

УДК 536.24:533.6.011

DOI: 10.15587/2313-8416.2017.92832

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ГВИНТОПОДІБНОЇ ТРУБИ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ З УРАХУВАННЯМ ВНУТРІШНЬОЇ ТЕЧІЇ ПОТОКУ

© О. В. Баранюк, С. І. Трубачев, С. А. Рева

Проведено дослідження міцності латунної гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею при внутрішній течії повітряного потоку засобами CFD-моделювання. Метою роботи є визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтоподібних труб, які планується використати для створення теплообмінного апарату. Верифікації даних CFD-моделювання здійснювалась за допомогою співставлення з тестовою задачею відомою з літератури

Ключові слова: теплообмін, гвинтоподібна труба, рівнорозвинена поверхня, вимушена конвекція, міцність, технологія трьохроликового обкочування

1. Вступ

Стаття присвячена аналізу течії в середині гвинтоподібної труби поверхня якої побудована за однозахідною гвинтовою лінією при неізотермічних умовах. Актуальність матеріалу статті нерозривно пов'язана з проблемою модернізації існуючого теплообмінного обладнання. Найбільш металоємною частиною в згаданому обладнанні є теплообмінна секція зібрана з традиційних круглих або круглоребристих труб. Зменшити металоємність можливо застосовуючи методи інтенсифікації теплообміну як із сторони потоку, що рухається в середині труб, так і зі сторони потоку, який омиває ці труби ззовні. Саме цим вимогам відповідають розроблені в КПІ ім. Ігоря Сікорського [1] гвинтоподібні труби з рівнорозвиненою поверхнею. Такі труби планується використати у якості поверхонь нагріву для конденсаторів, парових калориферів, повітря підігрівачів промислових котлів, наприклад Е-50-4-440Г.

2. Літературний огляд

Гвинтоподібні теплообмінні труби з рівнорозвиненою поверхнею, що пропонуються, не мають аналогів у світі, всебічно досліджувались авторами [1–3]. Їхня конструкція дозволяє одночасно суттєво збільшити як зовнішню, так і внутрішню поверхню теплообміну (в 1,15–1,4 рази). Завдяки гвинтоподібним виступам-впадинам, які послідовно чергуються з заданою висотою-глибиною та кроком, вони спричиняють додаткову турбулізацію прилежого шару [3]. За рахунок закрутки внутрішнього та зовнішнього потоків і різкої зміни швидкості потоку при омиванні поверхні відбувається одночасне збільшення інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну в залежності від геометричних характеристик труб та кроків між ними у 1,5–2,5 та 1,1–1,3 рази відповідно. За рахунок цього коефіцієнт теплопередавання збільшується на 25–70 % в порівнянні з трубами круглого перерізу.

Технологію отримання гвинтоподібних профілів на трубках, що базується на використанні трьох роликової обкатної головки сумісно з однороликовою обкатною головкою розроблено в ММІ КПІ ім. Ігоря Сікорського [4].

Досліджені авторами [1–3] гвинтоподібні труби мали зовнішній діаметр 36 мм і невеликі кроки між впадинами та виступами (8–12 мм) при висотах впа-

дин чи виступів (4–5 мм). Вказаний діапазон досить вузький, тому з метою створення умов широкого застосування гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею труб в промисловості його потрібно розширити, що є можливим завдяки тому, що розроблена нова технологія [5] дозволяє отримати латунні трубки діаметром 16 мм з однозахідним гвинтоподібним профілем великої довжини – більше 2 м (рис. 1).

Можливості застосування нової технології [5] необхідно уточнити числовими і експериментальними дослідженнями характеристик теплообміну і аеродинамічного опору таких труб. Уточнення полягає у визначенні оптимальних геометричних параметрів гвинтоподібних тру, які будуть виготовлятися за цією технологією.

Основними геометричними параметрами, які впливають на конфігурацію зовнішньої поверхні труби є крок і висота виступів-впадин гвинтової лінії. Аналіз проводився при змінному крокові гвинтової лінії, що становив 8, 12 і 20 мм. В усіх трьох досліджених типорозмірів висота виступів-впадин гвинтової лінії залишалась не змінною і становила 2,5 мм. Значення вибраних параметрів для аналізу продиктовано технологічними складностями, що пов'язані з можливостями технології трьохроликового обкочування, яка застосовується при виготовленні труби. Отже, визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтоподібних труб зводиться до пошуку оптимального кроку гвинтової лінії. Висновок про оптимальність кроку буде поставлений за умови досягнення максимальної теплової потужності, що здатна розсіяти гвинтоподібна труба при всіх інших однакових умовах.

