

Наука — виробництву

УДК 621.438:622

DOI: 10.31471/1993-9973-2023-2(87)-59-68

ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ РЕЖИМАМИ РОБОТИ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ В УМОВАХ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГАЗОСПОЖИВАННЯ

В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. Б. Запхляк, Б. І. Гершун, І. Б. Прокопів, О. А. Туровський

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: snp@nimg.edu.ua*

Розглядаються питання оптимізації керування режимами роботи компресорних станцій, які працюють в умовах нерівномірного добового споживання газу. Дається оцінка ефективності використання керуючих факторів в залежності від характеру нестационарного процесу в лінійній частині газопроводу, викликаного добовою нерівномірністю газоспоживання. На основі аналітичних досліджень вироблено рекомендації про вплив різних параметрів на ефективність експлуатації компресорної станції. Показано, що за критерій оптимальності керування доцільно вибрати мінімум тривалості нестационарного процесу, викликаного збуреннями газового потоку. Одержано залежності, які виражають універсальний закон керування, який може бути застосований в кожному конкретному випадку для визначення реакції системи на зміну керуючого фактору з метою ефективного керування. Закон керування сумісно з метою керування визначають стратегію керування, яка повинна бути допустимою, тобто її реалізація не повинна вивести систему на недозволений режим експлуатації. Моделювання нестационарних об'єктів газотранспортних систем доцільно проводити за допомогою адаптивної системи з ідентифікатором, яка реалізує принцип дуального керування, тобто дозволяє одночасно уточнювати параметри технологічного об'єкту і керувати його роботою. Задані технологічні обмеження за тиском, як показав аналіз, подаються у термінах зміни продуктивності і можуть бути об'єднані з обмеженнями за продуктивністю компресорної станції. Одержані границі технологічної допустимості для середньодобової витрати газу являють собою не константи, а деякі функції часу, поведінка яких визначається характером газоспоживання. Використання специфіки взаємозв'язку обмежень, обумовлених технологією транспорту газу, з метою побудови більш простих алгоритмів її розв'язку дозволили створити методіку прогнозування режимів роботи системи в умовах нестационарного газоспоживання.

Ключові слова: компресорна станція, керування, режим, нестационарність, оптимум.

The issue of optimizing the operation modes of compressor stations operating under conditions of uneven daily gas consumption is considered. An assessment of the effectiveness of the use of control factors is given, depending on the nature of the non-stationary process in the linear part of the gas pipeline, caused by the uneven daily gas consumption. On the basis of analytical studies, recommendations were made on the influence of various parameters on the efficiency of operation of the compressor station. It is shown that as a control optimality criterion it is advisable to choose the minimum duration of the non-stationary process caused by gas flow disturbances. Dependencies are obtained that express a universal control law that can be applied in each specific case to determine the system's response to a change in the control factor for the purpose of effective control. The control law, in conjunction with the control goal, determines the control strategy, which must be permissible, that is, its implementation must not lead the system to an impermissible mode of operation. Modeling of non-stationary objects of gas transport systems should be carried out using an adaptive system with an identifier, which implements the principle of dual control, i.e. it allows to specify the parameters of the technological object and control its operation at the same time. As the analysis showed, the given technological constraints on pressure are presented in terms of changes in productivity and can be combined with constraints on the productivity of the

compressor station. The obtained limits of technological admissibility for the average daily gas consumption are not constants, but some functions of time, the behavior of which is determined by the nature of gas consumption. The use of the specifics of the interrelationship of restrictions caused by the technology of gas transport, in order to build simpler algorithms for its solution, made it possible to create a methodology for forecasting the system's operating modes in conditions of non-stationary gas consumption.

Keywords: compressor station, control, mode, non-stationarity, optimum.

Вступ

Керування режимами роботи газотранспортних систем (ГТС) здійснюється, як правило, за рахунок керуючих рішень, що приймаються на компресорних станціях. До таких методів регулювання слід віднести відключення або повторне включення усієї компресорної станції, відключення або повторне включення окремого газоперекачувального агрегату (ГПА), зміну технологічної схеми їх сумісної роботи, регулювання швидкості обертання роторів ГПА, перепуск газу з вихідної лінії на вхідну. Однак, різні методи регулювання мають різну технологічну ефективність та екологічну виправданість. Так, метод регулювання режимів роботи компресорної станції шляхом байпасування, з технологічної точки зору, має високу ефективність, однак економічно не виправданий, оскільки призводить до перевтрат енергії на компримування. Тому до вибору методів регулювання режиму роботи газотранспортної системи повинен бути комплексний підхід.

Аналіз літературних джерел

Відзначимо, що розробці методів регулювання та визначення їх ефективності присвячено ряд досліджень. Це праці Бобровського С. А. [1], Грудза В.Я. [2,3], Жидкової М.О.[4], Капцова І.І. [5], Шибнева А.В. [6], Щербакова С. Г. [7], Якиміва М.М. [8].

У вказаних роботах детально описано загальновідомі методи регулювання режимів роботи ГТС, даються числові їх характеристики, методи розрахунку параметрів процесу та їх зміни в часі перехідного процесу.

Однак, авторами залишено без уваги принципи і методи мінімізації часу нестационарних перехідних процесів, встановлення яких дозволить більш повно і своєчасно забезпечити споживача газом, скоротивши при цьому втрати на його перекачування.

Вибір керування слід здійснювати у відповідності із заданим критерієм оптимальності. При стабілізації режиму газотранспортних систем як критерій береться мінімум середньоквадратичного відхилення від оптимального режиму.

Мета дослідження

Оцінка ефективності різних методів керування режимами системи і вибір раціонального способу регулювання режиму роботи за критерієм мінімальної тривалості нестационарного процесу.

