

DEMIS PANDELIDIS, KRZYSZTOF RAJSKI*

POPRAWA EFEKTYWNOŚCI KOMBINOWANYCH SYSTEMÓW KLIMATYZACYJNYCH I ODSALAJĄCYCH WODĘ MORSKĄ WYKORZYSTYWANYCH PRZEZ KORPORACJE NAFTOWE

IMPROVEMENT OF EFFICIENCY OF COMBINED AIR CONDITIONING AND WATER DESALINATION SYSTEMS USED BY OIL COMPANIES

Streszczenie

W niniejszym artykule przeanalizowano kombinowane systemy klimatyzacyjno-odsalające oparte na pośrednich rekuperatorach wyparnych, wykorzystywane przez korporacje naftowe (m.in. Exxon Mobil) wydobywające ropę na terenie Afryki i Bliskiego Wschodu, gdzie woda jest towarem deficytowym. Porównano pracę systemów opartych na wymiennikach o różnych schematach przepływu powietrza (współprądowym, przeciwprądowym, regeneracyjnym i krzyżowym). Położono nacisk na zwiększenie efektywności odparowania cieczy będącej źródłem wody pitnej oraz na uzyskanie możliwie niskiej temperatury powietrza nawiewanego do klimatyzowanych pomieszczeń.

Słowa kluczowe: chłodzenie wyparne, odsalanie wody, model matematyczny

Abstract

This paper examines the combined air-conditioning and desalination systems based on indirect evaporative recuperators used by oil companies (including Exxon Mobil) extracting oil in Africa and the Middle East, where water is scarce. Systems based on exchangers with different schemes of air flow (cocurrent, countercurrent, regeneration and cross) have been compared. The focus was on increasing the effectiveness of evaporation of the liquid, which is a source of drinking water and getting as low supply air temperature to the air-conditioned rooms.

Keywords: evaporative cooling, water desalination systems, mathematical model

* Mgr inż. Demis Pandelidis, mgr inż. Krzysztof Rajski, Instytut Klimatyzacji i Ogrzewnictwa, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wroclawska.

Oznaczenia:

c_p	– ciepło właściwe, J/(kg/K)
\dot{G}	– masowy strumień powietrza, kg/s
t	– temperatura, °C
\overline{W}	– pojemność cieplna, W/K
x	– zawartość wilgoci, kg/kg (g/kg)
X	– oś w kierunku ruchu głównego strumienia powietrza,
Y	– oś w kierunku ruchu pomocniczego strumienia powietrza,
Z	– oś prostopadła do osi X i Y , zgodna z kierunkiem ożebrowania,
l	– długość kanału, m
$\overline{X} = X/l_x$	– odcięta względna,
$\overline{Y} = Y/l_y$	– rzędna względna,
$\overline{Z} = Z/h_{rib}$	– wysokość żebra względna,
NTU	– liczba jednostek przenikania ciepła,
q	– jednostkowy strumień ciepła, W/m ²
\overline{Q}	– moc chłodnicza, odniesiona do 1 m ³ wypełnienia, W/m ³
i	– entalpia właściwa wilgotnego powietrza, kJ/kg
α	– współczynnik przejmowania ciepła, W/(m ² K)
β	– współczynnik wymiany masy odniesiony do różnicy zawartości wilgoci, kg/(m ² s)
Le	– Liczba Lewisa,
σ	– bezwymiarowy współczynnik uwzględniający nierównomierne zwilżenie powierzchni wypełnienia,
q°	– ciepło parowania wody, kJ/kg
s	– skok ożebrowania,
δ	– grubość, m
h	– wysokość (w przypadku żebra wysokość rozpatrywana jest jako połowa wysokości kanału – warunek symetrii ożebrowania; $h_{rib} = h_{kan}/2$), m
m	– współczynnik temperaturowy dla żebra,
φ	– wilgotność względna, %
F	– powierzchnia, m ²
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)

Indeksy:

e	– wejściowy,
o	– wyjściowy,
p	– ścianka,
'	– odniesiony do powierzchni wymiany masy,
1	– odniesiony do głównego strumienia powietrza (kanału),
2	– odniesiony do pomocniczego strumienia powietrza (kanału),
rib	– żebro,
met	– warstwa metalu,
''	– parametr odniesiony do powierzchni ścianki,
*	– parametr odniesiony do powierzchni ścianki,

- b* – początkowy,
- f* – końcowy,
- s* – ciepło jawne,
- l* – ciepło utajone.

1. Wstęp

Powierzchnia Ziemi w 70% pokryta jest wodą, jednak jedynie 3% spośród nich nadaje się do spożycia przez człowieka. Obecnie światowe źródła wody słodkiej narażone są na zanieczyszczenia spowodowane rosnącą liczbą ludności oraz wzmożoną industrializacją deficytowych w wodę obszarów globu. Występowanie coraz częstszych susz oraz presji demograficznej jest główną przyczyną nadmiernego pustynnienia i zasolenia gleb, co ma swoje odbicie w gospodarce wodnej wielu regionów (głównie Afryki, Azji Centralnej i Bliskiego Wschodu). W 1992 roku Organizacja Narodów Zjednoczonych opracowała raport „Agenda 21” poruszający tematykę zwiększającego się deficytu wody w kryzysowych regionach świata [1]. Badania psychologiczne dowodzą, że suchy i gorący klimat wpływa pobudzająco na układ nerwowy człowieka, zwiększając jego podatność na agresywne zachowania. Stąd prognozuje się, iż deficyt wody na Bliskim Wschodzie czy w Afryce (problem zaczyna też dotyczyć terenów Azji Centralnej) może prowadzić do eskalacji napięć i konfliktów spowodowanych chronicznym brakiem wody [1].

Jednym z największych konsumentów wody pitnej w regionie Bliskiego Wschodu i Afryki są korporacje wydobywające ropę naftową, które wykorzystują ją w celach technologicznych oraz na potrzeby higieniczne i żywieniowe zatrudnionych pracowników. Dlatego społeczeństwa i narody azjatyckie i afrykańskie kładą coraz większy nacisk na ograniczenie zużycia wody przez zagraniczne konsorcja naftowe. Jednym ze sposobów uzyskiwania wody pitnej jest odsalanie wody morskiej, jednakże tradycyjne sposoby pozyskiwania wody tą metodą są stosunkowo drogie i nieefektywne. W ostatnich latach korporacje naftowe we współpracy ze światem nauki opracowały metodę pozyskiwania wody pitnej, umożliwiającą jednoczesne pokrycie wzmożonego zapotrzebowania mocy chłodniczej przez obiekty infrastrukturalne zlokalizowane w gorącym klimacie Afryki i Bliskiego Wschodu. Metoda ta opiera się na kombinowanych systemach klimatyzacyjno-odsalających opartych na pośrednich wymiennikach wyparnych.

