

Совпадение интегральных кривых распределения частиц по размерам для проб исходного материала и отобранного на первой ступени вихревого классификатора свидетельствует о высокой эффективности разделения первой ступени (рис. 5).

Выводы

Общим результатом работы является разработка нового способа вихревой классификации и устройства для его реализации на основе взаимодействующих вихревых потоков, в котором через периферийный поток подаются газозвесь и по ходу его нисходящего вращения вдоль вертикальной оси вихревого классификатора

ступенчато уменьшают в диаметре путем выполнения цилиндрического корпуса, по меньшей мере, из трех цилиндрических обечаек с возможностью их взаимного осевого перемещения. При этом вихревой классификатор является аппаратом с управляемой гидродинамикой, что позволяет изменять его режимно-конструктивные параметры в зависимости от свойств разделяемого материала.

Результаты проведенных экспериментальных исследований положены в основу режимно-конструктивной оптимизации вихревого классификатора и определения рациональных режимов его работы в условиях управляемой гидродинамики.

Список литературы:

1. Мизонов, В.Е. Аэродинамическая классификация порошков: производственное издание / В.Е. Мизонов, С.Г. Ушаков. – Москва: «Химия», 1989. – 83 с.
2. Мизонов, В.Е. Аэродинамическая классификация тонко дисперсных сыпучих материалов и оборудование для ее реализации / В.Е. Мизонов, С.Г. Ушаков // Хим. и нефт. машиностроение. – 1992. – №1. С. 7-12.
3. Шевчук, С.В. Классификация тонкодисперсных материалов в аппарате с вращающейся зоной разделения: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.08 / С.В. Шевчук; Санкт-Петербургский гос. технич. ун-т. – СПб., – 2007. – 20 с.
4. Барский, М. Д. Фракционирование порошков / М.Д.Барский. – М.: Недра. – 1980. – 327 с.
5. Сажин, Б.С. Вихревые пылеуловители / Б.С. Сажин, Л.И. Гудим. – Москва: Химия, 1995. – 144 с.
6. Акулич, А.В. Разработка и исследование новых установок для классификации полидисперсных материалов / А.В. Акулич, М.А. Киркор, В.М. Лустенков // Вестник МГУП. – 2013. – № 1 (14). – С. 76–80.
7. Способ вихревой классификации дисперсных материалов на фракции в классификаторе: пат. 18154 Респ. Беларусь, МПК2006 В07В 7/08 / А.В. Акулич, В.М. Лустенков, заявитель Могил. гос. ун-т продовольствия.– № а 20111551; заявл. 21.11.2011; опубл. 30.06.2012 // Афіційний бюл. / Нац. центр інтелектуал. власності.– 2014.
8. Зеленкевич, А.Г. Разработка способа вихревой классификации дисперсных материалов / А.Г. Зеленкевич, Ю.В. Третьякевич, Ю.И. Гриневич: тезисы докладов VIII Междунар. науч. конф. студентов и аспирантов, Могилев, 26–27 апреля 2012 г. / Могил. гос. ун-т продовольствия; редкол.: А.В. Акулич (отв. ред.) [и др.]. – Могилев, 2012. – 35 с.
9. Коузов, П.А. Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов / П.А. Коузов. – Л.: Химия, 1974. – 280 с.
10. Ушаков, С.Г. Алгоритм построения кривых разделения процессов классификации / С.Г. Ушаков, Ю.Н. Муромкин // Изв. вузов. Химия и хим. технология. 1977. - Т.20, №4. - С. 604-605.
11. Акулич, А. В. Исследование фракционной эффективности вихревого классификатора / А. В. Акулич, В.М. Лустенков, В.М. Акулич, Ю.А. Кадрова, А.Л. Коженикова: материалы IX международной научно-технической конференции «Техника и технология пищевых производств», Могилев, 25–26 апреля 2013 г. / Учреждение образования «Могил. гос. ун-т продовольствия»; редкол.: А.В. Акулич (отв. Ред.) [и др.]. – Могилев, 2013. – С. 246.

