



УКРАЇНА

(19) UA (11) 17821 (13) U
(51) МПК (2006)
F04D 27/02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ ВИКОНАННЯ ПОМПАЖНОГО ТЕСТУ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

1

2

(21) u200604065

(22) 12.04.2006

(24) 16.10.2006

(46) 16.10.2006, Бюл. №10, 2006р.

(72) Соляник Володимир Григорович, Колодяжний Валерій Васильович, Дістрянов Сергій Володимирович, Хохряков Михайло Вікторович, Добровольський Ігор Михайлович, Котляров Володимир Олегович

(73) ДОЧІРНЯ КОМПАНІЯ "УКРТРАНСГАЗ"

(57) Спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату, що містить відцентровий компресор газоперекачувального агрегату, який працює у режимі незмінної частоти обертання і навантажений на керований дросель, що використовує при плавному збільшенні опору дроселя ідентифікацію помпажної границі відцентрового компресора за фактом одночасного зниження перепаду тиску на

відцентровому компресорі та перепаду тиску на звужуючому пристрої, який встановлено на вході відцентрового компресора, який відрізняється тим, що попередньо, керуючи опором дроселя, забезпечують на робочій ділянці витратно-напірної характеристики кілька сталих режимів відцентрового компресора, у кожному з яких реєструють значення обчисленої витрати q звужуючого пристрою та параметра Π , функціонально зв'язаного з протидіючим моментом відцентрового компресора, для ряду отриманих значень витрати q_1, q_2, \dots, q_k та параметра $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k$ обчислюють коефіцієнти апроксимуючої функції $q=F(\Pi)$ і, застосовуючи екстраполяцію функції $q=F(\Pi)$ до значення $\Pi_{\text{пом}}$, яке відповідає помпажній границі характеристики відцентрового компресора, обчислюють значення витрати q_n на помпажній границі і використовують q_n для обчислення віддаленості робочої точки відцентрового компресора від границі помпажу.

Корисна модель відноситься до регулювання технологічних процесів у газовій промисловості, а саме до способів визначення витрати газу на помпажній границі відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату під час виконання помпажного тесту.

Вимірювання витрати газу через відцентровий компресор (ВК) газоперекачувального агрегату (ГПА) роблять, установлюючи на вході ВК звужуючий пристрій (конфузор, вимірювальна діафрагма) та використовуючи залежність між витратою q і перепадом тиску ΔP звужуючого пристрою (ЗП). Перепад тиску ΔP визначається втратами енергії через зменшення перерізу потоку і утворення у потоці вихорів. Величина перепаду є функцією геометричних параметрів звужуючого пристрою, величини витрати (швидкості потоку) та коефіцієнта гідравлічного тертя λ . Коефіцієнт λ залежить від рівня завихреності потоку і визначається як відношення еквівалентної динамічної швидкості до середньої швидкості потоку газу [1].

Слід зазначити, що умови роботи звужуючого пристрою під час вимірювання витрати газу в умовах помпажного тесту відцентрового компресора та в основному (робочому) режимі компресора істотно різні.

Помпажний тест виконують, підключаючи компресор до контуру з малою акумулюючою здатністю, і, плавно збільшуючи опір контуру, виводять робочу точку компресора на максимум його витратно-напірної характеристики (точку помпажу), після чого за параметрами газу та величиною ΔP перепаду звужуючого пристрою; встановленого на вході компресора, обчислюють помпажну витрату компресора.

У точці максимуму при використанні контуру з малою акумулюючою здатністю режим компресора є стійким [2].

Характер течії газу компресора поблизу максимуму витратно-напірної характеристики істотно змінюється [3]. Потік газу через компресор втрачає осьову симетрію, відбувається «запирання» частини міжлопаткових каналів робочого колеса, у кільцевому каналі компресора утворюються обер-

(13) U

(11) 17821

(19) UA

тальні зривні зони (обертальний зрив) зрив, які частково перекривають переріз кільцевого каналу та викликають пульсації (поштовхи) витрати газу частотою до 50-100Гц, що проникають на вхід компресора.

Втрата напору на ЗП (перепад тиску ΔP) також залежить від молекулярного складу і густини газу, ступеня шорсткості внутрішньої поверхні. Кожному співвідношенню перерахованих факторів у сталому режимі течії газу відповідає певний розподіл енергії вихорів у поперечному та подовжному напрямках течії, що формує розподіл усереднених швидкостей потоку і визначає величину перепаду ΔP [1]. Поштовхи витрати газу через ЗП, що виникають при роботі компресора у точці максимуму витратно-напірної характеристики, змінюють рівень турбулізації потоку і величину коефіцієнта гідравлічного тертя λ звукующего пристрою, що приводить до виникнення спотвореного значення перепаду ΔP , яке не відповідає дійсному значенню помпажної витрати, тобто похибки вимірювання. Величина похибки залежить від типу звукующего пристрою (конфузор, вимірювальна діафрагма, сопло Вентурі).

