

УДК 62692

І. Ч. ЛЕЩЕНКО, канд. техн. наук (Інститут загальної енергетики НАН України, Київ)

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЦЕХІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

Описано нову постановку задачі оптимізації режиму роботи компресорного цеху магістрального газопроводу. Запропоновано мінімізувати споживання паливного газу компресорним цехом, аналізуючи побудовані для кожного працездатного агрегату залежності витрат паливного газу від кількості пропомпованого газу. Такий підхід дає можливість звести задачу оптимізації роботи компресорного цеху до задачі лінійного програмування з булевими змінними.

Системи трубопровідного транспорту газу є досить великими споживачами газу за рахунок власних потреб, технологічних і випадкових витрат. Витрати газу на власні потреби на компресорних станціях газотранспортної системи України за різними оцінками становлять до 3% від обсягу прокачаного газу. Зменшення цих витрат є важливим напрямом енергозбереження, має суттєвий економічний ефект. Економія газу може бути отримана за рахунок як удосконалення технічного рівня устаткування газопроводів, так і вибору такого режиму роботи компресорних цехів, який забезпечує мінімальні витрати газу на власні потреби.

Врахування технічного стану кожного окремого газоперекачувального агрегату є необхідною умовою оптимізації роботи компресорних цехів. За оцінками фахівців, за рахунок вибору оптимального складу обладнання з урахуванням його технічного стану можна в нормальних умовах роботи зменшити споживання паливного газу майже на 5%. Отже, задача вибору оптимального режиму роботи агрегатів компресорного цеху є надзвичайно актуальною.

В літературі описано декілька постановок задачі оптимізації роботи компресорного цеху та запропонованих методів її розв'язання. У роботі [5] розглянуто задачу оптимізації роботи компресорної станції. Оптимізація режиму станції здійснюється шляхом мінімізації суми абсолютних значень відхилень тисків на виходах компресорних цехів від своїх уставок. При цьому кількість спожитого паливного газу не розглядається, отже, економічність схем роботи не береться до уваги. У роботі [4] задача оптимізації режиму роботи цеху розглядається як задача перерозподілу навантажень між агрегатами з метою мінімізації сумарної споживаної потужності на перекачування газу. Задачу сформульовано як задачу безумовної оптимізації, отже, не беруться до уваги обмеження, які накладаються на зведені витрати через відцентровий нагнітач

(ВЦН), на частоту обертання ВЦН, на потужність газотурбінної установки (ГТУ). Оптимізація виконується за критерієм мінімуму сумарної потужності, що споживається компресорним цехом. Але ефективний ККД ГТУ газоперекачувального агрегату змінюється при зміні його навантаження. ГТУ газоперекачувальних агрегатів проектується таким чином, що режим роботи з мінімальною потужністю не є оптимальним із точки зору ефективного ККД і витрат паливного газу. Тому, на наш погляд, більш коректно проводити оптимізацію не сумарної витраченої потужності, а безпосередньо сумарних витрат паливного газу працюючими агрегатами компресорного цеху.

В роботі [1] задача вибору оптимального режиму роботи компресорного цеху зводиться до перерозподілу потоків газу через газоперекачувальні агрегати (ГПА) за умови максимізації повного ККД агрегатів. При рішенні задачі використовуються характеристики нагнітача у вигляді поліномів другого і третього ступенів. Але не зрозуміло, як автори отримують коефіцієнти апроксимації для фактичних характеристик. Адже в процесі експлуатації характеристики ВЦН відхиляються від паспортних нерівномірно. Так, для характеристик ступеня стиснення у зоні малих витрат відхилення більше, ніж у зоні максимальних витрат. Нерівномірний зсув має місце і для характеристик політропного ККД і зведеної внутрішньої потужності. Отже, при використанні поліномів другого-третього порядку для роботи з фактичними характеристиками не можна застосовувати коефіцієнти апроксимації, які відомі для паспортних характеристик. Для кожного технічного стану ВЦН необхідно отримувати нові коефіцієнти. Крім того, наведена методика працює лише для випадку, коли ГПА компресорного цеху включені паралельно. Можливість застосування наведеної методики для паралельно-послідовного включення агрегатів не аналізується.

В даній роботі задача оптимізації режиму роботи компресорного цеху розглядається як задача перерозподілу потоків газу між агрегатами компресорного цеху з метою мінімізації витрат паливного газу, який споживається агрегатами з газотурбінним приводом. При цьому необхідно забезпечити виконання планового завдання на перекачування певної кількості газу при заданих тисках на вході та виході компресорного цеху та заданій вхідній температурі. Вирішуючи задачу оптимізації, необхідно розглядати кожен агрегат індивідуально, із власними фактичними характеристиками, які в процесі експлуатації суттєво відхиляються від паспортних.