Вказана мета реалізується шляхом вирішення наступних задач:

- оцінка впливу зміни керуючих факторів на ефективність регулювання режиму роботи ГПА;
- характеристика аналітичних підходів до проблеми оцінювання тривалості нестационарного процесу зміни режиму роботи ГПА;
- розробка алгоритму оптимізації процесу регулювання режимів роботи ГПА за критерієм мінімальної тривалості нестационарності;
- оцінка адекватності і ефективності запропонованих методів керування режимами роботи системи.

Методика проведення досліджень

Керування режимами роботи системи транспортування газу може здійснитись за рахунок керуючих впливів, що приймаються на компресорних станціях. Як керуючі фактори можуть розглядатися газоперекачувальні агрегати. До зміни режиму приводить зміна технологічної схеми включення ГПА та зміна параметрів функціонування окремого агрегату, яку здійснюють шляхом регулювання швидкості обертання його ротора. Отже, загальна схема керування може бути умовно розділена на дискретну та неперервну.

Керування режимами КС здійснюється у відповідності до законів керування, які визначають ступінь впливу керуючих факторів на реакцію системи. Для ГПА чутливість до керуючих впливів можна виразити співвідношенням

$$\pi_{\varepsilon} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial \omega}|_{Q=const}; \pi_Q = \frac{\partial Q}{\partial \omega}|_{\varepsilon=const},$$

де ε , Q – ступінь підвищення тиску і продуктивність нагнітача;

ω – кутова швидкість обертання ротора нагнітача.

Як відомо [1,2], характеристиками нагнітача є комплекс залежностей ступеня підвищення тиску, індикаторної потужності та політропічного ККД від продуктивності за умов входу.

Перша з них – залежність $\varepsilon = f(Q)$ – як правило, апроксимується двочленною або поліноміальною моделлю [10], що не відображає залежності параметрів режиму від швидкості обертання ротора нагнітача, яка є основним керуючим впливом. Недоліком двочленною моделі характеристики є невисока точність апроксимації, а перевагою – простота в користуванні. Вказаний недолік усувається при використанні поліноміальної моделі, проте ця модель складна в реалізації. Таким чином, моделям характеристик властиві суттєві недоліки. Тому пропонується для побудови характеристики нагнітача $\varepsilon = f(Q)$ як вихідну інформацію використати відоме рівняння Ейлера для лопатевих машин

$$\rho g H = \rho (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1), \quad (1)$$

де H – теоретичний напір, що розвиває робоче колесо;

ρ – густина газу за робочих умов;

C_i, U_i, α_i – абсолютна та переносна швидкості газу та кут між їх векторами відповідно на виході ($i=2$) і на вході ($i=1$) робочого колеса;
 g – прискорення сил тяжіння.

Після нескладних перетворень на основі (1) отримано характеристику нагнітача у вигляді рівняння

$$\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} = 1 + \frac{\omega}{z \cdot R \cdot T} \left(X - \frac{1}{\omega} (Y_2 \cdot \varepsilon^{\frac{1}{m}} - Y_1) Q \right), \quad (2)$$

де ω – швидкість обертання ротора;
 z, T – коефіцієнт стисливості і температура газу на вході;

R – газова стала;

X, Y_1, Y_2 – сталі параметри, що залежать від конструкції;

m – показник політропи стиску.

Тоді

$$\pi_\varepsilon = \frac{m \cdot X}{(m-1) \cdot z \cdot R \cdot T \cdot \varepsilon^{\frac{1}{m}} - Y_2 \cdot Q \cdot \varepsilon^{\frac{m-1}{m}}}; \quad (3)$$

$$\pi_Q = \frac{X}{Y_2 \cdot \varepsilon^{\frac{1}{m}} - Y_1}.$$

Як видно з одержаних виразів, жоден з показників, ефективності керуючих впливів, не залежить від швидкості обертання ротора, тобто від самого керуючого фактора. Обидва показники ефективності керуючих впливів є функціями ступеня стиску нагнітача і його конструктивних характеристик, які виражаються параметрами X, Y_1 та Y_2 . Крім того, показник, що характеризує вплив обертів ротора на ступінь стиску ГПА, залежить від продуктивності машини, температури на вході в агрегат і фізичних властивостей перекачуваного газу.

Одержані показники мають різний фізичний зміст, розмірності та числові значення, тому порівнювати їх в абсолютних величинах немає можливості і змісту. В таблиці 1 подано результати розрахунків вказаних показників у безрозмірній формі, тобто по відношенню до величини відповідного показника при найменшому значенні ступеня стиску (або при найбільшій продуктивності агрегата). Як видно з графіків на рис. 1, обидва показники ефективності регулювання зростають зі зміною ступеня підвищення тиску нагнітача. Це значить, що агрегат значно ефективніше реагує на зміну швидкості обертання ротора нагнітача в зоні високих ступенів підвищення тиску (або в зоні малих продуктивностей). Крім того, відносна величина параметра π_Q завжди суттєво більша за відносну величину параметра π_ε . Це є свідченням того, що агрегат при зміні обертів ротора суттєвіше міняє продуктивність, ніж ступінь підвищення тиску.

Слід зауважити, що останнє значення ступеня стиску і продуктивності (таблиця 1) вибране таким чином, щоб робота агрегату входила в зону нестійких режимів (зону помпажу). Як бачимо, для цієї зони спостерігається різке зростання параметрів ефективності регулювання, особливо параметра π_Q .

Одержані залежності виражають універсальний закон керування, який може бути застосований в кожному конкретному випадку для визначення реакції системи на зміну керуючого фактора з метою ефективного керування. При нових умовах π_Q і π_ε , можуть досягати максимуму. Тоді умови, при яких досягається максимум π_a і π_ε , визначають оптимальний закон керування. Однак деякі з параметрів можуть виходити за межі допустимих значень стійкої роботи нагнітача (наприклад, режим роботи в умовах помпажу). Тому на параметри накладаються певні обмеження. Закон, що діє всередині області допустимих обмежень, вважають допустимим [2].

