

УДК 681.518.2

ЕНЕРГООЩАДНА ТЕХНОЛОГІЯ ДЛЯ АНТИПОМПАЖНОГО КЕРУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИМИ НАГНІТАЧАМИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ДОКАЧУЮЧОЇ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ ПІДЗЕМНОГО СХОВИЩА ГАЗУ

Ю.Є.Бляут

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 4-60-67,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Рассматриваются новые результаты создания энергосберегающей технологии определения приведенных характеристик центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов для решения задач антипомпажного регулирования и защиты на дожимной компрессорной станции подземного хранения газа. Предложенные материалы основаны на результатах научных исследований и анализе производственного опыта.

The new results of creation of new technology of determination of the resulted descriptions are examined centrifugal compresor aggregates for the decision of tasks of the antipompage adjusting and sewn up at the дожимной компрессорной станции подземного хранения of gas. The offered materials are based on the results of scientific researchers and analysis of production experience.

Розробляння енергоощадних технологій для антипомпажного керування відцентровими нагнітачами (ВН) газоперекачувальних агрегатів (ГПА) докачуючих компресорних станцій (ДКС) підземного сховища газу (ПСГ) є актуальною науково-практичною задачею для газотранспортної промисловості України [1] у зв'язку з тим, що одним з найбільш використовуваним в умовах експлуатації режимом роботи ГПА є такий режим, коли робоча точка характеристики ВН знаходиться поблизу границі помпажної зони. При цьому забезпечуються максимальні ККД та завантаження ГПА. Проте, за такого режиму роботи ВН ГПА необхідно забезпечити стабільну роботу ВН і не дати робочій точці витратно-напірної характеристики переміститися в зону помпажу. Це завдання повинна вирішувати автоматична система антипомпажного керування і захисту, яка повинна забезпечити стабільну і надійну роботу ВН поблизу границі помпажної зони [2].

Перші дослідження нестационарних процесів у відцентрових компресорах були розпочаті

у 1958 р. [3] у проблемній лабораторії компресоробудування в Санкт-Петербурзі.

В останні роки актуальною стала проблема діагностування і запобігання помпажу, що базується на нових принципах.

Відомо [1, 2, 3, 4] кілька принципів визначення моментів входу робочої точки ВН в зону помпажу (рис. 1).

Сучасна обчислювальна і інформаційно-вимірвальна техніка сьогодні дає змогу вирішувати багато науково-практичних проблем. Однією з таких проблем є активне керування нестационарними процесами в ГПА з використанням нових досягнень техніки.

Світовою практикою прийнято визначати границю помпажу за витратно-напірними характеристиками експериментальними або аналітичними методами.

Аналітичні методи базуються на непрямих методах розрахунку границі помпажу [5]. Їхня сутність полягає в тому, що положення робочої точки ВН розраховується на базі паспортних витратно-напірних характеристик ВН з прив'яз-

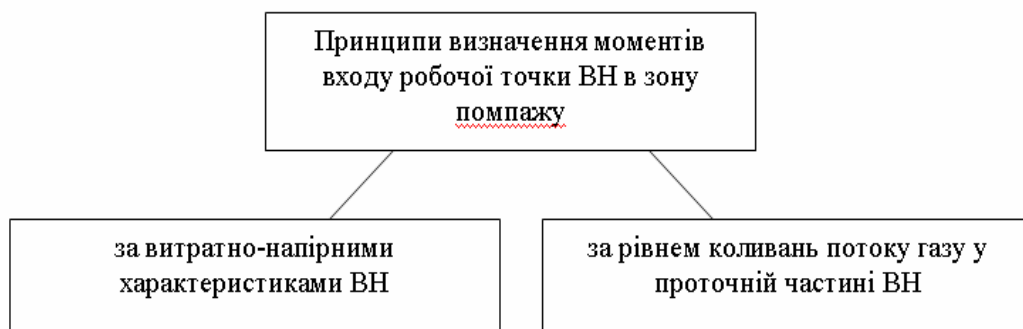


Рисунок 1 – Класифікація принципів визначення моментів входу робочої точки ВН в зону помпажу

кою до паспортної лінії границі помпажу. Потім розраховують необхідний запас за приведеною витратою до границі помпажу та визначають лінію захисту від помпажу. Далі розраховані значення величин відлаштованої лінії вводять у пристрій захисту від помпажу, який запобігає переходу робочої точки ВН в зону небезпечних режимів і не допускає виникнення помпажу.

