

НЕСТАЦІОНАРНІ ПРОЦЕСИ В ГАЗОПРОВОДІ ПІД ЧАС РУХУ МЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ

Я.В. Грудз, Л.І. Мельницька

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: s r g g @ m a i l . r u

Розглядається задача нестационарного термогазодинамічного процесу в газопроводі, викликаного рухом механічного пристрою під тиском газу з урахуванням режиму роботи компресорної станції на початку лінійної ділянки. Створено математичну модель руху газу в газовій області, що рухається перед поршнем і в області запоршневого простору. Як граничні умови взято рівняння характеристики компресорної станції та умови на рухомій границі. Реалізація даної моделі дає змогу прогнозувати характер переміщення рухомої границі та розподіл тисків і витрати газу впродовж нестационарного процесу. Встановлено характер зміни параметрів режиму роботи компресорної станції в період руху механічного пристрою лінійною ділянкою газопроводу. Показано вплив руху механічного пристрою на характер нестационарності газодинамічного процесу в газопроводі.

Ключові слова: механічний пристрій, нестационарний процес, режим роботи, компресорна станція.

Рассматривается задача нестационарного термогазодинамического процесса в газопроводе, вызванного движением механического устройства под давлением газа с учетом режима работы компрессорной станции в начале линейного участка. Создана математическая модель движения газа в газовой области, которая движется перед поршнем, и в области запоршневого пространства. В качестве граничных условий взято уравнение характеристики компрессорной станции и условия на подвижной границе. Реализация данной модели позволяет прогнозировать характер перемещения подвижной границы и распределение давлений и расход газа в течение нестационарного процесса. Установлен характер изменения параметров режима работы компрессорной станции в период движения механического устройства линейным участком газопровода. Показано влияние движения механического устройства на характер нестационарности газодинамического процесса в газопроводе.

Ключевые слова: механическое устройство, нестационарный процесс, режим работы, компрессорная станция.

The article reviews the problem of the non-stationary thermal gas-dynamic process in the pipeline, caused by the movement of a mechanical device under gas pressure with the account of the compressor station operation mode at the beginning of the linear section. The mathematical model describing gas movement in the gas area before and behind the piston is developed. The equation of the compressor station characteristics and conditions of the moving limit are taken as the limit conditions. Implementation of this model makes it possible to predict the nature of movement of the moving limit, distribution of pressures, and gas consumption during non-stationary process. There was also established the nature of changes of the compressor station operation mode parameters during linear movement of the mechanical device in the pipeline. The influence of the mechanical device movement on the nature of the non-stationary processes in the pipeline is shown.

Keywords: mechanical device, non-stationary process, operation mode, compressor station.

Вступ. Застосування механічних пристроїв, що рухаються в газопроводі під тиском газу, пов'язане з необхідністю очищення порожнини труб від відкладень (механічні очисні пристрої), діагностування стану трубопроводу (інтелектуальні пристрої) та локалізації місць ушкоджень труб (локалізаційні пристрої). В кожному з випадків тверде тіло рухається вздовж трубопроводу за рахунок енергії газового потоку і спричиняє певний вплив на характер руху середовища, який можна розглядати як збурення газового потоку, що викликає нестационарні процеси в газопроводі. Практичне застосування механічних пристроїв в історичному аспекті започатковане для очищення порожнини газопроводу від рідинних відкладень, які виникають в результаті конденсації вологи в газопроводі і призводять до зростання його гідравлічного опору, зменшуючи пропускну здатність.