На закони керування накладаються збурення та контрзбурення. Під збуренням будемо вважати реакцію довільного параметру роботи системи (наприклад, стрибкоподібну зміну температури газу на вході в ГПА), яка веде до створення реакції на заданий вплив. Тобто, якщо згідно із законом керування зміни обертів ротора нагнітача з n_0 до n_1 веде до зміни ступеня стиску від ε_0 до ε_1 , то за наявності певного збурення вказана зміна обертів ротора нагнітача, приведе до іншого стиску $\varepsilon_1 \neq \varepsilon_1$. Контрзбурення виникають внаслідок реакції системи на керуючий вплив. Так, зі збільшенням обертів

Таблиця 1 – Ефективність керуючих факторів

№	Ступінь стиску	Продуктивність	Керуючі фактори			
			абсолютні		відносні	
			π_ϵ	π_Q	π_ϵ	π_Q
1	1.1	12.361	1.276	1.369	1.000	1.000
2	1.2	11.796	1.368	1.739	1.072	1.271
3	1.3	11.076	1.459	2.269	1.143	1.658
4	1.4	10.177	1.548	3.092	1.213	2.258
5	1.5	10.028	1.634	4.542	1.281	3.318
6	1.6	9.175	1.716	7.793	1.345	5.692
7	1.7	4.232	1.765	21.698	1.384	15.850

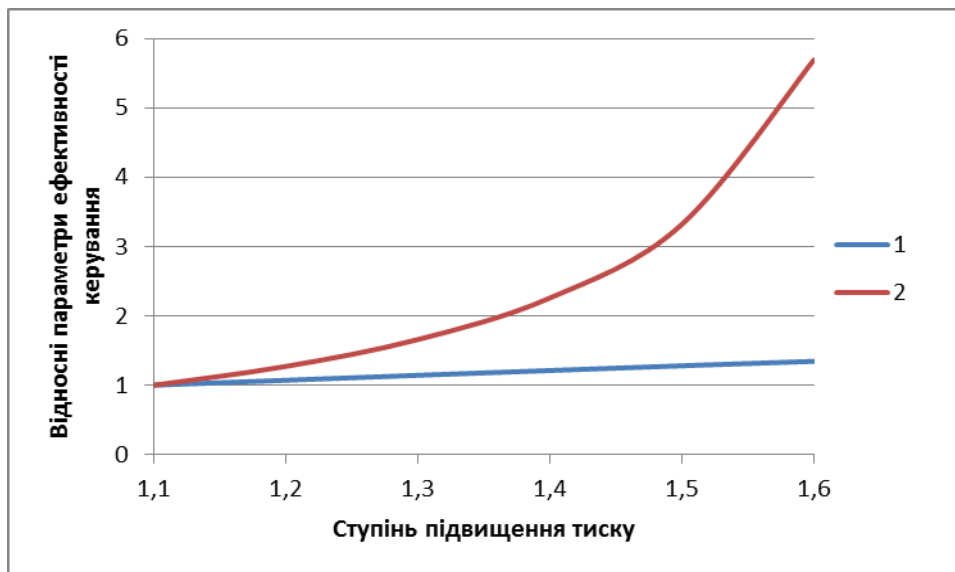


Рисунок 1 – Залежність параметрів π_ϵ (1) і π_Q від ступеня підвищення тиску

ротора нагнітача з n_0 до n_1 ($n_0 < n_1$) ступінь підвищення тиску зростає за законом керування з ϵ_0 до ϵ_1 . однак, при цьому зростає тиск газу в газопроводі (на виході нагнітача) що є перешкодою в системі для збільшення ступеня підвищення тиску. Тому ступінь підвищення тиску фактично зростає не до ϵ_1 а до $\epsilon_1^* < \epsilon_1$.

Закон керування сумісно з метою керування визначають стратегію керування. Стратегія керування повинна бути допустимою, тобто її реалізація не повинна вивести систему на недозволений режим експлуатації (наприклад, довести нагнітач в зону помпажу). З іншого боку, реалізація даної стратегії повинна забезпечити певну вигоду в роботі системи. Серед всіх стратегій на певному етапі є одна, яка може принести найбільшу вигоду. Таку стратегію називають оптимальною. Наприклад, при нерівномірному газоспоживанні слід керуватися стратегією ступінчастого регулювання режимів роботи КС, що дасть змогу економити паливний газ.

Технологічні об'єкти керування, до яких відносяться такі елементи газотранспортних сис-

тем, як компресорна станція, лінійна ділянка і магістральний газопровід загалом, описуються функціональними, алгебраїчними, диференціальними або інтегральними рівняннями відносно координат, які характеризують стан об'єктів. Ідентифікація полягає у визначенні їх структури і параметрів за спостережуваними даними: вхідним впливом і вихідною величиною.

Для об'єктів складної структури, до яких відносяться елементи газотранспортних систем, вихідна реакція і вхідний сигнал є випадковими величинами. Це пояснюється впливом великої кількості випадкових неконтрольованих факторів, таких як нерівномірність газоспоживання і подачі газу в систему, коливання температури навколишнього середовища, зміна складу газу, тренд характеристик газоперекачувальних агрегатів і т.д. Тому задачу ідентифікації таких об'єктів прийнято розв'язувати в статистичній постановці, враховуючи, що модельований об'єкт є стохастичним.

Для стаціонарних об'єктів застосування того або іншого алгоритму ідентифікації дозволяє

за кінцеве число кроків із заданою точністю визначити параметри моделі. Якщо об'єкт нестационарний, то параметри його змінюються в часі і їх оцінки необхідно неперервно уточнювати. Інакше через визначений проміжок часу, який залежить від ступеня нестационарності процесу, модель перестане адекватно описувати функціонування об'єкта, по ній неможливо буде прогнозувати його поведінку і здійснювати керування. Уточненні в процесі функціонування об'єкта моделі отримали назву адаптивних [14]. Їх застосування принципово необхідне для керування нестационарними технологічними процесами.

