

УДК 622.691

В.М. ЖАРІКОВ

*Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна*

## ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДКС З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ ПРИ ДВОСТУПЕНЕВОМУ СТИСНЕННІ ГАЗУ

*Розглянуто особливості технологічної схеми дожимної компресорної станції з двоступеневою схемою стиснення природного газу. Проаналізовано способи інформаційного представлення компресорних станцій для цілей моделювання та обрано більш оптимальний. Компресорний цех представлено як сукупність дискретних моделей основного обладнання. Визначені залежні і незалежні параметри моделей. Запропоновано постановку задачі оптимізації режиму роботи компресорного цеху з газотурбінними газоперекачувальними агрегатами, що працюють в групах на дожимній компресорній станції у два ступеня стиснення.*

**Ключові слова:** дожимна компресорна станція, компресорний цех, газоперекачувальний агрегат, газотурбінний двигун, відцентровий нагнітач, апарат повітряного охолодження, зведені характеристики, оптимізація режимів.

### Вступ

Дожимні компресорні станції (ДКС) є важливою ланкою газової галузі України. ДКС входять до єдиної системи родовище – магістральний газопровід і повинні забезпечувати ефективний відбір та транспортування природного газу в періоди постійного та падаючого видобутку газу. Від їх надійної та ефективної роботи залежить якісне забезпечення споживачів газом. У відмінності від лінійних компресорних станцій (КС) технологічна схема ДКС враховує зниження тиску на вході по мірі розробки родовища. На вхід до ДКС природний газ може подаватися з групи родовищ, тому тиск на вході ДКС може змінюватися в залежності від поточного завдання на перекачування.

У період постійного видобутку розрахунковий тиск в магістральному газопроводі забезпечується вводом додаткових потужностей у відповідності зі зниженням тиску газу на вході до рівня, що визначається техніко-економічними показниками ДКС.

На даний час, в умовах падаючого видобутку газу на більшості газоконденсатних родовищ України, приймаються рішення щодо поступового зниження вхідних тисків на ДКС для забезпечення збільшення видобутку газу [1].

У більшості випадків наявних потужностей встановленого обладнання на ДКС для цього вже не вистачає і тому потребується введення додаткових потужностей.

На практиці подальший розвиток ДКС здійснюється шляхом реконструкції, а саме, введенням додаткових послідовних ступенів стиснення (друго-

го чи третього), заміною встановлених газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на більш потужні.

Зазвичай, обв'язка компресорів на ДКС виконується за колекторною схемою включення агрегатів, в якій одна група паралельно працюючих агрегатів нагнітає газ у загальний вхідний колектор іншої групи. При цьому компримований газ охолоджується між ступенями стиснення у апаратах повітряного охолодження (АПО) газу. Кількість працюючих агрегатів в кожній групі може варіюватися в залежності від завданого диспетчером поточного технологічного режиму роботи ДКС.

Також можливі варіанти, коли після ДКС газ подається на установку поглибленого вилучення вуглеводів (УПВВ) з турбодетандерними агрегатами (ТДА). В цьому випадку для забезпечення технологічного процесу низькотемпературної сепарації необхідна підтримка заданого тиску на вході до УПВВ.

Робота ДКС характеризується нестационарними режимами експлуатації, при цьому постійно змінюються витрата та параметри компримування природного газу, що видобувається. В нестационарних умовах експлуатації особливу роль відіграє контроль за параметрами роботи обладнання та режимами його роботи. Часта зміна режимів роботи ДКС та робота обладнання у декілька ступенів стиснення потребує постійного контролю оптимальності режимів роботи ГПА для забезпечення ефективності його використання та зниження енерговитрат ДКС. Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що ДКС у плані регулювання та оптимізації режимів роботи ГПА компресорного цеху є більш

динамічним об'єктом у порівнянні з лінійними компресорними станціями. Про це також свідчить проведений огляд та аналіз відомих на даний час методів оптимізації режимів роботи компресорних цехів і станцій із різноманітними схемами включення газоперекачувальних агрегатів [2].

Метою статті є постановка задачі оптимізації технологічного режиму роботи ДКС із газотурбінним приводом при двохступеневому стисненні газу.

## 1. Аналіз технологічної схеми ДКС

Для постановки задачі оптимізації технологічного режиму компримування природного газу на ДКС, перш за все, необхідно проаналізувати технологічну схему компресорного цеху ДКС з урахуванням локальних засобів та систем автоматизації, створити математичні моделі основного обладнання компресорного цеху, визначити параметри керування та задати технологічні обмеження на параметри роботи обладнання.

