

УДК 536.245

В.І. Дешко, І.О. Суходуб

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ РЕКУПЕРАТОРА “ПОВІТРЯ–ПОВІТРЯ” З ПАРПРОНИКНОЮ СТІНКОЮ В ОПАЛЮВАЛЬНИЙ ПЕРІОД

This paper considers issues of heat and mass transfer simulation in cross flow membrane plate heat exchanger in ventilation systems with condensation and frost formation during heating season. Simulation results are presented in the form of distribution of heat and mass transfer coefficients and heat-transfer agents temperature on the heat exchange surface. We present the dependences of critical conditions of frost formation and sensible efficiency adjustment factor on indoor air relative humidity and outside air temperature. We examine the influence of heat exchanger position on condensation and frost formation processes and difference between condensation zones for sensible and total heat exchangers. Also, we discuss frost control and defrost strategies for heat recovery units in ventilation systems.

Вступ

В опалювальний період утилізація теплоти в системах вентиляції дає можливість істотно знизити навантаження на систему опалення будівель за рахунок використання теплоти витяжного повітря для нагріву припливного. Економічна обґрунтованість використання теплообмінників-утилізаторів є очевидною в умовах клімату України [1]. При цьому чим більша різниця температур зовнішнього повітря та в приміщенні, тим більший економічний ефект від їх використання. Але при застосуванні сучасних вискоелективних теплообмінників (ТО) у холодний період на поверхні теплообміну відбуваються конденсація та утворення інею. Щоб уникнути або пом'якшити вплив цих явищ на роботу теплоутилізатора, використовуються різні підходи, а саме: попередній підігрів зовнішнього повітря, регулювання витрат потоків повітря та періодичне розморожування ТО [2, 3]. Вибір та оптимізація цих підходів роблять актуальним розвиток досліджень процесів тепломасообміну, конденсації та утворення інею, в т.ч. з використанням методів математичного моделювання.

Питаннями конденсації та інеєутворення на поверхні ТО систем вентиляції займалися Є. Вишневецький [3], О. Липа [4], Т. Нілсен [5], М. Діскін [6]. У праці [4] процес конденсації враховується через поправку до “сухого” температурного коефіцієнта ефективності (відношення фактичного явного утилізованого теплового потоку до теоретично можливого максимального в ідеальному ТО) та перепад тиску залежно від вологості повітря в приміщенні та температури зовнішнього повітря. Ці дані дають розуміння якісної картини процесу. Чим

більша відносна вологість повітря в приміщенні, тим більша кількість конденсату утворюється та, відповідно, тим вищий температурний коефіцієнт ефективності. В працях [2, 6] наводяться дані про граничну температуру зовнішнього повітря при різних температурних коефіцієнтах ефективності залежно від відносної вологості повітря в приміщенні для ТО з протитечією. Питання конденсації водяної пари з парогазових сумішей із використанням аналогії між процесами переносу теплоти та речовини розглядаються в [7, 8]. Більшість досліджень з конденсації та утворення інею направлені на аналіз роботи холодильної техніки та не завжди можуть використовуватися для ТО типу “повітря–повітря” в системах вентиляції. Також у розглянутих працях не зустрічаються дослідження ТО з паропроникною мембраною, в т.ч. з перехресним плином теплоносіїв, з точки зору конденсації та утворення інею.

Проблема утворення льоду чи інею на поверхні теплоутилізаторів за їх використання в регіонах з холодним кліматом є найбільш важливою при роботі цих систем. Слід розрізняти стратегії контролю за замерзанням та стратегії розморожування. Стратегії контролю за замерзанням належать до методів або механізмів, що попереджають формування інею в ТО. Стратегії розморожування належать до методів чи механізмів видалення інею з поверхні ТО до того, як його ефективність значно зменшиться, що призведе до виходу з ладу обладнання. Часткове замерзання ТО може бути допустимим з ряду причин: громадські будівлі не експлуатуються в нічний час, коли температура знижується; часткове обморожування ТО на незначний час не впливає значною мірою на енергетичну ефективність; абсолютний вологовміст у при-

міщеннях дуже рідко перевищує 3,8 г/кг [3], тому дуже часто конденсації та утворення інею не відбувається.

Серед стратегій контролю за замерзанням розрізняють: попереднє підігрівання припливного повітря перед ТО; регулювання відношення масових витрат припливного та витяжного повітря та зниження коефіцієнта теплопередачі у межах зони конденсації та інеєутворення. До стратегій розморожування належать повне чи часткове розморожування ТО при вимиканні припливного вентилятора та розморожування за рахунок рециркуляції теплого повітря. При цьому режим розморожування може регулюватися за зовнішньою температурою, температурою витяжного повітря в межах зони інеєутворення та за перепадом тиску витяжного повітря.

