

Odzysk ciepła i wilgoci w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym w warunkach kondensacji – wyniki badań in situ

Heat and moisture recovery in a non-hygroscopic rotary heat exchanger under condensing conditions – in situ research results

MARIA KOSTKA, ZUZANNA KOŁODKO

DOI 10.36119/15.2025.4.4

W pracy zawarto opis procesów zachodzących podczas odzysku ciepła jawnego i całkowitego w wymiennikach stosowanych w systemach wentylacyjnych. Przykładowe przemiany powietrza zachodzące w urządzeniach przedstawiono na wykresach i-x Molliera. Opisano mechanizm transferu wilgoci w higroskopijnych i niehigroskopijnych wymiennikach obrotowych. Zaprezentowano wyniki pomiarów przeprowadzonych w warunkach kondensacji, w centrali wentylacyjnej wyposażonej w obrotowy niehigroskopijny wymiennik obrotowy, pracującej w użytkowanym budynku jednorodzinny. Wykazano odzysk wilgoci o sprawności średniej 32% oraz sprawność temperaturową 75%. Dokonano analizy wpływu parametrów powietrza wewnętrznego i zewnętrznego na sprawność odzysku ciepła, jednak przeprowadzone pomiary nie pozwoliły na uwidocznienie wszystkich zależności wykazywanych w literaturze.

Słowa kluczowe: wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła, rekuperacja, obrotowy wymiennik ciepła, odzysk wilgoci

The study includes a description of the processes occurring during the recovery of sensible and total heat in heat exchangers used in ventilation systems. Example air transformations are presented on the Mollier diagram. The mechanism of moisture transfer in both hygroscopic and non-hygroscopic rotary heat exchangers is also included. The results of measurements conducted in condensation conditions in a ventilation unit equipped with a rotary non-hygroscopic rotary heat exchanger, operating in a single-family building in use, were presented. Moisture recovery with an average efficiency of 32% and temperature efficiency of 75% were demonstrated. The influence of indoor and outdoor air parameters on heat recovery efficiency was analysed, but the measurements performed did not allow for the identification of all the relationships shown in the literature.

Keywords: MVHR, residential ventilation, rotary heat exchanger, moisture recovery

Wprowadzenie

Postępujący rozwój gospodarczy przyczynia się do podnoszenia standardu życia oraz wzrostu oczekiwań względem komfortu cieplnego oraz standardu wyposażenia budynków. Sumarycznie, sektor budowlany w krajach Unii Europejskiej odpowiedzialny jest za 36% emisji gazów cieplarnianych do atmosfery oraz 40% zużycia energii końcowej, co czyni go sektorem o największym zużyciu energii oraz jednym z głównych emiterów dwutlenku węgla [1]. Zgodnie z inicjatywą Europejskiego Zielonego Ładu do 2050 roku Unia Europejska ma za zadanie osiągnąć neutralność klimatyczną poprzez transformację gospodarczą i energetycz-

ną [2]. Zmniejszenie zużycia energii końcowej w sektorze budowlanym odgrywa więc kluczową rolę w osiągnięciu ambitnych celów klimatycznych UE.

Obecnie, około 75% zasobów budynków Unii Europejskiej jest niewydajnych energetycznie, co oznacza, że znaczna część zużywanej energii jest bezpowrotnie tracona [3]. Dominującą część całkowitego zużycia energii końcowej w budynkach stanowi ogrzewanie przestrzeni użytkowych, dlatego też szczególnie na w tym obszarze skupiono się podczas poszukiwania oszczędności [3].

Zgodnie z normą dotyczącą cieplnych właściwości użytkowych budynków PN-EN ISO 13789 straty ciepła następują poprzez przenikanie przez przegrody

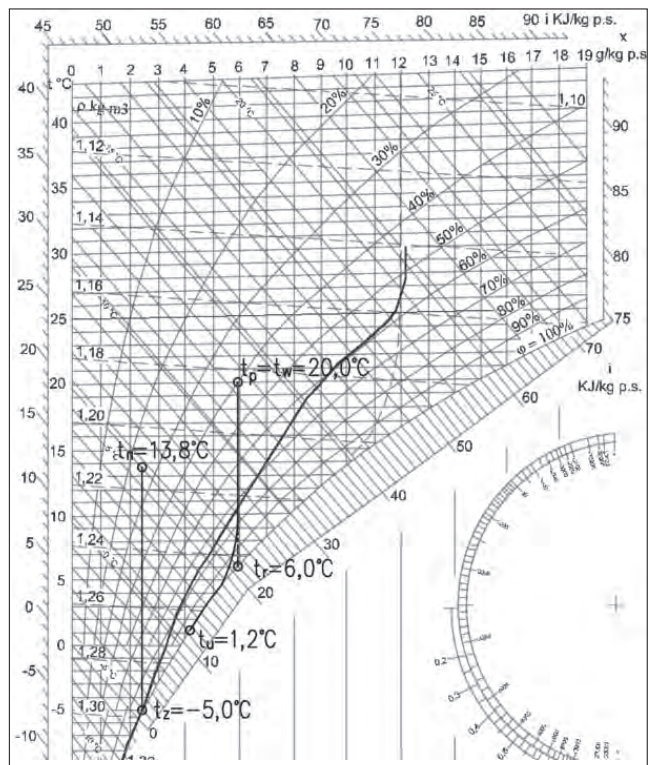
konstrukcyjne oraz wentylację budynku [4]. Zmniejszenie strat energii przez przegrody osiągnąć można dzięki stosowaniu materiałów konstrukcyjnych o niskim współczynniku przewodzenia ciepła i odpowiedniej grubości przegrody. W ostatnich latach realizowane jest to poprzez masową termomodernizację istniejących budynków oraz przez zastrzanie wymagań dotyczących izolacyjności termicznej dla obiektów nowopowstałych. W celu ograniczenia strat ciepła przez wentylację stosuje się głównie mechaniczne systemy z odzyskiem ciepła, które w ostatnich latach w Polsce zyskały na popularności również w obszarze budownictwa mieszkaniowego, gdzie funkcjonują pod nazwą „rekuperacja”. Systemy te zapewniają

dr inż. Maria Kostka <https://orcid.org/0000-0002-3511-744X>, mgr inż. Zuzanna Kołodko <https://orcid.org/0009-0008-8127-9336> – Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wroclawska, Wrocław.
Adres do korespondencji/Corresponding author: zuzanna.kolodko@pwr.edu.pl

wysoki komfort użytkownika budynków, gwarantując wyższą (w stosunku do wentylacji naturalnej) jakość powietrza i lepszą kontrolę warunków środowiska wewnętrznego, a także ograniczając wentylacyjne straty ciepła, umożliwiając odzysk energii z powietrza usuwanego z budynku. Dzięki temu zwiększa się efektywność energetyczna obiektu, zmniejsza się jego oddziaływanie na środowisko, ale także obniżają się koszty utrzymania.

