

Наука і сучасні технології

УДК 519.684.4

МЕТОД ПАРАМЕТРИЧНОЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВОСТУПЕНЕВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

М. І. Горбійчук, В. М. Медведчук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: gorb@nung.edu.ua

На основі рівнянь матеріального та енергетичного балансів удосконалена математична модель, що виражає залежність продуктивності двоступеневого нагнітача природного газу від його технологічних та геометричних параметрів. Перевірка ефективності отриманої математичної моделі здійснювалась за допомогою відповідного програмного забезпечення із використанням промислових даних, що отримані як результат спостереження за роботою компресорної станції КС-39 «Прогрес» Богородчанського ЛВУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз». Адекватність математичної моделі оцінювалась за допомогою коефіцієнта кореляції та середньоквадратичного відхилення, які рівні 0.87 та 6.96 відповідно.

Ключові слова: математична модель, двоступеневий відцентровий нагнітач природного газу, адекватність математичної моделі, компресорна станція, коефіцієнт кореляції, середньоквадратичне відхилення.

На основе уравнений материального и энергетического балансов усовершенствована математическая модель, выражающая зависимость производительности двухступенчатого нагнетателя природного газа от его технологических и геометрических параметров. Проверка эффективности полученной математической модели осуществлялась с помощью соответствующего программного обеспечения с использованием промышленных данных, полученных как результат наблюдения за работой компрессорной станции КС-39 «Прогресс» Богородчанского ЛПУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз». Адекватность математической модели оценивалась с помощью коэффициента корреляции и среднеквадратичного отклонения, равные 0.87 и 6.96 соответственно.

Ключевые слова: математическая модель, двухступенчатый центробежный нагнетатель природного газа, адекватность математической модели, компрессорная станция, коэффициент корреляции, среднее отклонение.

The mathematical model, which expresses the dependence of two stage natural gas pump efficiency on its technological and geometrical parameters, was improved on the basis of the equation of material and energy balances. The obtained mathematical model efficiency was tested with the help of the corresponding software and field data, which had been obtained as a result of investigation of the operation of the compressor station KS-39 "Prohres" of Bohorodchany LVUMH of "Prykarpattransgaz" UMH. The adequacy of the mathematical model was estimated with the help of the correlation coefficient and mean-square deviation, which are equal to 0.87 and 6.96 respectively.

Keywords: mathematical model, two stage centrifugal natural gas pump, adequacy of the mathematical model, compressor station, correlation coefficient, mean-square deviation.

Вступ

Газотранспортна система (ГТС) України на сьогодні є її національним багатством, причиною її економічного зростання та розвитку. До складу ГТС України входять 71 компресорна станція (КС), 13 підземних сховищ газу (ПСГ), мережа газорозподільчих і газовимірвальних станцій, основним елементом яких є відцентровий нагнітач (ВЦН). Розрізняють одноступеневі відцентрові нагнітачі зі ступенем 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. м³/добу), 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 відцентро-

вими нагнітачами не перевищує 0,29, а з регенератором тепла може досягати до 0,35 [1].

Для забезпечення надійної та безпечної експлуатації основного обладнання компресорних станцій широко використовуються методи контролю та ідентифікації технічних станів відцентрових нагнітачів, які дають можливість виявити пошкодження на початковій стадії їх розвитку, оцінити допустимість подальшої експлуатації ВЦН із врахуванням прогнозування його технічного стану при виявленні дефектах. У зв'язку з цим зростає значення систем технічної діагностики, яка являє собою галузь знань, що досліджує технічний стан обладнання, розробляє методи визначення технічного стану.

ВЦН природного газу можна розглядати як динамічну систему, що характеризується множиною параметрів, які визначають наявність відповідних множин технічних станів нагнітачів. Розпізнавання та прогнозування технічного стану ВЦН здійснюється за допомогою формального опису простору технічних станів нагнітача, який складається із сукупності вхідних та вихідних параметрів ВЦН. Даний формальний опис називається математичною моделлю і базується на відповідних законах збереження кількості руху, збереження маси (рівняння нерозривності), збереження моменту кількості руху і збереження енергії газових потоків.

