



Andrzej ZBROWSKI, Stanisław KOZIOŁ, Marek PRYMON, Kazimierz WOJTAS

ANALIZA STANU POWIETRZA W PROCESACH BADAŃ SYSTEMÓW ODZYSKU CIEPŁA

Streszczenie

W artykule opisano stanowisko do badań urządzeń do odzysku ciepła stosowanych w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych budynków. Układ badawczy składa się z dwóch komór kalorymetrycznych przygotowujących powietrze o odpowiednich parametrach symulujących warunki cieplne i wilgotnościowe panujące w pomieszczeniu oraz na zewnątrz budynku. Stanowisko pozwala na wykonywanie testów urządzeń o wydajności do 1000 m³/h przy najniższej temperaturze powietrza zewnętrznego -20°C oraz najniższej efektywności badanego systemu odzysku ciepła na poziomie 40%.

Przedstawiono przyjęte założenia, koncepcję systemu, weryfikację przyjętej koncepcji na podstawie rozwiązania numerycznego przepływu powietrza i wymiany ciepła w komorach badawczych (z wykorzystaniem jednego z pakietów CFD) oraz przykładową symulację działania urządzenia z wizualizacją stanu cieplnego i wilgotnościowego powietrza na poszczególnych etapach jego uzdatniania na wykresie psychrometrycznym.

WSTĘP

Rosnące ceny energii oraz związane z tym koszty użytkowania budynków w ostatnich latach wymuszają stosowanie w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych coraz bardziej efektywnych urządzeń do odzysku ciepła. Zapotrzebowanie energii przez budynek związane z działaniem instalacji wentylacyjnych stanowi istotny udział w całkowitym zapotrzebowaniu na tzw. energię końcową budynku. Jest on związany z koniecznością dostarczenia ciepła potrzebnego do podgrzania powietrza wentylacyjnego, którego odpowiedni strumień należy dostarczać do budynku ze względu na przebywające tam osoby. Dla współczesnych budynków, w których są dobrze zaizolowane przegrody oraz zastosowano w nich nowoczesne okna o niskiej wartości współczynnika przenikania ciepła, straty ciepła przez przenikanie poprzez przegrody w okresie zimowym zostały znacznie ograniczone w porównaniu do budynków z przed kilkunastu lat.

Jak wynika ze współczesnych opracowań zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacyjne przewyższa często 50% całkowitego zapotrzebowania na energię przez budynek w ciągu roku [11]. W efekcie koszt ogrzania powietrza wentylacyjnego jest znaczącą pozycją w kosztach eksploatacji budynku. W naturalny sposób na rynku wzrasta więc zapotrzebowanie na efektywne systemy odzysku energii. Odpowiedzią na zapotrzebowanie jest oferta ze strony licznych producentów urządzeń do odzysku ciepła wentylacyjnego tzw. „rekuperatorów”. Oferowane systemy różnią się od siebie zastosowaną metodą oraz rozwiązaniem technicznym samego rekuperatora, a co za tym idzie, charakteryzują się coraz wyższymi współczynnikami efektywności. Tak szeroka oferta wymaga weryfikacji i uwiarygodnienia charakterystyk

energetycznych urządzeń. Wiąże się to z koniecznością wykonywania badań umożliwiających porównanie poszczególnych urządzeń oraz sporządzanie ich charakterystyk energetycznych. Najistotniejszym parametrem technicznym w tym porównaniu jest efektywność odzysku ciepła oraz wilgoci. Metodologię badań określają normy [2, 8]. Żadna z norm nie formułuje jednak szczegółowych wytycznych do budowy stanowisk pomiarowych do badań współczynnika efektywności rekuperatorów, co stało u podstaw prac zaprezentowanych w niniejszym artykule.

1. WSPÓLCZYNNIK EFEKTYWNOŚCI ODZYSKU CIEPŁA W REKUPERATORZE

Współczynnik efektywności odzysku ciepła całkowitego w rekuperatorze można wyrazić jako stosunek strumienia ciepła odzyskiwanego do strumienia ciepła niezbędnego do zmiany entalpii powietrza wentylacyjnego od parametrów powietrza zewnętrznego do parametrów powietrza usuwanego z pomieszczenia (na wlocie do rekuperatora):

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\dot{m}_1 \cdot h_3 - \dot{m}_1 \cdot h_1} \cdot 100 [\%] \quad (1)$$

gdzie:

\dot{m} - strumień masy powietrza wentylacyjnego (świeżego), [kg/s]

h - entalpia właściwa powietrza, [kJ/kg]

1 – powietrze zewnętrzne przed rekuperatorem

2 – powietrze nawiewane za rekuperatorem

3 – powietrze wywiewane przed rekuperatorem

Jeżeli w rekuperatorze mamy do czynienia z przepływem w wymienniku ciepła, w takim urządzeniu dochodzi tylko do przyrostu ciepła jawnego. W takim przypadku efektywność odzysku ciepła jawnego wyraża się wzorem:

$$\eta_j = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1)}{\dot{m}_1 \cdot c_p \cdot (t_3 - t_1)} \cdot 100 [\%] \quad (2)$$

gdzie:

\dot{m} - strumień masy powietrza wentylacyjnego (świeżego), [kg/s]

t - temperatura, [°C]

c_p - ciepło właściwe, [kJ/(kg·K)]

Korzystając z powyższej interpretacji współczynnika efektywności rekuperatora, ze względów praktycznych używa się często nazwy „współczynnika efektywności temperaturowej” odzysku ciepła w rekuperatorze wyrażonego wzorem:¹

$$\eta_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \cdot 100 [\%] \quad (3)$$

W przypadku odzysku jedynie ciepła jawnego, współczynnik efektywności temperaturowej odzysku ciepła w przybliżeniu odpowiada współczynnikowi odzysku ciepła całkowitego. Zależność (3) stanowi uproszczenie zależności (2) przy założeniu równych strumieni powietrza. Często popełnianym błędem jest stosowanie jej i nie uwzględnianie tego faktu w obliczeniach inżynierskich.

