



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 76071

(13) C2

(51) МПК (2006)
G01F 1/34МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ КОМПРИМОВАНОГО ГАЗУ В УМОВАХ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

1

2

(21) а200506623

(22) 06.07.2005

(24) 15.06.2006

(46) 15.06.2006, Бюл. №6, 2006р.

(72) Беккер Михайло Вікторович, Ізмалков Борис
Іванович, Ільченко Борис Самуїлович, Колодяжний
Валерій Васильович, Кучерук Микола Васильович,
Налісний Микола Борисович, Прищепо Олександр
Олексійович, Шурунова Наталія Шіоївна

(73) ДОЧІРНЯ КОМПАНІЯ "УКРТРАНСГАЗ"

(56) SU 1215008 A, 28.02.1986

SU 1490490 A1, 30.06.1989

GB 2085597 A, 28.04.1982

US 3831447 A, 27.08.1974

RU 2238474 C1, 20.10.2004

GB 2373054 A, 11.09.2002

US 6119710 A, 19.09.2002

JP 58073816, 04.05.1983

(57) Спосіб визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції, що включає вимірювання датчиками агрегатної автоматики тиску й температури газу на вході й виході нагнітача, а також вимірювання числа обертів вала нагнітача й густини газу, який відрізняється тим, що попередньо проводять натурні випробування й теоретичні дослідження характеристик відцентрового нагнітача для різних видів і величин дефектів проточної частини, за отриманими даними визначають множини розрахункових характеристик політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{пол}}^p$ й зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{пр}}^p$ як функції

$$\left\{ \eta_{\text{пол}}^p(D_j, Q_{\text{пр}}) \right\}, j = \overline{1, ND};$$

$$\left\{ \varepsilon_{\text{пр}}^p(D_j, Q_{\text{пр}}) \right\}, j = \overline{1, ND},$$

де $Q_{\text{пр}}$ - зведена об'ємна продуктивність;

$D_j, j = \overline{1, ND}$ - величина й вид узагальненого нормованого дефекту D_j , за який приймають зважену суму конкретних видів дефектів проточної частини відцентрового нагнітача, що однозначно визначає відхилення цих характеристик від відповідних паспортних для різних видів і величин дефектів проточної частини нагнітача, потім за допомогою датчиків агрегатної автоматики й електронних

обчислювальних пристроїв виконують серію періодичних вимірювань зазначених параметрів для кожного поточного i -го вектора вимірювань X_i , який включає значення температури газу на вході й виході нагнітача $T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}$, тиску газу на вході й виході нагнітача $P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}$, частоти обертання вала нагнітача n_i й густини газу ρ_i :

$$X_i = T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}, P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}, n_i, \rho_i$$

далі розраховують коефіцієнти стисливості, коефіцієнти ізобаричної стисливості, поправки до теплоємності на основі модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рабіна, далі з урахуванням розрахованих значень коефіцієнтів стисливості й поправок до теплоємності обчислюють значення зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{пр}}(X_i)$ й політропного

коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{пол}}(X_i)$ відповідно до політропного методу Шульца для поточного вектора вимірювань X_i за формулами:

$$\varepsilon_{\text{пр}}(X_i) = \left(\frac{m_{V_{\text{н}}} (Q_{\text{пр } i, j}) \cdot H_{\text{нр}}}{Z_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot T_{\text{вх пр}}} + 1 \right)^{\frac{1}{m_{V_{\text{н}}} (Q_{\text{пр } i, j})}};$$

$$\eta_{\text{пол}}(X_i) = \left(\frac{Z_{\text{сер } i} \cdot R}{C_{p_{\text{сер } i}} - Z_{\text{сер } i} \cdot R \cdot V_{\text{сер } i} \cdot m_T^{-1}(X_i)} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{m_T(X_i)};$$

$$H_{\text{нр}} = H_{\text{н}}(X_i) \cdot \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_i} \right)^2, \text{ Дж/кг}^\circ\text{К};$$

$$H_{\text{н}}(X_i) = \frac{Z_{\text{вх } i} \cdot R \cdot T_{\text{вх } i}}{m_V(X_i)} \left(\left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)^{m_V(X_i)} - 1 \right), \text{ Дж/кг}^\circ\text{К};$$

$$m_V(X_i) = \lg \left(\frac{Z_{\text{вих } i} \cdot T_{\text{вих } i}}{Z_{\text{вх } i} \cdot T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right);$$

$$m_T(X_i) = \lg \left(\frac{T_{\text{вих } i}}{T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right);$$

$$R = \frac{1,204 \cdot R_{\text{пов}}}{\rho_i}, \text{ Гс} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{К}^\circ;$$

де для компримованого газу
 $H_{\text{н}}$ - політропний напір,

(13) C2

(11) 76071

(19) UA

m_V, m_T - об'ємний і температурний показники політропи,

Z - коефіцієнт стисливості,

V - коефіцієнт ізобаричної стисливості,

C_p - теплоємність газу,

ε - ступінь стиску, а

R - газова постійна природного газу,

$R_{\text{пов}}$ - газова постійна повітря,

індекси пр, н, сер, вх, вих - відповідно позначають зведене, номінальне й середнє значення параметра, значення на вході й виході нагнітача, далі визначають множину значень зведеної об'ємної продуктивності $\{Q_{\text{пр } i, j}\} = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$ й множину значень узагальненого нормованого дефекту $\{B_{i, j}\} = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$, виходячи з рішення системи рівнянь для всіх видів узагальнених дефектів D_j , $j = \overline{1, ND}$

$$\begin{cases} \varepsilon_{\text{пр}}(X_i) = \varepsilon_{\text{пр}}^p(D_i, j, Q_{\text{пр } i, j}) \\ \eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}}^p(D_i, j, Q_{\text{пр } i, j}) \end{cases},$$

і вибирають найбільш імовірний узагальнений нормований дефект D_c , що однозначно характеризує положення фактичних характеристик відцентрового нагнітача щодо відповідних паспортних за обчислю-

леною множиною значень $\{B_{i, j}\} = \overline{1, ND}$ на основі критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i, j}^r$:

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i, c}(X_i) - D_{i, c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i, j}(X_i) - D_{i, j}^r)^2$$

для $j = 1, \dots, c-1, c+1, \dots, ND$,

далі обчислюють фільтроване значення зведеної об'ємної продуктивності $Q_{\text{пр } i}^{\Phi}$, що відповідає обчисленому значенню найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c :

$$a_1 \cdot Q_{\text{пр } i}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{\text{пр } (i-1)}^{\Phi} = Q_{\text{пр } i, c}, \left[\text{м}^3 / \text{хв} \right],$$

де a_0 й a_1 - коефіцієнти фільтра, а потім обчислюють витрату компримованого газу нагнітача за формулою:

$$Q_{\text{ком}} = 0,00144 \cdot \frac{T_{\text{ст}}}{P_{\text{ст}}} \cdot \frac{P_{\text{вх}}}{T_{\text{вх}}} \cdot Q_{\text{пр } i}^{\Phi} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_H}, \left[\text{млн м}^3 / \text{доба} \right],$$

де $T_{\text{ст}} = 293,15$ К, $P_{\text{ст}} = 1,053$ кгс/см² - температура й тиск газу, при яких визначають комерційну продуктивність нагнітача.

