

КІНЕТИКА ТЕПЛООВОГО СТАНУ ПОТОКІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ТРУБОПРОВОДІ

В.Д. Шологон

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Розглядаються питання теплообміну газового потоку в трубопроводі крізь багатошарову стіну з докільям. На основі математичної моделі стану природного газу досліджено процес дроселювання газу з використанням розробленого алгоритму дослідження кінетики для різних перерізів труби після звужуючого пристрою. Одержані теоретичні результати порівнюються з результатами експериментальних вимірювань температури газу після редукування на газорозподільній станції "Долина". Зроблено висновки про кінетику теплового потоку в трубопроводі після його дроселювання.

Ключові слова: природний газ, тепловий стан, трубопровід

Рассматриваются вопросы теплообмена газового потока в трубопроводе сквозь многослойную стену с окружающей средой. На основе математической модели состояния природного газа исследован процесс дроселирования газа с использованием разработанного алгоритма исследования кинетики для разных сечений трубы после суживающего устройства. Полученные теоретические результаты сравниваются с результатами экспериментальных измерений температуры газа после редуцирования на газораспределительной станции "Долина". Сделаны выводы о кинетике теплового потока в трубопроводе после дроселирования потока.

Ключевые слова: природный газ, тепловое состояние, трубопровод

The problems of heat flow in gas pipeline through a multilayered wall with the environment. Based on mathematical models of natural gas investigates throttling gas using the algorithm for studying the kinetics of different sections of pipe after narrowing device. The theoretical results are compared with results of experimental measurements of gas temperature after reduction at gas station "Dolina". The conclusions about the kinetics of heat flow in the pipeline after throttling the flow.

Keywords: natural gas, thermal state, the pipeline

Частка природного газу в енергетичному балансі України в загальному обсязі споживання первинної енергії перевищує 45%, а у світовому балансі первинних енергоресурсів у майбутньому збільшиться. Крім великих переваг природного газу перед іншими видами палива для комунально-побутових споживачів, він є ще й хорошим паливом для теплових і енергетичних установок, а також цінною сировиною для хімічної промисловості. Економічна перевага використання його як палива і як хімічної сировини створила міцну основу для швидкого розвитку газової промисловості – відкриття газових родовищ, будівництва мережі магістральних і розподільчих газопроводів та автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій для широкого використання природного газу в якості моторного палива для транспортних засобів.

Важливим є визначення об'єму газу, що постачається на території України, і найчастіше цю задачу вирішують за допомогою методу змінного перепаду тиску. Переваги даного методу більш ґрунтовно описані в літературних джерелах [1, 2]. Для покращання методу змінного перепаду тиску необхідно розробити та застосувати уточнені алгоритми розрахунку як окремих коефіцієнтів у рівнянні витрати, так і значень витрати та кількості (об'єму) природного газу. Існує зворотний зв'язок між витратою газу та тиском і температурою, а саме: з практики вимірювань відомо, що не тільки витрата

газу визначається тиском і температурою, а й тиск і температура залежить від витрати. Вимірювані значення витрат, тиску, перепаду тиску і температури газу безпосередньо впливають на точність вимірювань об'ємів газу на витратомірних вузлах газорозподільної станції (ГРС) різних конструкцій. В реальних експлуатаційних умовах значення температури газу і температури трубопроводу та діафрагми конструктивних елементів вузла обліку дуже різняться між собою, проте в розрахунках за нормативною документацією береться однакове. Розподіл температури газу по перерізу труби може суттєво змінюватись, а градієнт температури газу вздовж трубопроводу залежить від багатьох факторів гідро- та термодинаміки потоку після редукування, а також теплопередачі з навколишнім середовищем.

Згідно нормативної документації методу змінного перепаду тиску не враховується значний перепад температури при редуванні, вплив навколишнього середовища та похибка методу вимірювання температури одним давачем, яка змінюється по перерізу трубопроводу та вздовж нього після дроселювання, що і наведено в матеріалах 3-ї Міжнародної науково-практичної конференції з проблем економії енергії [1] та працях [2, 4, 5, 6].

