

УДК 622.951.4.052.012

МЕТОД ПАРАМЕТРИЧНОЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

М. І. Горбійчук*, В. М. Медведчук, Г. П. Кропельницька

Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано–Франківськ, 76019, e-mail gorb@nung.edu.ua

На основі рівнянь матеріального та енергетичного балансів отримана математична модель, що виражає залежність продуктивності відцентрового нагнітача (ВЦН) природного газу від його технологічних та геометричних розмірів. Розроблений метод параметричної ідентифікації, який включає у себе два етапи визначення узагальнених показників оцінки технічного стану ВЦН. На першому етапі для нового ВЦН (або після капітального ремонту) визначають усі узагальнені показники, а на другому етапі – тільки ті показники, зміна яких викликана експлуатаційними факторами. З використанням критерію методу найменших квадратів синтезований алгоритм та програмне забезпечення методу параметричної ідентифікації, який перевірений на промислових даних, що отримані як результат спостереження за роботою компресорної станції «Ромни» Сумського лінійного виробничого управління магістральних газопроводів.

Ключові слова: математична модель, узагальнені показники, алгоритм, ідентифікація, програмне забезпечення, адекватність моделі.

На основе уравнений материального и энергетического балансов получена математическая модель, которая выражает зависимость производительности центробежного нагнетателя (ЦБН) природного газа от его технологических и геометрических размеров. Разработанный метод параметрической идентификации, который включает у себя два этапа определения обобщенных показателей оценки технического состояния ЦБН. На первом этапе для нового ЦБН (или после капитального ремонта) определяют все обобщенные показатели, а на втором этапе – только те показатели, изменение которых вызвано эксплуатационными факторами. С использованием критерия метода наименьших квадратов синтезированный алгоритм и программное обеспечение метода параметрической идентификации, который проверен на промышленных данных, которые получены как результат наблюдения за работой компрессорной станции «Ромны» Сумского линейного производственного управления магистральных газопроводов.

Ключевые слова: математическая модель, обобщенные показатели, алгоритм, идентификация, программное обеспечение, адекватность модели.

The mathematical model based on the mass and energy balance equations is obtained, which expresses the dependence of the capacity of the natural gas supercharger on its technological and geometric rates. The method of parametric identification is developed, which includes two stages of determination of general indications of the estimation of the technical state of the centrifugal supercharger. All general indications are determined for a new centrifugal supercharger (or after overhaul) on the first stage and, then indications caused by operational factors are determined on the second stage. The algorithm and software of the method of parametric identification tested on industrial data, which are received as a result of the investigation of the operating of the Romney compressor station of Sumy linear production administration of main gas pipelines are synthesized using the criteria of the method of least squares.

Keywords: mathematical model, general indications, algorithm, identification, software, model adequacy.

Газоперекачувальні агрегати (ГПА) з відцентровими нагнітачами (ВЦН) є основними агрегатами з перекачування газу магістральними трубопроводами. Вони також використовується як перша ступінь стиснення газу на підземних сховищах газу. Розрізняють одноступеневі відцентрові нагнітачі із ступеню підвищення тиску 1,23 – 1,25 і двоступеневі, які

забезпечують ступінь підвищення тиску в межах 1,45 – 1,7. ГПА з відцентровими нагнітачами забезпечують значно вищу продуктивність (12 – 40 млн. $\text{m}^3/\text{доб.}$), ніж газомоторні компресори. Іншою перевагою ГПА з відцентровими нагнітачами над газомоторними компресорами є відсутність внутрішніх частин, що труться, вони створюють рівномірний (без пульсацій) потік

газу. Коефіцієнт корисної дії ГПА з відцентровими нагнітачами не перевищує 0,29, а з регенератором тепла може досягати 0,35 [1]. На компресорних станціях магістральних газопроводів України встановлені ГПА з газотурбінним приводом потужністю 6, 10, 16 і 25 МВт.

Елементи ВЦН працюють при підвищених температурах та при значних механічних навантаженнях, що у сукупності приводить до спрацювання підшипників, лопаток турбіни та її валів, проточної частини відцентрового нагнітача та інших частин ВЦН, що приводить до зменшення політропного коефіцієнта корисної дії (к.к.д.) і зміни витрати палива. Спрацювання підшипників приводить до зниження ефективності потужності за рахунок збільшення тертя між рухомими частинами ВЦН. Збільшення тертя внаслідок спрацювання як валів турбін, так і підшипників тягне за собою збільшення втрат потужності до 0,4% від її номінального значення [2].

Спрацювання та деградація вузлів та елементів ВЦН проявляється у зміні факторів, що характеризують функціонування ВЦН як складової частини ГПА. Сукупність таких факторів у певний момент часу за певних умов зовнішнього середовища визначають технічний стан ВЦН [3]. Дія зовнішнього середовища на об'єкт контролю технічного стану (ОКТС) (у нашому випадку – ВЦН) характеризується цілим рядом факторів, які носять назву вхідних величин (рис. 1). Вхідні величини можна розділити на дві групи – U і X . Групу U утворюють керовані вхідні величини, через які реалізується процес компримування природного газу (витрата паливного газу, коефіцієнт надлишку повітря). Групу X утворюють фактори, які не підлягають цілеспрямованій зміні. Фактори групи X , у свою чергу, можна розділити на фактори, що контролюються (група Z), і на фактори, що не піддаються контролю (група V). Як приклад факторів групи Z можна навести такі: тиск, температуру і продуктивність на вході відцентрового нагнітача, температура і тиск атмосферного повітря та ін. До групи V можна віднести: густину природного газу, його хімічний склад, теплоту згоряння паливного газу та ін. У більшості випадків фактори групи X носять ймовірнісний характер, що вносить певну стохастичну складову в процесу компримування природного газу. Дія вхідних факторів на ОКТС зумовлює його реакцію, яка проявляється через вихідні фактори (група Y). Якщо ВЦН розглядати як об'єкт контролю технічного стану, то фактори групи Y слід розділити на фактори, що мають діагностичну цінність [4] (група Y_{dv}) і на інші фактори (група Y_{ndv}).