Винахід відноситься до вимірювань у газотранспортній галузі та призначений для визначення фактичної витрати транспортованого газу, компримованого нагнітачем газоперекачувального агрегату на компресорних станціях магістральних газопроводів.

Одним з найбільш ефективних напрямків підвищення енергозбереження в газотранспортній системі є оптимізація режимів її роботи. Так, внесок в економію природного газу й електроенергії при транспортуванні газу в 2003 році в Росії за рахунок оптимізації режимів роботи устаткування відповідно склав 29,8% й 31% [1].

Для визначення оптимальних режимів роботи устаткування необхідна інформація про затримувану витрату паливного газу й витрату компримованого (транспортованого) газу за кожним окремим газоперекачувальним агрегатом (ГПА) і в цілому за компресорним цехом (КЦ). Вимірювання витрати паливного газу та споживаної електроенергії не викликає особливих складностей, і вони або вже реалізовані в багатьох КЦ, або їхня реалізація вже запланована. У той же час, вимірювання витрати компримованого газу з необхідною точністю порядку 2% - 4% викликає деякі складності, і такі вимірювання в умовах КС не виконуються. Відомі способи розрахунку витрати компримованого відцентровим нагнітачем (ВЦН) газу, засновані на використанні інформації датчика перепаду тиску на входному звужувальному пристрої (конфузорі) ВЦН або на розрахунку витрати за вимірюваними параметрами ВЦН на основі його паспортних характеристик, не забезпечують необхідну точ-

ність.

Відомий метод визначення витрати газу, згідно з яким витрату газу визначають за допомогою змінного перепаду тиску. Принцип методу полягає в тому, що у вимірювальному трубопроводі, по якому протікає газ, установлюють звужувальний пристрій, що створює місцеве звуження потоку. Внаслідок переходу частини потенційної енергії потоку в кінетичну середня швидкість потоку у звуженому перетині підвищується, у результаті чого статичний тиск у цьому перетині стає менше статичного тиску перед звужувальним пристроєм. Різниця цих тисків тим більше, чим більше витрата газу, що протікає, і, отже, вона може слугувати мірою витрати.

Із закону збереження енергії для стаціонарного потоку випливає

$$p_1 + \rho u_D^2 / 2 = p_2 + \rho u_d^2 / 2$$

Використання в рішенні цього рівняння умови нерозривності потоку нестисливого середовища

$$\rho u_D \pi D^2 / 4 = \rho u_d \pi d^2 / 4 = q_m$$

приводить до теоретичного рівняння витрати нестисливого середовища

$$q_m = E(\pi d^2 / 4)(2\rho \Delta p)^{1/2}$$

де u_D - швидкість плинину потоку у вимірювальному трубопроводі;

u_d - швидкість плинину потоку в отворі звужувального пристрою;

p_1 - тиск на вході в звужувальний пристрій;

p_2 - тиск на виході із звужувального пристрою;

ρ - густина нестисливого газу;
 E - коефіцієнт швидкості входу,
 D - діаметр трубопроводу,

$$E = 1 / \left[1 - (u_D / u_d)^2 \right]^{1/2} = 1 / \left[1 - (d/D)^4 \right]^{1/2};$$

$\Delta p = (p_1 - p_2)$ - перепад тиску на звукуваль-
 ному пристрої [2].

Даний метод визначення витрати газу, як і спосіб визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції, що заявляється, включає вимірювання тиску газу на вході й виході пристрою вимірювання. Однак цей метод недостатньо точний, тому що він ґрунтується на використанні звукувального пристрою, з яким точність вимірювання у великому ступені залежить від особливих умов експлуатації (необхідність мати прямолінійну ділянку трубопроводу певної довжини до і після звукувального пристрою).

Відомий також метод визначення витрати газу в умовах компресорної станції як безпосередньо за ізодрами, так і непрямо за характеристикою "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата". Він базується на вимірюванні параметрів газу на вході й виході нагнітача, частоти обертання ротора й використання в розрахунку газодинамічної характеристики "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата", що, на думку авторів методу, зменшує похибку визначення витрати у порівнянні з ізодрами з 7% до 3%. Цей метод заснований на властивості відносної стабільності характеристики нагнітача в координатах "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата". Аналіз газодинамічних характеристик нагнітачів різних типів, що перебувають у різному технічному стані, показує, що на відміну від газодинамічних характеристик (ізодром), що істотно змінюються з погіршенням технічного стану, характеристики нагнітача в координатах "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата" змінюються в значно меншому ступені. Якісне пояснення цього факту зводиться до наступного: при погіршенні технічного стану нагнітача відбувається зниження ступеня стиску при заданому числі обертів і політропічного коефіцієнта корисної дії. Зниження ступеня стиску призводить до зменшення споживаної потужності, а зниження політропічного коефіцієнта корисної дії споживану потужність збільшує. Зустрічний вплив цих двох факторів й обумовлює відносну стабільність характеристики нагнітача в координатах "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата" [3].

Даний метод визначення витрати газу в умовах компресорної станції як безпосередньо за ізодрами, так і непрямо за характеристикою "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата", як і спосіб визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції, що заявляється, включає вимірювання параметрів газу на вході, й виході нагнітача, а також частоти обертання ротора. Однак цей метод недостатньо точний із таких причин: по-перше, для розрахунку витрати газу використовують тільки одну характеристику, що негативно позначається

на точності вимірювання, по-друге, використовують саме паспортну характеристику, а не фактичну, вважаючи при цьому, що дана характеристика стабільна, хоча практика показує, що стабільність даної характеристики низька. Крім того, даний спосіб не універсальний і застосовується тільки для відцентрових нагнітачів певного типу. Також даний спосіб не передбачає визначення витрати газу за серією періодичних вимірювань - витрату вимірюють за одиничним вимірюванням.

Найближчим за технічною суттю аналогом, який вибрано як прототип, є спосіб визначення витрати газу, що транспортується, відповідно до якого один з газопроводів відокремлюють від іншої системи газопроводів і наступне компримування газу цим трубопроводом здійснюють за допомогою одного, під'єданого за допомогою перемичок і кранів, ВЦН. Заміряють тиск і температуру газу на вході й виході нагнітача, а також число обертів вала нагнітача. Витрату газу визначають при спільному використанні паспортної залежності "зведена відносна внутрішня потужність-зведена об'ємна витрата"

$$\left[\frac{N_i}{\gamma_H} \right]_{\text{пр}} = f(Q_{\text{пр}}) \text{ й залежності, що}$$

зв'язує параметри газу, що транспортується

$$\left[\frac{N_i}{\gamma_H} \right]_{\text{пр}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{Z \cdot R T_1}{6120} \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^A - 1 \right] \left(\frac{n_{\text{ном}}}{n} \right)^2 Q_{\text{пр}},$$

$$\text{де } A = \frac{\lg \frac{T_1}{T_2}}{\lg \frac{P_1}{P_2}};$$

$$\left[\frac{N_i}{\gamma_H} \right]_{\text{пр}} - \text{зведена відносна внутрішня потуж-}$$

$$\text{ність нагнітача, } \frac{\text{кВт}}{\text{кг/м}^3};$$

γ_H - густина газу на вході в нагнітач при умо-
 вах усмоктування, кг/м^3 ;

$Q_{\text{пр}}$ - об'ємна витрата, зведена до умов зведе-
 них характеристик нагнітача, $\text{м}^3/\text{хв}$;

k - показник адіабати газу;

Z - коефіцієнт стисливості газу, що транспор-
 тується, при умовах усмоктування:

$$R - \text{газова постійна, } \frac{\text{кгм}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

P_1 і P_2 - відповідно тиск газу на вході й виході
 нагнітача, кгс/см^2 ;

T_1 і T_2 - відповідно температура газу на вході й
 виході нагнітача, К;

$n_{\text{ном}}$ - номінальне число обертів нагнітача,
 об/хв;

n - фактичне число обертів нагнітача, об/хв [4].