3. Мета та задачі дослідження

Мета дослідження – визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтоподібних труб, які планується використати для створення теплообмінного апарату.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

– розробити CFD-модель гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею;

– провести тестові розрахунки і обчислення теплоаеродинамічних характеристик дослідних гвинтоподібних труб;

– проаналізувати за допомогою CFD-моделі характеристики міцності таких труб.



Рис. 1. Фотографія довгомірної гвинтоподібної трубки (діаметр 16 мм, крок 8 мм), виготовленої за один прохід

4. Методи дослідження структури течії в середині гвинтоподібної труби

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінченно-елементних CFD-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів вибирались незмінними наступні граничні умови:

– температура потоку на вході в гвинтоподібну трубу $t_{\text{вх}}=26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

– температура стінки труби $t_{\text{ст}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

– витрата повітря через трубу, яка в представленому обчислювальному експерименті вибиралась рівною $9 \cdot 10^{-4}$, $9 \cdot 10^{-3}$, $3 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

Зовнішній вигляд фрагмента скінченно-елементних сіток досліджених типорозмірів труб приведений на рис. 2.

Система рівнянь, що описують процеси перенесення імпульсу та теплоти всередині досліджуваних труб, включає рівняння нерозривності, руху і енергії в формі Рейнольдса наступного виду [6]:

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial \tau} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \nu_{\tau} \right) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} E \right], \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{t}}{\partial \tau} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} &= \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu}{\text{Pr}} + \frac{\nu_{\tau}}{\text{Pr}_{\tau}} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} \right]. \end{aligned} \quad (3)$$

Припускаючи складний характер течії в даному об'єкті, що поєднує особливості, характерні як для пристінкових, так і для вільних зсувних течій, з метою замикання базової системи рівнянь (1)–(3) використовувалась RSM модель рейнольдсових напружень. Турбулентний число Прандтля для розглянутих умов приймалося рівним 0,9.

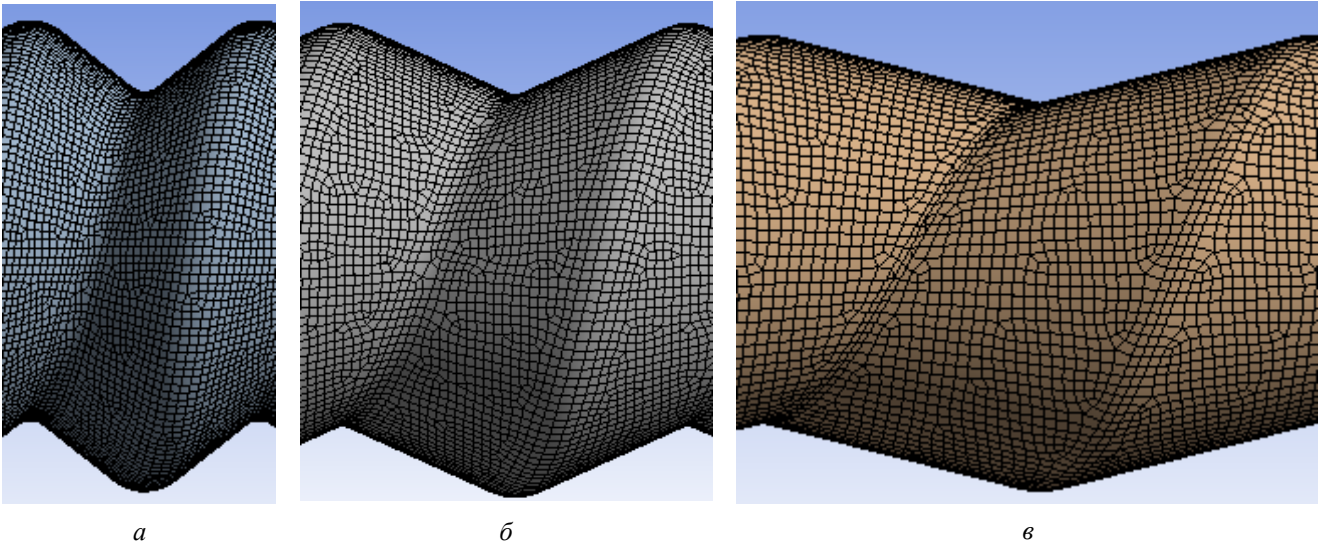


Рис. 2. Скінченно-елементна сітка моделі гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії:
а – 8 мм, б – 12 мм, в – 20 мм

