

$$\Delta P = \frac{8}{\pi^2} 0,2032 \frac{78000 \cdot 0,139^2 \cdot 844}{0,514^5} 10^{-6} = 5,84 \text{ МПа.}$$

Якщо гідравлічний розрахунок нафтопроводу при перекачуванні в'язкопластичної нафти проводити методом ітерацій, використовуючи формули (4) і (5), то розраховані втрати тиску становитимуть $\Delta P_b = 5,76$ МПа. Таким чином, при застосуванні запропонованої методики похибка результатів становить 1,4%, тобто не перевищує точності математичних моделей, що широко використовуються в інженерній практиці при технологічних розрахунках нафтопроводів.

$$\bar{g}\rho - \text{grad}\bar{P} + \mu\nabla^2\bar{W} - \rho\left(\frac{\partial\bar{W}}{\partial t} + \bar{W}\text{grad}\bar{W}\right) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}\bar{W} = 0,$$

Література

1. Середюк М.Д., Якимів Й.В., Лісафін В.П. Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів: Підручник. – Івано-Франківськ, 2001. – 517 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. – 904 с.

УДК 622.691.4.043.3

АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ У ГАЗОВОМУ ПОТОЦІ

В.Я.Грудз, Д.Ф.Тимків

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

На основе анализа параметров моделирования фактических режимов работы магистральных газопроводов количественно установлена структура гидравлических потерь энергии. Предложен критерий нестационарности для выбора вида математической модели при прогнозировании параметров режима.

On the basis of analysis of parameters of design of actual office hours of main gas pipelines the structure of hydraulic losses of energy is set in number. The criterion of unstationarity for the choice of type of mathematical model at prognostication of parameters of the mode is offered.

В процесі математичного моделювання газодинамічних процесів у газопроводах задачі з гідродинаміки і теплообміну зазвичай розглядаються окремо. За допомогою рівнянь гідродинаміки вирішуються задачі з визначення полів швидкостей, тиску, густини газу. Задачі з теплообміну розглядаються без обліку зміни тиску та витрати газу в просторі й часі, вважаючи термодинамічні процеси стаціонарними. Це пояснюється тим, що стала часу перехідного процесу на декілька порядків більша за аналогічну константу гідродинамічного процесу.

Проте результати досліджень свідчать, що зміна швидкості потоку газу по довжині ділянки впливає на інтенсивність теплообміну з навколишнім середовищем. У свою чергу, зміна температурних напруг у навколишньому середовищі призводить не тільки до нового розподілу швидкостей у трубі, але й до повної зміни режиму руху газу. Тому задача з моделювання руху газу в газопроводі повинна включати газодинамічні та термодинамічні рівняння, об'єднані в єдину систему.

Загалом нестационарний термогазодинамічний процес руху газу в трубопроводі може бути описаний системою диференціальних рівнянь, наведених у векторній формі [1],

$$\bar{W}\frac{\partial\bar{T}}{\partial t} + \text{grad}\bar{T} = -\frac{1}{\rho}\text{div}\bar{q} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial\bar{T}}{\partial t} + \frac{1}{\rho}(\Phi + \bar{q}), \quad (2)$$

де: ρ – густина газу як функція просторових координат і часу; \bar{P} – вектор тиску; \bar{W} – вектор швидкостей із проєкціями на просторові координати u, v, w ; \bar{T} – вектор температурного поля; \bar{g} – тепловий потік у навколишнє середовище; Φ – дисипативна функція Рейля.

Для замикання системи рівнянь використовують рівняння газового стану, що у загальному випадку може бути представлено функцією $f(p, T) = 0$.

З метою опису теплообміну в стінці газопроводу необхідно доповнити систему рівнянь теплопровідності

$$\rho_c c_c \frac{\partial\bar{T}_c}{\partial t} = \text{div}(\xi_c \text{grad}\bar{T}_c + \bar{q}_c), \quad (3)$$

де: c_c, ρ_c – теплоємність і густина матеріалу труб; ξ_c – коефіцієнт теплопровідності сталі;

$\frac{\partial\bar{T}_c}{\partial t}$ – вектор температурного поля в стінці

труби; \bar{q}_c – тепловий потік крізь стінку.

Просторова модель термогазодинамічного процесу в газопроводі важко реалізується і для експериментальних досліджень малоперспек-

тивна через необхідність забезпечення подібності за значною кількістю критеріїв. Тому результати деяких досліджень [1, 2, 3] дали підстави дійти до висновку щодо можливості та доцільності одномірного моделювання руху стисливого середовища в трубопроводі.