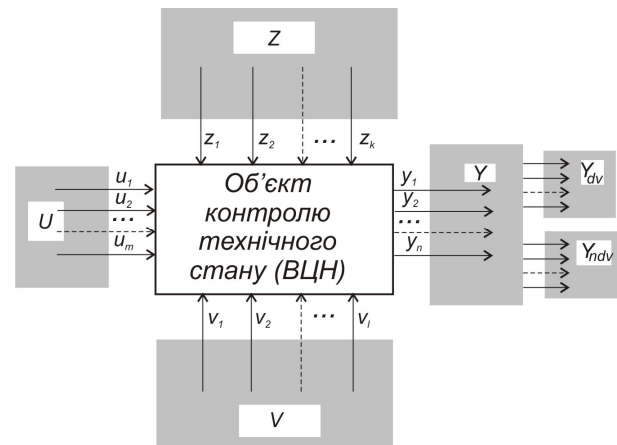


Рисунок 1 – Фактори, що визначають технічний стан ВЦН

Фактори групи Y_{dv} є функціями не тільки вхідних величин групи X , але й залежать від внутрішніх чинників ВЦН, таких як: геометричні розміри колеса турбіни, зміна геометрії підшипників, зміна зазору в кінцевих ущільненнях та ін. Отже, у процесі експлуатації ВЦН відбуваються зміни в елементах ГПА, що породжує зміну його технічних станів, наприклад [3]: справний, працездатний, несправний, непрацездатний тощо в залежності від значень певної сукупності параметрів на даний момент часу. Кожний стан ОКТС характеризується певним набором фізичних величин, який можна подати як деякий вектор \bar{x} у просторі технічних станів. Кінець такого вектора задає певну точку, яку називають образом (об'єктом). Сукупність таких образів утворюють деякі множини (класи), що характеризують зміну технічних станів ВЦН. Розпізнавання станів у процесі контролю можливо, якщо відома роздільна функція $f(\bar{x}, \bar{a})$, де \bar{a} – вектор параметрів роздільної функції, яка відділяє один клас від іншого.

Технічний стан ВЦН визначається якісно різними характеристиками, що зумовлено різною фізичною природою процесів, які протікають у різних елементах ВЦН. Це зумовлює значну розмірність вектора \bar{x} і викликає значні труднощі при синтезі функції $f(\bar{x}, \bar{a})$. Тому, як правило, ВЦН розбивають на окремі елементи і визначають технічні стани кожного із них [5]. При цьому технічний стан кожного із елементів буде характеризуватись своїм набором класів K_i і відповідним набором роздільних функцій $f_j(\bar{x}, \bar{a})$. Роздільні функції $f_j(\bar{x}, \bar{a})$ визначаються різними аргументами із загального набору \bar{x} . Таким чином, технічний стан ВЦН буде характеризуватись класами K_i ,

які будуть у певних взаємовідношеннях між собою.

Інший підхід до оцінки технічного стану ВЦН передбачає створення діагностичних моделей [6] $\Phi(\bar{x}, \bar{c})$, яка залежить не тільки від аргументів групи X , але й від сукупності параметрів \bar{c} , які у свою чергу можуть бути функціями діагностичних ознак, наприклад, геометричних розмірів колеса турбіни чи її лопаток. Задача визначення параметрів \bar{c} тісно пов'язана із задачею ідентифікації, коли за спостереженнями за входом і виходом об'єкта визначають невідомі параметри \bar{c} [7]. У класичній постановці задачі ідентифікації допускається, що структура моделі $\Phi(\bar{x}, \bar{c})$ відома і необхідно лише визначити вектор параметрів \bar{c} .

Процес знаходження функціональних залежностей між факторами групи Y_{dv} і вхідними величинами групи X (рис. 1) носить назву параметричних методів діагностики. У загальному випадку:

$$y_{dv}^{(j)} = \Phi_j(\bar{x}, \bar{a}), \quad (1)$$

де \bar{x} – вектор вхідних факторів із групи X ; \bar{a} – параметри моделі (1), які виражають певні зміни технічного стану ВЦН, наприклад, зміну геометричних розмірів колеса турбіни відцентрового нагнітача.

У роботі [8] залежність (1) отримана, виходячи із рівняння енергетичного балансу. При створенні такої моделі знехтувані втрати на протічки газу і тертя дисків. Врахування цих втрат є "важливою задачею, без розв'язку якої неможливо скористатися напором за Ейлером" [9].

Запишемо рівняння енергетичного балансу, допускаючи, що на протязі всього руху газу через нагнітач теплообмін з навколишнім середовищем відсутній. Тоді

$$Q_2 P_2 = Q_1 P_1 + Mgh, \quad (2)$$

де Q_i , $i = 1, 2$ – об'ємна продуктивність нагнітача; P_i , $i = 1, 2$ – тиск природного газу; M – масова продуктивність нагнітача; h – повний напір нагнітача.

Індекс "1" вказує на технологічні параметри, які характеризують умови всмоктування, а індекс "2" відноситься до технологічних параметрів, які характеризують умови нагнітання.

Враховуючи те, що $M_1 = Q_1 \rho_1$ і $M_2 = Q_2 \rho_2$, а $M_1 = M_2 = M$ рівняння (2) набуде такого вигляду:

$$P_2 = k_v P_1 + \rho_2 gh, \quad (3)$$

де $k_v = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ – поправка на стискування газу [9]; ρ_i , $i = 1, 2$ – густина газу.

Оскільки $Q_1 \rho_1 = Q_2 \rho_2$, то

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = k_v.$$

Підставляючи значення k_v в рівняння (2), отримуємо, що

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{Q_1}{Q_2} + \frac{\rho_2}{\rho_1} gh. \quad (4)$$

Із рівності $Q_1 \rho_1 = Q_2 \rho_2$ визначимо

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{Q_1}{Q_2} = \rho_1 k_v. \quad \text{Оскільки ступінь}$$

підвищення тиску $e = P_2/P_1$, то, підставляючи ρ_2 у рівняння (4), отримаємо

$$e = k_v \left(1 + \frac{\rho_1}{P_1} gh \right). \quad (5)$$

Із рівняння стану природного газу, яке запишемо до умов всмоктування

$$\frac{P_1}{\rho_1} = z_1 RT_1,$$

де z_1 – коефіцієнт стиску газу; R – газова постійна; T_1 – температура газу на вході в нагнітач в градусах Кельвіна, визначимо, що

$$\frac{\rho_1}{P_1} = \frac{1}{z_1 RT_1}.$$

Останній результат дає можливість формулу (3) записати в такому вигляді:

$$e = k_v \left(1 + \frac{1}{z_1 RT_1} gh \right). \quad (6)$$

У відповідності з формулою Ейлера робота, що витрачається на переміщення одного кілограма газу через нагнітач [9]

$$h_e g = \varphi_{u_2} u_2^2 - \varphi_{u_1} u_1^2, \quad (7)$$

де $j_{ui} = c_{ui}/u_i$; c_{ui} , u_i – відповідно модуль

тангенційної швидкості та тангенційна складова абсолютної швидкості.