УДК 664.002.5(075)

DOI

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ПОВЕРХНЕВО-АКТИВНИХ РЕЧОВИН

Ю.Л. Білонога

Доктор технічних наук, професор*

О.Р.Максисько

Кандидат технічних наук*

E-mail: oksana.maksisko@i.ua

*Кафедра загальнотехнічних дисциплін та контролю якості продукції Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З.Гжицького вул. Пекарська, 50, м. Львів, Україна, 79010

Анотація. В даній роботі розглядається питання підвищення коефіцієнта теплопередачі систем

охолодження та нагрівання на переробних підприємствах. В умовах значного підвищення цін на енергоносії інтенсифікація теплообмінних процесів є актуальною задачею і для підприємств харчової промисловості. В статті проаналізовано сучасні методи інтенсифікації процесу теплообміну, а також запропонований недорогий метод інтенсифікації теплообміну за використання поверхнево-активних речовин (ПАР). Інтенсифікуючий вплив ПАР – це зміна фізико-хімічних властивостей технологічного середовища, а саме зниження коефіцієнта поверхневого натягу рідини на межі стінки теплообмінника-робочий теплоносії, коефіцієнта динамічної в'язкості рідини, косинуса кута змочування. Коефіцієнт теплопередачі теплообмінної апаратури визначали через складові термічного опору рекуперативної стінки та термічних опорів ламінарних приграничних шарів (ЛПШ). Додавання оптимальних концентрацій ПАР до теплоносія забезпечує зменшення середньої товщини ЛПШ шару в системі стінка теплообмінника-потік теплоносія та підвищення загального коефіцієнта теплопередачі теплообмінної апаратури. В роботі на прикладі нормалізованого кожухотрубного теплообмінника показано, що за додавання концентрації (0,05...0,15) мас. % неіоногенної ПАР коефіцієнт теплопередачі розрахованого кожухотрубного теплообмінника зростає на 23%, при цьому його гідравлічний опір не збільшується.

Ключові слова: теплообмінники, коефіцієнт теплопередачі, інтенсифікація, способи інтенсифікації, поверхнево-активні речовини.

Анотація. В даній роботі розглядається питання підвищення коефіцієнта теплопередачі систем охолодження та нагрівання на переробляючих підприємствах. В умовах підвищення цін на енергоносії інтенсифікація теплообмінних процесів є актуальною задачею і для підприємств харчової промисловості. В статті проаналізовані сучасні методи інтенсифікації процесу теплообміну, а також запропонований недорогий метод інтенсифікації теплообміну при використанні поверхнево-активних речовин (ПАР). Інтенсифікуючий вплив ПАР – це зміна фізико-хімічних властивостей технологічного середовища, а саме зниження коефіцієнта поверхневого натягу рідини на межі стінки теплообмінника-робочий теплоносії, коефіцієнта динамічної в'язкості рідини, косинуса кута змочування. Коефіцієнт теплопередачі теплообмінної апаратури визначали через складові термічного опору рекуперативної стінки та термічних опорів ламінарних пограничних шарів. Додавання оптимальних концентрацій ПАР до теплоносія забезпечує зменшення середньої товщини пограничного ламінарного (Л) шара в системі стінка теплообмінника-потік теплоносія та підвищення загального коефіцієнта теплопередачі теплообмінної апаратури. В роботі на прикладі нормалізованого кожухотрубного теплообмінника показано, що за додавання концентрації (0,05...0,15) мас. % неіоногенної ПАР коефіцієнт теплопередачі розрахованого кожухотрубного теплообмінника зростає на 23%, при цьому його гідравлічне опір не збільшується.

Ключевые слова: теплообменники, коэффициент теплопередачи, интенсификация, способы интенсификации, поверхностно-активные вещества

Вступ

В умовах підвищення цін на енергоносії енергозбереження є актуальною задачею усіх переробних галузей. Основною проблемою переробних галузей промисловості є низька їх енергоефективність. Не винятком є і підприємства харчової промисловості. В собівартості українських товарів енерговитрати залишаються критично значними, що є однією з причин їх низької конкурентоспроможності.

Постановка проблеми та її зв'язок з найважливішими науковими та практичними завданнями

Значні енерговитрати в переробній промисловості відбуваються на стадії теплової обробки продуктів, де проходить нагрівання і охолодження сировини, допоміжних матеріалів і середовищ. Теплообмінні апарати в переробних галузях мають надзвичайно широке технологічне призначення: це підігрівачі, охолоджувачі, пастеризатори, стерилізатори, оскільки входять як до складу багатьох технологічних ліній, так і є окремими елементами інших апаратів (вакуум-випарних установок, коагулянтів тощо). В хімічній, харчовій, переробній промисловостях найбільш розповсюджені кожухотрубні теплообмінники.

