

622.691.4.052/043)
Ш 78

Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу

Шологон Вікторія Денисівна

УДК 622.691.4.052(043)

Ш 78



Розробка заходів підвищення ефективності експлуатації холодильників
газу на компресорних станціях

05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

м Івано-Франківськ – 2013



Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Тимків Дмитро Федорович
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу, завідувач кафедри
інформатики

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук Банахевич Юрій Володимирович, ПАТ “Укртрансгаз”
НАК Нафтогаз України, начальник відділу магістральних газопроводів і
газорозподільних станцій (м. Київ).

кандидат технічних наук, с.н.с. Братах Михайло Іванович, Український
науково-дослідний інститут природних газів (УкрНДІгаз), провідний
науковий співробітник (м. Харків).

Захист відбудеться 25 червня 2013 р. о 10 год. 00 хв. на засіданні
спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському
національному технічному університеті нафти і газу за адресою:
76019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці
Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу
за адресою: 76019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий “24” травня 2013 р.

Учений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 20.052.04,
кандидат технічних наук, доцент

Пилипів Л.Д.



АГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Неухильне зростання ролі трубопровідного транспорту газу як засобу диверсифікації енергетичних джерел і життєва необхідність визначального для енергетичної стратегії України раціонального використання енергоресурсів вимагає вирішення задачі підвищення ефективності роботи газотранспортних систем (ГТС), зокрема збільшення їх пропускної здатності та зменшення енергозатрат на транспортування газу. Складна структура системи магістральних газопроводів і велика потужність газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій (КС) призводять до суттєвих втрат енергії при транспортуванні, якщо режим роботи хоча б незначно відхиляється від номінального. Особливу увагу при цьому слід звернути на температурний режим газопроводів. Збільшення температури транспортованого газу зумовлює зростання гідравлічних втрат, які змінюються в залежності від швидкості руху газу в трубах. Тому способи охолодження газу після компримування повинні забезпечити ефективну експлуатацію газотранспортної системи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота носить науково-прикладний характер і входить у комплекс тематичних планів НАК “Нафтогаз України”, спрямованих на підвищення надійності експлуатації газотранспортного комплексу й окреслених Національною програмою “Концепція розвитку, модернізації і переоснащення газотранспортної системи України на 2009 – 2015 рр.”.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є дослідження впливу температурного режиму складних газотранспортних систем на енерговитрати на транспортування газу та розробка ефективних способів охолодження газу.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних завдань:

1. Провести аналітичні дослідження термогазодинамічних процесів у складних газотранспортних системах, встановити закономірності розподілу потоку газу з урахуванням змінних геометричних характеристик газопроводу та характеру гідравлічного опору.

2. Встановити характерні взаємозв'язки між параметрами неізотермічної течії газу в газопроводах та їх вплив на вимірювання витрати газу.

3. Розробити та дослідити системи підвищення ефективності водяного охолодження газу шляхом забезпечення високого коефіцієнту теплопередачі від газу до води.

4. Провести апробацію запропонованих методів і засобів на об'єктах газотранспортної системи ПАТ “Укртрансгаз”.

Об'єктом дослідження є газотранспортні системи та системи охолодження газу на КС.

Предметом дослідження є вплив температурного режиму газопроводів на енергетичні затрати на транспортування газу та підвищення ефективності охолодження газу.

Методи дослідження: системний аналіз експлуатаційних параметрів ГТС, традиційні методи аналізу показників експлуатації, методи побудови

22 2349 - an 2380

експлуатаційних характеристик, кореляційно-регресійний аналіз, факторний аналіз, методи математичного програмування.

Положення, що захищаються. Вплив характеристик температурного режиму та розподілу потоків газу в складних ГТС на енерговитрати на транспортування газу, розробка способів підвищення ефективності охолодження газу.

Наукова новизна отриманих результатів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- на основі аналітичних досліджень встановлено вплив термодинамічних параметрів газового потоку на вимірювання витрати газу;
- запропоновано розрахункові методи та залежності для побудови характеристик лінійних ділянок складних ГТС;
- проведено дослідження залежності енерговитрат на транспортування газу газопроводами трансукраїнської ГТС від глибини охолодження газу після компримування;
- запропоновано та досліджено методи обслуговування систем водяного охолодження газу на КС;

Практичне значення отриманих результатів. Встановлені закономірності температурного режиму та розподілу газових потоків у складних ГТС використано для розробки режимів роботи трансукраїнської ГТС, розроблено алгоритми та програми розрахунку енерговитрат на транспортування газу в залежності від глибини охолодження газу після компримування, які використовуються на практиці в ПАТ “Укртрансгаз”.

На основі досліджень інтенсифікації охолодження газу запропоновано безреагентні методи інтенсифікації теплообміну шляхом попередження відкладень і накипу у водяних системах охолодження газу, а саме: низькочастотний акустичний, магніто-акустичний і безреагентний, які використовуються на КС Ужгород і КС Долина.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи одержані автором самостійно. В опублікованих роботах автором особисто:

- показано на основі дослідження залежності енерговитрат на транспортування газу газопроводами трансукраїнської ГТС від глибини охолодження газу після компримування, що потужність працюючих КС суттєво залежить від температурного режиму [1];
- проведений аналіз енерговитрат на транспортування газу складними ГТС великої пропускної здатності показав, що незначні збурення температурного режиму зумовлять суттєву економію або перевитрату енергії на транспортування газу [3];
- встановлено, що розрахункові методи та залежності для побудови характеристик лінійних ділянок складних ГТС необхідно вдосконалити, врахувавши їх особливості [3];
- встановлено вплив термодинамічних параметрів газового потоку на точність вимірювання витрати газу [2,6];

- вдосконалено методи обслуговування систем водяного охолодження газу на КС [4];
- розроблено методи підвищення ефективності охолодження газу у водяних холодильниках шляхом інтенсифікації теплообміну [5];
- автор брала безпосередню участь у розробці та впровадженні у виробництво запропонованої техніки та технологій [4,5].

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень доповідались на:

- Міжнародній науково-технічній конференції “Ресурсозберігаючі технології у нафтогазовій енергетиці”. – 16-20.04.2007 р., м. Івано-Франківськ;
- Всеукраїнській науково-практичній конференції “Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубопровідного транспорту нафти і газу та підготовка кадрів галузі”. – 2-3 вересня 2010 р., м. Івано-Франківськ;
- Міжнародній науково-практичній конференції “Перспективні інновації в науці, освіті, виробництві і транспорті ‘2011’”. – 21-30 червня 2011р., м. Одеса;
- Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу”. – 15-18 травня 2012р., м. Івано-Франківськ.

