

WPŁYW POWIERZCHNI OZĘBROWANYCH KRZYŻOWYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA NA SKUTECZNOŚĆ ODZYSKU CIEPŁA W UKŁADACH WENTYLACJI I KLIMATYZACJI

Andrzej JEDLIKOWSKI^{a*}, Maciej SKRZYCKI^a, Daria DENISIKHINA^b

^a Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Norwida 4/6, 50-373 Wrocław

^b Wydział Inżynierii Środowiska, Sankt-Petersburski Państwowy Uniwersytet Budownictwa i Architektury, ul. 2ga Krasnoarmejskaja 4, 190005 Sankt-Petersburg, Federacja Rosyjska

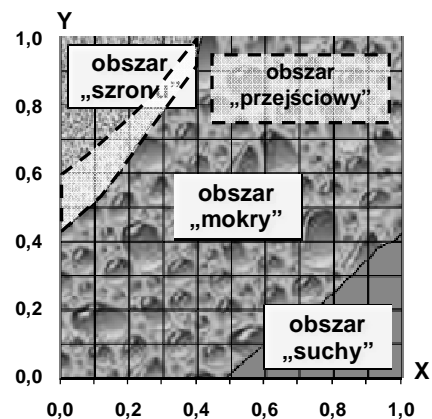
Streszczenie: W artykule opisano procesy wymiany ciepła i masy w wymienniku krzyżowym wyposażonym w elementy ożebrowane. Zwrócono uwagę na problemy eksploatacji urządzenia w warunkach powstawania szronu w niskich temperaturach powietrza zewnętrznego. Przedstawiono model wymiany ciepła i masy w kanałach wymiennika do odzysku ciepła z uwzględnieniem przejścia fazowego na powierzchni ożebrowanej.

Słowa kluczowe: rekuperator, wymiana ciepła i masy, modelowanie.

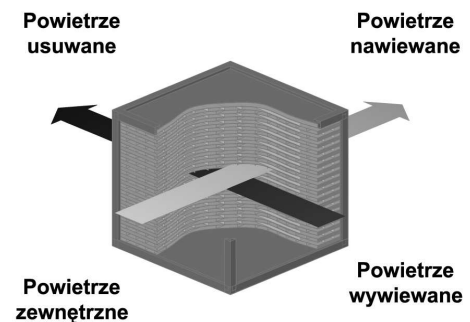
1. Wprowadzenie

Aktywne poszukiwania rezerw oszczędności zasobów energetycznych prowadzą do zwracania coraz większej uwagi na poprawę działania systemów wentylacji i klimatyzacji, jako głównych konsumentów energii elektrycznej i ciepła. Wzrost zużycia energii, potrzeba utrzymania czystego środowiska oraz wymogi prawne przyczyniły się do wprowadzenia racjonalnego gospodarowania zasobami energetycznymi. Z tego powodu rozpoczęto działania mające na celu poprawę pracy układów wentylacji i klimatyzacji. Urządzenia stanowiące wyposażenie central wentylacyjnych wymagają wysokiego zapotrzebowania energii przy ciepłno-wilgotnościowej obróbce powietrza. Obniżenie zużycia energii można zapewnić poprzez stosowanie wymienników do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego. Z pośród wymagań stawianych przez inwestora można wymienić ekonomię i niezawodność działania zastosowanego rozwiązania. Z tej przyczyny w Polsce bardzo popularne są układy wentylacyjne z krzyżowym wymiennikiem ciepła.

Podczas całorocznej eksploatacji krzyżowe wymienniki ciepła poddawane są wpływom zmiennych warunków atmosferycznych. Przy niskich temperaturach okresu zimnego istnieje możliwość wystąpienia kondensacji oraz powstawania szronu. Pomimo tego, że kondensacja zwiększa odzysk ciepła na skutek dodatkowego wytworzenia ciepła utajonego (około 30%), długotrwała praca urządzenia w takich warunkach może prowadzić do szronienia wypełnienia (rys. 1).



