

МЕТОДИ ТА МОДЕЛІ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИМИ АГРЕГАТАМИ КОМПРЕСОРНОГО ЦЕХУ

К. Ю. Слободчиков

ТОВ НКФ «Вега-ЛТД» Україна, 61145, м. Харків, вул. Новгородська 3а, а/с 9543
тел. (0572) 7021785, e-mail: slob@vega.kharkov.ua

Представлено описання методів оптимізації та управління компресорним цехом (КЦ) газоперекачувальних агрегатів (ГПА), реалізованих в розподіленому програмному регуляторі режиму цеха. В методі розподілення навантаження застосована модель ідентифікації допустимих границь роботи обладнання, котра в режимі реального часу враховує поточні параметри приводу та нагнетача кожного ГПА, спільне впливання одне на одне нагнетачів, включених в єдиний гідравлічний режим цеха. На основі моделі розраховується поле допустимих рішень розподілення навантаження, в котрому допускається знаходження рішення з використанням множини технологічно можливих стратегій управління КЦ.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Задача зниження витрати паливного газу за рахунок підвищення ефективності роботи газоперекачувальних агрегатів (ГПА) і компресорних цехів (КЦ) у сучасних умовах нестримного подорожчання енергоносіїв є особливо актуальною. Одержання реального економічного ефекту можливо тільки при впровадженні сучасних САУ і застосуванні в них методів керування режимом як усього цеху так і окремого ГПА, що спираються на останні наукові досягнення прогресивних інформаційних технологій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, присвячених методам розподілу навантаження і підтримки режиму між різнотипними агрегатами компресорного цеху, і між цехами в компресорній станції (КС) [1-5] дає змогу визначити загальні підходи дослідників і розроблювачів систем дистанційного керування рівня КС:

– розрахунок режиму і оптимізація розподілу навантаження на рівні КС здійснюється по параметрах лінійної частини та нагнетачів ГПА, а параметри приводу враховуються не в повному обсязі;

– оптимізація розподілу навантаження в КЦ з однотипними агрегатами вважається недоцільною [5];

– методи орієнтовані на вирішення задач розрахунку режиму масштабних газотранспортних мереж, де перехідні режими тривають десятками хвилин, що знижує вимоги до швидкості і точності розрахунку в кожен момент часу;

– у методах розрахунку не використовуються ресурси і дані розрахунків сучасних САУ, що у переважній більшості виконуються

This report presents the description of compressor shop (CS) optimization and control optimization methods of gas-compressor units (GCU), realized in the mode program controller (MPC) of the shop. In load distribution method it was used the identification model of the acceptable limits of equipment operation, which in real-time mode considers the current parameters of drive and supercharger of each GCU, the joint influence of superchargers for each other, included in united hydraulic mode of shop. On the model basis it is calculated the field of feasible solution of load distribution, where the solution, using the variety of technologically possible strategies of CS control.

саме для задач диспетчерського керування і планування (дублювання розрахунків).

З огляду на викладене можна зробити висновок, що, перелічені підходи не орієнтовані на включення розрахункових методів у системи керування реального часу, а значить не відповідають задачам оперативного регулювання режимом ГТС рівня ГПА-КЦ-КС.

Огляд невирішених раніше питань загальної проблеми. Відкриті публікації розроблених методів оперативного керування режимом і розподілу навантаження в САУ КЦ і КС [6-8] теж мають низку недоліків:

– у системах немає стандартизованих розрахунків продуктивності, і потужності нагнетача, що робить неможливим застосування цих розрахунків при виробленні керуючих впливів на вищому рівні систем;

– методи розподілу навантаження виключають можливість використання неформалізованої інформації людини-оператора (жорсткі параметричні принципи);

– у моделях ГПА використовується функціональна залежність «потужність нагнетача – споживаний паливний газ», і не враховуються втрати приводу (понад 60 % в енергетичному балансі ГПА), що істотно знижує точність моделі ГПА;

– у методах розподілу навантаження застосовано застарілий метод оптимізаційного пошуку шляхом перебору моделюючих розрахункових значень, що вимагає значних тимчасових витрат при пошуку рішення.

Постановка задачі. Організація справжньої інтеграції систем керування ГПА і КЦ, автоматизація технологічного процесу вимагає обов'язкового обліку системних чинників (таблиця 1), що ускладнюють впровадження й екс-

Таблиця 1 — Системні чинники

ЧИННИКИ	ДЕТАЛІЗАЦІЯ
Складність системи	КЦ – складний об'єкт, у якому відбувається взаємодія агрегатів із зовнішнім середовищем і один з одним через газодинамічні процеси компримування
Інтерфейс оператора	Людино-машинна організація виробництва вимагає обов'язкового обліку ергономічних факторів роботи оператора при розробленні методів керування устаткуванням
Збурювання, перешкоди, у даних прямих вимірювань	Організація додаткової фільтрації обраних параметрів, що беруть участь у важливих розрахунках і регулюванні, резервуванні даних.
Об'єднання на загальне навантаження різнотипних ГПА	Необхідність обліку взаємного впливу різнотипних агрегатів. Організація міжпрограмною взаємодії із САУ різних виробників, уніфікація розрахункових параметрів
Математичне забезпечення	Облік динаміки об'єктів керування, необхідність розробки моделі об'єкта і використання її в методах регулювання. Розрахунок припустимих меж роботи устаткування. Розрахунок енергетичної взаємодії привід-навантаження кожного ГПА

платуацію алгоритмів керування і розподіл навантаження, одержання ефекту від роботи методів оптимізації.