Gdy w rekuperatorze (regeneratorze) odzyskiwane jest również ciepło utajone (na drodze przekazywania wilgoci), efektywność temperaturowa nie uwzględnia w pełni zachodzących

¹ Przytoczona powyżej interpretacja współczynnika efektywności rekuperatora, jest zdaniem autorów bardziej jednoznaczna i zrozumiała dla użytkownika urządzenia (gdyż odnosi się jednoznacznie do niezbędnych nakładów energii, które użytkownik musi ponieść na podgrzanie powietrza wentylacyjnego) w stosunku do „wieloznacznych” interpretacji definicji podanych w normach [2, 3] odnoszących pojęcie efektywności do „potencjału ciepła usuwanego z pomieszczenia”, który to potencjał, dla użytkownika rekuperatora nie ma praktycznego znaczenia.

procesów i do oceny rekuperatora należy stosować zależność nr 1. W takim przypadku stopień odzysku wilgoci w układzie charakteryzuje współczynnik efektywności odzysku wilgoci:

$$\eta_x = \frac{X_2 - X_1}{X_3 - X_1} \cdot 100 [\%] \quad (4)$$

gdzie: X – zawartość wilgoci w powietrzu (wilgotność właściwa), [g/kg_{ps}]

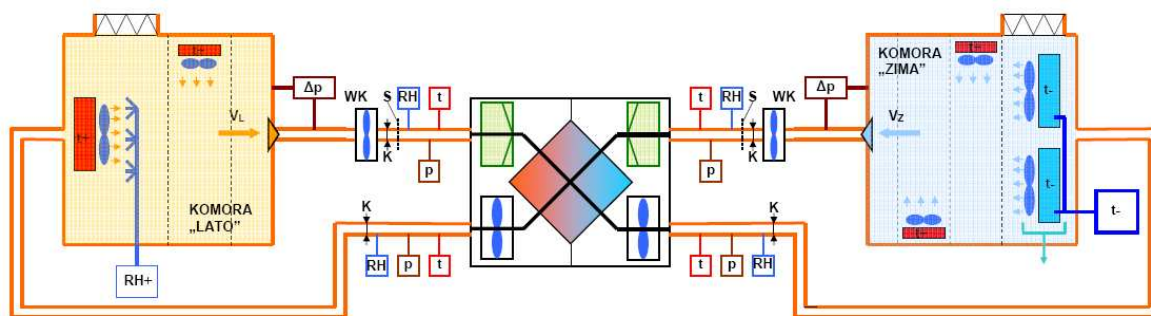
2. ZAŁOŻENIA DO BUDOWY STANOWISKA DO BADAŃ CHARAKTERYSTYK REKUPERATORÓW CIEPŁA

Zaprojektowane stanowisko umożliwi przeprowadzanie testów rekuperatorów w warunkach klimatycznych Polski. Projektując stanowisko przyjęto następujące założenia:

- zgodność z normami, które obowiązują i dotyczą zagadnień pomiarowych będących przedmiotem opracowania [2, 8],
- zakres strumieni powietrza, które mogą występować w trakcie badań: 160 do 700 m³/h z możliwością wzajemnego różnicowania w zakresie $\pm 30\%$ (dla warunków określonych w normach [2, 8],
- minimalny współczynnik efektywności badanego rekuperatora: 40%,
- możliwość badania pracy rekuperatora w „warunkach jego szronienia” dla wydajności powietrza do 400 m³/h,
- standardowy sposób badania rekuperatora dla „warunków zimowych” z możliwością badania w „warunkach letnich” po odwróceniu centrali wentylacyjnej (zamienione kierunki przepływu powietrza) oraz badanie w trakcie procesu szronienia i odszraniania wymiennika,
- możliwość badania zarówno kompletnych modułów wentylacyjnych z regeneratorami ciepła (w tym wyposażonych we własne wentylatory i filtry) lub samych rekuperatorów,
- zakres możliwych parametrów pomiarowych dla powietrza zewnętrznego: od -15 °C/100% - zimą do +30 °C/45% - dla lata (w pełnym zakresie wydajności – zgodnie z normami [2, 8] jak na rysunku 4),
- przy ograniczeniu strumienia powietrza do 550 m³/h, przewiduje się możliwość badań w pełnym zakresie warunków klimatycznych występujących w Polsce,
- zakres możliwych parametrów pomiarowych dla powietrza wywiewanego: od 18 °C/30% do 26 °C/55%,
- temperatura otoczenia (temperatura w pomieszczeniu laboratoryjnym) w zakresie od +15 °C do +25 °C.

