

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПЛАСТИНЧАСТОГО СКРЕБКОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА НА ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ ТА ВИТРАТИ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ.

Досліджено вплив геометричних розмірів робочих органів та кількості скребків на інтенсивність теплообміну та на витрати механічної енергії. Отримані узагальнені критеріальні рівняння для розрахунку пластинчато-скребкових теплообмінників.

Ключові слова: скребковий пластинчастий теплообмінник, робочі органи, турбулізація, гідродинаміка, тепловіддача, в'язкість, моделювання.

Исследовано влияние геометрических размеров рабочих органов и количества скребков на интенсивность теплообмена, а также, на затраты механической энергии. Получены критериальные уравнения для проектирования пластинчатых скребковых теплообменников различных размеров.

Ключевые слова: скребковый пластинчатый теплообменник, рабочие органы, турбулизация, гидродинамика, теплоотдача, вязкость, моделирование.

Influence of the geometrical sizes of working bodies and number of scrapers on intensity of heating and expenditure of mechanical energy was investigated. At result were received generalized criterial equations for calculating of the plate-scraped heat exchanger.

Keywords: plate-scraped heat exchanger, working bodies, turbulence, hydrodynamics, heat transfer, viscosity, modeling.

Інтенсифікована тепловіддача в скребковому пластинчастому теплообміннику, пов'язана з складним рухом рідини внаслідок впливу турбулізуючих органів. Раніше нами були отримані залежності інтенсивності тепловіддачі та витрат механічної енергії на турбулізацію потоку, зумовленого обертанням робочих органів [2]. Означені залежності покладені в основу методики розрахунку пастеризаційних апаратів даного типу. Проте, проектування високопродуктивних комплектів обладнання понад 5 м³/год для виробництва масла та комбінованих жирових продуктів (спредів) ставить питання про визначення впливу геометричних та конструктивних параметрів основних елементів на процеси теплообміну та гідродинаміки. Відповідь на них оже бути отримана за допомогою експериментальних досліджень, побудованих на основі теорії подібності і закономірностей, встановлених фундаментальною наукою.

Мета досліджень. Встановити вплив параметрів робочих органів на процеси теплообміну для рідин з підвищеною в'язкістю та отримати критеріальні залежності для проектування пластинчастих скребкових теплообмінників.

Матеріали та методи досліджень. Дослідження базуються на теорії подібності, і полягають в моделюванні процесу теплообміну на експериментальній моделі теплообмінника. В дослідженнях застосовувався метод локального теплового моделювання [4], який передбачає гідродинамічну подібність модельного та реального процесів. Умовою гідродинамічної подібності є геометрична подібність та рівність значень критерію Re для модельного та реального процесів. У виробництві спредів рівень турбулізації в апаратах даного типу може знаходитися в діапазоні значень чисел Re 120÷120000, залежно від температурних режимів та фізичних властивостей жирових сумішей.

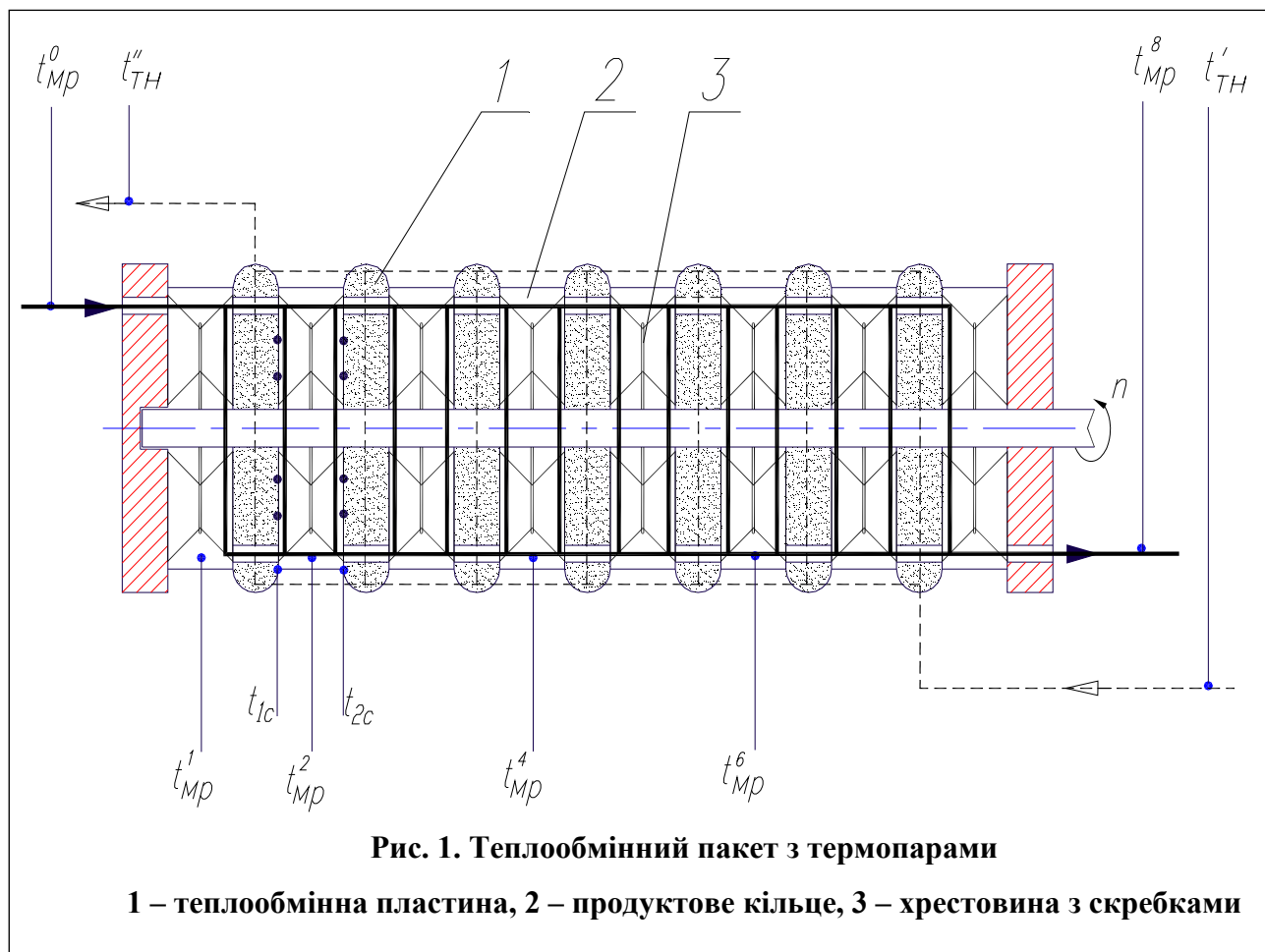
Враховуючи гіроскопічність гліцерину фізичні показники модельних рідин контролювали в рамках кожної серії дослідів. В'язкість μ_{MP} (Па·с) визначали на приладі РЕОтест-2, густину ρ_{MP} (кг/м³) – на

