MECHANIKA

SOPISMO TECHNICZNE

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KBAKOWSKIEJ

SERGEY ANISIMOV, DEMIS PANDELIDIS\*

# MODELOWANIE MATEMATYCZNE NOWOCZESNEGO WYMIENNIKA DO WYPARNEGO OCHŁADZANIA POWIETRZA WE WSPÓŁPRACY Z AMERYKAŃSKĄ KORPORACJĄ COOLERADO

## NUMERICAL STUDY OF NOVEL EVAPORATIVE HEAT AND MASS EXCHANGER IN COOPERATION WITH AMERICAN CORPORATION COOLERADO

### Streszczenie

W niniejszym artykule zaprezentowano rozwiązanie algorytmiczne modelu matematycznego nowoczesnego wymiennika do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą odparowania cieczy, opartego na M-obiegu. Przedstawiono propozycję zapisu matematycznego procesów wymiany ciepła i masy zachodzących we wstępnej części urządzenia. Przedstawiono wstępne wyniki wielowariantowych symulacji numerycznych. Na ich podstawie przedstawiono charakterystyczne cechy procesów wymiany ciepła i masy w kanałach wypełnienia. Uzyskane wyniki ułatwiają pracę nad adaptacją wymiennika do polskich warunków klimatycznych.

Słowa kluczowe: chłodzenie wyparne, M-obieg, energooszczędność

#### Abstract

This paper presents a mathematical model algorithmic solution for modern indirect evaporative exchanger, based on the M-cycle. Math notation is proposed to describe heat and mass transfer process occurring in the initial part of the device, including the mixing of flows in the wet channel. Mathematical model has been presented. The data obtained from the numerical simulation has been presented. On its base the characteristic features of heat and mass exchange processes were shown. The results allow better work on an adaptation of the heat exchanger to Polish climatic conditions.

Keywords: evaporative cooling, M-cycle, energysaving

<sup>\*</sup> Prof. dr hab. inż. Sergey Anisimov, mgr inż. Demis Pandelidis, Instytut Klimatyzacji i Ogrzewnictwa, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska.

### Oznaczenia:

	C	_	ciepło właściwe, J/(kg/K)
	Ğ	_	masowy strumień powietrza, kg/s
	t	_	temperatura, °C
	$\overline{W}$	_	pojemność cieplna, W/K
	x	_	zawartość wilgoci, kg/kg (g/kg)
	Χ	_	oś w kierunku ruchu głównego strumienia powietrza
	Y	_	oś w kierunku ruchu pomocniczego strumienia powietrza
	Ζ	_	oś prostopadła do osi X i Y, zgodna z kierunkiem ożebrowania
	l	_	długość kanału, m
	$\overline{X} = X/l_{v}$	_	odcięta względna
	$\overline{Y} = Y/l_v$	_	rzędna względna
	$\overline{Z} = Z/h_{\rm cr}$	_	wysokość żebra względna
	NTU	_	liczba jednostek przenikania ciepła
	q	_	jednostkowy strumień ciepła, W/m <sup>2</sup>
	$\frac{1}{\overline{Q}}$	_	moc chłodnicza, odniesiona do 1 m <sup>3</sup> wypełnienia, W/m <sup>3</sup>
	i	_	entalpia właściwa wilgotnego powietrza, kJ/kg
	α	_	współczynnik przejmowania ciepła, wyznaczany zgodnie z cytowaną
			literaturą [2] W/(m <sup>2</sup> K)
	β	_	współczynnik wymiany masy odniesiony do różnicy zawartości wil-
			goci, kg/(m <sup>2</sup> s), wyznaczany na podstawie stosunku Lewisa, zgodnie
			z cytowaną literaturą [2]
	Le	_	Liczba Lewisa
	σ	_	bezwymiarowy współczynnik uwzględniający nierównomierne zwil-
			żenie powierzchni wypełnienia, na potrzeby wstępnej analizy przyjęto
			$\sigma = 1$
	$q^{ m o}$	_	ciepło parowania wody, kJ/kg
	S	_	skok ożebrowania
	δ	—	grubość, m
	h	_	wysokość (w przypadku żebra rozpatrywana jest jako połowa wysoko-
			ści kanału – symetria ożebrowania; $h_{\rm rib} = h_{\rm kan}/2$ ), m
	т	-	współczynnik temperaturowy dla żebra
	φ	_	wilgotność względna, %
	F	_	powierzchnia, m <sup>2</sup>
	λ	_	wspołczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)
Indek	sy:		
	e	_	wejsciowy
	U	_	wyjsciowy ścianka
	<i>p</i>	_	scianka
	1	_	glówny strumień powietrze (kanal)
	1 2	_	giowny su uniten powietrza (kanal)
	∠ 2	_	pomocniczy strumień powietrza (kanał) – część wsterne, strone sucha
	5	_	pomocniczy strumień powietrza (kanal) – część wstępna, strona sucha
	4	_	pomocniczy su unien powietrza (kanar) – część wsiępna, strona mokra

rib	_	żebro
met	_	warstwa metalu
"	_	parametr odniesiony do powierzchni ścianki
*	_	parametry po mieszaniu
b	_	początkowy
f	_	końcowy
var	—	zmienny
const	—	stały
Κ	_	strumienie powietrza w kanałach mokrych
K + 1	_	strumienie powietrza w kanałach suchych
W	_	woda
rob	_	część robocza/odniesiony do części roboczej
wst	_	część wstępna/odniesiony do części wstępnej
i, j	_	zmienne zależne od węzła kalkulacyjnego w danej części (wst/rob)

#### 1. Wstęp

Szerokie zastosowanie konwencjonalnych urządzeń chłodniczych w klimatyzatorach, wykorzystujących układy sprężarkowe łączy się ze znacznymi stratami energetycznymi i, jako dodatkowe źródło zanieczyszczeń cieplnych i chemicznych środowiska naturalnego, stanowi określone niebezpieczeństwo ekologiczne. W związku z tym istotne staje się zadanie częściowej wymiany urządzeń chłodniczych i obniżenie zużycia przez nie energii dzięki zastosowaniu, jako odnawialnego źródła energii, nierównowagi termodynamicznej powietrza atmosferycznego.

