, енергетичного балансу і

стану газу. Враховувалися перетоки через клапани і поршневі кільця. Перетоки розглядалися в процесі витікання газу через діафрагму, процес вважався політропічним зі сталим показником політропи. В цілому робота виконана з метою одержання моделі для проектування компресора, тобто була розв'язана пряма задача. Для можливості діагностування необхідна їй обернена постановка.

У дослідженнях П.І.Пластиніна, А.К.Твалчрелидзе [60], Б.С.Фотіна, І.К.Прилуцького, А.Г.Никіфорова, В.В.Петрова [79], а також П.І.Пластиніна [59] викладаються основи моделювання процесів у поршневих компресорах. Загальними є наступні принципи: дослідження процесів для однієї циліндрової порожнини, задається величина мертвого простору, характеристики витікання розглядаються як витікання через діафрагму сталого перерізу. Проте, моделювання розглядається з позиції проектування обладнання, а не діагностування його технічного стану.

Дослідження робочих процесів поршневих компресорів з метою розробки методу технічної діагностики було виконано К.В.Ісаєвим [30]. Докладний опис методу наведено в роботі В.Д.Васильєва і Е.Д.Соложенцева [9]. Ними була поставлена задача ідентифікації робочого процесу поршневих машин з метою визначення параметрів при доведенні, дослідженні, конструюванні і експлуатації поршневих машин. До числа параметрів, що не спостерігаються, можуть бути віднесені структурні параметри технічного стану.

Схема створення технічної діагностики полягає в наступному [9]: для об'єкту, яким є досліджувана циліндрова порожнина, записують систему диференціальних рівнянь з точністю до невідомого вектора Z , що має такі ж, як і циліндр, входи і виходи. Компонентами вектора Z є оцінювані структурні параметри його технічного стану. Процес ідентифікації зводиться до визначення величини Z . При цьому, оскільки процес компримування пов'язаний з багатьма випадковими середньостатистичними параметрами, то з метою однозначного визначення справності об'єкта проводять його

співставлення з відповідною моделлю. Модель задається диференціальними рівняннями першого закону термодинаміки тіла змінної маси і рівнянням стану ідеального газу. Вектор Z визначається з умови мінімуму суми вихідних рівнянь. При цьому задаються значеннями тисків, об'ємів мертвих просторів, характеристикою газу і конструктивними параметрами обладнання. Процеси витікання описуються аналітичною залежністю для витікання газу через діафрагму сталого перерізу без урахування теплообміну і тертя. Однак, у роботі [36] Н.Б. Кадиров експериментально підтвердив, що процеси витікання в нещільностях поршневих компресорів не можуть досягти критичних значень, хоча ці значення, виходячи з формули витікання через діафрагму сталого перерізу, узгоджуються з режимами, що існують у компресорах. Це протиріччя не пояснюється авторами [9,36], проте критичність режиму витікання газу бралася до уваги.

Необхідно зауважити, що даний метод створений для однієї порожнини, а сучасні ПГПА обладнані циліндрами двосторонньої дії, до того ж в якості робочого тіла прийнято ідеальний газ. Для оцінки величини вектора Z необхідно задати об'єм мертвого простору з точністю, яка б дозволила провести розокремлену оцінку маси перетоків і маси газу з мертвого простору, що в умовах експлуатації практично є неможливим. У циліндрі двосторонньої дії є додаткове ущільнення – штокове, витоки через який даний метод не розглядає.

Таким чином, зазначені недоліки не дозволяють поширити цей метод на діагностування технічного стану циліндрів ПГПА.

У підсумку жоден з розглянутих методів технічної діагностики не відповідає в повному обсязі зазначеним вимогам. На підставі викладених висновків сформулюємо задачу дослідження.

1.4 Задачі досліджень

Для забезпечення ефективної експлуатації поршневих ГПА в системі ПЗГ необхідно стратегію ремонтно-відновлювальних робіт будувати з урахуванням енергетичних втрат у вузлах робочого органу – циліндра ПГПА. Для цього необхідно розробити такий метод діагностування його технічного стану, який дозволяв би оцінювати енерговтрати у вузлах циліндра. Оскільки ПГПА є багатоциліндровими машинами, то зазначений метод повинен дозволяти проведення контролю технічного стану й оцінки енерговтрат по кожному циліндру окремо.

Аналіз принципів розробки існуючих методів технічного діагностування показав, що єдиним методом, який дозволяє визначати як поточний технічний стан контрольованого вузла, так і енерговтрати в ньому, є термодинамічний метод.

Як зазначалося вище, існуючі методи технічної діагностики циліндра ПГПА не можуть бути безпосередньо застосовані в системі ПЗГ, оскільки ці методи мають істотні недоліки.

Для того, щоб метод діагностування технічного стану циліндрів ПГПА відповідав їхнім експлуатаційним вимогам, при його розробці необхідно враховувати:

- повний комплекс структурних параметрів стану циліндра ПГПА, зміна яких пов'язана зі збільшенням енерговтрат;
- вплив структурного параметра стану на енерговтрати;
- точність оцінки енерговтрат, діагностичних і структурних параметрів технічного стану, яка повинна бути достатньою для ухвалення рішення про відновлювальний ремонт вузла чи деталі ;
- зміну початкових і граничних умов компримування, що зумовлені режимом компримування (зміну частоти обертання вала, тиску на виході з циліндра, ступеня підвищення тиску);

- варіації компонентного складу компримованого природного газу, що зумовлюють величину складових рівняння стану газу. Зазначене рівняння повинно забезпечити відповідну точність оцінки контрольованих параметрів;

- допустиме значення параметра, дотримання якого забезпечує мінімум експлуатаційних витрат.

Таким чином, для підвищення ефективності експлуатації ПГПА в системі ПЗГ необхідно:

1. Розробити метод оцінки показників надійності експлуатації ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу, що базується на основі прогресивної стратегії обслуговування за реальним технічним станом агрегату, який оцінюється методами діагностики вузла.

2. Встановити закономірності впливу зовнішніх факторів на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції.

3. Побудувати математичну модель оптимізації процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ, на основі якої отримати залежності впливу виробничих факторів на потужність і економічність агрегату.

- 4 Виконати оптимізацію обслуговування ПГПА в умовах компресорної станції ПСГ на основі створеної діагностичної моделі і результатів діагностування технічного стану вузлів агрегату.

- 5 Оцінити деформаційні характеристики фундаментних плит газомотокомпресорів, що є важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації компресорної станції ПСГ і провести апробацію розроблених рекомендацій у виробничих умовах з метою встановлення їх адекватності і внесення корективів при необхідності.

РОЗДІЛ 2

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ І ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПГПА В УМОВАХ КС ПСГ

До надійності компресорних станцій підземних сховищ газу ставляться більш жорсткі вимоги в порівнянні з КС газотранспортної системи, оскільки відмова яких може привести тільки до зниження обсягу перекачування газу, в той час як відмова станції ПСГ призведе до зриву плану закачування газу в сховище (для періоду закачки) або припинення забезпечення газом споживачів (для періоду компресорного відбору в зимовий час).

Фактори, що визначають надійність компресорної станції ПСГ, можна поділити на режимні параметри, характеристики напружено-деформованого стану трубопроводів і обладнання та зовнішні впливи. Для КС ПСГ діапазон зміни кожної групи факторів впливу значно ширший порівняно зі станціями газотранспортної системи, так як характер їх експлуатації нестационарний.

Зміна функціональних характеристик системи ПСГ може призвести до значних економічних збитків у зв'язку з недопоставками газу споживачам. Енергетичну ефективність такої системи можна характеризувати показником, одержуваним як сума показників енергоефективності паралельно з'єднаних незалежних підсистем. Тому забезпечення ефективної роботи окремих ПГПА призведе до економії енергоносіїв при забезпеченні споживачів природним газом. Функціональні характеристики одиничного газоперекачувального агрегату визначаються його типом, технічним станом та зовнішніми впливами, до яких, в першу чергу, слід віднести характеристики природних умов та параметри транспортованого газу. Дослідження впливу атмосферних умов та характеристик природного газу на експлуатаційні показники агрегатів дозволить запропонувати загальні закономірності покращення паливно-економічних параметрів поршневого ГПА.

У зв'язку з викладеним можна стверджувати, що характеристики одиночного поршневого ГПА мають вирішальне значення для формування показників надійності і економічності компресорних станцій підземних сховищ газу.

2.1. Математична модель надійності компресорної станції, обладнаної ПГПА

При комплексному дослідженні компресорної установки (КУ), визначається її технічний стан на основі теплотехнічних, екологічних і вібраційних показників (характеристик) [1-3]. До цього дослідження можна додати визначення надійності КУ як складної технічної системи. Щоб визначати надійність КУ, необхідно розробити математичну модель надійності КУ, де будуть враховані особливості її прострою і експлуатації.

Для розробки математичної моделі визначення надійності КУ будемо використовувати опис потоку подій, розробленого в теорії ймовірностей [4]. Подією буде відмова КУ (відмова об'єкта), який настає при відмові елемента (деталі) системи (підсистеми, вузла) КУ. Відмови, що виникають в КУ, розглянемо як найпростіший потік подій, ймовірність яких буде розподілена за експоненціальним законом [4]:

$$p_n(\Delta\tau) = \frac{(\lambda \Delta\tau)^n}{n!} e^{-\lambda \Delta\tau}, \quad (2.1)$$

де $\Delta\tau$ - відрізок часу (напрацювання КУ), на якому можуть відбутися n відмов, год; n - число відмов, які відбулися на відрізку часу $\Delta\tau$; $p_n(\Delta\tau)$ - ймовірність настання n відмов на відрізку часу $\Delta\tau$; λ - інтенсивність настання відмов на відрізку часу $\Delta\tau$, 1 / год.

Надійністю КУ буде подія, коли відмов немає, тобто коли $n = 0$. З формули (1) для надійності КУ запишемо вираз:

$$p_H(\Delta\tau) = e^{-\lambda\Delta\tau}. \quad (2.2)$$

Так як потік подій найпростіший, то $\lambda = \text{const}$ [4]. Для визначення надійності необхідно знайти значення λ і задати відрізок $\Delta\tau$. Значення λ визначається з статистичних даних для конкретної КУ. При вивченні λ одного типу КУ, можна визначати середнє значення λ для досліджуваних однотипних (що мають однакову конструкцію) КУ. Якщо визначати λ всіх систем (вузлів) КУ, то λ всього КУ буде дорівнює сумі λ всіх систем (вузлів) КУ.

На рисунку 2.1 показані графіки надійності (функції) при різних значеннях λ і при збільшенні $\Delta\tau$ (наробітку) від 0 до 24000 г. Щоб оцінювати значення, необхідно порівнювати його з допустимим значенням надійності, при цьому повинна виконуватися умова:

$$p_d \leq p_H(\Delta\tau) < 1 \quad (2.3)$$

Значення має бути зазначено в стандартах організації, яка експлуатує КУ.

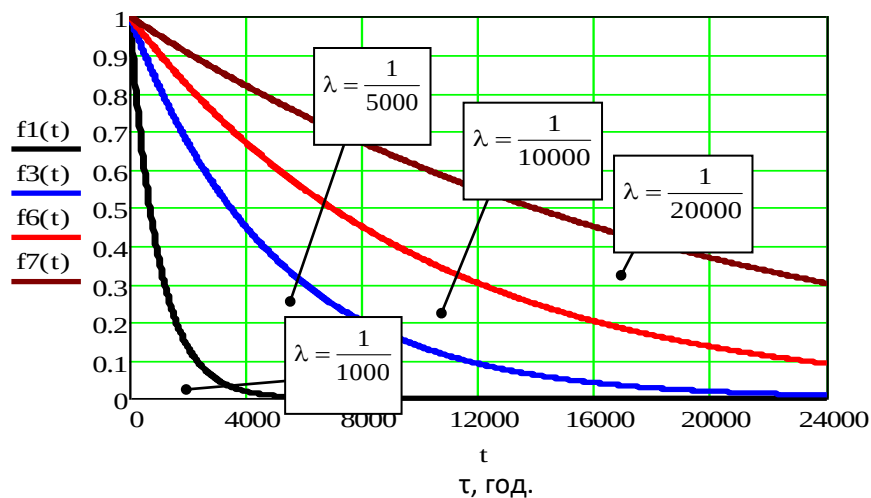


Рисунок 2.1 - Значення функції $e^{-\lambda\Delta\tau}$ при різних λ

Припустимо, що ресурс двигуна відомий і $0,8 < p_d < 1$ (рис. 2.1). Інтенсивність відмов КУ дорівнює λ_1 . Після проведення технічного обслуговування (ТО) за час $\tau_{\text{ТО}}$, p_n знову стає рівною 1, так як візуально (розбирання, збирання систем та вузлів КУ) і за допомогою контрольно-вимірювальних приладів (КВП) перевіряються всі параметри КУ, від яких залежить p_n .

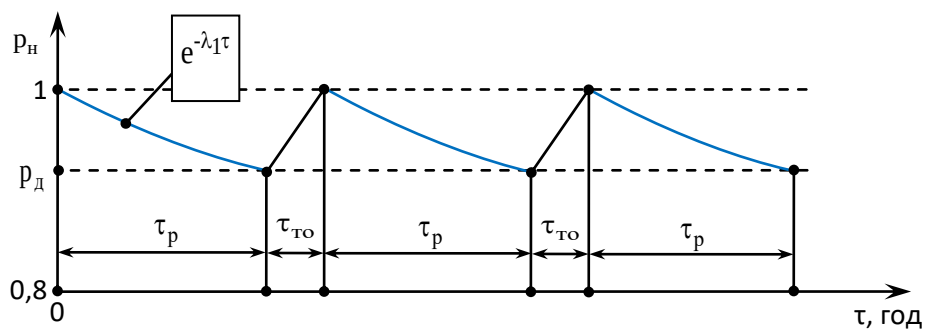


Рисунок 2.2 - Значення p_n при роботі КУ і після проведення ТО КУ

КУ за час робіт τ_p сягає надійності p_d і необхідно знайти τ_p , після якого проведення ТО обов'язкове, щоб не допустити, коли $p_n < p_d$. Щоб визначати $\Delta\tau$ або λ , перетворимо формулу (2.2):

$$p_n(\Delta\tau) = e^{-\lambda\Delta\tau}; \quad (2.4)$$

$$\ln[p_n(\Delta\tau)] = \ln[e^{-\lambda\Delta\tau}]; \quad (2.5)$$

$$\ln[p_n(\Delta\tau)] = -\lambda\Delta\tau; \quad (2.6)$$

$$-\ln[p_n(\Delta\tau)] = \lambda\Delta\tau; \quad (2.7)$$

$$\ln \left[\frac{1}{p_n(\Delta\tau)} \right] = \lambda \Delta\tau. \quad (2.8)$$

Для τ_p з формули (2.8), отримаємо вираз:

$$\tau_p = \frac{1}{\lambda_1} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right] \quad (2.9)$$

або запишемо таку умову:

$$\tau_p \leq \frac{1}{\lambda_1} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right] \quad (2.10)$$

Під час $\tau_{то}$ КУ не працює. Для коефіцієнта готовності КУ $k_{гкУ}$ за час роботи ($\tau_p + \tau_{то}$) запишемо формулу:

$$k_{гкУ} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_{то}} 100 \% \quad (2.11)$$

Можливо збільшити $k_{гкУ}$, проводячи не ТО, а технічні дослідження (ТД). При ТД визначаються параметри КУ за допомогою КВП, а розбирання-збирання систем і вузлів КУ не проводиться. Час ТД рівний $\tau_{ти}$ і $\tau_{ти} < \tau_{то}$, тому $k_{гкУ}$ зростає (рис. 2.3 а)):

$$k_{гкУ} = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_{ти}} 100 \% \quad (2.12)$$

Якщо проводити ТД на працюючій КУ (КУ не зупиняється для ТД), то $k_{гкУ} = 100\%$ (рис.3б). При ТД потрібно отримувати, аналізувати і розраховувати всі параметри, від яких залежить безвідмовна робота КУ. В

першу чергу, необхідно вимірювати і розраховувати параметри, які найчастіше показують можливість відмови елемента або системи КУ. ТД проводяться за допомогою штатної КВП або за допомогою штатної і позаштатної (додатково використовуваних) КВП. Додатково використовувані КВП повинні дозволяти отримувати такі параметри КУ, які не отримує штатні КВП.

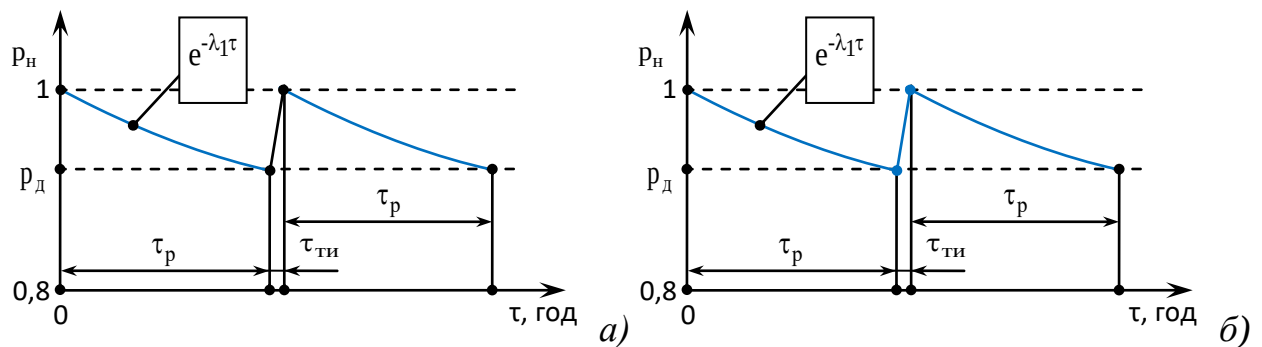


Рисунок 2.3 - Значення p_n при роботі КУ і після проведення ТД КУ

Перехід від ТО КУ (з розбірками-збірками систем і вузлів КУ) до ТД КУ (без розборок-збірок систем і вузлів КУ) став можливий при вдосконаленні КВП за рахунок вимірювання великого числа параметрів КУ, які раніше міряти не вдавалося. Але найбільш навантажені системи і вузли КУ (підшипники, ротори, лопатки, диски і т. п.), тому необхідно візуально досліджувати або міняти через можливість руйнування матеріалу, що зазнає великі динамічні навантаження.

Цю проблему могли б вирішити КВП, що аналізують міцність від втоми деталей КУ, але такі системи ще дуже дорогі і використовуються в спеціалізованих лабораторіях. Щоб зменшити простой КУ (збільшити $k_{\text{кку}}$), краще замінити деталь і потім досліджувати її окремо, ніж чекати результати досліджень. Крім того, міцність матеріалів постійно вивчається, і тому дешевше прогнозувати і замінювати деталі, ніж вивчати їх стан, використовуючи дорогу апаратуру і кваліфікованих дослідників при експлуатації КУ. Недорогі штатні КВП, що аналізують міцність

навантажених деталей КУ (підшипники, ротори, лопатки, диски і т. п.) ще не створені, і тому надійніше міняти деталі, ніж продовжувати їх ресурс після досліджень їх стану.

Багато деталей і елементів на КУ неможливо замінити без зупинки КУ. Наприклад, ротор компресора, підшипник ротора, фільтр маслосистеми (якщо немає резервного фільтра), забруднене масло. Отже, експлуатація КУ буде проходити як з ТД, так і з ТО, де замінюються системи, вузли, деталі КУ. При цьому ТО, що проходить на непрацюючому КУ, буде трьох видів:

- 1) запланована заміна систем, вузлів і деталей КУ які мають найбільші динамічні навантаження;
- 2) дослідження параметрів систем, вузлів і деталей КУ (з можливістю їх заміни), можливе тільки на непрацюючому КУ;
- 3) дослідження систем, вузлів і деталей КУ (з можливістю їх заміни), відхилення параметрів яких виявлено при ТД.

Перші два види ТО проводяться через відомий запланований час напруження КУ, вказаний заводом-виготовлювачем КУ в документації по експлуатації. Третій вид ТО проводиться при виявленні відхилень параметрів КУ після проведення ТД. Виявлення відхилень параметрів КУ є попередженням відмови, який може статися в системі або вузлі в результаті відхилення досліджуваного параметра.

Так як відмова може бути реальною (що сталася) і попереджуваною (в результаті проведення ТД), то можна розділити інтенсивність відмов КУ λ_1 на два види:

- 1) λ_{11} - інтенсивність відмов, що сталися на КУ, 1 / год;
- 2) λ_{12} - інтенсивність відмов, попереджений на КУ в результаті ТД, 1 / год.

Попереджувана відмова має підтвердитися після додаткових досліджень системи або вузла, параметр якого відхилився від норми. Якщо можливість відмови не підтверджується, то необхідно вдосконалювати методи ТД (вимір і розрахунок параметрів).

Величини λ_{11} і λ_{12} досліджуються окремо і далі досліджується

$$\lambda_1 = \lambda_{11} + \lambda_{12}.$$

ТО першого і другого виду проводяться після ТД КУ, причому початок проведення ТО повинно бути не пізніше часу τ_p після останнього ТД (рис. 2. 4).

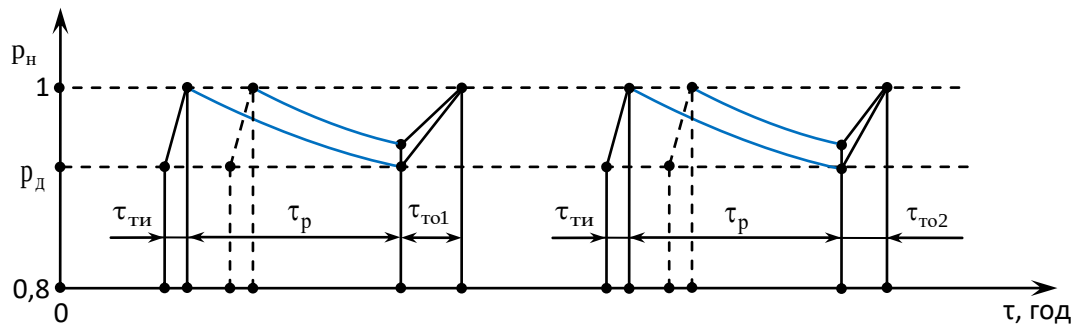


Рисунок 2.4 - Проведення ТО на непрацюючому КУ

При розрахунку $k_{\text{КУ}}$ необхідно враховувати всі часи ТО і ТД, під час яких КУ не працює.

