

УДК 621.43.018.4

**В.А. ВОЛОЩУК**, канд. техн. наук; доц. Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне

### ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЗРАЗКОВИХ ЦИКЛІВ ДЕЯКИХ СХЕМ ГТУ ТА ПГУ

На основе математического моделирования, с использованием современных информационных технологий, в статье представлены результаты исследования по оптимизации образцовых циклов некоторых схем ГТУ и ПГУ с целью получения максимального внутреннего КПД цикла.

On the base of mathematical modeling with the help of modern information technologies the article gives results of optimizing investigation of exemplary cycles of some schemes of gas turbine power plant and gas-steam combined power plant with the purpose of increasing inner efficiency.

Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) та парогазовими (ПГУ) енергетичними установками [1, 2].

Загалом, шляхи підвищення ефективності ГТУ та ПГУ до кінця іще не дослідженні і представляють собою складну багатопараметричну проблему [1–5], яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою математичного моделювання.

Визначення, дослідження та аналіз циклів ГТУ та ПГУ наведено, зокрема, в роботах [1, 3–5 та ін.]. Але разом з тим, на нашу думку, дане питання потребує подальшого дослідження та уточнення. Оскільки, наприклад в роботі [3], при дослідженні зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором (ПГУ КУ) зроблено ряд спрощень. Зокрема багатоступеневий стиск повітря у компресорі та багатоступеневий підвід теплоти у ГТУ замінені ізотермічними процесами, які в дійсності не можуть бути реалізовані. Крім того, в роботі [3] не враховувалося охолодження газової турбіни (ГТ), що при сучасних температурах газів на вході у ГТ є обов'язковим. В роботі [1] в основному розглядаються випадки оптимізації параметрів паротурбінної установки (ПТУ) як складової частини ПГУ КУ. Разом з тим оптимізація параметрів ГТУ як складової ПГУ КУ в даній роботі практично не розглядається. Крім того, в роботі [1] досліджуються схеми ПГУ на рівні сучасного розвитку та можливостей енергетичного машинобудування. Можливостям розвитку схем ПГУ в майбутньому за рахунок ускладнення циклу таких установок в роботі [1], на нашу думку, приділено недостатньо уваги.

Можна показати, що термодинамічний цикл, який в заданих умовах його здійснення має найбільший внутрішній ККД  $\eta_i$ , забезпечує і найбільший електричний ККД установки. Це дозволяє головним показником термодинамічної ефективності реальних внутрішньо необоротних циклів приймати величину  $\eta_i$  [3], яка визначається за формулою

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1}, \quad (1)$$

де  $l_i$  – питома внутрішня робота дійсного циклу;  $q_1$  – дійсна питома теплота, що підводиться ззовні до установки.

В даній роботі розглянемо способи підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної ГТУ із згоранням палива при постійному тиску та бінарної парогазової установки з котлом-утилізатором.

Зробимо деякі перетворення формули (1) згідно методики, що наведена у [3].  
Отже, внутрішня робота циклу ПГУ КУ визначається за формулою

$$l_i = (l_{t\_gt} \cdot \eta_{0i\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st}) - \left( \frac{l_{t\_comp}}{\eta_{0i\_comp}} + \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right), \quad (2)$$

де  $l_{t\_gt}$ ,  $l_{t\_st}$  – питома робота ізоентропічного розширення відповідно у газовій та паровій турбіні відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

$l_{t\_comp}$ ,  $l_{t\_fp}$  – питома робота ізоентропічного стиску відповідно у компресорі та живильному насосі відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

$m_{st}$  – питома витрата пари у паровій турбіні, віднесена до 1 кг газу у газовій турбіні;

$\eta_{0i\_gt}$ ,  $\eta_{0i\_st}$  – відповідно відносний внутрішній ККД газової та парової турбін;

$\eta_{0i\_comp}$ ,  $\eta_{0i\_fp}$  – відповідно відносний внутрішній ККД компресора та живильного насосу.