Do urządzeń chłodniczych wykorzystujących nierównowage termodynamiczną powietrza atmosferycznego zalicza się układy oparte na bezpośrednim i pośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego (wody) [1]. Ochładzanie powietrza za pomoca 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 pomoca parowania (występujacym np. w komorach zraszania central wentylacyjnych) wystepuje 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 zeru. 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, a drugi (nazywany pomocniczym lub roboczym) płynie kanałem pomocniczym, w którym zachodzi parowanie wody i akumuluje w sobie ciepło 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 niezmiennej zawartości wilgoci kosztem parowania wody w przyległych kanałach, wzdłuż których przepływa strumień pomocniczy powietrza. Realizacja pośredniego ochładzania powietrza przez odparowanie (w odróżnieniu od bezpośredniego ochładzania powietrza) daje możliwość wykorzystania nierównowagi termodynamicznej powietrza atmosferycznego do wytwarzania chłodu, ponadto nowoczesne wymienniki pośrednie cechuje wyższa skuteczność niż jednostki bezpośrednie, co w połączeniu z możliwością lepszej asymilacji zysków wilgoci w pomieszczeniach przez powietrze nawiewane czyni rekuperatory pośrednie bardziej atrakcyjnymi dla inwestorów i inżynierów.

Jednym z najnowszych osiągnieć technologicznych w dziedzinie pośredniego chłodzenia wyparnego jest obieg Maisotsenki (ang. Maisotsenko-cycle, M-cycle), opierający się na mieszanym schemacie przepływu powietrza, co pozwala obniżyć temperaturę powietrza poniżej temperatury termometru mokrego (jest to niewykonalne w urządzeniach bezpośrednich). Unikalne własności M-obiegu czynią go niezwykle atrakcyjnym dla państw takich jak Polska, gdzie typowe pośrednie urządzenia wyparne nie znajdują powszechnego zastosowania ze względu na stosunkowo wysoką wilgotność klimatu. Sukces jednostki na terenie Stanów Zjednoczonych, a także otwarcie linii produkcyjnej na terenie Unii Europejskiej (Holandia) świadczy o wartości M-obiegu jako nowoczesnego, niskoenergetycznego systemu chłodniczego. Urządzenia klimatyzacyjne wyposażone w wymiennik Maisotsenki są produkowane i sprzedawane przez amerykańską korporację Coolerado™, która z racji ogromnego zainteresowania produktem przez rynek, w krótkim czasie zmuszona była zwiększyć produkcję jednostek z 5000 egzemplarzy na rok do 50 000 egzemplarzy na rok pod koniec 2010 roku. Firma zdobyła ponadto liczne nagrody, min. Green Business of the Year przyznawaną przez Izbe Gospodarcza miasta Denver, Best of What's New magazynu Popular Science, a także nagrodę R&D 100, w USA nazywaną "Oskarem innowacji" (wśród pozostałych laureatów znajdowały się takie firmy jak Mitsubishi, Lockheed Martin czy General Electric).

Wraz z wzrostem zainteresowania M-obiegiem dla Coolerado Corp. istotne stało się zwiększanie efektywności wymienników, tak by proces wymiany ciepła i masy przebiegał w sposób optymalny, przy minimalnym zużyciu wody i niskich stratach ciśnienia po stronie powietrza. W tym celu rozpoczęła współpracę z naukowcami na terenie całego świata, m.in. z Gas Technology Insitute w Chicago. Korporacja nawiązała również współpracę z Instytutem Klimatyzacji i Ogrzewnictwa na Politechnice Wrocławskiej, reprezentowanej przez autorów artykułu. Sergey Anisimov i Demis Pandelidis wskazali, że najskuteczniejszą metodą optyma-lizacji wymienników wyparnych są wielowariantowe symulacje komputerowe opracowane na podstawie modelu matematycznego. Metody eksperymentalne są mniej efektywne z powodu niedokładności przyrządów pomiarowych oraz z powodu niewielkich rozmiarów wymienni-ka uniemożliwiających poprawny odczyt parametrów termodynamicznych wypełnienia. Model i wstępne wyniki zostały przez zarząd korporacji uznane za bardzo wiarygodne, dlatego 6 czerwca 2012 roku Politechnika Wrocławska i Idalex Technologies (właściciel Coolerado) zawarli porozumienie o współpracy w działaniach badawczych. W niniejszym artykule przed-stawione zostaną wstępne wyniki uzyskane z modelu matematycznego.

#### 1.1. Zasada działania obiegu Maisotsenki

Zasada działania rekuperatora z M-obiegiem (rys. 1a): powietrze po wejściu do wymiennika jest dzielone na 2 części (1 – przepływ główny, 2 – przepływ pomocniczy). Strumień główny płynie kanałami suchymi, gdzie jest ochładzany, a następnie dostarczany do użytkowników pomieszczeń. Przepływ pomocniczy płynie suchym kanałem pomocniczym, w którym przez otwory w ściance dostaje się do kanału mokrego (3 – przepływ pomocniczy w kanałach mokrych), wypełnionego wilgotnym materiałem porowatym, gdzie realizowane jest chłodzenie wyparne. Część mokra wymiennika oddzielona jest od suchej cienką warstwą nieprzepuszczającego wody metalu. Suchy kanał pomocniczy pozwala na wstępne obniżenie temperatury strumienia roboczego. Strumień powietrza przedostając się do części mokrej jest ochładzany w coraz większym stopniu, podobnie jak w wymienniku regeneracyjnym [1]. Strumień pomocniczy w kanałach mokrych przepływa krzyżowo w stosunku do głównego. Przykładem urządzenia wykorzystującej rekuperator z M-obiegiem jest jednostka M−30 firmy Coolerado™[3] (rys. 1b, c). Zasada działania urządzenia (rys. 1b): wentylator (1) zasysa powietrze zewnętrzne, które przechodzi przez filtr (2), następnie dostaje się do wymiennika (3), strumień główny (5) dostarczany jest do pomieszczeń, a pomocniczy (4) usuwany na zewnątrz.