Постановка задачі

Метою статті є дослідження режимів конденсації та утворення інею на поверхні ТО з паропроnikною мембраною для режимів роботи, що є характерними для опалювального періоду в кліматичних умовах України.

Відповідно до поставленої мети мають бути вирішені такі завдання: визначення локальних коефіцієнтів тепло- та масопередачі для каналного ТО; розроблення математичної моделі для розрахунку теплообміну та масопередачі в рекуперативному ТО з перехресним плином теплоносіїв.

Розрахунок коефіцієнтів тепло- і масопередачі для каналного ТО

У статті розглядається каналний ТО Lossnay установки LGH 15-RX4 компанії Mitsubishi Electric [1]. ТО складається з 300 теплообмінних пластин товщиною 25 мкм, які розділяються гофрами такої ж товщини. Розміри цих пластин — 140×140 мм, відстань між ними 1,7 мм. ТО виконаний зі спеціального полімерного матеріалу, що є проникним для водяної пари, це дає змогу утилізувати не тільки явну, а й приховану теплоту водяної пари. Витрата повітря в припливному та витяжному каналах покладалася рівною 150 м³/год.

В [9] коефіцієнти тепло- і масопередачі покладалася як середні по поверхні і були визначені попередньо за допомогою експериментальних і паспортних даних. У даній статті локальні коефіцієнти розраховуються в припущен-

ні моделі каналів, що мають форму плоскої щілини.

Режим течії потоків повітря в припливних і витяжних каналах ТО за стандартних витрат повітря є ламінарним ($100 \leq Re \leq 350$). Для ламінарної течії в каналах довжина гідродинамічної (l_{hy}) та термічної початкових ділянок (l_t) визначаються як [10, 11]

$$\begin{aligned} l_{hy} &= 0,05 \cdot d_e \cdot Re; \\ l_t &= 0,05 \cdot d_e \cdot Re \cdot Pr, \end{aligned} \quad (1)$$

де d_e — еквівалентний (гідравлічний) діаметр; Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Для такого ТО частка термічної початкової ділянки (1) становить приблизно 25 %. Тому в розрахунках використано залежність для локального числа Нусельта (Nu_t) для паралельних пластин при постійній температурі стінки [12]:

$$Nu_t = 7,55 + \frac{0,024 \cdot (Pr \cdot Re \cdot x/l)^{1,14}}{1 + 0,0358 \cdot Pr^{0,31} (Re \cdot x/l)^{0,64}}, \quad (2)$$

де x — відстань від входу до поточного положення; l — довжина каналу.

За значенням чисел Нусельта (2) розраховувалися локальні коефіцієнти тепловіддачі для гарячого та холодного теплоносіїв та коефіцієнти теплопередачі. Розподіл значень коефіцієнта теплопередачі по поверхні для ТО наведений на рис. 1. За рахунок перехресного плину теплоносіїв у ТО початкова ділянка спостерігається для двох координат. Як видно, на початковій ділянці значення коефіцієнта є більшим та асимптотично наближується до значення для стабілізованого потоку. При цьому значення числа Рейнольдса впливає тільки на початкову ділянку і не впливає на значення числа Нусельта для стабілізованого потоку.

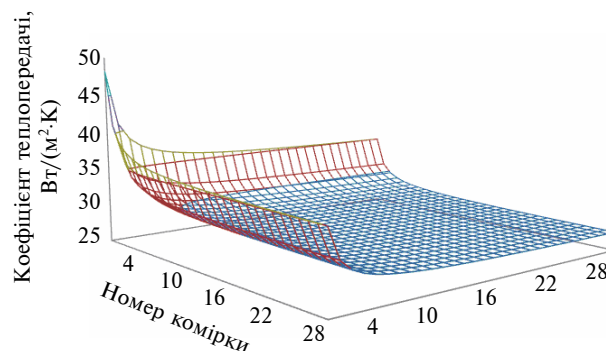


Рис. 1. Розподіл локального коефіцієнта теплопередачі по поверхні ТО

Пластини мембранного ТО мають вибірково проникність, що дає змогу отримувати обмін вологою при дуже незначному проникненні повітря [13]. Якщо розглядати процес переносу водяної пари окремо від теплообміну за рахунок низької кількості водяної пари у повітрі, то для коефіцієнтів масовіддачі можуть бути встановлені розрахункові залежності, виходячи з аналогії між процесами тепло- та масовіддачі.

