УДК 621.438:622

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ПСГ НА ОСНОВІ ОПТИМІЗАЦІЇ ОБСЛУГОВУВАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

В.Я. Грудз, С.В. Бегін

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157,
e-mail: p u b l i c @ n u n g . e d u . u a

Процес обслуговування поршневих газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях ПСГ розглядається як оптимізаційна задача. В основу побудови математичної моделі покладено залежність енерговитрат на компримування від технічного стану циліндрів компресора. Побудовано функцію мети, за допомогою якої визначається оптимальне значення міжремонтного періоду і мінімум затрат на експлуатацію. За результатами проведених досліджень встановлено, що ремонтно-відновні операції призначаються за рівнем енерговитрат і з необхідною точністю можуть бути визначені розробленим методом технічного діагностування клапанів. Аналізуючи вираз для функції мети, можна визначити допустимий рівень відносних енерговтрат у кожному вузлі, а також міжремонтний інтервал часу.

Ключові слова: газомотокомпресор, обслуговування, циліндр, енерговитрати.

Процесс обслуживания поршневых газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях ПХГ рассматривается как оптимизационная задача. В основу построения математической модели положены зависимость энергозатрат на компримирование от технического состояния цилиндров компрессора. Создана функция цели, с помощью которой определяется оптимальное значение межремонтного периода и минимум затрат на эксплуатацию. По результатам проведенных исследований установлено, что ремонтно-восстановительные операции назначаются по уровню энергозатрат и с необходимой точностью могут быть определены разработанным методом диагностики клапанов. Анализируя выражение для функции цели, можно определить допустимый уровень относительных энергопотерь в каждом узле, а также межремонтный интервал времени.

Ключевые слова: газомотокомпрессор, обслуживание, цилиндр, энергозатраты.

The service of the reciprocating gas compressor units at the PGS compressor plants is considered as an optimization problem. Designing the mathematical model, the dependence of compression energy consumption on the technical condition of the compressor cylinders has been taken into account. An objective function is constructed, which determines the optimal value of the inter-repair period and the minimum cost of operation. On the basis of the conducted researches it has been established that repair and restoration operations are designated according to the level of energy consumption and can be determined with desired precision by the developed method of technical diagnostics of the valves. By analyzing an expression for an objective function, one can determine the permissible level of relative energy consumption in each node, as well as the inter-repair interval of time.

Key words: gas engine compressor, service, cylinder, energy consumption.

Вступ. Надійність експлуатації ПСГ як елемента газотранспортної системи визначається, насамперед, надійністю експлуатації компресорної станції, обладнаної поршневими газоперекачувальними агрегатами (ПГПА). Для забезпечення надійності роботи газоперекачувальних агрегатів необхідно вирішити одну з найбільш вагомих задач обслуговування – задачу оптимізації процесу.

Існуючі способи оптимізації обслуговування опираються на стратегії, для реалізації яких необхідна інформація про велику кількість параметрів режиму роботи агрегата, що створює певні труднощі у вирішенні задачі. Тому для оцінки стану силового циліндра ПГПА слід звузити коло визначальних параметрів і вибрати один узагальнюючий, який характеризував би технічний стан циліндра. В такій постановці задача технічної діагностики силового циліндра ПГПА може бути практично реалізована, а її результати використані для планування технічного обслуговування агрегату.

Огляд літературних джерел. Слід зауважити, що визначальною функцією силових циліндрів ПГПА є ефективна потужність, яка використовується для привода компресорних циліндрів, і величину якої можна визначити на основі параметрів компримування газу в ПГПА. Тому для оцінки ефективності роботи силових циліндрів необхідно як результат визначати потужність компресорної частини і за її величиною судити про стан силових циліндрів.

Дослідженню ефективності і надійності роботи поршневих ГПА в умовах компресорної станції ПСГ присвячено роботи Є.В. Левикіна [1], К.В. Ісаєва [2], І.І. Капцова [3], В.В Костіва [4], А.С.Копелевича [5], А.А. Козобкова [6], В.М. Михліна [7], П.І. Пластиніна [8], Б.М. Смереки [9], М.І. Френкеля [10], Г.К. Храпача [11] та ін. Ними розглянуто режими роботи ПГПА, можливості їхнього регулювання, динаміка роботи клапанів, вивчені аспекти розрахунків надійності і методи її підвищення. Однак, проблемі діагностування стану компре-

сорного циліндра з метою переходу до системи технічного обслуговування за реальним технічним станом елементів обладнання практично не приділено уваги.