Rys. 1. Wymiennik z M-obiegiem a) wygląd wymiennika b) samodzielna jednostka M-30 oparta na rekuperatorze z M-obiegiem; c) zasada działania jednostki M-30; d) centrala wentylacyjna H-80 firmy Coolerado wykorzystująca wymiennik z M-obiegiem

Fig. 1. M-cycle exchanger

### 2. Analiza teoretyczna cech charakterystycznych konstrukcji jednostki

Tworzenie modelu matematycznego M-obiegu wymaga rozwiązania szeregu problemów, wynikających z niestandardowego schematu przepływu powietrza, dlatego konieczna staje się dokładna analiza teoretyczna zagadnienia. Autorzy poddali szczegółowej analizie omawiany rekuperator ze szczególnym naciskiem na kwestię rozwiązania algorytmicznego układu równań różniczkowych, opisujących procesy wymiany ciepła i masy przy zmiennym schemacie przepływu powietrza w kanałach wypełnienia. Wymiennik z obiegiem Maisotsenki może być rozpatrywany jako dwie zasadnicze części (rys. 2): pierwsza odpowiada za ochłodzenie strumienia głównego przed dostarczeniem do użytkowników pomieszczeń (cz. robocza – rys. 2a, b), natomiast druga część odpowiada za wstępną obróbkę termiczną strumienia pomocniczego przed dostaniem się do mokrych kanałów (cz. wstępna – rys. 2a, b). Taki schemat przepływu umożliwia obniżenie temperatury powietrza pomocniczego przed realizacją właściwego chłodzenia wyparnego w roboczej części urządzenia. Podstawowym problemem, który musi być rozwiązany przy tworzeniu modelu matematycznego M-obiegu, jest zapis algorytmiczny procesów mieszania strumienia pomocniczego we wstępnej części wymiennika. Autorzy opracowali omawiany zapis, opierając się na równaniach różniczkowych cząstkowych bilansu ciepła i masy oraz na algebraicznych równaniach mieszania dwóch strumieni wilgotnego powietrza.



Rys. 2. Charakterystyka wymiennika z M-obiegiem: a) struktura wypełnienia z oznaczeniami b) podział jednostki na części zasadnicze w odniesieniu do wstępnego ochładzania strumienia pomocniczego

Fig. 2. M-cycle heat exchanger characteristics

By zrozumieć procesy zachodzące w części wstępnej, należy rozpatrzyć pojedyncze komórki algorytmu kalkulacyjnego. W celu uproszczenia analizy strumień pomocniczy opisywany będzie jako trzy liczbowo równe przepływy: strumień pomocniczy płynący w kanale suchym części wstępnej (3), strumień płynący w kanale mokrym części wstępnej (4) oraz strumień płynący w części roboczej jednostki (2), wymieniający ciepło z przepływem głównym 1 (rys. 2b). Równania bilansu dla przepływu 3 zawierają tylko bilans cieplny, podczas gdy dla przepływów 2 i 4 zawierają jednoczesny bilans ciepła i masy. Jednostkowe części strumienia 3 ( $dG_3$ ) dostają się do mokrej części poprzez perforowane otwory (rys. 3a). Długość strefy mieszania wynosi  $l_Y^{wst}$ . Strumień masowy 4 zwiększa się zgodnie z kierunkiem przepływu (wzdłuż osi Y), aż do osiągnięcia wartości maksymalnej po osiągnięciu długości  $l_Y^{wst}$ . Przepływ 3 zmniejsza się zgodnie z kierunkiem przepływu (wzdłuż osi X), aż do całkowitego zaniku (cały strumień przedostaje się do części mokrej). Wartość końcowa przepływu 3 jest równa wartości początkowej przepływu 4 i wynosi 0.



Rys. 3. Założenia do modelowania wymiennika z M-obiegiem: a) widok ogólny założonego podziału strumieni b) pojedyncza komórka obliczeniowa dla strefy roboczej

Fig. 3. M-cycle heat exchanger mathematical model assumptions

10

Na rysunku 3b zilustrowano przepływ strumienia ciepła pomiędzy strumieniem głównym 1 i pomocniczym 2 w pojedynczej komórce algorytmu kalkulacyjnego. Komórka posiada 4 węzły obliczeniowe: (i, j); (i+1, j); (i, j+1); (i + 1, j+1). Jednostkowe składowe strumienia 2 płyną równolegle do osi  $\overline{Y}$ , od strumienia 1 oddziela je nieprzepuszczająca wodę folia metalowa. Parametry początkowe jednostkowych przepływów są opisywane przez temperaturę:  $t_2^{i+1,j}$ ;  $t_2^{i,j}$  oraz zawartość wilgoci  $x_2^{i+1,j}$ ;  $x_2^{i,j}$ . Parametry (temperatura i zawartość wilgoci) elementarnej składowej przepływu głównego 1 w pierwszym węźle kalkulacyjnym (i, j) mają wartości  $t_1^{i,j}$  oraz  $x_1^{i,j}$ . Przepływy elementarne wymieniają ciepło dokładnie w węźle i, j. Strumień 1 oddaje ciepło do kanału mokrego, co powoduje zmianę początkowej wartości temperatury o jednostkową wartość  $\frac{\partial t_1}{\partial \overline{X}} d\overline{X}$ . Zatem wartość końcowa temperatury, będąca wartością początkową w następnym węźle obliczeniowym (i, j+1) będzie równa  $t_1^{i+1,j} = t_1^{i,j} + \frac{\partial t_1}{\partial \overline{X}} d\overline{X}$  (rys. 3b). Po kolejnym kroku temperatura znowu ulegnie zmianie o elementarną wartość i tak dalej. Cykl będzie powtarzany do zakończenia procesu kalkulacyjnego. Ponieważ przepływ główny wymienia tylko ciepło jawne, jego zawartość wilgoci jest stała podczas całego procesu  $(x_1^{(i,j)} = x_1^{i+1,j}) = const = x_1 e$ ).

Ciepło dostarczone od strumienia 1 powoduje, w zależności od strefy aktywnej wymiany ciepła i masy [1, 4, 5, 9–11], odparowanie cieczy (w tym przypadku temperatura strumienia 2 obniża się) lub odparowanie cieczy przy jednoczesnym podgrzaniu strumienia 2. W każdym z przypadków temperatura i zawartość wilgoci strumienia pomocniczego zmieniają się. Pomiędzy kolejnymi węzłami obliczeniowymi (i, j oraz i+1, j) zawartość wilgoci zwiększa się o jednostkową wartość  $\frac{\partial x_2}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}$ , zatem jej końcowa wartość wynosi  $x_2^{i,j+1} = x_2^{i,j} + \frac{\partial x_2}{\partial \overline{Y}} dY$ (rys. 3b). W tym samym czasie temperatura ulega zmianie o elementarną wartość  $\frac{\partial t_2}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}$ końcowa wartość jest równa  $t_2^{(i,j+1)} = t_2^{i,j} + \frac{\partial t_2}{\partial \overline{Y}} dY$ . Końcowe wartości  $t_2^{i,j+1}$  oraz  $x_2^{i,j+1}$  stają się parametrami wejściowymi w następnym węźle kalkulacyjnym (i, j+1), po którym zawartość wilgoci i temperatura zmienią się o elementarne wartości  $\frac{\partial x_2}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}$ , i tak dalej. Końcowe parametry po każdym z węzłów w siatce obliczeniowej stają się zawsze wartościami wejściowymi w następnym kroku kalkulacyjnym (rys, 3b).