Do wyparnych urządzeń chłodniczych zalicza się układy oparte na bezpośrednim i pośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego (wody) [2]. Ochładzanie powietrza za pomocą parowania jest procesem wymiany ciepła i masy pomiędzy cieczą a gazem, który odbywa się przy przeważającej roli parowania powierzchniowego cieczy. Przy bezpośrednim ochładzaniu powietrza za pomocą parowania (występującym np. w komorach zraszania central wentylacyjnych) występuje kontakt powietrza z wodą, co doprowadza do obniżenia jego temperatury i zwiększenia zawartości wilgoci przy praktycznie niezmiennej entalpii. Z tego powodu wydajność chłodnicza urządzeń wyparnych bezpośrednich (odniesiona do ciepła całkowitego) jest równa zero. Pośrednie ochłodzenie za pomocą parowania jest procesem, podczas którego powietrze nie ma bezpośredniego kontaktu z wodą, a jego chłodzenie odbywa się przez powierzchnię wymiennika ciepła. W tym przypadku występują dwa strumienie powietrza: pierwszy (nazywany głównym), przepływa przez suchą część wymiennika i obniża swoją temperaturę przy niezmiennej zawartości wilgoci, po czym jest dostarczany do

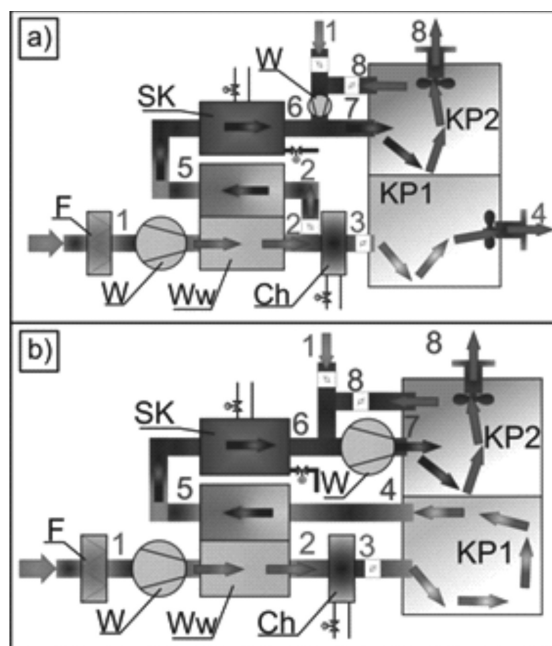
użytkowników pomieszczeń, drugi (nazywany pomocniczym lub roboczym) płynie kanałem pomocniczym, w którym zachodzi parowanie wody i akumuluje w sobie ciepła od przepływu głównego, po czym jest usuwany na zewnątrz. W takich wymiennikach ciepła proces ochładzania strumienia głównego powietrza odbywa się w suchych kanałach wypełnienia przy obniżającej się entalpii i niezmienniej zawartości wilgoci kosztem parowania wody w przyległych kanałach, wzdłuż których przepływa strumień pomocniczy powietrza.

Kombinowane systemy odsalająco-klimatyzacyjne opierają swoją pracę na zasilaniu pomocniczych kanałów wymienników wyparnych słoną wodą. Podczas realizowania procesów ochładzania wyparnej słodka woda paruje, pozostawiając sól w wypełnieniu. Jednocześnie prowadzi to do obniżenia temperatury powietrza płynącego w suchych kanałach, które może być wykorzystywane do klimatyzowania pomieszczeń. Nasycone powietrze pomocnicze prowadzone jest do sekcji kondensacji (zazwyczaj jest to przeponowy oziębiacz), na którym słodka woda jest wykraplana i odprowadzana do zasobników. Osuszone i oziębione powietrze pomocnicze może być również wykorzystane do klimatyzowania pomieszczeń. Praca systemu generuje dużą oszczędność energetyczną: pokrywa zapotrzebowanie na moc chłodniczą (dzięki pośredniemu wymiennikowi wyparnejmu powietrze ochładzane jest praktycznie za darmo) oraz wytwarza duże ilości wody pitnej, niezbędnej do funkcjonowania przedsiębiorstw.

Przykłady instalacji klimatyzacyjno-odsalających przedstawiono na rysunku 1. Powietrze o parametrach 1 jest czerpane z zewnątrz do systemu. Po przejściu przez suchy kanał wymiennika wyparnej jest ochładzane przy stałej zawartości wilgoci do stanu 2. Następnie strumień jest rozdzielany (rys. 1a): część powietrza dostarczana jest do pomieszczenia (po ewentualnym dochłodzeniu na wymienniku przeponowym do stanu 3), a część prowadzona jest do pomocniczego kanału jednostki wyparnej, gdzie ochładza przepływ główny i nawilża się wodą do stanu 5. Nasycony przepływ roboczy transportowany jest następnie do sekcji kondensacji, gdzie zostaje ochłodzony i osuszony do stanu 6. Uzyskana w ten sposób woda odprowadzona zostaje do zasobnika, a zimne powietrze wykorzystywane jest do klimatyzacji pomieszczeń. W przypadku, gdy część budynku nie wymaga dużych ilości świeżego powietrza, natomiast generuje duże zyski ciepła (np. serwerownie), można wykorzystać system oparty na wymienniku przeciwprądowym (rys. 1b). W tej sytuacji cały strumień po ochłodzeniu w wymienniku wyparnej i ewentualnym dochłodzeniu na chłodnicy przeponowej dostarczany jest do pomieszczenia. Po asymilacji zysków ciepła i wilgoci (osiągnięty stan 4, rys. 1b) zostaje z niego usunięty i przetransportowany do sekcji pomocniczej wymiennika wyparnej, gdzie nawilża się słodką wodą i akumuluje ciepło od powietrza w kanale suchym, osiągając stan 5. Następnie przepływa przez sekcję kondensacji (stan 6) i jest wykorzystywany do asymilacji zysków ciepła w klimatyzowanych pomieszczeniach. W przypadku, gdy temperatura osuszonego powietrza jest zbyt niska, można zastosować recyrkulację powietrza z pomieszczenia lub dodatkowe podmieszanie strumienia nawiewanego z powietrzem zewnętrznym (rys. 1a, b).

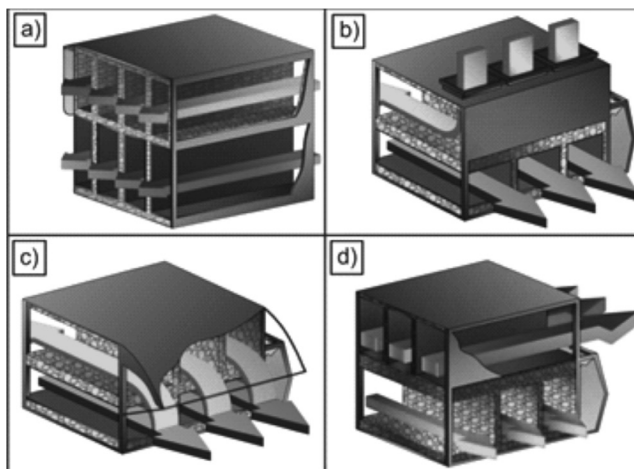
Z powodu coraz większego zainteresowania systemami klimatyzacyjno-odsalającymi, istotną stała się analiza pracy wymienników wyparnych, będących „sercem” całego systemu, umożliwiająca optymalizację procesów wymiany ciepła i masy w kanałach wypełnienia oraz określenie najbardziej skutecznego, dla zadanych warunków klimatycznych, schematu przepływu powietrza. Najskuteczniejszym narzędziem do optymalizacji i porównania różnych wymienników jest analiza teoretyczna za pomocą modelu matematycznego. Takie rozwiązanie umożliwi uzyskanie dokładniejszych wyników niż podczas pomiarów na stanowisku

badawczym z powodu niedoskonałości metod eksperymentalnych, spowodowanych niedokładnością przyrządów pomiarowych oraz niewielkimi wymiarami rekuperatorów uniemożliwiającymi dokładny pomiar parametrów termodynamicznych w kanałach wypełnienia. Ponadto model matematyczny pozwala na symulację pracy jednostki dla dowolnych parametrów powietrza zewnętrznego, co nie jest możliwe w rzeczywistym układzie pogodowym, gdyż jest on zależny od zmieniających się warunków atmosferycznych. Dlatego opracowano oryginalne ϵ -NTU-modele [4, 6, 10–14] obrazujące pracę wymienników wyparych: krzyżowego, współprądowego, przeciwprądowego i regeneracyjnego (rys. 2), które zostaną poddane analizie porównawczej.