Стан проблеми. Початок дослідженням процесу очищення газопроводів механічними засобами описано в працях Клімовського [1] та Шварца М.Е. [2]. Згодом основи процесів очищення газопроводів отримали розвиток в працях Галіулліна З.Т. [3], Грудза В.Я. [4,5,6], Тоута О.І. [7]. В працях вказаних дослідників приводяться конструкції очисних пристроїв, результати ефективності витиснення рідкої фази з газопроводу та аналітичні дослідження характеру їх руху під тиском газу. Зокрема в [4] показано вплив швидкості руху очисного пристрою на ефективність очистки, досліджено характер руху механічного пристрою під тиском газу. В [5] приведено результати моделювання нестационарного процесу в газопроводі, викликаного рухом механічного пристрою. Однак, при побудові математичної моделі тиск на початку лінійної ділянки, по якою рухається механічний пристрій, вважався сталим, що не відповідає реальним умовам. В процесі очи-

щення магістральних газопроводів енергія потоку газу створюється газоперекачувальними агрегатами компресорної станції, розміщеної на початку лінійної ділянки. При цьому тиск і втрата газу пов'язані між собою рівнянням характеристики компресорної станції та не можуть не вплинути на характер газодинамічного нестационарного процесу.

Метою даного дослідження є встановлення характеру нестационарного процесу в газопроводі, викликаного рухом механічного пристрою, за умов подачі газу в лінійну ділянку компресорною станцією, характеристика якої є відомою.

Основна частина. Як відомо [6], характеристика компресорної станції, обладнаної відцентровими нагнітачами з довільною схемою їх роботи, може бути представлена в двочленному вигляді

$$\varepsilon^2 = a - bQ_B^2, \quad (1)$$

де ε – ступінь стиску КС при продуктивності за умов входу Q_B ;

a, b – апроксимаційні коефіцієнти.

В умовах руху механічного пристрою по газопроводу вважається, що компресорна станція, яка знаходиться на початку лінійної ділянки, працює з сталим тиском на вході P_B , а кінці лінійної ділянки підтримується сталий тиск P_K . Характеристика компресорної станції в таких умовах

$$P_H^2 = aP_B^2 - bQ_B^2 P_B^2. \quad (2)$$

Використовуючи рівняння газового стану, на основі (2) отримуємо

$$P_H^2 = aP_B^2 - bQ_B^2 P_B^2 = aP_B^2 - bQ_B^2 \rho^2 (zRT)^2 = aP_B^2 - b(zRT)^2 M^2. \quad (3)$$

Слід зауважити, що нестационарний характер руху газу в газопроводі вимагає для опису складних математичних моделей. Тому з метою їх спрощення прийнято рішення розглядати гідродинамічні процеси в рівнинному трубопроводі без врахування інерційних втрат енергії. Ізотермічний характер руху газу описується математичною моделлю, що містить рівняння руху і рівняння нерозривності. Лінійна ділянка ділиться на дві частини, початок першої з яких ($x=0$) прилягає до працюючої компресорної станції, а кінець знаходиться на рухомій границі ($x=l$); початок другої ділянки міститься на рухомій границі, а кінець ($x=L$) співпадає з кінцем лінійної ділянки. Тому система рівнянь має вигляд:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P_j}{\partial x} &= \frac{\lambda_j \rho W^2}{2d}; \\ -\frac{\partial P_j}{\partial t} &= c^2 \frac{\partial(\rho W)}{\partial x}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $P_j(x,t)$ – тиск як функція лінійної координати x і часу t ;

λ_j – коефіцієнт гідравлічного опору нафтопроводу;

ρ – густина газу;

W – усереднена по перерізу швидкість нафти;

c – швидкість звуку в потоці;

j – індекс, що характеризує положення рухомої границі (значення $j = 1$ відноситься до простору за рухомою границею, $j = 2$ – до області простору, що рухається перед рухомою границею).

