

Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Politechniki Wrocławskiej

Modelowanie dystrybucji powietrza w płytowych wymiennikach ciepła o wysokiej sprawności stosowanych w systemach klimatyzacyjnych

Rozprawa doktorska

mgr inż. Anna Pacak

Promotor: prof. dr hab. inż. Maciej Chorowski

Słowa kluczowe:

wymienniki pośrednie wyparne punktu rosy
otwarte systemy sorpcyjne
chłodnictwo

Praca zrealizowana ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektów:

- LIDER X „*Wysokoefektywna jednostka wentylacyjno - klimatyzacyjna*”

nr U/0180/666/2019;

- LIDER XII „*Niskoenergetyczny dwustopniowy system klimatyzacyjny wykorzystujący
strefowe wymienniki wyparne*”

nr LIDER/29/0151/L-12/20/NCBR/2021.

Wrocław, 2023

PODZIĘKOWANIA

W tej części pracy pragnę podziękować przede wszystkim mojemu Promotorowi prof. Maciejowi Chorowskiemu, który przyjął mnie pod swoje skrzydła, uwierzył we mnie i skutecznie zmotywował do napisania pracy, uświadamiając mi, że jestem na to w pełni gotowa.

Dziękuję moim kolegom i współpracownikom z PWr: Demisowi, Błażejowi i Korneliuszowi za pomoc podczas realizacji zakresu pracy oraz dzielenie swoją wiedzą - bez Was ta praca nie miałaby swojej obecnej formy.

Dziękuję Ani J. i prof. Ryszardowi Szeteli - daliście mi zrozumienie, że każda realizacja pracy doktorskiej jest inną drogą, często składającą się z zakrętów i postojów.

Pragnę podziękować moim najbliższym: Jarkowi - za wytrwałe wsparcie, wiarę we mnie i cierpliwość do mnie. Tacie - za zaszczepienie ciekawości i determinacji do zrozumienia sedna zagadnień.

Dziękuję również wszystkim ważnym dla mnie Osobom będącym ze mną podczas pisania pracy oraz dając mi powody do skończenia tego etapu w moim życiu.

DODATKOWE WSPARCIE TECHNICZNE

- Praca ta została wykonana dzięki uprzejmości Działu Techniczno-Handlowego firmy Klingenburg z siedzibą w Świdnicy;

- Część obliczeń wykonano z wykorzystaniem zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant nr 547.

SPIS TREŚCI

PODZIĘKOWANIA	2
LISTA SKRÓTÓW I SYMBOLI WYKORZYSTANYCH W PRACY	5
STRESZCZENIE	7
ABSTRACT	8
I CZĘŚĆ TEORETYCZNA	9
1. Wprowadzenie.....	9
1.1 Funkcje systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych	11
1.2 Podział urządzeń wytwarzających chłód.....	12
1.3 Określanie efektywności systemów chłodniczych.....	13
2. Agregaty sprężarkowe zasilane energią elektryczną.....	14
2.1 Efektywność agregatów wody lodowej.....	15
2.2 Efektywność klimatyzatorów typu split.....	15
2.3 Efektywność systemów VRF	16
2.4 Regulacje dotyczące agregatów sprężarkowych	16
3. Sorpcyjne systemy chłodnicze zasilane energią cieplną	17
3.1 Zamknięte systemy sorpcyjne	17
3.1.1 Zasada działania agregatów absorpcyjnych	17
3.1.2 Zasada działania agregatów adsorpcyjnych	18
3.2 Otwarte systemy sorpcyjne	19
4. Idea chłodzenia wyparnego	22
4.1.1 Efektywność wymienników wyparnych punktu rosy	26
4.1.2 Zastosowanie indywidualne wymienników wyparnych punktu rosy.....	27
5. Podwyższenie efektywności otwartych systemów sorpcyjnych	30
5.1 Wtórne chłodzenie powietrza w otwartym systemie sorpcyjnym.....	30
5.2 Wstępne chłodzenie powietrza w otwartym systemie sorpcyjnym.....	31
6. Zasady projektowania wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy	33
6.1 Określenie geometrii wymiennika	33
6.2 Wpływ geometrii na efektywność wymiennika	35
6.3 Wpływ geometrii na stratę ciśnienia w wymienniku	37
7. Metody analizy pracy wymienników pośrednich wyparnych.....	39
8. Podsumowanie i wnioski z części teoretycznej.....	41
II CEL, TEZA I ZAKRES PRACY	43
III BADANIA WSTĘPNE	46
9. Stanowisko eksperymentalne	46
9.1 Metody pomiarowe	50
9.2 Warunki prowadzenia pomiarów i analizowane warianty	52
9.3 Wyniki pomiarów	53
9.4 Obliczenia efektywności otwartego systemu sorpcyjnego.....	57
9.5 Podsumowanie i wnioski z badań wstępnych	60

IV METODY WYZNACZANIA STRAT CIŚNIENIA	61
10. Uzasadnienie charakterystyki przepływu powietrza	61
11. Certyfikowane dane empiryczne	65
12. Obliczanie strat ciśnienia w oparciu o współczynnik tarcia	66
13. Metoda numeryczna	68
13.1 Równania Naviera-Stokesa	69
13.2 Warunki brzegowe i siatka obliczeniowa.....	71
13.3 Weryfikacja obliczeń.....	72
13.4 Obliczenia współczynników efektywności wymiennika	76
14. Podsumowanie i wnioski z Etapu 2.....	80
V WYKORZYSTANIE METOD NUMERYCZNYCH	82
15. Analiza dystrybucji powietrza w proponowanym wymienniku.....	82
15.1 Geometria wymiennika	82
15.2 Warunki brzegowe, siatka obliczeniowa, dokładność obliczeń.....	84
15.3 Strata ciśnienia	86
15.4 Rozkład ciśnień oraz wektory prędkości.....	88
15.5 Analiza dystrybucji powietrza.....	91
15.6 Wymiana ciepła i masy	97
15.7 Podsumowanie i wnioski z Etapu 3.....	99
16. Numeryczna weryfikacja geometrii wymiennika	100
16.1 Geometria płyty wymiennika	100
16.2 Obliczenia współczynników efektywności	102
16.2.1 Weryfikacja dystrybucji powietrza i strat ciśnienia w wymienniku	103
16.2.2 Współczynniki efektywności	106
16.3 Porównanie analizowanych wymienników wyparnych	110
16.4 Koncepcja zabudowy wymiennika w centrali klimatyzacyjnej	111
16.5 Podsumowanie i wnioski z Etapu 4.....	112
17. Podsumowanie i wnioski końcowe	114
17.1 Podsumowanie	114
17.2 Wnioski końcowe	114
17.3 Uwagi końcowe, badania powiązane i kierunki dalszych badań	115
REFERENCJE	117
SPIS RYSUNKÓW	125
SPIS TABEL	126

LISTA SKRÓTÓW I SYMBOLI WYKORZYSTANYCH W PRACY

Skróty:

CFD - ang. Computational Fluid Dynamics (obliczeniowa mechanika płynów)
FVM - ang. Finite Volume Method (metoda objętości skończonej)
IEA - ang. International Energy Agency (Międzynarodowa Agencja Energii)
OSS - Otwarty System Sorpcyjny
PN - Powietrze Nawiewane
PO - Powietrze Osuszone
PR - Powietrze Regeneracyjne
PW - Powietrze Wywiewane
PU - Powietrze Usuwane
PZ - Powietrze Zewnętrzne
PZW - Powietrze za Wymiennikiem
SIMPLE - ang. Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (algorytm rozwiązywania równań powiązanych z ciśnieniem)
SPR - sprężarka
ZR - zawór rozprężny
VRF - system ze zmiennym strumieniem czynnika chłodniczego (ang. variable refrigerant flow)

Symbole greckie:

α - współczynnik wnikania ciepła, W/(m² K)
 α^* - wymiar charakterystyczny dla kanału wymiennika, -
 β - konwekcyjny współczynnik wymiany masy, -
 φ - wilgotność względna, %
 ρ - gęstość powietrza, kg/m³
 η - całkowitej sprawności wentylatora i silnika napędowego, -
 τ_y - naprężenie styczne, Pa
 λ - współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m² K)
 ν - to lepkość kinematyczna, m²/s
 μ - współczynnik lepkości dynamicznej, kg/(m s)

Symbole:

A - przekrój poprzeczny kanału, m²
 B - szerokość centrali, m
 b - szerokość kanału, mm
 c_p - ciepło właściwe powietrza, J/(kg K)
COP - współczynnik efektywności energetycznej (ang. Coefficient of Performance), -
 d - średnica kanału, m
 \vec{d} - współczynnik Darcy'ego, 1/m²
 D_h - średnica hydrauliczna, -
 F - powierzchnia wymiany ciepła, m²
 f - współczynnik tarcia Fanninga, -
 \vec{f} - współczynnik Forchheimer'a, 1/m
 F_x, F_y, F_z - składowe wektora siły zewnętrznej \vec{F} , N
 G - przepływ masowy odniesiony do wolnej powierzchni przepływu, kg/(s m²)
 \dot{G} - to lokalny strumień masowy powietrza, kg/s
 $g_c = 1$ - współczynnik proporcjonalności; -
 h - wysokość kanału, mm
 H - wysokość wymiennika, m
 i - entalpia powietrza, kJ/kg
 $K(\infty)$ - nadmierny bezwymiarowy spadek ciśnienia, -
 M_2 - strumień pary wodnej do powietrza pomocniczego w kanale mokrym, kg/s
 L - długość kanału, m
NTU - liczba jednostek wymiany ciepła dla wymiennika (ang. Number of Heat Transfer Units)
 O - obwód zwilżony kanału, m
 P - moc napędu wentylatora, kW
 p_n - ciśnienie nasycenia pary wodnej, Pa

p_b - ciśnienie barometryczne, Pa
 Δp - strata ciśnienia w wymienniku, Pa
 p - ciśnienie dynamiczne, Pa/(kg/m³)
 $R = \frac{h}{b}$ - współczynnik dla kanałów prostokątnych, -
 s - entropia, J/(K mol)
SFP - moc właściwa wentylatora (ang. Specific Fan Power), kW/(m³/s)
 sz - szerokość, m
 T - temperatura, K
 t - temperatura dot. modelu wymiany ciepła i masy oraz badań eksperymentalnych, °C
 t - czas dot. rozwiązania numerycznego CFD, s
 \dot{Q} - moc chłodnicza, kW
 Q - ciepło, J
 W - praca, J
 w - mierzona prędkość strumienia powietrza, m/s
 V - strumień powietrza, m³/s
 \dot{V} - elementarny strumień powietrza, m³/s
 \vec{v} - lokalny wektor prędkości, m/s
 x - zawartość wilgoci (wilgotność bezwzględna), g/(kg p.s.) lub wartość mierzona
 \bar{X} - koordynata bezwymiarowa w kierunku X - dot. modelu wymiany ciepła i masy, -
 x, y, z - koordynaty dot. rozwiązań numerycznych
 u, v, w - składowe wektora prędkości dot. rozwiązania numerycznego CFD odpowiednio w kierunku x, y, z , m/s
 \bar{Y} - koordynata bezwymiarowa w kierunku Y - dot. modelu wymiany ciepła i masy

Liczby podobieństwa:

Nu - liczba Nusselta
 Re - liczba Reynoldsa
 Le - liczba Lewisa

Subskrypty:

1 - odniesione do powietrza głównego
2 - odniesione do powietrza pomocniczego
I - odniesione do pierwszego wariantu pracy systemu
II - odniesione do drugiego wariantu pracy systemu
' - odniesienie do warstwy nasyconej nad ścianką wymiennika
 d - dolne źródło
 J - odniesione do ciepła jawnego
 o - otoczenie
 max - odniesione do wartości maksymalnej
 nom - odniesione do wartości nominalnej
 pr - punkt rosy
 S - odniesione do ścianki wymiennika
 \bar{s}_r - odniesione do wartości średniej
 tm - termometr mokry
 U - odniesione do ciepła utajonego
 $wlot$ - odniesione do parametrów na wlocie do kanału
 $wylot$ - odniesione do parametrów na wylocie z kanału

STRESZCZENIE

Na rynku komercyjnym dominują systemy klimatyzacyjne bazujące na agregatach sprężarkowych zasilane energią elektryczną, których efektywność dąży do termodynamicznych limitów. Zauważono potrzebę opracowania nowych alternatywnych rozwiązań wytwarzania chłodu. Sprężarki termiczne charakteryzują się stosunkowo niskimi współczynnikami efektywności oraz dużymi gabarytami, co utrudnia ich zastosowanie w klimatyzacji. Obiecującą technologią są otwarte systemy sorpcyjne (OSS) bazujące parowaniu wody do powietrza i jej usuwaniu z powietrza, które są zasilane energią cieplną oraz mogą być potencjalnie stosowane w centralach klimatyzacyjnych, pod warunkiem dostosowania ich gabarytów i osiągnięcia wysokich współczynników efektywności w porównaniu do innych systemów zasilanych energią cieplną. Podwyższenie osiąganych współczynników efektywności COP (Coefficient of Performance) jest możliwe poprzez wykorzystanie wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy. Celem pracy jest analiza dystrybucji powietrza w wymiennikach pośrednich wyparnych punktu rosy oraz opracowanie urządzenia o gabarytach i kształcie umożliwiającym podwyższenie efektywności OSS oraz zlokalizowanie go w standardowej sekcji centrali klimatyzacyjnej. Cel pracy zrealizowano w oparciu o opracowany plan badawczy bazujący na szczegółowej analizie trzech różnych struktur wymienników pośrednich wyparnych, które potencjalnie mogą być wykorzystane do podwyższenia efektywności OSS.

Pierwsza, struktura wymiennika w zabudowie umożliwiającej realizację idei chłodzenia wyparnego punktu rosy, została wykorzystana do eksperymentalnej weryfikacji podwyższenia efektywności osuszania powietrza w OSS. Bazując na uzupełniających obliczeniach numerycznych wykazano, że zastosowanie wymiennika ma korzystny wpływ na podwyższenie współczynnika COP systemu oraz obniżenie wymaganego zakresu temperatur regeneracji sorbentu co zwiększa potencjał na komercjalizację systemu. Na podstawie ww. struktury zaproponowano i zweryfikowano metodę analizy strat ciśnienia i dystrybucji powietrza w wymienniku bazującą na obliczeniowej mechanice płynów (CFD).

Druga proponowana struktura wymiennika została przeanalizowana numerycznie w oparciu o metody CFD uzupełnione o obliczenia numeryczne wymiany ciepła i masy w wymienniku. Strukturę wykorzystano do wykazania wpływu równomierności dystrybucji powietrza w urządzeniu, na wybrane współczynniki efektywności. Cechą charakterystyczną proponowanej struktury jest możliwość zabudowy w sekcji centrali oraz względnie prosta konstrukcja pod kątem wykonania wymiennika i doprowadzenia wody do kanałów mokrych.

Trzecia proponowana struktura wymiennika została przeanalizowana z wykorzystaniem zaprezentowanych w pracy metod analizy efektywności oraz dystrybucji powietrza w wymiennikach wyparnych. Struktura bazuje na materiałach umożliwiających maksymalne wykorzystanie przestrzeni w sekcji centrali, a jej kształt i osiągnięte współczynniki efektywności świadczą o jej potencjale do zastosowania jako element podwyższający efektywność otwartego systemu sorpcyjnego.

ABSTRACT

The commercial market is dominated by air conditioning systems based on vapor compression systems powered by electricity. Their efficiency tends to thermodynamic limits. The need to develop new alternative cooling solutions was noticed because thermal compressors are characterized by relatively low coefficients of efficiency and large dimensions, which makes it difficult to use them in air conditioning. Promising technology are open sorption systems (OSS) based on the evaporation of water into the air and its removal from the air, which are powered by thermal energy and can potentially be used in air-conditioning units. To enable that their dimensions are adjusted, and high efficiency factors are achieved compared to other systems powered by thermal energy. Increasing the system efficiency COP (Coefficient of Performance) is possible using dew point evaporative coolers.

The aim of the work is to analyze the distribution of air in dew point indirect evaporative coolers and to develop a device with dimensions and shape that allows increasing the efficiency of the OSS while locating it in the standard section of the air-conditioning unit. The aim of the work was carried out based on the developed research plan based on a detailed analysis of three different structures of evaporative coolers, which can potentially be used to increase the efficiency of OSS.

The first commercial structure of the built-in exchanger enabling the implementation of the idea of dew point evaporative cooling was used for experimental verification of the increase the OSS efficiency. Based on numerical calculations, it was shown that the use of the exchanger has a beneficial effect on increasing the COP of the system and lowering the required temperature range of sorbent regeneration, which increases the potential for commercialization of the system. Based on the above structure, a method of analyzing pressure losses and air distribution in the exchanger based on computational fluid dynamics (CFD) was also proposed and verified.

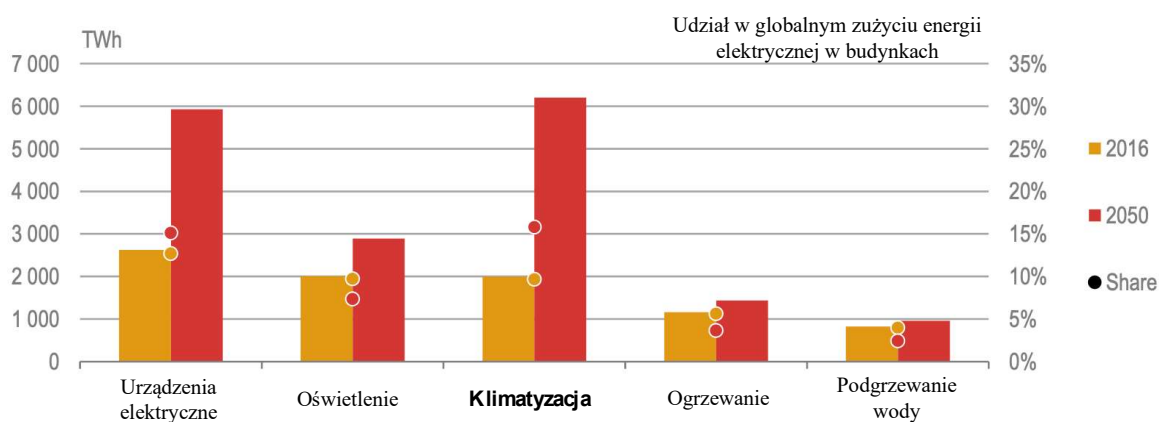
The second structure of the exchanger was analyzed numerically based on CFD methods supplemented with numerical calculations of heat and mass transfer in the exchanger. The proposed structure was used to demonstrate the influence of uniformity of air distribution in the device on selected efficiency factors. A characteristic feature of the proposed structure is the possibility of installation in the air handling unit section and a relatively simple construction in terms of the exchanger and water supply to the wet channels.

The third proposed structure of the exchanger was developed using the methods of efficiency analysis and air distribution in evaporative coolers presented in the study. The structure is based on materials that enable the maximum use of space in the air handling unit section, and its shape and efficiency coefficients prove its potential to be used as an element increasing the efficiency of an open sorption system.

I CZĘŚĆ TEORETYCZNA

1. Wprowadzenie

W ciągu ostatnich pięćdziesięciu lat obserwuje się wzrost średnich temperatur powietrza zewnętrznego ma to wpływ na sektor energetyczny, gdyż sezon chłodniczy się wydłuża, a sezon grzewczy skraca [1]. Jednocześnie wraz ze wzrostem liczby ludności i rozwojem gospodarczym przeciętny standard życia człowieka polepsza się. Świadczy o tym fakt, że zapewnienie komfortu cieplnego w pomieszczeniach budynków jest normą w większości krajów na świecie [2]. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji, które stały się standardem w obiektach komercyjnych i mieszkalnych [2].



Rysunek 1. Zmiana zużycia energii elektrycznej w zależności od urządzeń końcowych wg scenariusza podstawowego sporządzonego przez Międzynarodową Agencję Energii [3]

Zużycie energii elektrycznej na cele chłodnicze nieustannie rośnie od roku 1990, a od 2010 roku liczba klimatyzatorów wzrosła trzykrotnie [2]. W przypadku braku istotnych zmian w rozwoju technologii klimatyzacyjnych, zgodnie z przewidywaniami scenariuszy i analiz przeprowadzonych przez Międzynarodową Agencję Energii (ang. International Energy Agency (IEA)) zużycie energii elektrycznej na potrzeby chłodzenia budynków w roku 2050 będzie około trzy razy wyższe niż w roku 2016 [2]. Warto podkreślić, że w porównaniu do pozostałych urządzeń wykorzystujących energię elektryczną w budynkach, wzrost ten jest najwyższy w przypadku urządzeń klimatyzacyjnych (Rysunek 1) [3].

Jednym ze sposobów na ograniczenie zużycia energii elektrycznej przez systemy klimatyzacyjne w budynkach jest stosowanie zacienienia ścian zewnętrznych, odpowiedniej orientacji słonecznej budynków lub projektów budowlanych i materiałów konstrukcyjnych, ograniczających ich nagrzewanie. Dawniej, budowano obiekty, które umożliwiały utrzymanie niskiej temperatury w okresie letnim poprzez wykorzystanie dużych kubatur. Przykładowo

w starych kościołach lub budynkach o grubych ścianach zewnętrznych temperatura w okresie letnim jest niższa od temperatury zewnętrznej.

Natomiast obecnie coraz więcej nowych budynków to obiekty przeszklone, które szybko się nagzewają. Dodatkowo w pomieszczeniach występują zyski ciepła i wilgoci, które wpływają na parametry powietrza wewnętrznego, a według przyjętych zaleceń w okresie ciepłym temperatura powietrza nie powinna przekraczać 25 °C, a wilgotność względna 60 % [4]. W związku z tym stosowanie systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych pozwalających na utrzymanie odpowiednich parametrów powietrza w pomieszczeniach jest w większości budynków wymagane.

Energia elektryczna zasilająca wszystkie budynki jest łatwa w przesyłaniu na duże odległości i trudna w magazynowaniu. W przeciwieństwie do energii cieplnej, która jest łatwa w magazynowaniu, ale jej przesyłanie na duże odległości, przekraczające kilkanaście kilometrów, nie jest uzasadnione ani technicznie, ani ekonomicznie. W Polsce kotły małej i średniej mocy działające na potrzeby produkcji ciepła w okresie zimowym przyczyniają się do zanieczyszczenia środowiska. Dlatego sektorem, który będzie podlegał w Polsce transformacji jest ciepłownictwo.

Ze względów termodynamicznych uzasadnione jest, aby ciepłownie były zastępowane elektrociepłowniami. Oznacza to, że kogeneracja będzie charakteryzować się coraz większym rozproszeniem oraz coraz mniejszymi mocami generatorów elektrycznych podłączonych do sieci na coraz niższych napięciach. Skróci się też dystans pomiędzy miejscem wytwarzania energii cieplnej, a jej odbiorcą. Pozwoli to na magazynowanie, a następnie wykorzystanie, energii cieplnej w bezpośrednim sąsiedztwie jednostki kogeneracyjnej. Rozproszenie kogeneracji i zbliżenie jednostek wytwórczych do odbiorców ciepła pozwala na zmianę paradygmatu działania kogeneracji. Mianowicie elektrociepłownia z dostawcy energii cieplnej z ubocznym produktem jakim jest energia elektryczna, zmienia się w równoczesnego gwaranta dostaw energii elektrycznej oraz cieplnej, przy czym obie formy energii powinny być dostarczane na żądanie. Jest to możliwe poprzez zamianę problemu średniookresowego magazynowania energii elektrycznej, na problem rozwiązany jakim jest magazynowanie energii cieplnej.

W okresie zimowym energia cieplna może zostać wykorzystana bezpośrednio na cele ciepłownicze z kolei w okresie letnim nie jest możliwe, aby została ona zużyta na wytworzenie ciepłej wody w stopniu umożliwiającym jednostkom kogeneracyjnym pełnienie roli regulacyjnej w systemie elektroenergetycznym bez utraty sprawności

wynikającej z konieczności rozproszenia ciepła w otoczeniu. Jest to szczególnie istotne przy wzrastającym udziale źródeł odnawialnych w systemie elektroenergetycznym, charakteryzujących się niestabilnością i wymagających instalacji współpracujących z nimi źródeł stabilnych o porównywalnej dynamice.

Ponieważ źródła kogeneracyjne gazowe charakteryzują się dynamiką zbliżoną do elektrowni wiatrowych i fotowoltaicznych i mogą być wykorzystywane jako regulacyjne w okresach poza grzewczych, istnieje zapotrzebowanie na technologie, które umożliwią wykorzystanie ciepła sieciowego o temperaturze wynoszącej około 65 °C w okresie letnim. Technologie te mogą obejmować sektor chłodzenia budynków realizując funkcje systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.

1.1 Funkcje systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych

Podstawową funkcją systemów *wentylacyjnych* jest doprowadzenie do pomieszczeń niezbędnej ilości powietrza świeżego w okresie całorocznym. W tym celu do pomieszczenia doprowadzane jest powietrze *nawiewane* o odpowiednio wyższej lub niższej temperaturze oraz usuwane jest powietrze *wywiewane*. W strumieniu powietrza nawiewanego należy zapewnić minimalny udział powietrza zewnętrznego ze względu na wymagania higieniczne [5].

W obiektach komercyjnych najbardziej rozpowszechnione są centralne systemy *wentylacyjne* rozprowadzające powietrze, obsługujące jedno lub wiele pomieszczeń [4]. Odpowiednie parametry powietrza osiąga się poprzez zmianę jego temperatury w wymiennikach ciepła, które są elementami centrali wentylacyjnej. Są to m. in. nagrzewnice, chłodnice czy wymienniki do odzysku ciepła. Praca tych systemów może być wspomagana dodatkowymi urządzeniami chłodniczymi lub grzewczymi usytuowanymi w pomieszczeniach w celu utrzymania wymaganych parametrów komfortu cieplnego bez względu na różnorodność obciążeń cieplnych w poszczególnych pomieszczeniach.

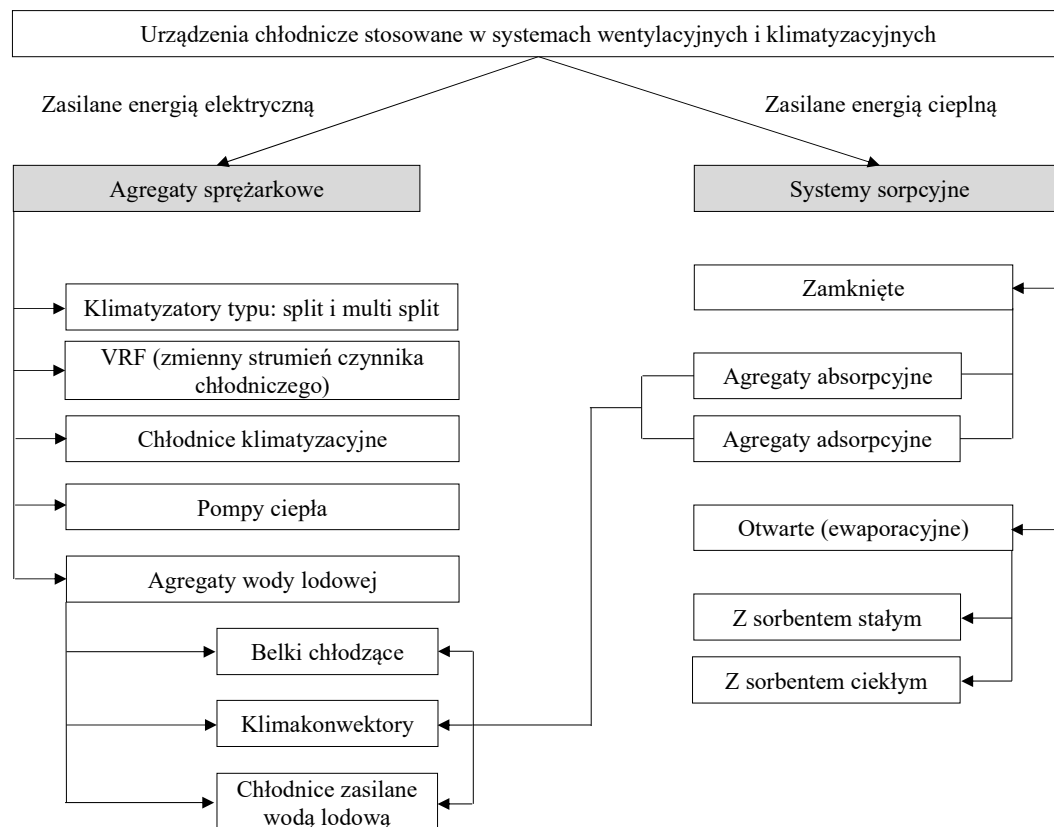
Systemy *klimatyzacyjne* różnią się od wentylacyjnych tym, że powietrze nawiewane jest poddane procesom chłodzenia, ale też nawilżania lub osuszania - w związku z tym w pomieszczeniu utrzymywana jest zarówno odpowiednia temperatura jak i wilgotność powietrza [4].

Do wytworzenia czynnika grzewczego zasilającego nagrzewnice w okresie zimnym wykorzystuje się ciepło technologiczne lub sieciowe. Przy czym w obecnie stosowanych systemach czynnik chłodniczy zasilający chłodnice, jest wytwarzany w agregatach sprężarkowych.

1.2 Podział urządzeń wytwarzających chłód

Na Rysunku 2 przedstawiono ogólny podział systemów chłodniczych, które są lub mogą być potencjalnie wykorzystane, w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Podziału dokonano w zależności od formy energii zasilającej system, ponieważ do wytworzenia energii chłodniczej można wykorzystać energię elektryczną lub alternatywnie energię ciepłą.

Powszechnie w systemach klimatyzacyjnych są wykorzystywane agregaty sprężarkowe. Możliwe jest do tego celu wykorzystanie systemów sorpcyjnych zasilanych energią ciepłą, ale wymaga to dalszego rozwoju tych technologii.



Rysunek 2. Podział systemów chłodzenia w klimatyzacji

Zasada działania agregatów sprężarkowych bazuje na cyklicznych przemianach termodynamicznych czynnika chłodniczego, wynikiem czego jest konwersja energii elektrycznej w chłód. Urządzenia klimatyzacyjne (Rysunek 2) takie jak klimatyzatory, systemy VRF, chłodnice w centralach są zasilane bezpośrednio mieszanką substancji (chlorofluorowęglowodory) nazywaną czynnikiem chłodniczym. Inne urządzenia takie jak belki chłodzące czy klimakonwektory są zasilane wodą lodową wytworzoną w agregacie wody lodowej.

W sorpcyjnych systemach zamkniętych cykl przemian termodynamicznych jest podtrzymywany poprzez czynnik grzewczy o odpowiednio wysokich parametrach,

który regeneruje sorbent przenoszący czynnik chłodniczy, który może również zasilać wybrane urządzenia klimatyzacyjne.

Systemy sorpcyjne otwarte umożliwiają obniżenie temperatury i zawartości wilgoci powietrza nawiewanego bez czynnika pośredniczącego jak w pozostałych przypadkach. Jest to realizowane poprzez przenoszenie pary wodnej z powietrza do sorbentu oraz parowanie wody do powietrza, czego wynikiem jest obniżenie parametrów powietrza nawiewanego do pomieszczenia. Proces jest zasilany energią cieplną do regeneracji sorbentu i wodą wykorzystaną do chłodzenia powietrza.

Realizując funkcje systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych nie można całkowicie zrezygnować z wykorzystania energii elektrycznej, ponieważ w koniecznie jest zasilenie wentylatorów tłoczących powietrze nawiewane i wywiewane, pomp czynnika chłodniczego czy innych urządzeń pomocniczych.

1.3 Określanie efektywności systemów chłodniczych

Porównanie urządzeń chłodniczych można przeprowadzić w oparciu o bezwymiarowy współczynnik COP (ang. Coefficient of Performance¹ [6]), który jest stosunkiem wytworzonej przez układ energii chłodniczej do wymaganej mocy urządzenia zasilającego system:

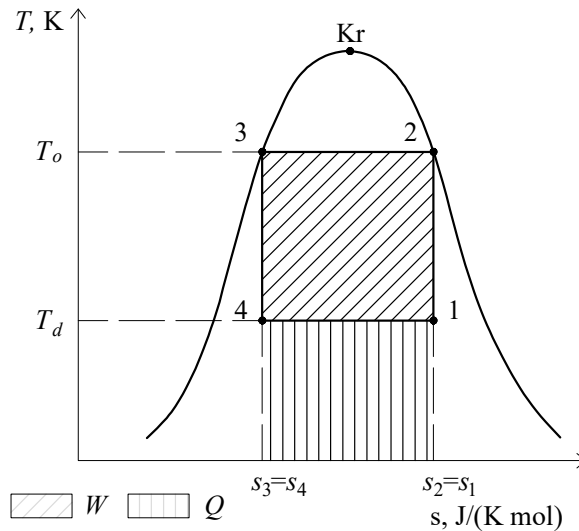
$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{P} \quad (1)$$

\dot{Q} - wytworzona moc chłodnicza, kW

P - wymagana moc urządzenia zasilającego układ, kW

Współczynnik COP zależy od warunków pracy urządzenia, zwłaszcza temperatury bezwzględnej i temperatury względnej między otoczeniem a pracującym układem. W przypadku agregatów sprężarkowych limit ich maksymalnej efektywności wynika z ograniczeń termodynamicznych, a określić ten limit można odnosząc się do efektywności obiegu Carnot'a.

¹ Na potrzeby niniejszej pracy przyjęto współczynnik COP jako uniwersalny wskaźnik efektywności chłodniczej urządzenia. W zależności od formy energii zasilającej system: energii elektrycznej oraz cieplnej. W nomenklaturze branżowej współczynnik COP odnoszony jest do wytworzonej mocy grzewczej przez urządzenie, a współczynnik EER (Energy Efficiency Ratio) do wytworzonej mocy chłodniczej.



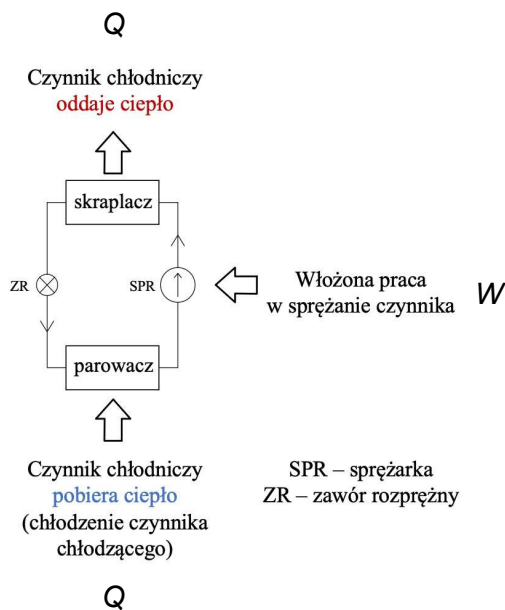
Rysunek 3. Wykres $T-s$ dla obiegu Carnot'a

Zakładając zastosowanie teoretycznego obiegu w klimatyzacji przy temperaturze górnego źródła ciepła (otoczenia) równej $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ oraz temperaturze dolnego źródła ciepła równej $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7], współczynnik $\text{COP} = 10$. Przemiany dla obiegu Carnot'a dla analizowanych temperatur przedstawiono na wykresie $T-s$ na Rysunku 3.

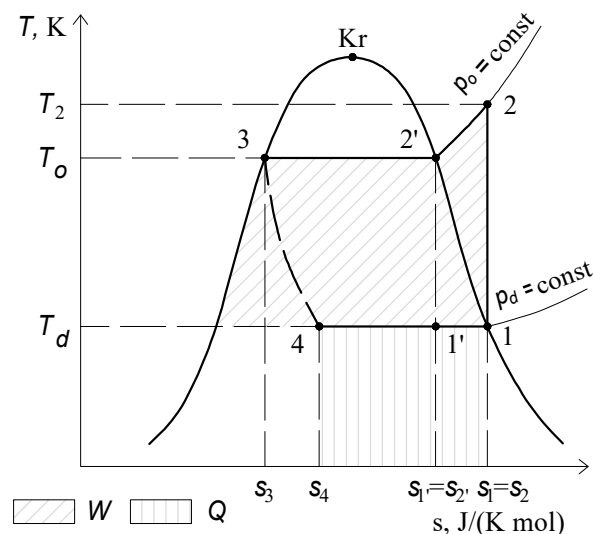
2. Agregaty sprężarkowe zasilane energią elektryczną

Praca agregatów sprężarkowych, opiera się na teoretycznym obiegu Lindego, który w związku z ograniczeniami termodynamicznymi nie może osiągnąć efektywności wyższej niż teoretyczny obieg Carnot'a.

(a)



(b)



Rysunek 4. Idealny Obieg Lindego. (a) Schemat chłodziarki Lindego (b) Wykres $T-s$

Czynnik chłodniczy krążący w układzie składającym się z dwóch wymienników ciepła z parowacza i skraplacza podlega cyklicznym przemianom termodynamicznym jak przedstawiono na Rysunku 4.

W celu doprowadzenia czynnika do odpowiednich parametrów skraplania i parowania, w układzie znajduje się sprężarka oraz zawór rozprężny. Przemiany termodynamiczne czynnika na wykresie $T-s$ przedstawiono na Rysunku 4 (b): czynnik jest sprężany za pomocą sprężarki (przemiana 1 - 2), skraplany w skraplaczu, gdzie czynnik oddaje ciepło do otoczenia (przemiana 2 - 3) następnie czynnik jest rozprężany (przemiana 3 - 4) oraz w parowaczu następuje parowanie czynnika pobierając ciepło od powietrza.

Wykorzystywane czynniki chłodnicze to freony (chlorofluorowęglowodory), których szkodliwość i ich kumulacja w atmosferze, ze względu na trwałość, została potwierdzona przez szereg niezależnych badań [8]. W związku z tym obserwuje się dążenie do wprowadzenia ekologicznych czynników chłodniczych oraz zwiększania szczelności istniejących instalacji [9]. Technologie sprężarkowe są stale rozwijane pod kątem zwiększania ich efektywności [10].

2.1 Efektywność agregatów wody lodowej

Obecnie najbardziej wydajne agregaty wody lodowej (dużej mocy) osiągają maksymalne wartości równe ponad 60 % sprawności obiegu Carnot'a ($COP = 6.4$) przy obciążeniu całkowitym [11]. Wartości współczynników efektywności COP różnią się od technologii urządzeń zastosowanych przez producenta, mocy chłodniczej agregatu i od sposobu odbioru ciepła ze skraplacza, co może być realizowane poprzez wykorzystanie powietrze lub wody. Agregaty charakteryzują się wysoką efektywnością pod obciążeniem częściowym oraz niższą przy obciążeniu całkowitym [8]. Z kolei najbardziej restrykcyjne wytyczne dotyczące efektywności są nakładane na przedsiębiorstwa wytwarzające agregaty wysokiej mocy na terenie Unii Europejskiej (wg wytycznych Ekoprojektu) [12]. Według Rysunku 2 woda lodowa może zasilać chłodnice lokalizowane w centralach klimatyzacyjnych czy urządzenia instalowane w pomieszczeniach takie jak belki chłodzące lub klimakonwektory (fan-coil). Zaletą tego typu rozwiązań jest brak dodatkowej instalacji freonowej w infrastrukturze budynku.

2.2 Efektywność klimatyzatorów typu split

Utrzymanie odpowiednich parametrów w pomieszczeniu w okresie letnim jest realizowane również przez systemy klimatyzacyjne z bezpośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego w urządzeniach typu *split* lub *multisplit*, które składają się z chłodzącej jednostki

wewnętrznej instalowanej w pomieszczeniu (parowacz w klimatyzatorze ściennym) oraz z jednostki zewnętrznej instalowanej na zewnątrz budynku (skraplacz).

Te urządzenia osiągają efektywność około 40 % sprawności obiegu Carnota ($COP = 4.1$ [13]). Urządzenia te są zwykle stosowane w budynkach mieszkalnych jako klimatyzatory indywidualne (klimatyzatory ścienne) niewspółpracujące z centralnym systemem wentylacyjno-klimatyzacyjnym lub jako urządzenia pomocnicze dla istniejącego systemu wentylacyjnego.