Вони забезпечують надійний теплообмін між теплоносіями завдяки великій поверхні теплообміну, прості у виготовленні й надійні в експлуатації. Тому питання, що пов'язані з інтенсифікацією теплообмінних процесів, а також підвищення коефіцієнта теплопередачі систем охолодження та нагрівання в переробній промисловості є актуальними та економічно доцільними.

Огляд літератури

На сьогодні запропонована та досліджена велика кількість способів інтенсифікації процесу теплообміну. Їх різноманітність обумовлена як вимогами так і особливостями експлуатації. Одним із найпростіших методів інтенсифікації теплообміну є збільшення швидкості руху теплоносія в апараті. Однак, при зростанні швидкості потоку в 2 рази, коефіцієнт теплопередачі K зростає в 1,75 рази, а гідравлічний опір зростає в 3,4 рази, що веде до зростання витрат електроенергії на привід насосів і інтенсифікація процесу стає економічно невигідною [1]. Шорсткі поверхні – один з найбільш використовуваних методів інтенсифікації тепловіддачі при вимушеній конвекції. Спеціальні форми поверхні збільшують турбулентність в приграничному шарі, створюючи незначні відриви потоку [2]. При максимальному збільшенні

коефіцієнта тепловіддачі коефіцієнт опору тертя зростає в 58 раз [3].

Найбільш давній метод інтенсифікації теплообміну – використання розвинутих поверхонь. Коефіцієнт тепловіддачі розвинутої поверхні залежить від типу ребрення [4]. Тому як метод інтенсифікації теплообміну широко використовується пластинкове ребрення труб, ребрення плоских поверхонь, ребрення пучків труб [5]. М. О. Міхеев узагальнив велику кількість експериментальних даних з тепловіддачі для різних рідин, поверхонь простої форми, горизонтальних і вертикальних труб, пластин, запропонував критеріальні рівняння для різних режимів течії [6].

Одним із методів інтенсифікації теплообміну є використання вихрових зон, тобто на поверхні розміщені виступи або впадини – турбулізатори. Форма, розміри та розташування турбулізаторів впливають на характер потоку, сприяють виникненню дрібномасштабних вихорів, турбулізують приграничний ламінарний шар (ЛПШ), а значить інтенсифікують передачу кількості теплоти. Серед турбулізаторів найбільш вивчені і досліджені такі типи турбулізуючих вставок: спіральні пружинні, кільцеві, завдяки яким теплова потужність теплообмінника збільшується у 1,5-2,5 рази [7], хвилеподібні [8], вставки у вигляді гофрованої перегородки з гофрами, які розташовані одні відносно одних під кутом 90°, решітчасті [9], які дозволили підвищити коефіцієнт тепловіддачі на 29-30%, шнекові або стрічкові [10], які здійснюють закручування потоку. Інтенсифікувати теплообмін можна шляхом перемішування рідини [11], видаленням теплоносія з поверхні теплообміну механічними засобами, вібрацією або обертанням поверхні теплообміну. Результати дослідження впливу вібрації поверхні на процес теплообміну при ламінарному і турбулентному режимах руху рідини в каналах опубліковано в роботі [11, 12]. Отже, домінуючими підходами інтенсифікації теплообміну в теплообмінній апаратурі були зміни геометрії поверхні теплопередачі, зміни конструктивних елементів теплообмінників, що забезпечувало інтенсивнішу турбулізацію потоків теплоносіїв, тим самим підвищуючи ефективність роботи теплообмінників. Однак, інтенсивність турбулізації теплоносія за рахунок різного роду турбулізуючих вставок, шорстких поверхонь приводить до збільшення гідравлічного опору системи, що веде до збільшення витрат енергії на циркуляцію теплоносіїв, додаткових витрат на їх виготовлення, а також створення зон, які піддаються забрудненню, що в свою чергу сприяє зниженню ефективності роботи теплообмінників. Тобто інтенсивна турбулізація теплоносія, може нівелюватися збільшенням гідравлічного опору.