У повному об’ємі результати досліджень доповідались на засіданні кафедри спорудження і ремонту газонафтопроводів та газонафтосховищ і науковому семінарі факультету нафтогазопроводів ІФНТУНГ.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 6 друкованих праць, 5 із них у фахових виданнях, дві з яких одноосібні.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4-х розділів, висновків і додатків, які викладені на 130 стор. машинописного тексту і містять 14 табл., 28 рис. Список використаних літературних джерел містить 103 найменування.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дано загальну характеристику роботи, показано актуальність теми, її зв’язок із науковими програмами, планами, вказано мету та задачі досліджень, їх наукову новизну, особистий внесок здобувача та структуру дисертації.

Перший розділ присвячено аналізу літературних джерел і конкретизації завдань досліджень.

На сьогодні близько 29% газопроводів відпрацювали свій амортизаційний термін, майже 60% експлуатуються від 10 до 33 років. Майже третина з 703 ГПА КС виробила свій моторесурс або близька до цього і потребує реконструкції.

Споживання природного газу в Україні 2010 року порівняно з 2009-м зменшилося на 4,1 млрд. кубометрів. Однак наша держава стабільно посідає місце в першій десятці країн світу за обсягом споживання природного газу та третє – за обсягами його імпорту, частка якого в газовому балансі України критично висока, при цьому держава витрачає великі кошти на закупівлю газу.

Енерговитратність на транспортування газу залежить від температурного режиму газопроводів, який має свої особливості для складних ГТС великої пропускну здатності. Тому зниження температури газу після компримування

запобігає виникненню не тільки аварійних ситуацій, пов'язаних із надійністю ізоляції, але й забезпечує збільшення пропускної здатності при одночасному зменшенні енерговитрат на транспортування газу.

В другому розділі наведено результати дослідження впливу термогазодинамічних параметрів газового потоку на точність та ідентичність вимірювання енергетичних характеристик газових потоків у складних ГТС.

Важливим є визначення об'єму газу, що постачається на територію України, і найчастіше цю задачу вирішують за допомогою методу змінного перепаду тиску. Для покращення цього методу необхідно розробити та застосувати уточнені алгоритми розрахунку як окремих коефіцієнтів у рівнянні витрати, так і самих значень витрати та кількості (об'єму) природного газу.

Метод змінного перепаду тиску не враховує значний перепад температури при редукуванні, вплив навколишнього середовища та похибку методу вимірювання температури одним датчиком, яка змінюється по перерізу трубопроводу та вздовж нього після дроселювання, що й зумовлює актуальність даного дослідження.

Дослідженню підлягає кінетика теплового стану потоків природного газу в транспортному трубопроводі після редукування: розподіл температури теплоносія $\theta(r, t)$ у перерізі трубопроводу з радіусом p для довільного моменту часу τ , кінетика температури газу по довжині трубопроводу.

Процеси тепломасопереносу газового потоку в циліндричній трубі зумовлені температурними полями та їх градієнтами, гідродинамікою потоку газу, теплофізичними властивостями термодинамічної системи газовий потік - труба - теплоізоляція - навколишнє середовище. Істотні теплові переміщення відбуваються за рахунок теплообміну потоку газу з внутрішньою поверхнею труби та теплопередачі від теплоізоляції труби в навколишній простір. Вплив навколишнього середовища змінює тепловий стан газового потоку в радіальному та поздовжньому напрямках транспортного трубопроводу. Процес дроселювання газу в регуляторі тиску супроводжується охолодженням за рахунок ефекту Джоуля-Томсона.

Існує два механізми переносу тепла в газовому потоці: конвективною та молекулярною дифузією, викликаною градієнтами температур.

Для базової Ейлерової системи циліндричних координат регулятора тиску вектор теплового потоку в середовищі газу з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda(\theta)$, зумовлений градієнтами температур $\nabla\theta$, запишемо у вигляді закону Фур'є

$$\underline{q}(\theta) = \lambda(\theta)\nabla_r\theta + \lambda(\theta)\nabla_z\theta. \quad (1)$$

Компоненти задовольняють у кожен момент часу τ рівняння балансу тепла

$$\nabla q(\theta) = \rho(\theta)C_p(\theta)(\dot{\theta} + V_r\nabla_r\theta + V_z\nabla_z\theta), \quad (2)$$

де $\dot{\theta}(r, z)$ – похідна за часом від температури; ∇ – оператор Гамільтона; $V_r(r, z, \tau)$, $V_z(r, z, \tau)$ – радіальна й осьова компоненти вектора швидкості рухомих об'ємів газу; $\rho(\theta)$, $C_p(\theta)$, $\lambda(\theta)$ – теплофізичні характеристики газу.

Сформульовану задачу необхідно доповнити крайовими умовами на границі системи газовий потік - труба. Граничні умови визначені на внутрішній поверхні труби $S_T = S_{T_1} \cup S_{T_2} \cup S_{T_3}$ із вектором нормалі n значеннями:

- температур в умовах Діріхле

$$\theta(r, z, \tau) = \theta^*(r, z), (r, z) \in S_{T_1}; \quad (3)$$

- густини теплових потоків q^* в умовах Неймана

$$\lambda(\theta) \nabla_n \theta(r, z, \tau) = \underline{q}^*(r, z), (r, z) \in S_{T_2}; \quad (4)$$

- коефіцієнтів тепловіддачі h і температурою навколишнього середовища θ_{cep} в умовах Коші-Ньютона

$$\lambda(\theta) \nabla_n \theta(r, z, \tau) = h(\theta(r, z, \tau) - \theta_{cep}), (r, z) \in S_{T_3}. \quad (5)$$

Крайова задача описує розподіл температури в потоці газопроводу. Для середовища газу, що рухається з заданим вектором швидкостей $(V_r(r, z), V_z(r, z))$, рівняння має вигляд:

$$\dot{\theta} = -V_r \nabla_r \theta - V_z \nabla_z \theta. \quad (6)$$

Диференціальне рівняння нестационарної теплопровідності для нерухомого середовища газу ($V_r = 0, V_z = 0$) описує зміну температури середовища за рахунок молекулярної дифузії

$$\dot{\theta} = \nabla(\nabla_r \theta + \nabla_z \theta) \frac{\lambda(\theta)}{\rho(\theta) C_p(\theta)}. \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопередачі h , у граничній умові для багат шарової стінки циліндричної труби з теплоізолюючим прошарком і віднесений до одиниці довжини, визначається формулою

$$h = K^{-1}(R) = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\lambda_m} + \frac{\ln(d_3/d_2)}{2\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (8)$$

де d_1, d_2, d_3 – внутрішній, зовнішній діаметр труби та теплоізоляції; λ_m, λ_i – коефіцієнти теплопровідності металу труби та теплоізоляції; α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від газу до труби та від теплоізоляції до повітря.