2.3 Efektywność systemów VRF

Systemy ze zmienną ilością czynnika chłodniczego (tzw. systemy VRF z ang. variable refrigerant flow) współpracują z instalacją wentylacji odpowiedzialnej za dostarczenie powietrza świeżego. Agregaty chłodnicze dedykowane dla systemów VRF osiągają efektywność na poziomie 44 % obiegu Carnota ($COP = 4.4$ [14]) i wytwarzają gazowy czynnik chłodniczy doprowadzany do wymienników *kasetonowych* instalowane w sufitach podwieszanych lub pod stropem pomieszczeń klimatyzowanych. Te systemy stosuje się do zasymilowania wysokich zysków (lub strat) ciepła w pomieszczeniach, kiedy system centralny nie jest wystarczający do pokrycia zysków ciepła w poszczególnych strefach klimatyzowanych.

2.4 Regulacje dotyczące agregatów sprężarkowych

Producenci urządzeń klimatyzacyjnych stale dążą do podwyższania ich efektywności energetycznej, co wynika z nakładanych coraz wyższych wymagań [2]. Jest to spowodowane głównie tym, że prawodawstwo unijne kładzie nacisk na konieczność zmniejszenia zużycia energii przez urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne. W ramach poprawki z Kigali do protokołu montrealskiego podejmowane są starania mające na celu promowanie wydajniejszych klimatyzatorów, które wykorzystują również chłodziwa o „niskim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego” [15]. Wykorzystywanie czynników chłodniczych bezpośrednim odparowaniem również jest regulowane prawnie. W 2017 roku wprowadzono normę PN-EN 378 dotyczącą bezpieczeństwa i ochrony środowiska instalacji ziębniczych i pomp ciepła. Wprowadzona została także Ustawa o F-gazach, nakładająca wyższe wymogi na czynniki chłodnicze używane w instalacjach chłodniczych [16]. Obostrzenia dotyczą m. in. kwestii zabezpieczeń oraz pojemności instalacji freonowych w celu obniżenia ich negatywnego wpływu na środowisko oraz w celu minimalizacji ryzyka zatrucia przez użytkowników pomieszczeń. Obecnie technologia oparta na procesach mechanicznego sprężania gazów jest na wysokim poziomie zaawansowania, osiągając wysokie efektywności.

Faktem jest, że na świecie sprzedawane są nie tylko najbardziej wydajne klimatyzatory, ponieważ sprawność sprzedawanych klimatyzatorów jest około 2 razy niższa niż najbardziej wydajnych [9]. Niemniej nie ma na rynku komercyjnym odpowiednika, który mógłby być stosowany zamiennie podczas projektowania nowych budynków, a poprawa efektywności obecnie wykorzystywanych technologii jest coraz bardziej wymagająca. Dlatego pożądanym jest rozwój technologii zasilanych ciepłem, aby stworzyć alternatywne konkurencyjne rozwiązania w zakresie rozmiarów urządzeń i ich cen.

3. Sorpcyjne systemy chłodnicze zasilane energią cieplną

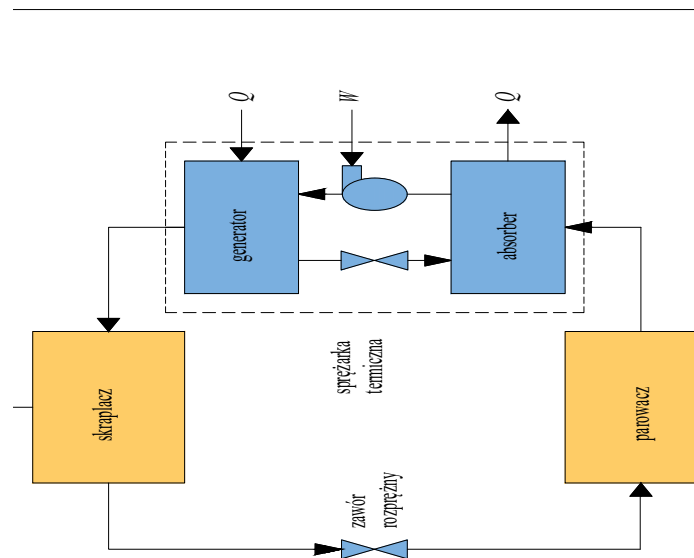
Systemy sorpcyjne można podzielić na dwie grupy: systemy zamknięte i otwarte. W cyklu zamkniętym w ochładzaniu powietrza pośredniczy czynnik wytworzony w agregacie. Wynikiem pracy zamkniętych systemów jest wytworzenie czynnika chłodniczego (wody lodowej) na różne cele poprzez oddanie ciepła z czynnika do parowacza agregatu. W systemie otwartym strumień powietrza jest osuszany poprzez kontakt z sorbentem, na powierzchni którego adsorbowana jest para wodna znajdująca się w powietrzu. Wynikiem tego jest obniżenie zawartości wilgoci powietrza przy jednoczesnym wzroście jego temperatury (usunięcie z powietrza pary wodnej).

3.1 Zamknięte systemy sorpcyjne

Jak wynika z Rysunku 2 zamknięte systemy sorpcyjne można sklasyfikować różniąc charakter procesu sorpcji, a ich funkcją jest wytwarzanie czynnika zasilającego wybrane urządzenia klimatyzacyjne.

3.1.1 Zasada działania agregatów absorpcyjnych

Podczas procesu absorpcji para wodna jest absorbowana w całej objętości sorbentu. Systemy absorpcyjne są jednymi z najstarszych systemów stosowanych w chłodnictwie oraz dla zastosowań przemysłowych [17]. Typowy system absorpcyjny składa się ze sprężarki termicznej (absorbera, generatora - desorbera) i pompy roztworu), skraplacza, zaworu rozprężnego i parownika, które schematycznie zostały przedstawione na Rysunku 5. Powszechnie jako czynnik chłodniczy/absorbent w cyklu absorpcji stosowane są: woda/bromek litu (HO/LiBr) i amoniak/woda (NH₃/HO). Systemy HO/LiBr są bardziej odpowiednie do celów chłodzenia i klimatyzacji, podczas gdy systemy absorpcji NH₃-HO są najczęściej wykorzystywane do zastosowań przemysłowych i chłodniczych. Systemy absorpcyjne wymagają minimalnej temperatury regeneracji 85 °C, a maksymalne temperatury regeneracji mogą przekraczać 120 °C [17]. Zakres osiągniętych współczynników COP w odniesieniu do energii cieplnej wynosi od 0.6 do 1.7 [18], [19].

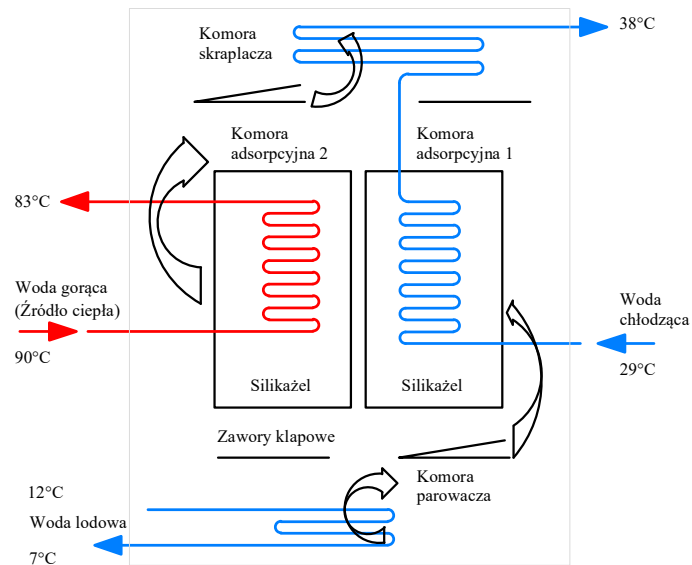


Rysunek 5. Schemat chłodziarki absorpcyjnej

Układ ten charakteryzuje się dużymi gabarytami oraz wymaga wysokiego zakresu temperatur źródła ciepła, co znacznie utrudnia jego szersze wykorzystanie w przypadku wykorzystania go dla systemów klimatyzacji, bowiem temperatura czynnika w sieci ciepłowniczej w okresie letnim nie przekracza $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ [19]. W związku z tym absorpcyjne obecnie nie są realnym konkurentem do zastąpienia systemów sprężarkowych w systemach klimatyzacyjnych.

3.1.2 Zasada działania agregatów adsorpcyjnych

Podczas procesu adsorpcji para wodna jest adsorbowana na powierzchni sorbentu. Agregat adsorpcyjny składa się z czterech komór: parownika, skraplacza i dwóch komór adsorpcyjnych, które pracują przy prawie pełnej próżni (Rysunek 6). W systemach adsorpcji ciał stałych (zwykle opartych na żelu krzemionkowym i soli) interakcja zachodzi między gazem (czynnik chłodniczy/adsorbat) a ciałem stałym (adsorbent) w oparciu o procesy fizyczne lub chemiczne. System adsorpcji działa w oparciu o fizyczną adsorpcję pomiędzy adsorbentem a adsorbentem stałym. Cząsteczki adsorbentu tworzą się na powierzchni adsorbentu poprzez oddziaływanie Van der Waalsa [20]. Maksymalny współczynnik efektywności COP agregatu adsorpcyjnego zawiera się w zakresie od 0.3 do 0.68 [18], [19], [15], [16].



Rysunek 6. Schemat chłodziarki adsorpcyjnej

Niemniej zakres temperatur czynnika grzewczego jest niższy w porównaniu do wcześniej omawianych agregatów absorpcyjnych i wynosi od 60 °C do 100 °C [17]. Systemy te wykorzystują czynniki chłodnicze o zerowym wpływie na warstwę ozonową i zerowym potencjale globalnego ocieplenia, przyciągając coraz większe zainteresowanie naukowców zajmujących się chłodzeniem i klimatyzacją budynków i sektorów przemysłowych [21], [19]. Jednak ten układ jest znacznie bardziej złożony, droższy, cięższy i ma niższą efektywność energetyczną niż agregaty absorpcyjne [18].

Podsumowując, agregaty absorpcyjne znajdują swoje zastosowanie tam, gdzie dostępna temperatura źródła ciepła przekracza 85 °C, natomiast dla agregatów adsorpcyjnych dolną granicą jest temperatura równa 60 °C ale zakres pracy przekracza wartość temperatury równej 65 °C. Dodatkowo systemy te charakteryzują się stosunkowo niskimi współczynnikami efektywności w odniesieniu do energii cieplnej - zazwyczaj nie przekraczają $COP = 1$. Oznacza to, że wytworzenie energii chłodniczej wymaga dużych nakładów energii cieplnej, dlatego wykorzystanie tych technologii oprócz poświęcenia odpowiedniej ilości miejsca wymagałoby odpowiednio atrakcyjnych taryf na energię cieplną w porównaniu do energii elektrycznej.

3.2 Otwarte systemy sorpcyjne

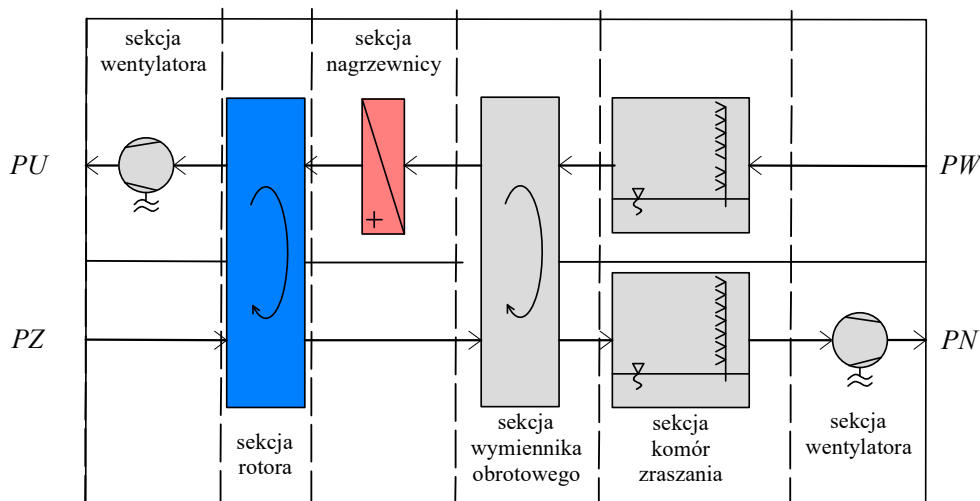
Kolejnym rodzajem systemów zasilanych energią cieplną wg podziału przedstawionego na Rysunku 2 są otwarte systemy sorpcyjne. Funkcją tych układów jest niezależne osuszanie lub ochładzanie powietrza w odpowiednich wymiennikach bez wykorzystania czynnika chłodniczego.

Należy podkreślić, że w tradycyjnych chłodnicach zasilanych czynnikiem chłodniczym, podczas ochładzania powietrza w większości przypadków następuje jego jednoczesne osuszanie ze względu na niską średnią temperaturę ścianki chłodnicy. Ogranicza to możliwość wykorzystania aktualnych parametrów powietrza zewnętrznego do asymilowania zysków ciepła i wilgoci oraz wymaga zużycia dodatkowej energii nawet w przypadku, gdy osuszanie nie jest konieczne, żeby osiągnąć odpowiednie parametry powietrza nawiewanego.

Ochładzanie i osuszanie powietrza niezależnie jest zaletą zwiększającą potencjał zastosowania systemów sorpcyjnych otwartych, ponieważ pozwala na ograniczenie zużycia energii dostosowując parametry powietrza zewnętrznego.

Systemy otwarte bazują na bezpośrednim usuwaniu pary wodnej ze strumienia powietrza. Jest to realizowane poprzez kontakt powietrza z sorbentem umieszczonym w odpowiednim wymienniku ciepła. Sorbenty mogą przyjmować postać ciekłą (np. chlorek litu - LiCl, bromek litu - LiBr, chlorek wapnia - CaCl₂ czy chlorek magnezu - MgCl₂ lub stałą (silikażel czy zeolit).

Najczęściej stosuje się złoża z sorbentem stałym, ze względu na prostą konstrukcję systemu. Sorbent jest umieszczony jako wypełnienie obrotowego wymiennika ciepła (rotora sorpcyjnego) i wiąże cząsteczki pary wodnej poprzez egzotermiczny proces adsorpcji, co skutkuje spadkiem zawartości wilgoci powietrza i znacznym przyrostem jego temperatury.



Rysunek 7. Schemat tradycyjnego otwartego systemu sorpcyjnego

Legenda:

PZ - powietrze zewnętrzne, PN - powietrze nawiewane, PW - powietrze wywiewane, PU - powietrze usuwane

Osuszacze sorpcyjne są powszechnie stosowane w przemyśle, gdy wymagane jest wysokie osuszenie powietrza przy jednoczesnym braku wymagań odnośnie do parametrów temperaturowych. Jak w przypadku pozostałych systemów sorpcyjnych proces jest realizowany poprzez regenerację sorbentu gorącym powietrzem, którego zakres temperatur wynosi

od 40 °C do 140 °C (w zależności od zastosowanej konfiguracji) [22]. Powietrze regeneracyjne nawilżając się, pochłania zaadsorbowaną wcześniej parę wodną z wypełnienia rotora sorpcyjnego.

Chcąc zastosować systemy sorpcyjne otwarte w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych, wymagane jest wykorzystanie urządzenia chłodzącego powietrze w celu osiągnięcia odpowiedniej temperatury powietrza nawiewanego.

Na Rysunku 7 przedstawiono schemat podstawowego systemu sorpcyjnego otwartego, który traktowany jest jako referencyjny w wielu opracowaniach naukowych [23], w którym powietrze zewnętrzne (*PZ*) jest osuszane w rotorze sorpcyjnym, następnie ochładzane w wymienniku obrotowym i ochładzane w komorze zraszania do stanu powietrza nawiewanego (*PN*). Obniżenie temperatury powietrza w komorze zraszania (lub zamiennie w złożach zraszanych), wynika z parowania wody do strumienia przepływającego powietrza. Równoległe, powietrze usuwane z pomieszczenia jest nawilżane w komorze zraszania i kierowane do wymiennika obrotowego w celu odebrania ciepła od powietrza zewnętrznego.

Należy zauważyć, że koncepcja tego systemu wymaga nawilżenia powietrza, w celu osiągnięcia odpowiedniej temperatury powietrza nawiewanego. Przez to konieczne jest osuszenie powietrza w rotorze sorpcyjnym o wartość wyższą niż ta, która jest wymagana do asymilacji zysków wilgoci w pomieszczeniu. Im wyższe wymagane osuszenie powietrza w rotorze, tym wyższe wymagane temperatury powietrza regeneracyjnego, co powoduje, że ten układ na (Rysunek 7) cechuje się niską efektywnością energetyczną: zazwyczaj COP (termiczne) osiąga wartości poniżej 1. W przypadku różnych konfiguracji systemów sorpcyjnych wartości współczynnika COP mogą osiągać wartości z zakresu od 0.34 do 1.38 [23], [24]). Przy czym wartości z górnego zakresu osiągają systemy o skomplikowanej budowie [24].

W przypadku zastosowania sorbentu ciekłego w systemach adsorpcyjnych, układ wymaga większej ilości urządzeń ze względu na konieczność wymuszenia obiegu sorbentu pomiędzy powietrzem osuszonym, a regeneracyjnym. W celu umożliwienia kontaktu powietrza z sorbentem ciekłym konieczne jest zastosowanie odpowiednich wymienników oraz regeneratora sorbentu, w którym para wodna jest usuwana do powietrza regeneracyjnego. Instalacja wymaga również dodatkowych zbiorników, wymienników ciepła pomp i innych urządzeń pomocniczych. Stosując metody odzysku ciepła sorpcji regenerację sorbentu jest realizowana w zakresie temperatur regeneracji poniżej 70 °C [25], [26]. Z kolei wartość współczynnika efektywności energetycznej systemu może osiągnąć wartości powyżej 1,

niemniej wiąże się to z koniecznością zastosowania skomplikowanych układów, które są obecnie w zakresie rozważań akademickich [26], [27]. W związku z ich dużym potencjałem, złożone systemy wykorzystujące sorbenty ciekłe są badane w skali laboratoryjnej i nie jest znana ich rzeczywista skuteczność pracy ciągłej. Głównymi barierami jest korozyjność i krystalizacja sorbentów ciekłych.

Potencjał zastosowania systemów sorpcyjnych otwartych z sorbentem stałym w klimatyzacji jest na obecny czas najwyższy, z powodu komercyjnie dostępnych wymienników sorpcyjnych możliwych do zlokalizowania w centrali klimatyzacyjnej. Urządzenia oparte na sorbentach stałych mają prostszą budowę i wymagają mniejszej ilości urządzeń pomocniczych w porównaniu do systemów wykorzystujących na sorbenty ciekłe [28].

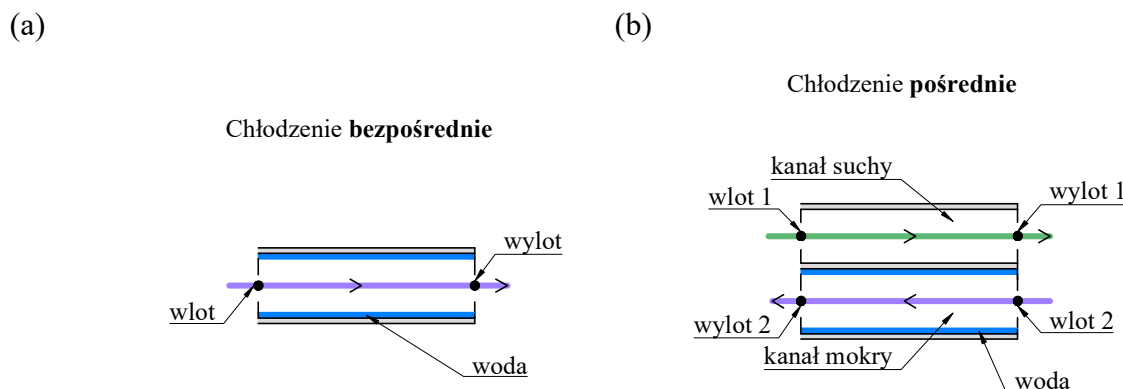
Warunkiem umożliwiającym wykorzystanie potencjału systemów sorpcyjnych otwartych jest ich rozwój technologiczny pod kątem:

- (a) zagwarantowania wyższych współczynników efektywności energetycznej;
- (b) pracy systemu w zakresie temperatur regeneracji sorbentu poniżej 65 °C.

Do spełnienia powyższych warunków może przyczynić się wykorzystanie wysokoefektywnych wymienników odchodząc od tradycyjnej koncepcji systemu, który bazuje na wykorzystaniu z komór zraszania (Rysunek 7). Rozwiązaniem, które wg źródeł literaturowych cechuje się wysokim potencjałem zastosowania w otwartych układach sorpcyjnych są pośrednie wymienniki wyparne [29].

4. Idea chłodzenia wyparnego

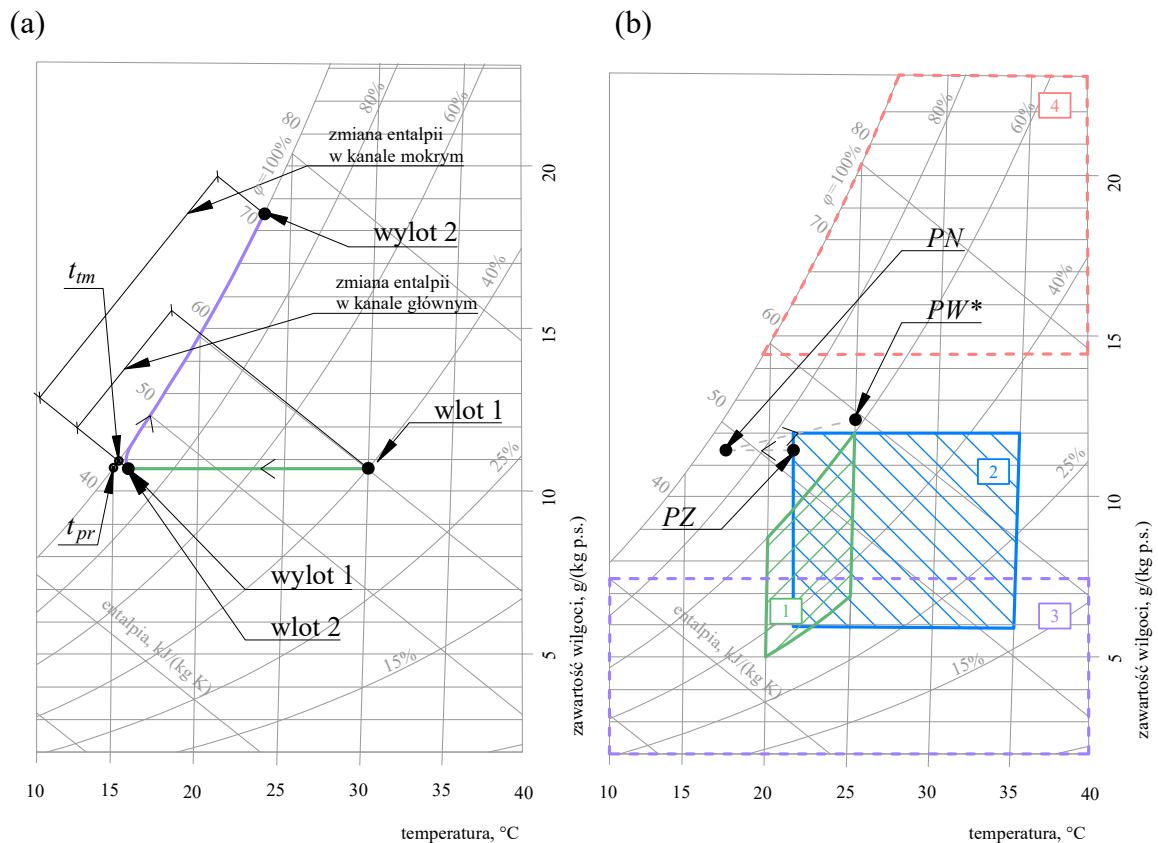
Chłodzenie wyparne, inaczej nazywane chłodzeniem ewaporacyjnym, to jeden ze sposobów ochładzania powietrza lub wody w układach otwartych, który wykorzystuje zjawisko parowania wody do powietrza. W przypadku ochładzania powietrza wyparnie, proces jest realizowany w komorach zraszania lub wymiennikach ciepła.



Rysunek 8. Schematy ideowe chłodzenia powietrza z wykorzystaniem parowania wody (a) Bezpośrednie chłodzenie wyparne (b) Pośrednie chłodzenie wyparne

wymiennik, w którym powietrze przepływa przez kanały suche kontaktując się ze ścianką wymiennika o niższej temperaturze (Rysunek 9 (b)). Temperatura ścianki wymiennika wynika ze zjawiska zachodzącego w równoległe położonych kanałach mokrych, gdzie woda odparowuje do powietrza pomocniczego.

W wyniku parowania wody, powietrze pomocnicze jest nawilżane, a jego entalpia wzrasta (Rysunek 9 (b): przemiana powietrza na wykresie psychrometrycznym: w kanale suchym wlot 1 - wylot 1; w kanale mokrym: wlot 2 - wylot 2).



Rysunek 10. Wykresy psychrometryczne (a) Przemiany powietrza dla pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy (b) Wybrane zakresy parametrów powietrza

Legenda:

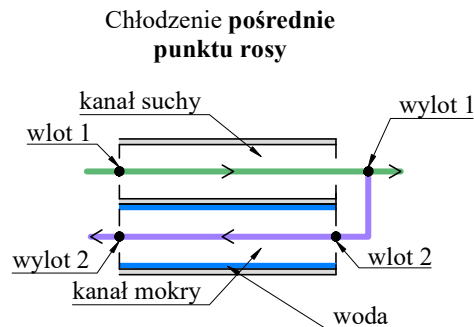
- 1 - Parametry powietrza odpowiadające komfortowi cieplnemu w pomieszczeniu, 2 - Parametry powietrza występujące w Polsce w okresie ciepłym, 3 - Parametry powietrza o niskiej zawartości wilgoci, 4 - Parametry powietrza o wysokiej zawartości wilgoci, PZ - parametry powietrza zewnętrznego, PN - parametry powietrza nawiewanego, PW* - parametry powietrza wywiewanego poza zakresem komfortu cieplnego

Powietrze w kanałach suchych ochładza się, bez zmiany jego zawartości wilgoci (Rysunek 9 (b)). Proces może być realizowany w wymiennikach rekuperacyjnych o różnym układzie przepływów: przeciwprądowym, krzyżowym czy mieszanym przy zapewnieniu doprowadzenia wody do kanałów mokrych. Należy zwrócić uwagę, że zaletą chłodzenia pośredniego w porównaniu do chłodzenia bezpośredniego jest ochładzanie powietrza przy stałej zawartości wilgoci (bez nawilżania). Jednak proces ten jest ograniczony temperaturą termometru mokrego powietrza na wejściu do kanału mokrego. Ogranicza to w istotny sposób

Modelowanie dystrybucji powietrza w płytowych wymiennikach ciepła o wysokiej sprawności stosowanych w systemach klimatyzacyjnych

potencjał zastosowania jednostek pośrednich w klimatach, gdzie temperatura termometru mokrego jest relatywnie wysoka (zakres parametrów powietrza o zawartości wilgoci powietrza powyżej 14.5 g/(kg p.s.) na Rysunku 10 oznaczony jako strefa 4).

W przypadku chłodzenia wyparnego, można osiągnąć ochłodzenie powietrza poniżej temperatury termometru mokrego poprzez zastosowanie modyfikacji przepływu powietrza w wymienniku (Rysunek 11).



Rysunek 11. Schemat ideowy pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy

Jest to możliwe kosztem rozdzielania ochłodzonego strumienia powietrza na wylocie suchych kanałów wymiennika, kierując część strumienia do kolejnych elementów systemu lub pomieszczeń, a drugą część do kanałów mokrych, w których powietrze oddziałuje z wodą. W kanałach mokrych powietrze pomocnicze jest nawilżane do stanu nasycenia, co przedstawiono na wykresie psychometrycznym (Rysunek 10 (a)).

W zmodyfikowanym wariancie pośredniego chłodzenia wyparnego, w kanale mokrym powietrze może się ogrzewać utrzymując wilgotność równą 100 %, a stosunek przyrostu entalpii strumienia pomocniczego i głównego jest proporcjonalny do stosunku ich pojemności cieplnych. Dla zakresów pracy wymienników wyparnych stosunek pojemności cieplnych jest w przybliżeniu równy stosunkowi strumieni masowych. Ze względu na wstępne ochłodzenie strumienia powietrza (pomocniczego) bez zmiany zawartości wilgoci, następuje obniżenie temperatury termometru mokrego do wartości dążących do temperatury punktu rosy powietrza zewnętrznego [30]. Dlatego opisany wyżej wariant chłodzenia wyparnego jest nazywany chłodzeniem punktu rosy (ang. dew point cooling). Temperatura punktu rosy, w klimatach taki jak ten występujący w Polsce, może być niższa nawet o kilkanaście stopni od temperatury termometru mokrego. Przykładowo dla parametrów powietrza o temperaturze 30 °C i zawartości wilgoci równej 6 g/(kg p.s.), temperatura punktu rosy wynosi 6 °C, a temperatura termometru mokrego 18 °C. Dlatego wymienniki bazujące na chłodzeniu punktu rosy cechują się o wiele wyższą efektywnością chłodzenia szczególnie dla niższych zawartości wilgoci

powietrza zewnętrznego w porównaniu do wymienników pośrednich, co świadczy o ich wysokim potencjale zastosowania jako elementy systemów klimatyzacyjnych.

4.1.1 Efektywność wymienników wyparnych punktu rosy

Efektywność wymienników wyparnych jest określana za pomocą wskaźników takich jak [31]:

- sprawność urządzenia odniesiona do temperatury termometru mokrego lub temperatury punktu rosy powietrza;
- moc chłodnicza;
- moc wentylatorów tłoczących powietrze przez wymiennik.

Na podstawie wartości mocy urządzenia i mocy wentylatorów można wyznaczyć współczynnik efektywności wymiennika COP.

Sprawność termometru mokrego (ε_{tm}) i temperatury punktu rosy (ε_{pr}) powietrza na wlocie do urządzenia są opisywane wzorami:

$$\varepsilon_{tm} = \frac{t_{1\ wlot} - t_{1\ wylot}}{t_{wlot1} - t_{tm}} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{pr} = \frac{t_{1\ wlot} - t_{1\ wylot}}{t_{1\ wlot} - t_{pr}} \quad (3)$$

Gdzie:

$t_{1\ wlot}$ - temperatura powietrza na wlocie kanału głównego, °C

$t_{1\ wylot}$ - średnia temperatura powietrza na wylocie kanału głównego, °C

t_{tm} - temperatura termometru mokrego na wlocie kanału pomocniczego, °C

t_{pr} - temperatura punktu rosy powietrza na wlocie kanału głównego, °C

Należy rozróżnić sprawność urządzenia od efektywności chłodzenia wymiennika. Efektywnością chłodzenia jest wartość różnicy temperatur o jaką zostało ochłodzone powietrze w wymienniku.

Na Rysunku 9 (b) przedstawiono ochładzanie powietrza w tradycyjnym wymienniku pośrednim wyparnym. Dla analizowanych parametrów powietrza zewnętrznego i założonej sprawności termometru mokrego równej $\varepsilon_{tm} = 0.7$ powietrze jest ochłodzone od temperatury 30 °C do 21 °C. Stosując wymiennik wyparny punktu rosy kierując część powietrza do kanału mokrego można obniżyć limit chłodzenia. Dlatego, jak przedstawiono na Rysunku 10 (a), powietrze może ochłodzić się do temperatury wynoszącej 15.5 °C, co jest wartością niższą od temperatury termometru mokrego (t_{tm}) i wyższą od temperatury punktu rosy. Widoczne jest, że wymienniki bazujące na chłodzeniu wyparnym punktu rosy mogą osiągać

sprawności termometru mokrego powyżej 1. Dlatego, przy analizie pracy wymienników punktu rosy porównywana jest sprawność temperatury punktu rosy, która jest jednocześnie ograniczeniem procesu chłodzenia.

Dla wyższych wartości wilgotności względnej (x , g/(kg p.s.)) powietrze może być ochłodzone mniej efektywnie niż w przypadku wartości niższych (patrz Rysunek 10 (b)). Temperatury powietrza na wylocie z urządzenia mogą różnić się o 4.5 °C dla temperatury powietrza wynoszącej 35 °C, granicznych zawartości wilgoci 6.0 g/(kg p.s.) i 12 g/(kg p.s.)

Kolejnym istotnym wskaźnikiem pozwalającym na porównanie efektywności wymienników wyparnych jest moc chłodnicza wymiennika:

$$\dot{Q} = V c_p \rho \Delta t \quad (4)$$

Gdzie:

V - strumień powietrza, m³/s

c_p - ciepło właściwe powietrza, J/(kg K)

ρ - gęstość powietrza, kg/m³

Δt - różnica temperatur, °C

W celu określenia zużycia energii elektrycznej przez wentylator tłoczący powietrze przez wymiennik należy skorzystać z poniższej zależności:

$$P = \frac{V \Delta p}{\eta} \quad (5)$$

Gdzie:

Δp - strata ciśnienia w wymienniku, Pa

η - całkowitej sprawności wentylatora i silnika napędowego, -

Wykorzystanie wymienników wyparnych w lokalizacjach, gdzie indywidualnie nie mogą spełnić funkcji chłodzenia dla każdego parametru powietrza zewnętrznego, wymaga połączenia ich z innymi urządzeniami np. jako element otwartego systemu sorpcyjnego na czym skupia się niniejsza praca.

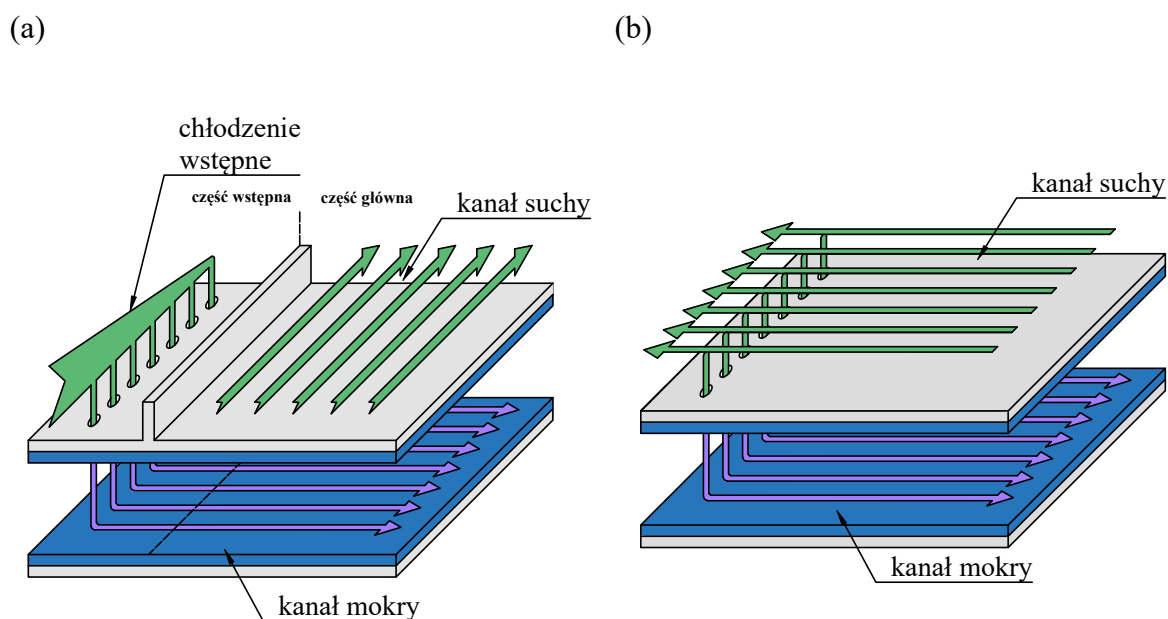
4.1.2 Zastosowanie indywidualne wymienników wyparnych punktu rosy

Możliwość zastosowania wymienników wyparnych w danej lokalizacji zależy od zakresu występujących parametrów powietrza zewnętrznego w okresie ciepłym. Przykładowo dla parametrów powietrza zewnętrznego o niskiej zawartości wilgoci (zakres parametrów na wykresie psychrometrycznym na Rysunku 10 (b) oznaczony strefą nr 3), ochłodzenie powietrza w wymienniku pośrednim wyparnym o odpowiednią różnicę temperatur teoretycznie umożliwi zachowanie w pomieszczeniu parametrów komfortu cieplnego (strefa nr 1 na

wykresie przedstawionym na Rysunku 10 (b)). Z tego wynika popularność zastosowania wymienników wyparnych w lokalizacjach, gdzie powietrze jest gorące i suche [32]. Wraz ze wzrostem zawartości wilgoci efektywność chłodzenia bezpośredniego maleje. Analizując zakres obliczeniowych parametrów powietrza w Polsce, gdzie zawartość wilgoci mieści się pomiędzy ok. 6 g/(kg p.s.) do ok. 12 g/(kg p.s.) [33], [34], zastosowanie wymienników pośrednich wyparnych indywidualnie nie jest wystarczające i wymaga połączenia z innymi urządzeniami, aby osiągnąć wymagane parametry powietrza nawiewanego.

Wynika to z tego, że w zależności od charakterystyki zysków ciepła i wilgoci ochładzanie powietrza, którego zawartość wilgoci wynosi np. $x = 11.5$ g/(kg p.s.) w większości przypadków nie pozwoli na utrzymanie parametrów komfortu cieplnego bez jego osuszania. Przemiana powietrza w pomieszczeniu wiąże się z wzrostem temperatury i zawartości wilgoci (patrz Rysunek 10 (b): przemiana powietrze nawiewane (PN) - powietrze wywiewane (PW*)).

Jednocześnie, poprzez zastosowanie pośrednich wymienników wyparnych jako urządzenia wspierające tradycyjne systemy klimatyzacyjne, możliwe jest znaczące zmniejszenie kosztów użytkowania systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych, ponieważ jednostki wyparne wymagają jedynie odparowania wody do ochłodzenia powietrza [35].



Rysunek 12. Rodzaje schematów przepływu powietrza w wymiennikach pośrednich wyparnych punktu rosy
(a) Przepływ krzyżowy (b) Przepływ przeciwpłdowy

Wymienniki pośrednie wyparne punktu rosy różnią się układem przepływów, który może być krzyżowy lub przeciwpłdowy. Ich budowa różni się typowych pośrednich wymienników rekuperacyjnych tym, że część schłodzonego wstępnie powietrza kierowana jest do kanału pomocniczego, do którego jest doprowadzana woda.

Krzyżowy wymiennik wyparny punktu rosy został wdrożony komercyjnie przez firmę Coolerado Inc. (obecnie Seeley International), a jego schemat ideowy przedstawiono na Rysunku 12 (a). Urządzenia znalazły zastosowanie w lokalizacjach, gdzie powietrze zewnętrzne jest gorące i suche, oraz gdzie jest dostępne miejsce na ich montaż (głównie w Stanach Zjednoczonych). Wynika to z ich dużych gabarytów związanych ze złożoną konstrukcją urządzenia.

Z kolei wymienniki bazujące na przeciwrządowym regeneracyjnym układzie przepływów (Rysunek 12 (b)) charakteryzują się wyższą efektywnością temperaturową oraz prostszą konstrukcją, podczas gdy ich moc chłodnicza jest niższa w porównaniu z układami z przepływem krzyżowym o tym samym wymiarze geometrycznym [36].

Ze względu na możliwość schłodzenia powietrza do niższych temperatur obecnie ten wariant dominuje na rynku komercyjnym. Firma Seeley International zajmuje się dystrybucją technologii opartej na układzie przeciwrządowym punktu rosy „Climate Wizard” w krajach takich jak Australia, USA, Meksyk, Japonia, Zjednoczone Emiraty Arabskie, Malezja, Indonezja, Republika Południowej Afryki, Rumunia, Pakistan [32]. Pojawiają się zastosowania na terenie Europy w krajach takich jak Hiszpania, Belgia, Holandia.