Величина h_e не враховує протікання газу через ущільнення в кількості M_{np}/M , що збільшує роботу стиску [9] до $\left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g$, а також втрати на тертя бічних поверхонь колеса в середовищі газу. Якщо ці втрати для даного нагнітача складають N_{TP} , то повна робота, яка тратиться на стиснення одного кілограма газу буде такою:

$$hg = \left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g + \frac{N_{TP}}{M}. \quad (8)$$

Втрати на протікання газу через ущільнення розраховують за формулою Стодоли. Якщо D_s – діаметр ущільнення, s – радіальний зазор, Z_s – число ущільнень, ΔP – перепад тиску, а ρ_c – середня густина газу в ущільненні, то

$$M_{np} = \alpha \pi s D_s \rho_c \sqrt{\frac{2\Delta P}{Z_s \rho_c}}, \quad (9)$$

де α – коефіцієнт витрати, який залежить від конструкції ущільнення.

Відношення величин $\Delta P/\rho_c$ розраховують за формулою Степанова [10]

$$\frac{\Delta P}{\rho_c} = \frac{3}{4} \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (10)$$

Тангенційні складові абсолютних швидкостей u_1 і u_2 газу на вході ($i=1$) і виході ($i=2$) нагнітача виразимо через конструктивні параметри колеса

$$u_i = \omega R_i, \quad (11)$$

де ω – кутова швидкість колеса нагнітача; R_i – внутрішній ($i=1$) та зовнішній ($i=2$) радіуси робочого колеса.

З урахуванням співвідношень (10) і (11) формула (9) набуде такого вигляду:

$$M_{np} = 0.5 \alpha \pi s D_s \rho_c \omega \sqrt{\frac{3}{Z_s} (R_2^2 - R_1^2)}.$$

Введемо таке позначення:

$$K_{np} = 0.5 \alpha \pi s D_s \sqrt{\frac{3}{Z_s} (R_2^2 - R_1^2)}. \text{ Тоді}$$

$$M_{np} = K_{np} \rho_c \omega. \quad (12)$$

Оскільки значення коефіцієнта витрати α визначається лише конструкцією колеса [9], то коефіцієнт K_{np} залежить тільки від його геометричних параметрів.

Якщо значення M_{np} , яке виражається формулою (12), підставити у вираз $\left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g$, то отримаємо, що

$$\left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g = \left(1 + \frac{K_{np} \rho_c \omega}{M}\right) h_e g.$$

Враховуючи те, що $M = Q_1 \rho_1$, маємо

$$\left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g = \left(1 + \frac{K_{np} \rho_c \omega}{Q_1 \rho_1}\right) h_e g.$$

З достатньою для практики точністю можна

прийняти [9], що $\frac{\rho_c}{\rho_1} = k_v$. Тому

$$\left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g = \left(1 + K_{np} \frac{k_v}{q}\right) h_e g, \quad (13)$$

де $q = \frac{Q}{\omega}$ – об'ємна витрата газу через нагнітач при повороті його на один радіан.

Втрати на тертя можна обчислити на основі формул Степанова і Пфлейдерера [10, 11]

$$N_{TP} = k_T \rho_2 D_2^2 u_2^3,$$

де k_T – постійний коефіцієнт, значення якого зумовлено технологією обробки лопаток колеса нагнітача.

Якщо значення u_2 , яке обчислюється за формулою (11), підставити в останнє рівняння, то отримаємо, що

$$N_{TP} = K_T \rho_2 \omega^3,$$

де $K_T = k_T \frac{D_2^5}{8}$.

Оскільки $M = Q_1 \rho_1$, то

$$\frac{N_{TP}}{M} = K_T \frac{k_v}{q} \omega^2. \quad (14)$$

Підставляючи значення $\frac{a}{c} + \frac{M_{np} \ddot{\theta}}{M \ddot{\theta}} h_e g$ і $\frac{N_{TP}}{M}$, які визначаються формулами (13) і (14) в (8), отримаємо

$$hg = \left(1 + K_{np} \frac{k_v}{q}\right) h_e g + K_T \frac{k_v}{q} \omega^2. \quad (15)$$

Тепер зосередимо свою увагу на величині $h_e g$, значення якої визначається за формулою (8). Для обчислення функцій f_{ui} скористаємося формулою Пфлейдерера [11]

$$f_{ui} = m(1 - f_{ri} \operatorname{ctg} b_i).$$

В останній формулі $f_{r1} = \frac{Q_1}{F_1 u_1}$, $f_{r2} = \frac{Q_1}{F_2 u_2 k_v}$, де

$$F_i = \pi D_i b_i \tau_i, \quad t_i = 1 - \frac{z_{si} d_m}{p D_i \sin b_i}, \quad b_i - \text{ширина}$$

лопаток колеса; z_{si} – число лопаток колеса; d_m – середня товщина лопаток; μ – поправка на кінцеве число лопаток; β_i – вхідний ($i=1$) і вихідний ($i=2$) лопатеві кути робочого колеса.

Отже

$$h_e g = \mu \left(u_2^2 - u_1^2 - Q_1 \left(\frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{F_2 k_v} - \frac{u_1 \operatorname{ctg} \beta_1}{F_1} \right) \right).$$

Якщо врахувати значення u_i , то

$$h_e g = \omega^2 \left(X_0 - q \left(\frac{X_2}{k_v} - X_1 \right) \right), \quad (16)$$

де $X_0 = \mu(R_2^2 - R_1^2)$; $X_i = m \frac{R_i \operatorname{ctg} b_i}{F_i}$, $i=1, 2$.

Поправочний коефіцієнт μ Пфлейдерер рекомендує обчислювати за такою формулою:

$$m = \frac{1}{1 + \frac{a + 1,2 \sin b_2}{z_{s2} \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)}}$$

де a – постійна величина.