Слід врахувати, що КВП, використовувані при ТД, також мають свою надійність, яка визначається за формулою (2.2). Надійність КВП повинна бути вище надійності КУ, щоб забезпечити ефективний контроль за параметрами КУ. Будемо розглядати штатні та позаштатні КВП, які використовуються на КУ, як окрему систему зі своєю надійністю. Виходить, що будуть розглядатися надійності двох систем: КУ і КВП КУ. Загальна надійність цих двох систем буде результатом надійності КУ і надійності КВП КУ.

Прийнемо, що λ_2 - інтенсивність відмов КВП, за допомогою якої проводять ТД КУ, 1 / год. Причому $\lambda_2 < \lambda_1$ (рис.2 5). Для загальної надійності отримаємо вираз (рис. 2.5):

$$e^{-\lambda_1 \tau} e^{-\lambda_2 \tau} = e^{-(\lambda_1 + \lambda_2) \tau}, \quad (2.12)$$

де враховуються не одна, а дві інтенсивності відмов: λ_1 і λ_2 .

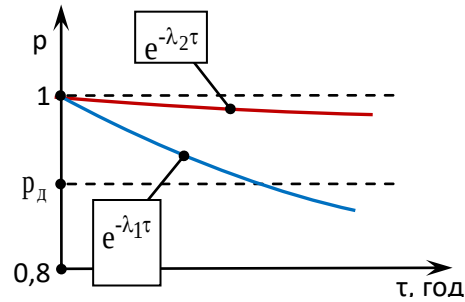


Рисунок 2.5 – Надійність КУ і КВП

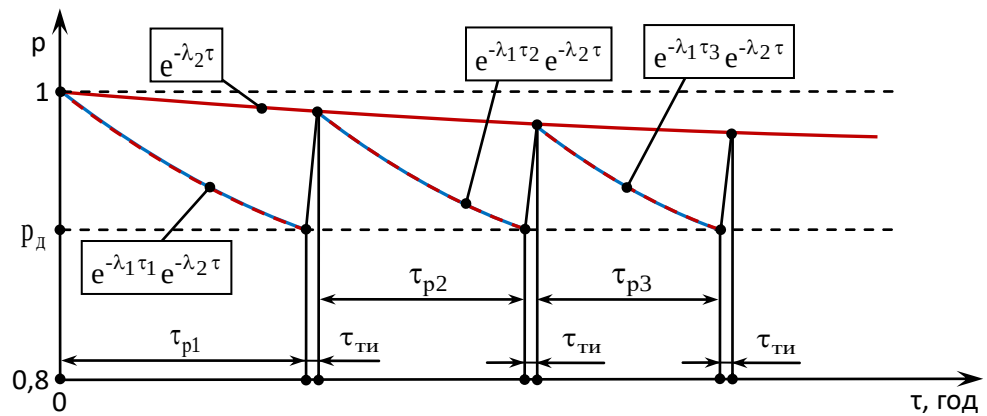


Рисунок 2.6 - Зміна часу роботи КУ до проведення ТД

Запишемо формулу (2.8) для τ_{p1} (рис.2.6):

$$\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] = (\lambda_1 + \lambda_2) \tau_{p1}, \quad (2.12)$$

звідки отримаємо:

$$\tau_{p1} = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right] \quad (2.13)$$

Аналогічно запишемо формулу (2.8) дня τ_{p2} (рис. 2.6) і визначимо τ_{p2} :

$$\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] = \lambda_1 \tau_{p2} + \lambda_2 (\tau_{p1} + \tau_{p2}); \quad (2.14)$$

$$\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] = (\lambda_1 + \lambda_2) \tau_{p2} + \lambda_2 \tau_{p1}; \quad (2.15)$$

$$\tau_{p2} = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_2 \tau_{p1} \right) \quad (2.16)$$

Для τ_{p3} (рис. 2.6) з формули (2.8) отримаємо:

$$\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] = \lambda_1 \tau_{p3} + \lambda_2 (\tau_{p1} + \tau_{p2} + \tau_{p3}); \quad (2.17)$$

$$\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] = (\lambda_1 + \lambda_2) \tau_{p3} + \lambda_2 (\tau_{p1} + \tau_{p2}); \quad (2.18)$$

$$\tau_{p3} = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_2 (\tau_{p1} + \tau_{p2}) \right). \quad (2.19)$$

Запишемо загальну формулу для i -ого часу експлуатації КУ при $i \geq 3$ (рис. 2.7):

$$\tau_{pi} = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_2 \sum_{1}^{i-1} \tau_{pi} \right), \quad (2.20)$$

а з урахуванням нерівності $p_n \geq p_d$, отримаємо:

$$\tau_{p1} \leq \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right] \text{ при } i = 1; \quad (2.21)$$

$$\tau_{p2} \leq \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_2 \tau_{p1} \right) \text{ при } i = 2; \quad (2.22)$$

$$\tau_{pi} \leq \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \left(\ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_2 \sum_{j=1}^{i-1} \tau_{pj} \right) \text{ при } i \geq 3. \quad (2.23)$$

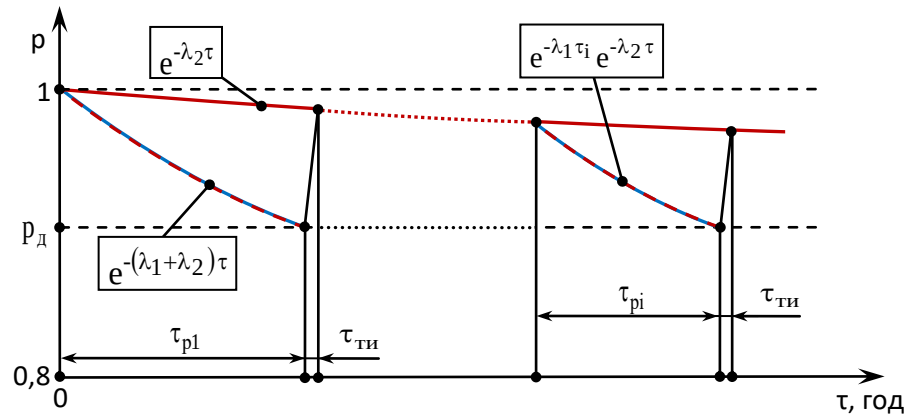


Рисунок 2.7 - Час роботи КУ до проведення і-го ТД $\tau_{p1} < \tau_{p2} < \tau_{p3} \dots \tau_{pi}$

Розглянемо інший спосіб проведення ТД, коли τ_p є постійною величиною (рис.2.8). При цьому приймаємо значення τ_p не більшим, але зручним для експлуатації (тиждень, два тижні, місяць і т. п.), т. є.

$$\tau_p < \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right], \quad (2.24)$$

при цьому значення τ_p зручно вибирати, попередньо розрахувавши τ_{pi} за формулою (2.6).

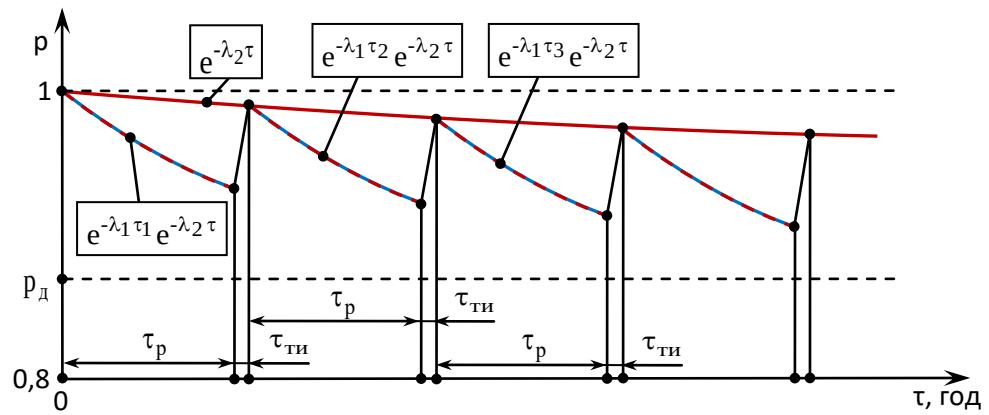


Рисунок 2.8 - Час роботи КУ до проведення і-го ТД

Щоб перевірити надійність на першій ділянці τ_p , запишемо :

$$p_{н1} = e^{-\lambda_1 \tau_p} e^{-\lambda_2 \tau_p} = e^{-(\lambda_1 + \lambda_2) \tau_p} \quad (2.25)$$

Для надійності другої ділянки отримаємо :

$$p_{н2} = e^{-\left(\lambda_1 \tau_p + \lambda_2 2\tau_p\right)} ; \quad (2.26)$$

$$p_{н2} = e^{-\left(\tau_p (\lambda_1 + 2\lambda_2)\right)} . \quad (2.27)$$

Для третьої ділянки запишемо вираз для надійності, аналогічний другій ділянці :

$$p_{н3} = e^{-\left(\lambda_1 \tau_p + \lambda_2 3\tau_p\right)} ; \quad (2.28)$$

$$p_{н3} = e^{-\left(\tau_p (\lambda_1 + 3\lambda_2)\right)} . \quad (2.29)$$

Для перевірки надійності після n числа ТД, тобто для напрацювання $n\tau_p$ (рис. 2.9), отримаємо формулу, враховуючи значення $p_{н2}$ і $p_{н3}$:

$$p_{nn} = e^{-\left(\tau_p(\lambda_1 + n\lambda_2)\right)}, \quad (2.30)$$

а так як $p_{nn} \geq p_d$, то можна отримати вираз для числа напрацювань n при заданому τ_p :

$$e^{-\left(\tau_p(\lambda_1 + n\lambda_2)\right)} \geq p_d; \quad (2.31)$$

$$\ln e^{-\left(\tau_p(\lambda_1 + n\lambda_2)\right)} \geq \ln p_d; \quad (2.32)$$

$$-\left(\tau_p(\lambda_1 + n\lambda_2)\right) \geq \ln p_d; \quad (2.33)$$

$$\tau_p(\lambda_1 + n\lambda_2) \leq -\ln p_d; \quad (2.34)$$

$$\lambda_1 + n\lambda_2 \leq \frac{1}{\tau_p} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right]; \quad (2.35)$$

$$n \leq \frac{1}{\lambda_2} \left(\frac{1}{\tau_p} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right] - \lambda_1 \right). \quad (2.36)$$

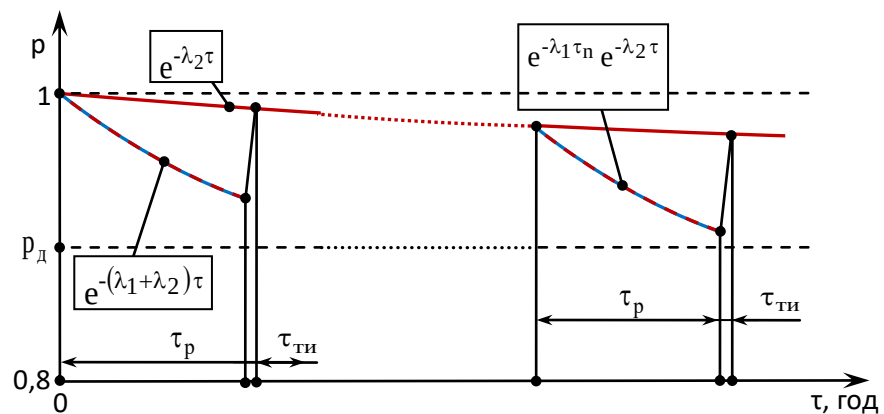


Рисунок 2.9 - Час роботи КУ до проведення n -го ТД при $\tau_p = \text{const}$

З формули (2.35) можна визначити τ_p для заданого числа напрацювань

n :

$$\tau_p \leq \frac{1}{\lambda_1 + n\lambda_2} \ln \left[\frac{1}{p_d} \right]. \quad (2.37)$$

Якщо проводити ТД на працюючому КУ, то $k_{\text{КУ}} = 100\%$, то зупиняти КУ потрібно тільки тоді якщо при ТД виявлені відхилення параметрів КУ від норми. При цьому ТД проводяться до напрацювання, коли потрібно, згідно з експлуатаційною документацією, міняти системи, вузли або деталі КУ або коли потрібно проводити спеціальні ТД з зупинкою КУ.

Розглянемо практичні розрахунки за отриманими формулами. Припустимо, що є КУ, де відмова сталася один раз за три роки експлуатації і було попереджено про відмову за три роки ТД КУ.

$$\lambda_{11} = \frac{1}{3 \cdot 365 \cdot 24} = 3,8052 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{год}}; \quad (2.38)$$

$$\lambda_{12} = \frac{2}{3 \cdot 365 \cdot 24} = 7,6104 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{год}}; \quad (2.39)$$

$$\lambda_1 = \lambda_{11} + \lambda_{12} = 11,4156 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{год}}. \quad (2.40)$$

Відмова в КВП КУ може виникнути не частіше ніж один раз на п'ять років:

$$\lambda_2 = \frac{1}{5 \cdot 365 \cdot 24} = 2,2831 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{год}}. \quad (2.41)$$

Щоб планувати ТД, визначимо значення τ_{pi} за формулами (2.21) - (2.23), прийнявши, що $p_d = 0,95$ (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 - Значення τ_{pi}

τ_{pi}	τ_{p1}	τ_{p2}	τ_{p3}	τ_{p4}	τ_{p5}	τ_{p6}
Значення τ_{pi}	374 год	312 год	260 год	216 год	180 год	150 год
Сумарне значення τ_{pi}	1492 год					

У таблиці 2.1 ми отримали шість значень напрацювання τ_{pi} , після яких потрібно проводити ТД, щоб виконати умову $p_n \geq p_d$ (див. рис 2.6, 2.7).

Зручніше проводити ТД при однакових напрацюваннях τ_p . Якщо проводити ТД при напрацюванні 200 год, 150 год або 100 год, то отримаємо значення n , згідно формули (2.36), що показано в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 - Значення n

Значення τ_p	200 год	150 год	100 год
Значення n	6	10	17
$\tau_p \cdot n$	1200	1500	1700

Чим менше напрацювання τ_p , тим більший час експлуатації КУ, але тим частіше потрібно проводити ТД. У таблиці 2.1 загальний час напрацювання рівно 1492 год і більше, ніж при $\tau_p = 200$ год, але менше, ніж при $\tau_p = 150$ год, $\tau_p = 100$ год. З розглянутого прикладу випливає, що на основі статистичних даних по відмовах КУ, можна планувати їх експлуатацію при постійному або зменшувальному часі напрацювання КУ. При збільшенні загального часу напрацювання КУ число відмов і значення λ_1 будуть збільшуватися, тому потрібно розраховувати новий час τ_p , прогножуючи надійність КУ.

Формули, отримані для одного КУ, можна застосовувати для однотипних КУ. При цьому для λ_{11} отримаємо вираз:

$$\lambda_{11} = \frac{\sum_{j=1}^n s_j}{\sum_{j=1}^n \tau_{pj}}, \quad (2.42)$$

де n - число досліджуваних КУ; τ_{pj} - напрацювання j -ого КУ, год;

s_j - число відмов, що виникли на j -му КУ за час напрацювання τ_{pj} .

У формулі (2.42) можна використовувати різні за значенням τ_{pj} , але вони не повинні сильно відрізнятися (в рази і більше). Можливо, що будуть КУ, у яких $s_j = 0$.

Формулу (2.42) можна використовувати і для визначення τ_{pj} декількох однотипних КУ.

2.2 Дослідження економічності і потужності ПГПА

Дослідженню ефективності і надійності роботи поршневих ГПА в умовах компресорної станції ПСГ присвячено роботи К.В. Ісаєва, А.С.Копелевича, А.А. Козобкова, В.М. Михліна, П.І. Пластиніна, Б.М. Смереки, М.І. Френкеля, Г.К. Храпача та ін. Ними розглянуті режими роботи ПГПА, можливості їхнього регулювання, динаміка роботи клапанів, вивчені аспекти розрахунків економічності і надійності і методи їх підвищення. Однак, проблемі діагностування стану силового циліндра в умовах змінних параметрів зовнішнього впливу та характеристик паливного газу з метою підвищення ефективності і надійності експлуатації при переході на систему обслуговування за реальним технічним станом елементів обладнання практично не приділено уваги.

Слід також відзначити роботи В.В. Костіва, в яких розглядається експлуатація і діагностування технічного стану поршневих ГПА в умовах компресорних станцій ПСГ, однак результати наведених досліджень

стосуються виключно компресорної частини агрегату, в той час, як силовий блок служить її приводом і не може не впливати на ефективність експлуатації газомотокомпресора в цілому.

Метою дослідження було встановлення впливу атмосферних умов та характеристик природного газу як пального ПГПА на потужність і економічність двигуна компресора.

Для досягнення поставленої мети проводилися серії експериментів на газоперекачувальних агрегатах МК-8, встановлених на компресорній станції Богородчанського ПСГ. В кожній серії експериментів незалежними змінними вважалися значення барометричного тиску, температури атмосферного повітря на рівні повітрязбірників ГПА, відносної вологості атмосферного повітря і відносної густини паливного газу.

Барометричний тиск вимірювався і реєструвався в часі за допомогою стандартного барометра типу ПБС-760-2 безперервно на протязі кожної доби.

Температура атмосферного повітря вимірювалася стандартним шкальним термометром і записувалася в журнал через кожні дві години на протязі доби.

Відносна вологість атмосферного повітря вимірювалася стандартним психрометром Августа і записувалася в журнал через кожні дві години на протязі доби.

Відносна густина газу вираховувалася за даними його складу, який визначався хіміфізлабораторією підприємства, і записувалася в журнал два рази на добу.

В результаті вимірювань вибрано наступні незалежні змінні параметри:

- відносний барометричний тиск

$$p = h\rho g / 10^5 \quad (2.43)$$

де h - покази барометра в мм рт. ст.; ρ - густина ртуті;

- відносна температура атмосферного повітря

$$T = 273 + t / 273 \quad (2.44)$$

де t - покази термометра, С;

- відносна вологість повітря φ ;

- відносна густина паливного газу Δ .

Функціями-відгуками в кожній серії експериментів вважалися індикаторна потужність силових циліндрів газомотокомпресора N_i і ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу η .

Аналіз вхідної інформації за період 2015 – 2016 рр. дозволив вибрати такі режими експлуатації ПГПА в умовах компресорної станції Богородчанського ПСГ, в яких досягалася максимальна зміна одного з незалежних параметрів при практично сталих значеннях решти. За таких умов діапазон зміни барометричного тиску склав $h(773;709)$, мм рт. ст., діапазон зміни температури атмосферного повітря $t(30^0C;-5^0C)$, діапазон зміни відносної вологості атмосферного повітря φ (44,5%;82,3%) і діапазон зміни відносної густини паливного газу Δ (0,556;0,672).

Для вказаних діапазонів зміни незалежних параметрів визначалися значення функцій-відгуків, якими вважалися індикаторна потужність силових циліндрів газомотокомпресора N_i і ефективний ККД приводу η .

Ефективна потужність силових циліндрів газомотокомпресора визначалася методом обробки індикаторних діаграм, приклад яких подано на рисунку 2.10.

На основі обробки індикаторних діаграм для кожного випадку і кожного циліндра газомотокомпресора визначалася величина середньоіндикаторного тиску $P_{срі}$ і об'єм, що описує поршень V_h . Тоді індикаторна потужність силового циліндра

$$N_t = P_{cpi} V_h \omega \quad , \quad (2.45)$$

де ω - кутова швидкість обертання валу газомотокомпресора.

Якщо середньоіндикаторний тиск в різних циліндрах газомотокомпресора виявлявся різним за величиною, то сумарна індикаторна потужність агрегату визначалася як сума індикаторних потужностей всіх силових циліндрів, тобто

$$P_{cp\ Kt} = \frac{1}{8} \sum_{n=1}^8 P_{cpin} \quad . \quad (2.46)$$

де n – номер циліндра.



Рисунок 2.10 – Приклад індикаторних діаграм силових циліндрів газомотокомпресора МК-8 ст.№8 компресорної станції Богородчанського ПСТ

Величина ефективного ККД силової частини газомотокомпресора визначалася відношенням корисної потужності до величини підведеної енергії за одиницю часу. Корисною потужністю вважалася індикаторна потужність, визначена за індикаторними діаграмами на основі співвідношень (2.45) і (2.46) N_{Ki} . Для визначення величини підведеної енергії за одиницю часу вимірювалася витрата паливного газу q і розраховувалася за відомим складом газу його нижча теплотворна здатність Q_p^H

$$Q_p^H = \sum_i Q_{p_i}^H v_i, \quad (2.47)$$

де v_i - об'ємна концентрація i -того компонента газу в суміші.

Підведена до силових циліндрів енергія з потоком паливного газу складає

$$E = qQ_p^H \quad (2.48)$$

Тоді ефективний ККД силової частини газомотокомпресора

$$\eta = \frac{N_{Ki}}{E} \quad (2.49)$$

За приведеною методикою виконано розрахунки індикаторної потужності газомотокомпресора і його ефективного ККД для різних значень незалежних параметрів з вказаних діапазонів. В результаті отримано графічні залежності, які приведено на рисунках 2.11 і 2.12.