Даний спосіб визначення витрати газу, що транспортується, за прототипом, як і спосіб визна-
 чення витрати компримованого газу в умовах ком-
 пресорної станції, що заявляється, включає вимі-
 рювання тиску й температури газу на вході й
 виході нагнітача, а також вимірювання числа обер-
 тів вала нагнітача. Однак цей метод недостатньо
 точний із таких причин: по-перше, для вимірюван-

ня витрати газу використовують тільки одну характеристику (зведена відносна внутрішня потужність), що негативно позначається на точності вимірювання, по-друге, використовують саме паспортну характеристику, а не фактичну, вважаючи при цьому, що дана характеристика стабільна, хоча практика показує, що стабільність даної характеристики низька. Також у способі за прототипом для вимірювання витрати газу роблять додаткове перемикання цехової арматури, що не забезпечує безперервного вимірювання витрати в штатній схемі. Крім того даний спосіб застосовують тільки для випадку, коли по одному газопроводу перекачують обсяг газу, що може компримуватися одним відцентровим нагнітачем, і не застосовують у випадку, якщо на один газопровід паралельно або послідовно працюють кілька відцентрових нагнітачів.

В основу винаходу поставлена задача в способі визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції шляхом виключення використання як вимірювального засобу звукувального пристрою, а також виключення необхідності додаткового перемикання цехової арматури, використання для обчислень характеристик нагнітача в кількості більше однієї, причому характеристик фактичних, введення серії періодичних вимірювань і підвищення ступеня універсальності забезпечити підвищення точності й експлуатаційних можливостей.

Задача, яка поставлена, вирішується за рахунок того, що у способі визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції, що містить вимірювання датчиками агрегатної автоматики тиску й температури газу на вході й виході нагнітача, а також вимірювання числа обертів вала нагнітача й густини газу, згідно з винаходом попередньо проводять натурні випробування й теоретичні дослідження характеристик відцентрового нагнітача для різних видів і величин дефектів проточної частини, за отриманими даними визначають множини розрахункових характеристик політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{пол}}^{\text{р}}$ й зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{р}}$ як функції

$$\{\eta_{\text{пол}}^{\text{р}}(D_j, Q_{\text{пр}})\}, j = \overline{1, ND};$$

$$\{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{р}}(D_j, Q_{\text{пр}})\}, j = \overline{1, ND};$$

де $Q_{\text{пр}}$ - зведена об'ємна продуктивність;

$D_j, j = \overline{1, ND}$ - величина й вид узагальненого нормованого дефекту D_j , за який приймають зважену суму конкретних видів дефектів проточної частини відцентрового нагнітача, що однозначно визначає відхилення цих характеристик від відповідних паспортних для різних видів і величин дефектів проточної частини нагнітача, потім за допомогою датчиків агрегатної автоматики й електронних обчислювальних пристроїв роблять серію періодичних вимірювань зазначених параметрів для кожного поточного i -го вектора вимірювань X_i , який включає значення температури газу на вході й виході нагнітача $T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}$, тиску газу на вході й виході нагнітача $P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}$, частоти обер-

тання вала нагнітача n_i , й густини газу ρ_i :

$$X_i = \{T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}, P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}, n_i, \rho_i\}$$

далі розраховують коефіцієнти стисливості, коефіцієнти ізобаричної стисливості, поправки до теплоємності на основі модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рабіна, далі з урахуванням розрахованих значень коефіцієнтів стисливості й поправок до теплоємності обчислюють значення зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{пр}}(X_i)$ й політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{пол}}(X_i)$ відповідно до політропного методу Шульца для поточного вектора вимірювань X_i за формулами:

$$\varepsilon_{\text{пр}} \llbracket i \rrbracket = \left(\frac{m_{\text{v n}} \llbracket \text{пр } i, j \rrbracket \cdot H_{\text{n пр}}}{Z_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot T_{\text{вх пр}}} + 1 \right)^{\frac{1}{m_{\text{v n}} \llbracket \text{пр } i, j \rrbracket}}$$

$$\eta_{\text{пол}} \llbracket i \rrbracket = \left(\frac{Z_{\text{сер } i} \cdot R}{C_{\text{P сер } i} - Z_{\text{сер } i} \cdot R \cdot V_{\text{сер } i} \cdot m_{\text{T}}^{-1} \llbracket i \rrbracket} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{m_{\text{T}} \llbracket i \rrbracket}$$

$$H_{\text{n пр}} = H_{\text{n}} \llbracket i \rrbracket \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_i} \right)^2, \llbracket \text{Дж/кг} \rrbracket$$

$$H_{\text{n}}(X_i) = \frac{Z_{\text{вх } i} \cdot R \cdot T_{\text{вх } i}}{m_{\text{v}}(X_i)} \left(\left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)^{m_{\text{v}} \llbracket i \rrbracket} - 1 \right), \llbracket \text{Дж/кг} \rrbracket$$

$$m_{\text{v}}(X_i) = \lg \left(\frac{Z_{\text{вих } i} \cdot T_{\text{вих } i}}{Z_{\text{вх } i} \cdot T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)$$

$$m_{\text{T}}(X_i) = \lg \left(\frac{T_{\text{вих } i}}{T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)$$

$$R = \frac{1,204 \cdot R_{\text{пов}}}{\rho_i}, \llbracket \text{гс} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{К} \rrbracket$$

де для компримованого газу

H_{n} - політропний напір, m_{v} , m_{T} - об'ємний і температурний показники політропи;

Z - коефіцієнт стисливості, V - коефіцієнт ізобаричної стисливості;

$C_{\text{р}}$ - теплоємність газу, ε - ступінь стиску, а

R - газова постійна природного газу;

$R_{\text{пов}}$ - газова постійна повітря,

індекси пр, н, сер, вх, вих - відповідно позначають зведене, номінальне й середнє значення параметра, значення на вході й виході нагнітача,

далі визначають множину значень зведеної об'ємної продуктивності $\llbracket \text{пр } i, j \rrbracket = \overline{1, NI}, j = \overline{1, ND}$ й мно-

жину значень узагальненого нормованого дефекту $\llbracket D_j \rrbracket = \overline{1, NI}, j = \overline{1, ND}$, виходячи з рішення системи

