

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ЗА УМОВИ ЇХ НЕПОВНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

¹Є. І. Крижанівський, ¹В. Я. Грудз, ¹В. Я. Грудз (молодший), ²Р. В. Терещенко, ³Р. М. Говдяк

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: s r g g 4 2 9 @ g m a i l . c o m

²Виробниче ремонтно-технічне підприємство «Укргазенергосервіс»;
08150, м. Боярка, вул. Маяковського, 49, e-mail: t e r e s c e n k o - r v @ u t g . u a

³Товариство з обмеженою відповідальністю «Інжинірингова компанія Машексперт»;
04655, м. Київ, Кудрявський узвіз, 7, e-mail: n a t s e x p e r t . g @ g m a i l . c o m

Запропоновано принцип побудови стохастичних і детермінованих математичних моделей для прогнозування режимів роботи газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях магістральних газопроводів і їх оптимізації в умовах неповного завантаження газотранспортної системи. Розрахунки параметрів технологічного режиму роботи газоперекачувальних агрегатів компресорної станції базуються на використанні зведених характеристик відцентрових нагінативів, обробка яких методами математичної статистики дозволила отримати аналітичні вирази для моделей характеристик. Методика розрахунку може бути реалізована для прогнозування режимів роботи компресорної станції в умовах як одноступінчастого, так і багаступінчастого стиснення газу. Вихідною інформацією для розрахунку слугують тиск і температура газу на вході і виході станції, обсяг перекачування та фізичні властивості газу. Для прогнозування режимів роботи багатоцехових компресорних станцій оптимальний розподіл навантаження між цехами, обладнаними різнотиповими газоперекачувальними агрегатами, здійснюється за умови мінімізації енерговитрат на компримування заданого обсягу газу за відомих граничних умов. Показано принцип побудови критерію оптимальності для умов неповного завантаження газотранспортної системи.

Щоб проілюструвати запропонований метод оптимізації режимів роботи компресорних станцій в умовах неповного завантаження, наведено приклад розрахунку оптимальних режимів роботи гіпотетичної двоцехової компресорної станції з різнотипними агрегатами. Розрахунок базується на побудові аналітичних математичних моделей їх характеристик за критерієм мінімуму потужності на компримування газу при заданій продуктивності та тисками на вході і виході станції.

Ключові слова: режим роботи, прогнозування, багатоцехова компресорна станція, газоперекачувальний агрегат, зведені характеристики, математична модель, оптимізація, критерій оптимальності, енергоефективність.

Предложен принцип построения стохастических и детерминированных математических моделей для прогнозирования режимов работы газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов и их оптимизации в условиях неполной загрузки газотранспортной системы. Расчеты параметров технологического режима работы газоперекачивающих агрегатов компрессорной станции базируются на использовании сводных характеристик центробежных нагнетателей, обработка которых методами математической статистики позволила получить аналитические выражения для моделей характеристик. Методика расчета может быть реализована для прогнозирования режимов работы компрессорной станции в условиях как одноступенчатого, так и многоступенчатого сжатия газа. Исходной информацией для расчета служат давление и температура газа на входе и выходе станции, объем перекачки и физические свойства газа. Для прогнозирования режимов работы многоцеховая компрессорных станций оптимальное распределение нагрузки между цехами, оборудованными разнотипных газоперекачивающих агрегатов осуществляется при условии минимизации энергозатрат на компримирования заданного объема газа при известных граничных условий. Показан принцип построения критерия оптимальности для условий неполной загрузки газотранспортной системы.

Чтобы проиллюстрировать предложенный метод оптимизации режимов работы компрессорных станций в условиях неполной загрузки, приведен пример расчета оптимальных режимов работы гипотетической двухцеховой компрессорной станции с разнотипными агрегатами. Расчет базируется на построении аналитических математических моделей их характеристик по критерию минимума мощности для компримирования газа при заданной производительности и давлениям на входе и выходе станции.

Ключевые слова: режим работы, прогнозирование, многоцеховая компрессорная станция, газоперекачивающий агрегат, сведенные характеристики, математическая модель, оптимизация, критерий оптимальности, энергоэффективность.