Основна частина

Мета роботи – підвищити енергоефективність процесу охолодження рідини з одночасним зменшенням гідравлічного опору системи.

Для прикладу розглянемо теплову обробку молока. Молоко з температурою $t_{1м} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ і витратою $G_{1м} = 15 \text{ кг/с}$ охолоджувалось до температури $t_{2м} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$. Охолодження здійснювалось водою з початковою температурою $t_{1в} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Кінцева температура води $t_{2в} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$. Орієнтовний вибір теплообмінника здійснюємо за класичною схемою [13]. За табл. 2.6 [13] був вибраний нормалізований кожухотрубний теплообмінник з площею поверхні теплообміну $S=181 \text{ м}^2$, з числом труб, що припадає на один хід 64. Теплообмінник має наступні параметри: діаметр кожуха $D= 800 \text{ мм}$, діаметр труб $d=25 \times 2 \text{ мм}$, число ходів $z=6$, загальна кількість труб $n=384$, довжина труб $L=6 \text{ м}$, $S_{\text{мтр}}=7,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ – площа перерізу потоку в міжтрубному просторі, маса теплообмінника $M=680 \text{ кг}$. В трубний простір направляли гарячий носій (молоко), а в міжтрубний – воду.

В роботі [14] запропоновано нова методика розрахунку загального коефіцієнта теплопередачі теплообмінної апаратури, яка дозволяє визначити загальний коефіцієнт теплопередачі K через середні товщини ЛПШ і товщину роздільної стінки між теплоносіями:

$$K_{\delta} = \frac{1}{\frac{\delta_{nl1}}{\lambda_{nl1}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{nl2}}{\lambda_{nl2}}}, \quad (1)$$

де $\frac{\delta_{nl1}}{\lambda_{nl1}}$, $\frac{\delta_{nl2}}{\lambda_{nl2}}$ – термічні опори ЛПШ шару

холодного і гарячого теплоносія. відповідно, Вт/м² град.

На основі наукової концепції [15], яка полягає в розгляді руху рідин в трубопроводах чи апаратах з врахуванням дії сил поверхневого натягу на границі контакту тверде тіло-рідина, була виведена формула для розрахунку середньої товщини ЛПШ [16]:

$$\delta = \frac{d^2}{\text{Re} \mu} \sqrt{\frac{2\sigma \cos \theta \rho}{\lambda l}} \quad (2)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу на межі тверде тіло-рідина, Н/м; $\cos \theta$ – гідрофільність поверхні стінки; ρ – густина рідини, кг/м³; d – діаметр живого перерізу потоку, м; λ – коефіцієнт Дарсі; $\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$;

l – довжина трубопроводу, м; μ – коефіцієнт

динамічної в'язкості рідини, Па с; K_T – коефіцієнт

турбулізації Л шару, $K_T = \frac{\text{Re}_{\text{роб}}}{\text{Re}_{\text{кр}}}$; $\text{Re}_{\text{кр}} \approx 2320$.

З формули (2) середня товщина ЛПШ (молока) в трубному просторі: $\delta_m = 1,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

З формули (2) середня товщина ЛПШ (води) в міжтрубному просторі: $\delta = 3,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

Згідно співвідношення (1) коефіцієнт теплопередачі рівний:

$$K_{\delta} = \frac{1}{\frac{1,78 \cdot 10^{-4}}{51,16 \cdot 10^{-2}} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{3,62 \cdot 10^{-4}}{57,5 \cdot 10^{-2}}} = 915 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для труб, що виготовлені з нержавіючої сталі $\lambda_{\text{ст}}=17,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Для вибраного теплообмінника розрахуємо його гідравлічний опір. Гідравлічний опір трубної частини апарату визначали за формулою [13, с. 69]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\frac{\lambda L z}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho_{\text{тр}} v_{\text{тр}}^2}{2} + \left[2,5(z-1) + 2z \right] \frac{\rho_{\text{тр}} v_{\text{тр}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{тр}} v_{\text{тр}}^2}{2}$$

де L – довжина труби теплообмінника, $L = 6 \text{ м}$; z – кількість ходів в теплообміннику, $z = 6$; $\rho_{\text{тр}}$ –

густина рідини в трубному просторі; $v_{\text{тр}}$ – швидкість рідини в трубах; λ – коефіцієнт тертя; $v_{\text{тр.шт.}}$ – швидкість рідини в штуцерах;

$\sum \xi_i$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів рідини, що рухається в трубному просторі.