Rys. 1. Strefy aktywnej wymiany ciepła i masy w kanałach krzyżowego wymiennika ciepła

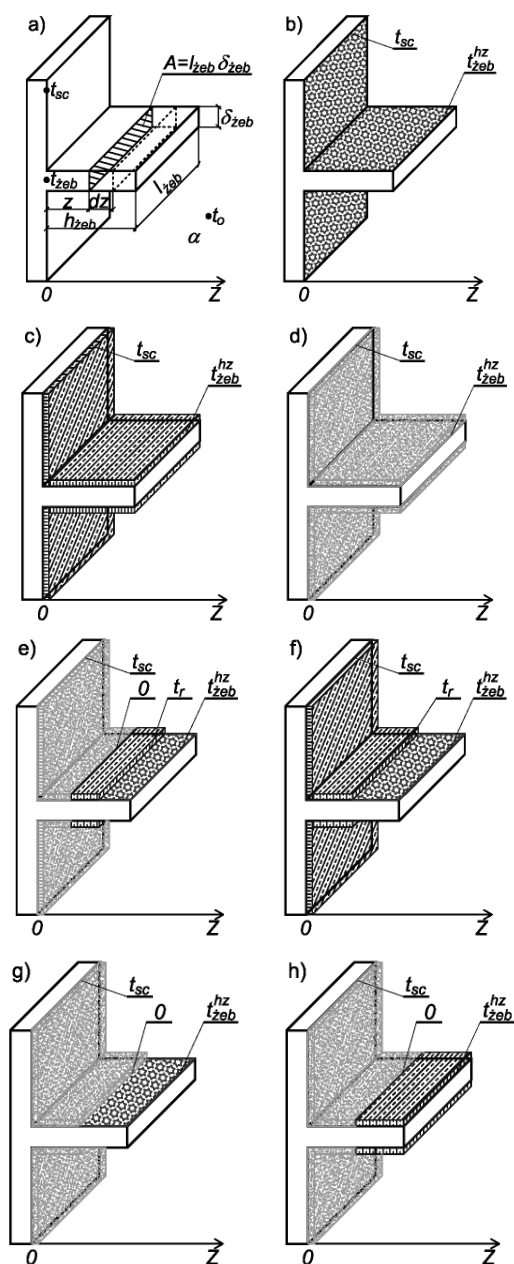


Rys. 2. Schemat ideowy ożebrowanego krzyżowego wymiennika ciepła

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: andrzej.jedlikowski@pwr.wroc.pl

W tym przypadku zapewnienie bezpiecznych warunków pracy podobnych wymienników często związane jest z koniecznością obniżenia ich sprawności. Dlatego też należy za pomocą fizyko-matematycznych modeli przeanalizować skuteczność procesów wymiany ciepła i masy w celu uwzględnienia powyższych zjawisk.

Nowoczesne wymienniki wyposażone są w elementy ożebrowane (rys. 2), mające na celu podwyższenie skuteczności odzysku ciepła ze względu na większą powierzchnię kontaktu z powietrzem. Rodzaj żeber oraz sposób ich usytuowania odgrywają istotną rolę w procesach wymiany ciepła i masy. Niestety zmienna temperatura żebra znacznie bardziej komplikuje fizyko-matematyczne modele i może być przyczyną wystąpienia różnych wariantów procesów wymiany ciepła i masy (rys. 3).



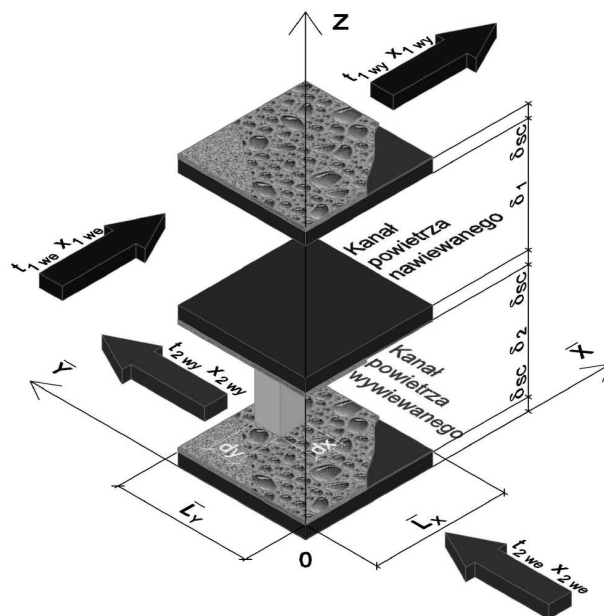
Rys. 3. Schematy wymiany ciepła i masy w kanale ożebrowanym