Моделювання нестационарних об'єктів газотранспортних систем доцільно проводити за допомогою адаптивної системи з ідентифікатором, яка реалізує принцип дуального керування, тобто дозволяє одночасно уточнювати параметри технологічного об'єкта і керувати його роботою.

Метод адаптивної системи з ідентифікатором передбачає два етапи ідентифікації – стратегічну і оперативну [11,12,13]. Стратегічна ідентифікація включає в себе вибір інформаційних змінних процесу, оцінку виду і тісноти зв'язку між входом і виходом, вибір виду моделі і перевірки адекватності реальному процесу. Стратегічна ідентифікація здійснюється поза контурно. Включення стратегічного ідентифікатора в адаптивну систему з ідентифікатором зв'язано із необхідністю періодично перераховувати ті або інші характеристики моделі у зв'язку зі зміною об'єкта. Оперативна ідентифікація пов'язана із поточною оцінкою параметрів моделі. Тут вхідною інформацією є модель, яка виробляється в стратегічному ідентифікаторі, а диспетчерські дані свідчать про результати вимірювань входу і виходу об'єкта. Оперативна інформація є контурною, вона здійснюється в реальному часі процесу на основі рекурентних співвідношень – алгоритмів адаптації, головні вимоги до яких: простота і мінімум операцій для моделей будь-якої складності.

Оптимізація керування за критерієм мінімуму тривалості нестационарного процесу

При оптимізації середньої продуктивності кінцевої КС в умовах нестационарного газоспоживання основним обмеженням є математична модель нестационарного протікання газу. Математичному моделюванню нестационарного руху газу в наш час надається великий пріоритет. Більшість дослідників процесів магістрального транспорту газу так чи інакше звертають увагу [1,2,6,8]. Аналіз цих праць вказує на

переважне використання на практиці лінійних моделей нестационарного протікання. Подібна тенденція характерна не тільки для оптимізації неусталених процесів транспорту газу, вона має місце в будь-якій області виробничої діяльності, де процес прийняття рішення залежить від математичного моделювання. Пошук глобального оптимуму в лінійних задачах проводиться значно простіше, ніж у нелінійних, де побудувати задовільняючий метод розв'язку часто взагалі не вдається. Однією з найбільш поширених на практиці, що застосовується при аналізі неусталених режимів транспорту газу, є модель протікання газу, одержана в результаті лінеаризації вихідної нелінійної системи [1,3], яка впливає з основних законів механіки, законів збереження маси, кількості руху і енергії, при деяких спрощеннях, допустимих специфікою трубопровідного транспорту газу. Можливість і доцільність використання рівняння руху в такому вигляді очевидна

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \left(\frac{c^2}{2a} \right) \frac{\partial^2 P}{\partial x^2}, \quad (3)$$

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

c – швидкість звуку в газі;

$2a$ – коефіцієнт лінеаризації.

Ця модель прийнята як обмеження для задачі оптимізації середньої продуктивності кінцевої КС. Оскільки середню продуктивність КС знаходять при заданій функції-прогнозу нестационарного газоспоживання пріоритетної групи споживачів, має місце друга краєва задача [2], тобто

$$\begin{cases} -\frac{\partial P^2(0,t)}{\partial x} = A Q_{cp}^2, \\ -\frac{\partial P^2(L,t)}{\partial x} = A Q_p^2(t). \end{cases} \quad (4)$$

Приймаючи, що в початковий момент часу має місце стаціонарний режим, початкові умови задачі мають вигляд:

$$P(x,0) = \sqrt{P^2(0,0) - A \cdot Q_p^2(0,x)}. \quad (5)$$

У математичну постановку задачі повинні увійти також технологічні обмеження тиску в кінцевій дільниці магістрального газопроводу і обмеження за продуктивністю компресорної станції:

$$\begin{aligned} P_{min} &\leq P(x,t) \leq P_{max}, \\ (x,t) &\in [0,L] \times [0,\tau], \\ Q_{min} &\leq Q_{cp} \leq Q_{max}. \end{aligned}$$

Взявши до уваги те, що відсутня у явному вигляді залежність параметра τ від Q_{cp} , форма-

льне представлення цільової функції можливе тільки в загальному вигляді [7]:

$$J = \max \tau(Q_{cp}). \quad (6)$$

Отже, математична постановка задачі розрахунку оптимальної середньої продуктивності кінцевої компресорної станції за критерієм мінімуму тривалості нестационарного процесу має вигляд:

$$\begin{aligned} J &= \max \tau(Q_{cp}), \\ Q_{min} &\leq Q_{cp} \leq Q_{max}, \\ P_{min} &\leq P(x,t) \leq P_{max}, \\ \frac{\partial P}{\partial t} &= \left(\frac{c^2}{2a} \right) \frac{\partial^2 P}{\partial x^2}. \quad (7) \\ -\frac{\partial P^2(0,t)}{\partial x} &= A Q_{cp}^2, \\ -\frac{\partial P^2(L,t)}{\partial x} &= A Q_p^2(t), \\ P(x,0) &= \sqrt{P^2(0,0) - A Q_p^2(0,x)} \\ (x,t) &\in [0,L] \times [0,\tau]. \end{aligned}$$

Дана задача відноситься до класу задач нелінійного програмування [2,12] і допускається тільки чисельний розв'язок. Можливі два напрямки у розв'язку задачі – розв'язок у прямій постановці, або перехід до деякої модифікованої, спрощеної задачі на основі використання специфіки взаємозв'язку обмежень, обумовленої технологією транспорту газу з метою побудови більш простих алгоритмів її розв'язку. Прийнято другий шлях як більш раціональний. Недоліком розв'язку задачі у прямій постановці є орієнтація тільки на один тип моделі протікання газу – той, який присутній у математичній постановці задачі. Перехід на другу модель вимагає відповідної перебудови чисельного методу, в той час як другий спосіб, це показано нижче, приводить до задачі, не зв'язаної безпосередньо з моделлю протікання газу, тобто має узагальнений характер.

