

Термодинамічний аналіз підігрівників і теплообмінників цукрового виробництва

С.М. Самійленко, Національний університет харчових технологій

С.М. Василенко, доктор технічних наук, Національний університет харчових технологій, Національний технічний університет КПІ

О.Ф. Буляндра, доктор технічних наук, Національний університет харчових технологій

К.О. Штангесєв, кандидат технічних наук, Інститут післядипломної освіти Національного університету харчових технологій

В.В. Шутюк, кандидат технічних наук, Національний університет харчових технологій

Розглянута двовірсна модель розвитку концентраційного поля в ламінарній плівці рідини при випаровуванні розчинника із вільної поверхні.

Ключові слова: плівка, концентраційне поле, дифузія, випаровування.

Рассмотрена двумерная модель развития концентрационного поля в ламинарной пленке жидкости при испарении растворителя со свободной поверхности.

Ключевые слова: пленка, концентрационное поле, диффузия, испарение

The two-dimensional model of a concentration field development within a laminar film of a liquid at the evaporation of solvent from a free surface is proposed

Key words: film, concentration field, diffusion, evaporation.

Належність теплообмінних апаратів (ТА) теплотехнологічного комплексу (ТТК) цукрового виробництва до загальної системи розподілу енергетичних ресурсів підприємства як основних споживачів теплоти вторинних енергоресурсів і електричної енергії значно ускладнює їх аналіз та оптимізацію і вимагає системного підходу із залученням відповідних методик.

У праці [1] показано, що для аналізу ТА таких окремих характеристик, як «площа поверхні теплообміну» та «коефіцієнт ефективності», що традиційно використовуються в цукровій промисловості як основні їх характеристики, недостатньо, адже у порівнянні різних за конструкцією ТА зникає сенс залежностей між площею поверхні теплообміну ТА та його характеристиками. У праці [2] обґрунтовано доцільність використання нециклічного ентропійного методу для аналізу та термодинамічної оптимізації теплообмінних систем (ТС), а також методу енергетичних балансів для складання енергетичної моделі функціонування ТС.

Далі, дотримуючись термінології виробників, ТА типу «конденсат-сік» називатимемо «теплообмінниками», а ТА типу «пара-рідина» – «підігрівниками».

Для складання енергетичного балансу ТА умовно розглядатимемо його як складну відкриту термодинамічну систему (далі – просто систему), яка складається з двох підсистем: **А** – підсистема нагрівного теплоносія; **В** – підсистема теплоносія, що нагрівається (рис.1.). При складанні балансу енергії скористаємося такою формою, що всі члени рівняння першого закону термодинаміки є абсолютними величинами і загалом для ТА потоки енергії можуть як підводитися, так і відводитися трьома способами: з потоками речовини, у формах теплоти та енергії дисипації [2]:

$$\sum E^{in} = \sum E^{out} \quad (1)$$

При цьому вважатимемо, що режим руху теплоносіїв стаціонарний; між входом і виходом із контрольного об'єму зміною потенціальної та кінетичної енергії знехтуємо.

Отже, енергетичний баланс для кожної системи можна записати у такому вигляді:

• для підсистеми **А**

$$m_1 h_1^{in} + E_1^d = m_1 h_1^{out} + Q + Q_0, \quad (2)$$

де $E_1^d = V_1 \Delta p_1$ – енергія дисипації потоку нагрівного теплоносія, Вт;

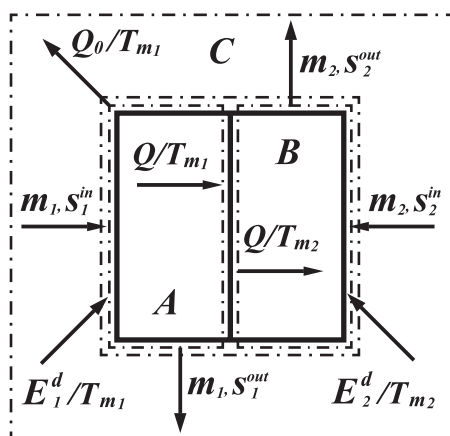


Рис.1. До складання енергетичного балансу ТА

Q_0 – тепловий потік до навколишнього середовища, Вт;

• для підсистеми **B**

$$m_2 h_2^{in} + Q + E_2^d = m_2 h_2^{out}, \quad (3)$$

де $E_2^d = V_2 \Delta p_2$ – енергія дисипації потоку теплоносія, що нагрівається;

• для загальної системи **AB**

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_1^d + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0. \quad (4)$$

Загальна енергетична модель функціонування ТА включає попередні рівняння (2)–(4) та доповнюється рівняннями теплопередачі й гідродинаміки. Основна мета такого аналізу – визначення масових витрат теплоносіїв, їх температур і теплових потоків.

