

плоти випаровування води з рослинних об'єктів, задля чого ми вирішили спочатку дослідити теплоту випаровування води з розчинів вуглеводів. Пропанол же був взятий для досліджень тому, що він є широко розповсюдженим у хімічній промисловості органічним розчинником для якого наявні достовірні дані щодо питомої теплоти випаровування, яка значно відрізняється від питомої теплоти випаровування чистої води.

Отримані результати дослідження питомої теплоти випаровування чистої води та пропанолу при 40, 60 та 80 °С дали відносну експериментальну похибку для води до 3 та пропанолу менше 1 %. Результати ж визначення питомої

теплоти випаровування води з розчинів цукрози, глюкози та фруктози з вихідною концентрацією 12 % підтвердили наявність впливу вуглеводів на теплоту випаровування. Експериментально отримані значення питомої теплоти випаровування співпали з табличним значенням питомої теплоти випаровування води тільки на початковому етапі зневоднення розчинів (до концентрації ~ 30...40 %). При подальшому концентруванні, коли значно зростала доля гідратної води, пропорційно зростала й експериментально отримувана питома теплота випаровування. Нам вдалося дослідити зміни теплоти випаровування води з висококонцентрованих (пересичених) розчинів цукрози, глюкози та фруктози.

Горобець В.Г.

Інститут технічної теплофізики НАН України

ТЕПЛОВІДДАЧА ТА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ТРУБ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ІНТЕНСИФІКАТОРАМИ

Розроблено математичну модель процесів тепломасопереносу для поверхонь з циліндричними інтенсифікаторами. Проведено числові розрахунки та визначено основні локальні та інтегральні характеристики труб з циліндричними інтенсифікаторами. Знайдено оптимальні значення відстані між сусідніми інтенсифікаторами, при яких тепловідвід від поверхні буде максимальним.

Разработана математическая модель процессов тепломассопереноса для поверхностей с цилиндрическими интенсификаторами. Выполнены численные расчеты и определены основные локальные и интегральные характеристики труб с цилиндрическими интенсификаторами. Определены оптимальные расстояния между соседними интенсификаторами, при которых теплосъем с поверхности будет максимальным.

The mathematical model of heat transfer process for surfaces with the cylindrical intensifiers. Numerical solutions and the main local and integral heat characteristics of tubes with the cylindrical intensifiers are found. The optimal distances between the neighboring intensifiers are determined for which heat transfer from surfaces is maximal.

Серед відомих типів поверхонь теплообміну, в яких застосовуються різні методи інтенсифікації процесів тепломасопереносу можна виділити поверхні з інтенсифікаторами циліндричної форми (рис. 1). Наявність таких інтенсифікаторів на плоскій або криволінійній поверхні дає змогу створити на поверхні обтікання такі умови течії, при яких відбувається періодичний відрив та приєднання зовнішнього потоку до теплообмінної поверхні. Для вказаних умов течії в області приєднання мають місце значні величини

локальних тепловідводів від поверхні, що обумовлено малою товщиною пограничного шару в цих областях. Локальні величини коефіцієнта тепловіддачі в точках приєднання суттєво вищі в порівнянні з величинами, які характерні для гладких поверхонь без інтенсифікаторів теплообміну. Крім того, при наявності хорошого контакту між несучою поверхнею і інтенсифікатором та малих значеннях контактного термічного опору між ними, збільшується загальна площа поверхні тепловідводу.

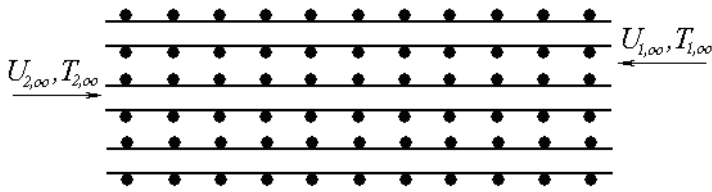


Рис. 1. Пучок труб з інтенсифікаторами.

Використання інтенсифікаторів теплообміну може в 1,5...3 рази підвищити сумарний тепловий потік, що відводиться від поверхні, в порівнянні з потоком відведеним від гладкої поверхні [1].

