

Особливості теплового розрахунку теплообмінних апаратів, що споживають розріджену пару хвостової частини випарної установки

В.П. Петренко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

М.О. Прядко, доктор технічних наук, професор кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

О.М. Рябчук, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

М.М. Мирошник, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

Наведено адаптоване до умов цукрового виробництва спрощене рівняння для врахування впливу на теплообмін малої концентрації газу в паро-газовій суміші. Надані результати теплового розрахунку секційних теплообмінних апаратів з вдосконаленою системою вентиляції нагрівних камер за умови споживання пари з інертним компонентом за різної величини вентиляційного потоку. Наведені способи вдосконалення системи вентиляції нагрівних камер теплообмінних апаратів.

Ключові слова: теплообмін, теплообмінний апарат, випарна установка

Наведено адаптированное к условиям сахарного производства упрощенное уравнение для учета влияния на теплообмен малой концентрации газа в парожидкостной смеси. Приведены результаты теплового расчета секционных теплообменных аппаратов с совершенствованной системой вентиляции греющих камер при условии потребления пары с инертным компонентом при разной величине вентиляционного потока. Приведены способы совершенствования системы вентиляции греющих камер теплообменных аппаратов.

Ключевые слова: теплообмен, теплообменный аппарат, выпарная установка

The simplified equation for consideration the effect of low gas concentrations in the vapor-gas mixture upon the heat transfer is shown adapted to the conditions of sugar production. The results of thermal calculation for sectional heat exchangers with improved ventilation system of heating chambers provided steam consumption with an inert component at various sizes of the vent stream are presented. The ways of improving the ventilation system of heat exchangers' heating chambers are described in this article.

Keywords: heat transfer, heat exchangers, industrial evaporator

Вторинна пара випарної установки завжди містить інертні гази, які, створюючи додатковий дифузійний термічний опір, призводять як до зменшення інтенсивності тепловіддачі при конденсації, так і парціального тиску пари, завдяки чому має місце падіння температурного напору. Особливо відчутним вплив газів стає при використанні вторинної пари останніх корпусів ВУ, які експлуатуються під розрідженням, оскільки крім газів, що утворилися в результаті кипіння розчину у випарному апараті до потоку пари додається ще і повітря, яке надійшло внаслідок підсосів. В деяких випадках вміст газів з останнього корпусу ВУ може досягати 1%. Тому, вважаючи на те, що додатковий дифузійний термічний опір навіть при незначних концентраціях

газів значно перевищує термічний опір конденсатної плівки, теплові розрахунки теплообмінників, які споживають розріджену пару хвостових корпусів випарної установки, без врахування реальних умов вентиляції нагрівних камер є дещо наближеними.

При конденсації пари з паро-газової суміші в нагрівних камерах має місце нерівномірність розподілу концентрації газового компонента по поверхні в теплообмінного апарата, тому коректним є лише позонний тепловий розрахунок з розбиттям теплообмінного каналу на ряд дискретних елементів, в межах якого має місце лінійність змін параметрів парогазової суміші. Використовуючи співвідношення Бермана [1], автори [2] запропонували спрощене, адаптоване до

умов цукрового виробництва співвідношення, яке дозволяє виконувати теплові розрахунки протитечійних теплообмінних апаратів по усередненому, а не локальним параметрам за наявності в нагрівній парі інертного компонента.

Спрощений розрахунок базується на використанні інтегральної характеристики – параметра пригнічення інтенсивності теплообміну інертними газами $\psi = \frac{\bar{q}}{q_o}$, як відношення усередненого по довжині труби теплового потоку за наявності газів в парі, $\bar{q} = \frac{\sum q_i \Delta L_i}{L}$ до середнього при конденсації чистої пари q_o .

Величини q_i розраховані на дискретно-локальному рівні за співвідношеннями Бермана [1] з врахуванням локального газозмісту по довжині поверхні теплообміну та вентиляційного потоку з холодного кінця протитечійного теплообмінного апарата секційного типу.

