

УДК 664:661.12]. 021.3

Білонога Ю.Л., Білонога Д.М., Максисько О.Р., Бухкало С.І.

**ДО ПИТАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ
У РІДКОФАЗНИХ СЕРЕДОВИЩАХ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Актуальність та мета дослідження. Основною проблемою сьогодення виробництва продуктів харчування є низька енергоефективність тепломасообмінних процесів харчових технологій. Відомо, що на одиницю національного внутрішнього валового продукту (ВВП) в Україні витрачається у 2,5–5 разів більше енергоресурсів, ніж у розвинутих країнах Європи та США. В порівнянні з Японією ця цифра сягає до 7 разів [1, с. 20]. Можна лише дивуватися, яким чином функціонує національна економіка, особливо важка промисловість, коли основним енергоносієм є природний газ, який для промислових потреб закуповується за межами країни. На нашу думку, Японія саме тому досягла таких високих показників енергоефективності економіки, що не мала і не має в достатній мірі своїх енергоресурсів. З привозними енергоносіями, враховуючи мізерні земельні багатства, життєдіяльність Японії при низькій енергоефективності економіки, видається сумнівною.

Загальновиизнаним є факт, що Україна володіє колосальним земельним потенціалом. Звичайно, конкурувати з Японією в області, наприклад, радіоелектроніки на сьогоднішній день є не доцільно, але розвивати виробництво продуктів харчування в Україні, яке пов'язане із багатими земельними ресурсами, видається нам дуже перспективним, особливо, враховуючи прогнози «Римського клубу». Цей прогноз говорить про два найбільші дефіцити у розвитку людства до 2030 року – це енергетичний та продовольчий [1]. Взявши за модель енергоефективний японський підхід до виробництва продуктів харчування, Україна може в недалекому майбутньому виробити свій пріоритетний шлях розвитку у світовій глобалізованій економіці. Хочеться наголосити, що саме в технічній сфері виробництва продуктів харчування можна вже сьогодні віднайти скриті, приховані резерви енергоефективного проведення цілої низки тепломасообмінних процесів.

Відомо, що рідкофазні харчові продукти, молоко, соки, пиво та ін. мусять піддаватися тепловій обробці – пастеризації, оскільки швидко псуються. При цьому процеси теплообміну є дуже енергозатратними. Саме високі значення коефіцієнтів теплопередачі теплообмінної апаратури можуть підвищити енергоефективність цих процесів.

Аналіз останніх досліджень. Переважна більшість теплообмінної апаратури розраховується таким чином, щоб рух рідини в ній здійснювався за турбулентного (Т), в крайньому випадку за перехідного (П) режиму [2, 3]. Найбільш широкий експериментальний матеріал по впливу вільної конвекції, тобто за Л режиму руху теплоносіїв на інтенсивність теплообміну представлений в роботі [4]. Пізніше масив експериментальних даних протягом багатьох років, що стосувався теплопередачі за Л режиму руху теплоносіїв був узагальнений критеріальним рівнянням 1.

$$Nu=0,17Re^{0,33}Pr^{0,43}Gr^{0,1}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \tag{1}$$

Вперше Нуссельтом експериментально було показано вплив турбулентного потоку газів на тепловіддачу [5]. Подальші дослідження вчених привели до узагальнюючого критеріального рівняння, що застосовується для знаходження коефіцієнтів тепловіддачі за Т режиму руху теплоносіїв в трубах чи каналах [6].

$$Nu=0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \tag{2}$$

Підставивши відповідні значення чисел Рейнольдса, Грасгофа і Прандтля в рівняння (1) і (2), можна побачити, що передача кількості тепла за П і Т режимів відбувається значно інтенсивніше, ніж за Л. Крім цього, за Т режиму руху теплоносіїв в трубопроводах чи каналах коефіцієнт тепловіддачі теплоносіїв на 80 % залежить від числа Рейнольдса, оскільки в критеріальному рівнянні (2) Re має найвищу степінь.

Особлива увага нами надається приповерхневому шарові (Л плівці) (рис. 1), оскільки саме там концентрується максимальний тепловий опір. На схемі (рис. 1) показана металева стінка рекуперативно-

го теплообмінника, яка розділяє два рідких (Р) теплоносії з коефіцієнтами тепловіддачі α_1 і α_2 . Питома кількість теплоти q , що передається від P_1 до P_2 розраховується з рівності (3):

$$q = K(t_{я1} - t_{я2}), \quad (3)$$

де K – загальний коефіцієнт теплопередачі системи, Вт/м²·К; $t_{я1}, t_{я2}$ – температури ядер потоків P_1 і P_2 відповідно, К.