Рівняння руху в умовах нестационарного процесу можна звести до вигляду

$$\begin{aligned} -\rho \frac{\partial P_j}{\partial x} &= \frac{\lambda_j (\rho W)^2}{2d}; & -\frac{P_j}{zRT} \frac{\partial P_j}{\partial x} &= \frac{16\lambda_j M^2}{2d^5 \pi^2}; \\ -\frac{\partial P_j^2}{\partial x} &= \frac{16\lambda_j zRT M^2}{d^5 \pi^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Використовуючи рівняння характеристики компресорної станції у формі (3), отримуємо:

$$P_1^2(0,t) = aP_B^2 + b\lambda_1(zRT) \frac{\pi^2 d^5}{16} \frac{\partial P_1^2}{\partial x}. \quad (6)$$

Вираз (6) слід вважати граничною умовою на початку лінійної ділянки. На кінцевому перерізі лінійної ділянки спостерігається сталість тиску, тобто:

$$P_2^2(L,t) = P_K^2. \quad (7)$$

Умова (7) є другою граничною умовою. Окрім того, на рухомій границі спостерігається рівність швидкостей газу в перерізах до і після механічного пристрою та перепад тисків на пристрої, викликаний силою тертя ущільнень до стінок труб. Таким чином, на рухомій границі $x=l(t)$ граничні умови мають вигляд:

$$\frac{\partial P_1^2}{\partial x} \Big|_{x=l} = \frac{\partial P_2^2}{\partial x} \Big|_{x=l}; \quad (8)$$

$$P_1^2(l,t) = \left(P_2(l,t) + \frac{4S}{\pi d^2} \right)^2,$$

де S – сила тертя ущільнень механічного пристрою до стінок труб.

Вважається, що до початку руху механічного пристрою газопровід працював в стаціонарному режимі з параболічною депресією тиску:

$$P_2^2(x,0) = P_H^2 - \frac{P_H^2 - P_K^2}{L} x = P_H^2 - ix. \quad (9)$$

Виключаючи з системи (4) швидкість середовища як функцію лінійної координати і часу, приведемо її до рівняння:

$$-\frac{\partial P_j^2}{\partial t} = \kappa \frac{\partial^2 P_j^2}{\partial x^2}, \quad (10)$$

де $\kappa = c^2 / 2a$

$2a = \lambda W / 2d$ – коефіцієнт лінеаризації системи.

Сформульована задача реалізується за таких умов.

1. До початку руху механічного пристрою газопровід працював у стаціонарному режимі з розподілом тисків, що виражається залежністю (9).

2. Після початку руху механічного пристрою і до завершення процесу тиск на початку газопроводу $P_1^2(0, t)$ зв'язаний з масовою витратою M рівнянням характеристики компресорної станції у формі (6).

3. На рухомій границі спостерігається рівність лінійних швидкостей газу і перепад тисків у відповідності до (8).

4. Необхідно визначити характер руху контакту $l(t)$ в часі, а також режим роботи компресорної станції.

Процедура зводиться до реалізації системи рівнянь (10) при початкових (9) і граничних (6), (7), (8) умовах. Поставлена задача відноситься до задачі третього роду з умовами на рухомій границі і реалізується методом Фур'є. Розв'язок має вигляд :

