

РАЗДЕЛ «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА. ТЕПЛОТЕХНИКА»

УДК 621.783.24: 66.042.882

СЛОВІКОВСЬКИЙ П.А., к. т. н., доцент
СЛІПЧЕНКО Н.В., аспірант

Дніпродзержинський державний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ ПЛАСТИНЧАСТОГО РЕКУПЕРАТОРА

*Наведено методику моделювання теплової роботи пластинчастого рекупера-
тора з використанням методу елементарних балансів. Розрахунок рекуператора за
допомогою даної методики дає більш точні значення показників роботи теплообмін-
ника в порівнянні з проектним розрахунком за так званою «класичною схемою».*

*Приведена методика моделирования тепловой работы пластинчатого рекупе-
ратора с использованием метода элементарных балансов. Расчёт рекуператора с по-
мощью данной методики даёт более точные значения показателей работы теплооб-
менника в сравнении с проектным расчётом по так называемой «классической схеме».*

*The methods of modeling of plate exchanger's heat work by means of elementary bal-
ances method is adduced in this article. The calculation of the heat exchanger by means of
these methods gives more precise values of its work indexes in comparison with project one
by so – called «classical» scheme».*

Вступ. Актуальність підвищення ступеня утилізації теплоти відхідних газів ка-
мерних нагрівальних печей з огляду на екологічні, технологічні, економічні аспекти їх
роботи призводить до необхідності пошуку нових конструкцій утилізаційних пристро-
їв, проведення досліджень теплової роботи цих пристроїв, розробки нових методик їх
розрахунку. На сьогодні основним методом розрахунку рекуператорів є проектний роз-
рахунок за «класичною схемою» [1]. Недоліками цього методу є усереднення парамет-
рів, ігнорування динаміки зміни температур теплоносіїв в процесі теплообміну, немож-
ливість врахування всіх умов теплообміну, що призводить до значних похибок при ви-
значенні показників роботи рекуператора.

Постановка задачі. З метою отримання більш точних значень показників робо-
ти рекуператора в статті наведено методику розрахунку за методом елементарних ба-
лансів.

Результати роботи. На металургійних, машинобудівних та інших промислових
підприємствах має місце значний парк печей з малою площею поду, які призначені для
нагріву дрібних заготовок перед куванням і штампуванням. В більшості випадків ці пе-
чі не обладнані утилізаторами тепла, що призводить до перевитрат палива. Одним з
можливих напрямків утилізації тепла є встановлення пластинчастого рекуператора, зо-
браженого на рис.1, конструкція якого була розроблена кафедрою промислової теплое-
нергетики Дніпродзержинського державного технічного університету [2,3]. Він склада-
ється з колекторів холодного 1 і гарячого 2 повітря, з'єднаних між собою пластинчас-
тими камерами 3. Кожна камера являє собою порожнину, розділену перегородкою 4
для забезпечення необхідного напрямку руху повітряного потоку. Для використання
методу елементарних балансів необхідно розрахунковий елемент пластинчастого реку-
ператора розбити на n_s елементів як за повітрям, так і за димовими газами, як показа-
но на рис.2. В результаті такої розбивки кожний розрахунковий елемент має розміри,

наведені на рис.3, де a – ширина елемента, який розраховується, м; δ – товщина шару повітря, м; Δx – висота елемента, який розраховується, м; $\delta_1/2$ – півтовщина димового шару, м.

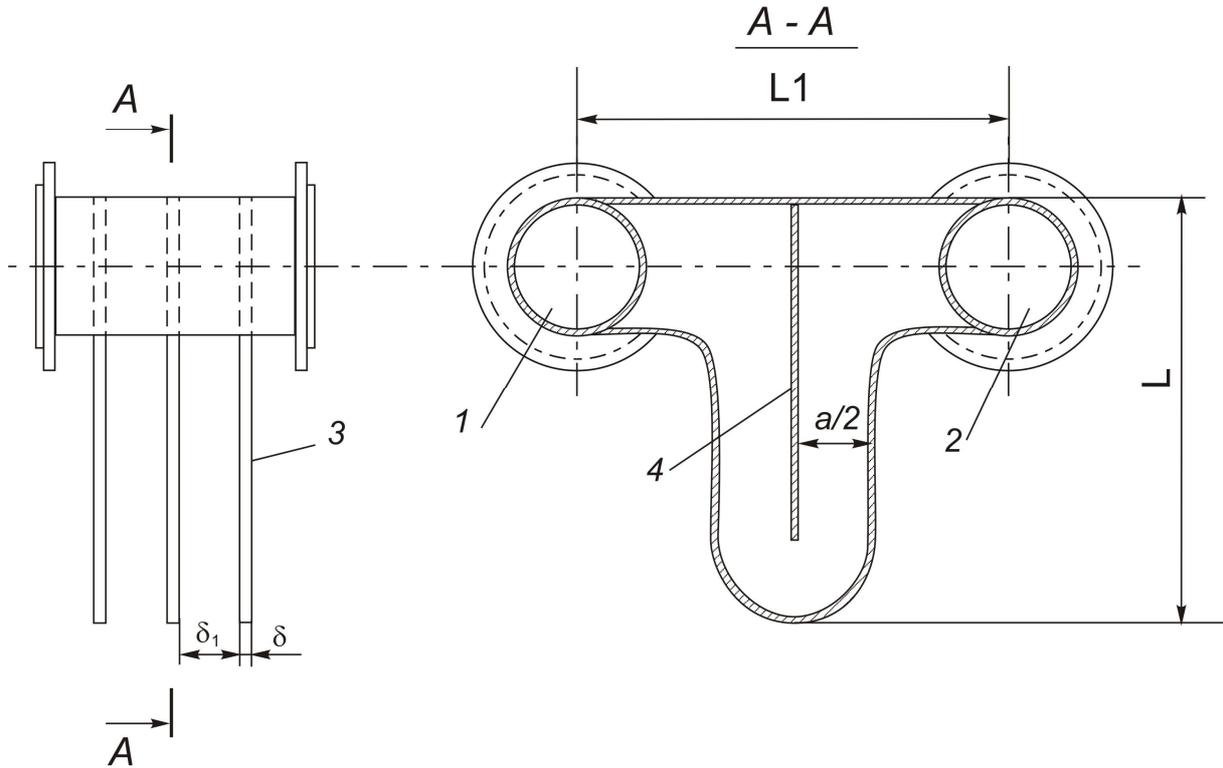
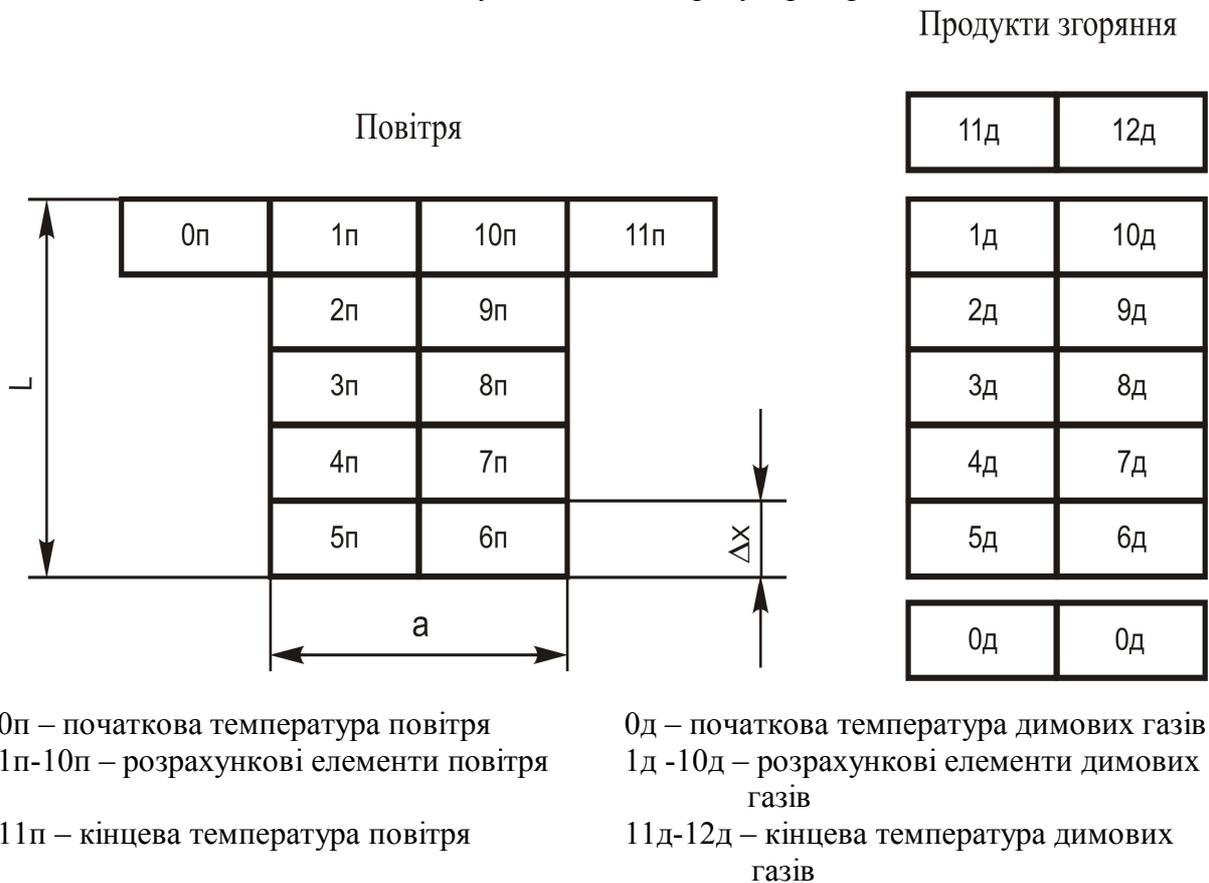


Рисунок 1 – Схема рекуператора



0п – початкова температура повітря
 1п-10п – розрахункові елементи повітря
 11п – кінцева температура повітря

0д – початкова температура димових газів
 1д -10д – розрахункові елементи димових газів
 11д-12д – кінцева температура димових газів

Рисунок 2 – Схема рекуператора при розбивці на елементи

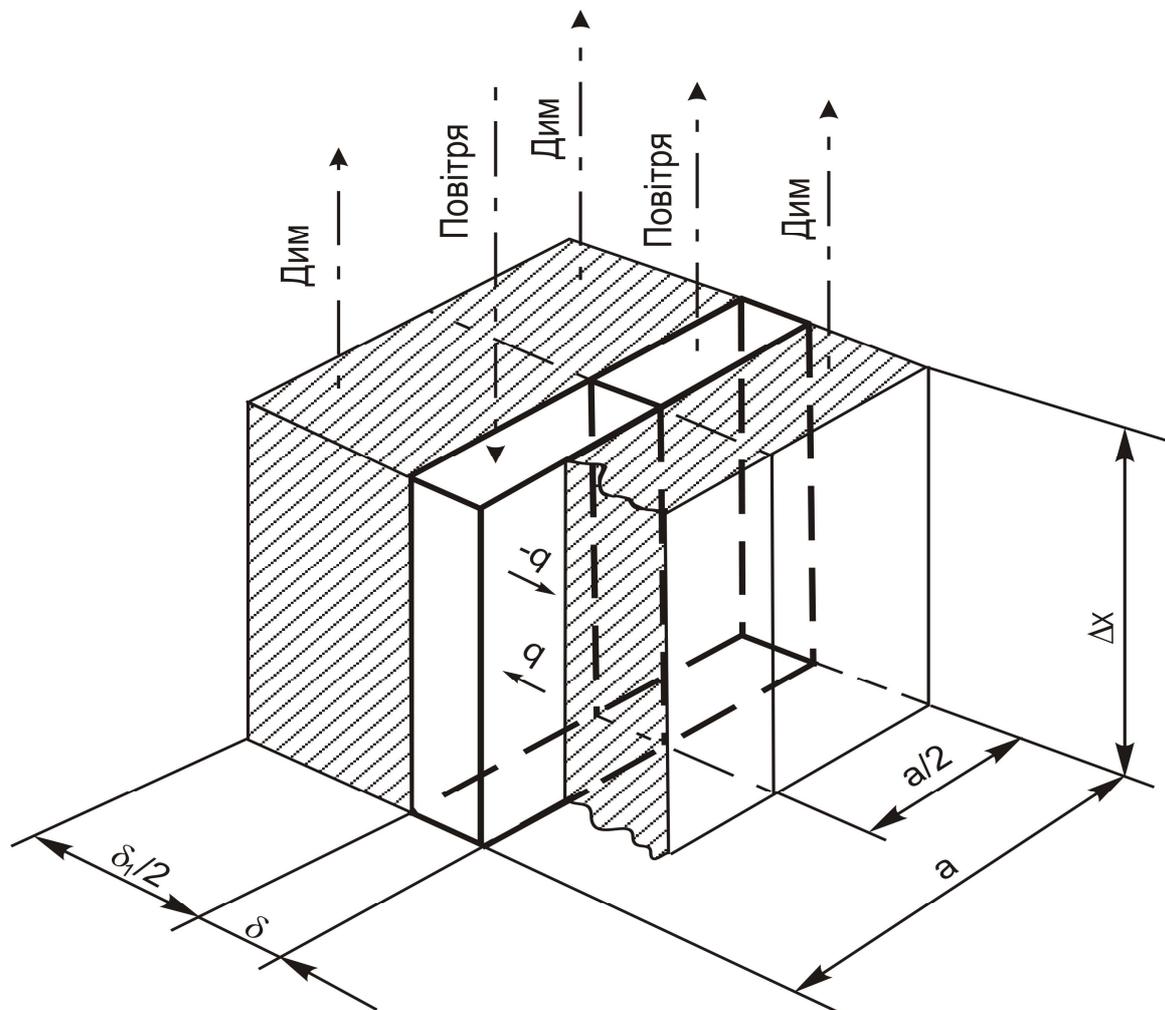


Рисунок 3 – Розрахунковий елемент рекуператора

При цьому висота розрахункового елемента визначиться з рівняння:

$$\Delta x = \frac{2 \cdot L}{n_s}, \quad (1)$$

де L – довжина нагрівального елемента, який розраховується, (рис.1, 2), м.