Ввівши позначення

$$\eta_{exp} = \frac{(l_{t\_gt} \cdot \eta_{0i\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st})}{(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st})}, \quad (3)$$

де  $\eta_{exp}$  – приведений внутрішній ККД процесу розширення у газовій та паровій турбінах реального циклу ПГУ КУ,

$$\eta_{comp} = \frac{l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\left( \frac{l_{t\_comp}}{\eta_{0i\_comp}} + \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right)}, \quad (4)$$

де  $\eta_{comp}$  – приведений внутрішній ККД процесу стиску у компресорі та живильному насосі реального циклу ПГУ КУ, та позначивши  $q_1 = q_{t\_1} \cdot \psi$ , де  $q_{t\_1}$  – кількість теплоти, що підведена ззовні у теоретичному оборотному циклі ПГУ КУ;  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує зміну  $q_1$  по відношенню до  $q_{t\_1}$  формулу (1) можна записати як

$$\eta_i = \frac{(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st}) \cdot \eta_{exp} - \frac{l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{comp}}}{q_{t\_1} \cdot \psi}. \quad (5)$$

Врахувавши, що відношення  $\eta_t = [(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st}) - (l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st})] / q_{t\_1}$  є термічний ККД циклу ПГУ КУ, після деяких перетворень формулу (5) можна записати як

$$\eta_i = \frac{\eta_{exp}}{\psi} \left[ \eta_t - \phi_{comp} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{exp} \cdot \eta_{comp}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

де  $\phi_{comp} = (l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}) / q_{t\_1}$  – відносна робота стиску.

Із формули (6) можна також визначити внутрішній ККД  $\eta_i$  автономної ГТУ, якщо врахувати, що  $m_{st} = 0$ .

Із формули (6) можна зробити такі важливі висновки:

– на внутрішній ККД  $\eta_i$  як автономної ГТУ, так і ПГУ КУ впливають, зокрема, термічний ККД  $\eta_t$ , та відносна робота стиску  $\varphi_{comp}$ ;

– кращим, з точки зору отримання максимуму внутрішнього ККД  $\eta_i$  цих установок, може бути не цикл з більшим термічним ККД  $\eta_t$ , а цикл, що має менший термічний ККД  $\eta_t$ , але і менше значення відносної роботи стиску  $\varphi_{comp}$ .

Наприклад, для автономної безрегенеративної ГТУ термічний ККД  $\eta_t$  можна підвищити за рахунок збільшення ступеня стиску циклового повітря. Відносну роботу стиску  $\varphi_{comp}$  можна знизити шляхом зменшення роботи стиску повітря у компресорі та збільшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$ , підведеної в циклі. У свою чергу, зменшення роботи стиску повітря можна забезпечити за рахунок зниження ступеня стиску та застосування багатоступеневого стиску повітря з проміжним його охолодженням. Збільшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$  можна забезпечити знову ж таки застосуванням багатоступеневого стиску повітря з промохолодженням, багатоступеневого розширення робочого тіла у ГТУ з проміжним підводом теплоти, зменшенням загального ступеня стиску повітря та підвищенням температури газів на вході у газову турбінку.

Вплив інших параметрів, що входять у формулу (6), тобто  $\eta_{exp}$ ,  $\psi$ ,  $\eta_{comp}$ , на внутрішній ККД  $\eta_i$  ГТУ та ПГУ КУ спеціально не досліджувався, оскільки ці параметри приймалися або постійними, або, при їх зміні – їх вплив був незначний).

З'ясуємо шляхи підвищення внутрішнього ККД ПГУ КУ. Для цього перетворимо формулу (6) до вигляду

$$\eta_i = \frac{\eta_{0i\_gt}}{\psi} \left[ \eta_{t\_Bc} - \varphi_{comp\_Bc} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{0i\_gt} \cdot \eta_{0i\_comp}} - 1 \right) \right] + \frac{1}{\psi \cdot q_{t-1}} \left[ (l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st}) - \left( \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right) \right] = \eta_{i\_Bc} + M_{Rc}, \quad (7)$$

де  $\eta_{i\_Bc}$  – внутрішній ККД циклу Брайтона (цикл ГТУ);  $M_{Rc}$  – показник, що рівний відношенню внутрішньої роботи реального циклу Ренкіна (цикл ПГУ) до дійсної теплоти, що підведена до ПГУ КУ ззовні.

Із формули (7) бачимо, що внутрішній ККД ПГУ КУ  $\eta_i$  можна підвищити шляхом збільшення внутрішнього ККД ГТУ, що входить у склад ПГУ КУ (про можливі способи вказано вище) та показника  $M_{Rc}$ .

В даних дослідженнях ми не будемо вивчати вплив параметрів ПТУ (тиск, температура пари на вході у ПТУ, наявність та значення тиску проміжного перегріву пари, тиск у конденсаторі тощо) на внутрішній ККД ПГУ КУ. Тобто приймемо їх значення згідно рекомендацій, які наведені зокрема в [1].

Отже, при постійних параметрах ПТУ, згідно формули (7), показник  $M_{Rc}$  можна підвищити шляхом збільшення питомої витрати пари у паровій турбіні (паропродуктивності котла-утилізатора)  $m_{st}$  та зменшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$ , що підведена до ПГУ КУ.