рівнянь для всіх видів узагальнених дефектів $D_j, j = \overline{1, ND}$

$$\begin{cases} \varepsilon_{\text{пр}}(X_i) = \varepsilon_{\text{пр}}^{\text{р}}(D_{i,j}, Q_{\text{пр } i,j}) \\ \eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}}^{\text{р}}(D_{i,j}, Q_{\text{пр } i,j}) \end{cases}$$

і вибирають найбільш імовірний узагальнений нормований дефект D_c , що однозначно характеризує положення фактичних характеристик відцентрового нагнітача щодо відповідних паспортних, за об-

численною множиною значень $\{D_{i,j}\} = \overline{1,ND}$ на основі критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i,j}^r$:

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i,c}(X_i) - D_{i,c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j}(X_i) - D_{i,j}^r)^2$$

для $j = 1, \dots, c-1, 1+1, \dots, ND$, далі обчислюють фільтроване значення зведеної об'ємної продуктивності $Q_{np,j}^{\Phi}$, що відповідає обчисленому значенню най-

більш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c :

$$a_1 \cdot Q_{np,i}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{np,(i-1)}^{\Phi} = Q_{npi,c}, \left[\text{м}^3 / \text{хв} \right]$$

де a_0 й a_1 - коефіцієнти фільтра.

а потім обчислюють витрату компримованого газу нагнітача за формулою:

$$Q_{комі} = 0,00144 \cdot \frac{T_{st}}{P_{st}} \cdot \frac{P_{вхi}}{T_{вхi}} \cdot Q_{np,i}^{\Phi} \cdot \frac{n_i}{n_H}, \left[\text{млн м}^3 / \text{доба} \right]$$

де $T_{st} = 293,15 \text{ К}$, $P_{st} = 1,053 \text{ кгс/см}^2$ - температура й тиск газу, при яких визначають комерційну продуктивність нагнітача.

Технічний результат, якого можна досягти при використанні винаходу, виражений у тому, що забезпечується підвищення точності й експлуатаційних можливостей способу.

Причинно-наслідковий зв'язок між сукупністю ознак винаходу і технічним результатом просліджується в тому, що нові ознаки, згідно з якими попередньо проводять натурні випробування й теоретичні дослідження характеристик відцентрового нагнітача для різних видів і величин дефектів проточної частини, за отриманими даними визначають множини розрахункових характеристик полі-

тропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол}^p$ й зведено-

$$\left\{ \eta_{пол}^p(D_j, Q_{np}) \right\}, j = \overline{1,ND}$$

$$\left\{ \varepsilon_{np}^p(D_j, Q_{np}) \right\}, j = \overline{1,ND}$$

де Q_{np} - зведена об'ємна продуктивність;

$\{D_{i,j}\} = \overline{1,ND}$ - величина й вид узагальненого

нормованого дефекту D_j , за який приймають зважену суму конкретних видів дефектів проточної частини відцентрового нагнітача, що однозначно визначає відхилення цих характеристик від відповідних паспортних для різних видів і величин дефектів проточної частини нагнітача, потім за допомогою датчиків агрегатної автоматики й електронних обчислювальних пристроїв роблять серію періодичних вимірювань зазначених параметрів для кожного поточного i -го вектора вимірювань X_i який включає значення температури газу на вході й виході нагнітача $T_{вхi}$, $T_{вихi}$, тиску газу на вході й виході нагнітача $P_{вхi}$, $P_{вихi}$, частоти обертання вала нагнітача n_i й густини газу ρ_i :

$$X_i = \{T_{вхi}, T_{вихi}, P_{вхi}, P_{вихi}, n_i, \rho_i\},$$

далі розраховують коефіцієнти стисливості, коефіцієнти ізобаричної стисливості, поправки до теплоємності на основі модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рабіна, далі з урахуванням розрахованих значень коефіцієнтів стисливості й поправок до теплоємності обчислюють значення зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{np} \{X_i\}$ й політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол} \{X_i\}$ відповідно до політропного методу Шульца для поточного вектора вимірювань X_i за формулами:

$$\varepsilon_{np} \{X_i\} = \left(\frac{m_{v,n} Q_{np,i,j} H_{n,np}}{Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{вх,np}} + 1 \right) \frac{1}{m_{v,n} Q_{np,i,j}}$$

$$\eta_{пол} \{X_i\} = \left(\frac{Z_{сер,i} \cdot R}{C_{P,сер,i} - Z_{сер,i} \cdot R \cdot V_{сер,i} \cdot m_T^{-1} \{X_i\}} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{m_T \{X_i\}}$$

$$H_{n,np} = H_n \{X_i\} \left(\frac{n_H}{n_i} \right)^2, \left[\text{Дж} / \text{кг} \right]$$

$$H_n(X_i) = \frac{Z_{вх,i} \cdot R \cdot T_{вхi}}{m_v(X_i)} \left(\left(\frac{P_{вихi}}{P_{вхi}} \right)^{m_v \{X_i\}} - 1 \right), \left[\text{Дж} / \text{кг} \right]$$

$$m_v(X_i) = \lg \left(\frac{Z_{вихi} \cdot T_{вихi}}{Z_{вхi} \cdot T_{вхi}} \right) / \lg \left(\frac{P_{вихi}}{P_{вхi}} \right)$$

$$m_T(X_i) = \lg \left(\frac{T_{вихi}}{T_{вхi}} \right) / \lg \left(\frac{P_{вихi}}{P_{вхi}} \right)$$

$$R = \frac{1,204 \cdot R_{пов}}{\rho_i}, \left[\text{гс} \cdot \text{м} / \text{кг} \cdot \text{К} \right]$$

де для компримованого газу

H_n - політропний напір, m_v , m_p - об'ємний і температурний показники політропи;

Z - коефіцієнт стисливості, V - коефіцієнт ізобаричної стисливості;

C_p - теплоємність газу, ε - ступінь стиску, а

R - газова постійна природного газу;

$R_{пов}$ - газова постійна повітря,

індекси пр, н, сер, вх, вих - відповідно позначають зведене, номінальне й середнє значення параметра, значення на вході й виході нагнітача, далі визначають множини значень зведеної об'ємної продуктивності $\{Q_{np,i,j}\} = \overline{1,NI}$, $j = \overline{1,ND}$ та множини значень узагальненого нормованого дефекту $\{D_{i,j}\} = \overline{1,NI}$, $j = \overline{1,ND}$, виходячи з рішення системи рівнянь для всіх видів узагальнених дефектів D_j , $j = \overline{1,ND}$

$$\begin{cases} \varepsilon_{np}(X_i) = \varepsilon_{np}^p(D_{i,j}, Q_{np,i,j}) \\ \eta_{пол}(X_i) = \eta_{пол}^p(D_{i,j}, Q_{np,i,j}) \end{cases}$$

і вибирають найбільш імовірний узагальнений нормований дефект D_c , що однозначно характеризує положення фактичних характеристик відцентрового нагнітача щодо відповідних паспортних, за численною множиною значень $\{D_{i,j}\} = \overline{1,ND}$ на ос-

нові критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i,j}^r$:

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i,c}(X_i) - D_{i,c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j}(X_i) - D_{i,j}^r)^2$$

