

МЕТОДИ І ПРИЛАДИ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТИ РІДКОЇ І ГАЗОПОДІБНОЇ ФАЗ

УДК 681.5.09

ЯВИЩЕ ПОМПАЖУ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧАХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Л. І. Фешанич

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-
Франківськ, вул. Карпатська 15, 76019

Розглядається важлива науково-практична задача, яка полягає в дослідженні явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом дотискувальної компресорної станції підземного сховища газу. Для ефективного антипомпажного захисту досліджено положення робочої точки нагнітача на його газодинамічній характеристиці. Визначено коефіцієнт, який являє собою відстань між робочою точкою і лінією контролю помпажу. Його можна використовувати в цілях відображення графічної інформації про близькість робочої точки до лінії контролю помпажу.

Ключові слова: антипомпажний захист, газодинамічна характеристика, робоча точка.

Рассматривается важная научно-практическая задача, которая заключается в исследовании явления помпажа в центробежных нагнетателях газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом дожимной компрессорной станции подземного хранилища газа. Для эффективной антипомпажной защиты исследовано положение рабочей точки нагнетателя на его газодинамической характеристике. Определен коэффициент, который представляет собой расстояние между рабочей точкой и линией контроля помпажа. Его можно использовать в целях отображения графической информации о близости рабочей точки до линии контроля помпажа.

Ключевые слова: антипомпажная защита, газодинамическая характеристика, рабочая точка.

We consider the important scientific and practical problem, which is to study the phenomenon of surge in centrifugal superchargers gas compressor units gas turbine driven compressor station brooster underground gas storage. To effective anti- surge protection it was investigated the situation of supercharger operating point on its gas-dynamic characteristics. Determined ratio, which is the distance between the operating point and surge control line has been determine. It can be used in order to display graphical information about the proximity of the operating point to the surge control line.

Keywords: anti- surge protection, gas-dynamic characteristics, working point.

Вступ.

Сучасна газотранспортна система представлена численними нитками газопроводів, компресорними станціями, газорозподільними станціями та іншими об'єктами. В процесі просування тиск природного газу в трубопроводі падає. Тому для забезпечення необхідного тиску приблизно кожні 100 - 150 км побудовані компресорні станції, що складаються, як правило, з декількох цехів. До кожного з них підводиться одна з ниток магістрального газопроводу. У складі цеху є газоперекачувальні агрегати номінальною потужністю від 6,3 до 20 МВт, що

складаються безпосередньо з двигуна, що працює на газі, трубопроводу, і нагнітача, призначеного для збільшення тиску в трубі. Тиск в газопроводі перед компресорною станцією падає до 50 – 56 кг/см², тиск на виході досягає 75 кг/см².

Газотурбінна установка (ГТУ) (двигун) складається з двох основних машин:

1. Газогенератор, в якому для створення потоку гарячих газів високого тиску спалюється суміш з палива та стисненого повітря;

2. Силова турбіна, яка служить для перетворення потенційної енергії газів в

кінетичну, що використовується для приведення в дію різних зовнішніх машин. У свою чергу, газогенератор складається з компресора, який підвищує тиск, камери згоряння, куди подається і де стискається паливо, і турбіни, яка відбирає енергію в кількості, достатній для приведення в дію компресора.

Таким чином, сучасна система управління ГТУ повинна виконувати наступні функції:

- попередження обертання валу силової турбіни з критичною або надмірно високою швидкістю, яка може нанести шкоду турбіні;
- підтримання швидкості обертання роторів ступенів високого і низького тиску в встановлених межах;
- недопущення виходу за максимально допустимі значення температури вихлопних газів і тиску на стороні нагнітання компресора.
- захист осової турбіни від завищеної та заниженої витрати палива і припинення подачі палива в разі зриву полум'я;
- антипомпажний захист;
- автоматичний пуск і зупинка осової турбіни.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій.