Rys. 1. Przykładowe systemy klimatyzacyjno-odsalające: a) oparte na wymienniku regeneracyjnym, b) oparte na wymienniku przeciwprądowym: F – filtr; W – wentylator; Ww – wymiennik wypary; Ch – chłodnica; SK – sekcja kondensacji; KP – klimatyzowane pomieszczenia

Fig. 1. Sample combined air conditioning and desalination systems: a) based on regenerative heat exchanger; b) based on counter-current heat exchanger: F – filter, W – fan; Ww – evaporative heat exchanger, Ch – cooler, SK – section of condensation, KP – air conditioned rooms



Rys. 2. Analizowane pośrednie wymienniki wyparne: a) współprądowy; b) przeciuprądowy, c) regeneracyjny; d) krzyżowy

Fig. 2. Analysed indirect evaporative heat exchangers: a) concurrent; b) countercurrent; c) regeneration; d) cross

2. Model wymiany ciepła i masy

Założenia dotyczące konstrukcji wymienników (rys. 2, 3):

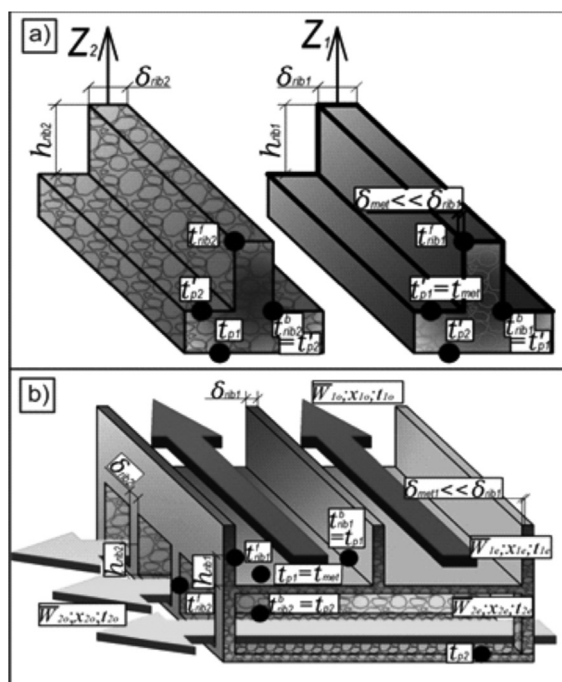
- analiza prowadzona jest na wymiennikach wyparnych o współprądowym, przeciuprądowym, krzyżowym oraz regeneracyjnym schemacie przepływu powietrza (rys. 2);
- kanał powietrza pomocniczego, wraz z ożebrowaniem wykonany jest z materiału porowatego, w którym ciecz rozprowadzona jest równomiernie za pomocą sił kapilarnych (rys. 3);
- kanał powietrza głównego oddzielony jest od kanału przepływu pomocniczego bardzo cienką, nieprzepuszczającą wody warstwą metalu (rys. 3);
- ożebrowanie kanału suchego wypełnione jest materiałem porowatym pokrytym warstwą metalu (budowa dwuwarstwowa – rys. 3);
- charakterystyczny wymiar żebra rozpatrywany jest jako połowa wysokości kanału $h_{rib} = 0,5h_{ch}$ (założenie symetrycznego rozplywu ciepła w żebrach poszczególnych kanałów – rys. 3).

W procesie tworzenia ϵ -NTU-modelu [7, 9] należy bezwarunkowo uwzględnić wpływ wzdłużnej nieizotermiczności wypełnienia, której rodzaje obrazowane są przez zależności różnicy temperatury wypełnienia i powietrza w kanałach (liniowa, wykładnicza, stopniowo skokowa lub mieszana), ponieważ wpływa ona na deformację rozdziału temperatury w warstwie przygranicznej oraz zmianę grubości tejże warstwy [3]. W tym celu należy wprowadzić odpowiednią, adekwatną do zmieniających się granicznych warunków na powierzchni wypełnienia zależność funkcjonalną współczynnika wymiany ciepła. W rozpatrywanym tu zagadnieniu, a także w wielu innych problemach inżynierskich, nie jest ważny rozdział parametrów termodynamicznych w poprzecznych przekrojach czynników pośredniczących w procesie wymiany ciepła i masy, a ich średnie całkowite wielkości, dlatego przy matematyczno-fizycznym opisie procesów zachodzących w rekuperatorach wyparnych uzasadnione

jest stosowanie ϵ -NTU-modelu [2], dla którego przepływ powietrza w kanałach rozpatrywany jest jak strumień płynu ze stałą (w poszczególnych przekrojach poprzecznych) temperaturą i potencjałem wymiany masy, które równe są średnim wielkościom masowym [7, 9].

Założenia dotyczące osobliwości w przebiegu procesów wymiany ciepła i masy, uwzględnionych w procesie tworzenia modelu prezentują się następująco:

- strumień powietrza jest idealną mieszaniną gazową, składającą się z suchego powietrza oraz pary wodnej;
- gradient ciśnień cząstkowych pary wodnej w powietrzu oraz w warstwie granicznej przy wodzie nad powierzchnią materiału porowatego (gradient zawartości wilgoci) jest siłą ruchową przenoszenia masy;
- strumień powietrza posiada stałe, równe średnim całkowym wielkościom w przekroju poprzecznym charakterystyki kinetyczne;
- wzdłużne przewodzenie ciepła oraz wzdłużna dyfuzja molekularna pary wodnej w powietrzu są niewielkie;
- wpływ ciepła właściwego odparowanej pary wodnej na zmianę temperatury powietrza wilgotnego jest pomijalny;
- zużycie wody odpowiada pełnemu wyparowaniu wilgoci i utrzymywaniu materiału płyt porowatych w stanie nasycenia higroskopijnego (pojemność cieplna powietrza znacznie większa od pojemności warstwy wody).



Rys. 3. Charakterystyka wypełnień analizowanych wymienników: a) kanał mokry i suchy; b) pośredni wymiennik krzyżowy

Fig. 3. Analysed exchangers fulfillment's characteristics: a) wet and dry channel; b) indirect evaporative cross-flow heat exchangers

Równania rozpatrywanego ε -NTU-modelu opisujące procesy wymiany ciepła i masy realizowane są w ortogonalnym układzie współrzędnych. Kierunki osi w układzie współrzędnych:

- wymiennik współprądowy – oś X zgodna z kierunkiem przepływu strumienia głównego i pomocniczego, oś Y prostopadła do kierunku przepływu obydwu strumieni;
- wymiennik krzyżowy – oś X skierowana jest zgodnie z przepływem strumienia głównego, a Y pomocniczego;
- wymiennik regeneracyjny – oś X skierowana jest zgodnie z przepływem strumienia głównego, przeciwnie do ruchu przepływu pomocniczego, oś Y prostopadła do kierunku przepływu obydwu strumieni;
- wymiennik przeciwprądowy – oś X skierowana jest zgodnie z przepływem strumienia głównego, przeciwnie do ruchu przepływu pomocniczego, oś Y prostopadła do kierunku przepływu obydwu strumieni.