Дослідженню підлягає кінетика теплового стану потоків природного газу в транспортному трубопроводі після редукування: розподіл температури теплоносія $\theta(r, t)$ в перерізі трубо-

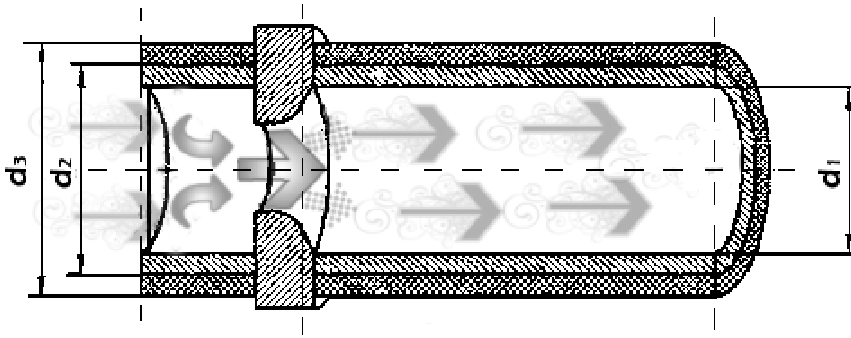


Рисунок 1 – Схема багатшарової стінки транспортного газопроводу з ЗП, який має теплообмін з навколишнім середовищем

проводу з радіусом n для довільного моменту часу τ , кінетика температури газу по довжині трубопроводу. Падіння тиску на редукторі відбувається в межах від $P_{ном}$ до 0,3 МПа. Початкова, температура газу після дроселювання $\theta_0 < \theta_{ном}$ залежить від експлуатаційних умов та процесу редукування в трубопроводі [3].

Для базової ейлерової системи циліндричних координат вектор теплового потоку в середовищі газу з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda(\theta)$, зумовлений градієнтами температур $\nabla\theta$, запишемо у вигляді закону Фур'є [10]

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

Його компоненти задовольняють у довільний момент часу τ рівняння балансу тепла, зумовленого теплопровідністю та тепломасопереносом потоку, що рухається [7, 9]

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

де: $\dot{\theta}(r, z)$ – частинна похідна за часом від температури; ∇ – оператор Гамільтона; r, z – одиничні орти циліндричної системи координат; $V_r(r, z, \tau), V_z(r, z, \tau)$ – радіальна та осьова компоненти вектора швидкості рухливих об'ємів газу; $\rho(\theta), C_p(\theta), \lambda(\theta)$ – теплофізичні характеристики газу (густина, питома теплоємність, коефіцієнт теплопровідності для відомих значень температури).

Необхідно доповнити крайовими умовами на границі системи газовий потік-труба сформульовану задачу (2). Вважаємо, що граничні умови визначені на внутрішній поверхні труби $S_T = S_{T1} \cup S_{T2} \cup S_{T3}$ з вектором нормалі n значеннями [9, 10]:

- температур в умовах Діріхле

$$\theta(r, z, \tau) = \theta^*(r, z), (r, z) \in S_{T1}; \quad (3)$$

- густини теплових потоків q^* в умовах Неймана

$$\lambda(\theta)\nabla_n\theta(r, z, \tau) = q^*(r, z), (r, z) \in S_{T2}; \quad (4)$$

- коефіцієнтів тепловіддачі h і температурою навколишнього середовища $\theta_{сер}$ в умовах Коші-Ньютона

$$\lambda(\theta)\nabla_n\theta(r, z, \tau) = h(\theta(r, z, \tau) - \theta_{сер}), (r, z) \in S_{T3}. \quad (5)$$

Конкретизуючи розв'язку задачі тепломасопереносу (2) до рівнянь (3)-(5) додаємо початкові умови температурного розподілу для моменту часу $\tau = 0$:

$$\theta(r, z, \tau)|_{\tau=0} = \theta_0(r, z). \quad (6)$$

Крайова задача (1)-(6) описує розподіл температури в газовому потоці транспортного трубопроводу. Для середовища газу, що рухається із заданим вектором швидкостей $(V_r(r, z), V_z(r, z))$, рівняння переносу температури впливає з рівняння (2) у випадку, коли теплопровідність середовища газу λ відсутня. У цьому випадку диференціальне рівняння переносу (2) описує конвективну складову процесу дифузії температури і має вигляд [9]

$$\dot{\theta} = -V_r\nabla_r\theta - V_z\nabla_z\theta. \quad (7)$$

Диференціальне рівняння нестационарної теплопровідності, яке виникає із співвідношень (1)-(2) для нерухомого середовища газу ($V_r = 0, V_z = 0$),

$$\dot{\theta} = \nabla(\nabla_r\theta + \nabla_z\theta) \frac{\lambda(\theta)}{\rho(\theta)C_p(\theta)} \quad (8)$$