В трубному просторі існують наступні місцеві опори [19]:

- вхід в камеру і вихід з неї $\xi_1 = 1,5$,
- $\xi_1 = 1,5 \cdot 2 = 3$;
- поворот на 180° між ходами $\xi_2 = 2,5$,
- $\xi_2 = 2,5 \cdot 5 = 12,5$;
- вхід в труби та вихід з них $\xi_3 = 1$,
- $\xi_3 = 1 \cdot 12 = 12$.

Швидкість рідини в трубах визначаємо за формулою:

$$v_{\text{тр}} = \frac{4G_{\text{тр}} z}{\pi d^2 n \rho} = \frac{4 \cdot 15 \cdot 6}{3,14 \cdot (21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 384 \cdot 1027,3} = 0,659 \text{ (м/с)},$$

де $G_{\text{тр}}$ – витрата теплоносія в трубному просторі (молока); n – кількість труб в теплообміннику;

d – діаметр трубопроводу, м. Так як $\text{Re} > 2300$, то коефіцієнт тертя визначали за формулою:

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}_{\text{тр}}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{9,52 \cdot 10^{-3}}{3,7} + \left(\frac{6,81}{9113,76} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 8,28 \cdot 10^{-3}$$

де e – відносна шорсткість труб; $e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{21 \cdot 10^{-3}} = 9,52 \cdot 10^{-3}$,

де Δ – висота виступів шорсткості, м; $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ [21, с.69].

Діаметр штуцерів в розподільчій камері для теплообмінників з діаметром кожуха $D = 800 \text{ мм}$ рівний $d_{\text{тр.шт.}} = 150 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ [13, табл. 2.6.], швидкість в штуцерах рівна:

$$v_{\text{тр.шт.}} = \frac{4G_{\text{тр}}}{\pi (d_{\text{тр.шт.}})^2 \rho_{\text{тр}}} = \frac{4 \cdot 15}{3,14 \cdot (150 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1027,3} = 0,827 \text{ (м/с)}.$$

Тоді

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\frac{8,28 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 6}{21 \cdot 10^{-3}} + 27,5 \right) \cdot \frac{(6,59 \cdot 10^{-1})^2 \cdot 1027,3}{2} + \left[2,5(6-1) + 2 \cdot 6 \right] \frac{1027,3 \cdot (6,59 \cdot 10^{-1})^2}{2} + 3 \frac{1027,3 \cdot (8,27 \cdot 10^{-1})^2}{2} = 9300 + 5465 + 1053 = 15819 \text{ Па}.$$

У роботі [16] досліджено водні розчини найбільш поширених ПАР різної природи: аніонних, неіоногенних та катіонних. Знайдено їх оптимальні концентрації у воді за яких коефіцієнти поверхневого натягу зменшуються у 1,92-2,15 рази. Зменшення коефіцієнтів поверхневого натягу мінімізує середні товщини ЛПШ у системі стінка трубопроводу-вода у 1,33 -1,4 рази.

Зміну теплофізичних параметрів «льодяної» води, а також коефіцієнта теплопередачі за додавання раціональних концентрацій неіоногенної ПАР, а саме (0,10...0,15) мас. % до води представлено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Зміна теплофізичних параметрів теплоносія (води) під впливом ПАР

Параметри	Вода	Вода + (0,05...0,15) мас. неіоногенної ПАР
μ , Па·с	$1,31 \cdot 10^{-3}$	$1,26 \cdot 10^{-3}$
σ , Н/м	$74,22 \cdot 10^{-3}$	$31,47 \cdot 10^{-3}$
$\cos \theta$	0,86	0,975
Re	14037	14538
$\delta_{нт}$, м	$3,62 \cdot 10^{-4}$	$2,43 \cdot 10^{-4}$
$\frac{\delta_{нт1}}{\lambda_{нт1}} \cdot \frac{m \cdot l}{Bm}$	$6,29 \cdot 10^{-4}$	$4,23 \cdot 10^{-4}$
$K, \frac{Bm}{m^2 K}$	915	1130