З огляду на це розвиток ГТС потребує удосконалювання існуючих і впровадження нових методів системи підтримки прийняття рішень (СППР), функцій автоматичного керування, уніфікації і стандартизації технічних рішень [9-11] при впровадженні системи. Для цього необхідно:

- у розрахункових задачах застосувати стандартизовані методики розрахунку основних параметрів ГПА – продуктивність, потужність, споживаний паливний газ;

- розробити метод розподілу навантаження в КЦ, що дасть змогу задавати довільні співвідношення навантажень між агрегатами з обліком усіх технологічних обмежень, тим самим надати оператору можливість врахувати індивідуальні особливості роботи кожного ГПА;

- розробити математичну модель енергетичної взаємодії привід – навантаження ГПА, що самоналаштовується, у котрій враховувався енергетичний баланс у турбіні, а розрахунок енергій спирався на вимірювані і розраховані у САУ параметри;

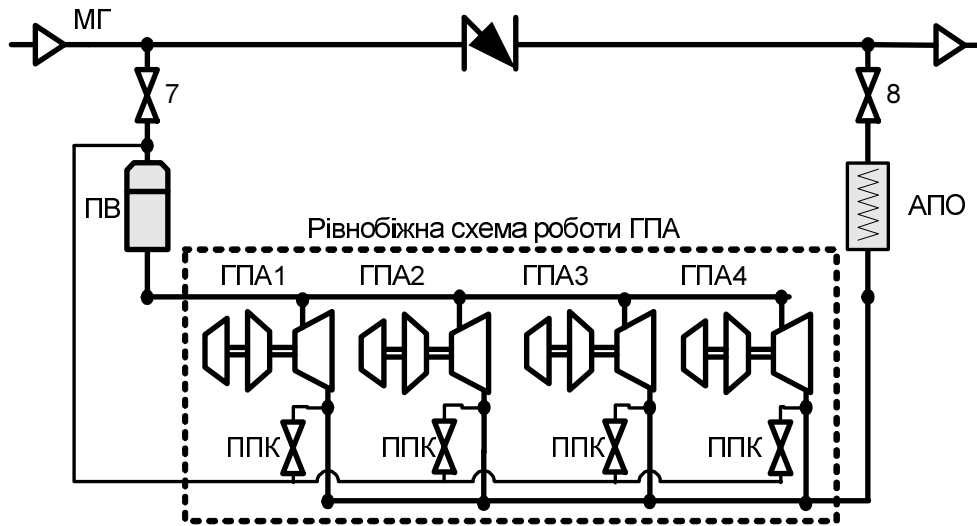
- на основі побудованої моделі реалізувати оптимізаційний метод, що застосовує методи нелінійного програмування при пошуку оптимальних рішень.

Висвітлення основного матеріалу. Точність розрахункових параметрів було забезпечено застосуванням у розрахунках продуктивності і потужності нагнітача, ітераційної методики [12], що функціонує в програмному забезпеченні (ПЗ) САУ ГПА в режимі реального часу [13]. Розрахунок споживаного паливного газу обчислюється відповідно до ГОСТ 30319.(0-3)-96, ГОСТ 8.563.(1-3)-97. Збіжність обох розрахунків підтверджено контрольними вимірами зразкових приладів замірного вузла (КС «Писаревка» 2005 р., КС «Мышкино» 2007 р.) на об'єктах ОАО «ГАЗПРОМ», зазначені мето-

ди експлуатуються на шістьох компресорних станціях протягом декількох років.

Розроблений у 2004 р. метод розрахунку зони припустимих обертів (МРПО) турбіни низького тиску (ТНТ), який розміщено у САУ ГПА «Квант», давав можливість не доводити ГПА до аварійного режиму за параметрами, що вимірюються у САУ ГПА. Однак метод не мав би змоги експлуатуватися без обліку взаємного впливу агрегатів включених у єдиний гідравлічний режим цеху, у силу відсутності на рівні САУ ГПА даних сусідніх агрегатів. Необхідність обліку взаємного впливу ГПА обумовлено можливістю встановлення такої різниці навантажень між агрегатами з різною потужністю при якій відбудеться ріст опору мережі до гранично допустимого значення, за якого ГПА, що має меншу наявну потужність буде загнаний у помпаж. В умовах малих витрат розвиток помпажних явищ буде спостерігатися в ГПА з найменшою об'ємною продуктивністю нагнітача. Тому МРПО було змінено – винесено на рівень системи контролю і управління СКУ КЦ РИУС, доповнено моделлю ідентифікації припустимої різниці навантажень, що враховує реальний технічний стан приводу і нагнітача й у режимі реального часу розраховує область припустимих режимів усіх турбін у КЦ. В отриманий новий метод було додано параметри – вібрації приводу і нагнітача, тиск за осьовим компресором, температури підшипників, положення поворотного направляючого апарата, що раніше (до 2004 р.) не брали участь у розрахунках.

Таким чином, на основі моделі всіх ГПА КЦ, було розроблено новий метод розрахунку поля припустимих рішень (МРППР) розподілу навантаження, у якому допускається перебування рішення з використанням множини технологічно можливих стратегій керування КЦ. Роботу отриманого методу розглянемо для типової схеми чотирьох повнонапірних ГПА (рис. 1).



Технологічні об'єкти компресорного цеху: МГ – магістральний газопровід, ПВ – пилловловлювач, ППК – протипомпажний клапан, АПО – апарат повітряного охолодження

Рисунок 1 — Принципова схема рівнобіжної роботи 4-х ГПА в КЦ.