Досвід експлуатації дожимних компресорних станцій показує, що витрати газу на власні потреби за різними оцінками становлять до 3% від обсягу видобутого газу. Тому критерієм оптимальності режиму роботи агрегатів доцільно обрати вартісний критерій, а саме витрату паливного газу.

Модель компресорного цеху формується на основі формалізованої технологічної схеми. Для цього достатньо включити в модель лише ті об'єкти, які приймають безпосередню участь в технологічному процесі компримування і перекачування газу, від режиму роботи яких залежить ефективність цього процесу, тобто основне обладнання цеху.

В якості об'єкта оптимізації розглянемо Хрестищенську ДКС. Формалізована технологічна схема Хрестищенської ДКС наведена на рисунку 1.

На ДКС Хрестищенська застосована двохступенева схема стиснення газу. До складу компресорного цеху входять:

- газоперекачувальні агрегати – ГПА-Ц-6,3А/14-2,3 з газотурбінним приводом Д-336-2Т – 4 шт. (3 робочих + 1 резервний) (I ступінь стиснення);
- газоперекачувальні агрегати – ГПА-Ц-6,3А/30-2,2 з газотурбінним приводом Д-336-2Т – 4 шт. (3 робочих + 1 резервний) (II ступінь стиснення);
- установки охолодження газу 2АВГ-56 – 4 шт. (I ступінь стиснення);
- установки охолодження газу 2АВГ-56 – 5 шт. (II ступінь стиснення);
- установка очищення газу від механічних домішок і рідини;