Dla australijskich warunków obliczeniowych ($t_{pz} = 38\text{ °C}$, $t_{tm} = 21\text{ °C}$) urządzenia osiągają sprawności punktu rosy na poziomie 0.72–0.87 w zależności od modelu urządzenia, moce w zakresie od 13 kW do 82 kW oraz gabaryty nie mniejsze niż $2.05 \times 1.375 \times 1.28$ (w przypadku $\dot{Q} = 8\text{ kW}$) [32]. Producent nie podaje informacji dotyczących konstrukcji urządzeń oraz szczegółowych danych dotyczących gabarytów czy struktury kanałów.

W najnowszej literaturze naukowej analizowane są głównie wymienniki przeciwrządowe regeneracyjne charakteryzujące się zastosowaniem różnych materiałów do ich budowy, kształtów płyt i przekrojów kanałów. W zależności od parametrów powietrza wiele z nich osiąga sprawności punktu rosy od 0.55 do 0.95. Jednak przypadku urządzeń przeciwrządowych dominują wymienniki o stosunkowo długich kanałach ($L > 1\text{ m}$) i konstrukcji pionowej [37], [38], [39], [40], [41]. Chcąc wykorzystać potencjał chłodzenia pośredniego wyparnego punktu rosy do podwyższenia efektywności otwartych systemów sorpcyjnych konieczne jest opracowanie wymienników, w zabudowie dostosowanej do central systemów klimatyzacyjnych.

5. Podwyższenie efektywności otwartych systemów sorpcyjnych

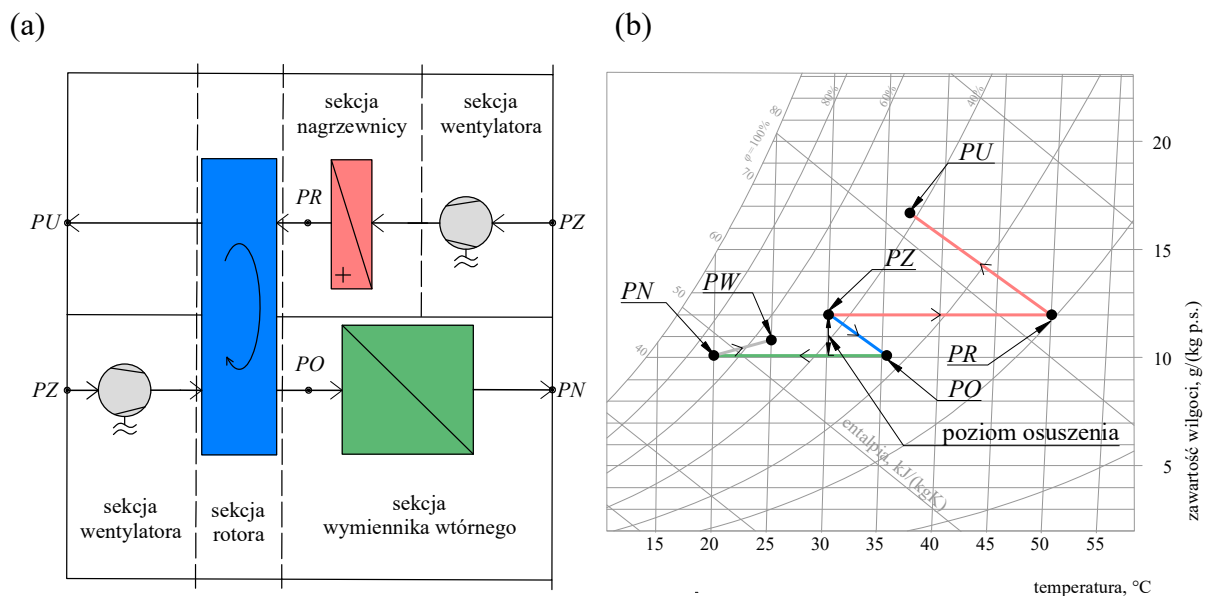
Podwyższenie efektywności otwartych systemów sorpcyjnych można zrealizować poprzez:

1. Dobór odpowiednich parametrów pracy systemu takich jak wartość stosunku strumieni powietrza osuszanego do regeneracyjnego;
2. Zastosowanie wydajnych sorbentów [24];
3. Zastosowanie systemów do odzysku lub usuwania ciepła sorpcji, wytwarzanego podczas adsorbowania pary wodnej na powierzchni sorbentu [42]–[45];
4. Zastosowanie efektywnego wtórnego chłodzenia powietrza po osuszaniu w rotorze sorpcyjnym [46], [47];
5. **Zastosowanie wstępnego chłodzenia powietrza przed osuszaniem w rotorze sorpcyjnym** [42], [48].

Sposoby 4. i 5. można zrealizować z wykorzystaniem wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy, a niniejsza praca skupia się szczególnie na punkcie 5.

5.1 Wtórne chłodzenie powietrza w otwartym systemie sorpcyjnym

System sorpcyjny wykorzystujący pośrednie wymienniki wyparne punktu rosy (Rysunek 13) ma przewagę nad układem z komorami zraszania (Rysunek 7).



Rysunek 13. (a) Schemat otwartego systemu sorpcyjnego z wymiennikiem pośrednim wyparnym (b) Przemiany powietrza w systemie otwartym zobrażowane na wykresie psychrometrycznym.

Legenda:

PN - powietrze nawiewane, PO - powietrze osuszone, PR - powietrze regeneracyjne, PU - powietrze usuwane, PZ - powietrze zewnętrzne

Wynika to z tego, że w pierwszym przypadku powietrze jest osuszane w rotorze sorpcyjnym tylko o wymaganą wartość, konieczną do asymilacji zysków wilgoci w pomieszczeniu (patrz Rysunek 13 przemiana *PZ-PO*), a następnie ochładzane bez zmiany zawartości wilgoci w wymienniku pośrednim wyparnym punktu rosy. Dzięki temu jest wymagany niższy poziom osuszenia powietrza w rotorze niż w przypadku układu z komorami zraszania, ponieważ w komorach zraszania powietrze jest nawilżane podczas ochładzania w celu osiągnięcia odpowiednich parametrów powietrza nawiewanego. Niższe osuszenie powietrza, wymaga niższej temperatury regeneracji, czyli niższego zapotrzebowania na moc cieplną co wpływa na wartość współczynnika COP. Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych innych autorów wynika, że systemy wykorzystujące wymienniki pośrednie wyparne punktu rosy do wtórnego chłodzenia powietrza osiągają wyższe współczynniki COP (na poziomie 1.2) w porównaniu do tych z komorami zraszania, które rzadko osiągają wartości COP powyżej 1 [14]. W związku z tym, układy otwarte są stale poddawane modyfikacjom podwyższającym efektywność [29]. Wiąże się to z testowaniem układów z osuszaniem wielostopniowym, integracją osuszaczy z wymiennikami obrotowymi, bezpośrednimi i pośrednimi wymiennikami wyparnymi pracujących w różnych konfiguracjach [49].

5.2 Wstępne chłodzenie powietrza w otwartym systemie sorpcyjnym

Kolejnym sposobem na podwyższenie efektywności otwartych systemów sorpcyjnych na rozwoju jest osuszanie powietrza w rotorze sorpcyjnym w zakresie niższych temperatur [42], [48]. Jest to realizowane poprzez wstępne schłodzenie powietrza w odpowiednim urządzeniu przed doprowadzeniem go do rotora sorpcyjnego.

W literaturze można spotkać opracowania, w których analizuje się wzrost efektywności systemów otwartych wykorzystując wstępne chłodzenie powietrza. Przykładowe systemy osiągają maksymalne wartości COP na poziomie 2.5 (dla $t_{PR} = 66 \text{ }^\circ\text{C}$) [42] oraz 1.94 (dla $t_{PR} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$) [49]. Ze względu na skomplikowaną strukturę nie są to układy gotowe do komercjalizacji.

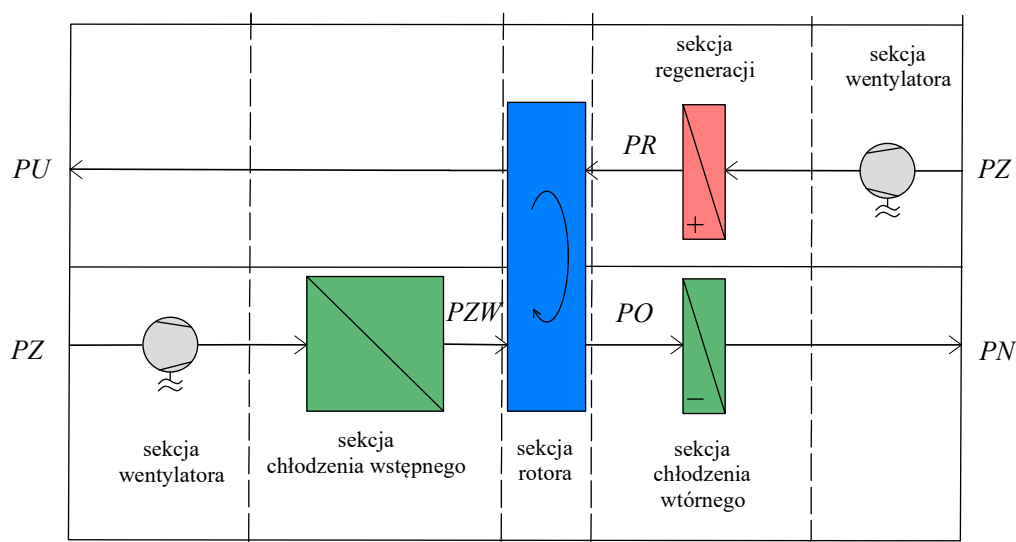
Warunkiem komercjalizacji otwartych systemów sorpcyjnych (OSS) są:

1. Wysokie COP (odniesione do mocy źródła ciepła);
2. Niskie zużycie energii elektrycznej na urządzenia pomocnicze;
3. Gabaryty odpowiadające wymiarom central.

Dlatego w ramach niniejszej pracy i projektów powiązanych powstała koncepcja wysokoefektywnego systemu klimatyzacyjnego opartego na zasadzie działania systemów sorpcyjnych otwartych, w którym wstępne chłodzenie jest realizowane w wymienniku

pośrednim wyparnym punktu rosy. Dla wybranych parametrów pracy systemu możliwe jest osiągnięcie współczynnika COP systemu na poziomie 4.4 ($t_{PR} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$), co zostało zweryfikowane numerycznie w ramach badań powiązanych z niniejszą pracą [48].

Wysoki współczynnik COP oraz możliwość umieszczenia elementów systemu w centrali klimatyzacyjnej sprawia, że może być to konkurencyjny alternatywny systemem klimatyzacyjny zasilany energią cieplną.



Rysunek 14. Schemat otwartego systemu sorpcyjnego (OSS) ze wstępnym chłodzeniem powietrza

Legenda:

PN - powietrze nawiewane, PO - powietrze osuszone, PR - powietrze regeneracyjne, PU - powietrze usuwane, PZ - powietrze zewnętrzne, PZW - powietrze za wymiennikiem

Koszt podwyższenia efektywności systemu otwartego jest skomplikowanie systemu poprzez zastosowanie wymiennika pośredniego wyparnego punktu rosy na drodze powietrza zewnętrznego przed rotorem sorpcyjnym (patrz Rysunek 14). W związku z tym, w warunkach wyższych temperatur powietrza zewnętrznego powietrze jest wstępnie ochładzane w wymienniku przed procesem osuszania w rotorze sorpcyjnym. Schemat obejmujący poszczególne elementy systemu przedstawiono na Rysunku 14 są to: rotor sorpcyjny z sorbentem stałym, wstępny wymiennik pośredni wyparny punktu rosy, wymiennik wtórny do chłodzenia powietrza, który w konfiguracji docelowej jest parowaczem pompy ciepła oraz źródło ciepła, które w docelowej konfiguracji jest skraplaczem pompy ciepła (projekt LIDER X). W skład systemu wchodzi również urządzenia pomocnicze takie jak: wentylatory, przepustnice oraz układ automatycznej regulacji.

Wszystkie urządzenia zastosowane w systemie, oprócz wymiennika pośredniego wyparnego punktu rosy, są dostępne komercyjnie, a ich rozmiary są dostosowane do ustandaryzowanych wielkości central klimatyzacyjnych.

W przypadku wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy komercyjnie dostępne urządzenia ze względu na zastosowane technologie nie mogą być wykorzystane jako element centrali klimatyzacyjnej. Jednocześnie warunkiem analizy efektywności energetycznej całego systemu otwartego oraz określenia rzeczywistego zużycia energii elektrycznej jest znajomość współczynników efektywności wymiennika na podstawie, których można określić dodatkowe zużycie energii do zasilania wentylatora tłoczącego strumień powietrza zewnętrznego. Dlatego w niniejszej pracy zwrócono szczególną uwagę na wyzwania związane z projektowaniem wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy.

6. Zasady projektowania wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy

Projektowanie wymienników wyparnych punktu rosy, dla których ograniczeniem są gabaryty zewnętrzne wynikające z dostosowania do standardów central klimatyzacyjnych wymaga zweryfikowania spadku ciśnienia w wymienniku oraz określenia wartości współczynników efektywności dla warunków obliczeniowych, w których urządzenie ma pracować. Z kolei geometria wymiennika wyparnego punktu rosy musi spełniać poniższe założenia:

- kształt umożliwiający doprowadzenie i wyprowadzenie powietrza do rdzenia wymiennika i jego lokalizację w sekcji centrali klimatyzacyjnej;
- zawracanie powietrza z kanału głównego do kanałów mokrych;
- doprowadzenie wody do kanałów mokrych;
- zapewnienie równomiernej dystrybucji powietrza w kanałach głównych.

6.1 Określenie geometrii wymiennika

Jednym z czynników ograniczających kształt wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy jest doprowadzenie wody do części kanałów. Obecnie stosowane są dwa główne sposoby doprowadzania wody do wymienników poprzez (a) natrysk dyszowy oraz (b) kapilarne doprowadzenie wody z wykorzystaniem materiału porowatego [50]. Systemy z natryskiem dyszowym są najtańsze oraz najprostsze w budowie, ale wymagają większej ilości miejsca, ponieważ konieczne jest jego wydzielenie na dysze natryskujące wodę do kanałów mokrych. Dodatkowo ograniczeniem jest kształt kanałów, który w przypadku kanałów karbowanych, trójkątnych czy ożebrowanych utrudnia rozprowadzenie wody. Ponadto usytuowanie wymiennika musi sprzyjać spływowi wody w kanałach mokrych.

W praktyce, powierzchnia kanałów mokrych często nie jest w całości pokryta filmem wodnym co niekorzystnie wpływa na efektywność urządzenia [50].

Naprzeciw potrzebie osiągnięcia wysokich sprawności wymienników wychodzą technologie doprowadzenia wody do wymienników bazujące na materiałach porowatych, które tworząc kanały pomocnicze są elementem konstrukcyjnym wysokoefektywnych urządzeń. W przypadku rozprowadzenia wody w materiałach porowatych, ścianki są w całości nasiąknięte wodą. Zastosowanie najbardziej efektywnych materiałów, pozwala na rozprowadzenie kapilarne wody we wszystkich kierunkach, co zmniejsza powstawanie tzw. stref martwych w wymienniku [51]. Zaletami zastosowania materiałów porowatych są mniejsze ograniczenia co do kształtu geometrii wymiennika oraz zaoszczędzenie miejsca przeznaczonego na lokalizację systemu dysz, ponieważ nie są one w tym przypadku wymagane. Wadą jest bardziej skomplikowana struktura wymienników i ich wyższa cena (płyty wykonywane z dwóch typów materiałów).

Opracowując geometrię wymiennika wyparnego, należy uwzględnić istotny aspekt jakim jest równomierne rozprowadzenie powietrza w obrębie kanałów wymiennika. Dotychczas został wykazany teoretycznie istotny wpływ równomierności dystrybucji powietrza na efektywność wymienników wyparnych [52]. Jednocześnie należy zwrócić uwagę na konieczność zawrócenia powietrza do kanału mokrego co w zależności od konfiguracji urządzenia, uniemożliwia określenie rzeczywistej dystrybucji powietrza w obrębie wymiennika oraz zmian kierunku strumienia powietrza w obrębie struktury wymiennika. Należy podkreślić, że w dotychczas analizowanych numerycznie wariantach wymienników nie weryfikowano rozprywu powietrza oraz zakłada się, że przepływ jest równomierny.

W Tabeli 1 przedstawiono wpływ poszczególnych parametrów na współczynniki efektywności wymienników wyparnych. Chcąc zastosować urządzenie jako element systemu klimatyzacyjnego należy zweryfikować współczynniki wydajności dla reprezentatywnych parametrów powietrza dla których ma pracować urządzenie.

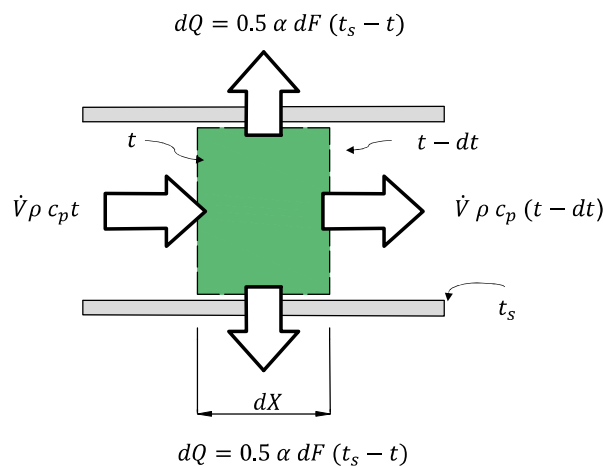
Dobór długość kanału wymiennika wynika z gabarytów sekcji centrali do odzysku energii, w której ma być umieszczone. Dla danego typoszeregu centrali współczynniki powinny być zweryfikowane dla zakresu prędkości wlotowej powietrza, który wynika z zakresu strumieni powietrza pracy centrali oraz z dobranej wysokości kanału wymiennika. Wysokość kanału powinna dążyć do minimum w celu osiągnięcia maksymalnych sprawności punkty rosy i mocy chłodniczej przy jednoczesnym dopuszczalnym współczynniku COP. Udział powietrza pomocniczego w głównym można uznać za wartość już zoptymalizowaną na poziomie 0.3–0.4 [30], [53].

Tabela 1. Wpływ parametrów powietrza na współczynniki efektywności wymiennika

Parametry	ϵ_{pr}	COP	\dot{Q}
Temperatura powietrza na wejściu \uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow
Wilgotność bezwzględna powietrza na wejściu \uparrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow
Długość kanału \uparrow	\uparrow	\downarrow	\uparrow
Wysokość kanału \uparrow	\downarrow	\uparrow	\downarrow
Prędkość wlotowa \uparrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow
Udział powietrza pomocniczego w głównym \uparrow	\uparrow	\uparrow	\downarrow
Równomierność dystrybucji powietrza \uparrow	\uparrow	?	?

6.2 Wpływ geometrii na efektywność wymiennika

Efektywne chłodzenie strumienia powietrza w kanałach wymiennika, czyli ochłodzenie powietrza o maksymalną różnicę temperatur wymaga zachowania wymaganej powierzchni wymiany ciepła w wymienniku. W przypadku zaprojektowania wymiennika, którego wielkość ograniczy się do wielkości sekcji centrali wymaga dostosowania jego gabarytów, które mają wpływ na efektywność wymiany ciepła. Wpływ gabarytów na wyżej wymienione aspekty należy rozpocząć od analizy elementarnej części wymiennika przedstawionej na Rysunku 15.



Rysunek 15. Bilans ciepła dla elementarnej części kanału głównego wymiennika

Ochłodzenie elementarnej części kanału wymiennika wymaga odebrania ciepła, co można opisać wzorem:

$$\dot{V} \rho c_p \frac{dt}{dX} dX = -dQ \quad (6)$$

Gdzie

$\dot{V} = \frac{dY}{Ly} V$ - elementarny strumień powietrza, m^3/s

c_p - ciepło właściwe powietrza, $J/(kg \cdot K)$

ρ - gęstość powietrza, kg/m^3

dt - elementarna zmiana temperatury, $^{\circ}C$

Powietrze ochładza się poprzez oddziaływanie ze ścianką wymiennika, której niższa temperatura wynika ze zjawisk zachodzących w sąsiednim kanale mokrym.

Ciepło w wyniku konwekcji przekazane jest z powietrza do ścianki wymiennika (Rysunek 15) co można opisać wzorem:

$$dQ = \alpha dF (t - t_s) \quad (7)$$

Gdzie powyższy wzór zawiera parametry wymiarowe charakterystyczne dla wymiennika:

α - współczynnik wnikania ciepła, W/(m² K),

dF - elementarna powierzchnia wymiany ciepła, m²

t - lokalna temperatura powietrza, °C

t_s - lokalna temperatura ścianki wymiennika, °C

Wszystkie te parametry można zdefiniować bezwymiarowym parametrem nazywanym liczbą jednostek wymiany ciepła (NTU z ang. Number of Heat transfer Units) [54]:

$$NTU = \frac{\alpha F}{V \rho c_p} \quad (8)$$

Stąd, przekształcając równania (6), (7) oraz (8) można zapisać równanie opisujące zmianę temperatury w wymienniku w zależności od bezwymiarowej liczby NTU oraz różnicy temperatur pomiędzy powietrzem, a ścianką:

$$\frac{dt}{d\bar{x}} = NTU (t - t_s) \quad (9)$$

Gdzie:

$d\bar{x} = \frac{\bar{x}}{L_x}$ - elementarna długość wymiennika, -

Można zatem zauważyć, że przyjmując wymagany przepływ jako stały, aby uzyskać wysoką liczbę NTU (wyższą efektywność chłodzenia) należy zapewnić maksymalną powierzchnię wymiany ciepła F oraz wysoki współczynnik przenikania ciepła α .

Powierzchnia wymiany ciepła zależy od wymiarów płyty wymiennika oraz ilości płyt. Płyty połączone ze sobą przy zachowaniu odległości utrzymując wysokość kanału.

Przez kanały połączone równolegle przepływa strumień powietrza, które razem tworzą urządzenie o gabarytach (długość \times szerokość \times wysokość).

W związku z tym liczba kanałów w zadanej objętości zależy od wysokości kanału, czyli im niższy kanał tym większa powierzchnia wymiany ciepła. Wartość współczynnika wnikania ciepła zależy również od wysokości kanału.

Bazując na liczbie Nusselta będącej liczbą podobieństwa szybkości wymiany ciepła w wyniku konwekcji, do szybkości wymiany ciepła w wyniku przewodnictwa cieplnego współczynnika wnikania ciepła opisuje zależność:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{D_h} \quad (10)$$

Gdzie:

Nu - liczba Nusselta, -

D_h - średnica hydrauliczna, -

λ - współczynnik przewodzenia ciepła, W/ (m² K)

W przypadku wymienników rekuperacyjnych w uproszczeniu $D_h = h$, w związku z tym, im niższa wysokość kanału, tym wyższy współczynnik przenikania ciepła [55].

W przypadku wymienników wyparnych wysokości kanałów przyjmowane są do 10 mm, co determinuje ich stosunkowo duże gabaryty [50].

W wymiennikach wyparnych dominują przepływy o niskich prędkościach [56], w związku z tym to kształty kanałów oraz ich wymiary mają wpływ bezpośredni nie tylko na uzyskaną powierzchnię wymiany ciepła, ale także na wartość liczby Nusselta. Najbardziej popularne są przekroje prostokątne i trójkątne kanałów wymienników [56]. Niemniej, zwiększanie powierzchni wymiany ciepła można uzyskać, stosując płyty faliste, karbowane, ożebrowanie lub okrągłe [50]. Przykładowo kształt okrągły jest bardziej efektywny pod kątem wymiany ciepła niż kształty prostokątne i trójkątne [50]. Z kolei konstrukcja wymiennika z kanałami okrągłymi jest skomplikowana, ze względu na konieczność zawracania powietrza i jednoczesnego doprowadzenia wody do kanałów. W związku z tym, że w wymiennikach wyparnych zaleca się utrzymanie prędkości powietrza na wlocie w zakresie do 3.0 m/s [56] oraz wysokości kanałów w zakresie do 10 mm [50], wymienniki wyparne charakteryzują się stosunkowo dużymi gabarytami. Wynika to z konieczności zapewnienia odpowiedniej ilości kanałów (wymagana powierzchnia wymiany ciepła) oraz utrzymania odpowiedniej prędkości w każdym z kanałów. Dlatego na wielkość wymienników można wpłynąć stosując odpowiednio niskie kanały, jednak wiąże się to ze wzrostem strat ciśnienia.

6.3 Wpływ geometrii na stratę ciśnienia w wymienniku

Wysokość i kształt kanałów wpływają na końcowe straty ciśnienia w wymienniku w kanałach połączonych szeregowo z pozostałymi elementami systemu, co determinuje zużycie energii elektrycznej przez wentylator.

Na wydzielony element płynu w kanale wymiennika działają siły ciśnienia i ścinania, które się równoważą (Rysunek 16).

Przy czym współczynnik tarcia to stosunek naprężenia ścinającego ściany do energii kinetycznej przepływu objętościowego płynu definiowany jako współczynnik tarcia Fanninga:

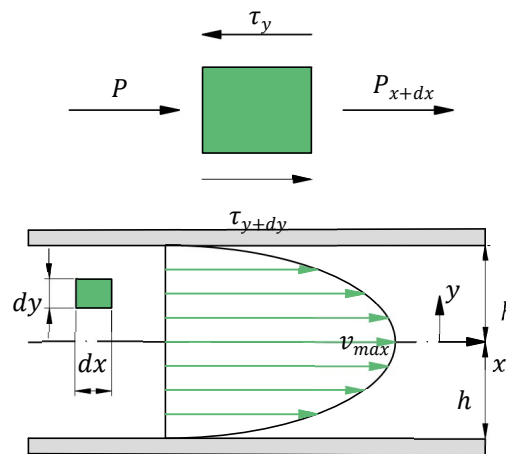
$$f = \frac{\tau_y}{\rho v_{sr}^2 / 2 g_c} \quad (11)$$

Gdzie:

τ_y - naprężenie styczne, Pa

v_{sr} - prędkość średnia powietrza w kanale, m/s

$g_c = 1$ - współczynnik proporcjonalności; -



Rysunek 16. Rozkład prędkości pomiędzy płytami równoległymi oraz siły działające na element płynu

Stratę ciśnienia związaną z oporami tarcia można zapisać w postaci zależności:

$$\Delta p = f \frac{4L}{D_h} \cdot \frac{G^2}{2 g_c \rho} \quad (12)$$

Gdzie:

G - przepływ masowy odniesiony do wolnej powierzchni przepływu, kg/(s m²)

L - długość kanału, m

Wartości współczynnika Fanninga (f) dla poszczególnych wariantów kanałów w zależności od charakteru przepływu oraz kształtu kanałów są znane i można je odczytać z literatury [54].

Straty ciśnienia w wymienniku zależą od jego geometrii (wymiarów kanałów, zmian kierunku przepływu) i właściwości płynu. W tradycyjnych wymiennikach rekuperacyjnych składających się z prostych kanałów spadek ciśnienia związany z oporami tarcia płynu dominuje w całkowitych spadkach ciśnienia.

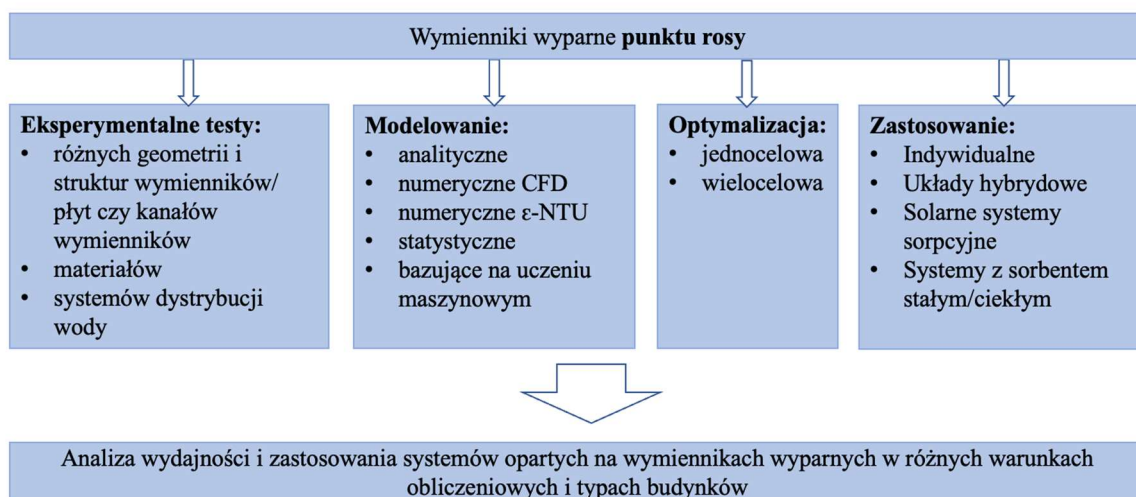
Straty ciśnienia w dodatkowym urządzeniu ma wpływ na zapotrzebowanie na energię pomocniczą do napędu wentylatorów, która jest wyznaczana na podstawie mocy właściwej wentylatora. Moc właściwa wentylatorów Specific Fan Power (SFP), jest wskaźnikiem wprowadzonym w związku z przepisami Dyrektywy 2002/91/WE. Zalecane maksymalne

wartości mocy właściwej wentylatora pojawiła się jako wymóg Rozporządzenia (Dz. U. z 2008 nr 201 poz. 1238) [57].

Definicję parametru SFP przywołuje również norma PN-EN 16798-3:2017-09 [58]. W przypadku wprowadzenia dodatkowego urządzenia wartość współczynnika nie może przekraczać zalecanej wartości. Dla wysokoefektywnych urządzeń do odzysku ciepła od roku 2014 współczynnik SFP wynosi $0.3 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$. Stąd zastosowanie dodatkowego wymiennika jako element centrali nie może powodować przekroczenia dopuszczalnych wartości współczynnika SFP.

7. Metody analizy pracy wymienników pośrednich wyparnych

Zestawienie badań nad pośrednimi wymiennikami wyparnymi punktu rosy zostało opublikowane w autorskim przeglądzie literatury [59], a ogólny zakres prowadzonych analiz ilustruje Rysunek 17.



Rysunek 17. Klasyfikacja badań nad pośrednimi wymiennikami

W ostatnich doniesieniach literaturowych są obecne badania eksperymentalne pracy różnych wymienników wyparnych różniących się budową, zastosowanymi materiałami czy sposobami doprowadzenia wody. Jednocześnie autorzy prowadzą badania numeryczne z wykorzystaniem różnych metod analizy wymiany ciepła i masy w wymiennikach, które pozwalają na określenie sprawności oraz mocy urządzeń dla różnych warunków obliczeniowych.

W tym celu są wykorzystywane modele matematyczne: analityczne, bazujące na zmodyfikowanej metodzie epsilon NTU, numerycznej mechanice płynów czy modele statystyczne [60]. Dzięki modelom numerycznym wymiany ciepła i masy prowadzone są badania nad optymalizacją urządzeń i analizą ich pracy w różnych systemach

klimatyzacyjnych. W pracach zakładane jest, że przepływy w urządzeniach są równomierne co uniemożliwia przeprowadzenie weryfikacji nietypowych struktur wymienników.

W przypadku prowadzonych eksperymentów dominują badania nad geometriami wymienników i strukturą płyt wymienników, materiałami konstrukcyjnymi lub nad sposobami dystrybucji wody [61].

Straty ciśnienia są kluczowe w procesie miniaturyzacji wymienników ciepła na potrzeby zastosowania ich jako elementy central klimatyzacyjnych. Można zauważyć, że problem ten był omawiany tylko w kilku opracowaniach, które skupiały się na obliczeniach strat ciśnienia w pośrednich wyparnych wymiennikach ciepła metodami analitycznymi lub numerycznymi w przestrzeni dwuwymiarowej (2D) [62], [63], [64], [65], [66].

W pozostałych przypadkach, w których analizowane są wymienniki wyparne wg podziału - Rysunek 17, obliczenia spadków ciśnienia opierają się na uproszczonych metodach bazujących na rozwiązaniach analitycznych i wzorach empirycznych (wzór (12)) przy założeniu, że przepływ w takim wymienniku jest w pełni rozwiniętym przepływem laminarnym lub badany układ jest dwuwymiarowy [67], [68], [66], [69],

W przypadku opracowanych nielicznych modeli trójwymiarowych (3D) wzięto pod uwagę jedynie typowy wymiar wysokości kanału (wyższy niż 3 mm) oraz prostą geometrię wymiennika składającą się z kanałów niezmiennających kierunku [70], [71]. Aby zastosować nowe urządzenia o nietypowych geometriach, niskich wysokościach kanałów bądź weryfikować charakter dystrybucji powietrza, konieczne jest opracowanie metodyki obliczania strat ciśnienia unikając konieczności prowadzenia eksperymentów. Przykładem złożonego procesu eksperymentalnego jest praca Antonellis i innych, gdzie badano wpływ kształtów powierzchni płyty wymiennika na wydajność urządzenia oraz wysokość strat ciśnienia [69].

W przypadku dążenia do komercjalizacji systemu sorpcyjnego otwartego, kluczowe jest minimalizowanie wymiarów urządzenia przy jednoczesnym zachowaniu poziomu mocy wentylatora na dopuszczalnym poziomie (SFP). W przypadku niskich wysokości kanałów (niższych niż 5 mm) i znacznych długości kanałów w kierunku przepływu powietrza, prowadzenie obliczeń numerycznych jest utrudnione ze względu na wymagania co do wymiarów siatki obliczeniowej.

Warto podkreślić, że znane są szersze podejścia analityczne do obliczania strat ciśnienia w wymiennikach ciepła z przepływem laminarnym tym przepływ rozwijający się hydrodynamicznie, omówione w [72] jednak ich zastosowanie dla skomplikowanych, nieprostych kanałów wymaga wprowadzania licznych założeń.

To samo dotyczy analizy równomierności rozplywu powietrza w wymienniku, która obecnie w przypadku wymienników pośrednich wyparnych nie jest weryfikowana.

Coraz bardziej złożone geometrie i konstrukcje wymienników ciepła powodują, że znane metody analityczne są upraszczane (zazwyczaj opierają się na empirycznych współczynnikach bezwymiarowych). Jak przedstawiono wcześniej przepływy występujące w pośrednich wymiennikach wyparnych są na ogół złożone. Charakteryzują się separacją przepływu, recyrkulacją oraz zmianą kierunku przepływu [39].

W związku z tym tworzy to lukę badawczą, której uzupełnienie umożliwi przeanalizowanie każdej możliwej struktury wymiennika pod kątem rozproszania powietrza w urządzeniu oraz wyznaczenie strat ciśnienia. Zweryfikowana metoda pozwoli na weryfikację struktur już na etapie powstawania koncepcji urządzenia lub udoskonalania urządzeń istniejących.

8. Podsumowanie i wnioski z części teoretycznej

Zauważono potrzebę opracowania wysokoefektywnych systemów chłodniczych zasilanych energią cieplną, które mogą być wykorzystane w systemach klimatyzacyjnych. Wykazano, że systemy sorpcyjne otwarte pod warunkiem podwyższenia efektywności COP oraz zlokalizowania ich urządzeń w centrali klimatyzacyjnej mogą zostać alternatywą dla tradycyjnych systemów sprężarkowych.

Istotnym elementem w rozwoju systemów sorpcyjnych otwartych jest opracowanie nowych wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy do chłodzenia powietrza, których gabaryty umożliwiają ich zlokalizowanie w sekcji centrali klimatyzacyjnej. W celu analizowania końcowej efektywności energetycznej tych systemów, konieczne jest określenie kluczowych współczynników efektywności opracowanych wymienników wyparnych takich jak sprawność punktu rosy, moc chłodnicza i współczynnik COP (odniesiony do mocy napędu wentylatora).

Zastosowanie dodatkowego wymiennika połączonego szeregowo z pozostałymi elementami systemu klimatyzacyjnego, wpływa na dodatkowe zapotrzebowanie na energię elektryczną wentylatora tłoczącego powietrze. Dlatego straty ciśnienia na drodze powietrza przez wymiennik są głównym ograniczeniem przy określeniu gabarytów i współczynników efektywności urządzenia.

W literaturze wymienniki pośrednie wyparne punktu rosy są szczegółowo analizowane numerycznie pod kątem wymiany ciepła i masy. W przypadku określenia strat ciśnienia w wymiennikach, są to metody bazujące na współczynnikach empirycznych i nie uwzględniają

specyficznych aspektów wymienników wyparnych takich, jak rozdział powietrza w kanałach lub zmiany kierunku przepływu.

Jednocześnie nie ma dostępnych metod umożliwiających weryfikację równomierności dystrybucji powietrza w kanałach wymiennika, a wykorzystywane modele wymiany ciepła i masy zakładają równomierną dystrybucję powietrza w strukturach wymienników. Dlatego wymagane jest opracowania metody umożliwiającej weryfikację koncepcji na wczesnym etapie projektowania nowych struktur wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy.

II CEL, TEZA I ZAKRES PRACY

Cel pracy

Analiza dystrybucji powietrza w wymiennikach pośrednich wyparnych oraz opracowanie urządzenia o gabarytach i kształcie umożliwiającym podwyższenie efektywności otwartego systemu sorpcyjnego.

Teza pracy

Zastosowanie wymiennika pośredniego wyparnego pozwala na podwyższenie efektywności otwartego sorpcyjnego systemu klimatyzacyjnego, stwarzając potencjał do jego komercjalizacji.

Realizację celu pracy oraz zweryfikowanie jej tezy przeprowadzono w oparciu o opracowany plan badawczy bazujący na analizie trzech różnych struktur wymienników pośrednich wyparnych, które potencjalnie mogą być wykorzystane w otwartym systemie sorpcyjnym.

Praca została podzielona na poszczególne etapy:

- **Etap 1.**

Eksperymentalne badania wstępne, weryfikujące wpływ wymiennika na pracę systemu sorpcyjnego otwartego.

- **Etap 2.**

Weryfikacja metody wyznaczania strat ciśnienia w wymiennikach pośrednich wyparnych opartej na współczynniku tarcia. Opracowanie i weryfikacja metod numerycznych wyznaczania strat ciśnienia.

- **Etap 3.**

Analiza wpływu dystrybucji powietrza na efektywność wymienników pośrednich wyparnych.

- **Etap 4.**

Wykorzystanie modeli matematycznych i numerycznych do projektowania wymienników wyparnych.

Do realizacji poszczególnych etapów pracy wykorzystano różne rodzaje wymienników wyparnych.

Pierwszy z nich to urządzenie o rdzeniu wymiennika przeciwprądowego, umieszczonego w dedykowanej zabudowie. Zabudowany wymiennik umożliwiającą realizację idei pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy został wykorzystany do realizacji Etapu 1. i 2. pracy.

Drugi wymiennik charakteryzuje się kształtem, który umożliwia jego zabudowę w sekcji centrali oraz zapewnia doprowadzenie wody do kanałów mokrych z wykorzystaniem dysz. Zaproponowana geometria wymiennika została wykorzystana do realizacji Etapu 3. pracy.

W ostatnim końcowym 4 etapie pracy przeanalizowano *trzeci* autorski wymiennik pod kątem strat ciśnienia, dystrybucji powietrza oraz współczynników efektywności. Opracowane urządzenie pozwala na maksymalne wykorzystanie przestrzeni sekcji centrali klimatyzacyjnej, a kształt kanałów wynika z zastosowanych materiałów, które umożliwiają doprowadzenie wody do kanałów mokrych wymiennika.

Zakres pracy:

Etap 1:

1. Budowa stanowiska eksperymentalnego otwartego systemu sorpcyjnego z wykorzystaniem pierwszej konfiguracji wymiennika.
2. Wyposażenie stanowiska w układ pomiarowy.
3. Rozruch stanowiska oraz regulacja instalacji.
4. Badania eksperymentalne wpływu pracy wymiennika na proces osuszania powietrza.
5. Obliczenia współczynników efektywności systemu sorpcyjnego.