Procesy zachodzące we wstępnej części wymiennika są bardziej skomplikowane niż omówione wyżej procesy w części roboczej, gdyż występuje tu dodatkowo mieszanie się strumienia powietrza z kanału suchego z powietrzem w kanale mokrym. Z tego powodu osobnej analizie zostanie poddana część mokra i część sucha.

Na rysunku 4 przedstawiono mokrą część wymiennika, w której zgodnie z kierunkiem osi  $\overline{Y}$  płyną elementarne składowe strumienia 4. Początkowe parametry jednostkowych przepływów przed pierwszymi węzłami obliczeniowymi (i, j-1 i i+1, j-1) opisywane są przez temperaturę  $t_4^{i,j-1}$ ;  $t_4^{i+1,j-1}$ , zawartość wilgoci  $x_4^{i,j-1}$ ;  $x_4^{i+1,j-1}$ . Ilość przepływającego powietrza przed węzłami kalkulacyjnymi opisywana jest przez strumienie masowe:  $G_4^{i,j-1}$  i  $G_4^{i+1,j-1}$  (rys. 4). Należy pamiętać, że początkowa wartość strumienia 4 wynosi 0 – proces obliczeniowy zaczyna się w momencie dostarczenia pierwszych elementarnych części przepływu 3 do kanału mokrego.



Rys. 4. Pojedyncza komórka obliczeniowa – część wstępna, kanał mokry Fig. 4. Single calculation cell – initial part of the exchanger, wet channel

Do pierwszego rozważanego węzła (i, j-1 - rys. 4) dostarczane są dwa elementarne strumienie: jednostkowa składowa  $G_4^{i,j-1}$  oraz jednostkowa składowa strumienia 3 z kanału suchego  $(dG_3)$ , która dostała się do części mokrej przez perforowany otwór. Parametry wejściowe przepływu  $dG_3$  opisują temperatura i zawartość wilgoci:  $t_3^{i,j-1}$  oraz  $x_3^{i,j-1} = x_{3e}$ (zawartość wilgoci strumienia 3 jest niezmienna i równa wartości początkowej). Dokładnie w węźle i,j-1 przepływy masowe mieszają się (strefa mieszania – rys. 4). Parametry wyjściowe strumienia 4\* (indeks \* oznacza parametry po mieszaniu) można wyznaczyć proporcjonalnie:  $t_{4*}^{i,j-1} = \frac{t_4^{i,j-1}G_4^{i,j-1} + t_3^{i,j-1}dG_4}{G_{4*}^{i,j-1}}$ , gdzie  $dG_4 = -dG_3$  jest elementarną składową przepływu 3. Analogicznie wyznaczana jest zawartość wilgoci:  $x_{4*}^{i,j-1} = \frac{x_4^{i,j-1}G_4^{i,j-1} + x_3^{i,j-1}dG_4}{G_{4*}^{i,j-1}}$ . Strumień masowy zwiększył się i wynosi:  $G_{4*}^{i,j-1} = G_4^{(i,j-1)} + dG_4$  (rys. 4). Analogicznie wyznaczane są parametry elementarnego strumienia 4\* w węźle i+1, j-1:

$$t_{4^*}^{i+1,j-1} = \frac{t_4^{i+1,j-1}G_4^{i+1,j-1} + t_3^{i+1,j-1}dG_4}{G_{4^*}^{i+1,j-1}};$$

$$x_{4^*}^{i+1,j-1} = \frac{x_4^{i+1,j-1}G_4^{i+1,j-1} + x_3^{i+1,j-1}dG_4}{G_{4^*}^{i+1,j-1}}$$

Przed następnym krokiem obliczeniowym strumienie 4 i 3 wymieniają ciepło. Proces zachodzi tak, jak w omówionej części roboczej wymiennika. Temperatura jednostkowego przepływu 4 ulega zmianie o elementarną wartość  $\frac{\partial t_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}$ , a zawartość wilgoci wzrasta o wartość  $\frac{\partial x_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}$  (strefa wymiany ciepła – rys. 4). Zatem końcowe parametry, będące jednocześnie wartościami początkowymi w węźle *i*, *j* oraz *i*+1, *j* wynoszą:

$$t_4^{i,j} = \left(t_{4*}^{i,j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}\right) i \ x_4^{i,j} = \left(x_{4*}^{i,j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}\right)$$
$$t_4^{i+1,j} = \left(t_{4*}^{i+1,j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}\right) i \ x_4^{j+1,j} = \left(x_{4*}^{j+1,j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial \overline{Y}} d\overline{Y}\right)$$

W kolejnym rozpatrywanym węźle (i,j), jednostkowy strumień 4 znowu miesza się z jednostkową częścią przepływu 3  $(dG_3 \text{ o parametrach } t_3^{j,i} \text{ i } x_3^{j,i} = x_{3e})$ , co powoduje proporcjonalną zmianę temperatury i wilgotności oraz zwiększenie przepływu masowego. Następnie, przed kolejnym węzłem, przepływy 3 i 4 wymieniają ciepło i tak dalej. Parametry w pozostałych węzłach siatki obliczeniowej wyznaczane są analogicznie. Końcowa wartość strumienia 4 jest równa wartości przepływu pomocniczego na wejściu i na wyjściu z wymiennika  $(G_{4f} = G_{2e} = G_{3e} = G_{2o} = \text{const})$ . Końcowe parametry przepływu 4  $(G_{4f})$  są jednocześnie wejściowymi wartościami dla strumienia 2  $(G_{2e})$  w części roboczej (rys. 3a).

Procesy występujące po suchej stronie części roboczej wymiennika (rys. 5) są mniej skomplikowane, gdyż zawartość wilgoci strumienia 3 jest niezmienna przez cały czas. Na rysunku 5 zaprezentowano pojedynczą komórkę obliczeniową posiadającą 4 węzły kalkulacyjne (i-1, j-1; i-1, j; i, j; i, j-1).