для $j = 1, \dots, c-1, 1+1 \dots ND$,

далі обчислюють фільтроване значення зведеної об'ємної продуктивності Q_{np}^{Φ} , що відповідає обчисленому значенню найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c :

$$a_1 \cdot Q_{np}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{np}^{\Phi} (i-1) = Q_{npi,c}, \left[\frac{m^3}{xv} \right],$$

де a_0 й a_1 - коефіцієнти фільтра, а потім обчислюють витрату компримованого газу нагнітача за формулою:

$$Q_{комi} = 0,00144 \cdot \frac{T_{st}}{P_{st}} \cdot \frac{P_{vxi}}{T_{vxi}} \cdot Q_{np}^{\Phi} \cdot \frac{n_i}{n_H}, \left[\frac{млн м^3}{доба} \right]$$

де $T_{st}=293.15K$, $P_{st}=1.053 \text{ кгс/см}^2$ - температура й тиск газу, при яких визначають комерційну продуктивність нагнітача, які уведені в спосіб визначення витрати компримованого газу в умовах компресорної станції, при взаємодії з відомими ознаками, а саме вимірюванням датчиками агрегатної автоматики тиску й температури газу на вході й виході нагнітача, а також вимірюванням числа обертів вала нагнітача й густини газу забезпечують прояв нових технічних властивостей, таких як не використання як вимірювальної засобу звукувального пристрою, а також виключення необхідності додаткового перемикання цехової арматури, використання для обчислень характеристик нагнітача в кількості більше однієї, причому характеристик фактичних, наявність серії періодичних вимірювань і підвищення ступеня універсальності. Це дозволяє отримати очікуваний технічний результат, а саме: підвищення точності й експлуатаційних можливостей способу.

При цьому підвищення точності розрахунку витрати компримованого газу відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату у запропонованому способі забезпечується за рахунок наступних ознак винаходу.

1. Змінюється склад використовуваних параметрів відцентрового нагнітача за якими розраховуються витрати компримованого газу. Згідно з формулою винаходу кожний поточний i -й вектор вимірювання X_i включає "значення температури газу на вході й виході нагнітача T_{vxi} , T_{vix} , тиску газу на вході й виході нагнітача P_{vxi} , P_{vix} частоти обертання вала нагнітача n_i й щільності газу ρ_i :

$$X_i = \{T_{vxi}, T_{vix}, P_{vxi}, P_{vix}, n_i, \rho_i\}.$$

Інформація на виході звукувального пристрою відцентрового нагнітача не використовується. Тому не потрібно виконання низки умов експлуатації, в тому числі необхідних прямолінійних ділянок газопроводів до і після звукувального пристрою.

2. Використання множин розрахункових характеристик двох видів: політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол}^p$ та зведеного ступеня стиску ε_{np}^p

як функції зведеної об'ємної продуктивності та величини і виду узагальненого нормованого дефекту. Згідно з формулою винаходу "попередньо проводять натурні випробування й теоретичні дослідження характеристик відцентрового нагнітача для різних видів і величин дефектів проточної частини, за отриманими даними визначають множини розрахункових характеристик політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол}^p$ й зведеного ступеня стиску ε_{np}^p як функції

$$\{\eta_{пол}^p(D_j, Q_{np})\}, j = \overline{1, ND}$$

$$\{\varepsilon_{np}^p(D_j, Q_{np})\}, j = \overline{1, ND}$$

де Q_{np} - об'ємна зведена продуктивність;

$D_j, j = \overline{1, ND}$ - величина й вид узагальненого

нормованого дефекту D_j ". Це сприяє тому, що не потрібно формувати припущення про використання паспортних газодинамічних характеристик нагнітача та їх стабільності в процесі експлуатації при розрахунку витрат, а замість припущень використовуються розрахункові характеристики, які отримані при проведенні натурних випробувань і теоретичних досліджень.

3. Одночасне використання двох видів розрахункових характеристик: політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол}^p$ та зведеного ступеня стиску

ε_{np}^p для знаходження за поточним вектором вимірювань зведеної об'ємної продуктивності та узагальненого нормованого дефекту, який однозначно характеризує положення фактичних характеристик нагнітача відносно паспортних. Згідно з формулою винаходу "визначають сукупність значень зведеної об'ємної продуктивності $\{\varepsilon_{np}^p\}, j = \overline{1, NI}, j = \overline{1, ND}$ й сукупність значень узагальненого нормованого дефекту $\{D_j\}, j = \overline{1, NI}, j = \overline{1, ND}$, виходячи з рішення системи рівнянь для всіх видів узагальнених дефектів $D_j, j = \overline{1, ND}$ " на основі розрахункових характеристик

$$\begin{cases} \varepsilon_{np}(X_i) = \varepsilon_{np}^p(D_{i,j}, Q_{np,i,j}) \\ \eta_{пол}(X_i) = \eta_{пол}^p(D_{i,j}, Q_{np,i,j}) \end{cases}.$$

Знаходження витрати компримованого газу тільки за однією довільною газодинамічною характеристикою виключає можливість оцінювання положення тієї чи іншої форми фактичних характеристик нагнітача, а отже, не дозволяє урахувати розвиток дефекту проточної частини нагнітача за час його експлуатації.

4. Знаходження найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту проточної частини за серією періодичних вимірювань параметрів нагнітача і наступного розрахунку витрат компримованого газу для цього виду дефекту. Згідно з формулою винаходу "вибирають найбільш імовірний узагальнений нормований дефект D_c ,

що однозначно характеризує положення фактичних характеристик відцентрового нагнітача щодо відповідних паспортних, за обчисленою сукупністю значень $\{B_{i,j}\}_{j=1,ND}$ на основі критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i,j}^r$:

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i,c}(X_i) - D_{i,c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j}(X_i) - D_{i,j}^r)^2$$

для $j=1, \dots, c-1, 1+1 \dots ND$. У випадку одиничного вимірювання параметрів нагнітача, як передбачається у прототипі, знайти найбільш імовірний вид дефекту і потім розрахувати витрати компримованого газу неможливо. До того ж розрахунок витрат за одиничним виміром параметрів нагнітача також не дозволяє виконати фільтрацію значень витрати і тим самим підвищити точність розрахунку. У запропонованому способі використовується фільтрація. Згідно з формулою винаходу "обчислюють фільтроване значення зведеної об'ємної продуктивності Q_{np}^{Φ} , що відповідає обчисленому значенню найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c :

$$a_1 \cdot Q_{np}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{np}^{\Phi} (i-1) = Q_{np,i,c}, \left[\frac{m^3}{хв} \right],$$

де a_0 й a_1 - коефіцієнти фільтра". Дана фільтрація зменшує частину інструментальної похибки розрахунку витрат, яка зумовлюється випадковими складовими похибок каналів вимірювання параметрів нагнітача.

Підвищення експлуатаційних можливостей забезпечується за рахунок наступної ознаки винаходу.