Відтак з рівнянь (2)–(4) можемо записати такі окремі випадки:

• для підігрівників, у яких теплоносій – суха насичена пара, енергія дисипації нагрівного теплоносія дорівнює нулю і рівняння (4) спрощується до вигляду

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0; \quad (5)$$

• в умовах, коли допустима більша похибка розрахунків (попередній аналіз), можна вважати Q_0 .

Для спрощеного аналізу ефективності ТА з членів рівнянь енергетичного балансу може бути записаний енергетичний коефіцієнт ефективності [1]. Комплексний же термодинамічний аналіз, відповідно до методики нециклічного ентропійного методу [2], передбачає визначення міри необоротності процесів, що відбуваються у ТА, джерелами якої є теплообмін за кінцевої різниці температур, дисипація механічної енергії потоків теплоносіїв і теплообмін із навколишнім середовищем.

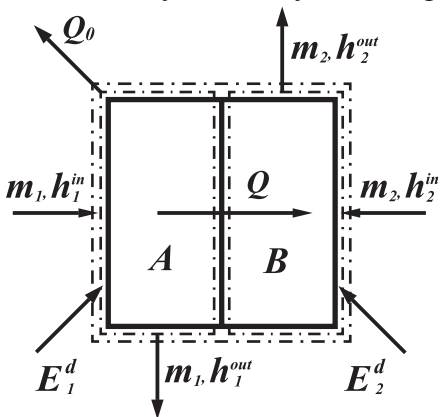


Рис.2. До складання ентропійного балансу ТА

Кількісна характеристика необоротності – збільшення ентропії ізолюваної системи – визначається із балансу ентропії системи **ABC** [2], яка в свою чергу складається з трьох підсистем: **A**, **B** і **C**, де **C** – підсистема навколишнього середовища (рис.2).

Загалом баланс ентропії ТА складемо за таких спрощень:

• зміною кінетичної і потенціальної енергії знехтуємо;
• для теплоносіїв, у яких перехід між заданими термодинамічними станами супроводжується зміною температури (рис. 3а і рис. 3б), зміну теплофізичних властивостей вважатимемо незначною, що уможливорюють ввести середню термодинамічну температуру:

$$T_m = \frac{T^{in} - T^{out}}{\ln \frac{T^{in}}{T^{out}}}. \quad (6)$$

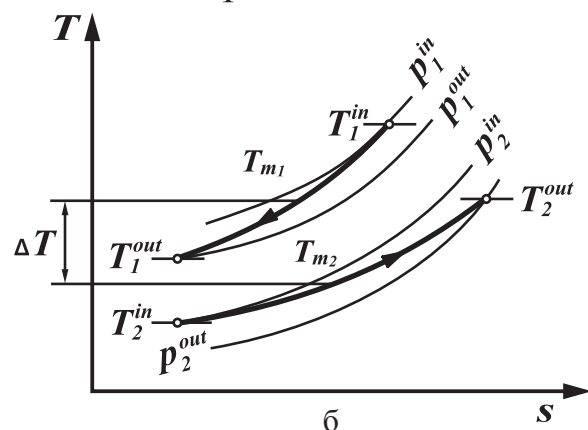
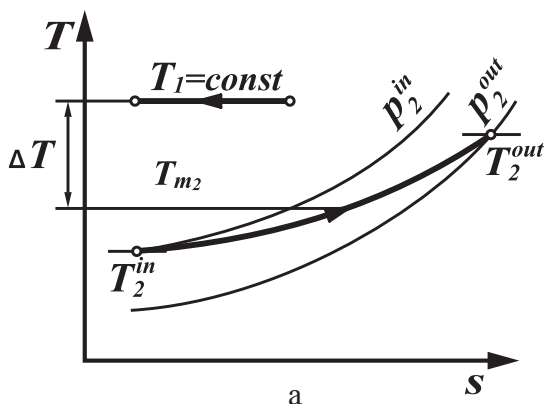


Рис. 3. Зміна термодинамічного стану гарячого та холодного теплоносіїв:

Форма запису балансу ентропії ґрунтується на її властивостях і передбачає, що всі члени є абсолютними величинами; ентропія може як підводитись, так і відводитись з потоками речовини та теплоти, а також зростати від необоротності процесів.

