УДК 681.5.017

Ф. Матіко[1], І. Учитель[2]
[1]Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра автоматизації теплових і хімічних процесів
[2]Відкрите акціонерне товариство "Одесагаз"

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ДІЛЯНОК ГАЗОПРОВОДУ ІЗ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ ПОТОКУ

© Матіко Ф., Учитель І., 2004

Mathematical model that describes the processes of stationary heat exchange at gas pipelines is developed. There are presented the results of using this model for calculation temperature difference of pipeline and gas flowing in the pipe .

Постановка проблеми загалом. Під час транспортування та розподілу природного газу на газопроводах виникають ділянки із змінною температурою газового потоку по довжині трубопроводу. До таких ділянок належать газопроводи після редукторів ГРС, ділянки виходу газопроводів із підземних сховищ, чи виходу з-під ґрунту на поверхню. На цих ділянках температура газу та температура трубопроводу можуть значно відрізнятися. Відомо, що саме на цих ділянках часто встановлюють системи обліку природного газу. Температурний режим таких ділянок, як правило, не враховують. Не враховують такі фактори, як різниця температур газу та конструктивних елементів вузла обліку, зміна температури газу по довжині труби та інші, які негативно впливають на точність обліку газу.

Аналіз останніх публікацій. Проблеми виникнення змінних температурних режимів в газопроводах та їх впливу на точність обліку газу підняті в багатьох роботах, зокрема в [1, 2, 3]. В цих роботах аналізують причини виникнення режимів перетікання газу із змінною температурою потоку. В [3] наведено ряд експериментальних значень параметрів газового потоку на ділянках із змінною температурою потоку, які вказують на можливість встановлення значного градієнта температури по довжині трубопроводу. В [4] проаналізовано термодинамічні процеси, які відбуваються під час протікання газу через пристрої звуження та визначено область застосування рівнянь різних термодинамічних процесів для розрахунку зміни температури газу при його перетіканні через пристрої звуження. Однак у названих роботах не проаналізована різниця температури газу та трубопроводу на ділянках температурної нестабільності потоку.

Постановка завдань. Авторами поставлено за мету розробити математичну модель, на основі якої дослідити вплив різних параметрів на різницю температур трубопроводу та газу, що перетікає в ньому.

Побудова математичної моделі ділянки газопроводу. Розглядаючи ділянку трубопроводу елементарної довжини dl, прийнято припущення, що теплообмін на цій ділянці є квазістаціонарним, тобто температури газового потоку та трубопроводу на ділянці dl є сталими по довжині dl. Тоді температура трубопроводу на ділянці dl визначається тепловим балансом системи "газовий потік—труба—повітря". Модель розробляють для турбулентного режиму течії газу в трубопроводі, оскільки поставлено за мету розробити математичну модель теплообміну в газопроводах, на яких встановлюють системи обліку. Режим течії в таких газопроводах турбулентний.

Для підвищення точності моделі її побудовано із урахуванням двошарової гідродинамічної структури турбулентного потоку, що виділяє турбулентне ядро потоку та пристінний ламінарний прошарок товщиною δ (див. рис. 1).