При нормальній роботі компресора на основну мережу (колектор компресорного цеху) витрата до помпажного рівня не знижується, зривних явищ у компресорі немає і зазначена похибка вимірювання витрати звукующим пристроєм відсутня.

Відомий спосіб протипомпажного захисту компресора, у якому параметри границі помпажу компресора визначаються за даними помпажних випробувань, при яких об'ємна витрата (продуктивність) визначається шляхом вимірювання перепаду тиску на звукующем пристрої, встановленому на вході компресора. Результатом помпажних випробувань є функціональна залежність параметрів границі помпажу від значень фізичних параметрів (температура, ступінь стиску), які зареєстровані при виконанні помпажного тесту та одержані у поточному режимі роботи компресора. Віддаленість режиму компресора від границі помпажу оцінюють за допомогою величини [4]

$$k = \frac{\Delta P}{P_H} \frac{1}{F}, \text{ де}$$

ΔP - перепад тиску на звукующем пристрої;

P_H - тиск на вході компресора;

F - функція границі помпажу.

Даний спосіб протипомпажного захисту компресора, як і спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату, що заявляється, включає для визначення параметрів помпажної границі компресора, що працює на границі помпажу, вимірювання перепаду тиску на звукующем пристрої.

Однак поштовхи витрати газу через ЗП, що виникають при виконанні помпажного тесту, тобто при роботі компресора в точці максимуму витратно-напірної характеристики, змінюють рівень турбулізації потоку і величину коефіцієнта гідравлічного тертя звукующего пристрою, що приводить до виникнення спотвореного значення перепаду, яке не відповідає дійсному значенню помпажної витрати, тобто похибки вимірювання.

Відомий також спосіб захисту компресора від помпажу, у якому керування протипомпажним клапаном виконується у функції різниці поточного і заданого відносних запасів стійкості роботи компресора з урахуванням швидкості зміни поточного відносного запасу стійкості. Поточний відносний запас визначається як відношення різниці поточної зведеної витрати і граничної витрати газу до величини граничної витрати (що відповідає границі помпажу). Поточну і граничну витрату обчислюють за параметрами газу та перепадом тиску газу ΔP на вимірювальній діафрагмі, яка встановлена на вході в компресор [5].

Даний спосіб захисту компресора від помпажу, як і спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату, що заявляється, включає визначення віддаленості робочої точки компресора від границі помпажу з використанням значень поточної витрати, обчисленої за перепадом тиску на звукующем пристрої та параметрами газу. Однак поштовхи витрати газу через ЗП, що виникають при виконанні помпажного тесту, тобто при роботі компресора в точці максимуму його витратно-напірної характеристики, змінюють рівень турбулізації потоку і величину коефіцієнта гідравлічного тертя λ звукующего пристрою, що приводить до виникнення спотвореного значення перепаду ΔP , яке не відповідає дійсному значенню помпажної витрати, тобто похибки вимірювання.

Найближчим за технічною суттю аналогом, який вибрано в якості прототипу, є спосіб вимірювання віддаленості від робочої точки турбокомпресора до границі помпажу, що включає визначення параметрів границі помпажу з використанням витратомірного пристрою, що працює на принципі перепаду тиску, обчислення величини, яка характеризує робочу точку компресора, порівняння величини, яка характеризує робочу точку компресора із зазначеною границею помпажу, вироблення сигналу, що відповідає положенню робочої точки відносно границі помпажу компресора та керування компресором на основі цього сигналу [6].

Даний спосіб вимірювання відстані від робочої точки турбокомпресора до границі помпажу за прототипом, як і спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату згідно з винаходом, який заявляється, містить визначення помпажної витрати відцентрового компресора ГПА, що працює в режимі незмінної частоти обертання і навантажений на керований дросель, ідентифікацію помпажної границі (помпажної витрати) за фактом одночасного зниження перепаду тиску на відцентровому компресорі та на звукующем пристрої, який встановлено на вході компресора, визначення віддаленості робочої точки компресора від границі помпажу з використанням значень поточної витрати, обчисленої за перепадом тиску на звукующем пристрої.

Однак поштовхи витрати газу через ЗП, що виникають при виконанні помпажного тесту, тобто при роботі компресора в точці максимуму його витратно-напірної характеристики, змінюють рівень турбулізації потоку і величину коефіцієнта гідравлічного тертя λ звукующего пристрою, що

приводить до виникнення спотвореного значення перепаду ДР, яке не відповідає дійсному значенню помпажної витрати, тобто похибки вимірювання.