Procesy wymiany opisane są równaniami różniczkowymi bilansu masy i ciepła, sporządzonymi dla poszczególnych strumieni powietrza:

- **Wymiennik krzyżowy:**

$$\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} = \text{NTU}_1^* (t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib1}}}{s_{\text{rib1}}} \right) + \frac{2}{m_{\text{rib1}} s_{\text{rib1}}} \text{th}(m_{\text{rib1}} h_{\text{rib1}}) \right] \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial Y} = \text{NTU}_2^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{\text{rib2}} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial Y} = \text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{\text{Le}_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{\text{rib2}} (x'_{\text{rib2}} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (3)$$

- **Wymiennik współprądowy:**

$$\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} = \text{NTU}_1^* (t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib1}}}{s_{\text{rib1}}} \right) + \frac{2}{m_{\text{rib1}} s_{\text{rib1}}} \text{th}(m_{\text{rib1}} h_{\text{rib1}}) \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial X} = \text{NTU}_2^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{\text{rib2}} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial X} = \text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{\text{Le}_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{\text{rib2}} (x'_{\text{rib2}} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (6)$$

- **Wymiennik regeneracyjny:**

$$\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} = \text{NTU}_1^* (t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib1}}}{s_{\text{rib1}}} \right) + \frac{2}{m_{\text{rib1}} s_{\text{rib1}}} \text{th}(m_{\text{rib1}} h_{\text{rib1}}) \right] \quad (7)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \bar{X}} = -\text{NTU}_2^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{\text{rib2}} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (8)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \bar{X}} = -\text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{\text{Le}_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{\text{rib2}} (x'_{\text{rib2}} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (9)$$

- **Wymiennik przeciwaprądowy:**

$$\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} = \text{NTU}_1^* (t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib1}}}{s_{\text{rib1}}} \right) + \frac{2}{m_{\text{rib1}} s_{\text{rib1}}} \text{th}(m_{\text{rib1}} h_{\text{rib1}}) \right] \quad (10)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \bar{X}} = -\text{NTU}_2^* \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{\text{rib2}} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (11)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \bar{X}} = -\text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{\text{Le}_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{\text{rib2}} (x'_{\text{rib2}} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \quad (12)$$

- Równaniem opisującym warunek ciągłości przepływu energii na granicach rozdziału faz:

$$\left(\frac{\lambda_p}{\delta_p} \right) \left(1 - \frac{\delta_{\text{rib1}}}{s_{\text{rib1}}} \right) (t_{p1} - t'_{p2}) + \left(1 - \frac{\delta_{\text{rib2}}}{s_{\text{rib2}}} \right) \left[\alpha_2 (t_2 - t'_{p2}) + \left(\frac{\alpha}{c_p \text{Le}} \right)_2 \sigma_{p2} (x_2 - x'_{p2}) q_{p2}^o \right] = 0 \quad (13)$$

- Równaniem bilansu na powierzchni wypełnienia kanałów:

- Wymiennik krzyżowy

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right) \frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} + \frac{\partial t_2}{\partial \bar{Y}} + \left(\frac{q_p^o}{c_p} \right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial \bar{Y}} + \Psi_2 (t_2, x_2) + \Omega_2 (q_{p2}^o, q_{\text{rib2}}^o) = 0 \quad (14)$$

- Wymiennik współprądowy

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right) \frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} + \frac{\partial t_2}{\partial \bar{X}} + \left(\frac{q_p^o}{c_p} \right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial \bar{X}} + \Psi_2 (t_2, x_2) + \Omega_2 (q_{p2}^o, q_{\text{rib2}}^o) = 0 \quad (15)$$

– Wymiennik regeneracyjny

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} - \frac{\partial t_2}{\partial \bar{X}} - \left(\frac{q_p^o}{c_p}\right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial \bar{X}} - \Psi_2(t_2, x_2) - \Omega_2(q_{p2}^o, q_{rib2}^o) = 0 \quad (16)$$

– Wymiennik przeciwprądowy

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} - \frac{\partial t_2}{\partial \bar{X}} - \left(\frac{q_p^o}{c_p}\right)_2 \frac{\partial x_2}{\partial \bar{X}} - \Psi_2(t_2, x_2) - \Omega_2(q_{p2}^o, q_{rib2}^o) = 0 \quad (17)$$

gdzie:

$\Psi_2(t_2, x_2)$ – poprawka uwzględniająca różne temperatury powierzchni ścianki t'_{p2} i powierzchni żebra t'_{rib2} w kanale powietrza pomocniczego:

$$\begin{aligned} \Psi_2(t_2, x_2) = & - \left[\text{NTU}_2^* \left(1 - \frac{\delta_{rib2}}{s_{rib2}} \right) (t'_{p2} - t_{K+1}) \left(\frac{\sigma_p}{\text{Le}} \right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 (x'_{p2} - x_2) \right] \\ & - \left[\text{NTU}_2^* \frac{2h_{rib2}}{s_{rib2}} \left(\frac{1}{\text{Le}} \right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p} \right)_2 \int_{\bar{Z}_{K+1}=0}^{\bar{Z}_{K+1}=1} \sigma_{rib2} (x'_{rib2} - x_2) (t'_{rib2} - t_2) d\bar{Z}_2 \right] \approx 0 \end{aligned} \quad (18)$$

$\Omega_2(q_{p2}^o, q_{rib2}^o)$ – poprawka uwzględniająca różny charakter procesu parowania wody na powierzchni ścianki kanału i powierzchni żebra (w tym różne wartości ciepła parowania przy różnych temperaturach ścianki i żebra):

$$\begin{aligned} \Omega_2(q_{p2}^o, q_{rib2}^o) = & \left[\text{NTU}_2^* \left(\frac{1}{c_p \text{Le}} \right)_2 \frac{2h_{rib2}}{s_{rib2}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} q_{rib2}^o \sigma_{rib2} (x'_{rib2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \\ & - \left[\text{NTU}_2^* \left(\frac{q_p^o}{c_p \text{Le}} \right)_2 \frac{2h_{rib2}}{s_{rib2}} \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} \sigma_{rib2} (x'_{rib2} - x_2) d\bar{Z}_2 \right] \approx 0 \end{aligned} \quad (19)$$

oraz równaniem przewodności ciepła w żebrze z uwzględnieniem strumienia ciepła utajonego przy parowaniu wody na powierzchni żebra:

$$\frac{\partial^2 t_{rib2}}{\partial \bar{Z}_2^2} = -m_{rib2}^2 h_{rib2}^2 \left[(t_2 - t'_{rib2}) + \left(\frac{\sigma_{rib2}}{c_p \text{Le}} \right)_2 (x_2 - x'_{rib2}) q_{rib2}^o \right] \quad (20)$$

By uzyskać jednoznaczne rozwiązanie układu równań, system uzupełniany jest o warunki określające parametry termodynamiczne strumieni powietrza na wejściu do wymiennika:

- Współprądowego:

$$\begin{array}{cccc}
 t_1 \Big| = t_{1e} & x_1 \Big| = x_{1e} = \text{const} & t_2 \Big| = t_{2e} & x_2 \Big| = x_{2e} \\
 \bar{X} = 0 & \bar{X} = 0 \div 1 & \bar{X} = 0 & \bar{X} = 0 \\
 \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1
 \end{array}$$

- Krzyżowego:

$$\begin{array}{cccc}
 t_1 \Big| = t_{1e} & x_1 \Big| = x_{1e} = \text{const} & t_2 \Big| = t_{2e} & x_2 \Big| = x_{2e} \\
 \bar{X} = 0 & \bar{X} = 0 \div 1 & \bar{X} = 0 \div 1 & \bar{X} = 0 \div 1 \\
 \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 & \bar{Y} = 0
 \end{array}$$