Дроселювання газу в трубопроводі супроводжується зміною швидкості й охолодженням газу. Швидкість протікання газу W_0 після редукування в поздовжньому напрямку трубопроводу вважалася сталою в його радіальному перерізі. Величину W_0 розраховували за фактичними витратою газу та його тиском P_0 після регулятора. Для знаходження початкової температури газу в трубопроводі після дроселювання в редукторі застосовувалася залежність

$$\theta_0 = \theta_1 - D_\tau \cdot \Delta P - \frac{1}{C_p} \frac{W_1^2 - W_0^2}{2}. \quad (9)$$

Для розв'язання задачі нестационарної теплопровідності в необмеженому за довжиною циліндричному тілі радіусом R використано аналітичний метод, запропонований О.В. Ликовим. Вважалося, що температура циліндра залежить від радіуса r і часу τ . У початковий момент часу радіальний розподіл температури в циліндрі задавали у вигляді функції $f(r)$. У довільний момент часу циліндр знаходиться в середовищі зі сталою температурою $T_c > \theta_0(r, 0)$ і сталим коефіцієнтом теплообміну. Процес нагрівання залежить як від швидкості переносу тепла теплопровідністю середовища циліндра, так і від швидкості теплообміну з навколишнім середовищем.

Диференціальне рівняння теплопровідності у випадку $\nabla_r \theta = 0$ набуває вигляду

$$\mathcal{G} = a(\theta) \nabla \nabla_r \mathcal{G}. \quad (10)$$

Початкові та граничні умови формулюємо у вигляді:

$$\begin{aligned} \mathcal{G}(r, 0) &= t_c - f(r) = f_1(r), \\ -\frac{\partial \mathcal{G}(R, \tau)}{\partial r} + H \mathcal{G}(R, \tau) &= 0, \\ \frac{\partial \mathcal{G}(0, \tau)}{\partial r} &= 0, \mathcal{G}(0, \tau) \neq \infty. \end{aligned} \quad (11)$$

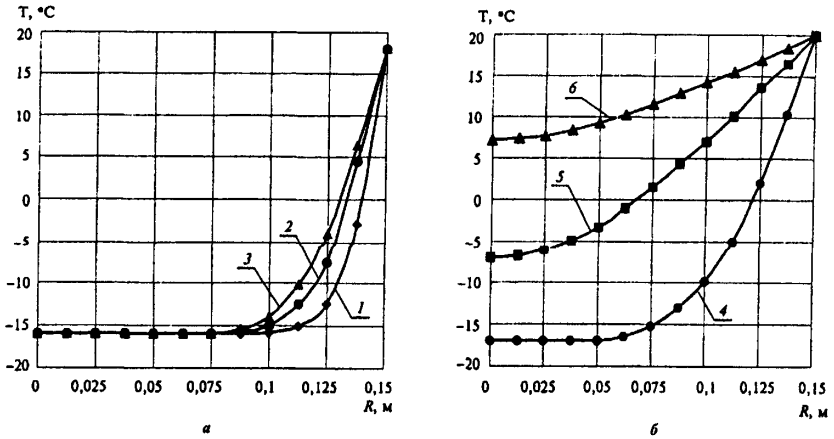
Розв'язок рівнянь для необмеженого циліндра при коаксіальному розподілі ізотерм щодо осі циліндра матиме вигляд:

$$\mathcal{G} = \frac{\theta(r, \tau) - \theta_0}{T_c - \theta_0} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0 \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \exp \left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2} \right), \quad (12)$$

де $A_n = \frac{2 J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]}$ - сталі коефіцієнти (початкові теплові амплітуди), що залежать від критерію Біо-Ві; $J_0(kr)$, $J_1(kr)$ - функції Бесселя першого роду нульового та першого порядку; $a(\theta, P) = \frac{\lambda(\theta)}{p(\theta, P) C_p(\theta)}$ - коефіцієнт температуропровідності газу, величина якого залежить від температури θ і тиску P газу в трубопроводі.

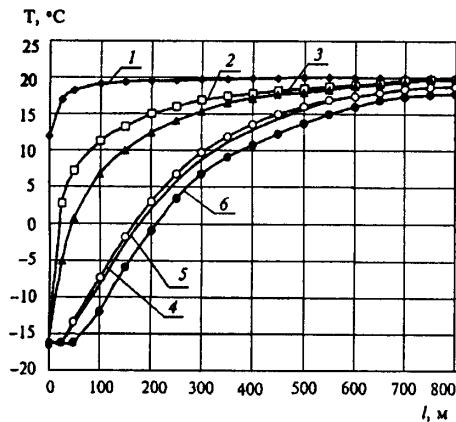
В розробленій методиці розрахунку кінетики теплового стану потоків природного газу в транспортному трубопроводі після дроселювання використали схему Ейлера-Лагранжа. Як приклад, для дослідження теплового стану природного газу вибрано трубопровід діаметром 300 мм із відомими експлуатаційними показниками.

Результати чисельного експерименту наведені у вигляді графіків розподілу температури газу в радіальному (рисунок 1) і поздовжньому (рисунок 2) напрямках трубопроводу після регулятора тиску.



1 – 10 с; 2 – 20 с; 3 – 30 с; 4 – 60 с; 5 – 300 с; 6 – 600 с

Рисунок 1 – Радіальний розподіл температури газу в трубопроводі після регулятора тиску на відстані, пройденій за час



1 - $R_1 = 0,149$ м; 2 - $R_2 = 0,126$ м; 3 - $R_3 = 0,114$ м; 4 - $R_4 = 0,060$ м; 5 - $R_5 = 0,054$ м; 6 - $R_6 \leq 0,030$ м

Рисунок 2 – Кінетика температури для різних перерізів труби по довжині трубопроводу

За рахунок ефекту Джоуля-Томсона температура газу в перерізі трубопроводу після регулятора тиску однорідна та набуває значення 15°C ($\tau = 0$ с).

Через деякий час температура газу в радіальному напрямку труби стабілізується (рисунок 1, а, б). Газ починає прогріватись по всій площі перерізу. На відстані 390 м ($\tau = 300$ с) після регулятора тиску його температура змінюється в діапазоні від +12 до +20°C. Відповідно, градієнти температур ∇t зменшуються до 8°C на радіусі труби. Квазістаціонарний режим теплового стану газу встановлюється після регулятора тиску на відстані, яка перевищує 780 м ($\tau = 600$ с). Радіальний градієнт температури в даний момент часу становить $\nabla t = 2$ °C.