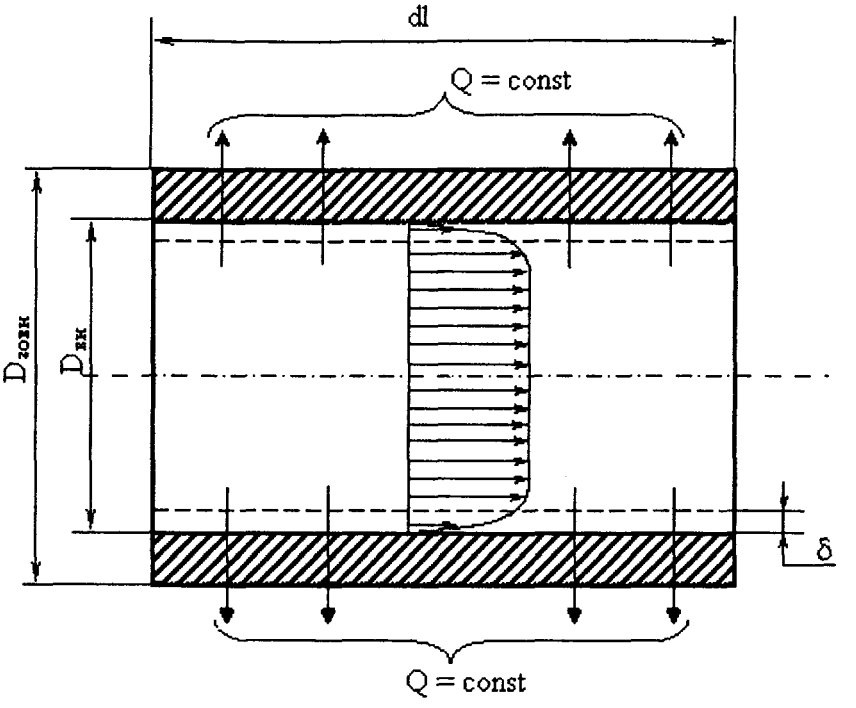

Рис. 1. Схема теплообміну на ділянці труби

За аналогією до гідродинамічної структури потоку вводять двошарову теплову модель турбулентного потоку [6] і виділяють пристінний тепловий шар. Передача тепла від ядра потоку до пристінного ламінарного шару здійснюється конвекцією, передача тепла всередині ламінарного шару та від ламінарного шару до труби — теплопровідністю. Залежність для визначення товщини теплового пристінного шару газового потоку в трубопроводі подано за [6] як функцію чисел Рейнольда Re та Прандтля Pr, у такий спосіб відтворено вплив гідрогазодинамічних та теплових параметрів потоку на його двошарову модель. Товщина теплового шару Δ

$$\Delta = b\frac{30D_{вн}}{Re\sqrt{\zeta}}Pr^{-1/3}, \tag{1}$$

де b — коефіцієнт товщини в'язкого пристінного шару, який враховує перехідну зону між турбулентним ядром та ламінарним шаром. За рекомендаціями [6] $b = 12 \div 12.5$; ς — коефіцієнт гідравлічного тертя. Для ненових сталевих газопровідних труб при високих швидкостях газового потоку коефіцієнт гідравлічного тертя може бути обчислений за формулою Шевелева [7]:

$$\varsigma = 0.0210 / D_{вн}^{0.3}. \tag{2}$$

Для побудови математичної моделі застосовано рівняння конвективного теплообміну Ньютона—Ріхмана [5, 6], подане у такому вигляді

$$\frac{dQ}{dl} = \frac{T_{газ} - T_{пов}}{\sum R}, \tag{3}$$

де dQ/dl — питомий тепловий потік на одиницю довжини трубопроводу;

$T_{газ}$, $T_{пов}$ — температура відповідно газу та повітря;

$\sum R$ — сума теплових опорів.

В цій роботі рівняння (3) застосовано для описання теплообміну через двошарову циліндричну стінку. Першим шаром вважається пристінний ізолюючий тепловий шар газу товщиною Δ, другим — металева стінка труби. Відповідно сума теплових опорів буде визначатись виразом

$$\sum R = \frac{1}{\pi\alpha_{газ}(D_{вн}-2\Delta)} + \frac{1}{2\pi\lambda_{газ}}\cdot\ln\frac{D_{вн}}{D_{вн}-2\Delta} + \frac{1}{2\pi\lambda_{сталь}}\cdot\ln\frac{D_{зовн}}{D_{вн}} + \frac{1}{\pi\alpha_{пов}D_{зовн}}, \qquad (4)$$

де $\alpha_{газ}$ — коефіцієнт конвективної тепловіддачі від турбулентного ядра потоку до пристінного теплового шару газу; $\lambda_{газ}$, $\lambda_{сталь}$ — коефіцієнт теплопровідності природного газу та сталі; Δ — товщина пристінного теплового шару газу; $\alpha_{пов}$ — коефіцієнт конвективної тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби до повітря.