Разом з тим дослідженнями [1÷7 та ін.] підтверджено, що границя входу в зону помпажу і робоча точка ВН постійно переміщується не тільки одна відносно одної, але й по відношенню до даного значення налагодженої лінії захисту від помпажу. Проте, часто виникають такі режими, коли точка входу в помпажну зону знаходиться ближче до робочої точки, ніж налагоджена лінія захисту від помпажу.

Тому експлуатаційний персонал компресорної станції вимушений переналагоджувати захисну лінію для надійного запобігання аварійним ситуаціям, а саме: відсувати її вправо по характеристиці далі від границі зони помпажу. Проте, це призводить до зменшення діапазону робочої точки ВН. При цьому зростають похибки аналітичних розрахунків положення робочої точки ВН, що призводить до подальшого зміщення налагоджувальної захисної лінії, яка може досягти 20% і більше. Це призводить до перевитрати паливного газу, та неефективної роботи ГПА в цілому за рахунок збільшення об'ємів рециркуляції.

Операції з визначення моментів входу робочої точки ВН в зону помпажу за витратно-напірними характеристиками ВН можуть бути автоматизовані. Ця проблема розв'язується багатьма авторами, але через свою складність та багатоплановість вона не втрачає актуальності.

Отже, аналіз літературних джерел [1÷7 та ін.] свідчить про недостатній об'єм проведених досліджень у цьому напрямку, хоча автоматизоване визначення помпажних характеристик і визначення експлуатаційних характеристик ВН і агрегату загалом є головними функціями керування ГПА. Це викликано тим, що саме на базі цих характеристик виробляється рішення про необхідність оновлення помпажних характеристик або проведення профілактичних робіт на двигуні та нагнітачі.

Отже метою даної роботи є розроблення енергоощадної технології автоматизованого визначення приведених витратно-напірних характеристик відцентрового нагнітача ГПА ДКС ПСГ.

Розроблення методу автоматизованого визначення наведених витратно-напірних характеристик ВН газу базується на застосуванні програмно-технологічного комплексу [6] оперативного контролю та передачі даних про стан технологічного обладнання, який експлуатується на ДКС СПГ «Більче-Волиця».

Особливостями програмно-технічного комплексу є:

- модульна структура програмних і технічних засобів, яка дає змогу легко компонувати функціональний склад комплексу;

- високий ступінь комунікаційного сервісу, що забезпечує легку інтеграцію як до складу розподілених систем верхнього рівня, так і з іншими SCADA-системами за рахунок основних комунікаційних стандартів (TCP/IP, HTML, OPC та ін.).

Автоматичне визначення наведених характеристик відцентрових нагнітачів за допомогою програми базується на вимірюванні частоти обертання ВН, поточних параметрів газу на вході і виході нагнітача (тиск і температура) та вимірюванні витрати перекачуваного газу за перепадом тисків на конфузори ВН. При цьому в систему введені величина відносної густини газу, номінальне значення частоти обертання ВН та приведені значення газової сталої, температури газу і коефіцієнта стискування газу. Вимірювання витрати за перепадом тиску на конфузори ВН використовується як основа перевірки ВН у процесі його прийняття після монтажу, у ході планових випробувань ВН, після ремонту тощо. Отже ця методика визначення витрати перевірена і використовується ефективно.