Коректність такого розрахунку обмежена діапазоном максимальної різниці температур між теплоносіями в 15...25 °С при нагріванні соків, що рухаються в трубах з швидкістю 1,2...2 м/с.

За даних умов в перевірних спрощених розрахунках параметр ψ є співмножником до числа одиниць перенесення $NTU = \frac{K_o F}{GC}$, а температура рідини на виході визначається через ефективність ТО

$$t_k = t_n + (t_s - t_n)[1 - \exp(-NTU \psi)], \quad (1)$$

де F – поверхня теплообміну ТО; K_o – коефіцієнт теплопередачі за умови відсутності газу в парі; G, C – масова витрата та теплоємність соку; t_s – температура насичення пари на вході в ТО; t_n, t_k – початкова та кінцева температури соку, відповідно.

В діапазоні газозмісту в парі, що надходить в теплообмінний апарат секційного типу $\varepsilon_{oxid} < 0,01$ (до 1 %) та максимального температурного напору $(t_s - t_n) = 15...25$ °С, за умови протитечійного режиму руху теплоносіїв співвідношення для ψ має вигляд:

$$\psi = 1 - (5,3 - 0,09 \Delta P_{oxid}^{1,1} + 0,1 \Delta P_{oxid}^{1,2} - 10^{-6} \Delta P_{oxid}^4) \varepsilon_{oxid}^n, \quad (2)$$

де $n = 0,495 + 0,0008 \Delta P_{oxid}^{1,52}$; $\Delta P_{oxid} = P_{oxid} - P_{oxid}^{min}$, кПа; P_{oxid}^{min} – тиск насичення пари у відтяжці при температурі, що на 1 °С більше температури соку на вході в секцію теплообмінника, кПа; P_{oxid} – дійсний парціальний тиск насичення пари у відтяжці за довільного вентиляційного потоку, кПа. ε_{oxid} – об'ємний газозміст в парі, що поступає в нагрівну камеру.

Якщо за певного значенні ΔP_{oxid} величина ψ перевищить 1, приймається $\psi = 1$.

Перевірний розрахунок теплообмінного апарата, (визначення кінцевої температури рідини) при відомому газозмісті в нагрівній парі, здійснюється ітерацією попередньо заданої температури соку t_k на виході. За даного способу загальна кількість сконденсованої пари D відома і, відповідно, відома кількість газу, що поступає в нагрівну камеру G_{gaz}

$$G_{gaz} = \frac{1,61 \varepsilon_{oxid}}{1 - \varepsilon_{oxid}} D = \frac{1,61 \varepsilon_{oxid}}{1 - \varepsilon_{oxid}} \frac{GC(t_k - t_n)}{r}, \quad (3)$$

де r – теплота фазового перетворення (конденсації).

За відомої кількості газів, що поступає у нагрівну камеру, парціальний тиск пари на виході із відтяжки визначатиметься вентиляційним потоком, тобто витратою пари через газову відтяжку D_{vidm}

$$P_{vidm} = \frac{P_{cm}}{1 + 0,622 \frac{G_{gaz}}{D_{vidm}}}, \quad (4)$$

де P_{cm} – тиск пари на вході у нагрівну камеру теплообмінника.

Мінімальна витрата пари через газову відтяжку D_{vidm}^{min} або мінімальний вентиляційний потік обмежено умовою, за якої ще зберігається мінімальний температурний напір у хвостовій частині теплообмінного апарата, величина якого прийнята 1 °С. Відповідно, мінімально допустимий, з точки зору роботоздатності теплообмінного апарата, парціальний тиск пари у відтяжці P_{vidm}^{min} визначається, як тиск насичення при температурі $t_n + 1$ °С, тобто $P_{vidm}^{min}(t_n + 1)$, а мінімальна витрата пари через газову відтяжку D_{vidm}^{min} відповідає виразу

$$D_{vidm}^{min} = 0,622 \frac{G_{gaz}}{\frac{P_{cm}}{P_{vidm}^{min}} - 1}. \quad (5)$$

В разі, якщо вентиляційний потік менше мінімальної величини ($D_{vidm} < D_{vidm}^{min}$), на частині поверхні теплообміну теплообмінника відсутній температурний напір, оскільки температура конденсації пари на цій ділянці стає менше температури соку.