Тепер можемо записати формулу для

обчислення повної роботи, яка тратиться на стиснення одного кілограма газу. Для цього у вираз (13) підставимо значення $h_e g$, яке визначається формулою (16). В результаті отримаємо, що

$$hg = \omega^2 \left[\left(1 + K_{np} \frac{k_v}{q} \right) X_0 - q \left(\frac{X_2}{k_v} - X_1 \right) \right] + K_T \frac{k_v}{q}.$$

Останній вираз дає можливість формулу (4) записати в такому вигляді:

$$\varepsilon = k_v \left(1 + \frac{\omega^2}{z_1 R T_1} \left[\left(1 + K_{np} \frac{k_v}{q} \right) X_0 - q \left(\frac{X_2}{k_v} - X_1 \right) \right] + K_T \frac{k_v}{q} \right). \quad (17)$$

Виразимо величину k_v через технологічні параметри нагнітача. Для цього скористаємося рівнянням стану природного газу. Якщо це рівняння записати для умов всмоктування і для умов нагнітання, потім із першого рівняння визначити ρ_1 , а із другого – ρ_2 , то зможемо визначити k_v як відношення ρ_2 до ρ_1 . Отже

$$k_v = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}.$$

Оскільки має місце співвідношення

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{m-1}{m}},$$

то

$$k_v = z \varepsilon^{\frac{1}{m}}, \quad (18)$$

де m – показник політропи; $z = \frac{z_1}{z_2}$.

Рівняння (17) можна спростити, якщо скористатися зведеними технологічними параметрами. Об'ємну продуктивність при умовах всмоктування замінюють зведеною продуктивністю

$$Q_{II} = Q_1 \frac{n_n}{n},$$

а частоту обертання робочого колеса n замінюють на зведену частоту

$$n_{II} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{A_0}{z_1 R T_1}},$$

де n_n – номінальна частота обертання робочого колеса; $A_0 = z_0 R_0 T_0$; z_0 , R_0 , T_0 – параметри зведення.

Оскільки $\omega = 2\pi n$, то в двох останніх рівняннях можна замінити відношення $\frac{n}{n_n}$ на

$$\frac{\omega}{\omega_n}. \text{ Тому } q = \frac{Q_1}{\omega} = \frac{Q_{II}}{\omega_n} \text{ і } \omega = n_{II} \omega_n \sqrt{\frac{z_1 R T_1}{A_0}}.$$

Якщо тепер в рівняння (15) підставити значення ω , то отримаємо

$$\left(\frac{\varepsilon}{k_v} - 1\right) A = n_{II}^2 \left(\left(1 + K_{np} \frac{k_v}{q}\right) \left(X_0 - q \left(\frac{X_2}{k_v} - X_1\right)\right) + K_T \frac{k_v}{q} \right), \quad (19)$$

$$\text{де } A = \frac{A_0}{\omega_n^2}.$$

Якщо знехтувати втратами на тертя і протікання газу через ущільнення, то в рівнянні (19) K_T і K_{np} набудуть нульового значення. В результаті рівняння (19) спроститься і набуде такого вигляду:

$$\left(\frac{\varepsilon}{k_v} - 1\right) A = n_{II}^2 \left(X_0 - q \left(\frac{X_2}{k_v} - X_1 \right) \right). \quad (20)$$

Відмітимо, що автори роботи [8] отримали діагностичну модель, яка відрізняється від (20), лише деякими коефіцієнтами, хоча, в цілому, структура діагностичної моделі зберігається.

Під впливом таких експлуатаційних факторів як: різні режими роботи, якість природного газу, що перекачується, дотримання персоналом компресорних станцій правил технічної експлуатації змінюються теплотехнічні характеристики ВЦН. Такі зміни, в основному, відбуваються через [12] ерозійний знос вхідних напрямних апаратів, дисків і лопаток робочих коліс, лопатевих або безлопатевих дифузorzів; через знос вусиків, що ущільнюють у лабиринтових ущільненнях по накривному диску.

Результатом ерозійного зносу є [12] місцеве підрізання лопатки біля основи робочого диску. Максимальний знос має місце на кінцях лопаток з опуклої сторони по її товщині. По периферії відбувається знос робочого і накривного дисків, який змінюється за шириною та за довжиною каналу.

Основною причиною [13] збільшення зазорів в ущільненнях є руйнування вусиків через зачіпання їх об лопатки ротора. Таке зачіпання є характерним для режимів пуску і зупину газоперекачувального агрегату, підвищеного рівня вібрації.

Автор роботи [13], оцінюючи вплив збільшення зазорів в ущільненні накривного диску та ерозійного зносу лопаток на політропний коефіцієнт корисної дії і на ступінь підвищення тиску, приходять до висновку, на ці характеристики ВЦН найбільший вплив має збільшення зазорів в ущільненнях накривного диску й у меншій мірі впливає зміна геометричних розмірів лопаток робочого ВЦН.

Аналіз формули (19) показує, що величини K_{np} , X_1 і X_2 визначаються через радіальний зазор s , ширину і товщину лопаток δ_m і b_i , тобто $K_{i\delta} = K_{i\delta}(s)$, $X_i = X_i(b_i, \delta_m)$, $i=1, 2$. З огляду на те, що ці параметри через рівняння (19) зв'язані з технологічними параметрами роботи нагнітача, їх можна вважати діагностичними ознаками, а співвідношення (19) діагностичною моделлю відцентрового нагнітача природного газу.

З огляду на те, що залежності $K_{i\delta}(s)$ і $X_i(b_i, \delta_m)$ є складними функціями своїх параметрів, які змінюються у процесі експлуатації ВЦН, то доцільно визначити не значення s , δ_m і b_i , а величини K_{np} , X_1 і X_2 , які назвемо узагальненими діагностичними ознаками ВЦН.

