

7. Тадмор, З. Теоретические основы переработки полимеров [Текст] / З. Тадмор, К. Гогос. – М.: Химия, 1984. – 632 с.

8. Радченко, Л. Б. Переробка термопластів методом екструзії [Текст] / Л. Б. Радченко. – К.: ІЗМН, 1999. – 220 с.

9. Кузьміна, В. О. Дослідження продуктивності шестеренного насоса в лінії для виробництва рукавної плівки [Текст] / В. О. Кузьміна, Я. М. Корнієнко, М. П. Швед, Д. М. Швед // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. – 2012. – № 1.

10. Степанюк, Д. А. Черв'ячно-шестеренний екструдер при переробці полімерних матеріалів [Текст] / Д. А. Степанюк, М. П. Швед, Д. М. Швед // Одеська національна академія харчових технологій. – 2014. – Т. 3, № 45. – С. 173–175.

References

1. Rauwendaal, K. (2006). Extrusion of polymers. St. Petersburg, Profession, 768.

2. McKelvie, D. M. (1965). Plastics Processing. Moscow, Chimie, 442.

3. Tadmor, Z., Klein, T. (1970). Engineering Principles of Plasticating Extrusion. Modern Plastics., 6, 46–54

4. Tag name : High-speed extrusion State All about processing of plastics. Available at: <http://plastweb.ru/tag/vyisokoskorostnaya-ekstruziya/>

5. Collings, S. (1982). Plastics Machinery and Equipment. Nature, 2, 26–29.

6. Rauwendaal, C., M. (2008). Troubleshooting the Extrusion Process. St. Petersburg, Profession, 328.

7. Tadmor, Z., Gogos, K. (1984). Theoretical foundations of extrusion polymers. Moscow, Chimie, 632.

8. Radchenko, L. B. (1999). Processing of Thermoplastics by Extrusion. Kiev, IZMN, 220.

9. V. Kuzmin, Y., Kornienko, M., Swede, D. (2012). Swede of Research of the productivity of cog-wheel pump is in a line for the production of sleeve tape. Chemical engineering, ecology and ресурсозбереження producing, 1.

10. Swede, M., Swede, D., Stepaniuc, D. Worm-cog-wheel extruder at processing of polymeric materials. Odesa national academy of food technologies, producing, 3 (45), 173–175.

*Рекомендовано до публікації д-р техн. наук, професор Петухов А. Д.
Дата надходження рукопису 19.02.2015*

Степанюк Дарина Андріївна, кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: dashka159@gmail.com

Швед Микола Петрович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: NPchved46@mail.ru

Швед Дмитро Миколайович, провідний інженер, кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

УДК 66.083

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.38851

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В БЛОЧНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ

© Я. Г. Двойнос, М. І. Хотинецький

Метою дослідження є створення науково обґрунтованої методики інженерного розрахунку теплової потужності блочного теплообмінника в залежності від енерговитрат на перекачування теплоносіїв, що дозволить виконати економічно обґрунтований проектний розрахунок. Коректність методики перевірено на експериментальній дослідній установці

Ключові слова: гідродинаміка, теплопередача, блочний теплообмінник, гідравлічний опір, тепла потужність, місцеві опори

The purpose of the research is to create a science-based method of engineering calculation of thermal power block heat exchanger according to the energy consumption for pumping fluids, which will perform economically feasible design calculation. The correctness of method tested in an experimental pilot plant

Keywords: hydrodynamics, heat transfer, heat exchanger block, hydraulic resistance, thermal power, local resistance

1. Вступ

Типи, розміри та поверхня теплообміну блочних теплообмінників обирають з нормалі виробника (наприклад фірми GBH Enterprises [1]), таким чином геометричні розміри та фізичні властивості матеріалу блоку стандартизовані виробником і інженерна зада-

ча полягає у визначенні типу та кількості таких блоків, схеми підключення, типу та потужності насосного обладнання. Інтенсифікація процесу теплообміну у блочному теплообміннику лімітується термічним опором матеріалу блоку (G. Schou and other [2]), тому досягнення турбулентного режиму у каналах блочно-

го теплообмінника не завжди доцільно, через значний термічний опір матеріалу блоку (стандартно графіт G. H. Ayers and other [3]), крім того, швидкості теплоносія у каналах блока значно відрізняються в залежності від відстані входу в канал до виходу з каналу патрубків, що зумовлено місцевим гідравлічним опором на вході/виході з блока (G. Schou and other [4]). Розрахунку інтегрального значення коефіцієнта теплопередачі присвячено роботу (V. S. Novopavlovskii and other [5]). Експериментальному визначенню гідравлічного опору блочного теплообмінника та його коефіцієнта теплопередачі при змінних витратах теплоносія присвячено (G. Schou and other [4]).

2. Постановка проблеми

Відмінність даної роботи полягає у прикладі моделювання процесів гідродинаміки та теплопередачі у блочному теплообміннику на рівні окремих каналів, що дозволило отримати нові залежності, пов'язані з конструкцією теплообмінника та прив'язати гідравлічний опір до коефіцієнта теплопередачі, а також підтвердити теоретичні дослідження експериментами на спеціальному лабораторному устаткуванні.