Питання виявлення явища помпажу у компресорах і антипомпажного захисту розкриваються в роботах науковців з України, країн пострадянського простору та західних країн. У вітчизняній науці представлено обмежене коло робіт, присвячених захисту компресорів від помпажу. У цьому напрямку працюють Ю.Є. Бляут, М.В. Беккер, С.Г. Гіренко, М.О. Петеш, А.Ф. Репета, Г.Н.Семенов, О.В. Сукач, Р.Я. Шимко та ін. Аналіз літературних джерел [1-3 та ін.], показав, що у розробках та реалізаціях систем автоматичного керування ГПА досягнуто позитивні результати. Проте актуальним залишається вивчення явища помпажу у відцентрових нагнітачах газоперекачувальних агрегатів, своєчасне виявлення його початку та дослідження положення робочої точки на газодинамічній характеристиці.

Основний матеріал.

Вивчення помпажу проводиться як в спрощеній постановці – компресор являє собою систему із зосередженими параметрами, яка описується звичайними диференціальними рівняннями, так і в загальному випадку, коли компресор з мережею є розподіленою системою, яка описується диференціальними рівняннями з частинними похідними. При цьому в першому

випадку для опису процесу використовується система виду [4]:

$$\begin{cases} L_0 \dot{Q}_0 = F(Q_0) - P \\ C_0 \dot{P} = Q_0 - G(p), \end{cases} \quad (1)$$

де C_0, L_0 - деякі залежності від P, Q_0 характеристики компресора, $F(Q_0), G(p)$ - неперервні та безкінечно диференційовані функції від об'ємної витрати Q_0 та тиску P перед вхідним дроселем.

Умови помпажу при цьому встановлюється за наступною схемою: лінеаризуючи (1) для м'якого помпажу C_0, L_0 можна вважати сталими величинами, для жорсткого помпажу необхідно враховувати їх структуру в залежності від P, Q_0 . Проводиться дослідження стійкості лінеаризованої системи, що складається з двох рівнянь з двома невідомими за критерієм Рауса – Гурвіца [5], при цьому жорсткому помпажу відповідають випадки, коли дійсні частини коренів характеристичного рівняння будуть додатними, а м'якому – коли власні корені матимуть нульові дійсні частини. Критерій Рауса – Гурвіца дозволяє чітко встановлювати умови статичної стійкості та умови самозбудження коливаль. В другому випадку досліджується на стійкість система, що включає в себе рівняння гідродинаміки та рівняння стану [4], при цьому вивчається реакція системи на малі збурення параметрів. При цьому вказаний аналіз може бути проведений також з використанням аналізу числових розв'язків методом скінченних різниць, при реалізації яких властєся виділити зони втрати стійкості течією [4,6].

Будь-який відцентровий компресор, що працює на природному газі, характеризується мінімальною масовою витратою, нижче якої відбувається помпаж. Він виникає тоді, коли динамічний напір, що створюється нагнітачем потоку газу недостатній, щоб зрівноважити перепад тиску на нагнітачі. Зменшення динамічного напору є наслідком як зменшення витрат газу, так і відхилення обтікання газом проточної частини нагнітача від розрахункового режиму, якому відповідає найбільше значення ККД двигуна. Мінімальну масову витрату можна підтримувати, направляючи частину потоку з боку нагнітання на вхід компресора, або викидаючи частину газу на стороні нагнітання в атмосферу [7]. Роботу компресора можна представити у вигляді кривої залежності між нарощуванням питомого енергозмісту газу (напору) і об'ємною витратою (рис. 1).