Ograniczenie strat ciepła wynikających z wymiany powietrza, związane jest z przekazywaniem energii z powietrza wywiewanego z pomieszczeń do powietrza wprowadzanego z zewnątrz do budynku, co w obiektach mieszkaniowych odbywa się przede wszystkim w wymiennikach płytowych i obrotowych. W powszechnej świadomości proces ten prowadzi do podniesienia temperatury powietrza nawiewanego w okresie zimowym (odzysk ciepła jawnego), tymczasem może zachodzić tu również tzw. odzysk wilgoci. W Polsce w okresie zimowym zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym jest stosunkowo niewielka (Rys. 1). Podczas procesu ogrzewania powietrza zewnętrznego (w nagrzewnicach lub wymiennikach z odzyskiem ciepła jawnego) i wprowadzenia go do pomieszczeń bez dodatkowego nawilżania, zawartość wilgoci w powietrzu nie zmienia się. Skutkuje to obniżeniem wilgotności względnej powietrza wewnętrznego, które w temperaturze pokojowej jest w stanie zaabsorbować wyższą zawartość wilgoci. W konsekwencji, w pomieszczeniach w okresie zimowym występować może niska wilgotność względna, wykraczająca poza warunki komfortu [5], [6]. Przykład przemian zachodzących w wymienniku płytowym podczas odzysku ciepła jawnego przedstawiono na rysunku 2. Problem ten dotyczy wyłącznie okresu zimowego, gdyż, jak widać na rysunku 1, zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym w innych okresach roku wzrasta, co z kolei może stać się

Rys. 2
Przykład przemian zachodzących w wymienniku płytowym w warunkach wykroplenia wilgoci z powietrza usuwanego, dla założonej sprawności temperaturowej wymiennika $\eta_t = 75\%$



przyczyną konieczności jego osuszania celem utrzymania warunków komfortu.

Odzysk ciepła i wilgoci w systemach wentylacyjnych

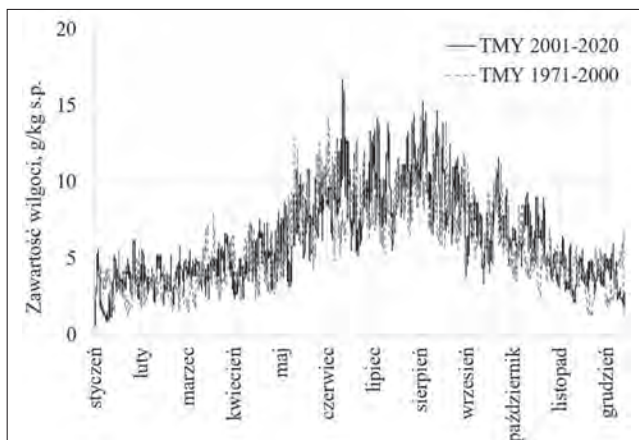
Rodzaje wymienników do odzysku ciepła

Odzysk energii w niewielkich systemach wentylacji mieszkaniowej realizowany jest przede wszystkim w wymiennikach płytowych (krzyżowych i przeciwnaflowych) oraz obrotowych, zwanych rotorami [9]. W zależności od konstrukcji, obydwa rodzaje urządzeń mogą być dedykowane wyłącznie do odzysku ciepła jawnego (zmiana temperatury powietrza przy stałej zawartości wilgoci) lub jednocześnie do odzysku wilgoci (zmiana temperatury z jednoczesną zmianą zawartości wilgoci podczas przemiany powietrza). Wymienniki płytowe wykonane

z aluminium, stali lub prostego tworzywa sztucznego realizują wyłącznie wymianę ciepła jawnego, natomiast zastąpienie tych materiałów paroprzepuszczalnymi membranami umożliwia odzysk ciepła całkowitego, a taki wymiennik przyjęto nazywać entalpicznym. W klasycznych wymiennikach obrotowych proces odzysku wilgoci może następować na skutek odparowania kondensatu powstającego na stalowej/aluminiowej ścianie wymiennika, a urządzenie takie nazywamy niehigroskopijnym. Drugą możliwością jest pochłanianie i odparowanie wilgoci zachodzące w powłoce, którą pokrywana jest dodatkowo powierzchnia rotora, a wymiennik taki nosi nazwę higroskopijnego.

Sprawność odzysku wilgoci jest zależna od konstrukcji wymiennika, przy czym najniższe wartości osiągnięte są w wymienniku obrotowym niehigroskopijnym. W literaturze ograniczone są jednak informacje o jego dokładnych możliwościach. Zaletą wymiennika obrotowego jest jego większa tolerancja na mróz [10], co prowadzi do ograniczenia konieczności stosowania wstępnej podgrzewania powietrza w nagrzewnicach elektrycznych i zmniejszenia zużycia energii na potrzeby pracy centrali wentylacyjnej. Wadą tej konstrukcji jest natomiast większe ryzyko mieszania się strumieni powietrza świeżego i usuwanego, spowodowane nieszczelnościami oraz przenoszeniem powietrza w skutek obrotu rotora.

Wymienniki płytowe i obrotowe wykonane z membran i wykorzystujące materiały



Rys. 1
Zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym we Wrocławiu według typowych lat meteorologicznych (TMY), lata 1770-2000 [7] oraz 2001-2020 [8]

higroskopijskie umożliwiają odzysk wilgoci w ciągu całego roku [11], natomiast aby doszło do odzysku ciepła całkowitego w rotorze niehigroskopijskim, musi wystąpić zjawisko kondensacji.