При цьому, загальний коефіцієнт теплопередачі K включає в себе коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 і тепловий опір металевої роздільної стінки (рис. 1) і може бути розрахований за загальновідомою рівністю (4):

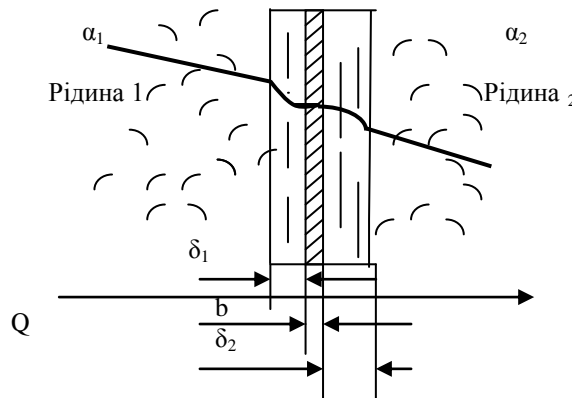


Рисунок 1 – Схема передачі кількості теплоти Q через рекуперативну стінку від α_1 до α_2

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4)$$

Загальний тепловий опір двох Л-плівок і роздільної стінки складатиме (5):

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{b}{\lambda}, \quad (5)$$

де R – тепловий опір двох Л-плівок і роздільної стінки, м²·К/Вт; δ_1, δ_2, b – товщини Л-плівок P_1 і P_2 і металевої стінки відповідно, м; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda$ – коефіцієнти теплопровідності Л-плівок P_1, P_2 і металевої стінки відповідно, Вт/м·К; α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі P_1 і P_2 відповідно, Вт/м²·К;

З літературних даних, та з відомих критеріальних рівнянь нами показано, що тепловий опір в рекуперативній теплообмінній апаратурі концентрується на межі рідина – стінка в Л-приповерхневому шарі.

Виклад основного матеріалу досліджень. Наприклад, для трубопроводу діаметром $d = 25$ мм, по якому рухається вода з температурою 80 °С, залежність коефіцієнта тепловіддачі α , який визначається з критеріального рівняння (2), а також середньої товщини приповерхневого Л-шару δ , яка розраховується з рівності

$$\delta = \frac{30D}{\sqrt{\xi} \cdot Re} = \frac{30D}{\sqrt{0,316} Re} = \frac{30D Re^{0,125}}{0,56 Re} = \frac{54D}{Re^{0,875}}, \text{ м,}$$

де D – діаметр трубопроводу, м; ζ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі). [7, с. 95; 8, с. 151], від значення числа Рейнольдса Re виглядає наступним чином (таблиця 1) [9]:

Таблиця 1 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі α , середньої товщини Л шару δ від числа Re

Число Рейнольдса, Re	Число Нуссельта, Nu	Коефіцієнт тепловіддачі, α (з рівності 2) Вт/м ² ·град	Товщина Л шару, $\delta \cdot 10^{-3}$ м
–	–	–	–
10000	47	1261	0,4269
20000	81	2190	0,2328
30000	112	3029	0,1632
40000	141	3814	0,1269
50000	169	4559	0,1044
60000	195	5275	0,0890
70000	221	5967	0,0778
80000	246	6640	0,0692
90000	270	7296	0,0624
100000	294	7938	0,0596

З таблиці 1 можна зауважити, що зміна коефіцієнта тепловіддачі α зі збільшенням числа Рейнольдса в діапазоні $Re = 10000$ – 100000 з кроком 10000 обернено пропорційна зміні товщини Л приповерхневого шару δ , тобто відношення $\frac{\alpha_{n+1}}{\alpha_n}$ на 98 % обернено пропорційні відношенням $\frac{\delta_n}{\delta_{n+1}}$ (де n – число Рейнольдса в діапазоні $Re = 10000$ – 100000). Аналогічна ситуація спостерігається для води за інших температур, а також для інших теплоносіїв [9].