гідростатичних вагах Меопта Т6/1-5 в межах зміни температур від 20 до 100°C. Теплопровідність λ (Вт/м·К) та теплоємність c (Дж/кг·К) модельної рідини розраховували за адитивним принципом $\lambda = \lambda_B(1-\varphi) + \lambda_M\varphi$ та $c = c_B(1-\varphi) + c_M\varphi$, де індексами B, M позначено належність параметру до гліцерину та води відповідно, φ – частка гліцерину в розчині.

У якості модельних рідин (МР) використовували водні розчини гліцерину Д-98, близькі за теплофізичними властивостями до жирових сумішей з вмістом жирової фази 72 та 82 %.

Експериментальний теплообмінний пакет (рис. 1) складається з семи здвоєних теплообмінних пластин 1 і восьми продуктових кілець 2, в порожнині яких обертаються робочі органи 3. Геометричні розміри основних елементів дослідної моделі скребково-пластинчастого теплообмінника пропорційні до розмірів промислових апаратів у відношенні 1:2. Турбулізуючі органи оснащені плаваючими скребками, які в ході експерименту встановлювали у кількості двох, чотирьох та восьми на хрестовині.

Однопакетна компоновка забезпечує однакову швидкість руху потоку в каналах, що спрощує осереднення температурних даних та зміну теплофізичних властивостей потоку.



Моделювання режимів руху здійснювали зміною швидкості обертання приводного валу $n = 20 \div 300$ об/хв за допомогою сервоперетворювача частоти Lenze типу EVS9323. Навантаження робочого валу $T_{кр}$ (Н·м) з хрестовинами визначали за допомогою вимірювача кружного моменту марки ИКМ-4 ГОСТ 15150. За час експерименту проведено по три серії дослідів для хрестовин, оснащених двома, чотирма та вісьмома скребками в режимах охолодження та нагрівання. Отримані дані представлені у вигляді графічної залежності температури потоку від кількості пластин на рис. 2. Лінії 0, 60, 100, 140, 210, 300 характеризують швидкість охолодження за відповідних швидкостей обертання валу. Для усіх швидкостей обертання валу найбільша інтенсивність теплообміну спостерігається на початку теплообмінного пакету. Тому дослідження виконувались на ділянці з найвищим температурним напором, де різниця температур між модельною рідиною та

теплообмінною стінкою найбільша. Застосування методу локального теплового моделювання дозволить отримати більш точні параметри процесу.

Дослідження теплообміну виконувалося за методом з безпосереднім вимірюванням температури теплообмінної стінки [1].

Для цього в радіальних пазах зустрічних поверхонь першої та другої теплообмінних пластин на глибину 0,3 мм вмонтовано по три спеціально виготовлені мідно-константанові термопари. Термопари з'єднані між собою для вимірювання інтегральних температур стінок t_{1C} і t_{2C} .

Температури модельної рідини перед t_{MP}^1 та між t_{MP}^2 дослідними пластинами, на вході t_{MP}^0 та виході пакета t_{MP}^8 , а також теплоносія на вході t_{TH} та виході t_{TH}'' вимірювали за допомогою таких самих термопар, встановлених у відповідних штупцерах та виведених до мікропроцесорного регістратора параметрів Д-ИТ-4ТС(ПІ)-2ЭЗА-RST-ЖК. У якості теплоносія використовувалися гаряча вода та насичена пара. Всі вимірювання виконували після встановлення усталеного теплового режиму, що характеризується незмінними значеннями параметрів.