Etap 2:

1. Weryfikacja obliczeń strat ciśnienia przeprowadzonych o wzory bazujące na współczynniku tarcia (Fanninga).
2. Opracowanie i weryfikacja metody wyznaczania strat ciśnienia bazującej na numerycznej mechanice płynów:
 - wybór środowiska do wykonania obliczeń numerycznych,
 - przygotowanie modeli 3D,
 - przygotowanie siatek obliczeniowych,
 - ustalenie warunków brzegowych i wybór algorytmu obliczeń,
 - weryfikacja wyników obliczeń.

Etap 3:

1. Symulacje numeryczne wykonane dla drugiej konfiguracji wymiennika:
 - Przygotowanie modeli 3D, siatek obliczeniowych, ustalenie warunków brzegowych.
2. Analiza spadków ciśnienia.
3. Analiza dystrybucji powietrza.
4. Analiza wpływu dystrybucji powietrza na sprawność wymiennika.

Etap 4:

1. Symulacje numeryczne wykonane dla trzeciej konfiguracji wymiennika:
 - Przygotowanie modeli 3D, siatek obliczeniowych, ustalenie warunków brzegowych.
2. Modyfikacja geometrii na podstawie analizy dystrybucji powietrza.
3. Określenie spadków ciśnienia oraz współczynników efektywności urządzenia.
4. Porównanie analizowanych geometrii wymienników.
5. Zdeterminowanie wysokości kanału wymiennika.
6. Propozycja zabudowy wymiennika w centrali klimatyzacyjnej.

III BADANIA WSTĘPNE

Trzecia część pracy obejmuje realizację Etapu 1:

Eksperymentalne badania wstępne weryfikujące wpływ wymiennika na pracę systemu sorpcyjnego otwartego.

Celem przeprowadzonych badań była eksperymetalna weryfikacja wpływu pracy wstępnego wymiennika pośredniego wyparnego punktu rosy na efektywność osuszania powietrza w rotorze sorpcyjnym. Wyniki zamieszczone w niniejszym rozdziale zostały opublikowane w pracy [73].

Do przeprowadzenia eksperymentu wykorzystano przeciwprądowy wymiennik rekuperacyjny umieszczony w opracowanej na cele eksperymentu obudowie.

Proponowana konstrukcja urządzenia umożliwia doprowadzenie wody oraz zawrócenie powietrza do kanałów mokrych wymiennika, co gwarantuje realizację idei pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy bez konieczności opracowania procesu wytwarzania rdzenia wymiennika.

9. Stanowisko eksperymetalne

Stanowisko eksperymetalne zostało zbudowane w Politechnice Wrocławskiej w laboratorium zlokalizowanym w budynku C-6 w pomieszczeniu 019. Rysunek 18 ilustruje schemat stanowiska.

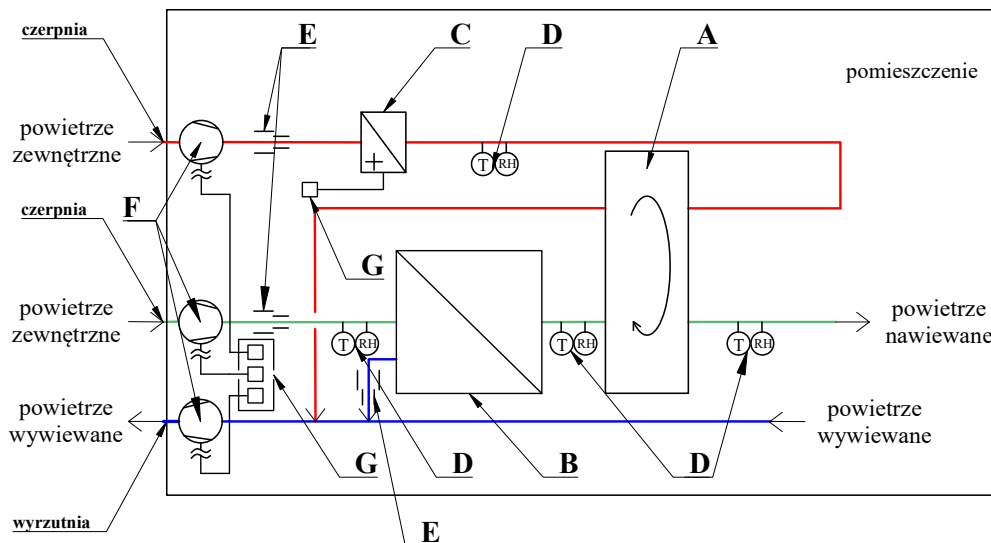
Głównymi elementami stanowiska są rotor sorpcyjny oraz wstępny wymiennik pośredni wyparny punktu rosy, które oznaczono na schemacie literami A i B. Powietrze jest doprowadzane i odprowadzane z urządzeń instalacjami zbudowanymi z okrągłych kanałów wentylacyjnych typu spiro z blachy ocynkowanej.

W skład stanowiska wchodzi trzy instalacje widoczne na schemacie (Rysunek 18):

- instalacja powietrza zewnętrznego (kolor zielony);
- instalacja powietrza regeneracyjnego (kolor czerwony);
- instalacja powietrza wywiewanego (kolor fioletowy).

Powietrze jest doprowadzane (czepniami oznaczonymi na schemacie) i usuwane (wyrzutniami) z pomieszczenia prostymi kanałami o średnicy 315 mm, na których znajdują się wentylatory kanałowe firmy Systemair (model K 315M EC). Oznaczono je na schemacie literą F. Na tych samych odcinkach instalacji znajdują się przepustnice

soczewkowe typy IRIS, które oznaczono literą E. Przepustnice umożliwiają regulację strumienia powietrza oraz określenie jego wartości na podstawie charakterystyki przepływu w funkcji ciśnienia przy różnych stopniach otwarcia przepustnic.



Rysunek 18. Schemat stanowiska pomiarowego

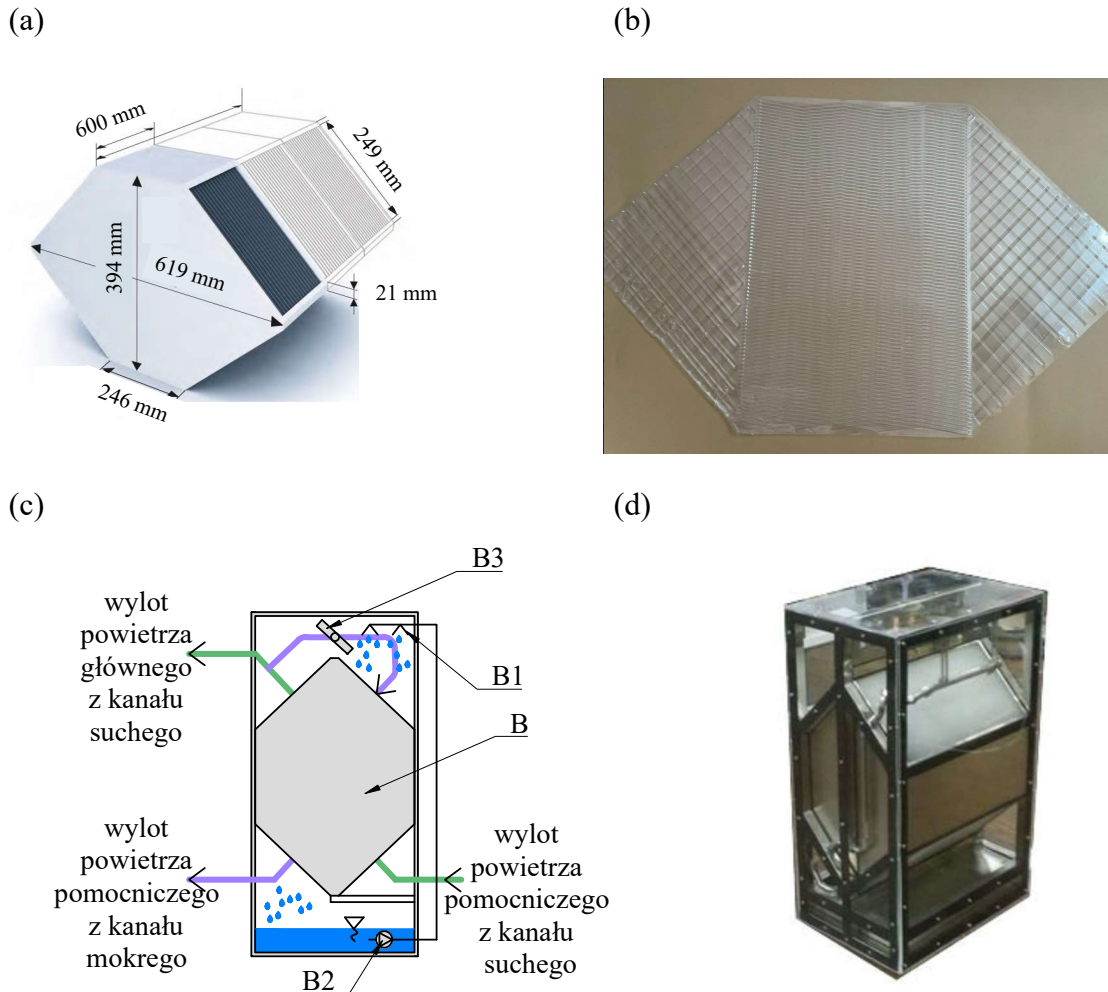
Legenda:

A - rotor sorpcyjny, B - wymiennik pośredni wyparnej punktu rosy, C - nagrzewnica elektryczna, D - czujniki wilgotności względnej i temperatury, E - przepustnice soczewkowe, F - wentylatory

W instalacji powietrza regeneracyjnego za wentylatorem usytuowano elektryczną nagrzewnicę kanałową o mocy 18 kW model EH (producent Venture Industries). W poszczególnych odcinkach instalacji przedstawionych na Rysunku 18 umieszczono czujniki temperatury i wilgotności oznaczone literą D.

W instalacji powietrza zewnętrznego zlokalizowano wymiennik rekuperacyjny przeciwprądowy firmy Klingenburg GS-45, o wymiarach przedstawionych na Rysunku 19 (a). Rdzeń wymiennika został wykonany fabrycznie z tworzywa sztucznego. Kształt pary płyt wymiennika tworzących jeden kanał przedstawia Rysunek 19 (b).

Sposób w jaki wymiennik został zabudowany przedstawiono schematycznie na Rysunku 19 (c). Taka aranżacja umożliwia pracę wymiennika w wariantcie wymiennika wyparnej punktu rosy. Jest to możliwe poprzez zastosowanie dysz rozpylających wodę (B1), pompy wody (B2) oraz przepustnicy regulacyjnej, której otwarcie wymusza zawracanie powietrza do kanałów mokrych (B3).



Rysunek 19. Wykorzystany wymiennik do przeprowadzenia badań eksperymentalnych (a) Wymiary wymiennika przeciwprądowego (b) Zdjęcie płyty wymiennika (c) Schemat zabudowy wymiennika (d) Zdjęcie wymiennika w obudowie

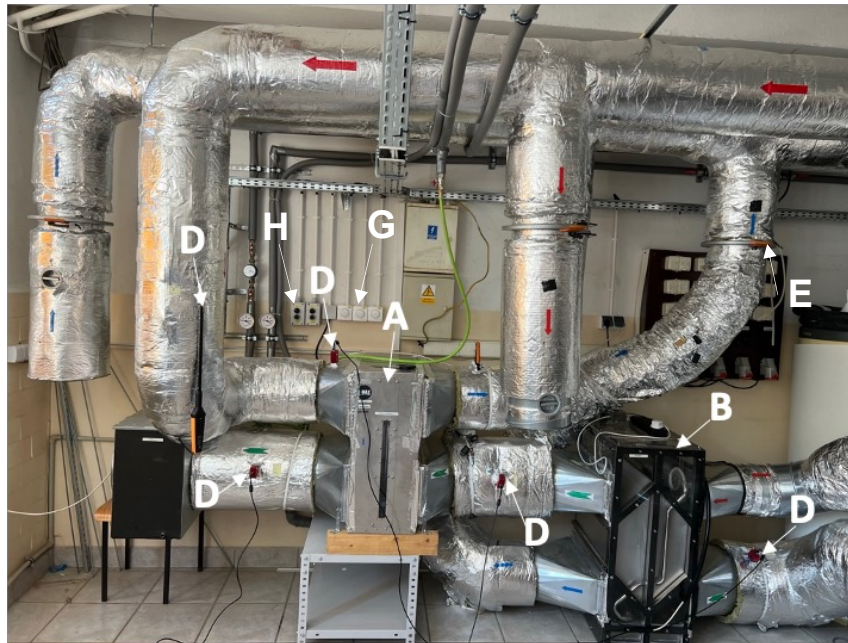
Legenda:
 B - rdzeń wymiennika, B1 - dysze wodne, B2 - pompa wody, B3 - przepustnica

Kolejnym elementem instalacji jest rotor sorpcyjny Seibu Geiken DST AB usytuowany za wymiennikiem na instalacji powietrza zewnętrznego. Urządzenie wykorzystuje silikażel jako sorbent wypełniający kanały sinusoidalne (w przekroju poprzecznym). Szczegółowe parametry urządzenia zestawiono w Tabeli 2.

Tabela 2. Parametry rotora sorpcyjnego

Opis parametru	Wartość
Moc cieplna (silikażel), J/ (kg K)	750
Typ kanału	Sinusoidalny
Wysokość kanału, mm	1.3
Szerokość kanału, mm	2.5
Grubość ścianki, mm	0.35
Długość kanału, m	0.1
Średnica rotora, m	0.5
Procent powierzchni przeznaczony na regenerację, %	50

(a)



(b)



Rysunek 20. Stanowisko pomiarowe oraz zastosowane urządzenia (a) Zdjęcie części instalacji zawierającej badane urządzenia: rotor sorpcyjny i wymiennik wstępny (b) Zdjęcie części instalacji doprowadzającej powietrze do urządzeń

Legenda:

A - rotor sorpcyjny, B - wymiennik pośredni wypary, D - czujniki temperatury i wilgotności C - nagrzewnica elektryczna, E - kryzy pomiarowe, F - wentylatory

Rysunek 20 (a) przedstawia zdjęcie części stanowiska obejmującej rotor sorpcyjny oraz wymiennik pośredni wyparowy punktu rosy. Wszystkie kanały wentylacyjne zostały zaizolowane matami izolacyjnymi o grubości 40 mm.

Instalację powietrza zewnętrznego oznaczono kolorem zielonym, kolorem czerwonym instalację powietrza regeneracyjnego oraz niebieskim instalację powietrza wywiewanego. Na zdjęciu widać rozmieszczenie czujników temperatury i wilgotności (D), potencjometry umożliwiające ustawienie wydajności wentylatorów (G) oraz włącznik nagrzewnicy (H).

Rysunek 20 (b) przedstawia drugą część stanowiska, obejmującą główne kanały doprowadzające powietrze do instalacji oraz kanał główny wywiewny. Na zdjęciu oznaczono nagrzewnicę, wentylatory oraz przepustnice soczewkowe typu IRIS.

Wszystkie urządzenia elektryczne zostały podłączone do instalacji elektrycznej. System wentylacyjny został uziemiony, a nagrzewnica posiada dodatkowy system zabezpieczeń przed przegrzaniem.

Zbudowane stanowisko pomiarowe umożliwia przeprowadzenie pomiarów zarówno nad pracą wymiennika jak i rotora sorpcyjnego w warunkach bliskich rzeczywistym odpowiadającym parametrom powietrza zewnętrznego w okresie ciepłym we Wrocławiu.

9.1 Metody pomiarowe

Wyposażenie stanowiska umożliwia bezpośredni pomiar temperatury powietrza i wilgotności względnej za pomocą czujników pomiarowych typu SHT25 oraz Testo 605i. Zakresy parametrów eksploatacyjnych dla badań eksperymentalnych zestawiono w Tabeli 3.

Strumień przepływu powietrza zmierzono dwoma metodami:

1. Pomiar pośredni poprzez sprawdzenie spadku ciśnienia na przepustnicach soczewkowych typu IRIS;
2. Pomiar pośredni poprzez sprawdzenie średniej prędkości powietrza na kanale czerpnym i wyrzutowym o pomierzonych wymiarach za pomocą anemometru skrzydełkowego.

Tabela 3. Zakres parametrów mierzonych podczas badań eksperymentalnych

Specyfikacja	Jednostka	Zakres
Strumień powietrza	m ³ /h	600–1000
Temperatura powietrza	°C	20–60
Wilgotność względna	%	10–50

Do obliczenia dokładności pomiarów bezpośrednich wykorzystano metodę maksymalnej niepewności Δx [74]. Metoda ta zakłada, że można obliczyć zakres jednostki mierzonej, w której występuje wartość rzeczywista.

Niepewność standardową obliczono z równania:

$$u(x) = \frac{\Delta x}{\sqrt{3}} \quad (13)$$

Gdzie:

x - wartość mierzona

Dokładności parametrów mierzonych bezpośrednio wraz z niepewnościami standardowymi podano w Tabeli 4.

Na podstawie uzyskanej temperatury i wilgotności względnej obliczono zawartość wilgoci powietrza. W przypadku parametrów mierzonych pośrednio wartość mierzona y wyliczana jest z zależności:

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k, \dots, x_K) \quad (14)$$

gdzie: $x_1, x_2, x_3, \dots, x_i, \dots, x_K$ to parametry mierzone bezpośrednio.

Metoda ta jest realizowana przy założeniu, że te parametry i ich niepewności standardowe są znane. Złożoną niepewność standardową obliczono dla funkcji jednej zmiennej:

$$u(y) = \frac{dy}{dx} u(x) \quad (15)$$

Oraz dla funkcji wielu zmiennych:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^K \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i)} \quad (16)$$

Tabela 4. Niepewności standardowe parametrów mierzonych bezpośrednio

Wartość mierzona	Jednostka	Urządzenie	Δx	$u(x)$
Temperatura (t)	°C	SHT25	0.2	± 0.115
		Termohigrometr Testo 605i	0.5	± 0.289
Wilgotność względna (φ)	%	Czujnik SHT25	1.8	± 1.04
		Termohigrometr Testo 605i	2.0	± 1.15
Prędkość powietrza (w)	m/s	Anemometr, Testo 440	0.01	± 0.01
Spadek ciśnienia (Δp)	Pa	Miernik Testo 440	5	± 2.89
Średnica (d)	mm	Suwmiarka	0.1	± 0.06

Parametry pośrednie obliczone na podstawie parametrów mierzonych bezpośrednio są wyznaczane z wykorzystaniem poniższych zależności:

Przepływ objętościowy:

Metoda 1:

$$V = 3.6 k \sqrt{\Delta p} \quad (17)$$

Gdzie:

Δp - spadek ciśnienia na przepustnicach irysowych, Pa

k - bezwymiarowy współczynnik przepływu z charakterystyki przepustnicy soczewkowej IRIS.

Metoda 2:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} w \cdot 3600 \quad (18)$$

Gdzie:

d - średnica kanału, m

w - mierzona prędkość strumienia powietrza, m/s

Zawartość wilgoci powietrza wilgotnego, g/(kg p.s.) została wyznaczona na podstawie zależności:

$$x = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{p_b - \varphi \cdot p_n} \cdot 1000 \quad (19)$$

Gdzie p_n to ciśnienie cząstkowe pary wodnej w stanie nasycenia i zostało wyznaczone z zależności:

$$p_n = 6.107 \cdot e^{(0.073 \cdot t - 2.912 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 8.33 \cdot 10^{-7} \cdot t^3)} \quad (20)$$

Gdzie:

t - zmierzona temperatura, °C,

φ - wilgotność względna, -

p_b - ciśnienie powietrza (gazu wilgotnego) $p_b = 1013$ hPa, Pa

W Tabeli 5 przedstawiono rozszerzone niepewności złożone dla parametrów mierzonych pośrednio.

Tabela 5 Rozszerzone niepewności złożone i standardowe dla mierzonych parametrów

Parametry			Rozszerzone złożone niepewności		
Parametr mierzony	Jednostka	Równanie	minimum	średnia	maksimum
Strumień powietrza	m ³ /h	(17)	7.47	7.82	8.27
Strumień powietrza	m ³ /h	(18)	3.41	5.17	6.54
Zawartość wilgoci SHT25	g/(kg p.s.)	(19)	0.1	0.5	1.6
Zawartość wilgoci Testo 605i	g/(kg p.s.)	(19)	0.2	0.6	2.1

9.2 Warunki prowadzenia pomiarów i analizowane warianty

Pomiary były prowadzone w okresie ciepłym (od czerwca do września) w roku 2022 w dniach, w których temperatura powietrza zewnętrznego była równa lub wyższa od temperatury obliczeniowej równej 30 °C oraz gdy nie występowały lokalnie opady atmosferyczne, które wpływają na zmiany zawartości wilgoci powietrza zewnętrznego.

Badania nad pracą systemu przeprowadzono dla dwóch wariantów:

- Wariant pierwszy, gdy wymiennik nie pracował: powietrze zewnętrzne osuszane w rotorze sorpcyjnym;

- Wariant drugi, gdy wymiennik pracował: powietrze zewnętrzne ochłodzone w wymienniku osuszane w rotorze sorpcyjnym.

Warunkiem porównania dwóch wariantów pracy systemu było uzyskanie warunków bliskich ustalonym, w których obliczony poziom osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym nie zmienia się znacznie. Należy podkreślić, że lokalne zmiany temperatury mierzonej mogą wynikać z chwilowo zmieniających się warunków atmosferycznych np. zmiana nasłonecznienia czy nagły podmuch wiatru w obrębie czerpni powietrza.

W pierwszej kolejności badano wariant pierwszy (bez chłodzenia wstępnego), a następnie wariant drugi (z chłodzeniem wstępnym). Kolejność ta wynika z uniknięcia wpływu chłodnego wymiennika na temperaturę powietrza przed rotorem w wariacie pierwszym.

Rozruch instalacji oraz uzyskanie warunków ustalonych trwał ok 1 h. W tym czasie zadawano i regulowano temperaturę powietrza regeneracyjnego oraz dozowano odpowiednie strumienie powietrza procesowego (za wymiennikiem) oraz regeneracyjnego, w stosunku około 1:1, (sterując wydajnością wentylatorów). Stosunek strumieni powietrza pomocniczego do głównego w wymienniku został wyregulowany do wartości około 0.3.

Zmierzone strumienie powietrza wynosiły odpowiednio:

- powietrze zewnętrzne: $922 \text{ m}^3/\text{h} \pm 8 \text{ m}^3/\text{h}$;
- powietrze regeneracyjne: $670 \text{ m}^3/\text{h} \pm 8 \text{ m}^3/\text{h}$;
- powietrze wywiewane (suma powietrza regeneracyjnego i pomocniczego z wymiennika wyparnego): $1160 \text{ m}^3/\text{h} \pm 8 \text{ m}^3/\text{h}$.

9.3 Wyniki pomiarów

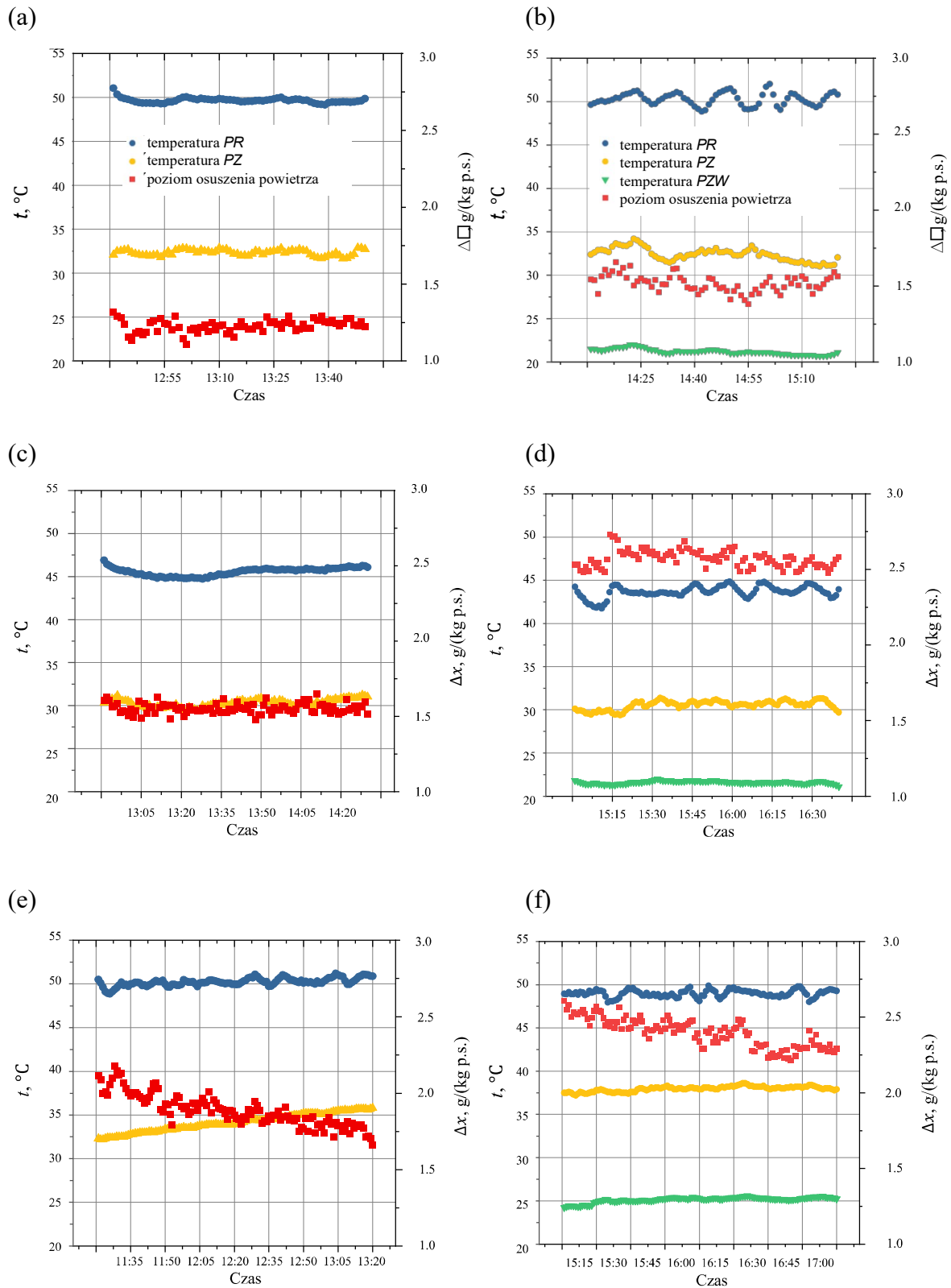
Rysunek 21 ilustruje wyniki pomiarów dla trzech dni z całego okresu pomiarowego, które zostały wybrane do przeprowadzenia analizy w niniejszej pracy. Wyniki dla wariantu pierwszego przedstawiają wykresy (a), (c) i (e), a dla wariantu drugiego (b), (d) i (f).

Na wykresach przedstawiono wartości mierzonych temperatur:

- powietrza zewnętrznego (*PZ*) - oznaczono kolorem żółtym;
- powietrza regeneracyjnego (*PR*) - oznaczono kolorem niebieskim;
- powietrza za wymiennikiem (*PZW*) oznaczono kolorem zielonym (tylko w przypadku wariantu drugiego, w którym wymiennik pracuje).

Wartość temperatury regeneracji była utrzymywana jako stała w każdym dniu pomiarowym dla dwóch wariantów pracy systemu. Utrzymanie stałej temperatury regeneracji

umożliwia zweryfikowanie zmiany poziomu osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym przy przełączeniu wariantu pracy systemu z pierwszego na drugi.



Rysunek 21. Wyniki badań eksperymentalnych (a) Praca systemu w wariantcie I w dniu 06.07.2022 (b) Praca systemu w wariantcie II w dniu 06.07.2022 (c) Praca systemu w wariantcie I w dniu 14.07.2022 (d) Praca systemu w wariantcie II w dniu 14.07.2022 (e) Praca systemu w wariantcie I w dniu 21.07.2022 (f) Praca systemu w wariantcie II w dniu 21.07.2022

Poziom osuszenia powietrza przez rotor sorpcyjny można określić poprzez obliczenie różnicy zawartości wilgoci powietrza przed rotorem sorpcyjnym i za rotorem sorpcyjnym. Obliczenia przeprowadzono na podstawie wartości temperatur i wilgotności względnych powietrza przed wymiennikiem i za rotorem sorpcyjnym (wg schematu - Rysunek 18), wg wzoru (19).

Następnie określono różnicę zawartości wilgoci pomiędzy punktem przed wymiennikiem i za rotorem sorpcyjnym, której wartość oznaczono jako Δx , która jest równoważna z szukanym poziomem osuszenia powietrza przez rotor sorpcyjny. Obliczone wartości przedstawiono na wykresach - Rysunek 21, oznaczając punkty obliczeniowe kolorem czerwonym.

W pierwszym wariantcie pracy systemu (Rysunek 21 (a), (c), (e)) obliczone różnice zawartości wilgoci dla poszczególnych dni pomiarowych wynosiły średnio 1.4 g/(kg p.s.) - w dniu 06 lipca 2022, 1.6 g/(kg p.s.) - w dniu 14 lipca 2022 oraz 1.7 g/(kg p.s.) - w dniu 21 lipca 2022.

W wyniku załączenia wymiennika wstępnego i przełączenia systemu do wariantu drugiego średni poziom osuszenia powietrza wyraźnie wzrósł w każdym analizowanym przypadku. Wartość wzrostu zależy od zadanej temperatury powietrza regeneracyjnego ($t_{PR} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{PR} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$), która dwóch wariantów pracy jest stała oraz aktualnych parametrów powietrza zewnętrznego.

Na wykresach psychrometrycznych przedstawiono parametry powietrza zewnętrznego oraz regeneracyjnego w punktach pomiarowych odpowiednio - Rysunek 22 (a) i (b) dla pierwszego oraz drugiego wariantu pracy systemu.

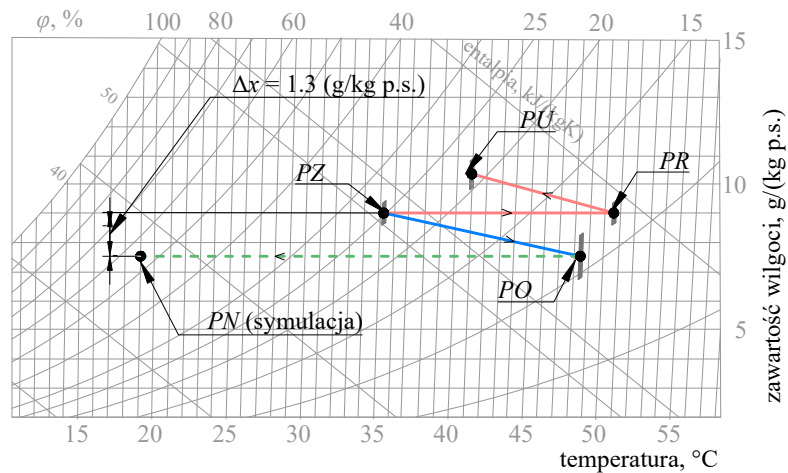
Na podstawie analizy parametrów powietrza można wyjaśnić przyczynę wzrostu poziomu osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym.

Wzrost wynika z wymuszonej różnicy temperatur powietrza przed rotorem sorpcyjnym. Należy zwrócić uwagę, że powietrze ochłodzone w wymienniku pośrednim wyprany punkt rosy ma zarówno niską temperaturę jak i wysoką wilgotność względną. Dlatego proces usuwania pary wodnej z powietrza poprzez jej adsorpcję na powierzchni sorbentu (w porównaniu do wariantu pierwszego) jest realizowany w warunkach wyższej różnicy zarówno temperatur jak i wilgotności względnych pomiędzy powietrzem osuszonym, a regeneracyjnym. Korzyść jaka z tego płynie można wyjaśnić z wykorzystaniem pojęcia potencjału chemicznego pary wodnej znajdującej się w powietrzu lub w wypełnieniu, który może być potraktowany jako siła napędowa zjawisk wymiany masy. Potencjał chemiczny powietrza zależy od temperatury oraz wilgotności względnej powietrza, maleje wraz z obniżaniem jego wilgotności względnej

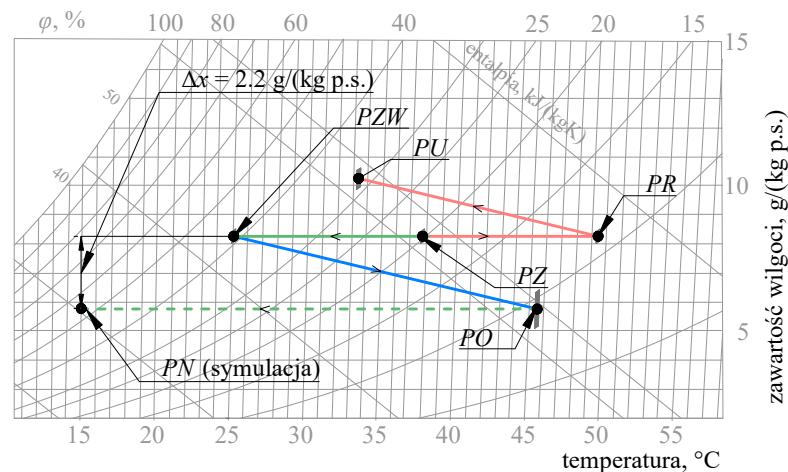
i rośnie aż do stanu nasycenia parą wodną. Suche wypełnienie będące w stanie równowagi z gorącym powietrzem regeneracyjnym o niskiej wilgotności względnej (niskie ciśnienie cząstkowe pary wodnej) ma niski potencjał chemiczny.

Z kolei powietrze ochłodzone trafiające do wypełnienia (charakteryzuje się wysoką wilgotnością względną, czyli wysokim potencjałem chemicznym pary wodnej (wysokie ciśnienie cząstkowe pary wodnej)). Wysoka różnica potencjałów chemicznych determinuje zwiększoną wymianę masy, co w tym przypadku potwierdza wyższe osuszenie powietrza w wariancie wstępnego chłodzenia powietrza.

(a)



(b)



Rysunek 22. Przemiany powietrza na wykresie psychrometrycznym (a) Wariant I osuszanie w rotorze powietrza zewnętrznego (b) Wariant II osuszanie w rotorze ochłodzonego powietrza zewnętrznego

Legenda:

PN - powietrze nawiewane, PO - powietrze osuszone, PR - powietrze regeneracyjne, PU - powietrze usuwane, PZ - powietrze zewnętrzne, PZW - powietrze za wymiennikiem

Porównując wartości poziomu osuszenia otrzymanych podczas pracy sytemu w wariancie pierwszym i drugim, należy uwzględnić różnicę w początkowych parametrach powietrza

zewnętrznego, które wynikały z prowadzenia pomiarów dla dwóch wariantów w warunkach bliskich rzeczywistym w ciągu jednego dnia.

W trakcie pierwszego wariantu zawartość wilgoci powietrza była niższa niż w przypadku drugiego wariantu. Mimo, że teoretycznie z powietrza o niższej zawartości wilgoci trudniej jest usunąć parę wodną w procesie adsorpcji zaobserwowano średni wzrost poziomu osuszenia powietrza z 1.3 g/(kg p.s.) do 2.2 g/(kg p.s.) odpowiednio w pierwszym i drugim wariancie pracy (Rysunek 21).

Zastosowana konfiguracja wymiennika przeciwprądowego w zabudowie umożliwiającej pracę w funkcji pośredniego wymiennika wyparnego punktu rosy umożliwiła rozpoznawczą weryfikację wpływu ochładzania powietrza na poziom osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym. Niemniej średnia sprawność punktu rosy wymiennika pośredniego wyparnego w ciągu analizowanych dni pomiarowych zawierała się w zakresie od 0.4 do 0.6. Przy czym w dniu 14 lipca 2023 roku warunki powietrza zewnętrznego były bliskie warunkom obliczeniowym dla Warszawy wg ASHRAE [75], a sprawność wymiennika wynosiła 0.6.

9.4 Obliczenia efektywności otwartego systemu sorpcyjnego

Zwiększenie poziomu osuszenia w przypadku zastosowania wstępnego wymiennika chłodzącego powietrze zwiększa potencjał zastosowania systemu otwartego, ponieważ przy tych samych poziomach temperatur powietrza regeneracyjnego może pokryć wyższe utajone obciążenia cieplne w strefie klimatyzowanej.

W niniejszym rozdziale dla warunków ustalonych panujących w dniu 21 lipca 2023 przeanalizowano teoretycznie pracę systemu dla różnych temperatur powietrza regeneracyjnego (w zakresie od 40 °C do 60 °C co 5 °C). Do weryfikacji poziomu osuszenia powietrza wykorzystano wcześniej walidowany model numeryczny rotora sorpcyjnego opublikowany w pracach naukowych [48], [76], [77].

Założono, że zarówno strumień powietrza osuszanego w rotorze jak i regenerującego rotor odpowiada wartościom zmierzonym podczas trwania eksperymentu, co zestawiono - Tabela 6.

Tabela 6. Parametry wejściowe do symulacji pracy systemu

Wariant	t_{PZ} , °C	x_{PZ} , g/(kg p.s.)	t_{PR} , °C	$V_{PZ(I)}=V_{I(II)}$, m ³ /h	$V_{PR(I)}=V_{PR(II)}$, m ³ /h	t_{PW} , °C	x_{PW} , g/(kg p.s.)
I	36.1	9.4	40, 45, 50,	922	670	25	11.0
II	37.9	8.3	55, 60	922	670		

Dysponując stanowiskiem opisanym w rozdziale 9 w warunkach bliskich rzeczywistym, trudnością byłoby zbadanie poziomu osuszenia powietrza dla różnych wartości temperatur regeneracji w ciągu jednego dnia pomiarowego. Jest to spowodowane ograniczeniem czasowym trwania eksperymentu, ponieważ w jednym dniu można zbadać tylko jedną wartość

temperatury powietrza regeneracyjnego ze względu na czas uzyskania warunków ustalonych pracy systemu oraz uzyskania minimalnego czasu pomiaru. W związku z tym, że praca skupia się szczególnie aspektach projektowania wymienników wyparnych, na potrzeby obliczeń założono, że otwarty system sorpcyjny bazuje na wymiennikach pośrednich wyparnych zarówno do chłodzenia wstępnego i wtórnego powietrza.

Bazując na wynikach eksperymentalnych pracy wymiennika, założono sprawność punktu rosy wymiennika na poziomie 0.6. W celu określenia termicznego współczynnika COP systemu wyznaczono moc chłodniczą bazującą na zmianie entalpii powietrza zewnętrznego (PZ):

$$\dot{Q} = V_{PN} c_p (i_{PZ} - i_{PN}), \text{ kW} \quad (21)$$

Gdzie:

V_{PN} - strumień powietrza nawiewanego, m^3/s

i_{PZ} - entalpia powietrza zewnętrznego, kJ/kg

i_{PN} - entalpia powietrza nawiewanego, kJ/kg

c_p - ciepło właściwe powietrza, $\text{kJ}/(\text{kg K})$.