$$\begin{aligned}
 P_2^2(x, t) &= \frac{8\lambda(L-l)}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*} \left(1 - \frac{x}{L-l}\right) + \\
 &+ \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{2(h_0 + \frac{8\lambda(L-l)}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*})}{\omega_n(L-l)} \sin \omega_n(L-l) + \right. \\
 &+ \frac{8\lambda}{\pi^2gd^5} \left[(L-l) \sin \omega_n(L-l) - \right. \\
 &\left. \left. - \frac{1}{\omega_n} (\cos \omega_n(L-l) - 1) \right] \cos \omega_n x + \right. \\
 &+ \frac{2(h_0 + \frac{8\lambda(L-l)}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*})}{\omega_n(L-l)} (\cos \omega_n(L-l) - 1) + \\
 &+ \frac{8\lambda}{\pi^2gd^5} \left[(L-l) \cos \omega_n(L-l) - 1 \right] - \\
 &\left. - \frac{1}{\omega_n} \sin \omega_n(L-l) \right\} \sin \omega_n x \exp(-\omega_n^2 \mathfrak{K}t); \\
 P_1^2(x, t) &= \frac{8\lambda l}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*} \left(1 - \frac{x}{l}\right) + \\
 &+ \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{2(h_0 + \frac{8\lambda L}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*})}{\omega_n l} \sin \omega_n l + \right. \\
 &+ \frac{8\lambda}{\pi^2gd^5} \left[l \sin \omega_n l - \frac{1}{\omega_n} (\cos \omega_n l - 1) \right] \cos \omega_n x +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &+ \frac{2(h_0 + \frac{8\lambda L}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*})}{\omega_n L} (\cos \omega_n l - 1) + \frac{i + \frac{8\lambda}{\pi^2gd^5}}{\omega_n} \times \\
 &\times \left[l \cos \omega_n l - \frac{1}{\omega_n} \sin \omega_n \right] \sin \omega_n x \exp(-\omega_n^2 \mathfrak{K}t).
 \end{aligned}$$

В одержаних аналітичних виразах величина ω_n є розв'язками трансцендентного рівняння

$$\omega_n = \frac{1}{2l-L} (\arctg \frac{8\lambda}{\pi^2gd^5} \frac{a^*}{b^*} \omega_n + \pi n), \quad (12)$$

де $a^* = aP_B^2$; $b^* = \lambda_1(zRT) \frac{\pi^2 d^5}{16}$.

Числовий аналіз залежностей (11) свідчить, що відкинувши усі члени ряду вище четвертого отримаємо похибку обчислень, що не перевищить 1%. Тому ітераційний процес знаходження коренів рівняння (12) слід завершувати після числового значення, яке відповідає $n=4$.

Однак одержані аналітичні розв'язки не можуть бути безпосередньо використані для проведення обчислень режиму роботи компресорної станції в процесі руху механічного пристрою по лінійній ділянці, а служать лише структурною моделлю алгоритму в зв'язку з тим, що рівняння (11) і (12) містять невідомий закон руху контактної границі $l(t)$. Це змушує використати ітераційну процедуру для реалізації математичної моделі.

У початковий момент часу при роботі газопроводу в стаціонарному режимі з початковим тиском P_0 і продуктивністю Q_0 лінійна швидкість газу на початку становить

$$W_0 = \frac{Q_0}{F}, \quad (13)$$

де F – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Для умов $t=0$ можна розрахувати значення числа Рейнольдса і величину коефіцієнта гідравлічного опору.

Вважаємо, що швидкість руху контакту в початковий момент руху рівна лінійній швидкості газу W_0 . Тоді шлях, пройдений рухомою границею за проміжок часу Δt , становитиме:

$$l(0) = W_0 \cdot \Delta t. \quad (14)$$

Визначена за (14) відстань, на яку перемістився рухомий контакт, дозволяє реалізувати за однією з стандартних методик рівняння (12), визначити коефіцієнт гідравлічного опору для ділянки $l(0)$ і реалізувати отримані розв'язки (11) для проміжку часу Δt .

Надалі для наступного часового інтервалу Δt визначається з першого рівняння системи (4), лінійна швидкість нафтопродукту

$$W = \frac{Q}{F} = \left[-\frac{2d}{\lambda\rho} \frac{\partial P_j}{\partial x} \right]^{1/2}. \quad (15)$$