У свою чергу, величину  $m_{st}$  можна підвищити шляхом використання багато контурних котлів-утилізаторів (два або три контура) та збільшення температури газів на вході у КУ, що можливо за рахунок зменшення ступеня стиску повітря у компресорі

ГТУ, підвищення температури газів на вході у газову турбину та застосування проміжного підводу теплоти до ГТУ.

Зменшення теплоти  $q_{t_1}$  можливе за рахунок зменшення температури газів на вході у газову турбину, збільшення ступеня стиску повітря і переходу від багатоступеневого до одноступеневого стиску та розширення робочого тіла у ГТУ.

Отже, приведені вище міркування свідчать про багатофакторний та неоднозначний вплив вказаних параметрів ГТУ як на ефективність автономних безрегенеративних ГТУ так і на ПГУ КУ.

З метою проведення чисельних досліджень для оптимізації впливу цих параметрів на ККД даних установок були створені математичні моделі та розміщені на сайті [http://twf.mpei.ru/ochkov/VPU\\_Book\\_New/mas/index.html](http://twf.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html).

Нижче приведені результати таких досліджень.

Виходячи із викладених вище теоретичних підходів, для роботи безрегенеративної автономної ГТУ за зразковим циклом була вибрана установка, яка наведена на рис. 1, а для роботи ПГУ КУ за зразковим циклом – установка, яка наведена на рис. 2. Згідно [3], зразковий цикл теплоенергетичної установки – це такий теоретичний цикл, реального здійснення якого забезпечує досягнення максимуму внутрішнього ККД установки.

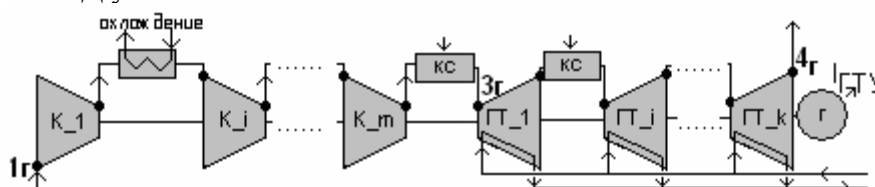


Рис. 1. Схема автономної без регенеративної ГТУ, яка може працювати за зразковим циклом

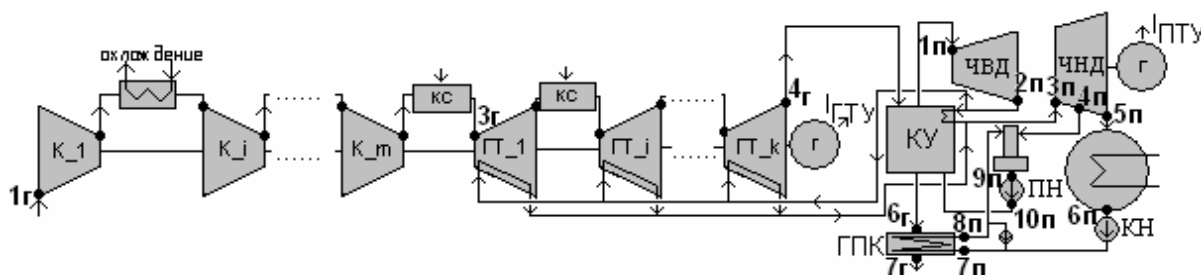


Рис. 2. Схема ПГУ КУ, яка може працювати за зразковим циклом

При складанні математичних моделей даних установок використовували рекомендації, формули та рівняння, які наведені в [1]. Зокрема, мінімальний температурний напір у КУ становив  $10\text{ }^\circ\text{C}$ , температурний напір на вході газів у КУ становив  $20\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура конденсату на вході у газовий підігрівник конденсату (ГПК) становила  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . В схемі передбачено закрите парове охолодження газової турбіни, розрахунок якого був проведений за методикою [3]. Для визначення термодинамічних параметрів робочих тіл використовувалась сертифікована програма WaterSteamPro ([www.wsp.ru](http://www.wsp.ru)), яка розроблена фахівцями Московського енергетичного інституту [7].

Разом з тим, на першому етапі досліджень були зроблені деякі спрощення. Зокрема, в ГТУ робочим тілом було прийняте атмосферне повітря на всіх ділянках установки. Крім того, не враховувались втрати тиску робочого тіла при транспортуванні. Також в схемі прийнятий одноконтурний КУ.

Для прикладу на рис. 3 наведені результати розрахунків з дослідження впливу температури газу на вході у газову турбину на внутрішній ККД безрегенеративної ГТУ відкритого типу  $\eta_i$ .