Використання у розрахунку витрати компримованого газу відцентрового нагнітача вимірюваних параметрів типового складу, які вимірюються періодично. Згідно з формулою винаходу "за допомогою датчиків агрегатної автоматики й електронних обчислювальних пристроїв роблять серію періодичних вимірювань зазначених параметрів для кожного поточного i-го вектора вимірювань X_i ". Додаткова інформація про вимірювання параметрів інших відцентрових нагнітачів або інформація датчиків цехової автоматики при цьому не використовується. Тому запропонований спосіб забезпечує неперервний розрахунок витрати компримованого газу відцентрового нагнітача без перемикання цехової арматури для довільної схеми підключення нагнітачів компресорного цеху (паралельна, послідовна, паралельно-послідовна).

На кресленнях наведені:

Фіг.1 - система, яка реалізує запропонований спосіб (приклад);

Фіг.2 - схема послідовності дій запропонованого способу.

Система, що реалізує запропонований спосіб, містить модуль визначення розрахункових характеристик ВЦН 1, датчики агрегатної автоматики ВЦН 2, блок оброблення вхідної інформації та формування вектора вимірювань X_i 3, блок визначення поточних значень $Q_{np,i,j}$, $D_{i,j}$ 4, блок визначення

найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c 5, блок фільтрації й обчислення витрат компримованого газу 6, блок розрахунку коефіцієнтів стисливості і поправок до теплоємності 7, блок візуалізації й архівування 8.

Модуль визначення розрахункових характеристик ВЦН 1 призначений для визначення розрахункових зведеної характеристики ступеня стиску та політропного ККД функції від зведеної об'ємної продуктивності та величин і видів узагальнених нормованих дефектів.

Датчики агрегатної автоматики ВЦН 2 забезпечують періодичні вимірювання значення температури газу на вході й виході нагнітача $T_{вх,i}$, $T_{вих,i}$, тиску газу на вході й виході нагнітача $P_{вх,i}$, $P_{вих,i}$, частоти обертання вала нагнітача n_i , й густини газу ρ_i .

Блок оброблення вхідної інформації та формування вектора вимірювань X_i 3 призначений для зчитування, аналізу достовірності, відновлення недостовірної, фільтрації інформації датчиків агрегатної автоматики та для формування вектора вимірювань X_i $X_i = \{T_{вх,i}, T_{вих,i}, P_{вх,i}, P_{вих,i}, n_i, \rho_i\}$.

Блок визначення поточних значень $Q_{np,i,j}$, $D_{i,j}$ 4 призначений для розрахунку зведеного ступеня стиску ϵ_{np} ϵ_{np} й політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{пол}$ $\eta_{пол}$ за поточним вектором вимірювань X_i , знаходження поточних значень $Q_{np,i,j}$, $D_{i,j}$ на основі розрахункових характеристик за знайденими значеннями ϵ_{np} ϵ_{np} і $\eta_{пол}$ $\eta_{пол}$ шляхом розв'язання системи рівнянь і формування множини значень зведеної об'ємної продуктивності $\{Q_{np,i,j}\}_{j=1,NI}$, $j=1,ND$ та множини значень узагальненого нормованого дефекту $\{B_{i,j}\}_{j=1,NI}$, $j=1,ND$.

Блок визначення найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c 5 призначений для вибору найбільш імовірного узагальненого нормованого дефекту D_c , за обчисленою множиною значень $\{B_{i,j}\}_{j=1,ND}$ на основі критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i,j}^r$.

Блок фільтрації й обчислення витрат компримованого газу 6 призначений для розрахунку фільтрованого значення зведеної об'ємної продуктивності Q_{np}^{Φ} , що відповідає обчисленому значенню найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c та обчислювання витрат компримованого газу в умовах, при яких визначають комерційну продуктивність нагнітача.

Блок розрахунку коефіцієнтів стисливості і поправок до теплоємності 7 призначений для розрахунку коефіцієнтів стисливості, коефіцієнтів ізобаричної стисливості, поправок до теплоємності на основі модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рабіна.

Блок візуалізації й архівування 8 призначений

для візуалізації та архівування поточної вхідної інформації і результатів розрахунку витрат компримованого газу.

У відповідності до схеми послідовності дій (Фіг.2) запропонований спосіб працює наступним чином.

Дії по знаходженню витрат компримованого газу в умовах компресорної станції розділяються на дії, які виконуються одноразово та періодичні дії.

Одноразово, на основі натурних випробувань та теоретичних досліджень характеристик відцентрового нагнітача для різних видів і величин дефектів проточної частини, за отриманими даними в блоці 1, визначають множини розрахункових характеристик політропного коефіцієнта корисної дії

$\eta_{\text{пол}}^{\text{Р}}$ й зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{нр}}^{\text{Р}}$ як функції

$$\left\{ \eta_{\text{пол}}^{\text{Р}}(D_j, Q_{\text{нр}}) \right\}, j = \overline{1, ND};$$

$$\left\{ \varepsilon_{\text{нр}}^{\text{Р}}(D_j, Q_{\text{нр}}) \right\}, j = \overline{1, ND},$$

де $Q_{\text{нр}}$ - зведена об'ємна продуктивність;

$\{j\} = \overline{1, ND}$ - величина й вид узагальненого

нормованого дефекту D_j , за який приймають зважену суму конкретних видів дефектів проточної частини відцентрового нагнітача, що однозначно визначає відхилення цих характеристик від відповідних паспортних для різних видів і величин дефектів проточної частини нагнітача (зазор в ущільненні покриваючого диску, підріз лопаток робочого колеса і лопаткового дифузора та ін.).

Також знаходять об'ємний номінальний показник політропи функції від об'ємної зведеної продуктивності $m_V(Q_{\text{нр}})$.

Періодично виконують наступні дії.

За допомогою блоку оброблення вхідної інформації та формування вектора вимірювань X_i , 3 періодично зчитується інформація, аналізується її достовірність, відновлюється недостовірною та фільтрується з наступних датчиків агрегатної автоматики: температури газу на вході й виході нагнітача $T_{\text{вх } i}$, $T_{\text{вих } i}$, тиску газу на вході й виході нагнітача $P_{\text{вх } i}$, $P_{\text{вих } i}$, частоти обертання вала нагнітача n_i й густини газу ρ_i . Формується вектор вимірювань X_i $X_i = \{T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}, P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}, n_i, \rho_i\}$.

Далі у блоці розрахунку коефіцієнтів стисливості і поправок до теплоємності 7 розраховують коефіцієнти стисливості на вході та виході нагнітача $Z_{\text{вх } i}$, $Z_{\text{вих } i}$, середній коефіцієнт стисливості $Z_{\text{сер } i}$ середній коефіцієнт ізобаричної стисливості $V_{\text{сер } i}$, середнє значення теплоємності газу $C_{p \text{ сер } i}$ на основі модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рабіна. З урахуванням розрахованих значень коефіцієнтів стисливості та теплоємності обчислюють політропний напір $H_{\text{нр}}$ та об'ємний і температурний показники політропи $m_V(X_i)$, $m_T(X_i)$

$$H_{\text{нр}} = H_{\text{н}} \left(\frac{\eta_{\text{н}}}{\eta_i} \right)^2, \text{ Дж / кг } ^{-}$$

$$H_{\text{н}}(X_i) = \frac{Z_{\text{вх } i} \cdot R \cdot T_{\text{вх } i}}{m_V(X_i)} \left(\left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)^{m_V(X_i)} - 1 \right), \text{ Дж / кг } ^{-}$$

$$m_V(X_i) = \lg \left(\frac{Z_{\text{вих } i} \cdot T_{\text{вих } i}}{Z_{\text{вх } i} \cdot T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)$$

$$m_T(X_i) = \lg \left(\frac{T_{\text{вих } i}}{T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i}}{P_{\text{вх } i}} \right)$$

$$R = \frac{1204 \cdot R_{\text{пов}}}{\rho_i}, \text{ Гс } \cdot \text{ м / кг } \cdot \text{ К } ^{-}$$

Далі для кожного виду узагальненого нормованого дефекту D_j виконуються наступні дії.