2. Model fizyko-matematyczny

Opisywane w literaturze ε -NTU modele wymiany ciepła i masy przeznaczone są głównie dla wymienników krzyżowych wyposażonych w kanały płaskie (Anisimov i Vasiljev, 2005; Anisimov i in., 2005; Kou i Yuan, 2001; Mishra i in., 2008; Stoitchkov i Dimitrov, 1998). Analiza wpływu procesów kondensacji na skuteczność odzysku ciepła w wymiennikach ożebrowanych jest raczej niespotykana.

Poniżej przedstawiono model procesów wymiany ciepła i masy z uwzględnieniem możliwości wystąpienia kondensacji na części powierzchni żebra w kanale powietrza wywiewanego (rys. 3-6) przy następujących założeniach:

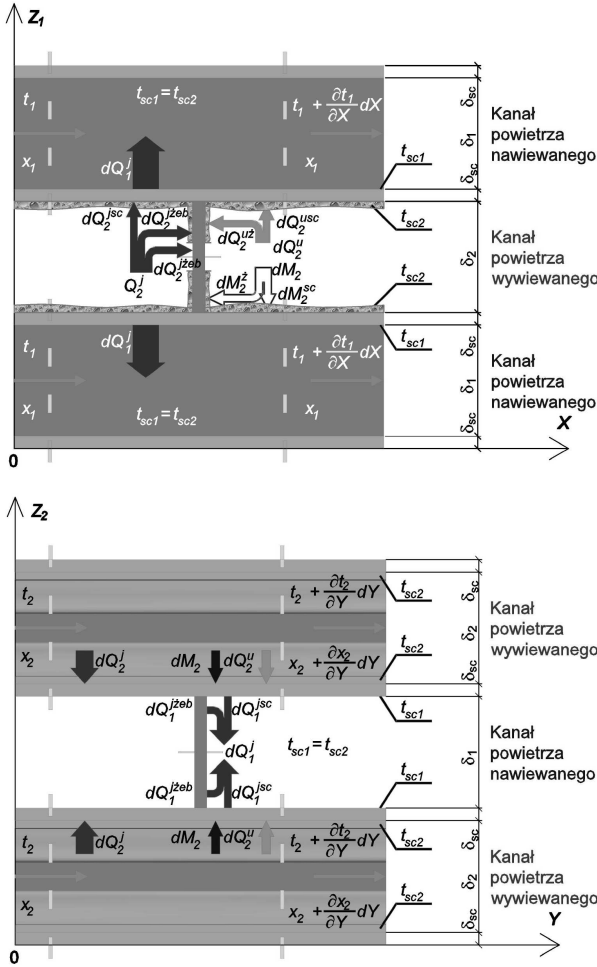
- strumień powietrza jest idealną mieszaniną gazu, zawierającą suche powietrze i parę wodną;
- siłą napędową przenoszenia masy jest gradient zawartości wilgoci (ciśnienie cząstkowych pary wodnej);
- charakterystyki kinetyczne strumienia powietrza i warstwy granicznej wody przyjmuje się jako stałe i równe średnim całkowitym wartościom w przekroju poprzecznym kanału;



Rys. 4. Schemat ideowy krzyżowego wymiennika ciepła

- wzdłużna dyfuzja molekularna pary wodnej w powietrzu, jak również wzdłużne przewodzenie ciepła są nieznaczne;
- podczas kondensacji wilgoci na powierzchni ścianek kanału w postaci cieczy, przyjęto temperaturę płyty równą temperaturze warstwy kondensatu $t_{1sc} = t_{2sc} = t_{sc}$;
- wydzielające się ciepło przejścia fazowego w całości zużywane jest do podgrzewania strumieni powietrza; brak akumulacji w wypełnieniu;
- temperatura ścianek kanałów (kondensatu) zmienia się wraz z kierunkiem ruchu powietrza i zależy od warunków przebiegu procesów wymiany ciepła w kanałach.