Рис. 3. Результати досліджень впливу температури газу  $t_{3r}$  на вході у газову турбину безрегенеративної автономної ГТУ на внутрішній ККД ГТУ (а), термічний ККД ГТУ (б) і відносну роботу стиску (в)

Отже, як видно із рис. 3, при збільшенні температури газу  $t_{3r}$  на вході у газову турбину без регенеративної ГТУ простого циклу від 1200 °С до 1500 °С внутрішній ККД  $\eta_i$  цієї установки при всіх інших умовах, що прийняті в даних дослідженнях, збільшується, наприклад при  $\pi_K = 40$  на 3,5 %.

Така картина має місце тому, що незважаючи на зменшення термічного ККД даної ГТУ (рис. 3б), при збільшенні температури  $t_{3r}$  зменшується відносна робота стиску (рис. 3в).

Також при певному значенні температури  $t_{3r}$  має місце наявність оптимального значення загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому ККД ГТУ  $\eta_i$  має найбільше. Це пояснюється тому, що при збільшенні  $\pi_K$  збільшується термічний ККД даної ГТУ (рис. 3б), але, разом з тим, збільшується і відносна робота стиску (рис. 3в). А це, згідно формули (6), викликає наявність оптимального значення  $\pi_K$  (рис. 3а). При цьому необхідно відмітити, що при зростанні  $t_{3r}$  оптимальне значення загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому ККД  $\eta_i$  має найбільше значення – збільшується.

Загалом проведені дослідження за спрощеними математичними моделями показали, що підвищення внутрішнього ККД циклу автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ можна забезпечити збільшенням температури робочого тіла на вході у газову турбину, застосуванням багатоступеневого стиску повітря у компресорі з проміжним його охолодженням та багатоступеневого розширення газу у ГТУ з проміжним підводом теплоти (див. формулу (6)). При збільшенні температури газів на вході у газову турбину, збільшенні кількості ступенів та значень ступеня розширення газу у ГТУ, зростає оптимальне значення загального ступеня стиску циклового повітря, при якому внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ отримує максимальне значення. При заданому значенні загального ступеня стиску повітря у компресорі та температурі робочого тіла на вході у газову турбину існують оптимальні значення ступеня стиску циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення ступеня розширення газу перед проміжним підводом теплоти, при яких внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ отримує максимальні значення. Внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ і ПГУ КУ

найбільше зростає при збільшенні кількості ступеней стиску та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, при загальному ступені стиску циклового повітря менше 50, використання багатоступеневого стиску циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ є доцільним, а для ПГУ КУ такий спосіб, як показали результати чисельного моделювання, навпаки – не є ефективним. Також у ПГУ КУ підвищення внутрішнього ККД можна забезпечити також шляхом використання багатоконтурних котлів-утилізаторів (два або три контури).

Зауважимо, що в розрахунках, результати яких були приведені вище, для спрощень приймалося, що робочим тілом в ГТУ є атмосферне повітря.

Очевидно, що це призвело до певної неточності, оскільки в ГТУ, які ми розглядаємо (відкриті ГТУ), склад та кількість робочого тіла на різних ділянках ГТУ змінюється за рахунок спалювання палива. Крім того, мають місце втрати тиску при русі робочого тіла в ГТУ та ПГУ КУ.

Отже, наступним етапом даної роботи було врахування вказаних особливостей при дослідженні зразкових циклів автономної ГТУ та ПГУ КУ.

На рис. 4 наведені результати досліджень зразкового циклу автономної безрегенеративної ГТУ з урахуванням зміни складу робочого тіла та втрат тиску на різних ділянках ГТУ. При цьому двоступеневий стиск повітря та розширення газів було передбачено при оптимальних значеннях ступеня стиску та розширення відповідно у проміжному компресорі та газовій турбіні, отриманих за спрощеними математичними моделями.

Отже, бачимо, що використання двоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підводом теплоти в автономній безрегенеративній ГТУ дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 2 % у порівнянні із установкою простого циклу (одноступеневий стиск повітря та одноступеневий підвід теплоти). Використання двоступеневого стиску повітря із його проміжним охолодженням дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 3 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Одночасне застосування двоступеневого стиску повітря та двоступеневого розширення газу дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 4 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Також із рис. 4 бачимо, що ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ вимагає збільшення загального ступеня стиску повітря. Саме таке технічне рішення, зокрема, використано у одній із моделей ГТУ фірми General Electric [6]. Для підвищення ККД даної установки у простому циклі до рекордних 45 % використана зокрема схема з двоступеневим стиском повітря у компресорі. Степінь підвищення тиску такої ГТУ становить  $\pi_K = 40$ .