Кінетика температури газу по довжині трубопроводу для розрахункових точок, які знаходяться біля зовнішньої поверхні трубопроводу та ближче до осі труби, істотно відрізняється. Біля внутрішньої поверхні трубопроводу температура газу на відстані 13 м ($\tau = 10$ с) після регулятора тиску набуває значення ~ 18 °C, тобто стає близькою до температури навколишнього середовища 20°C. По мірі віддалення від стінки труби газ проявляє теплову інерційність.

Отже, можна стверджувати, що розроблена модель стосовно розрахунку теплового стану природного газу в трубопроводі забезпечує визначення закономірностей розподілу температури потоку теплоносія для довільного моменту часу.

За результатами експериментальних досліджень виявлено істотний вплив експлуатаційних режимів трубопроводу, теплофізичних властивостей газу на швидкість стабілізації температури в трубопроводі після регулятора тиску.

Проведені експериментальні дослідження з термоізолюваною кишенею термочутливого елемента та неізолюваного елемента свідчать про різну температуру газу та труби, що достовірно встановлено з результатів математичного моделювання про наявний градієнт температур газу в радіальному перерізі труби на відстані, більшій 100 д.

Із урахуванням факту впливу дроселювання на температуру газу (T_r) залежно від точки розміщення гільзи термометра T_r у зоні діафрагми буде відрізнятися від T_r у точці розміщення гільзи термометра. Точка розміщення гільзи термометра визначена відстанню, не меншою, ніж 5-10 д від регулятора тиску згідно з правилами 50-213-80 або 5-10 д від діафрагми згідно з ГОСТ 8.563.2-97. Тому доцільно визначення температури газу T_r у транспортному трубопроводі проводити, виходячи з показників двох термометрів T_1 і T_2 , які розміщені до і після діафрагми.

Третій розділ присвячено дослідженням впливу температури газу на енерговитрати на транспортування для системи трансукраїнських газопроводів.

У політропічному процесі розширення газу, характерному для магістральних газопроводів, збільшення температури газу призводить до зростання його питомого об'єму та до збільшення лінійних швидкостей потоку в трубопроводі і пов'язаного з ним зростання турбулентних пульсацій викликає збільшення гідравлічних втрат енергії на виконання роботи силами внутрішнього тертя потоку та зростання дисипативних втрат енергії. Таким чином, збільшення внутрішньої

енергії газу в газовому потоці зумовлює зростання загальних гідравлічних втрат енергії.

Знизити величину внутрішньої енергії газу можна за рахунок охолодження його після компримування в ГПА КС. Однак, на охолодження газу необхідно витратити певну енергію для приводу насосів (у випадку водяного охолодження) чи вентиляторів (у випадку повітряного охолодження).

Загальноприйнято розрахунки режимів і пропускної здатності складних ГТС вести методом еквівалентного діаметра. Відомі залежності для визначення якого справедливі, якщо всі газопроводи паралельної системи мають однакову довжину. На практиці (зокрема, для трансукраїнської системи газопроводів) паралельні нитки газопроводів мають різну довжину. В такому випадку запропоновані формули даватимуть певну похибку результату, яка буде тим більшою, чим більша різниця в довжинах газопроводів. Тому підхід до визначення еквівалентних параметрів змінено та запропоновано нові розрахункові залежності.

Для ГТС, що мають відбір у деякій точці магістралі, запропоновано розрахункові залежності й ітераційний метод визначення пропускної здатності.

Запропоновані методи покладені в основу розрахунку режимів роботи трансукраїнської ГТС шляхом побудови характеристик лінійних ділянок і КС.

Пропускна здатність системи трансконтинентальних газопроводів визначається пропускною здатністю лінійних ділянок і продуктивністю КС. Для визначення пропускної здатності системи вибрано метод характеристик. Характеристика кожної з лінійних ділянок газопроводів одержана на основі основного рівняння газопроводів

$$P_n^2 - P_k^2 = C_{ij} Q^2, \quad (13)$$

де C_{ij} - сталий коефіцієнт для і-тої ділянки j-го газопроводу.

Характеристику кожної з КС, на яких працюють повнонапірні нагнітачі по паралельній схемі, можна записати на основі характеристики окремого ГПА в двочленній формі

$$P_{H_{ij}}^2 = a_{ij} P_{B_{ij}}^2 - \frac{B_{ij}}{r^2} Q_j^2. \quad (14)$$

У результаті отримаємо систему рівнянь, яка дає змогу визначити пропускну здатність кожного з газопроводів, що входять до складу системи. Розв'язок системи має такий вигляд:

$$Q_j = \sqrt{\frac{P_{B1}^2 \prod_{i=1}^{n_j} a_{ij} - P_k^2}{\sum_{i=1}^{n_j} (b_{ij} + c_{ij}) \prod_{i=1}^{n_j} a_{ij}}}; \quad (15)$$

де n - кількість КС на j-тому газопроводі системи.

Тепловий режим газопроводу тісно пов'язаний із гідравлічним, тому некоректно розглядати динаміку зміни температур газу в газопроводі без впливу

гідравлічних втрат енергії. З іншого боку, врахування дисипації потенціальної та внутрішньої енергії в газовому потоці призводить до складних математичних моделей, які часто не дозволяють одержати прийнятні розв'язки. Тому найбільш ефективним методом досліджень слід вважати ітераційний метод.

Зміна температур реального газу по довжині газопроводу має два причинних фактори: теплову взаємодію трубопроводу з навколишнім середовищем і вплив внутрішніх ефектів. Зовнішнім мірилом температурних процесів у газопроводі та пов'язаних із ними гідравлічних втрат енергії можна вважати середню температуру газу на лінійній ділянці газопроводу. Вона визначається зовнішнім теплообміном і величиною гідравлічних втрат енергії при розширенні газу. Для її визначення запропонована розрахункова схема, яка реалізується для кожного з газопроводів системи. Вважається відомою температура на вході першої КС і комерційна продуктивність газопроводу.

Робочий тиск і температура на виході КС, розміщеної на початку лінійної ділянки, визначаються з умов політропічного стиску газу.

Середня температура газу на лінійній ділянці в початковому наближенні можна знайти за формулою Шухова.

Температуру ґрунту в непорушеному тепловому стані взято середньою для даної ділянки та розраховано за формулою, одержаною на основі обробки статистичних даних для території України в залежності від сезону

$$t_{гр} = 6,9 + 3,6 \sin \frac{\pi}{180} (\tau + 165), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (16)$$

де t - календарний час у добах.