Наведена методика дослідження побудована на широкому використанні комп'ютерної техніки та спеціалізованого програмного забезпечення, що дозволяє проводити віртуальні дослідження з будь-якими матеріалами, рідинами та геометричними параметрами блочного теплообмінника, таким чином перетворюючись у метод проектного розрахунку оптимальної конструкції блочного теплообмінника.

3. Літературний огляд

Вирішенню задач визначення гідравлічного опору та полів швидкостей теплоносіїв, інтенсивності теплового потоку при різних режимах руху теплоносіїв присвячено велику кількість робіт, що пов'язано з конструктивними особливостями сучасної теплообмінної апаратури. У роботі [6] теоретично досліджено та експериментально перевірено результати моделювання течії у каналі з співвідношенням ширини до висоти 6:1, за умови турбулентного гідродинамічного режиму.

У роботі [7] досліджено гідродинамічний рух теплоносіїв у каналах теплообмінника "труба у трубі" спіральної конструкції, також за допомогою чисельних методів визначалась інтенсивність теплообміну, метою роботи стало визначення оптимальних витрат теплоносіїв, критеріями оптимізації були гідродинамічний опір та теплова потужність теплообмінника.

Наукова стаття [8] присвячена моделюванню гідродинамічного руху теплоносія у радіаторі, стінки якого вкриті спіненою міддю. Метою дослідження було вирішення гідродинамічної задачі, і

на основі результатів визначення теплової потужності радіатора.

Традиційно постановка задачі моделювання теплообмінників полягає у вирішенні гідродинамічної задачі загального опору та полів швидкостей теплоносія, після чого на основі полів швидкостей вирішується друга задача – визначення інтенсивності теплового потоку від рідини до стінки каналу або іншої рідини через стінку.

У спеціалізованих наукових виданнях не достатньо приділено увагу моделюванню процесів у блочному теплообміннику, що пов'язано із вузьким їх застосуванням, переважно для агресивних середовищ з метою економії дефіцитних корозійностійких сплавів. Виготовлення блочних теплообмінників також зосереджено на невеликій кількості виробників, які надають достатню технічну підтримку у проектних розрахунках. Основою таких розрахунків експериментально отримані дані.

Новим у даній роботі є врахування конструктивних особливостей блочного теплообмінника, що дозволяє визначити розподіл швидкостей теплоносія у каналах та інтенсивність теплового потоку. Теоретичні дослідження доповнено експериментами на дослідній установці.

Результатом нової методики його розрахунку є залежність теплової потужності та гідравлічного опору від витрат теплоносія, що дозволяє оптимізувати процес теплообміну у проектному розрахунку. Критерієм оптимізації є загальні витрати на забезпечення процесу теплопередачі, які складаються з поточних витрат на рух теплоносіїв (електрична енергія для двигунів насосів) та капітальних витрат на обладнання. Наведений приклад розрахунку розкриває характер залежностей та відкриває шляхи для конструктивної модернізації блочних теплообмінників.

4. Моделювання процесів у блочному теплообміннику

Моделювання процесів у блочному теплообміннику передбачає вирішення гідродинамічної задачі, і на основі отриманих результатів вирішення задачі переносу тепла. Рішенням гідродинамічної задачі є поля швидкостей теплоносіїв та гідравлічний опір блока. Конструкцію блочного теплообмінника наведено на (рис. 1). Основними елементами є однакові блоки (позиція 1) з незалежними отворами, між якими встановлено прокладки, по торцях блока встановлено кришки (позиція 2) з впускними/випускними патрубками (позиція 3). Шпильки стягують кришки, прижимаючи їх торці до поверхні блоків через прокладки, що забезпечує герметичність конструкції та неконтактний теплообмін між теплоносіями. На (рис. 2) зображено креслення блоку, матеріал – графіт ($\lambda=92,5$ Вт/(м·К); $\rho=2,2$ гр/см³; $C_p=720$ Дж/(кг·К).

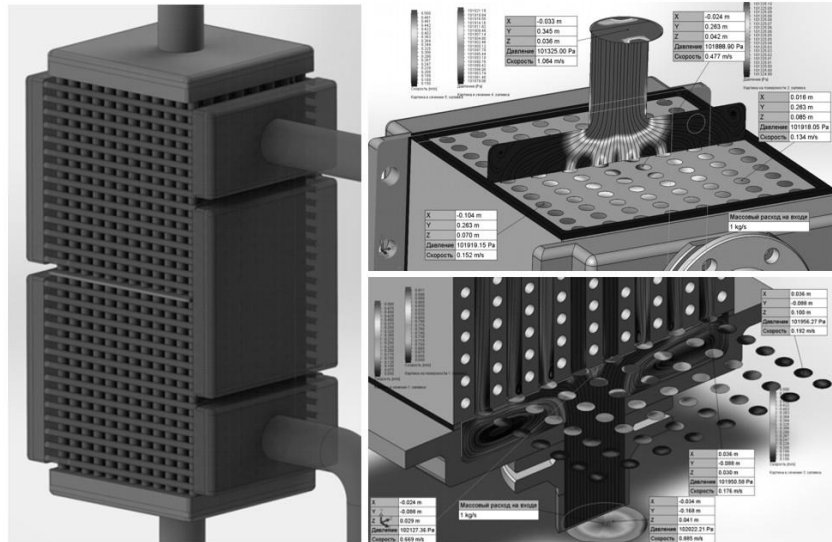


Рис. 3. Постановка геометричних та граничних умов гідродинамічного руху теплоносія