5. Результати дослідження структури течії в середині гвинтоподібної труби

Перед початком основних досліджень з CFD-моделлю гвинтоподібної труби, проводилось дослідження CFD-моделі гладкої циліндричної труби внутрішнім діаметром і довжиною (16 мм і 500 мм відповідно), що співпадають з дослідженими моделями гвинтоподібної труби. Дослідження проводи-

лось при зазначених у п. 4 граничних умовах, моделі турбулентності і при тій самій щільності розрахункової сітки.

Для порівняння результатів числового моделювання – інтенсивності теплообміну і аеродинамічного опору, при турбулентному режимі течії використовувалась приведені в [7] відомі розрахункові залежності:

$$Nu_{жс} = 0.021 Re_{жс}^{0.8} Pr_{жс}^{0.43} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0.25} \epsilon_l, \quad (4)$$

$$\Delta p = \xi \frac{l \rho w^2}{d \cdot 2}, \quad (5)$$

де

$$\xi = \frac{0,31464}{Re_d^{0,25}}, \quad (6)$$

Поправка на початкову ділянку ϵ_l , вибиралась згідно рекомендацій [7].

Згідно оцінки по приведеним залежностям похибка розрахункових даних по теплообміну складає 1,2 %, а по аеродинамічному опору 5,8 %. Таким чином, можна зробити висновок, що розроблену CFD-модель можливо використовувати для розрахунку теплообміну і гідродинаміки гвинтоподібних труб.

Теплова потужність визначається програмно засобами ANSYS-Fluent (рис. 2), шляхом визначення ентальпії потоку на вході-виході з гвинтоподібної труби. На основі отриманих даних розраховувались безрозмірні дані щодо інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору приведені рис. 3, 4.

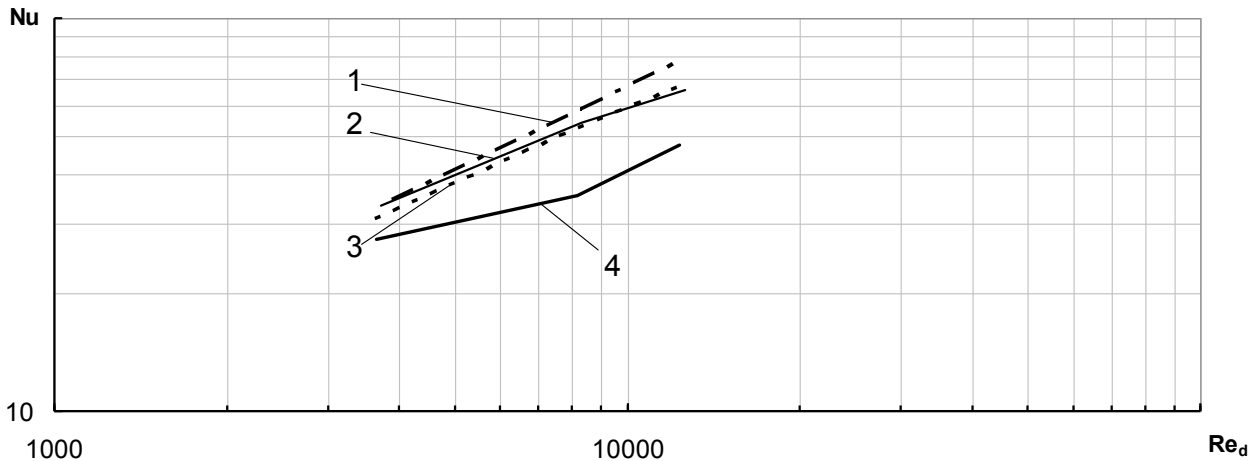


Рис. 3. Аналіз теплових характеристик гвинтоподібних труб

Аналіз рис. 3 свідчить, що при течії повітря в досліджених трубах спостерігався як турбулентний так і перехідний режим течії, про що свідчить характерний злам кривих при $Re_d = (8-12) \cdot 10^3$. Який в свою чергу підтверджує зростання інтенсивності теплообміну при турбулентному режимі течії. Результати порівняльного аналізу (рис. 3) також свідчать, що у випадку застосування гвинтоподібних труб інтенсивність теплообміну зростає майже на 50 % порівняно з гладкою циліндричною трубою тієї ж довжини і зовнішнього діаметру. Також можна констатувати, що серед досліджених типорозмірів гвинтоподібних труб найбільший тепловий потік (19 Вт) здатна розсіяти

труба, крок гвинтової лінії якої становить 8 мм. Для цієї труби також характерна більша поверхня теплообміну (на 3 %), чим для всіх інших труб.