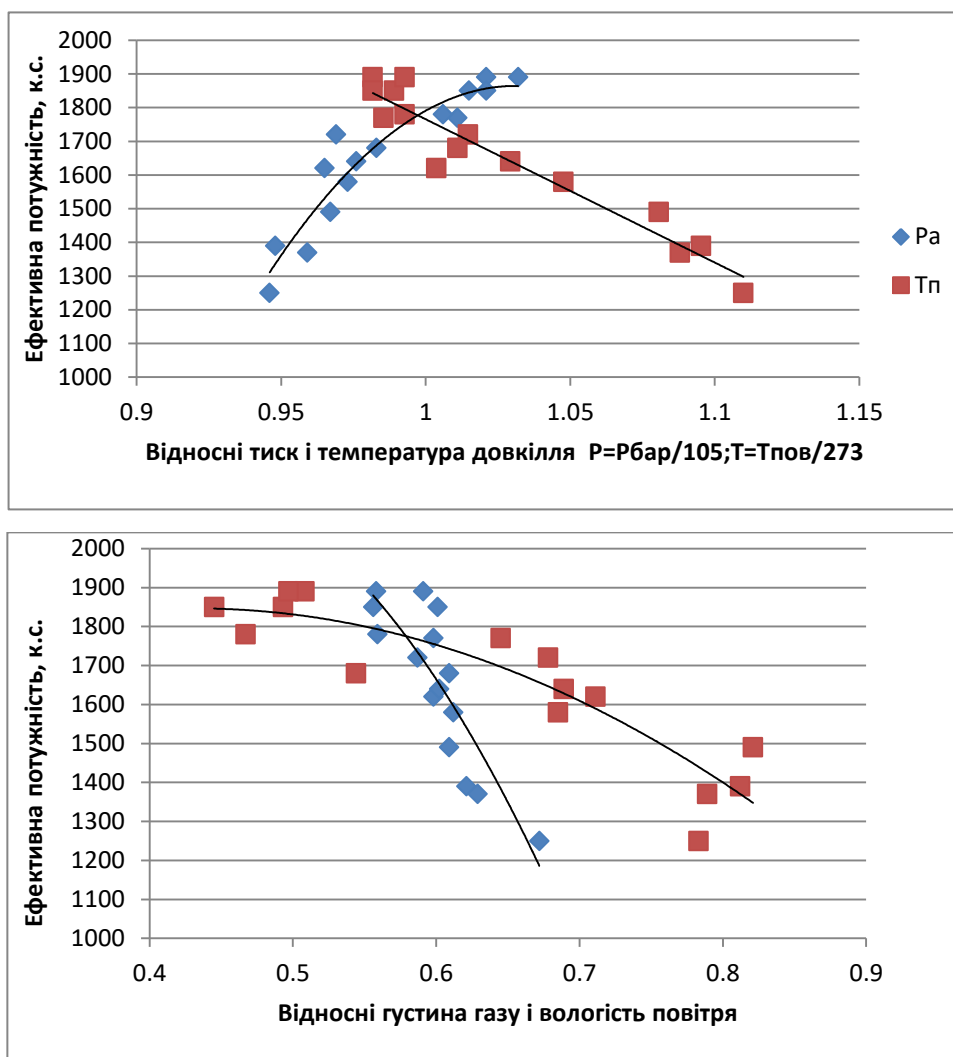


Рисунок 2.11 – Залежність ефективної потужності газомотокомпресора від відносних параметрів

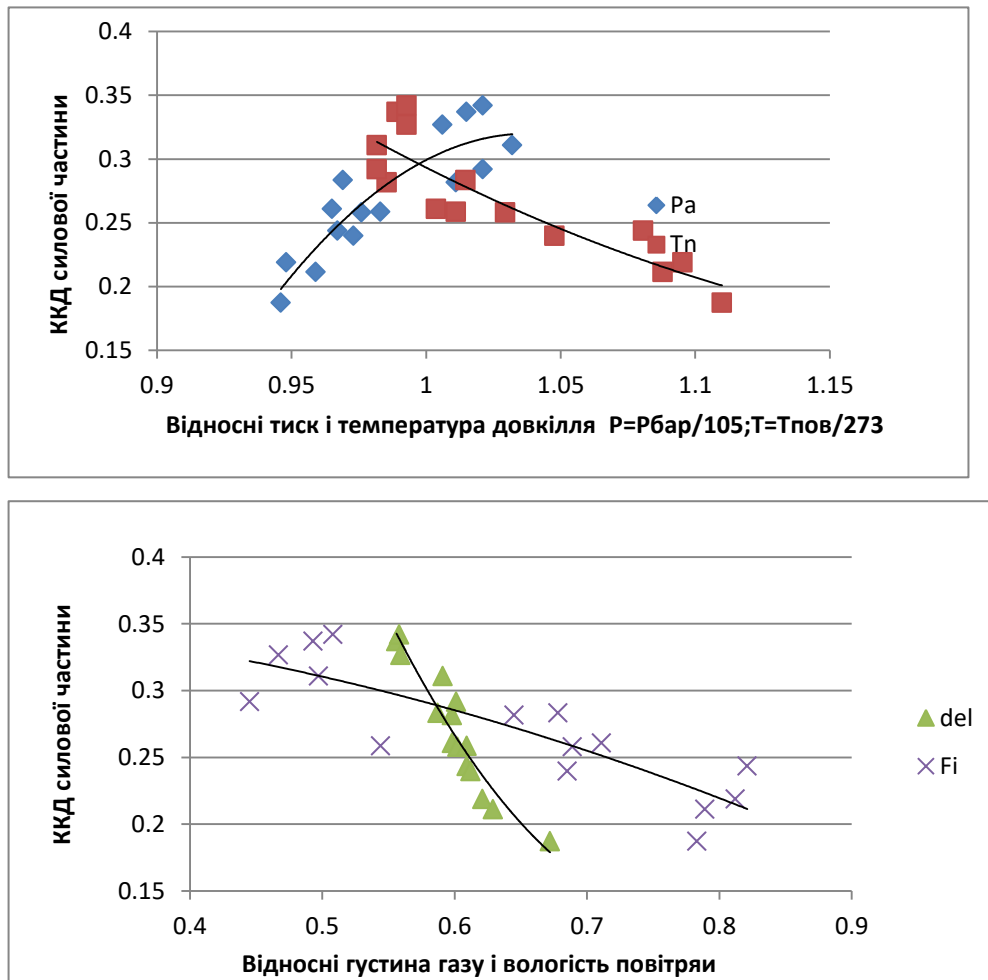


Рисунок 2.12 – Залежність ефективного ККД газомотокомпресора від відносних параметрів

Аналіз отриманих залежностей показує, що зростання барометричного тиску і зменшення температури атмосферного повітря призводять до підвищення індикаторної потужності силових циліндрів і зростання ефективного ККД. З фізичної точки зору тиск і температура повітря визначають його стан, зокрема, густину. Тому збільшення густини атмосферного повітря, викликане зростанням барометричного тиску і спадом температури, призводить до зростання маси кисню в газоповітряній суміші, яка згоряє в силовому циліндрі і забезпечує збільшення маси газу, що подається в силовий циліндр. В загальному зростання маси газоповітряної суміші збільшує її енергоємність і призводить до підвищення потужності.

Зростання вологості атмосферного повітря, навпаки, призводить до зменшення маси кисню, що подається в циліндр, і зменшує індикаторну потужність силового циліндра.

Збільшення відносної густини паливного газу, тобто зростання його маси при сталому об'ємі вимагає зростання масової подачі кисню в циліндр. Тому при незмінній подачі повітря газоповітряна суміш в силовому циліндрі обіднена, що викликає зниження індикаторної потужності. Крім того, при зростанні відносної густини паливного газу зростає його теплотворна здатність в розрахунку на одиницю об'єму газу, але зменшується в розрахунку на одиницю маси газу. В результаті загальний ефект зменшення потужності при зростанні відносної густини газу посилюється. Тому залежність індикаторної потужності від відносної густини паливного газу є найбільш сильною.

Залежності ефективного ККД від перелічених параметрів повторюють фізичну картину процесу перетворення теплової енергії згоряння газового пального в силовому циліндрі в механічну енергію приводу компресора.

Обробка отриманих графічних залежностей методами математичної статистики, зокрема, використання множинної кореляції в поєднанні з методом найменших квадратів, дозволили побудувати лінії регресії для функціональних залежностей індикаторної потужності і ефективного ККД силової частини газомотокомпресора МК-8 від відносних величин барометричного тиску, температури атмосферного повітря, його вологості і густини паливного газу. Ці залежності мають вигляд степеневих функцій:

- для індикаторної потужності

-

$$N_t = 611,55 P^{0,277} T^{-0,05} \varphi^{0,564} \Delta^{-1,424} \quad (2.50)$$

- для ефективного ККД

-

$$\eta = 1,243 P^{0,667} T^{-0,361} \varphi^{0,675} \Delta^{-3,55} \quad (2.51)$$

Приведені залежності дозволяють прогнозувати режим роботи компресорних станцій підземних сховищ газу, обладнаних газомотокомпресорами, при заданих величинах продуктивності і ступеня стиску з урахуванням передбачень гідрометеоцентру про погодні умови в регіоні, що дозволить забезпечити нормальний режим експлуатації ПСГ.

2.3 Вплив метеорологічних умов на показники експлуатації ПГПА

Газові двигуни, встановлені на ПСГ, експлуатуються в різних точках України в різних кліматичних зонах. В результаті умови експлуатації, особливо метеоумови, змінюються в широких межах. Розрахунок по номінальній потужності двигуна проводиться для визначених, точно фіксованих умов навколишнього середовища. Ця невідповідність в експлуатації викликає відхилення дійсних значень параметрів роботи газомотокомпресорів (ГМК) від розрахункових. Зміна температури навколишнього повітря, його тиску і вологості, а також технічного стану деталей впливають на потужність, економічність і ресурс двигуна.

Вивчення впливу атмосферних умов на показники різних агрегатів дозволить запропонувати загальні закономірності підвищення паливно-економічних параметрів поршневих ГПА.

Україна характеризується винятковою різноманітністю кліматичних умов, до яких відноситься барометричний тиск, температура навколишнього повітря, відносна щільність і вологість. Температурне поле повітря безпосередньо біля поверхні землі, де встановлені ГМК, змінюється від -30°C до $+40^{\circ}\text{C}$.

Розподіл вологості атмосферного повітря біля поверхні землі наведені на підставі практичних даних. Вміст вологи в повітрі на території України в залежності від пори року коливається від 0,25 до 4 % (за масою), що відповідає вологості повітря від 0,004 до 0,064 м^3 вологи на 1 м^3 повітря.

Всі перераховані вище кліматичні умови істотно впливають на показники роботи газового двигуна і повинні враховуватися при експлуатації газоперекачувальних агрегатів, так як впливають на всі процеси робочого циклу двигуна. При цьому змінюються: коефіцієнт наповнення циліндра; коефіцієнт продування повітрям; сумарний коефіцієнт наповнення циліндрів; витрата повітря через двигун; параметри процесів стиснення, згоряння і розширення; складові паливного балансу; умови спільної роботи двигуна і агрегатів наддуву і, отже, показники ефективної роботи двигуна.

Вплив зміни температури навколишнього повітря на параметри двигуна показано в таблиці 2.3, де наведені дані з випробувань двотактового десятицилиндрового дизеля

Таблиця 2.3- Результати випробування газового дизеля

Температура повітря, °C	Параметр						
	P_k	t_r	α	N_i		η_i	n_T
	МПа	°C		к.с.	МВт		об/хв.
-40	0,218	304	2,43	3915	2,87	0,48	9470
-20	0,213	348	2,22	3860	2,83	0,47	9770
+20	0,185	450	1,95	3760	2,76	0,46	8740

Для визначення впливу підвищеної температури на характеристики дизеля відносна вологість повітря підтримувалася постійною 35%. Зміни характеристик дизеля наведені на рисунку 2.13.

Вплив метеорологічних умов на потужність двотактового двигуна приведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Вплив метеорологічних умов на потужність двигуна

Параметр	Показник							
Тиск, мм рт.ст.	710	650	620	-	560	530	485	-
Вологість%	95	87	81	-	75	70	64	-
Зовнішня температура, °C	-20	-10	0	10	20	30	40	50
Потужність, к.с.	130	123	-	110	105	100	95	90

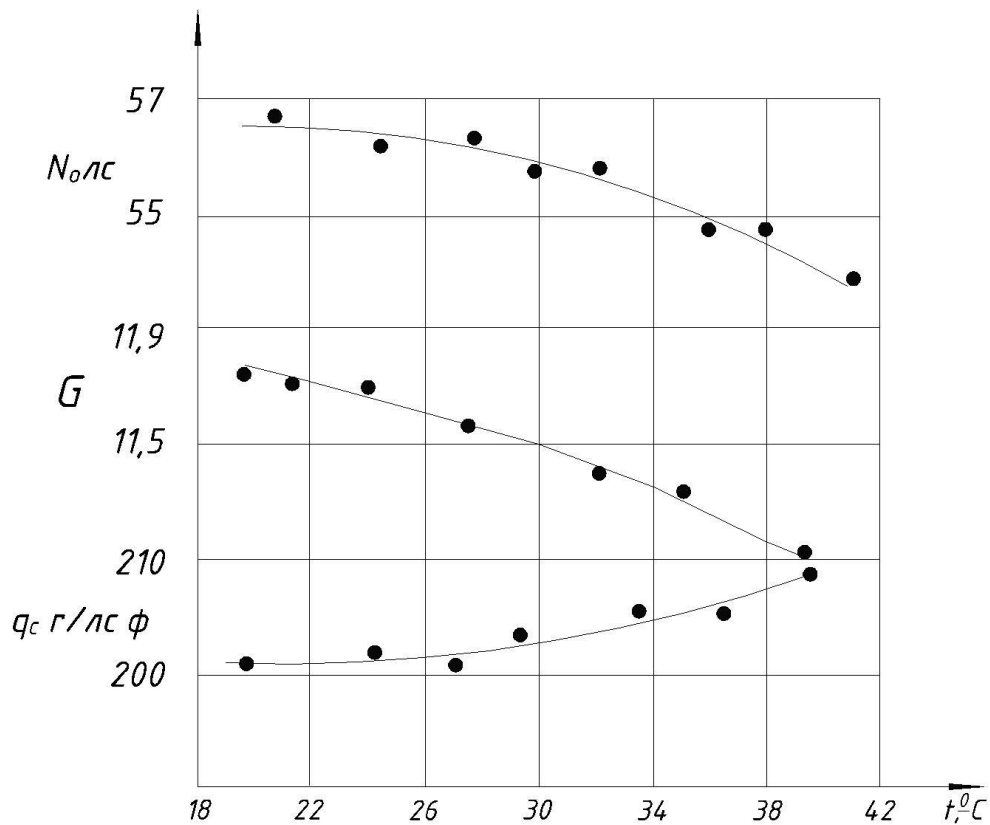


Рисунок 2.13 – Зміна основних показників двигуна в залежності від температури

При зменшенні температури і підвищенні атмосферного тиску збільшується масове наповнення двигуна.

Індикаторна потужність двигуна визначається за формулою

$$N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{P_0 V h}{R T_0} \eta_V \eta_i n \frac{427}{9000}, \text{ л.с.}, \quad (2.52)$$

де h_u - найнижча теплота згорання; α - коефіцієнт надлишку повітря; l_0 - теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива; P_0 , T_0 - тиск і температура навколишнього середовища; Vh - робочий об'єм

циліндрів; R - газова стала; η_V - коефіцієнт наповнення; η_i - індикаторний ККД; n - частота обертання.

Зміна зовнішнього тиску при роботі двигуна викличе зміну питомої ваги повітря. З підвищенням барометричного тиску на 10 мм рт.ст. питома вага повітря зменшується приблизно на 1,3 %. При зменшенні питомої ваги повітря знижується ступінь наповнення циліндра свіжим повітрям, тому при постійній швидкості обертання колінчастого валу і при збереженні подачі палива суміш в циліндрі збагачується паливом, і індикаторний ККД зменшується.

Таким чином, знаючи зміну коефіцієнта наповнення, щільності повітря і індикаторного ККД, можна визначити зміну індикаторної потужності. При збільшенні барометричного тиску на 10 мм рт.ст. індикаторна потужність двигуна зростає на 1,5 %.

Зміна зовнішньої температури при постійному зовнішньому тиску впливає на щільність повітря, що впливає на коефіцієнт наповнення.

Газові двигуни поршневих газоперекачувальних агрегатів в зимових умовах при низьких температурах навколишнього повітря можуть розвивати потужність, що перевищує на 15-20 % значення, відповідно літньому періоду.

Індикаторна потужність і індикаторний ККД газових двигунів при використанні їх в холодних і помірних зонах значно вищий, ніж при використанні їх в теплій і жаркій зонах.

Індикаторна витрата палива визначається за формулою

$$q_i = \frac{270000 \cdot P_0}{RT(\alpha l_0 + 1)} \cdot \frac{\eta_V}{P_i}, \text{ (кг/к.с. год.)} \quad (2.53)$$

де P_i - індикаторний тиск, кг / см², знаходиться в зворотній залежності від температури, газової постійної і середнього індикаторного тиску.

Розглянемо процес впливу довкілля на перебіг хімічних реакцій горіння природного газу.

Якщо відомим вважати компонентний склад паливного газу, то теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг з густиною ρ' , може бути розрахована за формулою

$$L_0 = \frac{1,293}{21\rho} \left[0,5(\text{CO}) + 0,5(\text{H}_2) + 2(\text{CH}_4) + \right. \\ \left. + \sum (m+n/4)(C_mH_n) + 1,5(\text{H}_2\text{S}) - (\text{O}_2) \right]. \quad (2.54)$$

Тут символи в дужках означають об'ємні проценти кожного компонента в суміші газів.

Густина повітря за відомих величин атмосферного тиску і температури довкілля може бути знайдена з рівняння газового стану

$$\rho = \frac{P_a}{RT_a} \quad (2.55)$$

Надлишок повітря в камері згоряння в порівнянні з його теоретично необхідною кількістю призводить до охолодження робочого тіла. Коефіцієнт надлишку повітря пов'язаний з максимальною температурою циклу співвідношенням

$$\alpha = \frac{L_0 + L}{L_a} \quad (2.56)$$

Не вдаючись у питання визначення теплотворної здатності палива Q_H^p і його теплоємності C_T , зазначимо, що на основі вимірів температур паливного газу t_T , і навколишнього повітря T_a можна знайти коефіцієнт надлишку повітря. Тоді масова витрата продуктів згоряння і повітря може бути виражена через масову витрату паливного газу

$$M'' = \alpha(L_0 + 1)M_{\pi}, \quad (2.57)$$

$$M' = \alpha(L_0 - 1)M_{\pi}, \quad (2.58)$$

Об'ємна витрата повітря, приведена до умов входу в компресор

$$Q_1 = \frac{L_0(\alpha - 1)M_{\pi}}{P_1} 287T_1, \quad (2.59)$$

де P_1, T_1 - тиск і температура на вході в силовий циліндр газоіотокомпресора.

Слід зауважити, що параметри P_1, T_1 в загальному відрізняються від атмосферних умов P_a, T_a за рахунок теплових втрат. Однак, вплив довкілля на величину подачі повітря в силові циліндри беззаперечний.

З огляду на те, що за час циклу склад газу в циліндрі є сталим, то для розрахунків достатньо скористатися рівнянням стану тільки для даного конкретного складу газу. Для цього випадку рівняння стану значно спрощується. Проте, метод ідентифікації параметрів технічного стану повинний бути призначений для діагностування ПГПА різних підприємств газової промисловості, наприклад, у системі ПЗГ, де склад газу змінюються в часі. Тому для загальних випадків рівняння стану газу повинно бути досить універсальним.

Це протиріччя може бути усунене отриманням спрощеного рівняння стану газу за експериментальними даними або за результатами розрахунків, проведених по одній з універсальних формул. При цьому сталі, що входять до складу зазначених аналітичних залежностей, можна визначити будь-яким способом і потім їхні значення використовувати в методі ідентифікації. Спрощення самої формули можливе за рахунок звуження області зміни параметрів, яка б характеризувалася наперед заданою точністю.

Для отримання рівняння стану газу на підставі принципу відповідних станів представимо залежність коефіцієнта стиску реального газу від зведених (безрозмірних, віднесених до псевдокритичних параметрів) значень

тиску і температури у вигляді полінома. Його величина залежить від точності одержуваних результатів, яка, в свою чергу, визначається ступенем їхньої узгоджуваності з експериментальними або розрахунковими даними. Для запису зазначеного полінома скористаємося формулою

$$z = \alpha_1 + \tau + \pi [\alpha_5 \pi + \alpha_3 + \tau (d_4 + d_6 \pi)], \quad (2.60)$$

де π , τ – зведені тиск і температура; d_i – коефіцієнти, визначені за методом найменших квадратів.

Питому внутрішню енергію і ентальпію газу можна прийняти за експериментальними даними, які наведені у спеціальних таблицях для функції двох аргументів, або розраховувати. Перший шлях вимагає введення і збереження даних в пам'яті обчислювальної машини, а також їхньої лінійної інтерполяції, що за умови великого кроку таблиці може призвести до істотної похибки. Другий шлях полягає у записі спрощеної аналітичної залежності. Однак, з огляду на обмежене число компонентів у природному газі, використовуючи властивість адитивності його питомої внутрішньої енергії, можна заздалегідь визначити коефіцієнти для кожного компонента окремо. Тоді при розрахунках конкретного складу газу загальний вигляд формули не зміниться, зміняться тільки величини коефіцієнтів у ній. У цьому випадку аргументами питомої внутрішньої енергії повинні бути температура і параметр, пов'язаний з питомим об'ємом газу лінійною залежністю. Таким параметром може бути, наприклад, відносна густина газу. З використанням експериментальних даних, було отримано наступний вираз для розрахунку питомої внутрішньої енергії семикомпонентного газу:

$$u = a_1 + a_2 \bar{d}_A + a_3 T + a_4 \bar{d}_A T + a_5 T^2 + a_6 \bar{d}_A^2 + a_7 \bar{d}_A^2 T, \quad (2.61)$$

Для суміші природних газів коефіцієнти у наведеній формулі будуть визначатися:

$$a_i = \sum_{j=1}^n [(x_j \rho_{o\Sigma} / \rho_{oj})^{S_i} \beta_{ij} x_j], \quad (2.62)$$

де β_{ij} – частковий коефіцієнт a_i для j -го компонента; ρ_{oO} – густина компонента за нормальних умов; $\rho_{o\Sigma}$ – густина суміші за нормальних умов; S_i – показник ступеня при d_A зі співмножником a_i ; x_j – масова концентрація компонента в суміші; n – число компонентів у суміші.

За наведеними залежностями нескладно розрахувати ентальпію робочого тіла, при цьому отримані результати з високим рівнем точності відповідають експериментальним даним. Результати розрахунків для різних метеоумов у вигляді графіків подано на рисунку 2.14.