Основою для використання другого підходу в даному конкретному випадку є залежність тиску в кінцевій ділянці магістрального газопроводу від величини середньої продуктивності кінцевої компресорної станції. При фіксованому характері газоспоживання зміна середньої продуктивності може призвести до досягнення границь технологічних обмежень за тиском – P_{min}, P_{max} . Тобто, для будь-якого моменту часу $t \in [0,T]$ можна знайти значення середньої продуктивності $Q_{min}(t)$, при якому в момент часу t тиск досягає P_{min} , а також – значення середньої продуктивності $Q_{max}(t)$, при якому тиск в момент часу t досягає P_{max} . Очевидно, відрізок

$[Q_{min}(t), Q_{max}(t)]$ є областю технологічної допустимості за тиском Q_{cp} на момент часу t .

Необхідно відзначити, що середнє значення продуктивності КС, вибране в діапазоні $[Q_{min}(t), Q_{max}(t)]$, є технологічно допустимим за тиском тільки в момент часу $t \in [0, T]$, в попередні моменти часу не виключено, що тиск опускається нижче P_{min} або перевищує P_{max} .

Для розв'язуваної задачі оптимізації мають інтерес тільки ті значення Q_{cp} , які технологічно допустимі у кожній точці відрізка $[0, t]$, тобто від обмежень $[Q_{min}(t), Q_{max}(t)]$ потрібно перейти до обмежень:

$$[\max Q_{min}(t), \min Q_{max}(t)], \quad t \in [0,T]. \quad (8)$$

Значення середньої продуктивності, вибраної у даному діапазоні, технологічно допустиме на всьому відрізку $[0,t]$, так як воно технологічно допустиме в кожній точці цього відрізка.

Отже, технологічні обмеження за тиском, як свідчить наведений вище аналіз, подаються у термінах продуктивності і можуть бути об'єднані з обмеженнями за продуктивністю кінцевої компресорної станції $[Q_{min}, Q_{max}]$. Результатом такого об'єднання є відрізок:

$$[\max\{Q, \max Q_{min}(t)\}, \min\{\bar{Q}, \min Q_{max}(t)\}], \quad t \in [0,t]. \quad (9)$$

Це обмеження вбирає в себе практично всі обмеження задачі розрахунку оптимальної середньої продуктивності кінцевої компресорної станції за критерієм мінімуму тривалості. Таким чином, при пошуку оптимального розв'язку задачі досить просто вести перебір за продуктивністю, не звертаючись на кожному кроці до розв'язку крайової задачі.

Одержані границі технологічної допустимості для Q_{cp} не константи, а деякі функції часу, і їх поведінка визначається характером газоспоживання.

Для математичного строгого опису переходу до модифікованої постановки задачі оптимізації, який включає одержані функції - обмеження за продуктивністю кінцевої КС, необхідно ввести ряд визначень.

Функція $Q_{min}(t)$ називається функцією нижньої гранично допустимої продуктивності. Вона визначається таким чином: якщо у початковий момент часу

$$Q_{cp} = Q_{min}(t), \quad t' > 0, \quad (10)$$

то тиск у кінцевій ділянці магістрального газопроводу не повинен опускатися нижче P_{min} на відрізку $[0, t]$, тобто

$$\begin{cases} P(x,t) Q_{min}(t), P(x,0) Q_p(t) \geq P_{min} \\ (x,t) \in [0,L] \times [0,t] \end{cases}. \quad (11)$$

Функція $Q_{max}(t)$ називається функцією верхньої гранично допустимої продуктивності

КС. Вона визначається так: якщо в початковий момент часу

$$Q_{cp} = Q_{max}(t), t' > 0, \quad (12)$$

то тиск в кінцевій ділянці магістрального газопроводу не повинен перевищувати P_{max} на відріжку $[0, t]$, причому в деякий момент часу $t \in [0, t]$ тиск досягає P_{max} , тобто:

$$\begin{cases} P(x, t)Q_{max}(t), P(x, 0)Q_p(t) \leq P_{max}, \\ (x, t) \in [0, L] \times [0, t]. \end{cases} \quad (13)$$

Таким чином, функції $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$ утворюють область технологічної допустимості для Q_{cp} . Це дозволяє перейти до спрощеної, модифікованої постановки задачі розрахунку оптимальної середньої продуктивності КС кінцевої ділянки магістрального газопроводу за критерієм максимуму тривалості при нестационарній моделі протікання газу, яка неявно входить в обмеження рішення задачі.

Модифікована математична постановка задачі має вигляд:

$$\begin{aligned} I &= \max \tau(Q_{cp}), \\ Q_{min}(t) &\leq Q_{cp} \leq Q_{max}(t), \\ 0 &\leq t \leq \tau, \\ \tau &> 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для розв'язання задачі у модифікованій постановці необхідно, з одного боку, вказати механізм побудови функцій-обмежень, з іншого – дослідити властивості введених функцій.

В роботі запропоновано метод побудови функцій-обмежень $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$ на основі інших функцій-обмежень, які утворюють для Q_{cp} область так званої "точкової" технологічної припустимості - $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$, на відміну від функцій-обмежень $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$, які утворюють для параметра середньої продуктивності кінцевої компресорної станції область технологічної припустимості на відріжку.