Кількісна оцінка впливу газів на нагрівання соків в теплообмінних апаратах виконана на прикладі вертикального секційного теплообмінника в складі підігрівачів соку перед гарячим вапнуванням, який споживає вторинну пару 4 корпусу ВУ, з ідеальною системою вентиляції нагрівних камер, **рис. 1**

Теплообмінник складається із 4 секцій, кожна з яких містить 48 труб довжиною $L = 5$ м із не-

ржавіючої сталі. Нагрівання соку у кількості 180 т/год здійснювалось вторинною парою 4 корпусу ВУ від температури $t_n = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ за схемою, зображеною на **рис. 1**. Температура пари прийнята

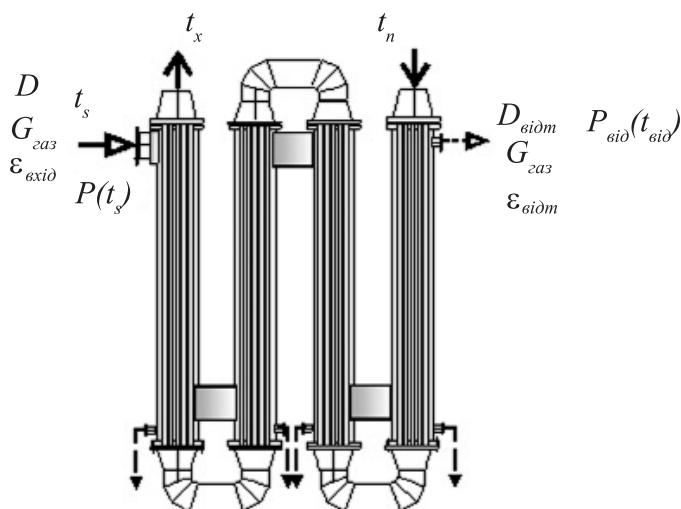


Рис. 1. Схема підігрівача соку з протитечійним напрямом руху теплоносіїв

$t_s = 95 \text{ }^\circ\text{C}$, а об'ємна концентрація газів у нагрівній – $\epsilon_{oxid} = 0,005$ (0,5%). Розрахунки виконуємо за різного ступеню виходу пари на конденсатор із газової відтяжки.

Результати розрахунку температури соку на виході із ТО та величини недогрівання соку до температури насичення нагрівної пари наведено на **рис.2**. Як видно з наведених графіків, за умови мінімального вентиляційного потоку сік нагрівається на $14 \text{ }^\circ\text{C}$, а за максимального (відповідає

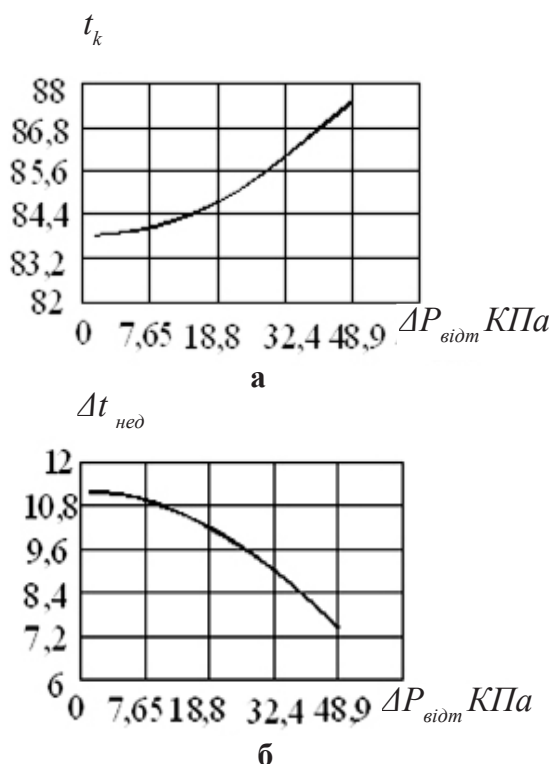


Рис. 2. Залежність температури соку на виході із ТО (а) та величини недогрівання соку до температури насичення нагрівної пари (б) від $\Delta P_{відм} = P_{відм} - P_{відм}^{min}$ при вхідному газомістті $\epsilon_{oxid} = 0,005$ (0,5%)