описує зміну температури середовища за рахунок молекулярної дифузії.

Коефіцієнт теплопередачі h в умові (5) для багатшарової стінки циліндричної труби з теплоізоляційним прошарком (рис. 1), що віднесений до одиниці довжини, визначається формулою [8-10]

$$h = K^{-1}(R) = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \lambda_m} + \frac{\ln \frac{d_3}{d_2}}{2 \lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (9)$$

де: $d_1=2R$ – внутрішній діаметр труби, м; d_2 – зовнішній діаметр труби, м; d_3 – зовнішній діаметр теплоізоляції, м; λ_m – коефіцієнт теплопровідності металу труби, Вт/(м·К); λ_i – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції труби, Вт/(м·К); α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від газу до металеві труби, Вт/(м²·К); α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від теплоізоляції труби до повітря, Вт/(м²·К).

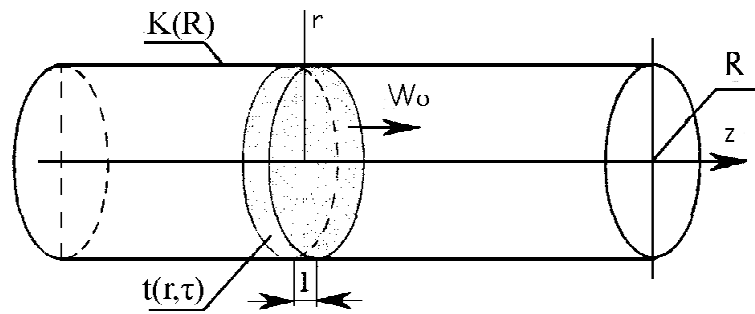


Рисунок 2 – Одиничний переріз об'єму газу, що рухається зі швидкістю W_0 і температурою $t(r, \tau)$ в трубопроводі радіусом R і термічним опором $K(R)$

Механізм процесу тепловіддачі при протіканні газу в прямих гладких трубах є дуже складним. Інтенсивність теплообміну залежить від швидкості протікання газу. Зміна температури газу відбувається як по радіусу, так і по довжині труби. Протікання газу в трубах може бути як ламінарним, так і турбулентним [9]. Про режим течії газу з відомою швидкістю V і кінематичною в'язкістю ν в трубопроводі діаметром d судять за числом Рейнольдса

$$Re = W \frac{d}{\nu}$$

Для розв'язання задачі нестационарної теплопровідності (8) в необмеженому за довжиною циліндричному тілі радіусом R (рис. 2) використали аналітичний метод, запропонований О.В. Ликовим [10]. Вважали, що температура циліндра залежить від радіуса r і часу τ . В початковий момент часу радіальний розподіл температури в циліндрі задавали у вигляді функції $f(r)$. У довільний момент часу циліндр знаходиться в середовищі із сталою температурою $T_c > \theta_0(r, 0)$ та сталим коефіцієнтом теплообміну H . Процес нагрівання залежить як від швидкості переносу тепла теплопровідністю середовища циліндра, так і від швидкості теплообміну з навколишнім середовищем.

