

О. В. АЛТУХОВА, Г. Є. КАНІВЕЦЬ**ОПТИМАЛЬНІ ПЛАСТИНЧАСТІ ТЕПЛООБМІННИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

Пластинчасті теплообмінники є ефективним видом теплообмінного обладнання та можуть використовуватись у багатьох енергетичних установках. У статті аналізується їх використання у якості маслоохолоджувачів та підігрівачів води паротурбінних установок, підігрівачів повітря системи знеліднення газотурбінних установок, регенераторів понадкритичних CO₂ циклів. Наведено оптимальні типорозміри теплообмінників та швидкості середовищ для ряду навантажень, дано рекомендації щодо застосування теплообмінників у залежності від параметрів та конфігурації циклів.

Ключові слова: пластинчасті теплообмінники, маслоохолоджувачі, підігрівачі, регенератори, паротурбінний цикл, газотурбінний цикл, система знеліднення, понадкритичний CO₂ цикл.

О. В. АЛТУХОВА, Г. Е. КАНЕВЕЦ**ОПТИМАЛЬНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Пластинчатые теплообменники являются эффективным видом теплообменного оборудования и могут применяться во многих энергетических установках. В статье анализируется их применение в качестве маслоохладителей и подогревателей воды паротурбинных установок, подогревателей воздуха антиобледенительной системы газотурбинных установок, регенераторов сверхкритических CO₂ циклов. Приведены оптимальные типоразмеры теплообменников и скорости сред для ряда нагрузок, даны рекомендации по применимости теплообменников в зависимости от параметров и конфигурации циклов.

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, маслоохладители, подогреватели, регенераторы, паротурбинный цикл, газотурбинный цикл, антиобледенительная система, сверхкритический CO₂ цикл с рекомпрессией.

О. ALTUKHOVA, G. KANEVETS**OPTIMAL PLATE HEAT EXCHANGERS OF POWER GENERATION SYSTEMS**

Plate heat exchangers are an effective type of heat exchange equipment and can be used in many power plants. The article analyzes the use of corrugated plate heat exchangers in a number of installations. Their optimization was done according to the economic criterion of optimality, taking into account capital investments and operating costs. The analysis of the plate heat exchangers uses as oil coolers (a number of loads with oil mass flow rates 10...250 kg/s) and water heaters (heat power 100...2000 kW) of steam turbine plants. It has been established that plate oil coolers are more economical than shell-and-tube ones. Also, the anti-icing system plate air heaters of gas turbine plants with a power of 1 to 20 MW considered. The air for the anti-icing system was taken after the compressor and was additionally heated by exhaust gases. It has been established that it is necessary to install an additional flue gas smoke exhauster for using plate heat exchangers. Air must be extracted after the compressor, otherwise, low air density leads to high hydraulic losses, which makes it impossible to use plate heaters. Optimum air velocities are in the range of 0.4...0.6 m/s, flue gas velocities are 4...6 m/s. The use of standard plate heat exchangers with corrugated plates is impractical for GTU powers above 5 MW. Optimization of plate regenerators of supercritical CO₂ cycles with recompression for powers from 1 to 15 MW has been done. Optimum velocities of hot CO₂ are about 0.8 m/s, cold ones 0.3...0.5 m/s. The optimal sizes of plate heat exchangers are recommended for all of the above applications.

Key words: plate heat exchangers, oil coolers, heaters, regenerators, steam turbine cycle, gas turbine cycle, anti-icing system, supercritical CO₂ cycle with recompression.

Вступ

Пластинчасті теплообмінники – перспективний вид теплообмінного обладнання. У них є ряд переваг у порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками: вони мають меншу питому вагу та металоемність на одиницю теплової потужності, більшу інтенсивність теплообміну, менший гідравлічний опір, крім того, розбірні пластинчасті теплообмінники легко можна розбирати для очищення теплообмінних поверхонь. З удосконаленням цього виду обладнання воно може замінювати традиційні кожухотрубні теплообмінники у все більшій кількості областей.

У цій статті розглядається використання пластинчастих теплообмінників у ряді енергетичних установок:

1) у паротурбінному циклі (маслоохолоджувачі та водо-водяні підігрівачі);

2) у газотурбінному циклі (підігрівачі повітря системи знеліднення);

3) у понадкритичному CO₂ циклі (регенератори).

Мета роботи

Щоб гарантувати найбільш ефективно використання ресурсів, необхідне проведення оптимізації теплообмінного обладнання. Постійна зміна цін на енергоносії та вартості обладнання потребує уточнення оптимальних типорозмірів цього обладнання по економічним критеріям оптимальності.