Зростання інтенсивності теплообміну нерозривно пов'язане з ростом аеродинамічного опору. Так для гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії 8 мм, зростання інтенсивності теплообміну на 50 % супроводжується ростом аеродинамічного опору в 9...10 разів. При цьому необхідно відмітити, що гвинтоподібна труба крок гвинтової лінії якої становить 20 мм, яка здатна підвищити інтенсивність теплообміну на 30 % при одночасному зростанні аеродинамічного опору в 5...6 разів.

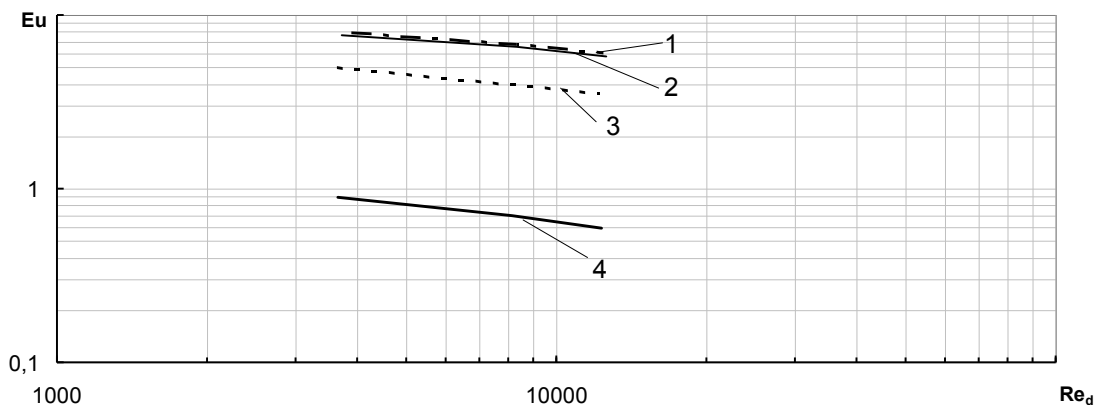


Рис. 4. Аеродинамічний опір гвинтоподібних труб

Автори пов'язують таке значення опору (рис. 4) збільшенням місцевих опорів, тобто з більшою кількістю витків на заданій довжині. Тому глибина виступів-впадин 2,5 мм на гвинтоподібній поверхні є завеликою, бажано було б її зменшити до 1...1,5 мм. Саме про дотримання такого співвідношення між висотою виступів-впадин і їх кроком рекомендується притримуватись в [8].

Окрім теплових характеристик розроблена CFD-модель здатна визначити характеристики міцності. В якості цих характеристик вибрано значення розподілу напружень і переміщень матеріалу стінок труби внаслідок дії температур потоку і тиску на стінку. В роботах [9, 10] авторами було доведено, що розрахунок напружено-деформованого стану циліндричних оболонок та труб з урахуванням всіх конс-

труктивних особливостей є дуже актуальною проблемою.

Результати обчислення розподілу напружень і переміщень моделі гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії 12 мм представлені на рис. 5. Для всіх інших досліджених форм поверхні гвинтоподібних труб (кроки гвинтової лінії яких становлять 8 і 20 мм) рівень напружень і переміщень майже не відрізняється, тому з метою запобігання перевантаження тексту вони не приводяться. Аналіз напружень (рис. 5) свідчить про те, що для значення перепаду тиску 74 Па, при середній температурі стінки 48 °С спостерігається найбільше переміщення матеріалу стінок моделі в $5 \cdot 10^{-6}$ мм. Це відповідає напруженню 1300 Па. Для порівняння в гладкій циліндричній трубі, напруження, що виникають внаслідок дії надлишкового внутрішнього тиску становить 480 Па.