Проте, є сумніви [6] щодо досконалості даного методу вимірювання витрати через нагнітач: оскільки розміри конфузора не регламентовані, вплив на результати вимірювання відмінностей окремих екземплярів порівняно з еталонним невідомий. Крім того, колесо ВН розташоване безпосередньо за конфузором і його вплив на похибку вимірювання наперед невідомий.

Оскільки основні сумніви у вірогідності вимірювання витрати газу на основі перепаду тиску на конфузори ВН базуються насамперед на впливі можливого розкиду параметрів конфузора, то для спостереження за вимірюванням характеристик ВН в процесі його експлуатації цей метод визначення приведених характеристик цілком придатний, бо конфузори під час експлуатації не змінюються.

Оскільки характеристикою ВН є залежність ступеня стиснення E , політропного коефіцієнта потужності (ККД.) $\eta_{пол}$ і внутрішньої потужності N_i від витрати Q_B за різної частоти обертання ротора [8], то можна записати, що [2]:

$$E, \eta_{пол}, N_i = f_{1,2,3}(Q_B, p_B, \rho_B, D_2, \omega), \quad (1)$$

де: Q_B — витрата;

p_B — тиск;

ρ_B — густина газу за умов всмоктування, званих, зазвичай, початковими;

D_2 — діаметр робочого колеса;

ω — кутова швидкість.

На підставі теорії подібності залежність (1) представляють в критерійній формі:

$$E, \eta_{пол}, \frac{N_i}{\rho_B D_2^2 u_2^3} = f_{1,2,3} \left(\frac{Q_B}{D_2^2 u_2}, \frac{u_2}{\sqrt{z_B R T_B}} \right), \quad (2)$$

де: $u_2 = D_2 \omega$ — колова швидкість;

$\frac{Q_B}{D_2^2 u_2}$ — коефіцієнт витрати;

$\frac{u_2}{\sqrt{z_B RT_B}}$ — число Маха.

Згідно з (2) можна побудувати графіки залежності безрозмірної потужності $\frac{N_i}{\rho_B D_2^2 u_2^3}$

від безрозмірної витрати $\frac{Q_B}{D_2^2 u_2}$ за різних чисел

Маха. Проте, поступають інакше. Оскільки D_2 — задана величина, замінюють колову швидкість u_2 частотою обертання ротора n і переходять до наступного виразу:

$$E, \eta_{пол}, \frac{N_i}{\rho_B n^3} = f_{1,2,3} \left(\frac{Q_B}{n}, \frac{n}{\sqrt{z_B RT_B}} \right), \quad (3)$$

де $\frac{N_i}{\rho_B n^3}$, $\frac{Q_B}{n}$ і $\frac{n}{\sqrt{z_B RT_B}}$ — розмірні величини, пропорційні відповідним безрозмірним параметрам в (2).

Щоб формули були придатні для обчислення характеристик природних газів різного складу, їх приводять до фіксованих, доцільно вибраних умов.

Параметри приведення:

$$R_{np} = 490 \text{ Дж/(кг·К)}; T_{B,np} = 288 \text{ К}; z_{B,np} = 0,91$$

і $n_{np} = n_n$ (номінальна).

В результаті отримуємо

$$E, \eta_{пол}, \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{np} = f_{1,2,3} \left(Q_{np}, \left(\frac{n}{n_n} \right)_{np} \right), \quad (4)$$

$$\text{де: } \left(\frac{N_i}{\rho_B} \right)_{np} = \frac{N_i}{\rho_B} \left(\frac{n_H}{n} \right); Q_{np} = Q_B \frac{n_H}{n};$$

$$\left(\frac{n}{n_H} \right)_{np} = \frac{n}{n_H} \sqrt{\frac{z_{B,np} R_{np} T}{z_B RT_B}}. \quad (5)$$

Такі характеристики (які називаються приведеними) вперше було розроблено у ВН ВНДІгаз. У результаті великої кількості натурних випробувань ВН ВНДІгаз видано спеціальні альбоми приведених характеристик.