Величину енергетичних втрат, що спричинені зміною технічного стану вузлів скомпресорних циліндрів ПГПА, однозначно визначити неможливо. Оцінити ж поточний технічний стан вузла без його розкладання і визначити енергетичні втрати можна, використовуючи методи технічної діагностики. Тому питання діагностування стану компресорних циліндрів ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу слід розглядати як одну з ланок оптимізації процесу технічного обслуговування обладнання, що має за кінцеву мету підвищення експлуатаційної надійності ПСГ і газотранспортної системи загалом.

Мета дослідження. Для того, щоб одержати допустимі значення рівня енерговитрат *Di* для системи циліндрових порожнин, необхідно оцінити вплив відмови в одній порожнині на енерговтрати в системі ПГПА, що є основним завданням дослідження.

Виклад основного матеріалу. Циліндри ПГПА і самі ПГПА на КС підземних сховищ газу, як правило, з'єднані паралельно. Розглянемо вплив відмов у таких системах на енерговтрати в них.

Нехай у системі паралельно з'єднано *n* однотипних компресорних циліндрів. Це має місце при з'єднанні однотипних ПГПА, що встановлюються в межах однієї КС. Будемо вважати відомими масову продуктивність компресора і питому термодинамічну роботу циклу компримування. Тоді витрати на компримування газу в цій системі становитимуть:

$$З_1 = \sum_{j=1}^{n} c' \dot{G}_j \ell_j, \qquad (1)$$

де $\dot{G}_j$ і l_j – масова продуктивність і питома робота циклу в порожнині,

c' – вартість одиниці потужності в циліндровій порожнині.

Зміна величини структурних параметрів стану проявиться в зниженні масової продуктивності в *j*-ій порожнині, яка характеризується коефіцієнтом зниження подачі η_j і величиною відносних енерговтрат H_i. Зниження масової продуктивності, контрольованої приладами, зумовлює відповідну дію диспетчера КС, який у відповідності до технології перекачування газу, може підключити додатковий ПГПА, збільшити частоту обертання вала або відключити порожнини «мертвого» простору. Однак тривала робота ПГПА у форсованому режимі може призвести до відмов у механізмі передачі енергії чи двигуні, тому цим способом користуються при короткочасному регулюванні. Порожнини "мертвого" простору і відключають у випадку, коли до моменту регулювання агрегати працювали з неповним навантаженням. Основним способом компенсування недоподачі газу споживачу є підключення резервних агрегатів, тобто додаткових циліндрів. Кількість підключених додаткових ГПА або відключених порожнин "мертвого" простору визначається умовою сталості масової продуктивності. У цьому випадку

$$\sum_{j=1}^{n} (1-\lambda_j) / \lambda_к = 1, \qquad (2)$$

де $\lambda_к$ – коефіцієнт зниження подачі циліндрової порожнини, що включається для компенсування недоподачі.

У результаті підключення додаткових порожнин або збільшення частоти обертання вала витрати на компримування газу в системі зростуть:

$$\Delta З_\Sigma = \sum \left(1-\lambda_j\right) H_к c' \dot{G}_к \ell_к = \\ = \sum H_j \gamma_j c' \dot{G}_к \ell_к, \gamma_j = \frac{H_к + 1}{H_j + 1}, \qquad (3)$$

Величина витрат через енерговтрати у порожнинах, де є вузол, що відмовив, становить:

$$\Delta З_j = H_j \gamma_j c' \dot{G}_j \ell_j \ . \qquad (4)$$

Коефіцієнт η_j враховує вплив системи циліндрів ПГПА, з'єднаних паралельно, на енергетичні втрати і витрати через ці втрати в *j*-ому циліндрі. Оскільки $H_к(t)$, $H_j(t)$ є функціями часу, то η_j також змінюється з плином часу. Величина $H_к$ залежить від способу компенсування недоподачі газу. У випадку підключення резервного ПГПА $H_к$ залежить від способу регулювання подачі цього агрегату. Якщо регулювання здійснюється поступовим відключенням раніше підключених порожнин «мертвого» простору одного агрегату, то збільшується подача тільки цього ПГПА, інші ж агрегати працюють в незмінному режимі. При цьому $H_к$ є такою ж гладкою функцією часу, як і H_j, оскільки характер розвитку відмов для однотипних циліндрів є однаковим. Тоді:

$$\gamma_j = \frac{\tilde{V}t^{\tilde{\alpha}} + 1}{Vt^{\alpha} + 1} \cong 1 = idem \ . \qquad (5)$$