умові рівності концентрації газу у відтяжці нагрівної пари) – на $17,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

За об'ємної концентрації газу в нагрівній парі 0,5%, мінімальний вентиляційний потік (сума витрат газу та пари) має бути 0,013 кг/с, а діаметр відтяжки, за якої, зі швидкістю пари в 25 м/с, можна відвести утворений потік паро-газової суміші, 30 мм. Нагрівання соку на $16,0 \text{ }^\circ\text{C}$ вимагає повного відкриття вентиля на газовій відтяжці діаметром 50 мм. (швидкість 25 м/с); відповідно, вентиляційний потік становитиме 0,033 кг/с. Для нагрівання на $17,7 \text{ }^\circ\text{C}$ необхідний вентиляційний потік має бути 0,193 кг/с, а діаметр відтяжки 140 мм.

Якщо не вважати на наявність газу в парі, похибка в розрахунку температури соку становить 26%.

Заявлена концентрація газу в парі (0,5%) можлива в разі наявності нещільностей у підвідних паропроводах (наприклад, на фланцевих з'єднаннях, або засувках), або компонування системи відтяжок на випарних апаратах за принципом «з нагрівної камери у вторинну пару».

На сучасних заводах, на яких газові відтяжки з нагрівних камер випарних апаратів відводять газу на конденсатор індивідуально, концентрація газу не перевищує 0,1%. У цьому випадку на даному підігрівачі сік можна нагріти на $17,9 \text{ }^\circ\text{C}$, необхідний вентиляційний потік становить 0,042 кг/с, а діаметр відтяжки – 65 мм. Відповідно, відтяжка діаметром 25 мм забезпечує нагрівання соку на $17,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (вентиляційний потік 0,007 кг/с). В разі відкриття вентиля на відтяжці на мінімально-допустиму витрату, яка становить 0,003 кг/с, (достатньо мати отвір діаметром 15 мм), за якого ($\Delta P_{відм} = P_{відм} - P_{відм}^{min} = 0$) – сік нагрівається на $16,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Виконані розрахунки відповідають протитечійній схемі руху паро-газової суміші та соку в трубах, **рис.1**. В разі надходження паро-газової суміші в об'ємний корпус багатоголового теплообмінника, принцип протитечії порушується, а в нагрівній камері залежно від способу вентиляції, формуються застійні зони.

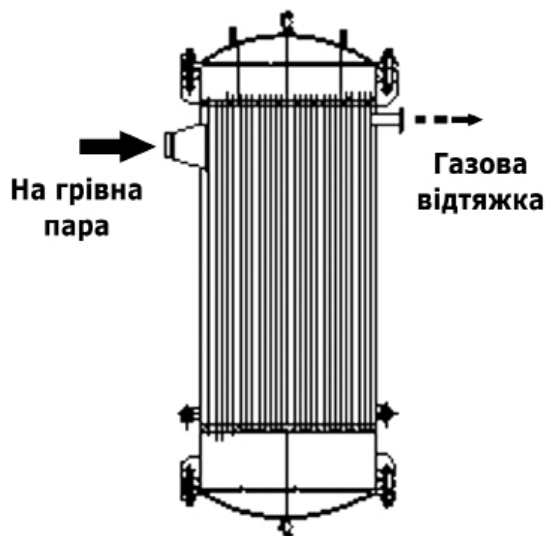


Рис. 3. Схема вентиляції нагрівної камери решофера

Наприклад, невдалою видається система вентиляції багатогодового теплообмінника – решофера, **рис.3**.