Moc nagrzewnicy wyznaczono wg wzoru:

$$P = V_{PR} \rho c_p (t_{PR} - t_{PZ}), \text{ kW} \quad (22)$$

Gdzie:

V_{PR} - strumień powietrza regeneracyjnego, m^3/s

t_{PR} - temperatura powietrza regeneracyjnego, $^{\circ}\text{C}$

t_{PZ} - temperatura powietrza zewnętrznego, $^{\circ}\text{C}$

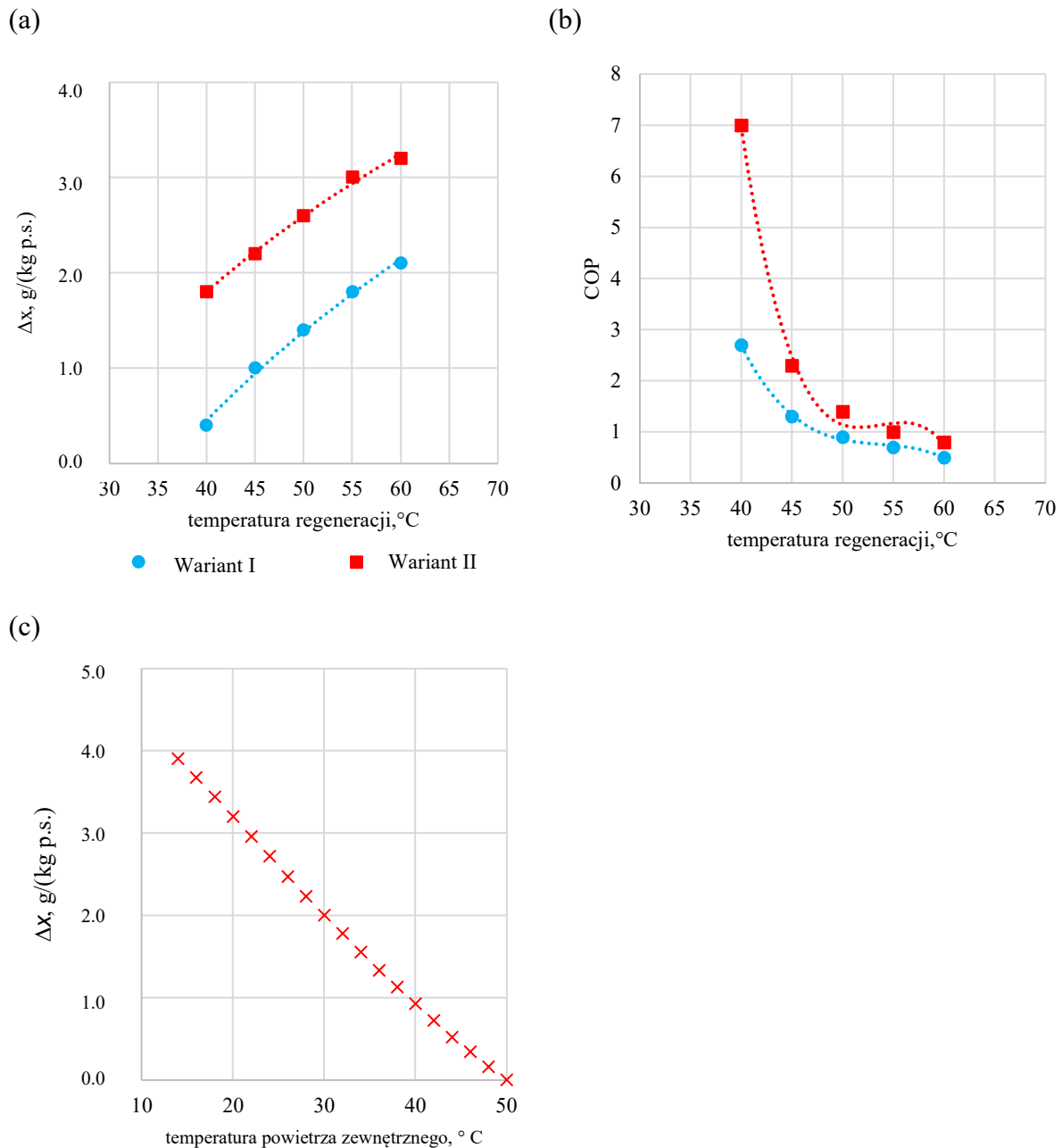
ρ - gęstość powietrza, kg/m^3 .

Można zauważyć, że chcąc otrzymać poziom osuszenia równy około $1.8 \text{ g}/(\text{kg p.s.})$ (Rysunek 23 (a)), praca systemu w wariancie pierwszym- należy zastosować powietrze o temperaturze $55 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Z kolei w przypadku wariantu drugiego ze wstępnym chłodzeniem powietrza, temperatura ta może wynosić $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, zachowując ten sam poziom osuszenia powietrza. Niższa wartość temperatury regeneracji wymaga mniejszej mocy źródła ciepła, co wpływa na wzrost osiąganego współczynnika COP systemu jak przedstawiono na Rysunku 23 (b).

Rysunek 23 (c) ilustruje, jak zmienia się poziom osuszenia powietrza w zależności od temperatury powietrza na wlocie do rotora sorpcyjnego dla temperatury regeneracji równej $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Im niższa temperatura na wlocie urządzenia tym wyższy poziom osuszenia powietrza. Wpływa to również na większą zmianę entalpii przy tej samej temperaturze regeneracji, co ostatecznie podwyższa około dwukrotnie współczynnik COP systemu.

Podczas badań powiązanych z niniejszą pracą przeanalizowano średnie sezonowe współczynniki COP systemu wykorzystującego wymienniki wyparne dla warunków polskich w okresie letnim roku 2018 [78]. Z przeprowadzonej analizy wynika, że dla tego okresu średnie miesięczne COP termiczne systemu pracującego w trybie chłodzenia i osuszania wynosi od 1.5 do 2.2.



Rysunek 23. Wyniki obliczeń wpływu temperatury powietrza na wlocie do rotora sorpcyjnego (a) Na poziom osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym (b) Na współczynnik COP (c) Poziomu osuszenia powietrza w rotorze w zależności od wartości temperatury powietrza na wlocie do rotora sorpcyjnego (temperatura regeneracji 50 °C zawartość wilgoci 8.3 g/(kg p.s.))

W pracy oszacowano, że proponowany system przez większość analizowanego okresu może pracować w trybie tylko chłodzenia lub wentylacji (bez konieczności osuszania

powietrza), w tym przypadku średnie miesięczne COP dla założonych gabarytów wymiennika, bez ograniczeń co do jego wielkości, odniesione do energii elektrycznej wynosiło od 59.4 do 62.2.

9.5 Podsumowanie i wnioski z badań wstępnych

Kluczowym rezultatem uzyskanym w ramach badań wstępnych jest wykazanie korzystnego wpływu wstępnego chłodzenia powietrza z wykorzystaniem pośredniego wymiennika wyparnego punktu rosy na skuteczność procesu osuszania w otwartym systemie sorpcyjnym.

Zaobserwowane zjawisko wyjaśniono w oparciu o zaprezentowane wyniki badań eksperymentalnych. Wykazano, że niższa temperatura powietrza przed rotorem sorpcyjnym powoduje wyższy poziom osuszenia powietrza.

Oszacowano, że zastosowanie wstępnego chłodzenia pozwala podwyższyć ponad dwukrotnie współczynnik COP otwartego systemu sorpcyjnego w porównaniu do wariantu bez chłodzenia powietrza. Wartość współczynnika zależy od aktualnych parametrów pracy systemu.

Należy podkreślić, że wymiennik zastosowany w badaniach wstępnych jest prototypem laboratoryjnym i nie jest dostosowany do zabudowy w centrali klimatyzacyjnej. Mając na uwadze fakt, że dąży się do minimalizowania zużycia energii elektrycznej systemów klimatyzacyjnych należy uwzględnić, że zastosowanie dodatkowego wymiennika pośredniego wyparnego, jako element połączony szeregowo w systemie, stanowi dodatkowy opór dla tłoczonego powietrza. Dlatego w przypadku opracowania docelowej geometrii wysokoefektywnego wymiennika konieczne jest szczególne uwzględnienie strat ciśnienia, które mają wpływ na zużycie dodatkowej energii do napędu wentylatora.

IV METODY WYZNACZANIA STRAT CIŚNIENIA

Czwarta część pracy obejmuje realizację Etapu 2:

Weryfikacja metody wyznaczenia strat ciśnienia w wymiennikach pośrednich wyparnych opartej na współczynniku tarcia. Opracowanie i weryfikacja metod numerycznych wyznaczenia strat ciśnienia.

Do zrealizowania Etapu 2. pracy wykorzystano ten sam wymiennik co przy realizacji Etapu 1. pracy. Wyniki zaprezentowane w niniejszej części zostały opublikowane w czasopiśmie naukowym [79].

W pierwszej kolejności zdefiniowano niezbędne założenia dotyczące charakterystyki przepływu powietrza w wymienniku. Następnie zestawiono współczynniki tarcia i przeprowadzono obliczenia strat ciśnienia. Wyniki porównano z certyfikowanymi danymi empirycznymi pozyskanymi od producenta wymiennika.

Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na wykazanie ograniczeń w wyznaczaniu strat ciśnienia w wymiennikach. W związku z tym zaproponowano metodę numeryczną do wyznaczenia strat ciśnienia w wymienniku oraz zweryfikowano wyniki obliczeń w oparciu o certyfikowane dane eksperymentalne.

10. Uzasadnienie charakterystyki przepływu powietrza

W celu wyznaczenia strat ciśnienia w wymiennikach konieczne jest rozpoznanie charakterystyki przepływu powietrza. Płyny mogą poruszać się w sposób uporządkowany lub chaotyczny. Uporządkowany ruch płynu, w którym poszczególne jego elementy przemieszczają się po torach prostych lub nieznacznie zakrzywionych, nazywany jest przepływem laminarnym płynu. Występuje, gdy w obrębie płynu przeważają siły lepkości nad siłami bezwładności np. gdy charakteryzuje się wysoką lepkością danego płynu (np. olej). W przypadku, gdy ma on niską lepkość, przepływ laminarny występuje, gdy jest odpowiednio niska.

Chaotyczny i nieuporządkowany ruch płynu jest nazywany przepływem turbulentnym i powstaje, gdy prędkość przepływu płynu jest wysoka. Zmiana rodzaju przepływu z laminarnego na turbulentny nie pojawia się nagle. Dlatego w przypadku analizy wymienników ciepła w zależności od prędkości powietrza i wymiarów kanałów oraz lepkości płynu rozróżnia się trzy różne typy przepływów: laminarny przejściowy i turbulentny [55].

Do ustalenia rodzaju przepływu wykorzystuje się bezwymiarową liczbę Reynoldsa obliczaną wg wzoru:

$$Re = \frac{v_{sr} D_h}{\nu} \quad (23)$$

Gdzie

ν - lepkość kinematyczna, m²/s

v_{sr} - prędkość średnia, m/s

D_h - średnica hydrauliczna, -

Prędkość średnia jest wyznaczana na podstawie równania ciągłości strugi:

$$v_{sr} = \frac{A}{V} \quad (24)$$

Gdzie:

A - przekrój poprzeczny kanału, m²

V - strumień płynu, m³/s

Średnica hydrauliczna jest to stosunek pomiędzy powierzchnią przekroju, a tzw. obwodem zwilżonym:

$$D_h = \frac{4A}{O} \quad (25)$$

O - obwód zwilżony kanału, m

W przypadku przepływów laminarnych profil prędkości przyjmuje kształt paraboli kwadratowej, co na przykładzie dwóch płyt równoległe do siebie usytuowanych o nieskończenie dużej powierzchni, przedstawiono na Rysunku 16. Przy ścianach sztywnych prędkość dąży do wartości równej 0, a w osi przekroju kanału osiąga wartość maksymalną v_{max} . W oparciu o ww. założenia można wyznaczyć prędkość średnią, rozwiązując równanie ruchu dla analizowanego płynu, czego wynikiem jest wartość prędkości $v_{sr} = \frac{2}{3} v_{max}$.

Biorąc za przykład płyty zlokalizowane równoległe do siebie, jak prezentuje Rysunek 16, średnica hydrauliczna przyjmuje wartość:

$$D_h = \left(\frac{4(2hb)}{2h+2} \right) = \frac{4h}{\frac{h}{b}+1} = 4h \text{ dla } h/b \rightarrow \infty \quad (26)$$

W zależności od wartości liczby Reynoldsa można ustalić rodzaj przepływu opierając się na zakresach, które przedstawiono w Tabeli 7.

Należy podkreślić, że wartości graniczne mogą się zmieniać w zależności od przekroju poprzecznego przewodu. Przykładowo w przypadku kanałów prostokątnych zależy ona od współczynnika kształtu $R = \frac{h}{b}$.

Górna granica przepływu laminarnego Reynoldsa mieści się w zakresie od 1900 do 2800 [80]. Na potrzeby niniejszej analizy przyjęto wartość średnią równą 2300, po przekroczeniu tej wartości liczy Re w kanale wymiennika przepływ uznawany jest za nielaminarny.

Tabela 7. Ogólne warunki powstawania przepływów w przewodach prostokątnych [55]

Rodzaj przepływu	Zakres liczby Reynoldsa
Przepływ laminarny	$Re < 2300$
Przepływ przejściowy	$2300 \leq Re < 10\ 000$
Przepływ turbulentny	$Re \geq 10\ 000$

Obliczenia strat ciśnienia w wymienniku przeprowadzono z wykorzystaniem wzoru na straty ciśnienia w prostym kanale (12). Aranżacja wymiennika umożliwia wykorzystanie wzoru, ponieważ charakterystyczny dla wymienników punktu rosy rozdział przepływu powietrza znajduje się poza płytą wymiennika. Oznacza to, że wzdłuż całej długości kanału przepływ powietrza ma stałą wartość.

W Tabeli 8 zestawiono zakresy liczb Reynoldsa dla różnych prędkości w kanale analizowanego wymiennika (Rysunek 19). Liczby Reynoldsa przeliczono dla poszczególnych przekrojów poprzecznych kanałów przedstawionych - Rysunek 24 oraz zmiennych prędkości wlotowych.

Zakres prędkości wlotowych charakterystycznych dla przepływów w wymiennikach wyparnych przyjęto na podstawie literatury [56]. Można zauważyć, że liczba Reynoldsa nie przekracza wartości 1912, co oznacza, że mamy do czynienia z przepływem laminarnym. Na tej podstawie można określić współczynniki tarcia płynu.

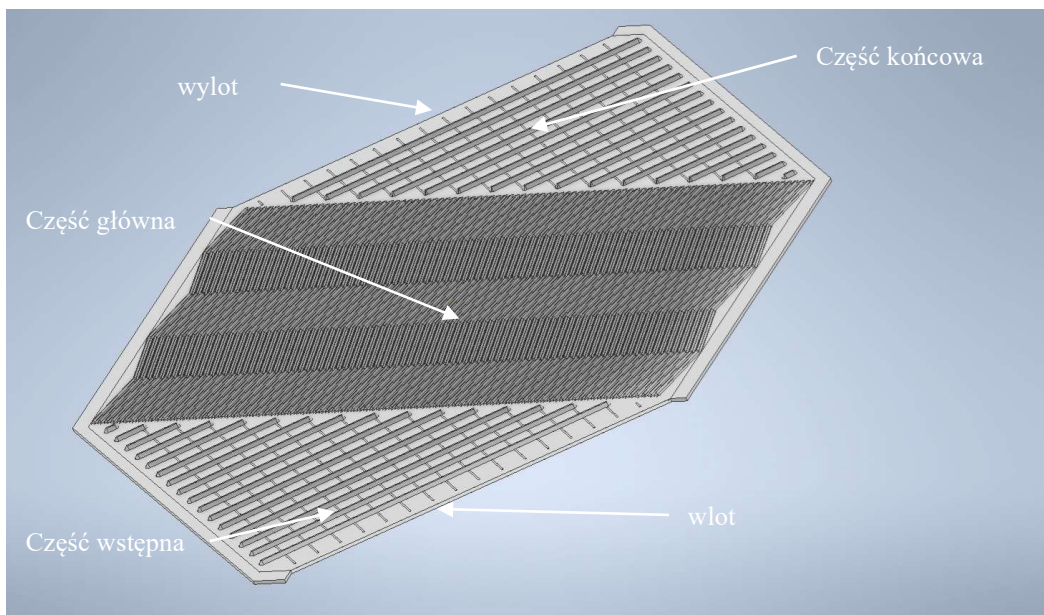
Tabela 8. Występujące zakresy liczby Reynoldsa

Wymiennik przeciwpływowy	Wysokość kanału	Prędkość wlotowa	Liczba Reynoldsa Część wstępna/końcowa	Liczba Reynoldsa Część główna
	2.2 mm	1.0 m/s	448	228
2.0 m/s		956	456	
3.0 m/s		1434	684	
4.0 m/s		1912	912	

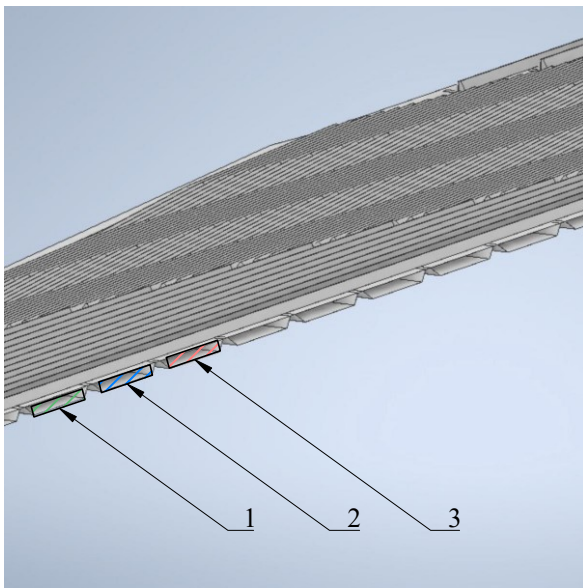
Ze względu na to, że kształt poprzeczny kanałów nie jest jednoznaczny, jak przedstawiono na Rysunek 24. Konieczne jest wprowadzenie założeń do przeprowadzenia obliczeń. W wymiennikach rekuperacyjnych kanały są zlokalizowane równolegle, czyli składają się z płyt co zostało przedstawione na Rysunku 24.

Spadki ciśnienia w kanałach położonych równolegle są sobie równe, dlatego na potrzeby niniejszej analizy skupiono się na jednej płycie złożonej z mniejszych kanałków.

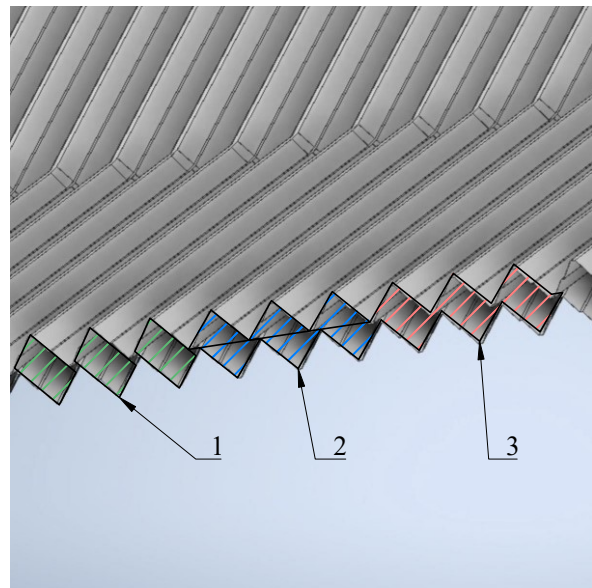
(a)



(b)



(c)



Rysunek 24. Trójwymiarowa geometria wymiennika przeciwnieprądowego (a) Widok sekcji składającej się z dwóch płyt (b) Przekrój poprzeczny kanałów w części wstępnej lub końcowej (c) Przekrój poprzeczny kanałów w części głównej

W części wstępnej i końcowej wymiennika (Rysunek 24 (a)) założono w przybliżeniu kształt prostokątny przekroju kanałów (Rysunek 24 (b)). W części głównej przyjęto poniższe przypadki wg Rysunku 24 (c):

1. Przybliżony przekrój poprzeczny kanałów w kształcie prostokątów.
2. Przybliżony przekrój poprzeczny kanałów w kształcie trójkątów równobocznych.
3. Przybliżony przekrój poprzeczny kanałów karbowany/falowany.

Dla porównania założono, że w części wstępnej i końcowej mamy do czynienia z kształtem okrągłym kanałów odpowiadającym powierzchni rzeczywistej kanałów oraz w części głównej kształt okrągły kanałów odpowiadający powierzchni rzeczywistej kanałów.

Ze względu na to, że w często obliczenia strat ciśnienia w wymiennikach wyparnych są prowadzone w oparciu o współczynniki dla płyt zlokalizowanych do siebie równolegle założono, że cały wymiennik składa się z płyt równoległych w każdej części wymiennika (wstępnej, końcowej, głównej). Wymiennik podzielono na mniejsze kanały (o różnej długości w części wstępnej i końcowej), a obliczenia prowadzono dla każdego kanału.

Podsumowując, w celu przeprowadzenia obliczeń strat ciśnienia z wykorzystaniem wzoru (12) konieczne jest założenie, że: (a) Przepływ jest stały i izotermiczny, a właściwości płynu nie zmieniają się w czasie, (b) Gęstość płynu jest traktowana jako stała, więc płyn jest nieściśliwy, (c) Ciśnienie w każdym punkcie jest niezależne od kierunku. Jeśli naprężenie ścinające jest obecne, ciśnienie jest definiowane jako średnia normalnych naprężeń w punkcie, (d) Pominięto siły tarcia związane z grawitacją, polami magnetycznymi, elektrycznymi, (e) Wzdłuż długości kanału nie ma żadnych pochłaniaczy ani źródeł energii; przepływ strumienia mechaniczne rozpraszanie energii jest równe zeru, oraz (f) Współczynnik tarcia jest stały na całej długości kanału przez dany kształt.

11. Certyfikowane dane empiryczne

W pracy wykorzystano certyfikowane dane empiryczne wysokości strat ciśnienia w wymienniku przeciwpądowym GS udostępnione przez firmę Klingenburg. Dane zostały pozyskane przez producenta urządzenia zgodnie z europejskimi standardami certyfikacji Eurovent Certita, które bazują na normie EN 308:1997 [81]. Normy wymagają wyznaczenia doświadczalnie spadku ciśnienia między wlotem a wylotem urządzenia w warunkach normalnych: temperatura powietrza 20 °C, wilgotność względna powietrza 50 % i gęstość powietrza 1,20 kg/m³. Dopuszczalne odchylenie zależy od warunków przepływu powietrza dla 50 % spadku ciśnienia nominalnego wynosi 5 Pa, dla ciśnienia nominalnego 10 Pa, dla 150 % 15 Pa.

Spadek ciśnienia nominalnego może przyjmować wartości: 50 Pa, 100 Pa i 150 Pa i zależy to od wielkości wymiennika. Wymiennik GS-45 charakteryzuje się nominalnym ciśnieniem na poziomie 100 Pa. Wyniki wartości spadków ciśnienia dla różnych przepływów powietrza przez wymiennik typu GS-45 wykorzystano w celu weryfikacji obliczeń zarówno analitycznych opartych na współczynnikach empirycznych jak i obliczeń numerycznych.

12. Obliczanie strat ciśnienia w oparciu o współczynnik tarcia

Na podstawie założonych przekrojów poprzecznych kanałów wymiennika oraz rodzaju przepływu można pozyskać z literatury zależności definiujące wartość współczynnika tarcia (Fanninga), co zostało przedstawione w Tabeli 9.

Tabela 9. Zależności opisujące współczynniki tarcia dla różnych przekrojów poprzecznych kanałów przy założeniu przepływu w pełni rozwiniętego i kanału prostego [54].

Kształt przekroju	Zależność
Prostokątny	$f \cdot Re = 24(1 - 1.3553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} - 1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} - 0.2537\alpha^{*5}) \quad (27)$ Dla $0 \leq \alpha^* \leq 1$ część wlotowa i wylotowa, $\alpha^* = 0.327$
Trójkątny	$f \cdot Re = 12(1 - 0.0115\alpha^* + 1.7099\alpha^{*2} - 4.3394\alpha^{*3} + 4.2732\alpha^{*4} - 1.5817\alpha^{*5} + 0.0599\alpha^{*6}) \quad (28)$ Dla $0 \leq \alpha^* \leq 1$, część główna $\alpha^* = \frac{\sqrt{3}}{2}$
Okrągły	$f \cdot Re = 16 \quad (29)$
Płyty równoległe	$f \cdot Re = 24 \quad (30)$
Płyty falowane pod kątem 30°	$f \cdot Re = 0.0925 \cdot Re + 57.5 \quad (31)$ Dla $260 < Re < 3000$

Należy podkreślić, że zanim w kanale wymiennika powstanie przepływ w pełni rozwinięty na początku kanału obserwuje się przepływ o charakterze ustalającym się. W tym obszarze obserwuje się efekty wejścia, które mogą być znaczące nawet dla kanałów o w pełni rozwiniętym przepływie wzdłuż większej części kanału.

Tabela 10. Współczynniki przyrostu ciśnienia dla wybranych przekrojów poprzecznych.

Typ przekroju	$K(\infty)$
Prostokątny	1.106 dla $\alpha^* = 0.327$
Trójkątny	1.818 dla $\alpha^* = \frac{\sqrt{3}}{2}$
Okrągły	$1.20 + \frac{38}{Re}$
Płyty równoległe	$0.64 + \frac{38}{Re}$

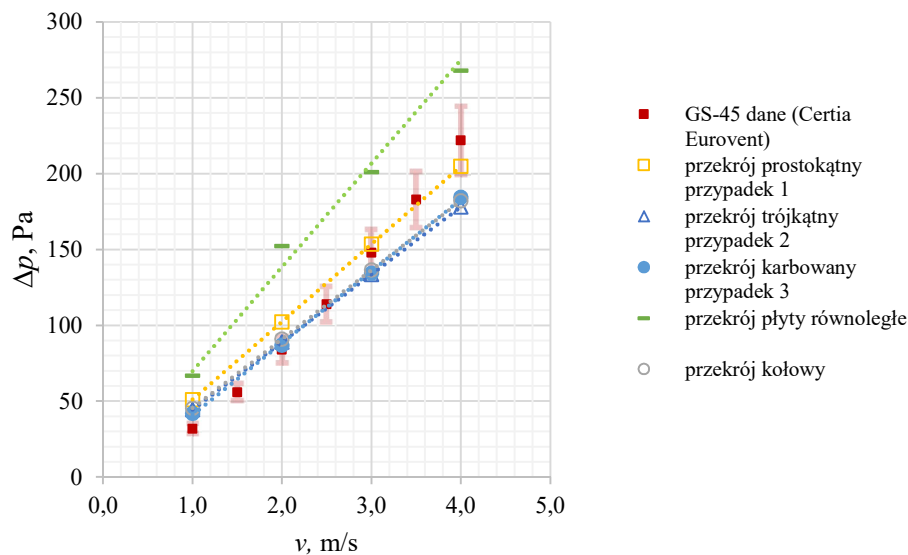
Współczynnik $K(\infty)$ reprezentuje nadmierny bezwymiarowy spadek ciśnienia w obszarze wejściowym w stosunku do w pełni rozwiniętego przepływu.

Poniższy wzór pozwala na uwzględnienie tego efektu:

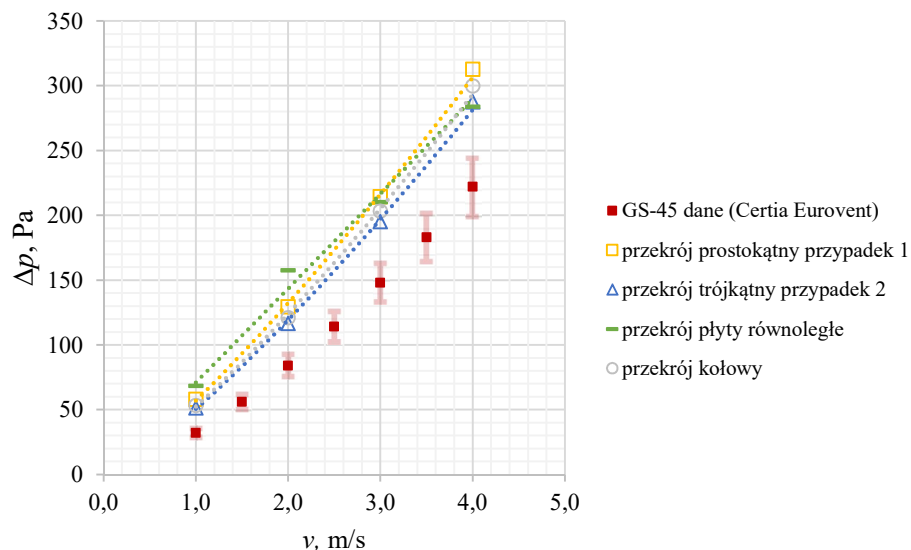
$$\Delta p = \left[\frac{4fL}{D_h} + K(\infty) \right] \frac{G^2}{2g_c \rho} \quad (32)$$

Dla wymiennika przedstawionego na Rysunku 24 przeprowadzono obliczenia strat ciśnienia, bazując na założeniu, że w wymienniku występują przepływy laminarne określone na podstawie obliczonej liczby Reynoldsa wg Tabeli 8. W celu wyznaczenia oporów tarcia wykorzystano współczynniki z Tabeli 9 dla poszczególnych wariantów 1, 2 i 3. Obliczenia strat ciśnienia wg równań (12) i (32) przedstawiono odpowiednio na Rysunku 25 (a) i (b).

(a)



(b)



Rysunek 25. Porównanie danych empirycznych i wyników obliczeń strat ciśnienia (a) Dla przepływu laminarnego wg wzoru (12) (b) Dla przepływu laminarnego wg wzoru (32) z uwzględnieniem przepływu rozwijającego

Porównując uzyskane wyniki na Rysunku 25 (a) oraz na Rysunku 25 (b) można zauważyć, że równanie (12) opisuje wartość spadku ciśnienia w analizowanym wymienniku

dokładniej niż równanie (32). W przypadku wykorzystania równania (12) rozbieżność w stosunku do danych eksperymentalnych w zależności od założonego przekroju poprzecznego kanału jest najwyższa dla 1 m/s. W tym przypadku błąd względny wynosi od 32 % (przekrój karbowany) do 60 % (przekrój prostokątny).

Współczynniki przyjęte dla przekrojów trójkątnych i kołowych wykorzystane w równaniu (12) pozwalają określić straty ciśnienia tylko dla wąskiego zakresu od 2.5 m/s do 3.0 m/s prędkości wlotowych do wymiennika z dokładnością niewykraczającą poza niepewność danych eksperymentalnych.

Przyjęcie współczynnika tarcia dla płyt umieszczonych równolegle wiąże się z zawyżonymi wynikami. W przypadku zastosowania wzoru (32) uwzględniającego przepływ rozwijający się, wszystkie wyniki obliczonego spadku ciśnienia nie odpowiadają danym empirycznym i wykraczają poza zakres niepewności pomiarowej. Różnice pomiędzy wartością obliczoną a rzeczywistymi danymi eksperymentalnymi wahają się od 19 Pa dla 1.0 m/s (przekrój trójkątny) do 77 Pa dla 4.0 m/s (przekrój okrągły). Należy podkreślić, że obliczone wartości dla 4.0 m/s są orientacyjne, ponieważ wg producenta jest to prędkość wlotowa poza zakresem pracy wymiennika.

13. Metoda numeryczna

W oparciu o te same założenia, co do charakterystyki przepływu powietrza wykorzystano metody numeryczne do wyznaczenia strat ciśnienia w wymienniku. Obliczeniowa mechanika płynów umożliwia określenie charakterystyki dystrybucji (rozpływu) powietrza w wymienniku w obrębie jednej pary płyt tworzących kanały.

Należy zauważyć, że obszar jednej płyty złożony z kanałów w układzie 3D ma niską wysokość w stosunku do długości. Wpływa to na wymaganą liczbę komórek obliczeniowych, aby odwzorować wyniki dla przepływu trójwymiarowego.

W celu określenia strat ciśnienia w wymienniku zaproponowano stabilny model oparty na metodach obliczeniowej mechaniki płynów (ang. Computational Fluid Dynamics (CFD)). W tym celu wykorzystano ogólnie dostępne narzędzie obliczeniowe typu „open source” OpenFOAM.

Do przeprowadzenia obliczeń wybrano odpowiednie algorytmy obliczeniowe oraz utworzono siatkę pozwalającą na dyskretyzację przestrzenną równań opisujących przepływ płynu. Wyniki obliczeń strat ciśnienia porównano z danymi certyfikowanymi.

13.1 Równania Naviera-Stokesa

Wybór algorytmu do wykonania obliczeń numerycznych wykonano na podstawie analizy równań rządzących przepływem płynu. Ruch płynu opisują równania Naviera-Stokesa, w których skład wchodzi: równanie dotyczące zasady zachowania masy oraz równanie drugiej zasady dynamiki dla poruszającego się płynu. W przypadku równania drugiej zasady dynamiki zmiana pędu wybranego elementu płynu zależy od zewnętrznego ciśnienia, wewnętrznych sił lepkości i sił zewnętrznych.

W analizowanym przypadku założono, że przepływ jest laminarny, czyli nie występują żadne ruchy chaotyczne czy wirowe, a strugi płynu nie mieszają się. Założono, że przepływ jest stacjonarny, czyli w dowolnym punkcie przestrzeni prędkość płynu nie zależy od czasu oraz że przepływ jest nieściśliwy, czyli gęstość płynu jest stała.

W związku z tym na płyn działają naprężenia styczne, które są zależne od profilu prędkości. Składają się one na tensor naprężeń wg modelu lepkości zaproponowanego przez Isaaca Newtona:

$$\bar{\tau} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \mu \nabla \cdot \vec{v} \quad (33)$$

Gdzie

μ - współczynnik lepkości dynamicznej, kg/(m s)

x, y, z - koordynaty, -

\vec{v} - lokalny wektor prędkości, m/s

u, v, w - składowe wektora prędkości, m/s

Na podstawie tych założeń przeanalizowano równania Naviera-Stokesa poniżej:

1) Równanie zachowania masy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (34)$$

Gdzie:

t - czas, s

Można je zapisać w postaci wektorowej:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (35)$$

Gdzie:

ρ - gęstość powietrza, kg/m³

Dla analizowanego przypadku płyn jest nieściśliwy ($\rho = \text{const}$) stąd:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial y} = \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (36)$$

Stąd równanie ciągłości w postaci wektorowej sprowadza się do:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (37)$$

- 2) Równanie wynikające z drugiej zasady dynamiki dla poruszającego się płynu w układzie współrzędnych x, y, z , a jego elementarna część porusza się prędkością o wektorze prędkości \vec{v} , którego składowe wynoszą odpowiednio u, v, w .

Równanie momentu w kierunku x :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho F_x \quad (38)$$

Równanie momentu w kierunku y :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho F_y \quad (39)$$

Równanie momentu w kierunku z :

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho F_z \quad (40)$$

Gdzie:

p - ciśnienie dynamiczne, Pa/(kg/m³)

F_x, F_y, F_z - składowe wektora siły zewnętrznej \vec{F} .

Powyższe równania (38–40) można zapisać w skróconej postaci wektorowej po podzieleniu przez ρ oraz uwzględnieniu zależności (36):

$$\left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \right] = -\nabla p \frac{1}{\rho} + \nabla \cdot (\mu \nabla \cdot \vec{v}) \frac{1}{\rho} + \vec{F} \quad (41)$$

W przypadku przepływu ustalony:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0 \quad (42)$$

Oraz pominięcia sił zewnętrznych działających na element płynu:

$$\vec{F} = 0 \quad (43)$$

Dodatkowo zakładając, że płyn jest nieściśliwy- równanie (41) sprowadza się do postaci:

$$\vec{v} \cdot (\nabla \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}) \quad (44)$$

W celu wyznaczenia pola prędkości i spadku ciśnienia wzdłuż wymiennika równanie ciągłości (37) i równanie pędu (44) zdyskretyzowano za pomocą metody objętości skończonej (ang. Finite Volume Method - FVM).

Równania rozwiązano numerycznie przy użyciu algorytmu SIMPLE ang. Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - rozwiązywania równań powiązanych z ciśnieniem, który jest dostępny w niekomercyjnym oprogramowaniu OpenFOAM.

13.2 Warunki brzegowe i siatka obliczeniowa

W Tabeli 11 przedstawiono warunki brzegowe dla modelu numerycznego. Obliczenia spadku ciśnienia dla różnych wartości przepływu powietrza prędkość przeprowadzono, zmieniając warunek brzegowy w obrębie otworu wlotowego kanału wymiennika ciepła wg Rysunku 24.

Bazując na geometrii trójwymiarowej kanałów wymiennika (przedstawionej na Rysunku 24), utworzono siatkę obliczeniową za pomocą narzędzia snappyHexMesh, które jest dostępne w oprogramowaniu OpenFOAM. SnappyHexMesh używa bazowej strukturalnej siatki sześcienniej, w tym przypadku utworzonej w narzędziu OpenFOAM blockMesh i transformuje ją w celu uzyskania kształtu wejściowej geometrii bazowej.

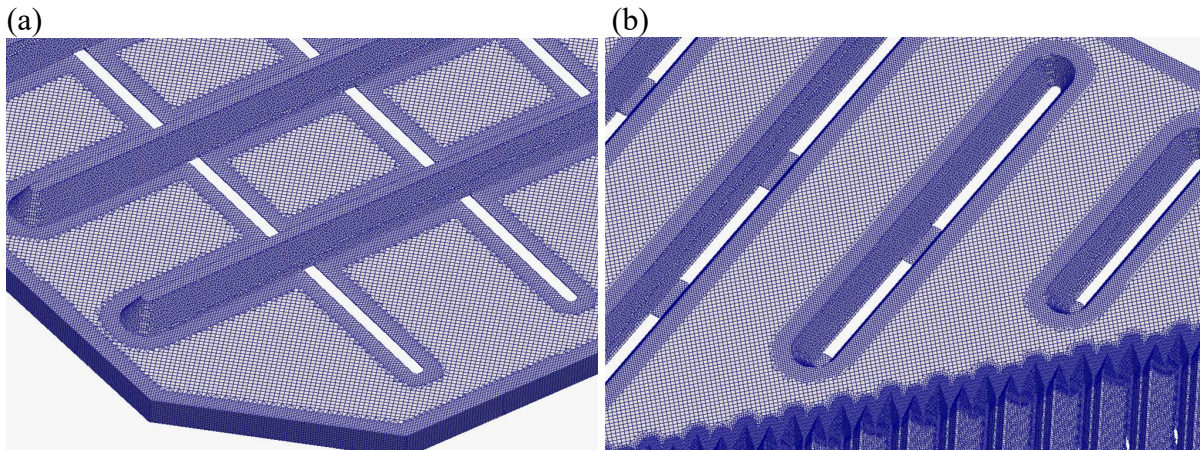
Tabela 11. Warunki brzegowe dla rozpatrywanej geometrii

Granica przestrzeni obliczeniowej	Ciśnienie	Prędkość
Wlot	$\frac{\partial}{\partial n} p = 0$	$\vec{v} = (u, v, w)$
Wylot	$p = 0$	$\frac{\partial}{\partial n} v = 0$
Ściana	$\frac{\partial}{\partial n} p = 0$	$\vec{v} = (0, 0, 0)$

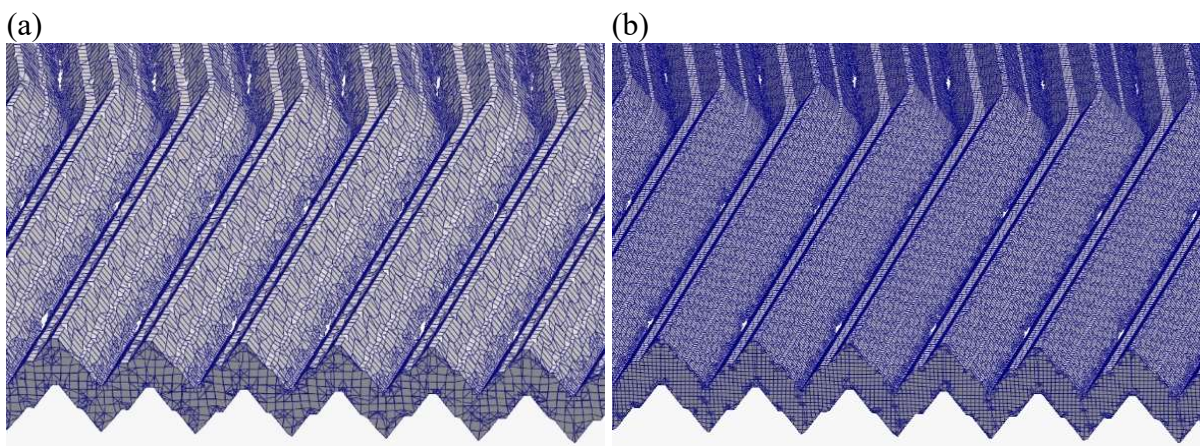
Utworzone siatki skontrolowano pod kątem jakości w narzędziu checkMesh w programie OpenFOAM, które służy do uzyskania danych dotyczących siatki, a jednocześnie weryfikuje siatkę pod kątem jej defektów (np. nieprawidłowego zorientowania płaszczyzn lub mocno zdeformowanych komórek). Rozważana geometria stwarza znaczne trudności w generowaniu siatki obliczeniowej ze względu na dużą liczbę krawędzi i wąskie kanały o wysokim współczynniku kształtu. Siatka została zagęszczona w obszarze przewodnic i w obszarze płyty, aby zmaksymalizować dokładność rozwiązania.