Повний коефіцієнт масопередачі k_d може бути розрахований за такою формулою (аналогічно до коефіцієнта теплопередачі):

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{d,h}} + \frac{\delta_p}{\mu_{pp}} + \frac{1}{\beta_{d,c}}}, \quad (3)$$

де $\beta_{d,h}$, $\beta_{d,c}$ – відповідно конвективні коефіцієнти масовіддачі по вологовмісту (d) для гарячого та холодного теплоносіїв; μ_{pp} – коефіцієнт паропроникності (plate permeability) мембрани; δ_p – товщина пластини.

Згідно з [13], коефіцієнт паропроникності мембрани μ_{pp} залежить від відносної вологості повітря: майже сталий при вологості менше 40 %, при збільшенні відносної вологості він збільшується. Для визначення коефіцієнта паропроникності матеріалу ТО були проведені експериментальні дослідження на основі стандартних методик [14, 15]. Вибране значення коефіцієнта паропроникності становить $9,42 \cdot 10^{-8}$ кг/(м·с).

Конвективний коефіцієнт масопередачі може бути знайдений з рівняння критерію Шервуда Sh [7]:

$$Sh = \frac{\beta_d \cdot d_e}{D_{va} \cdot \rho},$$

де D_{va} – коефіцієнт дифузії водяної пари в повітрі (varog in air); ρ – густина вологого повітря.

Коефіцієнт дифузії водяної пари в повітрі залежить від температури [16]:

$$D = 0,216 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,8}.$$

Виходячи з аналогії між процесами тепло- та масовіддачі [8, 17], маємо

$$Sh_t = 7,55 + \frac{0,024 \cdot (Pr_D \cdot Re \cdot x/l)^{1,4}}{1 + 0,0358 \cdot Pr_D^{0,31} (Re \cdot x/l)^{0,64}},$$

де Pr_D – дифузійне число Прандтля (число Шмідта).

Розрахований на основі наведених вище рівнянь розподіл значення локального коефіцієнта масопередачі (3) по поверхні ТО наведений на рис. 2.

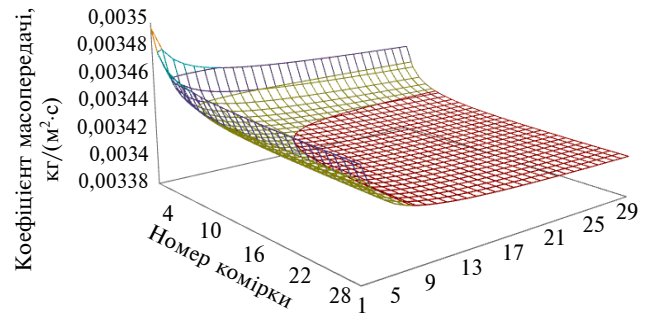


Рис. 2. Розподіл коефіцієнта масопередачі по поверхні ТО

На основі отриманих коефіцієнтів тепло- та масопередачі можна зробити висновок, що коефіцієнт теплопередачі визначається коефіцієнтами тепловіддачі зі сторони повітря, тоді як масопередачі – коефіцієнтом паропроникності мембрани.

Математична модель тепломасообміну

У загальному випадку можна розглядати три можливі режими роботи теплоутилізатора в опалювальний період:

- режим конвективно-дифузійного теплообміну, або “сухий”;
- із зоною конденсації;
- із зоною конденсації та зоною замерзання конденсату або формування інею.

Для розрахунку процесів тепломасообміну при перехресному плинні теплоносіїв використовуємо метод скінченних елементів. Пластини ТО діляться на скінченну кількість елементів перпендикулярно до руху потоків теплоносіїв (у нашому випадку 30×30). При цьому кожен елемент відповідає контрольованому об'єму в складі теплового повітря, матеріалу пластини та холодного повітря. Для кожного елемента ТО записуємо рівняння теплопередачі і теплового балансу та масопередачі і балансу за масою.

Зона конденсації та утворення інею визначалася з урахуванням таких умов:

- конденсація: $p_{part,h} \geq p_{sat,p}$, де $p_{part,h}$ – парціальний тиск водяної пари в потоці теплового вологого повітря, $p_{sat,p}$ – тиск насичення водяної пари при температурі стінки.

• утворення інею: $p_{\text{part,h}} \geq p_{\text{sat,p}}$ і $t_p \leq 0$, де t_p — температура пластини зі сторони теплового повітря.