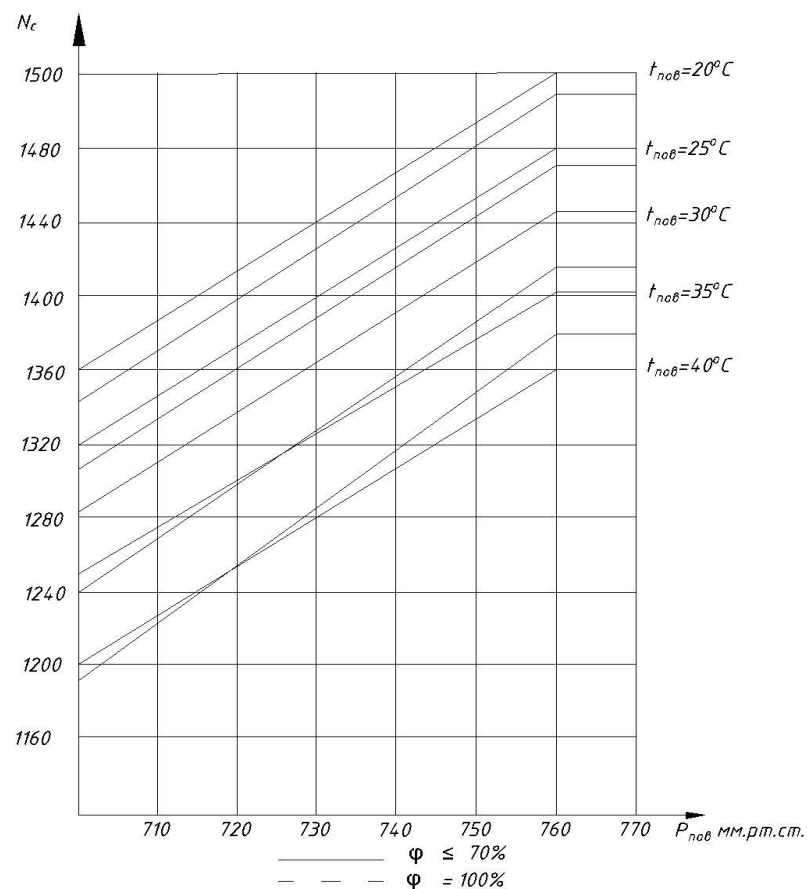


Рисунок 2.14 - Графіки номінальної потужності ГМК-10 ГКНА при різних атмосферних умовах

Наведені формули показують, що об'ємний склад продуктів згоряння природного газу залежить не тільки від хімічного складу газу, але і від абсолютної вологості природного газу, вологості повітря і коефіцієнта надлишку повітря.

Сучасний аналітичний опис термодинамічних процесів з двофазним робочим тілом з достатнім ступенем точності отримано лише для таких часток процесів, як адіабатно-ізобарний, адіабатно-ізохорний. Необхідно зауважити, що процес стискання або розширення робочого тіла в силовому циліндрі поршневого компресора не може бути зведений до жодного із зазначених процесів. Однак їхнє використання при переобчисленні параметрів процесу на задану вологість газу є можливим.

Виконати переобчислення параметрів процесу на задану вологість означає поставити у відповідність кожній точці вихідного процесу з координатами P, T, φ деяку точку іншого процесу зі стандартною вологістю φ_c і координатами P', T', φ_c . Однак така відповідність точок не є взаємно однозначною, оскільки число ступенів вільності точки, поставленої у відповідність, є більшим одиниці. Щоб відповідність була взаємною, необхідно ввести додаткові обмеження. Одним обмеженням є рівняння стану. Другим обмеженням можна вибрати умову однакового способу зміни вологості для кожної точки, а також рівність початкових і кінцевих тисків процесу. У цьому випадку зміна вологості відбувається по ізобарі. Якщо зміна вологості буде супроводжуватися теплообміном, то це спричинить за собою зміну величин енергообміну, що є неприпустимим.

Тому процес зміни вологості повинен бути водночас і адіабатним. Отже, зміна вологості газу при переобчисленні до стандартної вологості відповідатиме ізобарно-адіабатному процесові. Оскільки зміна вологості відбувається в точці, то вихідна сукупність точок може представляти будь-який процес, у т.ч. і політропний зі змінним показником політропи.

Переобчислення до стандартної вологості в такий спосіб зводиться до визначення значень температур у точках вихідного процесу:

$$T_c = T^* = \Delta T = \frac{i_n}{c_{psc}} \cdot (d - d_c), \quad (2.63)$$

$$\text{де} \quad d = \frac{R_c}{R_n} \cdot \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s}; \quad (2.64)$$

d – паровміст; i_n – ентальпія пари; c_{psc} – теплоємність газу; R_n, R_c – газові сталі водяної пари і газу; P_s – тиск насиченої пари.

Після розрахунку значень T_c визначається нове значення об'єму в точці при ізобарно-ізомасовому процесі відповідно до рівняння стану.

Переобчислення до стандартної вологості проводиться у випадку, коли енергія, внесена фазовими переходами, перевищує похибку у визначенні величини енергомасобміну:

$$\Delta E(\varphi) = C_u \Delta T \geq \delta E \cdot F \int_{t_1}^{t_k} i \mathcal{G}_n dt; \quad (2.65)$$

$$\delta E \approx \sqrt{\delta^2 F + \delta^2 i + \delta^2 \mathcal{G}_n}, \quad (2.66)$$

де δE – відносна похибка у визначенні величини енергообміну, нижню межу якої можна взяти рівною відносній похибці при визначенні масової швидкості витікання $\delta G_n = 0,7\%$. З другого боку, початкова умова пов'язана з визначенням температури в крайній мертвій точці, похибка в якій, при використанні штатних засобів вимірювання, досягає 0,3 К. Тоді необхідність виконання переобчислення визначають, використовуючи співвідношення:

$$\frac{\Delta T}{0.3} \geq 1 \Rightarrow \frac{i_n R_c \varphi P_s}{c_{psc} R_n (P - \varphi P_s) 0.3} \geq 1. \quad (2.67)$$

Якщо це співвідношення є меншим за 1, то проводити переобчислення немає потреби.

Комплексні дослідження впливу метеорологічних умов на параметри роботи газового двигуна в нашій країні не проводилися. Дослідження в цій області виконувалися на компресорних станціях Долина, Богородчани, укомплектованих газомотокомпресорами МК-8 і КС Пукеничі і Битків з агрегатами 10 ГКНА.

Поршневі газові двигуни з турбонаддувом, встановлені на цих КС працюють в основному на навантаженнях, близьких до номінальних. При нормальних умовах номінальна потужність газомотокомпресора 10 ГКН $N = 1500$ к.с., а МК-8 = 2800 к.с.

При зміні атмосферних умов номінальну потужність газомотокомпресорів 10 ГКН необхідно визначати за графіками (рис. 2.14).

За рахунок збільшення потужності при низьких температурах зимового періоду 2014-2015 рр. на одній тільки Битковській ДКС УМГ “Прикарпаттрансгаз” вдалося додатково перекачати 520 тис.м³ газу і заощадити при цьому 22 тис.м³ паливного газу.

Висновки по розділу 2:

1. Отримана математична модель визначення надійності КУ на основі найпростішого потоку відмов КУ і КВП КУ. Показано і розглянуто на практичному прикладі розрахунок часу проведення ТД для забезпечення заданої надійності p_d .

2. На основі проведених експериментальних досліджень у виробничих умовах встановлено закономірності впливу зовнішніх факторів, зокрема, барометричного тиску, температури і вологості атмосферного повітря, а також відносної густини паливного газу на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції підземного сховища газу.

3. На підставі експериментальних досліджень на зазначених КС встановлено, що вплив атмосферних умов на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих газоперекачувальних агрегатів неоднаковий. Тому проводяться подальші дослідження з метою пропозиції формул і побудови завантажувальних кривих для кожного типу поршневого газового двигуна.

РОЗДІЛ 3

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НА ОСНОВІ ОПТИМІЗАЦІЇ ОБСЛУГОВУВАННЯ ПГПА

Одним з найбільш ефективних методів підвищення надійності експлуатації компресорних станцій підземних сховищ газу є формування системи обслуговування обладнання і трубопроводів, в основі якої лежить планування профілактичних ремонтів з відновленням чи заміною зношених елементів газоперекачувальних агрегатів. Зростання частоти проведення планово-попереджувальних ремонтів чи технічних обслуговувань призводить до підвищення надійності експлуатації агрегатів і КС в цілому, тобто до зменшення збитків, пов'язаних з відмовами, однак, вимагає збільшення витрат на обслуговування. Тому задача планування системи обслуговування є оптимізаційною, аргументом в якій виступає міжремонтний період, а функцією – приведені затрати на обслуговування.

Питанням оптимізації обслуговування газотранспортних систем присвячено роботи Бусленко В.Н., Бразіловича Е.Ю., Грудза В.Я., Каштанова В.А., Комягина А.Ф., Яковлева Є.І. та ін., в яких створено математичні моделі процесу обслуговування для складних газотранспортних систем і запропоновано методи їх реалізації, запропоновано стратегії обслуговування і методи їх вибору. Однак, всі рішення розроблено для газотранспортних систем безперервної експлуатації, що характерно для лінійних компресорних станцій. Компресорні станції ПСГ – це об'єкти періодичної дії, які працюють тільки в період закачки газу в пласт і період компресорного відбору. Більшу частину року займає нейтральний період, впродовж якого станція не працює, що створює можливості технічного обслуговування і ремонту. Тому математична модель такої станції повинна враховувати цю обставину.

Врахування періодичного характеру експлуатації компресорної станції підземного сховища газу на протязі року викликають необхідність внести зміни в побудову математичної моделі і знайти шляхи її реалізації.

Крім того, модель обслуговування базується на певних стратегіях, які визначаються метою і засобами технологічного процесу. Тому з множини можливих стратегій слід при побудові математичної моделі вибрати прогресивні, які базуються на основі інформації про реальний стан газоперекачувальних агрегатів і компресорної станції в цілому. В зв'язку зі сказаним виникає питання про діагностування технічного стану поршневих ГПА для вирішення завдань можливості подальшої експлуатації агрегату чи переведення його в сферу обслуговування для виконання профілактичного ремонту.

Іншим важливим аспектом поставленої задачі є питання про відносні приведені затрати на профілактичні ремонти. Зауважимо, що їх величина в зв'язку з дискретністю експлуатаційного процесу буде відрізнятися від аналогічних величин для неперервного процесу експлуатації.

3.1. Математичне моделювання процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ

Якщо розглядати зміну технічного стану елементів компресорної станції як випадковий процес, то для його аналізу у відповідності до [37] можна обмежитися рамками одного періоду відновлення і в якості критерію оптимальності обслуговування вибрати функцію середніх питомих витрат у виді:

$$C(\tau) = \frac{\sum_{i=1}^2 a_i k_i}{k_i} = \frac{\sum_{i=1}^2 a_i M\{T_{(\tau)}^{(i)}\}}{M\{T_{(\tau)}^{(0)}\}}, \quad (3.1)$$

де τ - періодичність планово-відбудовних ремонтів; a_i - середні питомі витрати (грн./год.) від перебування в стані E_i ; відповідно середні питомі витрати на проведення аварійного ремонту a_{AP} і середні питомі витрати на проведення одного планового ремонту технологічного устаткування $a_{ПР}$; $M\{T_{(\tau)}^{(i)}\}$ - математичне очікування (МО) часу перебування об'єкта обслуговування в стані E_i , $i = 1, 2$ за період відновлення процесу $\eta(t)$; $M\{T_{(\tau)}^{(0)}\}$ - математичне очікування часу перебування об'єкта в працездатному стані за період відновлення

Відповідно до наявних результатів досліджень працездатності ряду основних елементів компресорної станції як складної технічної системи передбачається, що існує оцінка функції розподілу часу безвідмовної роботи

$$F(x) = 1 - \exp\left[-\int_0^x \lambda(t) dt\right], \quad (3.2)$$

де $\lambda(t)$ - функція інтенсивності відмов.

Тривалість аварійного ремонту ξ на об'єкті, що є випадковою величиною, залежить від багатьох чинників, і припускається, що вона підпорядкована довільному закону розподілу [7]

$$G(x) = P(\xi \leq x), \quad x \geq 0 \quad (3.3)$$

з математичним очікуванням

$$\tau_{cp}^{AP} = \int_0^{\infty} \bar{G}(x) dx, \quad (3.4)$$

де $\bar{G}(x) = 1 - G(x)$.

Планові відновлювальні ремонти устаткування проводяться по заздалегідь погодженому графіку, тому зв'язані з визначеним регламентом щодо їхньої тривалості, тобто середня тривалість планових ремонтів є, як правило, детермінованою величиною. Якщо позначити її $\tau_{\text{cp}}^{\text{AP}}$, то

$$M\{T_{(\tau)}^{(2)}\} = \tau_{\text{cp}}^{\text{AP}}. \quad (3.5)$$

Отже,

$$M\{T_{(\tau)}^{(1)}\} = \int_0^{t_b} p(\theta) d\theta, \quad (3.6)$$

де $p(\theta)$ - імовірність застати об'єкт в аварійному ремонті в момент θ , $0 \leq \theta \leq t_b$.

Якщо врахувати умову, що при виникненні аварійної відмови під час проведення планового ремонту переривається і відразу приступають до аварійного ремонту, то приходимо до наступного виразу для часу безаварійної роботи системи:

$$M\{T_{(\tau)}^{(0)}\} = \int_0^{t_b} [1 - \tau_{\text{cp}}^{\text{AP}} \lambda(t)] dt. \quad (3.7)$$

На основі (3.1) з урахуванням (3.6) і (3.7) одержано функцію мети [7] у виді:

$$C(\tau) = \frac{a_{\text{пр}} \tau_{\text{cp}}^{\text{AP}} + a_{\text{AP}} \tau_{\text{cp}}^{\text{AP}} \int_0^{t_b} \lambda(t) dt}{\int_0^{t_b} [1 - \tau_{\text{cp}}^{\text{AP}} \lambda(t)] dt}. \quad (3.8)$$

Як впливає з основної теореми відновлення [6], безліч функцій

розподілу

$\Phi(x)$ періодичності планово-відновлювальних робіт, на якому варто шукати екстремум функції мети $C(\tau)$, може бути обмежена на безлічі вироджених розподілів, тобто періодичність планових ремонтів τ повинні бути не випадковою величиною.

Тому, диференціюючи (3.8) по τ і прирівнюючи похідну до нуля, одержуємо рівняння для визначення локальних екстремумів функції мети

$$\lambda\left(\tau + \tau_{cp}^{-np}\right) \frac{\tau - \tau_{cp}^{AP} \int_0^{\tau + \tau_{cp}^{-np}} \lambda(t) dt}{1 - \tau_{cp}^{np} \lambda\left(\tau + \tau_{cp}^{-np}\right)} - \int_0^{\tau + \tau_{cp}^{-np}} \lambda(t) dt = \frac{a_{np}^{-np} \tau_{cp}^{-np}}{a_{AP} \tau_{cp}^{AP}}. \quad (3.9)$$

Вибираючи серед коренів рівняння (3.9) $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \dots, \tau_k$ значення $\tau_i = \tau^*$, при якому досягається абсолютний мінімум (3.8), одержуємо оптимальну періодичність планово-відновлювальних ремонтів устаткування компресорної станції, що обслуговується.

$$\varphi(t_s) = \lambda(t_s) \frac{\tau - \tau_{cp}^{AP} \Lambda(t_s)}{1 - \tau_{cp}^{AP} \lambda(t_s)} - \Lambda(t_s), \quad (3.10)$$

$$\int_0^{\tau + \tau_{cp}^{-np}} \lambda(t) dt = \Lambda(t_s) \quad (3.11)$$

У функцій $\varphi(t)$ і $\lambda(t)$ збігаються знаки похідних, отже, збігаються інтервали їхньої монотонної зміни. З цього випливає, що корені (3.9) треба шукати в точці перетину кривої функції $\varphi(t)$ з прямою правої частини рівняння.

Розв'язок (3.9) може виявитися $\tau^* = \infty$ чи практично не існувати. Це повинно означати, що проведення планових ремонтів конкретного технологічного устаткування компресорної станції недоцільне; необхідно

здійснювати лише аварійні ремонти в міру виникнення відмов.

Якщо τ^* - значення абсолютного мінімуму функції мети (3.8), то значення мінімуму визначається як

$$\min_{\tau} C(\tau) = C(\tau^*) = \begin{cases} \frac{a_{AP} \tau_{cp}^{AP} \lambda(\tau^* + \tau_{cp}^{пр})}{1 - \tau_{cp}^{AP} \lambda(\tau^* + \tau_{cp}^{пр})}, & \text{якщо } \tau^* \neq \infty \\ \frac{a_{AP} \tau_{cp}^{AP}}{\tau_{cp}}, & \text{якщо } \tau^* = \infty, \end{cases} \quad (3.12)$$

де τ_{cp} - середній час безвідмовної роботи об'єкта обслуговування.

Очевидно, що всі приведені рішення залежать від вигляду функції інтенсивності відмов $\lambda(t)$, вигляд якої можна встановити тільки на основі фактичних даних про надійність експлуатації ПГПА на компресорних станціях ПСГ. Така інформація отримана від КС Богородчанського ПСГ за період її експлуатації впродовж 2014-2016 рр.

Інтенсивність відмов визначалася співвідношенням

$$\lambda(t) = N / T, \quad (3.13)$$

де N – число відмов за проміжок часу експлуатації T

В результаті побудовано залежності тренду відмов, які у вигляді графіків приведені на рисунку 3.1.

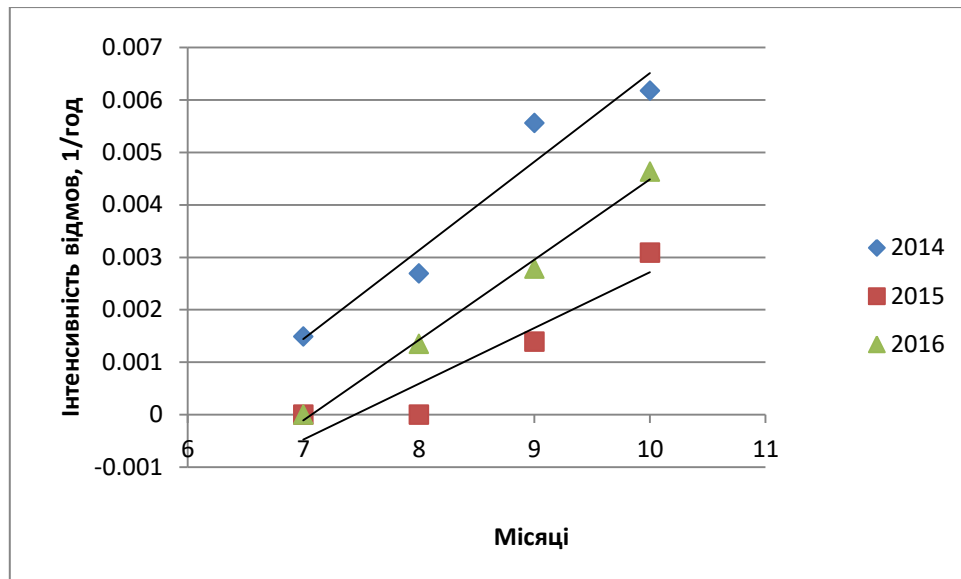


Рисунок 3.1 – Інтенсивність відмов ПГПА в період експлуатації

Регресійний аналіз показує, що результати тренду інтенсивності відмов можуть бути описані лінійними залежностями виду

$$\lambda(t) = (bt - h)10^{-3}, \quad (3.14)$$

де h, b - сталі коефіцієнти (таблиця 3.1)

Таблиця 3.1 – Результата регресійного аналізу

Роки	$h, 1/\text{год}$	$b, 1/\text{год}^2$	Середньоквадратична похибка, $\sigma^2 * 10^{-4}$	Коефіцієнт варіації, w
2014	0,35	0,0	9,11	0,0351
2015	1,61	0,016	10,09	0,0412
2016	1,82	0,047	8,08	0,0273

Лінійний закон зміни інтенсивності відмов у часі дозволяє визначити корінь рівняння (3.9), підставивши значення $\lambda(t)$ у вигляді (3.12). Тоді єдиний реальний корінь визначається як

$$\tau^* = \frac{a_{\text{пр}} \tau_{\text{ср}}^{-\text{пр}}}{a_{\text{AP}}} \left[\sqrt{1 + \frac{2}{h} \frac{a_{\text{AP}}}{a_{\text{пр}} \tau_{\text{ср}}^{-\text{пр}}} \left(\frac{1}{\tau_{\text{ср}}^{\text{пр}}} - b \right)} - 1 \right], \quad (3.15)$$

а показник якості функціонування устаткування системи, що обслуговується
- залежністю

$$C(\tau^*) = \frac{a_{\text{пр}} \tau_{\text{ср}}^{\text{пр}} + a_{\text{АР}} \tau_{\text{ср}}^{\text{АР}}}{\tau^* - \tau_{\text{ср}}^{\text{АР}} \psi}, \quad (3.16)$$

$$\text{де } \psi = b\tau^* + \frac{(h\tau^*)^2}{2}.$$

Отримані формули дозволяють визначити оптимальні параметри обслуговування ПГПА на компресорних станціях ПСГ.

3.2. Діагностика стану ПГПА

Одним з найбільш перспективних напрямів технічного діагностування, який швидко розвивається, є термографія. Термографія ґрунтується на аналізі температурної карти об'єкту (термограми), яка одержана за допомогою тепловізора або пірометра. За температурною картою можна скласти висновок про внутрішні процеси в об'єкті, зокрема, виявляти їх аномалії, тобто приховані дефекти, і порушення технічного стану. Однак, часто необхідно визначити не лише параметри дефекту, але й узагальнені параметри технічної системи, які характеризують її придатність до експлуатації. Перевагою термографії, як засобу технічної діагностики є універсальність, дистанційність, швидкодія, висока продуктивність і безпека.

До позитивних аспектів термографії можна віднести наступне: високий рівень розвитку апаратурної бази (теплоізори "Therma CAM PM 595, PM 695, SC2000 фірми FLIR Systems(США), інфрачервоний пірометр Rainger Zi фірми Raytek (США) та ін.; наявність деяких відпрацьованих методик і норм; практично необмежене коло об'єктів контролю і діагностування. В той

же час у науково-технічних виданнях з'явилося декілька публікацій про застосування вперше термографії до контролю газоперекачувального обладнання [1,2]. Це є новою сферою застосування, що викликає подвійну зацікавленість у проведенні подальших досліджень.

Виконання УкрНДІгазом сумісно з НТЦ "Термоконтроль", що є структурним підрозділом Харківського національного університету радіоелектроніки, робіт для ГПУ "Шебелинкагазвидобування" у 2007-2009 рр., щодо застосування термографії для діагностики газомоторних компресорів (ГМК) 10ГКН і визначення рівня конденсатної рідини у трубопроводах дало в цілому позитивні результати [1,2].

Накопичення експериментальних статистичних даних у цьому напрямку може бути доповнене теоретичними розрахунками шляхом розробки відповідних теплофізичних моделей та їх аналізу.

Для цього пропонується вирішення таких питань як створення віртуальних еталонів для окремих вузлів (підшипники ковзання, циліндропоршнева група, турбокомпресор та ін.) газомоторного компресора, розробка вирішувальних правил їх бракування і, як наслідок, оцінювання технічного стану агрегату в цілому.