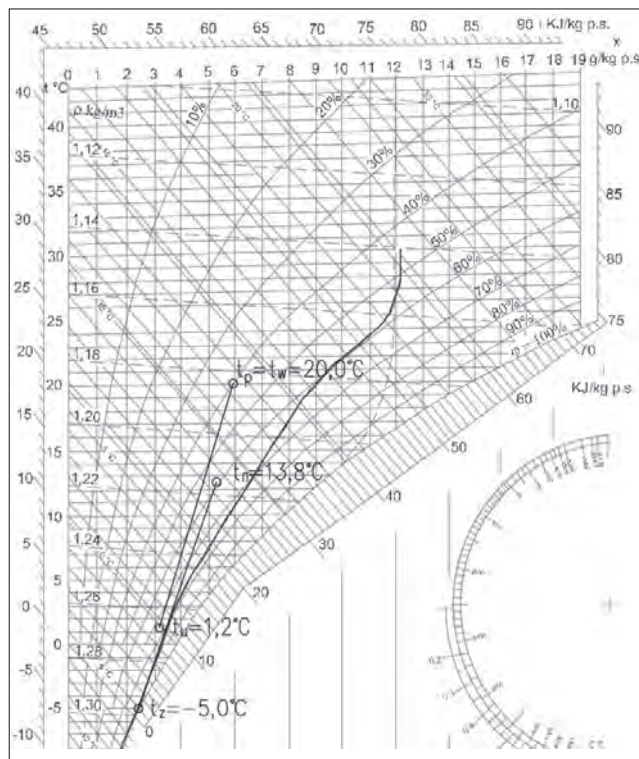
Co istotne, w okresie zimowym proces odzysku ciepła jawnego jest niemal pewny, gdyż w polskich warunkach klimatycznych budynki są ogrzewane, a co za tym idzie nieustannie dostarczana jest do nich energia cieplna, która może być następnie odzyskiwana z powietrza usuwanego. Odmienne wygląda sytuacja związana z odzyskiem wilgoci, gdyż nieodzownym warunkiem jego wystąpienia jest w ogóle obecność wilgoci w powietrzu wywiewanym. Jeśli wewnątrz budynku nie ma emisji wilgoci (np. obecność ludzi, gotowanie, pranie itd.) i system powietrzny nie posiada dodatkowo urządzeń nawilżających, nie ma również energii którą można by odzyskać. Dodatkowo, co istotne w przypadku wymienników obrotowych niehigroskopijskich, wyższa zawartość wilgoci w powietrzu w budynku wydłuża czas w którym w możliwa jest kondensacja, co zostało wyjaśnione w dalszej części artykułu.

Wspomnieć należy także, że wymienniki płytowe i obrotowe wykorzystywane są również w dużych systemach wentylacyjnych, gdzie z powodzeniem uzdatniają znacznie większe objętości powietrza [12]. W rozwiązaniach tych urządzenia wykonywane są jednak głównie z aluminium, przez co możliwości odzysku wilgoci są ograniczone.

Transfer wilgoci w wymiennikach higroskopijskich

Higroskopijskość w wymiennikach obrotowych można uzyskać dzięki zastosowaniu specjalnych powłok lub materiałów akumulacyjnych, którymi pokrywana jest powierzchnia wymiany energii. W ofertach producentów wyszczególnić można dodatkową grupę wymienników z odzyskiem wilgoci – wymienniki sorpcyjne, będące zaawansowaną wersją wymienników higroskopijskich, umożliwiające odzysk nawet 90% wilgoci z powietrza wywiewanego. Zastosowanie higroskopijskich wymienników obrotowych, w tym wymienników sorpcyjnych, pozwala na lepsze kształtowanie mikroklimatu pomieszczeń pod względem warunków cieplno-wilgotnościowych. Częściowy odzysk wilgoci w systemie wentylacyjnym może zmniejszyć liczbę godzin występowania parametrów wykraczających poza zakres komfortu cieplnego człowieka, bez konieczności stosowania dodatkowych urządzeń do nawilżania lub osuszania powietrza. Przykładowe przemiany po-

Rys. 3
Przykład przemian zachodzących w higroskopijskim wymienniku obrotowym w warunkach wykroplenia wilgoci w powietrza usuwanego, przy założonej sprawności temperaturowej wymiennika $\eta_t = 75\%$ oraz sprawności odzysku wilgoci $\eta_x = 80\%$



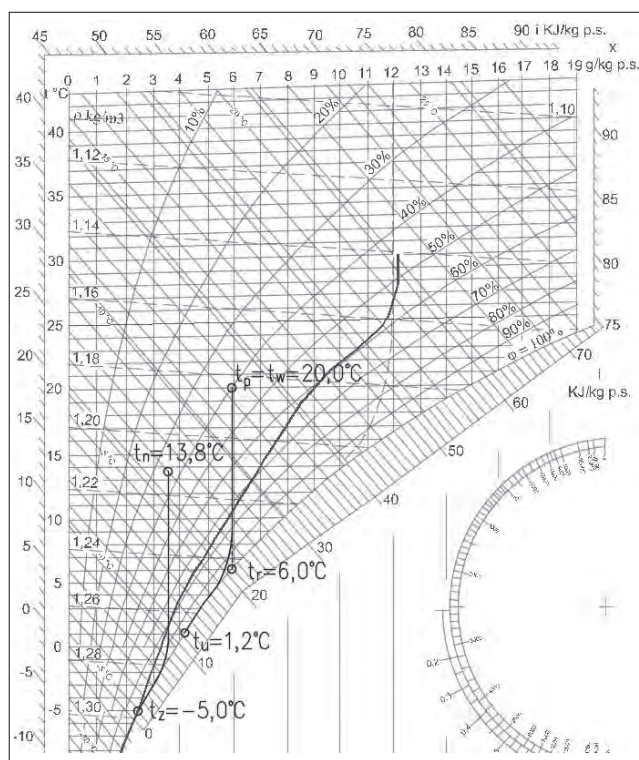
wietrza w wymienniku higroskopijskim przedstawiono na rysunku Rys. 3.