Розв'яжемо рівняння (17) відносно продуктивності нагнітача природного газу. У результаті отримаємо

$$Q = \omega \left(-\frac{\alpha_1}{2\alpha_0} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_0} \right)^2 + \frac{\alpha_2}{\alpha_0}} \right), \quad (21)$$

$$\text{де } \alpha_0 = \frac{X_2}{k_v} - X_1;$$

$$\alpha_1 = \left(\frac{1}{z\tau} - 1 \right) \frac{1}{A_I \omega^2} - X_0 + X_2 X_3 - k_v X_1 X_3;$$

$$\alpha_2 = k_v (X_0 X_3 + X_4); \quad A_I = \frac{1}{Z_1 R T_1}; \quad X_3 = K_{i\delta};$$

$$X_4 = K_T; \quad \tau = \frac{T_1}{T_2}.$$

Проведений аналіз показав, що у процесі роботи ВЦН незмінними залишаються величини X_0 та K_T , які виражаються через діаметри внутрішній D_1 та зовнішній діаметри робочого колеса, та коефіцієнти μ і k_T . У тому випадку, коли немає інформації про значення величин D_1 , D_2 , μ і k_T ідентифікація моделі (21) проводиться у два етапи.

Перший етап ідентифікації здійснюється, коли ВЦН новий або він запущений у роботу після капітального ремонту. У такому випадку визначають параметри моделі X_0, X_1, X_2, X_3 і $X_4 = K_T$. Для розв'язку поставленої задачі доцільно застосувати метод найменших квадратів (МНК) [14], суть якого полягає в тому, що мінімізується функціонал

$$J(\bar{x}) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N e_j^2(\bar{x}), \quad (22)$$

де $\bar{x}^T = (X_0, X_1, X_2, X_3, X_4)$ – вектор параметрів моделі (21); $e_j(\bar{x}) = \mathcal{Q}_j - Q(\bar{x}, \bar{u}^{(j)})$ – функція нев'язки; $Q(\bar{x}, \bar{u}^{(j)})$ – продуктивність нагнітача природного газу, що обчислена за формулою (17); \mathcal{Q}_j – продуктивність нагнітача природного, що виміряна на об'єкті; $\bar{u}^T = (P_a, T_1, T_2, P_1, P_2, \omega)$ – вектор технологічних параметрів; N – число спостережень (вимірів) в експериментальному дослідженні.

Множник “1/2” введений в (22) для того, щоб компенсувати “2”, яка виникає при диференціюванні.

Для мінімізації функціоналу (22) є доцільним використання спеціальних алгоритмів, що зумовлене особливою структурою градієнта функції $J(\bar{x})$ і матриці других похідних (матриці Гессе).

Знайдемо градієнт функції (22)

$$\frac{\partial J(\bar{x})}{\partial \bar{x}} = \nabla J(\bar{x}) = \sum_{j=1}^N \frac{\partial e_j(\bar{x})}{\partial \bar{x}} e_j(\bar{x}),$$

або в матричній формі

$$\nabla J(\bar{x}) = J_a^T(\bar{x}) \bar{e}(\bar{x}), \quad (23)$$

де

$$J_a(\bar{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_0} & \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_1} & \mathbf{L} & \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_4} \\ \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_0} & \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_1} & \mathbf{L} & \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_4} \\ \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \\ \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_0} & \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_1} & \mathbf{L} & \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_4} \end{bmatrix}$$

– матриця Якобі.

Відповідно матриця Гессе буде такою:

$$H(\bar{x}) = J_a^T(\bar{x}) \cdot J_a(\bar{x}) + S_y(\bar{x}), \quad (24)$$

де $S_y(\bar{x}) = \sum_{j=1}^N e_j(\bar{x}) H_j(\bar{x}),$

$$H_j(\bar{\theta}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_0^2} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_0 \partial X_1} & \mathbf{L} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_0 \partial X_4} \\ \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_1 \partial X_0} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_1^2} & \mathbf{L} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_1 \partial X_4} \\ \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \\ \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_4 \partial X_0} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_4 \partial X_1} & \mathbf{L} & \frac{\partial^2 e_j(\bar{x})}{\partial X_4^2} \end{bmatrix}.$$

Для достатньо “привабливого” початкового наближення, коли різниця між дійсним значенням параметру моделі $x_i^{(d)}$ і його наближенням $x_i^{(0)}$ невелика, складова $J_a^T(\bar{x}) J_a(\bar{x})$ в (16) є домінуючою, і матриця Гессе

$$H(\bar{x}) = J_a^T(\bar{x}) J_a(\bar{x}) \quad (25)$$

виражається лише через перші похідні функції $J(\bar{x})$ [3].

В тому випадку, коли найбільше значення нев'язки $\max : |e_j(\bar{x})|$ велике, переваги спеціальних методів над універсальними зникають.

В загальному вигляді ітераційна процедура визначення параметрів нелінійної діагностичної (22) визначається таким співвідношенням [15, 16]:

$$\bar{x}^{(k+1)} = \bar{x}^{(k)} - \lambda_k \left(\left(J_a^T(\bar{x}_k^{(k)}) J_a(\bar{x}_k^{(k)}) \right) + g_k I \right)^{-1} J_a^T(\bar{x}_k^{(k)}) \bar{e}(\bar{x}_k^{(k)}), \quad (26)$$

де λ_k і g_k – додатні константи, параметри алгоритму.

В тому випадку, коли $\lambda_k = 1$ і $g_k = 0$, отримуємо алгоритм Гауса–Ньютона.

Якщо $\lambda_k = 1$, то алгоритм (18) носить назву алгоритму Левенберга–Марквардта [15].

Коли норма $|S_y(\bar{x})|$ наближається до нуля і матриця $J_a(\bar{x})$ має повний стовпцевий ранг матриці, напрямок Гауса–Ньютона практично співпадає з ньютонівським, що забезпечує високу збіжність алгоритму [3].

Задача значно ускладнюється, коли матриця $J_a(\bar{x})$ має дефект рангу, тоді напрямок пошуку визначається неоднозначно. Альтернативою цьому є алгоритм Левенберга–Марквардта, в якому монотонне зменшення функції $J(\bar{x})$ досягається за рахунок вибору “привабливих” γ_k . При $\gamma_k = 0$ напрямок пошуку буде відповідати напрямку Гауса–Ньютона, а коли

$g_k \rightarrow \infty$, то напрямок пошуку гранично наближається до напрямку антиградієнту [15]. Отже необхідний напрямок пошуку завжди можна забезпечити, вибравши γ_k досить великим.

“Прямолінійний” спосіб визначення параметрів моделі у відповідності з рекурентною процедурою (26) має один суттєвий недолік, оскільки число обумовленості матриці $J_a^T(\bar{x})J_a(\bar{x})$ може бути значним навіть при непогано обумовленій матриці $J_a(\bar{x})$. Це пояснюється тим [15], що число обумовленості добутку матриць $J_a^T(\bar{x})J_a(\bar{x})$ дорівнює квадрату числа обумовленості матриці $J_a(\bar{x})$.