Для знаходження температури в циліндричному тілі в будь-який момент часу вводимо заміну змінної $\vartheta(r, t) = T_c - \theta(r, t)$. Диференціальне рівняння теплопровідності (8) у випадку $\nabla_z \theta = 0$ набуває вигляду

$$\dot{\vartheta} = a(\theta) \nabla \nabla_r \vartheta \quad (10)$$

Початкові і граничні умови формулюємо у вигляді

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

Розв'язок рівнянь (10)-(11) для необмеженого циліндра при коаксіальному розподілі ізотерм щодо осі циліндра матиме вигляд

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

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-Бі [8,15];

$J_0(kr)$, $J_1(kr)$ – функції Бесселя першого роду нульового і першого порядку;

$$a(\theta, P) = \frac{\lambda(\theta)}{p(\theta, P) C_p(\theta)}$$

– коефіцієнт температуропровідності циліндричного тіла (газу), величина якого залежить від температури θ та тиску P газу в трубопроводі.

Якщо функції $J_0(\mu)$ і $J_1(\mu)$ розкласти в ряд

$$\frac{J_0(\mu)}{J_1(\mu)} = \frac{1}{Bi} \mu = \frac{1 - \frac{1}{2^2} \mu^2 + \dots}{\frac{1}{2} \mu - \frac{1}{2^2 4} \mu^3 + \dots}, \quad (13)$$

то отримаємо, що $\mu_1^2 = 2Bi$. Інші корені визначаються з рівняння $J_1(\mu) = 0$. У випадку, коли $0 < Bi < \infty$, корені μ_n залежать від Bi , а значить, і від радіуса циліндра.

Для об'єму середовища газу одиничного перерізу, що рухається в циліндричному трубопроводі після РД, вважали, що вектор швидкості є сталим ($W_r(r, \tau) = 0, W_z(r, \tau) = W_0$). Профіль температури рухливого об'єму $\theta(r, z, \tau)$ даного середовища змінюється в радіальному напрямку за рахунок теплопровідності та теплообміну з навколишнім середовищем, а також переміщується із заданою швидкістю в поздовжньому напрямку за малий проміжок часу $\Delta\tau$ на відстань $z = W_0 \Delta\tau$.

У цьому випадку диференціальне рівняння (7) описує конвективну дифузію температури об'єму газу потоком, що рухається в поздовжньому напрямку трубопроводу:

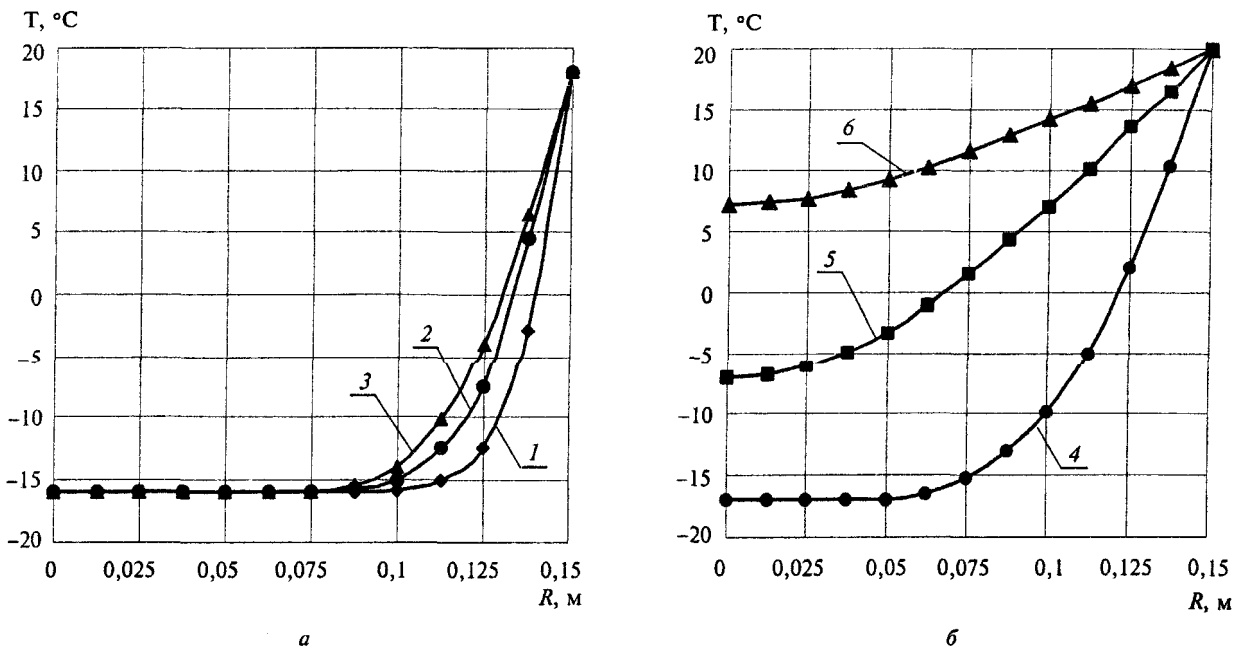


Рисунок 3 – Радіальний розподіл температури газу в трубопроводі після РД на відстані, пройденій за час: 1 – 10 с; 2 – 20 с; 3 – 30 с; 4 – 60 с; 5 – 300 с; 6 – 600 с

$$\dot{\theta} = -W_z \Delta_z \theta. \quad (14)$$

Чисельний розв'язок рівняння (14) записали у вигляді явної схеми

$$\theta(r, z, \tau + \Delta\tau) = \theta(r, z, \tau) - W_0 \Delta_z \theta(r, z, \tau) \Delta\tau. \quad (15)$$

Граденти температур у поздовжньому напрямку трубопроводу

$$\Delta_z \theta(r, z, \tau) = \frac{\theta(r, z, \tau + \Delta\tau) - \theta(r, z, \tau)}{W_0 \Delta\tau}, \quad (16)$$

знаходили за двома чисельними розв'язками рівняння (11), які відрізняються інтервалом часу $\Delta\tau \rightarrow 0$.

У розробленій методиці розрахунку кінетики теплового стану потоків природного газу в транспортному трубопроводі після дроселювання використали схему Ейлера-Лагранжа [12]. Алгоритм аналітично-чисельного розв'язання задачі тепломасопереносу реалізували у вигляді програми в середовищі MathCad. Інтервал інтегрування рівнянь тепломасопереносу розраховували в програмі. Тестування програми і перевірку достовірності одержаних результатів виконали для осесиметричних задач тепломасопереносу з відомим аналітичним та чисельним розв'язком.

Як приклад для дослідження теплового стану природного газу вибрано типовий транспортний трубопровід діаметром 300 мм з відомими експлуатаційними показниками: витратою, тиском після РД, температурою газу до РД, перепадом тиску, товщиною стінки труби та термоізоляції, температурою навколишнього середовища, теплофізичними властивостями елементів термодинамічної системи газувий потік-труба-теплоізоляція-навколишнє середовище.

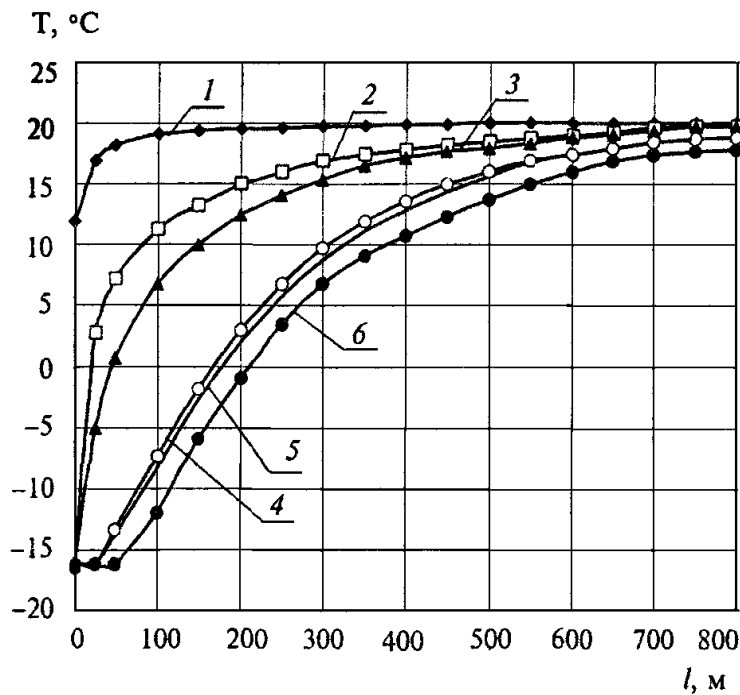
Результати чисельного експерименту наведені у вигляді графіків розподілу температури газу в радіальному (рис. 3) та поздовжньому (рис. 4) напрямках транспортного трубопроводу після РД.