Складність застосування рівняння (3) для розв'язання практичних задач полягає у визначенні коефіцієнтів конвективної тепловіддачі α. В загальному випадку α залежить від режиму руху речовини (швидкості потоку, густини ρ та в'язкості μ речовини), теплових властивостей речовини (питомої теплоємності c_p, теплопровідності λ, коефіцієнта об'ємного розширення β), конструктивних параметрів досліджуваного об'єкта (для трубопроводу — від діаметра D, довжини l, шорсткості стінок $\Delta_ш$). Тому не розроблено узагальнених аналітичних залежностей для розрахунку коефіцієнта конвективної тепловіддачі. Визначення цього коефіцієнта виконують або експериментально, або за емпіричними критеріальними рівняннями, розробленими для окремого класу задач.

Для визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі $\alpha_{газу}$ від турбулентного ядра до пристінного теплового шару газу застосовано відоме рівняння [6]

$$\alpha_{газ} = \frac{Nu_{газ}\cdot\lambda_{газ}}{D_{вн}-2\Delta}, \qquad (5)$$

в якому критерій Нуссельта $Nu_{газ}$ для умов теплообміну в прямому циліндричному трубопроводі можна визначити за таким критеріальним рівнянням [5, 6]

$$\overline{Nu}_{газ} = 0.021\,Re^{0.8}\,Pr^{0.43}(Pr/Pr_{ст})^{0.25}E_l. \qquad (6)$$

де E_l — поправний коефіцієнт на довжину труби, який для достатньо довгих труб ($L/D_{вн} \geq 50$) дорівнює одиниці [6]. Оскільки в цій роботі розглядається ділянка довгого газопроводу, то E_l=1; Pr, $Pr_{ст}$ — критерій Прандтля обчислений відповідно при температурі турбулентного ядра та температурі пристінного теплового шару газу; Re — критерій Рейнольдса, обчислений для швидкості турбулентного ядра потоку.

У (6) за визначальний розмір прийнято внутрішній діаметр трубопроводу, за визначальну температуру — температуру газу.

Для визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі $\alpha_{пов}$ від труби до повітря застосовано критеріальні рівняння [6]

$$Nu_{пов} = C(Gr\cdot Pr)^n, \qquad \alpha_{пов} = \frac{Nu_{пов}\cdot\lambda_{пов}}{D_{зовн}},$$

де Gr — критерій Грасгофа, Nu — критерій Нуссельта, а визначальними параметрами є середня температура пристінного шару повітря $(T_{пов}+T_{тр})/2$ та зовнішній діаметр трубопроводу.

Для розрахунку фізичних властивостей природного газу, що входять у вирази критеріїв (в'язкості, питомої теплоємності, густини), застосовано методи ГОСТу 30319.2-3.

На основі розробленої математичної моделі досліджено тепловий режим ділянки газопроводу середнього тиску (p=0.4 МПа) з внутрішнім діаметром D_{20}=0.15 м, якщо температура газу є нижчою від температури повітря на 20 °С ($T_{газ}$=273 К, $T_{пов}$=293 К). Така різниця температур може виникнути, наприклад, внаслідок редукування природного газу від тиску магістрального газопроводу (4 ... 6 МПа) до тиску розподільних мереж (0,4 МПа). Як невідомий параметр

розглядалась середня температура трубопроводу $T_{тр}$. Отримано таку залежність різниці середньої температури трубопроводу $T_{тр}$ та температури газового потоку $T_{газ}$ від безрозмірних критеріїв Re, $Nu_{газу}$.