Оптимізацію було проведено по критерію оптимальності приведені витрати (грн/рік), котрий включає як капітальні вкладення у теплообмінник, так і витрати на протязі всього періоду експлуатації.

$$\Pi = \frac{K}{n} + E, \quad (1)$$

де K – капітальні вкладення у теплообмінник, грн,

E – експлуатаційні витрати, грн/рік,

n – кількість років експлуатації теплообмінника, років.

Оптимізація була проведена за допомогою програмного комплексу СПОТО (Система Проектування та Оптимізації ТеплоОбмінників), що дозволяє оптимізувати кожухотрубні та пластинчасті теплообмінники по широкому наборі критеріїв оптимальності, варіюючи як конструктивними, так і режимними параметрами [1, 2]. Комплекс дозволяє розраховувати теплообмінники, ще складаються з декількох апаратів, які з'єднані у різноманітні схеми току середовищ з різною кількістю апаратів по середовищам, що віддає теплоту U_O та сприймає теплоту U_B .

Розглядалися пластинчасті теплообмінники з гофрованими пластинами [3].

1. Оптимальні пластинчасті маслоохолоджувачі та водо-водяні підігрівачі паротурбінного циклу

Маслоохолоджувачі використовуються в схемі маслозабезпечення парової турбіни та забезпечують охолодження нагрітого у підшипниках мастила циркуляційною водою.

Параметри маслоохолоджувачів: початкова температура нагрітого мастила $65\text{ }^\circ\text{C}$, кінцева $50\text{ }^\circ\text{C}$, початкова температура охолоджуючої води $15\text{ }^\circ\text{C}$, кінцева знаходиться у процесі оптимізації з інтервалу $20\text{--}40\text{ }^\circ\text{C}$ із кроком $5\text{ }^\circ\text{C}$.

Водо-водяні підігрівачі використовуються для нагрівання води власних потреб на електрос-

танції або в опалювальних системах житлових будинків, що живляться від теплофікаційних установок.

Температурний режим водо-водяних підігрівачів: гарячий теплоносій $150\text{ }^\circ\text{C}\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$, холодний теплоносій $60\text{ }^\circ\text{C}\text{--}90\text{ }^\circ\text{C}$. Оптимізація цих теплообмінників проводилась по конструктивних параметрах.

Оптимізація була проведена для ряду потужностей теплообмінників:

– для маслоохолоджувачів для наступних значень витрати масла $G_O = 10; 25; 50; 75; 100; 125; 150; 175; 200; 225; 250$ кг/с (перебрано 20 953 206 варіантів реальних конструкцій теплообмінників);

– для водо-водяних підігрівачів для потужностей $Q = 100; 300; 500; 700; 900; 1200; 1500; 2000$ кВт (перебрано 3 252 928 варіантів реальних конструкцій теплообмінників).

Оптимальний тип пластини при оптимізації маслоохолоджувачів для всіх витрат масел Р0,6; для теплообмінників системи опалення Р0,3 (для $Q = 100\text{--}500$ кВт) та РС0,7-2 (для $Q = 700\text{--}2000$ кВт).

Основні параметри оптимальних пластинчастих теплообмінників наведено в табл. 1, 2.

Оптимальні швидкості води у зазначених теплообмінниках коливаються в діапазоні $0,01\text{--}0,5$ м/с, масла – у діапазоні $0,1\text{--}0,65$ м/с.

Для порівняння в табл. 3 наведено параметри оптимальних кожухотрубних маслоохолоджувачів парової турбіни.

Як видно з наведених таблиць, по критерію оптимальності приведені витрати пластинчасті маслоохолоджувачі показують більш високу ефективність у порівнянні з кожухотрубними.

Таблиця 1 – Оптимальні пластинчасті маслоохолоджувачі паротурбінного циклу

| № п/п | $G_{\text{мастила}}$, кг/с | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри ТО | | |
|-------|-----------------------------|--|-------------------|-------|-------|-------------------|-------------------|----------|----------------------------|--------------|------------------------|------------------------|
| | | ТИП _{пл} | МАТ _{пл} | U_O | U_B | $N_{\text{кан}O}$ | $N_{\text{кан}B}$ | t_{BK} | | n_A | F_A , м ² | $n_{\text{пл}\Sigma}A$ |
| 1 | 10 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 1 | 42 | 14 | 35 | 50 551,91 | 1 | 49,8 | 85 |
| 2 | 25 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 2 | 40 | 10 | 35 | 113 127,41 | 2 | 47,4 | 81 |
| 3 | 50 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 2 | 91 | 13 | 40 | 215 632,07 | 2 | 108,6 | 183 |
| 4 | 75 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 2 | 120 | 30 | 35 | 314 473,40 | 2 | 143,4 | 241 |
| 5 | 100 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 108 | 27 | 40 | 423 187,43 | 3 | 129 | 217 |
| 6 | 125 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 132 | 22 | 40 | 525 018,88 | 3 | 157,8 | 265 |
| 7 | 150 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 2 | 235 | 47 | 35 | 629 485,60 | 2 | 281,4 | 471 |
| 8 | 175 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 185 | 37 | 40 | 743 915,26 | 3 | 221,4 | 371 |
| 9 | 200 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 210 | 35 | 40 | 848 508,57 | 3 | 251,4 | 421 |
| 10 | 225 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 240 | 60 | 40 | 948 857,40 | 3 | 287,4 | 481 |
| 11 | 250 | Р 0,6 | 08-КП | 1 | 3 | 228 | 57 | 35 | 1 064 491,75 | 3 | 273 | 457 |