Розглянемо компресорний цех, в якому газоперекачувальні агрегати працюють за паралельною схемою. Робота паралельної групи ГПА описується такими рівняннями:

$$P_{1_{кц}} = P_{1_i}; \quad P_{2_{кц}} = P_{2_i}; \quad T_{1_{кц}} = T_{1_i}; \quad \varepsilon_i = \frac{P_{2_i}}{P_{1_i}}; \quad i=1..m; \quad (1)$$

$$Q_{кц} = \sum_{i=1}^m Q_i; \quad (2)$$

де P_{1_i}, P_{2_i} – відповідно тиск на вході та виході i -го ВЦН; $P_{1_{кц}}, P_{2_{кц}}$ – відповідно тиск на вході та виході цеху; $T_{1_i}, T_{1_{кц}}$ – відповідно температура на вході i -го ВЦН та на вході цеху; ε_i – ступінь стиснення i -го ВЦН; m – кількість працюючих ГПА цеху; $Q_{кц}, Q_i$ – відповідно витрати через цех і через i -й ВЦН.

Ступінь стиснення, відносна частота обертання валу n_i зведені об'ємні витрати $Q_{зв_i}$ газу, що компримуються, політропний коефіцієнт корисної дії $\eta_{пол_i}$ та зведена внутрішня потужність $N_{зв_i}$ i -го ВЦН співвідносяться з його характеристиками:

$$\varepsilon_i = \varepsilon(\bar{n}_i, Q_{зв_i}); \quad (3)$$

$$\eta_{пол_i} = \eta(Q_{зв_i}); \quad (4)$$

$$N_{зв_i} = \left(\frac{N_i}{\rho_{1_i}} \right)_{зв} = \frac{N_{зв_i}}{\rho_{1_i}}(Q_{зв_i}); \quad (5)$$

де ρ_{1_i} – густина газу на вході i -го ВЦН.

Фактичні характеристики кожного нагнітача можна отримати, провівши ідентифікацію технічного стану [2], [3]. Регулюючи частоту обертання ВЦН, можна змінити об'ємні витрати, отже і потужність агрегату й витрати паливного газу, які залежать від потужності. Потужність газотурбінного приводу пов'язана з потужністю нагнітача згідно із залежністю:

$$N_{e_i} = N_i + \Delta N_{мех_i} \left(\frac{n_i}{n_0} \right)^3; \quad (6)$$

де $\Delta N_{мех_i}$ – механічні витрати на валі силової турбіни ВЦН; n_0 – номінальна частота обертання ВЦН (за паспортом).

Витрати паливного газу на поточному режимі для газотурбінної установки розраховуються згідно із залежністю

$$q_{пг_i} = \left[1 + A_q^p \left(\frac{1}{K_{N_i}} + \frac{N_{e_i}}{K_{N_i}} - 1 \right) + B_q \right] q_{пг_0}, \quad (7)$$

де A_q^p, B_q – коефіцієнти, які не залежать від завантаження агрегату, а визначаються типом регулювання ГТУ, зовнішніми умовами та характеристикою газу, що транспортується; K_{N_i} – коефіцієнт технічного стану i -ї ГТУ за потужністю; $q_{пг_0}$ – витрати паливного газу на номінальному режимі.

Потрібно мінімізувати сумарні по цеху витрати паливного газу, тобто функцію:

$$q_{пг_кц} = \sum_{i=1}^m q_{пг_i} \rightarrow \min \quad (8)$$

Система обмежень моделі має такий вигляд. Обмеження за частотою обертання кожного ВЦН:

$$n_{min_i} \leq n_i \leq n_{max_i}; \quad (9)$$

де n_{min_i}, n_{max_i} – мінімальні та максимальні припустимі оберти i -го ВЦН.

Обмеження за наявною потужністю i -ої ГТУ:

$$N_{e_i} \leq N_{e_{max_i}}; \quad (10)$$

де $N_{e_{max_i}}$ – максимально припустима потужність i -ї ГТУ, яка суттєво залежить від його технічного стану.

Обмеження на зведені об'ємні витрати через i -й ВЦН:

$$1,1 Q_{min_i} \leq Q_i \leq Q_{max_i}; \quad (11)$$

де Q_{min_i}, Q_{max_i} – мінімальні та максимальні припустимі зведені витрати через i -й ВЦН. Коефіцієнт 1,1 за мінімальних припустимих зведених об'ємних витрат забезпечує віддалення ВЦН від помпажної зони.

Таким чином, рівняння та нерівності (1)-(11) являють собою математичну модель компресорного цеху для задачі оптимізації режиму його роботи. Газодинамічні характеристики ВЦН (3)-(5) та залежність (6) є нелінійними функціями.