За рахунок ефекту Джоуля-Томпсона температура газу в перерізі трубопроводу після РД однорідна і набуває значення 15°C ($\tau = 0$ с).

Швидкість газу в трубопроводі після РД становить $W = 1,3$ м/с. При протіканні газу розподіл температури в радіальному напрямку труби на відстані 13 м ($\tau = 10$ с) після РД показано на рис. 3, а. Тут спостерігається значний градієнт температури, який дорівнює 35°C в приповерхневій зоні трубопроводу діаметром 0,5 м, а значний об'єм газового середовища не змінює свій тепловий стан.

Через деякий час температура газу в радіальному напрямку труби стабілізується (рис. 3, а, б). Газ починає прогріватись по всій площі перерізу. На відстані 390 м ($\tau = 300$ с) після РД його температура змінюється в діапазоні від $+12$ до $+20^\circ\text{C}$. Відповідно градієнти температур ∇t зменшуються до 8°C на радіусі труби. Квазістаціонарний режим теплового стану газу встановлюється на відстані, яка перевищує 780 м ($\tau = 600$ с) після РД. Радіальний градієнт температури в даний момент часу становить $\nabla t = 2^\circ\text{C}$.

Кінетика температури газу по довжині трубопроводу для дев'яти розрахункових точок (рис. 4), які знаходяться біля зовнішньої поверхні трубопроводу (три точки) та ближче до осі труби (шість точок), істотно відрізняється. Біля внутрішньої поверхні трубопроводу температура газу на відстані 13 м ($\tau = 10$ с) після РД набуває значення $\sim 18^\circ\text{C}$, тобто вона стає близькою до температури навколишнього середовища 20°C . В міру віддалення від стінки труби газ



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 4 – Кінетика температури для дев'яти різних перерізів труби по довжині трубопроводу

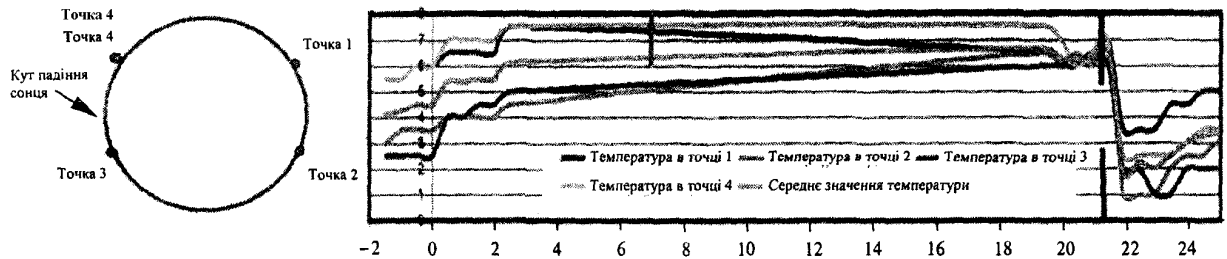


Рисунок 5 – Результати вимірювань температури поверхні трубопроводу на ГРС «Долина», проведені 24 квітня 2002 р. між 9,50 і 11,25 год, DN 300

проявляє теплову інерційність. Наприклад, для розрахункових точок з радіусом $R = 0,126$ та $R = 0,114$ м зміна температури газу на відстані $100d = 30$ м ($\tau = 23$ с) становить $t = -2 - +5$ °С. Близьче до осі трубопроводу ($R < 0,126$ м) температура об'єму газу не відрізняється від початкової на відстані до 50 м після РД. На подальшій відстані поздовжні та радіальні градієнти температури в даних контрольних точках (див. рис. 3, 4) змінюються швидше, ніж у приповерхневій зоні трубопроводу. Термодинамічна рівновага в системі газовий потік-труба-навколишнє середовище встановлюється на відстані від РД, яка перевищує 800 м (рис. 4).