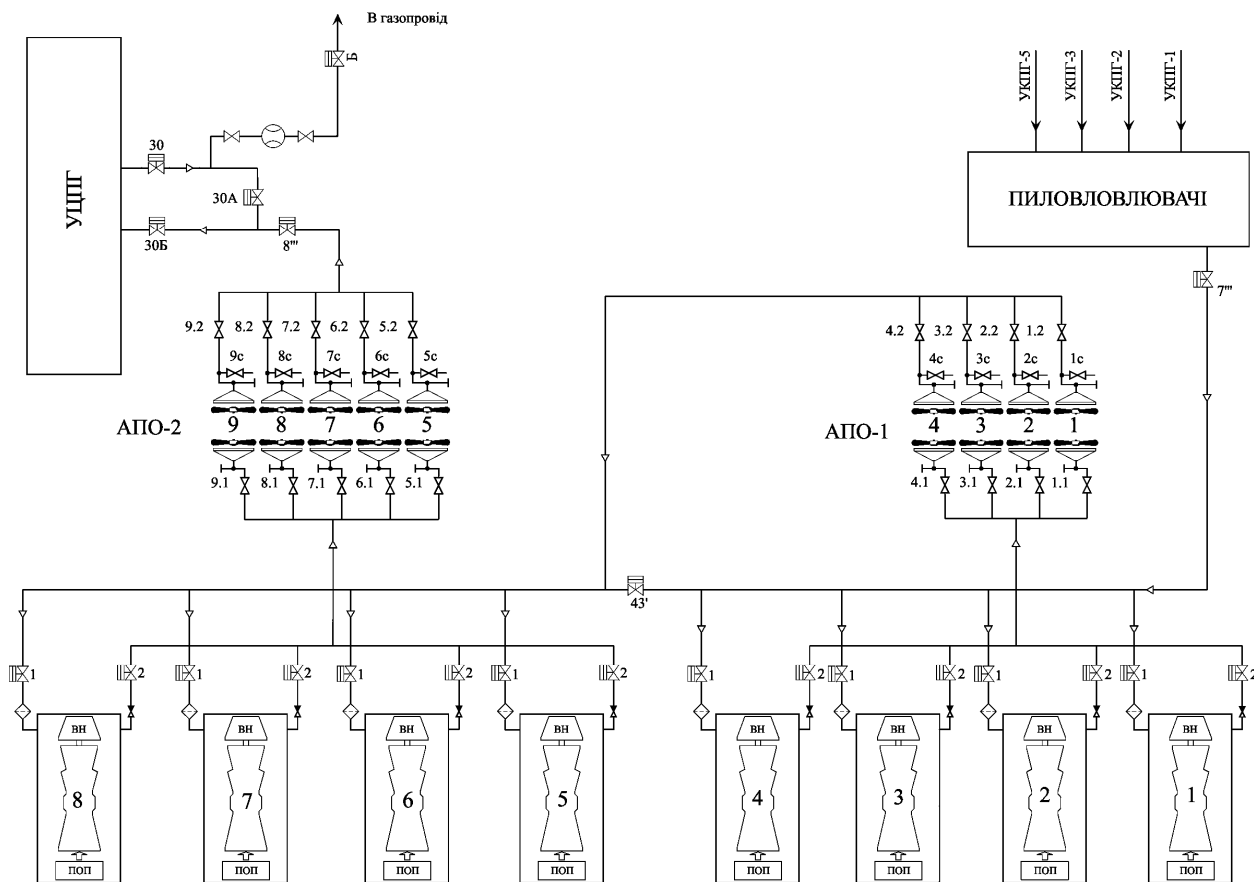


Рис. 1. Формалізована технологічна схема Хрестищенської ДКС

- технологічні трубопроводи з арматурою;
- вузол заміру витрат газу;
- контрольно-вимірювальні прилади і автоматика (КВП і А).

На ДКС здійснюються наступні основні стадії технологічного процесу:

- очищення технологічного газу в установці очищення газу;
- компримування газу в I ступені компресорного цеху з ГПА-Ц-6,3А/14-2,3;
- охолодження газу в АПО після I ступені компримування;
- компримування газу в II ступені компресорного цеху з ГПА-Ц-6,3А/30-2,2;
- охолодження газу в АПО після II ступені компримування.

Після КЦ газ подають на установку централізованої підготовки газу (УЦПГ) з ТДА, а потім через замірний вузол до магістрального газопроводу.

Керування технологічними процесами забезпечує система автоматизованого керування.

При моделюванні ланки газотранспортної системи (ГТС) зазвичай використовують три основні способи представлення компресорної станції [3]:

1. “Чорний ящик” – інформація про внутрішню структуру відсутня, компресорна станція представлена як єдиний елемент ГТС і моделюється тільки через зовнішні параметри режиму. Перевага способу – високі швидкості розрахунків режимів станції. Недоліком способу є неможливість урахування характеристик обладнання та технологічних обмежень.

2. “Група ГПА” – компресорна станція розглядається як група послідовно або паралельно працюючих ГПА з відомими характеристиками. Інформація про решту обладнання та трубопровідну об’язку відсутня. Відомі обмеження режимних параметрів ГПА в залежності від фактичних технологічних умов. Перевага способу – висока швидкості розрахунків режимів, можливість урахування характеристик обладнання та технологічних обмежень систем автоматичного керування (САК) ГПА та КЦ. Недоліком способу є відсутність урахування роботи допоміжного обладнання.

3. “Повна схема” – компресорна станція розглядається як сукупність окремих технологічних об’єктів: ділянки труб об’язки, ГПА, АПО, пилотувальні (ПВ), установка підготовки паливного газу (УППГ), запірні арматури, звужуючі пристрої та інше. Перевага способу – більша точність моделювання режиму роботи КС і спільного розрахунку КС та лінійної частини газопроводу. Недоліком способу є зниження швидкості розрахунків режимів, необхідність наявності та урахування значного об’єму інформації про технологічну схему КС.

З вище зазначених способів найбільш прийнятним для моделювання компресорного цеху Хрещинської ДКС є другий спосіб, в якому станція розглядається як група паралельно-послідовно працюючих ГПА з урахування роботи АПО.

## 2. Математичні моделі основного обладнання ДКС

Отже, компресорний цех можна представити як сукупність дискретних математичних моделей основного обладнання: моделі ГПА, що складається з моделей газотурбінного двигуна (ГТД) та відцентрового нагнітача (ВЦН), та моделі АПО газу, між якими необхідно визначити зв'язок в межах єдиної оптимізаційної моделі цеху.

В умовах експлуатації на ДКС відомі наступні загальностанційні параметри:

$P_{атм}$  – тиск атмосферного повітря, мм.рт.ст.;

$T_{атм}$  – температура атмосферного повітря, °С;

$T_1^{ДКС}$ ,  $T_2^{ДКС}$  – температура газу на вході та виході ДКС, °С;

$p_1^{ДКС}$ ,  $p_2^{ДКС}$  – тиск газу на вході, виході ДКС, кПа;

$\rho_{г}$  – густина природного газу, кг/м<sup>3</sup>;

$H_{г}$  – нижча теплота згоряння природного газу, кДж/кг;

$Q_{к}^{ДКС}$  – сумарна комерційна витрата технологічного газу, м<sup>3</sup>/год;

$Q_{пг}^{ДКС}$  – сумарна витрата паливного газу, м<sup>3</sup>/год.