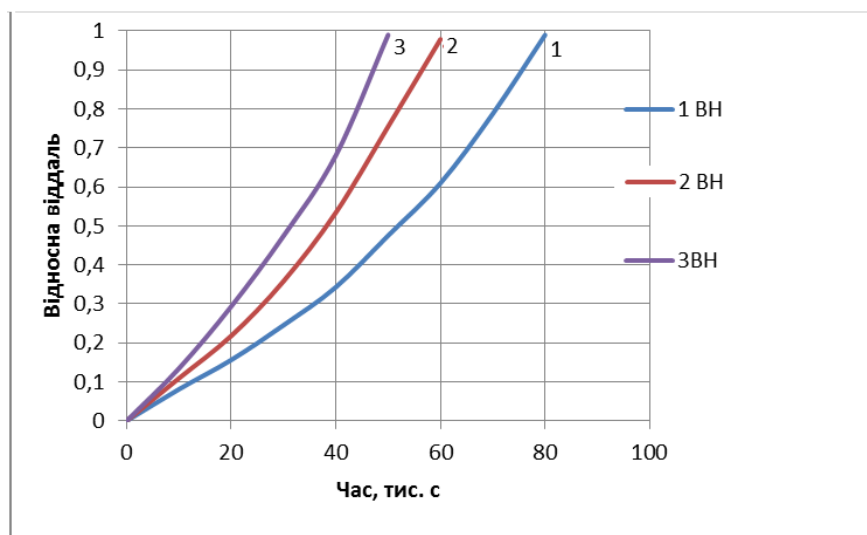


Рисунок 1 – Розрахунковий характер руху механічного пристрою при різних схемах паралельно включених відцентрових нагнітачів

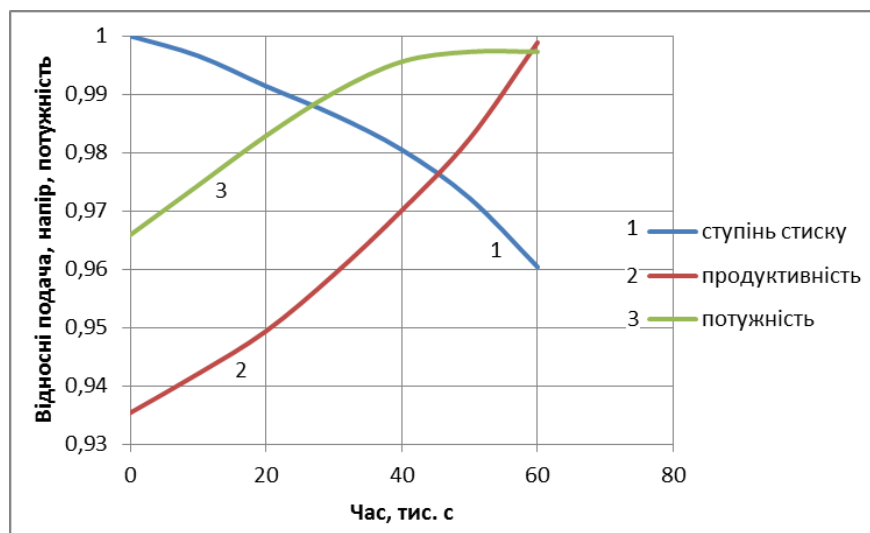


Рисунок 2 – Характер зміни параметрів режиму роботи КС в процесі руху механічного пристрою

Використавши друге рівняння системи (11), знайдемо похідну $\frac{\partial P_1}{\partial x}$ і за (15) уточни-мо лінійну швидкість нафтопродукту, а за (14) - пройдений контактом шлях за проміжок часу Δt . Уточнення проводимо до співпадання з заданою точністю пройденого шляху $l(t)$. Після цього за (11) визначаємо напори в кожній точці нафтопроводу для моменту часу Δt , в тому числі на виході компресорної станції при $x=0$. Для наступного проміжку часу початкове наближення лінійної швидкості газу беремо за уточнене її значення з попереднього проміжку часу.

Таким чином, визначаючи послідовно віддалі, що проходить контакт за рівні проміжки часу Δt , побудуємо його характер руху по газопроводу. Алгоритм закінчує роботу після досягнення умови $l=L$, тобто до моменту часу, коли контакт пройшов всю лінійну ділянку.