Загальна витрата тиску на подолання гідравлічного опору у блочному теплообміннику (рис. 4):

$$\Delta P = P_1 - P_2, \quad (1)$$

Витрати тиску у кожному відокремленому каналі будуть дорівнювати загальному гідравлічному опору блочного теплообмінника, оскільки канали підключені паралельно, відмінність буде у об'ємній витраті теплоносія у різних каналах:

$$\Delta P = \left[\frac{\lambda_i \cdot l}{d_{\text{отб}}} + \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВХ}} + \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВНХ}} \right] \frac{\rho \cdot W_i^2}{2} \Rightarrow W_i = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \left[\frac{\lambda_i \cdot l}{d_{\text{отб}}} + \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВХ}} + \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВНХ}} \right]}}, \quad (2)$$

где W_i – середня швидкість потоку у i -ому каналі, м/с; λ – шляхові витрати тиску у i -ому каналі; l – довжина каналів, м; ρ – густина рідини, кг/м³.

Коефіцієнти місцевих опорів залежать від відстані осі каналу до осі патрубків, тому:

$$\zeta_{\text{сi}}^{\text{ВХ}} = f_1(x_i), \quad \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВНХ}} = f_2(x_i) \Rightarrow \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВХ}} + \zeta_{\text{сi}}^{\text{ВНХ}} = f_3(x_i), \quad (3)$$

Загальна масова витрата теплоносія через блочний теплообмінник:

$$G = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{отб}}^2 \sum_{i=1}^{i=n} W_{\text{отб}_i}, \quad \begin{cases} W_{\text{отб}_i} = f_4(W_{\text{отб}_i}, d_{\text{отб}}, \rho, \mu, x_i, l, \Delta P), \\ G = f_5(W_{\text{отб}_i}, d_{\text{отб}}, \rho). \end{cases} \quad (4)$$

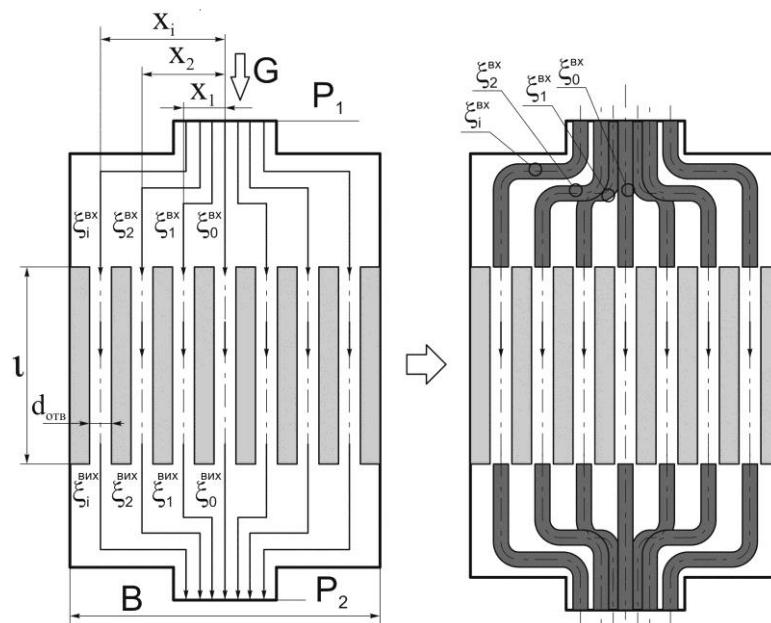


Рис. 4. Фізична модель гідродинамічного процесу руху теплоносіїв у блочному теплообміннику

Проводячи серію віртуальних експериментів у програмному середовищі FlowSimulation програ

ми SolidWorks отримано характеристичну залежність $W_i=f(x, \Delta P, G)$ – (рис. 5, рис. 6).