Якщо регулювання полягає в тім, що відключення підключених кишень проводиться на всіх ПГПА, (в т.ч. і на підключеному резервному ПГПА), то $H_к$ є функцією загального технічного стану ПГПА чи цеху КС. При великій кількості паралельно увімкнених ПГПА $H_к$ може апроксимуватися сталою.

Оцінимо вплив коефіцієнта η на величини допустимих значень H і міжремонтного інтервалу часу $t_м$. Для цього оцінимо інтервал зміни η. Якщо η=1, то робота одиничного циліндра і циліндра в системі буде характеризуватися однаковими допустимими значеннями H і міжремонтним інтервалом часу $t_м$. Якщо $H_к$=*idem*, то при зміні H_i в інтервалі від 0 до 0,40 при сталому $H_к$, γ_i буде змінюватися в інтервалі від 1,16 до 0,87, причому великим значенням H_i

ISSN 1993–9868 print
ISSN 2415–3109 online

будуть відповідати значення $\eta_i < 1$. При таких невеликих відносних змінах η_i добуток $H_i\ \gamma_i$ буде функцією, зумовленою, в основному, величиною H_i. Отже, $H_i\ \gamma_i$ також буде статичною функцією:

$$H_i^{'} = H_i\gamma_i = \nu_i^{'} t^{\alpha_i^{'}}, \qquad (6)$$

де $\nu_i^{'}, \alpha_i^{'}$ – сталі.

У відповідності з виразом (4) γ_i, як функція часу, визначається з виразів:

$$\gamma_i = \omega_i t^{f_i}, \ \omega_i = \frac{\nu_i^{'}}{\nu_i}, \ f_i = d_i^{'} - d_i, \qquad (7)$$

де ω_i, f_i – сталі.

Після нескладних перетворень одержимо:

$$H_i^{'} = D_i^{'} = \left[\frac{\left(\alpha_i^{'}+1\right) P_{oi} \nu_i^{'\frac{1}{\alpha_i^{'}}}}{\Pi_j \alpha_i^{'}} \right]^{\frac{\alpha_i^{'}}{\alpha_i^{'}+1}},$$

$$H_i = \frac{H_i^{'}}{1 + H_к - H_i^{'}}, \qquad (8)$$

$$t_{м_i} = \left[\frac{\left(\alpha_i^{'}+1\right) P_{oi}}{\Pi_j \alpha_i^{'} \nu_i^{'}} \right]^{\frac{1}{\alpha_i^{'}+1}}. \qquad (9)$$

Ці вирази визначають допустимі значення відносних енерговтрат і міжремонтні інтервали часу для будь-якого вузла циліндрової порожнини в циліндрі, об'єднаному системою паралельних циліндрів ПГПА.

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено, що ремонтно-відновні операції призначаються за рівнем енерговитрат і з необхідною точністю можуть бути визначені розробленим методом технічної діагностики клапанів.

Збільшення продуктивності КС і ефективності компримування газу на КС пропонується здійснювати за рахунок попереджувальних ремонтів вузлів, що відмовили, ПГПА по досягненні допустимих значень, енерговитратами в цих вузлах. Допустимі значення у середньому на 20% менші від граничних і визначаються за результатами контролю технічного стану з використанням розроблених алгоритмів і програм методів діагностики.

Продуктивність КС системи ПЗГ підвищується на 3,7%, витрати паливного газу знижується на 4%, експлуатаційні витрати зменшуються на 2,2% у результаті впровадження запропонованого й експериментально випробуваного методу технічної діагностики ПГПА.

Оптимізація технічного обслуговування ПГПА має за мету визначення періодичності проведення профілактичних заходів, при якій загальні витрати на експлуатацію будуть мінімальними. Зменшення частоти профілактичних заходів призведе до зростання потоку відмов, що, в свою чергу, викличе зростання затрат на усунення аварій. Зростання частоти проведення планово-попереджувальних ремонтів призведе до здорожчання процесу обслуговування. Тому існує оптимум процесу обслуговування, який характеризується мінімальними затратами на експлуатацію ПГПА.