Отже, це нелінійна задача математичного програмування.

Запропоновано новий підхід до формування задачі оптимізації роботи компресорного цеху. Для кожного працюючого ГПА цеху для заданих P_{1i}, P_{2i}, T_{1i} із припустимого діапазону значень витрат газу (11) із певним шагом за витратами ΔQ визначаємо втрати газу на власні потреби кожного працюючого ГПА $q_{ПГij}$, тут $i = 1 \dots m$, де m – кількість працюючих у цеху ГПА; $j = 1 \dots k$, де k – кількість режимів, що розглядається. Для всіх ГПА розглядається однакова кількість режимів.

Розрахунок залежності витрат паливного газу від кількості прокачаного ГПА газу для певного режиму (тобто, при заданих P_{1i}, P_{2i}, T_{1i}) виконується за спеціальним алгоритмом. Для кожного ГПА здійснюється перевірка, чи знаходиться значення необхідного ступеня стиснення (1) у припустимому діапазоні $\varepsilon_{\min i} < \varepsilon_i < \varepsilon_{\max i}$, де $\varepsilon_{\min i}, \varepsilon_{\max i}$ – мінімальний та максимальний ступінь стиснення для кожного ГПА. Якщо необхідний ступінь стиснення виходить за рамки припустимого діапазону, то цей режим взагалі не може бути реалізованим даним ГПА.

Обраховується коефіцієнт стиснення газу Z із рівняння Бенедикта-Уеба-Рабина, узагальнена зведена форма якого має вигляд (для умов входу ВЦН):

$$Z_i^3 - Z_i^2 - Z_i \left(\frac{a_1}{\tau_i} + \frac{a_2}{\tau_i^2} - \frac{a_3}{\tau_i^4} \right) \pi_i - \left(\frac{a_4}{\tau_i^2} - \frac{a_5}{\tau_i^3} + \frac{a_6}{\tau_i^5} \right) \pi_i^2 = 0, \quad (12)$$

де a_1, \dots, a_6 – коефіцієнти, розраховані для конкретного компонентного складу газу, що транспортується; π_i, τ_i – зведені абсолютні температура та тиск, що розраховуються за відомими залежностями.

За фактичною характеристикою (4) для поточного значення витрат через ГПА знаходимо значення політропного ККД. Далі визначається температура на виході ВЦН. Задається початкове значення T_{2i} та ітераційно уточнюється за формулою

$$T_{2i} = T_{1i} \cdot \varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K} \right)_i \frac{1}{\eta_{пол i}}}, \quad (13)$$

де $\eta_{пол i}$ – фактичний політропний ККД i -го ВЦН; – коефіцієнт "псевдоізоентропи".

Політропний напір через i -й ВЦН на режимі, розраховується за залежністю

$$H_{пол i} = \frac{1}{\left(\frac{n_T - 1}{n_T} \right)_i} \cdot Z_{ср i} \cdot R \cdot T_{1i} \cdot \left(\varepsilon^{\left(\frac{n_T - 1}{n_T} \right)_i} - 1 \right), \quad (14)$$

де $(n_T - 1)/n_T$ – температурний показник політропи i -го ВЦН.

За фактичною характеристикою політропного напору у критеріальних координатах для фактичних витрат через агрегат ($Q_{зв i}/n_0$) і номінальної частоти обертання визначається значення еталонного політропного напору у критеріальних координатах $H_{пол}/n_0^2$. Частота обертання i -го ВЦН на режимі обчислюється за формулою

$$n_i = \sqrt{\frac{H_{пол i}}{K_{H i} \left(\frac{H_{пол}}{n_0^2} \right)_{em}}}, \quad (15)$$

Здійснюється контроль входження робочої точки в характеристику ВЦН за витратами (11) та за частотою обертання (9). У випадку, коли j -й режим не може бути реалізованим i -м ГПА, умовно приймається $q_{ПГij} = 0$.

Внутрішня потужність ВЦН на режимі розраховується за виразом

$$N_i = Q_i \rho_{1i} \frac{H_{пол i}}{\eta_{пол i}}, \quad (16)$$

Потужність привода обчислюється згідно формули (6). Здійснюється контроль виходу потужності ГТУ за максимально припустимою потужністю на режимі. Максимально припустима потужність ГТУ на режимі визначається за формулою

$$N_{e_{i \max}} = N_{e_0} K_{N_i} (1 + A_N), \quad (17)$$

де A_N – коефіцієнт, який не залежить від завантаження агрегату, а визначається типом регулювання ГТУ, зовнішніми умовами та характеристикою газу, що транспортується; N_{e_0} – номінальна (паспортна) потужність ГТУ.