Метою проведення досліджень є одержання достатнього обсягу термографічної інформації про основні вузли ГМК, встановлення кореляції між температурою контрольованого вузла і нормативними параметрами, які характеризують режим його роботи; діагностування технічного стану вузла; розроблення рекомендацій з впровадження термографічного методу.

Розроблена методика термографічного діагностування основних вузлів ГМК [22] дозволяє здійснювати у наступній послідовності:

- еталонну теплову карту і досліджують теплові режими завідомо якісного вузла, створюють його інформаційну теплову модель;
- допустимі межі теплових режимів вузла;
- температурний паспорт агрегату.

На підставі порівняння одержаної та еталонної термограм та інформаційної теплової моделі вузла роблять висновок про його технічний стан.

Обстеження ГМК 10ГКН Червонодонецької ДКС проводилося з застосуванням тепловізора TROTEC IS080V. Температурний діапазон вимірювань від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+600\text{ }^{\circ}\text{C}$, спектральний діапазон $8\ldots 14\text{ }\mu\text{m}$, роздільна здатність матриці 160×120 пікселів, лінзи $20^{\circ}\times 15^{\circ}$ - ручне фокусування, мінімальна фокусна відстань – $0,1\text{ м}$, вбудоване цифрове відео 640×480 пікселів – всі кольори; знімна SD-карта до 2 ГБ , автоматичне відстеження місця з найбільш високою або найбільш низькою температурою в усьому зображенні; похибка вимірювань температури – 2% ; діапазон робочих температур від $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Під час дослідження теплових полів компресорних циліндрів ГМК 10ГКН (Рис. 3.1) була приділена увага перш за все температурі кришок всмоктувальних та нагнітальних клапанів. Були одержані еталонні термограми справних клапанів, визначені допустимі межі теплових режимів. На підставі порівнянь були зроблені висновки про технічний стан. Характерні графіки розподілу рівнів температур приведені на Рис. 3.2, 3.3.

Аналогічний нагрів нагнітальних клапанів виявлений на ГМК станційний № 1 на 3 і 4 компресорних циліндрах (Рис.3.4). У таблиці 1 приведені температури кришок нагнітальних клапанів.

Обробка результатів проводилась за допомогою програмного забезпечення тепловізора TROTEC IS080V. Паралельно з термограмами реєструвались покази штатних приладів, встановлених в цеху і на агрегаті. Термографічна зйомка проводилась за однакових умов (відстань до ГМК, ракурс).

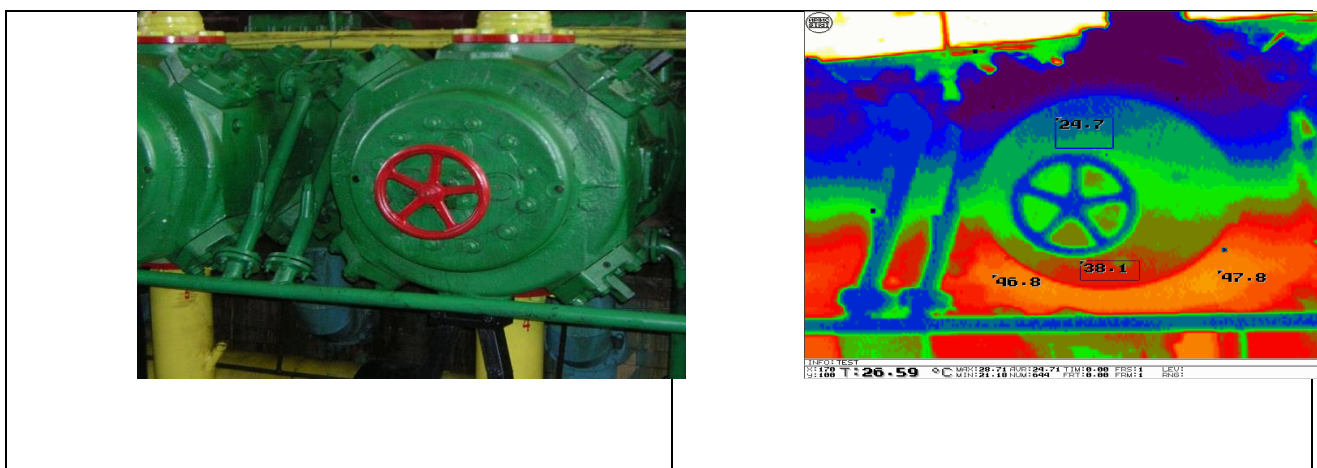
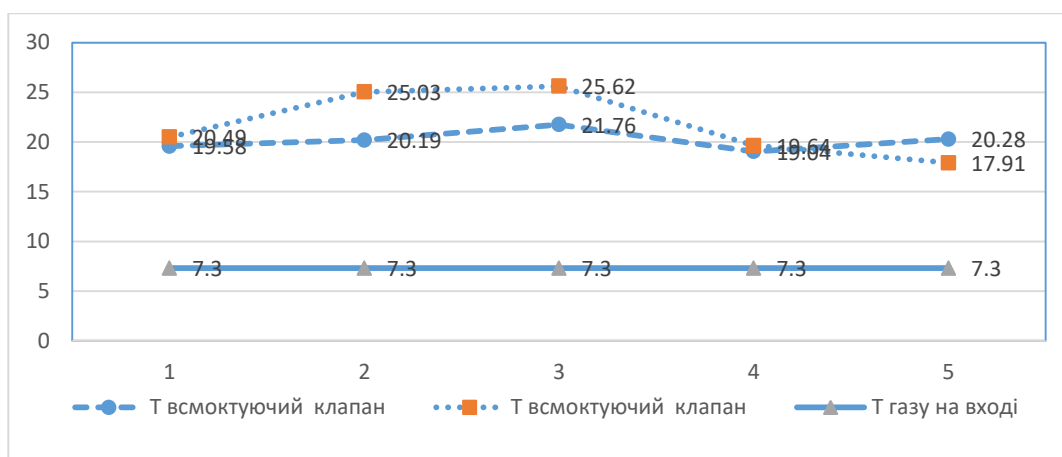
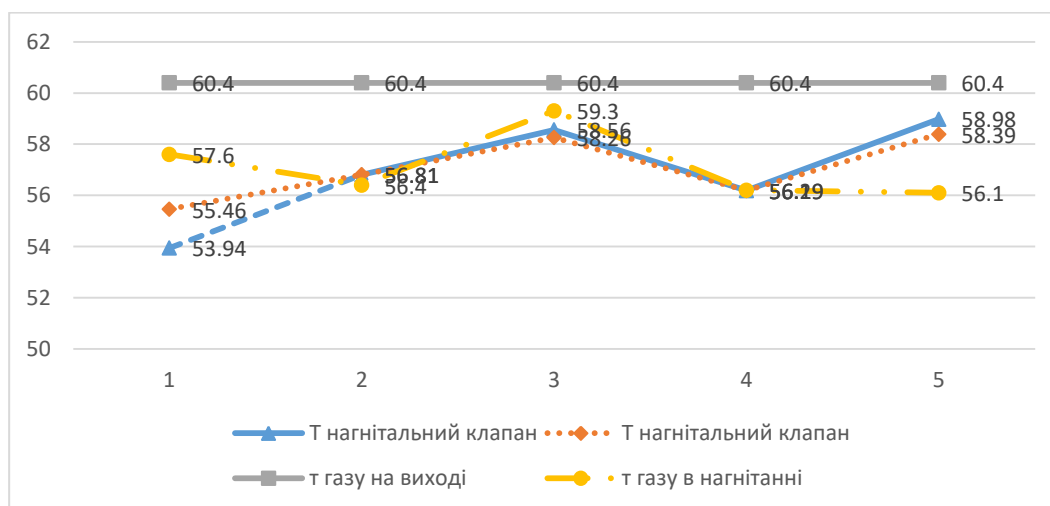


Рисунок - 3.2. Термографічна карта циліндра ГМК



а) -всмоктувальна частина



б) - нагнітальна частина

Рисунок 3.3 – Агрегат №5. Компресорні циліндри

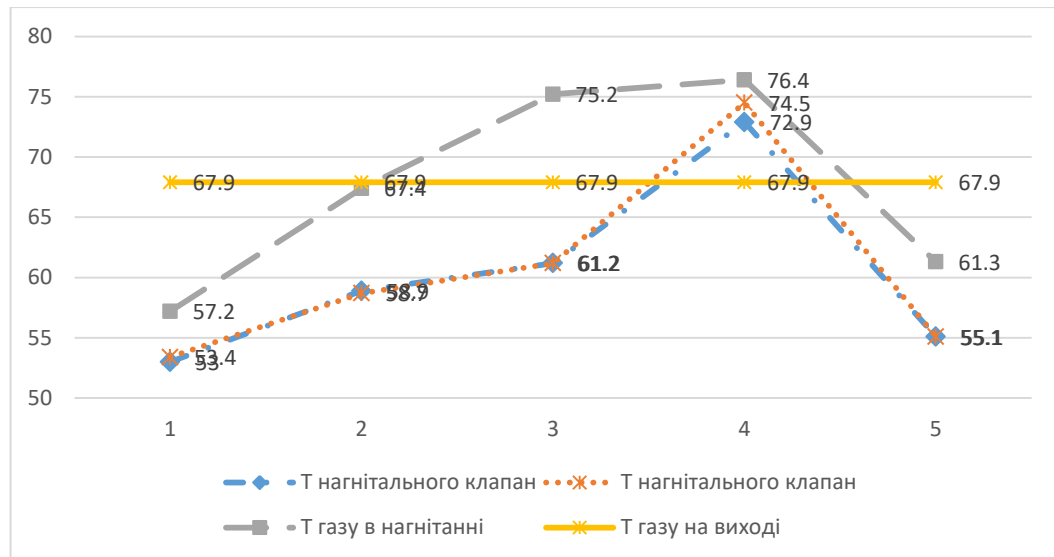


Рисунок 3.4 – Аномальний нагрів нагнітальних клапанів КЦ 3,4 агрегат №1

Таблиця 3.2 – Температура кришок клапанів агрегату № 1

	КЦ1	КЦ2	КЦ3	КЦ4	КЦ5
Т °С кришки клапану	57,2	67,4	75,2	76,4	61,3
Т °С газу на виході агрегату	67.9				

При проведенні кореляції були використані тільки одна пара параметрів: температура нагнітальних клапанів, виміряна за термограмами, і температура газу на нагнітанні (експлуатаційний параметр).

Для кожного агрегату був розрахований коефіцієнт кореляції наведених пар параметрів за наступною формулою [3]:

$$r_{m,n} = \frac{K_{m,n}}{\sigma_n \sigma_m}, \quad (3.17)$$

де σ_m , σ_n - значення середньоквадратичних (стандартних) відхилень (СКВ) вимірюваних параметрів m і n , відповідно, і розраховуються за формулою [3]

$$\sigma = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (\bar{x} - x_i)^2}}{N}, \quad (3.18)$$

де N – кількість виміряних значень x_i відповідного параметра;

$\bar{x}$ - середнє (арифметичне) значення відповідного параметра;

$K_{m,n}$ – кореляційний момент пари вимірюваних параметрів m і n , який дорівнює

$$K_{m,n} = \frac{\sum_i \sum_j (n_i - \bar{n})(m_j - \bar{m})}{N_n N_m}. \quad (3.19)$$

Кореляція вважається повною, якщо $|r_{m,n}| \rightarrow 1$.

Результати наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Коефіцієнти кореляції

№ агрегату	Перша пара параметрів <i>r_{T нагн .клапанT газа нагнет.}</i>
1	-0,69
2	0,097
4	0,67
5	-0,05
12	0,8
13	-0,22

Як видно з таблиці, по першій парі параметрів досить гарна кореляція спостерігається в 3-х агрегатів з 6 (коефіцієнт кореляції більше 0,69).

Для ухвалення рішення про відповідність технічного стану об'єкту необхідно встановити норму. Одним з підходів для розв'язання цього завдання є статистичний метод, заснований на обробці достатнього розгляду даних, отриманих в результаті обстеження. Статистична обробка результатів зводиться до наступного:

- для всіх однотипних вузлів даного агрегату визначають середнє значення температури характерної точки (наведені у таблиці 3.4);

- для цих же вузлів розраховують середньоквадратичні відхилення температури від середнього значення (наведені в таблиці 3.5).

Шляхом усереднення СКВ для кожного параметра по всіх агрегатах отримані середні значення σ для кожного вимірюваного параметру (останній стовпчик таблиці 3.4).

Є загальноприйнятим як гранично припустиме відхилення використовувати 2σ . Саме ці значення наведені в таблиці 3.5, і їх необхідно внести до "Методики термографування основних вузлів ГМК".

Таблиця 3.4 – Середні значення виміряних параметрів

Параметри вузлів	№№ агрегатів					
	1	2	4	5	12	13
Компресорні циліндри						
Т всмоктувальних клапанів	22,35	23,37	17,63	20,95	19,77	20,81
Т нагнітальних клапанів	60,4	56,35	51,24	56,96	56,28	53,65
Т газу на нагнітанні	74	84,58	68,02	66,92	75,74	70,8

Таблиця 3.5 – СКВ виміряних параметрів

Параметри вузлів	№№ агрегатів						Середнє
	1	2	4	5	12	13	
Компресорні циліндри							
Т всмоктувальних клапанів	3,37	1,91	1,42	2,38	3,41	1,83	2,37
Т нагнітальних клапанів	7,22	3,11	0,83	1,52	3,9	2,63	2,87
Т газу на нагнітанні	1,94	1,54	0,9	0,67	0,96	1,72	1,28

Таблиця 3.6 – Гранично допустимі відхилення для кожного параметра

Параметри вузлів	Гранично допустиме відхилення (2σ), °C
Компресорні циліндри	
Т всмоктувальних клапанів	±4,74
Т нагнітальних клапанів	±5,74
Т газу на нагнітанні	±2,56

У випадку виявлення перевищення температури вузлів над гранично допустимими відхиленнями, складається відповідне подання в служби, відповідальні за експлуатацію і ремонт ГМК.

При проведенні регламентного ремонту ГМК дані його температурного паспорту у частині відхилення температурного режиму основних вузлів від встановленої норми зіставляють з виявленими при ремонті несправностями й результати заносять до протоколу.

Аналіз температурних полів різних ГПА дозволяє просто і точно визначати додаткові місця для застосування контактних методів контролю (ультразвукового, вібраційного, вихоротокового т.і.), що підвищує якість і надійність діагностичної інформації, при скороченні трудових і фінансових витрат.

3.3. Оптимізація обслуговування ПГПА

Існуючі способи оптимізації обслуговування опираються на стратегії, для реалізації яких необхідна інформація про велику кількість параметрів режиму роботи агрегату, що створює певні проблеми розв'язання задачі. Тому для оцінки стану силового циліндра ПГПА слід звужити коло визначальних параметрів і вибрати один узагальнюючий, який характеризував би технічний стан циліндра. В такій постановці задача технічної діагностики силового циліндра ПГПА може бути практично реалізована, а її результати використані для планування технічного обслуговування агрегату.

Слід зауважити, що визначальною функцією силових циліндрів ПГПА є ефективна потужність, яка використовується для приводу компресорних циліндрів і величину якої можна визначити на основі параметрів компримування газу в ПГПА. Тому для оцінки ефективності роботи силових циліндрів необхідно визначати потужність компресорної частини і за її величиною оцінювати стан силових циліндрів.

Дослідженню ефективності і надійності роботи поршневих ГПА в умовах компресорної станції ПСГ присвячено роботи Є.В. Левикіна [50], К.В. Ісаєва [30], І.І. Капцова [45-46], В.В Костіва [37-38], А.С.Копелевича [34-35], А.А. Козобкова [41], П.І. Пластиніна [59], Б.М. Смереки [68-69], М.І. Френкеля [80], Г.К. Храпача [81] та ін. Ними розглянуті режими роботи ПГПА, модливості їхнього регулювання, динаміка роботи клапанів, вивчені аспекти розрахунків надійності і методи її підвищення. Однак, проблемі діагностування стану компресорного циліндра з метою переходу на систему технічного обслуговування за реальним технічним станом елементів обладнання практично не приділено уваги.

Величину енергетичних втрат, що спричинені зміною технічного стану вузлів компресорних циліндрів ПГПА, однозначно визначити неможливо. Оцінити ж поточний технічний стан вузла без його розкладання і визначити енергетичні втрати можна, використовуючи методи технічної діагностики. Тому питання діагностування стану компресорних циліндрів ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу слід розглядати як одну з ланок оптимізації процесу технічного обслуговування обладнання, що має за кінцеву мету підвищення експлуатаційної надійності ПСГ і газотранспортної системи в цілому.

Для того, щоб одержати допустимі значення рівня енерговитрат D_i для системи циліндрових порожнин, необхідно оцінити вплив відмови в одній порожнині на енерговтрати в системі ПГПА. Циліндри ПГПА і самі ПГПА на КС, як правило, з'єднані паралельно. Розглянемо вплив відмов у таких системах на енерговтрати в них.

Нехай у системі паралельно з'єднано n однотипних компресорних циліндрів. Це має місце при з'єднанні однотипних ПГПА, що встановлюються в межах однієї КС. Нехай $\&_j$ і η_j – масова продуктивність і питома робота циклу в порожнині, c' – вартість одиниці

потужності в циліндровій порожнині, тоді витрати на компримування газу в цій системі:

$$Z_1 = \sum_{j=1}^n c_j' \lambda_j, \quad (3.20)$$

Зміна величини структурних параметрів стану проявиться в зниженні масової продуктивності в j -ій порожнині, яка характеризується коефіцієнтом зниження подачі η_j і величиною відносних енерговтрат H_j . Зниження масової продуктивності, контрольованої приладами, зумовлює відповідну дію диспетчера КС, який у відповідності з технологією перекачування газу може підключити додатковий ПГПА, збільшити частоту обертання валу або відключити порожнини мертвого простору. Однак тривала робота ПГПА на форсованому режимі може призвести до відмов у механізмі передачі енергії чи двигуні, тому цим способом користуються при короткочасному регулюванні. Порожнини мертвого простору і відключають у випадку, коли до моменту регулювання агрегати працювали не з повним навантаженням. Основним способом компенсації недоподачі газу споживачу є підключення резервних агрегатів, тобто додаткових циліндрів. Кількість підключених додаткових ГПА або відключених порожнин мертвого простору визначається умовою сталості масової продуктивності. У цьому випадку:

$$\sum_{j=1}^n (1 - \lambda_j) / \lambda_k = 1, \quad (3.21)$$

де λ_k – коефіцієнт зниження подачі циліндрової порожнини, що включається для компенсації недоподачі.

У результаті підключення додаткових порожнин або збільшення частоти обертання валу витрати на компримування газу в системі зростуть:

$$\Delta Z_{\Sigma} = \sum (1 - \lambda_j) H_k c' \& \lambda_k = \sum H_j \gamma_j c' \& \lambda_k, \gamma_j = \frac{H_k + 1}{H_j + 1}, \quad (3.22)$$

Величина витрат через енерговтрати у порожнинах, де є вузол, що відмовив, становить:

$$\Delta Z_j = H_j \gamma_j c' \& \lambda_j \quad (3.23)$$

Коефіцієнт η_j враховує вплив системи циліндрів ПГПА, з'єднаних паралельно, на енергетичні втрати і витрати через ці втрати в j -ому циліндрі. Оскільки $H_k(t)$, $H_j(t)$ є функціями часу, то η_j також змінюється з плином часу. Величина H_k залежить від способу компенсації недоподачі газу. У випадку підключення резервного ПГПА H_k залежить від способу регулювання подачі цього агрегату. Якщо регулювання здійснюється поступовим відключенням раніше підключених порожнин мертвого простору одного агрегату, то збільшується подача тільки цього ПГПА, інші ж агрегати працюють в незмінному режимі. При цьому H_k є такою ж гладкою функцією часу, як і H_j , оскільки характер розвитку відмов для однотипних циліндрів є однаковим. Тоді:

$$\gamma_j = \frac{\tilde{V}t^{\alpha} + 1}{Vt^{\alpha} + 1} \cong 1 = idem, \quad (3.24)$$

Якщо регулювання полягає в тому, що відключення підключених кишень проводиться на всіх ПГПА, в т.ч. і на підключеному резервному ПГПА, то H_k є функцією загального технічного стану ПГПА чи цеху КС. При великій кількості паралельно увімкнених ПГПА H_k може апроксимуватися константою.

Проаналізуємо вплив коефіцієнта η на величини допустимих значень H і міжремонтного інтервалу часу t_m . Для цього оцінимо інтервал зміни η . Якщо $\eta=1$, то робота одиничного циліндра і циліндра в системі буде характеризуватися однаковими допустимими значеннями H і міжремонтним інтервалом часу t_m . Якщо $H_k = idem$, то при зміні H_i в інтервалі від 0 до 0,40 при сталому H_k , γ_i буде змінюватися в інтервалі від 1,16 до 0,87, причому великим значенням H_i будуть відповідати значення $\eta_i < 1$. При таких невеликих відносних змінах η_i добуток $H_i \gamma_i$ буде функцією зумовленої, в основному, величиною H_i . Отже, $H_i \gamma_i$ також буде статичною функцією:

$$H'_i = H_i \gamma_i = v'_i t^{\alpha'_i}, \quad (3.25)$$

де v'_i, α'_i – сталі.

У відповідності з виразом (3.22) γ_i як функція часу визначається:

$$\gamma_i = \omega_i t^{f_i}, \quad \omega_i = \frac{v'_i}{v_i}, \quad f_i = d'_i - d_i, \quad (3.26)$$

де ω_i, f_i , – сталі.

Після нескладних перетворень одержимо:

$$H'_i = D'_i = \left[\frac{(\alpha'_i + 1) P_{oi} v_i^{\frac{1}{\alpha'_i}}}{\prod_j \alpha'_i} \right]^{\frac{\alpha'_i}{\alpha'_i + 1}}, \quad H_i = \frac{H'_i}{1 + H_k - H'_i}, \quad (3.27)$$

$$t_{M_i} = \left[\frac{(\alpha'_i + 1) P_{oi}}{\prod_j \alpha'_i v'_i} \right]^{\frac{1}{\alpha'_i + 1}}, \quad (3.28)$$

Ці вирази визначають допустимі значення відносних енерговитрат і міжремонтні інтервали часу для будь-якого вузла циліндрової порожнини в циліндрі, об'єднаному системою паралельних циліндрів ПГПА.