Елементарні об'єми повітря і диму, що знаходяться в теплообміні одне з одним, можна визначити за формулами:

$$v_n = \Delta x \cdot \delta \cdot \frac{a}{2}, \quad (2)$$

$$v_\partial = \Delta x \cdot \frac{a \cdot \delta_1}{4}, \quad (3)$$

де v_n, v_∂ – відповідно елементарний об'єм повітря і диму, м³.

Швидкість руху повітря w_n , м/с, в каналі теплообмінника, приведена до нормальних умов, складе:

$$w_n = \frac{V_n}{n \cdot \frac{a}{2} \cdot \delta}, \quad (4)$$

де V_n – витрата повітря, що проходить через теплообмінник, приведена до нормальних умов, м³/с;
 n – кількість теплообмінних елементів в рекуператорі (пластин), шт.
 Швидкість руху диму w_∂ , м/с, в каналах теплообмінника, приведена до нормальних умов, складе:

$$w_\partial = \frac{V_\partial}{(n+1) \cdot a \cdot \delta_1}, \quad (5)$$

де V_∂ – витрата диму, що проходить через теплообмінник, приведена до нормальних умов, м³/с.

Тривалість перебування повітря τ_n^e , с, і диму τ_∂^e , с, в розрахунковому елементі, який розглядається, визначається висотою елемента Δx і швидкістю руху теплоносія:

$$\tau_n^e = \frac{\Delta x}{w_n}, \quad (6)$$

$$\tau_\partial^e = \frac{\Delta x}{w_\partial}. \quad (7)$$

Гідрравлічні діаметри для проходження повітря $d_{z.n.}$, м, і диму $d_{z.\partial.}$, м:

$$d_{z.n.} = \frac{2 \cdot a \cdot \delta}{a + 2 \cdot \delta}, \quad (8)$$

$$d_{z.\partial.} = \frac{a \cdot \delta_1}{a + \delta_1}. \quad (9)$$

Далі для кожного елемента схеми з кроком за часом $\Delta \tau$ розраховується теплообмін між повітрям і димом.

Тепловіддача на повітряній стороні рекуператора йде конвективним шляхом, а на димовій – конвективним шляхом і шляхом випромінювання. Коефіцієнт теплопередачі $k(i)$, Вт/(м² · °С), для кожного елемента розраховується за рівнянням[1]:

$$k(i) = \frac{\alpha_n \cdot \alpha_\partial}{\alpha_n + \alpha_\partial}, \quad (10)$$

де α_n – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні рекуператора, Вт/(м² · °С);
 α_∂ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією й випромінюванням на димовій стороні, Вт/(м² · °С).

Коефіцієнт α_∂ розраховується як:

$$\alpha_\partial = \alpha_\partial^{конв.} + \alpha_\partial^{випр.}, \quad (11)$$

де $\alpha_\partial^{конв.}$ – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора конвекцією, Вт/(м² · °С);

$\alpha_\partial^{випр.}$ – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора випромінюванням, Вт/(м² · °С).

Коефіцієнти α_n , $\alpha_\partial^{конв.}$, $\alpha_\partial^{випр.}$ визначаються за рекомендаціями, наведеними в [1].

Питомий тепловий потік від диму до повітря $q(i)$, Вт/м², в i -й чарунці, яка розглядається, складе:

$$q(i) = k(i) \cdot [t_{\partial}(i) - t_n(i)], \quad (12)$$

де $k(i)$ – сумарний коефіцієнт теплопередачі від диму до повітря в i -й чарунці, Вт/(м² · °С);

$t_{\partial}(i)$ – температура диму в i -й чарунці, °С;

$t_n(i)$ – температура повітря в i -й чарунці, °С.

Передача тепла від диму до повітря відбуватиметься з двох боків пластини. Кількість тепла $q_n(i)$, що передається повітрю за час $\Delta\tau$, складе:

$$q_n(i) = 2 \cdot q(i) \cdot \Delta x \cdot \frac{a}{2} \cdot \Delta\tau, \quad \text{Дж.} \quad (13)$$

Ця кількість тепла буде сприяти підвищенню температури повітря в i -й чарунці, яка розглядається, на величину $\Delta t_n(i)$, °С:

$$\Delta t_n(i) = \frac{q_n(i)}{m_n(i) \cdot c_n(i)}, \quad (14)$$

де $m_n(i)$ – маса повітря в i -й чарунці, кг;

$c_n(i)$ – масова теплоємність повітря в i -й чарунці, Дж/(кг · °С).

Таким чином, через час $\Delta\tau$ температура повітря в чарунці складе $t_n^{\Delta\tau}(i)$, °С:

$$t_n^{\Delta\tau}(i) = t_n(i) + \Delta t_n(i). \quad (15)$$

Маса повітря в чарунці з урахуванням температури буде дорівнювати:

$$m_n(i) = \frac{v_n \cdot \rho_{0n}}{1 + \frac{t_n(i)}{273}}, \quad (16)$$

де ρ_{0n} – густина повітря за нормальних умов, кг/м³.

Теплоємність повітря можна визначити з [4].

Згідно з законом збереження енергії кількість тепла, що передається повітрю, відповідає кількості тепла, що відбирається від димових газів. Тому кількість тепла, що відбирається від димових газів за час $\Delta\tau$, буде дорівнювати $q_{\partial}(i)$, Дж:

$$q_{\partial}(i) = q(i) \cdot \Delta x \cdot \frac{a}{2} \cdot \Delta\tau. \quad (17)$$

Це призведе до зниження температури диму в i -й чарунці, яка розглядається, на величину $\Delta t_{\partial}(i)$, °С:

$$\Delta t_{\partial}(i) = \frac{q_{\partial}(i)}{m_{\partial}(i) \cdot c_{\partial}(i)}, \quad (18)$$

де $m_{\partial}(i)$ – маса диму в i -й чарунці, кг;

$c_{\partial}(i)$ – масова теплоємність диму в i -й чарунці, Дж/(кг · °С).

Таким чином, через час $\Delta\tau$ температура диму в чарунці складе $t_{\partial}^{\Delta\tau}(i)$, °С:

$$t_{\partial}^{\Delta\tau}(i) = t_{\partial}(i) - \Delta t_{\partial}(i). \quad (19)$$

Маса диму в чарунці $m_{\partial}(i)$, кг:

$$m_{\partial}(i) = \frac{v_{\partial} \cdot \rho_{0\partial}}{1 + \frac{t_{\partial}(i)}{273}}, \quad (20)$$

де $\rho_{0\partial}$ – густина диму за нормальних умов, кг/м³.

Масова теплоємкість димових газів визначається за його складом з використанням апроксимаційних залежностей [4].

Після виконання розрахунків в усіх чарунках розрахункової схеми отримується нове температурне поле повітря і диму.

Потім іде перевірка необхідності переміщення температурного поля повітря. Якщо сумарна тривалість ітерацій, тобто $\sum \Delta\tau_n, c$, виявляється більшою за час перебування повітря в чарунці τ_n^e, c , відбувається зсув температурного поля в напрямку руху повітря. Таким чином здійснюється урахування швидкості руху повітря, тобто чим меншим є τ_n^e , тим швидше відбуватиметься зміна температурного поля повітряних чарунок. При зсуві температурного поля повітря лічильник $\sum \Delta\tau_n$ обнуляється й розрахунок повторюється. Аналогічним чином перевіряється необхідність зсуву температурного поля диму.

Завершення розрахунку визначається по досягненню стаціонарного стану, тобто коли температура підігріву повітря в рекуператорі припиняє змінюватися, або за кількістю заданих ітерацій.

Нами було проведено порівняння результатів розрахунку рекуператора за «класичним» проектним методом [1] і методом елементарних балансів і встановлено, що похибка визначення коефіцієнту теплообміну при «класичному» методі досягає 20%; це призводить до викривлення температури повітря на виході з рекуператора.

Висновки: 1. Представлено методику моделювання теплової роботи рекуператора з використанням методу елементарних балансів.

2. Представлена методика може бути використана для розрахунків теплової роботи пластинчастих рекуператорів при проектуванні встановлення останніх за камерними нагрівальними печами ковальсько-штампувального виробництва.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. – М.: Metallurgiya, 1975.– 296с.
2. Решетняк И.С., Словиковский П.А., Долгополов И.С., Хандрига Г.С., Ительсон Л.А., Недавий И.П. Пластинчатый рекуператор для утилизации теплоты продуктов сгорания нагревательных печей //Промышленная энергетика. – 1983. – Вып.10. – С.54-55.
3. Долгополов И.С., Хандрига Г.С., Словиковский П.А., Габелко Н.А. Повышение эффективности работы камерных нагревательных печей с малой площадью пода //Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1989. – Вып.1 – С.61-63.
4. Маковский В.А., Лаврентик И.И. Алгоритмы управления нагревательными печами. – М.: Metallurgiya, 1977. – 184с.

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОЇ РОБОТИ ПЛАСТИНЧАСТОГО РЕКУПЕРАТОРА З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ЕЛЕМЕНТАРНИХ БАЛАНСІВ

Наведено результати дослідження теплової роботи пластинчастого рекуператора з використанням методу елементарних балансів. Залежності показників роботи теплообмінника від конструктивних розмірів та їх співвідношень представлено у вигляді графіків.

Приведены результаты исследования тепловой работы пластинчатого рекуператора с использованием метода элементарных балансов. Зависимости показателей работы теплообменника от конструктивных размеров и их соотношений представлены в виде графиков.

The results of investigations of plate exchanger's heat work by means of elementary balances methods are adduced. The dependences between work indexes of exchanger and its constructive dimensions are represented as graphs.

Вступ. На сьогодні найважливішими технічними задачами виробництва є інтенсифікація технологічних процесів і економія енергетичних ресурсів, особливо палива. Виняткової уваги заслуговує утилізація тепла відхідних газів промислових печей, що призводить до необхідності пошуку нових конструкцій утилізаторів, проведення дослідження їх теплової роботи.

Постановка задачі. В даній статті наведено приклади використання методу елементарних балансів для дослідження теплової роботи пластинчастого теплообмінника. Дослідження полягало в пошуку оптимальних співвідношень конструктивних розмірів нагрівального елемента пластинчастого рекуператора, конструкція якого була розроблена кафедрою промислової теплоенергетики Дніпродзержинського державного технічного університету [1, 2].

Результати роботи. На математичній моделі із застосуванням методу елементарних балансів [3] досліджувався вплив різних конструктивних розмірів пластинчастого рекуператора на показники роботи. Схему досліджуваного теплообмінника і методику моделювання його теплової роботи із застосуванням методу елементарних балансів наведено у статті «Моделювання теплової роботи пластинчастого рекуператора».

На основі вказаної методики була складена програма розрахунку пластинчастого рекуператора.

Нижче наведено приклади застосування методу елементарних балансів для аналізу теплової роботи пластинчастого рекуператора. При цьому слід зауважити що:

- початкова температура повітря – це температура повітря в чарунці 0п на рис.2 статті «Моделювання теплової роботи пластинчастого рекуператора» ;
- початкова температура димових газів – це температура димових газів в чарунках 0д на рис.2 статті «Моделювання теплової роботи пластинчастого рекуператора»;
- кінцева температура повітря (температура підігріву повітря) – це температура повітря в чарунці 1п на рис.2 статті «Моделювання теплової роботи пластинчастого рекуператора»;

- кінцева температура димових газів (температура охолодження диму) – це температура димових газів в чарунках 11д і 12д на рис.2 статті «Моделювання теплової роботи пластинчастого рекуператора».