The principle of construction of stochastic and deterministic mathematical models for prediction of operating modes of gas pumping units at compressor stations of main gas pipelines and their optimization in conditions of incomplete loading of the gas transmission system is proposed. Calculation of the parameters of the technological mode of operation of the compressor stations of gas pumping units is based on the use of combined characteristics of centrifugal superchargers, the processing of which by means of mathematical statistics allowed to obtain analytical expressions for the characteristics models. The calculation method can be implemented for forecasting the operation modes of the compressor station in conditions of both single-stage and multi-stage compression of gas. The source data for the calculation comprise the upstream and downstream pressure and temperature of gas, the volume of pumping and physical properties of the gas. In order to predict operating modes of compressor stations, the optimal distribution of load between workshops equipped with multi-type gas-pumping units is carried out provided that the energy consumption is reduced to compress the given volume of gas under known boundary conditions. The principle of constructing an optimality criterion for conditions of incomplete loading of the gas transmission system is shown.

To illustrate the proposed method of optimizing the operation modes of compressor stations under incomplete loading, we give an example of the calculation of optimal operating modes of a hypothetical two-seater compressor station with various types of aggregates. The calculation is based on the construction of analytical mathematical models of their characteristics on the criterion of minimum capacity for gas compression at a given output and upstream and down stream pressures at the station.

Keywords: operating mode, forecasting, multi-tier compressor station, gas pumping unit, summary characteristics, mathematical model, optimization, optimality criterion, energy efficiency.

Вступ. Газотранспортна система, працюючи в умовах неповного завантаження, характеризується широким діапазоном керуючих факторів і впливів для вибору режиму роботи її елементів, зокрема компресорних станцій.

Компресорна станція, як локальний об'єкт керування, є складним комплексом компресорного устаткування, режим роботи якого змінюється від коливання витрати газу та обсягу відборів по трасі магістрального газопроводу. Для компенсації коливань режимів у технологічних схемах КС передбачені різні ступінчасті (дискретні) способи регулювання: числом задіяних в процес машин, зміною схеми підключення машин (число груп і агрегатів в групі); застосуванням коліс нагнітачів різних діаметрів. До плавних способів регулювання відносяться: зміна швидкості обертання ротора нагнітача (в регульованому приводі), перепуск газу з виходу на вхід групи агрегатів і дроселювання.

Огляд літератури. Питанням оптимізації режимів роботи компресорних станцій газотранспортної систем присвячено роботи Бобровського С.А. [1], Жидкової М.О. [2], Зарицького С.П. [3], Поршакова Б.П. [4], Щербакова С.Г. [5], Яковлева Є.І. [6].

Одним з головних завдань керування технологічним режимом роботи КС є підтримання тиску нагнітання на заданому рівні при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами [1]. При цьому під оптимальним розподілом розуміється таке навантаження агрегатів, яке забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції [6].

Ряд авторів пропонують різні підходи до питання оптимізації режимів роботи ГПА на компресорних станціях газопроводів [2, 5]. Також використовуються різноманітні критерії оптимальності [3, 4]. Однак, в умовах неповного завантаження газотранспортної системи вказані підходи до принципу оптимізації режимів роботи КС і вибір критерію оптимальності при цьому мають певні особливості, зокрема, це стосується багатоцехових станцій.

Мета і завдання дослідження. З огляду на особливості математичного опису компресорних станцій і результати аналізу керуючих впливів, сформулюємо завдання оптимізації режимів роботи компресорної станції, а саме: при заданому обсязі газу і фіксованих граничних умовах (тиск на вході P_B і виході P_H та температура газу на вході T_B) слід визначити таке поєднання машин, діаметр робочих коліс нагнітачів, оберти ротора агрегату кожного ступеня стиску, що забезпечує мінімум енергетичних витрат по КС:

$$F = \min \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n f_{ij}(r, \mu) . \quad (1)$$

При цьому повинні виконуватись такі технологічні обмеження:

$$P_H < P_H^{\max}; T_H < T_H^{\max}; n_{i \min} < n_i < n_{i \max}; \quad (2)$$

$$N_{ij} < N_{ij}^{\max}; \Delta Q < \Delta Q^{\max} ,$$

де u – вектор керування, компонентами якого є параметри: число обертів і агрегатів, встановлення положення кранів;

r – вектор режимів, який визначається робочим тиском, витратою і температурою газу;

m – число паралельних груп агрегатів;

n – число послідовних ступенів;

N_{ij}^{\max} , T_H^{\max} , ΔQ^{\max} , P_H^{\max} – максимальні

значення відповідно потужності, температури, байпасованої кількості газу і тиску на виході;

$n_{i \min}$, $n_{i \max}$ – мінімальні і максимальні допустимі оберти роторів нагнітачів.