Відомо, що погана обумовленість матриці $J_a^T(\bar{x})J_a(\bar{x})$ приводить до некоректно поставленої задачі (22). Одним із ефективних способів зняття некоректності (регуляризації) задачі (22) є використання сингулярного розкладу матриці $J_a(\bar{x})$.

При використанні алгоритму Гауса–Ньютона ітераційну процедуру (26) можна подати в такому вигляді:

$$\bar{x}^{(k+1)} = \bar{x}^{(k)} + \bar{P}_k, \quad (27)$$

де \bar{P}_k – вектор, який визначає напрямок пошуку.

Напрямок пошуку \bar{P}_k будемо шукати як розв’язок проміжної [15] задачі

$$\min: \frac{1}{2} |J_a(\bar{x})\bar{P} + \bar{e}(\bar{x})|^2. \quad (28)$$

Для розв’язку задачі (28) подамо матрицю $J_a(\bar{x})$ через її сингулярний розклад [16, 17]:

$$J_a(\bar{x}) = USV^T, \quad (29)$$

де U і V квадратні ортогональні матриці розміром $N \times N$ і $K \times K$; K – кількість параметрів моделі (21); S – діагональна $N \times K$ матриця, для якої $s_{ij} = 0$ при $i \neq j$ і $s_{ii} = s_i \geq 0$; s_i – сингулярні числа.

Розглянемо замість (28) таку тотожну їй задачу [15]:

$$\min |J_a(\bar{x})\bar{P} + \bar{e}(\bar{x})|. \quad (30)$$

Нехай $\bar{Z}_x = J_a(\bar{x})\bar{P} + \bar{e}(\bar{x})$. Помножимо останню рівність на L^T

$$U^T \bar{Z}_x = U^T J_a(\bar{x})\bar{P} + U^T \bar{e}(\bar{x}).$$

Оскільки ортогональне перетворення вектора не змінює його довжини [18], то $|U^T \bar{Z}_x| = |\bar{Z}_x|$ і $|\bar{Z}_x| = |U^T J_a(\bar{x})\bar{P} + U^T \bar{e}(\bar{x})|$.

В останньому виразі замінимо $J_a(\bar{x})$ його сингулярним розкладом (29) і врахуємо ту обставину, що $U^T U = I$, де I – одинична матриця. Отже, $|\bar{Z}_x| = |SV^T \bar{P} + U^T \bar{e}(\bar{x})|$.

Введемо такі $\bar{y}_V = V^T \bar{P}$ і $\bar{g}_U = U^T \bar{e}(\bar{x})$ вектори. Тоді $|\bar{Z}_x| = |S\bar{y}_V + \bar{g}_U|$.

Враховуючи тотожність задач (28) і (30), запишемо

$$\min: \frac{1}{2} |S\bar{y}_V + \bar{g}_U|^2. \quad (31)$$

Тепер розв’язком задачі (31) буде вектор \bar{y}_V , для знаходження якого величину, що знаходиться за знаком “min”, подамо у такому вигляді:

$$J(\bar{y}_V) = \frac{1}{2} (S\bar{y}_V + \bar{g}_U)^T (S\bar{y}_V + \bar{g}_U).$$

Матрицю S і вектор \bar{g}_U розіб’ємо на два блоки: $S = \begin{bmatrix} S_1 \\ 0 \end{bmatrix}$, $\bar{g}_U = \begin{bmatrix} g_{U,1} \\ g_{U,2} \end{bmatrix}$, де R_1 – квадратна діагональна $K \times K$ – матриця; $\bar{g}_{U,1}$ – K – вимірний, а $\bar{g}_{U,2}$ – $N - K$ – вимірний вектори. Тоді

$$J(\bar{y}_V) = \frac{1}{2} (\bar{y}_V^T S_1^T S_1 \bar{y}_V + 2 \bar{g}_{U,1}^T S_1 \bar{y}_V + \bar{g}_{U,1}^T \bar{g}_{U,1} + \bar{g}_{U,2}^T \bar{g}_{U,2}).$$

Із необхідних умов існування мінімуму функції $J(\bar{y}_V)$ за змінною \bar{y}_V випливає, що

$$S_1 \bar{y}_V + \bar{g}_{U,1} = 0,$$

що дає можливість знайти

$$\bar{y}_V = -S_1^{-1} \bar{g}_{U,1}. \quad (32)$$

Напрямок пошуку \bar{P} знайдемо, враховуючи співвідношення $\bar{y}_V = V^T \bar{P}$. Помноживши останню рівність на матрицю V і враховуючи її ортогональність, маємо

$$\bar{P} = V \bar{y}_V. \quad (33)$$

Отримані результати дають можливість синтезувати алгоритм обчислення параметрів нелінійної діагностичної моделі (21) з

використанням методу Гауса–Ньютона.

Sp1. Вибрати початкове наближення $\bar{x}^{(0)}$ і перевірити умову зупину: якщо вона виконується, то $\bar{x}^{(0)}$ буде розв'язком задачі, інакше перейти до *Sp2*.

Sp2. Сформуувати матрицю $J_a(\bar{x}^{(k)})$.

Sp3. Виконати сингулярний розклад матриці $J_a(\bar{x}^{(k)})$ і знайти $U^{(k)}$, $S^{(k)}$ і $V^{(k)}$.

Sp4. Обчислити вектор $g_{U,1}^{(k)}$ і матрицю $S_1^{(k)}$.

Sp5. Обчислити вектор $\bar{y}_V^{(k)}$ у відповідності з формулою (32) і визначити напрямок \bar{P}_k , використавши співвідношення (33).

Sp6. Виконати перехід із точки $\bar{x}^{(k)}$ в точку $\bar{x}^{(k+1)}$ згідно формули (27).

Sp7. Якщо правило зупину виконується, то розв'язком задачі (22) взяти вектор параметрів $\bar{x}^{(k+1)}$; інакше замінити k на $k+1$, $\bar{x}^{(k)}$ на $\bar{x}^{(k+1)}$ і перейти до *Sp2*.