Огляд робіт

Конструкція проточної частини ВЦН істотно впливає на його теплотехнічні характеристики. У результаті зносу основних елементів проточної частини ВЦН відбувається зміна його фактичних характеристик відносно паспортних. Відомо, що незначні пошкодження лопаток та проточної частини ВЦН призводить до значного зменшення його політропного к. к. д. та ступеня підвищення тиску. Найбільші втрати виникають внаслідок тертя основного та покривного дисків. Втрати газу на протікання у лабиринтних ущільненнях є меншими за своєю абсолютною величиною, проте збільшують загальні втрати приблизно удвічі, і від їх величини та напрямку залежать втрати на тертя. Найбільший вплив на політропний к. к. д. нагнітача має збільшення зазорів в ущільненнях покривного диску у порівнянні з ерозійним зносом лопаток РК та лопаткового дифузора (ЛД) або безлопаткового дифузора (БЛД). Збільшення радіального зазору в ущільненні покривного диску на 1мм призводить до зменшення к. к. д. на 1,1-1,4% [2-5].

Проблеми досягнення оптимальної роботи нагнітачів в залежності від геометричних розмірів їх проточних частин розглянуті авторами [3-10], які в основному використовують дослідження Еккерта, К. Пфлейдерера, А. І. Степанова, В. Траупеля. Значний внесок у даний аспект науки зробив Рис В. Ф. [3], який на основі експериментального матеріалу, у своїх роботах характеризує втрати в елементах нагнітача та вплив окремих факторів конструкції проточної частини ВЦН на політропний к. к. д. та форму його теплотехнічних характеристик.

Так як основні втрати виникають у проточній частині ВЦН, у Ільченко Б. С. у своїй монографії [2] описує метод газодинамічного розрахунку проточної частини, на основі якого визначаються коефіцієнти втрат у РК та ЛД. Із використанням даних коефіцієнтів визначається зазор в ущільненні покривного диска та обчислюються фактичні характеристики ВЦН за його вимірюваними параметрами. Розрахунок фактичних характеристик ВЦН запропонованим методом дозволяє з великим ступенем точності врахувати вплив зносу на фактичні параметри режиму для всього діапазону робочих навантажень. Проте в даній роботі не наведена математична модель ВЦН, яка б разом із автоматизованими системами контролю забезпечила високу ефективність технічної діагностики ВЦН природного газу.

Мета дослідження

Метою даної роботи є удосконалення діагностичної моделі, яка отримана у роботі [11], для двоступеневого нагнітача природного газу.

Основна частина

Схему проточної частини двоступеневого нагнітача зображено на рис. 1, де цифрами позначені розрахункові точки [12].

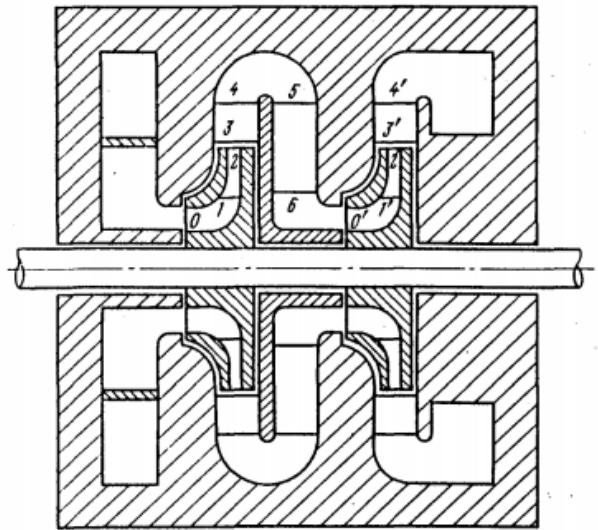


Рисунок 1 – Схема проточної частини двоступеневого нагнітача

Підвищення тиску відбувається у двох елементах нагнітача: робочих колесах і лопатковому дифузори першої і другої ступенів.

Газ із першої ступені до другої тече через поворотний канал (ділянка 4 – 5), зворотний напрямний канал (ділянка 5 – 6) і поступає до вхідної ділянки 6 – 1' колеса другої ступені (розрахункові точки другої ступені помічені штрихами).

У поворотному каналі і на вхідній ділянці колеса другої ступені стисненням газу можна знехтувати [12]. Тому допускається, що на ділянці 4 – 1' параметри газу не змінюються, і всі канали об'єднані в одну розрахункову точку б.

Аналогічно допускають [12], що у збірній кільцевій камері і нагнітальному патрубку стиснення газу не відбувається, відповідно параметри газу залишаються незмінними (розрахункова точка 4').

Запишемо рівняння енергетичного балансу для першого ступеня, допускаючи, що впродовж всього часу руху газу через нагнітач теплообмін з навколишнім середовищем відсутній. Тоді

$$Q_2 P_2 = Q_1 P_1 + Mgh_1, \quad (1)$$

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 першої ступені нагнітача.