Re	$7{,}63 \cdot 10^4$	$1{,}53 \cdot 10^5$	$6{,}10 \cdot 10^5$	$1{,}22 \cdot 10^6$	$2{,}29 \cdot 10^6$	$7{,}63 \cdot 10^6$
$Nu_{газ}$	135,60	236,09	715,69	1246,10	2060,4	5398,3
$T_{тр} - T_{газ}$, °C	13,15	9,92	4,20	2,45	1,45	0,52

Як видно з результатів, наведених у таблиці, в умовах різних температур повітря та природного газу в трубопроводі, температури трубопроводу та газу, що перетікає в ньому, також істотно відрізняються. Різниця температур газу та трубопроводу може бути значною навіть при розвиненому турбулентному режимі руху газового потоку в діапазоні чисел Рейнольдса, в якому експлуатуються витратоміри змінного перепаду тиску на основі стандартних пристроїв звуження.

За умов зростання числа Re зростає також число $Nu_{газ}$, що свідчить про збільшення коефіцієнта тепловіддачі (теплосприйняття) газу $\alpha_{газ}$ і пов'язано із зменшенням товщини пристінного ламінарного і, відповідно, теплового ізолюючого шару в газовому потоці.

Отримані в результаті моделювання залежності $T_{тр} - T_{газ} = f(Re)$ для різних значень температури повітря подано на рис. 2. Залежності $T_{тр} - T_{газ} = f(Re)$ для різних діаметрів трубопроводу — на рис. 3. Як видно із зображених графіків, в умовах розглянутого прикладу різниця температур $T_{тр} - T_{газ}$ для трубопроводів різних діаметрів досягає значень від 10 °С до 16 °С при найменшому значенні Re, що вводилось в розрахунок $Re=1.53 \cdot 10^5$. Очевидно, що у разі роботи витратомірного вузла у таких умовах необхідно враховувати вплив цієї різниці температур на похибку визначення витрати.

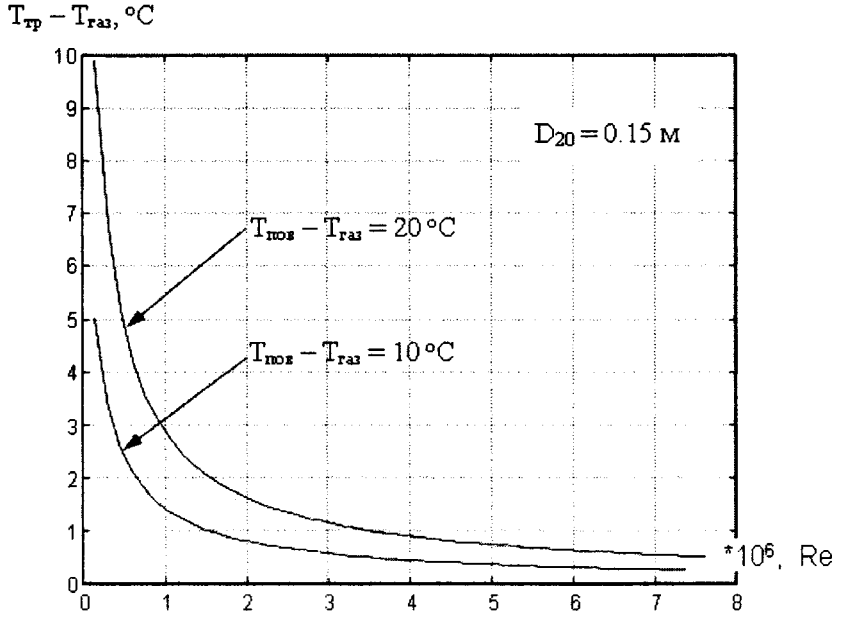

Рис. 2. Залежність різниці температури трубопроводу та газу від числа Рейнольдса при різних температурах повітря