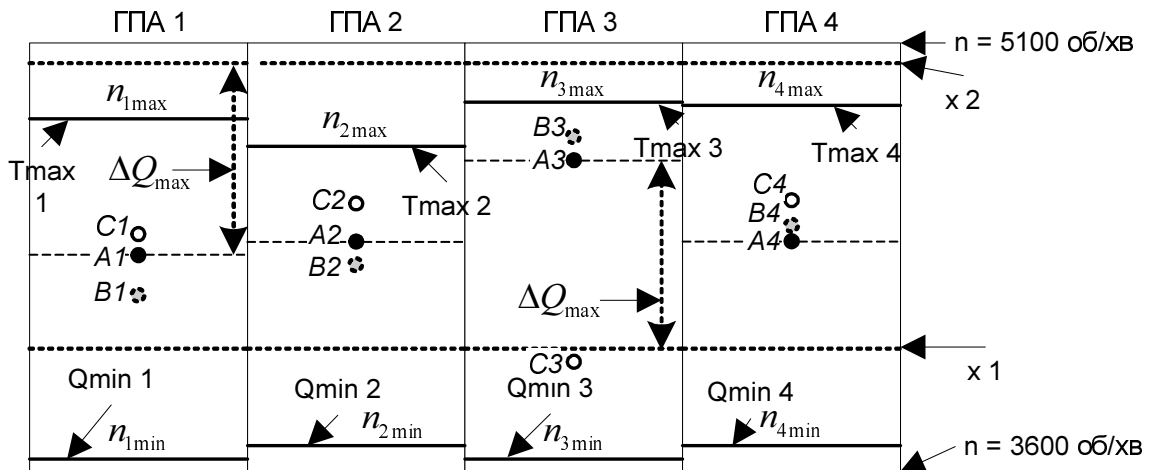


Рисунок 2 — Поле допустимих режимів чотирьох повнонапірних ГПА

Допустимо, загальне навантаження (об'ємна продуктивність) чотирьох агрегатів (рис. 1), розподілене в поле припустимих рішень у співвідношенні відповідно до положення крапок А1, А2, А3, А4 (рис. 2).

З огляду на лінійну залежність між оборотами нагнітача й об'ємною продуктивністю [14] перехід від одного параметра до іншого здійснюється з застосуванням коефіцієнтів пропорцій, і дав змогу в залежності від тієї чи іншої розрахункової задачі використовувати обидва опірні параметри. Область припустимих режимів роботи кожного агрегату визначається максимально припустимими оборотами n_{max} і мінімально припустимими оборотами n_{min} нагнітача, розрахованих МРПО з урахуванням додаткових параметрів контролю. Зазначені границі сформовано шляхом розрахунку модельних залежностей основних технологічних параметрів

агрегату, визначаючих індивідуальні границі його роботи [15].

У прикладі (рис. 2) верхні обмеження оборотів сформовано за параметром T_m – „температура за турбіною низького тиску ТНТ”, а нижні границі сформовано значенням мінімально допустимої продуктивності нагнітача, за якої починає відкриватися протипомпажний кран, що попереджає розвиток помпажних явищ у нагнітачі.

Крім перерахованих обмежень, що визначають межі роботи кожного агрегату згідно МРППР формуються з урахуванням обмеження з максимально допустимої різниці навантажень між нагнітачами цеху (ΔQ_{max} чи Δn_{max}), для рівнобіжної схеми позначено на рисунках лініями x1 і x2.

Ці лінії побудовано щодо агрегатів з найбільшою і найменшою продуктивністю (оборотами). Лінію x2 розташовано вище температур-

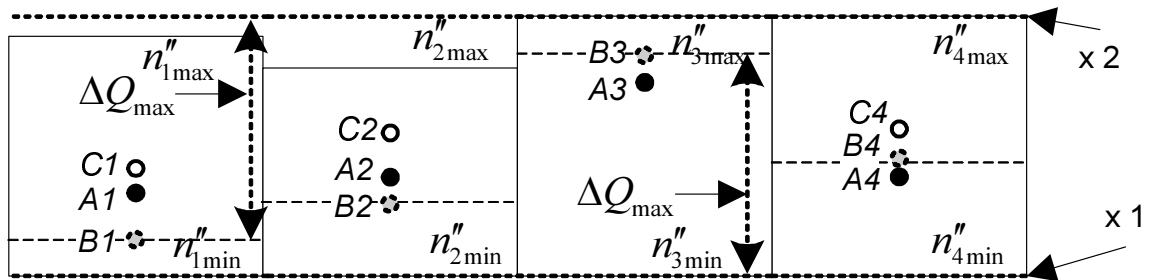


Рисунок 3 — Поле допустимих режимів, розраховане МРППР

них обмежень ГПА1-4, тому агрегати не можуть вийти на обмеження x2 з максимально допустимої різниці навантажень на верхніх межах. Лінія x1 знаходиться вище обмежень з мінімально припустимої продуктивності ГПА1-4, тому агрегати не можуть бути розвантажені до обертів лінії x1, бо вони при цьому вийдуть за гранично допустиму різницю навантажень.

З огляду на викладені технологічні границі спільної роботи агрегатів, розраховані МРППР, утворюють поле допустимих режимів ГПА, що відповідає рис. 3.

У зазначеній області можуть бути задані довільні режими, наприклад В1, В2, В3, В4, людиною-оператором КЦ, або автоматичним алгоритмом розподілу навантаження, що використовує метод оптимізації паливних витрат. Якщо оператор введе нове завдання, то він тим самим установлює визначене співвідношення навантажень, що система запам'ятовує і підтримує згодом. У випадку виходу на обмежник роботи САУ ГПА, підтримка завдань режимом забезпечується агрегатом (агрегатами), у якого запас регулювання є більшим. Якщо агрегат один у трасі, виходить на обмежник САУ ГПА, чи всі ГПА вийшли на обмежник, але запас по регулюванню у всіх ГПА достатній для нормальної роботи тільки за іншого завдання з режиму, то завдання внесене оператором коректується автоматично (знижується, збільшується), переводячи режим роботи цеху в допустиму зону регулювання.