Рішення завдання пов'язане з перебором великої кількості варіантів режимів, тому для спрощення розрахунку доцільно використовувати технологічні закономірності процесу компримування.

Рядом дослідників [2, 3] було висунуто припущення про ступінь завантаження компресорних машин: перші машини по ходу газу економічно доцільно завантажити в більшій мірі. Враховуючи низький ККД газотурбінного привода [4, 5], висунуто наступні передумови:

а) з точки зору енергетичних експлуатаційних витрат при однакових граничних умовах n агрегатів завжди гірше ніж $n-1$ агрегат;

б) у всіх випадках економічно вигідно більше завантажувати першу по ходу газу машину.

В даний час відомі методи динамічного програмування, метод розподілу ресурсів, комбінаторний метод та ін. [6, 7], придатні для комп'ютерної оптимізації експлуатаційних режимів компресорних станцій. Пропонується метод, заснований на логіко-комбінаторних принципах, що впливають на сформульовані вище передумови про завантаження машин на компресорній станції. З огляду на правомірність висунутих припущень, можна розпочати створення методу оптимізації режимів КС, алгоритм якого реалізується наступним чином.

1. Визначити число паралельних груп машин за формулою

$$m = \frac{Q_{np}}{q_{np \max}}, \quad (3)$$

де Q_{np} – зведена об'ємна продуктивність КС;

$q_{np \max}$ – зведена максимальна продуктивність агрегату, що входить в паралельну групу.

Якщо відношення m містить дробову частину, то число груп приймають рівним $m+1$, а продуктивність однієї групи коректують відповідно за формулою

$$q_{np} = \frac{Q_{np}}{m+1}. \quad (4)$$

2. Перевірити умову $P_{Hj}(\theta) > P_{H1}^{\max}$, де $P_{Hj}(\theta)$ – тиск для j -го ступеня при мінімаль-

них приведених обертах θ , P_{H1}^{\max} – заданий тиск після першого ступеня стиску. Якщо умова виконується, то перейти до пункту 5, в іншому випадку визначити компоненти вектора стану $r(P_{Hj}, T_{Hj})$ і значення функціоналу F_j при $\inf \theta$.

3. Проаналізувати нерівність $P_{Hj}^*(\theta) > P_{H2}^{\max}$, де $P_{Hj}^*(\theta)$ – тиск при максимальних приведених обертах θ , P_{H2}^{\max} – заданий тиск після першого ступеня стиску. Якщо умова виконується, то перейти до пункту 6, в іншому випадку визначити компоненти вектора стану $r(P_{Hj}, T_{Hj})$ і значення функціоналу F_j при $\sup \theta$.

4. Збільшити на одиницю число ступенів і перевірити умову $j \oplus 1 = y$. Якщо рівність не виконується, то перейти до пункту 1, якщо виконується, то встановлене число машин не може виконати заданих граничних умов.

5. Визначити перепад тиску на вхідному крані за формулою

$$P_{Hj-1}^* = \frac{P_{H1}^{\max}}{\epsilon_j}; P_{Hj-1}^*(\theta) = P_{Hj-1} + \Delta P_i \quad (5)$$

і дати оцінку функціоналу відповідно до нерівності $\sum F^{(c)} - \sum F^{(c-1)} > 0$ (c – індекс функціоналу, що вказує на номер варіанта).

Шляхом порівняння значень функціоналів вибрати оптимальні керуючі впливи. Потім перевірити умову $m \oplus 1 = I$, що характеризує перебір діаметрів коліс нагнітачів. Якщо код сполучення не дорівнює кінцевій комбінації I , то здійснити перехід до пункту 2, інакше – до видачі результатів.

6. Знайти ступінь підвищення тиску $\epsilon_{j+1}(\theta)$ при θ і дати оцінку $P_j(\epsilon) > P_j(\theta)$. Якщо виконується нерівність, то перейти до наступного пункту, якщо ні, то змінити дискретну величину керуючого впливу. Рахунок продовжується до виконання умови нерівності.