- Regeneracyjnego:

$$\begin{array}{cccc}
 t_1 \Big| = t_{1e} & x_1 \Big| = x_{1e} = \text{const} & t_2 \Big| = t_{2e} = t_{2o} & x_2 \Big| = x_{2e} = x_{2o} \\
 \bar{X} = 0 & \bar{X} = 0 \div 1 & \bar{X} = 1 & \bar{X} = 1 \\
 \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1
 \end{array}$$

- Współprądowego:

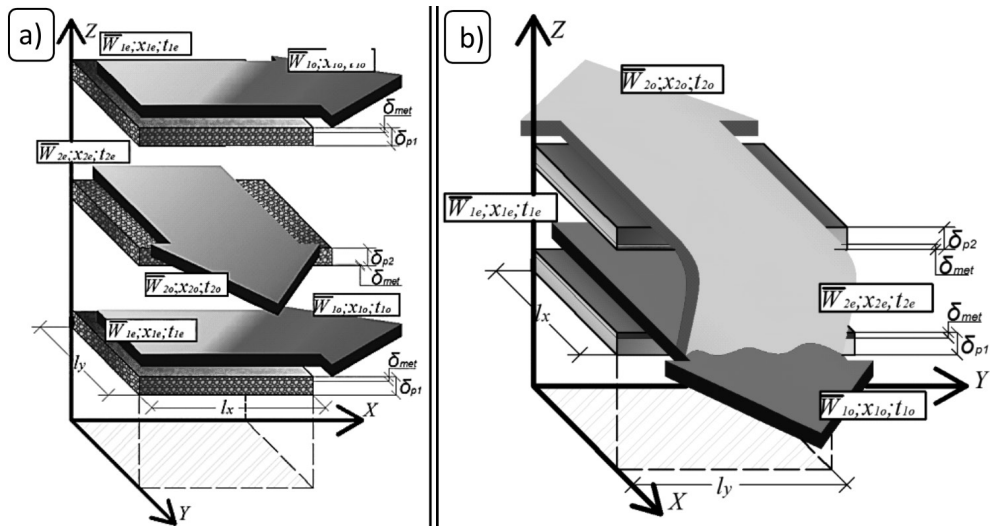
$$\begin{array}{cccc}
 t_1 \Big| = t_{1e} & x_1 \Big| = x_{1e} = \text{const} & t_2 \Big| = t_{2e} & x_2 \Big| = x_{2e} \\
 \bar{X} = 0 & \bar{X} = 0 \div 1 & \bar{X} = 1 & \bar{X} = 1 \\
 \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1 & \bar{Y} = 0 \div 1
 \end{array}$$

Dodatkowo układ uzupełnia się empiryczną zależnością między zawartością wilgoci nasyconej pary wodnej nad powierzchnią warstwy wody i jej temperaturą $x' = f(t')$ oraz warunkiem początkowym i warunkiem symetrii dla ożebrowania.

W celu określenia wielkości NTU oraz liczby Lewisa (Le), wchodzących w układ równań modelu, niezbędne jest posiadanie informacji o charakterze praw rządzących zmianami gradientów wilgoci i temperatur w trakcie przepływu powietrza, jednakże jest to możliwe dopiero po wykonaniu dodatkowych badań numerycznych lub fizycznych.

W trakcie tworzenia modelu matematycznego obrazującego procesy wymiany ciepła i masy w rekuperatorze krzyżowym należy określić współczynnik wymiany masy β niezależnie od współczynnika wymiany ciepła α , następnie ustalić wielkość liczby Lewisa, która będzie poprawką, w sytuacji, gdy warunki spełnienia zasady Lewisa zostaną naruszone. Podczas procesu iteracyjnego modelowania zakłada się kształt wzdłużnego gradientu różnic potencjałów transferu wilgoci i ciepła. Jeśli parametry założone i uzyskane po rozwiązaniu równań różniczkowych nie są zgodne z założonymi, należy skorygować charakter założonych zależności funkcjonalnych gradientów. Cykl ten powtarzany jest do momentu uzyskania zgodności charakteru wzdłużnych profili termodynamicznych na początku i końcu iteracji.

Zagadnienie to jest nieliniowe, dlatego niemożliwe jest uzyskanie rozwiązania metodami analitycznymi, z tego powodu całkowanie układu równań różniczkowych cząstkowych odbywa się za pomocą metod numerycznych.



Rys. 4. Przykładowe wizualizacje modeli matematycznych: a) wymiennik krzyżowy, b) wymiennik regeneracyjny

Fig. 4. Sample visualizations of mathematical models: a) cross-flow heat exchanger, b) regenerative heat exchanger

Do uzyskania rozwiązania numerycznego wykorzystano dyskretny model wg metody Rungego-Kutty czwartego rzędu, którego dokładność i stabilność jest wystarczająca do rozwiązywania tego typu zagadnień [7, 9, 10–14]. Opisany algorytm realizowany jest z użyciem stworzonego przez autorów wielomodułowego programu obliczeniowego. Sprawdzenie poprawności działania odbywało się zarówno za pomocą obliczeń wariantów ze znanymi rozwiązaniami, jak i poprzez obliczenia tych samych wariantów przy założonych różnych wartościach kroku całkowania. Określono, że najmniejsza ilość węzłów siatki obliczeniowej przy przyjętej dokładności obliczeń osiągnąca była przy kroku dyskretyzacji wzdłuż osi \bar{X} oraz \bar{Y} równym 0,01.

3. Analiza uzyskanych wyników obliczeń

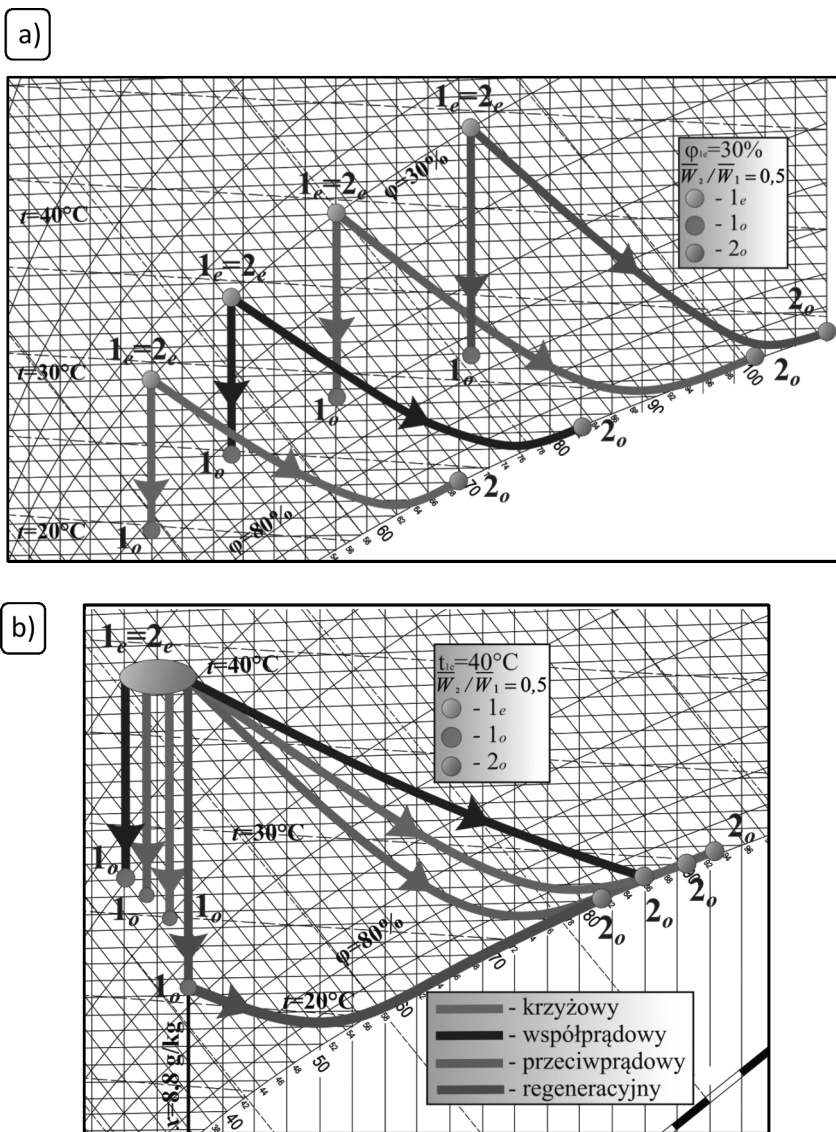
Po przeprowadzeniu wielowariantowych badań numerycznych uzyskano wyniki, pozwalające określić wstępne zależności zużycia wody i efektywności temperaturowej w odniesieniu do osobliwości konstrukcyjnych wymienników oraz do parametrów termodynamicznych powietrza zewnętrznego doprowadzonego do analizowanych jednostek chłodniczych.