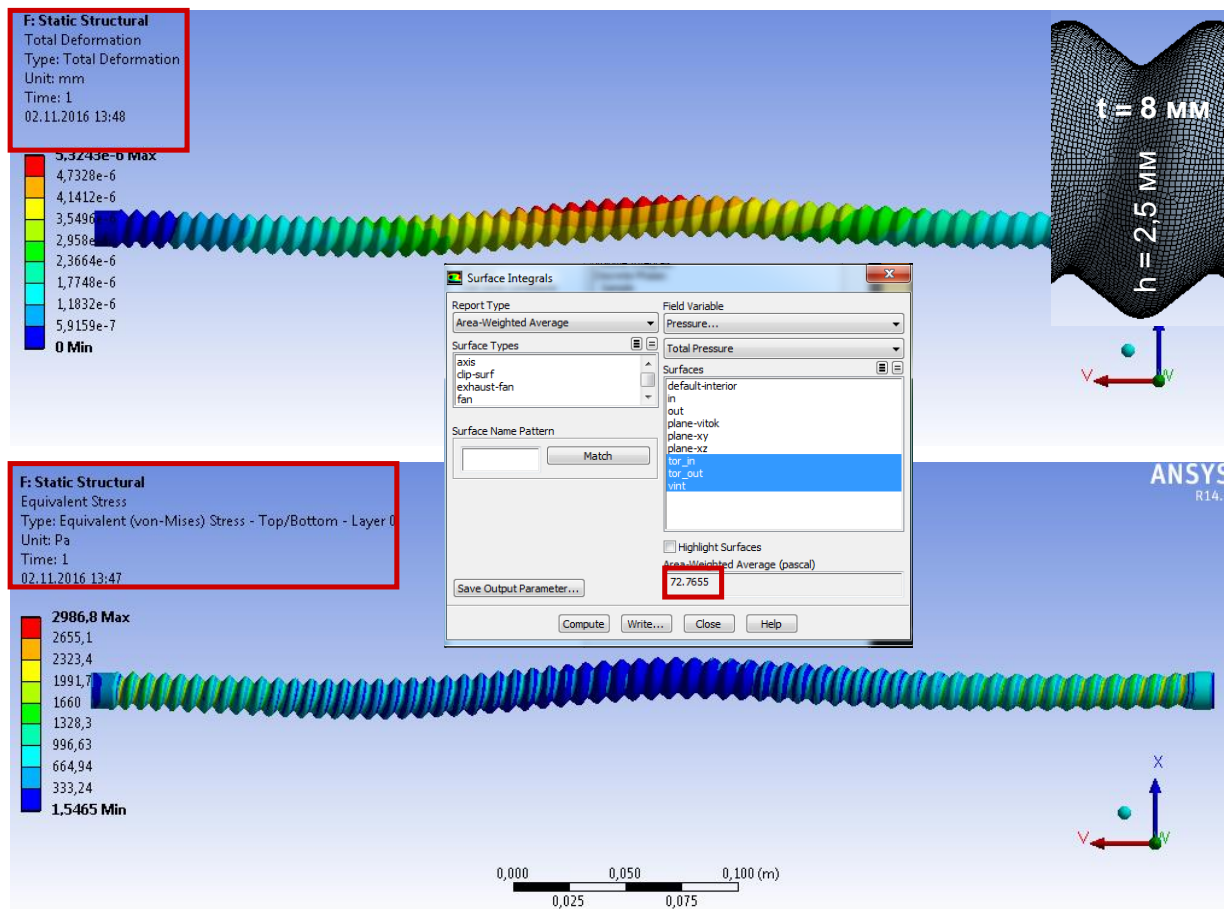


Рис. 5. Розподіл напружень і переміщень матеріалу стінок CFD-моделі гвинтоподібної труби з кроком гвинтової лінії $t=12$ мм

Розглянемо аналітичний розв'язок задачі для гладкої циліндричної труби, як тонкостінної оболонки.

Позначимо радіус кривини вздовж меридіального напрямку ρ_m , радіус кривини радіального перетину ρ_r , товщина оболонки δ , P – внутрішній тиск.

Внаслідок симетрії самої оболонки та навантажень в меридіальних перетинах діють тільки нормальні розтягуючі напруження σ_t , які назвемо коловими. В колових перерізах мають також місце нормальні напруження σ_m – меридіональні.