Tabela 12. Charakterystyka analizowanych przypadków siatki obliczeniowej

Przypadek	Podstawowa rozdzielczość siatki	Liczba komórek	Średnia nieortogonalności (maks.)	Skośność maksymalna
1	67x2x103	8146327	13.36 (65)	9.99
2	100x1x155	17319153	11.96 (65)	9.99
3	100x2x155	32153352	10.94 (65)	8.84
4	134x2x206	56083284	9.49 (65)	9.61
5	142x2x220	63365639	9.14 (65)	8.10



Rysunek 26. Wizualizacja siatki numerycznej - sekcji wlotowej (a) Siatka o niskiej rozdzielczości Przypadek 4
(b) Siatka o wysokiej rozdzielczości Przypadek 5 (wg Tabeli 12)

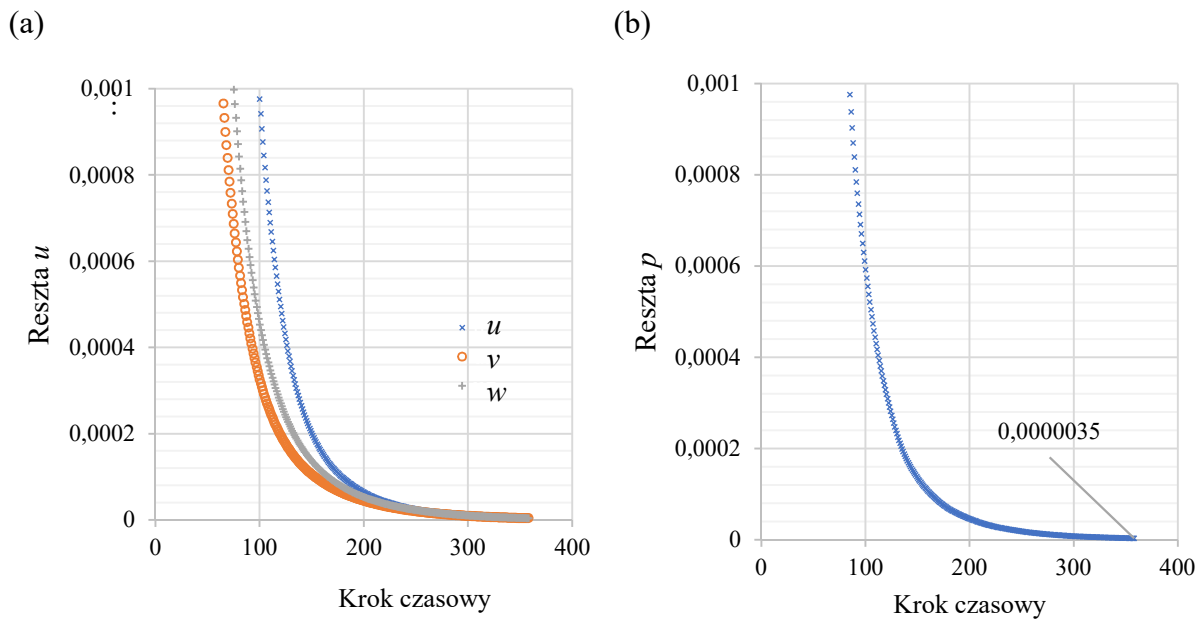


Rysunek 27. Wizualizacja przekroju siatki numerycznej (a) Siatka o niskiej rozdzielczości Przypadek 4
(b) Siatka o wysokiej rozdzielczości Przypadek 5 (wg Tabeli 12)

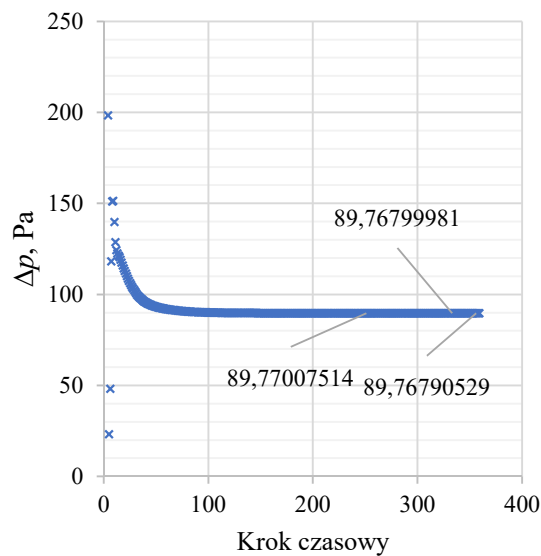
Uzyskane wyniki obliczeń strat ciśnienia wskazują, że stosowanie siatki o niskiej rozdzielczości jest dopuszczalne, jednak z punktu widzenia stabilności numerycznej preferowane jest stosowanie siatki o wysokiej rozdzielczości. Parametry siatki i współczynniki jakości przedstawia Tabela 12.

13.3 Weryfikacja obliczeń

Warunek zbieżności dla rezyduów wynosił 10^{-6} i 10^{-5} odpowiednio dla ciśnienia (p) i dla prędkości (u , v , w). Kontrolę rezyduów dla każdego kroku czasowego podczas obliczania przypadku dla prędkości wlotowej równej 2.0 m/s przedstawiono na Rysunku 28 (a) i (b). Rysunek 28 przedstawia zbiegające spadki ciśnienia do wartości 89.7679 Pa dla wybranej prędkości wlotowej równej 2.0 m/s. Zbieżność osiągnięto w 359 kroku czasowym.



Rysunek 28. Wybrana weryfikacja wartości rezydów w przypadku zastosowania najdokładniejszej siatki obliczeniowej (Przypadek 5) $v_{wlot} = 2.0$ m/s (a) Dla obliczanej prędkości (b) Dla obliczanego spadku ciśnienia

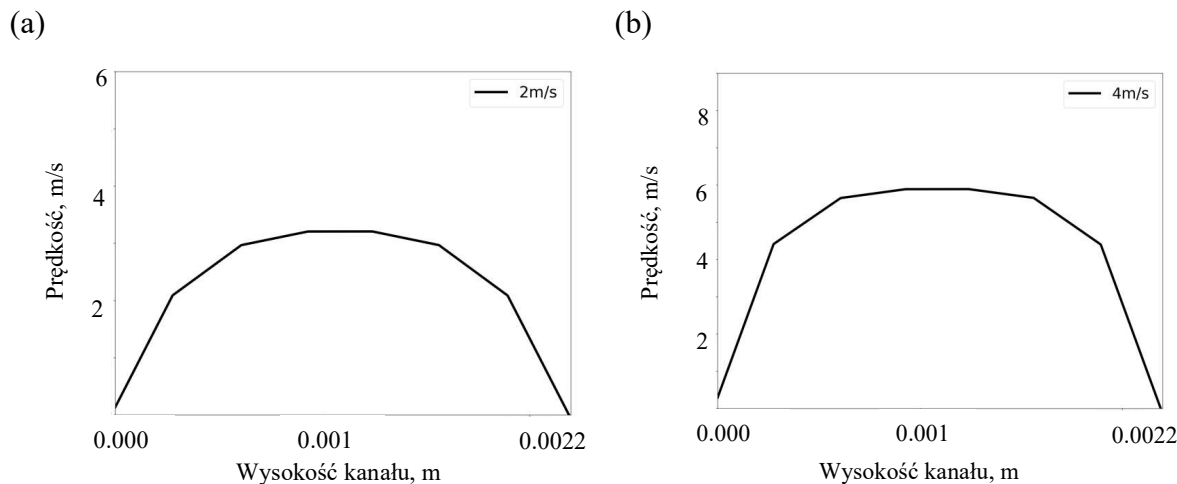


Rysunek 29. Wybrana weryfikacja zbieżności obliczanego spadku ciśnienia w kolejnych krokach czasowych dla $v_{wlot} = 2.0$ m/s

W związku ze złożoną strukturą przestrzeni obliczeniowej odwzorowującej przepływ, sprawdzono kształt profilu prędkości w obrębie części głównej kanału (Rysunek 30). Profile odpowiadają kształtowi paraboli, co jest charakterystyczne dla przepływów laminarnych.

Do przygotowania weryfikacji uzyskanych wyników wykorzystano dane udostępnione przez producenta analizowanego wymiennika. Dane empiryczne producent pozyskał zgodnie

z europejskimi standardami certyfikacji Eurovent Certita opartymi na normie EN 308:1997 [80].



Rysunek 30. Profile prędkości w części głównej wymiennika (a) $v_{wlot} = 2.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 4.0$ m/s

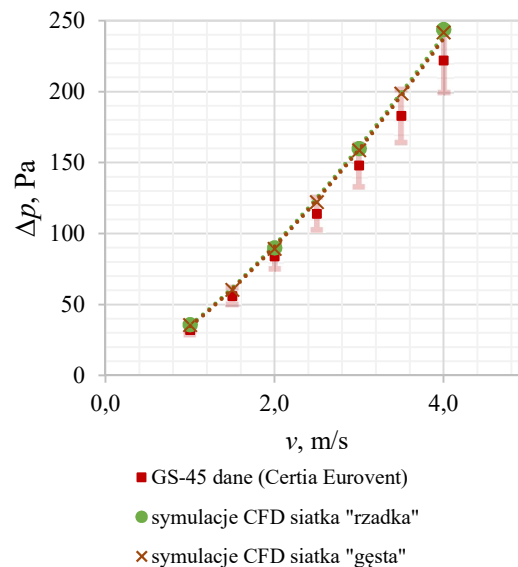
Powyższe normy nakazują doświadczalne wyznaczenie spadku ciśnienia pomiędzy wlotem a wylotem urządzenia, dla różnych wartości strumienia powietrza wlotowego w następujących warunkach normalnych: temperatura powietrza równa 20 °C, wilgotność względna powietrza równa 50 % oraz gęstość powietrza równa 1.2 kg/m³.

Dopuszczalna niepewność pomiaru zależy od wielkości przepływu powietrza i odnosi się do nominalnego ciśnienia wymiennika w warunkach normalnych. Każde urządzenie ma ciśnienie nominalne Δp_{nom} określone dla nominalnej wartości przepływu powietrza V_{nom} . Norma wymaga pomiaru spadku ciśnienia dla strumieni powietrza odpowiadających spadkowi ciśnienia 50, 100 i 150 % nominalnego spadku ciśnienia. Dopuszczalna niepewność pomiaru wynosi +/-10 % wartości spadku ciśnienia i co najmniej ± 5 Pa. Nominalny spadek ciśnienia zależy od typu i wielkości wymiennika. Oznacza to, że niepewność jest zmienna i zależy od zmierzonego spadku ciśnienia.

Przeprowadzono obliczenia numeryczne spadków ciśnień dla analizowanego zakresu prędkości wlotowych powietrza (od 0.5 m/s do 3.5 m/s) i porównano z danymi empirycznymi. przedstawione na Rysunku 31. Przy prędkościach wlotowych powyżej 3.5 m/s spadek ciśnienia przekracza wartość maksymalną podaną przez producenta, w związku z tym nie jest to zakres pracy tego urządzenia.

Można zauważyć, że wyniki symulacji numerycznych pozwoliły na skuteczne określenie wartości strat ciśnienia w analizowanym wymienniku. Otrzymane wartości w większości punktów zawierają się w granicach niepewności pomiarowych danych empirycznych.

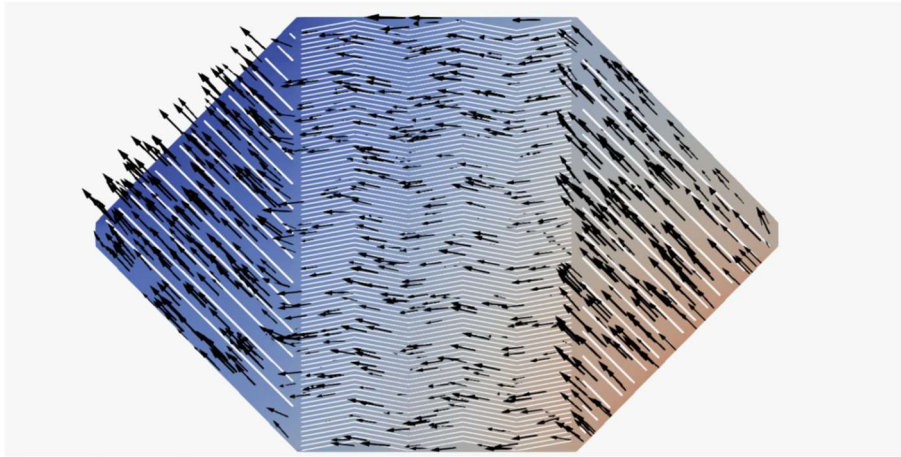
W przypadku prędkości równej 1.0 m/s obliczona wartość przekracza tolerancję niepewności danych eksperymentalnych o 1.15 %. Dla pozostałych wartości prędkości wyniki zawierają się w granicach niepewności danych. Przeprowadzona weryfikacja wyników obliczeń pozwoliła stwierdzić, że wybrana metoda numeryczna może być wykorzystana do analizy strat ciśnienia w różnych geometriach wymienników.



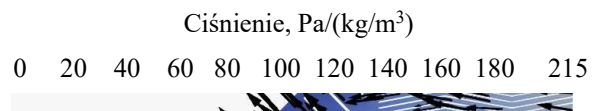
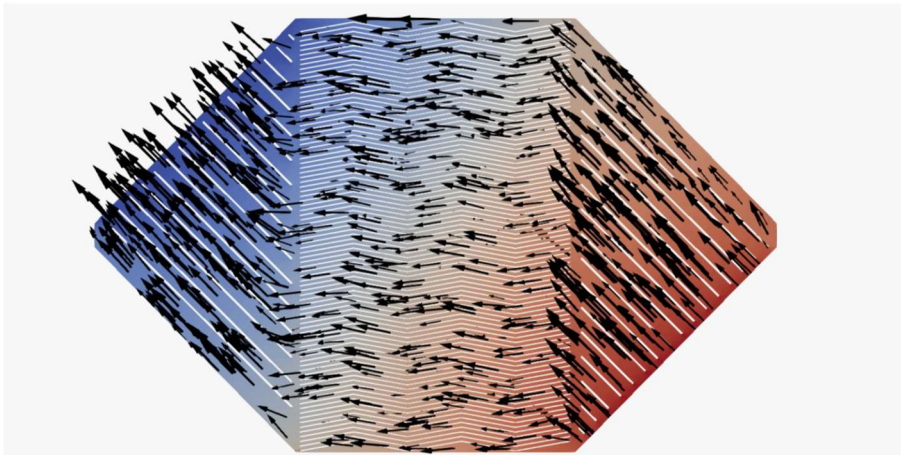
Rysunek 31. Weryfikacja wyników obliczeń numerycznych strat ciśnienia

Obliczenia numeryczne pozwalają na określenie zmian wartości ciśnienia w każdym punkcie przestrzeni obliczeniowej oraz wartości średnich wektorów prędkości płynu. Rysunek 32 przedstawia graficzne wyniki obliczeń numerycznych dla różnych prędkości wlotowych powietrza do wymiennika. Wektory prędkości odpowiadają wartościom średnim w wybranych punktach siatki obliczeniowej. Mapy kolorów ciśnienia w płaszczyźnie wymiennika przedstawia Rysunek 32.

(a)



(b)

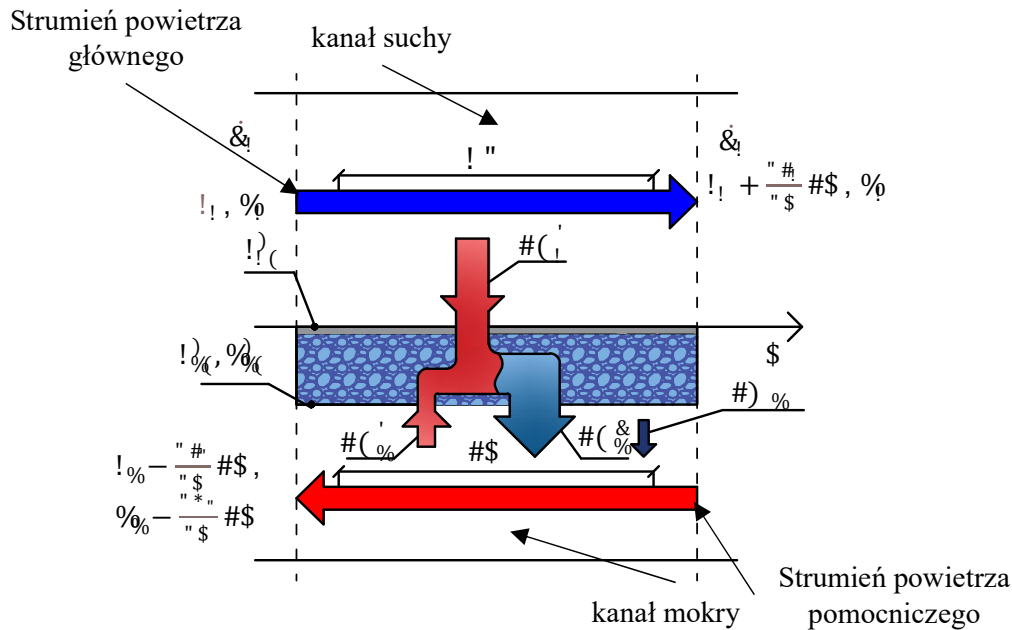


Rysunek 32. Wizualizacja wektorów prędkości i wartości lokalnych ciśnień dla różnych prędkości powietrza wlotowego (a) $v_{wlot} = 3.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 4.0$ m/s

Interpretacja graficzna wyników umożliwia dokonania niezbędnych korekt struktury wewnętrznej urządzenia (np. położenie przewodnic, ich kształt). Poprawnie wprowadzone korekty mogą przyczynić się do ograniczenia spadku ciśnienia. Model wymiany ciepła i masy dla wymiennika regeneracyjnego.

13.4 Obliczenia współczynników efektywności wymiennika

Do określenia współczynników efektywności wymiennika wyparnego punktu rosy zastosowano model matematyczny bazujący na zmodyfikowanej metodzie epsilon NTU (ang. Number of Heat Transfer Units).



Rysunek 33. Występujące strumienie ciepła pomiędzy kanałem suchym i mokrym elementarnej części wymiennika

W celu określenia temperatury powietrza na wylocie z wymiennika konieczne jest rozwiązanie równań opisujących wymianę ciepła w kanale suchym i wymiany ciepła oraz masy w kanale mokrym. Występujące strumienie ciepła w poszczególnych kanałach pomiędzy strumieniami powietrza przedstawiono na schemacie - Rysunek 33 [30].

Założenia do przeprowadzenia obliczeń zmodyfikowaną metodą epsilon NTU:

- Warunki ustalone;
- Powietrze jest gazem idealnym;
- Przepływ jest laminarny;
- Pomija się wymianę ciepła z otoczeniem;
- Wzdłużna przewodność cieplna płyty kanałowej i warstwy wodnej jest znikoma;
- Właściwości strumieni wody i powietrza są wartościami uśrednionymi masowo;
- Przenoszenie masy pary wodnej jest spowodowane gradientem ciśnienia cząstkowego, a zatem gradientem stosunku zawartości wilgoci.

- Lokalny strumień ciepła jawnego dla strumienia powietrza *głównego* w kanale *suchym*:

$$\dot{G}_1 c_{p1} \frac{dt_1}{dX} dX = -dQ_1^J, \quad (45)$$

Gdzie:

c_{p1} - ciepło właściwe powietrza wilgotnego, J/(kg K)

t - temperatura, °C

dQ_1^J - strumień ciepła jawnego, W

$\dot{G}_1 = \dot{V}_1 \rho_1$ - lokalny strumień masowy powietrza w kanale suchym, kg/s

Równanie (45) po przekształceniach przedstawionych w rozdziale 6.2:

$$\frac{dt_1}{d\bar{x}} = NTU_1 (t_1 - t'_{2s}) \quad (46)$$

Gdzie:

t'_{2s} - temperatura ścianki, °C

- Lokalny strumień ciepła utajonego dla strumienia powietrza *głównego* w kanale *suchym* jest równy zero, stąd w kanale *suchym* zawartość wilgoci powietrza x_1 , kg/(kg p.s.) jest stała.

- Lokalny strumień ciepła jawnego dla strumienia powietrza *pomocniczego* w kanale *mokrym* opisuje zależność:

$$\dot{G}_2 c_{p2} \frac{dt_2}{d\bar{x}} = dQ_2^J - c_{g2} (t'_{2s} - t_2) dM_2 \quad (47)$$

Gdzie:

$\dot{G}_2 = \dot{V}_2 \rho_2$ - lokalny strumień masowy powietrza w kanale mokrym, kg/s

c_{g2} - ciepło właściwe pary wodnej, J/(kg K)

dM_2 - lokalny strumień pary wodnej do powietrza pomocniczego w kanale mokrym, kg/s

Wartość strumienia pary wodnej do powietrza pomocniczego opisuje zależność:

$$dM_2 = \beta_2 \cdot dF_2 (x'_{2s} - x_2) \quad (48)$$

Gdzie:

β_2 - konwekcyjny współczynnik wymiany masy, -

x'_{p2} - zawartość wilgoci powietrza w warstwie nasyconej nad ścianką wymiennika, g/(kg p.s.).

Równanie (47) po przekształceniu z uwzględnieniem równania (48) oraz zależności powiązującej współczynnik wnikania ciepła α ze współczynnikiem przenoszenia masy

$\beta = \frac{\alpha}{Le c_p}$ otrzymuje się:

$$\frac{dt_2}{d\bar{x}} = NTU_2 (t_2 - t'_{2s}) \cdot \left[1 - \left(\frac{c_{g2}}{c_{p2}} \right) \left(\frac{1}{Le} \right) (x'_{2s} - x_2) \right] \quad (49)$$

- Lokalny strumień masy do powietrza *pomocniczego* w kanale *mokrym* można również opisać zależnością:

$$dM_2 = -\dot{G}_2 \frac{dx_2}{d\bar{x}} d\bar{x} \quad (50)$$

Przekształcając równania (48) oraz (50) zmiana zawartości wilgoci powietrza pomocniczego w kanale mokrym może być opisana zależnością:

$$\frac{dx_2}{d\bar{x}} = \left(\frac{1}{Le} \right) NTU_2 (x'_{2s} - x_2) \quad (51)$$

Gdzie:

Le_2 - liczba Lewisa, -.

Ogólny bilans strumieni ciepła wg Rysunku 33:

$$dQ_1^J = dQ_2^U + dQ_2^J \quad (52)$$

Gdzie:

dQ_2^U - strumień ciepła utajonego związanego z wymianą masy pomiędzy filmem wodnym, a strumieniem powietrza pomocniczego w kanale mokrym, W

Warunki początkowe dla powierza *głównego* na wejściu kanału *suchego*:

$$\left. \begin{array}{l} t_1 = t_{1wlot} \\ \bar{X} = 0.0 \\ \bar{Y} = (0.0 \dots 1.0) \end{array} \right| \quad \left. \begin{array}{l} x_1 = x_{1wlot} \\ \bar{X} = 0.0 \\ \bar{Y} = (0.0 \dots 1.0) \end{array} \right|$$

Warunki początkowe dla powierza *pomocniczego* na wejściu kanału *mokrego*:

$$\left. \begin{array}{l} t_2 = t_{2w} = t_{1wylot} \\ \bar{X} = 1.0 \\ \bar{Y} = (0.0 \dots 1.0) \end{array} \right| \quad \left. \begin{array}{l} x_2 = x_{2wlo} = x_{1wylot} \\ \bar{X} = 1.0 \\ \bar{Y} = (0.0 \dots 1.0) \end{array} \right|$$

W ramach realizacji części pracy związanej z określeniem efektywności chłodzenia powietrza w wymienniku regeneracyjnym, autorka wykorzystwała program komputerowy (napisany w oprogramowaniu Wolfram Mathematica), w którym powyższe równania (46, 49, 52) uzupełnione o powyższe warunki brzegowe zostały rozwiązane za pomocą dedykowanego algorytmu obliczeniowego. Szczegóły dotyczące walidacji wykorzystanego modelu zostały opublikowane przez jego autorów [30].

Dla wybranego urządzenia przeprowadzono obliczenia wymiany ciepła i masy dla wybranych parametrów powietrza wg standardu ASHRAE dla Warszawy [75]. Obliczenia uzupełniono o dodatkowe punkty obliczeniowe dla niskiej zawartości wilgoci równej 6 g/(kg p.s.) oraz wysokiej zawartości wilgoci równej 12 g/(kg p.s.).

Bezwymiarową liczbę jednostek wymiany ciepła wyznaczono na podstawie wartości temperatur powietrza przed i za wymiennikiem wg danych eksperymentalnych pracy wymiennika w dniu 14 lipca 2023.

Na tej podstawie zdefiniowano wartości liczby NTU dla różnych prędkości wlotowych. Przeprowadzono obliczenia temperatury powietrza za wymiennikiem dla zmiennych wartości liczby NTU i stosunku strumieni powietrza pomocniczego do głównego na poziomie 0.3.

Na podstawie otrzymanych wartości obliczono sprawność punktu rosy wymiennika, moc chłodniczą oraz COP wymiennika. Współczynnik COP wyznaczono w oparciu o stratę ciśnienia wyznaczoną w poprzednim rozdziale.

Tabela 13. Wskaźniki efektywności analizowanego wymiennika dla $t = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_{wlot} = 2.0 \text{ m/s}$

Parametry powietrza		$v_{wlot} = 1.0 \text{ m/s}$				$v_{wlot} = 2.0 \text{ m/s}$				$v_{wlot} = 3.0 \text{ m/s}$			
x_{1wlot}	t_{1pr}	t_{1wyLOT}	ϵ_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{1wyLOT}	ϵ_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{1wyLOT}	ϵ_{pr}	COP	\dot{Q}
g/(kg p.s.)	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	-	-	kW	$^\circ\text{C}$	-	-	kW	$^\circ\text{C}$	-	-	kW
12	16.5	18.1	0.88	147	0.9	19.6	0.76	51	1.5	20.9	0.66	25	2.0
10	13.9	16.1	0.86	173	1.0	18	0.74	59	1.7	19.4	0.65	29	2.3
6	6.2	10.9	0.80	240	1.4	14.6	0.64	76	2.3	16.5	0.56	38	3.0

Niska prędkość wlotowa determinuje wysoki współczynnik NTU wymiennika. Dlatego dla prędkości wlotowej równej 1.0 m/s wymiennik ma wysoką efektywność chłodzenia oraz sprawność punktu rosy. W tym przypadku strumień powietrza ma najniższą wartość, więc wymiennik ma minimalną moc chłodniczą. Strata ciśnienia przy niskich prędkościach jest najniższa, dlatego współczynnik COP osiąga wartości maksymalne od 147 do 240.

Zwiększenie prędkości powietrza wlotowego do wymiennika wiąże się z obniżeniem zarówno efektywności chłodzenia powietrza, jak i sprawności punktu rosy. Natomiast współczynniki COP osiągają wartości od 25 do 38.

14. Podsumowanie i wnioski z Etapu 2

Wykorzystanie metod empirycznych do wyznaczania strat ciśnienia wymaga licznych założeń co do kształtu przekroju kanału, jego długości oraz braku zmian kierunku przepływu powietrza w obrębie wymiennika. Założenia te prowadzą do niedokładności wyników obliczeń. Rozbieżność w stosunku do danych eksperymentalnych w zależności od założonego przekroju poprzecznego kanału jest najwyższa dla 1.0 m/s. W tym przypadku błąd względny wynosi od 32 % (przekrój karbowany) do 60 % (przekrój prostokątny).

Zaproponowana metoda numeryczna pozwala na wyznaczenie strat ciśnienia oraz charakteru dystrybucji powietrza w obrębie każdej geometrii wymiennika pośredniego wyparnego. W tym przypadku nie trzeba przyjmować założeń i uproszczeń do obliczeń jak w przypadku metod empirycznych.

Model numeryczny umożliwia przeprowadzenie analizy dystrybucji powietrza w wymiennikach niezależnie od kształtu kanałów, co nie jest to możliwe z wykorzystaniem metod opartych na współczynniku Fanninga.

Uzyskana zbieżność w porównaniu z danymi eksperymentalnymi wynosi ok. od 7 % do 11 %. W zależności od prędkości wlotowej i w jednym przypadku (1.0 m/s) przekracza niepewność pomiarową o ok. 1 % osiągając błąd względny na poziomie 11 %.

W celu określenia współczynników efektywności wymiennika, wskazane jest zastosowanie modelu opartego na numerycznej mechanice płynów (CFD) uzupełnionego o model wymiany ciepła i masy, który bazuje na zmodyfikowanej metodzie epsilon NTU.

Wykorzystanie modeli numerycznych pozwala ograniczyć ilość eksperymentów powalających na zweryfikowanie geometrii wymiennika pod kątem jej skuteczności.

V WYKORZYSTANIE METOD NUMERYCZNYCH

Piąta część pracy obejmuje realizację:

Etapu 3: *Analiza wpływu dystrybucji powietrza na efektywność wymienników pośrednich wyparnych*

oraz

Etapu 4: *Wykorzystanie modeli matematycznych i numerycznych do projektowania wymienników wyparnych*

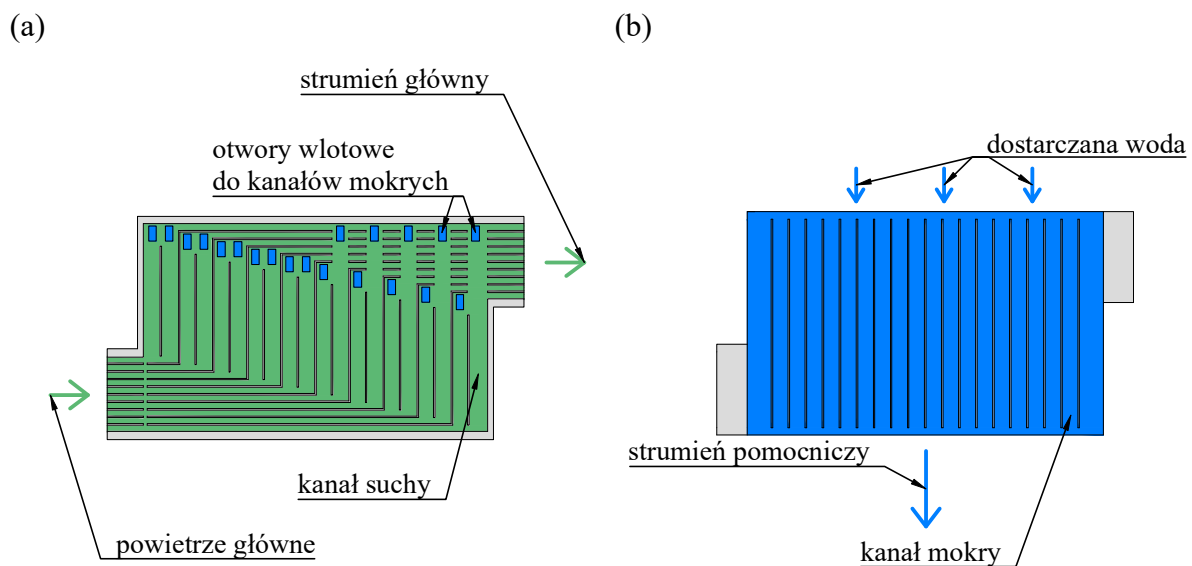
15. Analiza dystrybucji powietrza w proponowanym wymienniku

Etap 3. pracy zrealizowano z wykorzystaniem opracowanej w ramach pracy nowej geometrii wymiennika.

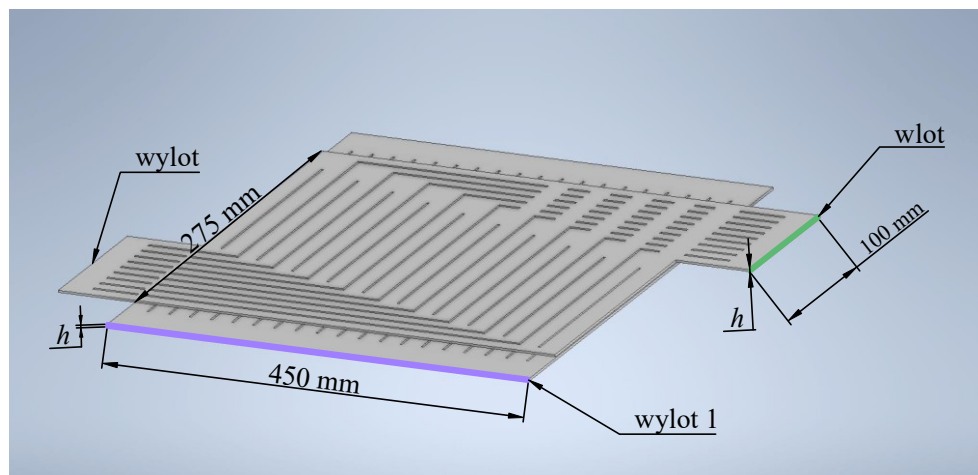
Kształt wymiennika umożliwia zabudowę w sekcji centrali klimatyzacyjnej oraz względnie prostą konstrukcję pod kątem wykonania wymiennika. Dodatkowo geometria umożliwia doprowadzenie wody do całej powierzchni kanałów mokrych. Wyniki z niniejszego rozdziału zostały opublikowane w publikacji naukowej [82].

15.1 Geometria wymiennika

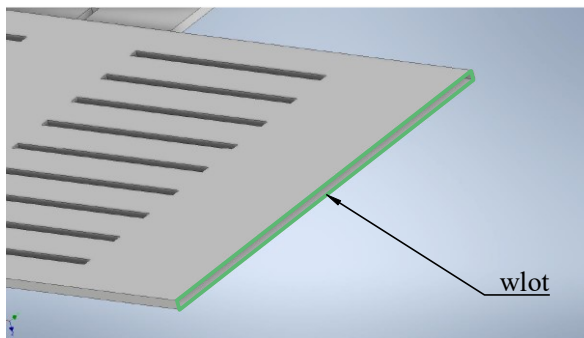
Rysunek 34 (a) i (b) przedstawiają schemat płyt obejmujących kanały suche wymiennika oraz jego kanały mokre. Nowa geometria umożliwia doprowadzenie wody do kanałów mokrych oraz jednocześnie wprowadzenie dysz doprowadzających wodę zlokalizowanych w górnej części wymiennika.



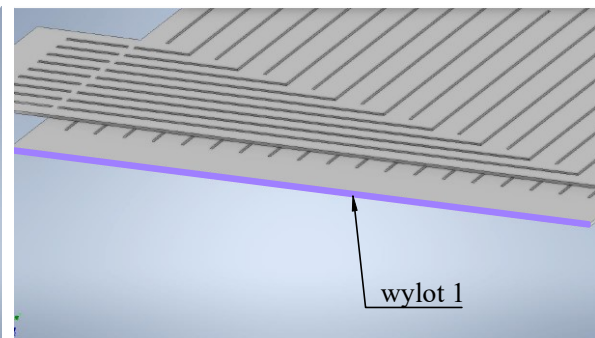
(c)



(d)



(e)



Rysunek 34. Proponowana geometria wymiennika (a) Schemat kanałów suchych wymiennika. (b) Schemat kanałów mokrych wymiennika (c) Trójwymiarowy widok sekcji wymiennika (d) Wlot do kanałów suchych (e) Wylot z kanałów mokrych

W przypadku proponowanej geometrii uzyskanie proponowanego doprowadzenia wody do kanałów mokrych, wymagane jest również zapewnienie równomiernego rozprowadzania powietrza w obrębie kanałów głównych wymiennika z jednoczesnym zachowaniem przepływu przeciwno-prądowego pomiędzy powietrzem głównym, a pomocniczym.

W celu zawrócenia powietrza do kanałów mokrych konieczne jest odpowiednie rozmieszczenie otworów wlotowych (Rysunek 34 (a)) w obrębie płyty wymiennika. Otwory powinny być usytuowane tak aby powietrze było rozprowadzane równomiernie oraz odpowiednia ilość powietrza trafiała do kanałów mokrych.

W przypadku skomplikowanej geometrii niemożliwe jest określenie współczynników efektywności urządzenia bez weryfikacji dystrybucji powietrza w wymienniku. Dlatego w ramach weryfikacji zastosowania urządzenia w systemie wykorzystano metody numeryczne.

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznych opracowano modele 3D sekcji wymiennika. Wybrany model dla wysokości kanału równej 2 mm przedstawia Rysunek 34 (c). Wybrane wymiary charakterystyczne jednej sekcji wymiennika przedstawiono poniżej:

- Szerokość króćca wlotowego: 0.100 m;
- Wysokość wymiennika: $H = L = 0.275$ m;
- Wysokość całkowita w sekcji: 0.820 m;
- Wysokość kanału w zakresie od 1 mm do 3 mm;
- Liczba kanałów w wymienniku zależy od szerokości centrali (B) i wysokości kanału (h).

15.2 Warunki brzegowe, siatka obliczeniowa, dokładność obliczeń

Rodzaj przepływu w kanałach wymiennika zidentyfikowano na podstawie liczby Reynoldsa. W tym celu założono stałą wartość prędkości na wlocie do kanału suchego przedstawionym na Rysunku 34 (d) w zakresie od 1.0 m/s do 4.0 m/s, która dla danego pola przekroju poprzecznego, determinuje strumień powietrza na wlocie do wymiennika. W celu wyznaczenia liczby Reynoldsa założono równomierny rozptyw powietrza w kanałach w części wlotowej (Rysunek 34 (d)), wyznaczono prędkości średnie w kanałach wymiennika oraz lokalne liczby Reynoldsa, których wartości zawierają się w zakresie od 128 do 1765.

W związku z tym wstępnie założono, że dla analizowanych gabarytów i strumieni powietrza w wymienniku występuje przepływ laminarny. Warunki brzegowe zostały zdefiniowane zgodnie z trójwymiarową geometrią wymiennika przedstawioną na Rysunku 34 (c). Płyn wpływa do kanałów głównych przez płaszczyznę nazwaną „wlotem” oraz płyn wypływa z wymiennika przez dwie pozostałe nazwane „wylotem” oraz „wylotem 1”. Wewnątrz model 3D przepływu w wymienniku uwzględnia rozdzielanie strumienia przepływu z kanałów suchych do mokrych poprzez otwory wlotowe.

Tabela 14. Warunki brzegowe dla analizowanej geometrii wymiennika

Granica przestrzeni obliczeniowej	Ciśnienie	Prędkość
Wlot	$\frac{\partial}{\partial n} p = 0$	$\vec{v} = (u, v, w)$
Wylot	$p = 0$	$\frac{\partial}{\partial n} v = 0$
Wylot 1	$p = 0$ (otwarty) lub $\frac{\partial}{\partial n} p = 0$ (zamknięty)	$\frac{\partial}{\partial n} v = 0$
Ściana	$\frac{\partial}{\partial n} p = 0$	$\vec{v} = (0, 0, 0)$

Tabela 14 prezentuje zdefiniowane warunki brzegowe. W celu wyznaczenia spadku ciśnienia dla różnych wartości przepływu powietrza, wartość prędkości powietrza jest definiowana -warunek brzegowy w płaszczyźnie „wlot”.

W przypadku płaszczyzny „wylot 1” przeprowadzono obliczenia na kanału otwartego lub zamkniętego, co zostało zdefiniowane również za pomocą warunku brzegowego zestawionego - Tabela 14.