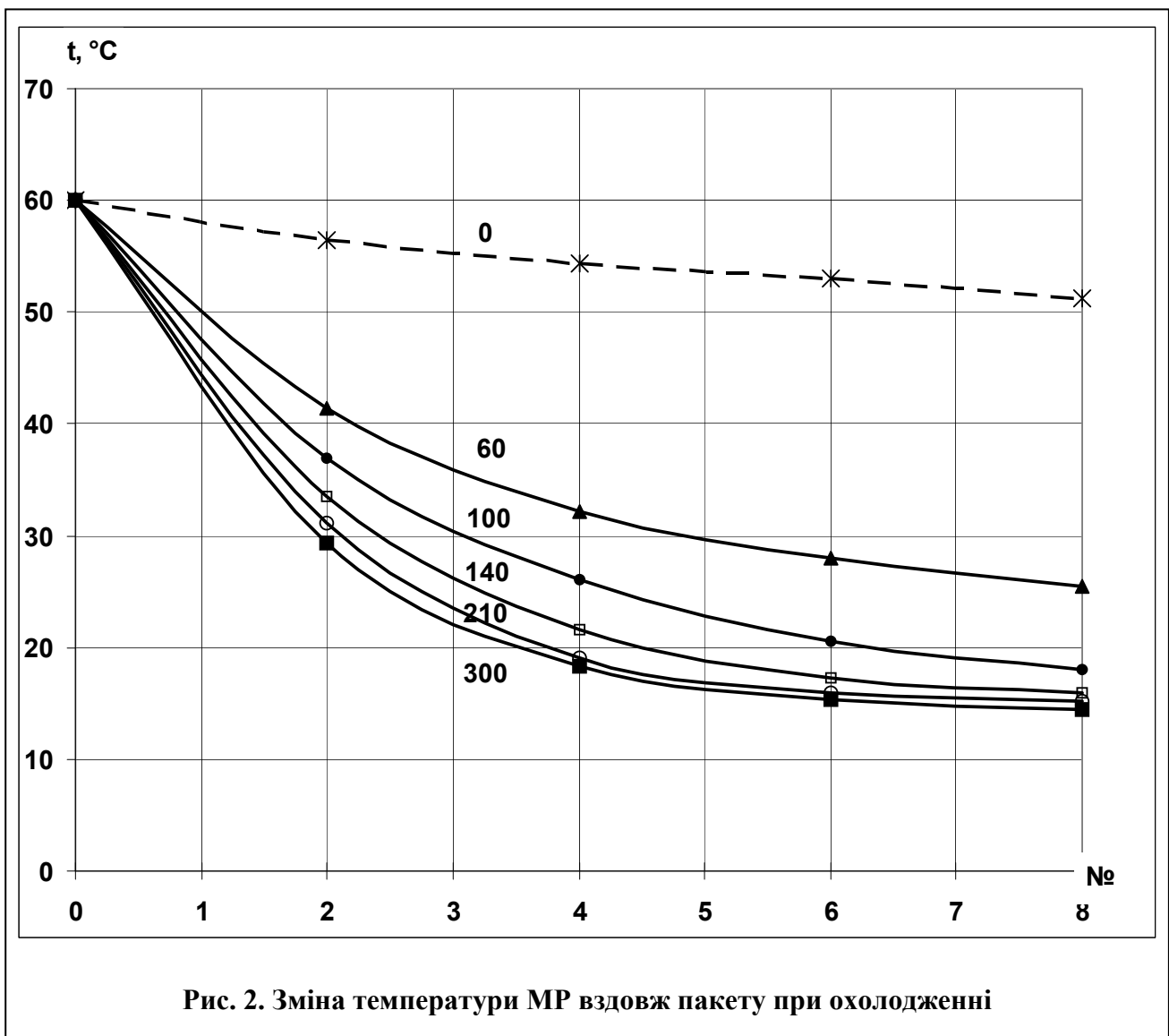


Рис. 2. Зміна температури МР вздовж пакету при охолодженні

Результати досліджень. За отриманими показниками крутного моменту $T_{кр}$ на робочому валу для хрестовин з двома, чотирма та вісьмома скребками розрахована загальна спожита потужність (1)

$$N = \frac{\pi \cdot T_{кр} \cdot n}{30}, (\text{Вт}) \quad (1),$$

витрачається на подолання опору привода апарата N_{xx} та на обертання валу з скребками N_M . Основна кількість енергії в апараті залежить від гідродинамічного режиму руху потоку та його фізичних властивостей. В розрахунках враховувався лише вплив критерію Рейнольда, зумовлений рухом робочих органів Re_M , оскільки встановлено, що турбулізація від нагнітання насосу дуже незначна, щоб суттєво впливати на гідродинаміку потоку і нею можна знехтувати. Витрати потужності на турбулізацію потоку N_M визначали за відрахуванням заздалегідь визначеної величини N_{xx} від отриманих значень загальної спожитої потужності (1)

$$N_M = N - N_{xx}, (\text{Вт}) \quad (2)$$

Величину потужності витрачену на турбулізацію (2) можна надати також в загальному вигляді як функцію числа обертів валу n , кількості скребків на хрестовині z , визначального діаметру перемішувача пристрою $d_{екв}$, коефіцієнта геометричної подібності Γ та фізичних властивостей рідини: в'язкості μ і густини ρ , або $N_M = f(n, z, d_{екв}, \mu, \rho, \Gamma)$ [3,5]. Відповідно до методу теорії розмірностей дана функція може бути надана у вигляді рівняння

$$\frac{N_M}{\rho n^3 d_{екв}^5} = B \left(\frac{d}{D} \right)^m z^r \left(\frac{\rho n d_{екв}^2}{\mu} \right)^{-k} \chi, \quad (3)$$

де χ – кількість перемішувачів в пакеті,

$$\left(\frac{\rho n d_{екв}^2}{\mu} \right) = Re - \text{критерій-комплекс Рейнольдса},$$

$$\frac{N_M}{\rho n^3 d_{екв}^5} = Eu - \text{критерій-комплекс Ейлера},$$

$\Gamma = (D/d)$ – критерій-симплекс геометричної подібності,

z – кількість скребків на одній хрестовині,

B – конструктивний коефіцієнт.