Баланс ентропії кожної з підсистем (див. рис.2) має вигляд:

• баланс ентропії підсистеми **A**

$$m_1 s_1^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m1}} = m_1 s_1^{out} + \frac{Q}{T_{m1}} + \frac{Q_0}{T_{m1}}; \quad (7)$$

ТЕХНІКА & ТЕХНОЛОГІЇ

- баланс ентропії підсистеми В

$$m_2 s_2^{in} + \frac{Q}{T_{m_2}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_2 s_2^{out}; \quad (8)$$

- баланс ентропії підсистеми АВ

$$m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} + \frac{Q_0}{T_{m_1}} \quad (9)$$

- зміна (баланс) ентропії підсистеми С

$$\Delta S_C = \frac{Q_0}{T_0}. \quad (10)$$

Враховуючи адитивність ентропії, тобто, $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{AB} + \Delta S_C$, і те, що підсистема АВ разом із підсистемою С утворюють загальну ізольовану (адіабатну) систему АВС (впливає з властивостей границь системи), для якої зміна ентропії $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{irrev}^{tot}$ – загальному зростанню ентропії від необоротності процесів, можемо записати:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} - (m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in}) + \frac{Q_0}{T_0} \quad (11)$$

чи

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \left(\frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}} \right) + \left(\frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}} \right) + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} \quad (12)$$

Рівняння (12) перепишемо в загальному вигляді:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \Delta S_{irrev}^T + \Delta S_{irrev}^0 + \sum \Delta S_{irrev}^p, \quad (13)$$

де $\Delta S_{irrev}^T = \frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}}$ – збільшення ентропії системи, зумовлене необоротністю теплообміну між підсистеми А і В; $\Delta S_{irrev}^0 = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}}$ – зростання ентропії внаслідок необоротності теплообміну з навколишнім середовищем; $\sum \Delta S_{irrev}^p = \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}}$ – (виробництво) збільшення ентропії при дисипації механічної енергії потоків теплоносіїв (у випадку підігрівників $\frac{E_1^d}{T_{m_1}} = 0$).

Вплив кожної складової рівняння (13) на загальне зростання ентропії розглянемо на прикладі першої групи нагрівання соку перед випарною установкою цукрового заводу продуктивністю 6000 т переробки буряків на добу, що складається з одного, двох, трьох послідовно включених десятиходових підігрівників по соку з $F=200 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубках яких становить $v=2,08 \text{ м/с}$. Параметри роботи підігрівника: витрата соку – 118% до м.б.; температура соку перед підігрівником – 87 °С, після підігрівника – 110 °С.

Результати аналізу, показані на **рис. 4**, свідчать про те що домінуючою складовою є ΔS_{irrev}^T – зростання ентропії, зумовлене необоротністю теплообміну в підігрівнику, що зі збільшенням площі поверхні теплообміну зменшується, наближаючись до деякого мінімального значення. Навпаки, складові, які

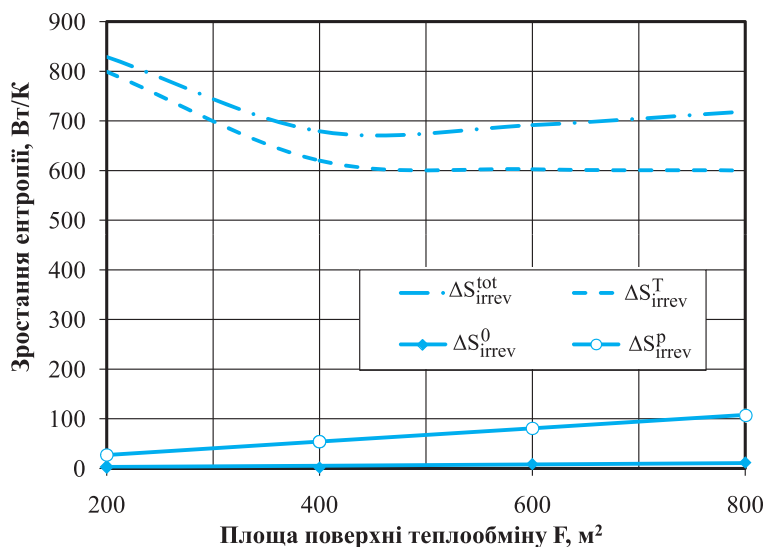


Рис. 4. До аналізу зростання ентропії від необоротності процесів

визначають зростання ентропії, пов'язане з дисипацією механічної енергії та необоротним теплообміном з навколишнім середовищем, зростають пропорційно площі. Хоча ці складові мають значно менше числове значення, їх вплив визначає екстремум кривої $\Delta S_{irrev}^{tot} = f(F)$.