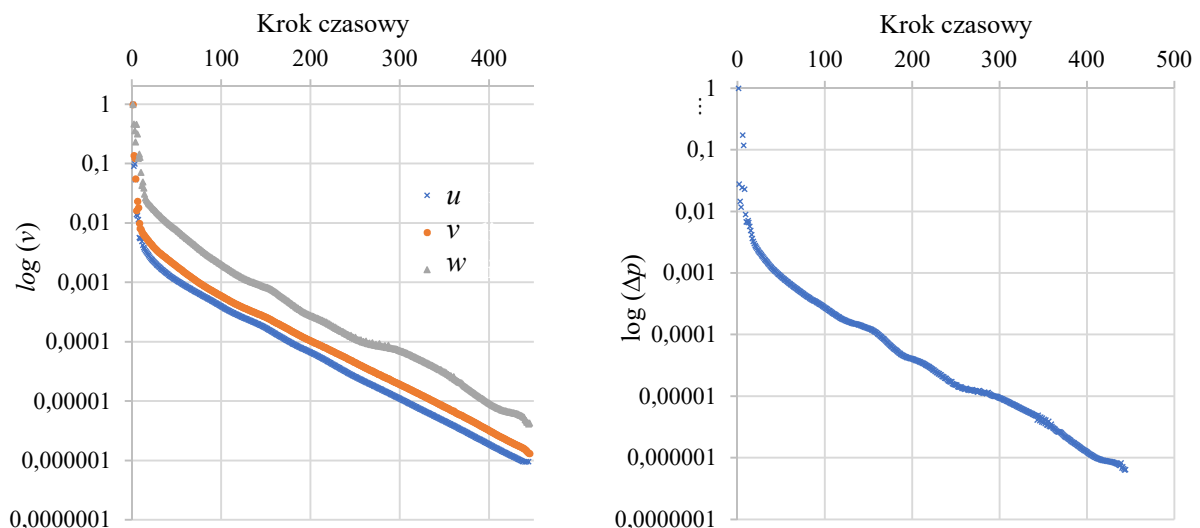
Na podstawie modeli trójwymiarowych wykonano siatki obliczeniowe metodą opisaną w podrozdziale 13.2. Rozdzielczość siatki oraz liczba komórek zależna jest od wysokości kanału, co wraz z pozostałymi cechami charakterystycznymi przedstawia Tabela 15. Siatka została zagęszczona z współczynnikiem zagęszczenia 4 w obszarze ścian i w obszarze otworów, aby zmaksymalizować dokładność rozwiązania. Jeden poziom zagęszczenia to podział wymiaru komórki bazowej na pół.

Tabela 15. Charakterystyka siatek obliczeniowych

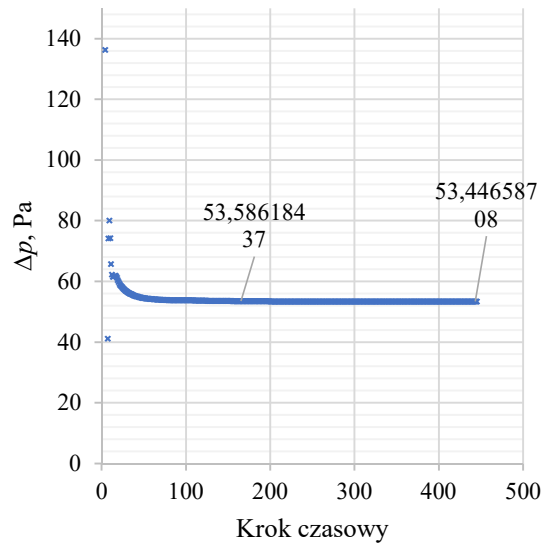
Przypadek	Rozdzielczość siatki	Rozpiętość domeny obliczeniowej (x, y, z)	Liczba komórek	Średnia nie ortogonalności (maks.)	Skośność maksymalna
1 mm	366x212x3	(0.61, 0.355, 0.005)	60018132	1.03 (43.56)	9.99
2 mm	366x212x3		43162547	9.42 (39.56)	2.60
3 mm	204x118x2		61132556	7.78 (49.44)	3.45

(a)

(b)



Rysunek 35. Wybrana weryfikacja wartości rezydów w skali logarytmicznej $v_{wlot} = 2.0$ m/s oraz $h = 2$ mm (a) Dla obliczanej prędkości (b) Dla obliczanego spadku ciśnienia



Rysunek 36. Wybrana weryfikacja zbieżności obliczanego spadku ciśnienia w kolejnych krokach czasowych dla $v_{wlot} = 2.0 \text{ m/s}$ $h = 2 \text{ mm}$

Rysunek 35 (a) i (b) przedstawia wartości residuów odpowiednio dla prędkości i ciśnienia dynamicznego w skali logarytmicznej. Warunek zbieżności residuów wynosił 10^{-5} dla składowych wektora prędkości oraz 10^{-6} dla wartości ciśnienia dynamicznego pomiędzy kolejnymi iteracjami. Zmiany wartości wyznaczanego spadku ciśnienia w kolejnych krokach czasowych przedstawia Rysunek 36.

15.3 Strata ciśnienia

Obliczenia straty ciśnienia w wymienniku przeprowadzono dla różnych wysokości kanałów. Dodatkowo obliczono straty ciśnienia, dla którego powietrze przepływa tylko przez kanał suchy (odpowiedni warunek brzegowy dla ciśnienia na powierzchni płaszczyzny wylotowej z kanału mokrego „wylot 1” wg warunków zestawionych w Tabeli 14).

Strata ciśnienia dla analizowanego urządzenia jest maksymalna, gdy stosunek strumieni powietrza głównego do pomocniczego (V_2/V_1) wynosi 0. Wymiennik pracuje optymalnie, gdy stosunek strumieni V_2/V_1 ma wartość na poziomie ok. 0.3–0.4 [83]. Należy podkreślić, że w przypadku proponowanej geometrii stosunek strumieni jest nieznan, a określenie jego wartości jest możliwe poprzez wykonanie obliczeń numerycznych.

Na Rysunku 37 (a) przedstawiono minimalne występujące wartości spadku ciśnienia w wymienniku, dla różnych prędkości powietrza na wlocie (oś pozioma) i wysokości kanału 1 mm, 2 mm, oraz 3 mm, w przypadku otwartego kanału mokrego. Ten przypadek określono jako wariant *pierwotnej dystrybucji powietrza* w wymienniku. Na Rysunku 37 (b) przedstawiono odpowiednio maksymalne występujące wartości spadku ciśnienia w wymienniku, w przypadku zamkniętego kanału mokrego.

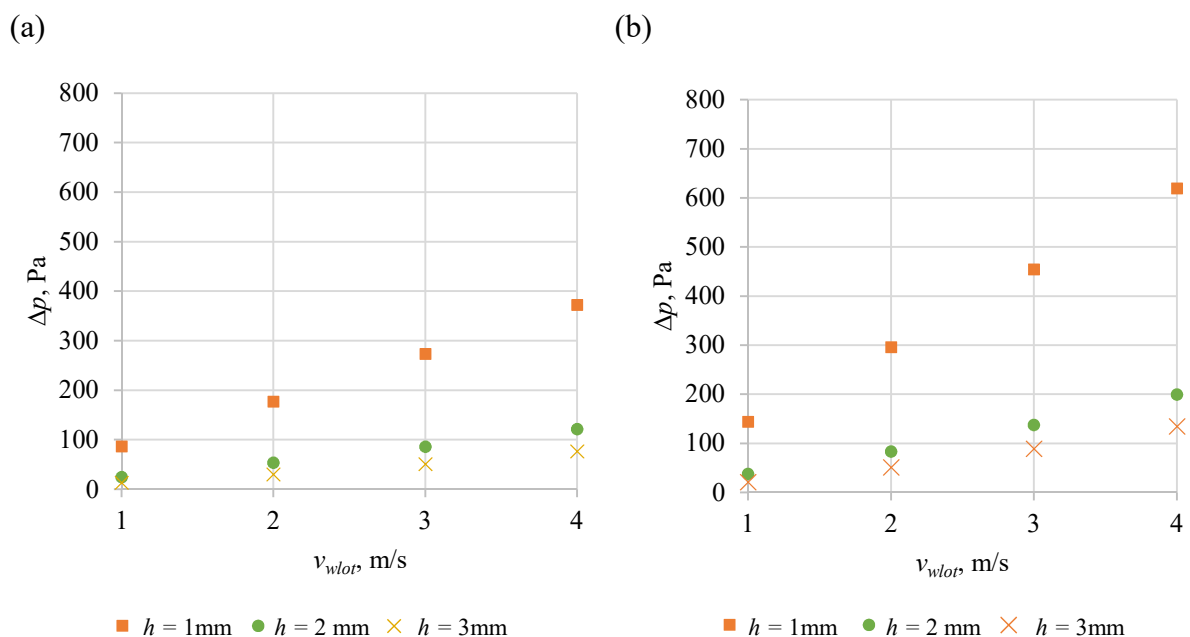
Dla wysokości kanału równej 1 mm wartość spadku ciśnienia osiąga maksymalne wartości. Porównując otrzymane wartości straty ciśnienia z wynikami dla wysokości kanału równej 2 mm, w zależności od prędkości wlotowej, strata ciśnienia jest 2 razy wyższa i około 3 razy wyższa odpowiednio dla prędkości $v_{wlot} = 1.0$ m/s i $v_{wlot} = 4.0$ m/s.

W przypadku porównania otrzymanych wartości dla $h = 2$ mm i $h = 3$ mm różnice są niższe. Przy analizie prędkości wlotowej równej 1.0 m/s różnica między wartościami straty ciśnienia wynosi 12 Pa, a dla $v_{wlot} = 4.0$ m/s wartość ta jest najwyższa i wynosi 45 Pa.

Przy założeniu dopuszczalnego współczynnika SFP = 0.3 kW/(m³/s) dla wentylatora odpowiadająca tej wartości maksymalna strata ciśnienia wynosi ok 173 Pa.

Dla wysokości kanału równych 2 mm i 3 mm obliczona wartość spadku ciśnienia dla całego zakresu analizowanych prędkości nie przekracza tej wartości w przypadku otwartego kanału mokrego, natomiast dla $h = 1$ mm spadek ciśnienia jest mniejszy niż 173 Pa tylko dla prędkości wlotowej 1.0 m/s ($\Delta p = 86$ Pa).

W przypadku zamkniętego kanału pomocniczego wartości spadków ciśnienia są najwyższe i stanowią górną granicę oczekiwanego zakresu spadków ciśnienia (patrz Rysunek 37 (b)) i nie przekraczają ww. wartości tylko dla kanału o wysokości 3 mm. Należy podkreślić, że instalując wymiennik w systemie spodziewane wartości spadku ciśnienia będą niższe od maksymalnych. Wynika to z tego, że strata ciśnienia zmienia się w zależności od wartości przepływu pomocniczego powietrza, który jest on częścią strumienia głównego w kanałach suchych wymiennika.



Rysunek 37. Obliczona strata ciśnienia w wymienniku (a) W przypadku otwartego wylotu z kanału mokrego (b) W przypadku zamkniętego wylotu z kanału mokrego - strata maksymalna.

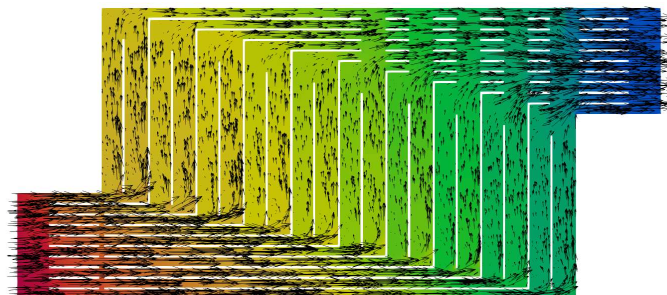
Ilość powietrza kierowana do kanału mokrego zależy od wartości przepływu powietrza wlotowego lub oporów dla powietrza w kanałach mokrych wymiennika. Przepływ powietrza wlotowego można zmieniać wydajnością wentylatora (zmiana prędkości na wlocie), a opory tarcia można odmienić zmianą kształtu kanałów lub dodatkowym oporem miejscowym takim jak przepustnica regulacyjna.

Ponieważ celem jest zminimalizowanie gabarytów urządzenia przy zachowaniu maksymalnej powierzchni wymiany ciepła w wymiennikach, pożądane jest zmniejszenie wysokości kanału wymiennika. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że z punktu widzenia strat ciśnienia możliwe jest zastosowanie wymiennika w centrali o wysokości kanału 2 mm (zakładając dopuszczalny spadek ciśnienia 173 Pa). Zakładając regulację stosunku strumieni powietrza strata ciśnienia wynosi 32 Pa dla prędkości 1.0 m/s i 167 Pa dla prędkości 4.0 m/s. Zarówno obniżenie prędkości na wlocie do kanału wymiennika jak i obniżenie wysokości kanału zwiększa intensywność wymiany ciepła. Dlatego wybierając końcowe gabaryty urządzenia, należy dążyć do kompromisu pomiędzy wysokością kanału, a prędkością przepływu powietrza, która określa ostateczną wydajność chłodniczą urządzenia. Niemniej, w pierwszej kolejności należy zweryfikować rozptył powietrza w proponowanej geometrii.

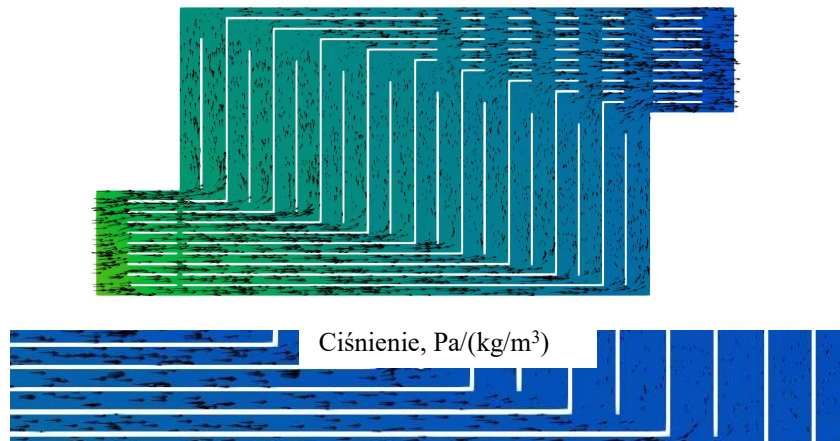
15.4 Rozkład ciśnień oraz wektory prędkości

Obliczenia numeryczne umożliwiają określenie rozptyłu powietrza w całej analizowanej przestrzeni obliczeniowej. Można go rozumieć poprzez rozkład średnich wektorów prędkości powietrza w kanałach urządzenia lub rozkład ciśnień dynamicznych. Na Rysunkach 38 oraz 39 przedstawiono graficzne wyniki obliczeń numerycznych dla wybranych prędkości wlotowych 4.0 m/s i 2.0 m/s odpowiednio dla przypadku zamkniętego i otwartego kanału mokrego.

(a)



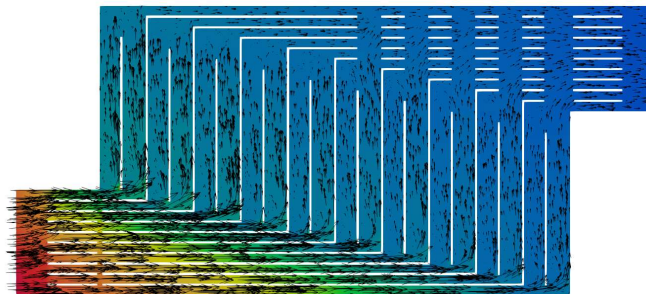
(b)



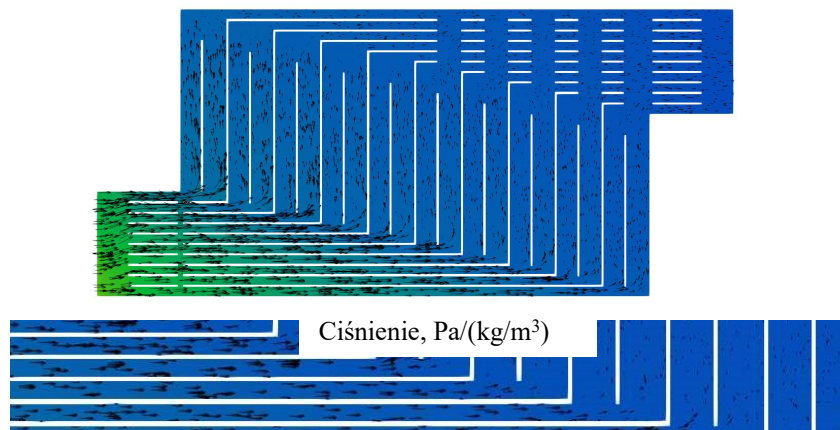
Rysunek 38. Wyniki obliczeń przedstawione graficznie w przypadku zamkniętego kanału mokrego - mapy kolorów dla ciśnienia dynamicznego oraz wektory prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s

Mapy kolorów prezentują lokalne ciśnienie dynamiczne, a wektory odpowiadają średnim wartościom wektorów prędkości w wybranych punktach. Można zauważyć, że w analizowanej geometrii sekcje wlotowe w wymienniku generują najwyższe lokalne straty ciśnienia.

(a)

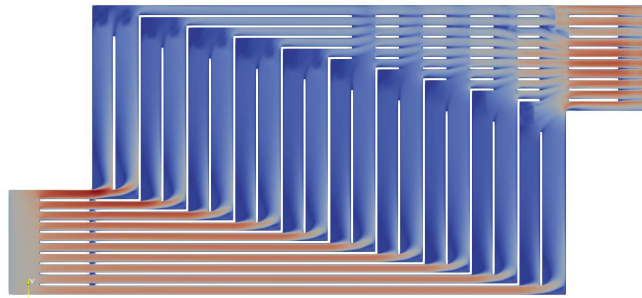


(b)

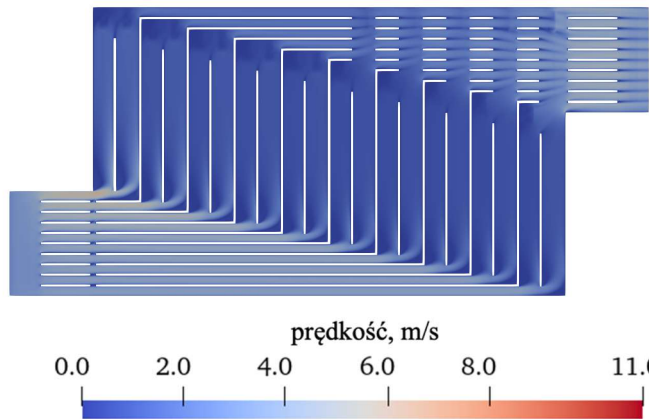


Rysunek 39. Wyniki obliczeń w przypadku otwartego kanału mokrego - mapy kolorów dla ciśnienia dynamicznego oraz wektory prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s

(a)

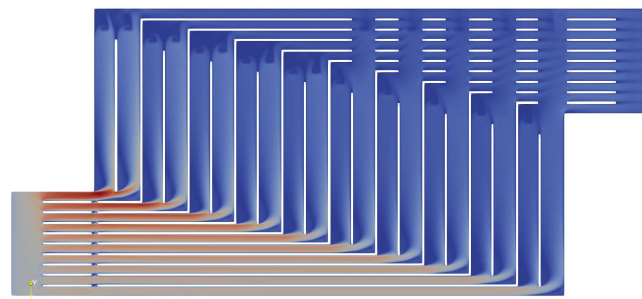


(b)

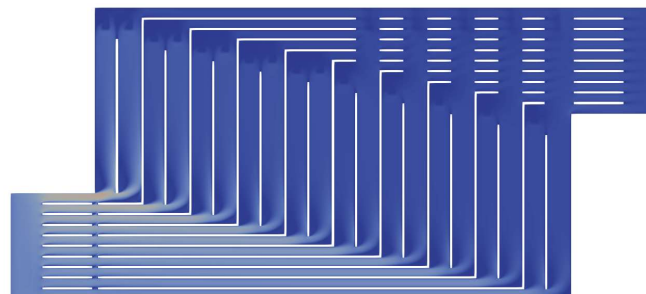


Rysunek 40. Wyniki obliczeń w przypadku zamkniętego kanału mokrego - mapy kolorów dla prędkości
(a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s

(a)



(b)



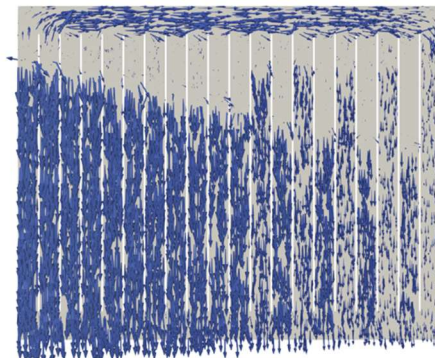
Rysunek 41. Wyniki obliczeń w przypadku otwartego kanału mokrego - mapy kolorów dla prędkości
(a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s

Na Rysunkach 40 oraz 41 przedstawiono wartości prędkości lokalnych powietrza w wymienniku. Mają one wpływ na lokalną liczbę Reynoldsa, która dla jednego z przypadków przeciwnie do założeń początkowych przekracza granicę pozwalającą na założenie, że przepływ jest laminarny. W związku z tym dla przypadku wysokości kanału równej 3 mm oraz prędkości na wlocie równej 4.0 m/s przeprowadzono dodatkowe obliczenia z wykorzystaniem modelu turbulencji k-omega SST [82]. Otrzymane wyniki nie odbiegają od wartości zestawionych na wykresie na Rysunku 37.

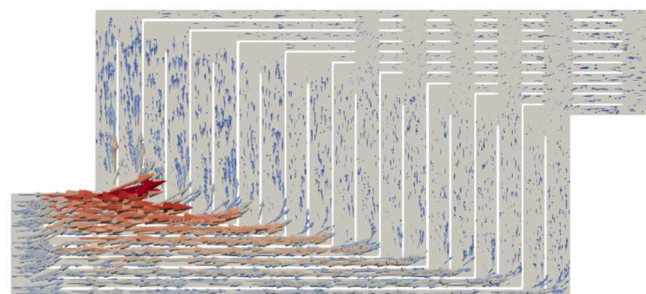
15.5 Analiza dystrybucji powietrza

Weryfikacja dystrybucji powietrza jest potrzebna do wykonania obliczeń sprawności urządzenia oraz mocy chłodniczej. Efektywność wymiany ciepła i masy w poszczególnych częściach wymiennika zależy od strumienia przepływu powietrza w poszczególnych kanałach wymiennika. Rysunek 42 (a) i (b) obrazuje odpowiednio wektory prędkości w kanale mokrym oraz suchym.

(a)



(b)



Wektor prędkości, m/s



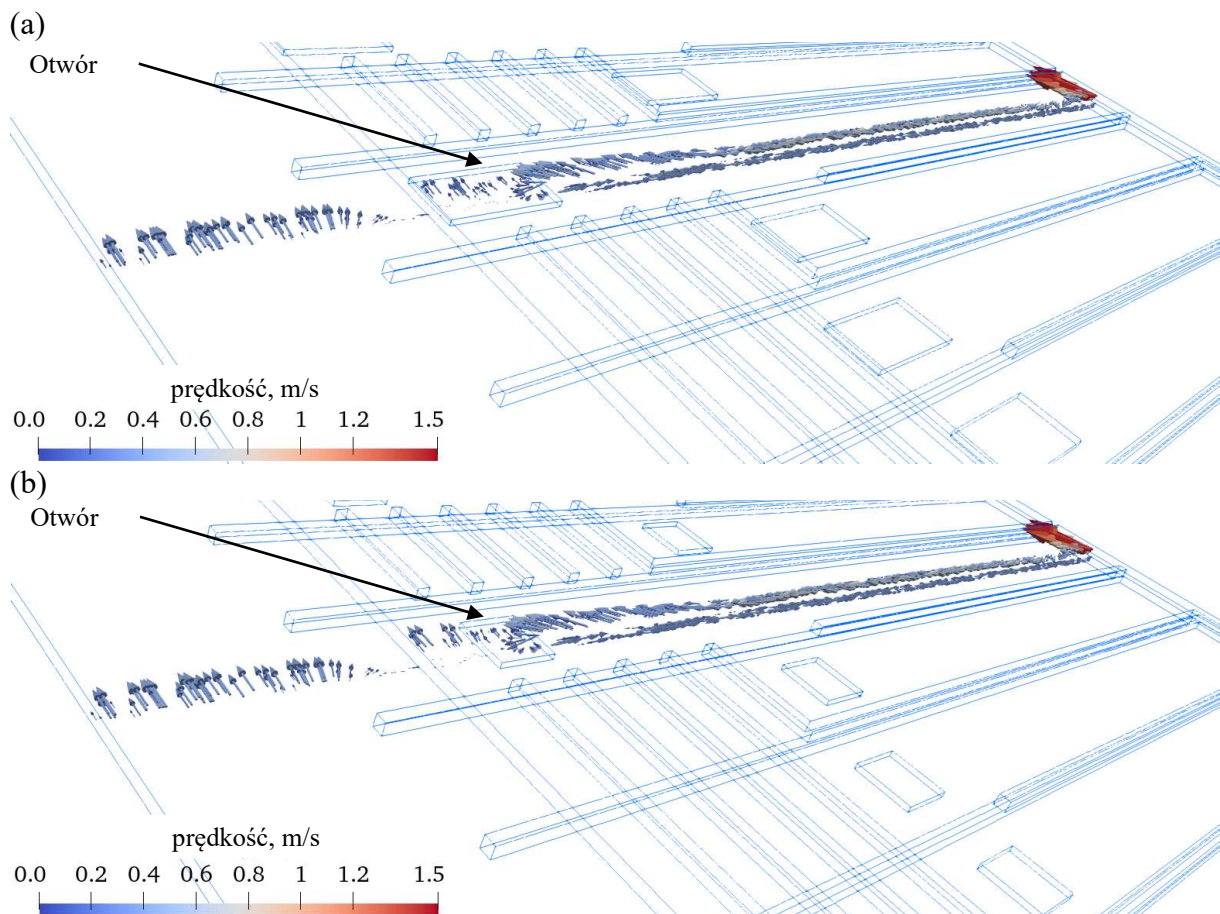
Rysunek 42. Wektory prędkości powietrza w przypadku otwartego kanału mokrego (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

Można zauważyć na Rysunku 42 (a), że w lewej części kanałów mokrych wartości lokalnych wektorów prędkości są wyższe. Oznacza to, że do tych kanałów wymiennika dostaje się więcej powietrza, a lokalny (w ramach jednej pary kanałów) stosunek powietrza pomocniczego do głównego będzie miał wyższą wartość niż w pozostałych kanałach wymiennika. Stosując taką geometrię bez odpowiedniej regulacji przepływu powietrza, część wymiennika pracowałaby nieefektywnie.

Oznacza to, że chcąc zastosować proponowane urządzenie należy zweryfikować również wartości strumienia powietrza pomocniczego.

Wyniki symulacji pozwoliły na wyznaczenie stosunku przepływu powietrza pomocniczego do głównego (V_2/V_1) dla proponowanej geometrii wymiennika. Z dotychczas dostępnych w literaturze badań wynika, że zaleca się utrzymanie stosunku strumieni V_2/V_1 na poziomie 0.3–0.4 [83].

Przeprowadzone obliczenia numeryczne wykazały, że stosunek V_2/V_1 wynosi około 0.8. Oznacza to, że większa część strumienia powietrza głównego (wlotowego do urządzenia) jest kierowana do kanałów mokrych co można zmienić, stosując regulację pracy wymiennika.



Rysunek 43. Wektory prędkości w przekroju przez kanały wymiennika dla $h = 2 \text{ mm}$ i prędkości $v_{\text{wlot}} = 2.0 \text{ m/s}$ (a) Pierwotna powierzchnia otworów (b) Powierzchnia otworów zmniejszona o 50 %

W pracy zweryfikowano czy zmiana powierzchni otworów wlotowych ma znaczny wpływ na rozptyw powietrza w wymienniku.

W tym celu wygenerowano geometrię z otworami o powierzchni o 50 % mniejszej niż te założone pierwotnie. Rysunek 43 przedstawia wektory prędkości w przekroju przez kanał suchy i mokry wymiennika w przypadku otworów o powierzchni pierwotnej rys. (a) i powierzchnio 50 % mniejszej rys. (b). Można zauważyć, że zmiana powierzchni otworów wlotowych nie wpływa znacząco na wartości średnich lokalnych wektorów prędkości w wybranym przekroju wymiennika. Osiągany stosunek strumieni powietrza po modyfikacji powierzchni otworów zmienił się z 0.80 do 0.79.

Odpowiedni stosunek powietrza pomocniczego do powietrza głównego można osiągnąć poprzez zastosowanie miejscowego lokalnego oporu przepływu w kanale mokrym wymiennika. Odpowiada to tradycyjnej regulacji strumieni powietrza w instalacjach klimatyzacyjnych z przepustnicami regulacyjnymi.

W związku z tym przeanalizowano przypadek, w którym zasymulowano dodatkowy lokalny opór na końcu wymiennika (Rysunek 44 (a)), co zmienia rozptyw powietrza w wymienniku. W tym celu zastosowano równomierny opór miejscowy na końcu kanału mokrego (Rysunek 44 (b)).

Regulację przepływu powietrza w kanałach mokrych zasymulowano poprzez zaimplementowanie modelu Darcy'iego-Forchheimer'a. Na potrzeby wykorzystania modelu zaimplementowano w programie dodatkową strefę porowatą (Rysunek 44) w kanale mokrym, używając funkcji topoSet. Strefa stanowi dodatkowy opór dla przepływającego powietrza i zależy od prędkości wlotowej na wlocie do niej oraz dobranych współczynników opisanych poniżej.

W tym celu przeprowadzenia obliczeń z uwzględnieniem modelu w równaniu momentu został dołączony dodatkowy człon źródłowy S_m [84].

$$(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{R} + S_m \quad (53)$$

Gdzie S_m bazuje na prawie Darcy'iego-Forchheimer'a dla ośrodka porowatego:

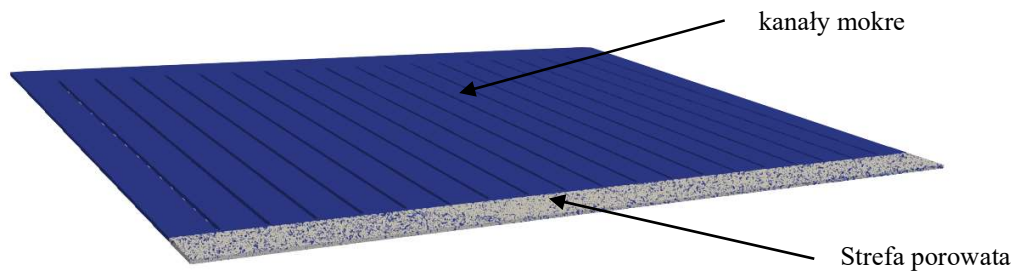
$$S_m = -\left(\mu \cdot \vec{d} + \frac{\rho \cdot |\vec{v}|}{2} \vec{f}\right) \cdot \vec{v} \quad (54)$$

\vec{d} - współczynnik Darcy'iego, $1/m^2$

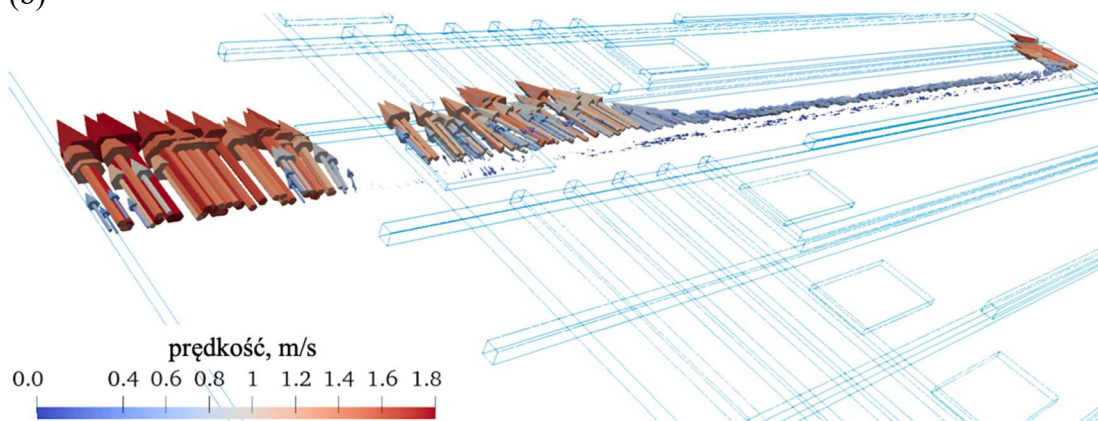
\vec{f} - współczynnik Forchheimer'a, $1/m$

μ - lepkość dynamiczna płynu, $kg/(m \cdot s)$

(a)



(b)



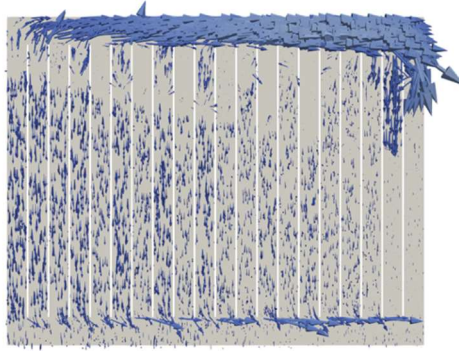
Rysunek 44. (a) Wizualizacja strefy porowatej w przestrzeni obliczeniowej (b) Wektory prędkości w przekroju przez kanały wymiennika dla $h = 2 \text{ mm}$ i $v_{\text{wlot}} = 2.0 \text{ m/s}$ w przypadku zastosowania równoważenia strat ciśnienia w wymienniku

Wprowadzenie dodatkowej przeszkody dla powietrza na całej szerokości kanału pozwala na ograniczenie przepływu powietrza przez wymiennik do wartości przepływu około 0.3 dlatego na Rysunku 44 w górnej części wymiennika obserwuje się wektory prędkości o wyższej wartości w porównaniu do wariantu bez regulacji (Rysunek 43).

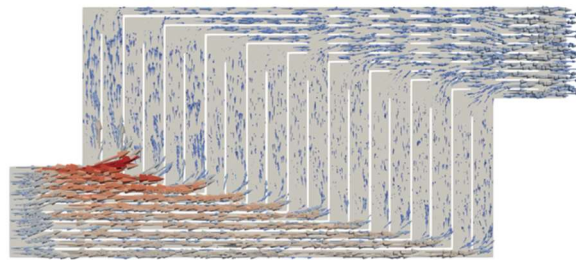
Rysunek 45 przedstawia wektory prędkości w całej przestrzeni wymiennika w przypadku ograniczenia przepływu przez kanał mokry dodatkowym oporem lokalnym na końcu kanałów mokrych. Mimo regulacji wartości strumieni powietrza można zauważyć - Rysunek 45 (a), że większość strumienia powietrza jest kierowana do pierwszych jedenastu kanałów wymiennika (licząc od lewej strony wymiennika na Rysunek 45 (a)).

Rysunek 46 (a) ilustruje udział procentowy strumienia powietrza w 20 kanałach wymiennika (w każdym kanale 5 % całkowitego strumienia pomocniczego) w przypadku wariantu pierwotnego bez regulacji strumienia o stosunku strumieni na poziomie 0.8. W kanałach od 1 do 12 udział procentowy przekracza 5 %, co oznacza, że lokalnie w tych kanałach stosunek strumieni jest wyższy niż 0.8. W związku z tym, część wymiennika nie pracuje, ponieważ cały strumień powietrza w obrębie wybranych kanałów jest kierowany do kanału pomocniczego.

(a)



(b)



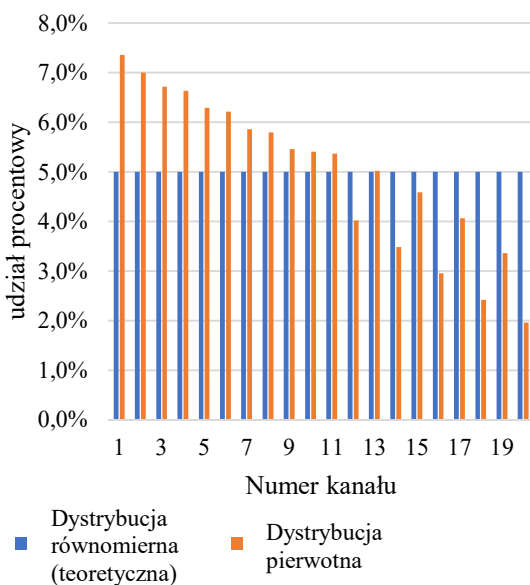
Wektor prędkości, m/s



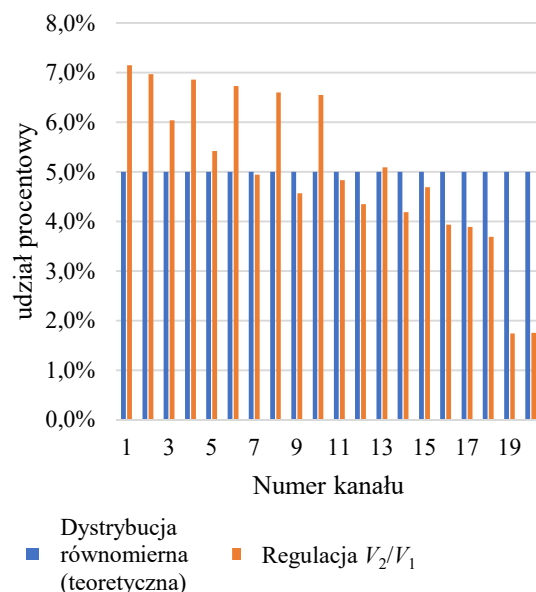
Rysunek 45. Wektory prędkości powietrza w przypadku regulacji stosunku strumieni powietrza (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

Na Rysunku 46 (b) porównano udziały rozkładu strumienia powietrza w przypadku zastosowania regulacji do wartości 0.3. W niektórych kanałach stosunek strumieni jest również wyższy niż 0.3 (5 % całkowitego strumienia powietrza w kanale odpowiada stosunkowi 0.3).

(a)

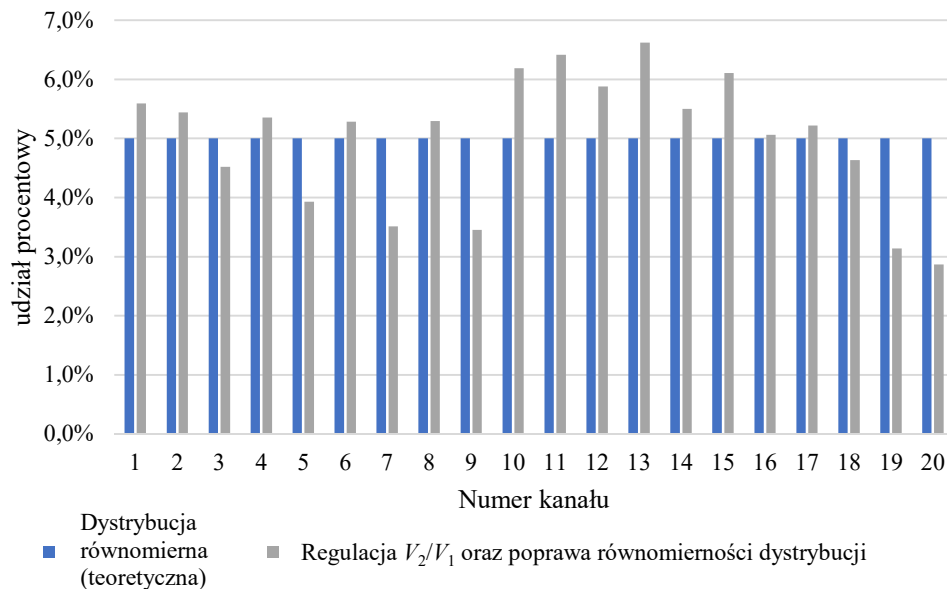


(b)



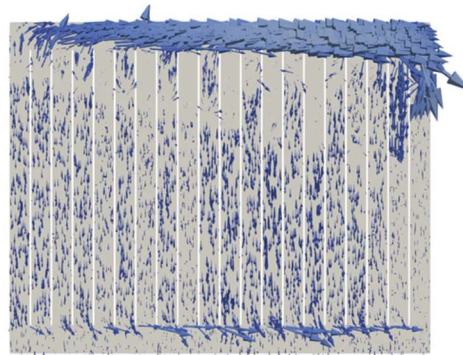
Rysunek 46. Udział procentowy powietrza w poszczególnych kanałach mokrych (a) $V_2/V_1 = 0.8$ (b) $V_2/V_1 = 0.3$ po wprowadzeniu dodatkowej przeszkody

Można to zmienić, wprowadzając nierównomierny opór miejscowy w kanale mokrym. W związku z tym strefę porowatą podzielono na dwie części, które generują zmienną stratę miejscową, a jednocześnie stosunek strumieni powietrza utrzymany jest na poziomie około $V_2/V_1 = 0.3$.