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

Аналогічне рівняння енергетичного балансу буде мати місце і для другої ступені нагнітання:

$$Q_3 P_3 = Q_2 P_2 + Mgh_2, \quad (2)$$

де Q_3, P_3 – об'ємна продуктивність нагнітача і тиск на виході другої ступені;

h_2 – повний напір другої ступені нагнітача.

Вилучивши із рівнянь (1) і (2) добуток $Q_2 P_2$, приходимо до такого результату:

$$Q_3 P_3 = Q_1 P_1 + Mgh, \quad (3)$$

де $h = h_1 + h_2$ – повний напір нагнітача.

Поділивши рівняння (3) на Q_3 та враховуючи те, що $M_1 = Q_1 \rho_1$ і $M_3 = Q_3 \rho_3$, а $M_1 = M_3 = M$ рівняння (3) набуде такого вигляду:

$$P_3 = k_v P_1 + \rho_3 gh, \quad (4)$$

де $k_v = \frac{\rho_3}{\rho_1}$ – поправка на стиснення газу [9];

$\rho_i, i=1,3$ – густина газу.

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

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{\rho_3}{\rho_1} = k_v.$$

Поділивши рівняння (4) на P_3 отримуємо

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{Q_1}{Q_3} + \frac{\rho_3}{P_1} gh. \quad (5)$$

Із рівності $Q_1 \rho_1 = Q_3 \rho_3$ визначимо

$\rho_3 = \rho_1 \frac{Q_1}{Q_3} = \rho_1 k_v$. Оскільки ступінь підвищення

тиску $\varepsilon = \frac{P_3}{P_1}$, то, підставляючи ρ_3 у рівняння (5), отримаємо

$$\varepsilon = k_v \left(1 + \frac{\rho_1}{P_1} gh \right). \quad (6)$$

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

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

Останній результат дає можливість формулу (6) записати в такому вигляді:

$$\varepsilon = k_v \left(1 + \frac{1}{z_1 RT_1} gh \right). \quad (7)$$

Як правило, газ до лопаток колеса першої ступені підводиться у радіальному напрямку. Тому тангенсна складова абсолютної швидкості c_{u1} дорівнює нулю і для нагнітача запишемо формулу [3]

$$h_{e1} = \frac{\Phi_{u2}^{(1)} u_2^{(1)2}}{g}, \quad (8)$$

У відповідності до формули Ейлера робота, що витрачається на переміщення одного кілограма газу через друге колесо нагнітача

$$h_{e2} = \frac{1}{g} \left(\Phi_{u2}^{(2)} u_2^{(2)2} - \Phi_{u1}^{(2)} u_1^{(2)2} \right). \quad (9)$$

У формулах (8) і (9) прийняті такі позначення:

h_{e1}, h_{e2} – напір за Ейлером відповідно для першого і другого коліс;

$\Phi_{u2}^{(1)}; \Phi_{u2}^{(2)} \Phi_{u3}$ – відповідно коефіцієнти витрат, віднесені до виходу першої та входу і виходу другої ступенів;

$u_2^{(1)}$ – колова швидкість, віднесена до виходу першого відцентрового колеса,

$u_1^{(2)}, u_2^{(2)}$ – колові швидкості, віднесені до входу і виходу другого відцентрового колеса.

Очевидно, що повний напір нагнітача буде дорівнювати сумі напорів h_{e1} , і h_{e2} , тобто

$$h = h_{e1} + h_{e2}.$$

З врахуванням формул (8) і (9) матимемо

$$h_e = \frac{\Phi_{u2}^{(1)} u_2^{(1)2} + \Phi_{u2}^{(2)} u_2^{(2)2} - \Phi_{u1}^{(2)} u_1^{(2)2}}{g}. \quad (10)$$

Величина h_e не враховує, між іншим, перетікання газу через ущільнення в кількості $\frac{M_{np}}{M}$, що збільшує роботу стиску [3] 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}, Bm ,

то повна робота, яка затрачується на стиснення одного кілограма газу

$$hg = \left(1 + \frac{M_{np}}{M}\right) h_e g + \frac{N_{TP}}{M}. \quad (11)$$

Втрати на перетікання газу через ущільнення розраховують за формулою Стодоли. Якщо D_{si} – діаметр ущільнення, s_i – радіальний зазор, Z_{si} – число ущільнень, ΔP_i – перепад тиску, а ρ_{ci} – середня густина газу в i -тому ущільненні, то

$$M_{np}^{(i)} = \alpha_i \pi s_i D_{si} \rho_{ci} \sqrt{\frac{2\Delta P_i}{Z_{si} \rho_{ci}}}, \quad (12)$$

де α_i – коефіцієнт витрати, який залежить від конструкції ущільнення

$i=1,2$; індекс «1» відноситься до параметрів першого колеса, а індекс «2» – до другого колеса.