Stwierdzono, że najwyższą skutecznością temperaturową i zarazem najmniejszą ilością odparowanej wody charakteryzował się wymiennik regeneracyjny (rys. 5–8). Teoretycznie sytuacja ta stanowi paradoks, gdyż racjonalne podejście sugeruje, że najniższa uzyskana temperatura powietrza nawiewanego powinna generować największe odparowanie cieczy. Jest to widoczne przy porównaniu wymiennika przeciwpądowego, współpądowego i krzyżowego. Paradoks jest spowodowany różną wartością strumieni przepływających przez urządzenie.

dzenia. Przykładowo dla stosunku liczbowego przepływu pomocniczego i głównego równo 0,5, przyjmując, że strumień główny wynosi 10 000 m³/h, strumień pomocniczy będzie wynosił 5 000 m³/h. Sumaryczny przepływ przez wymiennik współprądowy i krzyżowy wyniesie zatem 15 000 m³/h, natomiast przez regeneracyjny 10 000 m³/h, ponieważ w jednostce regeneracyjnej część strumienia głównego jest zawracana do kanału pomocniczego. Można to łatwo zauważyć przy porównaniu wykresów temperatur końcowych oraz mocy chłodniczych (rys. 6a, 8a), pomimo że wymiennik regeneracyjny uzyskuje najniższą temperaturę powietrza nawiewanego, jego moc chłodnicza jest najmniejsza z rozpatrywanych urządzeń. Przy zwiększeniu sumarycznego przepływu przez rekuperator regeneracyjny do 15 000 m³/h odparowanie wody byłoby większe. W praktyce niemożliwe staje się bezwzględne porównanie tego typu jednostek, natomiast możliwe jest stwierdzenie, że ilość odparowanej cieczy rośnie proporcjonalnie do efektywności chłodniczej jednostki (wyrażanej przez schłodzenie strumienia głównego do najniższej możliwej temperatury).

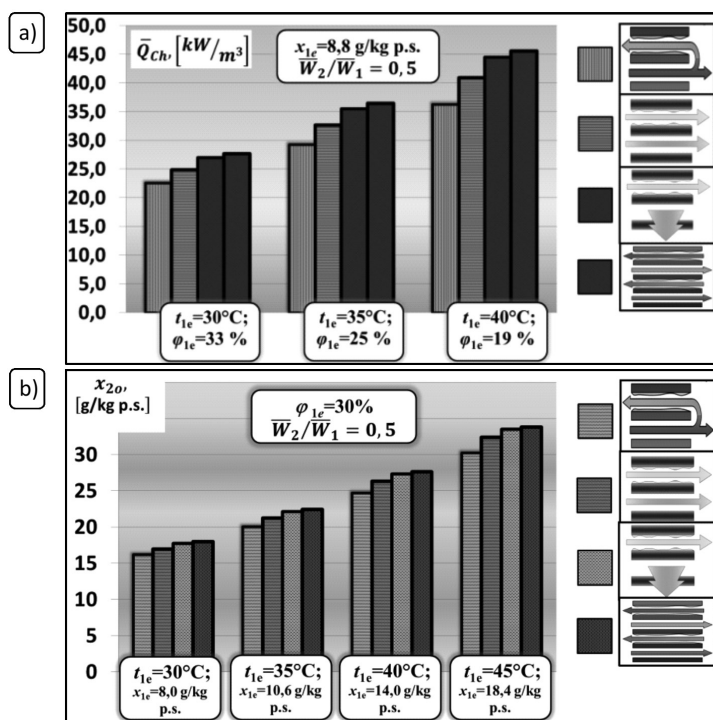
Odnotowano zwiększone odparowanie wody wraz ze wzrostem stosunku liczbowego przepływów pomocniczego do głównego (rys. 7b). Jest to spowodowane faktem, że większa ilość powietrza pomocniczego może nasycić się relatywnie większą ilością pary wodnej, czego efektem jest zwiększone parowanie cieczy w kanale pomocniczym. Uzyskana końcowa temperatura przepływu głównego będzie coraz niższa, wraz ze wzrastającym stosunkiem przepływów, co przy większej ilości możliwej do uzyskania słodkiej wody nasuwa wniosek, że niezbędne jest dążenie do maksymalizacji stosunku powietrza głównego i roboczego. Jest to utrudnione w przypadku jednostki regeneracyjnej, gdyż stosunek przepływów równy 1 oznacza, że cały strumień główny został zawrócony do kanału mokrego. Wymiennik o regeneracyjnym schemacie przepływu powietrza jest zatem najbardziej skuteczny w sytuacji dużego zapotrzebowania na moc chłodniczą, przy jednocześnie zmniejszonym zapotrzebowaniu na słodką wodę.

W przypadku gdy możliwe jest wykorzystanie powietrza wywiewanego do realizacji chłodzenia wyparnego w pomocniczych kanałach wypełnienia jednostek wyparnych, najbardziej skutecznym wymiennikiem, pod kątem uzyskania najniższej temperatury i maksymalnej ilości pitnej wody, jest rekuperator przeciwprądowy. Ponadto wymiennik przeciwprądowy i krzyżowy są korzystniejsze hydraulicznie w układzie nawiewno-wywiewnym, w przeciwieństwie do jednostki współprądowej (zastosowanie wymiennika regeneracyjnego w tym przypadku nie jest możliwe). Układ taki możliwy jest tylko w przypadku, gdy część klimatyzowanych pomieszczeń nie potrzebuje dużych ilości powietrza świeżego (np. serwerownie, pomieszczenia technologiczne czy magazyny).