Розташування патрубків нагрівної пари та газової відтяжки з одного боку нагрівної камери спри-

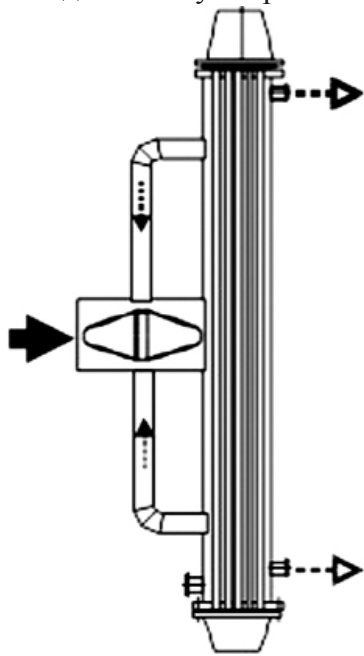


Рис. 4. Система псевдовентиляції нагрівної камери із застосуванням ежектора

чиняє загазованість більшої частини поверхні теплообміну, яка фактично вимкнена з процесу теплообміну, а сік в цій зоні протікає в теплообмінних трубах транзитом без нагрівання.

Невдалою видається також система вентиляції нагрівної камери секційних ТО на основі ежектора, **рис.4**, оскільки, по-перше, відбувається накопичення газів у середній частині нагрівної камери та погіршення системи вентиляції, а, по-друге, має місце звуження прохідного перерізу для проходження нагрівної пари

Щодо решоферів, то реанімувати вимкнену загазовану поверхню теплообміну можна одним із 4 способів, наведених на **рис.5**.

Вдалою видається четвертий спосіб вдосконалення системи вентиляції нагрівної камери, який застосовується у англійських решоферах із середини минулого століття.

Очевидно, найбільш досконалим, у випадку існування двох решоферів однієї групи, видається спосіб вентиляції, наведений на **рис. 6**, за якого має місце майже протитечійна схема руху теплоносіїв.