7. Якщо тиск $P_{H2}^* < P_{j+1}(\epsilon)$, то необхідно визначити ΔP_{j+1} і далі $v = \Delta P_{j+1} / P_{H2}^*$. Знаючи величину v , знайти $\Delta P_j = v P_j(\theta)$ і аналогічно ΔT_j , за якими корегують $P_j(\theta)$ і $T_j(\theta)$ за співвідношеннями

$$\bar{P}_j(\theta) = P_j(\theta) - \Delta P_j;$$

$$\bar{T}_j(\theta) = T_j(\theta) - \Delta T_j.$$

8. Провести зворотнє виконання кроків, перевіряючи при цьому умову $-j \oplus 1 = 0$. Якщо

кількість кроків не рівна нулю то перейти до пункту 6, в іншому випадку – до пункту 5.

Для компресорних станцій, обладнаних різними типами агрегатів з електро- і газотурбінними приводами або машинами різної потужності з газотурбінним приводом, пропонується застосувати два способи. Перший спосіб ґрунтується на використанні багатовимірної нелінійної екстраполяції для наближеного відшукання параметрів компресорної станції за інформацією про фактичні режими роботи.

Нехай $F=f(R)$ є невідомою залежністю критерію якості від оптимальних параметрів системи. Складовими вектора R можуть бути число включених машин, число обертів по кожному з агрегатів, Q, P, T – режимні параметри, енерговитрати на компримування газу та ін. Нехай $\bar{R} = (Q, P_B, T_B, n)$ даний вектор стану.

Завдання полягає у відтворенні невідомої векторної функції $F = f(\bar{R})$ за кінцевим числом відомих значень вектора \bar{R} і відповідних йому значень F .

Для КС з різними типами привода отримано характеристики

$$F = f(Q, P_B, \varepsilon, m, n), \quad T_H = f(T_B, \varepsilon) \quad (6)$$

у вигляді полінома

$$Y = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n \dots \sum_{k=0}^p a_{ij\dots k} X_1^{\pm i} X_2^{\pm j} \dots X_p^{\pm k} \quad (7)$$

Коефіцієнти поліному визначаються за параметрами фактичних режимів роботи КС, в результаті створюються передумови для визначення числових значень функціоналу.

Другий спосіб полягає в тому, що складна багатоцехова КС розподіляється на декілька умовних компресорних станцій, обладнаних однотиповими агрегатами. У разі, коли однотипове устаткування зосереджене в окремих цехах і компримування газу здійснюється за послідовною схемою їх з'єднання, кожен такий цех розглядається як самостійна компресорна станція зі своїми технологічними обмеженнями. Щоб укласти це в загальну схему розрахунку газопроводу, між такими КС вводять фіктивну лінійну ділянку, що допускає падіння тиску не більше, ніж в технологічній обв'язці КС.

Щоб відшукати оптимальний варіант роботи багатоцехової КС, обладнаної агрегатами різних типів, застосовують методи послідовних наближень.

Розрахунок багатоцехової компресорної станції заснований на описаному вище методі вибору оптимального режиму роботи компресорної станції, обладнаної однотиповими агрегатами.

За заданою величиною потоку газу Q_i через КС, тисками на вході P_{Bi} і виході P_{Hi} вибирають таку схему підключення агрегатів (з наявних можливих), тобто такі значення числа груп k_i i -тої компресорної станції і числа ступенів стиснення s_i , щоб енергетичні витрати на компримування газу були мінімальними:

$$F_i(r, u)_{Q_i} = F_{\min}^{(i)}(r, u) \quad (8)$$

Нехай компресорна станція складається з i_1 паралельно і j_1 послідовно діючих цехів $i_1 = 1, n$; $j_1 = 1, m$. Цехи відрізняються різними типами нагнітачів, а отже, і обмеження у них різні (наприклад, границі регулювання за обертами, максимально допустимі потужності агрегатів, діапазон зміни об'ємної продуктивності відцентрових нагнітачів). Сукупність цих обмежень визначає область допустимого керування.

У загальному випадку для складної багатоцехової компресорної станції ставиться завдання при наступних додаткових умовах

$$\sum_{i=1}^n \sum_{k_1=1}^{k_r} q_{i, k_1}^{(i)} = Q_i; i = 1, 2, \dots, n; k_i = 1, 2, \dots, k_r$$

$$\sum_{j_1=1}^m \sum_{s_1=1}^{s_p} \Delta P_{j_1 s_1}^{(i)} = P_H^{(i)} - P_B^{(i)} = \Delta P_i, \quad (9)$$

$$j_1 = 1, 2, \dots, m; s_1 = 1, 2, \dots, s_p;$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = \Delta P_n,$$

де Q_i – величина потоку газу в i -тій групі j -го цеху;

$\Delta P_{j_1 s_1}$ – підвищення тиску на s_1 -го ступеня j_1 -го цеху.