Rys. 5. Wyniki obliczeń numerycznych na wykresie i - x : a) przemiany zachodzące w wymienniku krzyżowym dla stałej wilgotności względnej; b) przemiany zachodzące we wszystkich analizowanych wymiennikach dla stałej zawartości wilgoci

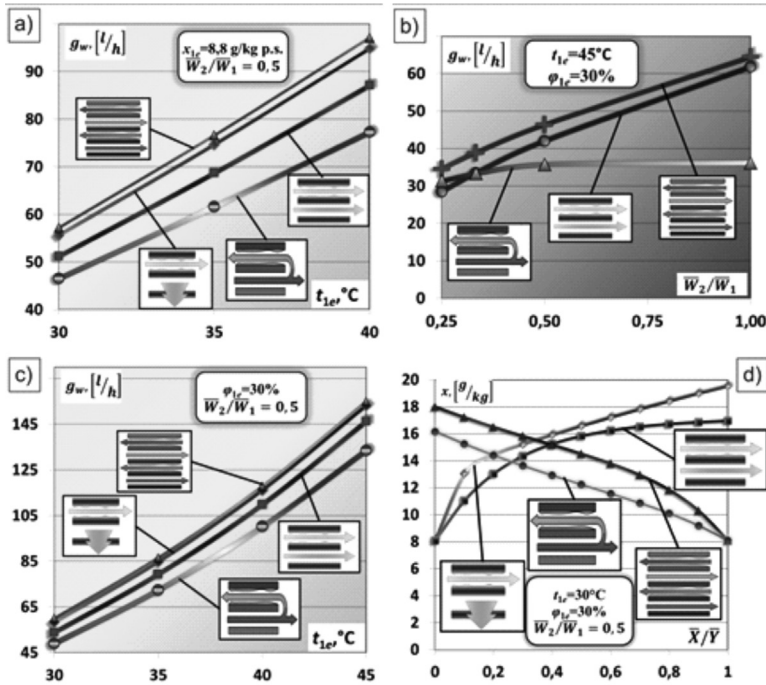
Fig. 5. The results of numerical calculations on the i - x chart: a) air changes taking place in cross-flow heat exchanger for constant relative humidity; b) air changes taking place in analysed heat exchanger for constant moisture content



Rys. 6. Wyniki obliczeń numerycznych: a) zmiany mocy chłodniczej odniesionej do 1 m³ analizowanych wymienników przy stałej zawartości wilgoci na wejściu i zmiennej temperaturze i wilgotności względnej; b) uzyskane końcowe zawartości wilgoci przepływu pomocniczego analizowanych wymienników przy stałej wilgotności względnej na wejściu oraz zmiennej temperaturze i zawartości wilgoci

Fig. 6. The results of numerical calculations: a) changes of cooling capacity referenced to the 1 m³ of the heat exchangers for constant entrance moisture content and variable temperature and relative humidity; b) obtained a final moisture content of secondary air stream for constant entrance relative humidity and variable temperature and moisture content

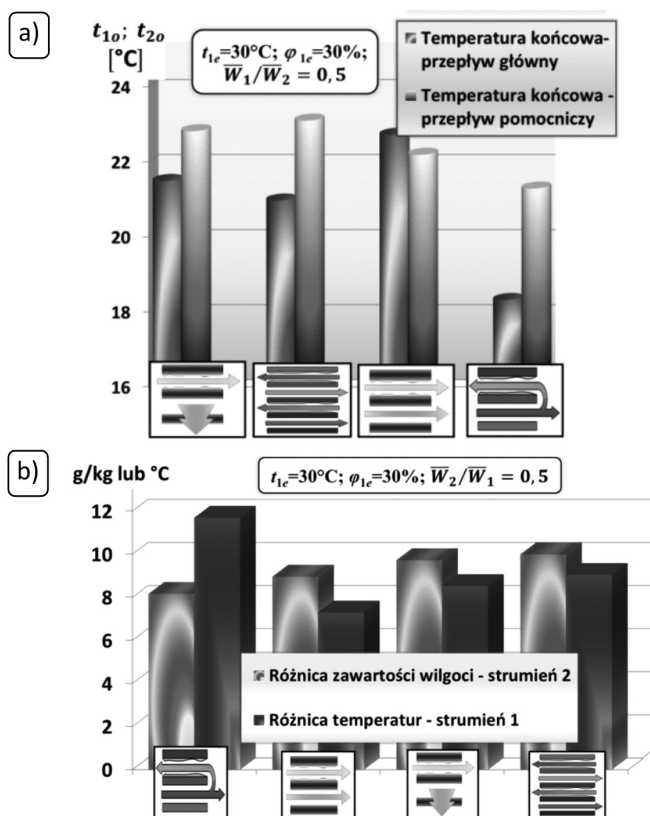
Korzyścią z zastosowania układu nawiewno-wywiewnego jest dodatkowe osuszenie powietrza na chłodnicy, co umożliwi lepszą asymilację pary wodnej w kanałach pomocniczych wyparnego rekuperatora. Jednostka przeciwprądowa jest również efektywna w przypadku pracy na powietrzu zewnętrznym – uzyskuje najniższą, po rekuperatorze regeneracyjnym, temperaturę powietrza nawiewanego (rys. 8a) przy jednocześnie największej ilości odparowanej wody (rys. 6b, 7). Jednak zastosowanie wymiennika przeciwprądowego w sytuacji, gdy zastosowanie systemu nawiewno-wywiewnego nie jest możliwe, jest bardzo utrudnione hydraulicznie. W tym przypadku często łatwiejsze jest zastosowanie wymiennika krzyżowego, którego skuteczność jest bardzo zbliżona (rys. 6, 7).



Rys. 7. Wyniki obliczeń numerycznych – ilość odparowanej wody dla poszczególnych wymienników (strumień pomocniczy $5000 \text{ m}^3/h$): a) w zależności od temperatury, przy stałej zawartości wilgoci; b) w zależności od stosunku ilościowego przepływu pomocniczego do głównego, przy stałej temperaturze i wilgotności względnej; c) w zależności od temperatury, przy stałej wilgotności względnej; d) przyrost zawartości wilgoci strumienia powietrza pomocniczego

Fig. 7. The results of numerical calculations – the amount of evaporated water for each exchanger (secondary flow $5000 \text{ m}^3/h$): a) depending on the temperature for constant entrance moisture content; b) depending on the ratio of secondary air flow to the primary air flow for constant entrance relative humidity and temperature; c) depending on the temperature for constant entrance relative humidity; d) increase the moisture content of the secondary air stream

Zaletą wymiennika regeneracyjnego jest stosunkowo niska uzyskana temperatura końcowa powietrza pomocniczego (rys. 5b, 8a). Niska temperatura, przy pełnym nasyceniu powietrza ($\phi = 100\%$), pozwala na efektywne osuszanie w sekcji kondensacji bez zbędnego zużycia mocy na przechłodzenie strumienia nawiewanego do pomieszczeń (wynika to z mniejszej różnicy temperatury ścianki wymiennika przeponowego i nasyconego powietrza). Najmniej korzystną jednostką w odniesieniu do temperatury końcowej przepływu pomocniczego jest wymiennik przeciwpądowy, a najbardziej korzystnym, oprócz regeneracyjnego, współpądowy. Niestety rekuperator współpądowy cechuje się dość niską efektywnością chłodniczą oraz małą ilością pozyskiwanej cieczy. Jego zastosowanie w układzie nawiewnym jest natomiast bardzo korzystne hydraulicznie i generuje najmniejszą stratę ciśnienia.