На рис. 5 наведені результати досліджень зразкового циклу ПГУ КУ з урахуванням зміни складу робочого тіла ГТУ та втрат тиску на різних ділянках робочого тіла в ПГУ КУ.

Отже, по-перше, лінії на рис. 5, які відповідають одноконтурним КУ, обмежені певними значеннями загального ступеня стиску  $\pi_K$ . Це обумовлено технологічними вимогами до роботи ПГУ КУ. Крайня ліва точка кожної кривої відповідає мінімальному значенню ступеня стиску повітря, при якому температура відхідних газів за КУ становить 70 °С, що обумовлено недопущенням конденсації водяних парів, які містяться у продуктах згорання (наприклад, для лінії 3 на рис. 5 це буде точка при  $\pi_K \approx 15$ ). Крайня права точка кожної кривої відповідає максимальному значенню

степеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому температурний напір на вході відхідних газів ГТУ у КУ становить 20 °С (наприклад, для лінії 3 на рис. 5 це буде точка при  $\pi_K \approx 48$ ).

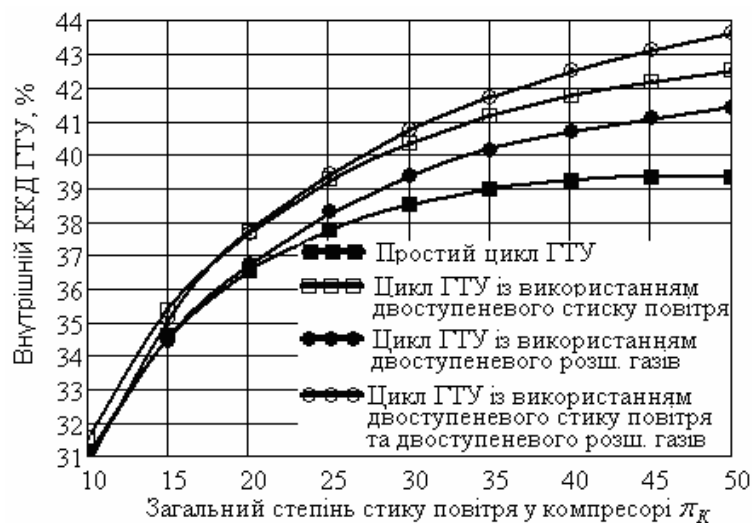


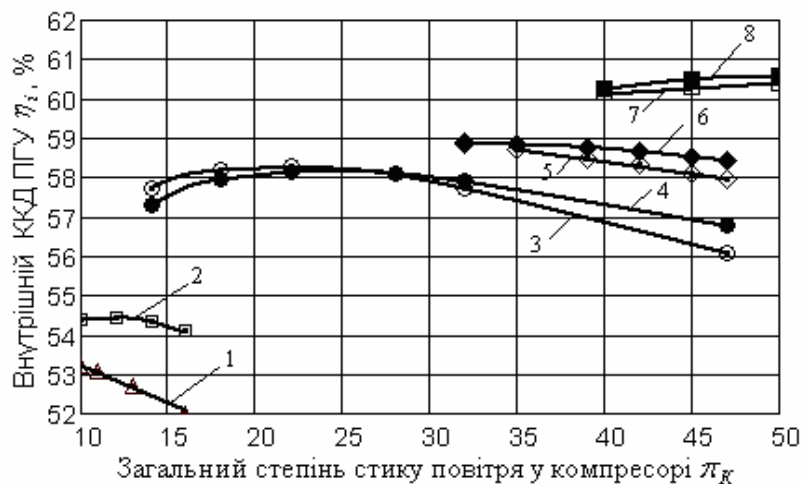
Рис. 4. Результати досліджень впливу ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ та загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$  на її внутрішній ККД: температура газу на вході у газову турбину  $t_{3Г} = 1400$  °С; при двоступеневому стиску повітря ступінь стиску повітря у проміжному компресорі становить 2,0; при двоступеневому розширенні газів ступінь розширення газів у проміжній газовій турбіні становить 1,75

Крім того, із рис. 5 видно, що при певних значеннях загального ступеня стиску повітря, використання двоконтурного КУ відсутнє (немає доцільності його використання), в той час як одноконтурний КУ може використовуватися. Так для ПГУ, що складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря та двоступеневим підводом тепла (лінії 3 та 5 на рис. 5) при  $\pi_K = 15...30$  застосування двоконтурного КУ відсутнє, оскільки одноконтурний КУ забезпечує відповідну утилізацію теплоти газів (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана суцільними лініями). Це пояснюється тим, що із зменшенням  $\pi_K$  зростає температура газів після ГТУ і вже при  $\pi_K = 15...30$  у відповідності з тепловими та масовими балансами КУ збільшується його паропродуктивність, за рахунок чого для утилізації відхідних газів ГТУ достатньо одноконтурного КУ.