При відомій середній температурі та початковому тиску знайдено в початковому наближенні тиск у кінці лінійної ділянки, тобто, на вході в наступну КС.

Тепер для уточнення середньої температури враховано вплив ефекту Джоуля-Томсона

$$T_{спij}^{(s=0)} = T_{гр} + \frac{T_{Hij} - T_{гр}}{a_{ij} h_{ij}} (1 - e^{-a_{ij} L_{ij}}) - D \frac{P_{Hij}^{(s)^2} - P_{Bi+1j}^{(s)^2}}{2a_{ij} L_{ij} P_{Hij}^{(s)}}, \quad (17)$$

де D - коефіцієнт ефекту Джоуля-Томсона.

Після уточнення середньої температури газу та середнього тиску на ділянці повертаємося до уточнення тиску та температури на вході наступної КС. Ітераційний процес продовжується доти, поки не буде досягнуто співпадання кінцевих тисків на сусідніх ітераціях із заданим ступенем надійності.

Після досягнення заданої точності переходимо до розрахунку режиму роботи КС. Для цього характеристики обладнання КС задавалися у вигляді

$$\varepsilon^2 = (\alpha - \beta \bar{n}) - (\gamma + \theta \bar{n}) Q_B^2, \quad (18)$$

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{нр} = C_0 - C_1 Q_B + C_2 Q_B^2,$$

де $\alpha, \beta, \gamma, \theta, C_0, C_1, C_2$ - сталі коефіцієнти, що визначаються за характеристиками нагнітача; n - відносні оберти ротора нагнітача; $\left[\frac{N_1}{\rho_*} \right]_{np}$ -

приведена індикаторна потужність.

Тоді з першого рівняння системи (18) визначається ступінь стиску газу при номінальних обертах ротора та тиск на виході КС. На розв'язки накладаються обмеження по тисках і температурах. У результаті отримуємо відносні оберти ротора нагнітачів

$$\bar{n} = \frac{\left(\frac{P_{H_{i+1},j}^{\max}}{P_{B_{i+1},j}} \right)^2 - a + \gamma Q_B^2}{(\beta - \theta) Q_B^2}. \quad (19)$$

Індикаторна приведена потужність визначається з другого рівняння системи (18), потім визначаємо індикаторну, ефективну потужність агрегату та загальну потужність КС.

При охолодженні газу на КС на глибину Δt температура на виході становитиме

$$T_{H_{ij}} = T_{H_{ij}} - \Delta t. \quad (20)$$

Тоді зменшиться середня температура газу на ділянці та зросте тиск на вході наступної КС. Це призведе до зменшення об'ємної продуктивності КС при умовах входу в агрегати і до зменшення приведеної індикаторної потужності КС. Отже, охолодження газу на КС призводить до зменшення енергетичних затрат на перекачування газу.

Розрахунок охолодження газу на КС мав за мету визначення затрат енергії, необхідної для досягнення заданої глибини охолодження. Вихідними даними для розрахунку служать технічна характеристика апарату повітряного охолодження (АПО) даного типу, фізичні властивості газу, його комерційна витрата й умови надходження газу на охолодження. Температура повітря на вході в холодильник газу приймається рівною температурі навколишнього середовища в залежності від сезону (календарного часу), згідно даним гідрометеорологічної служби.

Потужність вентилятора кожного ступеня АПО не залежить від параметрів режиму роботи та визначається паспортними даними АПО. Тому при наявності r паралельно працюючих АПО, які охолоджують газ у S ступеней, загальна потужність системи охолодження складе

$$N_0 = N_{\text{пасп}} r_0 S, \quad (21)$$

де $N_{\text{пасп}}$ - паспортна потужність вентилятора одного АПО.

Таким чином, для заданої глибини охолодження газу визначались затрати енергії на охолодження газу, які, в сумі з затратами енергії на перекачування, склали загальний енергетичний баланс системи. Мінімум сумарних енергозатрат визначає оптимальну температуру охолодження газу.

На основі викладених розрахункових схем створено алгоритми та програми розрахунків технологічних процесів транспорту газу по системі газопроводів Уренгой-Помари-Ужгород-Союз-Прогрес, які дозволяють оптимізувати температурний і гідравлічний режими з точки зору мінімуму енергетичних затрат на перекачування.

В результаті розрахунків, виконаних для різних умов та параметрів режиму, одержана інформація про число працюючих АПО та схему їх роботи, температури газу та повітря до і після охолодження. Результати розрахунків у вигляді графіка приведено на рисунку 3.

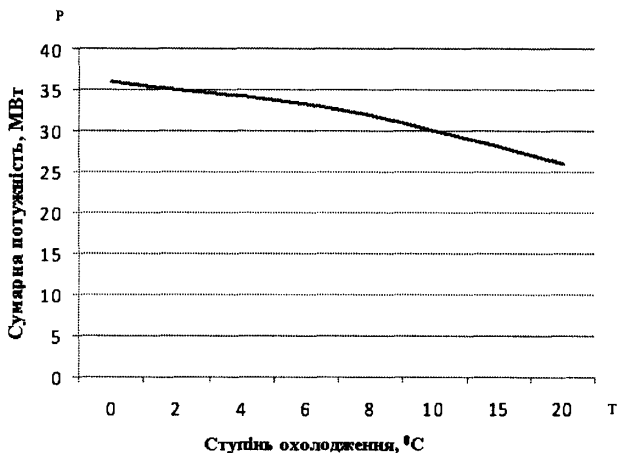


Рисунок 3 - Затрати потужності на перекачування газу в залежності від глибини охолодження

Результати дослідження показують, що збільшення глибини охолодження газу спричиняє зменшення енерговитрат на транспортування газу, оскільки зменшення температури газу спричиняє збільшення його густини при робочих умовах, а, значить, і зменшення лінійних швидкостей газу в трубах. У результаті зменшуються гідравлічні втрати на транспортування та, відповідно, витрати потужності. Крім того, зменшення температури газу призводить до зменшення його динамічної в'язкості, що також має вплив на зниження гідравлічних втрат при транспортуванні. Однак, при розвинутому турбулентному режимі залежність коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса несуттєва.

Отримана залежність витрат потужності на транспортування газу від глибини його охолодження на КС після компримування не досягає екстремуму. Очевидно, мінімум функції досягається при значно більших глибинах охолодження в зв'язку з тим, що витрати потужності на охолодження значно менші за витрати потужності на компримування. Проте для реальних значень величини глибини охолодження газу після компримування залежність витрат потужності на транспортування від глибини охолодження має падаючий характер.