В критеріальному вигляді рівняння (3) має вигляд

$$Eu_M = B \cdot z^r \cdot (d/D)^m \cdot Re^{-k} \cdot \chi \quad (4),$$

де величини B, m, k і r є постійними для кожної конструкції апарату і визначаються експериментально.

Обробка дослідних даних спочатку була виконана у вигляді $Eu_M = f(Re)$, де значення критерію Ейлера для одної хрестовини розраховували за формулою $Eu'_M = N_M / (\rho n^3 d_{екв}^5 \chi)$. Результати представлені графічно в логарифмічній системі координат на рис. 3, де найвище розмістилася множина точок, що характеризує споживання потужності для хрестовини з вісьмома скребками, нижче – з чотирма скребками, що свідчить про менші витрати потужності на турбулізацію.

Значний розкид точок, отриманих для хрестовини з двома скребками, свідчить про нестійкість гідродинамічного режиму за цих умов, особливо при великих швидкостях обертання валу, і свідчить про недоцільність практичного застосування.

Як видно з рис. 3, характери залежностей для чотирьох та восьми скребків ідентичні і змінюються двічі в межах значень $Re = 2000 \div 2400$ і $Re = 7000 \div 8000$. При цьому виділяються три гідродинамічні режими: ламінарний, перехідний та турбулентний.

Отримані точки описуються математичними залежностями між критеріями Eu_M та Re

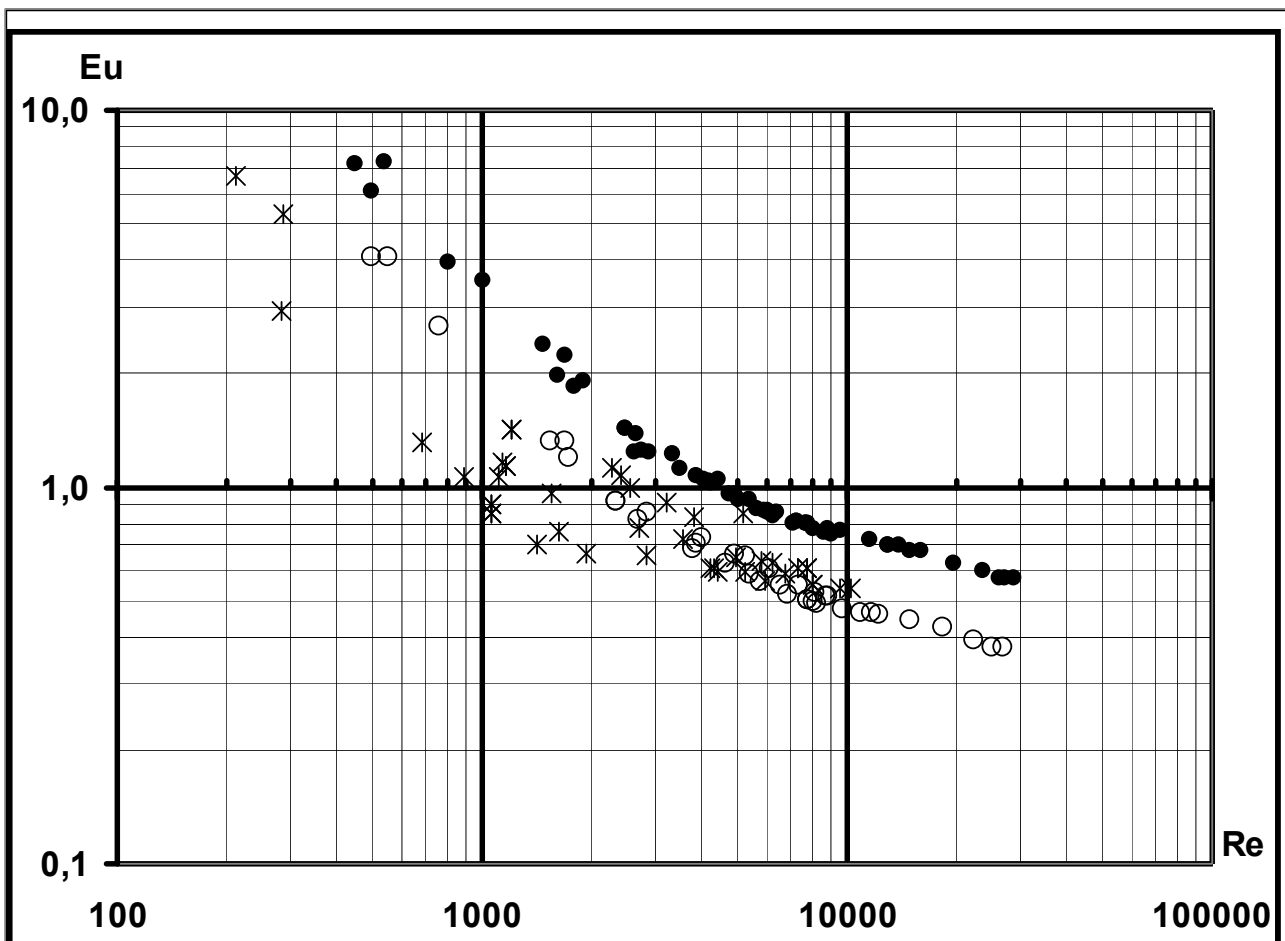


Рис. 3. Характеристики витрат механічної енергії на турбулізацію потоку

Кількість скребків: ● – вісім, ○ – чотири, x – два

в зоні ламінарного режиму $Eu_M = f(Re^{-0,99})$,

в зоні перехідного режиму $Eu_M = f(Re^{-0,48})$,

в зоні турбулентного режиму $Eu_M = f(Re^{-0,25})$.