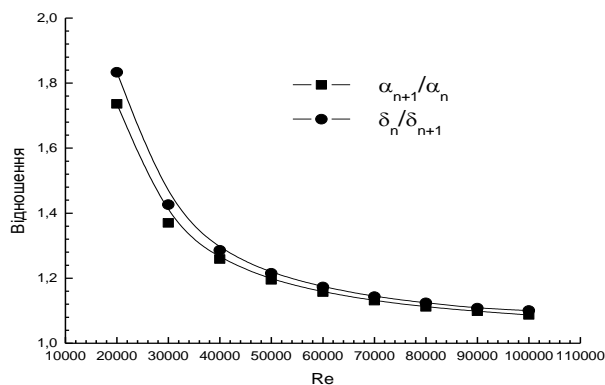


Рисунок 2 – Графік кореляції відношень $\frac{\alpha_{n+1}}{\alpha_n}$ і $\frac{\delta_n}{\delta_{n+1}}$ зі зростанням числа Re

Ця залежність говорить про те, що інтенсивність передачі кількості теплоти в потоках з Т або П режимами руху теплоносіїв на 98 % залежить від товщини Л шару δ і це закономірно, оскільки за Л режиму передача кількості теплоти в рідині і газах здійснюється менш інтенсивно. Це легко перевірити, підставивши в критеріальне рівняння (2) значення чисел Рейнольдса, що відповідають Л режиму руху теплоносія, тобто $Re < 2320$.

Слід зауважити, що коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 – величини, які розраховуються з критеріальних емпіричних рівнянь, переважно для Т або П режиму руху теплоносія (рівняння 2), що включають в себе великий масив експериментальних даних багатьох авторів. Тому, згідно попередніх наших досліджень, враховуючи, що тепловий опір системи рідина – стінка трубопроводу на 98 % складається з теплового опору Л приповерхневих шарів по обидві сторони стінки рекуперативного теплообмінника, можна твердити, що термічні опори Л шарів приблизно рівні термічним опорам середовищ P_1 і P_2 , тобто справедливе співвідношення (6):

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \approx \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (6)$$

Для прикладу розглянемо теплову обробку виноградного соку ($t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$). (Процентний вміст сухих речовин – 20 %) в трубопроводі діаметром $D = 25 \cdot 10^{-3}$ м. Охолодження здійснюється «льодяною водою» ($t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$) при швидкості руху обох теплоносіїв $v_{c1} = v_{c2} = 1 \text{ м/с}$; товщина стінок трубопроводу з нержавіючої сталі $b = 1 \cdot 10^{-3}$ м

1. Густина виноградного соку, $\rho_1 = 1081 \text{ кг/м}^3$ [10, с. 141, 80].
2. Коефіцієнт динамічної в'язкості виноградного соку, $\mu_1 = 0,002 \text{ Па}\cdot\text{с}$ [10, с. 144].
3. Коефіцієнт теплопровідності виноградного соку $\lambda_1 = 0,491 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [10, с. 142].
4. Число Рейнольдса для соку (P_1), $Re_1 = \frac{v_{c1} D \rho}{\mu_1} = \frac{1 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1081}{0,002} = 13512$
5. Товщина Л плівки для P_1 , $\delta_1 = \frac{54D}{Re_1^{0,875}} = \frac{54 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{13512^{0,875}} = 0,328 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.
6. Тепловий опір Л плівки P_1 , $R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,328 \cdot 10^{-3}}{0,491} = 6,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.
7. Густина «льодяної води», $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$ [11].
8. Коефіцієнт динамічної в'язкості «льодяної води», $\mu_2 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ [11].
9. Коефіцієнт теплопровідності «льодяної води» $\lambda_2 = 0,6 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [11].
10. Число Рейнольдса для води (P_2): $Re_2 = \frac{v_{c2} D \rho}{\mu_2} = \frac{1 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1000}{0,0015} = 16666$.
11. Товщина Л плівки для P_2 , $\delta_2 = \frac{54D}{Re_2^{0,875}} = \frac{54 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{16666^{0,875}} = 0,273 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.
12. Тепловий опір Л плівки P_2 , $R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,273 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 4,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.
13. Сума теплових опорів двох Л шарів: $\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} = (6,68 + 4,55) \cdot 10^{-4} = 11,23 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.
14. Коефіцієнт теплопровідності нержавіючої сталі $\lambda = 17,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [2].
15. Тепловий опір металевої стінки $R_c = \frac{b}{\lambda} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} = 0,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.
16. Теплоємність P_1 , $c_1 = 3550 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ [10, с. 143].
17. Число Прандтля для P_1 , $Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3550 \cdot 0,002}{0,491} = 14,46$
18. Число Нуссельта для P_1 [3]: $Nu_1 \approx 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \approx 0,021 \cdot 13512^{0,8} \cdot 14,46^{0,43} = 134$
19. Коефіцієнт тепловіддачі для P_1 $\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{D} = \frac{134 \cdot 0,491}{0,025} = 2623 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.
20. Теплоємність P_2 , $c_2 = 4200 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ [11].
21. Число Прандтля для P_2 , $Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4200 \cdot 0,0015}{0,6} = 10,5$.
22. Число Нуссельта для P_2 [12, 2]:
 $Nu_2 \approx 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \approx 0,021 \cdot 16666^{0,8} \cdot 10,5^{0,43} = 137,6$
23. Коефіцієнт тепловіддачі для P_2 , $\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D} = \frac{137,6 \cdot 0,6}{0,025} = 3303 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.
24. Сума теплових опорів P_1 і P_2 :
 $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{2623} + \frac{1}{3303,6} = (3,8 + 3,03) \cdot 10^{-4} = 6,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.
25. Тепловий опір забруднень в трубопроводі,