Таблиця 1 – Оптимальні пластинчасті водо-водяні підігрівачі паротурбінного циклу

| № п/п | Q, кВт | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри ТО | | |
|-------|--------|--|-------------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|----------------------------|----------------|---------------------------------|-------------------|
| | | ТИП _{пл} | МАТ _{пл} | U _О | U _В | N _{канО} | N _{канВ} | | n _А | F _А , м ² | n _{плΣА} |
| 1 | 100 | P 0,3 | 08-КП | 1 | 1 | 2 | 3 | 5 662,45 | 1 | 3,3 | 13 |
| 2 | 300 | P 0,3 | 08-КП | 1 | 1 | 3 | 5 | 12 767,77 | 1 | 8,7 | 31 |
| 3 | 500 | P 0,3 | 08-КП | 1 | 1 | 6 | 30 | 21 228,27 | 1 | 17,7 | 61 |
| 4 | 700 | P 0,7-2 | 08-КП | 1 | 1 | 2 | 9 | 26 892,01 | 1 | 24,5 | 37 |
| 5 | 900 | P 0,7-2 | 08-КП | 1 | 1 | 2 | 11 | 32 309,70 | 1 | 30,1 | 45 |
| 6 | 1200 | P 0,7-2 | 08-КП | 1 | 1 | 4 | 7 | 40 427,95 | 1 | 38,5 | 57 |
| 7 | 1500 | P 0,7-2 | 08-КП | 1 | 1 | 3 | 11 | 47 800,19 | 1 | 45,5 | 67 |
| 8 | 2000 | P 0,7-2 | 08-КП | 1 | 1 | 4 | 5 | 64 663,20 | 2 | 27,3 | 41 |

Таблиця 2 – Оптимальні кожухотрубно охолоджувачі паротурбінного циклу

| № п/п | G _{мастила} , кг/с | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | | | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри ТО | |
|-------|-----------------------------|--|----------------|--------------------|--------------------|-------|--------------------|------|------------------------|-----------------|----------------------------|----------------|---------------------------------|
| | | U _О | U _В | d _н , м | D _в , м | M, шт | l _п , м | Ω | n _{пл} , шт/м | t _{вк} | | n _А | F _А , м ² |
| 1 | 10 | 1 | 1 | 0,016 | 0,259 | 2 | 6 | 0 | 5 | 40 | 117 144,95 | 2 | 50,6676 |
| 2 | 25 | 1 | 1 | 0,016 | 0,259 | 2 | 6 | 0 | 1,11 | 45 | 263 825,28 | 4 | 101,335 |
| 3 | 50 | 2 | 1 | 0,016 | 0,259 | 1 | 9 | 0 | 10 | 30 | 455 594,15 | 4 | 161,051 |
| 4 | 75 | 1 | 1 | 0,016 | 0,8 | 6 | 4 | 0,8 | 3 | 40 | 1 116 382,44 | 2 | 364,324 |
| 5 | 100 | 1 | 1 | 0,016 | 0,8 | 4 | 4 | 0,8 | 5 | 40 | 1 358 422,84 | 2 | 382,822 |
| 6 | 125 | 1 | 2 | 0,016 | 0,8 | 2 | 4 | 0,85 | 2 | 25 | 1 581 081,01 | 2 | 410,971 |
| 7 | 150 | 5 | 5 | 0,016 | 0,259 | 2 | 6 | 0 | 6,66 | 35 | 1 531 619,80 | 20 | 506,676 |
| 8 | 175 | 6 | 6 | 0,016 | 0,259 | 2 | 6 | 0 | 2 | 35 | 1 806 692,88 | 24 | 608,011 |
| 9 | 200 | 1 | 1 | 0,016 | 1,2 | 2 | 6 | 0,8 | 3 | 30 | 2 343 083,69 | 1 | 729,855 |
| 10 | 225 | 1 | 2 | 0,016 | 0,8 | 4 | 9 | 0 | 1,5 | 40 | 2 564 498,82 | 2 | 861,349 |
| 11 | 250 | 1 | 1 | 0,016 | 1,2 | 2 | 4 | 0 | 1 | 35 | 2 786 685,96 | 2 | 973,14 |

2. Оптимальні пластинчасті підігрівачі повітря системи знеліднення газотурбінного циклу

Система знеліднення є необхідним елементом газотурбінних установок (ГТУ), що працюють у вологому холодному кліматі [4, 5]. За відсутності цієї системи лід, що утворюється на входному апараті та на лопатках перших ступенів компресора, може призвести до погіршення роботи установки, а часто навіть до її поломки.