В основу винаходу поставлена задача у способі виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату шляхом обчислення значення помпажної витрати відцентрового компресора ГПА шляхом експериментального визначення залежності витрати компресора від параметра, пропорційного величині протидіючого моменту компресора на режимах компресора, достатньо віддалених від границі помпажу, вимірювання зазначеного параметра в точці помпажу та обчислення величини помпажної витрати забезпечити підвищення точності вимірювання витрати відцентрового компресора (нагнітача) ГПА, що працює у режимі, який відповідає максимуму витратно-напірної характеристики компресора (точці помпажу).

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у відомому способі виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату, який містить визначення помпажної витрати відцентрового компресора ГПА, що працює в режимі незмінної частоти обертання та навантаженого на керований дросель, ідентифікацію помпажної границі (помпажної витрати) за фактом одночасного зниження перепаду тиску на відцентровому компресорі і на звужуючому пристрої, який встановлено на вході компресора, визначення віддаленості робочої точки компресора від границі помпажу з використанням значень поточної витрати, обчисленої за перепадом тиску на звужуючому пристрої згідно з корисною моделлю попередньо, керуючи опором дроселя, забезпечують на робочій ділянці витратно-напірної характеристики кілька сталих режимів ВК, у кожному з яких реєструють значення обчисленої витрати q звужуючого пристрою і параметра Π , функціонально пов'язаного з протидіючим моментом ВК, для ряду отриманих значень витрати q_1, q_2, \dots, q_k та параметра $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k$ обчислюють коефіцієнти апроксимуючої функції $q=F(\Pi)$ та, застосовуючи екстраполяцію функції $q=F(\Pi)$ до значення $\Pi_{\text{пом}}$, що відповідає помпажній границі характеристики ВК, обчислюють значення витрати q_n на помпажній границі і використовують q_n для обчислення віддаленості робочої точки ВК від границі помпажу.

Технічний результат, якого можна досягти при використанні корисної моделі, виражений у тому, що забезпечується підвищення точності вимірювання витрати відцентрового компресора (нагнітача) ГПА, що працює у режимі, який відповідає максимуму витратно-напірної характеристики компресора (точці помпажу), що забезпечує підвищення точності визначення віддаленості робочої точки відцентрового компресора від границі помпажу та зниження імовірності виникнення помпажу при роботі антипомпажної системи компресора або виключає надлишкову рециркуляцію газу.

Причинно-наслідковий зв'язок між сукупністю ознак корисної моделі і технічним результатом просліджується в тому, що нові ознаки, які полягають у тому, що попередньо, керуючи опором дроселя, забезпечують на робочій ділянці витратно-

напірної характеристики кілька сталих режимів ВК, у кожному з яких реєструють значення обчисленої витрати q звужуючого пристрою і параметра Π , функціонально зв'язаного з протидіючим моментом ВК, для ряду отриманих значень витрати q_1, q_2, \dots, q_k та параметра $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k$ обчислюють коефіцієнти апроксимуючої функції $q=F(\Pi)$ і, застосовуючи екстраполяцію функції $q=F(\Pi)$ до значення $\Pi_{\text{пом}}$, яке відповідає помпажній границі характеристики ВК, обчислюють значення витрати q_n на помпажній границі і використовують q_n для обчислення віддаленості робочої точки ВК від границі помпажу, які введені в спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату, при взаємодії з відомими ознаками, а саме визначенням помпажної витрати відцентрового компресора ГПА, що працює в режимі незмінної частоти обертання і навантаженого на керований дросель, ідентифікацією помпажної границі (помпажної витрати) за фактом одночасного зниження перепаду тиску на відцентровому компресорі та на звужуючому пристрої, який встановлено на вході компресора, визначенням віддаленості робочої точки компресора від границі помпажу з використанням значень поточної витрати, обчисленої за перепадом тиску на звужуючому пристрої забезпечують прояв нових технічних властивостей, таких як визначення помпажної витрати компресора без використання результату вимірювання перепаду тиску звужуючого пристрою на вході компресора, вимірюваного у точці максимуму витратно-напірної характеристики компресора. Це дозволяє отримати очікуваний технічний результат, а саме: підвищення точності вимірювання витрати відцентрового компресора (нагнітача) ГПА, що працює у режимі, який відповідає максимуму витратно-напірної характеристики компресора (точці помпажу), що забезпечує підвищення точності визначення віддаленості робочої точки відцентрового компресора від границі помпажу та знижує імовірність виникнення помпажу при роботі антипомпажної системи компресора або виключає надлишкову рециркуляцію газу, оскільки виключається безпосереднє вимірювання витрати відцентрового компресора ГПА на помпажній границі, яке виконується з похибкою.

Спосіб виконання помпажного тесту відцентрового компресора газоперекачувального агрегату реалізується у наступній послідовності дій.