Початкові умови, що визначають режим роботи КЦ: планове завдання на перекачування технологічного газу  $Q_{к}^{ДКС}$ , температура та тиск газу на вході станції  $T_1^{ДКС}$ ,  $P_1^{ДКС}$ , температура та тиск газу на виході станції  $T_2^{ДКС}$ ,  $P_2^{ДКС}$ .

Температура та тиск газу на виході станції повинні відповідати значенням, що обумовлюються регламентом на технічну експлуатацію обладнання УЦПГ з ТДА, на яку подається газ після другого ступеню стиснення.

Параметрами керування, що регулюють режим роботи КЦ є частота обертання ВЦН, кількість ГПА в роботі в кожному ступеню стиснення та кількість включених вентиляторів в секціях АПО газу.

При розрахунках оптимального режиму роботи ДКС повинні виконуватися умови технологічних обмежень на параметри роботи основного обладнання цеху.

Проведений аналіз методів оптимізації, що використовують різні критерії оптимальності (ступінь

стиснення в нагнітачі, еквівалентна потужність ГПА, віддаленість від лінії помпажу нагнітача, тиск на виході станції, тощо), показав, що пріоритетним необхідно обирати вартісний критерій оптимальності, а саме витрату паливного газу [2].

Цільова функція моделі компресорного цеху згідно обраному критерію оптимальності має такий вигляд:

$$Q_{\text{пг}}^{\text{дкк}} = \sum_{i=1}^m Q_{\text{пг}_i} \cdot x_i \rightarrow \min, \quad x_i = \{1, 0\}, \quad (1)$$

де  $i$  – кількість працюючих ГПА;

$Q_{\text{пг}_i}$  – витрата паливного газу  $i$ -м ГПА, м<sup>3</sup>/год.

### 2.1. Модель відцентрового нагнітача

Відцентровий нагнітач характеризується своїми зведеними газодинамічними характеристиками:

$$\text{– відносної потужності, } \left[ \frac{N_i}{\rho_{1H}} \right]_{\text{ЗВ}} = f_1(Q_{\text{ЗВ}}), \quad (2)$$

$$\text{– політропного к.к.д., } \eta_{\text{пол}} = f_2(Q_{\text{ЗВ}}), \quad (3)$$

$$\text{– ступеня стиснення, } \varepsilon = f_3 \left( \left[ \frac{n}{n_H} \right]_{\text{ЗВ}}, Q_{\text{ЗВ}} \right), \quad (4)$$

Слід урахувати, що реальні характеристики нагнітачів відрізняються від так званих «паспортних», що надаються заводом-виробником, як усереднені для партії або типу нагнітача. Причина цих відмінностей у відмінності характеристик окремих нагнітачів в межах технічних умов на поставку заводів-виробників, а також у погіршенні технічного стану в процесі експлуатації, внаслідок ерозійного зносу та забруднення проточної частини. У роботі [4] проведено детальний аналіз існуючих методів визначення характеристик відцентрових нагнітачів ГПА та проаналізовано причини їх погіршення в експлуатаційних умовах.

Отже, використання газодинамічних характеристик для визначення режиму роботи агрегатів, можливе тільки після їх ідентифікації за результатами експериментальних даних.

В умовах експлуатації на нагнітачі штатно вимірюються наступні параметри:

$n$  – частота обертів ротора нагнітача, об/хв.;

$T_{1H}$ ,  $T_{2H}$  – температура газу на вході, виході нагнітача, °С;

$p_{1H}$ ,  $p_{2H}$  – тиск газу на вході, виході нагнітача, кПа;

$\delta p_H$  – перепад тисків на вхідному конфузори нагнітача, кПа.

Розрахункові параметри нагнітача:

$T_{2H}$  – температура газу на виході нагнітача, °С;

$\varepsilon$  – ступінь підвищення тиску в нагнітачі;

$\eta_{\text{пол}}$  – політропний к.к.д. нагнітача;

$Q_{\text{ЗВ}}$  – зведена об'ємна витрата компримованого газу, м<sup>3</sup>/год;

$\rho_{1H}$  – густина газу за умовами входу в нагнітач, кг/м<sup>3</sup>;

$N_i$  – внутрішня потужність нагнітача, кВт.