Виведення узагальноної залежності, що враховує ступінь турбулізації, фізичні властивості речовини, розміри робочих органів та рівень оснащення їх скребками, виконувались за формулою (4). Найменшого розкиду точок було досягнуто для значень $m = r = 0,65$, однакових для параметру геометричної подібності $\Gamma = d/D$ та кількості скребків z (рис. 4).

Таким чином отримана узагальнена залежність витрат енергії на турбулізацію, яка описується рівняннями:

в області ламінарного руху потоку для значень $200 < Re < 2300$

$$Eu_M = 2400(zd/D)^{0,65} Re^{-1},$$

в області перехідного режиму для значень $2300 < Re < 8000$, де вплив гідродинаміки помітно зменшується

$$Eu_M = 47(zd/D)^{0,65} Re^{-0,5}.$$

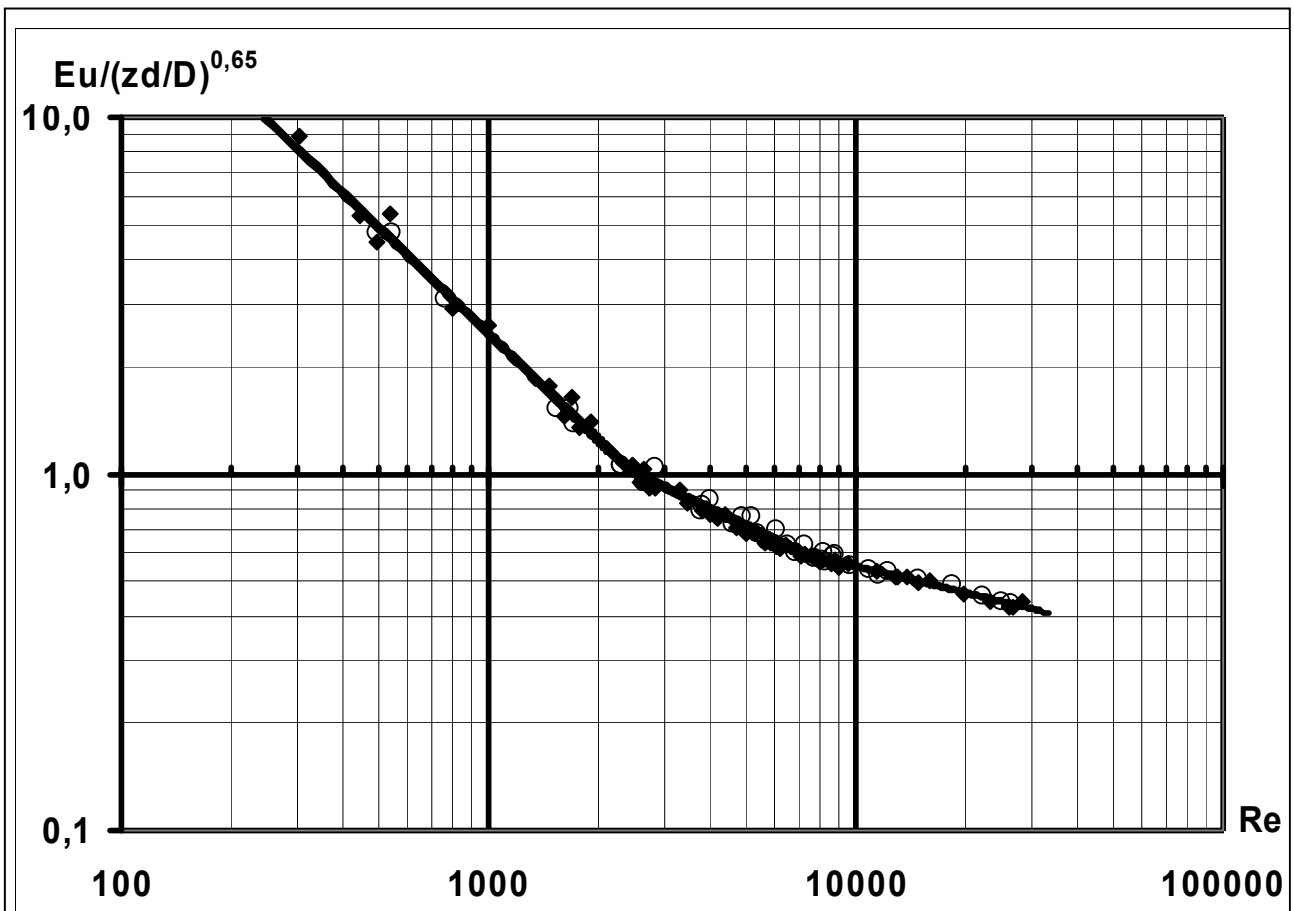


Рис. 4. Залежність витрат механічної енергії від ступеню турбулізації потоку

Кількість скребків: ● – вісім, ○ – чотири.