У сталому режимі роботи ГПА забезпечується рівність крутячого моменту $M_{\text{кр}}$, що створюється силовою турбіною ГПА, та протидіючого моменту $M_{\text{пр}}$ робочого колеса відцентрового компресора

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{пр}} \quad (1)$$

При цьому протидіючий момент пропорційний об'ємній витраті газу q компресора

$$M_{\text{пр}} = F_1(q), \quad (2)$$

де F_1 - функція зв'язку цих величин.

Крутячий момент пропорційний параметру Π , який залежить від рівня енергії, що розвивається газотурбінною установкою ГПА

$$M_{\text{кр}} = F_2(\Pi), \quad (3)$$

де F_2 - функція зв'язку цих величин.

В якості параметра Π використовують наступні параметри газотурбінної установки (ГТУ): потуж-

ність ГТУ, вихідний тиск осьового компресора $P_{ок}$, температура на виході камери згоряння $T_{кз}$, ступінь відкриття дозатора газу $S_{дг}$, витрата паливного газу $q_{пг}$, і таке інше.

З формул (1-3) випливає пропорційна залежність об'ємної витрати q компресора від параметра Π

$$q = F_3(\Pi),$$

де F_3 - функція зв'язку цих величин.

Значення помпажної витрати компресора знаходять для декількох частот обертання ГПА. Для кожної частоти обертання ГПА, включеного на контур з малою акумулюючою здатністю і який містить керований дросель (антипопажний клапан), шляхом плавної зміни опору дроселя по черзі забезпечують декілька (5-7) сталих режимів ГПА. Опір дроселя вибирають так, щоб для кожного i -го режиму значення витрати q_i , яке обчислене за величиною перепаду ΔP_i звужуючого пристрою та параметром газу, задовольняло умові

$$1.2q_{\text{помп}} < q_i,$$

де $q_{\text{помп}}$ - орієнтовне значення помпажної витрати, що отримане, наприклад, за паспортними характеристиками компресора.

У кожному i -ому режимі вимірюють величину параметра Π_i та реєструють значення q_i , Π_i .

Використовуючи отримані набори значень

$$q_1, q_2, \dots, q_k$$

$$\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_k,$$

обчислюють параметри функції $q = F(\Pi)$, що апроксимує функцію зв'язку $q_3 = F_3(\Pi)$.

Потім, плавно збільшуючи опір дроселя, переводять режим ГПА в точку максимуму витратно-напірної характеристики компресора, вимірюють та реєструють значення параметра Π_{max} у цьому режимі. Досягнення максимуму ідентифікують за

фактом одночасного зниження перепаду тиску на компресорі та перепаду тиску на звужуючому пристрої. Застосовуючи екстраполяцію функції $q = F(\Pi)$ до значення Π_{max} , обчислюють значення помпажної витрати (див. Фіг.)

$$q_{\text{помп}} = F(\Pi_{\text{помп}})$$

Отримані значення $q_{\text{помп}}$ використовують для обчислення віддаленості L робочої точки компресора [4]

$$L = \frac{\tilde{q}_T - \tilde{q}_{\text{помп}}}{\tilde{q}_T} \cdot 100\%$$

де $\tilde{q} = q \cdot \frac{n_H}{n}$ - зведена за частотою обертання

витрата;

n_H, n - номінальна і поточна частоти обертання;

$\tilde{q}_T, \tilde{q}_{\text{помп}}$ - зведені поточна та помпажна витрати.

Джерела інформації

1. А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. Гидродинамика и аэродинамика. М., Стройиздат, 1975.

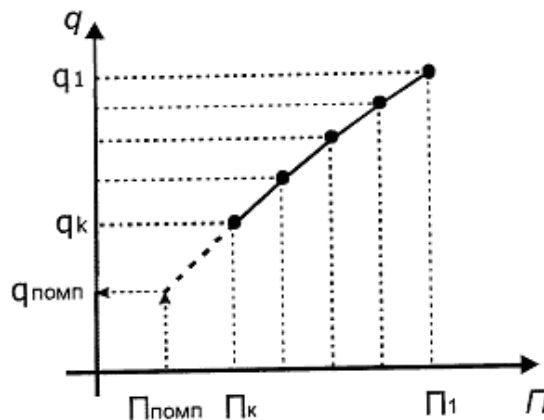
2. А.Н.Шерстюк. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., "Высшая школа", 1972.

3. В.Е.Селезнев и др. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем. М., Едиториал УРСС- 2002.

4. Горяченко В.Ф. и др. О противопопажной защите ЦКМ. Турбины и компрессоры, 1977, №7

5. Авторське свідоцтво СРСР №1590676, кл. F04D 27/02, опубл. 07.09.90. бюл. №33

6. Європейська патентна заявка EP0500195, кл. F04D 27/02, опубл. 26.08.1992.



Фіг.