При цьому рух у трубі розглядається з постійними по перерізу труби швидкістю, температурою, тиском і густиною газу. Зміна цих параметрів може здійснюватися тільки в одному напрямку – вздовж осі трубопроводу. Зазвичай приймають швидкість руху потоку такою, що дорівнює середньомасовій, а температуру визначають як середньокалориметричну в даному перерізі

$$T = \frac{\int Twc_p dF}{\int wc_p dF}$$

Тоді математична модель одномірного руху газу в трубопроводі з урахуванням теплообміну може бути представлена у вигляді системи рівнянь

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} + \alpha W \frac{\partial(\rho W)}{\partial x} + \rho g \frac{dh}{dx} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\lambda \rho W^2}{2d} = 0,$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \tag{4}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -W \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{1}{T \rho \frac{\partial c_p}{\partial T} + \rho c_p} \times$$

$$\times \left(\rho \frac{\partial W}{\partial x} \left(c_p T + \rho T \frac{\partial c_p}{\partial \rho} \right) + \xi \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial \xi}{\partial P} \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\pi D \alpha_1}{c_c r_c F_c} (T_c - T) - \frac{g W}{c_p} \frac{dh}{dx} \frac{\partial T_c}{\partial t} \right) =$$

$$= \frac{\xi_c}{\rho c_c} \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{\pi D \alpha_2}{c_c \rho_c F_c} (T_{нав} - T_c) + \frac{\pi D \alpha_2}{c_c \rho_c F_c} (T - T_c).$$

Тут, крім зазначених вище позначень, прийнято: c_p, c_c – ізобарна теплоємність газу та теплоємного матеріалу труб; $T_{нав}, T_c$ – температура навколишнього середовища і стінки трубопроводу; α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки і від стінки в навколишнє середовище; D, d – зовнішній і внутрішній діаметри труби; ξ, ξ_c – коефіцієнти теплопровідності газу і стінки труби; F, F_c – площа перерізу трубопроводу і стінки; $\chi = \frac{\xi}{\rho c_p}$; h – геодезична позначка траси газопроводу.

Перше рівняння системи (4), що зазвичай називають рівнянням руху, побудовано на основі принципу Даламбера шляхом суперпозиції сил, що діють на елемент суцільного рухомого середовища, на осі трубопроводу.

Перший член рівняння, що називається градієнтом тиску, є дією сил тиску на потік середовища, що рухається.

Другий член враховує вплив на потік Коріолісової сили, викликані нерівномірністю розподілу швидкостей по перерізу труби. Враховуючи одномірність потоку та припущення рівномірності розподілу параметрів по перерізу труби, цим членом нехтують [3].

Третій член рівняння – характеризує вплив гравітаційних сил на потік газу, що рухається по похилій ділянці.

Четвертий член рівняння – визначає вплив сил інерції на потік газу.

П'ятий член рівняння – визначає вплив сил тертя на потік неперервного середовища.

Без урахування впливу на потік газу Коріолісової сили рівняння руху може бути представлено у вигляді

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g \frac{dh}{dx} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\lambda \rho W^2}{2d} = 0. \tag{5}$$

З метою визначення структури гідравлічних втрат під час руху реального газу в газопроводі проведено аналіз технологічних режимів роботи газопроводів “Союз”, “Братерство” і “Уренгой–Помари–Ужгород” на гірських ділянках експлуатації.

При цьому було розглянуто понад 5 тис. різних режимів експлуатації зазначених газопроводів, з них 137 найбільш характерних розділено на 22 групи, кожна з яких об'єднувалася за характером технологічного режиму. З використанням параметрів технологічних режимів експлуатації газопроводів для кожної групи режимів визначалися всі види гідравлічних втрат, що входять у структуру рівняння (5). Слід зазначити, що з чотирьох складових сил три (крім першої) визначаються зовсім незалежно від будь-яких даних щодо властивостей поля тиску. Але якщо з чотирьох складових три визначені, то четверта знаходиться цілком однозначно. Отже, рівняння (5) визначає взаємозв'язок поля швидкостей і поля тиску.

Кожна із складових рівняння (5) визначалася за усередненими в часі показниками.

Усереднене значення градієнта тиску визначалося з виразу

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x} \right)_{сер} = \frac{P_{io} - P_{iL}}{L},$$

$$P_{io} = \frac{1}{T} \int_0^T P(0, t) dt, \quad P_{iL} = \frac{1}{T} \int_0^T P(L, t) dt,$$

де T – проміжок часу, протягом якого здійснювалася реєстрація тисків.

Гравітаційні гідравлічні втрати визначалися з формули

$$\left(\rho g \frac{dh}{dx} \right)_{сер} = \rho_{сер} g i_{сер}.$$

Усереднена величина інерційних гідравлічних втрат визначалася з залежності

$$\left(\frac{\partial(\rho W)}{\partial t}\right)_{\text{сер}} = \frac{1}{FT} \int_0^T |M_i - M_{i+1}| dt,$$

де M_i, M_{i+1} – масові витрати газу газопроводом на кінцях кожного проміжку дискретності за часом.

На основі виконаних розрахунків середня усереднена величина гідравлічних втрат на трасі визначалася як така різниця:

$$\left(\frac{\lambda \rho W^2}{2d}\right)_{\text{сер}} = \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{\text{сер}} + \left(\frac{dh}{dx}\right)_{\text{сер}} + \left(\frac{\partial(\rho W)}{\partial t}\right)_{\text{сер}}.$$

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що найбільшу питому вагу в загальній структурі гідравлічних втрат мають гідравлічні втрати на тертя. Середня величина цих втрат становить 94,71%. Дисперсія цього виду втрат навколо середнього становить 13,28%, а коефіцієнт варіації (17,8%) найменший у загальній структурі гідравлічних втрат.