Transfer wilgoci w wymiennikach niehigroskopijskich

Wymienniki niehigroskopijskie dedykowane są przede wszystkim do wysoko-sprawnego odzysku ciepła jawnego i nie posiadają dodatkowych powłok, stosowanych w celu uzyskania całorocznego, wysokowydajnego odzysku wilgoci. W rze-

czywistości również tutaj zachodzi ten proces, jednak jest obserwowany w mniejszej skali i jedynie przez część roku. W niehigroskopijskim wymienniku obrotowym transfer wilgoci wystąpi jedynie w warunkach, kiedy powietrze usuwane z pomieszczeń zostanie schłodzone poniżej temperatury punktu rosy. W temperaturze tej rozpoczyna się bowiem proces kondensacji, tj. wykroplenia wilgoci zawartej w powietrzu usuwanym. Wykroplona wilgoc

Rys. 4
Przykład przemian zachodzących w niehigroskopijskim wymienniku obrotowym w warunkach wykroplenia wilgoci w powietrza usuwanego, przy założonej sprawności temperaturowej wymiennika $\eta_t = 75\%$ oraz sprawności odzysku wilgoci $\eta_x = 35\%$



(kondensat), tworzy na powierzchni wymiennika ciekłą warstwę wody. Warstwa ta pozostaje na powierzchni lameli i wraz z obrotem wymiennika trafia do sekcji powietrza nawiewanego gdzie ulega ogrzaniu, a następnie odparowaniu. Oznacza to, że w wymiennikach niehigroskopijnych zjawisko odzysku wilgoci, warunkowane jest uzyskaniem odpowiednich warunków zewnętrznych i wewnętrznych, prowadzących do osiągnięcia temperatury punktu rosy w sekcji powietrza usuwanego. Przykład przemian zachodzących w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym w warunkach wykroplenia wilgoci przedstawiono na Rys. 4.

Parametry układu i metodyka pomiarów

Budynek badawczy

Budynek w którym wykonano pomiary jest domem jednorodzinny o powierzchni użytkowej ok. 140 m², posiadającym system wentylacji mechanicznej wyposażony w niehigroskopijny obrotowy wymiennik ciepła. Budynek zamieszkiwany jest przez trzy osoby, z czego co najmniej jedna jest niemal cały czas obecna w domu, co jest istotne w kontekście pojawiających się wewnętrznych zysków wilgoci.

W okresie objętym pomiarami wydajność systemu mechanicznego wynosiła ok. 180 m³/h. Strumień powietrza nawiewanego i wywiewanego określono na podstawie pomiarów prędkości powietrza we wszystkich kanałach dochodzących do urządzenia oraz na czerpni i wyrzutni (Tab. 1), jednak, ze względu na warunki rzeczywiste, uzyskanie dokładnych wyników było utrudnione – brak odcinków prostych wymaganych dla uzyskania stabilnego przepływu powietrza. Osiągnięto zbliżone wyniki obliczeń objętości strumie-

nia powietrza nawiewanego i wywiewanego, z tendencją do niewielkiego nadciśnienia w budynku (różnica w objętościach powietrza poniżej 10%).

Pomiary

W celu określenia sprawności odzysku wilgoci w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym wykonano pomiary temperatury i wilgotności względnej w czterech punktach pomiarowych, czujniki umieszczono w kanałach powietrznych w centrali wentylacyjnej. Przybliżoną lokalizację czujników przedstawiono schematycznie na Rys. 6. Pomiary prowadzono w dniach 26 – 28 grudnia 2024, 10 – 14 stycznia 2025 oraz 19 – 26 lutego 2025, Interwał pomiarów wynosił 5 minut.

W tabeli 1 przedstawiono parametry wykorzystywanych czujników pomiarowych.

Ze względu na obserwowane, istotnych w kontekście przyszłych obliczeń, rozbieżności pomiędzy rejestrowanymi parametrami wilgotności względnej, przed przystąpieniem do pomiarów zasadniczych dokonano ręcznej kalibracji czujników pomiarowych. W tym celu rejestratory umieszczano kolejno w otoczeniu o różnej temperaturze i wilgotności względnej (Rys. 7). Wykazano, że czujniki

pomiarowe nie wymagają kalibracji pod względem wskazań temperatury, a obserwowane rozbieżności mieszczą się w przedziale dokładności deklarowanej przez producenta. W przypadku wilgotności względnej dokonano ręcznej kalibracji wyników. W jej efekcie, w porównaniu do średniej arytmetycznej wilgotności względnej, 99% wskazań z czujników mieści się w przedziale dokładności odczytanym z karty katalogowej rejestratora.

Obliczenia

Na podstawie wykonanych pomiarów określono sprawność temperaturową wymiennika (1). W celu określenia sprawności odzysku wilgoci (7) niezbędne było obliczenie zawartości wilgoci w poszczególnych punktach pomiarowych oraz wykluczenie warunków, w których nie ma szansy za zaistnienie kondensacji. W tym celu wykorzystano zależności przedstawione równaniami 2 – 6.

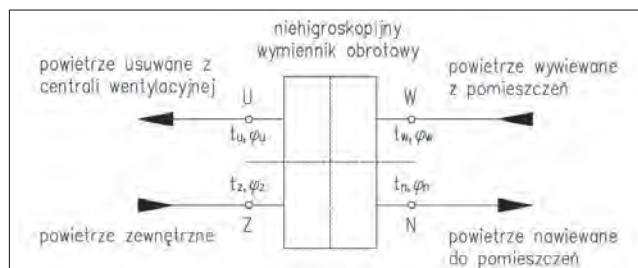
Sprawność temperaturowa wymiennika:

$$\eta_t = \frac{t_n - t_z}{t_w - t_z} \cdot 100, \% \quad (1)$$

gdzie:

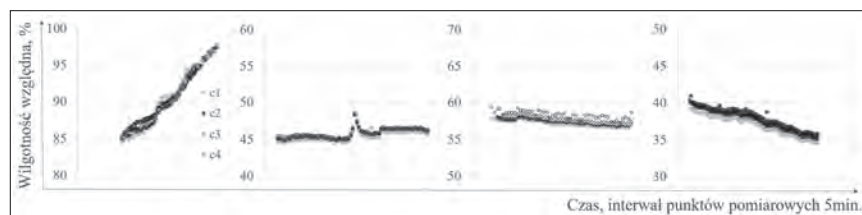
t_n – temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczeń, °C

Rys. 6
Schemat opomiarowania wymiennika w centrali wentylacyjnej, oznaczenia: t_z, φ_z – czujnik temperatury i wilgotności w danej sekcji układu