Незалежні параметри моделі ВЦН –  $\{p_{\text{атм}},$

$p_{1H}, T_{1H}, n\}$ .

Залежні параметри моделі ВЦН –  $\{T_{2H}, \varepsilon, \eta_{\text{пол}}, Q_{\text{ЗВ}}, \rho_{1H}, N_i\}$ .

Керуючий параметр –  $\{n\}$ .

Технологічні обмеження на параметри роботи ВЦН:

– частоти обертання  $i$ -го ВЦН обмежуються мінімальними та максимальними припустимими обертами:

$$n_{\text{min}} \leq n_i \leq n_{\text{max}}, \quad (5)$$

– зведена об'ємна продуктивність ВЦН обмежуються мінімальними та максимальними припустимими значеннями:

$$1,1 \cdot Q_{\text{ЗВmin}} \leq Q_{\text{ЗВ}} \leq Q_{\text{ЗВmax}}. \quad (6)$$

Коефіцієнт 1,1 враховує віддаленість робочої точки ВЦН від зони помпажу.

### 2.2. Модель газотурбінного двигуна

Газотурбінний двигун характеризується дросельною характеристикою та зовнішньою характеристикою, а саме, залежністю потужності двигуна від частоти обертання силової турбіни та турбокомпресора, яка являє собою систему квадратичних парабол [5]:

$$N_{\text{ст}} = f(n_{\text{вт}}, n_{\text{ст}}). \quad (7)$$

Основною умовою спільної роботи газотурбінного приводу і відцентрового нагнітача є баланс їхніх потужностей на кожному з режимів роботи за частотою обертання зв'язаних валів. Потужність газотурбінного приводу пов'язана з потужністю відцентрового нагнітача залежністю

$$N_{\text{ст}} = N_i \cdot \Delta N_{\text{мех}} \left( \frac{n}{n_H} \right)^3, \quad (8)$$

де  $\Delta N_{\text{мех}}$  – механічні витрати на валу силової турбіни.

Перед використанням характеристик в розрахунках їх потрібно ідентифікувати. Це можна зробити за даними прийнятно-здавальних випробувань, що робляться на заводі-виробнику після кожного ремонту двигуна. Випробування проводяться на

режимах від малого газу до максимального, параметри вносяться в формуляр двигуна. Також необхідно проведення ідентифікації в процесі експлуатації двигуна для уточнення коефіцієнтів його технічного стану.

Для приводу ГПА відомі емпіричні співвідношення для визначення наявної потужності та витрати паливного газу [6]. Розрахунок режиму відцентрового нагнітача проводять разом з розрахунком параметрів режиму газотурбінного приводу.

В умовах експлуатації на двигуні штатно вимірюються наступні параметри:

$n_{вг}$  – частота обертів ротора високого тиску (ВГ), об/хв.;

$n_{нт}$  – частота обертів ротора низького тиску (НГ), об/хв.;

$n_{ст}$  – частота обертів ротора силової турбіни (СТ), об/хв.;

$\delta p_1$  – перепад тисків на вході ГТД, кПа;

$T_1$  – температура повітря на вході в ГТД, °С;

$p_2$  – тиск повітря на виході компресора ВГ, кПа;

$T_4$  – температура газів на вході СТ, °С;

Розрахункові параметри двигуна:

$Q_{пг}$  – фактична витрата паливного газу, м<sup>3</sup>/год;

$\eta_e$  – ефективний к.к.д. ГТД;

$N_e$  – ефективна потужність ГТД, кВт.

Незалежні параметри моделі ГТД –  $\{p_{атм}, T_1, Q_{пг}\}$ .

Залежні параметри моделі ГТД –  $\{\eta_e, N_e\}$ .

Керуючий параметр –  $\{Q_{пг}\}$ .