Elementarna składowa przepływu 3 w pierwszym rozpatrywanym węźle (i-1, j) na wejściu jest opisywana przez parametry  $t_3^{i-1,j}$  oraz  $x_3^{i-1,j}$ . Elementarny przepływ masowy ma wartość  $G_3^{i-1,j}$ . Dokładnie w punkcie i-1, j elementarna część strumienia 3 ( $dG_3$  o parametrach  $t_3^{i-1,j}$  i  $x_3^{i-1,j}$ ) oddziela się i dostaje się przez perforowany otwór do mokrego kanału, gdzie miesza się ze strumieniem 4 (strefa mieszania – rys. 5). Przepływ 3 zmniejsza się o wartość  $dG_3 = -dG_4$ . Założono brak dodatkowej wymiany ciepła w momencie mieszania strumieni:  $t_3^{(i-1,j)} = t_{(3^*)}^{(i-1,j)}$ , zawartość wilgoci również nie ulega zmianie  $x_3^{i-1,j} = x_{(3^*)}^{(i-1,j)}$ . Przed następnym węzłem obliczeniowym (i, j) następuje wymiana ciepła pomiędzy przepływem 3 i 4, przez co temperatura strumienia 3 zmniejsza się o jednostkową wartość  $\frac{\partial t_3}{\partial \overline{X}} d\overline{X}$  (strefa wymiany ciepła – rys. 5). Zawartość wilgoci nie zmienia się – procesy zachodzą bez kontaktu z wodą ( $x_3e = x_3^{(i,j)} = x_{(3^*)}^{i-1,j} = \text{const}$ ). Końcowa wartość temperatury przepływu 3 przed następnym krokiem kalkulacyjnym wynosi zatem  $t_3^{i,j} = t_3^{i-1,j} + \frac{\partial t_3}{\partial \overline{X}} d\overline{X}$ . Dokładnie w punkcie i,j jednostkowa część strumienia zostaje odłączona i dostarczona do kanału mo-

krego gdzie miesza się z przepływem 4 i tak dalej. Końcowe parametry po każdym kroku obliczeniowym będą zawsze parametrami wejściowymi w następnym kroku. Końcowa wartość przepływu 3 wynosi 0 – cały strumień dostaje się do kanału mokrego.

Przedstawione powyżej rozwiązanie algorytmiczne pozwala sformułować ostateczną postać równań modelu matematycznego z adekwatnymi warunkami brzegowymi.



Rys. 5. Pojedyncza komórka obliczeniowa - część wstępna, kanał suchy

Fig. 5. Single calculation cell - initial part of the exchanger, dry channel

#### 3. Równania modelu matematycznego

Równania rozważanego ɛ–NTU-model, opisujące procesy wymiany ciepła i masy w kanałach wypełnienia M-obiegu realizowane są w ortogonalnym układzie współrzędnych. Procesy opisywane są za pomocą cząstkowych równań różniczkowych bilansu ciepła i masy dla oddzielnych strumieni powietrza (1, 2, 3 oraz 4). Zgodnie z założeniami przedstawionymi w poprzednim podpunkcie, stwierdzono, że równania opisujące część wstępną nie mogą opisywać części roboczej i na odwrót. Wynika to z faktu zmiennej ilości powietrza dla przepływu 3 i 4, a co za tym idzie, zmiennej liczby jednostek przenikania ciepła NTU.

Równania części roboczej:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \bar{X}} = \mathrm{NTU}_{1\mathrm{const}}''\left(t_{p1} - t_1\right) \left[ \left(1 - \frac{\delta_{\mathrm{rib1}}}{s_{\mathrm{rib1}}}\right) + \frac{2}{m_{\mathrm{rib1}}s_{\mathrm{rib1}}} th\left(m_{\mathrm{rib1}}h_{\mathrm{rib1}}\right) \right]$$
(1)

$$\frac{\partial t_2}{\partial \overline{Y}} = \operatorname{NTU}_{2\operatorname{const}}^{"} \left(\frac{1}{\overline{l}_Y^{\operatorname{rob}}}\right) \left(1 - \frac{\delta_{\operatorname{rib}2}}{s_{\operatorname{rib}2}}\right) \left(t'_{p2} - t_2\right) \left[1 + \left(\frac{\sigma_p}{Le}\right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p}\right)_2 \left(x'_{p2} - x_2\right)\right] + \operatorname{NTU}_{2\operatorname{const}}^{"} \left(\frac{1}{\overline{l}_Y^{\operatorname{rob}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l}_Y^{\operatorname{rob}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l}_2} - t_2\right) d\overline{Z}_2 + \left(\frac{1}{Le}\right)_2 \left(\frac{c_{pw}}{c_p}\right)_2 \int_{\overline{z}_2=0}^{\overline{z}_2=1} \sigma_{\operatorname{rib}2} \left(x'_{\operatorname{rib}2} - x_2\right) \left(t'_{\operatorname{rib}2} - t_2\right) d\overline{Z}_2 \right]$$
(2)

$$\frac{\partial x_2}{\partial \overline{Y}} = \mathrm{NTU}_{2\,\mathrm{const}}^{"}\left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\mathrm{rob}}}\right) \left(\frac{1}{Le}\right)_2 \left[ \left(1 - \frac{\delta_{\mathrm{rib}2}}{s_{\mathrm{rib}2}}\right) \sigma_{p2}\left(x'_{p2} - x_2\right) + \frac{2h_{\mathrm{rib}2}}{s_{\mathrm{rib}2}} \int_{\overline{Z}_2=0}^{\overline{Z}_2=1} \sigma_{rib2}\left(x'_{\mathrm{rib}2} - x_2\right) d\overline{Z}_2 \right]$$
(3)

- Równania części wstępnej:

$$\frac{\partial t_3}{\partial \overline{X}} = \mathrm{NTU}_{3\,\mathrm{var}}''\left(t_{p3} - t_3\right) \left[ \left(1 - \frac{\delta_{\mathrm{rib3}}}{s_{\mathrm{rib3}}}\right) + \frac{2}{m_{\mathrm{rib3}}s_{\mathrm{rib3}}} \mathrm{th}\left(m_{\mathrm{rib3}}h_{\mathrm{rib3}}\right) \right] \tag{4}$$

$$\frac{\partial t_4}{\partial \overline{Y}} = \operatorname{NTU}_{4\,\mathrm{var}}^* \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(1 - \frac{\delta_{\mathrm{rib4}}}{s_{\mathrm{rib4}}}\right) \left(t'_{p_4} - t_4\right) \left[1 + \left(\frac{\sigma_p}{\mathrm{Le}}\right)_4 \left(\frac{c_{\mathrm{pw}}}{c_p}\right)_4 \left(x'_{p_4} - x_4\right)\right] + \operatorname{NTU}_{4\,\mathrm{var}}^* \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{var}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{var}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{var}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_Y}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_P}^{\,\mathrm{wst}}}\right) \left(\frac{1}{\overline{l_P}^{\,\mathrm{wst$$