Відношення величин $\frac{\Delta P_i}{\rho_{ci}}$ розраховують за формулою Степанова [13]

$$\frac{\Delta P_i}{\rho_{ci}} = \frac{3}{4} \cdot \frac{u_2^{(i)2} - u_1^{(i)2}}{2}. \quad (13)$$

Тангенційні складові абсолютних швидкостей $u_{i,1}$ і $u_{i,2}$ газу на вході і виході i -го ($i=1,2$) колеса нагнітача виразимо через конструктивні параметри i -го колеса

$$u_1^{(i)} = \omega R_1^{(i)}, \quad u_2^{(i)} = \omega R_2^{(i)}, \quad (14)$$

де ω – кутова швидкість ротора нагнітача;

$R_1^{(i)}, R_2^{(i)}$ – внутрішній та зовнішній радіуси i -го робочого колеса.

З врахуванням співвідношень (13) і (14), формула (12) набуде такого вигляду:

$$M_{np}^{(i)} = 0,5 \alpha_i \pi s_i D_{si} \rho_{ci} \omega \sqrt{\frac{3}{Z_{si}} (R_2^{(i)2} - R_1^{(i)2})}, \quad i=1,2.$$

Введемо таке позначення:

$$K_{np}^{(i)} = 0,5 \alpha_i \pi s_i D_{si} \sqrt{\frac{3}{Z_{si}} (R_2^{(i)2} - R_1^{(i)2})} \quad i=1,2. \quad \text{Тоді}$$

$$M_{np}^{(i)} = K_{np}^{(i)} \rho_{ci} \omega. \quad (15)$$

Оскільки значення коефіцієнта витрати α_i визначається лише конструкцією i -го колеса [3], то коефіцієнт $K_{np}^{(i)}$ залежить тільки від його геометричних параметрів.

Очевидно, що загальні перетікання газу M_{np} через ущільнення можна обчислити як суму перетікань газу через ущільнення першого і другого коліс

$$M_{np} = M_{np}^{(1)} + M_{np}^{(2)}.$$

З врахуванням значень $M_{np}^{(i)}$, $i=1,2$, які визначаються формулою (15), матимемо

$$M_{np} = (K_{np}^{(1)} \rho_{c1} + K_{np}^{(2)} \rho_{c2}) \omega. \quad (16)$$

Тепер значення $\frac{M_{np}}{M}$, яке входить у формулу (11) буде таким:

$$\frac{M_{np}}{M} = \frac{(K_{np}^{(1)} \rho_{c1} + K_{np}^{(2)} \rho_{c2}) \omega}{M},$$

де $\rho_{c1} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$; $\rho_{c2} = \frac{\rho_2 + \rho_3}{2}$.

У більшості випадків для двоступеневих нагнітачів – $R_1^{(1)} = R_1^{(2)} = R_1$, $R_2^{(1)} = R_2^{(2)} = R_2$; $D_{s1} = D_{s2} = D_s$; $Z_{s1} = Z_{s2} = Z_s$. Оскільки геометричні розміри ущільнень однакові, то допускаємо, що $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$. Отримані співвідношення між геометричними розмірами першого і другого коліс дають підстави стверджувати, що $K_{np}^{(1)} = K_{np}^{(2)} = K_{np}$, а це дозволяє останній вираз подати у такому вигляді:

$$\frac{M_{np}}{M} = 0,5 K_{np} (\rho_1 + \rho_3 + 2\rho_2) \frac{\omega}{M}.$$

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

$$\frac{M_{np}}{M} = 0,5 K_{np} \left(1 + \frac{\rho_3}{\rho_1} + 2 \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \frac{\omega}{Q_1}.$$

Оскільки $\frac{\rho_3}{\rho_1} = k_v$, то

$$\frac{M_{np}}{M} = 0,5 \left(1 + k_v + 2 \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \frac{K_{np}}{q}, \quad (17)$$

де $q = \frac{Q_1}{\omega}$ – об'єм газу, який поступає на вхід першого колеса при повороті ротора нагнітача на один радіан.