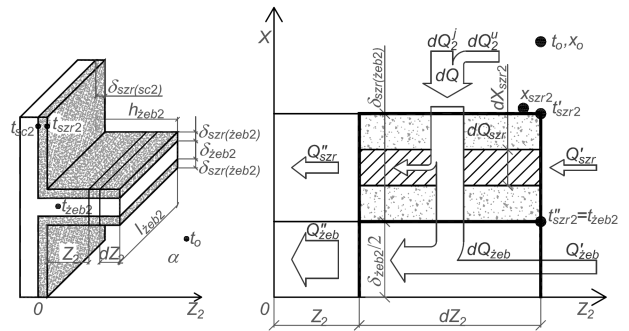
Równania fizyko-matematycznego modelu procesów wymiany ciepła i masy realizowane są w kartezjańskim układzie współrzędnych. Oś X i Y skierowane są równoległe odpowiednio do kierunków przepływających strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego. Oś Z_1 i Z_2 umieszczone są prostopadłe do powierzchni przegród wymiennika.



Rys. 5. Wymiana ciepła i masy w kanałach rekuperatora z ożebrowaniem prostokątnym

Rozpatrywanie przemian termodynamicznych dla żebra prostokątnego będzie przeprowadzone przy następujących założeniach (rys. 6):

- temperatura żebra u nasady ($Z_j = 0$) ma wartość równą lokalnej temperaturze ścianki $t_{zebj} = t_{scj}$;
- współczynnik przejmowania ciepła α od żebra do powietrza ma stałą wartość;
- przewodzenie ciepła w żebrze jest jednowymiarowe w kierunku osi Z_j , (lokalna temperatura w dowolnym przekroju żebra ma wartość t_{zebj}).



Rys. 6. Wymiana ciepła i masy w elemencie żebra prostokątnego w kanale powietrza wywiewanego

Fizyko-matematyczny model wymiany ciepła i masy składa się z następujących układów równań:

1. Układ równań różniczkowych bilansów cieplnych i wilgotnościowych dla strumieni powietrza nawiewanego (1) i wywiewanego (2-3):

$$\frac{\partial t_1}{\partial X} = NTU_1^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{zebj}}{s_{zebj}} \right) (t_{sc1} - t_1) - \frac{2}{m_{zebj}^2 s_{zebj} h_{zebj}} \left(\frac{\partial t_{zebj}}{\partial Z_1} \right)_{Z_1=0} \right] \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial Y} = \left[NTU_2^* \left(1 - \frac{\delta_{zebj} + 2(\delta_{scr})_{zebj}}{s_{zebj}} \right) (t'_{sc2} - t_2) \right] + \left[NTU_2^* \frac{2h_{zebj}}{s_{zebj}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{scr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{zebj} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] + \left[\left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 (t'_{sc2} - t_2) \frac{\partial x_2}{\partial Y} \right] + \Psi'_2(t_2, x_2) \quad (2)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial Y} = NTU_2^* \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{zebj} + 2(\delta_{scr})_{zebj}}{s_{zebj}} \right) \sigma_{sc2} (x'_{sc2} - x_2) \right] + \left[\frac{2h_{zebj}}{s_{zebj}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{scr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zebj} (x'_{zebj} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (3)$$

2. Układ równań różniczkowych przewodności cieplnej żebra dla kanałów powietrza nawiewanego (4) i wywiewanego (5):

$$\frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial \bar{Z}_1^2} = -m_{zebj}^2 h_{zebj}^2 (t_1 - t_{zebj}) \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial \bar{Z}_2^2} = 0, & \text{przy } \bar{Z}_2 \in [0; (\delta_{scr})_{sc2}] \\ \frac{\partial^2 t_{zebj}}{\partial \bar{Z}_2^2} = -m_{zebj}^2 h_{zebj}^2 \left[(t_2 - t'_{zebj}) + \left(\frac{\sigma_{zebj}}{c_p Le} \right)_2 (x_2 - x'_{zebj}) q'_{zebj} \right], & \text{przy } \bar{Z}_2 \in [(\delta_{scr})_{sc2}; 1] \end{cases} \quad (5)$$