Технологічні обмеження на параметри роботи ГТД:

– оберти ротора ВГ не повинні перевищувати максимальної величини:

$$n_{вг} \leq n_{вг \max}, \quad (9)$$

– температура газу на вході СТ не повинна перевищувати максимальної величини:

$$T_4 \leq T_{4 \max}. \quad (10)$$

### 2.3. Модель АПО газу

Основу моделі АПО газу складають рівняння теплового балансу та теплопередачі:

$$Q_T = Q_G = Q_{пг}, \quad (11)$$

$$Q_T = K_{АПО} \cdot \theta_{ср} \cdot F \cdot 10^{-3}, \quad (12)$$

$$Q_G = \frac{Q}{3600} \cdot \rho_G \cdot c_p \cdot (T_{вх} - T_{вих}), \quad (13)$$

$$Q_{пг} = G_{пг} \cdot c_{рп} \cdot (t_{вх} - t_{вих}), \quad (14)$$

де  $Q_T$  – кількість тепла, що проходить через поверхню теплообміну, кДж/с;

$Q_G$  – кількість тепла, що віддається охолоджуваному газом, кДж/с;

$Q_{пг}$  – кількість тепла, що віддається охолоджуючим повітрям, кДж/с;

$Q$  – об'ємна витрата газу, м<sup>3</sup>/год;

$K_{АПО}$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\theta_{ср}$  – середній температурний напір, °С;

$F$  – поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;

$G_{пг}$  – витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$c_p, c_{рп}$  – середні теплоємності газу и повітря, кДж/(кг·К);

$T_{вх}, T_{вих}$  – початкова та кінцева температура газу, °С;

$t_{вх}, t_{вих}$  – початкова та кінцева температура повітря, °С.

Основні фактори, що впливають на теплову продуктивність АПО:

– конструктивні особливості АПО;  
– ступінь забрудненості поверхонь теплообміну;

– режим транспорту газу, який характеризується кількістю працюючих ГПА, що визначає ступінь стиснення, витрату та температуру газу на вході АПО;

– температура та масова витрата охолоджуючого повітря.

Використовуючи рівняння (11 – 14) і відомі методи теплового та гідравлічного розрахунку [7], можна розрахувати кінцеву температуру газу на виході з АПО.

Вплив забрудненості поверхонь теплообміну на фактичні характеристики АПО урахується при визначенні коефіцієнту теплопередачі:

$$K_{АПО} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} \psi + \frac{1}{\alpha_{н}} + r_{звн} \cdot \psi + r_{зн}}, \quad (15)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт збільшення поверхні;

$\alpha_{вн}$  – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони газу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{н}$  – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$r_{звн}$  – тепловий опір забруднень зі сторони газу, м<sup>2</sup>·К/Вт;

$t_{3H}$  – тепловий опір забруднень зі сторони повітря,  $m^2 \cdot K / Wt$ .

Значення величин теплових опорів забруднень як зі сторони газу, так і повітря для кожної секції АПО повинні визначатися на основі експериментальних даних, отриманих в умовах експлуатації.

В умовах експлуатації для контролю роботи АПО газу на ДКС використовуються наступні штатно вимірювані параметри по кожному ступеню стиснення:

$Q$  – об'ємна витрата газу,  $m^3 / год$ ;

$P_{ВХ}$  – початковий тиск газу,  $kPa$ ;

$T_{ВХ}$ ,  $T_{ВЫХ}$  – початкова та кінцева температура газу,  $^{\circ}C$ ;

$t_{ВХ}$  – початкова температура повітря,  $^{\circ}C$ .

Керуючим параметром виступає кількість включених вентиляторів в секціях АПО,  $n_B$ .

Розрахункові параметри АПО газу:

$G_{П}$  – витрата повітря,  $m^3 / c$ ;

$T_{ВЫХ}$  – кінцева температура газу,  $^{\circ}C$ ;

$N_{ВЕНТ}$  – потужність, затрачувана на привід вентиляторів,  $Wt$ ;

$E = \frac{Q}{Q_{max}}$  – коефіцієнт теплової ефективності.

Незалежні параметри моделі АПО –  $\{t_{ВХ}, P_{ВХ}, T_{ВХ}, G_{П}, n_B\}$ .

Залежні параметрів моделі АПО –  $\{T_{ВЫХ}, N_{ВЕНТ}, G_{П}\}$ .

Керуючий параметр –  $\{n_B\}$ .