Абсолютну термодинамічну ефективність ТА, враховуючи необоротності процесів, визначають безрозмірні коефіцієнти: *ентропійний коефіцієнт термодинамічної недосконалості*

$$\eta_s^{imp} = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}; \quad (14)$$

чи *ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості*

$$\eta_s^p = 1 - \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}, \quad (15)$$

$$\text{при цьому } \eta_s^{imp} + \eta_s^p = 1. \quad (16)$$

Для ТА максимально можливе зростання ентропії визначається за методикою [2]:

$$\Delta S_{irrev}^{max} = (Q + Q_0) \left(\frac{T_{m_1} - T_0}{T_{m_1} T_0} \right) + \frac{E_1^d}{T_0} + \frac{E_2^d}{T_0}. \quad (17)$$

При аналізі підігрівників у рівняннях (12) і (17) $T_{m_1} = T_{1s}$ – температури насичення сухої насиченої пари, а $\frac{E_1^d}{T_0} = 0$.

Ефективність роботи ТА – ефективність використання потенціалу нагрівного теплоносія (теплоти) з урахуванням дисипативних процесів у даному температурному інтервалі – визначає *ентропійний коефіцієнт ефективності ТА*

$$\eta_s = \frac{\Delta S_{irrev}^{min}}{\Delta S_{irrev}^{tot}}, \quad (18)$$

де ΔS_{irrev}^{min} – мінімальне зростання ентропії від необоротності процесів у ТА, $\Delta S_{irrev}^{min} = Q \left(\frac{T_{m_1}^{min} - T_{m_2}}{T_{m_1}^{min} T_{m_2}} \right)$; Q – дійсна теплопродуктивність ТА, Вт; T_{m_2} – середня термодинамічна температура теплоносія, що нагрівається; $T_{m_1}^{min}$ – мінімально можлива середня термодинамічна температура нагрівного теплоносія. Для підігрівників $T_{m_1}^{min} = T_1^{min}$ (рис.5а); для теплообмінників з більшою масовою витратною теплоємністю нагрівного теплоносія відповідно до рівняння (6) та рис. 5б $T_{m_1}^{min} = \frac{T_{1min}^{in} - T_{1min}^{out}}{\ln \frac{T_{1min}^{in}}{T_{1min}^{out}}}$, при цьому $T_{1min}^{in} = T_2^{out}$,

для теплообмінників із більшою масовою витратною теплоємністю теплоносія, що нагрівається $T_{m_1}^{min}$, розраховується аналогічно, урахувавши $T_{1min}^{out} = T_2^{in}$ (рис.5в).

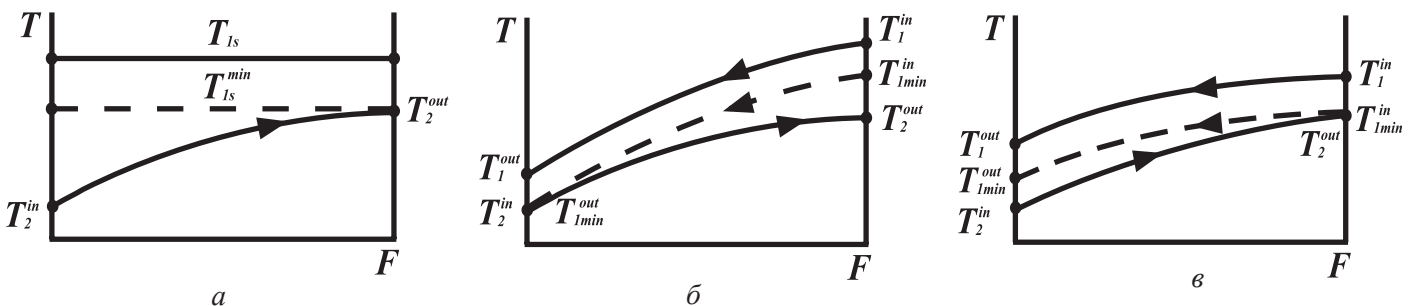


Рис. 5. До визначення ΔS_{irrev}^{min} : а – у підігрівнику;
б – у теплообміннику з більшою масовою витратною теплоємністю нагрівного теплоносія;
в – у теплообміннику з більшою масовою витратною теплоємністю теплоносія, що нагрівається

На прикладі попередньо розглянутої групи нагріву було проведено порівняльний аналіз з запропонованих ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості та ентропійного коефіцієнта ефективності ТА з відомими критеріями ефективності відповідних методів термодинамічного аналізу, результати якого показано на рис. 6, де η_s^p – ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості; η_s – ентропійний коефіцієнт ефективності ТА (використання потенціалу теплоти); ζ – ексергетичний ККД [4]; φ – коефіцієнт оборотності [4]; η_c – коефіцієнт термодинамічної досконалості системи [3]; E – енергетичний коефіцієнт ефективності [1].