Суттєво покращити вентиляцію нагрівних ка-

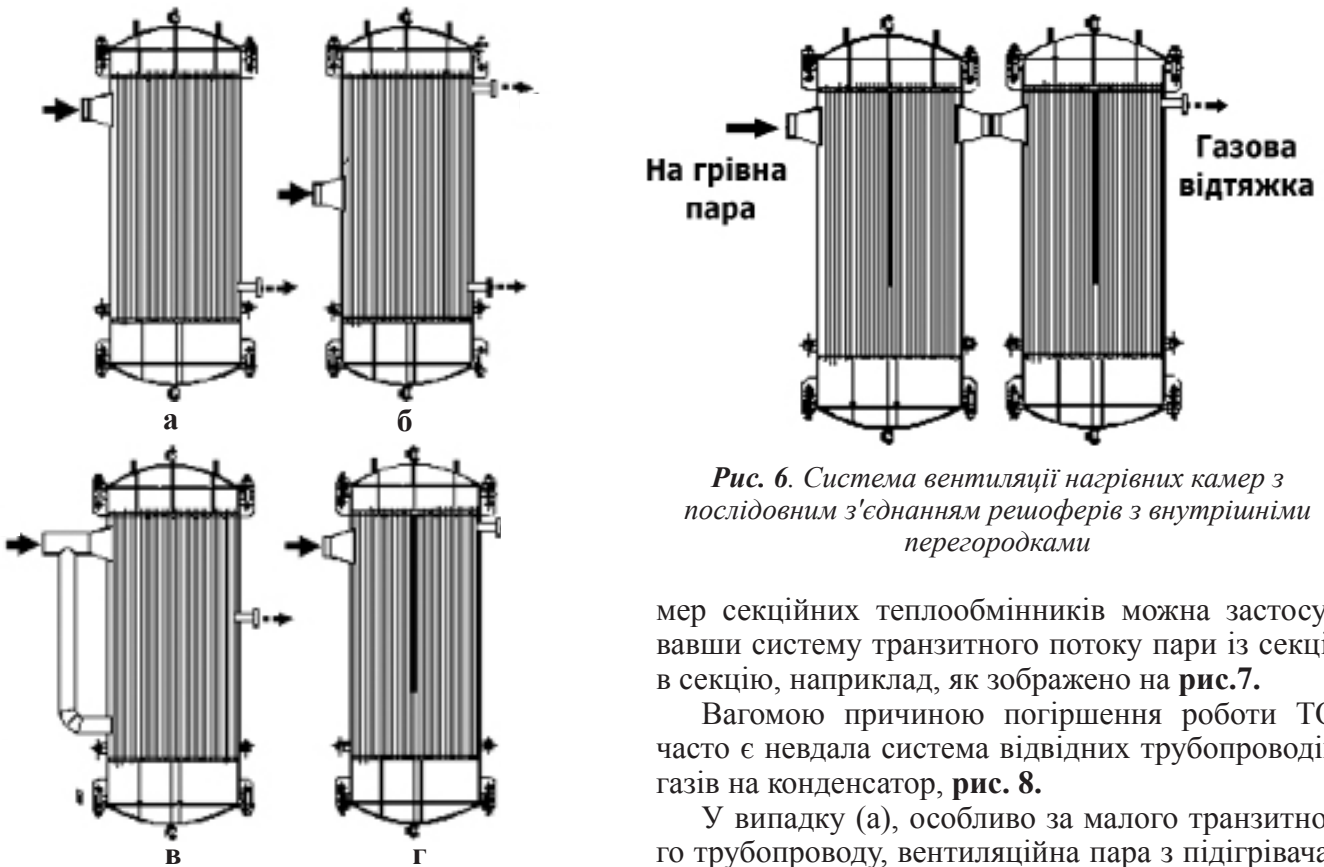


Рис. 5. Схема способів покращення системи вентиляції нагрівних камер решоферів. а. з нижньою газовою відтяжкою; б. з двома відтяжками та підведенням пари у середню частину нагрівної камери; в. з комбінованою системою підведення пари та відтяжкою у середній частині ТО; г. з вертикальною перегородкою в нагрівній камері

Рис. 6. Система вентиляції нагрівних камер з послідовним з'єднанням решоферів з внутрішніми перегородками

мер секційних теплообмінників можна застосувавши систему транзитного потоку пари із секції в секцію, наприклад, як зображено на **рис.7**.

Вагомою причиною погіршення роботи ТО часто є невдала система відвідних трубопроводів газів на конденсатор, **рис. 8**.

У випадку (а), особливо за малого транзитного трубопроводу, вентиляційна пара з підігрівача, який споживає вторинну пару 3 корпусу ВУ буде витіснити відбір пари з відтяжки ТО, який споживає пару 4 корпусу ВУ, блокуючи його роботу. Тому ТО, які споживають пару 4 корпусу ВУ, повинні мати окрему газову відтяжку з виходом пари на конденсатор.

ТЕХНІКА & ТЕХНОЛОГІЇ

Висновки:

1. Тепловий розрахунок ТО, який споживає пару з вмістом інертного компонента в межах 0,5% і вище, повинен виконуватися з врахуванням величини вентиляційного потоку. Ігнорування наявності газу в нагрівній парі і умов вентиляції нагрівної камери суттєво спотворює результати теплового розрахунку (до 30% при газовмістті 0,5%).

2. Конструкція теплообмінних апаратів, що споживають пару з незначним вмістом інертного компонента, повинна забезпечувати протитечійний напрям рух теплоносіїв та відсутність в нагрівній камері застійних зон.