Розраховується значення об'ємної зведеної продуктивності $Q_{\text{нр}}^{\text{S}}$ для обчислення об'ємного

номінального показника політропи $m_{V_{\text{н}}}(Q_{\text{нр}})$ як середнє значення мінімального $Q_{\text{нр min}}$ та максимального значень $Q_{\text{нр max}}$ зведеної об'ємної продуктивності. Шляхом лінійної інтерполяції розраховується об'ємний номінальний показник політропи $m_{V_{\text{н}}}(Q_{\text{нр}})$ для $Q_{\text{нр}} = Q_{\text{нр}}^{\text{S}}$.

У блоці визначення поточних значень $Q_{\text{нр } i, j}$ $D_{i, j}$ 4 розраховують значення зведеного ступеня стиску $\varepsilon_{\text{нр}}$ та політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{пол}}$ відповідно до політропного методу Шульця для поточного вектора вимірювань X_i за формулами:

$$\varepsilon_{\text{нр}}(X_i) = \left(\frac{m_{V_{\text{н}}}(Q_{\text{нр } i, j}) \cdot H_{\text{нр}}}{Z_{\text{нр}} \cdot R_{\text{нр}} \cdot T_{\text{вх } \text{нр}}} + 1 \right)^{\frac{1}{m_{V_{\text{н}}}(Q_{\text{нр } i, j})}};$$

$$\eta_{\text{пол}}(X_i) = \left(\frac{Z_{\text{сер } i} \cdot R}{C_{p \text{ сер } i} - Z_{\text{сер } i} \cdot R \cdot V_{\text{сер } i} \cdot m_T^{-1}(X_i)} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{m_T(X_i)}$$

Далі знаходять $D_{i, j}$, $Q_{\text{нр } i, j}$, з рішення наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} \varepsilon_{\text{нр}}(X_i) = \varepsilon_{\text{нр}}^{\text{Р}}(D_{i, j}, Q_{\text{нр } i, j}) \\ \eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}}^{\text{Р}}(D_{i, j}, Q_{\text{нр } i, j}) \end{cases}$$

За умови коли абсолютна величина різниці між $Q_{\text{нр}}^{\text{S}}$ та $Q_{\text{нр } i, j}$ більше заданої константи $Q_{\text{с}}$ значенню

$Q_{\text{нр}}^{\text{S}}$ надається значення $Q_{\text{нр } i, j}$ та повторюються дії, починаючи з розрахунку об'ємного номінального показника політропи. В іншому випадку визначають множину значень зведеної об'ємної продуктивності $\{Q_{\text{нр } i, j}\} = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$ й множину значень узагальненого нормованого дефекту $\{j\} = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$.

Вище вказані дії повторюють для всіх видів

узагальненого нормованого дефекту D_j , $j = \overline{1, ND}$ та для кожного вимірювання з серії $i = \overline{1, NI}$.

Далі у блоці визначення найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c 5 вибирають найбільш імовірний узагальнений нормований дефект D_c , що однозначно характеризує положення фактичних характеристик відцентрового нагнітача щодо відповідних паспортних, за обчисленою множиною значень $\{D_{i,j}\}_{i=1, NI}^{j=1, ND}$ за останні NI вимірювань на основі критерію мінімуму величини середньоквадратичного відхилення узагальненого нормованого дефекту від його прогнозованого значення $D_{i,j}^r$:

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i,c}(X_i) - D_{i,c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j}(X_i) - D_{i,j}^r)^2$$

для $j = 1, \dots, c - 1, 1 + 1 \dots ND$.

Далі у блоці фільтрації й обчислення витрат компримованого газу 6 обчислюють фільтроване значення зведеної об'ємної продуктивності $Q_{np,i}^{\Phi}$, що відповідає обчисленому значенню найбільш імовірного виду узагальненого нормованого дефекту D_c :

$$a_1 \cdot Q_{np,i}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{np,(i-1)}^{\Phi} = Q_{np,i,c}, \left[\frac{m^3}{хв} \right],$$

$$a_1 \cdot Q_{np,i}^{\Phi} + a_0 \cdot Q_{np,(i-1)}^{\Phi} = Q_{np,i,c}, \left[\frac{m^3}{хв} \right],$$

де a_0 й a_1 - коефіцієнти фільтра, а потім обчислюють витрату компримованого газу нагнітача за формулою:

$$Q_{комi} = 0,00144 \cdot \frac{T_{st}}{P_{st}} \cdot \frac{P_{Bxi}}{T_{Bxi}} \cdot Q_{np,i}^{\Phi} \cdot \frac{n_i}{n_H}, \left[\frac{млн м^3}{доба} \right]$$

де $T_{st}=293.15K$, $P_{st}=1.053 \text{ кгс/см}^2$ - температура й тиск газу, при яких визначають комерційну продук-

тивність нагнітача.

Поточна вхідна інформація і результати розрахунку витрат компримованого газу візуалізуються та архівуються за допомогою блока 8.

Проведені випробовування оновленої бази даних атласу фактичних характеристик відцентрових нагнітачів на компресорних станціях управління магістральних газопроводів "Черкаситрансгаз" з 23 по 26 листопада 2004 року, створеної на основі даного способу показали, що середнє відхилення обчисленої витрати компримованого газу від виміряної для різних КС склало від 1.2% до 4.1%.

Як показав досвід експлуатації відцентрових нагнітачів, у випадку розрахунку витрат компримованого газу за тиском газу на вході та виході звужуючого пристрою, похибка розрахунку витрат перевищувала 10%.