Втрати на тертя можна обчислити на основі формул Степанова і Пфлейдерера [13, 14]. Для i -тої ступені

$$N_{TP}^{(i)} = k_{i,T} \rho_{i,2} D_2^{(i)2} u_2^{(i)3}, \quad i=1,2.$$

де $k_{i,T}$ – постійний коефіцієнт, значення якого зумовлено технологією обробки лопаток колеса нагнітача.

Допускаємо, що $k_{1,T} = k_{2,T} = k_T$.

Якщо значення $u_{i,2}$, яке обчислюється за формулою (14), підставити в останнє рівняння, то отримаємо

$$N_{TP}^{(i)} = K_{i,T} \rho_{i,2} \omega^3,$$

Враховуючи те, що $N_{TP} = N_{TP}^{(1)} + N_{TP}^{(2)}$, $D_2^{(1)} = D_2^{(2)} = D_2$, $\rho_{1,2} = \rho_2$ і $\rho_{2,2} = \rho_3$, маємо

$$N_{TP} = K_T (\rho_2 + \rho_3) \omega^3,$$

де $K_T = k_T \frac{D_2^5}{8}$.

Отже,

$$\frac{N_{TP}}{M} = K_T \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} + k_v\right) \frac{\omega^2}{q}. \quad (18)$$

Мінімум затрат енергії у при стисненні газу двоступеневим нагнітачем буде мати місце при рівності ступенів підвищення тисків [15], тобто

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_k. \quad (19)$$

На практиці, як правило, відступають від принципу рівномірного розподілу затрат енергії за ступенями, і на другий ступінь припадає дещо менший ступінь підвищення тиску. Тому для двоступеневого нагнітача рівність (19) буде наближеною.

Нехай ε_1 і ε_2 ступені підвищення тиску першого та другого ступенів. Тоді загальна ступінь підвищення тиску $\varepsilon = \varepsilon_1 \varepsilon_2$. Якщо врахувати формулу (19), то можна обчислити

$$\varepsilon_k = \sqrt{\varepsilon}. \quad (20)$$

Визначимо відношення густин газу $\frac{\rho_2}{\rho_1}$, які входять у формули (17) і (18). Для цього скористаємося рівнянням стану реального газу

$$\rho_i = \frac{P_i}{z_i R T_i}, \quad i=1,2. \quad (21)$$

Формула (21) дає змогу отримати такий результат:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{z_1 T_1}{z_2 T_2}.$$

Між температурами T_1 і T_2 та тисками P_1 і P_2 існує функціональний взаємозв'язок

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{z_2 T_2}{z_1 T_1} \right)^{\sigma_1}, \quad (22)$$

де $\sigma_1 = \frac{m_1}{m_1 - 1}$;

m_1 – показник політропи, який є функцією тисків P_1 і P_2 та температур T_1 і T_2 .

Враховуючи співвідношення (20) і (22), отримаємо

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \varepsilon^{\frac{1}{2m_1}}. \quad (23)$$

Підставляючи значення $\frac{M_{np}}{M}$ і $\frac{N_{TP}}{M}$, які визначаються формулами (17) і (18) в (11), і враховуючи формулу (23), отримаємо

$$hg = \left(1 + 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) \frac{K_{np}}{q} \right) h_e g + K_T (k_v + k_{v_1}) \frac{\omega^2}{q}. \quad (24)$$

Для визначення значення показника політропи m_1 для умов входу у другу ступень необхідно знати тиск P_2 і температуру T_2 . Оскільки

має місце співвідношення $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, то $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2}$.

Звідси знаходимо, що

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_3}. \quad (25)$$

Для двоступеневих нагнітачів підвищення температури після першої ступені можна обчислити за такою формулою [16]:

$$\Delta T_1 = \frac{T_3 - T_1}{2},$$

де T_3 – температура газу на виході із нагнітача.

Тоді температура газу T_2 на виході із першої ступені буде такою:

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1. \quad (26)$$

Тепер зосередимо свою увагу на величині $h_e g$, значення якої визначається за формулою (10). Для обчислення функцій $\varphi_{u_2}^{(i)}$, $i=1,2$ та $\varphi_{u_1}^{(2)}$ скористаємося формулою Пфлейдерера [14], враховуючи при цьому, що внутрішні і зовнішні діаметри коліс, число лопаток, вхідні і вихідні лопатеві кути та середня товщина лопаток робочих коліс першої та другої ступені робочих коліс однакові

$$\varphi_{u_2}^{(i)} = \mu \left(1 - \varphi_{r_2}^{(i)} \text{ctg} \beta_2 \right), \quad i=1,2,$$

$$\varphi_{u_1}^{(2)} = \mu \left(1 - \varphi_{r_1}^{(2)} \text{ctg} \beta_1 \right).$$