Фізичний зміст і одночасно визначення функцій $Q_{min}(t)$ такий: якщо в початковий момент часу середня продуктивність КС кінцевої ділянки магістрального газопроводу рівна значенню функції у деякий момент часу t , тобто

$$\begin{aligned} Q_{ar} &= Q_{min}(t), \\ t' &> 0. \end{aligned} \quad (15)$$

то, при незмінності Q_{cp} , в момент t тиск у трубі досягає P_{min} , тобто:

$$\begin{cases} P(x, t')Q_{min}(t), P(x, 0)Q_p(t) \geq P_{min}, \\ (x, t) \in [0, L] \times [0, t]. \end{cases} \quad (16)$$

У попередні моменти часу, як вже вказувалось, при вибраному значенні середньої продуктивності КС тиск може опускатися нижче, що неприпустимо у випадку, коли $Q_{cp} = Q_{min}(t)$.

Зміст $Q_{max}(t)$ аналогічний: якщо у початковий момент часу середня продуктивність кінцевої КС рівна значенню цієї функції у деякий момент часу t , тобто:

$$Q_{cp} = Q_{max}(t'), t' > 0, \quad (17)$$

то в момент t тиск у трубі досягає P_{max} , тобто:

$$\begin{cases} P(x, t)Q_{max}(t'), P(x, 0)Q_p(t) \leq P_{max}, \\ (x, t) \in [0, L] \times [0, t'] \end{cases} \quad (18)$$

При $t \in [0, t']$ тиск у трубі може перевищувати P_{max} , що не допускається при $Q_{cp} = Q_{max}(t)$.

Оскільки Q_{cp} у кожний момент часу повинно задовольняти вимогу "точкової" технологічної припустимості, тобто не допустити виходу тиску за межі технологічних обмежень, правило побудови $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$ має вигляд:

$$Q_{min}(t) = \max\{Q, \max \bar{Q}_{min}(t)\}, t \in [0, t'] \quad (19)$$

$$Q_{max}(t) = \min\{Q, \min \bar{Q}_{max}(t)\}, t' > 0, t \in [0, t'] \quad (20)$$

Таким чином, маючи функції $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$, неважко побудувати функції $Q_{min}(t)$, $Q_{max}(t)$, і перейти до розв'язання модифікованої задачі оптимізації.

У випадку нелінійної моделі протікання газу, очевидно, не можна одержати формули для функцій-обмежень, що вимагає чисельного розв'язання задачі шляхом побудови ітеративних процедур для побудови замірів цих функцій.

Виходячи з визначення функції $Q_{min}(t)$, при $Q_{cp} = Q_{min}(t)$ повинна виконуватись рівність:

$$P(L, t': Q_{min}(t), P(x, 0), Q_p(t)) = P_{min} \quad (21)$$

Таким чином, задача побудови заміру $Q_{min}(t)$ зводиться до чисельного розв'язання рівняння (21). Чисельний розв'язок (21) еквівалентний розв'язку такої оптимізаційної задачі:

$$I = \min\{P(L, t': Q_{min}(t), P(x, 0), Q_p(t) - P_{min})^2 \times \bar{Q}_{min}(t')\} \quad (22)$$

Алгоритм розв'язання задачі (14) має вигляд:

$$\bar{Q}_{min}^{(n)}(t') = \bar{Q}_{min}^{(n-1)}(t') - \gamma_n \{P(\bar{Q}_{min}^{(n-1)}(t')) - P_{min}\} \quad (23)$$

Аналогічний алгоритм має місце при побудові замірів функції $Q_{max}(t)$

$$\bar{Q}_{max}^{(m)}(t') = \bar{Q}_{max}^{(m-1)}(t') - \gamma_m \{P(\bar{Q}_{max}^{(m-1)}(t')) - P_{max}\} \quad (24)$$

З наведених ітеративних процедур виходить, що на кожній ітерації необхідно розв'язувати другу крайову задачу; застосовуючи метод, який найбільш ефективний для прийнятої моделі протікання газу.

Оскільки наявність функцій-обмежень автоматично приводить до розв'язання задачі оп-

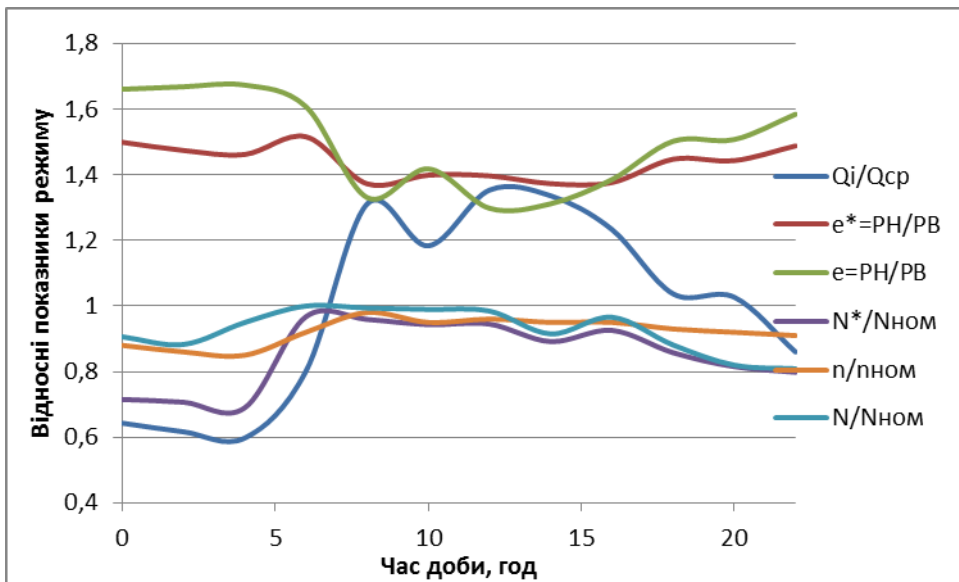


Рисунок 2 – Добові коливання параметрів режиму роботи КС

тимізації середньої продуктивності кінцевої компресорної станції, метод її розв'язання полягає у послідовній побудові значень функцій-обмежень $Q_{min}(\tau_K)$, $Q_{max}(\tau_K)$, $\kappa=1,2,\dots$. При цьому необхідно контролювати умову:

$$Q_{min}(\tau_K) < Q_{max}(\tau_K). \quad (25)$$

У випадку невиконання цієї умови у деякий момент часу фіксується розв'язок задачі, звідки:

$$\begin{cases} \tau_{max} = \tau_{K+1} \\ Q_{cp\ max} = \frac{1}{2}[Q_{min}(\tau_{K-1}) + Q_{max}(\tau_{K-1})] \end{cases} \quad (26)$$

Точність розв'язку задачі залежить від прийнятого кроку дискретизації за часом.