3. STANOWISKO BADAWCZE

Główne elementy stanowiska pomiarowego stanowią 2 komory, nazwane dalej jako „ZIMA” i „LATO” (o wymiarach: długość=4 [m], wysokość=2,4 [m], głębokość=2,4 [m] każda), ze szczelnymi drzwiami wejściowymi, izolowane termicznie pianką poliuretanową o grubości 100 mm. Zadaniem komór jest stabilizacja parametrów termicznych i przepływowych w czasie trwania serii pomiarowej dwóch badanych strumieni powietrza („wewnętrzne” i „zewnętrzne”) tak, aby istniała możliwość spełnienia wymagań normatywnych. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku (rys. 1).



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska pomiarowego do badania charakterystyk urządzeń do odzysku ciepła wentylacyjnego

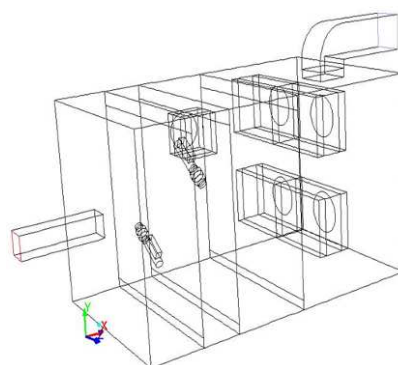
Źródło: Opracowanie własne.

3.1. Komora „ZIMA”

Zadaniem komory (rys. 2) jest uzyskanie stabilnych w czasie badań, parametrów powietrza zewnętrznego dla warunków zimowych.

Podstawowe parametry techniczne (założenia oparte na kalkulacjach metodą bilansów ciepła i masy na bazie stanów ustalonych):

- wlot powietrza z badanego wymiennika doprowadzony pomiędzy chłodnicę powietrza,
- przepustnica o wysokiej klasie szczelności wyposażona w siłownik o ciągłym sygnale sterującym, łączącą wewnątrz komory w jej części wlotowej z powietrzem otaczającym w celu zrównoważenia ciśnienia w KZ do ciśnienia otoczenia,
- dwie chłodnice wentylatorowe z bezpośrednim odparowaniem o wydajności chłodniczej 8,0 kW każda, stanowiące element systemu chłodniczego z agregatem żleźniczym i własnym podukładem regulacji i sterowania oraz możliwości ciągłej regulacji wydajności chłodniczej w zakresie 25 do 100 %,
- nagrzewnica elektryczna o mocy grzewczej 5 kW z wentylatorem o wydajności nie mniejszej niż 3000 m³/h zamontowana w środkowej części komory z regulowaną w sposób ciągły mocą grzałek (0-100%),
- nagrzewnice elektryczne, „wtórne” o mocy grzewczej 1 kW z wentylatorami o wydajności nie mniejszej niż 1000 m³/h każdy, z regulowaną w sposób ciągły mocą grzewczą, w końcowej części komory; wentylatory wywołują poprzeczny i wirowy ruch powietrza w celu osiągnięcia dokładności i stabilność parametrów atmosfery,
- przegrody „spiętrzające” pozwalające na uzyskanie homogeniczności parametrów powietrza na wylocie z komory KZ.



Rys. 2. Model 3D komory ZIMA (KZ).

Źródło: Opracowanie własne.

3.2. Komora „LATO”

Zadaniem komory (rys. 3) jest uzyskanie stabilnych w czasie badań, parametrów powietrza wewnętrznego. Ponadto zapewnia nawilżanie powietrza oraz jego podgrzewanie do warunków: + 30°C i 50% RH. W tym celu komora jest wyposażona w następujące elementy:

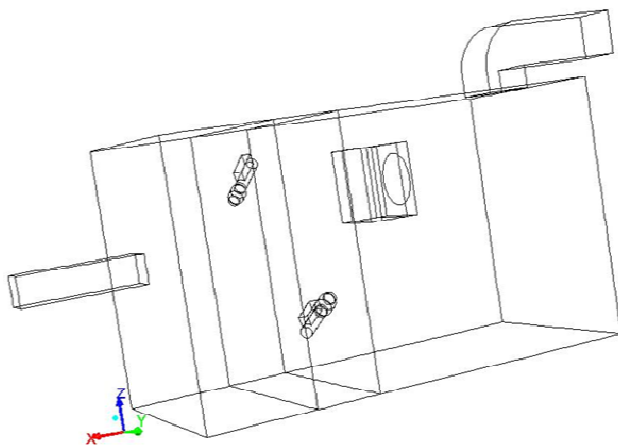
- wlot powietrza z badanego wymiennika doprowadzony w okolice wstępnej nagrzewnicy powietrza z wentylatorem o dużej wydajności,
- nagrzewnica elektryczna o regulowanej mocy grzewczej 10,0 kW z wentylatorem o wydajności nie mniejszej niż 3000 m³/h zamontowana w początkowej części komory,
- przepustnica o wysokiej klasie szczelności wyposażona w siłownik o ciągłym sygnale sterującym, łączącą wnętrze komory w jej części wlotowej z powietrzem otaczającym w celu zrównoważenia ciśnienia w KL do ciśnienia otoczenia,
- adiabatyczny nawilżacz wodny o specjalnej konstrukcji, z dwoma dyszami „rezonansowymi” zasilanymi sprężonym powietrzem i zamontowanymi w środkowej części komory pozwalający na stabilną regulację wydajności nawilżania w zakresie 0,5 do 6 kg/h,
- nagrzewnica elektryczna o mocy grzewczej 1,0 kW z wentylatorami zainstalowana w środkowej części komory w celu osiągnięcia dokładności i stabilności parametrów atmosfery,
- przegrody „spiętrzające” pozwalające na uzyskanie homogeniczności parametrów powietrza na wylocie z komory KL.