Rys. 8. Wyniki obliczeń numerycznych: a) uzyskane temperatury końcowe powietrza głównego i pomocniczego; b) różnica zawartości wilgoci w powietrzu pomocniczym i odpowiadające jej różnice temperatur strumienia głównego

Fig. 8. The results of numerical calculations: a) the final temperatures obtained for the primary and secondary air streams; b) the difference of moisture content in secondary air stream and the difference of temperature in primary air stream

Stwierdzono, że na ilość wody uzyskiwanej przez dany wymiennik mają istotny wpływ parametry termodynamiczne doprowadzonego powietrza. Odnotowano, że proporcjonalnie do wzrostu temperatury doprowadzonego powietrza, przy stałej wilgotności względnej, odparowanie wody wzrasta w postępie geometrycznym (rys. 5a, 7b). Jest to spowodowane faktem, że wyższa temperatura sprzyja parowaniu, a przy tym samym potencjale wymiany masy (identyczna wilgotność względna), woda intensywniej paruje dla przepływu o wyższej temperaturze. Na spadek parowania wody ma wpływ większa wilgotność względna strumienia pomocniczego, co jest oczywiste, ponieważ zmniejsza potencjał wymiany masy powietrza: zbyt wysoka wilgotność względna istotnie zmniejsza efektywność chłodzenia wyparnego. Wyraźny wzrost mocy chłodniczej wymiennika, połączony z wzmożonym odparowaniem cieczy widoczny jest również w przypadku przyrostu temperatury i spadku wilgotności względnej, przy stałej zawartości wilgoci (rys. 6, 7a).

Istotny wpływ na pracę wymiennika wyparnego ma kształt linii nasycenia powietrza wilgotnego (rys. 5). Krzywa nasycenia w „lewej” części wykresu staje się coraz bardziej pionowa, natomiast po „prawej” stronie coraz bardziej pozioma. W przypadku parametrów powietrza roboczego położonych bliżej „pionowej” części krzywej, udział wymiany ciepła jawnego będzie się zwiększał, kosztem parowania, co zmniejszy odparowanie wody. Analogicznie położenie bliżej „poziomej” części linii nasycenia spowoduje zwiększone pozyskiwanie wody pitnej przez daną jednostkę chłodniczą.

Stwierdzono, że parowanie wody zachodzi najbardziej intensywnie w początkowej fazie przepływu powietrza (rys. 7d). Jest to spowodowane faktem występowania maksymalnego gradientu ciśnień cząstkowych pary wodnej zawartej w powietrzu oraz w warstwie granicznej nad cieczą, która powoduje gwałtowny przepływ masy do strumienia pomocniczego. Wraz z coraz większym nasyceniem powietrza parą wodną, przepływ masy zostaje zahamowany, aż do osiągnięcia względnie stałej wartości (w przypadku wymiennika krzyżowego i współprądowego). Dla wymiennika regeneracyjnego i przeciwprądowego przepływ masy jest niemalże liniowy, jednak na rysunku 7d widać, że na odcinku 1–0,8 na osi \bar{X} występuje bardziej intensywne odparowanie niż na w dalszych przekrojach.

4. Wnioski

W artykule przedstawiono i uzasadniono oryginalne ϵ -NTU-modele opisujące procesy wymiany ciepła i masy w wymiennikach do pośredniego wyparnego ochładzania powietrza stosowane w kombinowanych systemach klimatyzacyjno-odsalających.

Na podstawie symulacji numerycznych stwierdzono, że najlepszym sposobem na zwiększenie pozyskiwania wody przez analizowane systemy oparte na pośrednich jednostkach wyparnych jest maksymalizowanie stosunku strumienia roboczego do głównego oraz dostarczanie powietrza możliwe suchego i gorącego. W przypadku klimatów bardziej wilgotnych można zastosować solarne systemy wyposażone w sorpcyjny osuszacz powietrza [10], który pozwoli na zwiększenie odparowania, a zatem zwiększenie pozyskiwania wody pitnej. Uzasadnione staje się zatem zastosowanie tego typu jednostek w klimatach suchych i gorących, co czyni je atrakcyjnymi dla korporacji naftowych z filiami w pustynnych regionach Afryki i Bliskiego Wschodu.

Przeprowadzona analiza klasycznych schematów przepływu czynników przez pośrednie wymienniki wyparne pod kątem najbardziej efektywnego wykorzystania potencjału nierównowagi termodynamicznej powietrza atmosferycznego do pozyskiwania energii chłodniczej i odsolonej wody wykazała, że najkorzystniejszy jest wymiennik przeciwprądowy. Jednak generują on pewne trudności w praktycznym wykorzystaniu, natomiast takich wad pozbawiony jest wymiennik krzyżowy. W wymienniku regeneracyjnym uzyskuje się najniższą temperaturę powietrza w kanałach mokrych co generuje oszczędności podczas procesu kondensacji. Wobec powyższego należy dążyć do opracowania mieszanych schematów przepływu.

Obecnie w Instytucie Klimatyzacji i Ogrzewnictwa Politechniki Wrocławskiej prowadzone są dalsze badania nad układami opartymi na pośrednich wymiennikach wyparnych o skomplikowanych schematach przepływu powietrza. Mają one na celu stworzenie pełnego modelu matematycznego, optymalizację procesów wymiany ciepła i masy, sprawdzenie możliwości ulepszenia urządzeń oraz określenie racjonalnych możliwości użycia takich jednostek w zależności od warunków klimatycznych z szczególnym uwzględnieniem naszego kraju.

Literatura

- [1] Pawłowski M., *Woda jako źródło życia i konfliktów zbrojnych*, artykuł w wydaniu internetowym (www.politykaglobalna.pl).
- [2] Anisimov S., Bolotin S., *Badania krzyżowych wymienników ciepła do pośredniego ochładzania powietrza*, Wiadomości Międzynarodowej Akademii Nauk Ochrony Środowiska, Ochrona Powietrza Atmosferycznego, Nr 2, 1996.
- [3] Žukauskas A., Žiugžda J., *Heat transfer in laminar flow of fluid*, Vilnius 1969.
- [4] Anisimov S., Pandelidis D., *Numerical study of the cross-flow heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling*, Proceedings of the Xth International Scientific Conference „Indoor Air and Environment Quality”, Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering, Budapest University of Technology and Economics, Russian Academy of Architecture and Civil Engineering Science, Budapest, Hungary 2012.
- [5] Gillan L., *Maisotsenko cycle for cooling process*, Denver 2008.
- [6] Pandelidis D., Polushkin V., *Wymienniki do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą odparowania cieczy*, Współczesne Metody i Techniki w Badaniach Systemów Inżynierskich, Wrocław 2011.
- [7] Anisimov S., Zuchowicki J., *Wymiana ciepła i masy w urządzeniach do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania wody przy mieszanym schemacie przepływu czynników*, Nowe Techniki w Klimatyzacji, materiały konferencyjne, Warszawa 2003.
- [8] Bogosłowski V.N., Poz M.J., *Podstawy fizyki cieplnej urządzeń systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji*, M.: Strojizdat, 1983.
- [9] Patankar S., *Metody numeryczne rozwiązań zagadnień wymiany ciepła i dynamiki cieczy*, M: Energia, 1984.
- [10] Anisimov S., Pandelidis D., *Poprawa efektywności solarnych układów klimatyzacyjnych*, Rynek Instalacyjny, 7-8/2012, 69-74.
- [11] Anisimov S., Pandelidis D., *Modelowanie matematyczne wymienników do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania cieczy o krzyżowym układzie przepływu czynników*, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 8/2012, 315-320.
- [12] Anisimov S., Pandelidis D., Polushkin V., *The influence of outdoor air parameters on the efficiency of cross-flow indirect evaporative heat exchanger*, Civil Engineers Bulletin, Russia, 2012, in press.
- [13] Anisimov S., Pandelidis D., Polushkin V., *Use of indirect evaporative coolers in solar air conditioning units*, Recent developments in science and education, Russia 2012.
- [14] Anisimov S., Pandelidis D., *Efektywność wyparnego ochładzania powietrza*, Chłodnictwo & Klimatyzacja, 7/2012, 40-43.