Система знеліднення підвищує температуру повітря, що засмоктується компресором, за рахунок чого вдається запобігти обмерзанню елементів обладнання. Принцип дії може бути різноманітним: електричний обігрів, підмішування вихлопних газів, підмішування повітря, взятого за компресором, та інше.

У цій статті розглядається система знеліднення, принцип дії котрої полягає у підмішуванні у входному тракту повітря, взятого на виході з компресора та додатково підігрітого у теплообміннику вихлопними газами ГТУ. За газотурбінною установкою встановлено котел-утилізатор (HRSG), що дозволяє корисно використовувати теплоту вихлопних газів у паротурбінному циклі. Підігрівач повітря підключено паралельно с цим котлом, витра-

та газів на нього регулюється шибберною заслонкою.

Моделювання циклу газотурбінної установки виконувалось у програмі AxCYCLE™. Приклад циклу на 1 МВт наведено на рис. 1.

У циклі внутрішній ККД компресора 0,79, механічний ККД 0,98, ККД турбіни 0,95, паливо – природний газ. Розрахунок системи знеліднення виконано на параметри довколишнього повітря: температура –5 °С, вологість повітря 100 %, водність повітря (густий туман) 1 г/м³. Витрата повітря до системи знеліднення визначена з урахуванням 10 °С перегріву відносно точки роси.

У результаті оптимізації встановлено, що використання пластинчастих теплообмінників у якості підігрівачів повітря димовими газами неможливе без встановлення додаткового димососу. Втрати тиску у теплообміннику або перевищують наявний напір, або для забезпечення такого незначного перепаду тиску необхідна величезна кількість теплообінних апаратів (наприклад, 96 шт. для ГТУ потужністю 1 МВт), що недоцільно з технічної точки зору.

Також проведено аналіз декількох схемних рішень з відбором з проміжних ступенів компресора.