1. Дослідження теплової роботи рекуператора при зміні відношення довжини нагрівального елемента до ширини.

На математичній моделі досліджувався вплив зміни відношення довжини нагрівального елемента (секції) до його ширини на зміну температури повітря і димових газів на виході з рекуператора. При цьому були прийняті наступні вихідні дані:

- початкова температура повітря $t_n' = 20^\circ\text{C}$;
- початкова температура диму $t_d' = 1000^\circ\text{C}$;
- товщина секції $\delta = 0,015\text{м}$;
- кількість секцій 9 штук;
- відстань між секціями $\delta_1 = 0,065\text{м}$;
- об'ємна витрата повітря за нормальних умов $0,112\text{м}^3/\text{с}$;
- об'ємна витрата диму за нормальних умов $0,123\text{м}^3/\text{с}$;
- густина диму $\rho_d = 1,2373\text{кг}/\text{м}^3$;
- число розбивок 10;
- крок за часом $0,001\text{с}$.

Результати виконаних розрахунків наведено на рис.1.

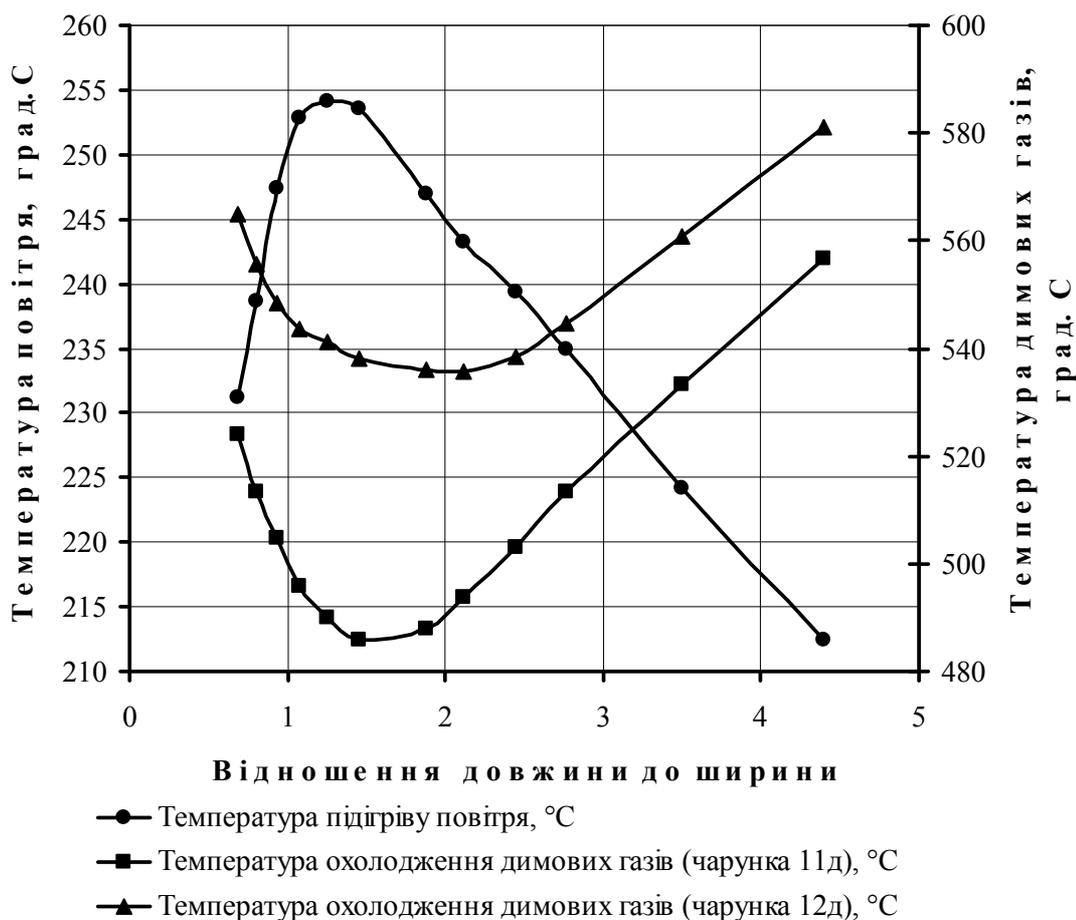


Рисунок 1 – Залежність температури повітря та диму від відношення L/a

Довжина нагрівального елемента рекуператора L змінювалась в межах $0,55 \div 1,1$ м, ширина a – в межах $0,8 \div 0,25$ м. Це дослідження мало наступну умову: воно проводилось для випадку, коли довжина секції збільшується, а ширина зменшується, тобто максимальному значенню довжини $L=1,1$ м відповідає мінімальне значення ширини $a=0,25$ м. Відношення L/a змінювалося при цьому від мінімального $0,688$ до максимального $4,400$.

В результаті розрахунків встановлено, що зміна температури підігріву повітря має чітко виражений максимум при значенні $L/a=1,455$, а зміна температури димових газів на виході з рекуператора має мінімум при тому ж значенні відношення L/a . Це свідчить про те, що при значенні $L/a=1,455$ іде найбільш ефективно використання тепла продуктів згоряння. Слід зазначити, що відношенню $L/a=1,455$ відповідають довжина нагрівального елемента $L=0,8$ м і ширина $a=0,55$ м.

2. Дослідження теплової роботи рекуператора при зміні відношення ширини нагрівального елемента до товщини за умови незмінності його площі перетину.

На математичній моделі досліджувався вплив зміни відношення ширини до товщини нагрівального елемента на зміну температури повітря і димових газів на виході з рекуператора за умови незмінності площі перетину нагрівального елемента (секції). При цьому були прийняті наступні вихідні дані:

- початкова температура повітря $t_n' = 20^\circ\text{C}$;
- початкова температура диму $t_o' = 1000^\circ\text{C}$;
- довжина секції $L = 0,9$ м;
- кількість секцій 9 штук;
- відстань між секціями $\delta_1 = 0,065$ м;
- об'ємна витрата повітря за нормальних умов $0,112 \text{ м}^3/\text{с}$;
- об'ємна витрата диму за нормальних умов $0,123 \text{ м}^3/\text{с}$;
- густина диму $\rho_o = 1,2373 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- число розбивок 10;
- крок за часом $0,001$ с.

Ширина a нагрівального елемента при дослідженні зменшувалась від $0,96$ до $0,12$ м, а товщина δ збільшувалась від $0,005$ до $0,040$ м з кроком $0,005$ м. Відношення a/δ змінювалося при цьому від максимального $192,0$ до мінімального $3,0$. Площа перетину нагрівального елемента (секції) була прийнята рівною ($a \delta$) $= 0,0048 \text{ м}^2$.

Результати виконаних розрахунків для діапазону змін відношення ширини секції до її товщини від мінімального $3,0$ до значення $7,7$ наведено на рис.2.

В результаті розрахунків встановлено, що зміна температури підігріву повітря має чітко виражений мінімум, а зміна температури охолодження димових газів – відповідно максимум при значенні $a/\delta=3,9$. Це вказує на те, що при цьому значенні відношення a/δ тепло продуктів згоряння використовується найгірше у порівнянні з іншими значеннями a/δ . Значення температур повітря і димових газів для діапазону змін відношення ширини секції до її товщини від значення $7,7$ до $192,0$ мають монотонно зростаючий і відповідно монотонно спадаючий характер.

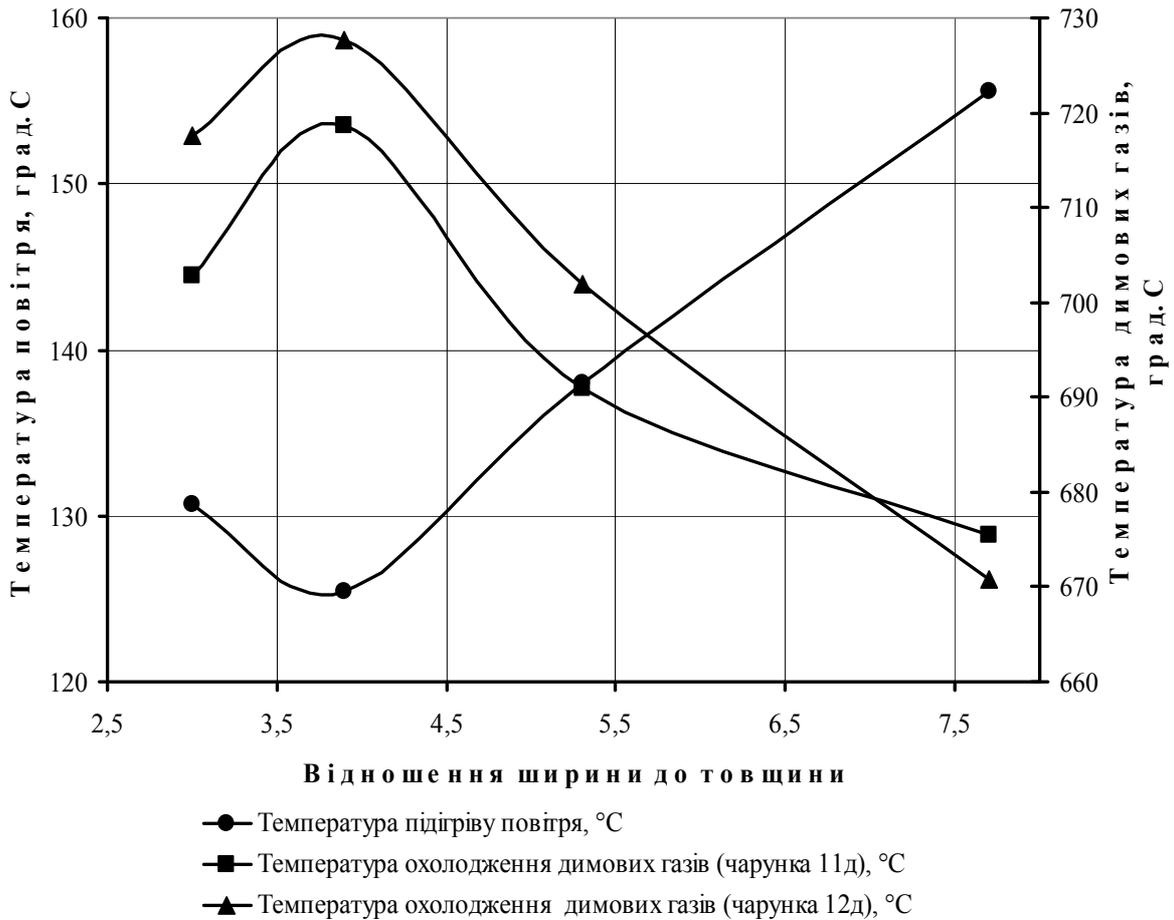


Рисунок 2 – Залежність температур повітря і димових газів від відношення а/δ

3. Порівняння впливу зміни довжини і ширини нагрівального елемента рекуператора на його теплову роботу.

На математичній моделі досліджувався вплив зміни довжини і ширини нагрівального елемента на зміну температури повітря на виході з теплообмінника, на основі чого проаналізовано вплив довжини і ширини нагрівального елемента рекуператора на його теплову роботу.

При дослідженні впливу довжини нагрівального елемента на теплову роботу утилізатора були прийняті наступні вихідні дані:

- початкова температура повітря $t_n' = 20^\circ\text{C}$;
- початкова температура диму $t_o' = 1000^\circ\text{C}$;
- ширина секції $a = 0,32\text{м}$;
- товщина секції $\delta = 0,015\text{м}$;
- кількість секцій 9 штук;
- відстань між секціями $\delta_1 = 0,065\text{м}$;
- об'ємна витрата повітря за нормальних умов $0,112\text{м}^3/\text{с}$;
- об'ємна витрата диму за нормальних умов $0,123\text{м}^3/\text{с}$;
- густина диму $\rho_o = 1,2373\text{кг}/\text{м}^3$;
- число розбивок 10;
- крок за часом $0,001\text{с}$.

Довжина нагрівального елемента рекуператора L змінювалась в межах 0,675 до 2,025м, при цьому площа нагрівальної секції змінювалась від 0,432 до 1,296м².

При дослідженні впливу ширини нагрівального елемента на теплову роботу утилізатора були прийняті наступні вихідні дані:

- початкова температура повітря $t_n' = 20^\circ\text{C}$;
- початкова температура диму $t_o' = 1000^\circ\text{C}$;
- довжина секції $L = 0,9\text{м}$;
- товщина секції $\delta = 0,015\text{м}$;
- кількість секцій 9 штук;
- відстань між секціями $\delta_1 = 0,065\text{м}$;
- об'ємна витрата повітря за нормальних умов $0,112\text{м}^3/\text{с}$;
- об'ємна витрата диму за нормальних умов $0,123\text{м}^3/\text{с}$;
- густина диму $\rho_o = 1,2373\text{кг}/\text{м}^3$;
- число розбивок 10;
- крок за часом 0,001с.