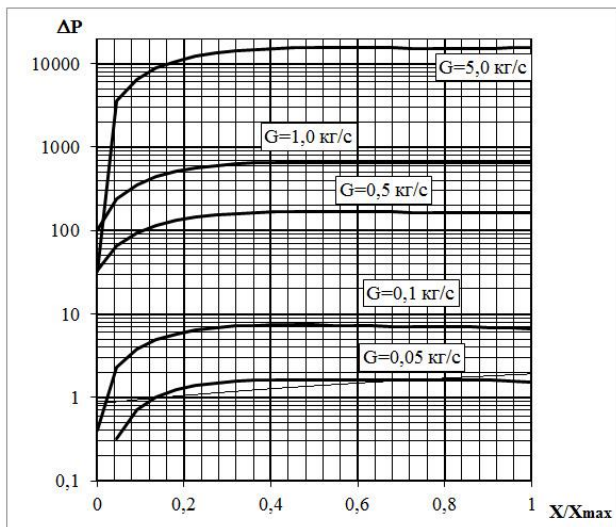


Рис. 5. Залежності місцевих гідравлічних опорів на вході та виході отворів у блоці від відстані між віссю патрубків та отвору, та швидкість у отворах

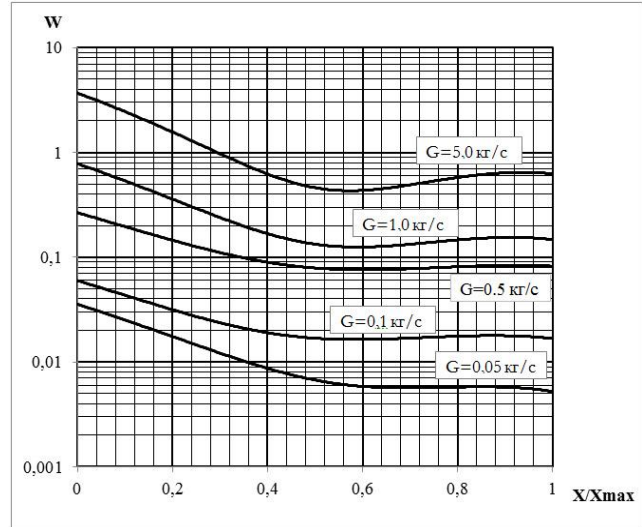


Рис. 6. Залежності швидкість у отворах у блоці від відстані між віссю патрубків та отвору, та швидкість у отворах

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки каналу блока визначається за допомогою критеріальних рівнянь:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \left[\frac{Wt}{m^2 K} \right], \quad Re = \frac{W \cdot d}{\nu}$$

$$W = \frac{V}{S} \left[\frac{m}{c} \right], \quad \epsilon_1 = 1,13(L/d_1 = 175/9 \gg 20), \quad (5)$$

$$Re < 2300, \quad Nu = 0,74 \cdot (RePr)^{0,2} \cdot (GrPr)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_1,$$

$$2300 < Re < 10000$$

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,2} \cdot \epsilon_1,$$

$$Re > 10000 \quad Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_1.$$

Базуючись на принципі суперпозиції теплового потоку та закону теплопровідності Фур'є, (рис. 7).

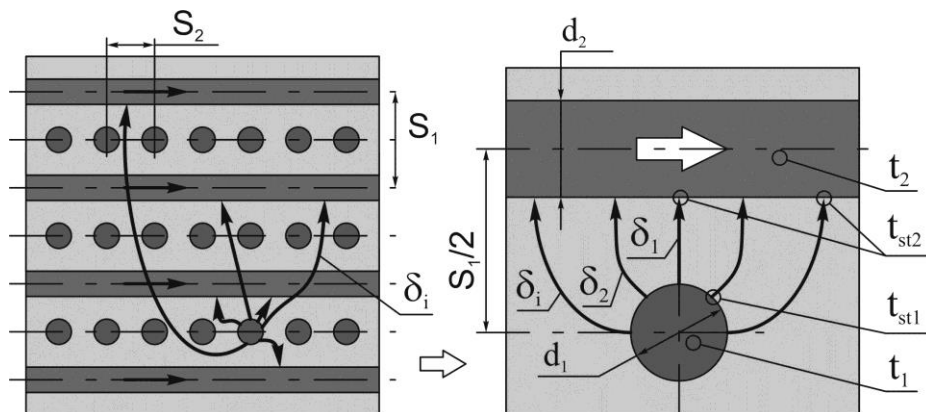


Рис. 7. Передача тепла у матеріалі блока за рахунок теплопровідності

$$Q = \sum \left(\Delta t \cdot F_{i1} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i1}} + \frac{1}{\sum \left(\frac{1}{\left(\frac{\bar{\delta}_i}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2i}} \right)} \right)}} \right) = |\alpha_{2i} = \text{const}| = \Delta t \cdot F_{i1} \cdot \sum \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i1}} + \frac{1}{\left(\frac{\bar{\delta}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2i}} \right)}} \quad (6)$$