Зі сторони теплового повітря до “сухого” коефіцієнта тепловіддачі додавалися поправки на конденсацію та кристалізацію, що враховували коефіцієнт масовіддачі, перепад температур і вологовмісту та теплоту фазового переходу [18]:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \beta_d \cdot \frac{d'_{(i,j)}(h) - d'_{\text{sat},(i,j)}(h)}{t'_{(i,j)}(h) - t'_{(i,j)}(p)} \cdot (r_{\text{cond}} + r_{\text{cryst}}), \quad (4)$$

де α_{Σ} — загальний коефіцієнт тепловіддачі при конденсації або кристалізації; α — коефіцієнт тепловіддачі, що визначається з використанням рівняння (2); $t'_{(i,j)}(h)$ — температура гарячого теплоносія (витяжне повітря) на вході в елемент; $d'_{(i,j)}(h)$ — вологовміст гарячого теплоносія на вході в елемент; $d'_{\text{sat},(i,j)}(h)$ — вологовміст гарячого теплоносія, що відповідає умовам насичення на поверхні пластини; $t'_{(i,j)}(p)$ — температура пластини зі сторони гарячого теплоносія; r_{cond} , r_{cryst} — відповідно питомі теплоти конденсації та кристалізації.

Для елемента (i, j) запишемо систему рівнянь теплопередачі і теплового балансу за умови наявності зони конденсації або утворення інею:

$$\begin{cases} q_{(i,j)} = (t'_{(i,j)}(h) - t'_{(i,j)}(c)) \cdot k_t \cdot f, \\ q_{(i,j)} = c_{p,h,(i,j)} \cdot G_h \cdot (t'_{(i,j)}(h) - t''_{(i,j)}(h)) + \\ + (r_{\text{cond}} + r_{\text{cryst}}) \cdot m_{\text{cond/cryst},(i,j)}, \\ q_{(i,j)} = c_{p,c,(i,j)} \cdot G_c \cdot (t''_{(i,j)}(c) - t'_{(i,j)}(c)), \end{cases} \quad (5)$$

де $q_{(i,j)}$ — утилізований тепловий потік в (i, j) -елементі; $t'_{(i,j)}(h)$ — температура гарячого теплоносія на виході з елемента; $t'(c)$, $t'_{(i,j)}(c)$ — температура холодного теплоносія (припливне повітря) на вході і виході з елемента; k_t — коефіцієнт теплопередачі; f — площа елемента; $c_{p,h,(i,j)}$, $c_{p,c,(i,j)}$ — питомі теплоємності гарячого і холодного теплоносіїв відповідно; G_h , G_c — масова витрата гарячого та холодного теплоносіїв відповідно; $m_{\text{cond/cryst},(i,j)}$ — потік маси водяної пари, що конденсується або кристалізу-

ється. Питомі теплоємності з урахуванням зміни вологовмісту в кожному елементі та масові витрати стосуються сухого повітря.

При цьому коефіцієнт теплопередачі k_t визначався через термічний опір стінки, локальний коефіцієнт тепловіддачі гарячого теплоносія (4) та локальний коефіцієнт тепловіддачі холодного теплоносія (2). Для “сухої” зони рівняння математичної моделі є аналогічними без врахування теплоти фазових переходів та поправки до коефіцієнта тепловіддачі гарячого теплоносія.

Аналогічний підхід можна застосувати і для масопереносу. Для елемента (i, j) запишемо систему рівнянь масопереносу й балансу маси для “сухої” зони:

$$\begin{cases} m_{(i,j)} = (d'_{(i,j)}(h) - d'_{(i,j)}(c)) \cdot k_d \cdot f \\ m_{(i,j)} = G_h \cdot (d'_{(i,j)}(h) - d''_{(i,j)}(h)) \\ m_{(i,j)} = G_c \cdot (d''_{(i,j)}(c) - d'_{(i,j)}(c)) \end{cases},$$

де $m_{(i,j)}$ — потік маси водяної пари, що передається через пластину в (i, j) -елементі; $d'_{(i,j)}(h)$ — вологовміст гарячого теплоносія на виході з елемента; $d'_{(i,j)}(c)$, $d''_{(i,j)}(c)$ — вологовміст холодного теплоносія на вході і виході з елемента.