Oznaczenia:

$$\overline{X} = X/l_X ; \ l_X^{\text{wst}} = l_X^{\text{rob}} = l_X ; \ \overline{l_X}^{\text{wst}} = l_X^{\text{wst}}/l_X = 1,0 ; \ \overline{l_X}^{\text{rob}} = l_X^{\text{rob}}/l_X = 1,0 ; \ \overline{Y} = Y/l_Y ;$$

$$\overline{l_Y}^{\text{wst}} = l_Y^{\text{wst}}/l_Y ; \ \overline{l_Y}^{\text{rob}} = l_Y^{\text{rob}}/l_Y ; \ \left(l_Y^{\text{wst}} + l_Y^{\text{rob}}\right) = l_Y ; \ \left(\overline{l_Y}^{\text{wst}} + \overline{l_Y}^{\text{rob}}\right) = 1,0 ; \ \text{NTU}_j = \left[\alpha F/(Gc_p)\right]_j$$

Gdzie oś  $\overline{X}$  skierowana jest zgodnie z kierunkiem przepływu głównego 1 i roboczego 3, a oś  $\overline{Y}$  zgodnie ze strumieniami 2 i 4. Łatwo można zauważyć, że pary równań opisujące procesy wymiany ciepła i masy dla przepływów 1 i 3 oraz 2 i 4 są niemalże identyczne: różni ich tylko zmienna wartość liczby NTU oraz długość sekcji w kierunku osi  $\overline{Y}$ , w której odbywają się procesy wymiany ciepła i masy. W przypadku strumieni w części wstępnej NTU zmienia się z powodu zwiększającego bądź zmniejszającego się strumienia powietrza, natomiast w przypadku części roboczej jego wartość jest stała. W celu skrócenia zapisu, w dalszej części rozdziału będą przedstawione tylko dwa typy równań: opisujące procesy w kanałach suchych oraz opisujące procesy w kanałach wilgotnych. Strumienie 1 i 3 (kanały suche) będą oznaczane symbolem *K*, natomiast przepływy 2 i 4 (kanały mokre) będą oznaczane symbolem *K*+1. Należy pamiętać, że NTU jest zmienne dla przepływu 3 i 4 oraz stałe dla 1 i 2 oraz długości sekcji wstępnej i roboczej są różne.

Matematyczny model opisujący M-obieg opisują ponadto równania:

- Równanie opisujące warunek ciągłości przepływu energii na powierzchni ścianek kanałów:

$$\left(\frac{\lambda_{p}}{\delta_{p}}\right)\left(1-\frac{\delta_{\text{rib}K}}{s_{\text{rib}K}}\right)\left(t_{pK}-t_{pK+1}'\right)+\left(1-\frac{\delta_{\text{rib}K+1}}{s_{\text{rib}K+1}}\right)$$

$$\left[\alpha_{K+1}\left(t_{K+1}-t_{pK+1}'\right)+\left(\frac{\alpha}{c_{p}\text{Le}}\right)_{K+1}\sigma_{pK+1}\left(x_{K+1}-x_{pK+1}'\right)q_{pK+1}^{\circ}\right]=0$$
(7)

- Równanie bilansu na powierzchni wypełnienia kanałów z uwzględnieniem ożebrowania:

$$\left(\frac{W_{K}}{W_{K+1}}\right)\frac{\partial t_{K}}{\partial \overline{X}} + \overline{l}_{K+1}\left[\frac{\partial t_{K+1}}{\partial \overline{Y}} + \left(\frac{q_{p}^{\circ}}{c_{p}}\right)_{K+1}\frac{\partial x_{K+1}}{\partial \overline{Y}}\right] + \Psi_{K+1}\left(t_{K+1}, x_{K+1}\right) + \Omega_{K+1}\left(q_{pK+1}^{\circ}, q_{nbK+1}^{\circ}\right) = 0 \quad (8)$$

- Gdzie:

K = 1, 3 $\overline{l_2} = \overline{l_Y}^{\text{rob}}; \ \overline{l_4} = \overline{l_Y}^{\text{wst}}$ 

 $\Psi_{K+1}(t_{K+1}, x_{K+1})$  – poprawka uwzględniająca różne temperatury powierzchni ścianki  $t'_{p K+1}$  i powierzchni żebra  $t'_{rbK+1}$  w kanale powietrza pomocniczego, gdzie NTU jest stałe (const) dla strumienia 2 oraz zmienne (var) dla 4:

$$\Psi_{K+1}(t_{K+1}, x_{K+1}) = -\left[NTU_{K+1\text{const/var}}^{"}\left(I - \frac{\delta_{\text{rib}K+1}}{s_{\text{rib}K+1}}\right)(t_{pK+1}^{'} - t_{K+1})\left(\frac{\sigma_{p}}{Le}\right)_{K+1}\left(\frac{c_{pw}}{c_{p}}\right)_{K+1}\left(x_{pK+1}^{'} - x_{K+1}\right)\right] - \left[NTU_{K+1\text{const/var}}^{"}\frac{2h_{\text{rib}K+1}}{s_{\text{rib}K+1}}\left(\frac{1}{Le}\right)_{K+1}\left(\frac{c_{pw}}{c_{p}}\right)_{K+1}\int_{\overline{z}_{K+1}=0}^{\overline{z}_{K+1}=1}\sigma_{\text{rib}K+1}\left(x_{\text{rib}K+1}^{'} - x_{K+1}\right)(t_{\text{rib}K+1}^{'} - t_{K+1})d\overline{Z}_{K+1}\right] \approx 0$$
(9)