Розроблена математична модель процесів теплопереносу та проведено чисельні розрахунки локальних та інтегральних теплових характеристик для труб з циліндричними інтенсифікаторами. Розглянуто випадок формування течії на поверхні труби з інтенсифікаторами: при великих відстанях між ними $h \ll s$ (рис. 2). Для цього випадку характерною є наявність між інтенсифікаторами двох областей відривної течії в кутових зонах (області I і III) та ділянки приєднаної течії до поверхні труби між зонами відривної течії (область II). При розробці математичної моделі були використані інтегральні методи розрахунку теплопереносу для неізотермічних поверхонь [2-4]. Труба з інтенсифікаторами по її довжині розбивається на $N+1$ елементарну ділянку, кожна з яких знаходиться між сусідніми інтенсифікаторами (див. рис. 2).

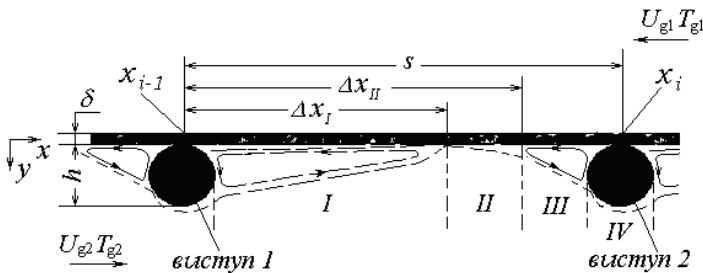


Рис. 2. Схема течії на поверхні труб між виступами.

Рівняння теплопереносу для елементарної ділянки труби має вигляд:

$$\lambda \delta_t \frac{\partial^2 \bar{T}_{i,t}}{\partial x^2} = q_{1,n}(x, \bar{T}_{i,t}) + q_2(x, \bar{T}_{i,t}) + \Delta(x-is) Q_{ic}(is, \bar{T}_{i,t}) / \delta_t, \quad (1)$$

де $x_{i-1} \leq x \leq x_{i-1} + s$, $i = 1, 2, \dots, N$ координата x відноситься до ділянки труби для i -го елемента її поверхні,

$\bar{T}_{i,t} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} T_{i,t}(x, y) dy$ – усереднена температура по товщині труби для i -ї ділянки, q – густина

теплого потоку, що відводиться з поверхні, $x_i = x_{i-1} + s$ – довжина труби з інтенсифікаторами після i -ї ділянки, індекси t, c позначають трубу і циліндричний інтенсифікатор, 1, 2 – зовнішню і внутрішню сторону труби, індекс n показує номер характерної області течії на зовнішній поверхні труби ($n=I-IV$), $i=1, 2, \dots, N+1$ – номер елементарної ділянки труби, N – кількість інтенсифікаторів на поверхні труби. При розробці математичної моделі прийнято, що інтенсифікатори розглядаються у вигляді теплових джерел (стоків) на поверхні труби, а

$$Q_{i,s}(is, \bar{T}_{i,t}) = \int_0^{2\pi} q_{1,n}(r_1 \varphi, \bar{T}_{i,t}(x=is)) r_1 d\varphi$$

– загальна кількість теплоти (потужність теплового джерела чи стоку), що відводиться (підводиться) i -м інтенсифікатором від поверхні труби, r_1 – зовнішній радіус циліндричного інтенсифікатора, $\Delta(x-is)$ – дельта-функція, яка набирає значень: $\Delta=1$ при $x=is$ і $\Delta=0$ при $x \neq is$.

Граничні умови для кожної елементарної ділянки труби можуть бути представлені у вигляді:

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_{1,t}}{\partial x} \right|_{x=x_0} = \left. \frac{\partial \bar{T}_{N,t}}{\partial x} \right|_{x=x_{N+1}} = 0, \quad \left. \frac{\partial \bar{T}_{i-1,t}}{\partial x} \right|_{x=x_i} = \left. \frac{\partial \bar{T}_{i,t}}{\partial x} \right|_{x=x_i},$$

$$\bar{T}_{i-1,t}(x=x_i) = \bar{T}_{i,t}(x=x_i)$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_{i,t}}{\partial x} \right|_{x=x_{i+1}} = \left. \frac{\partial \bar{T}_{i+1,t}}{\partial x} \right|_{x=x_{i+1}}, \quad (2)$$