Реалізація першого розв'язку з системи (11) за умови $x=0$, тобто отримання залежності $P_1(0,t)$, дає змогу визначити зміну тиску КС в часі руху по лінійній ділянці механічного пристрою. Зміну продуктивності КС в часі можна знайти шляхом процедури за залежністю (15), або з характеристики КС у вигляді (6). Визначення потужності відцентрових нагнітачів пропонується здійснювати за загальновідомою методикою. Таким чином, дослідження нестационарних процесів у газопроводі, викликаних рухом механічних пристроїв, дозволяють прогнозувати режим роботи компресорної станції з метою прийняття рішень про можливе регулювання.

Для виконання вказаного алгоритму складено програму, за якою проведено розрахунки для умов рівнинного газопроводу. Результати розрахунків у вигляді графіків подано на рисунках 1 і 2.

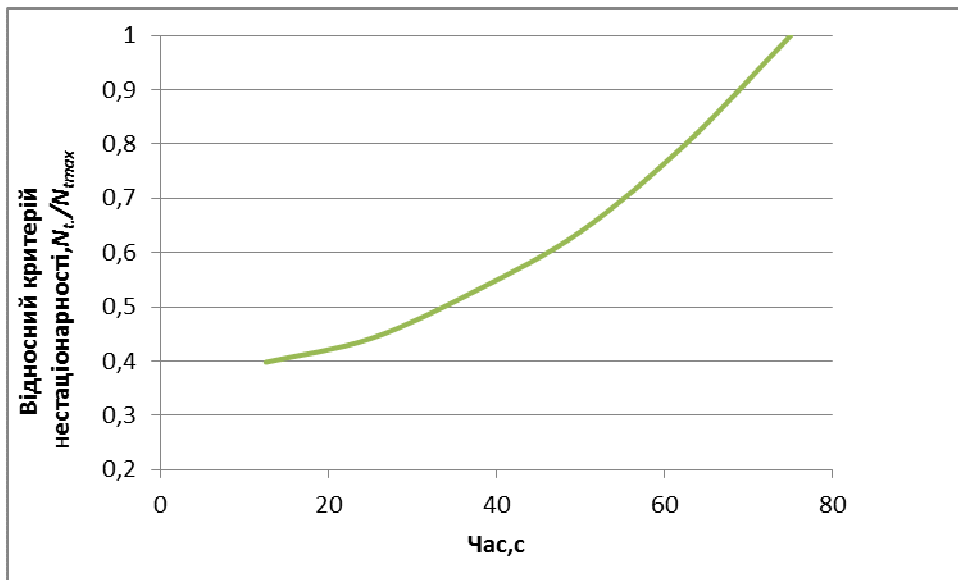


Рисунок 3 – Зміна відносної величини критерію нестационарності в часі

Результати розрахунків показують, що прогнозування характеру переміщення рухомої границі за нестационарною моделлю, похибка у визначенні параметрів процесу зростає з наближенням до кінця процесу заміщення чистого нафтопродукту його сумішшю з ПТП і досягає максимуму в кінцевий момент часу за витратою 1,5 – 2%, а за тиском 1 – 1,5%. Таким чином, аналіз результатів розрахунків доводить необхідність використання для прогнозування нестационарної моделі з урахуванням роботи компресорної на початку лінійної ділянки.

Для оцінки міри нестационарності термодинамічного процесу руху газу в газопроводі за умов переміщення механічного пристрою визначено величину критерію нестационарності [6]:

$$N_t = \frac{\delta Q d}{\lambda w \tau}, \quad (16)$$

де $\delta Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{сер}}}$ – відносна зміна продуктивності;

τ – тривалість нестационарного процесу по витраті;

$w = \frac{4Q_{\text{сер}}}{\pi d^2} \cdot \frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{ср}}} \cdot \frac{T_{\text{сер}}}{T_{\text{ст}}}$ – середня по довжині й усереднена в часі швидкість газу.