Ширина нагрівального елемента рекуператора a змінювалась в межах $0,24 \pm 0,72\text{м}$, при цьому площа нагрівальної секції змінювалась від 0,432 до 1,296м².

Нижче на рис.3 наведено узагальнений графік порівняння впливу зміни довжини і ширини нагрівального елемента рекуператора на кінцеву температуру підігріву повітря.

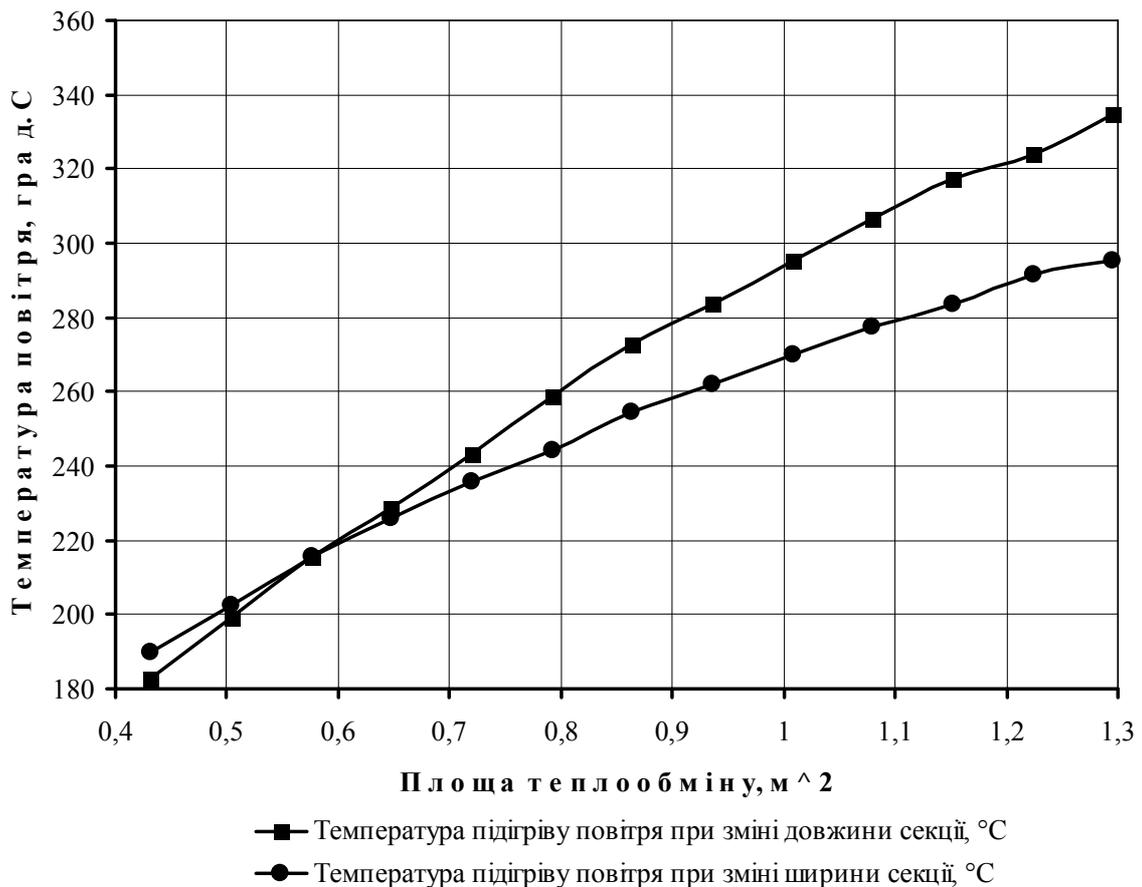


Рисунок 3 – Порівняння впливу зміни довжини і ширини нагрівальної секції рекуператора на кінцеву температуру підігріву повітря

Як видно з отриманих результатів, зміна довжини нагрівального елемента рекуператора ефективніше впливає на температуру підігріву повітря на виході з рекупера-

тора, ніж зміна ширини нагрівального елемента; це зумовлено тим, що у першому випадку площа теплообміну зростає швидше при зміні розміру секції, ніж у другому.

Крім вищезазначених досліджень теплообмінника було також проведено окремі дослідження впливу довжини, ширини, товщини нагрівального елемента рекуператора на його теплову роботу.

Встановлено, що при збільшенні довжини і ширини нагрівального елемента рекуператора температура підігріву повітря зростає, а температура димових газів зменшується, що зумовлено збільшенням поверхні теплообміну утилізатора тепла. При збільшенні товщини секції температура підігріву повітря зменшується, а температура охолодження димових газів зростає, що викликано погіршенням конвективного теплообміну між стінкою рекуператора і повітрям, яке характеризується зменшенням коефіцієнта тепловіддачі на повітряній стороні.

Висновки. 1. Представлено приклади використання методу елементарних балансів для дослідження теплової роботи теплообмінника на прикладі пластинчастого рекуператора.

2. Проведено порівняння впливу зміни довжини і ширини нагрівального елемента рекуператора на його роботу.

3. Застосування методу елементарних балансів для дослідження теплової роботи утилізаторів тепла є актуальним при необхідності визначення оптимальних конструктивних розмірів елемента теплообмінника, підбору розмірів у відповідності до певних технологічних вимог при проектуванні.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Решетняк И.С., Словиковский П.А., Долгополов И.С., Хандрига Г.С., Ительсон Л.А., Недавний И.П. Пластинчатый рекуператор для утилизации теплоты продуктов сгорания нагревательных печей //Промышленная энергетика. – 1983. – Вып.10 – С.54-55.
2. Долгополов И.С., Хандрига Г.С., Словиковский П.А., Габелко Н.А. – Повышение эффективности работы камерных нагревательных печей с малой площадью пода //Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1989. – Вып.1 – С.61-63.
3. Федотов В.И., Марценюк З.А. Метод элементарных балансов для расчёта нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов. – К.: Наук. думка, 1977. – 143с.

УДК 621.01.216

ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., профессор
КЛИМОВ Р.А., ассистент

Днепродзержинский государственный технический университет

ОСОБЕННОСТИ ВСКИПАНИЯ ЭМУЛЬСИИ В АДИАБАТНЫХ ПРОЦЕССАХ

Представлена математична модель зростання парової фази при закипанні емульсії в результаті різкого скидання тиску, яка враховує наявність парового прошарку на межі розділу рідких фаз. Вказана можливість використання розробленої моделі для вивчення процесів подрібнення дисперсної фази.

Представлена математическая модель роста паровой фазы при закипании эмульсии в результате резкого сброса давления, учитывающая наличие паровой про-

слойки на границе раздела жидких фаз. Указана возможность применения разработанной модели для изучения процессов дробления дисперсной фазы.

The mathematical pattern of growth of steam phase at effervescence of emulsion as a result of sharp up cast of pressure, taking into account the presence of steam layer on the border section of liquid phases, is represented. Possibility of application of the developed model for the study of processes crushing of dispersion phase is indicated.

Введение. В работе [1] рассмотрены условия роста паровой фазы, которая возникает и развивается между поверхностью капли воды и покрывающей ее пленкой масла. Отличительной особенностью вскипания жидкости, находящейся в объеме другой, является наличие непрерывной фазы, которая в данном случае будет влиять на теплообмен с дисперсной фазой и паром. Такие процессы могут быть реализованы, например, при истечении перегретой жидкости через сопла или трубы в среду с пониженным давлением. При этом происходит вскипание термолабильного компонента смеси и быстрое нарастание паровой фазы. Созданные на основе принципа дискретно-импульсного ввода энергии (ДИВЭ) промышленные аппараты, использующие этот эффект при эмульгировании и гомогенизации смесей в адиабатно вскипающих потоках, отличаются высокой производительностью и малыми затратами энергии [2]. Но, несмотря на это, механизмы дробления дисперсных сред до сих пор окончательно не выяснены, что ограничивает совершенствование конструкции аппаратов [3]. Проведенные экспериментальные и теоретические исследования [3-5] в большинстве своем предполагают гомогенное зародышеобразование паровой фазы, не учитывая при этом влияния поверхностно-активных веществ (ПАВ), что не соответствует действительности, так как практически во всех эмульсионных средах присутствуют вещества, обладающие поверхностно-активными свойствами. Так, например, в эмульсиях типа вода-масло, где масло является дисперсной фазой, количество центров парообразования практически равно числу распределенных дисперсных частиц [2, 6]. Это указывает на то, что процесс зародышеобразования паровой фазы происходит гетерогенно, с заранее известным количеством центров парообразования. При этом формирование и рост паровой фазы будет происходить на границе раздела вода-масло, из-за пониженного межфазного натяжения, т.к. масло является ПАВ по отношению к воде. Работы [2, 3, 7] предполагают появление парового пузырька внутри объема воды, а не на границе раздела фаз. Для более корректного описания роста паровой фазы применим модели [1, 4] с целью их дальнейшего усовершенствования.

Постановка задачи. Рассмотрим каплю воды радиусом R_1 , которая окружена паровой прослойкой толщиной δ_n , находящуюся в непрерывном объеме масла. Общий радиус частицы равен R_2 . Вся система в начальный момент времени находится при определенном давлении p и температуре T , которая соответствует температуре насыщения воды T_b ($T_b = f(p)$).

В некоторый момент времени, следуя приведенной технологии, данная система оказывается в среде с пониженным давлением p_∞ . Вследствие этого вода становится пересыщенной относительно давления p_∞ , инициируются процессы парообразования на поверхности раздела вода-пар и роста границы раздела масло-пар (увеличение радиуса R_2).

Для описания процессов теплообмена между водой и паром, а также роста паровой фазы используем уравнения моделей [1, 4]. Для данных условий уравнение Релея имеет вид:

$$\frac{dw_2}{d\tau} = \frac{p_n - p_\infty - 1.5\rho_m w_2^2 - \frac{2\sigma}{R_2} - \frac{4\mu_m w_2}{R_2}}{\rho_m R_2}. \quad (1)$$

Скорость радиального движения границы раздела фаз масло-пар

$$w_2 = \frac{dR_2}{d\tau}. \quad (2)$$

Температуру пара в любой момент времени можно определить из выражения

$$\frac{dT_n}{d\tau} = \frac{1}{c_n m_n} \left[Q - 4\pi c_n T_n \Delta m R_1^2 - p_n \frac{dV_n}{d\tau} \right]. \quad (3)$$

Интенсивность массопереноса при фазовом переходе и удельный тепловой поток между паром и поверхностью раздела вода-пар соответственно равны:

$$\Delta m = 0.25\alpha_m [\rho_1 \cdot U_1(T_1) - \rho_n \cdot U_n(T_n)], \quad q = 0.25\rho_n c_n \cdot U_n(T_n) \cdot (T_1 - T_n) + \Delta m c_n T_1, \quad (4)$$

где $U(T)$ – среднеарифметическая скорость движения молекул пара при температуре T ; α_m – коэффициент испарения.

Уравнение теплового баланса, позволяющее определить температуру границы раздела вода-пар T_1 :

$$\frac{2\lambda_g}{R_1} (T_c - T_1) = q + \Delta m \cdot L(T_1), \quad (5)$$

где T_c – температура центра капли воды;

$L(T_1)$ – удельная теплота парообразования воды при температуре T_1 .

Уравнения для определения изменения во времени массы и плотности пара имеют вид:

$$\frac{dm_n}{d\tau} = \Delta m \cdot 4\pi R_1^2, \quad \frac{d\rho_n}{d\tau} = \frac{1}{V_n} \left(\frac{dm_n}{d\tau} - \rho_n \frac{dV_n}{d\tau} \right), \quad (6)$$

где $V_n = \frac{4}{3}\pi [R_2^3(\tau) - R_1^3(\tau)]$.

Давление пара определяется как функция $p_n = f(T_n, \rho_n)$ по уравнению Редлиха-Квонга в модификации Вильсона [1].