Аналізуючи таблицю видно, що введення раціональних концентрацій ПАР до «льодяної» води значно змінюють його гідродинамічні параметри. Дещо зменшується в'язкість теплоносія, а відповідно зростає число Рейнольдса, тобто турбулізується потік теплоносія. Суттєво зменшується коефіцієнт поверхневого натягу теплоносія, а це, відповідно, мінімізує середню товщину ЛПШ, що виникає на межі стінки теплообмінника-потік. Додавання до теплоносіїв невеликої кількості неіоногенної ПАР приводить до підвищення коефіцієнта теплопередачі на 23,4 %.

Розрахунки для інших нормалізованих теплообмінників дають аналогічні результати, тобто загальний коефіцієнт теплопередачі за наявності ПАР збільшувався в діапазоні 19-23 %. Збільшення загального коефіцієнта теплопередачі кожухотрубного теплообмінника під впливом ПАР фіксували також експериментально на стенді гідромеханічних процесів, де знаходився макет кожухотрубного теплообмінника. Раціональну концентрацію ПАР за допомогою шприца та голки подавали в трубопровід холодного теплоносія. На рис. 1 показано графік кореляції розрахункових та експериментальних коефіцієнтів теплопередачі.

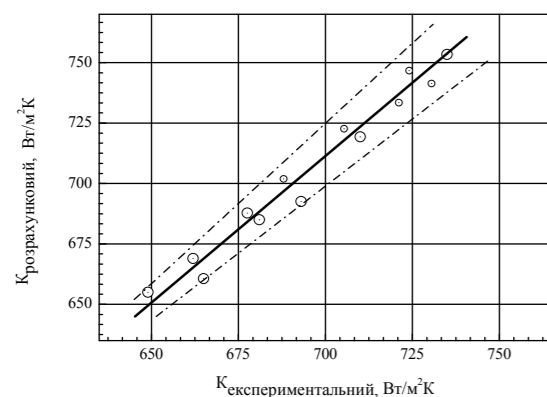


Рис. 1. Кореляція розрахункових $K_{роз}$ та експериментальних $K_{експ}$ коефіцієнтів теплопередачі.

Розрахуємо гідравлічний опір цього ж теплообмінника якщо до «льодяної» води додано оптимальну концентрацію (0,05...0,15) мас. % неіоногенної ПАР.

Швидкість рідини в трубах:

$$v_{mp} = \frac{4G_{mp}z}{\pi d^2 n \rho} = \frac{4 \cdot 15 \cdot 6}{3,14 \cdot (21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 384 \cdot 1027,3} = 0,659 \text{ (м/с)}$$

Коефіцієнт тертя рівний:

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{9,52 \cdot 10^{-3}}{3,7} + \left(\frac{6,81}{11465} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 7,54 \cdot 10^{-3}$$

де e – відносна шорсткість труб

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{21 \cdot 10^{-3}} = 9,52 \cdot 10^{-3}$$

де Δ – висота виступів шорсткість, м; $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м.

Діаметр штуцерів в розподільчій камері для теплообмінників з діаметром кожуха $D = 800$ мм рівний $d_{шт.шт.} = 150 \cdot 10^{-3}$ м, швидкість в штуцерах рівна:

$$v_{шт.шт.} = \frac{4G_{шт.шт.}}{\pi (d_{шт.шт.})^2 \rho_{шт.шт.}} = \frac{4 \cdot 15}{3,14 \cdot (150 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1027,3} = 0,827 \text{ (м/с)}$$

Тоді гідравлічний опір трубної частини апарату:

$$\Delta P_{тр} = \left(\frac{7,54 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 6}{21 \cdot 10^{-3}} + 27,5 \right) \cdot \frac{(6,59 \cdot 10^{-1})^2 \cdot 1027,3}{2} + [2,5(6-1) + 2 \cdot 6] \cdot \frac{1027,3 \cdot (6,59 \cdot 10^{-1})^2}{2} + 3 \cdot \frac{1027,3 (8,27 \cdot 10^{-1})^2}{2} = 9020 + 5465 + 1053 = 15539 \text{ (Па)}$$

Як бачимо, що за додавання концентрації (0,05...0,15) мас. % ПАР до теплоносія загальний коефіцієнт теплопередачі теплообмінника збільшився на 23,4 %. Гідравлічний опір при цьому не зростає, а зменшується в межах статистичної похибки. Тому інтенсифікація теплообмінних процесів з використанням ПАР є доцільною і

актуальною.