Метод оптимізації паливних витрат [16] (розробки 2004-2005 р) розраховував можливі значення споживаного паливного газу в області припустимих режимів по модельній залежності «потужність нагнітача – споживаний паливний газ» методом повторних симуляцій.

$$N(Q_{нал.цех}) = \sum_{i=1}^m N_i(Q_{нал.ГПА.i}, K_{mex.i}) \rightarrow \min, \quad (1)$$

де: $Q_{нал.ГПА.i}$ – продуктивність паливного газу і -го ГПА м³/хв; $K_{mex.i}$ – коефіцієнт технічного стану і-го ГПА; N_i – потужність нагнітача і-го ГПА.

Реалізацію методу оптимізації і моделі ГПА було виконано в програмному забезпеченні VisSim 4.5. При спробі на практиці перевірити роботу цього методу виявилась неповна адекватність моделі реальним процесам.

У модельну залежність (1) було внесено збірний коефіцієнт діагностики технічного ста-

ну турбіни, що враховує одночасно функціональні критерії (можливий ступінь завантаження агрегату) і витратні критерії (індивідуальне споживання паливного газу). На рис. 4 зображено баланс корисної роботи й основних видів втрат для однієї турбіни ГТНР-25И [17].

Максимальний КПД газових турбін не багато більше 30% за повного завантаження ГПА. Практика експлуатації свідчить, що якщо завантаження турбіни зменшується на 50%, КПД падає в 3 рази. Таким чином, представлене співвідношення роботи (рис. 4) у газотурбінній установці не є фіксованим, при різних режимах завантаження турбоагрегату співвідношення корисної роботи і втрат істотно змінюється. Ці зміни не може врахувати коефіцієнт технічного стану, тому що зміна великої кількості вимірюваних параметрів турбіни і зовнішнього середовища пов'язані фізичними законами балансу енергій, але не розрахунковими залежностями $K_{mex.i}$.

З огляду на те, що відомі методи оптимізації режимів роботи компресорних цехів і станцій [5, 6, 8] по суті, спираються на залежність «потужність нагнітача – споживаний паливний газ», апроксимовані поліномом 3-й ступені, можна зробити висновок про те, що існуючі методи оперують зі свідомо неточними моделями, налаштування яких призводить до великих складнощів.

Оберти нагнітача і потужність зв'язує кубічна залежність [12, 15]

$$N_{i,насн} = \rho_{ex} \cdot \left[\frac{N_i}{\rho} \right]_{np} \cdot \left(\frac{n_{ин}}{n_{ном}} \right)^3, \quad (2)$$

де: $n_{ном}$ – номінальні оберти нагнітача ГПА, об/хв; $N_{i,насн}$ – внутрішня потужність нагнітача ГПА, кВт, розрахована через відносну внутрішню потужність нагнітача згідно паспортної характеристики; ρ_{ex} – щільність газу на вході в

нагнітач; $\left[\frac{N_i}{\rho} \right]_{np}$ – відносна внутрішня потуж-

ність нагнітача (залежність паспортної характеристики від приведеної продуктивності газу через нагнітач). Технічний стан зношеної штатної паливної апаратури не дає змоги домогтися точної підтримки заданих обертів турбіни низького тиску (ТНТ). Люфт обертів у межах 10 об/хв щодо завдання експлуатаційним пер-

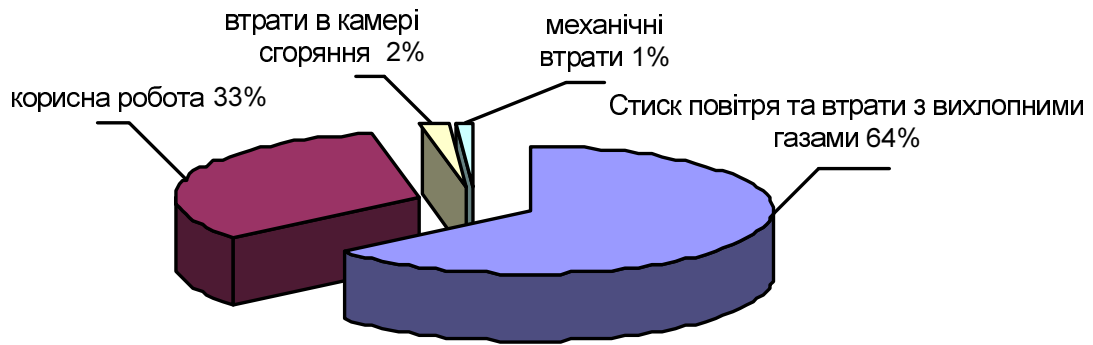


Рисунок 4 — Баланс корисної роботи і втрат для ГТНР-25И

соналом вважається прийнятною точністю, але зазначена помилка при влученні в розрахунок потужності приводить до перекручування завдання опорного параметра, якщо розподіл навантаження спирається на потужність. У випадку з розрахунку завдання по обертах нагнітача через паспортну (2) чи індикативну потужність регулятором режиму [6, 8, 18], виникають неминучі автоколивання завдань.

З огляду на перераховані недоліки, в 2006-2007 роках було розроблено і впроваджено новий метод оптимізації паливних витрат компресорного цеху, при пошуку рішень, що оперує з математичною моделлю енергетичного балансу в ГПА, як опорний параметр розподілу навантаження, який використовує або об'ємну, або комерційну продуктивність, або безпосередньо оберти нагнітача [13, 19].

У газовій турбіні енергія паливного газу витрачається на обертання вала осьового компресора (ОК) і турбіни високого тиску (ТВТ), стиск, нагрів і переміщення атмосферного повітря, нагрів повітря в регенераторі і камері згоряння, ентальпія розігрітої суміші продуктів згоряння палива з надлишком повітря трансформується за рахунок адиабатичного розширення в кінетичну енергію газів, що, у свою чергу, перетвориться через обертання лопаток турбіни ГНТ і нагнітача в роботу стиску газу (рис. 5).