В останніх формулах $\varphi_{r_1}^{(2)} = \frac{Q_1}{F_1^{(2)} u_1^{(2)} k_{v_1}}$,

$\varphi_{r_2}^{(i)} = \frac{Q_1}{F_2^{(i)} u_2^{(i)} k_{v_i}}$, $i=1,2$, де $F_1^{(2)} = \pi D_1 b_1^{(2)}$,

$F_2^{(1)} = \pi D_2 b_2^{(1)} \tau$, $F_2^{(2)} = \pi D_2 b_2^{(2)} \tau$ $\tau = 1 - \frac{z_s \delta_m}{\pi D_2 \sin \beta_2}$,

b_1 , b_2 - ширина лопаток колеса першого і другого робочих коліс; z_s , δ_m - число лопаток і середня товщина лопаток кожного із двох коліс; μ - поправка на кінцеве число лопаток; β_1 , β_2 - вхідний і вихідний лопатеві кути робочих

коліс; $k_{v_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$; $k_{v_2} = k_v = \frac{\rho_3}{\rho_1}$. Виходячи із співвідношень (15), можна стверджувати, що $u_2^{(1)} = u_2^{(2)} = u_2$ і $u_1^{(2)} = u_1$.

Отже, формула (10) набуде такого вигляду:

$$h_e g = \mu \left(2u_2^2 - u_1^2 - Q_1 \left(\left(\frac{1}{F_2^{(1)} k_{v_1}} + \frac{1}{F_2^{(2)} k_{v_2}} \right) u_2 \text{ctg} \beta_2 - \frac{u_1 \text{ctg} \beta_1}{F_1^{(2)} k_{v_1}} \right) \right),$$

де $k_{v_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \varepsilon^{\frac{1}{2m_1}}$, $k_{v_2} = k_v = \frac{\rho_3}{\rho_1}$.

Оскільки $\frac{\rho_3}{\rho_1} = \frac{P_3}{P_1} \cdot \frac{z_1 T_1}{z_3 T_3}$, а $\frac{P_3}{P_1} = \left(\frac{z_3 T_3}{z_1 T_1} \right)^{\sigma_2}$, то

$$\frac{\rho_3}{\rho_1} = \varepsilon^{\frac{1}{m_2}}.$$

Якщо врахувати значення u_1 і u_2 , які визначаються із формул (14), то

$$h_e g = \omega^2 \left(X_0 - q \left(\frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v} \right) \right), \quad (27)$$

де $X_0 = \mu(2R_2^2 - R_1^2)$;

$$X_1 = \mu \left(\frac{R_2 \text{ctg} \beta_2}{F_2^{(1)}} - \frac{R_1 \text{ctg} \beta_1}{F_1^{(2)}} \right),$$

$$X_2 = \frac{\mu R_2 \text{ctg} \beta_2}{F_2^{(2)}}.$$

Поправочний коефіцієнт μ Пфлейдерер рекомендує обчислювати за такою формулою:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{a + 1,2 \sin \beta_2}{z_s (1 - \lambda^2)}},$$

де a – постійна величина;

$$\lambda = \frac{D_1}{D_2}.$$

Тепер можемо записати формулу для обчислення повної роботи, яка тратиться на стиснення одного кілограма газу. Для цього у вираз (24) підставимо значення $h_e g$, яке визначається формулою (27). В результаті отримаємо

$$hg = \omega^2 \left[\left(1 + 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) \frac{K_{np}}{q} \right) \times \left(X_0 - q \left(\frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v} \right) \right) + K_T \frac{k_{v_1} + k_v}{q} \right].$$

Останній вираз дає змогу формулу (7) записати в такому вигляді:

$$\varepsilon = k_v \left[1 + \frac{1}{z_1 RT_1} \omega^2 \left(\left(1 + 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) \frac{K_{np}}{q} \right) \times \left(X_0 - q \left(\frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v} \right) \right) + K_T \frac{k_{v_1} + k_v}{q} \right) \right]. \quad (28)$$

У формулі (28) величини k_v і k_{v_1} виражаються через технологічні параметри нагнітача.

Співвідношення (28) можна спростити, якщо скористатися зведеними технологічними параметрами. Об'ємну продуктивність при умовах всмоктування замінимо зведеною продуктивністю

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

а частоту обертання робочого колеса n замінюємо на зведену частоту

$$n_{II} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{A_0}{z_1 RT_1}},$$

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 $\frac{\omega}{\omega_n}$.