3. Równanie bilansu cieplnego dla przemian zachodzących na powierzchni wypełnienia wymiennika:

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right) \frac{\partial t_1}{\partial X} + \frac{\partial t_2}{\partial Y} + \left(\frac{q_{sc}^o}{c_p}\right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial Y} + \Psi_2(t_2, x_2) + \Omega_2(q_{sc2}^o, q_{zeb2}^o) = 0 \quad (6)$$

4. Równanie bilansu cieplnego dla przemian zachodzących na powierzchni ścianki (7) i żebra (8) kanału powietrza wywiewanego wymiennika:

$$\left(\frac{\lambda_{s_zr}}{\delta_{s_zr}}\right)_{sc2} (t'_{sc2} - t_{sc1}) + \alpha_2 (t'_{sc2} - t_2) + \left(\frac{\alpha}{c_p \text{Le}}\right)_2 \sigma_{sc2} (x'_{sc2} - x_2) q_{sc2}^o = 0, \quad \text{przy } (\delta_{s_zr})_{sc2} > 0 \quad (7)$$

$$\left(\frac{\lambda_{s_zr}}{\delta_{s_zr}}\right)_{zeb2} (t'_{zeb2} - t_{zeb2}) + \alpha_2 (t'_{zeb2} - t_2) + \left(\frac{\alpha}{c_p \text{Le}}\right)_2 \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) q_{zeb2}^o = 0 \quad (8)$$

Przedstawione równania należy rozwiązywać w uzupełnieniu o poniższe warunki brzegowe:

– na wejściach do odpowiednich kanałów wypełnienia

$$\begin{aligned} t_1 &= t_{1e}; & t_2 &= t_{2e}; & x_2 &= x_{2e}. \\ \bar{X} &= 0; & \bar{X} &= 0-1; & \bar{X} &= 0-1 \\ \bar{Y} &= 0-1 & \bar{Y} &= 0 & \bar{Y} &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

– na powierzchni ścianki kanału powietrza wywiewanego, podczas których może występować kondensacja w postaci wilgoci lub szronu

$$\sigma_{sc2} \Big|_{t'_{sc2} > t_2'} = 0; \quad \sigma_{sc2} \Big|_{t'_{sc2} \leq t_2'} = 1; \quad x'_{sc2} \Big|_{t'_{sc2} > t_2'} = x_2; \quad x'_{sc2} \Big|_{t'_{sc2} \leq t_2'} = x_{sc2}^{sat} \quad (10)$$

$$q_{sc2}^o \Big|_{t'_{sc2} \leq t_2'} = r; \quad q_{sc2}^o \Big|_{t'_{sc2} > 0} = r + q_{s_zr}. \quad (11)$$

– dla ożebrowania w kanałach powietrza nawiewanego i wywiewanego

$$\begin{aligned} t_{zeb1} &= t_{sc1} = t_{sc2}; & \frac{\partial t_{zeb1}}{\partial \bar{Z}_1} &= 0 \\ \bar{Z}_1 &= 0; & \bar{Z}_1 &= 1 \\ t_{zeb2} &= t_{sc2} = t_{sc1}; & \frac{\partial t_{zeb2}}{\partial \bar{Z}_2} &= 0 \\ \bar{Z}_2 &= 0; & \bar{Z}_2 &= 1 \end{aligned} \quad (12)$$

– na powierzchni żebra w kanale powietrza wywiewanego w warunkach ewentualnego powstawania kondensacji w postaci wilgoci lub szronu

$$\sigma_{zeb2} \Big|_{t'_{zeb2} > t_2'} = 0; \quad \sigma_{zeb2} \Big|_{t'_{zeb2} \leq t_2'} = 1; \quad x'_{zeb2} \Big|_{t'_{zeb2} > t_2'} = x_2; \quad x'_{zeb2} \Big|_{t'_{zeb2} \leq t_2'} = x_{zeb2}^{sat} \quad (13)$$

$$q_{zeb2}^o \Big|_{t'_{zeb2} \leq t_2'} = r; \quad q_{zeb2}^o \Big|_{t'_{zeb2} > 0} = r + q_{s_zr} \quad (14)$$