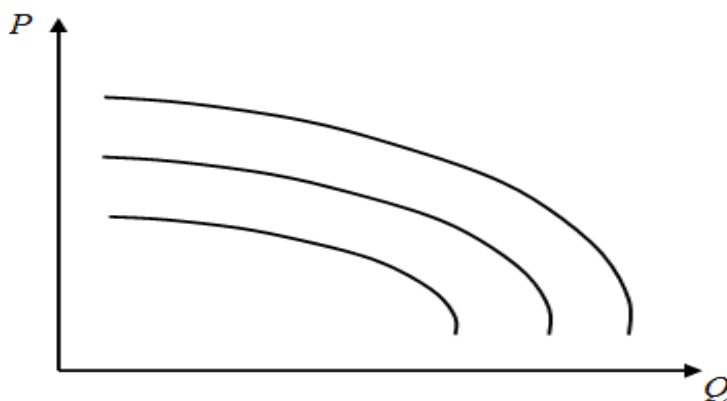


Рисунок 1 – Газодинамічна характеристика компресора

При цьому напір представляється у вигляді одиничної змінної (наприклад, як тиск нагнітання), простої функції (наприклад, як ступінь стиснення) або складної функції багатьох змінних (наприклад, як політропний напір). Витрата, в свою чергу, визначається у вигляді будь-якого простого вимірювання (наприклад, падіння тиску на діафрагмі в лінії всмоктування або нагнітання) або складної функції (наприклад, об'ємної витрати в лінії всмоктування з компенсацією по тиску і температурі).

Споживання енергії компресором залежить від напору, об'ємної витрати і ККД, тому можна побудувати криві залежності напору від об'ємної витрати газу. При цьому залежність між змінними напору і витрати визначається однією або кількома додатковими змінними, наприклад, швидкістю обертання або кутом нахилу напрямних лопаток. Характеристика компресора зазвичай являє собою сукупність характеристичних кривих, кожна з яких відображає роботу компресора при конкретній швидкості обертання і куті нахилу лопаток. У той же час, будь-яка сукупність особливостей

процесу може бути представлена кривою опору мережі (рис. 2). Такі криві показують, що збільшення тиску обумовлюється зростанням об'ємної витрати. У будь-який певний момент роботу компресора можна відобразити будь-якою однією характеристичною кривою, а навантаження компресора - будь-якою однією лінією опору мережі. Робота в сталому режимі має місце, коли фактичний тиск нагнітання і витрата (тобто робоча точка) задовольняють обом кривим. Об'ємна витрата в цій точці така, що кількість енергії, що підводиться, дорівнює кількості енергії, необхідної для подолання опору мережі. З ростом опору робоча точка зміщується вгору і вліво (оскільки для підтримки постійної витрати необхідно встановити більш високий тиск). Зрештою настає момент, коли компресор вже не здатний збільшувати енерговміст газу настільки, щоб долати зростаючий опір мережі, і досягається точка мінімальної сталої витрати і максимального напору. Всі подібні точки визначають криву, яка називається лінією межі помпажу.

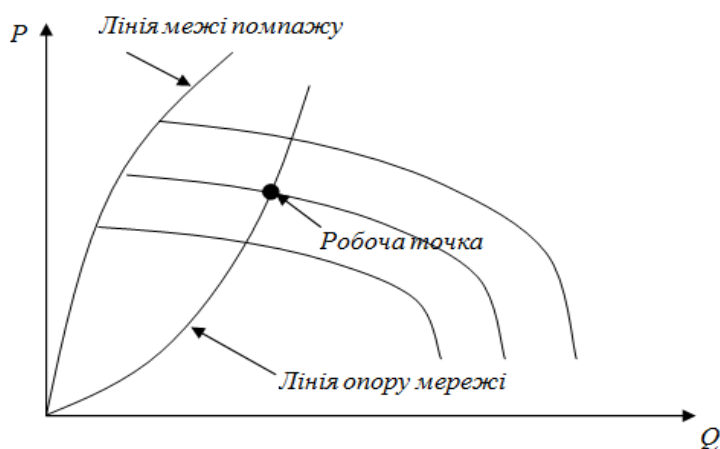


Рисунок 2 – Робоча точка і лінія межі помпажу.