Тому $q = \frac{Q_1}{\omega} = \frac{Q_{II}}{\omega_n}$ і $\omega = n_{II} \omega_n \sqrt{\frac{z_1 RT_1}{A_0}}$.

Якщо тепер в рівняння (28) підставити значення ω , то отримаємо

$$\left(\frac{\varepsilon}{k_v} - 1 \right) A = n_{II}^2 \left[\left(1 + 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) \frac{K_{np}}{q} \right) \times \left(X_0 - q \left(\frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v} \right) \right) + K_T \frac{k_{v_1} + k_v}{q} \right], \quad (29)$$

де $A = \frac{A_0}{\omega_n^2}$.

Під впливом експлуатаційних чинників таких як різні режими роботи, якість природного газу, що перекачується, дотримання персоналом компресорних станцій правил технічної експлуатації, змінюються теплотехнічні характеристики ВЦН. Такі зміни переважно відбуваються через [2] ерозійний знос вхідних напрямних апаратів, дисків і лопаток робочих коліс, лопатевих або безлопатевих дифузорів; через знос вусиків, що ущільнюють у лабіринтових ущільненнях по накривному диску.

Результатом ерозійного зносу є [2] 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 [17] збільшення зазорів в ущільненнях є руйнування вусиків, через зачіпання їх до лопаток ротора. Таке зачіпання є характерним для режимів пуску і зупину газоперекачувального агрегату, підвищеного рівня вібрації.

Автор роботи [17], 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 меншою мірою впливає на зміну геометричних розмірів лопаток робочого ВЦН.

Аналіз формули (29) свідчить, що величини K_{np} , X_1 і X_2 визначаються через радіальний зазор s , ширину і товщину лопаток δ_m і b_i , тобто $K_{np} = K_{np}(s)$, $X_i = X_i(b_i, \delta_m)$, $i = 1, 2$. З огляду на те, що ці параметри через рівняння (29) зв'язані з технологічними параметрами роботи нагнітача, їх можна вважати діагностичними ознаками, а співвідношення (29) діагностичною моделлю відцентрового двоступеневого нагнітача природного газу.

Залежності $K_{np}(s)$ і $X_i(b_i, \delta_m)$ є складними функціями своїх параметрів, які змінюються

у процесі експлуатації ВЦН, тому доцільно визначати 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 (29) відносно продуктивності нагнітача природного газу. У результаті отримаємо

$$Q_1 = \omega \left(-0,5 \frac{\alpha_1}{\alpha_0} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_0} \right)^2 + \frac{\alpha_2}{\alpha_0}} \right), \quad (30)$$

де $\alpha_0 = \frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v}$;

$$\alpha_1 = \left(\frac{\varepsilon}{k_v} - 1 \right) \frac{A}{n_{\Pi}^2} - X_0 +$$

$$+ 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) \left(\frac{X_1}{k_{v_1}} + \frac{X_2}{k_v} \right) K_{np};$$

$$\alpha_2 = 0,5(1 + k_v + 2k_{v_1}) X_0 K_{np} + K_T (k_{v_1} + k_v).$$

Експериментальна перевірка діагностичної моделі для двоступеневого відцентрового нагнітача природного газу здійснювалась за результатами спостережень за роботою ГПА типу ЕГПА-25РЧ на КС «Богородчани» (КС-39 «Прогрес») Богородчанського ЛВУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз». Вимірювання і реєстрація технологічних параметрів нагнітача здійснювалось за допомогою штатних приладів агрегатної і цехової автоматики, якими оснащена компресорна станція. Продуктивність ВЦН за параметрами входу (m^3/c) визначалась за результатами вимірювань перепаду тиску природного газу на конфузори за формулою

$$Q_1 = A_k \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_{kf}}{P_1} \right) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{kf} \cdot 0,1033 \cdot z_1 \cdot (t_1 + 273,15)}{\rho_{st} \cdot 293,15 \cdot (P_1 + 0,1033)}},$$

де A_k – коефіцієнт об'ємної продуктивності конфузора ВЦН, наведений у технічній документації на даний тип ВЦН, m^2 ;

ΔP_{kf} – перепад тиску на конфузори, МПа;

P_1 – тиск на вході ВЦН, МПа;

t_1 – температура газу на вході в нагнітач, °С;

z_1 – коефіцієнт стисливості газу за умов всмоктування;

ρ_{st} – густина газу за стандартних умов, kg/m^3 .

Коефіцієнт стисливості газу z_1 обчислюється за значеннями тиску P_1 та температури T_1 на підставі модифікованого рівняння стану «Бенедикта-Вебба-Рабіна» [18].