W równaniach wprowadzono poprawki wymagające oddzielnej interpretacji:

$\Psi'_2(t_2, x_2)$ jest poprawką uwzględniającą zmianę temperatury żebra wzdłuż osi Z_2 :

$$\Psi'_2(t_2, x_2) = \text{NTU}_2^* \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \left(\frac{1}{\text{Le}_2}\right) \left(\frac{c_{pw}}{c_p}\right)_2 \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{s_zr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) (t'_{zeb2} - t'_{sc2}) d\bar{Z}_2 \quad (15)$$

$\Psi_2(t_2, x_2)$ jest poprawką uwzględniającą zróżnicowane wartości temperatur ścianki i żebra przy kondensacji wilgoci na ich powierzchni:

$$\Psi_2(t_2, x_2) = - \left[\text{NTU}_2^* \left(1 - \frac{\delta_{s_zr} + 2(\delta_{s_zr})_{zeb2}}{s_{zeb2}}\right) \cdot (t'_{sc2} - t_2) \left(\frac{\sigma_{sc2}}{\text{Le}}\right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p}\right)_2 (x'_{sc2} - x_2) \right] - \left[\text{NTU}_2^* \left(\frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}}\right)_2 \left(\frac{1}{\text{Le}}\right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p}\right)_2 \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{s_zr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) (t'_{zeb2} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (16)$$

$\Omega_2(q_{sc2}^o, q_{zeb2}^o)$ – poprawka, uwzględniająca zmianę charakteru procesu kondensacji wilgoci na powierzchni żebra (rys. 3):

$$\Omega_2(q_{sc2}^o, q_{zeb2}^o) = \left[\text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{c_p \text{Le}}\right)_2 \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \cdot \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{s_zr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} q_{sc2}^o \sigma_{sc2} (x'_{sc2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] - \left[\text{NTU}_2^* \left(\frac{q_{sc2}^o}{c_p \text{Le}}\right)_2 \frac{2h_{zeb2}}{s_{zeb2}} \int_{\bar{Z}_2=(\delta_{s_zr})_{sc2}}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{zeb2} (x'_{zeb2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (17)$$

Oznaczenia indeksów:

1 – powietrze zewnętrzne, 2 – powietrze wywiewane, e – wejście do wymiennika, o – wyjście z wymiennika, r – punkt rosy, sat – stan nasycenia, s_zr – szron.

gdzie α jest współczynnikiem przejmowania ciepła w $W/(m^2 \cdot K)$; β jest współczynnikiem wymiany masy w $kg/(m^2 \cdot s)$; c_p jest ciepłem właściwym powietrza w $kJ/(kg \cdot K)$; δ_{zeb} jest grubością żebra w m; δ_{s_zr} jest grubością warstwy szronu w m; F jest powierzchnią uczestniczącą w wymianie ciepła i ewentualnej wymianie masy w m^2 , h_{zeb} jest wysokością żebra w m; l_{zeb} jest długością żebra w m; λ_{zeb} jest współczynnikiem przewodności cieplnej żebra w $W/(m \cdot K)$; λ_{s_zr} jest współczynnikiem przewodności cieplnej dla warstwy szronu w $W/(m \cdot K)$; Le jest liczbą Lewisa; m jest współczynnikiem ożebrowania $m_{zeb}^2 = 2\alpha/(\lambda_{zeb} \cdot \delta_{zeb})$; NTU jest liczbą transponowanych jednostek $\text{NTU} = (\alpha \cdot F)/(G \cdot c_p)$; s jest skokiem żebra, t jest temperaturą strumienia przepływającego powietrza w K ; t_o jest temperatura

strumienia otaczającego powietrza w K; t_r jest temperaturą punktu rosy powietrza w K; t_{sc} jest temperaturą ścianki wymiennika w K; $t'_{s,z}$ jest lokalną (bieżąca) temperaturą powierzchni szronu w K; $t_{z,eb}$ jest temperaturą żebra w dowolnym przekroju w K; $t_{s,z} = (t'_{s,z} + t''_{s,z})/2$ jest średnią lokalną temperaturą warstwy szronu w K; x jest zawartością wilgoci w strumieniu przepływającego powietrza w kg/kg; x_o jest zawartością wilgoci w strumieniu otaczającego powietrza w kg/kg; $x'_{s,z}$ jest lokalną zawartością wilgoci w powietrzu nasyconym warstwy przygranicznej nad powierzchnią szronu w kg/kg; q^o jest ciepłem przejścia fazowego w kJ/kg; σ jest bezwymiarowym współczynnikiem określającym wystąpienie lub brak kondensacji.