Ідентифікація характеристик ВН газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом в реальному часі є важливою науково-практичною проблемою, оскільки на базі таких характеристик формується висновок про необхідність проведення профілактичних робіт на двигуні і ВН, або про оновлення помпажних характеристик. Крім того, за допомогою знайденого відхилення ступеня стиснення газу E відбуватиметься корекція системи антипомпажного регулювання і захисту та інтенсивність керування байпасним краном для регулювання витрати.

Приведена об'ємна витрата нагнітача ($\text{м}^3/\text{хв}$) визначається за формулою

$$Q_{np} = Q \frac{n_{ном}}{n}, \quad (6)$$

де: $n_{ном}$ — номінальна частота обертання ротора ВН, об/хв;

n — фактична частота обертання, об/хв.

Під час розрахунку приведених характеристик ВН необхідно визначити:

• газову сталу R , Дж/кг·К

$$R = \frac{288}{\Delta}, \quad (7)$$

де: 288 — газова стала повітря, Дж/кг·К;

Δ — відносна густина газу за повітрям;

• густину газу за $T = 293 \text{ °К}$ і $P = 0,1013 \text{ МПа}$, кг/м^3 :

$$\rho_n = \Delta \cdot 1,206, \quad (8)$$

де 1,206 — густина повітря за стандартних умов, кг/м^3 ;

• коефіцієнт стисливості природного газу

Z , який визначається за номограмою [10]₃,

• густину газу при всмоктуванні, кг/м^3 :

$$\rho = \frac{P_{ex}}{Z \cdot R \cdot T} \quad (9)$$

де P_{ex} і T — абсолютні значення тиску (Па) і температури (°К) при всмоктуванні;

• приведену частоту обертання:

$$\left[\frac{n}{n_n} \right]_{np} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{Z_{np} R_{np} T_{np}}{Z \cdot R \cdot T}}, \quad (10)$$

де Z_{np} , R_{np} , T_{np} — параметри газу, які приймаються за характеристикою ВН;

• тиск на виході ВН, МПа [10]:

$$P_{вих} = P_{ex} \cdot E. \quad (11)$$

Після обчислення приведеної витрати за вимірними параметрами ГПА визначається приведена ступінь стиснення нагнітача, яка відповідає приведеним параметрам газу, за формулою [10]:

$$E_{np} = E \left[\left(\frac{n}{n_{ном}} \right)_{np} \right]^{-2}, \quad (12)$$

де: E — ступінь стиснення нагнітача;

E_{np} — приведена ступінь стиснення нагнітача;

$(n/n_{ном})_{np}$ — приведена відносна частота обертання нагнітача.

Найбільш простою моделлю характеристики $E = f(Q)$ є двочленна модель Немудрова [1]:

$$E^2 = a - bQ^2, \quad (13)$$

де a і b — коефіцієнти моделі, які підлягають ідентифікації.

Щоб знайти коефіцієнти a і b за характеристикою $E = f(Q)$ вибирають дві точки 1 і 2 та визначають їх координати E_1, Q_1, E_2, Q_2 .

Тоді одержимо систему лінійних рівнянь для знаходження невідомих коефіцієнтів a і b :

$$E_1^2 = a - bQ_1^2; \quad E_2^2 = a - bQ_2^2.$$

Звідки одержимо:

$$b = \left(E_1^2 - E_2^2 \right) \left(Q_1^2 - Q_2^2 \right)^{-1}. \quad (14)$$

Проте, аналіз похибок апроксимації методом МНК довів, що більш точний результат дає методика, викладена в [6].