Четвертий розділ присвячено дослідженням підвищення ефективності охолодження газу у водяних холодильниках на КС шляхом підвищення теплопередачі від газу до води.

Спосіб водяного охолодження газу завдяки високій теплоємності води та нижчим температурам у порівнянні з повітрям дозволяє досягнути значної глибини охолодження газу при майже однакових енергетичних затратах. Суттєвим недоліком цього способу, який протидіє його широкому застосуванню, є складність в обслуговуванні, зокрема, в підготовці води як холодоагента. Жорстка вода з природних водойм і артезіанських свердловин при високих температурах призводить до відкладання накипів на стінках труб, що знижує коефіцієнт теплопередачі від газу до води та вимагає частих очисток холодильників, що є трудомістким процесом, пов'язаним зі значними матеріальними затратами. Тому для використання способу водяного охолодження газу в умовах компресорних станцій необхідно розробити високоефективні методи обслуговування водяних холодильників газу на КС.

Одним із методів інтенсифікації теплообміну є запобігання відкладень. Цей метод є найбільш перспективним, оскільки не вимагає відключення теплообмінних апаратів від технологічної лінії, їх розкриття та ручної очистки та забезпечує постійну, максимально можливу для даної конструкції апарату, теплопередачу між теплоносіями. Він вигідно відрізняється від відомих низькою вартістю та простотою реалізації.

Найбільш перспективними методами запобігання відкладень є безреагентні методи, засновані на впливах фізичних полів.

Магнітна обробка через відсутність дешевого способу видалення сольового шламу й інших механічних домішок із циркуляційної води отримала дуже обмежене застосування. Вона застосовується для зміни структури відкладень, але не виключає необхідності відключення теплообмінних апаратів від технологічної лінії, їх розкриття та ручного очищення. Обробка лише полегшує цей процес, але не виключає його.

Суть низькочастотного акустичного способу полягає в тому, що в порожнині теплообмінного апарату (в теплоносії з боку утворення відкладень) збуджується низькочастотне акустичне поле частотою $5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^3$ Гц.

Механізму процесу запобігання відкладень і накипу можна дати наступне пояснення.

Звукова хвиля в напрямку свого руху несе з собою певну енергію і в напрямку свого поширення викликає в озвучуваному середовищі виникнення областей підвищеного тиску та розрідження. Зустрічаючи на своєму шляху перешкоду у вигляді зростаючого кристала, частки мулу, піску і т.п., вона віддає цій частці частину своєї енергії, приводячи її у коливальний рух.

Розглянемо процеси, що відбуваються всередині одиначної труби теплообмінного апарату при введенні звукових коливань у порожнину теплообмінника

$$x' = -w^2 x, \quad (22)$$

де x – зміщення коливаючої частинки.

Із загального рішення рівняння виходить, що прискорення коливаючої частинки рівне

$$a = x'' = -A\omega^2 \cos(\omega t - \alpha) = -4\pi^2\nu^2 A \cos(2\pi\nu t - \alpha), \quad (23)$$

де ω, ν, α – кругова, лінійна частоти та фаза коливань відповідно, A – амплітуда.

Амплітуду коливань A необхідно обирати за умовою $\tau_c < \tau$, де τ_c – гранична напруженість зсуву відкладень, τ – напруженість зсуву при накладенні коливань. Накладення звукових коливань дозволяє досягти величин прискорення, при яких виконується ця умова. Наприклад, у теплообмінних апаратах КС Ужгород при частоті коливань $\nu = 47$ Гц і амплітудою $A = 0,5$ см прискорення сягає $\alpha = 441$ м/с², або близько 44 g (g – прискорення вільного падіння).

Таке велике прискорення призводить до ефективного руйнування відкладень і якісної очистки. При достатніх значеннях амплітуди звукової хвилі кожен наступний імпульс хвилі, що проходить, знімає відкладену мулисту плівку, не дає можливості частинці механічної домішки або центру кристалізації “закріпитися”.

Таким чином, кристалізація й утворення відкладень у потоці рідини при озвучуванні її низькочастотним акустичним полем супроводжується рядом явищ, кінцева дія яких зводиться до запобігання процесів адгезії кристалів, що випали з води, та твердих частинок механічних домішок приведенням їх у коливальний рух і подальшим винесенням за межі теплообмінного апарату.

Описаний спосіб випробуваний у промислових умовах компресорного цеху №1 КС Ужгород УМГ “Прикарпаттрансгаз”.

Дослідження в галузі магнітної обробки води та результати досліджень про можливість застосування низькочастотного акустичного поля, що вводиться у внутрішньотрубну водяну порожнину теплообмінних апаратів для запобігання утворення відкладень на теплообмінній поверхні теплообмінних апаратів, лягли в основу розробленого магніто-акустичного способу запобігання відкладень на теплообмінній апаратурі.

Суть способу полягає в тому, що вода перед подачею в теплообмінні апарати обробляється електромагнітним полем певних параметрів, а по внутрішньотрубній водяній порожнині теплообмінних апаратів збуджується акустичне поле звукової частоти. Використовується явище, при якому на теплообмінній поверхні з води, обробленої електромагнітним полем, відкладення утворюються не у вигляді накипу, а у вигляді пухкого шламу. В силу явищ, описаних вище, цей шлам, разом із іншими механічними домішками води, приводиться акустичним полем у підвищений стан і виноситься потоком рідини за межі теплообмінних апаратів.

Вивчення ефективності застосування магніто-акустичного способу щодо попередження накипу та відкладень у холодильниках газу спершу здійснювались у лабораторних умовах. Для цього була розроблена та виготовлена лабораторна установка. Дослідження проводились наступним чином.

Через контрольну трубку за допомогою насоса здійснюється циркуляція води з бака ємністю 10 л у сепаратор. Швидкість циркуляції регулюється вентилем.

Навколо трубки підтримується постійна температура, яку забезпечує автоматичний пристрій. Цей пристрій дає можливість підтримувати температуру в межах 50 ± 150 °С. На вході контрольної трубки вода обробляється в пристрої для магнітної обробки води, напруженість поля та швидкість потоку в якому можна міняти в широкому діапазоні $1,5 \cdot 10 \div 20 \cdot 10$ А/м і $0,5 \div 2,5$ м/с відповідно. В контрольну трубку вводяться низькочастотні коливання, що збуджуються сейсмоприймачем типу С120. Випромінювач живиться від інфразвукового генератора типу ГЗ-16 або звукового генератора типу ГЗ-18 (залежно від частоти коливань, що вводяться). Із сепаратора, з'єднаного зі шламозбірником, вода подається через відбірну трубку назад у бак. Швидкість потоку в відбірній трубці та шламозбірнику регулюється за допомогою вентилів. Температура води в баку підтримується на заданому рівні за допомогою автоматичного пристрою.