за умови інтенсивного гідродинамічного руху $\frac{\bar{\delta}}{\lambda} \gg \frac{1}{\alpha_{2i}}$, та $\frac{1}{\alpha_{i1}} \ll \frac{\left(\frac{\bar{\delta}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2i}} \right)}{n_2}$ процес теплообміну визначається теплопровідністю матеріалу блоку (рис. 8):

$$Q = \Delta \cdot t \cdot F_{i1} \cdot \sum \left(\frac{\lambda}{\bar{\delta}_i} \right) = \Delta t \cdot 96 \cdot (3,14 \cdot 0,009 \cdot 0,175) \left(\frac{\lambda}{\bar{\delta}} \right) = \Delta t \cdot 0,474 \cdot \left(\frac{92,5}{\bar{\delta}} \right) = 8056 \cdot \Delta t, \quad \alpha_{2i} \gg 19843$$

$$\bar{\delta} = 0,00545 \text{ [m]}, \quad F_{i1} = 3,14 \cdot 0,009 \cdot 0,175 = 0,0049455 \text{ [m}^2\text{]}$$

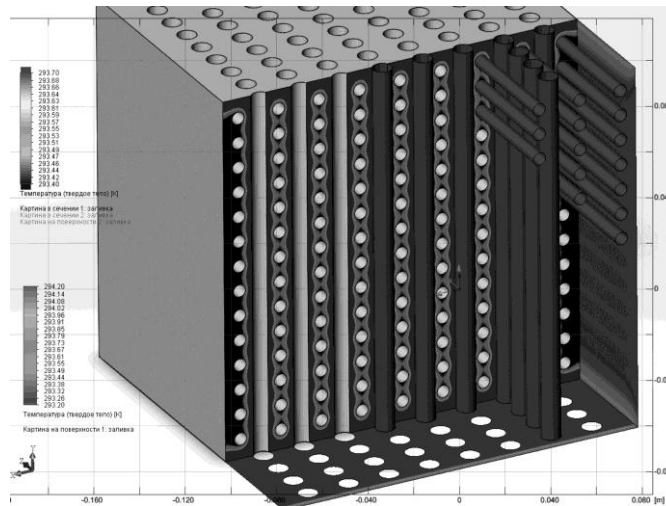


Рис. 8. Температурні поля у блоці теплообмінника з розвинутим гідродинамічним рухом теплоносіїв

За умови неінтенсивного гідродинамічного руху $\frac{\bar{\delta}}{\lambda} \ll \frac{1}{\alpha_{2i}}$, $\frac{1}{\alpha_{i1}} \gg \frac{\left(\frac{\bar{\delta}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2i}} \right)}{n_1}$ процес теплообміну визначається процесом передачі тепла від рідини до поверхні стінки каналу блоку $Q = \Delta t_i \cdot n_1 \cdot F_{i1} \cdot \sum \alpha_{i1}$.

З припущенням $\frac{\bar{\delta}_i}{\lambda} \gg \frac{\bar{\delta}}{\lambda} = \text{const}$, - термічний опір передачі тепла за рахунок теплопровідності матеріалу блоку не залежить від розташування отворів у просторі, та (6):

$$Q = \Delta t \cdot F_{i1} \cdot \sum \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i1}} + \frac{1}{\left(\frac{\bar{\delta}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2i}} \right)}} = \Delta t \cdot 0,0049455 \cdot \sum \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i1}} + \frac{1}{96} + \frac{1}{96 \cdot \alpha_{2i}}} =$$

$$= |\alpha_{2i} \gg \alpha_{i1}| = \Delta t \cdot 0,0049455 \cdot \sum \frac{96 \cdot \alpha_{i1}}{97 + (5,89E-5) \alpha_{i1}}$$

5. Апробація результатів дослідження

Наведено результати (рис. 9, 10):

- теоретичного вирішення задачі визначення кількості тепла, що передається між теплоносіями у наведеному блочному теплообміннику, а саме - в одному його блоці, з урахуванням особливостей гідродинамічного руху теплоносіїв, без врахування теплопередачі через торці блоку;
- експериментальних досліджень процесів теплообміну;
- теоретичного визначення гідравлічного опору блока теплообмінника у гарячих каналах;
- експериментальних досліджень гідравлічного опору блока теплообмінника по гарячому теплоносію.