$$\bar{T}_{i,t}(x=x_{i+1}) = \bar{T}_{i+1,t}(x=x_{i+1})$$

$$x_0 = 0$$

$$x_{i+1} = x_i + s$$

Розрахунок локального теплообміну на поверхні труби будемо проводити окремо на кожній з ділянок течії I-IV на зовнішній стороні для i -го елемента труби (рис. 2). При розрахунку теплопереносу в областях формування пограничного шару (ПШ) скористаємося методом, викладеним в [2-4]. Згідно цього методу для вимушених течій вплив неізотермічності поверхні, що обтікається, на теплообмін враховується за допомогою функції впливу необігріваємої ділянки $f(x, \xi)$, де $x, 0$ – поточна координата і довжина цієї ділянки на поверхні. Враховуючи лінійність рівняння енергії та використовуючи принцип суперпозиції (теорему

Дюамеля) для кожної з областей течії I-IV i -ої елементарної ділянки поверхні обтікання можна записати загальне співвідношення (3):

$$q_{j,k}(x, \bar{T}_i) = \alpha_{jk}^* \left(|x - x_{ik}| \right) \left[\bar{T}_i(x = x_{ik}) - T_{gjk} + \int_{x_k}^x f(|x - x_{ik}|, |x' - x_{ik}|) \frac{d\bar{T}_i}{dx'} dx \right] \quad (3)$$

де x_{ik} – координата, що відповідає початку формування ПШ на k -й ділянці поверхні, T_{gjk} – температура j -го теплоносія зовні ПШ на k -й ділянці. В співвідношенні (3) індекси t, c , які позначають трубу та інтенсифікатори опущені. При утворенні ПШ на ізотермічній поверхні локальний коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{jk}^*(x)$ знаходиться по формулі:

$$\alpha^*(x) = c \lambda_g \text{Re}_x^m \text{Pr}^n / x \quad (4)$$

Вигляд функції впливу необігріваємої ділянки $f(x, \xi)$ визначається при розв'язку рівнянь переносу для ПШ, і в загальному випадку може бути отриманий у вигляді $f(x, \xi) = (1 - (\xi/x)^{C_1})^{C_2}$. Коефіцієнт c і показники степені m, n, C_1, C_2 знаходяться розрахунковим шляхом або на основі експериментальних даних і залежать від характеру течії в ПШ (ламінарний чи турбулентний), значень чисел, P_1, Re і ряду інших факторів [2-4]. Розрахунок теплопереносу у відривних зонах і густини теплового потоку всередині труб $q_2 = \alpha_2(\bar{T}_1 - T_{g2})$ проводився згідно методики, розробленої в [4].

В результаті числових розрахунків отримано локальні розподіли коефіцієнта тепловіддачі (рис. 3), густини відведених теплових потоків та температурні розподіли вздовж поверхні обтікання. Обчислено значення інтегральних теплових потоків, відведених з поверхні труби та проведено співставлення гладких поверхонь і поверхонь з інтенсифікаторами. Знайдено, що наявність інтенсифікаторів призводить до суттєвого збільшення відведеного теплового потоку порівняно з гладкотрубними поверхнями.

Показано, що при заданих витратах теплоносія і заданій висоті інтенсифікатора величина сумарного відведеного теплового потоку залежить від величини відстані між сусідніми інтенсифікаторами. В результаті розрахунків

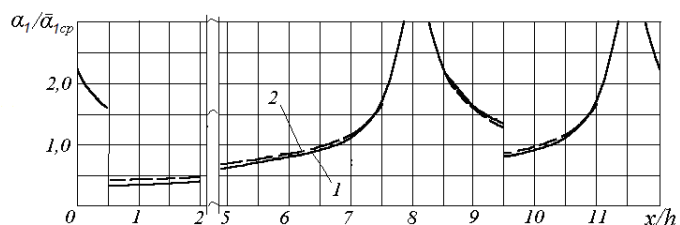


Рис. 3. Локальний розподіл коефіцієнта тепловіддачі на поверхні обтікання між сусідніми інтенсифікаторами: 1 – неізотермічна поверхня; 2 – ізотермічна поверхня.