Для зони конденсації та утворення інею маємо

$$\begin{cases} m_{(i,j)} = (d'_{\text{sat},(i,j)}(h) - d'_{(i,j)}(c)) \cdot \frac{1}{\delta_p/\mu_{pp} + 1/\beta_{d,c}} \cdot f, \\ m_{\text{cond/cryst},(i,j)} = (d'_{(i,j)}(h) - d'_{\text{sat},(i,j)}(h)) \cdot \beta_{d,h} \cdot f, \\ m_{(i,j)} + m_{\text{cond/cryst},(i,j)} = G_h \cdot (d'_{(i,j)}(h) - d''_{(i,j)}(h)), \\ m_{(i,j)} = G_c \cdot (d''_{(i,j)}(c) - d'_{(i,j)}(c)). \end{cases}$$

Розв'язання системи рівнянь за умов конденсації та інеєутворення (5), (6) дає можливість отримати розподіл за координатами i та j температури обох теплоносіїв і теплового потоку, який передається через пластину. На рис. 3, а зображені результати розрахунку для таких вихідних параметрів: температура зовнішнього повітря $t_{o,a} = -10^\circ\text{C}$, відносна вологість зовнішнього повітря $\phi_{o,a} = 85\%$, температура повітря в приміщенні $t_{r,a} = 20^\circ\text{C}$, відносна вологість повітря в приміщенні $\phi_{r,a} = 40\%$. Такий розподіл температур є характерним для перехресного плину теплоносіїв. На рис. 3, б подано розподіл різ-

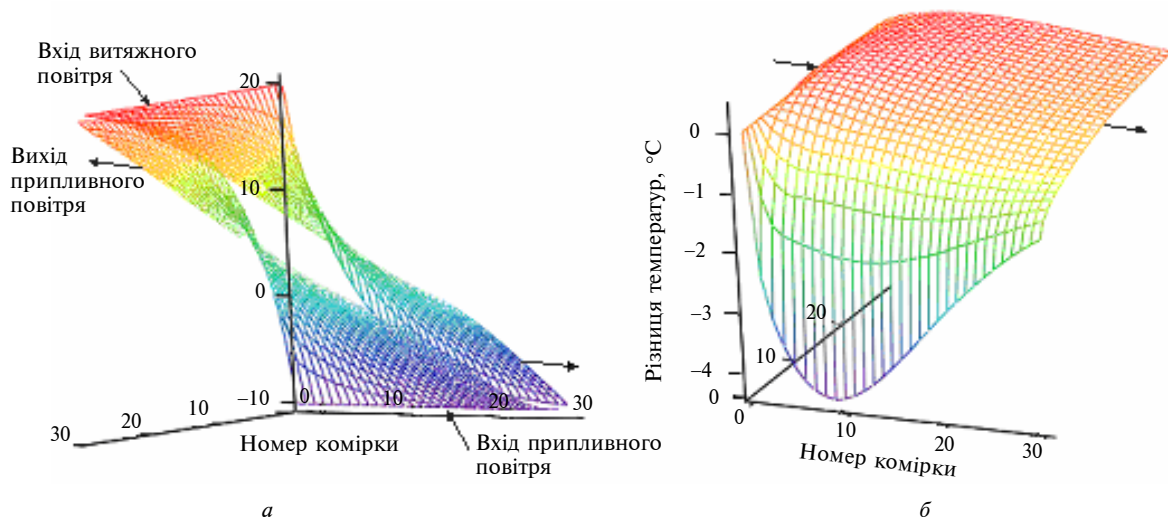


Рис. 3. Розподіл температур теплоносіїв по поверхні (а) та різниця температур витяжного повітря для різних варіантів розрахунку (б)

ниці температур витяжного повітря при розрахунку з використанням локальних коефіцієнтів теплопередачі та з використанням сталого значення для стабілізованого потоку. Найбільша різниця припадає саме на зону конденсації та інеєутворення (за абсолютним значенням може сягати 4 °C).

Моделювання процесів конденсації та утворення інею

З точки зору інеєутворення цікавим є дослідження граничної відносної вологості повітря в приміщенні, за якої відбувається відкладання інею на значній частині поверхні ТО. За допомогою розробленої моделі можна виконати відповідні дослідження, нехтуючи при цьому накопиченням конденсату та інею. Для прикладу було побудовано залежність частки площі