$$r = \frac{1}{4000} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт [2, с. 48 (табл. 2.2)].}$$

26. Сума теплових опорів P_1 і P_2 , включаючи опори забруднень з двох боків рекуперативної стінки:

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{2623} + \frac{1}{3303,6} + 2 \cdot \frac{1}{4000} = (3,8 + 3,03 + 5) \cdot 10^{-4} = 11,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт.}$$

Як бачимо, в даному прикладі тепловий опір металевої стінки $0,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$ приблизно в 7 разів менший, ніж теплові опори кожної з Л плівок зі сторони виноградного соку P_1 і зі сторони «льодяної води» P_2 (рис. 1). Якщо розглянути цю систему в сукупності, то загалом, термічний опір Л плівок

більший від термічного опору металевої стінки у $n = \frac{R_1 + R_2}{R_c} = \frac{6,68 \cdot 10^{-4} + 4,55 \cdot 10^{-4}}{0,57 \cdot 10^{-4}} = 19,7$ рази. Такими

величинами не можна нехтувати при розрахунку та підборі теплообмінної апаратури. А між тим, при виборі теплообмінного обладнання, його тепловий і гідравлічний розрахунок [3, с. 45–85] не враховують теплових опорів Л плівок, а лиш термічний опір забруднень, що складає для теплообмінників з циркуляцією води середньої якості $r = \frac{1}{4000} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$ [3, с. 48 (табл. 2.2)].

З розрахунків бачимо, що загалом справджується співвідношення (6) (пункт 13 і 26 розрахунку), тобто:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \approx \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + 2r; 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт} \approx 11,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт};$$

Наводимо такий розрахунок для пластинкового теплообмінника на прикладі охолодження вершків.

При охолодженні вершків переважно використовують пластинкові теплообмінники з поверхнею однієї пластини $f = 0,6 \text{ м}^2$ із нержавіючої сталі. Товщина пластини $b = 1 \text{ мм}$; Нехай, число пластин $N = 136$ при самому простому компонуванні Сх:68/68 [2, с. 71]; Температура вершків P_1 ($t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$). Жирність вершків – 35 %. Температура «льодяної води», P_2 ($t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$). Швидкість руху P_1 і $P_2 - v_{c1} = v_{c2} \approx 0,1 \text{ м/с}$ [2, с.71].

1. Еквівалентний діаметр каналів в міжпластинковому просторі $d_E = 0,0083 \text{ м}$. [19, с. 63].

2. Густина вершків, $\rho_f = 991 \text{ кг/м}^3$ [10, с.118].

3. Коефіцієнт динамічної в'язкості вершків, $\mu_f = 0,0088 \text{ Па}\cdot\text{с}$, [13, 10, с. 120 - 125].

4. Коефіцієнт теплопровідності вершків, $\lambda_f = 0,313 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [11, с. 120].

5. Число Рейнольдса для вершків (P_1), $Re_1 = \frac{v_{c1} d_E \rho}{\mu_f} = \frac{0,1 \cdot 0,0083 \cdot 991}{0,0088} = 93$.