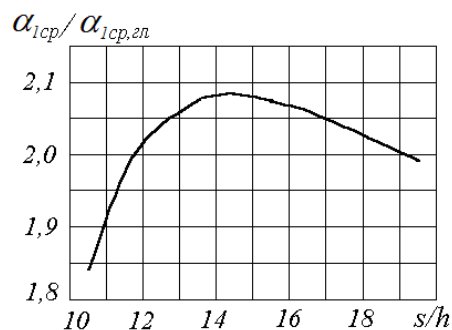


Рис. 4. Залежність $\alpha_{1cp}/\alpha_{1cp,gl}$ від параметра s/h .

визначено оптимальні значення цієї відстані, при яких тепловідвід з одиниці площі поверхні труб буде максимальним. На рис. 4 представлена залежність усередненого значення коефіцієнта тепловіддачі по довжині елементарної ділянки віднесеної до аналогічного показника для гладкої труби від величини параметра s/h . Як витікає з рисунку, оптимальне значення відстані між інтенсифікаторами лежить в інтервалі $13 < s/h < 17$.

Використовуючи позонний метод розрахунку гідравлічних опорів для областей з різним характером течії проведено розрахунки гідравлічних втрат для труб з циліндричними інтенсифікаторами та співставлення отриманих результатів з відомими експериментальними даними.

Таким чином, в результаті числових розрахунків теплових та гідравлічних характеристик труб з циліндричними інтенсифікаторами дано рекомендації стосовно вибору геометричних характеристик досліджуваних поверхонь, які можуть бути використані при розробці теплообмінників різноманітного призначення з різними типами теплоносіїв (газовими, водяними, масляними, тощо).

ЛІТЕРАТУРА

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение. – 1981. – 207 с.
2. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массоперенос. – М.: Энергия. – 1972. – 446 с.
3. Дорфман А.Ш. Теплообмен при обтекании

неизотермических тел. – М.: Машиностроение. – 1982. – 191 с.

4. Горобец В.Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей. Дис. д-ра техн. наук. – Киев. – ИТТФ НАН Украины – 2004. – 42 с.

Снежкин Ю.Ф., Пазюк В.М.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СУШКИ СЕМЕННОГО ЗЕРНА РАПСА В ТЕПЛОНАСОСНОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

Цель работы – интенсификация процесса сушки семенного зерна рапса в теплонасосной сушильной установке.

Проведённые экспериментальные исследования в элементарном шаре на конвективном сушильном стенде показали, что оптимальный режим сушки семенного рапса происходит при температуре около $T = 50$ °С, что обеспечивает высокую всхожесть семенного рапса.

Теплонасосная сушильная установка позволяет интенсифицировать процесс сушки семенного зерна рапса за счёт уменьшения влагосодержания теплоносителя на входе в зерносушилку, уменьшения толщины слоя материала и увеличения скорости движения теплоносителя.

Низкотемпературную сушку семенного зерна в теплонасосной сушильной установке проводим при различных температурах.

Результаты

Применение для сушки зерна теплового насоса позволяет на 20...40 % уменьшить затраты энергии на 1 кг испаренной влаги по сравнению с существующими зерносушилками.

Полученные кривые сушки и скорости сушки семенного рапса, температурные кривые для различных режимов дают возможность рассчитать кинетику теплообмена при сушке семенного рапса и получить значения температурного коэффициента b , числа Ребиндера Rb , теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α .

Выводы

Проведенные исследования по сушке семенного рапса в теплонасосной сушильной установке при различных режимах сушки показали высокую всхожесть семенного зерна рапса при низких энергозатратах на процесс сушки.

УДК 669.162.23

Гоцуленко В.В.

Институт технической теплофизики НАН Украины

АВТОКОЛЕБАНИЯ В ДИСКРЕТНО-РАСПРЕДЕЛЕННОМ КОНТУРЕ, ВЫЗВАННЫЕ ТЕПЛОПОДВОДОМ К ПОТОКУ ВОЗДУХА, ПЕРЕМЕЩАЕМОГО МАГНЕТАТЕЛЕМ

Для вертикальної труби з теплопідводом в нижній її частині, яка розглядається як дискретно-розподілений коливальний контур, одержані форми самозбуджувальних релаксаційних автоколевань та встановлено характер їх зміни при варіюванні акустичних параметрів труби.

Для вертикальной трубы с теплоподводом в нижней ее части, рассматриваемой как дискретно-распределенный колебательный контур, получены формы самовозбуждающихся релаксационных автоколебаний и установлен характер их изменения при варьировании акустических параметров трубы.