Найбільш прогресивною стратегією обслуговування є обслуговування за реальним станом. Суть стратегії зводиться до наступного: повне відновлення працездатності об'єкта обслуговування системи газопостачання досягається при визначеному технічному стані, ідентифікованим шляхом періодичного контролю; аварійні ремонти виконують в міру виникненням відмов.

Відповідно до класифікації експлуатаційних витрат технічний стан поршневих газоперекачувальних агрегатів визначає витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, проведенням попереджувальних ремонтно-відновних операцій діагностуванням стану вузлів. Витрати, пов'язані з усуненням непередбачуваних відмов, визначають як суму показників:

$$A_2 = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + x_3 q_3 + S_A(t) + x_4, \qquad (10)$$

де x – працемісткість усунення відмов, вимірювана часом його усунення;

q_1 – середня годинна тарифна ставка працівників, що усувають відмову;

r_1 – коефіцієнт, що враховує нарахування на зарплату і накладні витрати;

m – число робочих, що усувають відмову;

$S(t)$ – витрати, що характеризують енергетичні втрати через відмову;

x_2 – вартість запчастин і матеріалів, що витрачаються під час ліквідації відмови;

r_2 – коефіцієнт, що враховує націнку на запасні частини і матеріали,

x_3 – тривалість простою машини при даній відмові;

q_3 – середні втрати від простою машини в одиницю часу,

x_4 – витрати, пов'язані з доставкою запасних частин і працівників до місця усунення відмови.

Витрати, пов'язані з проведенням планово-попереджувальних ремонтів (ППР), визначаються так:

$$C_x = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + S_c(t), \qquad (11)$$

де $S_c(t)$ – витрати, пов'язані з енергетичними втратами через відмови в міжремонтний період.

Необхідно зауважити, що витрати C_x і вартість діагностування вузла цілком покриють витрати, пов’язані з непередбаченими відмовами. Ці витрати є сукупністю експлуатаційних витрат, пов'язаних з підтримуванням належного технічного стану вузла у міжремонтний період.

Для того щоб одержати формальний вираз функції мети, необхідно визначити сукупність експлуатаційних витрат за весь період напрацювання ПГПА до списання.

Припустивши, що ремонти окремих вузлів і відмови в окремих вузлах не впливають на структурні параметри технічного стану, а також

взявши до уваги, що раптові відмови вузлів не виникатимуть при експлуатації компресора з використанням технічної діагностики, можна одержати узагальнену залежність експлуатаційних витрат, пов'язаних з технічним станом компресорного циліндра ПГПА (далі просто експлуатаційних витрат):

$$\tilde{C}_T = C_x P^b(D) + B = P^b(D)(C_x + B^{'}),$$
$$B^{'} = \frac{B}{P^b(D)}, \qquad (12)$$

де P^b – число попереджувальних ремонтів (у т.ч. за результатами діагностування) за період T напрацювання ПГПА до списання;

B – число проведених діагностувань за період T;

D – діагностичний параметр технічного стану вузла 7.

Визначення конкретної залежності $\tilde{C}_T(D)$ для ПГПА, що мають декілька циліндрів, і системи ПГПА, включених паралельно, є надно складними завданням. Спробуємо, розв'язавши цю задачу для одного циліндра, поширити отриманий розв'язок на систему циліндрів з огляду на їх взаємний вплив. Припустимо, що зміна значень діагностичних параметрів у часі може бути описана статичною залежністю, а величина діагностичного параметра, що відповідає його граничному значенню, відома. Як діагностичний параметр використовуємо відносні енерговтрати, що дасть змогу визначити абсолютну величину енергетичних втрат.

Зміну відносних енерговтрат запишемо у функції часу:

$$H = v\, t^{\alpha}, \qquad (13)$$

де v, α – сталі, що характеризують розвиток процесу у часі.