Правило зупину визначимо із співвідношення (23). У відповідності з (23) $\nabla J(\bar{x}^{(k+1)}) \approx 0$, коли $\bar{e}(\bar{x}^{(k+1)}) \approx 0$. Останню вимогу зручніше сформулювати у вигляді:

$$|\bar{e}(\bar{x}^{(k+1)})| \leq \varepsilon_x,$$

де $\varepsilon_x > 0$ – величина, що визначає точність розв'язку задачі.

Практична реалізація розробленого алгоритму показала, що перехід від значення $\bar{x}^{(k)}$ до значення $\bar{x}^{(k+1)}$ доцільно здійснювати не у відповідності з (27), а виходячи із такого правила:

$$\bar{x}^{(k+1)} = \bar{x}^{(k)} + \lambda_k \bar{P}_k,$$

де λ_k – довжина кроку на k -ій ітерації; $\bar{P}_k = \frac{\bar{P}_k}{|\bar{P}_k|}$ – нормований напрямок кроку.

Якість процедури вибору кроку в методі Гауса–Ньютона оцінюється тим, яку зміну функції вона забезпечує на кожній ітерації. Зокрема, для збіжності алгоритму необхідно, щоб крок приводив до суттєвого зменшення функціоналу (22). Цій вимозі можна задовільними, якщо довжину кроку на кожній ітерації вибирати із умови мінімуму функціоналу (15) за змінною λ , тобто

$$\lambda_k = \min_{\lambda} : J(\bar{x}^{(k)} + \lambda \bar{P}_k). \quad (34)$$

Для розв'язку задачі (34) можна

скористатись одним із числових методів, наприклад, методом золотого перерізу з квадратичною інтерполяцією.

Зміст другого етапу полягає у визначенні узагальнених діагностичних ознак X_1 , X_2 і X_3 за умови, що відомі величини X_0 та X_5 . Для цього використаємо алгоритм, наведений вище, з тією лише різницею, що у функціоналі (22) $\bar{x}^T = (X_1, X_2, X_3)$, а

$$J_a(\bar{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_1} & \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_2} & \frac{\partial e_1(\bar{x})}{\partial X_3} \\ \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_1} & \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_2} & \frac{\partial e_2(\bar{x})}{\partial X_3} \\ \mathbf{L} & \mathbf{L} & \mathbf{L} \\ \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_1} & \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_2} & \frac{\partial e_N(\bar{x})}{\partial X_3} \end{bmatrix}.$$

Експериментальна перевірка розробленого методу параметричної ідентифікації відцентрового нагнітача природного газу здійснювалась за результатами спостережень за роботою ГПА в умовах компресорної станції (КС) «Ромни-1» Сумського ЛВУМГ. Вимірювання і реєстрація технологічних параметрів нагнітача здійснювалось за допомогою штатних приладів агрегатної і цехової автоматики, якими оснащена компресорна станція. Продуктивність ВЦН за параметрами входу ($\text{м}^3/\text{с}$) визначалась за результатами вимірювань перепаду тиску природного газу на конфузори за формулою [2]

$$Q_1 = A_k \sqrt{\Delta P \rho_1},$$

де A_k – коефіцієнт об'ємної продуктивності конфузора ВЦН, наведений у технічній документації на даний тип ВЦН, ($\text{кг}/\text{м}^3)^{0,5} \text{кПа}^{-0,5}$; ρ_1 – густина газу на вході ВЦН, $\text{кг}/\text{с}$, яка обчислюється за такою формулою:

$$\rho_1 = \frac{10^3 (P_1 + 1,33 \cdot 10^4 P_a)}{Z_1 R T_1},$$

де P_1 – тиск на вході ВЦН, МПа; P_a – атмосферний тиск, мм. рт. ст.; T_1 – температура природного газу, °К.

Коефіцієнт стисливості газу Z_1 обчислювався за значеннями тиску P_1 та температури T_1 на підставі модифікованого рівняння стану «Бенедикта–Верба–Рабіна» [3].

Для обчислення значень величин ρ_1 і Z_1 необхідна інформація про поточну величину атмосферного тиску P_a , яка не вимірюється штатними приладами агрегатної і цехової автоматики.

Спостереження за роботою КС велись на протязі січня 2009 року (з 07.01.2009 по

08.02.2009). Дані про зміну атмосферного тиску за вказаний період спостережень були взяті із архіву погоди (http://гр5.ua/Архив_погоды_в_Ромнах).

Спостереження за атмосферним тиском велись з інтервалом в одну годину. Оскільки інформаційно–вимірвальна система технологічні параметри ГПА фіксує з дискретністю 5 хв., то для обчислення ρ_1 і Z_1 необхідно знати P_a через кожні 5 хв. Таким чином, виникає задача побудови інтерполяційного полінома для визначення значень P_a поза вузлами інтерполяції. У тих випадках, коли кількість вузлів апроксимації є досить великою, то немає змісту використовувати інтерполяційні поліноми Ньютона чи Лагранжа [4]. Доцільніше у такій ситуації використовувати Кусково–поліноміальну апроксимацію, яка складається із окремих многочленів невисокої степені і які носять назву сплайнів. Найчастіше використовують кубічний сплайн, який на відрізку часу $[t_k; t_{k+1}]$, $k=1, N-1$ інтерполює дану функцію $P_a(t)$ інтерполяційним поліномом

$$P_a^k(t) := \left\{ \begin{array}{l} P_a^k(t) = a_k + b_k(t-t_k) + \\ c_k(t-t_k)^2 + d_k(t-t_k)^3 \mid t \in [t_k; t_{k+1}] \end{array} \right\}, (35)$$

Коефіцієнти a_k , b_k , c_k і d_k інтерполяційного полінома (35) визначались із умови інтерполяції у вузлах сплайна та граничної умови. Обчислені значення атмосферного тиску за формулою (35), а також значення тисків, температур природного газу на вході і виході нагнітача та частота обертання ротора ВЦН і перепад тиску на конфузори були сформовані у вигляді матриці спостережень F розміром $N \times m$, де $N = 2933$, а m – розмірність вектора технологічних параметрів \bar{u} ($m = 6$).

На протязі часу спостережень мали місце зупинки ГПА і інформаційно–вимірвальною системою фіксувались нульові значення цілого ряду параметрів. Досвід експлуатації ГПА показує, що більше 90 % часу ГПА працюють у сталих режимах. Тому як вихідні дані у задачі параметричної ідентифікації були вибрані ті значення, які мали місце при сталому режимі роботи ГПА. Для цього із масиву даних за допомогою розробленої підпрограми одночасно вилучались всі значення технологічних параметрів, які були зафіксовані на момент часу t_i , якщо хоча би один технологічний параметр набував нульового значення.