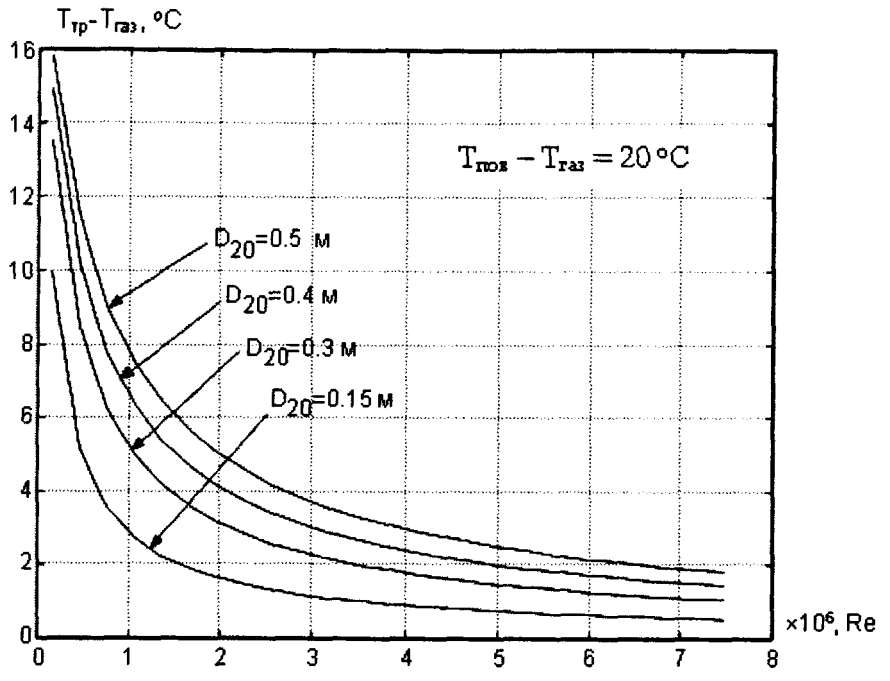

Рис. 3. Залежність різниці температури трубопроводу та газу від числа Рейнольдса для різних діаметрів труби (різниця температур повітря та газу +20 °C)

Для трубопроводів великих діаметрів ($D_{20} > 0{,}3$ м) різниця температур трубопроводу та газу є значною у всьому розглянутому діапазоні чисел Рейнольда $Re=1{,}53\cdot10^5$ ... $8{,}0\cdot10^6$. Це зв'язано із зростанням товщини пристінного ізолюючого шару газу при збільшенні діаметра трубопроводу. Тому для труб великих діаметрів урахування впливу різниці $T_{тр} - T_{газ}$ на похибку визначення витрати є особливо важливим.

Для газопроводів невеликого діаметра ($D_{20} \le 0{,}3$ м), в яких рух потоку відбувається при числах Рейнольдса $Re > 3\cdot10^6 \ldots 4\cdot10^6$, різниця температури трубопроводу та газу незначно перевищує, або й менша від граничної абсолютної похибки термометрів опорових (наприклад, 0,5 °C), які застосовуються в системах обліку газу. Очевидно, що ця різниця буде більшою за умови, якщо температурний напір $T_{пов} - T_{газ}$ буде більшим, ніж в розглянутому прикладі.

Висновки. У результаті виконаних досліджень розроблено математичну модель, яка дає змогу розв'язувати одновимірні задачі теплообміну для коротких ділянок газопроводів, де температури газового потоку можна вважати незмінними по довжині газопроводу. Оскільки модель містить емпіричні рівняння визначення коефіцієнта гідравлічного опору трубопроводу, коефіцієнтів тепловіддачі, товщини в'язкого ламінарного та ізолюючого теплового шару газу в трубопроводі, похибки яких не є чітко регламентованими, то точність моделі може істотно відрізнятися в різних застосуваннях. Модель рекомендується застосовувати для виконання наближених розрахунків. Уточнення коефіцієнтів емпіричних рівнянь для окремого класу задач і відповідно підтвердження адекватності моделі та визначення її точності може бути виконано експериментально.