Tab. 1 Parametry urządzeń pomiarowych wykorzystanych w badaniu

Parametr	Rejestrator wilgotności i temperatury Testo 174 H	Miernik prędkości przepływu powietrza Testo 0635.1049	Miernik prędkości przepływu powietrza Airflow LCA301
Zakres pomiarowy	Temperatura: (-20) do 70°C RH: 0 do 100%	Prędkość: 0 do 10 m/s	Prędkość: 0,25 do 30 m/s
Dokładność	Temperatura: ±0,5°C w zakresie (-20) do 70°C RH: ±3,0% w zakresie od 2 do 98% w +25°C; ±0,03% RH/K ± 1 cyfra/y	Prędkość: ± (0,03 m/s + 5 % wartości mierzonej)	Prędkość: ± 1 % wartości odczytanej ± 0,02 m/s
Rozdzielczość	Temperatura: 0,1°C RH: 0,1 %	Prędkość: 0,1 m/s	Prędkość: 0,01 m/s
Interwał pomiarów	5 min	Pomiar 10 sekund, średnia dla każdego z 10 punktów pomiarowych w kanale	Wartość średnia z 15 sekund pomiarów



Rys. 7
Kalibracja czujników pomiarowych – wyniki po kalibracji



Rys. 5
Badana centrala wentylacyjna

t_z – temperatura powietrza zewnętrznego, °C
 t_w – temperatura powietrza wywiewanego z pomieszczeń, °C

Ciśnienie cząstkowe pary wodnej w stanie nasycenia [13]:

$$p_s = \begin{cases} \frac{\exp\left(34.494 - \frac{4924.99}{t + 237.1}\right)}{(t + 105)^{1.57}}, & t > 0^\circ\text{C} \quad (2) \\ \frac{\exp\left(43.494 - \frac{6545.8}{t + 278}\right)}{(t + 868)^2}, & t \leq 0^\circ\text{C} \quad (3) \end{cases}$$

gdzie:

t – temperatura powietrza w danym punkcie pomiarowym, °C

Ciśnienie cząstkowe pary wodnej w warunkach pomiarowych:

$$p_c = p_s \cdot \frac{RH}{100}, Pa \quad (4)$$

gdzie:

RH – wilgotność względna, %

Zawartość wilgoci w powietrzu:

$$x = 0.622 \cdot \frac{p_c}{b - p_c}, \frac{g}{kg} \text{ p.s.} \quad (5)$$

gdzie:

b – ciśnienie barometryczne, Pa (brak danych pomiarowych, założono wartość 1000hPa)

Temperatura punktu rosy powietrza wywiewanego [14]:

$$t_r = 14.62 \cdot \left(\frac{p_c}{600.245}\right), ^\circ\text{C} \quad (6)$$

gdzie:

p_c – ciśnienie cząstkowe pary wodnej w powietrzu wywiewanym z pomieszczeń, Pa

Sprawność odzysku wilgoci:

$$\eta_x = \frac{x_n - x_z}{x_w - x_z} \cdot 100, \% \quad (7)$$

gdzie:

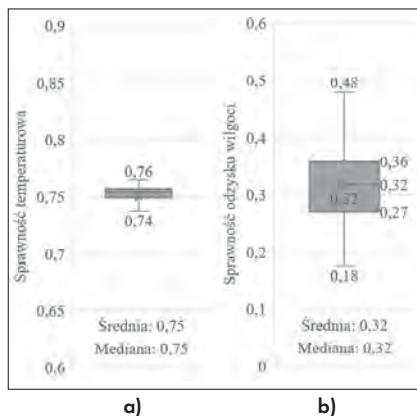
x_n – zawartość wilgoci w powietrzu nawiewanym do pomieszczeń, g/kg p.s.

x_z – zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym, g/kg p.s.

x_w – zawartość wilgoci w powietrzu wywiewanym z pomieszczeń, g/kg p.s.

Analiza danych i dyskusja

W wyniku przeprowadzonych badań wykazano odzysk ciepła i wilgoci w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym. Rys. 8. przedstawia rozkład obliczonych wartości. Średnia sprawność temperaturowa wymiennika wyniosła w okresie pomia-



Rys. 8 Rozkład wyników obliczeń sprawności temperaturowej (a) oraz sprawności odzysku wilgoci (b) w okresie pomiarowym

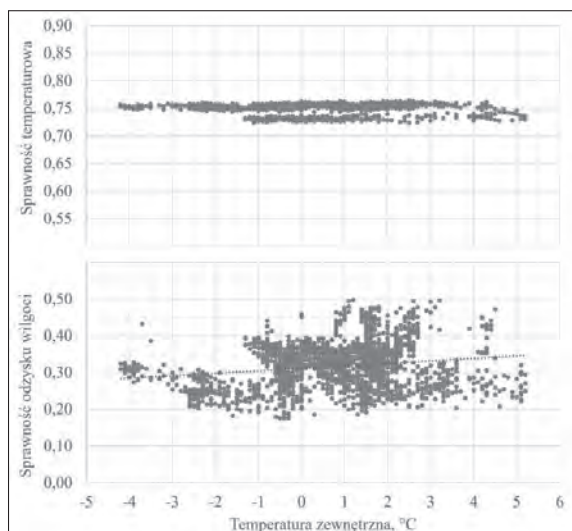
arów $\eta_t = 75\%$, przy czym odnotowany przedział sprawności temperaturowej jest bardzo wąski i zawiera się w granicach 74 – 76% (a). Wyniki obliczeń sprawności odzysku wilgoci dały mniej stabilne rezultaty, zawierające się w przedziale 18 – 48%, przy czym połowa wyników znajduje się w przedziale 27 – 36%. Zarówno mediana jak i wartość średnia wynoszą $\eta_x = 32\%$.

W badanych okresach czasowych wartość temperatury wewnętrznej utrzymywała się w przedziale od 19,6°C do 21,1°C, maksymalna amplituda temperatury wyniosła więc $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$. Przy danej amplitudzie nie odnotowano wpływu zmiany temperatury wewnętrznej na sprawność odzysku ciepła jawnego oraz odzysku wilgoci w wymienniku. Wpływ pozostałych parametrów powietrza wewnętrznego i zewnętrznego na sprawność całkowitą wymiennika poddano dalszej analizie i dyskusji.