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено, що ремонтно-відновлювальні операції призначаються за рівнем енерговитрат і з необхідною точністю можуть бути визначені розробленим методом технічної діагностики клапанів.

Збільшення продуктивності КС і ефективності компримування газу на КС пропонується здійснювати за рахунок попереджувальних ремонтів вузлів, що відмовили, ПГПА по досягненні допустимих значень, енерговитратами в цих вузлах. Допустимі значення у середньому на 20% менші граничних і визначаються за результатами контролю технічного стану з використанням розроблених алгоритмів і програм методів діагностики.

Продуктивність КС системи ПЗГ підвищується на 3,7%, витрати паливного газу знижуються на 4%, експлуатаційні витрати зменшуються на 2,2% у результаті впровадження запропонованого й експериментально випробуваного методу технічної діагностики ПГПА.

Оптимізація технічного обслуговування ПГПА має за мету визначення періодичності проведення профілактичних заходів, при якій загальні витрати на експлуатацію будуть мінімальними. Зменшення частоти профілактичних заходів призведе до зростання потоку відмов, що, в свою чергу, викличе зростання затрат на усунення аварій. Зростання частоти проведення планово-попереджувальних ремонтів призведе до подорожчання процесу обслуговування. Тому існує оптимальна кількість процесів обслуговування, яка характеризується мінімальними затратами на експлуатацію ПГПА.

Найбільш прогресивною стратегією обслуговування є обслуговування за реальним станом. Суть стратегії зводиться до наступного: повне відновлення працездатності об'єкта обслуговування системи газопостачання досягається при визначеному технічному стані, ідентифікованим шляхом

періодичного контролю; аварійні ремонти відбуваються в міру виникнення відмов.

Відповідно до класифікації експлуатаційних витрат технічний стан поршневих газоперекачувальних агрегатів визначає витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, проведенням попереджувальних ремонтно-відновних операцій діагностуванням стану вузлів. Витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, визначають як суму:

$$A_2 = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + x_3 q_3 + S_A(t) + x_4, \quad (3.29)$$

де x – працемісткість усунення відмов, вимірювана часом його усунення; q_1 – середня годинна тарифна ставка працівників, що усувають відмову; r_1 – коефіцієнт, що враховує нарахування на зарплату і накладні витрати; m – число робочих, що усувають відмову; $S(t)$ – витрати, що характеризують енергетичні втрати через відмову; x_2 – вартість запчастин і матеріалів, що витрачаються при ліквідації відмови; r_2 – коефіцієнт, що враховує націнку на запасні частини і матеріали, x_3 – тривалість простою машини при даній відмові; q_3 – середні втрати від простою машини в одиницю часу, x_4 – витрати, пов'язані з доставкою запасних частин і працівників до місця усунення відмови.

Витрати, пов'язані з проведенням планово-попереджувальних ремонтів (ППР), визначаються наступним чином:

$$C_x = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + S_c(t), \quad (3.30)$$

де $S_c(t)$ – витрати, пов'язані з енергетичними втратами через відмови в міжремонтний період.

Необхідно зауважити, що витрати C_x і вартість діагностування вузла цілком покривають витрати, пов'язані з непередбаченими відмовами. Ці

витрати являють собою всю сукупність експлуатаційних витрат, пов'язаних з підтримуванням належного технічного стану вузла в міжремонтний період.

Для того щоб одержати формальний вираз функції мети, необхідно визначити сукупність експлуатаційних витрат за весь період напрацювання ПГПА до списання.

Припустивши, що ремонти окремих вузлів і відмови в окремих вузлах не впливають на структурні параметри технічного стану, а також, взявши до уваги, що раптові відмови вузлів не виникатимуть при експлуатації компресора з використанням технічної діагностики, можна одержати узагальнену залежність експлуатаційних витрат, пов'язаних з технічним станом компресорного циліндра ПГПА (далі просто експлуатаційних витрат):

$$\tilde{C}_T = C_x P^b(D) + B = P^b(D)(C_x + B'), B' = \frac{B}{P^b(D)}, \quad (3.31)$$

де P^b – число попереджувальних ремонтів (у т.ч. за результатами діагностування) за період T наробітку ПГПА до списання; B – число проведених діагностувань за період T ; D – діагностичний параметр технічного стану вузла⁷.

Визначення конкретної залежності $\tilde{C}_T(D)$ для ПГПА, що мають декілька циліндрів, і системи ПГПА, включених паралельно, представляє дуже складну задачу. Спробуємо, розв'язавши цю задачу для одного циліндра, поширити отриманий розв'язок на систему циліндрів з огляду на їхній взаємний вплив. Припустимо, що зміна значень діагностичних параметрів у часі може бути описана статичною залежністю, а величина діагностичного параметра, що відповідає його граничному значенню, відома. В якості діагностичного параметра використовуємо відносні енерговтрати, це дозволить визначити абсолютну величину енергетичних втрат.

Зміну відносних енерговтрат запишемо у функції часу:

$$H=vt^\alpha, \quad (3.32)$$

де v , α – сталі, що характеризують розвиток процесу у часі.

Тоді витрати, пов'язані з енерговтратами:

$$S(t) = \int_0^t \Pi H dt = \frac{V\Pi}{\alpha+1} t^{\alpha+1}, \quad \Pi = \frac{C\mathcal{G}_c}{\eta_m \eta_\partial}; \quad (3.33)$$

$$\mathcal{G}_c = dG_c / dt, \quad [C] = \text{грн./Дж}. \quad (3.34)$$

Визначивши допустиму величину відносного міжремонтного періоду t_m і встановивши кількість відновлювальних ремонтів за період наробітку T , одержимо:

$$t_m = (D/V)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad P^b(D) = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (3.35)$$

З огляду на вартість ремонту і діагностики вузла

$$P = B' + \bar{P}_0 + S(t_m) = P_0 + \frac{\Pi D}{\alpha+1} t; \quad (3.36)$$

$$P_0 = B' + \bar{P}_0,$$

де $\bar{P}_0 = x_1 q_1 r_1 m_1 + (x_2 + q_2) r_2$,

одержуємо:

$$C_m = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}} P, \quad \tilde{C}_m = T \left(\frac{V}{D} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \left(\bar{P}_0 + B' + \frac{\Pi V}{\alpha+1} t^{\alpha+1} \right), \quad (3.37)$$

де Π – параметр, що залежить від величини виразу (12).

Очевидно, найбільший ефект при експлуатації буде досягнутий при такому допустимому значенні $H=D$, коли:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D} \frac{\tilde{C}_m}{T} \sim \min_{0 < D} \tilde{C}, \quad 7 \quad (3.38)$$

Цей вираз є функцією мети для визначення допустимих величин діагностичних параметрів. Значення $\tilde{C}_0$ характеризує найменший досяжний рівень експлуатаційних витрат в одиницю часу, а також протягом всього періоду T наробітку ПГПА при його експлуатації з проведенням своєчасних, зумовлених технічним станом вузла ремонтно-відновлювальних операцій.

Якщо відмови у вузлах циліндрової порожнини не взаємопов'язані, то для циліндрової порожнини з n вузлами:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D_i, \forall_i} \frac{\sum_{i=1}^n \tilde{C}_{m_i}}{T} = \min_{0 < D_i, \forall_i} \sum_{i=1}^n \left(\frac{V_i}{D_i} \right)^{\frac{1}{\alpha_i}} P_i, \quad (3.39)$$

Одержавши вираз для функції мети (3.32), можна визначити допустимий рівень відносних енерговитрат у кожному вузлі, а також міжремонтний інтервал часу.

Таким чином, побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговитрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра.

Висновки по розділу 3:

1. Запропоновано методику на основі математичного моделювання оптимізації процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ. Отримані формули, які дозволяють визначити оптимальні параметри обслуговування ПГПА на компресорних станціях ПСГ.

2. Результати термографування ГМК 10ГКН дозволяють при їх відповідній обробці методами математичної статистики перейти до

наступного етапу – формування науково-методичних засад побудови стандартів організації України (СОУ) у вигляді методик діагностики та інших нормативів з наступним впровадженням їх у виробництво.

3. Побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра

РОЗДІЛ 4

ВПЛИВ СЕЗОННИХ ДЕФОРМАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ НА НАДІЙНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КС ПСГ

Забезпечення надійної експлуатації компресорних станцій підземних сховищ газу немислиме без врахування впливу сезонних коливань напруженості довкілля в процесі закачування газу в сховище. Зміна напружено-деформованого стану ґрунтів на поверхні ПСГ призведе до зміни характеристик механічних напружень в трубопроводах обв'язки компресорної станції.

Відомі дослідження Крижанівського Є.І., Рудка В.П. дозволили встановити факт зміни напружено-деформованого стану геологічних масивів в районі ПСГ в процесі закачування і відбору газу. Доведено, що закачування газу внаслідок підвищення тиску в продуктивному горизонті призводить до зниження напружень в ґрунтових масивах. Однак, це не виключає зростання напружень в трубопроводах обв'язки компресорної станції, що може призвести до відмов внаслідок їх руйнування. Тому необхідні додаткові дослідження напружено-деформованого стану трубопровідних систем в зоні ПСГ. Питання оцінки надійності та оптимізації обслуговування компресорних станцій підземних сховищ газу, врахування періодичного характеру їх експлуатації та підвищення ефективності експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів покладено в основу методики раціонального обслуговування компресорних станцій ПСГ, розробленої на основі проведених досліджень..

4.1. Сезонні процеси деформацій на станціях підземного зберігання газу

Метою проведених досліджень є встановлення кількісних показників деформаційних характеристик фундаментів газомотокомпресорів на підставі геодезичних вимірювань.

Методологія досліджень базується на використанні результатів багаторічних геодезичних вимірювань, виконаних на Богородчанському ПСГ.

У сучасному науковому і практичному середовищі найбільш повно питання безпечної експлуатації ПСГ відображені в публікаціях А. Мазніцкого, Л. Перович, Р. Олеськіва.

У роботі А.Мазніцкого розглядаються питання, пов'язані з впливом техногенних рухів земної поверхні на герметичність підземних сховищ газу. Публікація Л.Перовича присвячена моніторингу земної поверхні на ПСГ. Тут встановлені основні закономірності руху земної поверхні, виконана математична апроксимація процесів вертикальних переміщень на основі геодезичних вимірювань. У роботі (Олеськів Р., Сай В.,) наведені дослідження, пов'язані з законами закономірностей впливу вертикальних переміщень покрівлі газосховища на деформаційні характеристики гірських порід, обсадних і компресорно-насосних труб в стовбур експлуатаційних свердловин.

В якості експериментального об'єкта було обрано Богородчанське ПСГ, яке є одним з найбільших на Західній Україні. На території ПСГ побудована спеціальна геодезична мережа, яка складається з магістрального нівелірного ходу 1 загальною довжиною 6,1 км, що опирається на два кущі опорних реперів, які облаштовані за межами контуру пласта-колектора. В першу групу опорних реперів входить RP 1, RP 2 і RP 3, а в другу - RP 4, RP 5, RP 6. Опорні групи реперів закладені в корінні породи (рис. 4.1).

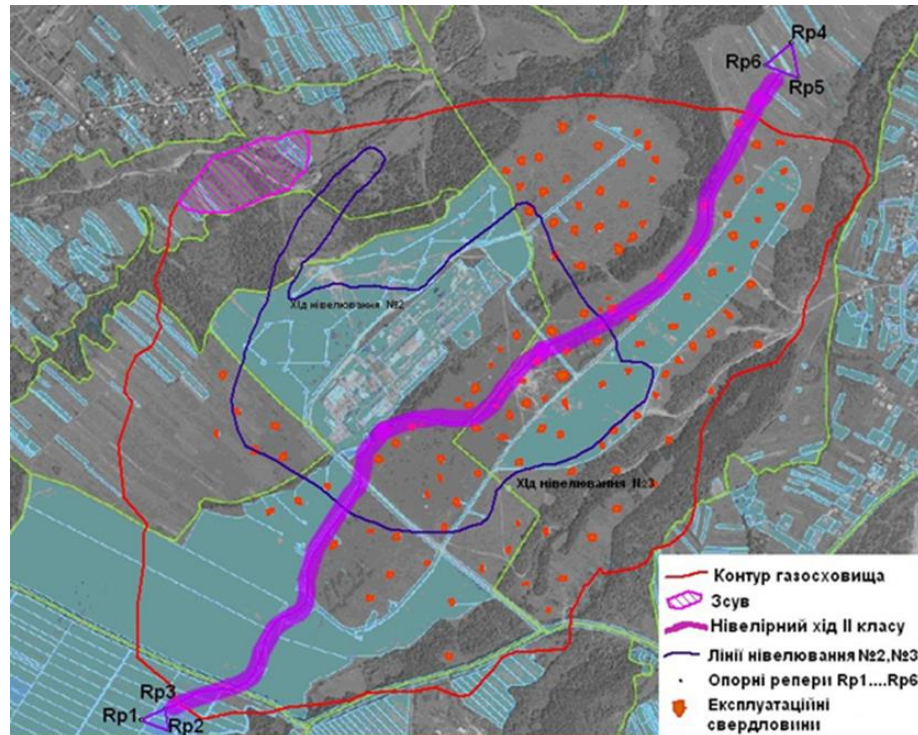


Рисунок 4.1 - Схема висотної геодезичної мережі

З метою виявлення загальної картини вертикальних рухів земної поверхні по всій території ПСГ було облаштовано додатково ще два нівелірних ходів: хід 2 і хід 3. Нівелірний хід 2 спирається на робочі репера RP 157 і RP 53 нівелірних ходів 1. Цей нівелірний хід служить для визначення вертикальних зсувів земної поверхні, гирло свердловин, а також для поширення єдиної системи висот при спостереженнях за вертикальними переміщеннями інженерних споруд, комунікацій, технологічного обладнання, газокompресорних агрегатів.

Нівелірний хід 3, як і 2 спирається на робочі репера RP 157 і RP 53 і служить для визначення вертикальних переміщень земної поверхні і свердловин.

Відповідно до існуючих вимог визначення висот робочих реперів виконано за методикою нівелювання II класу.

Стабільність реперної основи (кущів опорних реперів) виконувалося за методом В. Рунова.

В цілому, на даному ПСГ виконано одинадцять серій спостережень, які приурочені до двох граничних процесів експлуатації ПСГ. Перший граничний процес спостереження проводять після повного закачування газу в пласт-колектор (осінь); другий - після повного відбору газу з пласта-колектора (весна). Таким чином, отримані в результаті обробки геодезичних вимірювань висоти робочих реперів в повній мірі будуть представляти динаміку їх вертикальних переміщень.

Для кожної серії спостережень визначали середню квадратичну похибку перевищення на 1 км ходу

$$m_{1\text{км}} = \sqrt{\eta^2 + \tau^2}, \quad (4.1)$$

де η - випадкова похибка; τ - систематична похибка.

Використовуючи дані обчислень середніх значень переміщень покрівлі ПСГ наведено графік вертикальних переміщень робочих реперів (рис. 4.2).

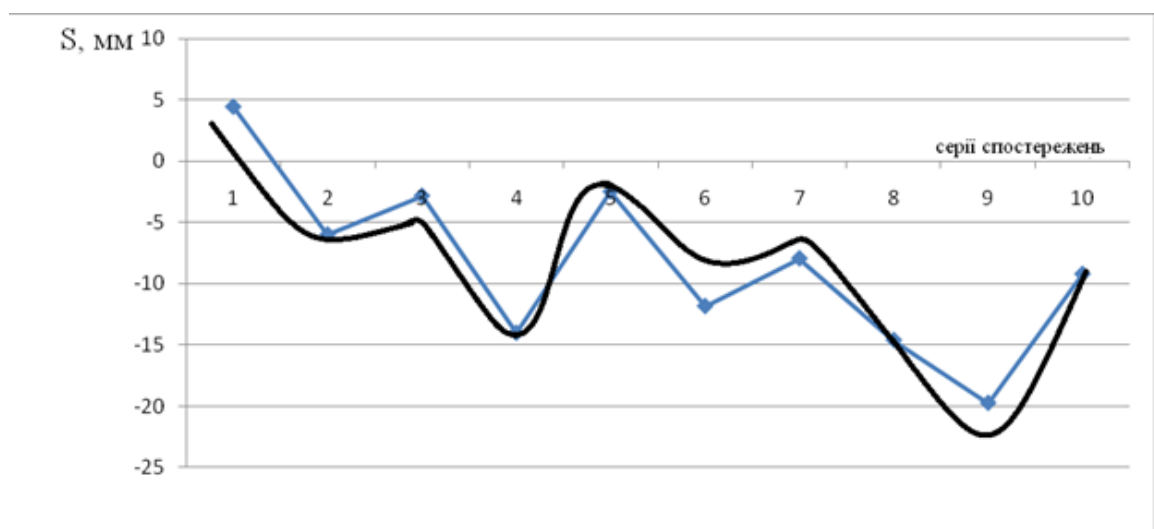


Рисунок 4.2 - Вертикальні переміщення покрівлі ПСГ

Функція апроксимації вертикальних переміщень має вигляд

нівелірні марки. Висотне положення зазначених марок виконувалося за програмою нівелювання II класу.

Зауважимо, що в компресорному цеху перебували шість газомотокомпресорів (ГМК), і в фундаментальну плиту кожного ГМК закладали по краях фундаменту нівелірні знаки. Таким чином, в кожній плиті встановлено по чотири знаки. Наведемо середні значення вертикальних переміщень фундаментів ГМК, а також величини поздовжніх і поперечних кренів за період спостережень (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 - Деформація фундаментів газомотокомпресорів

Номер ГМК	Вертикальні переміщення, мм	Крени, мм/м	
		Повздовжні	Поперечні
1	+12,3	+0,20	+0,54
2	+8,4	-0,28	-0,21
3	+9,8	-0,19	+0,96
4	+10,2	-0,16	-0,21
5	+9,8	-0,15	-0,05
6	+8,6	+0,16	-0,02

Вертикальні переміщення фундаменту для кожного ГМК вираховували:

$$\Delta S = H_c^0 - H_c^k, \quad (4.3)$$

де $H_c^0; H_c^k$ - середнє значення висот з чотирьох знаків нівелювання в початковій і кінцевій серії вимірювань.

Поздовжні і поперечні крени фундаментних плит для окремого ГМК обчислюють за формулою

$$k_{1,2} = \frac{\Delta h_{1,2}}{l_{1,2}}, \quad (4.4)$$

де $k_{1,2} = \frac{\Delta h_{1,2}}{l_{1,2}}$ - крен, відповідно, в поздовжньому (4.1) і поперечному (4.2)

напрямках фундаментної плити;

$\Delta h_{1,2}$ - середнє значення різниці перевищень нівелірних марок в поздовжньому і, відповідно, поперечному напрямках, мм;

$l_{1,2}$ - середня відстань між нівелірними знаками в поздовжньому і поперечному напрямках, м.

Аналіз представлених в таблиці результатів дозволяє зробити висновок, що вертикальні переміщення всіх фундаментних плит мають позитивне значення, що свідчить про «випинання» земної поверхні на території компресорної станції, яка знаходиться в центральній частини ПСГ. Крен фундаментних плит для різних ГМК відрізняються як за величиною, так і напрямом (знаки +; -). Найбільш несприятливим для експлуатації є поперечний крен фундаментної плити ГМК №3, який становить 0,96 мм / м і крен ГМК №1 - 0,54 мм / м. Наслідком таких кренів може бути вібрація ГМК, а, можливо, і руйнування підшипників ГМК, що вимагає виконання необхідних спеціальних технічних робіт.

Наведені дослідження відображають реальну картину геодинамічних рухів земної поверхні експлуатованих підземних сховищ газу. Встановлено, що динаміка вертикальних переміщень земної поверхні і технологічного обладнання носить чітко виражений циклічний характер, пов'язаний з режимом експлуатації ПСГ.

На підставі обробки результатів геодезичних вимірювань визначено деформаційні характеристики фундаментних плит газомотокомпресорів, що є

важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації ПСГ.

4.2 Принципи формування методики прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу

Методика прогнозування раціональних режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу створена на основі результатів проведених досліджень впливу різноманітних факторів на потужність та економічність і технічний стан силової частини газомотокомпресорів. Методика має за мету врахування впливу атмосферних умов та характеристик природного газу як пального ПГПА на потужність і економічність двигуна компресора, а також відновлення працездатності ГПА за умови мінімізації затрат на обслуговування. Методика містить 4 блоки, кожен з яких має за мету оптимізувати певну ділянку процесу обслуговування.

Оскільки найбільш прогресивною стратегією обслуговування вважається стратегія обслуговування за реальним технічним станом елемента чи системи, то на першому етапі реалізації запропонованої методики є блок «Діагностика технічного стану». Метою проведення діагностики є одержання достатнього обсягу термографічної інформації про основні вузли ГМК, встановлення кореляції між температурою контрольованого вузла і нормативними параметрами, які характеризують режим його роботи; діагностування технічного стану вузла; розроблення рекомендацій з вдосконалення термографічного методу.

Розроблена методика термографічного діагностування основних вузлів ГМК дозволяє здійснювати у наступній послідовності:

- еталонну теплову карту і досліджують теплові режими завідомо якісного вузла, створюють його інформаційну теплову модель;
- допустимі межі теплових режимів вузла;

- температурний паспорт агрегату.

На підставі порівняння одержаної і еталонної термограм та інформаційної теплової моделі вузла роблять висновок про його технічний стан.

Зокрема, встановлено, що якщо при еталонному значенні ККД агрегату η_e температура клапанного вузла складає T_e , то при підвищенні вказаної температури до T_t значення ККД складе

$$\eta_t = \eta_e (T_e / T_t)^{0,2} \quad (4.5)$$

Періодичний контроль за значенням ККД газоперекачувального агрегату з періодом 2 год. дозволить вести неперервний контроль технічного стану агрегату з прийняттям рішення про переведення його в сферу обслуговування для виконання відновлювальних робіт у випадку, коли співвідношення ККД η_t / η_e понизиться до величини 0,75. Окрім того, дане співвідношення дозволяє контролювати і прогнозувати витрату паливного газу.

В результаті практичної реалізації блоку отримується інформація про технічний стан ПГПА, на основі якої приймається рішення про можливість і доцільність подальшої експлуатації машини. Якщо за результатами отриманої інформації агрегат може продовжувати брати участь у виробничому процесі, то числові показники параметрів експлуатації (ККД і ефективна потужність) закладаються в основу подальших розрахунків прогнозування режимів і раціонального обслуговування. В іншому випадку ПГПА переводять у сферу обслуговування для виконання відновлювальних робіт, після проведення яких величини вказаних параметрів приймають початкові значення.