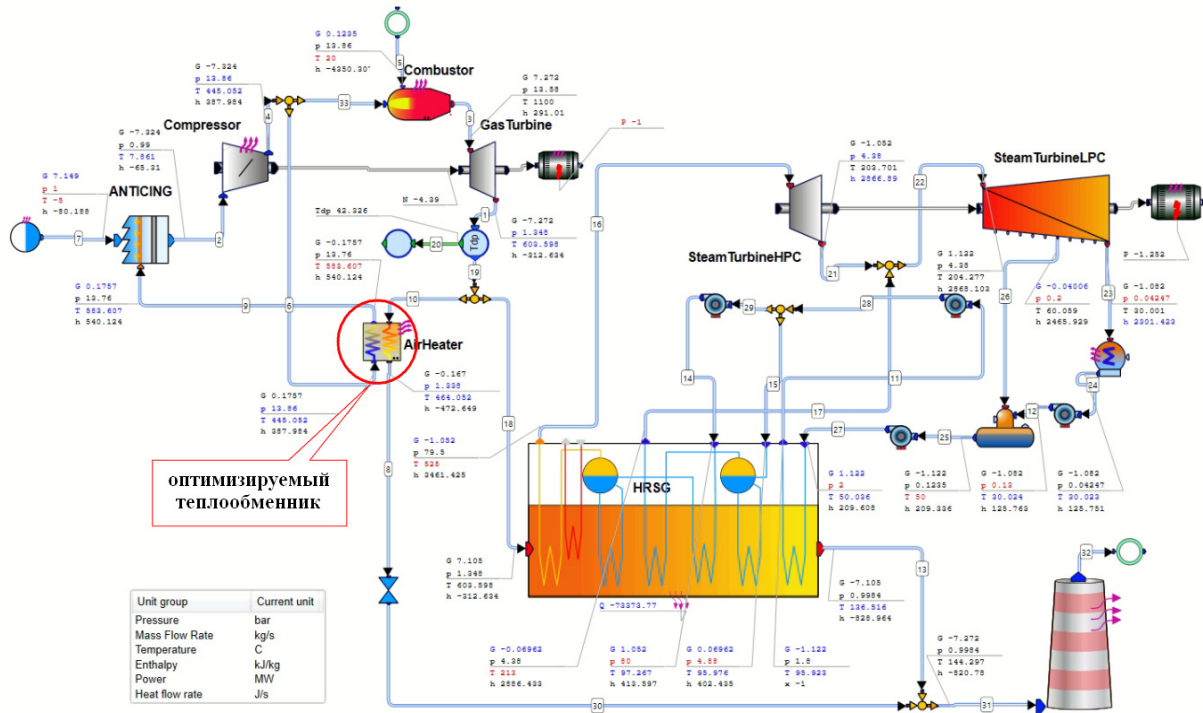


Рис. 1 – Цикл газотурбінної установки з системою знеліднення

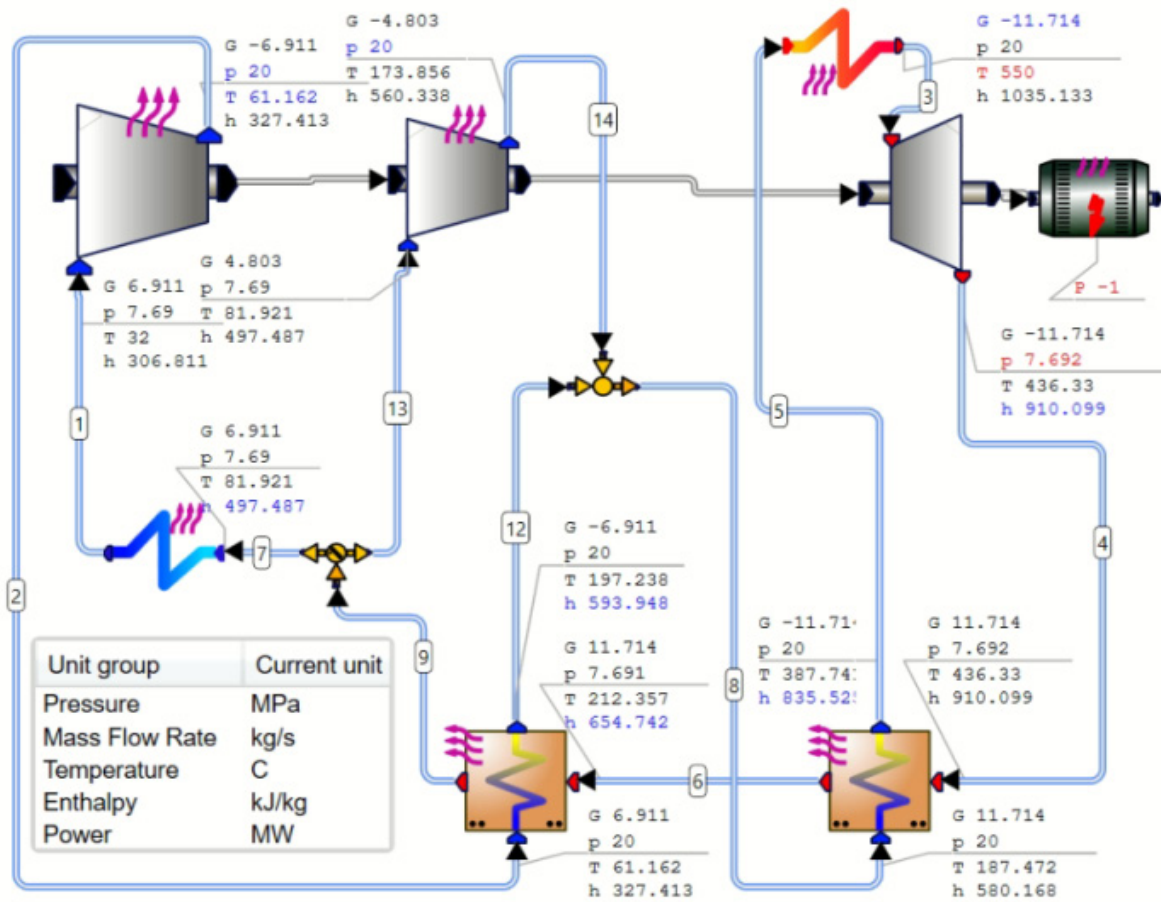


Рис. 2 – Понадкритичний CO2 цикл з рекомпресією

Таблиця 4 – Оптимальні пластинчасті підігрівачі системи знеліднення

| № п/п | $P_{ГТУ}$, МВт | $G_{повітря}$, кг/с | $G_{прод.сгор.}$, кг/с | Q , кВт | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри ТО | | |
|-------|-----------------|----------------------|-------------------------|-----------|--|-------|------------|------------|----------------------------|--------------|------------------------|------------------|
| | | | | | U_O | U_B | $N_{канO}$ | $N_{канB}$ | | n_A | F_A , м ² | $n_{пл\Sigma A}$ |
| 1 | 1 | 0,1757 | 0,1670 | 26,73 | 1 | 1 | 15 | 14 | 1305323,10 | 3 | 544,7 | 421 |
| 2 | 2 | 0,3514 | 0,3341 | 53,45 | 1 | 1 | 36 | 32 | 2529089,36 | 5 | 747,5 | 577 |
| 3 | 3 | 0,5271 | 0,5011 | 80,18 | 1 | 1 | 44 | 14 | 3813459,68 | 6 | 799,5 | 617 |
| 4 | 4 | 0,7028 | 0,6681 | 106,91 | 2 | 2 | 36 | 32 | 5058178,73 | 10 | 747,5 | 577 |
| 5 | 5 | 0,8785 | 0,8352 | 133,64 | 4 | 4 | 19 | 14 | 6381637,84 | 12 | 690,3 | 533 |