Під час компримування газу змінюється енергія чотирьох видів: кінетична енергія положення, енергія, що витрачається на тертя і теплообмін, і потенційна енергія тиску газу. Зміна потенційної енергії тиску, створювана компресором, значно перевершує зміну кінетичної чи потенційної енергії положення. Вплив теплообміну і тертя також дуже малий порівняно зі зміною потенційної енергії тиску, витрат.

Формула енергетичного балансу ГПА запишеться так:

$$E_{n.z.} = \sum E_{\text{кінетич.}} + \sum E_{\text{стиску}} + \sum E_{\text{теплова}} + \sum E_{\text{втрат}} \quad (3)$$

Параметри T_1, T_2, T_2' вимірюються в САУ ГПА.

Енергія стиску осьового компресора:

$$E_{\text{стиску}_{\text{ОК}}} = C_{p2}T_2G_k - C_{p1}T_1G_1,$$

де: C_{p1}, C_{p2} – теплоємності повітря на вході і на виході ОК; T_1, T_2 – температури зовнішнього повітря і повітря на виході ОК, відповідно; $G_1 = G_k$ – масова продуктивність повітря через осьовий компресор.

Визначення масової продуктивності повітря компресора здійснюється з використанням характеристик осьового компресора за універсальними параметрами (щодо атмосферного тиску і температури зовнішнього повітря 288,16 K), і вимірюваними параметрами: ω_1 – обертів компресора, P_1, P_2 тиски і температури T_1, T_2 повітря на вході і на виході ОК. Щільність приймається функцією тиску, температури і газової постійної [12] $\rho_2 = f(P_2, T_2, R)$.

Баланс енергій камери згоряння запишеться так [20]:

$$G_{n.z.}Q_{n.z.} + C_{p2}'T_2'G_k = C_{p3}T_3G_3 + \Delta N_{\text{К.П.}},$$

де: $G_{n.z.}, G_k, G_3$ – витрата паливного газу, повітря через ОК, продуктів згоряння; T_2', T_3 – температури повітря за регенератором і продуктів згоряння перед ТВТ; C_{p2}, C_{p3} – теплоємності повітря на виході з регенератора і продуктів згоряння перед ТВТ, $Q_{n.z.}$ – теплота згоряння паливного газу; $\Delta N_{\text{К.П.}}$ – втрати в камері згоряння.

Утрати тиску в камері згоряння характеризує коефіцієнт відновлення повного тиску:

$$\sigma = 1 - \frac{P_3}{P_2}, \quad \sigma \approx 0.97,$$

звідки можна розрахувати значення P_3 .

Температура на виході камери згоряння може бути розрахована відповідно до формули [21]:

$$T_3 = \left(\frac{T^{\alpha=1} - T}{T^{\alpha=1}} - \left(1 - (1 - l_y)^{0.7} \right) \right) \cdot T \times \left(1 - \exp \left(\frac{0.7}{1 - l_y} \right) \right),$$

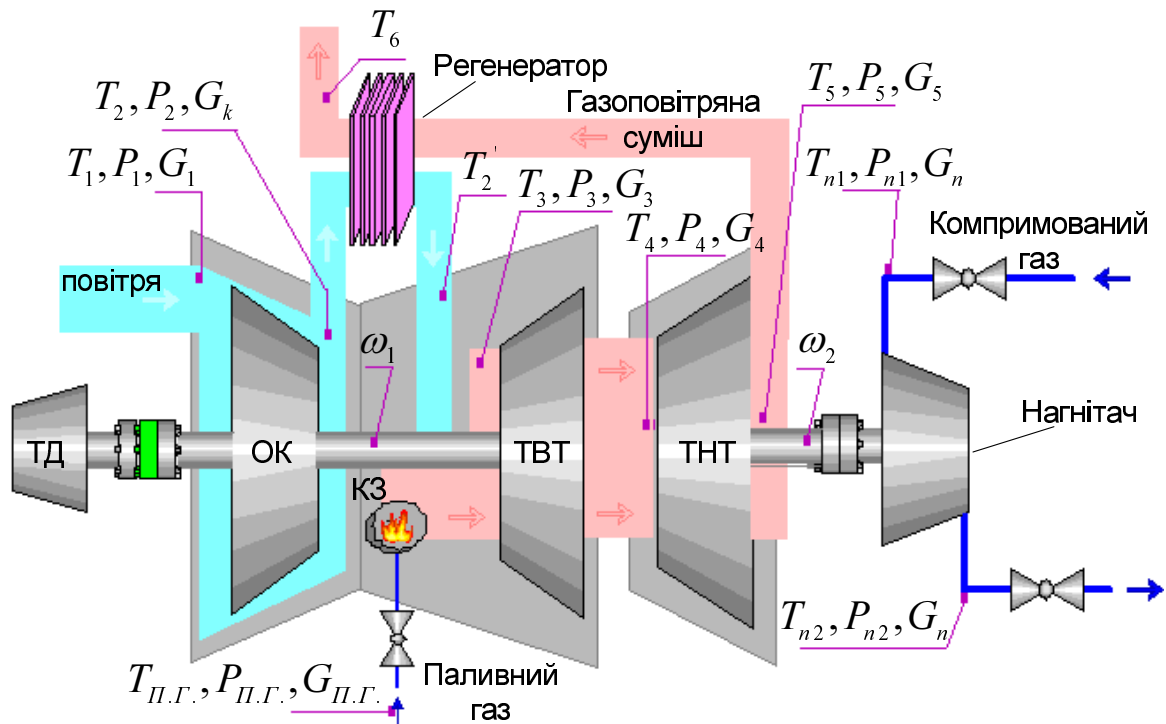


Рисунок 5 — Баланс енергій у ГПА

де: $T^{\alpha=1}$ – теоретична температура горіння, коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1$; l_y – відносна довжина вигорання смолоскипа [22]; T – ефективна температура вигорання смолоскипа, обумовлена за критерієм Больцмана.

$$G_3 = G_{n,z}(L_o + 1) + G_k,$$

де L_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг паливного газу.