На основі синтезованого алгоритму було створене програмне забезпечення методу

параметричної ідентифікації технічного стану ВЦН природного газу у середовищі MatLab, яке складається з наступних блоків: формування матриці спостережень F ; обчислення елементів матриці Якобі; визначення напрямку пошуку та розрахунку параметрів X_0, \mathbf{K}, X_4 моделі (21). Результат роботи розробленого програмного забезпечення відтворює рис. 2. Були отримані наступні значення параметрів математичної моделі (21): $X_0 = 0,08$; $X_1 = 0,8525$; $X_2 = 1,1660$; $X_3 = 0,0054$; $X_4 = 0,015$.

Адекватність математичної моделі (21) оцінювалась за допомогою коефіцієнта кореляції $K_{\Phi Q}$ між значеннями продуктивності нагнітача Φ та Q , а також обчислювалось середнє квадратичне відхилення розрахункових значень Q від відповідних експериментальних значень Φ . Було отримано: $K_{\Phi Q} = 0,89$ і $\sigma_Q = 0,121 \text{ м}^3/\text{с}$.

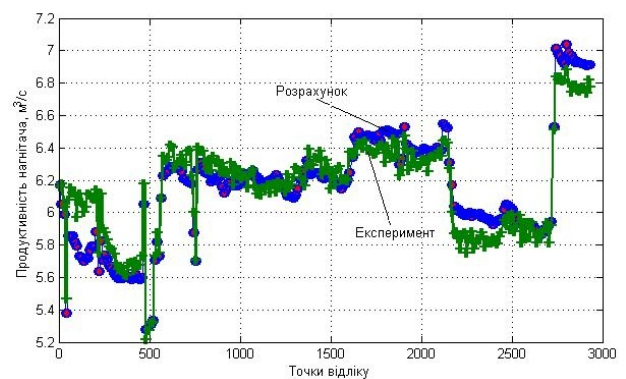


Рисунок 2 – Зміна продуктивності нагнітача природного газу в часі

Для підвищення точності параметричної ідентифікації технічного стану ВЦН природного газу слід підвищити точність вимірювання продуктивності нагнітача, яка при існуючому способі вимірювання через перепад тиску на конфузори може досягати 20 % [12].

ВИСНОВКИ

Отримана математична модель, яка визначає продуктивність ВЦН через його технологічні та геометричні параметри, дає змогу за зміною останніх оцінити технічний стан нагнітача природного газу. Така оцінка здійснюється у два етапи. На першому етапі для нового ВЦН (або після капітального ремонту) визначають всі параметри моделі, а на другому етапі тільки ті узагальнені параметри, які залежать від геометричних розмірів робочого колеса і лопатевого дифузора, що змінюють свої значення у процесі експлуатації.

1. Арсеньев Л. В. Газотурбинные установки. Конструкция и расчет: справочное пособие / Л. В. Арсеньев, Ф. С. Бедчер, И. А. Богов [и др.]; под общ. ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Трышкина. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1978. – 232 с. 2. Li Y. G. A Gas Turbine Diagnostic Approach with Transient Measurements / Y. G. Li // *Journal of Power and Energy*. – 2003. – Vol. 217, # 2. – pp. 169 – 177. 3. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення: ДСТУ 2389 – 94 – [Чинний від 01.01.1995]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 24 с. 4. Асланян А. Е. Локалізація несправностей в лінійних динамічних системах / А. Е. Асланян, Бельська О. А. // *Збірник наукових праць ЦНДІ ОБТ*. – К.: ЦНДІ ОБТ, 2007. – Вип. 18. – С. 3 – 8. 5. Зарицкий С. П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / С. П. Зарицкий. – М.: Недра, 1986. – 198 с. 6. Зарицкий С. П. Диагностирование надежности узлов газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / С. П. Зарицкий, Ю. С. Чарный, М. Х. Шульман // *Газовая промышленность*. – 1984. – № 6. – С. 27 – 32. 7. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя; [пер. с англ. А. С. Манделя, А. В. Назина под. ред. Я. З. Цыпкина] / Л. Льюнг. – М.: Наука, 1991. – 432 с. 8. Трубопроводный транспорт газа: монография. / М. П. Ковалко, В. Я. Грудз, В. Б. Михалків, Д. Ф. Тимків, Л. С. Шлапак, О. М. Ковалко. – Київ: Арена Еко, 2002. – 600 с. 9. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины: монография / В. Ф. Рис – М.–Л.: Машиностроение, 1964. – 336 с. 10. Степанов А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздухоподувки и вентиляторы. Теория, конструкция и применение; пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1960. – 347 с. 11. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Пер с нем. – М.: Машиностроение, 1960. – 682 с. 12. Ильченко Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів: монографія / Б. С. Ильченко. – Харків: ХНАМГ, 2011. – 228 с. 13. Ziegler Kai U. A study on impeller-diffuser interaction. Pt.1. Influence on the performance. / Ziegler Kai U., Gallus Heinz F., Niehuis Reinhard; *Trans. ASME. J. Turbomach*, 2003. – 125. – № 1. P. 173 – 182. 14. Горбійчук М. І. Ідентифікація діагностичних ознак нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, М. І. Козутяк, О. А. Скріпка // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 2005. – № 4(17). – С. 39. 15. Гилл Ф. Практическая оптимизация; пер. с англ. / Ф. Гилл, У. Мюррей – М.: Мир, 1985. – 509 с. 16. Ермаков С.М. Математическая теория оптимального эксперимента / С.М.Ермаков, А. А. Жиглявский – М.: Наука, 1987.– 280 с. 17. М.І. Моделювання об'єктів і систем керування в нафтовій та газовій промисловості. Навчальний посібник / М. І. Горбійчук – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. – 603 с. 18. Лоусон Ч., Хенсон Р. Численное решение задач метода наименьших квадратов; пер. с англ. / Ч. Лоусон, Р. Хенсон – М.: Наука, 1986. – 232 с.

Поступила в редакцію 22.11.2012р.

**Рекомендував до друку докт. техн. наук,
доц. Лютак І. З.**