Pomiędzy każdą z komór (KZ i KL) i wlotem do badanego wymiennika lub centrali wentylacyjnej z rekuperatorem znajdują się odcinki przewodów wentylacyjnych izolowanych warstwą izolacji termicznej „zimnochronnej” (nie wchłaniającej wilgoci) o grubości 100 mm.

Bardzo ważnymi elementami stanowiska są 2 proste odcinki pomiarowe rurociągów na wylocie z każdej komory: jeden o długości minimum 1000 mm (normowy odcinek odlotowy z dyszy pomiarowej strumienia powietrza) oraz odcinek za wentylatorem (na dolocie do rekuperatora), gdzie są mierzone i stabilizowane dolotowe parametry powietrza takie jak temperatura wilgotność i ciśnienie powietrza.

Wentylatory „WK” mają możliwość ciągłej regulacji wydajności i służą do kompensacji oporów przepływu generowanych w odcinkach pomiarowych.

Nominalna średnica wszystkich przewodów wentylacyjnych łączących komory z modulem badanego rekuperatora wynosi 200 mm (prędkości powietrza w zakresie od 1,8 do 9,0 m/s).



Rys. 3. Model 3D komory LATO (KL).

Źródło: Opracowanie własne.

4. OBLICZENIA ZAKRESÓW I PARAMETRÓW PRACY POSZCZEGÓLNYCH ELEMENTÓW STANOWISKA BADAWCZEGO

W celu poprawnego zaprojektowania poszczególnych elementów stanowiska, pierwszym i podstawowym wymogiem było prawidłowe zwymiarowanie elementów składowych pod względem wydajności. W tym celu wykorzystano kalkulację niezbędnych do zrealizowania przemian uzdatniania powietrza w skrajnych warunkach parametrów określonych w normach przy założeniu maksymalnego strumienia powietrza wyselekcjonowanego do badań. Ilość sekcji uzdatniania powietrza w poszczególnych komorach wynikała z konieczności spełnienia następujących wymagań jakie określają normy:

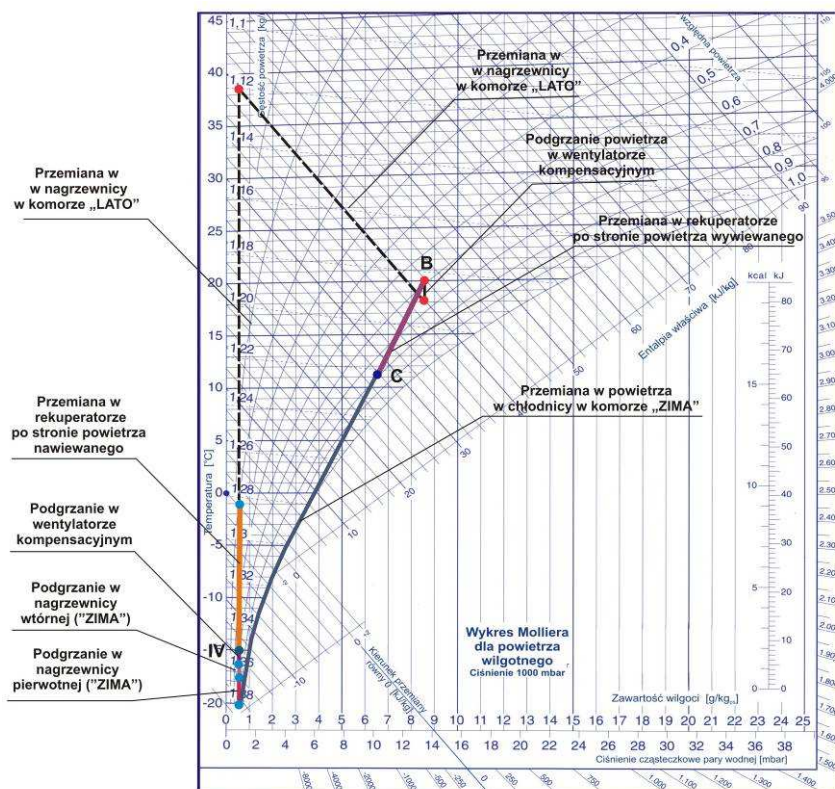
- dokładność stabilizacji temperatury termometru suchego powietrza: $\pm 0,2$ K,
- dokładność stabilizacji temperatury termometru mokrego powietrza: $\pm 0,3$ K,
- dokładność stabilizacji strumienia powietrza: ± 3 %.