Na wykresie (Rys. 9) przedstawiono sprawność temperaturową oraz sprawność odzysku wilgoci w zależności od temperatury zewnętrznej. W okresie pomiarowym, w którym wystąpiły warunki do wykrole-

nia wilgoci w wymienniku obrotowym, zarejestrowana została temperatura zewnętrzna od $-4,4^\circ\text{C}$ do $5,2^\circ\text{C}$. Sprawność temperaturowa utrzymywała się w wąskim zakresie, nie wykazano wpływu temperatury zewnętrznej na osiągane wyniki. Podczas trwania badań dominowały temperatura powietrza zewnętrznego z zakresu $(-1^\circ\text{C}) - 3^\circ\text{C}$, jej udział wyniósł 82% wskazań czujnika. Zgodnie z literaturą [15], w warunkach wystąpienia kondensacji pary wodnej sprawność odzysku wilgoci wzrasta wraz ze spadkiem temperatury zewnętrznej. Sprawność ta osiąga jednak pewną wartość maksymalną i wraz z dalszym spadkiem temperatury zewnętrznej następuje jej stabilizacja. Dzieje się tak ponieważ powietrze zewnętrzne przed wejściem do centrali wentylacyjnej osiąga zawartość wilgoci bliską punktowi saturacji (nasycenia) i ma ograniczoną zdolność dalszego pochłaniania wilgoci. W zakresie temperatury zarejestrowanej podczas badań nie osiągnięto stabilizacji sprawności odzysku wilgoci w wymienniku, nie wykazano również istotnego wzrostu sprawności odzysku wilgoci wraz ze wzrostem temperatury (Rys. 9). Oznaczona na wykresie tendencja wzrostowa nie znajduje potwierdzenia w literaturze i jest prawdopodobnie spowodowana stosunkowo niewielką liczbą pomiarów w granicznych wartościach temperatury. Maksymalna sprawność odzysku wilgoci dla analizowanego aluminiowego wymiennika obrotowego prawdopodobnie nie została osiągnięta, a jej uzyskanie warunkowane jest występowaniem temperatury powietrza zewnętrznego niższej niż $-4,4^\circ\text{C}$. Wpływ na uzyskane wyniki może mieć również prawdopodobnie nieco mniejsza objętość strumienia powietrza wywiewanego niż nawiewanego, co w warunkach zimowych obniża wyniki zarówno sprawności temperaturowej jak i odzysku wilgoci.

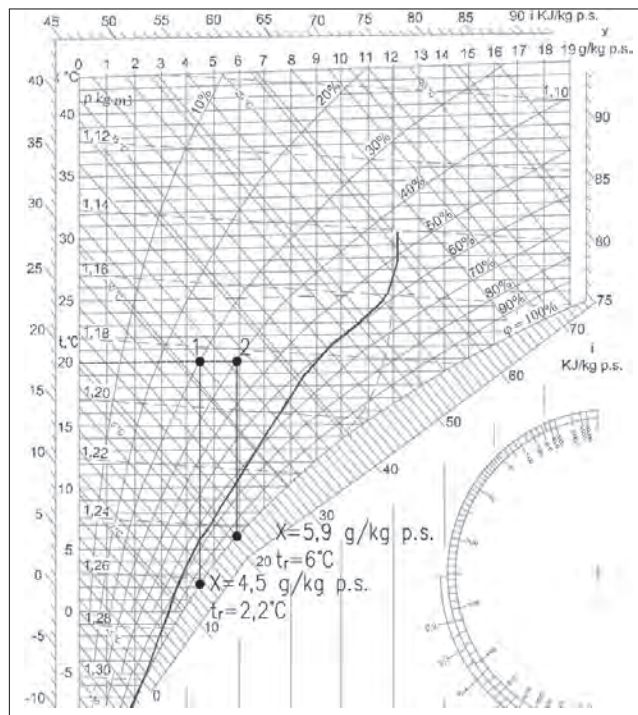
Rys. 9 Sprawność temperaturowa oraz sprawność odzysku wilgoci w zależności od temperatury zewnętrznej



Sprawność odzysku wilgoci w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym zależna jest od zawartości wilgoci w powietrzu usuwanym z pomieszczeń, a tym samym od wilgotności względnej tego powietrza. Zależność tę, wraz z zależnością sprawności temperaturowej od zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym, przedstawiono na poniższych wykresach (Rys. 10, 11).

Wraz ze wzrostem zawartości wilgoci oraz wilgotności względnej powietrza wywiewanego odnotowano wzrost sprawności odzysku wilgoci. Związane jest to bezpośrednio z zależnością wiążącą te parametry z temperaturą punktu rosy. Przykładową zależność przedstawiono na wykresie i-x Moliera (Rys. 12). Dla punktu 1, znajdującego się na przecięciu linii temperatury wewnętrznej 20°C i krzywej wilgotności względnej równej 30%, temperatura punktu rosy wynosi $t_r = 2,2^{\circ}\text{C}$ przy zawartości wilgoci równej $x = 4,5 \text{ g/kg p.s.}$ W przypadku wyższej wilgotności względnej np. 40% (punkt 2), przy tej samej temperaturze wewnętrznej temperatura punktu rosy wynosi $t_r = 6,0^{\circ}\text{C}$. Wraz ze wzrostem zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym z pomieszczeń, wzrasta zatem tempe-

Rys. 12
Przykład wyznaczania punktu rosy dla temperatury wewnętrznej 20°C i wilgotności względnej (1) 30% oraz (2) 40%

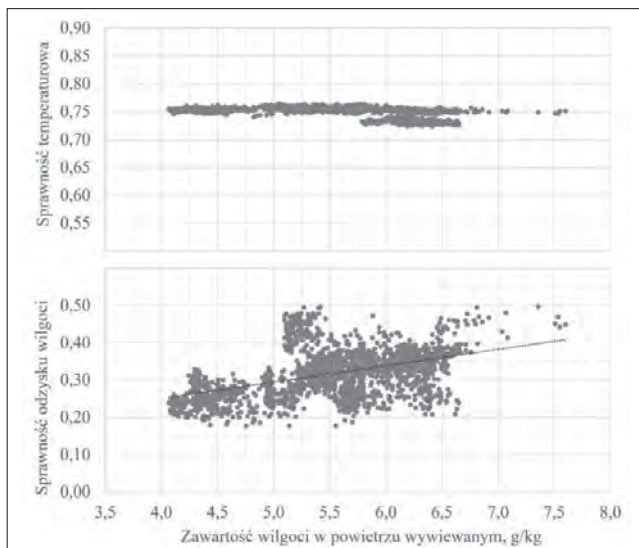


ratura punktu rosy, a to z kolei wpływa na zwiększenie obszaru wymiennika, w którym może zająć zjawisko kondensacji pary wodnej. Wraz ze wzrostem powierzchni