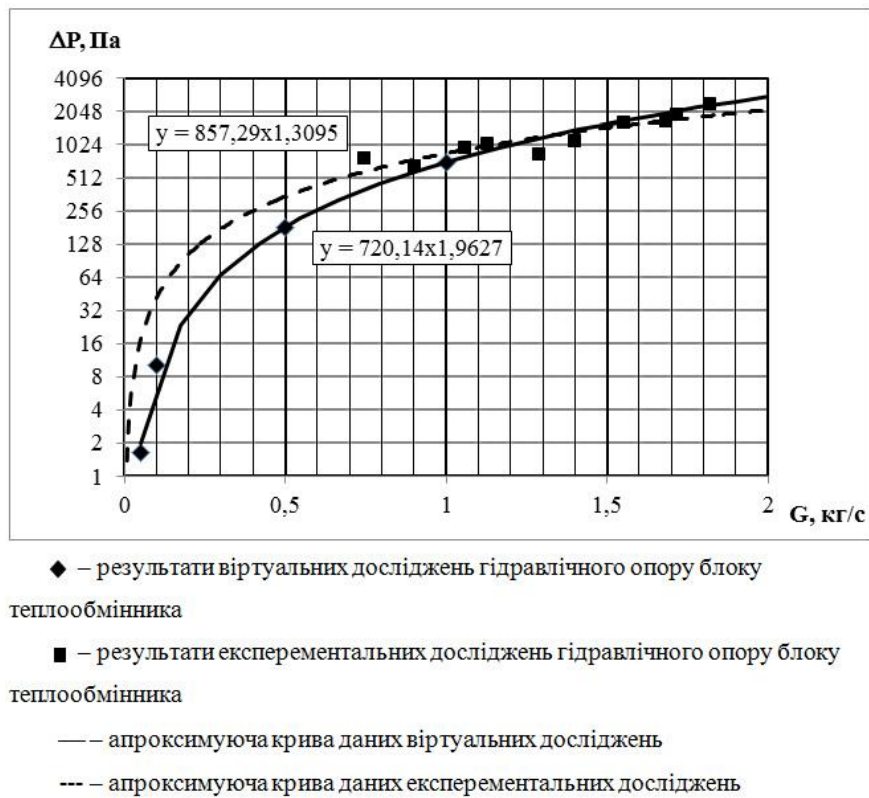


Рис. 9. Експериментально та теоретично отримані залежності гідравлічного опору блоку теплообмінника з урахуванням його конструктивних особливостей

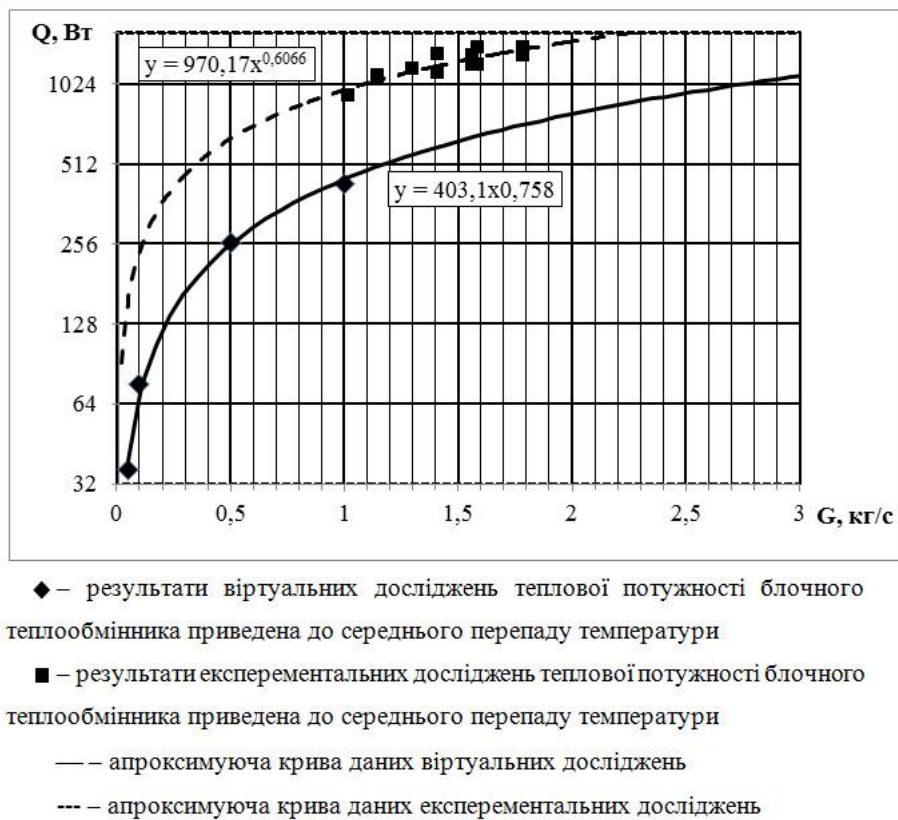


Рис. 10. Експериментально та теоретично отримані залежності теплової потужності блоку теплообмінника з урахуванням його конструктивних особливостей

Лабораторна установка (рис. 11) містить засоби автоматизації та комп'ютерні інтерфейси, що

дозволяють в реальному режимі часу вимірювати основні параметри процесу (температуру).