Необхідно зазначити, що прийнятий спосіб розв'язання задачі відображає детермінований підхід. Облік похибки прогнозу газоспоживання вимагає перевірки другої умови:

$$\left| \frac{Q_{max}(\tau_K) - Q_{min}(\tau_K)}{Q_{max}(\tau_K) + Q_{min}(\tau_K)} \right| \leq E. \quad (27)$$

Таку умову можна одержати, якщо ввести проміжну оцінку параметра $Q_{cp\ max}$:

$$Q_{cp\ max}^K = \frac{1}{2}[Q_{min}(\tau_K) + Q_{max}(\tau_K)] \quad (28)$$

і зумовити контролювати віддаленість цієї оцінки від границь на кожній ітерації алгоритму:

$$\left| \frac{Q_{cp\ max}^K - Q_{min}(\tau_K)}{Q_{cp\ max}^K} \right| \leq E, \quad (29)$$

де E – похибка прогнозу газоспоживання. Підставивши вираз $Q_{cp\ max}^{(K)}$ у дану умову, одержимо вищенаведений вираз для контролю оптимальності. Практичні розрахунки показали, що врахування похибки прогнозу газоспо-

живання мало впливає на оцінку $Q_{cp\ max}$, однак, на десятки процентів скорочує величину τ_{max} відносно детермінованого підходу.

Для оцінки адекватності і енергоефективності принципів оптимального керування режимами роботи компресорної станції в умовах нестаціонарного газоспоживання проведено числовий експеримент на компресорній станції «Богородчани» газопроводу «Союз» шляхом порівняння реального режиму роботи з прогнозованим за наведеною методикою. Фактичний режим роботи станції для спрощення порівняння критеріїв оцінки вибрано таким, при якому на станції працював цілу добу один агрегат ГТК-10І за умови нестаціонарного добового газоспоживання. На рисунку 2 наведено характер коливання в часі відносної продуктивності Q_i/Q_{cp} , ступеня підвищення тиску ε та відносної індикаторної потужності $N/N_{ном}$ за умови сталості обертів ротора ГПА.

Приймаючи за вихідні дані нерівномірне газоспоживання і реальні характеристики агрегату ГТК-10І, за приведеною вище методикою виконано розрахунки прогнозного режиму, результати яких у вигляді графіків зміни на протягом доби керуючого впливу – відносних обертів ротора ГПА $n/n_{ном}$ – та параметрів режиму роботи нагнітача: ступеня підвищення тиску ε^* та відносної індикаторної потужності $N^*/N_{ном}$. Аналіз отриманих результатів свідчить про адекватність запропонованої методики прогнозування режимів роботи компресорної станції в умовах нестаціонарного газоспоживання. Розрахунки показують, що потужність, яку споживає ГПА в умовах прогнозного режиму, менша за потужність реального режиму.

В результаті добова економія енергії складає 17,65 МВт*год., що свідчить про енергоефективність прогнозу.

Висновки

Одержано залежності, що виражають універсальний закон керування, який може бути застосований в кожному конкретному випадку для визначення реакції системи на зміну керуючого фактору з метою ефективного керування. Умови, при яких ці залежності досягають максимуму, визначають оптимальний закон керування.

Математична постановка задачі розрахунку оптимальної середньої продуктивності компресорної станції за критерієм мінімуму тривалості нестационарного процесу та її реалізація шляхом переходу до модифіковано спрощеної задачі на основі використання специфіки взаємозв'язку обмежень, обумовлених технологією транспорту газу, з метою побудови більш простих алгоритмів її розв'язку дозволили створити методику прогнозування режимів роботи системи в умовах нестационарного газоспоживання.

