

УДК: 621.438

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ ПРИ РОБОТІ ЇЇ ЗА МАЛОВІДХІДНИМ МЕТОДОМ ГЕНЕРУВАННЯ ЕНЕРГІЇ

© Грінченко Д.М., 1999

ДУ "Львівська політехніка" кафедра "Теплотехніка та теплові електростанції"

The technique of definition(determination) of optimum technological parameters of combined power installation(aim) for want of to work it till few dross of the "know-how" of energy is developed.

Дотепер і на досить значну часову перспективу потужні енергоустановки [1] без сумніву будуть функціонувати в енергосистемі – чи регіональній, чи об'єднаній загальнодержавній, які складаються з паротурбінної частини (ПТ-ч) та газотурбінної (ГТУ), оптимальні параметри якої залежать, в основному, від окремих параметрів самої газотурбінної установки. Оскільки початкова температура в газовій турбіні приймається завжди сталою відповідно до досягнутого рівня в газотурбобудуванні, то останнє дозволяє значно простіше визначити шуканий оптимальний ступінь стиснення, що і буде зроблено нижче за умови наявності в комбінованій установці спеціального передтопка.

Згаданий останній елемент дозволяє, використавши високотемпературні труби, нагріти теплотою низькоякісного твердого палива, що спалюється в камері горіння передтопка, циклове повітря ГТУ до необхідних високих температур без використання газоподібного палива.

Ефективному спаленню згаданого низькоякісного палива сприяє також і наявність в тепловій схемі ПГУ між двома ступенями стисненнями циклового повітря в компресорі ГТУ мембранного роздільника повітря (МРП), що також впливає на шуканий оптимальний ступінь підвищення тиску і повинно бути враховано. Через наявність МРП в компресорі другого ступеня стискується, в ідеальному випадку, чистий азот і турбіна також при цьому вже працює на чистому високонагрітому азоті. Крім того, в передтопок можуть бути ще й вмонтовані і генератори прямого перетворення теплоти в електроенергію модульного типу [2] з відповідними додатковими капітальними затратами в цьому разі, що також відіб'ється на виразі оптимального ступеня підвищення тиску.

І нарешті, оскільки тут здійснено "мокре" стиснення повітря [3], то воно значно забаластоване водяними парами, величина яких зростає ще й в передтопку згідно технологією його роботи. В цьому випадку в показнику адіабати як в компресорі (m), так і в газовій турбіні (e) враховано цю залежність.

За критерій ефективності варіантів, як завжди, приймаємо змінну частину приведених затрат в енергосистемі

$$\Delta Z = C_r \cdot V_r \cdot h + C_6 \cdot V_6 \cdot h + P \left(\sum \kappa \right) - \Delta N \cdot Z_3, \text{ грн./рік} \quad (1)$$

де C_r , C_6 , h – відповідно, кінцеві витрати на паливо ГТУ та паротурбінного блока, планова кількість годин використання установленної потужності для газотурбінної

установки та паротурбінного блока; $\sum k$ – сумарні капітальні затрати по елементах енергоустановки; V_r, V_6, Z_3 – відповідно, сумарна витрата палива для роботи ГТУ, генератора прямого перетворення теплоти в електроенергію, паротурбінного блока річні затрати в установку, що заміщується;

У даному рівнянні $\Delta N = N_r + N_n + \Delta N_{r1}$ – надлишкова потужність комбінованої установки; N_r, N_n, N_{r1} – відповідно, потужність ГТУ, сумарна потужність від генератора прямого перетворення теплоти в електроенергію і можливий надлишок потужності паротурбінного блока в сумісному режимі роботи блока з відімкненою регенеративною системою та з ГТУ; $P = P_n + P_a$ – коефіцієнт ефективності, що враховує термін окупності, $P = 1/T_n$ та відрахувань на амортизацію і поточний ремонт, P_a , 1/рік; K_{nr}, K_r, K_F, K_n – капітальні вкладення в генератор прямого перетворення, газова водяний підігрівник (ГВП) та пароперегрівник додаткової пари впорскування;

Як відомо, умовою досягнення оптимуму досліджуваного параметра "X" буде

$$\frac{\partial \Delta Z}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial^2 \Delta Z}{\partial X^2} > 0. \quad (2.3)$$

Тут незалежною змінною X буде загальний ступінь підвищення тиску в циклі ГТУ – σ . Тому в початковому рівнянні (1) змінними є лише величини $K_r, V_r, \Delta V_6, K_F, K_n$ і ΔN .