Технологічні обмеження на параметри роботи АПО газу:

- витрата повітря для охолодження газу не може бути більшою витрати повітря, що визначається максимальною кількістю включених вентиляторів:

$$G_{П} \leq G_{Пmax} \quad (16)$$

## Висновки

Таким чином, рівняння та нерівності (1) – (16) являють модель компресорного цеху ДКС при роботі за двоступеневою схемою стиснення. Оптимізація режиму роботи ДКС з урахуванням технічного

стану основного обладнання цеху виконується, як між ступенями стиснення так і в межах групи ГПА в кожному ступеню. Врахування впливу атмосферних умов та технологічних обмежень на параметри роботи газотурбінного двигуна і нагнітача, використання моделі АПО газу, дозволяють отримати достовірні прогностичні режими роботи компресорного цеху при розрахунках оптимальних режимів.

## Література

1. Галко Т.М. Особливості проектування розробки газоконденсатних родовищ на завершальній стадії [Текст] / Т.М. Галко, В.В. Аксьонов // *Нафтова і газова промисловість*. – 2009. – №2. – С. 28-30.

2. Жаріков В.М. Сучасний стан питання оптимізації режимів роботи газотурбінних газоперекачувальних агрегатів системи / В.М. Жаріков // *Вісник двигунобудування. Науково-технічний журнал*. – Запоріжжя: ОАО «Мотор-Січ». – 2010. – №2. – С. 34-39.

3. Тевяшева О.А. Учет работы средств локальной автоматизации КС при решении задач моделирования и оптимизации режимов работы газотранспортной системы / О.А. Тевяшева, М.В. Пожидаев // *Проблеми нафтогазової промисловості: Зб. наук. праць. Вип. 5*. – Київ, 2007. – С. 345-352.

4. Герасименко В.П. Определение характеристик центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях / В.П. Герасименко // *Питання розвитку газової промисловості України: Збірник наукових праць*. – Х.: УкрНДІгазу. – 2009. Вип. XXXVII. – С. 293-299.

5. Герасименко В.П. Математичне моделювання газотурбінного приводу газоперекачувального агрегату / В.П. Герасименко, А.С. Мандра, М.В. Кучерук, Т.М. Нурмухаметов // *Нафтова і газова промисловість*. – 2002. – № 4. – С. 37-38.

6. Волков М.М. Справочник работника газовой промышленности: справочное издание / М.М. Волков, А.Л. Михеев, К.А. Конев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1989. – 286 с.: ил. – ISBN 5-247-00735-2 (в пер.).

7. Мустафин Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие для вузов / Ф.М. Мустафин, Н.И. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов и др.; Уфим. гос. нефтяной техн. ун-т. – 2-е изд., перераб. и доп. – Уфа: Монография, 2002. – 383 с. – ISBN 5-94920-006-3 (в пер.).

Надійшла до редакції 10.06.2011

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., зав. кафедри 203 С.В. Спіфанов, Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського «ХАІ», Харків.

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДКС С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ДВУСТУПЕНЧАТОМ СЖАТИИ ГАЗА

*В.Н. Жариков*

Рассмотрены особенности технологической схемы дожимной компрессорной станции с двухступенчатой схемой сжатия природного газа. Проанализированы способы информационного представления компрессорных станций для целей моделирования и выбран наиболее оптимальный. Компрессорный цех представлен как совокупность дискретных моделей основного оборудования. Предложена постановка задачи оптимизации режима работы компрессорного цеха с газотурбинными газоперекачивающими агрегатами, которые работают в группах на дожимной компрессорной станции в две ступени сжатия.

**Ключевые слова:** дожимная компрессорная станция, компрессорный цех, газоперекачивающий агрегат, газотурбинный двигатель, центробежный нагнетатель, аппарат воздушного охлаждения, приведенные характеристики, оптимизация режимов.

## OPTIMIZATION OF REGIMES OF BCS WITH GAS TURBINE DRIVE AT TWO-STAGE GAS COMPRESSION

*V.N. Zharikov*

The features of the technological scheme of booster compressor station with a two-stage scheme of the natural gas compression were considered. The methods of information representation of compressor stations for the purpose of modeling were analyzed and the more optimal is chosen. The compressor workshop is represented as a set of discrete models of basic equipment. The formulation of the problem of optimization of regime of compressor workshop with gas turbine compressor units, which work in groups on the booster compressor station in two stages of compression were proposed.

**Key words:** booster compressor station, compressor workshop, gas compressor unit, gas turbine unit, centrifugal supercharger, adapted the characteristics, optimization of regimes.

**Жаріков Віталій Миколайович** – науковий співробітник відділу компресорних станцій та АГНКС Українського науково-дослідного інституту природних газів, Харків, Україна.