6. Коефіцієнт Дарсі для вершків (пл. $f = 0,6$), $\xi = \frac{15}{Re_1^{0,25}} = \frac{15}{93^{0,25}} = 4,8$ [3, с.72].

7. Товщина Л плівки для P_1 з [8, с. 151], $\delta_1 = \frac{30 \cdot d_E}{\sqrt{\xi} Re_1} = \frac{30 \cdot 0,0083}{\sqrt{4,83} \cdot 93} = 1,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

8. Тепловий опір Л плівки P_1 , $R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{1,22 \cdot 10^{-3}}{0,313} = 38,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

9. Густина «льодяної води», $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$ [10].

10. Коефіцієнт динамічної в'язкості «льодяної води», $\mu_2 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, [10].

11. Коефіцієнт теплопровідності «льодяної води», $\lambda_2 = 0,6 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [10].

12. Число Рейнольдса для води (P_2), $Re_2 = \frac{v_{c2} d_E \rho}{\mu_2} = \frac{0,1 \cdot 0,0083 \cdot 1000}{0,0015} = 553$.

13. Коефіцієнт Дарсі для води (площа пластини $f = 0,6$) $\xi = \frac{15}{Re_2^{0,25}} = \frac{15}{553^{0,25}} = 3,1$ [3, с.72].

14. Товщина Л плівки для P_2 з [8, с. 151], $\delta_1 = \frac{30 d_E}{\sqrt{\xi} Re_2} = \frac{30 \cdot 0,0083}{\sqrt{3,1} \cdot 553} = 0,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

15. Тепловий опір Л плівки P_2 , $R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,26 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 4,27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

16. Сума теплових опорів двох Л шарів, $\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} = (38,9 + 4,27) \cdot 10^{-4} = 43,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

17. Коефіцієнт теплопровідності нержавіючої сталі, $\lambda = 17,5 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$ [3, с. 70].

18. Тепловий опір металевої стінки $R_c = \frac{b}{\lambda} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} = 0,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

19. Теплоємність P_1 , $c_1 = 4019 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ [10, с. 118].

20. Число Прандтля для P_1 , $Pr_1 = 148$ [10, с. 118].

21. Число Нуссельта для P_1 в пластинковому теплообміннику [3, с. 70],

$$Nu \approx 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} = 0,135 \cdot 93^{0,73} \cdot 148^{0,43} = 19,2$$

22. Коефіцієнт тепловіддачі для P_1 , $\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_E} = \frac{19,2 \cdot 0,313}{0,0083} = 724 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$.

23. Теплоємність P_2 , $c_2 = 4200 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ [11].

24. Число Прандтля для P_2 , $Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4200 \cdot 0,0015}{0,6} = 10,5$.

25. Число Нуссельта для P_2 [3, с. 70]

$$Nu \approx 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} = 0,135 \cdot 553^{0,73} \cdot 10,5^{0,43} = 30$$

26. Коефіцієнт тепловіддачі для P_2 , $\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_E} = \frac{30 \cdot 0,6}{0,0083} = 2131 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$.

27. Сума теплових опорів P_1 і P_2 , включаючи опори забруднень з двох боків стінки пластини:

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + 2r = \frac{1}{724} + \frac{1}{2130,9} + 2 \cdot \frac{1}{2000} = (13,8 + 4,69 + 10) \cdot 10^{-4} = 28,49 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Для даного розрахунку термічний опір Л плівок для вершків і «льодяної води» складає (пункт 16 розрахунку) $R_{nl} = 43,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

При цьому зауважимо, що сума теплових опорів середовищ P_1 і P_2 за класичним розрахунком є в 1,5 рази меншою за суму теплових опорів обох Л шарів по обидві сторони пластини теплообмінника. Такий розрахунок ще раз підтверджує тезу про те, що загальний коефіцієнт теплопередачі системи, що представлена на рисунку 1, доцільно розраховувати не за рівністю (4), а за співвідношенням (7), яке враховує термічні опори Л приграничних шарів, особливо, коли мова йде про рідкофазну сировину з високим коефіцієнтом динамічної в'язкості. Як бачимо, при охолодженні вершків «льодяною водою» тепловий опір Л плівок більший від теплового опору металевої стінки у $n = \frac{R_1 + R_2}{R_c} = \frac{38,9 \cdot 10^{-4} + 4,27 \cdot 10^{-4}}{0,57 \cdot 10^{-4}} = \frac{43,17 \cdot 10^{-4}}{0,57 \cdot 10^{-4}} = 75,7$ рази. Аналогічну картину спостерігаємо при тепловій обробці цілого ряду харчових продуктів та напівфабрикатів, що суттєво впливає на економію енергоресурсів підприємства. Це стосується, насамперед, виробництва молока та молокопродуктів, соків, пива та іншої рідкофазної сировини [14].