Тепловой поток Q состоит из потока теплоты, который поступает со стороны жидкости (воды) или поступает в нее, а также потока теплоты, поступающего от масла:

$$Q = 4\pi (qR_1^2 + q_m R_2^2). \quad (7)$$

Удельный тепловой поток со стороны воды q определяется выражением (4), а для определения удельного теплового потока со стороны масла q_m используем интегральный метод решения нестационарных задач теплопроводности [4, 8]. Вводя параметр $\delta(\tau)$, называемый глубиной проникания, который характеризует переменную по времени толщину прилегающего к паровому объему слоя жидкости, где градиент температуры отличен от нуля, а также, принимая профиль температуры по сечению данной толщины в приближении параболической интерполяции, и условие $T_2(\tau) = T_n(\tau)$, для определенного момента времени получим

$$q_m = \lambda_m (T_m - T_n) \left(\frac{2}{\delta} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (8)$$

Глубина проникания равна [4]

$$\delta = 2R_2 \left[\left(1 + \frac{3H}{4\pi R_2^3 \rho_M c_M (T_M - T_n)} \right)^{0.5} - 1 \right]. \quad (9)$$

Для определения функции $H(\tau)$ необходимо решить уравнение

$$\frac{dH}{d\tau} = 4\pi R_2^2 \lambda_M (T_M - T_n) \left(\frac{2}{\delta} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (10)$$

Температурное поле по сечению капли воды определяется уравнением

$$\frac{\partial T_g(r, \tau)}{\partial \tau} = a_g \left(\frac{\partial^2 T_g(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T_g(r, \tau)}{\partial r} \right), \quad \tau > 0, \quad 0 < r < R_1, \quad (11)$$

при соответствующих начальных и граничных условиях

$$T(r, 0) = T_0 = const, \quad 0 < r < R_1; \quad -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0; \quad T_M(\tau) = T_{M0}. \quad (12)$$

Температура T_1 на каждом временном шаге определяется из уравнения (5).

Таким образом, тепловая сторона задачи состоит в нахождении температурного поля по сечению капли воды в соответствии с изменяющимся значением температуры T_1 , а также распределения температур в слое масла толщиной δ с нахождением самого значения δ и q_M . Динамическая сторона состоит в решении уравнения Релея.

Результаты работы. Систему уравнений (1)–(12) решаем методом конечных разностей. Принимаем, что в начальный момент времени существует капля воды радиусом 100 мкм, окруженная паровой прослойкой толщиной 1 мкм, в непрерывной среде – масле. Вся система находится при температуре $t_0 = 180$ °С и соответствующем давлении насыщения воды. В некоторый момент времени система оказывается в зоне пониженного давления ($p_\infty = 1$ атм.) относительно начального, в результате чего происходит испарение воды и рост паровой фазы. Результаты решения приведены на рис.1–5.

На рис.1а представлен характер изменения температур границ раздела вода-пар и масло-пар, а также температуры центра капли воды. Из этого рисунка видно, что температуры t_1 и t_n имеют осцилляционную зависимость изменения в начальный момент времени, при этом пар становится еще более перегретым, чем в процессе роста парового объема, окруженного масляной оболочкой [1], и его температура будет постоянно увеличиваться, начиная с момента практически уравновешенного давления пара на уровне p_∞ , что показано на рис.2. Этот факт можно объяснить тем, что тепловой поток, поступающий от масла к пару, будет превышать на всем протяжении времени эффект расширения парового объема, а также поток теплоты от пара к воде по уравнению (3) и теплоту массового потока. Значение радиуса R_2 изменяется во времени более интенсивно, чем при росте парового объема в масляной оболочке, как видно из рис.3, и при этом не наблюдается характерных осцилляций радиуса, что является следствием того, что массовый поток в состоянии компенсировать эффект расширения парового объема (уменьшения плотности пара). Сам же процесс испарения воды и роста паровой фазы является более интенсивным, чем в случае оболочки, и это видно по более высоким значениям скорости движения границы раздела масло-пар (рис.4). Как видно из сопоставления рис.1 и 4, увеличение скорости движения границы раздела масло-пар приводит к снижению температуры пара и наоборот. Осцилляции давления пара по рис. 2 являются результатом совместного влияния температуры и плотности пара, и если,

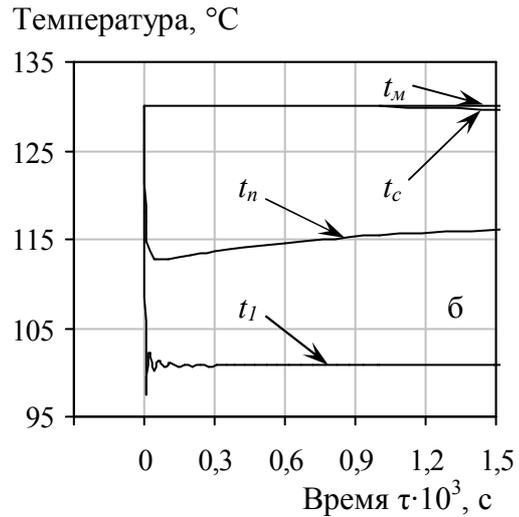
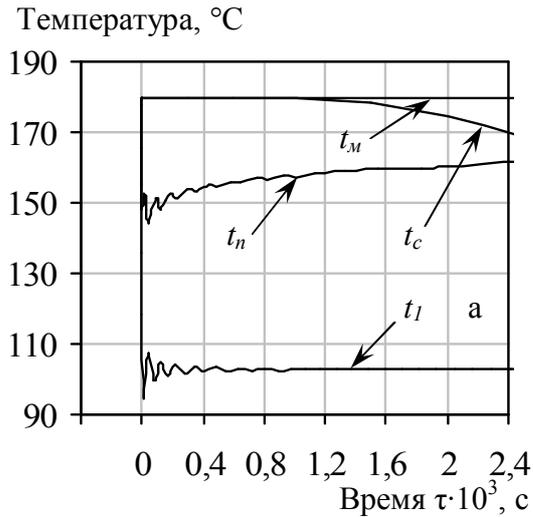


Рисунок 1 – Характер изменения температур поверхностей раздела и центра капли воды во времени при начальной температуре $t_0 = 180$ °C (а) и $t_0 = 130$ °C (б)

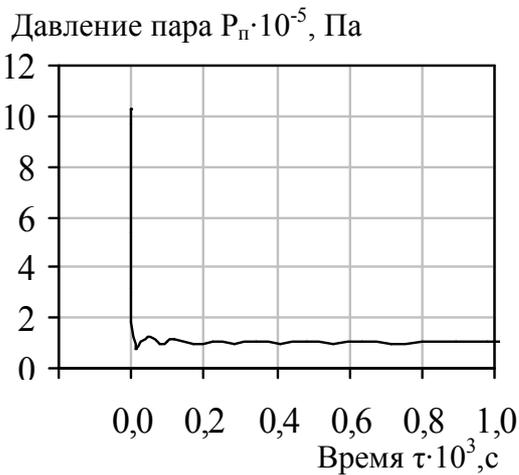


Рисунок 2 – Изменение давления пара во времени при $t_0 = 180$ °C

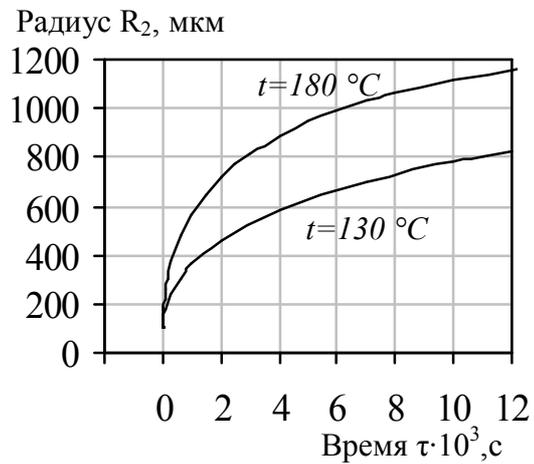


Рисунок 3 – Изменение радиуса границы раздела масло-пар во времени

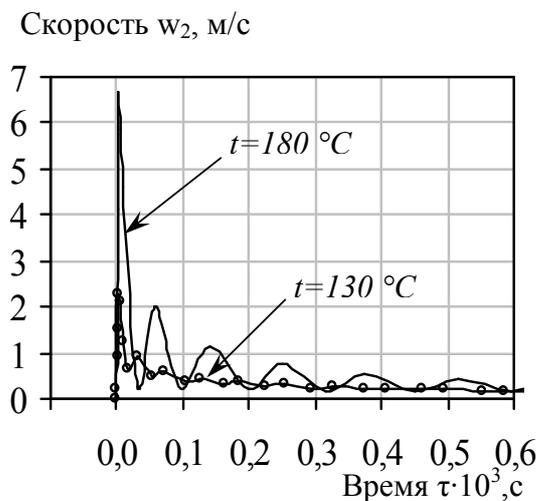


Рисунок 4 – Зависимость скорости движения границы раздела масло-пар от времени

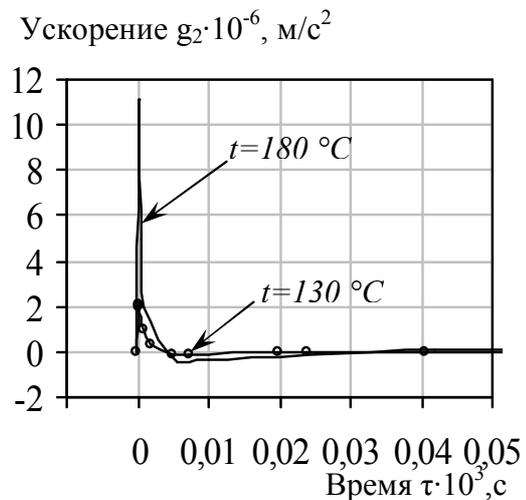


Рисунок 5 – Зависимость ускорения движения границы раздела масло-пар от времени

проводя расчет, учитывать, что давление пара является только функцией температуры ($p_n = f(T_n)$), то можно получить качественно неверные результаты. Давление же пара, как и в случае с оболочкой масла, носит осцилляционный характер изменения во времени с постоянно затухающей амплитудой, приводящей в конечном итоге к некоторому равновесному значению давления пара. Расчетное значение ускорения границы раздела масло-пар, показанное на рис.5, достигает максимума в начальный период расширения парового объема, равного миллиону ускорений силы тяжести ($\approx 11.3 \cdot 10^6 \text{ м/с}^2$).

На рис.1б, 4, 5 представлены результаты расчетов для начальной температуры $t_0 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$. Видно, что снижение температуры до данного значения приводит к уменьшению осцилляций измеряемых параметров либо к полному исчезновению этих осцилляций. Так из рис.1б следует, что температура пара вначале снижается, после чего начинает возрастать без существенных осцилляций, а температура t_1 быстрее уравнивается до равновесного значения. Как и при $180 \text{ }^\circ\text{C}$, изменение скорости границы масло-пар согласуется с изменением t_n . В целом амплитудные значения измеряемых параметров имеют меньшие значения при меньших значениях периодов осцилляций. Качественный же характер изменения кривых расчетных величин при $130 \text{ }^\circ\text{C}$ является таким же, как и при $180 \text{ }^\circ\text{C}$.

Проведенные расчеты для других начальных радиусов R_1 и R_2 показывают, что с уменьшением радиуса пар является еще более перегретым, при этом возможно появление осцилляций радиуса границы масло-пар при определенных начальных температурах, возрастают амплитудные значения величин. При увеличении радиуса все наоборот.

Выводы. Представленная модель позволяет описать в более корректной постановке рост паровой фазы в присутствии масла как ПАВ с учетом формирования паровой фазы на границе раздела вода-масло. Как видно из результатов расчетов, при резком сбросе давления системы возникают достаточно большие динамические силы, вызванные ускорением и скоростью движения границы раздела масло-пар. В эмульсиях капли дисперсной фазы имеют различные размеры, а также могут наблюдаться неравномерности в процессе закипания. Очевидным является возможность возникновения неустойчивостей, вызванных скоростью (динамическим напором) и ускорением [2], и, как следствие, взаимное дробление частиц дисперсной фазы, в котором инициирующим воздействием будут силы, действующие от закипающих капель. Так, например, динамические параметры границы раздела масло-пар в присутствии, например, трех частиц, причем одна из них находится между двумя другими, в условиях их неравномерного закипания могут привести к неустойчивостям Релея-Тейлора или Кельвина-Гельмгольца, в результате чего вероятно произойдет срыв парового объема и разрушение капли воды. Если же закипающая частица эмульсии движется в потоке, то возникают деформации парового объема, которые могут привести к его срыву с поверхности воды и дроблению самой капли воды. Учет данных явлений будет произведен дальнейшим усовершенствованием модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Павленко А.М., Климов Р.А., Басок Б.И. Кинетика испарения в процессах гомогенизации // Пром. теплотехника. – 2006. – Т. 28. – №6. – С.14-20.
2. Долинский А.А., Павленко А.М., Басок Б.И. Теплофизические процессы в эмульсиях. – Киев, Наукова думка. – 2005. – 265с.
3. Иваницкий Г.К. Разрушение капель эмульсии в адиабатно вскипающих потоках // Пром. теплотехника. – 1999. – Т.21. –№4-5. – С.10-15.