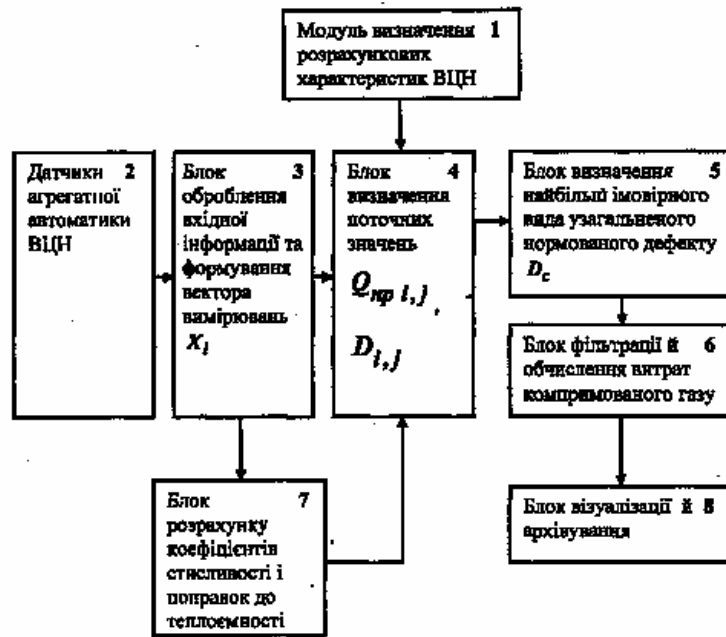
Джерела інформації:

1. Реализация работ по энергосбережению в ОАО "Газпром" И.Ш. Сайфуллин, Е.В. Дедиков, В.Г. Шептуцолов (ОАО "Газпром"), Г.А. Хворов, Д.А. Крылов (ВНИИГАЗ) Газовая промышленность №4, 2005г. стр.84-86

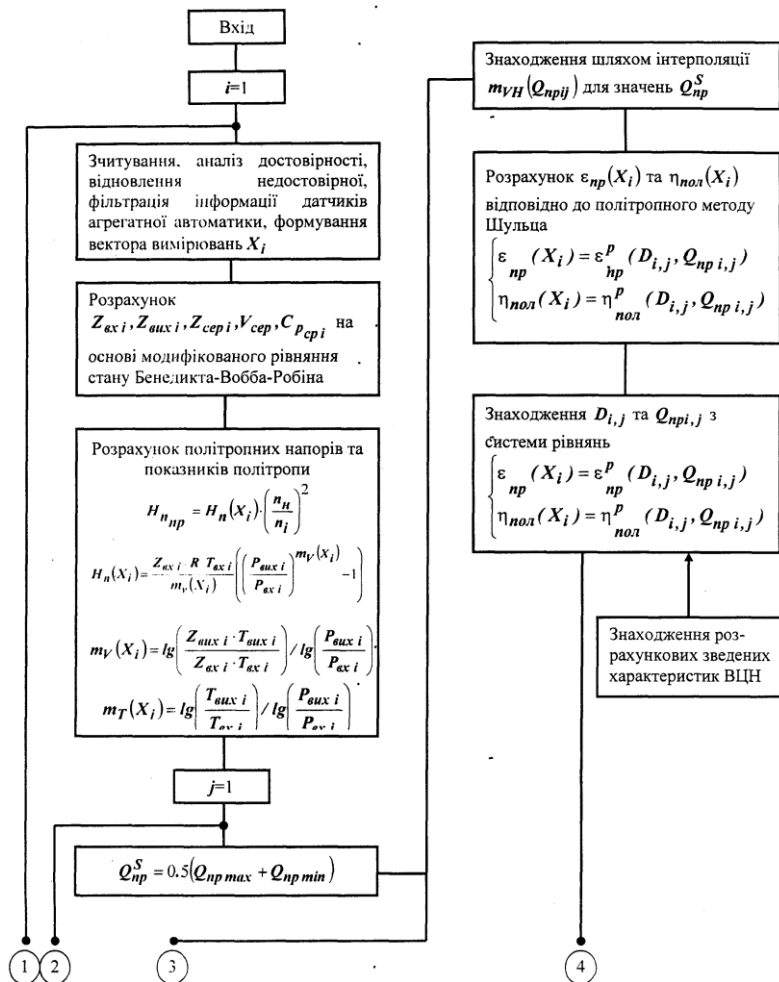
2. ГОСТ 8.563.1-97 Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения. Технические условия. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск

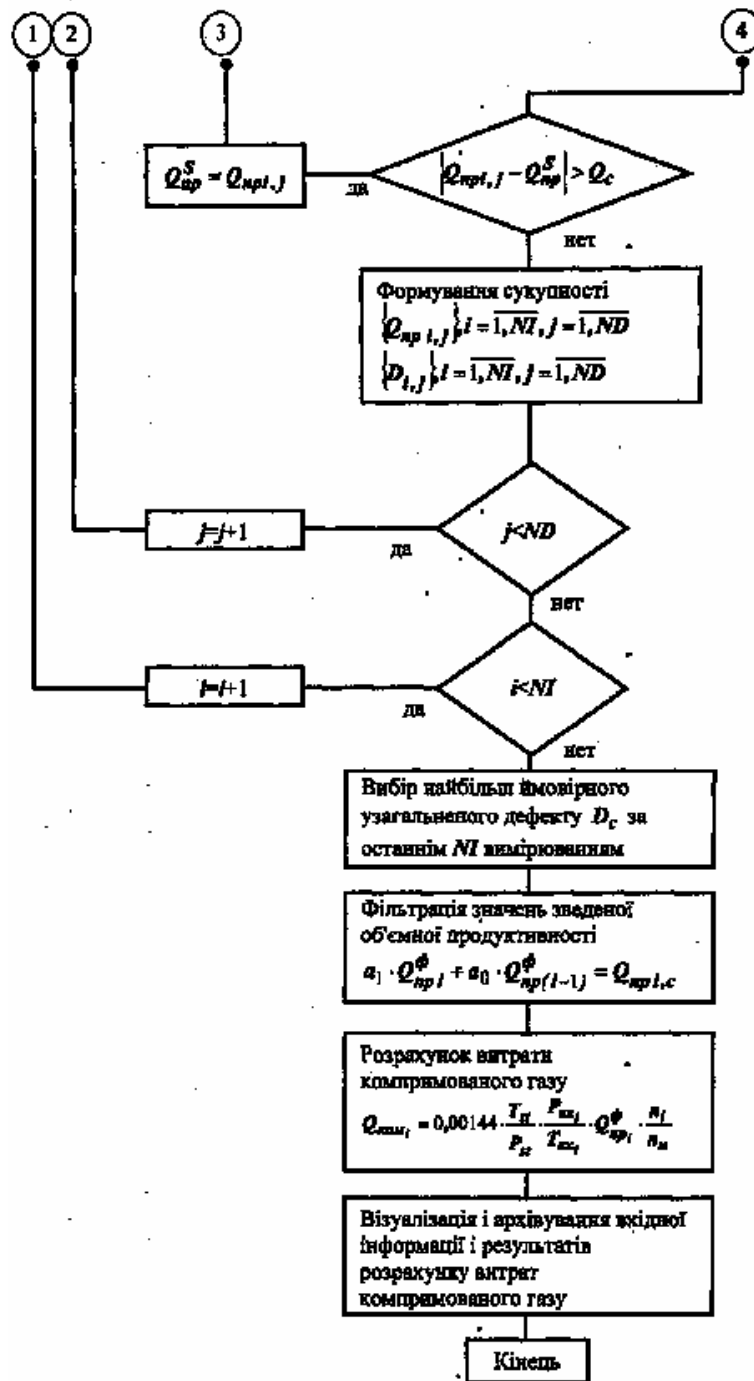
3. Десятая юбилейная международная деловая встреча "Диагностика-2000". Кипр, апрель 2000г. Том 1. Пленарные доклады. Надежность работы КС, ГРС, оборудования промыслов. Диагностика энергомеханического оборудования. Москва, 2000.

4. Авторське свідоцтво СРСР № 1215008, кл. G01F1/34, 1986, БИ № 8 (прототип).



Фіг. 1





Фіг. 2