Енергія газогенератора (на виході ТВТ) можна представити так:

$$C_{P4}T_4G_4 = G_{n,z}Q_{n,z} + C_{P1}T_1G_1 + G_k \left(C'_{P2}T_2' - C_{P2}T_2 \right) - \frac{m_1\omega_1^2}{2} - \Delta N_2,$$

де: ΔN_2 – механічні втрати ТВТ; m_1 – маса вала ОК і ТВТ,

$$T_4 = \frac{T_5}{1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_t \frac{k-1}{k}} \right)},$$

де: η_t – к.к.д. турбіни; ε_t – ступінь розширення турбіни; k – показник адиабати продуктів згорання ($k = 1.34 \div 1.36$). К.к.д. турбіни η_t є досить стабільною величиною, порівняно мало залежить від рівня експлуатації ГТУ і несуттєво змінюється на змінних режимах ГТУ. Звичайно η_t відомий за результатами заводських чи промислових досліджень. Тому для орієнтованих розрахунків можна прийняти $\eta_t \approx 0,85$.

Відповідно до закону збереження маси:

$$G_4 = G_3 = G_5 = G_6.$$

При цьому енергію газогенератора можна представити в балансі енергій ТНТ і відцентрового нагнітача:

$$C_{P4}T_4G_4 = E_{стиску_ЦН} + G_5 \left(C_{P5}T_5 - C_{P6}T_6 \right) + \frac{m_2\omega_2^2}{2} + \Delta N_4,$$

де: $E_{стиску_ЦН}$ – енергія стиску нагнітача; m_2 – маса вала ТНТ і відцентрового нагнітача; ω_2 – частота обертання вала ТНТ; ΔN_4 – сумарні механічні втрати в ТНТ і нагнітачі.

Енергія стиску нагнітача

$$E_{стиску_ЦН} = C_{pn2}T_{n2}G_n - C_{pn1}T_{n1}G_n.$$

Параметри нагнітача обчислюються згідно [12, 15].

Таким чином, представлена модель енергетичної взаємодії (3) дає можливість розрахувати прогнозовану зміну споживаного паливного газу при зміні енергій у ГПА. Для інтеграції зазначеної моделі в оптимізаційний метод необхідно підвищити точність розрахунку кожної енергії і забезпечити збіжність загального балансу (3) на кожному модельованому перехідному режимі. Для цього було складено регресійні залежності параметрів, що беруть участь у розрахунках кожної енергії за даними, отриманими у результаті східчастих змін обертів ТНТ (зняті статичні характеристики турбіни). Модифікація моделі заснована на наступних допущеннях:

– унаслідок великих швидкостей газу в проточній порожнечі компресора значення Re

високі і режими руху лежать в області автономності;

– число Маху істотно нижче критичного, і вплив його при переході від одного режиму до іншого не виявляється;

– паралелограми швидкостей при різних режимах залишаються геометрично подібними (зберігається кінематична подоба);

– КПД компресора в подібних режимах залишаються постійними.

Відомо [14], що співвідношення зміни витрати, напору (тиску) і потужності від зміни обертів оцінюється як:

$$\begin{aligned} \Delta G &= K_1 \Delta \omega; \\ \Delta P &= K_2 \Delta \omega^2; \\ \Delta N &= K_3 \Delta \omega^3. \end{aligned} \quad (4)$$

Дослідження змін температури за ТНТ так само дають можливість зробити висновок про лінійну залежність зміни продуктів згоряння при зміні обертів ТНТ на постійних режимах. Спираючись на зазначені допущення (4), було розроблено метод автоматичного розрахунку нелінійних залежностей статичних режимів $\Delta \omega_1$ обертів ТВТ, ΔT_5 температури за ТНТ, тиску ΔP_{n_2} , витрати ΔG_n й енергії утрат ΔN_4 від зміни $\Delta \omega_2$ обертів ТНТ. Аналогічно автоматично розраховуються залежності газодинамічних параметрів ТВТ від зміни обертів $\Delta \omega_1$. Отримані залежності дають змогу виконати розрахунок (3) щодо поточного вимірюваного стану роботи ГПА. Тим самим забезпечується відповідність моделі ГПА його реальному стану в кожен момент часу.

При оптимізації розподілу навантаження між агрегатами в СКУ КЦ виконується розрахунок завдань по обертах нагнітачів з використанням нелінійних моделей привода і навантаження в межах припустимої роботи нагнітачів. Для рівнобіжної схеми роботи нагнітачів обчислюється мінімальне значення функції методом градієнтного спуску:

$$Q_{\text{палив.}_\text{цеху}} = \sum_{i=1}^m Q_{\text{палив.}_i}(n_{\text{цн}_i}, f_i, f'_i) \rightarrow \min$$

З дотриманням умов оптимізації згідно керування за тиском на виході цеху отримано:

$$\begin{cases} P_{\text{завдання}_\text{цеху}} = f_i'' \sum_{i=1}^m n_{\text{цн}_i} \\ i = 1, 2, \dots, m \\ \sum_{i=1}^m n_{\text{цн}_i \text{ mini}} \leq \sum_{i=1}^m n_{\text{цн}_i} \leq \sum_{i=1}^m n_{\text{цн}_i \text{ maxi}} \\ j = 1, 2, \dots, m \\ |n_{\text{цн}_i} - n_{\text{цн}_j}| \leq \Delta n_{\text{max}}, j \neq i \end{cases}$$

або за комерційної чи об'ємної продуктивності:

$$\begin{cases} Q_{\text{завдання}_\text{цеху}} = \sum_{i=1}^m Q_i(n_{\text{цн}_i}, f'_i) \\ i = 1, 2, \dots, m \\ \sum_{i=1}^m Q_{\text{mini}} \leq \sum_{i=1}^m Q_i \leq \sum_{i=1}^m Q_{\text{maxi}} \\ j = 1, 2, \dots, m \\ |Q_i - Q_j| \leq \Delta Q_{\text{max}}, j \neq i \end{cases}$$