Функціонал, що мінімізується, при цьому складатиметься з суми витрат на компримування газу по всіх цехах:

$$F_i(r, u)_{Q_i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j_1=1}^m F_{i, j_1}^{(i)}(r, u) \quad (10)$$

Таким чином, завдання розрахунку оптимального варіанту роботи багатоцехової компресорної станції є завданням пошуку оптимального плану розподілу навантажень між окремими її цехами. При цьому виходять з мінімуму сумарних енергетичних витрат з урахуванням відповідних технологічних обмежень.

Задачу вирішують, знижуючи розмірність функціоналу методом послідовного наближення і подальшого розрахунку одновимірного завдання оптимізації КС за логіко-комбінаторним методом.

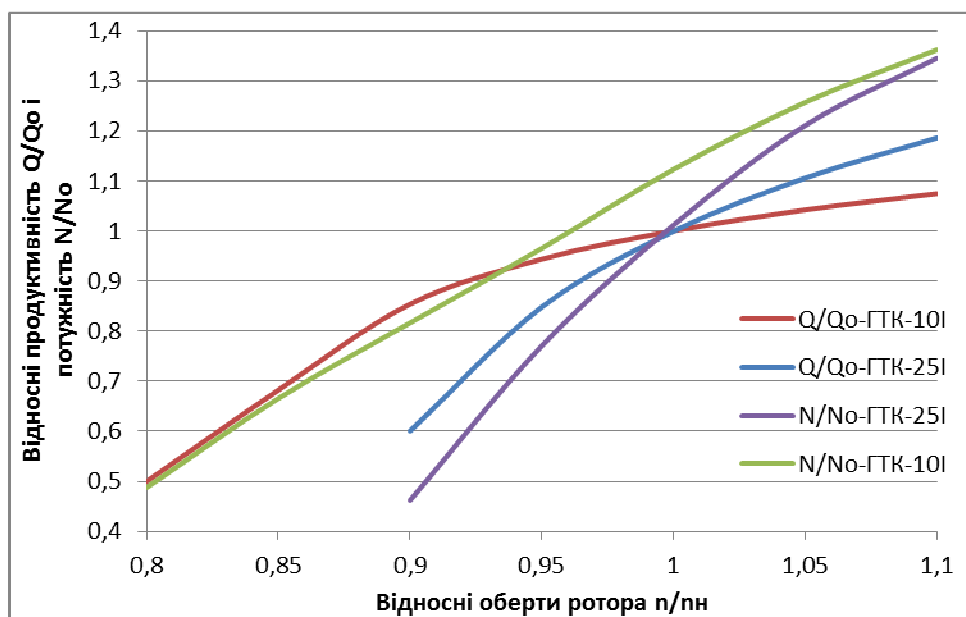


Рисунок 1 – Залежність продуктивності і потужності ГПА від швидкості обертання роторів

Для кожного варіанту плану розподілу Q_i вирішують задачу оптимізації режиму роботи кожного цеху КС, підраховують відповідні до цього плану сумарні енерговитрати, на підставі чого ухвалюють рішення про подальший хід обчислень. Така покрокова процедура оцінки планів розподілу Q_{il} , Q_{il-1} шляхом зіставлення відповідних їм мінімальних енерговитрат $F(Q_{il})$ і $F(Q_{il-1})$ дозволяє за два кроки визначити напрям пошуку екстремуму і потім визначити його величину з наперед заданою точністю. При цьому передбачається, що функція $F(Q_{il})$ увігнута, має єдиний екстремум. Крок дискретизації по Q_i в області екстремуму може бути вибраний скільки завгодно малим.