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 впродовж серпня 2013 року. Дані про зміну атмосферного тиску за вказаний період спостережень були взяті із архіву погоди (<http://meteopost.com/weather/archive/>) Спостереження за атмосферним тиском велись через 30 хв, а інформаційно-вимірювальна система технологічні параметри ГПА фіксує з дискретністю 2 год., то для обчислення ρ_1 і z_1 взято значення P_a через кожні 2 год. відповідно.

Експериментальна перевірка діагностичної моделі здійснювалась у середовищі Matlab, в результаті чого були отримані наступні значення параметрів математичної моделі (30): $X_0 = 0,3938$; $X_1 = 0,1895$; $X_2 = 2,7593$; $K_{np} = 0,0018$; $K_T = 0,1965$. Результат перевірки математичної моделі відображено на рис. 2.

Адекватність математичної моделі (30) оцінювалась за допомогою коефіцієнта кореляції $K_{\tilde{Q}Q}$ між значеннями продуктивності нагнітача \tilde{Q} та Q , а також обчислювалось середньоквадратичне відхилення розрахункових значень Q від відповідних експериментальних значень \tilde{Q} . Було отримано - $K_{\tilde{Q}Q} = 0,96$ і $\sigma_Q = 4,51 m^3/c$.

Висновки

На основі рівнянь матеріального та енергетичного балансів удосконалена математична модель для двоступеневого відцентрового нагнітача природного газу. Дана математична модель виражає залежність продуктивності нагнітача природного газу від його технологічних та геометричних розмірів. Експериментальна перевірка отриманої діагностичної моделі проводилась на КС «Богородчани», а її адекватність оцінювалась за допомогою коефіцієнта кореляції $K_{\tilde{Q}Q} = 0,96$ та середньоквадратичного відхилення $\sigma_Q = 4,51 m^3/c$. Для підвищення точності отриманих результатів слід підвищити точність вимірювання продуктивності нагнітача, яка при існуючому способі вимірювання через перепад тиску на конфузори, може досягати до 20 % [2].

Література

1 Чалаєв Д. М. Рациональное використання газоперекачувальних агрегатів / Д. М. Чалаєв // Трубопровідний транспорт. – 2013. – № 1 (79) – С. 28 – 29.

2 Ільченко Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів: монографія / Б. С. Ільченко. – Харків: ХНАМГ, 2011. – 228 с.

3 Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машин: монографія / В. Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

- 4 Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры: учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб: изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
- 5 Ваняшов А. Д. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин / А. Д. Ваняшов. – Омск: изд-во ОмГТУ, 2007. – 270 с.
- 6 Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
- 7 Галиуллин З. Т. Интенсификация магистрального транспорта газа / З. Т. Галиуллин, Е. В. Леонтьев. – М.: Недра, 1991. – 271 с.
- 8 Завальный П. Н. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей ГПА в газотранспортных системах / П. Н. Завальный, Б. С. Ревзин. – Екатеринбург: УГТУ, 1999. – 105 с.
- 9 Ревзин Б. С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты / Б. С. Ревзин. – М.: Недра, 1986. – 212 с.
- 10 Селезнев В. Е. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем / В. Е. Селезнев, В. В. Алешин, Г. С. Клишин. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 448 с.
- 11 Горбійчук М. І. Лінеаризована діагностична модель відцентрового нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, В. М. Медведчук // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2013. – № 1 (34). – С. 146 – 155.
- 12 Ивановский Н. Н. Центробежные нагнетатели природного газа / Н. Н. Ивановский, В. Н. Криворотько: учебное пособие. – М.: Недра, 1994. – 176 с.
- 13 Степанов А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Теория, конструкция и применение; пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1960. – 347 с.
- 14 Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов; пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1960. – 682 с.
- 15 Страхович К. И. Компрессорные машины / К. И. Страхович, М. И. Френкель, И. К. Кондрашов, В. Ф. Рис. – М.: Госиздат торговой литературы, 1961. – 600 с.
- 16 Чистяков В. М. Центробежные компрессорные машины / В. М. Чистяков, Н. Т. Романенко, Е. С. Фролов. – М.: Машиностроение, 1969. – 328 с.
- 17 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.
- 18 Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення: ДСТУ 2389 – 94 – [Чинний від 01.01.1995]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 24 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
08.06.15*

*Рекомендована до друку
професором Семенцовим Г.Н.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором Пістуном Є.П.
(Національний університет
«Львівська Політехніка», м. Львів)*