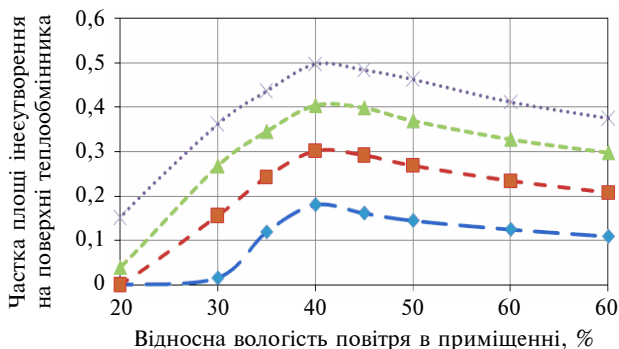


Рис. 4. Залежність зони заморожування від відносної вологості повітря в приміщенні за різних температур зовнішнього повітря: —◆— — 5 °C; —■— — 10 °C; —▲— — 15 °C; —×— — 20 °C

інеєутворення на поверхні ТО від відносної вологості повітря в приміщенні за різних температур зовнішнього повітря та при постійних температурі в приміщенні й вологості зовнішнього повітря ($t_{га} = 20$ °C, $\phi_{оа} = 85$ %) (рис. 4).

Як видно з рис. 4, з пониженням температури зовнішнього повітря частка площі інеєутворення на поверхні ТО збільшується. За відносної вологості повітря в приміщенні до 30 % при її підвищенні зона інеєутворення також збільшується, при значенні > 30 % має місце певне зменшення зони інеєутворення завдяки збільшенню тепловиділень за рахунок конденсації вологи.

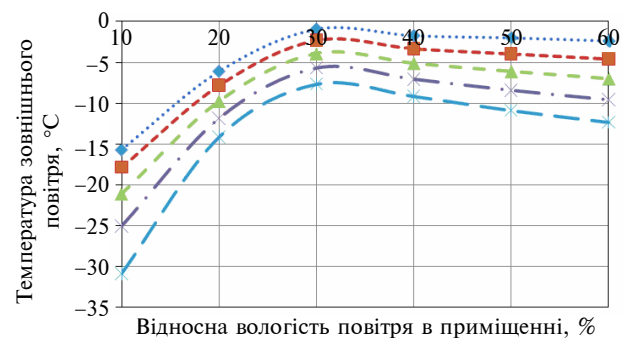


Рис. 5. Граничні температури зовнішнього повітря залежно від вологості повітря в приміщенні для різних часток площі інеєутворення: —◆— — 0,05; —■— — 0,1; —▲— — 0,15; —×— — 0,2; —*— — 0,25

Також були побудовані графіки залежності граничних температур зовнішнього повітря від відносної вологості повітря в приміщенні для різних часток площі інеєутворення на поверхні ТО (рис. 5). При цьому область вище кривої,

наприклад, для частки площі інеєутворення 0,05 відповідає сукупності параметрів значень температур та відносної вологості, за яких зона інеєутворення на поверхні ТО становить менше 5 %. Схожі дані наводяться у [2] для ТО з протитечією для різних температурних коефіцієнтів ефективності.

Досліджено також вплив конденсації та утворення інею на збільшення температурного коефіцієнта ефективності (рис. 6), при цьому чим більша відносна вологість повітря в приміщенні, тим більша поправка до цього коефіцієнта. Ця поправка має ту ж тенденцію, що і в [4], але отримане значення є трохи меншим (це пов'язано з наявністю обміну вологою через мембрану ТО).

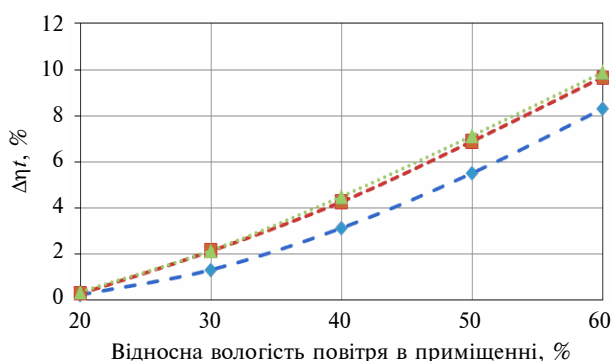


Рис. 6. Поправка до температурного коефіцієнта ефективності залежно від вологості повітря в приміщенні для різних температур зовнішнього повітря: —◆— 10 °C; —■— 15 °C; —▲— 20 °C

На роботу ТО в умовах інеєутворення істотно впливають такі фактори [3]:

- аеродинамічна характеристика витяжного вентилятора;

- розміщення ТО — горизонтальне або діагональне;
- направленість потоків повітря;
- конструктивне виконання ТО (відкритого чи каналного типу).