4. Долинский А.А., Басок Б.И., Накорчевский А.И. Адиабатически вскипающие потоки. – Киев: Наукова думка. – 2001. – 208с.
5. Шурчкова Ю.А., Малишевский Т.В. Анализ механизмов дробления капель при адиабатном вскипании и смешении дисперсных систем // Пром. теплотехника. – 2000. – Т.22. –№1. – С.17-23.
6. Павленко А.М., Басок Б.И. Закономерности вскипания эмульгированных жидкостей// Пром. теплотехника. – 2004. – Т.26. –№1. – С.21-25.
7. Долинский А.А., Басок Б.И. Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке // Пром. теплотехника. – 2001. – Т.23. –№4-5. – С.5-20.
8. Гудмен Е. Применение интегральных методов в нелинейных задачах нестационарного теплообмена // Проблемы теплообмена. – М.: Атомиздат, 1967. – С.41-96.

УДК 626.06.27

СОКОЛОВСКАЯ И.Е., аспирантка
КОШЛАК А.В., аспирантка
ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ПОЛУЧЕНИЕ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМИ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

В статті наводяться експериментальні дані, на підставі яких вивчено вплив різних чинників на тривкі характеристики пористих теплоізоляційних матеріалів.

В статье приводятся экспериментальные данные, на основании которых изучено влияние различных факторов на прочностные характеристики пористых теплоизоляционных материалов.

In article experimental data are presented, on the basis of which influencing was studied of different factors on the prochnostnie descriptions of porous teploizolyatsionnih materials.

Введение. Пористые тела – один из видов дисперсных систем. Они могут быть использованы в строительстве и для тепловой защиты энергетических установок и различных агрегатов. Свойства данных материалов и область применения зависят от их химического состава и способа производства [1,2].

Теплофизические характеристики пористых тел определяются одновременным проявлением поверхностных и капиллярных сил. Для изменения силы связей между частицами и управления структурой пористого тела используются различные добавки к дисперсной среде, изменяющие заряд или гидрофильность поверхности частиц. Такими добавками могут служить соли, кислоты и щелочи, поверхностно-активные вещества (ПАВ) и полиэлектролиты, растворимые полимеры.

Деформируемые пористые тела, состоящие из подвижных частиц, взаимодействующих друг с другом за счет поверхностных сил в момент их формирования, могут претерпевать структурные изменения в ходе тепломассообменных процессов. Это проявляется в изменении взаимного расположения частиц и числа контактов между ними (агрегирование, дезагрегирование), а также средних расстояний между частицами – толщины разделяющих их прослоек жидкости. К наиболее распространенным процес-

сам перестройки структуры относятся набухание при контакте и пропитке жидкостью и усадка при сушке и других способах массоотдачи. Эти процессы сопровождаются изменением средних размеров пор и их распределения по размерам, что делает скорость и механизм массообменных процессов зависящими также от перестройки структуры. Изменяются, соответственно, и коэффициенты переноса, становящиеся функцией уже не только массосодержания, но и меняющейся структуры пористого тела.

Постановка задачи. Существующие на данный момент способы получения пористых теплоизоляционных материалов [3] в ряде случаев не обеспечивают достижения необходимых потребительских свойств, в частности общей пористости гранулированного теплоизоляционного материала и высокой термостойкости.

Наша задача заключается в получении сырьевой смеси для теплоизоляционного материала закрытоячеистого типа повышенной термостойкости и пористости путем оптимизации ее качественного и количественного состава, а также усовершенствования способа получения пористого теплоизоляционного материала изменением температурных и временных режимов с целью улучшения физико-механических и эксплуатационных характеристик, что позволит использовать материал в более широком температурном диапазоне.

Результаты работы. Новый способ получения пористого теплоизоляционного материала включает следующие этапы производства: измельчение активного кремнеземистого материала и минерального наполнителя; перемешивание компонентов сырьевой смеси с водным раствором гидроксида щелочного металла; пропарку приготовленной сырьевой смеси в среде насыщенного водяного пара. Причем грануляцию полученной смеси и вспучивание гранул, пропарку ведут при 90-100°C в течение 70-90 минут, а полученные гранулы перед вспучиванием подсушивают воздухом в течение 10-15 минут при температуре 100-120°C, а вспучивают при температуре 500-550°C в течение 5-20 минут.

Существенными факторами управляемого воздействия на кинетику газообразования и формирование пористой структуры являются температура и состав компонентов среды. Процесс вспучивания на стадии оптимальных пластично-вязких свойств смеси в сочетании с предлагаемыми газообразователями интенсифицирует процесс газовыделения, который протекает равномерно во всем объеме сырьевого материала, обеспечивая образование замкнутых пор.

Вспучивание газообразованием предполагает, что выделяющийся в процессе газообразования газ остается в гелеобразной пластичной газонепроницаемой фазе, которая кристаллизуется при температуре 100-120°C с образованием ячеистой структуры пор. При этом с материалом последовательно происходят следующие превращения:

- образование геля, насыщенного газообразователями, равномерно распределенного в объеме материала;
- застывание геля без термического воздействия;
- гранулирование;
- вспучивание и образование монодисперсной пористой структуры с фиксированным размером пор, поверхность которой покрыта сплошной пленкой;
- окончательная кристаллизация гранулы пористого материала при контакте со среднетемпературным теплоносителем.

При предварительной подсушке гранул температурой воздуха 100-120°C начинается активное газообразование, которому способствует наличие в исходной смеси гидратной воды, бикарбоната натрия и глины. При этом вязкость материала повышается, уравнивая давление газа в пузырьках. Интенсивность этого процесса регулируется температурой и временем воздействия теплоносителя, которые подбираются таким образом, чтобы газовые ячейки увеличивались до определенного заданного размера, не

сливались и сохраняли свою форму. В этом случае внутренние поверхности газовых ячеек стабилизируются поверхностными силами и давлением внутри поры, а наружные поверхности гранул покрываются сплошной пленкой. Время температурного воздействия определяет как структурные характеристики (пористость и размер пор), так и прочностные свойства материала и его термостойкость. Окончательное структурирование материала происходит при более высокой непродолжительной термообработке 500-550°C.

Выполненные лабораторные исследования позволяют подобрать необходимые температурные режимы обработки. Таким образом, задачами дальнейших исследований являются выбор метода организации эффективного теплообмена, моделирование этих процессов, экспериментальная апробация полученных данных и создание метода определения основных технологических и конструктивных параметров способа получения нового материала.

На рис.1-5 приведены прочностные и теплоизоляционные характеристики нового материала и Сиапора (патент Украины №3802). Плотность материала определяется по изменению веса заготовок и их геометрического размера. Теплопроводность полученных образцов определена на измерителе теплопроводности ИТ- λ- 400. При исследованиях использовался метод динамического калориметра [4].

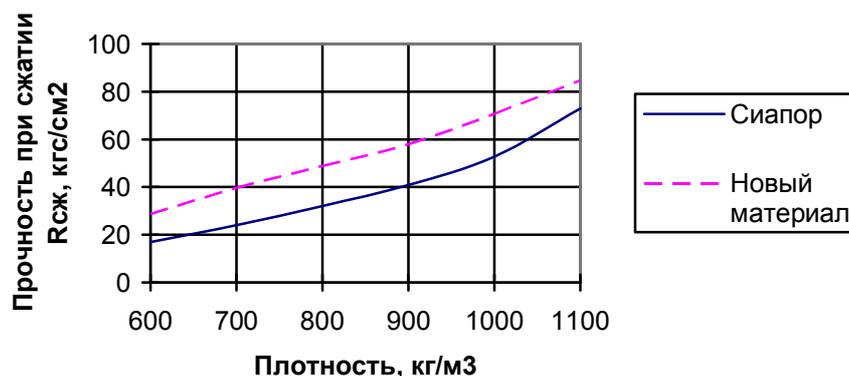


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента прочности при сжатии от плотности

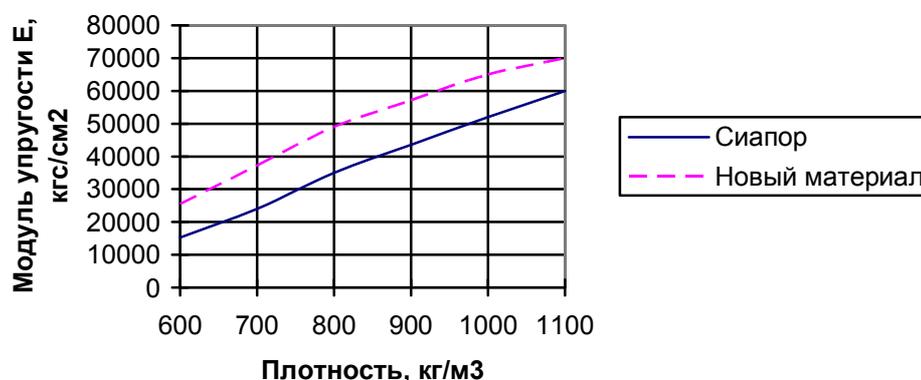


Рисунок 2 – Зависимость модуля упругости от плотности

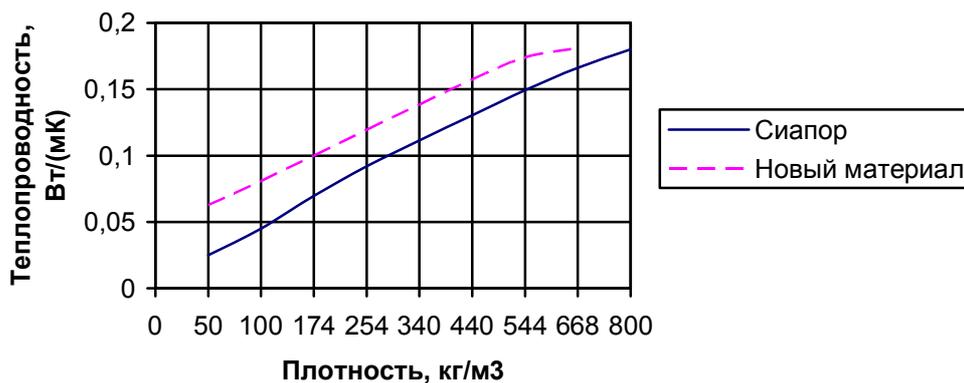


Рисунок 3 – Зависимость теплопроводности от плотности

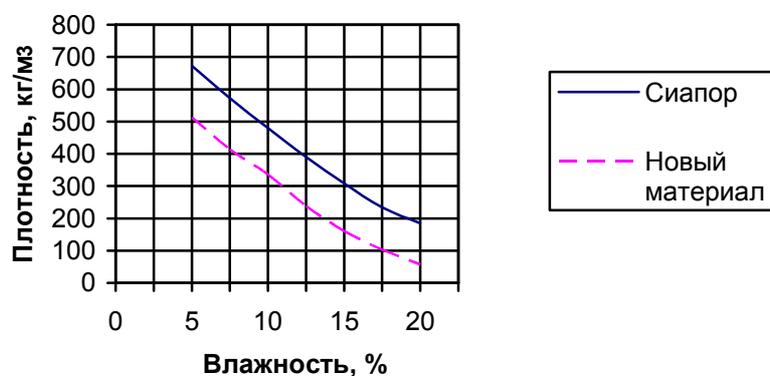


Рисунок 4 – Зависимость плотности от влажности

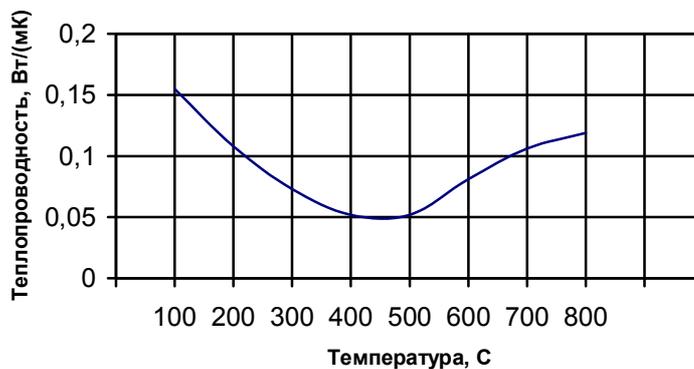


Рисунок 5 – Зависимость теплопроводности материала от температуры термообработки

Испытание на растяжение проводится на специальных машинах, которые записывают диаграмму растяжения зависимости удлинения образца от действующей нагрузки. При испытании на прочность производят вдавливание в испытуемый материал индентор, изготовленный из значительно более твердого материала, чем испытуемый. О твердости судят по глубине проникновения индикатора (твердость по Роквеллу).

Таким образом, определены основные характеристики материала и их функциональная качественная связь с режимами термообработки.