Як приклад застосування запропонованого методу оптимізації розглядається прогнозування режимів роботи багатоцехової компресорної станції, яка складається з двох цехів: цех 1 обладнаний газоперекачувальними агрегатами типу ГТК-10I в кількості 7 одиниць; цех 2 обладнаний газоперекачувальними агрегатами типу ГТК-25I в кількості 3 одиниці (всі ГПА працюють за паралельною схемою включення). Для кожного одиничного агрегату на основі графічних зведених характеристик будуються аналітичні моделі у формі:

- для витрати

$$\begin{aligned} \varepsilon_j^2 = & (\alpha_j + \beta_j \bar{n} \sqrt{\frac{z_3 R_3 T_{B3}}{z_B R T_B}}) - \\ & - (\gamma_j + \vartheta_j \bar{n} \sqrt{\frac{z_3 R_3 T_{B3}}{z_B R T_B}}) (Q_{Bj} / \bar{n})^2 ; \end{aligned} \quad (11)$$

- для потужності

$$N_{ij} = \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{3j} \rho_{Bj} \bar{n}^3, \quad (12)$$

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{3j} = c_0 + c_1 (Q_B / \bar{n}) + c_2 (Q_B / \bar{n})^2,$$

де j – номер цеху;

$\alpha_j, \beta_j, \gamma_j, \vartheta_j, c_0, c_1, c_2$ – сталі коефіцієнти,

що визначаються для кожного типу нагнітачів за їх зведеними характеристиками;

$\bar{n} = n / n_n$ – відносні оберти ротора;

z_3, R_3, T_{B3} – параметри зведення характеристик;

ε_j – ступінь підвищення тиску;

Q_{Bj}, ρ_{Bj} – об'ємна витрата і густина газу

за умов входу в кожен цех.

Задача оптимального розподілу навантаження між цехами формулюється наступним чином: прогнозувати розподіл витрати між цехами при заданій сумарній продуктивності КС та тисках на вході і виході, при якому енерговитрати на компримування будуть мінімальними.

На рисунку 1 наведено графіки витрати одиничного ГПА різних типів (ГТК-10I та ГТК-25I) та їх потужності в залежності від швидкості обертання ротора для заданого ступеня підвищення тиску $\varepsilon = P_H / P_B$, однакового для обох цехів з причини їх паралельного включення.

Якщо відома продуктивність КС за умов входу Q_B^{KC} , то розподіл її між цехами матиме вигляд

Таблиця 1 – Результати оптимізації режиму КС за критерієм енергоефективності

№	R_Q	Q_B^1 м ³ /хв	Q_B^2 м ³ /хв	r_1	r_2	\bar{n}_1	\bar{n}_2	$(N/No)_1$	$(N/No)_2$	$F(Q_{il})$
1	1	578,4	578,4	3	1	0,934	1,026	0,921	1,011	0,9462
2	0,8	642,7	514,2	3	1	1,021	0,978	1,018	1,007	0,9457
3	0,6	723,3	433,8	3	1	1,019	0,955	1,028	0,889	0,9719
4	0,5	771,2	385,6	4	1	0,95	0,917	0,978	0,922	1,0
5	0,4	826,3	330,5	4	1	режим неможливий				

$$Q_B^{KC} = Q_B^1 + Q_B^2 = Q_B^1(1 + Q_B^2 / Q_B^1) = Q_B^1(1 + R_Q).$$

Звідси продуктивності цехів становлять

$$Q_B^1 = Q_B^{KC} / (1 + R_Q); Q_B^2 = Q_B^1 R_Q. \quad (13)$$

У відповідності до (13), задаючись розподілом витрати газу між цехами R_Q , можна визначити множину режимів, які забезпечать задану продуктивність станції. З цієї множини слід вилучити всі режими, які не можуть бути реалізовані на практиці з умови протипомпажного захисту та інших обмежень. Решта допустимих режимів слід порівняти за критерієм енерговитратності, оскільки при неповному завантаженні газотранспортної системи цей критерій слід визнати найбільш доцільним.

Для кожного з допустимих режимів, що характеризуються співвідношенням R_Q , визначають число паралельно працюючих агрегатів у кожному з цехів.

$$r_j = Q_B^j / Q_{Bj}, \quad (14)$$

де Q_B^j – продуктивність j -того цеху у відповідності до (13);

Q_{Bj} – продуктивність одиничного ГПА в j -тому цеху, визначена за (11) або з графіків (рисунок 1).