 $\Omega_{K+1}(q_{pK+1}^o, q_{ribK+1}^o)$  – 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), wynikająca z przekształcenia równań różnicz-kowych wymiany ciepła i masy, gdzie NTU jest stałe (const) dla strumienia 2 oraz zmienne (var) dla 4:

$$\Omega_{K+1}\left(q_{pK+1}^{\circ}, q_{rbK+1}^{\circ}, q_{rbK+1}^{\circ}\right) = \left[\operatorname{NTU}_{K+1\operatorname{const/var}}^{*}\left(\frac{1}{c_{p}\operatorname{Le}}\right)_{K+1} \frac{2h_{rbK+1}}{s_{rbK+1}} \int_{\bar{z}_{K+1}=0}^{\bar{z}_{K+1}=1} q_{rbK+1}^{\circ} \sigma_{rbK+1}\left(x'_{rbK+1}-x_{K+1}\right) d\bar{Z}_{K+1}\right] - \left[\operatorname{NTU}_{K+1\operatorname{const/var}}^{*}\left(\frac{q_{p}^{\circ}}{c_{p}\operatorname{Le}}\right)_{K+1} \frac{2h_{rbK+1}}{s_{rbK+1}} \int_{\bar{z}_{K+1}=0}^{\bar{z}_{K+1}=1} \sigma_{rbK+1}\left(x'_{rbK+1}-x_{K+1}\right) d\bar{Z}_{K+1}\right] \approx 0$$
(10)

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

$$\begin{aligned} t_1 &= t_{1e} = t_{3e} \\ \overline{X} &= 0 \\ \overline{Y} &= \overline{I_Y}^{\text{wst}} \div 1, 0 \end{aligned} \qquad \begin{aligned} x_1 &= x_{1e} = \text{const} \\ \overline{X} &= 0 \div 1 \\ \overline{Y} &= \overline{I_Y}^{\text{wst}} \div 1, 0 \end{aligned}$$

- Dla przepływów pomocniczych:

$$\begin{array}{c|c} t_{2e} \\ \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{array} \begin{vmatrix} \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = \overline{l_Y}^{\text{wst}} \end{vmatrix}$$

$$\begin{aligned} t_3 &= t_{3e} & x_3 &= x_{3e} = \text{const} & t_4 &= t_3 \\ \overline{X} &= 0 & \overline{X} &= 0 \div 1 \\ \overline{Y} &= 0 \div \overline{I}_Y^{\text{wst}} & \overline{Y} &= 0 \div \overline{I}_Y^{\text{wst}} & \overline{Y} &= 0 & \overline{Y} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{array}{c|c} x_4 \\ \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \overline{Y} = 0 \end{array} = x_3 \\ \hline \overline{X} = 0 \div 1, 0 \\ \hline \overline{Y} = 0 \end{array} = x_{3e} = \text{const}$$

- Warunek początkowy i warunek symetrii dla ożebrowania:

$$t_{\text{ribl}} \begin{vmatrix} t_{p_1} \\ \overline{Z}_1 = 0 \end{vmatrix} = t_{p_1}' \qquad \partial t_{\text{ribl}} / \partial \overline{Z}_1 \begin{vmatrix} 0 \\ \overline{Z}_1 = 1, 0 \end{vmatrix} = t_{p_2}' \qquad \partial t_{\text{ribl}} / \partial \overline{Z}_2 \begin{vmatrix} 0 \\ \overline{Z}_2 = 0 \end{vmatrix} = 0$$

Dodatkowo układ uzupełnia się empiryczną zależnością między zawartością wilgoci nasyconej pary wodnej nad powierzchnią warstwy wody i jej temperaturą x' = f(t').

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  $\beta$  niezależnie od współczynnika wymiany ciepła  $\alpha$ , 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 założony charakter wzdłużnego gradientu potencjałów oraz charakter uzyskany po rozwiązaniu równań różniczkowych nie są zgodne z założonymi, należy skorygować kształt założonych zależności funkcjonalnych gradientów. Cykl ten powtarzany jest do momentu uzyskania zgodności charakteru wzdłużnych profilów termodynamicznych na początku i końcu iteracji.

16



Rys. 6. Wizualizacja modelu matematycznego

Fig. 6. Mathematical model visualization

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

#### 4. Wyniki obliczeń

Na podstawie uzyskanych wyników wielowariantowych badań numerycznych stwierdzono, iż procesy wymiany ciepła i masy cechują się skomplikowanymi i różnorodnymi polami temperatur i zawartości wilgoci, które znacząco różnią się od zależności występujących w typowych wymiennikach wyparnych. Otrzymane wyniki pozwalają przypuszczać, że optymalizacja wymiennika będzie uzależniona od wzajemnych oddziaływań wielu znaczących czynników (aerodynamicznych, hydrodynamicznych, termodynamicznych konstrukcyjnych i innych).

Analiza powierzchniowego rozkładu temperatury w kanałach powietrza pomocniczego (rys. 7a,c) ujawniła fakt występowania czterech stref aktywnej wymiany ciepła i masy o podobnych cechach charakterystycznych: na początku części wstępnej rekuperatora  $\overline{Y} = 0 \div 0,15$  na rys. 7c) występuje intensywne obniżanie temperatury strumienia 4, połączone z przyrostem zawartości wilgoci. Następnie proces obniżania temperatury zostaje zahamowany, a na końcowych odcinkach części wstępnej  $\overline{Y} = 0 \div 3$  na rys. 7c) temperatura powietrza pomocniczego zaczyna wzrastać (rys. 7a, c). Jest to spowodowane faktem, iż przez nieprzepuszczającą wody ściankę, oddzielającą strumień pomocniczy i główny, dostarczany jest do wody praktycznie niezmienny strumień ciepła, który w sytuacji zmniejszającego się gradientu

zawartości wilgoci w kanale przewyższa efekt chłodzenia uzyskany na drodze odparowania. Przejście przepływu pomocniczego do roboczej części wymiennika (punkt  $4_r = 2_p$  na rysunku 7a), a zatem zmiana stosunku liczbowego pojemności cieplnych strumieni wymieniających ciepło powoduje kolejna deformację pola temperatur w kanale mokrym (rys. 7a, c), a także deformację pola zawartości wilgoci (rys. 7b). Na początku roboczej części omawianego rekuperatora przepływ pomocniczy ponownie zaczyna obniżać swoja temperature ( $\overline{Y} = 0.3 \div 0.5$ na rys. 7a), na dalszych odcinkach kanału mokrego proces zostaje zahamowany, następnie strumień pomocniczy zaczyna się ogrzewać. Zjawisko to występuje we wszystkich analizowanych przekrojach jednostki (rys. 7a). Deformacja stref aktywnej wymiany ciepła i masy widoczna jest również na wykresie powierzchniowym obrazującym wymiane ciepła jawnego dla przepływu 4 i 2 (rys. 8a; wartość wykresu poniżej zera oznacza zmiane kierunku przepływu ciepła). W typowych wymiennikach wyparnych (np. w wymienniku o krzyżowym schemacie przepływu powietrza głównego i roboczego) zazwyczaj występuja dwie strefy aktywnej wymiany ciepła i masy (rys. 8c, d), dodatkowa deformacja nie występuje (w pośrednim wyparnym wymienniku współpradowym czesto występuje tylko jedna strefa). Wynika to oczywiście z obecności dwóch zasadniczych cześci jednostki z M-obiegiem: wstępnej i roboczej. Obydwie strefy różnia sie sposobem wymiany ciepła: w cześci wstępnej stosunek strumieni 3 i 4 jest zmienny, w cześci roboczej stosunek przepływów 1 i 2 jest stały. Ponadto ciagłe mieszanie "mokrego" przepływu 4 i "suchego" 3 w mokrych kanałach strefy wstępnej dodatkowo zaburza pola temperatur i zawartości wilgoci.