Але в таких варіантах через низьку щільність повітря та велике теплове навантаження теплообмінника гідравлічний опір по стороні повітря також перевищує наявний напір. Тому при використанні пластинчастих теплообмінних апаратів більш доцільно забирати повітря за компресором.

Для оптимізації встановлено обмеження на максимальну кількість апаратів у теплообміннику 12 шт. При такому обмеженні максимальна потужність ГТУ, що дозволяє використання пластинчастих теплообмінників, складає 5 МВт, при цьому досягаються максимальні розміри теплообмінників. Подальше збільшення потужності ГТУ при наявності обмеження максимальної кількості апаратів призводить до росту швидкостей у каналах теплообмінника і, відповідно, до росту гідравлічних опорів, що робить їх використання недоцільним.

Оптимальні пластинчасті підігрівачі для потужностей ГТУ 1, 2, 3, 4, 5 МВт наведено в табл. 4. Для всіх варіантів оптимальний тип пластини Р1,3. Оптимальні швидкості димових газів у теплообміннику знаходяться в діапазоні 4–6 м/с, повітря – 0,4–0,6 м/с.

Однак потужність додаткового димососу небагато менша втрати потужності установки при відсутності підігрівача повітря. Беручи до уваги той факт, що введення підігрівача повітря у схему є значним її ускладненням, та на протязі періоду експлуатації це обладнання має обслуговуватись (поточний та капітальні ремонти та інше), рішення

про доцільність його використання потребує додаткової оптимізації системи в цілому з урахуванням періодичності включення системи знеліднення та тривалості її роботи. Чим менше днів у році з низькою температурою та високою вологістю й туманами, тим менша вірогідність доцільного застосування такого підігрівача повітря.

3. Оптимальні пластинчасті регенератори понадкритичного CO₂ циклу

Понадкритичні CO₂ цикли останні роки викликають все більший інтерес у якості циклів енергетичних установок, у тому числі циклів утилізації теплоти газотурбінних установок [6], циклів атомних реакторів [7] та ін.

Цикли з рекомпресією показують більш високу ефективність, однак потребують деякого ускладнення схеми. Приклад такого циклу потужність 1 МВт наведено на рис. 2.

У циклах з рекомпресією необхідно 2 регенератора. У зв'язку з високим перепадом тиску у цих теплообмінниках при використанні пластинчастих апаратів необхідно використовувати нерозбірні (паяні) теплообмінники.

Оптимізація пластинчастих регенераторів для цього циклу проводилась лише по конструктивних параметрах. Результати для потужностей циклу 1, 3, 5, 10 та 15 МВт наведено у табл. 5 та 6. Оптимальні швидкості гарячого CO₂ близько 0,8 м/с (тиск 20 МПа), холодного 0,3–0,5 м/с (тиск 7,692 МПа).

Таблиця 5 – Оптимальні пластинчасті регенератори (регенератор I) понадкритичного CO₂ циклу з рекомпресією

| № п/п | P , МВт | $G_{гор.CO_2}$, кг/с | $G_{хол.CO_2}$, кг/с | Q , кВт | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри оптимального ТО | | |
|-------|-----------|-----------------------|-----------------------|-----------|--|-------|-------|------------|------------|----------------------------|---------------------------|------------------------|------------------|
| | | | | | ТИП _{пл} | U_O | U_B | $N_{канO}$ | $N_{канB}$ | | n_A | F_A , м ² | $n_{пл\Sigma A}$ |
| 1 | 1 | 11,71 | 11,71 | 2991 | PC0,7-2 | 1 | 1 | 19 | 19 | 156970,64 | 7 | 25,9 | 39 |
| 2 | 3 | 35,14 | 35,14 | 8973 | PC0,7-2 | 1 | 1 | 132 | 88 | 462644,40 | 1 | 685,1 | 529 |
| 3 | 5 | 58,57 | 58,57 | 14956 | P0,6 | 2 | 2 | 220 | 110 | 787616,48 | 4 | 263,4 | 411 |
| 4 | 10 | 117,14 | 117,14 | 29912 | P1,3 | 2 | 2 | 244 | 244 | 1662020,55 | 4 | 633,1 | 489 |
| 5 | 15 | 175,71 | 175,71 | 44869 | P1,3 | 3 | 3 | 248 | 248 | 2518002,83 | 6 | 643,5 | 497 |