де: m – кількість агрегатів завантажених у траєкції паралельно; $Q_{\text{палив.}_\text{цеху}}$ – сумарне значення паливного газу цеху, що витрачається агрегатами; $Q_{\text{завдання}_\text{цеху}}$ – завдання регулятора за об'ємної чи комерційній продуктивності КЦ; $P_{\text{завдання}_\text{цеху}}$ – завдання регулятора за тиском на виході цеху; $n_{\text{цн}_i}$ – оберти нагнітача i -го ГПА; Δn_{max} – максимально допустима різниця навантажень між нагнітачами; f_i – функції i -го ГПА, що враховують параметри й умови роботи привода агрегата: оберти турбіни високого тиску, температуру перед ТВТ, температуру за ТНТ, тиск повітря на виході осьового компресора, температуру повітря на вході в осьовий компресор, температуру і тиск у вихлопному газозоді; f'_i – функції i -го ГПА, що враховують параметри й умови роботи нагнітачів: температуру газу на вході і виході нагнітача, тиск газу на вході і виході нагнітача, перепад на конфузори нагнітача, оберти ТНТ; f''_i – загальноцехова функція залежності зміни тиску від сумарної кількості обертів ТНТ.

На рис.2 положення крапок С1, С2, С3, С4 відповідає новому режиму роботи ГПА, за якого крапка С3 виходить за межі зони допустимої роботи. Для роботи оптимізаційного методу важливо оцінювати усі можливі варіанти співвідношення навантажень, щоб знайти глобальний мінімум паливних витрат. Тому роботу методу МРППР у режимі оптимізації паливних витрат розділено на пошук глобального мінімуму і наступну оцінку отриманого співвідношення навантажень (рис. 6).

Таким чином, розрахунок оптимізаційного методу дає змогу надати оператору нові рішення розподілу навантаження у всьому діапазоні припустимих режимів ГПА, що відповідають глобальному мінімуму споживаного паливного газу.

Висновки з дослідження і подальшої роботи в даному напрямку. Уперше розроблено метод розподілу навантаження в якому застосовано модель ідентифікації допустимих меж роботи устаткування, що у режимі реального часу враховує поточні параметри привода і нагнітача будь-якого ГПА, та взаємний вплив один на один нагнітачів, включених у єдиний гідравлічний режим цеху. На основі моделі розраховується поле допустимих рішень розпо-

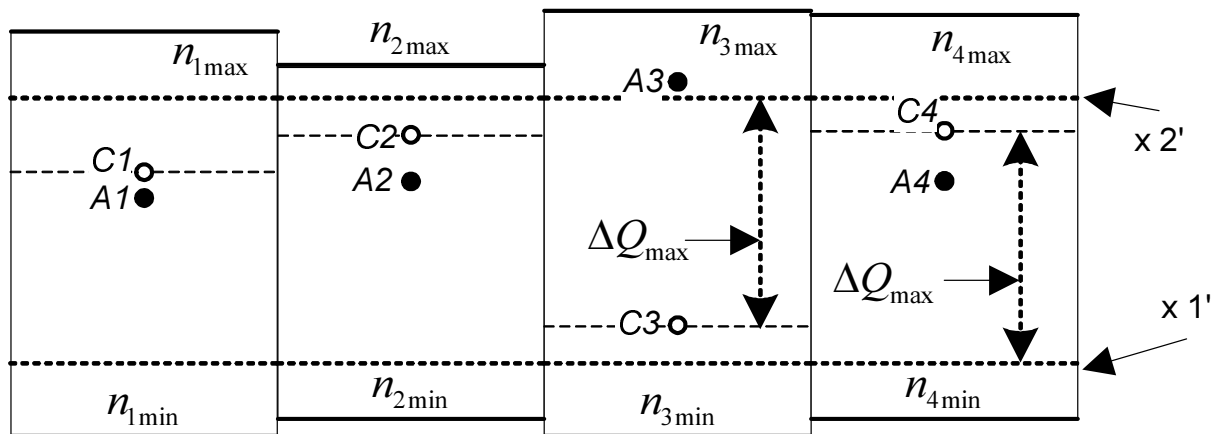


Рисунок 6 — Поле допустимих режимів, пошук глобального мінімуму

ділу навантаження, у якій допускається перебування рішення з використанням множини технологічно можливих стратегій керування КЦ. Уперше розроблено математичну модель енергетичної взаємодії привід – навантаження ГПА, що сама налаштовується і працює в режимі реального часу, у якій враховувався енергетичний баланс у турбіні, а розрахунок енергій спирається на вимірювані і обчислені в САУ параметри. Уперше застосовано оптимізаційний метод, що застосовує методи нелінійного програмування під час пошуку оптимальних рішень для рішення задачі розподілу навантаження між ГПА компресорного цеху. Подальший розвиток моделі і методу оптимізації передбачається виконати для послідовно-рівнобіжної схеми роботи ГПА і розподілу навантаження між агрегатами різної потужності об'єднаних гідравлічним режимом.

Література

- 1 Прилуцкий М.Х., Бухвалов И.Р., Афраймович Л.Г., Старостин Н.В., Филимонов А.В. Оптимизационные задачи оперативного управления работой компрессорной станцией // Электронный научный журнал «ИССЛЕДОВАНО В РОССИИ». – 2008. – С. 375-382 доступен на <http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2008/032.pdf>
- 2 Тевяшева О.А., Коток В.Б., Пожидаев М.В. Комплекс программ моделирования и оптимизации режимов работы многоцеховой компрессорной станции (НИПИАСУтрансгаз, УМГ «Донбастрансгаз») // III Международная научно-техническая конференция «Компьютерные технологии поддержки принятия решений в диспетчерском управлении газотранспортными и газодобывающими системами. (DISCOM 2007)»: Материалы конференции. – М.: ВНИИГАЗ, 2007. – С. 22.
- 3 Годлевский В.С., Головченко В.П., Аврин К.А. Задачи и методы расчетов, планирования и оптимизации режимов сетевых магистральных ГТС типа ЕГС СССР (Институт проблем моделирования в энергетике им.