Виконані на основі розробленої моделі дослідження температурного режиму газопроводів показали, що різниця температури газу та газопроводу може бути значною, навіть при розвиненому турбулентному режимі руху газового потоку в діапазоні чисел Рейнольдса, в якому експлуатуються витратоміри як змінного перепаду тиску, так і інші. Різниця температури газу та газопроводу може бути особливо значною для трубопроводів великих діаметрів і це необхідно враховувати, проектуючи системи обліку.

1. Пистун Е.П., Учитель И.Л. Проблемы учета природного газа в газораспределяющих организациях // Материалы III-го Междунар. науч.-практ. форума "Совершенствование измерений

расхода, регулирование и коммерческий учет энергоносителей. — СПб, 2003. — С. 143—149. 2. Пістун Є.П., Учитель І.Л. Сучасні проблеми обліку природного газу // Матеріали ІІІ-ї Всеукраїнської наук.-техн. конф. "Вимірювання витрати та кількості газу і нафтопродуктів" — Івано-Франківськ, 2003.— С. 11. 3. Волосянко В.Д., Волосянко Л.С. Неврахований вплив температурного чинника на достовірність приладного обліку витрат природного газу // Нафтова і газова промисловість. 2002. № 6. С. 45—47. 4. Матіко Ф., Учитель І. Моделювання температурного режиму газового потоку при його протіканні через пристрої звуження // Вісн. Нац. унту "Львівська політехніка". — 2003. — № 476. — С. 27—32. 5. Поршаков Б.П. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности). — М., 1987. 6. Тепло- и масообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов и др. — М., 1982. 7. Справочник по гидравлике // Под ред. В.А. Большакова. — К., 1977.

УДК 621.335 (088.8)

Л. Мичуда[1] З. Мичуда[2]
[1]Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра автоматизації теплових і хімічних процесів,
[2]кафедра автоматики та телемеханіки

ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ ЄМНІСТЬ—КОД

© Мичуда Л., Мичуда З., 2004

The capacitance-code converter based on accumulation of a charge in commuted condensers is proposed, the results of modelling are presented and the valuation of accuracy and speed are given.

1. Постановка проблеми. Ємнісні давачі та вимірювальні перетворювачі технологічних параметрів, зокрема тиску та рівня, часто застосовують у системах автоматизації. Оскільки в сучасних системах інформацію опрацьовують, зазвичай, у цифровому вигляді, то виникає необхідність перетворення аналогового вихідного сигналу ємнісних давачів у цифровий код.

2. Аналіз останніх досліджень. Останнім часом значну увагу дослідників привертають схеми на комутованих конденсаторах, завдяки низці їх переваг [1—9]: 1) реалізація за КМОН-технологією, що значно спрощує технологічний процес виготовлення виробу; 2) заміна в інтегральних схемах резисторів конденсаторами; 3) підвищення точності та швидкодії при високій надійності пристроїв та інше. Внаслідок цього досягнуто помітного прогресу в цій галузі: реалізовані у вигляді інтегральних схем середнього та великого ступенів інтеграції засоби найрізноманітнішого призначення, зокрема, активні фільтри, підсилювачі, автоматичні регулятори підсилення, цифроаналогові перетворювачі, аналого-цифрові перетворювачі та інше.

Основою побудови перетворювачів на комутованих конденсаторах є ємнісна комірка, яка складається, зазвичай, з двох конденсаторів та трьох ключів. Схеми на комутованих конденсаторах працюють за принципом перерозподілу або накопичення заряду. І найчастіше реалізують АЦП на комутованих конденсаторах саме за принципом перетворення на явищі перерозподілу заряду. Але схемотехніка таких пристроїв, і зокрема АЦП, що використовують явище накопичення заряду, розроблена недостатньо.

3. Задача досліджень. Стаття стосується дослідження особливостей побудови перетворювачів ємність—код на комутованих конденсаторах, які можуть бути застосовані в схемах ємнісних вимірювальних перетворювачів технологічних параметрів.