3. Конструктивно транзитні газові трубопроводи необхідно виконувати таким чином, щоб унеможливити витіснення вентиляційного потоку з ТО, що споживають пару меншого потенціалу парою вищого потенціалу. ■

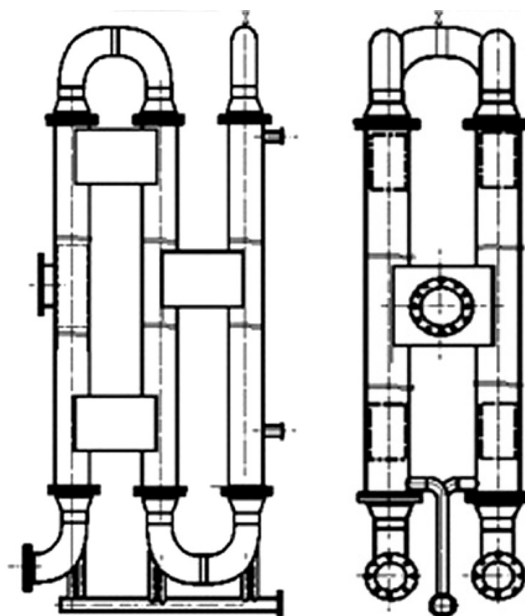


Рис. 7. Система вдосконалення вентиляції нагрівних камер секційних ТО

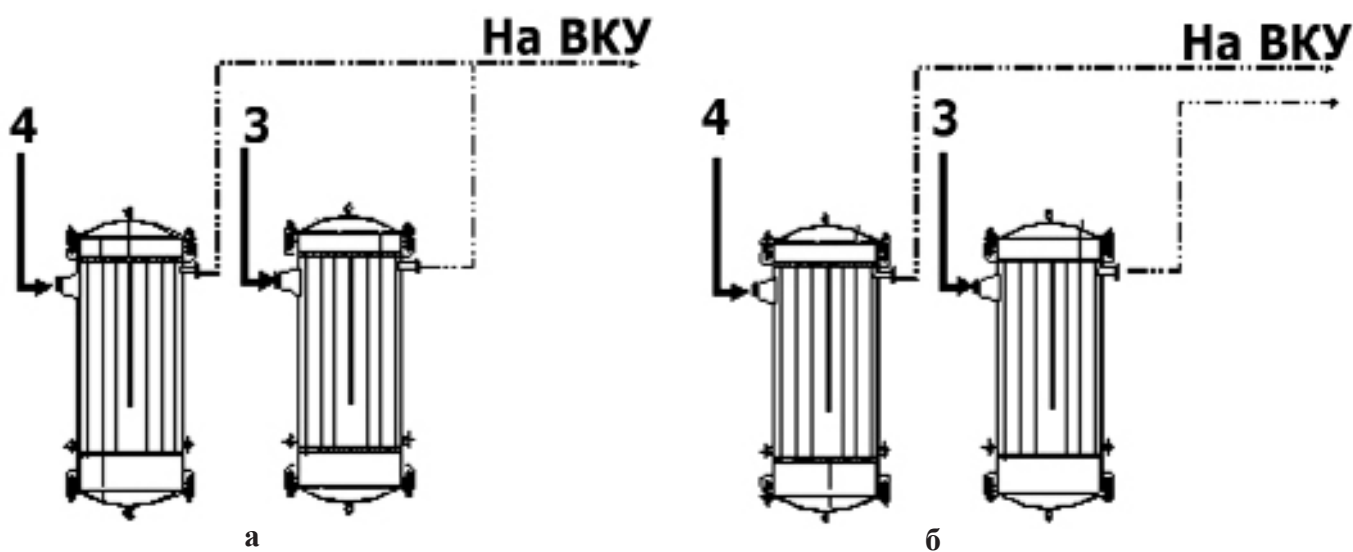


Рис. 8. Відведення газів із ТО, що споживають пару з 4 та 3 корпусів ВУ, на конденсатор:
а - один трубопровід (неправильно); б - окремими трубопроводами (правильно).

Список використаних джерел:

1. Берман Л. Д. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси / Л. Д. Берман, С. Н. Фукс // Теплоэнергетика. – 1959. – №7. – С. 74–83.

2. Петренко В.П. Про теплообмін у підігрівачах при конденсації пари з незначним вмістом газів / В. П. Петренко, М. О. Прядко, В. О. Бойко // Цукор України. – 2012. – №1 (61) . – С. 15–20.

Рецензент: С.М. Василенко
д.т.н. проф.