Блок «Оптимізація режимів роботи ПГПА в умовах КС ПСГ» розроблений на основі результатів реалізації блоку «Діагностика технічного

стану» та прогнозних даних про стан атмосфери, отриманих за даними гідрометеоцентру, а також відомими фізико-хімічними властивостями газу. Таким чином, вхідна інформація задається у вигляді:

- масив значень температури атмосферного повітря з кроком 2 год. на протязі доби, $^{\circ}\text{C}$;
- масив значень тиску атмосферного повітря з кроком 2 год. на протязі доби, бар;
- масив значень відносної вологості атмосферного повітря з кроком 2 год. на протязі доби, %;
- обсяг добового закачування (відбору) газу (продуктивність КС), тис.м³/добу;
- тиск на вході КС на початок доби, МПа;
- тиск на виході КС на початок доби, МПа;
- температура на вході і виході КС на початок доби, $^{\circ}\text{C}$;
- склад природного газу, об.%

На початковому етапі блоку виконується розрахунок фізичних властивостей природного газу з використанням програмного модуля SVOGAZ. В результаті отримуються значення відносної густини газу Δ , абсолютна в'язкість η , ізобарна теплоємність C_p , нижча теплотворна здатність Q_p^H .

В подальшому розраховується показник політропи стиску газу в компресорному циліндрі

$$m = \frac{1}{\frac{\ln \frac{P_H}{P_B}}{1 - \frac{\ln \frac{T_H}{T_B}}{C_p}}}, \quad (4.6)$$

Визначається політропічна індикаторна потужність стиску газу в компресорному циліндрі

$$N_i = \frac{m}{m-1} P_B Q_B \left[\left(\frac{P_H}{P_B} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (4.7)$$

Для силової частини ГМК на основі обробки індикаторних діаграм отримано залежності, які дозволяють розрахувати потужність і ККД в залежності від середньоіндикаторного тиску P_{cpi} і об'єму V_h . В такому випадку індикаторна потужність силового циліндра

$$N_t = P_{cpi} V_h \omega \quad , \quad (4.8)$$

де ω - кутова швидкість обертання валу газомотокомпресора.

Якщо середньо індикаторний тиск в різних циліндрах газомотокомпресора виявлявся різним за величиною, то сумарна індикаторна потужність агрегату визначалася як сума індикаторних потужностей всіх силових циліндрів, тобто

$$P_{cp\ Kt} = \frac{1}{8} \sum_{n=1}^8 P_{cpin} \quad . \quad (4.9)$$

де n – номер циліндра.

Величина ефективного ККД силової частини газомотокомпресора визначалася відношенням корисної потужності до величини підведеної енергії за одиницю часу. Корисною потужністю вважалася індикаторна потужність, визначена за індикаторними діаграмами. Для визначення величини підведеної енергії за одиницю часу вимірювалася витрата паливного газу q і розраховувалася за відомим складом газу його нижча теплотворна здатність Q_p^H

$$Q_p^H = \sum_i Q_{p_i}^H v_i, \quad (4.10)$$

де v_i - об'ємна концентрація i -того компонента газу в суміші.

Тоді ефективний ККД силової частини

$$\eta = \frac{N_{Ki}}{qQ_p^H} \quad (4.11)$$

Рекомендується використати залежності:

- для індикаторної потужності

$$N_t = 611,55 P^{0,277} T^{-0,05} \varphi^{0,564} \Delta^{-1,424} \quad (4.12)$$

- для ефективного ККД

$$\eta = 1,243 P^{0,667} T^{-0,361} \varphi^{0,675} \Delta^{-3,55} \quad (4.13)$$

Приведені залежності дозволяють прогнозувати режим роботи компресорних станцій підземних сховищ газу, обладнаних газомотокомпресорами, при заданих величинах продуктивності і ступеня стиску з урахуванням передбачень гідрометеоцентру про погодні умови в регіоні, що дозволить забезпечити нормальний режим експлуатації ПСГ.

Використавши значення знайденої за формулою (4.7) потужності компресорних циліндрів і за формулою (4.4) значення ККД, знаходять потрібну потужність компресорної частини

$$N_K = \frac{N_i}{\eta_t} \quad (4.14)$$

За (4.13) і (4.14) знаходять максимальну потужність, яку розвиває силова частина при заданих умовах

$$N_c = \frac{N_t}{\eta} \quad (4.15)$$

Для визначення кількості паралельно працюючих газомотокомпресорів слід використати співвідношення

$$r = \frac{N_K}{N_c} \quad (4.16)$$

Щоб отримати цілочисельне значення кількості паралельно працюючих ГМК, необхідно корегувати потужність силової частини зміною швидкості обертання колін вала у відповідності до (4.6)

$$\omega = N_c / P_{cpi} V_h \quad (4.17)$$

Таким чином, запропонований алгоритм дозволяє на кожен момент часу (з кроком 2 год.) визначити необхідну кількість працюючих ПГПА і швидкість обертання їх колін вала.

Слід зауважити, що в основу запропонованої методики покладено баланс потужностей силової та компресорної частини газомотокомпресора. З однієї сторони, потужність компримування повинна бути мінімальною для умови перекачування ПГПА заданої кількості газу при заданому перепаді тисків на вході і виході компресора. З іншого боку, максимальна потужність силової частини агрегату не повинна перевищувати вказаний мінімум для скорочення дисипативних втрат енергії. Тому запропонована процедура прогнозування режимів роботи ПГПА на компресорних станціях підземних

сховищ газу містить елементи і підходи процесу оптимізації режимів роботи ГМК.

Запропонований алгоритм реалізований в програмний модуль CJVPRPGPA, що працює в діалоговому режимі реального часу. В результаті виконання видається інформація, яка містить відомості про величини реального ККД газомотокомпресора, потужності силової та компресорної частин, фактичну продуктивність при заданому перепаді тисків на вході і виході, кількість працюючих циліндрів і ГМК, величину мертвого простору і швидкість обертання колінчатого валу.

Блок «Оптимізація обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ» має за мету прогнозування проведення попереджувальних і аварійно-відновлювальних ремонтів ПГПА в період закачки чи компресорного відбору газу.

У зв'язку з поступовим зниженням значення ККД силової частини газомотокомпресора в процесі його експлуатації від еталонного значення η_e , характерного для початкової стадії експлуатації, до біжучого в часі значення η_t витрата паливного газу на компримування поступово зростає, що призводить до збільшення витрат на процес закачування (відбору) газу. Чим ближчі між собою значення η_e і η_t , тим менші затрати на паливний газ. Однак, для підтримання ККД ПГПА на високому рівні впродовж періоду експлуатації необхідно періодично проводити профілактичні заходи, збільшення частоти яких викликає зростання витрат на обслуговування ПГПА. Тому задача визначення оптимальної періодичності обслуговування носить оптимізаційний характер і має за мету встановити період профілактичного обслуговування таким чином, щоб сумарні затрати на паливний газ і профілактику були мінімальними.

Для того, щоб одержати допустимі значення рівня енерговитрат D_i для системи циліндрових порожнин, необхідно оцінити вплив відмови в одній порожнині на енерговтрати в системі ПГПА. Циліндри ПГПА і самі

ПГПА на КС, як правило, з'єднані паралельно. Розглянемо вплив відмов у таких системах на енерговтрати в них.

Нехай у системі паралельно з'єднано n однотипних компресорних циліндрів. Це має місце при з'єднанні однотипних ПГПА, що встановлюються в межах однієї КС. Нехай $\&_j$ і η_j – масова продуктивність і питома робота циклу в порожнині, c' – вартість одиниці потужності в циліндровій порожнині, тоді витрати на компримування газу в цій системі:

$$Z_1 = \sum_{j=1}^n c' \&_j \lambda_j, \quad (4.18)$$

Зміна величини структурних параметрів стану проявиться в зниженні масової продуктивності в j -ій порожнині, яка характеризується коефіцієнтом зниження подачі η_j і величиною відносних енерговтрат H_i . Зниження масової продуктивності, контрольованої приладами, зумовлює відповідну дію диспетчера КС, який у відповідності з технологією перекачування газу може підключити додатковий ПГПА, збільшити частоту обертання валу або відключити порожнини мертвого простору. Основним способом компенсації недоподачі газу споживачу є підключення резервних агрегатів, тобто додаткових циліндрів. Кількість підключених додаткових ГПА або відключених порожнин мертвого простору визначається умовою сталості масової продуктивності. У цьому випадку:

$$\sum_{j=1}^n (1 - \lambda_j) / \lambda_k = 1, \quad (4.19)$$

де λ_k – коефіцієнт зниження подачі циліндрової порожнини, що включається для компенсації недоподачі.

У результаті підключення додаткових порожнин або збільшення частоти обертання валу витрати на компримування газу в системі зростуть:

$$\Delta Z_{\Sigma} = \sum (1 - \lambda_j) H_{\kappa} c' \&_{\kappa} \lambda_{\kappa} = \sum H_j \gamma_j c' \&_{\kappa} \lambda_{\kappa} \gamma_j = \frac{H_{\kappa} + 1}{H_j + 1}, \quad (4.20)$$

Величина витрат через енерговтрати у порожнинах, де є вузол, що відмовив, становить:

$$\Delta Z_j = H_j \gamma_j c' \&_j \lambda_j \quad (4.21)$$

Коефіцієнт η_j враховує вплив системи циліндрів ПГПА, з'єднаних паралельно, на енергетичні втрати і витрати через ці втрати в j -ому циліндрі. Оскільки $H_{\kappa}(t)$, $H_j(t)$ є функціями часу, то η_j також змінюється з плином часу.

Для розрахунку вказаних величин запропоновано формули:

$$H'_i = D'_i = \left[\frac{(\alpha'_i + 1) P_{oi} v_i^{\frac{1}{\alpha'_i}}}{\Pi_j \alpha'_i} \right]^{\frac{\alpha'_i}{\alpha'_i + 1}}, \quad H_i = \frac{H'_i}{1 + H_{\kappa} - H'_i}, \quad t_{\mathcal{M}_i} = \left[\frac{(\alpha'_i + 1) P_{oi}}{\Pi_j \alpha'_i v_i} \right]^{\frac{1}{\alpha'_i + 1}} \quad (4.22)$$

Запропоновані вирази визначають допустимі значення відносних енерговтрат і міжремонтні інтервали часу для будь-якого вузла циліндрової порожнини в циліндрі, об'єднаному системою паралельних циліндрів ПГПА.

Відповідно до класифікації експлуатаційних витрат технічний стан поршневих газоперекачувальних агрегатів визначає витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, проведенням попереджувальних ремонтно-відновних операцій діагностуванням стану вузлів. Витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, визначають як суму:

$$A_2 = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + x_3 q_3 + S_A(t) + x_4, \quad (4.23)$$

де x – працемісткість усунення відмов, вимірювана часом його усунення; q_1 – середня годинна тарифна ставка працівників, що усувають відмову; r_1 – коефіцієнт, що враховує нарахування на зарплату і накладні витрати; m – число робочих, що усувають відмову; $S(t)$ – витрати, що характеризують енергетичні втрати через відмову; x_2 – вартість запчастин і матеріалів, що витрачаються при ліквідації відмови; r_2 – коефіцієнт, що враховує націнку на запасні частини і матеріали, x_3 – тривалість простою машини при даній відмові; q_3 – середні втрати від простою машини в одиницю часу, x_4 – витрати, пов'язані з доставкою запасних частин і працівників до місця усунення відмови.

Витрати, пов'язані з проведенням планово-попереджувальних ремонтів (ППР), визначаються наступним чином:

$$C_x = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + S_c(t), \quad (4.24)$$

де $S_c(t)$ – витрати, пов'язані з енергетичними втратами через відмови в міжремонтний період.

Припустивши, що ремонти окремих вузлів і відмови в окремих вузлах не впливають на структурні параметри технічного стану, а також взявши до уваги, що раптові відмови вузлів не виникатимуть при експлуатації компресора з використанням технічної діагностики, можна одержати узагальнену залежність експлуатаційних витрат, пов'язаних з технічним станом компресорного циліндра ПГПА (далі просто експлуатаційних витрат):

$$\tilde{C}_T = C_x P^b(D) + B = P^b(D)(C_x + B'), B' = \frac{B}{P^b(D)}, \quad (4.25)$$

де P^b – число попереджувальних ремонтів (у т.ч. за результатами діагностування) за період T наробітку ПГПА до списання; B – число

проведених діагностувань за період T ; D – діагностичний параметр технічного стану вузла⁷.

Витрати, пов'язані з енерговтратами:

$$S(t) = \int_0^t \Pi H dt = \frac{V\Pi}{\alpha + 1} t^{\alpha+1}, \quad \Pi = \frac{C\mathcal{G}_c}{\eta_m \eta_\partial}; \quad (4.26)$$

$$\mathcal{G}_c = dG_c / dt, \quad [C] = \text{грн./Дж}.$$

Визначивши допустиму величину відносного міжремонтного періоду t_m і встановивши кількість відновлювальних ремонтів за період наробітку T , одержимо:

$$t_m = (D/V)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad P^b(D) = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (4.27)$$

Очевидно, найбільший ефект при експлуатації буде досягнутий при такому допустимому значенні $H=D$, коли:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D} \frac{\tilde{C}_m}{T} \sim \min_{0 < D} \tilde{C}, \quad (4.28)$$

Якщо відмови у вузлах циліндрової порожнини не взаємопов'язані, то для циліндрової порожнини з n вузлами:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D_i, \forall_i} \frac{\sum_{i=1}^n \tilde{C}_{m_i}}{T} = \min_{0 < D_i, \forall_i} \sum_{i=1}^n \left(\frac{V_i}{D_i} \right)^{\frac{1}{\alpha_i}} P_i, \quad (4.29)$$

Одержавши вираз для функції мети (4.29), можна визначити допустимий рівень відносних енерговтрат у кожному вузлі, а також міжремонтний інтервал часу.

Таким чином, побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра.

Вказаний алгоритм реалізовано в програмний модуль «OPTICOMPR», що працює в діалоговому режимі реального часу.

Блок «Техніко-економічні показники експлуатації ПГПА в умовах КС ПСГ» має за мету на основі результатів проведених досліджень формування основних показників компримування газу на КС підземних сховищ газу і порівняння їх з існуючими.

Витрата паливного газу визначається на основі прогнозованої потужності ПГПА

$$q = \frac{N_c}{\eta_t Q_{P_{jj}}} \quad (4.30)$$

За прогнозованою витратою паливного газу, кількістю працюючих ПГПА та вартістю паливного газу визначалися затрати на паливний газ.

Затрати на матеріали і реагенти визначалися пропорційно добовій продуктивності КС на основі передісторії експлуатації станції. Інші види затрат приймалися за фактичними даними. В результаті розраховувалася прогнозна собівартість компримування газу, яка порівнювалася з аналогічною величиною за минулий рік.

Алгоритм реалізовано в програмний модуль «ТЕХЕКРОК», що працює в діалоговому режимі реального часу.

4.3. Апробація методики прогнозування режимів і обслуговування ПГПА на КС Богородчанського ПСГ

Запропонована методика прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу апробована в умовах

компресорної станції Богородчанського підземного сховища газу в період закачування газу з 19 липня по 13 жовтня 2016 року. Метою апробації було встановлення ідентичності прогнозних і фактичних показників експлуатації КС, оцінка точності прогнозу і внесення корективів за необхідності.

Основні результати прогнозних і фактичних параметрів роботи ПГПА в умовах компресорної станції Богородчанського ПСГ наведено в таблиці 4.4.

Техніко-економічні показники процесу закачки газу в сховище компресорним методом в 2016 році порівнювалися з аналогічними показниками за 2015 рік. Так, в 2016 році період компресорної закачки газу тривав 94 доби, а в 2015 році 111 діб (з 8 липня по 27 жовтня 2015 р.) . Компресорна закачка в 2015 і в 2016 році почалася при пластовому тиску в сховищі 6,45 МПа і закінчилася в 2016 році при пластовому тиску 8,45 МПа, а в 2015 році – при тиску 108,9 МПа. При цьому в сховище було закачано компресорним методом в 2016 році 643,6 млн. м³ газу, а в 2015 році - 737,1 млн. м³ газу., Середньодобова закачка газу в пласт в 2016 році становила 6,847 млн. м³ за добу в порівнянні з 2015 роком 6,64 млн. м³ за добу, тобто зросла на 15,1%. Це пояснюється тим, що при нижчих пластових тисках була нижчою ступінь підвищення тиску КС, що призвело до збільшення продуктивності одиничного ПГПА. Витрата паливного газу на 1000 м³ закачки в 2016 році складала 6,05 м³/1000 м³ і в порівнянні з 2015 роком (6,238 м³/1000 м³) знизилась 3,1%.

Собівартість компримування газу за кожен з років визначалася як сума затрат на компримування, віднесена до обсягу компримування, причому в затрати на компримування входили затрати на паливний газ, затрати на матеріали і реагенти (за фактичними даними), зарплата обслуговуючому персоналу і затрати на обслуговування ПГПА. В результаті підрахунків собівартість компримування газу в 2016 році склала 47,65 грн/1000 м³, і в порівнянні з 2015 роком (50,34 грн/1000 м³) спостерігається зниження собівартості компримування на 2,2%, що свідчить про ефективність заходів,

передбачених запропонованою методикою прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу.

Порівняльний аналіз прогнозних і фактичних показників режимів експлуатації ПГПА в умовах КС Богородчанського ПСГ показує їх задовільну збіжність. Так, продуктивність КС в процесі закачки згідно з прогнозом відхиляється від фактичної величини за весь період експлуатації ПГПА в 2016 році на 2,98%. Найкраще співпадання факту і прогнозу характерне для серпня – 2,38%, а найбільше відхилення характерне для жовтня – 7,92%. Розбіжність між прогнозними і фактичними показниками силової потужності за весь період компресорного закачування газу складає 9,81%. Найменша розбіжність за цим показником характерна для серпня і складає 4,34%, а найбільша – для жовтня 19,43%. Високий процент розбіжностей для жовтня пояснюється різким зниженням ККД газоперекачувальних агрегатів у зв'язку з зростанням наробітку. Прогноз витрати паливного газу за період роботи КС відхиляється від фактичної величини на 2,51%. Найменше розходження між прогнозними і фактичними результатами характерне для липня і складає 1,24%, найбільше спостерігається у вересні і складає 4,23%

Таблиця 4.4 - Результати прогнозних і фактичних параметрів роботи ПГПА в умовах КС Богородчанського
ПСГ за період закачки газу в 2016 році

Показник	2015	Прогноз 2016					Факт 2016				
		лип	сер	Вер	жов	2016	лип	сер	вер	жов	2016
Витрата паливного газу, т. м ³ /год.	4598	398	1513,6	1328,3	553,3	3793,2	403	1533	1387	568	3891
Ціна паливного газу, грн./ м ³	6.112	6,219	6,08	6,055	5,983	6,411	6,219	6,08	6,055	5,983	
Вартість паливного газу, т. грн	27949,6	2475,4	9202,93	8083,09	3310,14	232071,5 6	2506,5	9320,89	8440,3	3398,09	23665,7 8
Потужність силова, тис. к.с.	86,7	8,816	24,282	21,128	11,28	65,506	11,2	25,2	22,4	14	72,8
Потужність ком-примування, к.с.		8,808	24,105	21,012	11.12	65,045					
Працюють ПГПА	4 - 9	4	9	8	5		4	9	8	5	
Обсяг компримування, млн. м ³	737,1	59,128	295,686	225,216	44,382	624,412	59,9	302,9	232,6	48,2	643,6
Собівартість компримування грн/1000 м ³	50,34	51.8	43,3	45,1	55,3	41,72	54,4	40	46,7	91,6	47,65

Наведені показники в порівнянні прогнозу і факту свідчать про адекватність методики прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу і дозволяють рекомендувати її для подальшого впровадження.

Висновки по розділу 4:

1. Обробка результатів геодезичних вимірювань дозволила визначити деформаційні характеристики фундаментних плит газомотокомпресорів в умовах КС Богородчанського ПСГ, що є важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації ПСГ.

2. Результати проведених досліджень дозволили сформулювати методику прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу.

3. Апробація запропонованої методики в умовах процесу закачування газу в Богородчанське ПСГ показала адекватність прогнозних і фактичних показників експлуатації ПГПА

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

На основі проведених досліджень вирішено важливу наукову задачу, яка полягає в конкретизації закономірностей процесу експлуатації і технічного стану газомотокомпресорів в умовах компресорних станцій підземних сховищ газу з урахуванням різноманітних зовнішніх впливів, що дає можливість підвищити надійність і економічність системи зберігання газу, а саме:

1. Отримана математична модель визначення надійності компресорної установки на основі найпростішого потоку відмов, показано і розглянуто на практичному прикладі, методику прогнозування технічного стану машини та на основі технічного діагностування з метою забезпечення заданої надійності.

2. На основі проведених експериментальних досліджень у виробничих умовах встановлено закономірності впливу зовнішніх факторів, зокрема, барометричного тиску, температури і вологості атмосферного повітря, а також відносної густини паливного газу на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції підземного сховища газу, показано, що вплив атмосферних умов та температури паливного газу на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих газоперекачувальних агрегатів неоднаковий, тому отримано варіанти формул і побудовано завантажувальні криві для кожного типу поршневого газового двигуна.

3. На основі математичного моделювання оптимізації процесу обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ отримані залежності впливу виробничих факторів на потужність і економічність агрегату, які дозволяють визначити раціональні режими експлуатації ПГПА в умовах компресорних станцій ПСГ, що дозволило запропонувати методику вибору раціональних режимів експлуатації ПГПА.

4. Побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової

порожнини компресорного циліндра. Результати термографування ГМК дозволяють при їх обробці методами математичної статистики перейти до формування науково-методичних засад побудови методики діагностики та оптимізації обслуговування ПГПА в умовах КС ПСГ.