Традиційний в цукровій промисловості критерій ефективності роботи ТА – E , як і очікувалось, зі збільшенням F за постійного коефіцієнта теплопередачі k зростає, поступово наближаючись до відмітки 100 %, причому темп зростання постійно падає. Такий коефіцієнт умовно назовемо локальним,

ТЕХНІКА & ТЕХНОЛОГІЇ

оскільки він характеризує виключно ефективність використання потенціалу (температури) нагрівного теплоносія в ТА, не враховуючи перетворень механічної енергії та теплообміну із навколишнім середовищем. На практиці для об'єктивності аналізу E потрібно доповнювати відсутніми даними, що значно ускладнює аналіз [1].

Недоліки E компенсує η_s . З урахуванням в одній площині всіх видів енергетичних перетворень у ТА ентропійний коефіцієнт ефективності має добру динаміку та екстремум, що відповідає термодинамічно оптимальній площі поверхні теплообміну. Значення коефіцієнта (18) чисельно характеризує загальну необоротність процесів у ТА, а чисельник – необоротність процесів за умов виконання апаратом технологічної функції за мінімальної різниці температур між теплоносіями, відсутності дисипації механічної енергії у кожній з підсистем та відсутності теплообміну з навколишнім середовищем. Але, як і попередній коефіцієнт, η_s має локальний характер, оскільки характеризує ТА в заданому температурному діапазоні.

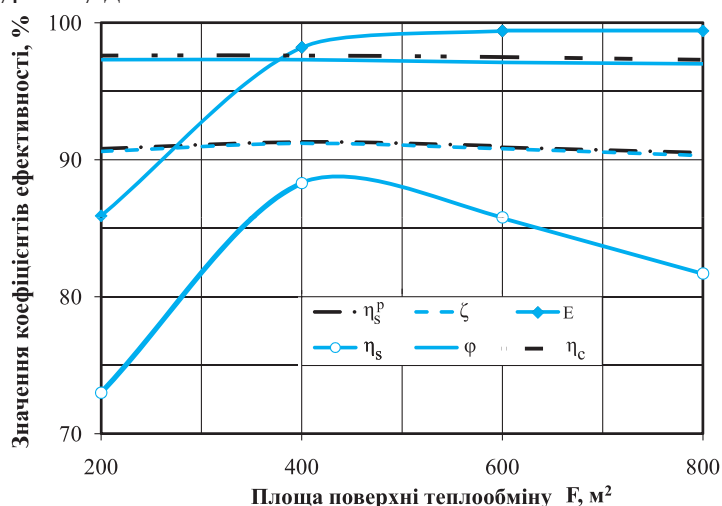


Рис. 6. Порівняльний аналіз коефіцієнтів ефективності

Коефіцієнти ϕ і η_c , що належать відповідно ексергетичному та циклічному ентропійним методам, демонструють абсолютно схожі результати, що ще раз підтверджує ідеї (тези), наведені в праці [2], де обґрунтовано умовність поділу двох методів і некоректність застосування циклічного підходу до аналізу (ТС).

Ексергетичний ККД ζ та запропонований ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості η_s^p теж мають ідентичну динаміку. Це пояснюється спільним фундаментом двох коефіцієнтів – зростанням ентропії від необоротності процесів у ТА, що у випадку ζ проявляється у неявній формі через ексергетичні втрати. Доцільність застосування того чи іншого коефіцієнта детально розглядалася

в праці [2].