Спроба працювати зліва від лінії межі помпажу обумовлює його виникнення. Об'ємна витрата і тиск нагнітання починають різко пульсувати, поки опір мережі не знизиться до рівня, достатнього для відновлення стійкої робочої точки, тобто рівня, при якому захисні пристрої зупиняють компресор. Щоб уникнути подібної ситуації, необхідно утримувати робочу точку праворуч від лінії межі помпажу. Це досягається відкриттям антипомпажного клапана (рис.3) для повернення частини газу з боку нагнітання на сторону всмоктування або викиду частини газу в атмосферу з метою підтримки необхідної мінімального об'ємної витрати.



Рисунок 3 – Антипомпажний клапан фірми “Mokveld”.

Даний алгоритм повинен реалізовуватися за допомогою антипомпажного регулятора, що виконує постійний розрахунок робочої точки і створює вплив на захисні пристрої. Однак керуючий вплив необхідно здійснити перш, ніж робоча точка досягне межі помпажу. Для будь-якої характеристичної кривої, точка, в якій регулятор повинен ініціювати відкриття клапана, називається точкою контролю помпажу. Геометричне місце таких точок можна визначити як лінію контролю помпажу, а зону зліва від цієї лінії - зоною контролю помпажу. Ступінь відкриття клапана необхідно збільшувати щоразу, коли робоча точка виявляється в зоні контролю помпажу.

Отже, для ефективного антипомпажного управління необхідно визначити положення робочої точки нагнітача на його газодинамічній характеристиці. Розглянемо закон збереження

енергії при перетворенні кінетичної енергії, створеної нагнітачем потоку газу в теплову енергію стисненого газу:

$$H_p = f(Q_s^2), \quad (2)$$

де H_p - політропний напір нагнітача кгс м/кг;

Q_s - об'ємна витрата на всмоктуванні.

Оскільки відхилення режиму нагнітача, при якому виникає помпаж, від розрахункового в загальному випадку залежить від частоти обертання, межа помпажу визначається за допомогою рівняння [8]:

$$H_{pL} = \frac{Q_{sL}^2}{K_s f(n)}, \quad (3)$$

де H_{pL}, Q_{sL} - корегуюча функція, що визначає вплив частоти обертання на межу помпажу, $f(n) \geq 1$;

K_s - постійний коефіцієнт;

n - частота обертання нагнітача.

Таким чином, кожна точка межі помпажу лежить на промені, що проходить через початок координат, кут нахилу α_{sL} якого визначається з виразу:

$$\operatorname{tg} \alpha_{sL} = \frac{H_{pL}}{Q_{sL}^2} = \frac{1}{K_s f(n)}. \quad (4)$$

При $f(n) = 1$ вся межа помпажу являє собою єдиний промінь, що виходить з початку координат. Положення будь-якої робочої точки може характеризуватися кутом нахилу променя, що з'єднує її з початком координат, відповідно до рівняння:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_p}{Q_s^2}. \quad (5)$$

Отримуємо, що робоча точка нагнітача може переміщатися в будь-якому напрямку, але для діапазону допустимих режимів справедливо $\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \alpha_{sL}$. В цьому разі наближення до межі помпажу означає тенденцію $\operatorname{tg} \alpha \rightarrow \operatorname{tg} \alpha_{sL}$.

Введемо деяку змінну S_s , яка є мірою відстані до межі помпажу:

$$S_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_{sL}}. \quad (6)$$

Підставивши в співвідношення (6) вирази (4) і (5), отримуємо:

$$S_s = \frac{K_s f(n) H_p}{Q_s^2}, \quad (7)$$

де $S_s < 1$ у всьому діапазоні допустимих режимів. На межі помпажу, очевидно, $S_s = 1$. Співвідношення для витрати нагнітача і

параметрів процесу політропного стиснення мають вигляд:

$$Q_s = \alpha F \sqrt{\frac{2RT_s Z}{P_s} \Delta P_0}, \quad (8)$$

$$H_p = \frac{k}{k-1} ZR(T_d - T_s), \quad (9)$$

$$\frac{T_d}{T_s} = R_c^\sigma = \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^\sigma, \quad (10)$$

$$\sigma = \frac{k-1}{k\eta},$$

де αF - дійсний поперечний переріз потоку у всмоктуючому патрубку нагнітача (вхідному конфузори);

P_d, P_c - абсолютні тиски всмоктування і нагнітання;

ΔP_0 - перепад тиску на вхідному конфузори;

R - газова постійна; Z - коефіцієнт стиснення; η - ККД двигуна; T_d, T_s - абсолютні температури всмоктування і нагнітання; k - показник адиабати компримованого газу.