При подальшому підвищенні рівня турбулізації витрати механічної енергії ще менше залежать від числа Рейнольдса, про що свідчить зниження нахилу апроксимуючої прямої. При виході на розвинений турбулентний режим критерій потужності описується рівнянням

$$Eu_m = 6(zd/D)^{0.65} Re^{-0.25}.$$

Отримані закономірності за характером у цілому відповідні літературним даним для скребкових теплообмінних апаратів [2, 4]. Введення у формулу масштабного коефіцієнта та числа скребків значно розширюють можливості її застосування. Отримані значення коефіцієнтів та показників степені підтверджують правильність отриманих раніше залежностей для хрестовини з розмірами $d=0,056$ та $D=0,456$ і оснащеної вісьмома скребками, для якої $(zd/D)^{0.65}=1$ [2].

Одночасно досліджувався також вплив рівня оснащення турбулізуючих органів на теплообмін.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі виконувалось за методом усталеного теплового потоку з використанням закону Ньютона-Ріхмана:

$$dQ = \alpha \cdot \Delta t \cdot dF.$$

Якщо всі величини, що входять до цього рівняння, відносити до невеликих елементів поверхні, то можна визначити місцеві коефіцієнти тепловіддачі.

В результаті отримано ряд значень коефіцієнта тепловіддачі при охолодженні та нагріванні для двох, чотирьох та восьми скребків на хрестовині, які залежать від багатьох факторів: середовища, швидкості руху, виду та кількості турбулізуючих органів, геометричних розмірів теплообмінної поверхні і т.д. Складність теплових та гідромеханічних явищ в дестабілізованому турбулентному потоці не дозволяє отримати надійні

аналітичні рішення задачі про тепловіддачу. Тому розрахункові формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі виводяться з теорії подібності, яка встановлює залежність між безрозмірними величинами – критеріями подібності. Введення в залежності безрозмірних критеріальних параметрів дозволяє описати процес теплообміну одним рівнянням для всіх можливих гідродинамічних режимів.

Для кожного з експериментів, які виконувалися в умовах вимушеної конвекції, тепловіддача в однофазному середовищі обмежується суттєвим впливом двох критеріїв і має вигляд функції $Nu=f(Re,Pr)$ [4]. Закон тепловіддачі в цьому випадку описується критеріальною залежністю $Nu=ARe^mPr^n$. Критерії подібності віднесені до середньої температури потоку модельної рідини і визначаються за формулами

$$Nu = \alpha \cdot b_{пр} / \lambda; Re = n \cdot d_{екв}^2 \cdot \rho / \mu, Pr = \mu \cdot c / \lambda,$$

де $b_{пр}$ – визначальний геометричний розмір, що відповідає товщині потоку продукту в міжпластинному каналі;

$d_{екв}$ – визначальний діаметр обертання робочих органів, що поділяє кільцевий проміжок між внутрішніми та зовнішніми кінцями скребків на дві рівновеликі площі.

Результати математичної обробки дослідних даних для двох, чотирьох та восьми скребків при охолодженні та нагріванні модельних рідин надані в логарифмічній системі координат на рис. 5 та рис. 6 у вигляді залежностей $Nu/Pr^{0,43}=f(Re)$.

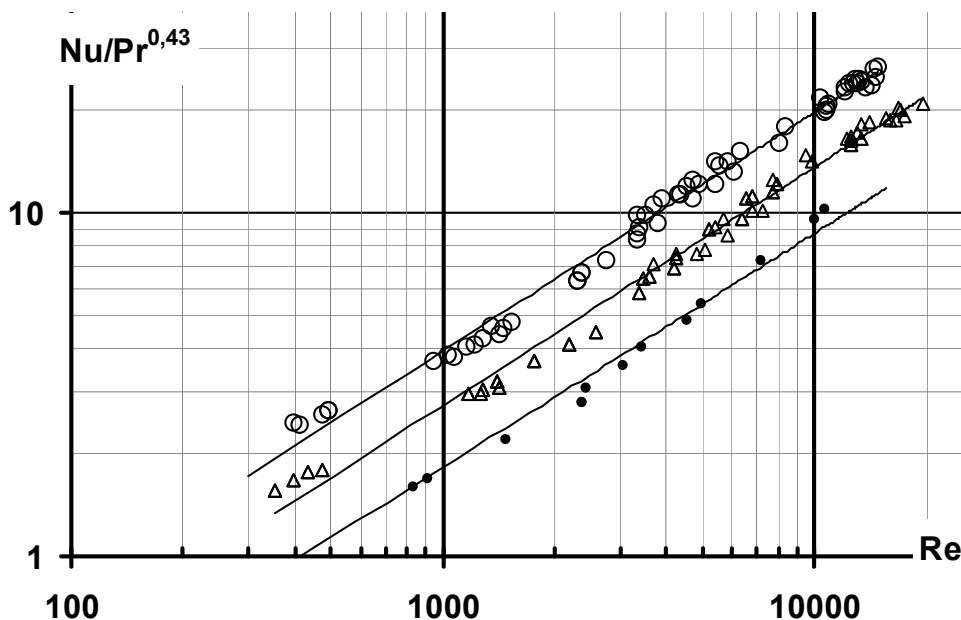


Рис. 5. Залежності $Nu/Pr^{0,43}=f(Re)$ при охолодженні для хрестовин з кількістю скребків:
 • – два, Δ – чотири, \circ – вісім