На рис. 6 спостерігаємо незначну динаміку η_s^p у всьому інтервалі зміни площі поверхні теплообміну. На перший погляд, такий результат нашоує на думку неінформативності коефіцієнта. Проте, якщо поширити термодинамічний аналіз на систему з кількох ТА, то у такому разі методика складання енергетичного й ентропійного балансів аналогічна попередній за умови обмеження границею системи всіх апаратів і врахування вхідних і вихідних потоків, що перетинають границю (рис. 7). Для цього зручно користуватися рівняннями (4) та (11), узагальненими на весь контрольний простір:

$$\sum_{in} m_k h_k + \sum E_l^d = \sum_{out} m_i h_i + \sum Q_{0j} \quad (19)$$

$$\text{та} \quad \sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{out} m_i s_i - \sum_{in} m_k s_k + \sum \frac{Q_{0j}}{T_0}, \quad (20)$$

де j – відповідний елемент складної ТС, $j=1 \dots n$.

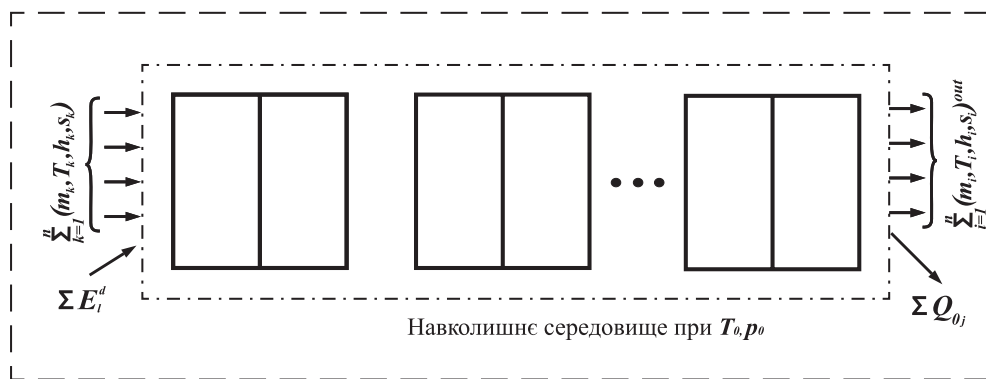
Також, враховуючи адитивність ентропії, загальне її зростання у системі, зображений на рис. 7, можна бути визначити як суму зростань ентропій у кожному з апаратів:

$$\sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot}. \quad (21)$$

Вплив на ефективність складної ТС (рис. 7) окремих ТА визначається за допомогою відносного коефіцієнта необоротності:

$$\omega_j = \frac{\Delta S_{irrev y}^{tot}}{\sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot}}. \quad (22)$$

Так, для групи нагріву, що аналізується (розглядається), з чотирьох ПДС-10-200 відносний коефіцієнт необоротності має такі значення: $\omega_1=83,4\%$, $\omega_2=6,54\%$, $\omega_3=5,02\%$, $\omega_4=5\%$. В даному разі визначальною є початкова необоротність у першому апараті, який має найбільшу серед інших різницю температур між теплоносіями. Подальше підвищення температури теплоносія, що нагрівається, яке досягається залученням додаткових ТА, не призводить до компенсації початкової (основної) необоротності, а впливає на область значно меншої необоротності (див. рис. 4). На певному етапі цей вплив зовсім нівелюється пропорційним збільшенням енергії дисипації та теплового потоку до навколишнього середовища, від чого спостерігаємо помітний екстремум кривої $\eta_s^p=f(F)$ в області термодинамічно оптималь-

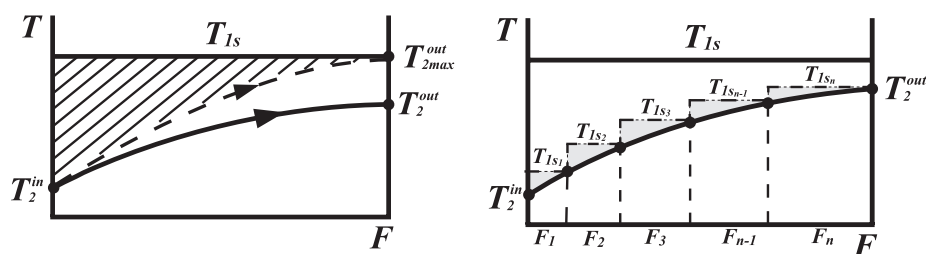


ної площі поверхні теплообміну та зворотну динаміку коефіцієнта. Відтак цей приклад наочно демонструє фізичний зміст коефіцієнта, застосованого до аналізу саме ТА. Використовуючи за базу порівняння зростання ентропії за максимально можливої трансформації енергії, ефективність ТА визначають необоротністю процесів у

апараті як елемента загальної системи послідовного перетворення енергії від початкового стану до стану термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. За змістом η_{sp} має глобальний характер, що й пояснює незначну динаміку.