З рівняння Лапласа

$$\frac{\sigma_t}{\rho_t} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{P}{\delta} \tag{7}$$

отримаємо:

$$\frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{P}{\delta}, \text{ звідки: } \sigma_t = \frac{P \cdot R}{\delta}, \tag{8}$$

Для визначення σ_m відсікаємо поперечним перерізом частину труби та складемо рівняння рівноваги:

$$P \cdot \pi \cdot R^2 - \sigma_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \delta = 0, \quad (9)$$

звідки

$$\sigma_m = \frac{P \cdot R}{2 \cdot \delta}. \quad (10)$$

Меридіальні σ_m та σ_t напруження в такій трубі сталі. Порівнюючи σ_m та σ_t помічаємо, що σ_t в два рази більше за σ_m , тому руйнування буде за твірною.

Перевірку на міцність можна провести за енергетичної теорії міцності (теорія Мізеса):

$$\sigma_p^V = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_m^2} - \sigma_t \cdot \sigma_m \leq [\sigma], \quad (11)$$

При порівнянні результатів розрахунку за формулою (11) та з чисельними результатами, одержаними за допомогою програмного комплексу ANSYS максимальна похибка не перевищила 3,5 %.

6. Висновки

Основні висновки по проведеній роботі наступні:

1. Вирішення тестової задачі у вигляді прогнозування течії в гладкій циліндричній трубі показало, що перепад тиску визначений за розрахунковими емпіричними залежностями з урахуванням поправки на

початкову гідродинамічну ділянку повністю збігається з даними CFD-моделювання.

2. В умовах забезпечення незмінної середньовитратної швидкості потоку, оптимальним кроком гвинтової лінії є крок 8 мм гвинтоподібні труби з при інших незмінних параметрах здатні розсіяти майже в два рази більшу кількість теплоти.

3. В двох досліджених типорозмірів гвинтоподібних труб (кроки гвинтової лінії 8 і 12 мм) зростання інтенсивності теплообміну на 44...50 % супроводжується ростом аеродинамічного опору в 9...10 разів.

4. Гвинтоподібна труба крок гвинтової лінії якої становить 20 мм, здатна підвищити інтенсивність теплообміну на 30 % при одночасному зростанні аеродинамічного опору в 5...6 разів.

5. На основі даних CFD-моделювання спостерігається найбільше переміщення матеріалу стінок моделі в $5 \cdot 10^{-6}$ мм. В гвинтоподібних трубах це відповідає напрузі 1300 Па, тоді як для циліндричної труби 394 Па.

Оцінюючи проведену роботу, можна стверджувати, що результат є попереднім, тобто не враховує тепловіддачу з зовнішньої поверхні і не розкриває усі можливості рівнорозвиненої гвинтоподібної поверхні тому для отримання висновку щодо професійної придатності гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею потрібні додаткові дослідження.

Література

1. Pis'mennyi, E. N. Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units [Text] / E. N. Pis'mennyi // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59, Issue 6. – P. 485–490. doi: 10.1134/s0040601512060080
2. Письменний, Є. М. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею [Текст] / Є. М. Письменний, В. А. Рогаčov, О. М. Терех, В. І. Коньшин, Д. С. Омельчук // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2013. – Т. 1, № 8 (61). – С. 29–33. – Режим доступу: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/9423/8184>
3. Рева, С. А. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб [Текст] / С. А. Рева, В. А. Рогаčov, О. М. Терех, О. В. Алфьорова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2013. – Т. 3, № 8 (63). – С. 54–56. – Режим доступу: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/14837/12639>
4. Пат. № 102107 UA. Спосіб профілювання гвинтоподібних труб. МПК В21D 15/04 [Текст] / Мельник В. С., Бобир М. І., Проценко П. Ю., Маковей В. О.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – № u201505016; заявл. 22.05.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.
5. Маковей, В. О. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб [Текст] / В. О. Маковей, П. Ю. Проценко // Вісник НТУ «ХПИ». – 2013. – № 43. – С. 153–162.
6. Быстров, Ю. А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб [Текст] / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
7. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
8. Калинин, Э. К. Эффективные поверхности теплообмена [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп, А. С. Мякочин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
9. Трубачев, С. И. Напряжено-деформированное состояние цилиндрических толстостенных перфорированных оболочек [Текст] / С. И. Трубачев, Б. О. Яхно // Вестник НТУУ «КПИ». Серия: Машиностроение. – 2013. – № 67. – С. 126–130.
10. Трубачев, С. И. Розрахунок на міцність трубопроводів енергетичних систем з вигинами методом скінчених елементів [Текст] / С. И. Трубачев, О. М. Алексейчук // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2015. – № 12. – С. 94–98.