5. На підставі обробки результатів геодезичних вимірювань визначено деформаційні характеристики фундаментних плит газомотокомпресорів, що є важливою складовою частиною загальних методів неруйнівного контролю за безпекою експлуатації ПСГ. Встановлені закономірності та отримані результати використано при створенні галузевої методики прогнозування режимів і обслуговування ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу, апробація якої в умовах КС Богородчанського ПСГ показала високу ефективність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1.Абдурашитов С.А., Тупиченков А.А., Вершинин Н.М. и др. Насосы и компрессоры. М.: Недра. 1974. 296 с.
- 2.Агаджанов В.М., Зайцев И.Г., Хворост В.А. Расчёт и исследование характеристик надёжности колец поршневых уплотнений / Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения. Сумы, 1977. С.154-159.
- 3.Арсланов Н.И. Оценка надёжности кольцевых клапанов поршневого компрессора / Надёжность и контроль качества, №4. 1997.С.43-46.
- 4.Бажай А.М., Муриков В.Д.,Бережной И.С. Постановка задачи анализа волновых полей напряжений на деталях компрессорных машин в аспекте акустической диагностики и износостойкости / Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин, Сумы,1975. С.77-79.
5. Бахтизин Р.Н., Кантор О.Г., Набиев Р.Р. Оценка техногенного риска как многокритериальная задача управления объектами трубопроводных систем / Экономика переходного периода: опыт, проблемы, пути становления: Межвузовский сборник научных трудов, Уфа: Изд-во Фонда содействия развитию научных исследований, 1998. С. 200–206.
- 6.Бегін С.В. Діагностування основних вузлів газомотокомпресорів методами термографування / Матеріали 6 Міжнародної наук.-техн. конф. «Нафтогазова енергетика 2017», Івано-Франківськ, 2017. С 212.
- 7.Бэр Г.Д. Техническая термодинамика: Пер.с англ.,М.: Мир,1977. 377 с.
- 8.Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд. перераб. и доп., М.: Наука , 1972. 720 с.
- 9.Васильев В.Д., Соложенцев Е.Д. Кибернетические методы при создании поршневых машин, М.: Машиностроение, 1978 . 120 с.
- 10.Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Высшая школа, 2001. 575 с.
- 11.Владиславлев А.П., Якубович В.А. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем. М.:Недра, 1981. 267с.
- 12.Гусев В.В. Определение дефектов компрессора по индикаторной диаграмме / Энергетик, 1965, №6. С.42-44.
- 13.Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей, М.: Транспорт 1970. 321с.
- 14.Грудз В.Я., Костів В.В. Вплив властивостей газу на режим роботи поршневого газомотокомпресора / Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ»,. Івано-Франківськ. №1(2). 2001. С.79-82.

15.Грудз В.Я., Костів В.В., Грудз Я.В. Термогазодинамічні основи створення діагностичної моделі циліндра поршневого компресора / Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ». Івано-Франківськ. №2(3). 2002. С.22-24.

16.Грудз В.Я., Костів В.В., Михалків В.Б., Грудз Я.В. Температура нагнітання компресорного циліндра як узагальнений діагностичний параметр / Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ». Івано-Франківськ. №3(4). 2002 . С.79-82.

17. Грудз В.Я., Костів В.В. Засади вибору узагальненого параметра для діагностування стану циліндра компресора. // Тези доповіді на конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Івано-Франківськ. 2002 . С. 36.

18. Грудз В.Я., Бегін С.В. Вплив метеорологічних умов на потужність і економічність двигунів газомотокомпресорів / Збірник «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ». 2018. №1(60). С. 12-16.

19. Грудз В.Я., Бегін С.В. Підвищення ефективності експлуатації компресорних станцій ПСГ на основі оптимізації обслуговування газоперекачувальних агрегатів / Нафтогазова енергетика. 2017. №1(27). С. 65-69.

20. Грудз В.Я., Грудз Я.В., Бегін С.В.. Дослідження економічності та потужності експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів / Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2017. №1(62).С.61-65.

21. Грудз В.Я., Грудз Я.В., Фейчук В.Д. Діагностування малих витоків з трубопроводу / Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. 1999. Вип.36. С. 42–44.

22. Грудз В.Я., Тымків Д.Ф., Яковлев Е.И. Обслуживание газотранспортных систем. К.: УМК ВО, 1991. 160 с.

23. Грудз В.Я., Лінчевський М.П., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Керування режимами газотранспортних систем. К.: Укргазпроект, 1996. 150 с.

24.Деточенко А.В., Михеев А.Л.,Волков М.М. Спутник газовика. М.: Недра 1978. 311 с.

25.Ефимов А.В. и др. Математический анализ / специальные разделы . Ч. II. / Применение некоторых методов математического и функционального анализа: Учеб. Пособие для вузов . М.: Высш.школа, 1980. 295 с.

26.Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели / Труды ЛПИ, 1953. №2. С.144-160.

27.Захаренко С.Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели / Труды ЛПИ, 1953 . №2. С. 161-70.

28.Иванников В.Г., Куликов В.А., Филимонов Г.Е. Повышение точности измерения давления в трубопроводах / Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. М, 1980. №12. С.18-20.

29.Ильин В.А., Малофеев В.П., Петросянц А.А., Сорокин И.А. Опыт внедрения технической диагностики газоперекачивающих агрегатов по анализу смазочного масла / Машины и нефтяное оборудование. М, 1982. №4. С.16-18.

30. Исаев К.В., Соложенцев Е.Д. Теория и эксперименты по идентификации рабочего процесса поршневых машин / В сб. Исследования в области компрессорных машин и технологии их производства . Сумы, 1975. С.58-62.

31.Ковляшенко Н.Н. Термодинамические соотношения с учётом влияния протечек газа на индикаторные диаграммы компрессоров / Известия вузов. Горный журнал,1996, №11. С.109-112.

32. Козобков А.А., Ходов Б.Н. Проведение индикаторной диаграммы компрессора к стандартной влажности газа при постановке технического диагноза / Труды МИНХ и ГП,. 1998, № 153. С.175-179.

33.Копелевич А.С. Газодинамическая работа ступени поршневого компрессора / Известия вузов, Машиностроение, 1979. № 3. С112-121.

34.Копелевич А.С. Об одном соотношении в термодинамике поршневого компрессора / Теплоэнергетика, 1977, № 4. С.47-50.

35.Копелевич А.С. Исследование влияния неплотности самодействующих клапанов на технико-экономические параметры ступени поршневого компрессора. Дис. канд.техн. наук. М, 1978.

36. Кадиров Н.Б. Термодинамика рабочего процесса поршневых компрессорных машин и основные вопросы его теории и расчёта.: Автореф.дис. докт.техн. наук. Баку.1968. 57 с.

37.Костів В.В. Узагальнений параметр як якісна характеристика технічного стану циліндра газомотокомпресора / Тези доповіді на кон-ференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Івано-Франківськ, 2002. С. 37.

38.Костів В.В. Експериментальне дослідження діагностичних параметрів циліндра компресора /Матеріали наук.-практ. конф. "Шляхи підвищення надійності і ефективності роботи трубопровідного транспорту. Івано-Франківськ, 2000, С.31-32.

39.Ковалко М.П., Грудз В.Я., Михалків В.Б. та ін. Трубопровідний транспорт газу. К.: Арена-ЕКО, 2002. 695 с.

40.Кулаев Д.Х. Исследования самодействующего клапана холодильных поршневых компрессоров для цели выявления неисправностей, связанных с

изменением характеристики его упругих элементов. Дис. канд. техн.наук. Л.,1978.

41.Козобков А.А., Ходов Б.Н. Приведение индикаторной диаграммы компрессора к “ стандартной “ влажности газа при постановке технического диагноза / Труды МИНХ и ГП, 1980, № 153. С.175-179.

42.Кириллин В.А., Сычёв В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1979. 512 с.

43.Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмперических формул : Учебное пособие . М.: Высш.школа, 1982. 224 с.

44.Майника Э.Алгоритмы оптимизации на сетях и графах : Пер. с англ. М.: Мир, 1981. 323 с.

45. Капцов И.И. Определение энергетически оптимальных режимов работы поршневых газоперекачивающих агрегатов / Энергомашиностроение, Харьков: Вища школа, 1985. С. 74-79.

46. Капцов И.И. Особенности работы головных компрессорных станций магистральных газопроводов / Нефть и газ. М.: МИНХиГП им. И.М. Губкина, 1971. С.147-149.

47. Козак В.Р. Техніка і технологія діагностування основних вузлів компресорних установок і допоміжного устаткування / Нафтова і газова промисловість, 1997. №2. С.43-44.

48. Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.3-30019801-011:2004. [Дійсний з 22.12.2004]. К.: ДК «Укртрансгаз», 2004. 117 с.

49.Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик. Загальні вимоги: ДСТУ 3160-95. [Дійсний з 01.07.1996]. К.: Держстандарт України, 1995. 111 с.

50. Левыкин Е.В. Технологическое проектирование хранения газа в водоносных пластах. М.: Недра, 1973. 208 с.

51.Мамонтов М.А. Основы термодинамики тела переменной массы. Тула: Приокское книжное изд-во, 1970. 87 с.

52.Маркович З.П. Математическая модель сложных объектов для целей диагностики . Дис. канд.техн.наук. Рига, 1970.

53.Михайловский Г.А. Термодинамические расчёты процессов парагазовых смесей . М.-Л.: МАШГИЗ, 1962. 184 с.

54.Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. М.:Колос,1976. 287 с.

55.Можин В.Н., Супонев В.В. Исследование спектров вибрации поршневых компрессоров / Интенсификация процессов и оборудования пищевых производств. Л., 1976. С.165-168.

56. Мясников В.Г. Исследование влияния динамических процессов на рабочий цикл самодействующих прямоточных клапанов поршневых компрессоров. Дис. канд. техн. наук Л. 1974.

57. Мозгалеvский А.В., Гаскаров Д.В. Техническая диагностика. М.: Высшая школа, 1975. 715 с.

58. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения ГОСТ 27.002-89 [Действителен с 01.07.1990]. М.: Государственный стандарт Союза ССР, 1990. 125 с.

59. Пластинин П.И. Расчёт и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ / Насосостроение и компрессостроение: Итоги науки и техники. М.: ВИНТИ, 1981. т.2 . 168 с.

60. Пластинин П.И., Твалчрелидзе В.К. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров. М.: МВТУ им. И.Э. Баумана, 1976. 78 с.

61. Перович Л.М., Лісевич М. П. Геодезія: навч. Посіб. Ч.2. Львів: “Новий Світ-2000”, 2005. 208 с.

62. Растринин Л.А., Маджаров Н.Е. Введение в идентификацию объектов управления. М.: Энергич, 1977. 222 с.

63. Райбман Н.С. Идентификация технологических объектов методами кусочной аппроксимации. М.: Радио, 1977. 78 с.

64. Саприкін С.О., Олійник Ю.А., Грудз В.Я., Бегін С.В. Математична модель визначення надійності компресорної установки / Нафтогазова галузь України., 2017. №5. С.20-24.

65. Саприкін С.О., Сімкіна Р.А. Оптимальне планування ремонтів газоперекачувального обладнання за комплексними результатами вібраційного та параметричного діагностування / Нафтова і газова промисловість: зб. наук. праць, 2006. Вип. № 3. С. 44-49.

66. Сафин А.Х. Теоретические предпосылки к расчёту регулирования производительности компрессора динамическим отжимом всасывающих клапанов / Труды ЛЕННИИХИММАШ, Л.: Машиностроение, 1967. С.231-238.

67. Сапрыкин С.А., Мешков С.М., Гарагуль А.А. Применение термографии для диагностики технического состояния газоперекачивающего оборудования / Питання розвитку газової промисловості України, 2009. Вип. XXXVII/. С 267-269.

68. Смерека Б.М., Дворяшин В.В., Скуинь А.К. Температурный метод диагностики клапанов компрессорных цилиндров поршневых газоперекачивающих агрегатов / Транспорт и хранение газа. РС/ВНИИЭгазпром; М.:1977. № 5. С.3.-11.

69. Смерека Б.М., Васильев Ю.Н. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций. М.: Недра, 1981. 311 с.

70.Ставровский Е.Р.,Сухарев М.Г.,Карасевич А.М. Оценка надёжности газопроводов ,компрессорных станций и линейных участков / Транспорт и хранение газа :Обзорная информация. М.:ВНИИЭгазпром, 1981. №1. 48 с.

71. Ставровский Е.Р.,Сухарев М.Г. Статистические методы расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопровода. М.: ВНИИЭгазпром, 1970. 73 с.

72. Стороженко В.О., Саприкін С.О., С.М. Мешков С.М., Орел Р.П. Застосування термографії для діагностики технічного стану газоперекачувального обладнання / Методи та прилади контролю якості, 2007. №18. С. 7-9.

73.Техническая диагностика поршневых компрессорных машин / Сафин А.Х., СердаковМ.А / Компрессорное машиностроение: Обзорная информация, М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1980. 28с.

74.Теплотехнические расчёты процессов транспорта и регазификации природных газов: Справочное пособие/ Загорученко В.А., Бикчентай Р.Н., Вассерман А.А. и др. М.: Недра,1980. 320 с.

75.Теплотехнические свойства веществ: Справочник /Под .ред. Н.Б. Варгафтика. М.: ГОСЭНЕРГОИЗДАТ, 1956. 367 с.

76.Трубопроводный транспорт газа /С.А. Бобровский, Г.А. Гарляускас, А.Г. Немудров и др. М.: Наука, 1976. 576 с.

77.Федоренко С.В. Исследование изменения температуры газа в цилиндрах поршневых компрессоров : Автореф. дис.канд.техн. наук. М.,1977.

78.Фотин Б.С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: Автореф. дис. на соиск. докт.техн. наук . Л., 1974.

79.Фотин Б.С., Прилуцкий И.К., Никифоров А.Г., Петров В.В. Математическое моделирование работы поршневого компрессора / Известия вузов. Машиностроение, 1980. № 2. С.74-77.

80.Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение,1968. 355 с.

81.Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов . М.: Недра, 1978. 192с.

82.Хлебова И.Л. Формирование параметрического отказа при изменении точности сопряжений поршневого компрессора / Известия вузов. Машиностроение, 1980. № 12. С. 74-77.

83.Хлебова И.Л. Формирование и расчёт вероятности параметрического отказа поршневого компрессора с изменением точности в процессе износа / Известие вузов. Машиностроение, 1981. №1. С.91-95.

- 84.Ходов Б.Н. Метод прогнозирования технического состояния поршневого компрессора по сравнительной эффективности компримирования / Машины и нефтяное оборудование. РНТС/ВНИИОЭНГ; М.,1982. № 4. С.13-15.
- 85.Ходов Б.Н. Техническая диагностика рабочих колёс центробежных насосов / Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. РНТС/ВНИИОЭНГ; М.1980. № 12. С.20-22.
- 86.Ходанович И.Е., Кривошеин В.Л., Бикчентай Р.Н. Тепловые режимы магистральных газопроводов. М.: Недра,1971. 306 с.
- 87.Хейн А.Л. Газодинамические расчеты ПХГ. М.: Недра, 1968. 314 с.
- 88.Хушпулян М.М., Рахмилевич З.З., Хушпулян А.М. Повышение эксплуатационной надёжности и экономичности компрессоров на промыслах . М.: ВНИИОЭНГ, 1972. 152 с.
89. Чарный И.А., Астрахан Д.И., Власов А.М. и др. Хранение газа в горизонтальных и пологопадающих водоносных пластах. М.: Недра, 1968. 300 с.
- 90.Чарный И.А. Основы газовой динамики. М.: Гостоптехиздат, 1961.
91. Ширковский А.И., Левыкин Е.В. Технологическое проектирование хранения газа в водоносных пластах. М.: Недра, 1973. 207 с.
92. Шимко Р.Я., Вечерік Р.І.,Хаєцький Ю.М. та ін. Забезпечення надійного функціонування ПСГ ДК "Укртрансгаз" / Нефть и газ Украины, 2002. №4. С. 40-43.
- 93.Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа М.: Наука, 1982. 206 с.
- 94.Щуп.Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. Практическое руководство : Пер.с англ. М.:Мир ,1982. 238с.
- 95.Щуровский В.А., Синицын Ю.И. О расходе топливного газа на газотурбинных компрессорных станциях / Транспорт и хранение газа. М.:ВНИИЭГАЗПРОМ,1976. №5. С.24-26.
- 96.Яковлев Е.И., Барыбин В.Н. Техническая диагностика трубопроводных систем. М.:МИНХ и ГП им. И.М. Губкина, 1980. 72 с.
- 97.Яковлев Є.І., Казак О.С., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Грудз В.Я. Режимы газотранспортних систем. Львів.:Світ,1991. 170 с.
- 98.Яковлев Е.И. Построение характеристик компрессорных станций магистральных газопроводов статистическими методами / Изв. Вузов. Нефть и газ, Баку, 1968. №2. С.56-59.
- 99.Яковлев Е.И., Киселев П.Л., Мыхалкив В.Б., Грудз В.Я. Методика оперативного диспетчерского управления режимами газотранспортных систем.:РИ-Киев: Час,1990.
- 100.Ясин Э.М., Березин В.Л., Ращепкин К.Е. Надежность магистральных газопроводов. М.: Недра, 1972. 212с.

- 101.Chatas, A.T: A. Practical Treatment of Nonsteadystate Flow Problems in Reservoir System. Petrol. Engr., 25 (5): B 42; 25 (6): B 38; 25 (9): B 44 (1953)
- 102.Cornell, D: Applying Van Everdingen and Hurst Solutions to Natwal Gas Flow Problems, World Oil, 142 (2): 134 (1956).
- 103.Cornell D. Unsteady State Flow in Gas Reservoirs, World Oil, 144 (2): 133 (1957).
- 104.Chong M.,Watson H.Prediction of Heat and mass transfer during compression in reciprocating compressors.Proceedings on the 1976 Purdue compressor Technology Conference.West Lafayette, Purdue University ,1976,466-472.
- 105.Gopal V.N. Gas Z-factor eguations developed for computer,-Oil and Gas Iournal,and,8,1977,p.58-60.
- 106.Katz D.L., Coutts K.H. Underground Storage of Fluids. – Ann Arbor, M I., 1968. – 575 p.
- 107.Mill L. D.temperature reveals compressor ills.-Oil and Gas Iournal,1971,v,69,№33,p.73-77.
- 108.Parry S. Discussion notes. Industrial reciprocating and rotary compressors, dssign and operational problems.”Proceeding of the Institution of mechanical Engineers”.1969-70,184,part 3R,241-248p.
- 109.Tek M.R. Natural Gas Underground Storage: Inventory and Deliverability. – Penn-Well Publihsing Co., 1996. – 425 p.
- 110.Tek M.R. Underground Storage of Natural Gas. – Houston: Gulf Publihsing, 1987. - 425 p.
- 111.Wambsgangss M., Cohen R. Dynamics of a reciprocating compressor with avtomatic reed valves.”Proceeding of the XII International Congress of Refrigeration”. Madrid, 1967. 11paper 3.06.,779-799.

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

Бегін Сергій Васильович

ДОДАТКИ

до дисертаційної роботи

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ В УМОВАХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ
ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ**

Спеціальність 05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

Галузь знань: Виробництво та технології

Івано-Франківськ – 2018

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача

1. Бегін С.В. Методологічні основи термографування основних вузлів газомоторних компресорів / Матеріали 6-тої Міжнародної науково-технічної конференції Нафтогазова енергетика. 2017. Івано-Франківськ. 15-19 травня 2017. С.212.
2. Грудз В.Я., Бегін С.В. Підвищення ефективності експлуатації компресорних станцій ПСГ на основі оптимізації обслуговування газоперекачувальних агрегатів / Нафтогазова енергетика. 2017. №1(27). С. 65-69.
3. Грудз В.Я., Грудз Я.В., Бегін С.В. Дослідження економічності та потужності експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів / Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2017. №1(62).С.61-65.
4. Perovych L, Begin S. Seasonal deformation processes at underground gas storage stations / Baltic surveying. International scientific journal. 2017.volume 6. 83-86.
5. Саприкін С.О., Олійник Ю.А., Грудз В.Я., Бегін С.В. Математична модель визначення надійності компресорної установки / Нафтогазова галузь України. 2017. №5. С.20-24.
6. Грудз В.Я., Бегін С.В. Вплив метеорологічних умов на потужність і економічність двигунів газомотокомпресорів / Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. №1(60), 2018. С. 12 – 16.

ДОДАТОК Б

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Управління магістральних газопроводів «Прикарпаттрансгаз»

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи


О. Карпаш
« 05 » травня 2016 р

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор УМГ

«ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ»

В. Рахміль
« 05 » травня 2016 р

МЕТОДИКА

прогнозування режимів і обслуговування поршневих газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станцій підземних сховищ газу

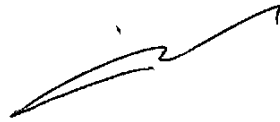
Івано-Франківськ, 2016

ЗМІСТ

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	4
2. МЕТОДИКА ТЕРМОГРАФІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ.....	5
3 ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПГПА В УМОВАХ КС ПСГ.....	6
4 ОПТИМІЗАЦІЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ ПГПА В УМОВАХ КС ПСГ.....	10
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПГПА В УМОВАХ КС ПСГ.....	15
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	16
ДОДАТКИ.....	17

Методику розробили:

Керівник,
завідувач кафедри спорудження та
ремонту газонафтопроводів і
газонафтосховищ, , д.т.н., проф.



В.Я. Грудз

Завідувач кафедри логістичної
інфраструктури нафтогазового
комплексу, , д.т.н., проф.



Я.В. Грудз

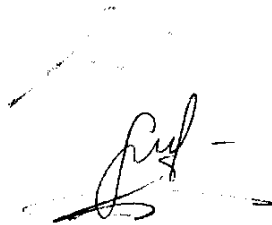
Аспірант

Я.В. Костів

Аспірант

Л.І. Мельницька

Здобувач



В.С. Бегін

ДОДАТОК В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор ІФНТУНГ

О. М. Карпаш

«11» травня 2016 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор УМГ

ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ"

В.Ф. Рахміль

«11» травня 2016 р.



АКТ

Ми, що підписалися нижче, представники Івано-Франкіського національного технічного університету нафти і газу доктор технічних наук Грудз В.Я., здобувач Бегін С.В. та головний інженер Богородчанського виробничого управління підземного зберігання газу(БВУПЗГ) Третьяк В.М. та начальник КС Богородчанського ВУПЗГ склали даний акт про наступне:

З 11.05.2016р. в Богородчанському виробничому управлінні підземного зберігання газу використовується «Методика прогнозування режимів і обслуговування поршневих газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станції підземних сховищ газу».

Методика має за мету врахування впливу атмосферних умов та характеристик природного газу як пального ПГПА на потужність і економічність двигуна компресора, а також відновлення працездатності ГПА за умови мінімізації затрат на обслуговування. Методика містить 4 блоки, кожен з яких має за мету оптимізувати певну ділянку процесу обслуговування.

Від ІФНТУНГ

Грудз В.Я.

Бегін С.В.

Від Богородчанський ВУПЗГ

Третьяк В.М.

Пісак В.С.