Для проведення досліджень готувалась технічна вода, жорсткість, вміст і фракційний склад зважених часток в якій змінювались у широкому діапазоні.

Методика визначення оптимальних параметрів магнітного й акустичного полів наступна.

Вибирається швидкість циркуляції води та досліджується ефективність обробки води магнітним полем при відсутності акустичного. Потім при вибраних напруженості магнітного поля та швидкості потоку води визначаються оптимальна амплітуда та частота звукових коливань.

Лабораторні дослідження дозволили зробити наступні висновки:

- спосіб ефективний для будь-якого складу води як по солемісту, так і за кількістю механічних домішок;
- ефективність запобігання процесів адгезії між частинками механічних домішок, сольового шламу та теплообмінною поверхнею в діапазоні частот від $5 \cdot 10$ до $5 \cdot 10^3$ Гц не залежить від частоти акустичного поля, що вводиться в порожнину теплообмінного елемента та знаходиться в прямій залежності від його потужності;
- зі збільшенням потужності акустичного поля процеси адгезії сповільнюються;
- при забезпеченні коефіцієнта магнітної обробки $K < 50$ і потужності акустичного поля не менше $0,08$ Вт/м² та при швидкості потоку води через контрольну трубку не менше $0,7$ м/с забезпечуються умови повного запобігання утворенню відкладень на теплообмінній поверхні.

Для перевірки ефективності запропонованого способу в промислових умовах була розроблена, виготовлена та змонтована в цеху №2 КС Ужгород експериментальна установка, що містить апарати магнітної обробки води, акустичні випромінювачі та блок автоматичного керування роботою установки.

Отримані результати підтвердили теоретичні та лабораторні дослідження, високу ефективність запропонованого способу, можливість зниження вимог, що пред'являються до технічної води оборотних систем охолодження.

До недоліків магніто-акустичного способу слід віднести неможливість його застосування у випадку, коли вода погано піддається магнітній обробці, та низьку

ефективність у випадку малої швидкості потоку води через трубки теплообмінників.

Ці недоліки відсутні в розробленому безреагентному способі попередження відкладень із видаленням їх за межі системи охолодження.

У цьому способі, як і в магніто-акустичному, використовується магнітна обробка води перед подачею її в теплообмінний апарат і збудження низькочастотних акустичних коливань у потоці води, що протікає через теплообмінники.

Особливістю цього способу є те, що потужність акустичного поля вибирається такою, щоб забезпечити пухкий стан відкладень, при цьому вона є нижчою, ніж у магніто-акустичному способі.

Іншою відмінністю є те, що періодично (через кожні 3-4 дні) протягом 0,25-2 хвилин вихідний патрубок теплообмінного апарату, з боку охолоджуючої води, з'єднують з атмосферою. Це створює умови різкого збільшення швидкості потоку теплоносія та виносу разом із ним за межі системи охолодження відкладень, що випали на теплообмінну поверхню.

Іще одна особливість цього способу полягає в тому, що магнітній обробці піддається не вся циркуляційна вода, а тільки підживлююча. Це дозволяє значно зменшити як капітальні затрати при впровадженні, так і експлуатаційні надалі при його використанні.

На основі лабораторних і промислових досліджень для реалізації способу в промислових умовах була розроблена установка попередження відкладень у теплообмінній апаратурі компресорних станцій. Установка включає у себе апарати магнітної обробки води, акустичні випромінювачі та блок автоматичного управління роботою установки. Впроваджена на КС Ужгород установка запобігання утворенню відкладень у теплообмінних апаратах компресорного цеху №2 суттєво вплинула на техніко-економічні показники виробництва.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

На основі теоретичних й експериментальних досліджень вирішено важливу науково-практичну задачу, яка полягає у встановленні закономірностей впливу температурного фактора на параметри газового потоку в газопроводі, що дає можливість підвищити ідентичність вимірювання витрати газу та на основі інтенсифікації охолодження зменшити енергозатрати на транспорт, а саме:

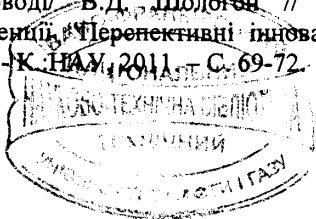
1. На основі математичного моделювання кінетики теплового стану потоків природного газу в трубопроводі після редукування встановлено закономірності розподілу температур у радіальному та поздовжньому напрямку і суттєвий їх вплив на значення контрольованої температури газу одним термометром, розміщеним у гільзі трубопроводу; в зв'язку з тим, що велике значення градієнта температури зберігається на відстані, значно більшій, ніж $100d$, температура газу в зоні діафрагми, яка використовується в розрахунках його витрати, буде відрізнятися від показів термометра. Запропоновано в зоні діафрагми температуру газу визначати

перерахуванням за даними градієнта температур.

2. Запропоновані принципи еквівалентності складних ГТС дозволили побудувати характеристики лінійної частини магістральних газопроводів, на основі яких побудовано алгоритм і виконано розрахунки пропускної здатності та сумарної потужності КС для різних умов роботи системи; проведені дослідження залежності сумарних затрат енергії на транспорт газу від глибини його охолодження після компримування показали, що збільшення глибини охолодження газу в раціональних межах зумовлює зниження сумарних витрат енергії на транспортування газу.
3. Проведені дослідження інтенсифікації теплообміну в холодильниках газу на КС після компримування дали змогу розробити методи попередження відкладень у системі охолодження, що базуються на підготовці води дією магнітного поля, низькочастотному впливі на відкладення та безреагентному попередженню відкладень із видаленням їх за межі системи охолодження.
4. Апробація запропонованих методів для інтенсифікації теплообміну в холодильниках компресорних цехів КС Ужгород УМГ "Прикарпаттрансгаз" показала їх високу ефективність і простоту в обслуговуванні. Загальний економічний ефект дослідно-промислового випробування протягом 2009-2010 років склав понад 109 тис. грн.