Wstepne uzyskane wartości temperatur końcowych przepływu głównego dla klimatu Polski wykazały wysoka użyteczność obiegu Maistosenki w warunkach umiarkowanie wilgotnego klimatu (rys. 8d). Temperatury powietrza przeznaczonego do klimatyzacji pomieszczeń, w zależności od stosunku strumieni, wahały sie od 19.3°C do 19.8°C (dla temperatury wejściowej 30°C i wilgotności wzglednej 45%). Temperatura strumienia nawiewanego na tym poziomie umożliwia dobra asymilacje zysków ciepła w pomieszczeniu o małym i średnim obciażeniu cieplnym. Należy dodatkowo zwrócić uwage, jak znaczaco poprawiłaby sie efektywność tradycyjnych układów klimatyzacyjnych, gdyby w miejsce klasycznego wymiennika do odzysku ciepła umieścić jednostke z M-obiegiem. Wysokosprawny wymiennik obrotowy umożliwia, przy tych samych parametrach powietrza zewnętrznego (i temperaturze pomieszczenia 25°C), maksymalne ochłodzenie strumienia nawiewanego do ok. 26°C. Wymiennik z M-obiegiem generowałby oszczedność na poziomie 8 kW/m3/s! Należy ponadto pamietać, że jednostka nie była jeszcze optymalizowana do polskiego klimatu, a jej konstrukcja pozwala na obniżenie temperatury powietrza zewnetrznego do bliskiej temperatury punktu rosy (w warunkach idealnych). Pozwala to przypuszczać, że adaptacja jednostki do warunków klimatycznych Polski umożliwi cześciowe zastapienie konwencjonalnych układów chłodniczych przez energooszczędne i korzystne ekologicznie rozwiązania oparte na nowoczesnych obiegach pośredniego ochładzania wyparnego.



Rys. 7. Wyniki symulacji numerycznej: a) ilustracja przemian na wykresie i-x (procesy w kanale mokrym zestawione dla poszczególnych przekrojów); b) zawartość wilgoci w kanale pomocniczym; c) temperatura w kanale pomocniczym; d) wykres powierzchniowy wymiany ciepła

Fig. 7. The results of numerical calculations





Rys. 8. Wyniki symulacji numerycznej: a) wykres powierzchniowy wymiany ciepła jawnego dla przepływu 4 i 2; b) pole temperatur w kanale pomocniczym dla typowego wymiennika wyparnego (przepływ krzyżowy); c) ilustracje przemian na wykresie i-x dla krzyżowego wymiennika wyparnego; d) uzyskane temperatury powietrza nawiewanego w wymienniku z M-obiegiem dla polskich warunków (niemonotoniczność wykresu wynika z różnych wartości sumarycznego strumienia masowego powietrza głównego i pomocniczego, wynikających z specyfiki konstrukcyjnej jednostki, chronionej tajemnicą handlową)

Fig. 8. The results of numerical calculations

#### 5. Wnioski

Przedstawiono oryginalny ɛ–NTU-model umożliwiający symulacje procesów termodynamicznych w kanałach wypełnienia wymiennika do pośredniego ochładzania powietrza z pomocą odparowania cieczy opartego na obiegu Maisotsneki. Przedstawiono i uzasadniono algorytm rozwiązania układu równań modelu matematycznego procesów wymiany ciepła i masy w kanałach wyparnego wymiennika ciepła z M-obiegiem. Zaprezentowano propozycję rozwiązania algorytmicznego charakterystycznych dla omawianego cyklu chłodniczego procesów mieszania powietrza w części wstępnej jednostki. Na podstawie opracowanego algorytmu rozwiązania cząstkowych równań różniczkowych opracowano wielomodułowy program obliczeniowy, który pozwala na prowadzenie wielowariantowych symulacji numerycznych procesów wymiany ciepła i masy w analizowanym rekuperatorze. Wstępna analiza wyników obliczeń wykazała fakt istnienia czterech stref aktywnej wymiany ciepła i masy w mokrym kanale powietrza pomocniczego. Wstępne wyniki wykazały wysoką użyteczność rekuperatora z M-obiegiem na terenie Polski. Obecnie w Instytucie Klimatyzacji i Ogrzewnictwa Politechniki Wrocławskiej trwają dalsze prace nad modelowaniem wymiennika z M-obiegiem, które umożliwią jego optymalna adaptację do polskich warunków klimatycznych.

#### Literatura

- [1] Anisimov S.M., Bolotin S.A., Badania krzyżowych wymienników ciepła do pośredniego ochładzania powietrza, Wiadomości Międzynarodowej Akademii Nauk Ochrony Środowiska. Ochrona Powietrza Atmosferycznego, 1996, Nr 2, 18-21.
- [2] Žukauskas A., Žiugžda J., *Heat transfer in laminar flow of fluid*, Vilnius Lithuania 1969.
- [3] Materials of the COOLERADO<sup>TM</sup> Corporation.
- [4] Pandelidis D., Polushkin V., Wymienniki do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą odparowania cieczy, Współczesne Metody i Techniki w badaniach Systemów Inżynieryjnych, Wrocław 2011.
- [5] Anisimov S., Żuchowicki 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.
- [6] Bogosłowski V.N., Poz M.J., Podstawy fizyki cieplnej urządzeń systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji, Strojizdat 1983.
- [7] Patankar S., Metody numeryczne rozwiązań zagadnień wymiany ciepła i dynamiki cieczy, Moskwa 1984.
- [8] Gillan L., Maisotsenko cycle for cooling process, Denver 2008.
- [9] An isimov 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", Budapest 2012, 149-156.
- [10] 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.
- [11] Anisimov S., Pandelidis D, Polushkin V., Use of indirect evaporative coolers in solar air conditioning units, Recent developments in science and education, Russia 2012.