Выводы. Исходя из зависимостей, показанных на рис.1-5, можно сделать вывод о том, что наилучшими теплофизическими и прочностными свойствами обладают образцы пористого материала с наименьшей плотностью, которые образуются при максимальной влажности исходного сырья.

Кинетика сушки и термообработки сырьевой смеси, термические режимы являются основными факторами, определяющими пористость готового теплоизоляционного материала, прочность и теплопроводность.

На рис.5 показан график зависимости теплопроводности от температуры теплоносителя при обработке исходной сырьевой смеси, на котором виден диапазон оптимальных температур 400-500°С. Повышение температуры приводит к термическому разложению материала, сопровождающегося снижением величины теплопроводности и ухудшением теплофизических характеристик материала.

Таким образом, выполненные экспериментальные исследования позволили определить условия реализации новых технологий получения пористых материалов с возможностью прогнозного определения его свойств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чураев Н.В. Физикохимия процессов массопереноса в пористых телах. – М.: Химия. – 1990. – 272с.
2. Хейфец Л.И. Неймарк А.В. Многофазные процессы в пористых средах. – М.: Химия, 1982. – 320с.:ил.
3. Горлов В.Н., Мерлин А.И. Технология производства теплоизоляционных материалов. –М.: Химия. – 1987. – 236с.
4. Платунов Е.С. Теплофизические измерения в монотонном режиме. – Л.: Энергия, 1973. – 143с.

УДК 621.3.011: 621.1. 016

ДОЛГОПОЛОВ И.С., к.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОПЕРАТОРЫ КАК ИНСТРУМЕНТЫ РЕШЕНИЯ ЭТИХ ЗАДАЧ (ЧАСТЬ 1)

З енергетичних позицій представлено принципи підвищення енергетичної ефективності та енергозбереження фізико-технологічних систем (ФТС). Наведено основні напрямки реалізації цих принципів. Представлено характеристики топологоексергетичної і параметричної ефективності фізико-технологічних систем та критерії енергетичної ефективності ФТС.

С энергетических позиций представлены принципы повышения энергетической эффективности и энергосбережения физико-технологических систем (ФТС). Приведены основные направления реализации этих принципов. Представлены характеристики топологоэксергетической и параметрической эффективности физико-технологических систем и критерии энергетической эффективности ФТС.

The physico-technological systems increasing energy efficiency and saving energy principles are presented with energy position. The main trends to realization these principle

are achieved. The criteria of topologoexergy and parametric efficiency of physico-technological systems and criteria of energy efficiency are presented.

Введение. В анализе и синтезе физико-технологических систем (ФТС) одной из важнейших задач является повышение их энергетической эффективности [1-8]. Решение этой задачи обеспечивает реализацию энергосберегающей политики в государстве.

Несмотря на большие потенциальные возможности для энергосбережения, существуют факторы, препятствующие использованию эффективных с энергетической точки зрения процессов [7,9]. Воздействие препятствий и барьеров в энергосбережении можно ослабить, если разработать четкие научно обоснованные подходы к оценке возможностей повышения энергетической эффективности ФТС и показать преимущества этих подходов в практике энерготехнологических процессов. Решению задач повышения энергетической эффективности и энергосбережения физико-технологических систем посвящено значительное число публикаций, часть из которых рассматривается в [7]. Развитие этого направления требует представления взаимосвязей конструктивно-технологических параметров с энергетическими параметрами ФТС, в частности, отражения эксергетической сути рассматриваемых систем, в том числе вскрытие динамических аспектов энергосбережения.

В связи с этим актуальной задачей является разработка основных принципов энергосбережения и направлений их реализации, представленных единой концепцией.

В представляемой статье указанная задача рассмотрена с позиций системного подхода, в качестве рабочего инструмента при анализе разрабатываемых энергосберегающих структур, реализующих основные принципы энергосбережения, применяется топологоэксергетический подход [1-7], позволяющий получить как топологоэксергетические, так и аналитические формы их представления.

Постановка задачи. Целью работы является:

1) разработка основных принципов энергосбережения для анализа и синтеза ФТС; 2) формулирование основных направлений реализации этих принципов; 3) формирование критериев эффективности для анализа и синтеза ФТС при решении задач энергосбережения; 4) представление функциональных операторов ФТС, позволяющих реализовать анализ и синтез энергетически эффективных систем.

Результаты работы. Анализ ФТС с энергетических позиций позволил обобщить подходы и сформулировать основные принципы энергосбережения:

- 1. Повышение энергетического потенциала источников энергии.**
- 2. Максимальное использование энергетического потенциала в ФТС.**
- 3. Минимизация необратимостей в разрабатываемых и функционирующих ФТС.**
- 4. Использование синергетических эффектов в энергетической самоорганизации ФТС.**

Алгебраические и топологоэксергетические структуры связи неравновесной термодинамики физико-технологических систем, наглядные правила их реализации позволяют сделать качественные и количественные прогнозы для практического энергосбережения, основанные на этих принципах. Теоретической базой для анализа необратимостей является разработанная авторами [2,3] обобщенная эксергодиссипативная функция физико-технологической системы (ОЭДФ ФТС). Эта функция определяет различные виды энергозатрат внутри системы на протекание необратимых процессов различной физической природы: тепловой, гидромеханической, электрической, химической, диффузионной и т.п.

Сформулируем следующие **направления энергосбережения**, реализующие эти принципы в ФТС:

- **организация эффективных структур соединений;**

- *использование регенерации эксергии;*
- *дискретно-импульсный ввод эксергии;*
- *когенерация;*
- *многоступенчатое (многократное) использование эксергии;*
- *гравитационный ввод эксергии;*
- *совмещение процессов различной физической природы;*
- *объединение теплотехнических объектов с компьютерным управлением процессами, которое базируется на знаниях в области теплотехники, электроники, микропроцессорной техники и информатики (мехатронный подход к ФТС);*
- *применение нанотехнологий.*

В соответствии со стратегией системного топологоэксергетического подхода [1] сформулируем критерии эффективности представления ФТС для анализа энергосбережения. Эти критерии отражают топологоэксергетическую и параметрическую эффективность ФТС.

Топологоэксергетическая эффективность означает:

а) достаточность элементов и связей, представляющих топологоэксергетическую структуру; б) представление источников и стоков эксергии в виде элементов, имеющих свою топологоэксергетическую структуру, или в виде постоянных или переменных во времени топологических связей; в) непротиворечивость причинно - следственных отношений; г) визуализацию структуры ФТС и возможность трансформирования ее в различные формы описания – в форму дифференциальных уравнений состояния; в форму блок-схемы численного моделирования (или вычислительного моделирующего алгоритма); в форму передаточных функций по различным каналам (для линейных систем); в форму сигнальных графов.

Параметрическая эффективность предполагает: 1) увеличение полезных затрат эксергии N и уменьшение потерь эксергии P в ФТС; 2) управляемость ФТС с точки зрения энергосбережения – это свойство ФТС достигать цели управления, требуемого уровня энергопотребления, оптимальных удельных эксергий, массовых расходов и т.д.; 3) минимизацию динамических параметров эффективности: времени выхода на режим T_r , времени остановки $T_{ост}$, времени установления переходных процессов в системе T_i ; 4) устойчивость ФТС, которая связана с её управляемостью; 5) эмерджентность и интерэктность в ФТС; 6) надежность ФТС.

Рассмотрим, как понимается топологоэксергетическая эффективность в повышении энергетической эффективности и энергосбережении ФТС. Концепция эффективности потребления мощности, поступающей в систему и используемой в ней, является основной для энергосбережения. Поэтому в качестве базового инструмента реализации этой концепции является топологоэксергетическое представление ФТС, которое позволяет достигать необходимый и достаточный уровень описания процессов преобразования мощности в ФТС.

Топологоэксергетическая эффективность ФТС обеспечивается системным уровнем описания физико-технологической системы. Основой этого подхода является отражение системы посредством многосвязанной модели [7]. Разработанная элементная база этого метода [3] позволяет осуществить моделирование эксергетических взаимодействий в ФТС. Топологоэксергетические структуры связи в каждой области системы обеспечивают в полном объеме отображение структуры взаимодействий эксергетических мощностей. Эти структуры представляют пространственные и временные отношения физико-технологических систем, то есть отношения такого рода, которые характеризуют состояния элементов в пространстве и во времени.

Базовой теоремой топологоэксергетического метода является теорема Телледжена, трансформированная авторами для разрабатываемого подхода [5,6].

Поведение реальной ФТС зависит от эксергетических (энергетических) источников и стоков. Они имеют своё топологоэксергетическое представление [3,4]. Этими элементами могут быть локальные химические или тепловые источники в физико-химических системах и т.д.

Причинность и энергетические взаимодействия связаны тесными соотношениями. При разработке топологоэксергетических структур связи используются двойная и одинарная причинности, которые определяют для каждого элемента ФТС входные (независимые) и выходные (зависимые) связи, представляющие направление передачи эксергетической мощности [5]. Эти причинности являются определяющими при формировании причинно-следственных отношений в ФТС. Непротиворечивость причинно-следственных отношений в топологоэксергетической структуре связи свидетельствует о правильном отражении физической картины процесса.

Визуализация структур ФТС и возможность трансформации их в различные формы описания позволила расширить область представления топологоэксергетической информации и получить наглядный аппарат для алгоритмизации и формализации процедур решения задач анализа и синтеза ФТС с позиций энергосбережения [13,14].

Рассмотрим, что означает параметрическая эффективность в энергосбережении:

1. Увеличение полезных затрат эксергии N предполагает воздействие на конструктивно-технологические параметры системы с целью уменьшения необратимости процесса, то есть уменьшение потерь эксергии Π означает повышение эксергетического КПД процесса и т.д.

2. Обеспечение управляемости ФТС с точки зрения энергосбережения реализуется путем использования систем автоматического управления (САУ) [10,11]. При проектировании САУ применяют методы анализа управляемости ФТС по критериям оценки эффективности энергосбережения. При этом основой для создания САУ является математическая модель ФТС, разработанная на базе топологоэксергетической структуры связи, обеспечивающая системный подход при решении задач энергосбережения [10]. При построении САУ таким путем появляется возможность воздействовать на эффективность расходования эксергии в системе и реализовывать ведение процесса по критерию экономии энергии, обеспечивая оптимальный уровень удельных эксергий и массовых расходов.

3. Уменьшение времени выхода ФТС на режим T_p , времени остановки $T_{ост}$, времени установления переходных процессов в физико-технологической системе $T_{п}$ с временными параметрами, обеспечивающими снижение потерь эксергии в динамических режимах. Если считать, что производство потерь эксергии пропорционально скорости производства энтропии, то можно записать:

$$d\Pi = T_0 \cdot \frac{ds}{dt}, \quad (1)$$

где $d\Pi$ – производство потерь эксергии;
 T_0 – температура окружающей среды;
 ds/dt – скорость производства энтропии.

Скорость производства энтропии – это функция конструктивно-технологических параметров системы, поэтому для обеспечения минимальных потерь эксергии в динамических режимах необходимо обеспечить такие конструктивно-технологические параметры, чтобы величина Π за период переходного процесса была минимальной.

4. Способность системы сохранять требуемые свойства ФТС – устойчивость, которая неразрывно связана с ее управляемостью. Так как ФТС – это динамические системы, следовательно, САУ должны обеспечивать их возвращение к состоянию желае-

мого устойчивого режима (соответствующего оптимальному уровню энергопотребления) в условиях возмущающих воздействий.

При исследовании ФТС возникают задачи анализа поведения систем в динамическом режиме с целью определения областей их устойчивой работы. Для оценки устойчивости ФТС можно использовать аппарат теории автоматического управления, в частности, теоремы устойчивости А.М. Ляпунова, алгебраические и частотные критерии устойчивости (критерии Рауса, Гурвица, Найквиста и Михайлова) [12].

5. Это характеристические свойства ФТС: **эмерджентность** – способность приобретать новые свойства, отличающиеся от свойств отдельных элементов, образующих эту систему, и **интерэктность** – способность элементов, образующих систему, взаимодействовать между собой в процессе функционирования ФТС [19].

6. Способность ФТС в течение определенного интервала времени сохранять работоспособность (безотказность), т.е. обеспечивать надежность функционирования системы. Ненадежность ФТС приводит как к снижению эффективности системы (из-за частых простоев элементов ФТС резко увеличиваются материальные и энергетические затраты на получение требуемой продукции), так и к возможности возникновения аварий [15].

С позиций системного анализа рассматриваемый метод позволяет получить в аналитической форме критерии оценки эффективности энергосбережения в анализируемой или синтезируемой ФТС с позиций топологическо-энергетической и параметрической эффективности.