Виходячи з вищенаведеного нами [9] запропоноване співвідношення для розрахунку загального коефіцієнта теплопередачі системи (7):

$$K = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{b}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad (7)$$

З наведеного розрахунку можна констатувати, що тепловий опір Л плівок складає 98 % теплового опору системи середовище P_1 – стінка – середовище P_2 і що тепловий опір рідкофазних середовищ P_1 і P_2 можна замінити в розрахунку опором Л шарів, що виникають за Т або П режиму руху рідин в пристінній області рекуперативного теплообмінника. Крім цього, з наведених розрахунків бачимо, що особливої уваги слід приділяти рідинам з високим коефіцієнтом динамічної в'язкості, наприклад вершкам, оскільки при цьому маємо відносно малі значення чисел Рейнольдса, а отже високі значення товщин Л плівок. Вказані негативні тенденції особливо відчутно проявляються при охолодженні, оскільки при високих температурах коефіцієнт динамічної в'язкості всіх рідин суттєво зменшується. На ці особливості вказують і інші автори. При пастеризації вершків у пластинкових теплообмінниках, особливо на стадії охоло-

дження, можуть виникати термічні опори в Л плівках, які на 2 порядки перевищують термічні опори металевих стінок [7, с. 122–124].

Згідно представлених обчислень, теплообмінне обладнання, яке розраховується і вибирається для конкретного технологічного процесу теплової обробки рідкофазних харчових продуктів не враховує термічні опори Л приграничних шарів рідинних теплоносіїв, що виникають внаслідок існування приграничного шару на границі контактування твердого тіла–рідини (ТТ- Р) (стінка теплообмінника – теплоносії).

Якщо розглянути це питання в масштабах країни, де працюють десятки тисяч пастеризаторів та інших теплообмінників, то питання зменшення теплових опорів систем теплопередачі виявляється на сьогоднішній день своєчасним і актуальним.

Слід зауважити, що говорючи про систему рідина – рідина (рис. 1) по обидві сторони рекуперативного теплообмінника, до цього часу ми керувалися тільки змінами чисел Рейнольдса, тобто запропонувавши новий підхід до розрахунку загального коефіцієнта теплопередачі з врахуванням Л приграничних шарів на мікрорівні, оцінюємо ці процеси традиційними методами – макропоказниками, змінами чисел Рейнольдса. Не заперечуючи традиційних методів, хочемо запропонувати дещо інший підхід до цієї проблеми.

Нами запропонована концепція розгляду всіх гідромеханічних процесів із врахуванням сил поверхневого натягу на межі контакту ТТ- Р [15]. Оскільки мова йде про приповерхневий шар на мікрорівні, нами розглядаються критерії Ейлера, Фруда та Рейнольдса в цьому Л шарі. При цьому, нами введений поверхневий критерій, що є відношенням сил поверхневого натягу до сил інерції в межах Л шару [15]. Значення цього критерію на декілька порядків перевищують значення чисел Рейнольдса та Фруда, що говорить про домінуючий вплив сил поверхневого натягу в приповерхневому шарі.

$$P_0 = \frac{1}{N} \frac{2\pi \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\mu V_x} \quad (8)$$

де N – видозмінене число Рейнольдса в Л шарі ($N = \frac{\rho V_x l}{\mu} \approx 10,47 - 11,5$) [7, с. 94]; v_x – швидкість притічних шарів рідини, що відповідає напруженню сили тертя на межі рідина – стінка, м/с (в літературі відома назва «швидкість тертя» динамічна швидкість); σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с; $\cos \theta$ – поверхнева гідрофільність твердого тіла (стінки трубопроводу).

В роботі [16] нами було встановлений числовий діапазон поверхневого критерію P_0 (96,39–112,56) для водних розчинів аніонних поверхнево-активних речовин (ПАР). Показано, що мінімальне значення поверхневого критерію спостерігається при оптимальних концентраціях ПАР.