Тоді витрати, пов'язані з енерговтратами:

$$S(t) = \int_0^t \Pi H dt = \frac{V\Pi}{\alpha+1} t^{\alpha+1}, \quad \Pi = \frac{C\dot{G}\ell_c}{\eta_м \eta_д}; \qquad (14)$$
$$\dot{G}_c = dG_c / dt, \quad [C] = \text{грн./Дж}.$$

Визначивши допустиму величину відносного міжремонтного періоду $t_м$ і, встановивши кількість відновлювальних ремонтів за період наробітку T, одержимо:

$$t_м = (D/V)^{\frac{1}{\alpha}}, P^b(D) = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}}. \qquad (15)$$

З огляду на вартість ремонту і діагностики вузла

$$P = B^{'} + \bar{P}_0 + S(t_м) = P_0 + \frac{\Pi D}{\alpha+1} t; \qquad (16)$$
$$P_0 = B^{'} + \bar{P}_0,$$

де $\bar{P}_0 = x_1 q_1 r_1 m_1 + (x_2 + q_2) r_2$,

одержуємо:

$$C_m = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}} P,$$
$$\tilde{C}_m = T\left(\frac{V}{D}\right)^{\frac{1}{\alpha}} \left(\bar{P}_0 + B^{'} + \frac{\Pi V}{\alpha+1} t^{\alpha+1}\right), \qquad (17)$$

де $П$ – параметр, що залежить від величини виразу (12).

Очевидно, найбільший ефект при експлуатації буде досягнутий при такому допустимому значенні $H=D$, коли:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0<D} \frac{\tilde{C}_m}{T} \sim \min_{0<D} \tilde{C}, \qquad (18)$$

Цей вираз є функцією мети для визначення допустимих величин діагностичних параметрів. Значення $\tilde{C}_0$ характеризує найменший досяжний рівень експлуатаційних витрат за одиницю часу, а також протягом всього періоду T напрацювання ПГПА при його експлуатації з проведенням своєчасних, зумовлених технічним станом вузла, ремонтно-відновлювальних операцій.

Якщо відмови у вузлах циліндрової порожнини не взаємопов'язані, то для циліндрової порожнини з n вузлами отримаємо:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0<D_i, \forall_i} \frac{\sum_{i=1}^{n} \tilde{C}_{m_i}}{T} = \min_{0<D_i \forall_i} \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{V_i}{D_i}\right)^{\frac{1}{\alpha_i}} P_i \,. \qquad (19)$$

Одержавши вираз для функції мети (19), можна визначити допустимий рівень відносних енерговтрат у кожному вузлі, а також міжремонтний інтервал часу.

Висновок

Таким чином, побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при проведенні параметричного діагностування компресорного циліндра і визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра.

Література

1 Левыкин Е.В. Технологическое проектирование хранения газа в водоносных пластах / Е.В. Левыкин. – М.: Недра, 1973. – 208 с.

2 Исаев К.В. Теория и эксперименты по идентификации рабочего процесса поршневых машин / К.В. Исаев, Е.Д. Соложенцев // Исследования в области компрессорных машин и технологии их производства. – Сумы, 1975. – С. 58-69.

3 Капцов И.И. Определение энергетически оптимальных режимов работы поршневых газоперекачивающих агрегатов / И.И. Капцов // В сб. Энергомашиностроение. – Харьков: Вища школа, 1985. – С. 74-79.

4 Грудз В.Я. Термогазодинамічні основи створення діагностичної моделі циліндра поршневого компресора / Грудз В.Я., Костів В.В.,

Грудз Я.В // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 2(3). – С. 22-24.

5 Копелевич А.С. Об одном соотношении в термодинамике поршневого компрессора / А.С. Копелевич // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С.47-50.

6 Козобков А.А. Проведение индикаторной диаграммы компрессора к “стандартной” влажности газа при постановке технического диагноза / Козобков А.А., Ходов Б.Н. // Труды МИНХ и ГП. – 1980. – № 153. – С.175-179.

7 Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин / Михлин В.М. –М.: Колос, 1976. – 287 с.

8 Пластинин П.И. Расчёт и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ / Пластинин П.И. // Насосостроение и компрессостроение: Итоги науки и техники. - М.: ВИНИТИ, 1981. – Т. 2. – 168 с.

9 Смерека Б.М. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций / Смерека Б.М. – М.: Недра, 1981. – 311 с.

10 Френкель М.И. Поршневые компрессоры / М.И. Френкель. – Л.: Машиностро-ение, 1968. – 355 с.

11 Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов / Г.К. Храпач. – М.: Недра, 1978. – 192 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 12.06.17
Рекомендована до друку професором ***Середюк М.Д.*** *(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)*
д-ром техн. наук ***Говдяком Р.М.*** *(Інжинірингова компанія «Машекспорт», м. Київ)*