Література

1. Трубопроводный транспорт газа / С.А. Бобровский, С.Г. Щербаков, Е.И. Яковлев и др. М.: Наука, 1976. 491 с.
2. Керування режимами газотранспортних систем / В.Я.Грудз, М.Т. Лінчевський, В.Б. Михалків та ін. К.: Укргазпроект, 1996. 140 с.
3. Обслуговування і ремонт газопроводів / В.Я. Грудз, Д.Ф.Тимків, В.Б. Михалків та ін. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2009. 710 с.
4. Жидкова М. А. Переходные процессы в магистральных газопроводах. К: Наукова думка, 1979. 255 с.
5. Капцов И.И., Гончаров В.Н., Гончар В.Н. Восстановительные работы на МГ: пути повышения эффективности. *Газовая промышленность*. 1990. № 4. С. 28-30.
6. Шибнев А.В. Определение потокораспределения и текущего состояния сложных систем газоснабжения. ЭИ Транспорт и хранение и использование газа в народном хозяйства. М.: ВБНИИЭГАЗпром, 1983, № I. С. 14-16.
7. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа. М.: Наука, 1982. 206 с.
8. Якимів М.М. Аналітичні дослідження характеру розподілу рідинних відкладень по довжині газопроводу. *Нафтогазова галузь України*. 2015. №2. С. 25-28.
9. Энергетична галузь України: підсумки 2016 року. Центр Разумкова, 2017. Р. 164. URL: http://razumkov.org.ua/uploads/article/2017_ENERGY-FINAL.pdf.
10. Optimal gas transport management taking into account reliability factor / V. Grudz, Ya. Grudz, V. Zapukhliak, I. Chudyk, L. Poberezhny, N. Slobodyan. *Management Systems in Production Engineering*. 2020. Vol. 28, Iss. 3. P. 202–208. doi: 10.2478/mspe-2020-0030.
11. Meshalkin, V.P.; Moshev, E.R. Modes of functioning of the automated system “pipeline” with integrated logistical support of pipelines and vessels of industrial enterprises. *Mach. Manuf. Reliab.* 2015, No 44. P. 580–592, doi: 10.3103/S1052618815070109.
12. В.Б. Запукхляк, О.М. Марчук, А.В. Грицанчук. Аналіз розрахунку напруженого стану трубопроводів під час капітального ремонту [Текст]. *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування: Праці V Міжнародної науково-технічної конференції, (Тернопіль 19-22 вересня 2017 р.)*. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2017. С. 191-194.
13. Squires K., Eaton J. Particle response and turbulence modification in isotropic turbulence. *Phys. Fluid*, 1190. No 2, 7. P. 1191–1203.
14. Zapukhliak V., Poberezhny L., Maruschak P., Grudz V. Jr., Stasiuk R., Brezinová J., Guzanová A. Mathematical modeling of unsteady gas transmission system operating conditions under insufficient loading. *Energies*. 2019. Vol. 12, Iss. 7 (April-1 2019). P. 1–14. EISSN 1996-1073
15. Paulo M. Coelho, Carlos Pinho. Considerations About Equations for Steady State Flow in Natural Gas Pipelines’, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2007. Vol. XXIX, No. 3. P. 262–272.

References

1. Truboprovodnyiy transport gaza / S.A. Bobrovskiy, S.G. Scherbakov, E.I. Yakovlev i dr. М.: Nauka, 1976. 491 p. [in Russian]
2. Keruvannia rezhymamy hazotrasportnykh system / V.Ia.Hrudz, M.T. Linchevskiy, V.B. Mykhalkiv ta in. К.: Ukhazproekt, 1996. 140 p. [in Ukrainian]
3. Obsluhovuvannia i remont hazoprovodiv / V.Ia. Hrudz, D.F.Tymkiv, V.B. Mykhalkiv ta in. Ivano-Frankivsk: Lileia-NV, 2009. 710 p. [in Ukrainian]

4. Zhidkova M. A. Perekhodnyie protsessy v magistralnykh gazoprovodakh. K: Naukova dumka, 1979. 255 p. [in Russian]
5. Kaptsov I.I. Vocstanovitelnyie raboty na MG: puti povysheniya effektivnosti / I.I.Kaptsov, V.N. Goncharov, V.N. Gonchar. Gazovaya promyshlennost. 1990. No4. P. 28-30. [in Russian]
6. Shibnev A.V. Opredelenie potokoraspredeleniya i tekuschego sostoyaniya slozhnykh sistem gazosnabzheniya. EI Transport i hranenie i ispolzovanie gaza v narodnom hozyaystva. M.: VBNIEGAZprom, 1983, No I. P. 14-16. [in Russian]
7. Scherbakov S.G. Problemy truboprovodnogo transporta nefi i gaza. M.: Nauka, 1982. 206 p. [in Russian]
8. Iakymiv M.M. Analychni doslidzhennia kharakteru rozpodilu ridynnykh vidkladen po dozhyni hazoprovodu. Naftohazova haluz Ukrainy. 2015. No 2. P. 25-28. [in Ukrainian]
9. The energy industry of Ukraine: the results of 2016. Razumkov Centre, 2017. P. 164. URL: http://razumkov.org.ua/uploads/article/2017_ENERGY-FINAL.pdf. [in Ukrainian]
10. Optimal gas transport management taking into account reliability factor / V. Grudz, Ya. Grudz, V. Zapukhliak, I. Chudyk, L. Poberezhny, N. Slobodyan. *Management Systems in Production Engineering*. 2020. Vol. 28, Iss. 3. P. 202–208. doi: 10.2478/mspe-2020-0030.
11. Meshalkin, V.P.; Moshev, E.R. Modes of functioning of the automated system “pipeline” with integrated logistical support of pipelines and vessels of industrial enterprises. *Mach. Manuf. Reliab.* 2015, No 44. P. 580–592, doi: 10.3103/S1052618815070109.
12. V.B. Zapukhliak, O.M. Marchuk, A.V. Hrytsanchuk. Analiz rozrakhunku napruzhenoho stanu truboprovodiv pid chas kapitalnoho remontu [Tekst]. *Poshkodzhennia materialiv pid chas eksploatatsii, metody yoho diahnostuvannia i prohnozuvannia: Pratsi V Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii, (Ternopil 19-22 veresnia 2017 r.)*. Ternopil: Ternopilskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet imeni Ivana Puliuia, 2017. P. 191-194. [in Ukrainian]
13. Squires, K., Eaton, J. Particle response and turbulence modification in isotropic turbulence. *Phys. Fluid*, 1190. No 2, 7. P. 1191–1203.
14. Zapukhliak V., Poberezhny L., Maruschak P., Grudz V. Jr., Stasiuk R., Brezinová J., Guzanová A. Mathematical modeling of unsteady gas transmission system operating conditions under insufficient loading. *Energies*. 2019. Vol. 12, Iss. 7 (April-1 2019). P. 1–14. EISSN 1996-1073
15. Paulo M. Coelho, Carlos Pinho. Considerations About Equations for Steady State Flow in Natural Gas Pipelines, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2007. Vol. XXIX, No. 3. P. 262–272.