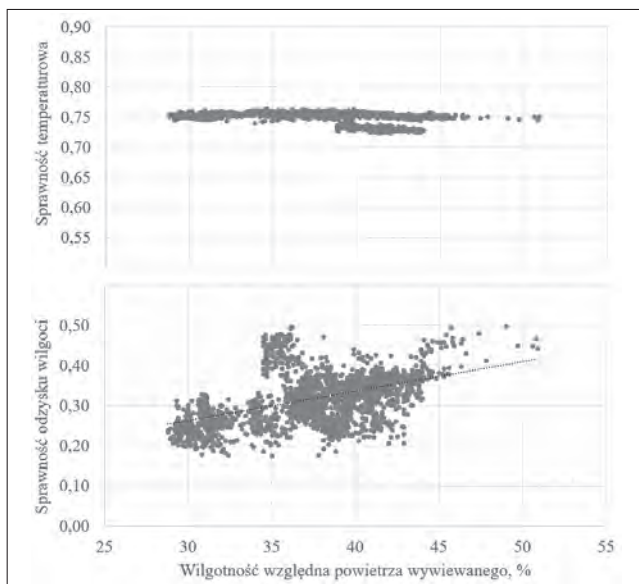
na której wykrapla się kondensat, może więc wzrastać sprawność odzysku wilgoci (z wykluczeniem pewnych warunków opisanych poniżej). Uzyskana sprawność temperaturowa zawierała się w wąskim zakresie wartości, jej zależność od zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym nie została wykazana.

Według [15], [16] w wymiennikach obrotowych może wystąpić nadmiar zgromadzonego kondensatu na powierzchni lamel wymiennika. Nadmiar wody wystąpi zarówno w wymiennikach higroskopijnych, jak i niehigroskopijnych, w warunkach w których powietrze zewnętrzne nie będzie w stanie pochłonąć całości wilgoci pochodzącej z powietrza usuwanego. Jednym z powodów wystąpienia tego zjawiska może być wysoka wilgotność względna powietrza zewnętrznego, zbliżona do punktu nasycenia. Drugą przyczyną może być bardzo wysoka zawartość wilgoci w powietrzu usuwanym z pomieszczeń, warunkowana występowaniem w obiekcie dużych/ponadnormalnych zysków wilgoci. Zjawisko to nie zostało odnotowane podczas prowadzenia badań, może mieć ono jednak wpływ na ograniczenie sprawności odzysku wilgoci przy wysokiej zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym (Rys. 10). W warunkach nasycenia powietrza zewnętrznego, w temperaturze poniżej 0°C , nadmiar kondensatu uformuje na powierzchni wymiennika warstwę lodu. Zagadnienie przemarzania niehigroskopijnego wymiennika obrotowego zostało opisane szerzej w innych publikacjach np. [17].

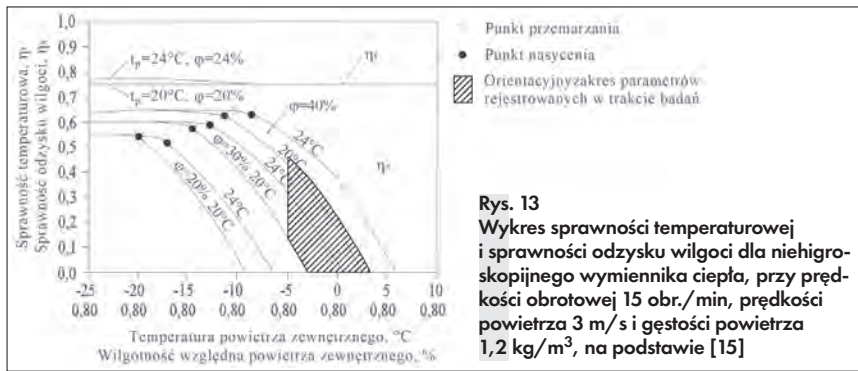
Uzyskaną sprawność temperaturową oraz sprawność odzysku wilgoci skonfrontowano z wynikami opisywanymi w literaturze. Według R. B. Holmberga [15]



Rys. 10
Sprawność temperaturowa oraz sprawność odzysku wilgoci w zależności od zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym



Rys. 11
Sprawność temperaturowa oraz sprawność odzysku wilgoci w zależności od wilgotności względnej powietrza wywiewanego



Rys. 13
Wykres sprawności temperaturowej i sprawności odzysku wilgoci dla niehigroskopijnego wymiennika ciepła, przy prędkości obrotowej 15 obr./min, prędkości powietrza 3 m/s i gęstości powietrza 1,2 kg/m³, na podstawie [15]

wpływ parametrów powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego, tj. temperatury oraz wilgotności względnej przedstawić można graficznie za pomocą wykresu (Rys. 13). Na wykresie zaznaczono obszar występowania parametrów powietrza podczas prowadzenia badań. Za linie ograniczające przyjęto krzywe zbliżone do rejestrowanych w czasie pomiarów parametrów powietrza wewnętrznego ($t = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 30\%$) oraz ($t = 21^\circ\text{C}$, $\phi = 40\%$). Uzyskany obszar możliwych do osiągnięcia wartości sprawności odzysku wilgoci pokrywa się z wartościami obliczonymi na podstawie przeprowadzonych pomiarów. Obliczona sprawność temperaturowa wymiennika obrotowego również osiąga wartość przedstawioną na wykresie. Zaznaczony obszar w dobrym stopniu ukazuje więc sprawności uzyskane w wymienniku w warunkach pomiarowych. W celu poznania dokładnych granic pola sprawności odzysku wilgoci niezbędne jest przeprowadzenie dokładniejszych i obszerniejszych badań w zakresie niskich wartości temperatury zewnętrznej.