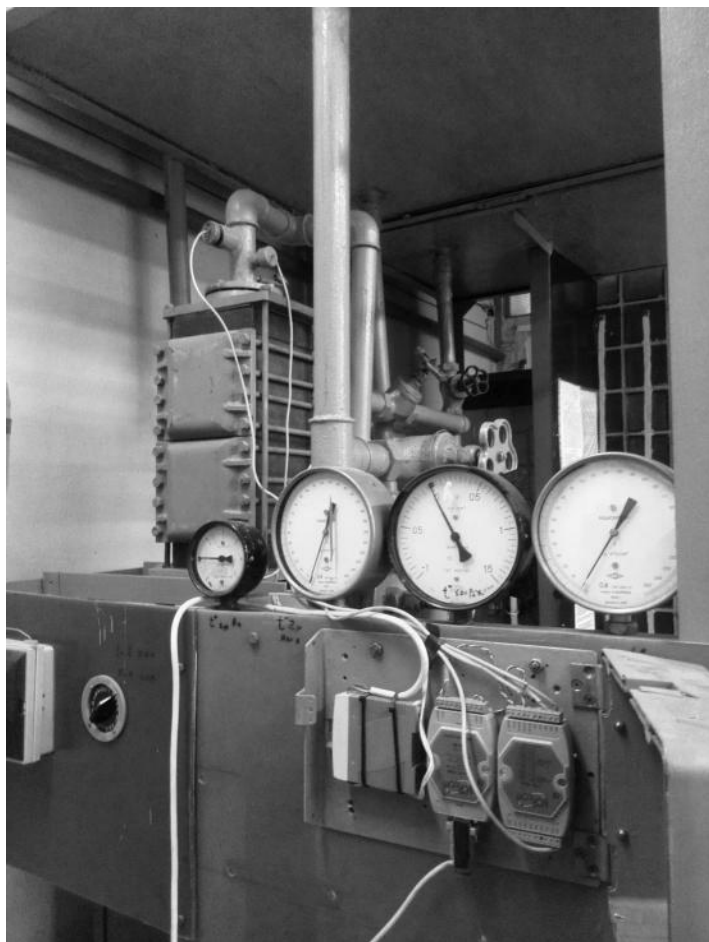


Рис. 11. Експериментальна установка для дослідження теплових та гідродинамічних процесів у блочному теплообміннику

6. Висновки

1. Модель не враховує теплові витрати від гарячого теплоносія у навколишнє середовище.

2. Характер теоретично та експериментально отриманих кривих підтверджує адекватність методики розрахунку та достатню для інженерних розрахунків точність.

3. Користуючись запропонованою методикою розрахунку можливо теоретично визначити теплову потужність теплообмінника та гідравлічний опір, що визначає поточні витрати (потужність насосів для перекачування теплоносіїв) на процес теплообміну, і таким чином оптимізувати кількість блоків та ходів для забезпечення оптимальних режимів роботи теплообмінника, критерієм оптимізації пропонується обрати загальні витрати, які складаються з вартості основного обладнання та поточні витрати на електроенергію, тобто виконати уточнений проектний розрахунок.

4. Теоретичне визначення швидкостей теплоносія у каналах блочного теплообмінника за різних значень його витрат дозволяє запропонувати та обґрунтувати додаткові елементи, що можуть бути встановлені перед блоком для вирівнювання швидкостей потоків у каналах блока.

Література

1. Интернет ресурс фірми GBH Enterprises, Ltd.WebSite [Електроний ресурс] / Режим доступу: http://www.academia.edu/3641981/Graphite_Heat_Exchangers

2. Schou G. Wall Resistance in Graphite-Block Heat Exchangers [Text] / G. Schou, X. D. Chen, J. Deans, J. Kunzel, H. Müller-Steinhagen // Heat Transfer Engineering. – 1997 – Vol. 18, Issue 3. – P. 39–50. doi: 10.1080/01457639708939900

3. Ayers, G. H. Review of the Thermal Conductivity of Graphite-Reinforced Metal Matrix Composites [Text] / G. H. Ayers, L. S. Fletcher // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. – 1998 – Vol. 12, Issue 1. – P. 10–16. doi: 10.2514/2.6317

4. Schou, G. Thermal and hydraulic performance of a graphite block heat exchanger [Text] / G. Schou, J. Deans, J. Kunzel, H. Müller-Steinhagen // Process Intensification. Chemical Engineering and Processing. – 1997. – Vol. 36, Issue 5. – P. 371–384. doi: 10.1016/s0255-2701(97)00012-3

5. Новопавловский, В. С. Расчет коэффициента теплопередачи в блочном графитовом теплообменнике [Текст] / В. С. Новопавловский // Химическое и Нефтяное Машино-строение. – 1979. – Вып. 3. – С. 17–19.

6. Mhetras, S. Heat Transfer and Pressure Loss Measurements in a Turbulated High Aspect Ratio Channel With Large Reynolds Number Flows [Text] / S. Mhetras, J.-C. Han, M. Huth // Journal of Thermal Science and Engineering Applications. – 2014. – Vol. 6, Issue 4. – P. 041001. doi: 10.1115/1.4027299

7. Aly, W. I. A. Computational Fluid Dynamics and Optimization of Flow and Heat Transfer in Coiled Tube-in-Tube Heat Exchangers Under Turbulent Flow Conditions [Text] / W. I. A. Aly // Journal of Thermal Science and Engineering Applications. – 2014. – Vol. 6, Issue 3. – P. 031001. doi: 10.1115/1.4026120

8. Farsad, E. Fluid Flow and Heat Transfer in a Novel Microchannel Heat Sink Partially Filled With Metal Foam Medium [Text] / E. Farsad, S. P. Abbasi, M. S. Zabihi // Journal of Thermal Science and Engineering Applications. – 2014 – Vol. 6, Issue 2. – P. 021011. doi: 10.1115/1.4025823