Гідравлічні втрати, пов'язані з впливом сил гравітації в загальній структурі втрат, займають найменшу частку (у середньому 5,77%). Залежно від режиму експлуатації і характеру профілю траси питома величина цього виду втрат коливається в межах від 4,08 до 8,14%, при цьому дисперсія навколо середнього мінімальна (1,3 Па/м), а коефіцієнт варіації становить 22,5%. Очевидно, що ці втрати зумовлені як профілем траси газопроводу, так і параметрами режиму. При цьому для одного конкретного газопроводу межі зміни цього виду гідравлічних втрат істотно звужуються.

Найнестабільнішими в загальній структурі втрат є гідравлічні інерційні втрати. У середньому їхня величина становить 19,57% у загальній структурі втрат. Залежно від режиму роботи газопроводу питома величина інерційних втрат коливається в межах від 1,09 до 43,9% із дисперсією навколо середнього 12,66 Па/м і найбільшим коефіцієнтом варіації 64,7%. Це свідчить про непередбачуваність величини інерційних втрат.

Із проведеного аналізу випливає, що при моделюванні режимів роботи магістральних газопроводів зневажати гідравлічними втратами на тертя в рівнянні руху ні при яких режимах неприпустимо. Нехтування членом, що враховує гравітаційні втрати, призведе до деякої похибки, що залежить від профілю траси газопроводу, і буде близькою до постійної в різних варіантах розрахунків. Нехтування інерційними втратами неприпустимо лише після попередньої оцінки режиму, що моделюється. При цьому зауважимо, що для квазістаціонарного турбулентного режиму величина інерційних втрат мізерна, а з розвитком нестационарності швидко зростає. Тому виникає необхідність певним чином оцінити ступінь нестационарності потоку з метою прогнозування величини інерційних втрат.

Як відомо [2], саме інерційні втрати спричиняють нестационарний характер руху газу в трубопроводі. Найбільш суттєвим гальмом не-

стаціонарності вважаються гідравлічні втрати на тертя. Слід зауважити, що до них необхідно віднести не тільки втрати на в'язкісте тертя в потоці, а й всі інші види гідравлічних втрат, що в комплексі можуть бути оцінені величиною фактичного коефіцієнта гідравлічного опору. Тоді, користуючись рівнянням (5), можна для оцінки міри нестационарності газового потоку використати відношення члена, що виражає інерційні втрати, до члена, що виражає гідравлічні втрати на тертя, тобто:

$$N_t = \frac{\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}}{\frac{\lambda_f \rho w^2}{2d}}.$$

Використавши операцію приведення диференціальних операторів і переходячи від лінійної та масової швидкості до витрати газу, одержимо вираз для критерію нестационарності у вигляді

$$N_t = \frac{\delta Q d}{\lambda_f W \tau}, \quad (6)$$

де: δQ – зміна витрати в період нестационарного процесу за характерний час;

W – середня по довжині і усереднена в часі лінійна швидкість газу в газопроводі

$$W = \frac{4\bar{Q}_{CP} T_{CP} Z_{CP} P_{CT}}{\pi \cdot d^2 \bar{P}_{CP} T_{CT}},$$

$$\bar{Q}_{CP} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} Q(t) dt, \quad \bar{P}_{CP} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} P_{CP}(t) dt,$$

P_{CT}, T_{CT} – стандартні умови;

P_{CP}, T_{CP} – середні значення тиску і температури в газопроводі;

Z_{CP} – коефіцієнт стисливості газу при P_{CP} і T_{CP} .

В результаті аналізу розрахункових параметрів на фактичних режимах роботи газопроводів встановлено критичне значення критерію нестационарності $N_{ткк} = 1,4 \cdot 10^{-6}$.

Якщо в результаті розрахунків $N_t = 1,4 \cdot 10^{-6}$, то для цих режимів можна нехтувати інерційними втратами в математичній моделі, і при цьому похибка у визначенні параметрів режиму не перевищить 5%, що припустимо.

Якщо ця умова ($N_t = 1,4 \cdot 10^{-6}$) не виконується, то похибка різко зростає, тому при математичному моделюванні режиму слід врахувати величину інерційних втрат енергії.

Література

1. Режими газотранспортних систем / Є.І.Яковлев, О.С.Казак, В.Б.Михалків, В.Ф.Тимків, В.Я.Грудз. – Львів.: Світ, 1993. – 170 с.

2. Трубопроводный транспорт газа / С.А.Бобровский, С.Г.Щербаков, Е.И.Яковлев и др. – М.: Наука, 1976. – 491 с.

3. Жидкова М.А. Переходные процессы в магистральных газопроводах. – К.: Наукова думка, 1979. – 255 с.