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

Висновки

Розроблена математична модель кінетики теплового стану потоків природного газу в трубопроводі після редукування дає можливість встановити закономірності розподілу температур у радіальному та поздовжньому напрямку рухливих об'ємів теплоносія.

Необхідно застосувати складнішу математичну постановку задачі тепломасопереносу та гідравліки для визначення точних кількісних показників теплового стану газу, яка враховує розподіл тиску, зміну вектора швидкості газу в трубопроводі після ЗП, залежність від температури його ідродинамічних та теплофізичних властивостей.

Суттєвий вплив радіальних та поздовжніх градієнтів температур на значення контрольованої температури газу одним термометром, що розміщений у гільзі трубопроводу підтверджують результати теоретичного та експериментального дослідження.

Аналізуючи математичну модель і експериментальні дослідження, можна сказати, що температура газу та труби після редукування не досягають термодинамічної рівноваги. Градієнт температури зберігається на відстані значно більшій, ніж $100d$, яка визначена достатньою для вузла обчислення, і тому температура теплоносія в зоні діафрагми, яка використовується в розрахунках його об'єму, буде відрізнятися від показників температури в гільзі термометра.

Для значного зменшення похибки методу вимірювання температури необхідно брати величину показів з двох давачів, встановлених на визначеній відстані в транспортному трубопроводі до і після діафрагми. У зоні діафрагми трубопроводу температуру газу можна визначити простим перерахуванням за даними градієнта температур, зафіксованого першим та другим термометром, і відстані, на якій вони розміщені.

Описаний метод вимірювання температури газу за показниками двох давачів дає можливість істотно підвищити точність вимірювання об'ємів постачання газу в газотранспортній мережі України.

Література

1 Пістун Є. Перспективи підвищення точності обліку природного газу / Є. Пістун // Проблеми економії енергії: зб. матер. 3-ї Міжнар. наук.-практ. конф., Львів, 10-14 жовтня 2001 р. - Львів, 2001.

2 Волосянко В.Д. Аналіз розбіжностей у результатах обчислень об'єму газу, проведених різними засобами вимірювань / В.Д. Волосянко, М.І. Гончарук, Н.Ф. Матяш // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — № 6. — С. 47-51.

3 Розгонюк В.В. Експлуатаційнику нафтогазового комплексу: Довідник / В.В. Розгонюк, Л.А. Хачирян, М.А. Григіль. — К.: Росток, 1998.

4 Пономарьов Ю.В. Аналіз різних алгоритмів розрахунку об'ємної витрати газу в системі газовимірювань / Ю.В. Пономарьов, М.І. Болховін, О. Котуза // Стандартизація, сертифікація, якість. — 2002. — № 2. — С. 58-61.

5 Правила вимірювання витрати та кількості природного газу за методом змінного перепаду тиску зі стандартними пристроями звуження потоку: Проект університету "Львівська політехніка": під керів. Є. Пістуна. — Львів: Укртрансгаз, УкрЦСМ, 2003.

6 Крищук М.Г. Тепловий стан природного газу в транспортному трубопроводі після дреселювання / М.Г. Крищук, В.П. Коваль, Л.Р. Довган, Б.І. Прудніков // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2003. — № 5. — С. 36-44.

7 Справочник по транспорту горючих газів: под ред. К.С. Зарембо. — М., 1962. — 888 с.

8 Довідник експлуатаційникові газонафтового комплексу / В.В. Розгонюк, Л.А. Хачикян, М.А. Григіль, О.С. Удалов, В.П. Нікішин. — К.: Росток, 1998. — 430 с.

9 Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен / СМ. Богданов, Н.А. Бучко, Э.И. Гуйго и др.. — М.: Агропромиздат, 1986. — 320 с.

10 Лыков А.В. Теория теплопроводности. — М: Гостех-издат, 1967. — 324 с.

11 Юдаев Б.Н. Теплопередача. — М.: Высш. шк., 1981. — 318 с.

12 Крищук Н.Г. Численное моделирование процессов тепломассопереноса при исследовании термонапряженного состояния триботехнических систем / Н.Г. Крищук, Л.М. Бондарь // Пробл. прочности. — 1993. — № 11. — С. 50-58.

Стаття надійшла до редакційної колегії

21.11.11

*Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.*