Sformułowane układy równań (1-17) rozwiązane zostaną w celu wyznaczenia rozkładu temperatur i ustalenia stref aktywnej wymiany ciepła i masy w kanałach przepływającego powietrza i na powierzchniach ożebrowanych. Powyższe zagadnienie jest nieliniowe i nie może być rozwiązane na drodze analitycznej, z tego powodu całkowanie układów równań różniczkowych zwyczajnych realizowane będzie metodami numerycznymi.

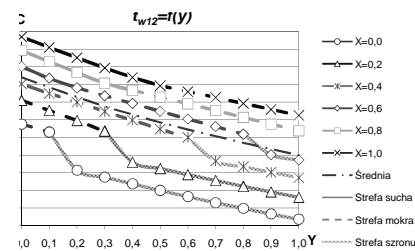
3. Wyniki obliczeń

Na rys. 7-8 przedstawiono wyniki pracy wstępnej wersji programu skonstruowanego na podstawie przedstawionego modelu. Wykresy zostały utworzone dla warunków zewnętrznych obliczeniowych III strefy klimatycznej. Parametry powietrza przyjęto w taki sposób

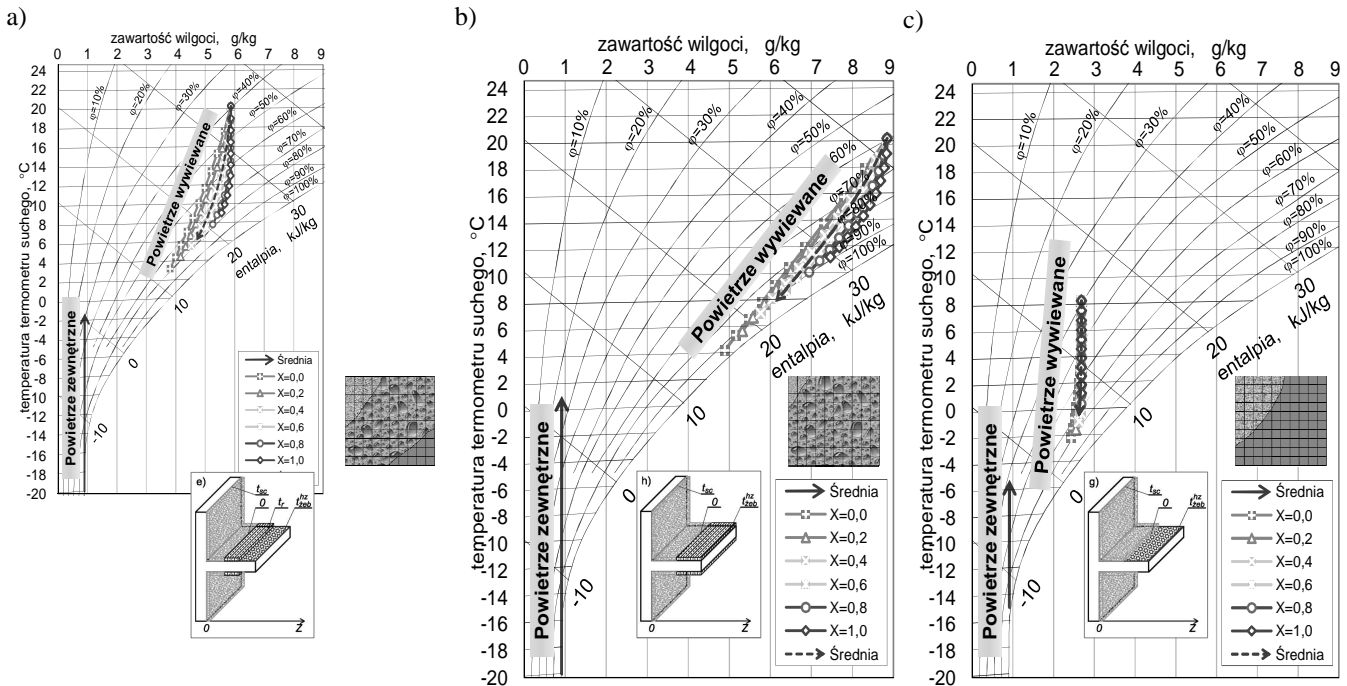
aby możliwe było wyodrębnienie niektórych, najbardziej niebezpiecznych wariantów pracy żebra przy powstawaniu szronu (rys. 3):

- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić strefa sucha oraz strefy kondensacji w postaci cieczy i szronu (rys. 3e, 8a);
- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić kondensacja w postaci cieczy oraz szronu (rys. 3h, 8b);
- dla przypadku, w którym na części powierzchni żeber może wystąpić strefa sucha oraz strefa kondensacji wyłącznie w postaci szronu (rys. 3g, 8c).

Przeprowadzona analiza wykazała, iż podobnie jak w kanałach rekuperatora, na żebrach można wyodrębnić obszar suchej wymiany ciepła oraz strefy kondensacji, które posiadają odrębny charakter procesów wymiany ciepła i masy (rys. 7-8).



Rys. 7. Przebieg zmian temperatury powierzchni wypełnienia w ożebrowanym krzyżowym wymienniku ciepła



Rys. 8. Przebieg zmian stanu parametrów powietrza na wykresie $i-x$ dla różnych wariantów pracy wymiennika krzyżowego z uwzględnieniem ożebrowania

4. Podsumowanie

W pracy przedstawiono i sformułowano oryginalny fizyko-matematyczny model procesów wymiany ciepła i masy dla wymiennika krzyżowego wyposażonego w elementy ożebrowane. Opracowano numeryczną metodę obliczeń podstawowych parametrów wymiany ciepła i masy w wymienniku krzyżowym.

Za pomocą przeprowadzonej analizy wykazano istotny wpływ powierzchni ożebrowanej na charakter procesów wymiany ciepła i masy w kanałach rekuperatora.

Otrzymane wyniki będą podstawą do ustalenia zakresu zmian optymalnych roboczych parametrów rozpatrywanego wymiennika ciepła oraz obszaru jego racjonalnego wykorzystania w zależności od warunków klimatycznych.

Literatura

- Anisimov S., Vasiljev V. (2005). Optimization of heat and mass transfer in cross-flow indirect evaporative cooler. *Journal of Civil Engineers*, Vol. 4, No. 3, 48-53.
- Anisimov S., Vasiljev V., Klimov S., Bolotin S. (2005). Optymalizacja odzysku ciepła w rekuperatorach urządzeń klimatyzacyjnych. *Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego*, Nr 37, Politechnika Koszalińska, Mielno, 135-142.

- Kou H. S., Yuan P. (2001). The comparison of longitudinal wall conduction effect on the crossflow heat exchangers including three fluid streams with different arrangements, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 18, 1891-1907.
- Mishra M., Das P. K., Sarangi S. (2008). Effect of temperature and flow nonuniformity on transient behaviour of crossflow heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 9-10, 2583-2592.
- Stoitchkov N. J., Dimitrov G. I. (1998). Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Int J. Refrig.*, Vol. 21, No. 6, 463-471.

AN INFLUENCE OF SURFACE CROSS-FLOW PLATE-FIN HEAT EXCHANGERS ON EFFICIENCY OF HEAT RECOVERY SYSTEMS IN THE VENTILATION AND AIR CONDITIONING

Abstract: Mathematical model of coupled heat and mass transfer in the plate-fin heat exchangers used in air conditioning systems for energy recovery from exhaust air is discussed. The original model has been proposed on the base of ϵ -NTU model. Numerical method for calculation of basic thermodynamical parameters has been developed. The carried out analysis shows a significant influence of finned surface on the processes of heat and mass transfer in the unit channel. The received results offer scope for estimation of optimal operating conditions range variations for plate-fin heat exchangers, used in air conditioning systems for energy recovery.