Szczególnym wyzwaniem projektowym była komora „ZIMA”, w której zakres pracy określono na poziomie -25 °C, co wiąże się z koniecznością odszraniania. W tym celu został zaprojektowany specjalny układ ziębienia składający się z dwóch chłodziw współpracujących z jednym agregatem, z regulowaną w sposób ciągły wydajnością. Aby maksymalnie wytłumić skoki temperatury związane z koniecznością odszraniania chłodziw (wykonywanego naprzemiennie) zastosowano metodę wielostopniowej kompensacji przechłodzenia powietrza w pierwszej sekcji chłodziwy przez sterowane w sposób ciągły grzałki elektryczne o możliwie niewielkiej stałej czasowej (większej – w drugiej sekcji i małej <1 kW – w trzeciej sekcji). Każda z sekcji jest oddzielona od siebie poprzez oporową siatkę z blachy perforowanej, której celem ostatecznym są:

- uzyskanie możliwie homogenicznego rozkładu temperatury na wylocie z komory,
- uzyskanie efektu przepływu ukierunkowanego, „prawie laminarnego” na wlocie do dyszy pomiarowej.

Komora „LATO” składa się z dwóch sekcji oddzielonych przegrodą perforowaną, jak wyżej. W pierwszej znajduje się nagrzewnica elektryczna z wentylatorem mieszającym oraz układem nawilżania wodnego z dyszą venturiego i rezonatorem, obydwa urządzenia sterowane w sposób ciągły z centralnego układu sterowania. Do doboru urządzeń wykorzystano wykres psychrometryczny „Molleir’a”. Na rysunku 4 przedstawiono przykładowe przemiany termodynamiczne powietrza zachodzące w trakcie serii pomiarowej dla następujących (najbardziej niekorzystnych) parametrów powietrza wymaganych przez normy:

1. parametry powietrza wewnętrznego: $+ 20$ °C i 60 %.
2. parametry powietrza zewnętrznego: $- 15$ °C i 90 %.
3. rekuperator płytowo-krzyżowy o współczynniku efektywności: 40 %.



Rys. 4. Przykład wizualizacji przemian uzdatniania powietrza na stanowisku badawczym.

Źródło: Opracowanie własne.

5. SYMULACJA PROCESÓW WYMIANY CIEPŁA I MASY ORAZ PRZEPIYWÓW W KOMORACH

W celu weryfikacji przyjętych założeń projektowych wykonano symulację CFD. Celem symulacji było sprawdzenie czy założony w projekcie układ elementów wykonawczych w postaci wymienników ciepła oraz wentylatorów, pozwoli na osiągnięcie homogenizacji przepływu w obszarze wylotu powietrza z komory oraz zapewni odpowiedni stopień zmieszania wpływających do komory strumieni powietrza z powietrzem znajdującym się w okolicy wlotu. Ostatecznie sprawdzony został bilans energetyczny komór w przyjętych warunkach pracy. Założony w projekcie układ geometryczny komór ma pozwolić na uniknięcie dużych gradientów temperatury oraz prędkości w polu przepływu powietrza w końcowej części komory oraz kanale zasilającym badane urządzenia oraz poprawną pracę komór w przypadku przełączenia się parowników w komorze „ZIMA” w celu odszronienia ich powierzchni.

W celu zbadania pola prędkości oraz temperatury w komorach kalorymetrycznych w warunkach ich pracy rozwiązano układ równań RANS (Reynolds - Averaged Navier-Stokes) [1] z modelem turbulencji k-epsilon. Opracowany model przepływu powietrza oraz wymiany ciepła nie obejmuje modelu samego badanego urządzenia gdyż nie ma praktycznie możliwości określania jego realnych warunków pracy, a ponadto byłoby niemiernodajne opieranie się na jednym wybranym urządzeniu. Dlatego na potrzeby modelu przyjęto, że przepływ oraz wymiana ciepła modelowane będą odrębnie dla obu komór przy założeniu że warunek brzegowy wpływu powietrza do komory przyjmuje wartości wynikające ze ściśle określonej sprawności odzysku energii w rekuperatorze. Testy wykonano dla sprawności 40% oraz 95 % gdyż są to założone skrajne warunki pracy komór. W pierwszym przypadku

„niedoskonałość” wymiany ciepła w rekuperatorze wymaga dużej mocy chłodniczej oraz ciepłej komór w celu utrzymania parametrów powietrza na założonym w badaniu poziomie, w drugim zaś moc ta jest minimalna. Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 1 założono że stanowisko badawcze będzie pracowało w następujących warunkach (wykraczających często poza projektowane wartości parametrów):

- strumień powietrza 1000 m³/h,
- temperatura powietrza zewnętrznego: -20°C i 0°C,
- temperatura powietrza wywiewanego z pomieszczenia: 20 °C,
- współczynnik efektywności rekuperatora: 40% i 95%.

Założone zostały równe strumienie powietrza nawiewanego i wywiewanego z pomieszczenia tj. równe strumienie przepływające po „cieplej” i „zimnej” stronie wymiennika ciepła (rekuperatora).

Założono, że powietrze opuszczające rekuperator po „stronie zimnej” będzie trafiało do komory kalorymetrycznej (ZIMA) przez kanał wlotowy umieszczony w jej górnej części. W komorze będzie ochładzane do temperatury powietrza zewnętrznego, a następnie kierowane przez kanał wylotowy z powrotem do rekuperatora jako powietrze zewnętrzne. Po przejściu przez wymiennik kierowane będzie do komory „letniej” (LATO) kanałem wlotowym umieszczonym w jej górnej części, tam podgrzewane do temperatury powietrza wewnętrznego i następnie kanałem wylotowym trafiało będzie z powrotem do rekuperatora.