Витрати паливного газу на поточному режимі для ГТУ розраховуються згідно (7).

На рис. 1 наведено графіки розрахованих залежностей витрат паливного газу від кількості прокачаного ГПА газу на різних режимах компріювання для агрегату з газотурбінним приводом типу ГТК-10-4 та відцентровим нагнітачем типу 235-21-1. На рисунку видно, що для режиму з більшим ступенем стиснення діапазон припустимих режимів суттєво звужується. Але всередині діапазону залежність витрат паливного газу від кількості пропомпованого

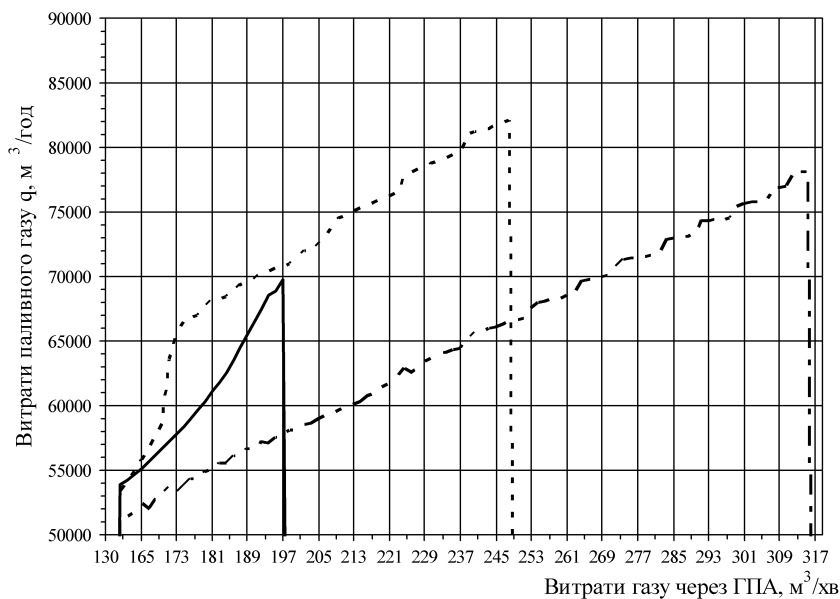
агрегатом газу має вигляд гладкої кривої без розривів.

Поставимо у відповідність кожному з можливих варіантів включення ГПА набір значень невідомих x_{ij} , відносно яких домовимося, що $x_{ij} = 1$, якщо в даному варіанті для i -го ГПА обраний j -й режим завантаження, та $x_{ij} = 0$, якщо в даному варіанті для i -го ГПА обраний не j -й режим завантаження. Для будь-якого варіанта розподілу завантаження між ГПА серед невідомих x_{ij} повинно бути точно m одиниць. При чому повинні виконуватись умова:

$$\sum_{j=1}^k x_{ij} = 1, \quad \forall i = 1, 2, \dots, m,$$

що означає, що кожний ГПА працює лише на одному режимі. Таким чином, математична модель задачі оптимізації роботи компресорного цеху приймає такий вигляд:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k q_{ПГ_{ij}} x_{ij} \rightarrow \min, \quad (18)$$



--- p1=52,6; p2=65,9; t1=29,4; — p1=52,6; p2=67,9; t1=29,4; - - - p1=52,6; p2=62,4; t1=29,4

Рис. 1. Залежність витрат паливного газу від обсягів газу, що перекачується ГПА, для різних режимів

1. Беккер М.В., Гулічев В.В., Мелешко В.І., Стрілець А.О., Артеменко Д.В. Визначення оптимального режиму роботи компресорного цеху при паралельному включенні ГПА // *Нафтова і газова промисловість*. – 2005. – № 2. – С. 45-48.
2. Линецький І.К., Лещенко І.Ч., Вертепов А.Г. Получение и учет фактических характеристик оборудования при расчетах режимов компресорных станций магистральных газопроводов // *Проблеми загальної енергетики*. – 1999. – № 1. – С. 40-47.
3. Линецький І.К., Щербина Є.В., Лещенко І.Ч., Вертепов А.Г. Оперативна діагностика обладнання в системах магістрального транспорту газу // *Проблеми загальної енергетики*. – 2001. – № 4. – С. 49-53.
4. Прищепо О.О. Удосконалення режимів роботи ГПА на основі їх фактичних характеристик: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.14.06 / НАН України. Інститут проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного, – Х., 2001. – 18 с.
5. Саух С.Е., Гершгорин А.Е. Моделирование режимов работы многоцеховых компресорных станций – К.: 1989. – 39 с. (Препр. / АН УССР. Ин-т проблем моделирования в энергетике; №89-3).