Зауважимо, що згідно результатів, максимальні значення внутрішнього ККД для ПГУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ (лінії 3, 4, 7 та 8 на рис. 5) відповідають значенням ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при яких відбувається перехід мінімального температурного напору (згідно рекомендацій [1] приймався рівним 10 °С) в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Наприклад, для схем, що відповідають лініям 3 та 4, при  $\pi_K = 15...25$ , мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на холодному кінці економайзера (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана суцільними лініями). При  $\pi_K > 25$  мінімальний температурний напір переходить на гарячий кінець економайзера, де виникає доцільність використання двоконтурного КУ (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана штриховими лініями).

Із рис. 5 бачимо, що загалом ускладнення циклу ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє підвищити внутрішній ККД  $\eta_i$  установки. Наприклад, застосування

двоступеневого підводу теплоти підвищує  $\eta_i$  до 5 % (при тих вихідних даних, що наведені на рис. 5) у порівнянні з одноступеневим підводом теплоти (лінії 1 та 3, а також лінії 2 та 5 на рис. 5). При цьому необхідно зазначити, що в майже таку ж область попадання значень ККД було отримано авторами [1] при дослідженні впливу на цей ККД різних параметрів ПГУ КУ з ГТУ GT26, де використаний двоступеневий підвід теплоти при температурі газів на вході у газові турбіни 1235 °С. Причому, у даній ГТУ застосований одноступеневий стиск повітря при значенні ступеня стиску  $\pi_K = 30$ .



1 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, одноступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 2 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, одноступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 3 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 4 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 5 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 6 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 7 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, триступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 8 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, триступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ

Рис. 5. Результати досліджень впливу ускладнення циклу ПГУ на його внутрішній ККД; температура газу на вході у газові турбіни 1200 °С; ступінь стиску у К1 та К2 = 1,2; ступінь розширення газу у ГТ1 та ГТ2 = 3

Застосування триступеневого підводу теплоти в ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє ще додатково до 3 % підвищити внутрішній ККД ПГУ КУ у порівнянні з двоступеневим підводом теплоти. Тобто, як вказувалося вже, при переході від одноступеневого підводу теплоти до двоступеневого ККД ПГУ КУ зростає найбільше. Разом з тим необхідно відзначити, що схеми ПГУ КУ із триступеневим підводом теплоти при даних, що розглядаються в даному випадку, теоретично можливі вже при досить високих ступенях стиску повітря  $\pi_K > 40$ . Якщо при значеннях  $\pi_K \approx 40$  ГТУ існують сьогодні [6], то ГТУ при  $\pi_K > 50$  на сучасному етапі енергетичного машинобудування – відсутні.

Виходячи із цього та рис. 6 бачимо, що для ПГУ з триступеневим підводом теплоти та температурою робочого тіла на вході у газові турбіни 1200 °С, та інших



приятних вихідних умовах достатньо одноконтурного КУ для необхідної утилізації (до 70 °С) теплоти відхідних газів.

Необхідно зазначити, що коли іде мова про влаштування багатоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підводом теплоти, то тут виникає питання про можливість спалювання палива у продуктах згорання при наявності достатньої кількості баластного кисню  $O_2$ .