Для стабільного режиму визначається за відомою методикою витрата перекачувального ВН газу за формулою

$$Q = K_{\text{конф.}} \sqrt{\wedge P_{\text{конф.}} \cdot \rho^{-1}}, \quad (15)$$

де: Q – об'ємна витрата газу на вході ВН;

$K_{\text{конф.}}$ – коефіцієнт витрати конфузора ;

$\wedge P_{\text{конф.}}$ – перепад тисків на конфузори;

ρ – густина газу на вході ВН.

Обчислюється приведена витрата $Q_{\text{пр}}$. Далі за вимірними параметрами ГПА визначається приведений ступінь стиснення нагнітача $E_{\text{пр}}$, який відповідає приведеним параметрам газу за формулою (12).

Далі складається система рівнянь, яка містить залежності приведенного ступеня стиснення і приведенної витрати для кожного із трьох режимів роботи ГПА у вигляді поліномів третього порядку із чотирма невідомими коефіцієнтами:

$$E_{\text{пр}1} = A + A_1 Q_{\text{пр}1} + A_2 Q_{\text{пр}1}^2 + A_3 Q_{\text{пр}1}^3, \quad (16)$$

$$E_{\text{пр}2} = A + A_1 Q_{\text{пр}2} + A_2 Q_{\text{пр}2}^2 + A_3 Q_{\text{пр}2}^3, \quad (17)$$

$$E_{\text{пр}3} = A + A_1 Q_{\text{пр}3} + A_2 Q_{\text{пр}3}^2 + A_3 Q_{\text{пр}3}^3. \quad (18)$$

У результаті розв'язання цієї системи рівнянь визначаються коефіцієнти A, A_1, A_2, A_3 . На базі рівняння (12) і рівняння

$$E_{\text{пр}} = A + A_1 Q_{\text{пр}} + A_2 Q_{\text{пр}}^2 + A_3 Q_{\text{пр}}^3 \quad (19)$$

будується крива реальної приведенної характеристики нагнітача $E = f(Q_{\text{пр}})$, а після підстановки значень $(n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}} = 1,1; 1,05; 1; 0,95; 0,9; 0,85; 0,8; 0,75; 0,7$ будуються криві реальних приведених характеристик відцентрових нагнітачів газу.

Розрахунки та побудову кривих реальної приведенної характеристики ВН проведено в програмному середовищі MathCad для відцентрового нагнітача Н-370-14-1.

Для розглянутого прикладу коефіцієнти моделі (19) дорівнюють

$$A = 1,253; \quad A_1 = 0; \quad A_2 = 7,557 \cdot 10^{-7}; \\ A_3 = -2,984 \cdot 10^{-9}.$$

Для автоматизації процесу визначення приведених характеристик ВН розроблено алгоритм програми побудови приведених характеристик (рис. 2).



Рисунок 2 – Алгоритм програми побудови графіків приведених характеристик ВН ГПА ДКС ПСГ

Нижче подано опис алгоритму:

Блок 2. Вводяться такі дані:

- тиск на вході в ГПА – $P_{\text{вх}}$;
- тиск на виході з ГПА – $P_{\text{вих}}$;
- перепад тиску на всмоктуючому конфузори – dP_k ;
- температура газу на вході в нагнітач – $T_{\text{вх}}$;
- фактична частота обертання ротора нагнітача – n .

Ці дані зчитуються з датчиків, встановлених на ГПА. Параметри $P_{\text{вх}}$, n , dP_k зчитуються для кожного з трьох режимів роботи ГПА.

Блок 3. Введення даних нагнітача:

1. Параметри нагнітача:

- номінальні оберти нагнітача – $n_{ном}$;
- коефіцієнт витрати – A ; обчислюється

за результатами тарування камери з допомогою витратомірної діаграми на випробувальному стенді (однотипні нагнітачі мають однакові значення коефіцієнта A);

- l – поправка на стиснення газу в камері, обчислюється за результатами тарування камери.

2. Приведені характеристики:

- приведений коефіцієнт стисливості – z_{np} ;

- приведена газова стала – R_{np} ;

- приведена температура – T_{np} ;

3. Дані лабораторії:

- атмосферний тиск – P_a ;

- густина газу – ρ ;

- коефіцієнт стисливості – z .