Temperatura powietrza opuszczającego rekuperator obliczona została jako [4]:

- dla powietrza trafiającego do komory LATO (zwanej dalej KL):

$$T_{RKL} = T_P - \eta \cdot (T_P - T_Z)$$

- dla powietrza trafiającego do komory ZIMA (KZ):

$$T_{RKZ} = T_Z + \eta \cdot (T_P - T_Z)$$

gdzie:

T_P – temperatura powietrza wewnętrznego [°C],

T_Z – temperatura powietrza zewnętrznego [°C],

T_{RKL} – temperatura powietrza po rekuperatorze w przypadku odzysku chłodu [°C],

T_{RKZ} – temperatura powietrza po rekuperatorze w przypadku odzysku ciepła [°C],

η – współczynnik efektywności rekuperatora.

Zgodnie z powyższym wzorem oraz przyjętymi założeniami obliczenia wykonane zostały dla skrajnych kombinacji warunków. Jednocześnie T_P jest temperaturą powietrza wpływającego z komory LATO (rys. 6), T_Z jest temperaturą powietrza wpływającego z komory ZIMA (rys. 5), a T_R jest temperaturą powietrza wpływającego do komór.

Badania w oparciu o symulacje CFD przeprowadzono dla następujących przypadków:

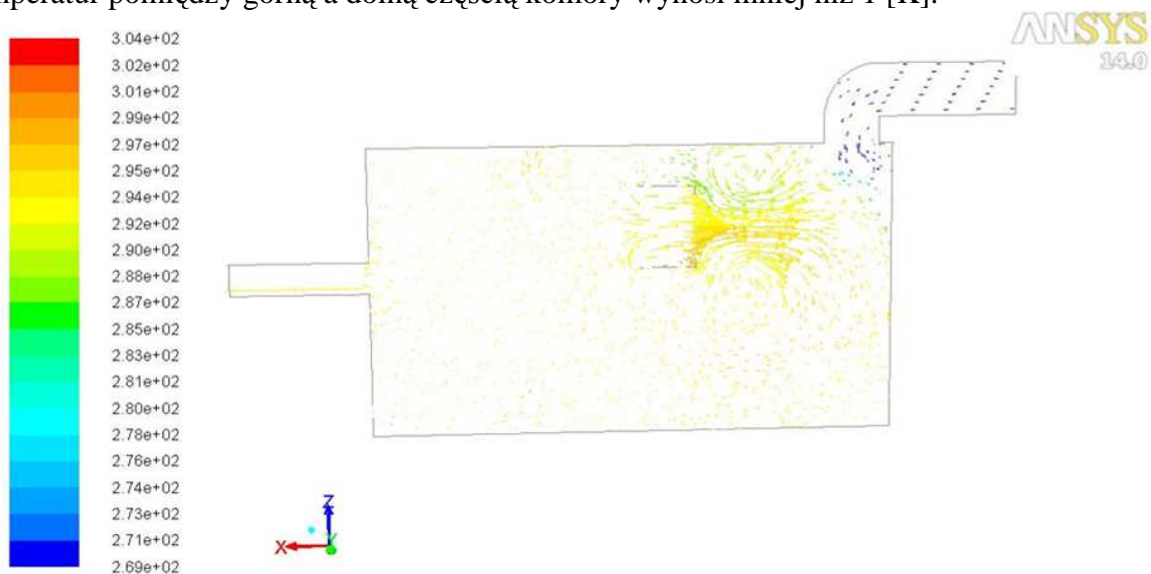
PRZYPADEK	RODZAJ KOMORY	T_R [°C]	T_Z [°C]	T_P [°C]
I	KZ	4	-20	
II	KZ	1	0	
III	KL	18		20
IV	KL	-4		20

Przygotowaną na podstawie przyjętej geometrii komór przestrzeń obliczeniową modelu dyskretyzowano siatką złożoną z elementów heksaedralnych i tetrahedralnych [6]. Siatki zostały zagęszczone w miejscach w których występują się duże gradienty prędkości. W analizowanych modelach są to: wentylatory z nagrzewnicami, parowacze, nagrzewnice i chłodnice.

6. ANALIZA KOMORY „LATO” (KL)

W projekcie komory przyjęto założenie, że przepływ powietrza będzie odbywał się w kierunku od kanału wlotowego do kanału zasilającego rekuperator powietrzem „wewnętrznym (lewa strona komory). Powietrze wpływające do komory powinno mieszać się z powietrzem znajdującym się w komorze, a następnie trafić na blok wymiennika ciepła. Celowe jest tutaj uzyskanie dużej recyrkulacji (znacznie większy udział powietrza recyrkulacyjnego w strumieniu powietrza przepływającego przez wymiennik). Powietrze wypływające z wymiennika kierowane jest w kierunku zgodnym z globalnym przepływem w komorze omywając na swojej drodze dysze nawilżacza adiabaticznego co ma spowodować szybkie odparowanie kropelek wody i indukcję powstałej pary wodnej.

Wyniki analizy przedstawione na rysunku 5 wskazują, że osiągnięto wyraźną homogenizację strugi powietrza. W ostatniej strefie przed kanałem wylotowym różnica temperatur pomiędzy górną a dolną częścią komory wynosi mniej niż 1 [K].