Розглянемо вплив розміщення ТО і направленості потоків на процеси конденсації та утворення інею на прикладі каналного ТО повної теплоти, де конденсат може рухатися тільки по каналах. При цьому можливі два випадки діагонального розміщення ТО (рис. 7).

При розміщенні ТО за схемою, поданою на рис. 7, а, сила тяжіння та потік повітря спричиняють перенос конденсату в холодну зону. При цьому за великої кількості конденсату загроза утворення інею знижується, за малої — зростає [3]. Якщо ТО встановлений за схемою, поданою на рис. 7, б, сила тяжіння та повітряний потік діють у різні сторони. Якщо сила тяжіння переважає швидкісний натиск, то конденсат стікає в теплу зону, в іншому випадку — аналогічно до схеми на рис. 7, а конденсат переноситься в холодну зону. У ситуації, коли є велика кількість конденсату, вода може заблокувати канали в ТО з потоком повітря знизу вгору і заважатиме нормальній роботі вентилятора. Напрямок протікання зверху вниз забезпечує кращі умови для швидкого та безпечного усунення конденсату.

Якщо порівнювати процес конденсації в ТО, виконаних з паропроникного та непроникного матеріалів, то зони конденсації в цьому випадку будуть різнитися. Це можна побачити з рис. 8, на якому зображено результати розрахунку зони конденсації для цих двох типів ТО ($t_{oa} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi_{oa} = 85\%$, $t_{ra} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi_{ra} =$

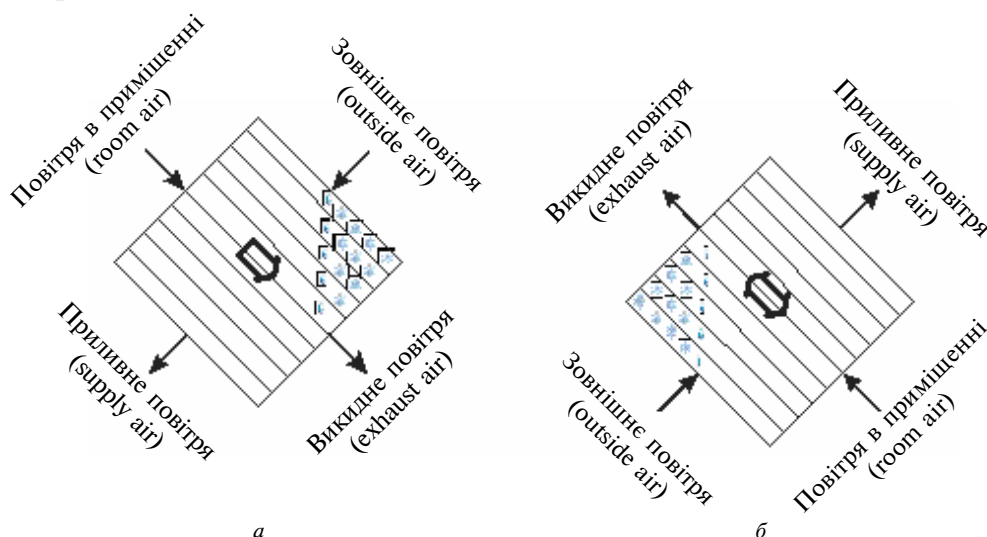


Рис. 7. Діагональне розміщення ТО: а — напрямки сили тяжіння та потоку повітря збігаються; б — діють у різні сторони

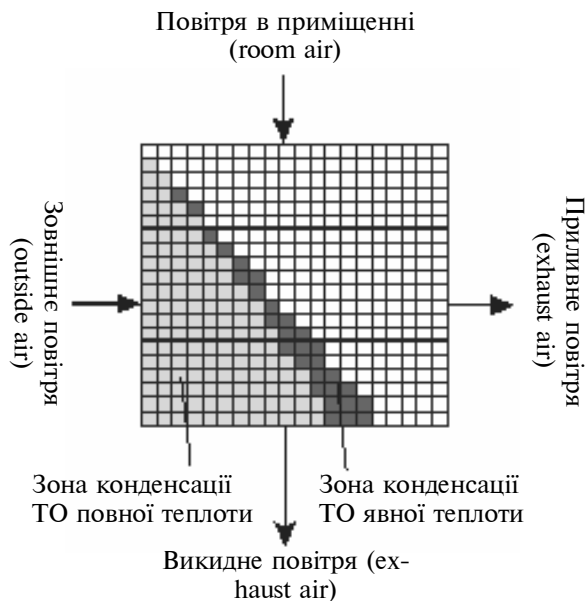


Рис. 8. Зони конденсації для ТО різних типів

= 50 %). В утилізаторі повної теплоти за рахунок масообміну між потоками повітря та зниження вологовмісту витяжного повітря при протіканні через ТО умови для конденсації настають пізніше, ніж для ТО явної теплоти.