Для визначення числових значень поверхневого критерію водних розчинів неіоногенних ПАР нами зроблено серію експериментів, в якості ПАР використовувались октилфенілполієпоксилат (Triton X-100) та моноалкільний ефір поліетиленгліколю на основі первинних жирних спиртів (ОС-20).

На рис. 3–4 показані залежності коефіцієнта поверхневого натягу та коефіцієнта динамічної в'язкості від концентрації неіонних ПАР.

На кривих залежності коефіцієнта поверхневого натягу від концентрації ПАР є екстремуми, які відповідають критичним концентраціям міцелоутворення. Точка ККМ для октилфенілполієпоксилату (Triton X-100) спостерігається при концентрації 0,0646–0,065 мас.%, а для моноалкільного ефіру поліетиленгліколю на основі первинних жирних спиртів (ОС-20) за концентрації 0,165–0,170 мас.%. За цих концентрацій коефіцієнт поверхневого натягу σ зменшився у 2,14 та 1,63 рази відповідно. Однак максимальне зменшення коефіцієнта поверхневого натягу спостерігається за концентрації 0,646–0,650 мас.% для октилфенілполієпоксилату (Triton X-100) та (0,23÷0,240) мас.% моноалкільного ефіру поліетиленгліколю на основі первинних жирних спиртів (ОС-20). Швидкість в пристінних шарах за цих концентрацій зросла у 0,7 та 0,8 рази відповідно.

Числові значення поверхневого критерію

– для води +(0,646÷0,650) мас.% октилфенілполієпоксилату:

$$P_0 = \frac{1}{N} \frac{2\pi \sigma \cos \theta}{\mu v_x} = \frac{1}{10,5} \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 31,47 \cdot 10^{-3} \cdot 0,975}{1,265 \cdot 10^{-3} \cdot 0,167} = 86,88.$$

– для води + (0,23÷0,240) мас.% моноалкільного ефіру поліетиленгліколю на основі жирних спиртів:

$$P_0 = \frac{1}{N} \frac{2\pi\sigma \cos\theta}{\mu\omega_x} = \frac{1}{10,5} \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 44,69 \cdot 10^{-3} \cdot 0,952}{1,2720 \cdot 10^{-3} \cdot 0,143} = 138,40;$$

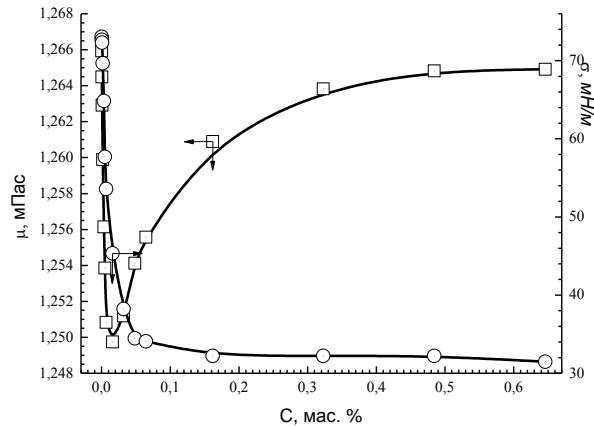


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта поверхневого натягу σ та коефіцієнта динамічної в'язкості μ від концентрації октилфенілполіепоксилату (Triton X-100) у воді

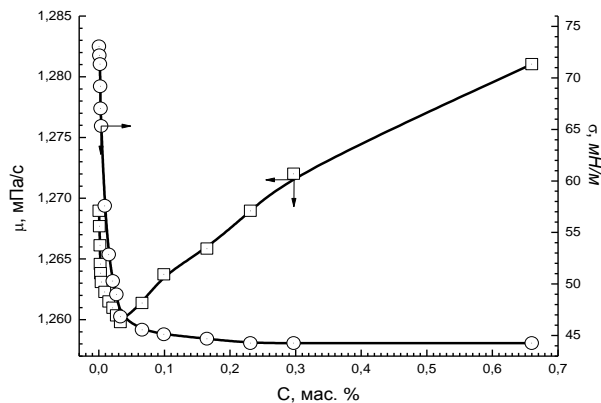


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта поверхневого натягу σ та коефіцієнта динамічної в'язкості μ від концентрації моноалкільного ефіру поліетиленгліколю на основі первинних жирних спиртів (OS-20) у воді

Отже, введення оптимальних концентрацій ПАР в холодоносії зменшує коефіцієнт його поверхневого натягу, середня товщина приповерхневого шару є мінімальною, середня швидкість в цьому шарі є максимальною, а числове значення поверхневого критерію – мінімальне.