Wnioski

W artykule omówiono zjawisko odzysku energii w wentylacyjnych wymiennikach do odzysku ciepła jawnego i całkowitego oraz przedstawiono wyniki pomiarów niehigroskopijnego wymiennika obrotowego pracującego w warunkach kondensacji. Na podstawie analizy danych pomiarowych i dostępnej literatury sformułowano następujące wnioski:

1. Uzyskanie odzysku wilgoci w niehigroskopijnych wymiennikach obrotowych warunkowane jest występowaniem parametrów powietrza zewnętrznego i wywiewanego (t , RH) sprzyjających zjawisku kondensacji, czyli umożliwiających osiągnięcie temperatury punktu rosy (t_r) w obszarze wylotowym wymiennika.
2. Wg informacji literaturowych [15] sprawność odzysku wilgoci zależna jest od temperatury i zawartości wilgoci w powietrzu zewnętrznym, czego nie udało się w pełni zaobserwować w trakcie badań. Zgodnie z literaturą

sprawność odzysku wilgoci wzrasta wraz ze spadkiem temperatury zewnętrznej. Osiąga również pewne maksimum, zależne od parametrów powietrza wewnętrznego.

3. Na podstawie pomiarów potwierdzono wzrost sprawności odzysku wilgoci wraz ze wzrostem zawartości wilgoci i wilgotności względnej powietrza wywiewanego w badanym zakresie.
4. W trakcie badań sprawność odzysku wilgoci wynosiła od 18% do 48%, osiągając wartość średnią $\eta_x = 32\%$. Uzyskane wyniki znajdują potwierdzenie w literaturze (Rys. 13).
5. W trakcie badań sprawność temperaturowa wymiennika utrzymywała stałą wartość około $\eta_t = 75\%$ niezależnie od temperatury zewnętrznej oraz zawartości wilgoci i wilgotności względnej powietrza wywiewanego.
6. Badania przeprowadzono w warunkach rzeczywistych, w istniejącej instalacji, gdzie utrudnione było uzyskanie informacji o rzeczywistych objętościach strumienia powietrza przepływającego przez wymiennik. Na zaprezentowane wyniki wpływać mogą spodziewane, jednak nieokreślone, nieszczelności wymiennika obrotowego oraz niezbilansowane objętości strumienia powietrza nawiewanego i wywiewanego. Porównanie wyników uzyskanych w trakcie badań oraz danych literaturowych pozwalają jednak przypuszczać, że te nieprecyzyjne dane nie wpłynęły drastycznie na osiągi wymiennika.
7. Częściowy odzysk wilgoci w niehigroskopijnych wymiennikach obrotowych, wynikający ze zjawiska kondensacji, może ograniczać liczbę godzin dyskomfortu termicznego, spowodowanego niską wilgotnością względną w pomieszczeniach w okresie zimowym.
8. W celu poznania dokładnych zależności wiążących parametry powietrza wewnętrznego i zewnętrznego oraz sprawność temperaturową i odzysku wilgoci, niezbędne jest przeprowadzenie dalszych badań w szerszym zakresie parametrów powietrza w układzie.

LITERATURA

- [1] European Commission – Department: Energy, “Energy efficiency in buildings,” 2020.
- [2] European Commission, “The European Green Deal.” Accessed: Feb. 18, 2025. [Online]. Available: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en
- [3] Eurostat, “Energy consumption in households.” Accessed: Feb. 18, 2025. [Online]. Available: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_consumption_in_households
- [4] Polska Norma PN-EN ISO 13789:2017-10 Ciepłe właściwości użytkowe budynków – Współczynniki przenoszenia ciepła przez przenikanie i wentylację – Metoda obliczania.
- [5] M. Baborska-Narozny, M. Koska, “Seasonal Air Quality in Bedrooms with Natural, Mechanical or Hybrid Ventilation Systems and Varied Window Opening Behavior-Field Measurement Results”, *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 24, Dec. 2022, doi: 10.3390/en15249328.
- [6] D. Kwiecień, A. Zając, “Warunki wilgotnościowe w pomieszczeniach z klimatyzacją opartą na osuszaniu kondensacyjnym – uwarunkowania i ograniczenia. Humidity conditions in rooms with air conditioning based on condensation dehumidification”, *Instal 10/2024*, s. 22-29, doi: 10.36119/15.2024.10.4.
- [7] Ministerstwo Inwestycji i Rozwoju, “Dane do obliczeń energetycznych budynków.” Accessed: Mar. 09, 2025. [Online]. Available: <https://www.gov.pl/web/archiwum-inwestycje-rozwoj/dane-do-obliczen-energetycznych-budynkow>
- [8] P. Narowski, “Fizyka Budowli, TLM 2000 Project.” Accessed: Mar. 09, 2025. [Online]. Available: <http://fizyka-budowli.pl/>
- [9] H. Y. Bai, P. Liu, M. Justo Alonso, H. M. Mathisen, “A review of heat recovery technologies and their frost control for residential building ventilation in cold climate regions”, Jul. 01, 2022, Elsevier Ltd. doi: 10.1016/j.rser.2022.112417.
- [10] A. Mardiana-Idayu, S. B. Riffat, “Review on heat recovery technologies for building applications”, Feb. 2012. doi: 10.1016/j.rser.2011.09.026.
- [11] 1205079221 Y. Men, X. Liu, T. Zhang, “Experimental and numerical analysis on heat and moisture recovery performance of enthalpy wheel with condensation”, 1205079221 *Energy Convers Manag* 1205079221
- [12] M. Jakubiak, M. Porowski, “Sterowanie energooszczędne systemami HVAC z recyrkulacją i odzyskiem ciepła w pomieszczeniach czystych. Energy-optimized control of HVAC systems with recirculation and heat recovery in cleanrooms”, *Instal 7-8/2021*, s. 20-24, doi: 10.36119/15.2021.7-8.3.
- [13] J. Huang, “A simple accurate formula for calculating saturation vapor pressure of water and ice”, *J Appl Meteorol Climatol*, vol. 57, no. 6, pp. 1265–1272, Jun. 2018, doi: 10.1175/JAMC-D-17-0334.1.
- [14] A. Pelech, *Wentylacja i klimatyzacja – podstawy*. 1205079246 Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2008.
- [15] R. B. Holmberg, “Prediction of Condensation and Frosting Limits in Rotary Wheels for Heat Recovery in Buildings. ASHRAE Transaction 95:64-69”, 1989.
- [16] K. M. Smith, S. Svendsen, “The effect of a rotary heat exchanger in room-based ventilation on indoor humidity in existing apartments in temperate climates”, *Energy Build*, vol. 116, pp. 349–361, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.12.025.
- [17] P. Kanaś, A. Jedlikowski, S. Anisimov, “Frost accumulation in the non-hygroscopic rotary heat exchanger for heat recovery”, *Int J Heat Mass Transf*, vol. 228, p. 125608, Aug. 2024, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransf.2024.125608.