Після диференціювання останнього рівняння за початковим тиском P_1 в циклі ГТУ і прирівнюванні отриманого виразу до нуля, як відомо, отримаємо розв'язок

$$\sigma = \left[\frac{A \cdot C_B \cdot \frac{C_P^B}{C_P^P} \cdot \eta_{OI} \cdot X \cdot C_B + [V_{Fn} + V_F - \sum k \cdot \eta_{OI} \cdot (1+d)] + Z_3 \cdot \eta_{OI} \cdot (1+d) \cdot \gamma}{C_r \cdot h \cdot C_2 - P \cdot \sum k \cdot \frac{1}{\eta_k} + Z_3 \cdot \frac{1}{\eta_k}} \right]^{\frac{1}{e+m}}, \quad (3)$$

де $d = G_r / G_n$ – співвідношення робочих тіл в ПГУ.

Аналогічним способом знаходиться шукана величина і у випадку інших співвідношень водяних еквівалентів у підігрівниках за газовою турбіною.

Висновки. 1. У даній роботі показано лише підхід до визначення оптимальних ступенів підвищення тиску в газотурбінній частині комбінованої установки з врахуванням нових елементів – передтопка на високотемпературних теплових трубах, генераторів прямого перетворення теплоти в електроенергію тощо, оскільки відповідні дослідження, що були проведені автором і не увійшли у дану статтю, показали значний вплив, наприклад, співвідношень водяних еквівалентів в теплообмінниках за газовою турбіною, яких завжди є декілька.

2. Даний підхід у визначенні оптимального початкового тиску є також прийнятним і для комбінованих ПГУ з ГТУ з дотискувальним компресором та з додатковою газовою турбіною, що працює під вакуумом з теплофікаційним теплообмінником між останніми згаданими елементами [4].

3. За даною методикою доцільно визначати оптимальне значення початкового тиску і для перспективних ПГУ з ГТУ, на вихлопі якої встановлено теплофікаційний контактний теплообмінник та турбодетандер за ним [1].

1. Грінченко Д.М. Проблеми створення екологічно чистої парогазової установки на паливах погіршеної якості // Вісн. ДУ "Львівська політехніка". 1994. С.7. 2. Грінченко Д. Частинне пряме перетворення теплоти низькоякісних палив у електроенергію в перспективних енергоустановках // Технічні вісті. 1998. № 1(6).2(7). С.63-66. 3. Полетавкин П.Г. Парогазотурбинные установки. М., 1980. 4. Грінченко Д.М. Максимально можливий вакуум за газотурбінною установкою / Збірн. наук. робіт аспірантів. № 3. С.99-104. 1968.

УДК 643.334.002

КАТАЛІТИЧНЕ ДОПАЛЮВАННЯ ОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ НА ШАМОТНІЙ НАСАДЦІ РЕГЕНЕРАТОРІВ ПРОМИСЛОВОЇ ПЕЧІ

© Кашина О.О., Балінський І.С., 1999

ДУ "Львівська політехніка", кафедра "Теплогазопостачання і вентиляція"

In this article are showed results of experimental determination of catalysts' activity on shamoto nozzle in laboratory and in industrial condition for catalysts' preburning CO to CO₂ and also are showed evaluation's results of thermodynamic structure of burning products and mathematical processing of investigations.

Однією з проблем раціонального використання природного газу є його спалювання в промислових печах без утворення залишкових горючих компонентів. У промислових печах з дифузійним спалюванням природного газу внаслідок відсутності попереднього перемішування його з повітрям, а також виділення горючих компонентів із матеріалів, що проходять термічну обробку, у викидних продуктах міститься значна кількість таких горючих компонентів як CO, NO, H₂. Ці компоненти можуть окислюватися до утворення кінцевих продуктів із виділенням додаткової теплоти, тобто проходить неповне згорання природного газу із втратою енергії палива.

Технологічний процес розплавлення шихти у печах ванного типу відбувається за рахунок дифузійного спалювання природного газу у потоці повітря, яке нагрівається від теплоакмулюючої насадки. Як насадку використовують шамотну цеглу, яка для збільшення поверхні теплообміну викладається в регенераторах в окремі ряди. Нагрівається шамотна цегла за рахунок тепла викидних продуктів до температури 850...900 °С.

Одним з методів повного спалювання природного газу є допалювання горючих компонентів в присутності каталізатора. Як каталізаторів використовують благородні та інші активні метали. Такий процес може відбуватися на поверхні шамотної цегли при безпосередньому контакті з викидними продуктами.