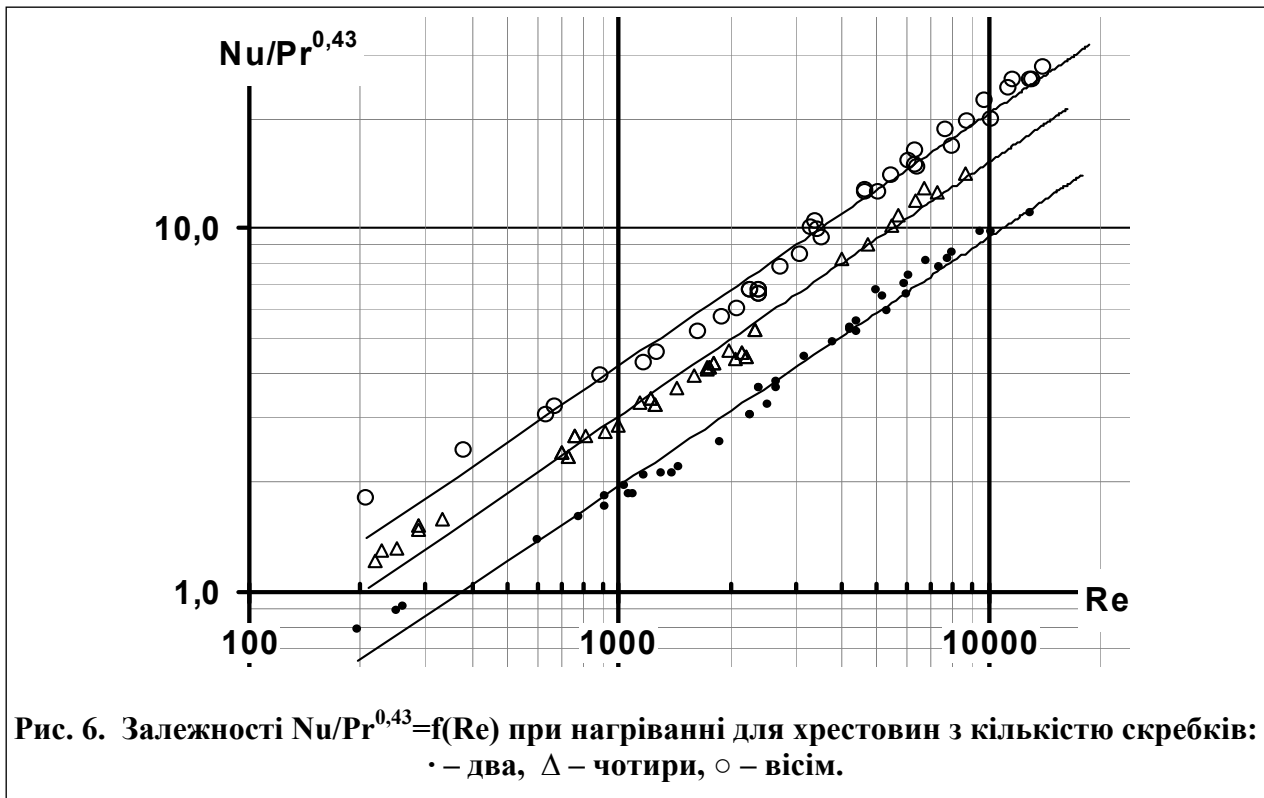
В даному експерименті перехід від ламінарного режиму до турбулентного виявився мало помітним. І хоча точки перелому спостерігаються в межах $Re=2100-2300$, відхилення лінії апроксимації від основної множини точок незначне, і тому критичні значення числа Рейнольдса не встановлювалися.

Інтенсивність тепловіддачі під час охолодження підпорядковуються однаковим за характером залежностям і може бути описана критеріальними рівняннями:

$$\text{для двох скребків } Nu = 0,0164 Re^{0,68} Pr^{0,43}$$

$$\text{для чотирьох скребків } Nu = 0,023 Re^{0,7} Pr^{0,43}$$

$$\text{для восьми скребків } Nu = 0,033 Re^{0,7} Pr^{0,43}.$$



Інтенсивність тепловіддачі під час нагрівання описується рівняннями:

$$\text{для двох скребків } Nu = 0,017 Re^{0,68} Pr^{0,43}$$

$$\text{для чотирьох скребків } Nu = 0,024 Re^{0,7} Pr^{0,43}$$

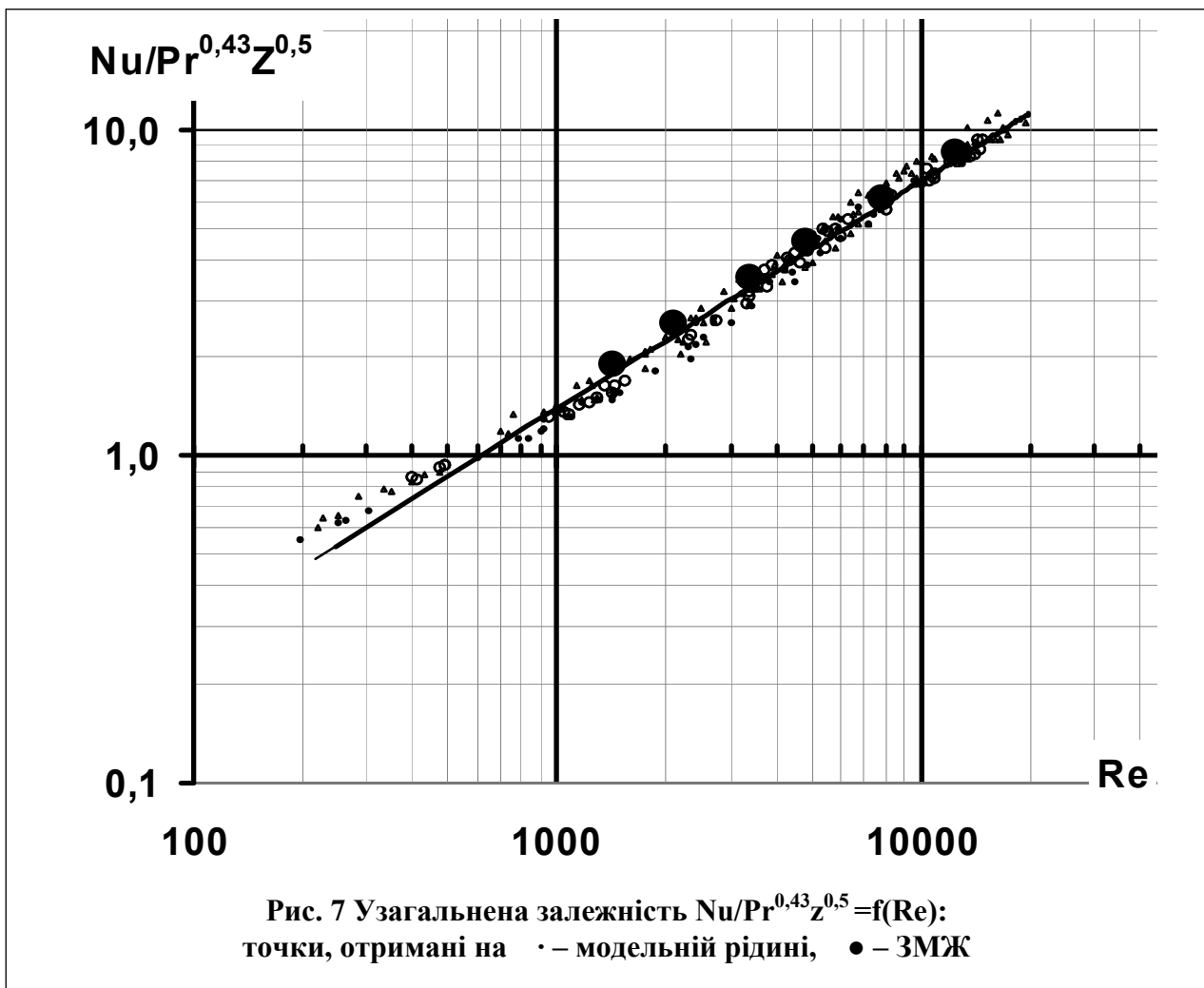
$$\text{для восьми скребків } Nu = 0,034 Re^{0,7} Pr^{0,43}.$$

Як бачимо, характер отриманих залежностей однаковий і відрізняється коефіцієнтом перед критеріями. Це означає, що рівень турбулізації не залежить від кількості скребків z , але кількість скребків впливає на корисне теплотіпання. Одночасно для однаково оснащених скребками хрестовин спостерігається дещо підвищена тепловіддача при нагріванні, виражена величиною коефіцієнта. Очевидно, тут має місце появи додаткового тепла від тертя між скребками та стінкою, яке при охолодженні має протилежний напрям.

Теплові характеристики пластин не залежать від розмірів пластини, оскільки віднесені до одиниці поверхні. Отримані наразі залежності тепловіддачі на експериментальній моделі теплообмінника для восьми скребків практично співпадають з отриманою раніше залежністю для турбулентного режиму на реальній моделі пастеризатора також для восьми скребків, яка має вигляд $Nu = 0,03 Re^{0,67} Pr^{0,43}$ [2].

Виведення узагальненого критеріального рівняння виконувалось з урахуванням оснащення хрестовини скребками відповідно до функції $Nu=f(Re,Pr,z)$. Найбільш повного суміщення точок було досягнуто при введенні в отримані вище залежності множника $z^{0,5}$. Графічний результат математичної обробки представлено на рис. 7. Лінія апроксимації отриманих значень описується залежністю

$$Nu/Pr^{0,43} z^{0,5} = 0,012 Re^{0,7}.$$



Таким чином, узагальнене критеріальне рівняння інтенсивності тепловіддачі має вигляд

$$Nu = 0,012Re^{0,7}Pr^{0,43}z^{0,5}.$$

Залікові експерименти проведені на замінику молочного жиру "Київський особливий" виробництва підприємства "Олком". Точки апробації добре вписуються в експериментальну множину точок, що підтверджує вірність отриманих залежностей.

Висновки.

Досліджено вплив конструктивних параметрів робочих органів пластинчастих скребкових теплообмінників на процеси теплообміну та гідродинаміки. Отримані критеріальні залежності інтенсивності тепловіддачі та витрат механічної енергії, за якими розроблено методику розрахунку теплообмінних апаратів даного типу.

Література

1. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.
2. Г. Ересько, С. Ерошенко «Тепловые и энергетические характеристики пластинчатого скребкового пастеризатора // Молочная промышленность, № 8, 2010 г. – С. 32–34.
3. Глуз М. Д., Павлушенко И. С. Затраты мощности на перемешивание неньютоновских жидкостей // Журнал прикладной химии. – 1967, 40. – № 7. – С. 1435–1490.
4. Михеев М. А., Михеев И. М. Основы теплопередачи. – М. : Энергия, 1973. – 320 с.
5. В. Н. Стабников, В. М. Лысянский, В. Д. Попов. Расход энергии при механическом перемешивании // Процессы и аппараты пищевых производств. – М. : Агропромиздат, 1985. – С. 105–109.