Таблиця 6 – Оптимальні пластинчасті регенератори (регенератор 2) понадкритичного CO₂ циклу з рекомпресією

| № п/п | P, МВт | G _{гор.СО2} , кг/с | G _{хол.СО2} , кг/с | Q, кВт | Оптимальні значення незалежних змінних | | | | | Приведені витрати, грн/рік | Параметри оптимального ТО | | |
|-------|--------|-----------------------------|-----------------------------|--------|--|----------------|----------------|-------------------|-------------------|----------------------------|---------------------------|---------------------------------|-------------------|
| | | | | | ТИП _{пл} | U ₀ | U _B | N _{канО} | N _{канВ} | | n _A | F _A , м ² | n _{плΣA} |
| 1 | 1 | 11,71 | 6,91 | 1842 | P1,3 | 1 | 1 | 42 | 18 | 203059,53 | 1 | 326,3 | 253 |
| 2 | 3 | 35,14 | 20,73 | 5526 | P0,6 | 1 | 1 | 234 | 78 | 581050,95 | 3 | 280,2 | 469 |
| 3 | 5 | 58,57 | 34,56 | 9210 | P0,6 | 3 | 1 | 126 | 126 | 673857,45 | 6 | 150,6 | 253 |
| 4 | 10 | 117,14 | 69,11 | 18421 | P0,6 | 3 | 1 | 243 | 243 | 1348215,73 | 6 | 291 | 487 |
| 5 | 15 | 175,71 | 103,67 | 27631 | P1,3 | 3 | 1 | 243 | 243 | 2521773,90 | 6 | 630,5 | 487 |

Висновки

Технологія виготовлення пластинчастих теплообмінників за останні десятиріччя була значно удосконалена, зокрема був значно збільшений можливий перепад тиску між теплоносіями та між навколишнім середовищем, що у даний момент дозволяє використовувати цей тип теплообмінників для різноманітних енергетичних установок.

Але використання теплообмінників у тій чи іншій установці потребує їх попередньої глибокої техніко-економічної оптимізації.

У цій статті наведено результати оптимізації п'яти пластинчастих теплообмінників, які можуть використовуватися у різних енергетичних циклах:

- паротурбінні установки (маслоохолоджувачі та підігрівачі води),
- газотурбінні установки (підігрівачі повітря системи знеліднення),
- понадкритичний CO₂ цикл (регенератори).

Отримані результати дозволяють рекомендувати оптимальні типорозміри та конструкцію цих теплообмінників у широких діапазонах потужностей та можуть бути використані при проектуванні нових та реконструкції наявних установок.

Також наведено діапазони оптимальних швидкостей теплоносіїв. Оптимальні швидкості води у маслоохолоджувачах та водо-водяних підігрівачах коливаються в діапазоні 0,01–0,5 м/с, масла у маслоохолоджувачах – у діапазоні 0,1–0,65 м/с. Оптимальні швидкості димових газів у теплообміннику знаходяться в діапазоні 4–6 м/с, повітря – 0,4–0,6 м/с. Оптимальні швидкості гарячого CO₂ складають близько 0,8 м/с (для тиску 20 МПа), холодного 0,3–0,5 м/с (тиск 7,692 МПа).

Видно, що оптимальні швидкості можуть коливатися у досить великому діапазоні, що дозволяє рекомендувати їх як попереднє наближення при проведенні оптимізації, для досягнення більш глибокого оптимуму належить провести хоча б декілька розрахунків навколо цієї попередньої величини.

Для підігрівача повітря системи знеліднення газотурбінної установки було виявлено, що використання цього підігрівача без встановлення дода-

ткового димососу неможливе. Тиск за турбіною газотурбінної установки досить незначний, отож гідравлічний опір теплообмінника, встановленого за нею, має бути також невеликим. Це призводить до необхідності значно знизити швидкість димових газів у каналах теплообмінника, що призводить до технічно недоцільного збільшення теплообмінної поверхні і, як наслідок, розмірів теплообмінника.

Аналогічна ситуація виникає і по стороні повітря, що нагрівається, отож відбір повітря для системи знеліднення краще робити за компресором або за одним з останніх ступенів компресора. Це призводить до значної втрати ефективності компресора (адже чим більший кінцевий тиск повітря, тим більша потужність потрібна на його стискання). Також встановлено, що вираш у ефективності установки в цілому від додаткового підігріву повітря у підігрівачі майже повністю нівелюється витратами потужності додаткового димососу, отже подібне ускладнення системи має буди додатково оцінене з урахуванням кількості днів можливого вмикання системи знеліднення, що залежить від кліматичних умов, де встановлено газотурбінну установку.