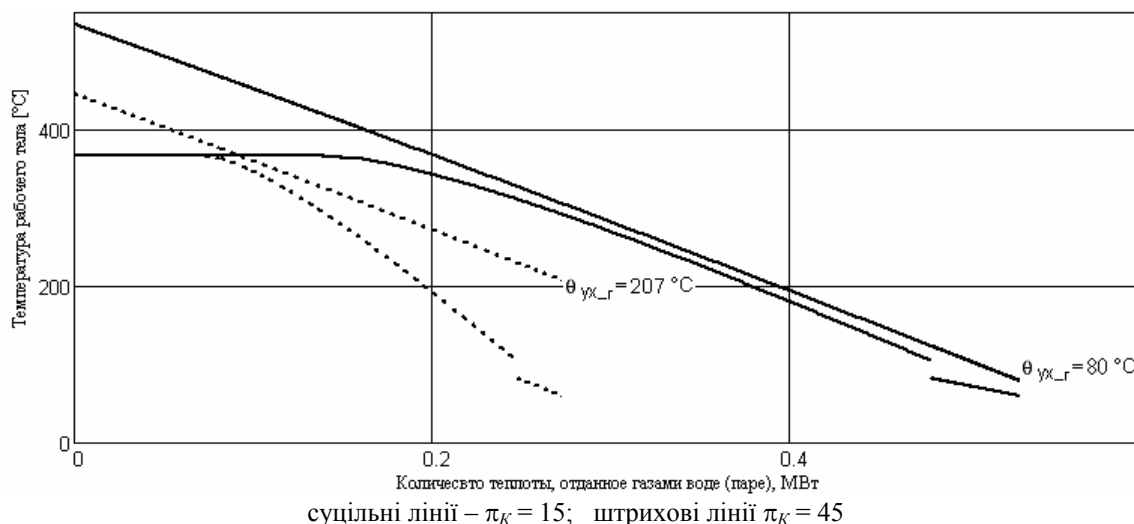


Рис. 6. Теплова діаграма одноконтурного КУ в області випарника, економайзера та газового підігрівника конденсату:

Із рис. 5 також видно, що застосування багатоступеневого стиску циклового повітря для зменшення роботи стиску дає відносно невелике підвищення величини внутрішнього ККД  $\eta_i$  ПГУ КУ. Так застосування триступеневого стиску повітря із степенями стиску у компресорах К1 та К2 рівних 1,2 внутрішній ККД  $\eta_i$  зростає від 0,5 до 1 %. Причому це зростання збільшується при збільшенні загального ступеня стиску повітря  $\pi_k$ . Хоча тут виникає питання про можливість та техніко-економічну доцільність влаштування ступеня стиску повітря, рівного 1,2.

Як вказано вище, існує оптимальна зона значень ступеня розширення у перших по ходу робочого тіла газових турбінах, що знаходяться між камерами згорання, при яких ККД ПГУ КУ  $\eta_i$  має найбільше значення.

Так на рис. 7 наведені результати досліджень впливу на внутрішній ККД ПГУ КУ різних значень ступеня розширення у проміжних газових турбінах ГТУ та різних значень ступеня стиску у проміжних компресорах.

Із рис. 7 бачимо, що, наприклад, при максимальній температурі робочого тіла у ГТУ рівній 1200 °С та загальному ступеню стиску повітря  $\pi_k = 35$  оптимальні значення ступеня розширення у ГТ1 для схем з одноконтурним КУ знаходяться в межах 5...6, а для схем з двоконтурним КУ – в межах 4...5.

Також із рис. 7 видно, що у випадку багатоступеневого (в даному випадку триступеневого) стиску повітря, при значенні ступеня стиску у проміжних компресорах рівному 1,2 внутрішній ККД ПГУ КУ зростає приблизно на 0,5 % у порівнянні із схемою без проміжного стиску (охолодження). Разом з тим, вже при значенні ступеня

стиску у проміжних компресорах рівному 1,6 внутрішній ККД ПГУ КУ стає меншим по відношенню до ПГУ без проміжного стиску циклового повітря.

Отже, шляхом підбору оптимальних значень степеня розширення робочого тіла у проміжних газових турбінах, можна додатково підвищити ККД ПГУ КУ. Наприклад, для випадку, що наведений на рис. 7 значення внутрішнього ККД ПГУ КУ з двоконтурним КУ можна підвищити до 59 % при степенях розширення газу у ГТ1 рівних 3...5.

Що стосується застосування стиску повітря у ПГУ КУ – то, як показують результати досліджень, це є недоцільним, а в деяких випадках – і неефективним.

Крім того максимальні значення ККД для ПГУ КУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ (суцільні лінії на рис. 7) відповідають значенням степеня розширення газу у ГТ1, при яких відбувається перехід мінімального температурного напору в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Тобто, при степенях стиску у ГТ1 рівних 2,2...5, мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на гарячому кінці економайзера, де є доцільність використання двоконтурного КУ. При степенях стиску у ГТ1 рівних 5...8 мінімальний температурний напір переходить на холодний кінець економайзера, де одноконтурного КУ достатньо для утилізації теплоти відхідних газів ГТУ.