Критерии оценки эффективности энергосбережения

Критерии эффективности оценки энергосбережения отражают характеристики целей, заданные количественно, и характеризуют качество функционирования ФТС. При этом целевые функции являются зависимостями между критериями эффективности и определяющими их параметрами. Сформулируем главные требования, предъявляемые к критериям эффективности оценки энергосбережения ФТС. Они должны существенно зависеть от процесса функционирования системы и характеризовать ее эффективность.

Эффективность энергосбережения можно оценить следующими показателями:

1. ОТД – критерием, определяемым как

$$\text{ОТД} = \frac{\text{ОЭДФ}}{\sum E_{\text{вх}}}, \quad (2)$$

где ОЭДФ – обобщенная эксергодиссипативная функция анализируемой или синтезируемой ФТС, определяемая из формул работ [2,3]:

$$\text{ОЭДФ} = \sum_{\Gamma}^{n=4} d_{\text{эвп}} + \sum_{\Gamma}^{m=11} d_{\text{эм}}, \quad (3)$$

где $d_{\text{эвп}}$ – слагаемые, определяющие потери эксергии за счет энергообмена с внешней средой;

$d_{\text{эм}}$ – потери эксергии за счет необратимых внутренних процессов внутри фаз и между фазами;

$\sum E_{\text{вх}}$ – эксергетическая мощность, подаваемая на вход ФТС.

2. ОТД – критерием, позволяющим выразить эксергетические потери в долях от всех видов эксергий (механической, тепловой, электрической, химической и т.д.), по-

ступающих на вход ФТС. При этом ОТД- критерий зависит от конструктивно - технологических параметров анализируемых и синтезируемых систем.

3. ТД – критерием:

$$\text{ТД} = \text{€} - (\Phi + \Psi), \quad (4)$$

где $\text{€} \equiv \text{ОЭД}\Phi \equiv \sum_{i=1}^N f_i \cdot e_i$ – производство потерь эксергии;

Φ и Ψ – обобщенные модифицированные функции рассеяния Рэлея;

$$\Phi \equiv \Phi(f, f) \equiv \frac{1}{2} \cdot \sum_{i,k=1}^N R_{ik} \cdot f_i \cdot f_k \geq 0, \quad (5)$$

$$\Psi \equiv \Psi(e, e) \equiv \frac{1}{2} \cdot \sum_{i,k=1}^N L_{ik} \cdot e_i \cdot e_k \geq 0, \quad (6)$$

где e_i – обобщенное i -ое эксергетическое усилие (удельная эксергия);

f_i – массовый i -й расход;

L_{ik} – коэффициент проводимости;

R_{ik} – коэффициент сопротивления;

ТД – критерий (4) показывает отклонение реального производства потерь эксергии от суммы обобщенных модифицированных функций рассеяния Рэлея (5) и (6).

Получим аналитическое выражение принципа локального экстремума из обобщенной модифицированной функции Дьярмати (4). Этот принцип отражает наименьшее рассеяние эксергии в локальной форме.

Представим этот принцип, варьируя (4) через потоки.

Этот принцип можно сформулировать в следующем виде:

$$\{\text{€}(f, e) - \Phi(f, f)\}_e = \max, \quad (8)$$

где f – обобщенный поток;

e – обобщенное эксергетическое усилие.

При варьировании (4) через потоки получим:

$$\delta\{\text{€}(e_i \cdot f_i) - \Phi(f_i, f_k)\}_e = \delta\left(\sum_{i=1}^m e_i f_i - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i,k=1}^N R_{ik} \cdot f_i \cdot f_k\right)_e = 0. \quad (9)$$

Далее (9) представим так:

$$\delta\left(\sum_{i=1}^m e_i f_i - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i,k=1}^N R_{ik} \cdot f_i \cdot f_k\right)_e = \sum_{k=1}^m \left\{ \frac{\partial(e_i \cdot f_i)_{e_i}}{\partial f_k} - \frac{\partial[\Phi(f_i, f_k)]}{\partial f_k} \right\} = \sum_{k=1}^m \left(f_k - \frac{\partial\Phi}{\partial f_k} \right) \cdot \delta f_k = 0. \quad (10)$$

Равенство нулю вариации является необходимым условием экстремума, так как потенциал рассеяния Φ по (5) является положительно определенной функцией, поэтому экстремум может быть только максимумом:

$$(\text{€} - \Phi)_e = \max. \quad (11)$$

Если варьировать (4) через эксергетические усилия, то получим, что

$$\delta(\text{€} - \Phi)_f = \sum_{k=1}^m \left(f_k - \frac{\partial\Psi}{\partial e_k} \right) \cdot \delta e_k = 0 \quad (12)$$

или

$$(\text{€} - \Psi)_f = \max. \quad (13)$$

Представим универсальную локальную форму принципа наименьшего рассеяния эксергии.

Если одновременно варьировать (4) по потокам и по эксергетическим усилиям, то после преобразований получим:

$$\delta\{\epsilon(f, e) - [\Psi(e, e) + \Phi(f, f)]\} = 0 \quad (14)$$

и

$$\epsilon - (\Psi + \Phi) = \max . \quad (15)$$

Этот принцип является локальным дифференциальным принципом наименьшего рассеяния эксергии, который должен соблюдаться в каждой точке рассматриваемого пространства изменения состояния системы.

Если проанализировать справедливость этого принципа для всего рассматриваемого континуума, то в модифицированной форме интегральный принцип Дьярмати имеет вид:

$$\int_V [(\Psi + \Phi) - \epsilon] dV = \min . \quad (16)$$

Этот принцип объединяет принципы наименьшего рассеяния эксергии и принцип наименьшего производства потерь эксергии.

4. Коэффициентами интенсивности η_N и эксергетических потерь η_{Π} [17].

Коэффициент интенсивности η_N показывает долю полезно затраченной эксергии N по отношению к сумме полезно затраченной и потерянной Π эксергии в процессе:

$$\eta_N = \frac{N}{N + \Pi} . \quad (17)$$

Коэффициент эксергетических потерь показывает отношение эксергии Π , потерянной в системе, к эксергии на входе в систему $E_{вх}$:

$$\eta_{\Pi} = \frac{\Pi}{E_{вх}} . \quad (18)$$

5. Эксергетическим к.п.д. η_e [9], которым оценивают эффективность преобразования и транспорта энергии:

$$\eta_e = \frac{ex_0}{ex_{\Pi}} , \quad (19)$$

где ex_0 – отведенная в единицу времени эксергия из ФТС;
 ex_{Π} – подведенная в единицу времени эксергия в ФТС.

6. Обобщенным критерием эффективности – к.п.д. по эксергии – нетто – η_{Σ} [16]:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{ex_0 \cdot t_p}{ex_{\Pi} \cdot t_p + E_{yc} + E_{хв}} , \quad (20)$$

где E_{yc} – эксергия, затраченная на создание установки;
 $E_{хв}$ – эксергия, затраченная на эксплуатацию и ремонт ФТС за время t_p .

7. Значениями временных динамических показателей:

T_p – времени выхода на режим;

$T_{ост}$ – времени остановки;

$T_{п}$ – времени установления переходных процессов.

В этих случаях решается задача обеспечения следующих условий:

$$\min T_p ; \min T_{ост} ; \min T_{п} . \quad (21)$$

8. Критерием надёжности, оценивающего надёжность ФТС при её разработке и эксплуатации и определяемого соотношением:

$$R = T_1 / (T_1 + T_2), \quad (22)$$

где T_1, T_2 – время работы ФТС без аварий и время аварийного ремонта.

9. Критериями, характеризующих качество работы САУ ФТС:

$$\min \sum (\bar{X} - X)^2; \quad (23)$$

$$\min X_{\max}, \quad (24)$$

где \bar{X}, X – вектор параметров состояния системы, который необходимо поддерживать на требуемом уровне, и его действительное значение;

X_{\max} – максимальное значение вектора \bar{X} .

9. Технико-экономическими критериями эффективности ФТС:

а) критерием приведенных затрат $\bar{З}$, определяемым по зависимости

$$\bar{З} = \frac{З}{W \cdot T} = \bar{Э} + \frac{\psi \cdot K}{W \cdot T}, \quad (25)$$

где $\bar{З}$ – суммарные затраты;

W – производительность системы в единицу времени по конечному продукту;

T – время работы установки в году;

$\bar{Э}$ – эксплуатационные затраты;

ψ – коэффициент эффективности капиталовложений;

K – капитальные затраты.

б) экономической оценкой энергосбережения ФТС, которая может быть проведена с помощью коэффициента экономической эффективности энергосбережения, представляющего собой отношение прибыли (экономии) от проведения энергосберегающих мероприятий к стоимости их проведения [18].

Расчет этого показателя подразумевает учет не только прямой экономии энергии, но и сопутствующих эффектов, в том числе изменения объёма вредных выбросов в окружающую среду за счет затрат на очистные мероприятия и экологические штрафы.

Выводы. 1. На основании системного анализа физико-технологических систем с энергетических позиций сформулированы базовые принципы повышения энергетической эффективности и энергосбережения ФТС, направления реализации этих принципов.

2. Сформулированы понятия топологоэксергетической и параметрической эффективности ФТС.

3. Представлены аналитические выражения критериев энергетической эффективности ФТС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долгополов И.С., Тучин В.Т. Топологоэксергетический метод анализа энергосбережения физико - технологических систем // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 24. – С.116-118.
2. Долгополов И. С., Тучин В. Т. Обобщенная эксергодиссипативная функция как основа топологоэксергетического анализа физико-технологических систем // Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины.–Днепропетровск: НМетАУ. – 2002. – Т.5. – С.67-71.
3. Долгополов И. С., Тучин В.Т. Элементная база топологоэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС). Часть 1// Математичне моделювання . – 2005. – № 1. – С.29-36.

4. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Роменская Н.А. Топологоэксергетический подход к моделированию физико-технологических систем, осложненных химическими реакциями // Математичне моделювання. – 2005. – №2 (14). – С.18-23.
5. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. Энергетические аспекты топологоэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС) - часть 1 // Интегровані технології та енергозбереження. – 2004. – № 4. – С.81-89.
6. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. Энергетические аспекты топологоэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС) - часть 2 // Интегровані технології та енергозбереження. – 2005. – № 1. – С.36-42.
7. Долгополов И.С., Тучин В.Т., Системный подход к энергосбережению физико-технологических систем (топологоэксергетический метод) // Математичне моделювання. – 2007. – №1 (16). – С.15-22.
8. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие / Бродянский В. М., Верхивкер Г. П., Карчев Я.Я. и др.: Под ред. Долинского А. А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. – Киев: Наукова думка. – 1991. – 360с.
9. Праховник А.В. Стратегия и барьеры в энергосбережении.// ”Енергетична безпека Європи. Погляд у ХХІ століття”. – Київ: Матеріали міжнародної конференції УЕЗ. – 2000. – С.154-157.
10. Дорохов И.Н., Кафаров В.В., Тучин В.Т. и др. Синтез математического описания элементов систем автоматического управления методом диаграмм связи //Изв. АН Армянской ССР. – Т.ХХХІ. №6. – 1978. – С.47-54.
11. Дорохов И.Н., Тучин В.Т. Метод автоматизированного вывода передаточных функций и частотных характеристик физико-химических систем на основе диаграмм связи // “Депон. рук.” ВИНТИ. – 1979, №2.-3296-78(79), б/о, №219.
12. Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Тучин В.Т. Применение алгебры логики в задаче устойчивости гидродинамики фонтанирующего слоя // “Депон. рук.” ВИНТИ. –1979, №1.-3097-78(79), б/о, №155.
13. Долгополов И.С., Словиковский П.А., Тучин В.Т, Топологоэксергетический подход к анализу теплообменного аппарата. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины – Днепропетровск: «Пороги». – Т. 12. – 2005. – С.183-194.
14. Минаева А.С., Долгополов И.С., Тучин В.Т. Топологоэксергетический анализ сушильной камеры трубы-сушилки (стационарный режим) // Математичне моделювання. – 2004. – №2 (12). – С.55-61.
15. Райншке К. Модели надежности и чувствительности систем. – М.: Мир, 1979. –452с.
16. Янтовский Е.И. Энергия – нетто // Промышленная энергетика. – 1985, №1. – С.33-37.
17. Янтовский Е.И., Варварский В.С., Островский А.П. Оценка эффективности энергетических объектов // Промышленная теплотехника. –1984. – Т.1, №6. – С.95-101.
18. Беленький А.М., Дубинский М.Ю., Попова А.И. Повышение энергоэффективности металлургических печей // Сборник тезисов международной научно-практической конференции «Рациональное использование природного газа в металлургии», Московский государственный институт стали и сплавов (Технологический университет), Москва 13-14 ноября 2003 г. – С.51-54.
19. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Перов В.Л. Математические основы автоматизированного проектирования химических производств: Методология проектирования и теория разработки оптимальных технологических схем. – М.: Химия, 1979. – 320с.