У цьому сенсі глобальний підхід до аналізу ефективності ТА має ряд переваг над локальним, оскільки дає змогу об'єктивно порівнювати не тільки різні за конструкцією ТА, а й, розраховуючи їх абсолютну термодинамічну досконалість, зіставляти з іншими енергетичними системами та визначати системні заходи, спрямовані на підвищення їх ефективності. Це важливо для аналізу ТА в структурі ТТК. Пояснимо на прикладі підігрівників.

Підвищення температури теплоносія, що нагрівається, до температури нагрівного теплоносія (**рис. 8, а**) (покладено в основу методики локального коефіцієнта E) чи застосування нагрівного теплоносія з кінцевою температурою теплоносія, що нагрівається (**рис. 5а**), (покладено в основу методики локального коефіцієнта η_s), призводить до зменшення необоротності теплообміну як основного джерела необоротності, але є недостатньою умовою досягнення максимальної термодинамічної ефективності ТА, адже обидва гіпотетичні варіанти необоротні. Із змісту η_{sp} випливає, що у разі підігрівників наближення теплообміну до оборотного можливе лише за $n \rightarrow \infty$ ступеневого нагріву (**рис.8, б**). Реальна ж кількість ступенів обмежується пропорційним збільшенням енергії дисипації та теплового потоку до навколишнього середовища і є результатом розв'язання оптимізаційної задачі, цільова функція якої – $\eta_c^p(n) \rightarrow \max$.



АНАЛІЗ ГРУП НАГРІВУ ПІДГРІВНИКІВ НА ОСНОВІ η_p ТА η_s

Розглянемо детальніше особливості використання запропонованих коефіцієнтів на прикладі аналізу підігрівників першої групи нагрівання соку перед випарною установкою цукрового заводу продуктивністю 6000 тонн

переробки буряків на добу при впровадження заходів з підвищення їх ефективності. Параметри роботи групи нагріву: витрата соку – 118% до м.б., температура соку перед підігрівником – 87 °С; температура насичення нагрівної пари – 107 °С.

1. Збільшення площі поверхні теплообміну F за постійного значення k . Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох послідовно включених десятиходових підігрівників соку з $F = 300 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-300), швидкість руху соку в трубках яких становила $v = 1,38 \text{ м/с}$ (накипоутворенням знехтували). На **рис.9 і 10** показано динаміку зміни коефіцієнтів зі збільшенням F за постійного k . Як і очікувалось, зі зростанням F обидва коефіцієнти збільшуються до деякого максимального значення, що обумовлено визначальним впливом на загальну необоротність зменшення необоротності теплообміну. Далі спільне врахування пропорційного збільшення втрат тиску в проточній частині апаратів і теплового потоку з поверхні ізоляції змінює динаміку коефіцієнтів на протилежну. Причому, хоча діапазон зміни коефіцієнтів різний, максимум кривої кожного з них відповідає однаковій площі поверхні теплообміну.

2. Збільшення коефіцієнта теплопередачі k .

2.1. У підігрівниках з гідравлічно гладкими трубами (каналами) – збільшення швидкості руху рідини.

¹На думку авторів термодинамічно об'єктивний коефіцієнт ефективності ТС – ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості η^p .

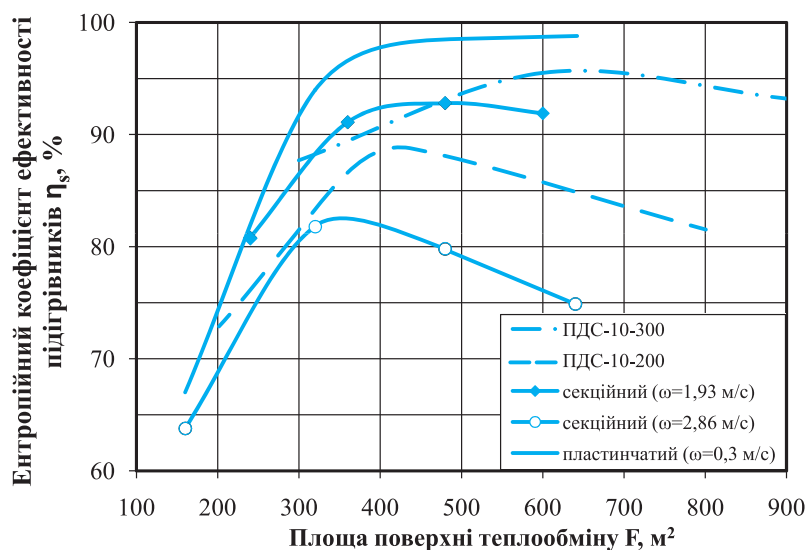


Рис. 9. Залежність ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості групи нагріву підігрівників від площі поверхні теплообміну