Rys. 5. Rozkład wektorów prędkości dla przypadku $T_{in} = -4^{\circ}\text{C}$, $T_{out} = 20^{\circ}\text{C}$ (kolory w funkcji temperatury; T_{in} – temperatura powietrza wpływającego do komory z badanego rekuperatora, T_{out} – temperatura powietrza opuszczającego komorę).

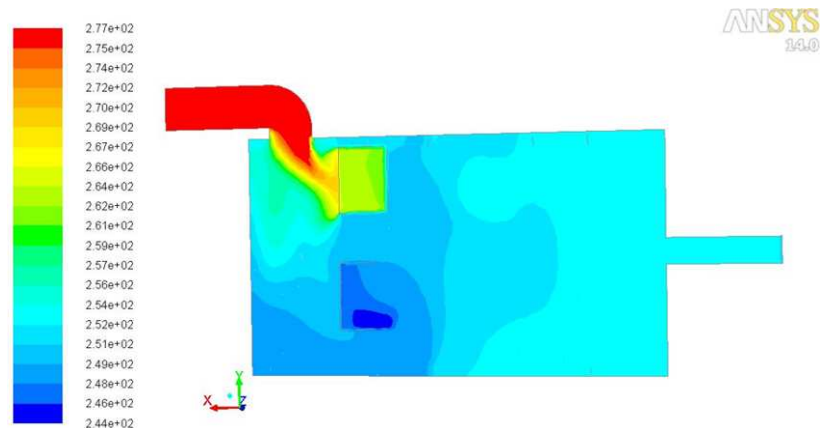
Źródło: Opracowanie własne.

7. ANALIZA KOMORY „ZIMA” (KZ)

W przypadku komory przygotowującej powietrze zimne zachodzi konieczność odszraniania wymienników ciepła (parowaczy), na których w czasie pracy komory polegającej na ochładzaniu wilgotnego powietrza będzie wykraplana wilgoć. Dlatego koncepcja działania komory zakłada dwa tryby pracy:

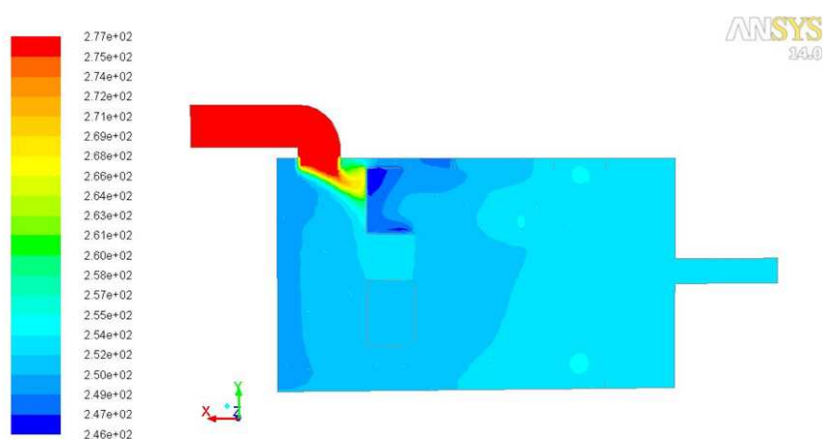
- przy pracującym górnym parowaczu, podczas odszraniania dolnego wymiennika,
- przy pracującym dolnym parowaczu, podczas odszraniania górnego wymiennika.

Rysunki 6-9 przedstawiają wyniki pracy komory, dla przypadku warunków temperaturowych $T_{in} = -20^{\circ}\text{C}$, $T_{out} = +4^{\circ}\text{C}$, z pracującymi naprzemiennie górnym i dolnym parowaczem.



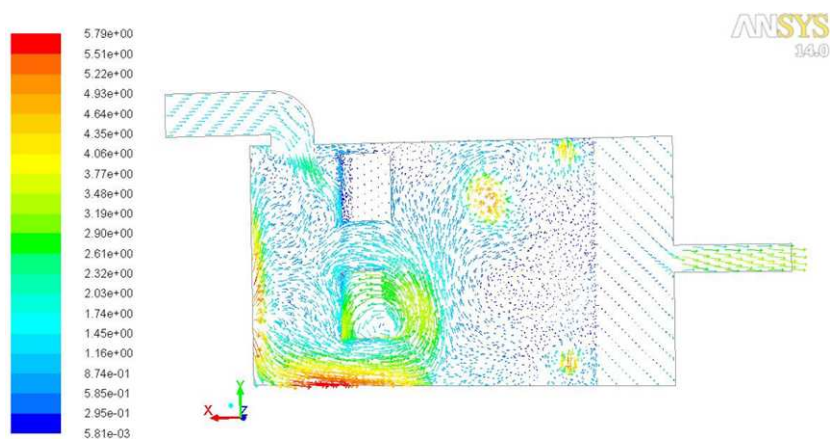
Rys. 6. Rozkład temperatur w KZ dla zaprojektowanego układu w przekroju centralnym dla przypadku $T_{out} = -20^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = +4^{\circ}\text{C}$ w przypadku gdy pracuje dolny parowacz (górny realizuje proces odszraniania).

Źródło: Opracowanie własne.



Rys. 7. Rozkład temperatur w KZ dla zaprojektowanego układu w przekroju centralnym dla przypadku $T_{out} = -20^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = +4^{\circ}\text{C}$ w przypadku gdy pracuje górny parowacz (dolny realizuje proces odszraniania).