незначної кількості (0,05...0,10) мас.% ПАР).

2. Показано, що за використання ПАР коефіцієнт теплопередачі кожухотрубного теплообмінника збільшився на 23,4 %, при цьому гідравлічний опір теплообмінника не зростає.

Висновки

1. Запропоновано метод підвищення загального коефіцієнта теплопередачі теплообмінної апаратури шляхом додавання до теплоносіїв

Список літератури:

- Анипко, О. Б. Методы интенсификации теплоотдачи теплообменников транспортных средств (обзор) [Текст] / О. Б. Анипко, К. А. Горбунов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – №1. – С. 13-25.
- Анипко, О. Б. Техническая термодинамика и теплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин [Текст] / О. Б. Анипко, М. Д. Борисюк, В. Ф. Климов. – Харьков. – 2006. – 243 с.
- Дзюбенко, Б. В. Нестационарный теплообмен в пучках витых труб [Текст] / Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер, Л. А. Ашмантас. – М.: Машиностроение, 1988.
- Анипко, О. Б. Рациональные теплообменные поверхности [Текст] / О. Б. Анипко. – Х.: ХВУ, 1998. – 187 с.
- Мариненко, В. И. Моделирование тепловых процессов в ребрах при сложных условиях теплообмена [Текст] / автореф. дис... кан. техн. наук: 05.14.05. – К., 1994. – 14 с.
- Михеев, М. А. Теплопередача [Текст] / М. А. Михеев, М. В. Кирпичев, Л. С. Эйгенсон. – М.: Госэнергоиздат, 1980. – 298 с.
- Данченко, Ю. В. Исследование теплогидравлических характеристик теплообменных элементов на основе сетчатых металлов [Текст] / Ю. В. Данченко, С. В. Кулаков, И. Х. Попов // Вестн. Приазов. гос. техн. ун-та. – 2000. – №5. – С. 96-102.
- Li, Huadong. Effect of baffle spacing on pressure and local heat transfer in shell tube heat exchangers for staggered tube arrangement [Text] / Li Huadong, Kottke Vokker // Int J. Heat and Mass Transfer. – 1998. – 14, №10. – P. 1303-1311.
- Интенсификация теплообмена в трубном пучке [Текст]: Сборник научных трудов. – Брянск: Изд. Брянск. гос. техн. ун-та, 2001. – 79 с.
- Дрейцер, Г. А. Проблемы создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов [Текст] / Г. А. Дрейцер // Теплоэнергетика. – 1995. – №3. – С. 11-18.
- Интенсификация теплообмена волнообразными вставками [Текст]: Материалы Всерос. научн. конф. Теория и практ. массообмен. процессов хим. технологий. – М.: 1996. – С. 120-124.
- Матушкін, М. П. Дослідження впливу частоти та амплітуди коливань на інтенсифікацію теплообміну під час пульсивної течії у кільцевому каналі [Текст] / М. П. Матушкін // Хімічна промисловість України. – 1998. – № 2. – С. 47-49.
- Дытнерский, Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии [Текст] / Ю. И. Дытнерский. – М.: Химия, 1995. – 768 с.
- До питання енергоефективності теплообмінних процесів у рідко фазних середовищах харчових технологій [Текст] / Ю. Л. Білонога, Д. М. Білонога, О. Р. Максисько, С. І. Бухкало // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2010. – №3. – С. 9-17.
- Білонога, Ю. Л. Про доцільність розгляду гідромеханічних процесів з врахуванням сил поверхневого натягу на границі контакту тверде тіло-рідина [Текст] / Ю. Л. Білонога // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2006. – №2. – С. 64
- Білонога, Ю. Л. Зміна гідромеханічних і теплофізичних характеристик теплоносія в приграничному шарі під дією поверхнево-активних речовин (ПАР) [Текст] / Ю. Л. Білонога, О. Р. Максисько // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – №2. – С. 121-126.