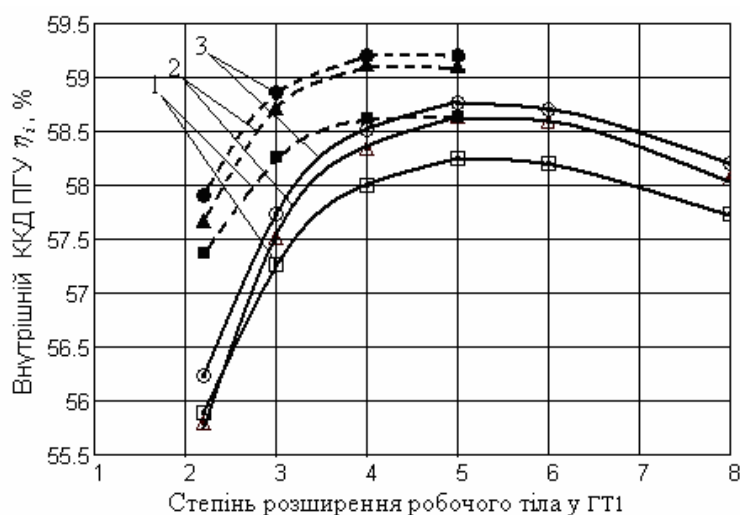


Рис. 8. Результати досліджень впливу значень степеня розширення у ГТ1 та степеня стиску у К1 та К2 на внутрішній ККД ПГУ КУ; температура газу на вході у ГТ1 1200 °С; загальний степінь стиску  $\pi_K = 35$

Рис. 8. Результати досліджень впливу значень степеня розширення у ГТ1 та степеня стиску у К1 та К2 на внутрішній ККД ПГУ КУ; температура газу на вході у ГТ1 1200 °С; загальний степінь стиску  $\pi_K = 35$

Виходячи з вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1. Згідно залежності (6) внутрішній ККД  $\eta_i$  циклів як автономної безрегенеративної ГТУ так і ПГУ КУ можна, зокрема, підвищити шляхом збільшення термічного ККД циклів цих установок та зменшення відносної роботи стиску робочого тіла.
2. Виходячи із цього, підвищення величини  $\eta_i$  для вказаних установок можна забезпечити збільшенням температури робочого тіла на вході у газову турбіну, застосуванням багатоступеневого стиску повітря у компресорі з проміжним його

охлаждениям та багатоступеневого розширення газу у ГТУ з проміжним підводом теплоти.

3. Як показали дослідження, при збільшенні температури газів на вході у газову турбину, збільшенні кількості ступенів та значень ступеня стиску повітря та розширення газу у ГТУ, зростає оптимальне значення загального ступеня стиску циклового повітря, при якому ККД автономної безрегенеративної ГТУ максимальний. Те ж саме відноситься і до ПГУ КУ за виключенням випадків, де використовується багатоступеневий стиск повітря з промозохладженням.

4. Крім того, при заданому значенні загального ступеня стиску повітря у компресорі та температурі робочого тіла на вході у газову турбину існують оптимальні значення ступеня стиску циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення ступеня розширення газу перед проміжним підводом теплоти, при якому ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ максимальні.

5. Згідно проведених досліджень, внутрішній ККД  $\eta_i$  автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ найбільше зростає при збільшенні кількості ступеней стиску та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох.

6. Але, якщо використання багатоступеневого стиску циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ є доцільним то для ПГУ КУ такий спосіб, як показали результати чисельного моделювання, не є ефективним.

7. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, при загальному ступені стиску циклового повітря менше 50 і використанні безрегенеративної ГТУ як в автономному режимі так і в складі ПГУ, для збільшення внутрішнього (електричного) ККД доцільно підвищувати температуру газів на вході у газову турбину та використовувати, при можливості, двоступеневе або триступеневе розширення газу з проміжним підводом теплоти у ГТУ.

8. Крім того, у ПГУ КУ підвищення внутрішнього (електричного) ККД можна забезпечити також шляхом використання багатоконтурних котлів-утилізаторів (два або три контури).

**Список літератури:** 1. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.: ил. 2. Патон Б.Є. Чи допоможуть газові турбіни подолати проблеми енергосистеми України? / Б.Є. Патон, А.А. Халатов // Дзеркало тижня. – 2008. – 13–19 грудня, № 47 (726). 3. Андрущенко А.И. О термодинамической эффективности сложных циклов ГТУ в парогазовых установках // Теплоэнергетика. – 1998. – № 3. – С. 68-71. 4. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки: учебное пособие для машиностроит. вузов и факультетов / В.В. Уваров. – М.: Высшая школа, 1970. – 320 с. 5. Андрущенко А.И. Образцовые циклы теплоэнергетических установок и их оптимизация. Учебное пособие / А.И. Андрущенко, А.Б. Дубинин. – Саратов. политехн. ин-т. Саратов, 1988. – 68 с. 6. Лебедев А.С. Тенденции повышения эффективности ГТУ / А.С. Лебедев, С.В. Костенников // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 11-18. 7. Очков В.Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В.Ф. Очков, А.А. Александров, К.А. Орлов, В.А. Волощук, А.В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – № 10. – С. 5-27.

© Волощук В.А., 2011  
Надійшла до редколегії 14.02.11