Г.Е.Пухова НАН Украины, МП «ДИСИТ» НАН Украины) // III Международная научно-техническая конференция «Компьютерные технологии поддержки принятия решений в диспетчерском управлении газотранспортными и газодобывающими системами. (DISCOM 2007)»: Материалы конференции. – М.: ВНИИГАЗ, 2007. – С. 58.

- 4 Ковалко М.П., Грузд В.Я., Михалків Б.В., Тимків Д.Ф., Шлапак Л.С., Ковалко О.М. Трубопроводный транспорт газа. – К.: Агентство з національного використання енергії та екології, 2002. – 600 с.

- 5 Беликов С.М. Оптимизация режимов работы компрессорных станций магистральных газопроводов при совместной работе разнотипных нагнетателей: Дис...канд. техн. наук / Государственная Академия нефти и газа им. И.М.Губкина 1992г. – 63 с.

- 6 Пат. №2181854 Росія F04 D 27/02, F01 K 7/24 02. /Способ управления работой комплекса агрегатов компрессорного цеха / Шайхутдинов А.З., Продовиков С.П., Альтшуль С.Д., Черников А.В., Евдокимов Я.А. – Опубл. 18.06.2001.

- 7 Пат. №1755000 Россия Заявка №4342417 / Матвеев В.В. / Способ регулирования газопровода. – Опубл. 30.11.1989.

- 8 Балавин М.А., Продовиков С.П., Шайхутдинов А.З., Назаров О.В., Яковлев В.Б. Автоматизация процессов газовой промышленности. – СПб: Наука, 2003. – 496 с.

- 9 Герке В.Г., Проблемы внедрения компьютерных комплексов моделирования, оптимизации и прогнозирования режимов газотранспортных систем // I Международная научно-техническая конференция «Развитие компьютерных комплексов моделирования, оптимизации режимов работы систем газоснабжения и их роль в диспетчерском управлении технологическими процессами в газовой отрасли (DISCOM 2002)»: Материалы конференции. – 2002.

- 10 Григорьев Л.И. Диспетчерское управление трубопроводным транспортом газа: состояние, проблемы, перспективы // I Международная научно-техническая конференция «Разви-

тие компьютерных комплексов моделирования, оптимизации режимов работы систем газоснабжения и их роль в диспетчерском управлении технологическими процессами в газовой отрасли (DISCOM 2002)”: Материалы конференции. – М., 2002.

11 Семенцов Г.Н., Петеш М.О. Головні принципи підвищення ефективності управління газотранспортною системою. ІФНТУНГ // Технічні науки / Автоматизовані системи управління на виробництві. – 2007. Доступна на сайті: http://www.rusnauka.com/13.DNI_2007/Tecnic/21451.doc.htm

12 Богданов В.Н., Филиппов С.В., Дашунин Н.В. Методика расчета нагнетателя: Отчет. ООО «Мострангаз». – 2001. – 18 с

13 Слободчиков К.Ю., Швабский В.Л., Яковлев А.Я. Опыт внедрения оптимального цехового регулятора режима на КС «Микунь» ООО «Севергазпром» // III Международная научно-техническая конференция “Компьютерные технологии поддержки принятия решений в диспетчерском управлении газотранспортными и газодобывающими системами (DISCOM 2007)”: Материалы конференции. – М.: ВНИИГАЗ, 2007. – С 61.

14 Moore, Ralph L. Control of centrifugal compressors. – Instrument society of America. Compressors, 1989. – 45 с.

15 Слободчиков К.Ю. Применение математических моделей газоперекачивающего агрегата в расчетных задачах системы управления газопроводом // Пятая Всероссийская конференция с международным участием. Математическое моделирование и краевые задачи. Секция «Моделирование и оптимизация динамических систем и систем с распределенными параметрами» 2008. Доступна на сайті: <http://matmod.ucoz.ru/load/2>

16 Slobodchikov K. Computer simulation solutions for optimization of gas turbine driven compressor stations performance. // International Freiberg Conference on IGCC & Xtll Technologies. 2005. Available from: http://www.iec.tu-freiberg.de/conference/conference_05/program.htm

17 Юкин Г.А. Диагностирование энергоэффективности газотурбинных установок компрессорных станций // Известия ВУЗов «Проблемы энергетики» – 2002. – №11-12. – С. 29– 32.

18 Слободчиков К.Ю. Математическое и информационное обеспечение системы управления компрессорного цеха газоперекачивающих агрегатов // Автоматизация в промышленности. ИПУ РАН. – 2004. – №7. – С. 39–41.

19 Слободчиков К.Ю. Структурний та параметричний синтез програмного регулятора режиму компресорного цеху // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XVI міжнар. наук.-практ. конф., 4-6 червня 2008 р. Харків: у 2 ч. – Ч. 1 / оргкомітет: Л.Л.Товажнянський (голова). – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – С. 20.

20 Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанаева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.

21 Грудз В.Я. Разработка методов диагностики газотранспортных систем на нестационарных режимах и повышения эффективности их обслуживания: Дис ... докт. техн. наук / ИФДТУНГ. – Ивано-Франківськ, 1994. – 404 с.

22 Блинов Е.А. Топливо и теория горения. Раздел – подготовка и сжигание топлива: Учебно-метод. Комплекс. – СПб: Изд-во СЗТУ, 2007. – 119 с.