Блок 4. Обчислення приведенного ступеня стиснення відцентрового нагнітача E_{np} для кожного із трьох режимів роботи ГПА.

Блок 5. Визначення приведеної витрати Q_{np} для кожного із трьох режимів роботи ГПА.

Блок 6. Складається система рівнянь, яка містить залежності приведенного ступеня стиснення і приведеної витрати для кожного із трьох режимів роботи ГПА у вигляді поліномів третього порядку із чотирма невідомими коефіцієнтами.

Блок 7. Визначення коефіцієнтів A_0, A_1, A_2, A_3 системи рівнянь.

Блок 8. Побудова кривих реальних приведених характеристик відцентрового нагнітача газу при значеннях $(n/n_{ном})_{np} = 1,1; 1,05; 1; 0,95; 0,9; 0,85; 0,8; 0,75; 0,7$.

Розроблена енергоощадна технологія визначення приведених характеристик ВН впроваджена в системі автоматичного керування ГПА докачуючої компресорної станції підземного сховища газу «Більче-Волиця». Досвід експлуатації підтвердив ефективність запропонованого методу, що забезпечує підвищення точності і вірогідності контролю технічного стану відцентрового нагнітача газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій.

Висновок

Розроблено енергоощадну технологію визначення приведених характеристик відцентрових нагнітачів газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом докачуючої компресорної станції підземного сховища газу, що дає змогу на базі отриманих характеристик формувати висновок про необхідність проведення профілактичних робіт на двигуні і нагнітачі, або про оновлення помпажних характеристик. Крім того, за допомогою знайденого відхилен-

ня ступеня стиснення газу корегується робота антипомпажної системи регулювання і захисту, або інтенсивність керування байпасним краном для регулювання витрати.

Література

1 Трубопровідний транспорт газу / М.П.Ковалко, В.Я.Грудз, В.Б.Михалків, Д.Ф.Тимків, Л.С.Шлапак, О.М.Ковалко; за ред. М.П.Ковалка. – К.: Агенство з раціонального використання енергії та екології, 2002. – 600 с.

2 Крутиков Т.Е. Система діагностування передпомпажного состояния центробежного компрессора: Автореф. дис. канд.техн.наук: 05.04.06. – Санкт-Петербург, 2003. – 18 с.

3 Селезнев К.П., Измайлов Р.А. О нестационарных процессах в проточной части центробежных компрессоров // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1972. – №3. – С. 34-38 с.

4 Измайлов Р.А., Селезнев К.П. Нестационарные процессы в центробежных компрессорах // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – №11. – С. 23-27.

5 Гуріненко В.М. Особливості розробки системи протипомпажного захисту нагнітача типу 520-12-1 цеху ГТК-10 // Інформаційний огляд ДК «Укртрансгаз». – 2005. – №3(33). – С. 7-8.

6 Марчук Я.С. Коденский Г.С., Долинский Д.В., Гиренко С.Г., Ткаченко Т.И. Автоматическое определение приведенных характеристик нагнетателя // Материали 7-ої міжнародної науково-практичної конференції «Нафта і газ України - 2002». – К.: Нора-прінт, 2003. – Т. 2. – С. 197-199.

7 Щербаков С.Ш. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа. – М.: Наука, 1982. – 205 с.

8 Трубопроводный транспорт нефти и газа. Учеб. для ВУЗов / Р.А.Алиев, В.Д.Белоусов, А.Г.Немудров и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

9 Доброхотов В.Д. Центробежные нагнетатели природного газа. – М.: Недра, 1972. – 127 с.

10 Розгонюк В.В., Руднік А.А., Коломєєв В.М., Гричіль М.А. та ін.: Довідник працівника газотранспортного підприємства. – К.: Росток, 2001. – 1091 с.