Номенклатура

ТИП_{пл}, МАТ_{пл} – тип и матеріал пластини оптимального теплообмінника.

U₀, U_B – оптимальна кількість рядів апаратів у теплообміннику по середовищам, що віддає та сприймає тепло відповідно.

N_{канО}, N_{канВ} – оптимальна кількість каналів у теплообміннику по середовищам що віддає та сприймає тепло відповідно.

t_{БК} – оптимальна кінцева температура середовища.

n_A – кількість апаратів у знайденому оптимальному теплообміннику.

F_A – теплообмінна поверхня знайденого оптимального теплообмінного апарату.

n_{плΣA} – сумарна кількість пластин в знайденому оптимальному теплообмінному апараті.

G – масова витрата теплоносія.

Q – теплова потужність теплообмінника.
 P – електрична потужність установки (циклу).

Список літератури

1. Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Принципы создания синтезатора алгоритмов и программ оптимизации пластинчатых теплообменных аппаратов. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2014. № 12. С. 35–39. ISSN 2313-8890 (on-line), ISSN 2218-1849 (print).
2. Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Синтезатор алгоритмов и программ ОКПТО-2014. Структура, область применения, дальнейшие пути совершенствования. *Интегрированные технологии та енергозбереження*. Харків: НТУ «ХП», 2014. № 4. С. 130–133. ISSN 2078-5364.
3. Тарадай А. М., Гуров О. И., Коваленко Л. М. *Пластинчатые теплообменные аппараты*. Харьков: Прапор, 1995.
4. Кузнецов А. Л., Кузнецов Л. А. *Борьба с обледенением стационарных газотурбинных установок*. Ленинград: Недра. 1980.
5. Рабенко В. С., Будаков И. В., Белоусов П. П. Повышение эффективности ГТД-110 при работе антиобледенительной системы. *Энергетические машины и установки*. 2009. №3(7). С. 8–19.
6. Moroz L., Pagur P., Rudenko O., Burlaka M., Joly C. Study of a supercritical CO₂ power cycle application in a cogeneration power plant. *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, 2014. 10 p.
7. Dostal V., Driscoll M. J., Hejzlar P. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. *Advanced Nuclear Power Technology Program*. MIT-ANP-TR-100. March 10. 2004.

References (transliterated)

1. Kanevec G. E., Altukhova O. V. (2014), “Principy sozdaniya sintezatora algoritmov i programm optimizacii plastinchatyh teploobmennyh apparatov [Principles of creating a synthesizer of algorithms and programs for the optimization of plate heat exchangers]”, *Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit [Energy saving. Power engineering. Energy audit]*, no. 12. pp. 35–39, ISSN 2313-8890 (on-line), ISSN 2218-1849 (print).
2. Kanevec G. E., Altukhova O. V. (2014), “Sintezator algoritmov i programm OKPTO-2014. Struktura, oblast primeneniya, dalnejshie puti sovershenstvovaniya [Synthesizer of algorithms and programs OKPTO-2014. Structure, scope, further ways of improvement]”, *Integrovani tehnologii ta energoberezhennya [Integrated technologies and energy saving]*, no. 4, pp. 130–133, ISSN 2078-5364.
3. Taradaj A. M., Gurov O. I., Kovalenko L. M. (1995), *Plastinchatye teploobmennyye apparaty [Plate heat exchangers]*, Prapor, Kharkov, Ukraine.
4. Kuznecov A.L., Kuznecov L.A. (1980), *Borba s obledenieniem stacionarnyh gazoturbinnyh ustanovok [De-icing of stationary gas turbine units]*, Nedra, Leningrad, Russia.
5. Rabenko V. S. Budakov I. V., Belousov P. P. (2009), “Povyshenie effektivnosti GTD-110 pri rabote antiobledenitelnoj sistemy [Increasing the efficiency of GT-110 during the operation of the anti-icing system]”, *Energeticheskie mashiny i ustanovki [Power machines and installations]*, no. 3(7). pp. 8–19.
6. Moroz L., Pagur P., Rudenko O., Burlaka M., Joly C. (2014), “Study of a supercritical CO₂ power cycle application in a cogeneration power plant”, *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*. 10 p
7. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. (2004), “A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors”, *Advanced Nuclear Power Technology Program*, MIT-ANP-TR-100, March 10.

Надійшла (received) 29.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Алтухова Ольга Василівна (Алтухова Ольга Васильевна, Altukhova Olga) – асистент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: ovaolga@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0575-3047>.

Каневець Георгій Євдокимович (Каневець Георгий Евдокимович, Kanevets Georgy) – доктор технічних наук, академік, президент Академії наук технологічної кібернетики України, м. Харків, Україна; e-mail: gekan37@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8709-6209>.