Рекомендовано до публікації д-р техн. наук Черноусенко О. Ю.

Дата надходження рукопису 04.01.2017

Трубачев Сергій Іванович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: strubachev@i.ua

Баранюк Олександр Володимирович, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: aleksandrW@i.ua

Рева Сергій Анатолійович, аспірант, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: teram57@meta.ua

УДК 006:658.8

DOI: 10.15587/2313-8416.2017.92373

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАКОВАНЬ НА ЯКІСТЬ ПРОДУКТІВ ХАРЧУВАННЯ

© О. С. Калініна, Р. І. Байцар

Розглянуто специфічні особливості зберігання різних продуктів харчування, вплив деструктивних факторів на погіршення їх споживчої цінності та товарного вигляду. Досліджено роль основних видів сучасних паковань та їх функцій в збереженні, а подекуди, і покращенні цілої низки об'єктивних та суб'єктивних показників якості продуктів харчування та в розширенні можливостей їх використання

Ключові слова: пакування зі змінюваними газовими середовищами, активні пакування, інтелектуальні пакування, функції паковань, показники якості

1. Вступ

З розвитком ринкової моделі економіки, впровадженням сучасних технологій, зростанням конкуренції між виробниками, подальшим удосконаленням ринку роздрібною торгівлю через розповсюдження мережі магазинів з системою самообслуговування та об'єктивним збільшенням вимог покупців до якості продукції роль пакування в просуванні товару на ринку значно зросла. Якщо раніше пакування сприймалося виробником і споживачем виключно як засіб для дозування, збереження та транспортування продукту, в наші дні перелік функцій пакування значно розширився і включає такі функції як ергономічна (експлуатаційна), інформаційна та ідентифікаційна, нормативно-законодавча, маркетингова, екологічна тощо. Сьогодні пакування, безумовно, пов'язується у свідомості покупця з якістю презентованного товару та є однією з головних умов його ринкової конкурентоспроможності: навіть найякісніший продукт, запакований в нефункційне, недбале пакування, яке не задовольняє запити споживача, не буде користуватися очікуваним попитом. Отже, на сучасному етапі розвитку ринку без перебільшення можна сказати, що пакування та продукт повинні розглядатися як єдине ціле.

2. Літературний огляд

Проаналізовано низку публікацій, що стосуються різних аспектів пакування продуктів харчування та методів збереження їх споживчої цінності. Так, у статті [1] та дослідженні [2] розглянуті види пакування з антибактеріальними властивостями у вигляді захисних покриттів та високобар'єрних плівок для ковбасних, кондитерських та хлібобулочних виробів; у статті [2] показано вплив багатошарових полімерних пакувальних матеріалів на основні технологічні, фізико-хімічні та якісні показники напівфабрикатів з м'яса птахів; у статті [3] проаналізовано

вплив полімерних багатошарових паковань з застосуванням модифікованого газового середовища або вакууму на споживчі характеристики продукту; у статті [4] проаналізована роль харчового пакування як одного з факторів зниження ризику мікробіологічного псування продуктів харчування; у статті [5] розглянута залежність споживчої цінності кісточкових плодів від дії регульованого газового середовища в пакуванні та температури зберігання; у статті [6] досліджено застосування нанотехнологій в пакувальній галузі; у блозі [7] подано різні приклади вдалих паковань продовольчих продуктів на сучасному ринку.

Однак у цих публікаціях не був розглянутий вплив різних видів паковань та виконуваних ними функцій на якісні показники продуктів харчування.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження було виявлення, аналізування та систематизування зв'язків між різними видами паковань, їх функціями та якістю продуктів харчування.

Для досягнення цієї мети були розглянуті специфічні особливості захисту споживчих властивостей продуктів харчування, основні функціональні характеристики паковань, види паковань і їх роль у збереженні, а подекуди, і покращенні якості харчових продуктів.

4. Аналіз впливу паковань на якість продуктів харчування

Якість товару розглядається як його здатність задовольняти певні вимоги (потреби) споживача. Одночасно з факторами, які традиційно впливають на якість продукції (матеріал, з якого вона виготовлена, рівень проектування та конструювання, якість виготовлення, контроль готової продукції тощо) помітну дію на споживчі властивості товару сьогодні має