References

1. Internet resource company GBH Enterprises, Ltd.WebSite. Available at: http://www.academia.edu/3641981/Graphite_Heat_Exchangers

2. Schou, G., Chen, X. D., Deans, J., Kunzel, J., Müller-Steinhagen, H. (1997). Wall Resistance in Graphite-Block Heat Exchangers. Heat Transfer Engineering, 18 (3), 39–50. doi: 10.1080/01457639708939900

3. Ayers, G. H., Fletcher, L. S. (1998). Review of the Thermal Conductivity of Graphite-Reinforced Metal Matrix Composites. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 12 (1), 10–16. doi: 10.2514/2.6317

4. Schou, G., Deans, J., Kunzel, J., Müller-Steinhagen, H. (1997). Thermal and hydraulic performance of a graphite block heat exchanger. Process Intensification. Chemical Engineering and Processing, 36, (5), 371–384. doi: 10.1016/s0255-2701(97)00012-3

5. Novopavlovskii, V. S. (1979). Raschet koeffitsienta teploperedachi v blochnykh grafitovykh teploobmennikah. Khimicheskoe I Neftyanoe Mashinostroenie, 3, 17–19.

6. Mhetras, S., Han, J.-C., Huth, M. (2014). Heat Transfer and Pressure Loss Measurements in a Turbulated High Aspect Ratio Channel With Large Reynolds Number Flows. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6 (4), 041001. doi: 10.1115/1.4027299

7. Aly, W. I. A. (2014). Computational Fluid Dynamics and Optimization of Flow and Heat Transfer in Coiled Tube-in-Tube Heat Exchangers Under Turbulent

Flow Conditions. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6 (3), 031001. doi: 10.1115/1.4026120

8. Farsad, E., Abbasi, S. P., Zabi-hi, M. S. (2014). Fluid Flow and Heat Transfer in a Novel Microchannel Heat Sink Partially Filled With Metal Foam Medium. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6 (2), 021011. doi: 10.1115/1.4025823

*Рекомендовано до публікації д-р техн. наук Карвацький А. Я.
Дата надходження рукопису 17.02.2015*

Двойнос Ярослав Григорович, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: xasma@ukr.net

Хотинецький Максим Іванович, кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: maxenuch@i.ua

УДК 621.315.592

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.39154

МОДЕЛЬНЕ ВІДОБРАЖЕННЯ СТВОРЕННЯ ФРОНТАЛЬНИХ ШАРІВ ПОРИСТОГО КРЕМНІЮ ДЛЯ СОНЯЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

© В. Ю. Єрохов

Для отримання фронтальних функціональних шарів сонячних елементів (СЕ) був зроблений глибокий аналіз існуючих моделей пористого кремнію. Відібрані моделі, максимально дієві для створення ефективного та рентабельного покриття на основі пористого кремнію (ПК) і максимально адаптовані до процесів створення кремнієвих сонячних елементів. Використання шарів ПК, отриманих на основі модельного представлення, спростить технологічний цикл, зменшить вартість виробу та підвищить експлуатаційні характеристики, тобто дозволить підвищити ефективність технології виготовлення сонячних елементів

Ключові слова: *антивідбивне покриття, пористий кремній модельне представлення, електрохімічне травлення, фотоелектричний перетворювач*

For obtaining the frontal functional layers of solar cells (SC) was made deep analysis of existing models of porous silicon. The selected models are most effective to create an efficient and cost-effective coating on porous silicon and best adapted to the processes of creating silicon solar cells. Using layers of porous silicon obtained from the model representation simplify the work cycle, reduce product cost and improve performance that will increase the efficiency of manufacturing technology of solar cells

Keywords: *antireflective coating, porous silicon, model representation, electrochemical etching, solar cell*

1. Вступ

В результаті інтенсивного розвитку ФЕП сонячної енергії за три останні десятиліття стало широко впровадження сонячних елементів для живлення різноманітних малопотужних електронних пристроїв, систем наземного електроживлення, а також потужних фотовольтаїчних станцій. Прагнення до зниження вартості і підвищення технічних і фотоелектричних параметрів веде до розробки нових систем. Внаслідок відносно великого показника заломлення кремнію фронтальна поверхня кремнієвих ФЕП відбиває значну частину випромінювання з довжиною хвиль 0,4...1,1 мкм.

Ефективним способом зменшення втрат, обумовлених відбиванням випромінювання можуть слу-

гувати антивідбивні покриття (АВП) і текстури нанесені на фронтальну поверхню ФЕП. Вибір оптимальної поверхні кремнієвих фотоелементів обумовлено наступними факторами [1]:

– неспівпаданням положення максимуму спектрального розподілу енергії випромінювання джерела світла і максимуму спектральної чутливості фотоелемента;

– дисперсією показника заломлення кремнію; невеликими розмірами і нерівностями робочої поверхні, що не дозволяє використати деякі з методів нанесення АВП;

– залежністю форми кривої спектральної чутливості ФЕП від глибини залягання *p-n*-переходу та параметрів нанесеної плівки.