Основний зміст дисертації викладено в наступних наукових публікаціях:

1. Грудз В.Я. Визначення кількості тепла, акумульованого ґрунтом навколо трубопроводу/ В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, А.В. Дацюк, В.Д. Шологон // Нафтогазова енергетика. – 2011. - № 1(14).- С. 39-42.
2. Шологон В.Д. Кінетика теплового стану потоків природного газу в трубопроводі/ В.Д. Шологон // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. - № 4 (41).- С. 77-82.
3. Грудз Я.В. Дослідження впливу температурного режиму газопроводів на енергоефективність транспортування газу/ Я.В. Грудз, Н.Я. Дрінь, Р.Б. Стасюк, В.Д. Шологон та ін. // Нафтогазова енергетика. – 2011. - № 2 (15). - С. 43-47.
4. Шологон В.Д. Аналіз методів охолодження газу на компресорних станціях/ В.Д. Шологон, В.М. Радиш // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. - № 3(44). - С.193-197.
5. Шологон В.Д. Підвищення ефективності охолодження газу у водних холодильниках шляхом інтенсифікації теплообміну/ В.Д. Шологон // Нафтогазова енергетика. – 2012. – № 2 (18).- С. 148-151.
6. Шологон В.Д. Математичне моделювання нестационарної теплопровідності в газопроводі/ В.Д. Шологон // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Перспективи інновації в науці, освіті, виробництві і транспорті '2011". - К. НАУ, 2011, т. С. 69-72.



АНОТАЦІЯ

Шологон В.Д. – Розробка заходів підвищення ефективності експлуатації холодильників газу на компресорних станціях - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.13 - Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2013.

Дисертацію присвячено дослідженням впливу температурного фактора на параметри технологічного режиму газопроводу, зокрема на енерговитратність на транспортування газу, та розробці заходів і засобів інтенсифікації процесу охолодження газу в холодильниках після компримування шляхом попередження й очистки їх від відкладень. Запропоновано та впроваджено в практику методи, що базуються на підготовці води дією магнітного поля, низькочастотному впливі на відкладення та безреагентному попередженню відкладень із видаленням їх за межі системи охолодження.

Ключові слова: газотранспортна система, температура, охолодження, енерговитрати.

АННОТАЦИЯ

Шологон В.Д. - Разработка мероприятий по повышению эффективности эксплуатации холодильников газа на компрессорных станциях - Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.15.13 - Трубопроводный транспорт, нефтегазохранилища.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. - Ивано-Франковск, 2013.

Диссертация посвящена исследованиям влияния температурного фактора на параметры технологического режима газопровода, в частности на энергозатратность на транспортировку газа, и разработке мер и средств интенсификации процесса охлаждения газа в холодильниках после компримирования путем предупреждения и очистки их от отложений. Предложены и внедрены в практику методы, основанные на подготовке воды действием магнитного поля, низкочастотном влиянии на отложения и безреагентном предупреждении отложений с их удалением за пределы системы охлаждения.

Ключевые слова: газотранспортная система, температура, охлаждение, энергозатраты.

ANNOTATION

Shologon V.D. - Development of measures of effectiveness increase of gas refrigerators exploitation at the compressor stations - Manuscript. The dissertation for acquisition of the scientific degree of candidate of technical sciences by speciality

05.15.13. - Pipeline transportation, Oil and gas storages.

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. - Ivano-Frankivsk, 2013.

The aim of the dissertation is to solve such main problems as analytical research of the thermal gas dynamic processes in complex systems, definition of regularities of gas flow distribution taking into consideration variable geometric characteristics and character of hydraulic resistance, establishment of characteristic correlation between the parameters of neoisothermal gas flow in gas pipelines and its influence on the identity of the systems of gas consumption measurement. The offered principles of equivalence of the complex gas transportation systems allowed to construct the characteristics of the linear part of the Ukrainian system of main gas pipelines, the purpose of which is to define the exploitation parameters and to estimate the energy consumption for gas transportation. By the method of characteristics there was constructed an algorithm and was made calculation of percolation and total power of compressor stations under different conditions of system exploitation. There was done the research of dependence of total energy consumption for gas transportation on the depth of its cooling after compression while taking into account the energy consumption necessary for its cooling. The research demonstrated that the increase of the depth of cooling in reasonable limits makes possible to decrease the total energy consumption for gas transportation.

In the dissertation there was described the research and development of the effectiveness increase system of gas cooling by water as a result of creating a high coefficient of heat transmission from gas to water. The offered methods and units were tested at the objects of gas transportation system of the subsidiary of company "Ukrtransgas". There was developed the mathematical model of kinetics of the heat condition of natural gas flows in the pipeline after reduction. It provides the means for establishment of the regularity of temperature distribution in the radial and longitudinal directions of the movable volumes of heat carrier. To achieve a high accuracy it's necessary to use a more complex mathematical solution for defining the quantitative indices of the heat gas condition which takes into consideration pressure distribution, change of gas velocity vector in the pipeline behind the compressor unit, dependence of its hydrodynamic and thermal physical characteristics on temperature. The essential influence of the radial and longitudinal temperature gradients on the values of the controlled gas temperature measured by one thermometer located in the pipeline bushing is confirmed by the results of the theoretical and experimental research. On the basis of the analysis of the mathematical model and experimental research it's evident that the gas and pipe temperatures after reduction don't reach the thermodynamic balance. The temperature gradient is retained at the distance much longer than a hundred of diameters, this distance is sufficient for the calculation unit and that's why the temperature of the heat carrier in the zone of diaphragm, which is used for calculation of its volume, will differ from the temperature indices in the bushing of thermometer. For the significant decrease of error of the temperature measurement method it's necessary to take the values of two transducers set up at the definite distance in the transportation pipeline before and behind the diaphragm. In the zone of the pipeline diaphragm the gas temperature may be defined by a simple calculation by the data of the gradient of

temperatures fixed by the first and the second thermometer and the distance at which these thermometers are located.

The offered principles of equivalency of the complex transportation systems made possible to construct the characteristics of the linear part of the transukrainian system of main gas pipelines for the purpose to define the exploitation parameters and to estimate the energy consumption for gas transportation. By the method of characteristics there was constructed an algorithm and made calculation of percolation and total power of compressor stations under different conditions of system exploitation. The research of dependence of total energy consumption for gas transportation on the depth of its cooling after compression while taking into account energy consumption for cooling demonstrated that the increase of the gas cooling depth in the reasonable limits leads to decrease of the total energy consumption for gas transportation.

There was done analytical and experimental laboratory and industrial research to develop new methods of heat exchange intensification in the heat exchange units by application of physical fields - low frequency, acoustic and electromagnetic. There was tested in the industrial conditions the method of heat exchange intensification, which differs from the known methods by its high technical and economical effectiveness and which includes the manual cleaning of the heat exchange units from scale and sludge.

Keywords: gas transportation system, temperature, cooling, energy consumption.