Źródło: Opracowanie własne.



Rys.8. Rozkład wektorów prędkości w przekroju dla przypadku $T_{out} = -20^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = +4^{\circ}\text{C}$ przy działającym dolnym parowaczem.

Źródło: Opracowanie własne.



Rys.9. Rozkład wektorów prędkości w przekroju dla przypadku $T_{out} = -20^{\circ}\text{C}$, $T_{in} = +4^{\circ}\text{C}$ przy działającym górnym parowaczu.

Źródło: Opracowanie własne.

Profil temperatury w przekroju komory wskazuje bardzo dużą jednorodność w najbliższej wylotowej sekcji komory kalorymetrycznej, oraz w kanale wylotowym. Maksymalna różnica temperatur jest tam niższa niż 1 [K].

PODSUMOWANIE

Analizując otrzymane wyniki wykazano, że w komorach zimnej (KZ) i cieplej (KL) zaproponowany układ urządzeń oraz przegród perforowanych zapewnia odpowiednią homogenizację strugi oraz odpowiedni bilans energetyczny zgodnie z przyjętymi założeniami projektowymi. Wykazano, że zmiana pracującego parownika w komorze KZ nie ma większego wpływu na jakość strug w części wylotowej komory oraz w kanale wylotowym.

W celu uproszczenia konstrukcji komór przeanalizowano przypadek wpływu powietrza transportowanego z badanego rekuperatora otworem w górnej przegrodzie komory przed zespołem parowników bez dodatkowego kanału rozprowadzającego powietrze w przestrzeni wewnętrznej komory. Uzyskany rozkład temperatury oraz prędkości w tym układzie zapewnił założoną homogenizację strugi co udokumentowano na rysunkach.

Uzyskane rezultaty badań symulacyjnych potwierdzają słuszność przyjętej koncepcji projektowej stanowiska badawczego, oraz skuteczność przeprowadzonych symulacji numerycznych CFD, które pozwoliły na pierwszą weryfikację projektu. Pozytywne wyniki badań stanowią istotny element w procesie uzyskania akredytacji na opracowane stanowisko pomiarowe umożliwiające wyznaczanie wiarygodnych charakterystyk cieplnych rekuperatorów.

ANALISIS OF AIR PROPERTIES IN HEAT RECOVERY SYSTEMS

Abstract

The article presents a test stand for heat recovery devices used in indoor ventilation and air conditioning systems. The test system is composed of two calorimetric chambers which prepare air

with suitable parameters simulating heat and humidity conditions found both inside and outside the building. The stand allows devices with the performance of 1000 m³/h in the outside temperature of -20°C and the lowest effectiveness of the heat recovery system of 40% to be tested. The article gives an insight into design assumptions, concept of the system and its verification based on numerical solution of the air flow and heat exchange in the test chamber (with the use of one of CFD packages). Additionally, an example of the simulation of the operation of the device is presented along with the visualization of air properties (heat and humidity) at individual stages of its treatment, which are presented on the psychrometric chart.

BIBLIOGRAFIA

1. Chung T.J, "Computational Fluid Dynamics", Cambridge University Press 2003.
2. EN-13141-7: "Ventilation form buildings Performance testing of components/products for residential buildings -Part 7: Performance testing of mechanical supply and exhausted ventilation unit (including heat recovering) for mechanical ventilation systems intended for single family dwellings".
3. Klingenburg Energy Recovery – „Dokumentacje i materiały techniczne”.
4. Kreith, F.; Boehm, R.F.; „Heat and MassTransfer” Mechanical Engineering Handbook; Boca Raton: CRC Press LLC.
5. Maludziński B.: „Centrale wentylacyjne rekuperacyjne – odzysk energii cieplnej”. Chłodnictwo i klimatyzacja, 2006/10, str. 66 –68.
6. *Manual Fluent*. Pobrano z lokalizacji www.fluentusers.com/fluent63/doc/ori/html/rn/rel_index.htm
7. Pełech, A.: „Wentylacja i Klimatyzacja-podstawy”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej 2010.
8. PN-EN 308: „Wymienniki ciepła. Procedury badawcze wyznaczania wydajności urządzeń do odzyskiwania ciepła w układzie powietrze-powietrze i powietrze-gazy spalinowe”. (wrzesień 2001).
9. Recknagel, H.; Schramek, E.R.: „Kompendium wiedzy. Ogrzewnictwo, klimatyzacja, ciepła woda, chłodnictwo”. Omni Scala 2008.
10. Schnotale, J.; Müller, J.; Skrzyniowska, D.; Sikorska-Bączek, R.; „Instalacje i urządzenia do uzdatniania powietrza”, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2011.
11. Staniszewski, D.; Targański, W.; „Odzysk ciepła w instalacjach chłodniczych i klimatyzacyjnych”, MASTA 2007
12. Wiśniewski S., „Wymiana ciepła”, PWN Warszawa 1979.

Autorzy:

dr inż. Andrzej ZBROWSKI - Instytut Technologii Eksploatacji - PIB w Radomiu;

dr inż. Stanisław KOZIOL - Instytut Technologii Eksploatacji - PIB w Radomiu;

dr inż. Marek PRYMON – Politechnika Krakowska – IICiOP;

dr inż. Kazimierz WOJTAS - Politechnika Krakowska – IICiOP.