Висновки

В статті було проведено математичне моделювання процесів тепломасообміну перехресноплинного мембранного ТО з урахуванням

“сухої” зони і зон конденсації та утворення інею. Використання локальних коефіцієнтів тепло- та масопередачі дає змогу більш точно розраховувати розподіл температур теплоносіїв по поверхні теплообміну для перехресного плинину, а отже, і зону та процеси конденсації та інеєутворення. При цьому ці процеси розраховувалися за допомогою аналогії між тепло- та масовіддачею.

За допомогою побудованих залежностей критичних умов заморожування ТО від відносної вологості повітря в приміщенні та температури зовнішнього можна приймати рішення щодо встановлення граничної температури зовнішнього повітря для стратегії розморожування теплоутилізатора. Також була визначена поправка до температурного коефіцієнта ефективності залежно від відносної вологості повітря в приміщенні для різних температур зовнішнього повітря. За рахунок масообміну між потоками повітря через мембрану зона конденсації для ТО повної теплоти є меншою, ніж для ТО явної теплоти.

У подальшому доцільно розвивати математичну модель з точки зору питань накопичення конденсату та інею на поверхні ТО і розглядати відповідні процеси з розвитком у часі.

* * *

Автори висловлюють подяку директору навчального центру Mitsubishi Electric Україна М.І. Кордюкову за участь в обговоренні тематики та результатів роботи.

1. Дешко В.І., Крот І.О. Утилізація теплоти в системах вентиляції // Нова Тема. — 2009. — № 2. — С. 9–11.
2. An investigation of freezing control strategies for residential air-to-air heat exchangers: RP-543. — ASHRAE, Inc., 1989. — 95 p.
3. Вишневикий Е.П. Особенности обеспечения эффективной работы пластинчатых теплообменников рекуперативного типа в суровых климатических условиях // С.О.К. — 2005. — № 1. — С. 84–91.
4. Luna A.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. — 2-е изд., перераб. и доп. — Одесса: Изд-во ВМБ, 2010. — 607 с.
5. Nielsen T.R., Rose J., Kragh J. Dynamic model of counter flow air to air heat exchanger for comfort ventilation with condensation and frost formation // Applied Thermal Engineering. — 2009. — N 29. — P. 462–468.
6. Дискін М.Е. Эффективность рекуперации теплоты в системах вентиляции при температурах наружного воздуха ниже температуры опасности обмерзания // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОВ. — 2006. — № 4. — С. 40–42.
7. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. — М.: Энергия, 1977. — 240 с.
8. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Изд-во МЭИ, 2005. — 550 с.
9. Дешко В.И., Кордюков М.И., Суходуб И.О. Моделирование процессов тепло- и массообмена в перекрестноточных теплообменниках систем вентиляции // Холодильная техника и технология. — 2011. — № 4 (132). — С. 4–8.
10. Мухеев М.А., Мухеева И.М. Основы теплопередачи. — 2-е изд. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
11. Kays W.M., Crawford M.E. Convective heat and mass transfer. — 3rd edition. — McGraw-Hill, 1993. — 480 p.
12. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 472 с.

13. *Osamu Tanaka*. Analysis of simultaneous heat and water vapor exchange through a flat paper plate crossflow total heat exchanger // *Int. J. Heat. Mass. Transfer.* – 1984. – 27, N 12. – P. 2259–2266.
14. *ГОСТ 25898-83*: Методы определения сопротивления паропроницанию. – М.: Гос. комитет СССР по делам строительства, 1983. – 10 с.
15. *ASTM E 96*: Standard test method for water vapor transmission of materials. – American Society for Testing and Materials, 2000. – P. 842–949.
16. *Варгафтик Н.Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – 2-е изд. – М.: Наука, 1972. – 722 с.
17. *ASHRAE Handbook – Fundamentals.* – ASHRAE, Inc., 2009. – 880 p.
18. *Smol'skii B.M., Novikov P.A., Shcherbakov L.A.* Heat and mass transfer during condensation of water vapor from moist air in narrow channels // *J. of Engineering Physics and Thermophysics.* – 1971. – 21, N 1. – P. 861–863.

Рекомендована Радою
Інституту енергозбереження та
енергоменеджменту НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
28 грудня 2011 року