Змінюючи число обертів ротора нагнітачів у кожному цеху, визначають продуктивність одиничного ГПА в кожному з цехів таким чином, щоб число паралельно працюючих агрегатів у кожному з цехів, знайдене за (14), було цілим. Якщо задану умову виконати неможливо, то даний режим відкидають як неприпустимий. Таким чином, для кожного з можливих режимів визначають число паралельно працюючих агрегатів в кожному з цехів, їх продуктивність за умов входу і відносні оберти ротора. Ці дані дозволяють за (12) або графіками (рисунок 1) визначити потужність одиничного агрегату в кожному з цехів і потужність кожного цеху загалом та сформувані для кожного з режимів критерій енергоефективності у формі (10). При цьому слід враховувати умову, що, з точки зору мінімуму енергетичних експлуатаційних витрат при однакових граничних умо-

вах, n агрегатів завжди гірше, ніж $n-1$ агрегат. За мінімум критерію енергоефективності вибирають оптимальний режим, для якого прогнозовано розподіл продуктивності КС між цехами, кількість працюючих ГПА в кожному з цехів, продуктивність та потужність кожного з агрегатів і швидкість обертання їх роторів.

В наведеному прикладі розглядалася гіпотетична двоцехова компресорна станція, і за використання розробленої методики отримано результати визначення критерію енергоефективності, які подано в таблиці 1.

Як видно з результатів обчислень, наведених в таблиці 1, оптимальним режимом роботи двоцехової КС слід вважати режим, згідно з яким в цеху 1 працюють паралельно 3 ГПА ГТК-10І з відносними обертами $\bar{n} = n / n_n = 1,021$ загальною потужністю 30,54 МВт, а в цеху 2 – 1 ГПА ГТК-25І з відносними обертами $\bar{n} = n / n_n = 0,978$ загальною потужністю 25,175 МВт і забезпечують при цьому задану продуктивність станції 95 млн.м³ на добу при тиску на вході 5 МПа, а на виході – 7,5 МПа.

Висновки

Вирішено важливу задачу керування технологічним режимом роботи компресорної станції, яка полягає в підтриманні заданого тиску нагнітання при оптимальному розподілі навантаження між агрегатами. Для багатоцехових КС, обладнаних різнотиповими ГПА, оптимальним розподілом навантаження між цехами слід вважати такий розподіл потужностей, який забезпечує мінімум енерговитрат на компримування заданого обсягу газу при відповідних граничних умовах на вході і виході станції. Встановлено форму та зміст критерію оптимальності, наведено математичний апарат для практичної реалізації задачі.

Література

References

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

2. Жидкова М. А. Трубопроводный транспорт газа. Киев : Наукова думка, 1973. 142 с.

3. Зарицкий С.П., Деев В.С., Корнеев В.И. О влиянии температуры на входе в компрессор на мощность ГТУ ГТН – 10И. *Транспорт и хранение газа*. М. : ВНИИЭГАЗПРОМ, 1979. № 2. С. 1–10.

4. Поршаков Б.П., Халатин В.И. Газотурбинные установки для магистральных газопроводов. М. : Недра, 1974. 221 с.

5. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа. М. : Наука, 1982. 206 с.

6. Режимы газотранспортных систем / Є. І. Яковлев, О. С. Казак, В. Б. Михалків, В.Ф. Тимків, В. Я. Грудз. Львів : Світ, 1993. 170 с.

7. Eakin B., Ellington R. Application of the BWR equation to hydrocarbon-carbon dioxide mixtures. *Thermod. Transp. Prop. Gas and Liquids*. Sympos. Lafaette, 1995. P. 195–204.

1. Bobrovsky S.A., Shcherbakov S.G., Yakovlev E.I., etc. Pipeline transportation of gas. Moscow : Nauka, 1976. 491 p.

2. Zhidkova M.A. Pipeline Gas Transportation. Kyiv : Naukova Dumka, 1973. 42 p.

3. Zaritsky S.P., Deev V.S., Korneev V.I. On the effect of temperature at the inlet to the compressor on the capacity of GTU GTN - 10I. *Transport and storage of gas*. M. : VNIIEGAZPROM, 1979. No. 2. – P. 1-10.

4. Porshakov B.P., Halatin V.I. Gas turbine installations for main gas pipelines. M. : Nedra, 1974. 221 p.

5. Shcherbakov S.G. Problems of pipeline transportation of oil and gas. M. : Nauka, 1982. 206 p.

6. Regime gas transmission systems / Ye. I. Yakovlev, O. S. Kazak, V. B. Mikhalkiv, V. F. Timkiv, V. Ya. Grudz. Lviv : Svit, 1993. 170 p.

7. Eakin B., Ellington R. Application of the BWR equation to hydrocarbon-carbon dioxide mixtures. *Thermod. Transp. Prop. Gas and Liquids*. Sympos. Lafaette, 1995. P. 195–204.