Для визначення критерію нестационарності весь період руху механічного пристрою розбивався на дискретні рівні проміжки часу, на кінець кожного з них визначалася лінійна координата рухомого механічного пристрою, а також значення тиску, витрати та лінійної швидкості газу у відповідних точках за (11).

Як вказано в [6], технологічний режим роботи газопроводу вважається квазістационарним у тому випадку, якщо величина критерію нестационарності складає $N_t < 1,4 \cdot 10^{-6}$. В іншому випадку режим руху газу вважається нестационарним, і зі зростанням величини критерію не-

стационарності ступінь нестационарності потоку (тобто ступінь впливу інерційних сил) збільшується.

Результати розрахунків показують, що впродовж часу переміщення механічного пристрою трубопроводом нестационарність потоку газу зростає, при цьому значення критерію нестационарності змінюється від $N_t = 2,48 \cdot 10^{-6}$ на початку процесу до $N_t = 6,24 \cdot 10^{-6}$ в кінці. За результатами розрахунків побудовано залежність величини критерію нестационарності N_t від часу переміщення механічного пристрою газопроводом, яка у вигляді графіка приведена на рисунку 3.

Наукова новизна. Із графіка видно, що значення критерію нестационарності за період руху механічного пристрою змінюється в широких межах (понад 60%), що дає змогу стверджувати про зростання впливу інерційних сил в газовому потоці. Зростання критерію нестационарності викликає збільшення обсягу роботи сил інерції в газовому потоці, що призводить до зниження величини коефіцієнта корисної дії газопроводу, тобто перевитрати енергії на транспорт газу.

Висновки

Таким чином, проведені дослідження характеру руху механічних пристроїв в потоці газу по газопроводу і газодинамічного нестационарного процесу при цьому показали, що закон руху пристрою в часі близький до параболічного і залежить від темпу подачі газу в газопровід, а рух газу при цьому відзначається суттєвою нестационарністю, яка з наближенням до кінця процесу стає інтенсивнішою, що викликає зниження коефіцієнта корисної дії газотранспортної системи.

Література

- 1 Климовский Е.М. Очистка полости и испытание магистральных и промысловых трубопроводов / Е.М. Климовский; изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Недра, 1972. – 256 с.
- 2 Шварц М.Э. Применения шаровых резиновых разделителей в трубопроводах, собранных на подкладных кольцах / М.Э. Шварц, М.В. Лурье, В.И. Марон // Нефтяное хозяйство. – 1972. – № 2. – С. 72-74.
- 3 Галлиулин З.Т. Вопровы физического моделирования нестационарных течений газа в магистральных газопроводах с учетом влияния инерционных сил и зон гидравлического сопротивления / З.Т. Галиуллин, И.Е. Ходанович, В.В. Девичев // Сб. трудов ВНИИГАЗ. – М. 1976. – С.19-24.
- 4 Грудз В.Я. Оптимизация процесса очистки полости магистрального газопровода / В.Я. Грудз, Д.Ф. Тымкив, В.З. Манько // НТС. Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 1987. – Вып.24. – 88–89 с.
- 5 Грудз В.Я. Исследование эффективности очистных устройств в газопроводах с пересеченным профилем трассы: Дис. на соиск. ученой ст. канд. техн. наук.– Ивано-Франковск, 1980. – 140 с.
- 6 Ковалко М.П. Трубопровідний транспорт газу / М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків та ін. – Київ: АренаЕКО, 2002. – 600 с.
- 7 Тоут А.И. Параметры движения разделителей при удалении воды из трубопровода. Нефтепромысловое строительство./ А.И. Тоут, Г.Ю. Динков // Реф. н.-т. сб. – 1974. – № 4. – С.3-11.

Стаття надійшла до редакційної колегії

02.02.16

*Рекомендована до друку
професором Середюк М.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Говдяком Р.М.
(ТзОВ ІК «Машекспорт», м. Київ)*