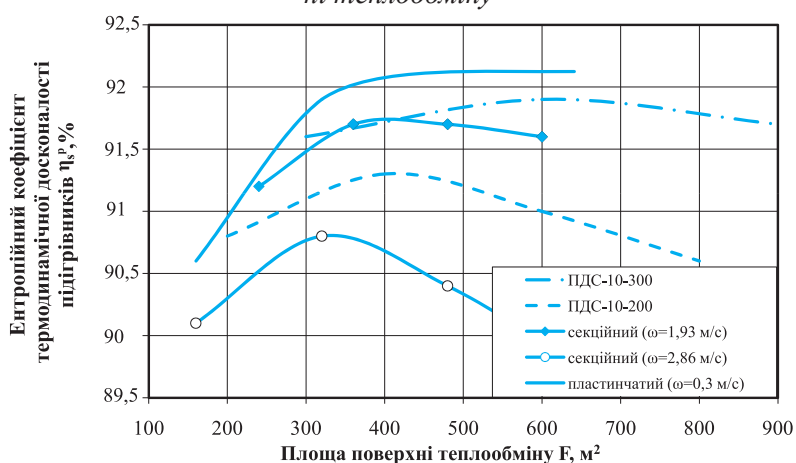


Рис. 10. Залежність ентропійного коефіцієнта ефективності групи нагріву підігрівників від площі поверхні теплообміну

пійного коефіцієнта ефективності групи нагрівання зі збільшенням F за постійного k . В обох випадках пластинчастий підігрівник забезпечує значно більшу ефективність за значно меншої площі поверхні теплообміну.

ВИСНОВКИ

Запропонована методика термодинамічного аналізу передбачає науково обґрунтований системний підхід як до порівняльного аналізу ТА різної конструкції, що, очевидно, зручно робити за допомогою ентропійного коефіцієнта ефективності, так і до визначення їх термодинамічної досконалості в межах ТТК. Останнє досягається використанням ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості й дає можливість аналізувати різні теплообмінні системи з метою визначення рівня їх впливу на загальну енергетичну ефективність ТТК.

Список використаних джерел

1. Василенко С.М. Аналіз ефективності теплообмінників та підігрівників у структурі теплотехнічного комплексу цукрового виробництва [Текст] / С. М. Василенко, С.М. Самійленко та ін. // Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
2. Самійленко С.М. Методологічні засади термодинамічного аналізу теплообмінних систем цукрового виробництва [Текст] / С.М. Самійленко, С. М. Василенко та ін. // Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
3. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических систем [Текст] / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
4. Кименов Г. Рациональное использование топлива и энергии в пищевой промышленности [Текст] / Пер. с болг. / Г. Кименов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 167 с.

2.1.1. Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох та чотирьох послідовно включених десятиходових підігрівників соку з $F = 200 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубках яких становила $v = 2,08 \text{ м/с}$. Результати, показані на рис. 9 і 10, свідчать, що значення коефіцієнтів менші від отриманих у попередньому випадку для всього діапазону зміни F , але динаміка їх зміни більша (залежить від швидкості), особливо це демонструє η_s (рис. 10). Водночас екстремум виражений чіткіше і зміщений ліворуч.

2.1.2. Подібний результат отримано для секційних підігрівників з послідовно включених секцій, по 42 трубки діаметром 30/33 мм і завдовжки 5,2 м, швидкість руху соку в трубках яких становила $v = 1,93 \text{ м/с}$, а також секційних підігрівників зі швидкістю соку $v = 2,86 \text{ м/с}$. З рисунків видно, що збільшення швидкості руху теплоносія призводить до зменшення як термодинамічної досконалості ТА (див. рис. 9), так і його ефективності роботи (рис. 10).

2.2. Застосування підігрівників з інтенсифікацією теплообміну. Проведено розрахунок та аналіз ефективності групи нагрівання, що складається з пластинчастого підігрівника, швидкість руху соку в каналах якого становила $v = 0,3 \text{ м/с}$. На рис. 9 показано динаміку зміни ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості групи нагрівання, а на рис. 10 – динаміку зміни ентропійного коефіцієнта ефективності групи нагрівання.