Підставивши в (6) рівняння (4) і співвідношення (7) - (10) і вважаючи вздовж межі помпажу ККД $\eta_n = const$, отримаємо:

$$S_s = Kf(n)f_1(R_c) \frac{P_s}{\Delta P_0}, \quad (11)$$

$$\text{де } K = \frac{K_s}{2\alpha^2 F^2 \eta_n} = const, f_1(R_c) = \frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma}.$$

Введемо коефіцієнт, що характеризує наближення до помпажу:

$$k = 1 - S_c. \quad (12)$$

Цей коефіцієнт являє собою відстань між робочою точкою і лінією контролю помпажу. Його можна використовувати в цілях відображення графічної інформації про близькість робочої точки до лінії контролю помпажу. Отже:

- $k > 0$ відповідає області допустимих режимів;
- $k = 0$ відповідає межі помпажу;
- $k < 0$ відповідає області помпажу.

Висновки.

З метою підвищення надійності і продуктивності роботи газоперекачувальних агрегатів дотискувальних компресорних станцій підземних сховищ газу, а також досягнення найбільшої їх ефективності актуальним є питання вивчення явища помпажу та своєчасного його виявлення. Отже для

ефективного антипомпажного управління визначено положення робочої точки нагнітача на його газодинамічній характеристиці. Введено коефіцієнт, який являє собою відстань між робочою точкою і лінією контролю помпажу. Його можна використовувати в цілях відображення графічної інформації про близькість робочої точки до лінії контролю помпажу.

1. Семенов Г.Н. Синтез однократної системи автоматичного захисту компресора від помпажу / Г.Н. Семенов // *Навковий журнал «Технологічні комплекси»*. - 2010. - №2. - С. 137 -151. 2. Бляут Ю.Є. Теоретичне обґрунтування комплексу параметрів для отримання вірогідної інформації про помпаж / Ю.Є. Бляут, С.Г. Гіренко, М.О. Петеш, Г.Н. Семенов // *Сборник научных трудов SWorld материалам международной научно-практической конференции*. - 2011 - с. 31-35 3. Пат. 89302 Україна. Спосіб захисту компресора від помпажу / Беккер М.В., Шимко Р.Я., Семенов Г.Н., Бляут Ю.Є., Гіренко С.Г., Петеш М.О., Свкач О.В., Ренета А.Ф. - №а200807810; заяв. 09.06.2008; опубл. 11.01.2010, Бюл.№1. - бс. 4. Кезегевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. - М.: Машиностроения. - 1974. - 264 с. 5. Самойленко А. М. Дифференциальные уравнения (примеры и задачи) / А. М. Самойленко. С. А. Кривошея, Н. А. Перестюк. - К. : Выща шк., 1984. - 408 с. 6. Георгиевский Д.В. Устойчивость процессов деформирования вязкопластических тел. - М.: УРСС. 1998. - 176 с. 6. Олійник А. П. Дослідження стійкості течії з малими збуреннями та умов виникнення турбулентності / А. П. Олійник, Р. Б. Скрип'юк, В. Б. Шеремета // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. - 2014. - № 2(7). - С. 36-41. 7. Зайцев Л.А. Регулирование режимов магистральных нефтепроводов. - М.: Недра, 1982. - 240 с. 8. Михайлов Д. Я. Расчёт предпомпажных состояний газотурбинной установки // *Молодой ученый*. — 2009. — №2. — С. 18-22.

Поступила в редакцію 11.05.2017 р.

Рекомендували до друку: докт.техн.наук, проф. Семенов Г.Н., докт. техн. наук, проф. Олійник А.П.