В подальших наших роботах іде нагромадження матеріалу стосовно використання поверхневого критерію до оцінки пріоритетності силових факторів в межах приграничного Л шару при тепловій обробці молока.

Література

1. Бурдо О.Г. Энергетический мониторинг пищевых производств. – Одеса. –2008. – Полиграф. – 244 с.
2. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А Носков // Л.: Химия, 1987. – 575 с.

3. Основные процессы и аппараты химической технологии (Пособие по проектированию) / Под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 493 с.
4. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
5. Nusselt W. Die Abhengigkeit der Wermerbergangszahl von der Rohrlinge // Ztschr. d. VDI. – 1910. – № 27. – Bd 54.– S. 1154 –1158.
6. Михеев М.А. Основы теплопередачи. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.
7. Кук Г.А. Процессы и аппараты молочной промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 767 с.
8. Угинчус А.А. Гидравлика и гидромашини: Учебник. – Харьков. – Издательство Харьковского государственного университета им. А.М. Горького, 1960. – 858 с.
9. До питання розрахунку коефіцієнта теплопередачі теплообмінної апаратури / Ю.Л. Білонога, Б.Р. Ціж, О.Р. Максисько, Ю.Ю. Варивода // Науковий вісник ЛНАВМ ім. С.З.Гжицького. – 2005. – Т.7, (№.2), Частина 6. – С. 3–7.
10. Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов / И.А. Чубик, А.М. Маслов. – М.: Пищевая промышленность, 1970. – 184 с.
11. Барановский Н.В. Пластинчатые теплообменники пищевой промышленности. – М: Машгиз, 1962. – 428 с.
12. Войтко А.М. Исследование теплопроводности и вязкости виноградного сока / Р.И. Ковалева // Консервная и овощесушильная промышленность, 1966. – №10.
13. Богданов С. Вязкость сливок в зависимости от температуры и жирности / С. Богданов, Б. Гоцияев // Молочная промышленность. – 1961. – №6. – С. 33–36.
14. Технология пищевых производств / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Л.П. Ковальской. – М.: Колос, 1997. – 752 с.
15. Білонога Ю.Л. Про доцільність розгляду гідромеханічних процесів з урахуванням сил поверхневого натягу на границі контакту тверде тіло-рідина // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2006. – №2. – С. 56–64.
16. Білонога Ю.Л., Максисько О.Р. Зміна гідромеханічних і теплофізичних характеристик теплоносія в приграничному шарі під дією поверхнево-активних речовин (ПАР) // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – №2. – С. 121–126.

УДК 664:661.12]. 021.3

Билонога Ю.Л., Билонога Д.М., Максисько О.Р., Бухкало С.И.

К ВОПРОСУ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ЖИДКОФАЗНЫХ СРЕДАХ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Представлен алгоритм расчета теплообменной аппаратуры пищевых производств с учетом термического сопротивления приграничных ламинарных слоев. Проанализирована формула для расчета общего коэффициента теплопередачи теплообменной аппаратуры, учитывающая термическое сопротивление приграничных ламинарных слоев. Представлен модернизированный тепловой расчет теплообменников. Показано, что в ламинарном приповерхностном слое доминируют силы поверхностного натяжения теплоносителей и поэтому целесообразно использование поверхностного критерия.

Bilonoha Y.L., Bilonoha D.M., Buhkalo S.I., Maksysko O.R.

TO THE QUESTION OF THE POWER EFFECTIVE OF THE HEAT – EXCHANGE PROCESSES IN THE LIQUIDPHASES MEDIUM OF THE FOOD INDUSTRY

The algorithm for the calculation of the heat – exchange equipments of the food manufactures with the consideration of the thermal resistance of the border laminar layers was proposed. The formula for the calculation of the universal coefficient of the heat transmission in the heat – exchange equipment, which consider the thermal resistance of the border laminar layers was analysed. The modernize heat calculation of the heat –exchanger equipments is presented. It was shown, that forces of the surface strain of the heat bearers prevailed in the border laminar layer and that is why the surface criterion is expedient.