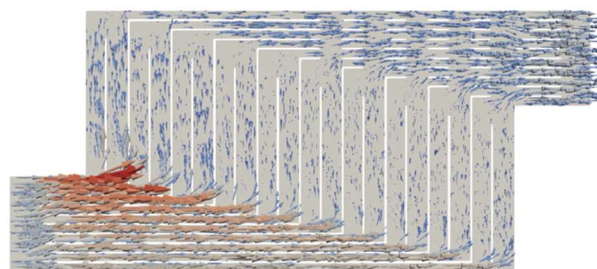


Rysunek 47. Udział procentowy powietrza w poszczególnych kanałach mokrych. Porównanie wariantu równomiernej dystrybucji z wariantem regulacji dystrybucji powietrza

(a)



(b)



Wektor prędkości, m/s



Rysunek 48. Wektory prędkości powietrza w przypadku regulacji stosunku strumieni powietrza oraz regulacji dystrybucji powietrza w wymienniku (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

Uzyskane wyniki udziału procentowego powietrza dla nierównomiernej przeszkody przedstawia Rysunek 47. Można zauważyć, że w przypadku zastosowania dwóch stref porowatych wartość pożądanego strumienia przekracza 5 % znacznie tylko w czterech kanałach. Wartości wektorów prędkości w poszczególnych kanałach przedstawiono na Rysunku 48.

Na podstawie zaproponowanej geometrii wymiennika wykazano, że wykorzystując narzędzia CFD można zweryfikować równomierność rozplywu powietrza oraz stosunek strumienia pomocniczego do głównego. Na podstawie analizy wyników jest możliwe wprowadzanie odpowiednich poprawek w konstrukcji wymienników.

15.6 Wymiana ciepła i masy

Wyniki obliczeń CFD rozkładu przepływu powietrza można wykorzystać jako dane wejściowe do modelu wymiany ciepła i masy. W tym celu wymiennik należy podzielić na sekcje, w których znany jest strumień powietrza otrzymany z analizy dystrybucji powietrza.

Znając charakterystykę dystrybucji powietrza w wymienniku, przeprowadzono obliczenia wymiany ciepła i masy dla urządzenia i określono moc chłodniczą.

W tym celu wykorzystano zmodyfikowaną metodę epsilon NTU, która została opisana w rozdziale 15.6. Równania zostały zaimplementowane w programie komputerowym, a weryfikacja modelu wymiany ciepła i masy dla wymiennika regeneracyjnego była przedstawiona w publikacjach naukowych autorstwa Pandelidisa i Anisimova [30], [48].

Tabela 16 przedstawia wyznaczoną temperaturę powietrza za wymiennikiem dla wybranych parametrów powietrza zewnętrznego oraz różnych wariantów dystrybucji powietrza w wymienniku. Można zauważyć, że dla wyższych wartości stosunku strumieni temperatura powietrza na wylocie z wymiennika spada.

Wyniki obliczeń dla wariantu *pierwotnego* z nierównomierną dystrybucją powietrza (stosunek strumieni na poziomie 0.8) porównano z wariantem zakładającym dystrybucję *równomierną* (teoretyczną), w którym w każdym kanale stosunek strumieni wynosi 0.8. W przypadku *równomiernej* dystrybucji powietrza w kanałach wymiennika, urządzenie osiąga wyższą efektywność chłodzenia.

Wartości temperatur powietrza za wymiennikiem określono dla kolejnych trzech analizowanych przypadków: regulacja stosunku strumieni do poziomu 0.3 (Regulacja V_2/V_1), stosując opór składający się z jednej strefy porowatej, regulacja dystrybucji i stosunku strumieni stosując dwie strefy porowate (regulowana dystrybucja) oraz wariantem

teoretycznym, w którym (równomierna dystrybucja, czyli w każdym kanale stosunek strumieni jest równy 0.3 - wariant teoretyczny).

Widoczne jest, że równomierność dystrybucji powietrza w kanałach wymiennika wpływa na efektywność chłodzenia powietrza i w przypadku $V_2/V_1 = 0.8$ i pierwotnej dystrybucji powietrza obserwuje się wyższą temperaturę powietrza na wylocie z wymiennika, niż w przypadku niższego stosunku $V_2/V_1 = 0.3$ w wariantcie teoretycznym. Warto podkreślić, że zakładając równomierną dystrybucję (teoretyczną) oraz stosunek strumieni 0.8 wartości temperatury są najniższe.

W przypadku pierwotnej dystrybucji obserwuje się ograniczenie rzeczywistej powierzchni wymiany ciepła, gdyż nierównomierność rozkładu charakteryzuje się tym, że część kanałów nie jest wykorzystana, ponieważ cały strumień powietrza głównego kierowany jest do kanału mokrego (Rysunek 42 (a)).

Tabela 16. Temperatury powietrza za wymiennikiem z uwzględnieniem dystrybucji powietrza w wymienniku $h = 2$ mm, $v = 2.0$ m/s dla wybranych parametrów powietrza

Parametry powietrza		$V_2/V_1 = 0.8$		$V_2/V_1 = 0.3$		
		Pierwotna dystrybucja	Równomierna dystrybucja (teoretyczna)	Regulacja V_2/V_1	Równomierna dystrybucja (teoretyczna)	Regulacja V_2/V_1 oraz poprawa równomierności dystrybucji
$t_{1wlot}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{1wlot}, \%$	$t_{1wydot}, ^\circ\text{C}$	$t_{1wydot}, ^\circ\text{C}$	$t_{1wydot}, ^\circ\text{C}$	$t_{1wydot}, ^\circ\text{C}$	$t_{1wydot}, ^\circ\text{C}$
30.0	40	16.4	14.3	17.8	16.3	17.5
30.0	35	15.3	13.2	17.5	15.6	16.9
32.5	35	17.5	15.3	18.8	17.2	18.5
32.5	40	19.7	17.3	20.3	18.7	19.8
35.0	25	14.8	12.6	16.6	15.5	17.1
35.0	30	17.5	15.2	19	17.2	18.6

Analiza dystrybucji powietrza z wykorzystaniem metod CFD pozwoliła na wykonanie analizy wymiany ciepła w tym urządzeniu bez konieczności budowy wymiennika i weryfikacji eksperymentalnej.

Tabela 17 prezentuje parametry współczynniki efektywności wymiennika dla warunków obliczeniowych (wg standardu ASHRE [75]) dla prędkości wlotowej równej 2.0 m/s. Wartości współczynników dla tego urządzenia zostaną porównane z współczynnikami obliczonymi dla pozostałych urządzeń analizowanych w pracy.

Tabela 17. Wyniki obliczeń współczynników efektywności dla różnych wysokości kanału - prędkość
 $v_{wlot} = 2.0 \text{ m/s}$, $t = 29.5 \text{ °C}$

Parametry powietrza		$h = 1 \text{ mm}$				$h = 2 \text{ mm}$				$h = 3 \text{ mm}$			
x_{wlot}	t_{pr}	t_{wyLOT}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{wyLOT}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{wyLOT}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}
g/(kg p.s.)	°C	°C	-	-	kW	°C	-	-	kW	°C	-	-	kW
12	16.5	17.2	0.95	23	0.89	18.2	0.87	73	0.85	20.1	0.73	101	0.73
10	13.9	15	0.93	27	1.05	16.2	0.85	86	1.00	18.5	0.70	117	0.85
8	6.2	10.7	0.81	35	1.36	12.1	0.75	112	1.31	15.3	0.61	151	1.09

15.7 Podsumowanie i wnioski z Etapu 3

Analiza dystrybucji powietrza w wybranej geometrii wymiennika pozwoliła ustalić, że:

- dystrybucja powietrza w wymienniku istotnie wpływa na jego efektywność;
- przy projektowaniu wymienników wyparnych zalecane jest zapewnienie równomiernego stosunku strumienia pomocniczego do głównego w kanałach wymiennika poprzez:
 - zastosowanie odpowiedniej geometrii, która naturalnie wymusza prawidłowe rozproszanie powietrza pozwala to zaoszczędzić miejsce, eliminując przepustnice regulacyjne w sekcji centrali;
- ograniczenie powierzchni otworów wlotowych o 50 % lokalizowanych wewnątrz wymiennika nie ma istotnego wpływu na rozptył powietrza wewnątrz wymiennika, stąd zalecane jest dążenie do minimalnych powierzchni otworów celem maksymalizacji powierzchni wymiany ciepła;
 - stosunek strumieni powietrza po modyfikacji powierzchni otworów zmienił się z 0.80 do 0.79.
- w przypadku zastosowania dyszowego doprowadzenia wody do kanałów mokrych wymiennika istnieją znaczne ograniczenia co do projektowania geometrii wymiennika wyparnego. Chcąc zachować przepływ przeciwpływowy i grawitacyjne doprowadzenie wody, konieczne jest skomplikowanie struktury wymiennika, co uniemożliwia zachowanie równomiernej dystrybucji powietrza w urządzeniu i wymaga wprowadzenia modyfikacji w geometrii urządzenia.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że komplikowanie geometrii wymiennika celem doprowadzenia wody do kanałów mokrych wymaga dodatkowej regulacji strumienia powietrza w urządzeniu. Dlatego aby tego uniknąć, geometria wymiennika zastosowana w sekcji centrali klimatyzacyjnej powinna mieć prostą budowę, która umożliwia zawrócenie powietrza do kanałów mokrych i jednocześnie doprowadzenia wody co całej ich powierzchni.

16. Numeryczna weryfikacja geometrii wymiennika

Etap 4. pracy zrealizowano w oparciu o autorską geometrię wymiennika wyparnego pozwalającą na maksymalne wykorzystanie przestrzeni w sekcji centrali.

Jest to możliwe poprzez zastosowanie nowej geometrii wymiennika zaproponowanej w ramach niniejszej pracy, której kształt wynika z wykorzystania odpowiedniego materiału porowatego zlokalizowanego na ściankach kanałów mokrych. Kiedy woda jest doprowadzana do kanałów mokrych za pomocą sił kapilarnych (występujących w materiale porowatym) to w przeciwieństwie do przypadku doprowadzenia wody w postaci filmu wodnego, kanały mokre nie muszą mieć ograniczonego kształtu gwarantującego grawitacyjny spływ wody, jak w przypadku wymiennika analizowanego w rozdziale 15.

Proponowaną geometrię wymiennika przeanalizowano pod kątem strat ciśnienia, dystrybucji powietrza oraz współczynników efektywności. Określono zalecaną wysokość kanału wymiennika, a także zaproponowano koncepcję zabudowy wymiennika w sekcji centrali.

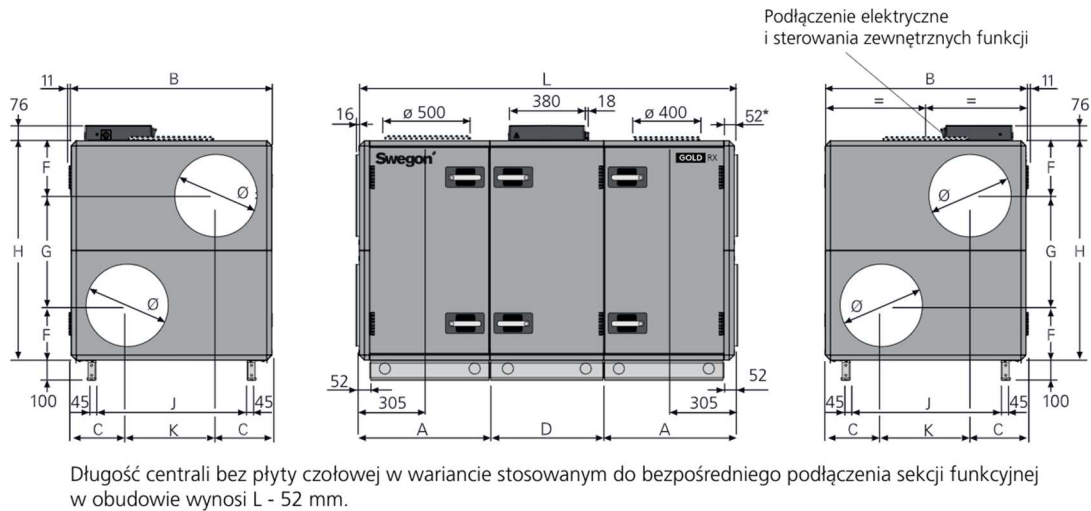
16.1 Geometria płyty wymiennika

Według wymagań dyrektywy Ekoprojektu 2018 strumień powietrza determinuje wymiary zewnętrzne sekcji central klimatyzacyjnych [85]. Na potrzeby opracowania opracowano gabaryty wymiennika dla centrali GOLD RX 008 z wymiennikiem rotacyjnym (Rysunek 49), w wersji dzielonej. Zakres strumienia powietrza wynosi od 720 do 3600 m³/h [85]. W przypadku konieczności zastosowania strumienia powietrza powyżej 3600 m³/h następuje zmiana typoszeregu centrali oraz proporcjonalne zwiększenie wymiarów wymiennika.

Gabaryty wymiennika muszą umożliwić jego zabudowę w dodatkowej sekcji centrali zlokalizowanej przed głównymi sekcjami przedstawionymi na Rysunku 49. Wymiary zewnętrzne centrali wynoszą $H = 1.085$ m (wysokość) i $B = 0.995$ m (szerokość). Wymiar B w zależności od wysokości kanału determinuje liczbę kanałów wymiennika, a długość całkowita wymiennika nie może standardowej długości sekcji centrali (wymiar $A = 0.648$ m na Rysunku 49).

Maksymalne wykorzystanie powierzchni poprzecznej sekcji jest możliwe dzięki zastosowaniu włókna polipropylenowego z powłoką surfaktantową. Materiał charakteryzuje się wysoką trwałością i efektywnym rozproszaniem wody oraz został wybrany spośród przeanalizowanych przez autorkę materiałów porowatych mających potencjał zastosowania

jako wypełnienie wymienników wyparnych. Wyniki badań nad materiałami porowatymi zostały opublikowane w pracy [51].



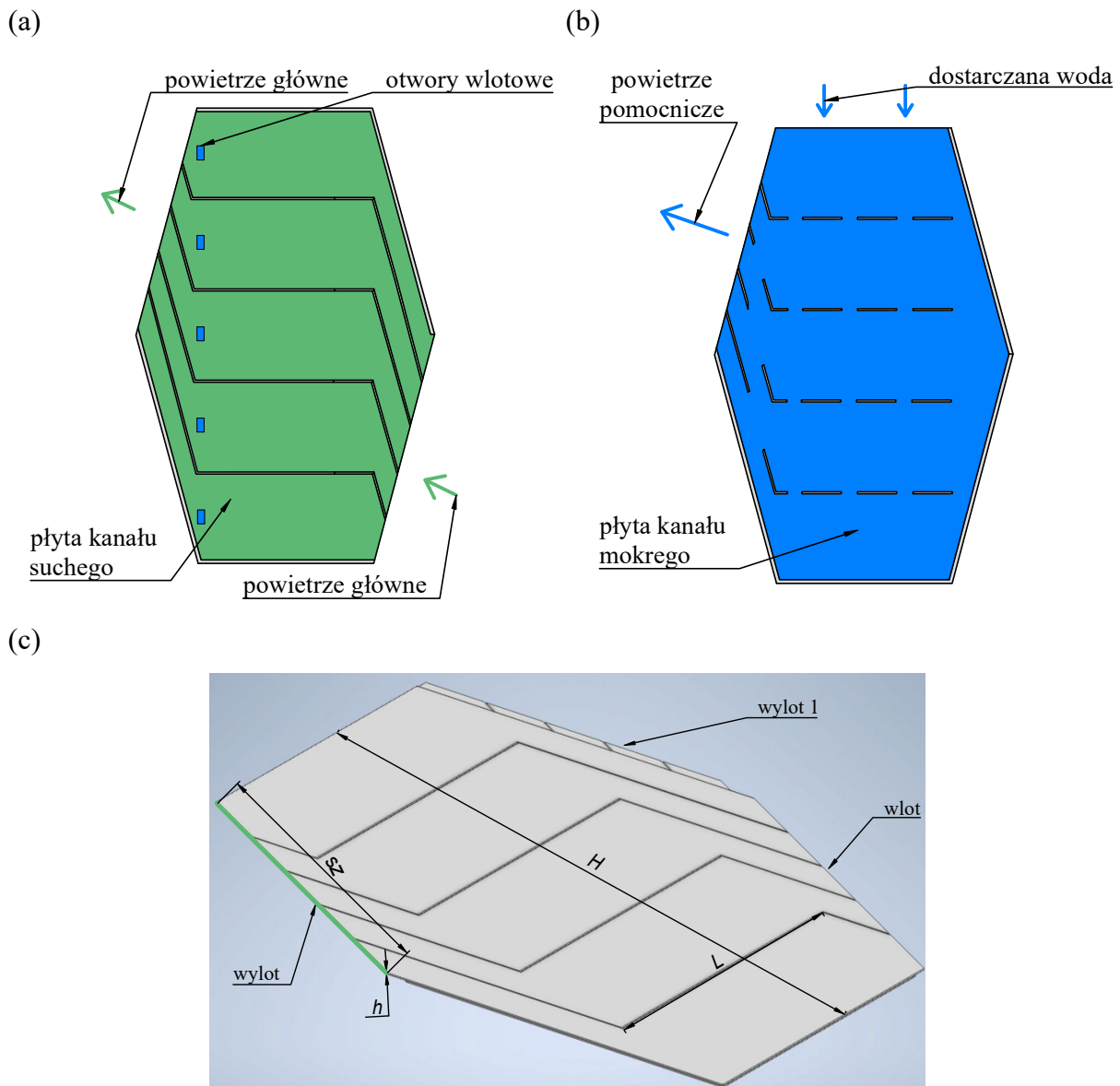
Rysunek 49. Centrala klimatyzacyjna typu GOLD RX 008 z wymiennikiem rotacyjnym. Dokumentacja firmy Swegon [85]

Kanały suche i mokre zaproponowanej geometrii wymiennika przedstawiono na Rysunku 50 (a) i (b). Można zauważyć, że kształt płyt i przewodnic umożliwia doprowadzenie powietrza i wody do wymiennika przy jednoczesnym zachowaniu przepływu przeciwnoobrotowego w części głównej wymiennika.

W prezentowanej konfiguracji dysze rozpylające wodę zastępuje zbiornik z wodą o stosunkowo niewielkich gabarytach w górnej części sekcji centrali. Aby woda mogła dotrzeć z górnego zbiornika do całej powierzchni kanału przewidziano przerywane przewodnice w kanałach mokrych (Rysunek 50 (b)), które jednocześnie pozwalają na zachowanie stałej odległości pomiędzy płytami (wysokość kanału). W kanale suchym zaproponowano ciągłe przewodnice o wysokości równej wysokości kanału, których zadaniem jest ukierunkowanie przepływu powietrza.

Poniżej przedstawiono wymiary charakterystyczne jednej pary płyt wymiennika wg Rysunku 50 (c), których wartości wynoszą:

- Długość części przeciwnoobrotowej: $L = 0.400$ m;
- Szerokość króćca wlotowego: $sz = 0.500$ m;
- Wysokość wymiennika: $H = 0.600$ m;
- Wysokość kanału w zakresie od 1 mm do 4 mm;
- Liczbę kanałów w wymienniku zależy od szerokości centrali (B) i wysokości kanału (h).



Rysunek 50. Model 3D sekcji wymiennika. (a) Widok boczny (a) Widok na kanał suchy (c) Widok na kanał mokry

Główną zaletą zastosowania materiałów porowatych jest zrezygnowanie z dysz rozpylających wodę co pozwala na zwiększenie wymiarów płyty wymiennika w sekcji centrali. Dodatkowo, stosunek szerokości króćców wlotowych do szerokości części przeciwpądowej jest wysoki (sz/L) w porównaniu do koncepcji wymiennika analizowanej w rozdziale 15, co pozwala na obniżenie strat ciśnienia na wlocie.

16.2 Obliczenia współczynników efektywności

Parametrem kluczowym decydującym o możliwości zastosowania wymiennika jako element centrali klimatyzacyjnej jest współczynnik SFP, którego wartość dla wysokoefektywnych urządzeń do odzysku ciepła nie może przekraczać $0.3 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$. Wartość współczynnika jest determinowana przez stratę ciśnienia w wymienniku.

Jednocześnie, aby przeprowadzić analizę efektywności pracy systemu sorpcyjnego otwartego w przyszłych badaniach, konieczne jest zweryfikowanie osiągniętych współczynników efektywności wymiennika takie jak sprawność punktu rosy, moc chłodnicza czy współczynnik COP.

W związku z tym przeprowadzono obliczenia pracy wymiennika dla warunków obliczeniowych (wg standardu ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI), które wynoszą $t_{pz} = 29.5$ °C oraz $t_{tm} = 19.7$ °C), zakresu prędkości wlotowych 1.0 m/s do 4.0 m/s oraz dla zakresu wysokości kanału od 1 mm do 4 mm. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na weryfikację poniższych współczynników efektywności:

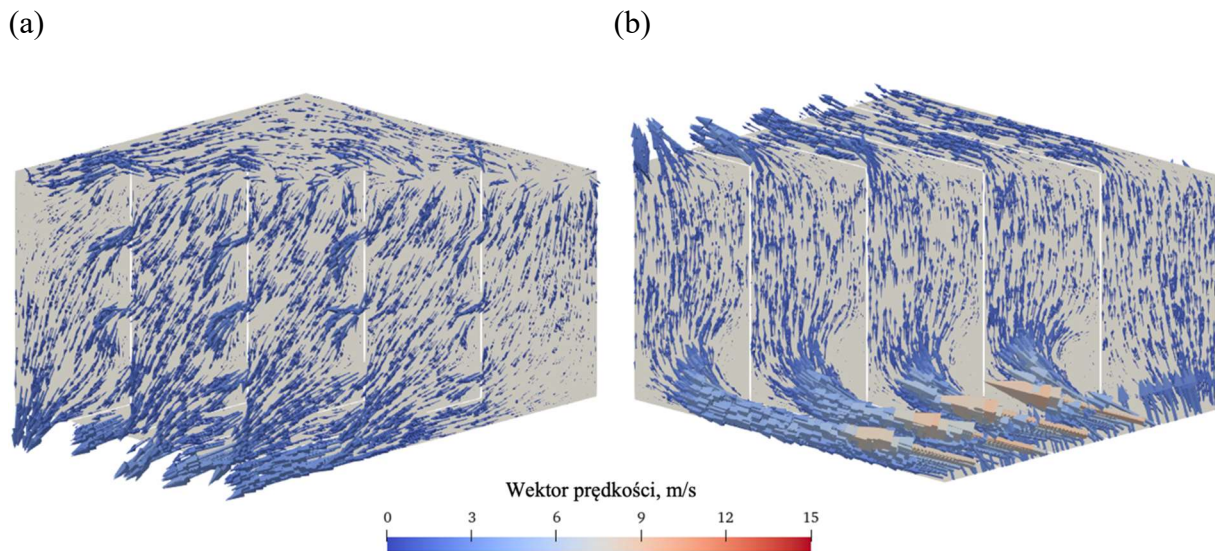
1. Strata ciśnienia oraz współczynnik SFP;
2. Sprawność punktu rosy;
3. Moc chłodnicza;
4. Współczynnik COP.

Analizę proponowanego wymiennika rozpoczęto od weryfikacji równomierności dystrybucji powietrza w proponowanej geometrii oraz obliczenia strat ciśnienia z wykorzystaniem metod opartych na obliczeniowej mechanice płynów (CFD).

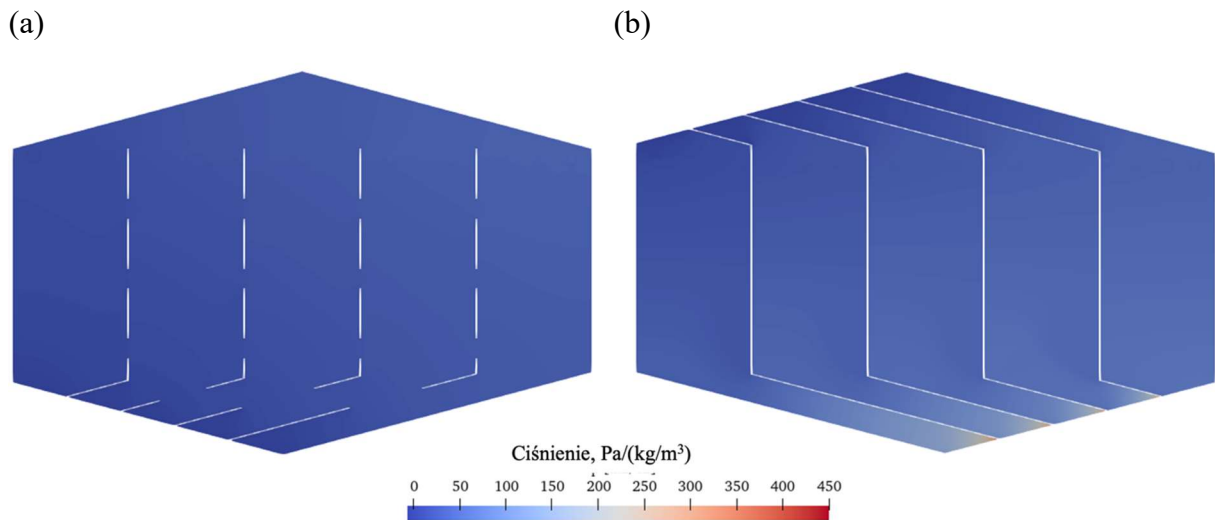
16.2.1 Weryfikacja dystrybucji powietrza i strat ciśnienia w wymienniku

Obliczenia numeryczne dystrybucji powietrza oraz strat ciśnienia w wymienniku przeprowadzono w programie OpenFOAM. Warunki brzegowe oraz poziom zbieżności obliczeń zdefiniowano tak jak w poprzednich analizowanych wymiennikach co zostało opisane w rozdziale 13.3. Rozdzielczość siatki bazowej wynosi 583 x 6 x 392. Siatki obliczeniowe wykonano analogicznie do poprzednich przypadków za pomocą narzędzia SnappyHexMesh w oprogramowaniu OpenFOAM.

Przykładowe wyniki obliczeń wektorów prędkości i ciśnień lokalnych dla wybranej wysokości kanału ($h = 1.5$ mm) przedstawiono na Rysunkach 51 oraz 52.



Rysunek 51. Lokalne wektory prędkości w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5 \text{ mm}$, $v_{wlot} = 3.0 \text{ m/s}$ (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy



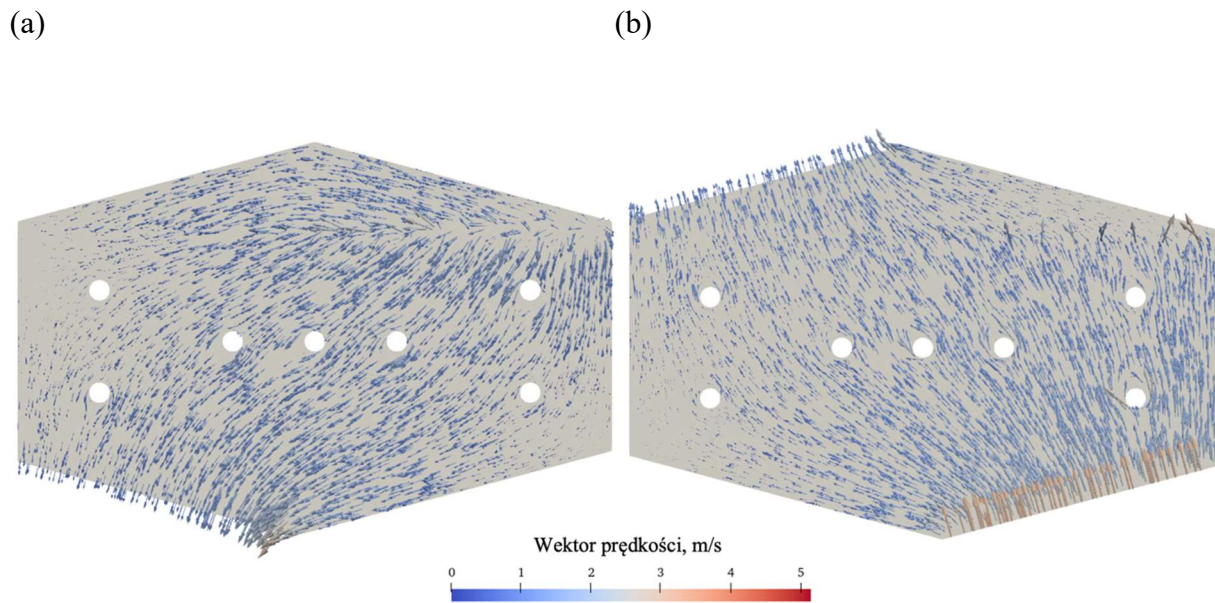
Rysunek 52. Lokalne wartości ciśnień w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5 \text{ mm}$, $v_{wlot} = 3.0 \text{ m/s}$ (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

W wyniku zastosowanych przewodnic w wymienniku zaobserwowano wysokie wartości lokalnych wektorów prędkości oraz ciśnień dynamicznych na wlocie do wymiennika co ma to wpływ na końcową stratę ciśnienia w wymienniku. Można zauważyć niekorzystne strefy „martwe” na Rysunku 51 (b) na wejściu powietrza do części przeciwprądowej spowodowane obecnością zaproponowanych przewodnic.

Dla wybranego przypadku ($h = 1.5 \text{ mm}$, $v_{wlot} = 3.0 \text{ m/s}$) obliczona wartość straty ciśnienia wynosi 195 Pa dla stosunku strumieni powietrza pomocniczego do głównego o równego $V_2/V_1 = 0.3$.

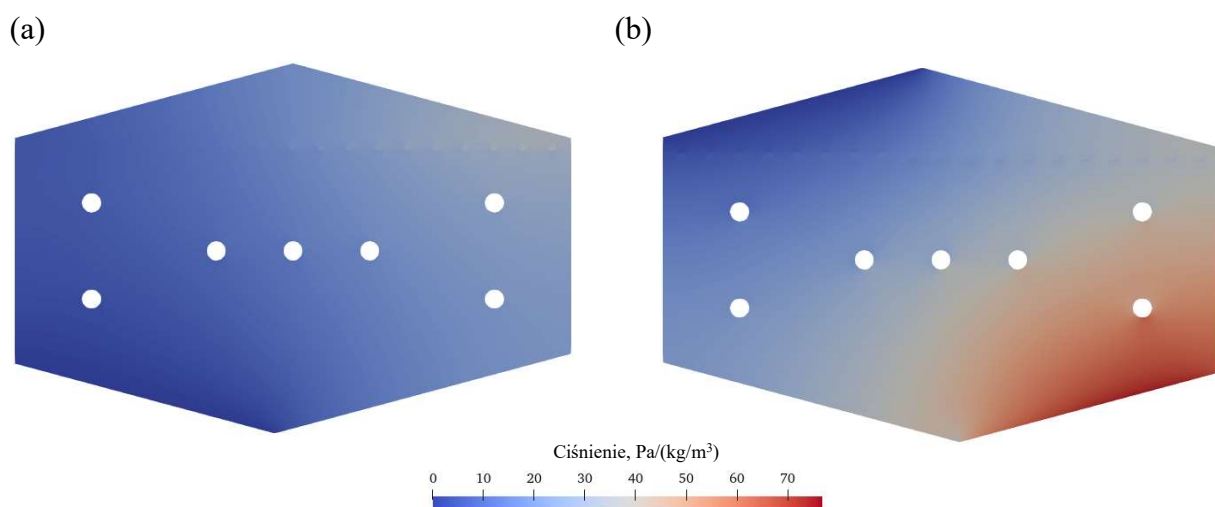
W celu ograniczenia wysokich ciśnień lokalnych oraz średnich wektorów prędkości zaproponowano modyfikację płyty wymiennika, usuwając przewodnice. W celu utrzymania

wysokości kanału zastosowano płaskie elementy okrągłe o odpowiedniej wysokości. W celu przeprowadzenia obliczeń odpowiadających przypadkowi z przewodnikami zmodyfikowano model 3D wymiennika oraz siatkę obliczeniową o tej samej rozdzielczości bazowej jak w przypadku z przewodnikami 583 x 6 x 392.



Rysunek 53. Zmodyfikowana geometria. Lokalne wektory prędkości w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5 \text{ mm}$, $v_{\text{wlot}} = 3.0 \text{ m/s}$ (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

Analizując wyniki obliczeń dla wybranej wysokości kanału (Rysunku 53 oraz 54) można zauważyć niższe zarówno średnie lokalne wektory prędkości jak i zakres występujących ciśnień dynamicznych w porównaniu do wstępnie proponowanego wariantu z przewodnikami. Jednocześnie strata ciśnienia w wymienniku wynosi 121 Pa dla stosunku strumieni $V_2/V_1 = 0.3$.



Rysunek 54. Zmodyfikowana geometria. Lokalne wartości ciśnień w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5 \text{ mm}$, $v_{\text{wlot}} = 2.0 \text{ m/s}$ (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy

Wymiennik bez przewodnic charakteryzuje się akceptowalnym rozproszaniem powietrza (Rysunek 53) o czym świadczą wartości lokalnych wektorów prędkości w obrębie płyty wymiennika. W związku z tym dla tego przypadku przeprowadzono obliczenia współczynników efektywności wymiennika uwzględniając różne wysokości kanału. Dodatkową zaletą zrezygnowania z przewodnic w budowie wymiennika jest zwiększenie powierzchni wymiany ciepła, ponieważ całkowita powierzchnia przewodnic jest niższa od powierzchni elementów okrągłych utrzymujących wysokość kanału.

16.2.2 Współczynniki efektywności

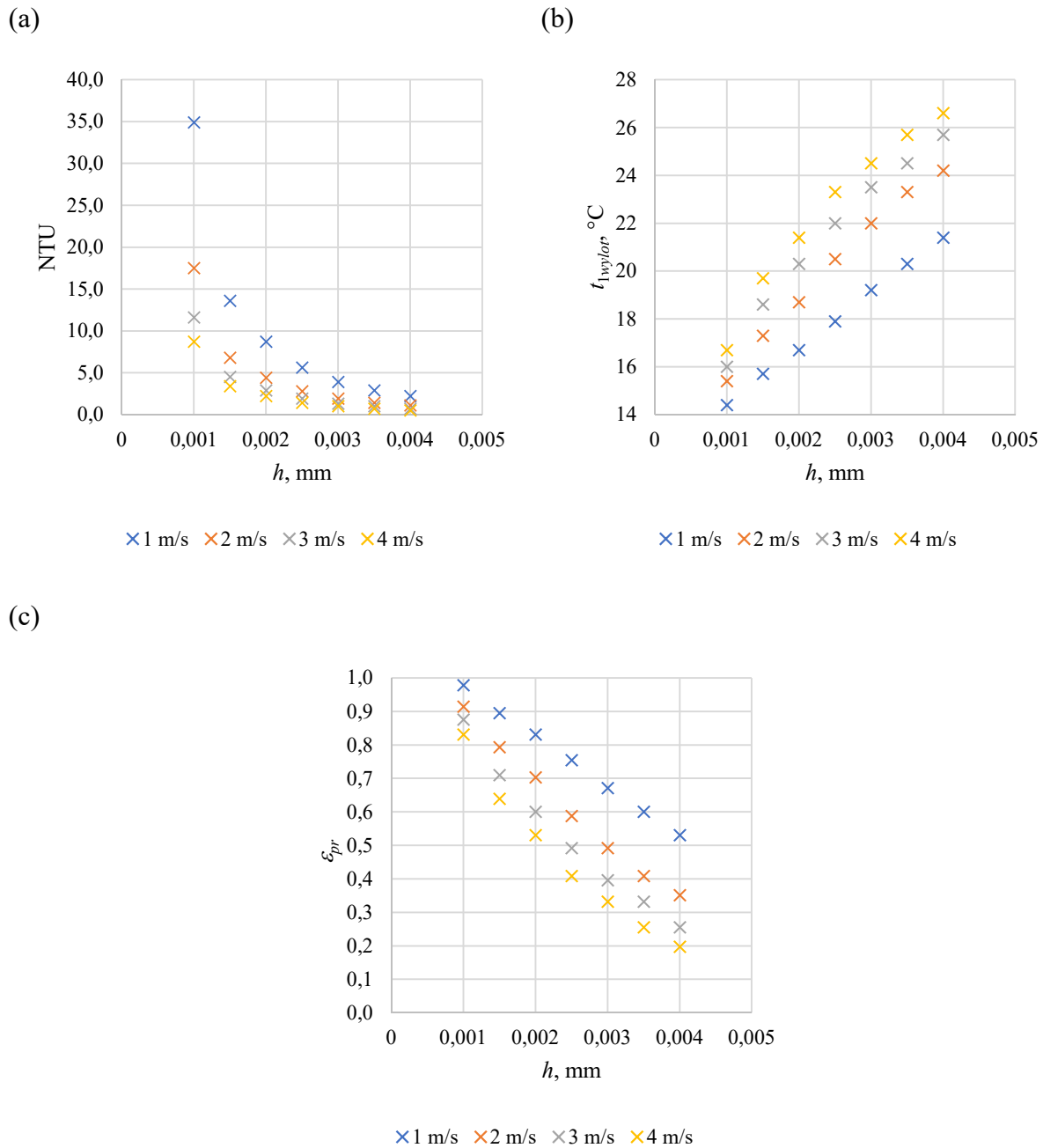
Obliczenia współczynników efektywności przeprowadzono z wykorzystaniem modelu matematycznego, którego równania przedstawiono w rozdziale 15.6. W tym celu wyznaczono liczbę NTU opisującą efektywność wymiennika wg wzoru (8) (rozdział 6.2). Wartość liczby NTU zależy od wysokości kanału, prędkości powietrza na wlocie do urządzenia na podstawie oraz wymiarów płyty wymiennika (Rysunek 50), od której zależy wartość powierzchni wymiany ciepła. Na podstawie doniesień literaturowych sprawność punktu rosy wymiennika nie zmienia się znacznie dla wartości liczby NTU powyżej 10, a osiągnięta temperatura powietrza dąży do temperatury punktu rosy ($t_{pr} = 13.9\text{ °C}$) [30].

Tabela 18. Wskaźniki efektywności analizowanego wymiennika dla $t = 29.5\text{ °C}$, $v = 2.0\text{ m/s}$

Parametry powietrza		$h = 1\text{ mm}$				$h = 2\text{ mm}$				$h = 3\text{ mm}$			
x_{1wlot}	t_{1pr}	t_{1wylot}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{1wylot}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}	t_{1wylot}	ε_{pr}	COP	\dot{Q}
g/(kg p.s.)	°C	°C	-	-	kW	°C	-	-	kW	°C	-	-	kW
12	16.5	17.3	0.94	35	6.8	20.1	0.73	61	3.6	22.9	0.51	71	2.5
10	13.9	15.2	0.92	27	5.2	18.5	0.70	71	4.2	21.8	0.49	82	3.0
6	6.2	10.6	0.81	23	4.4	15.3	0.61	92	5.4	19.7	0.42	104	3.8

Wstępne obliczenia współczynników efektywności dla analizowanego wymiennika przeprowadzono dla parametrów obliczeniowych dla Warszawy (wg standardu ASHRAE, które wynoszą $t_{pZ} = 29.5\text{ °C}$ oraz $t_{tm} = 19.7\text{ °C}$) wysokości kanałów od 1 mm do 3 mm oraz uzupełniono je o dodatkowe punkty obliczeniowe dla niskiej zawartości wilgoci $x = 6\text{ g/(kg p.s.)}$ oraz wysokiej zawartości wilgoci $x = 12\text{ g/(kg p.s.)}$. Można zauważyć, że wymiennik charakteryzujący się wysokością kanału równą 1 mm osiąga najwyższe efektywności chłodzenia, czyli najniższe temperatury powietrza na wylocie z urządzenia. Z kolei sprawność punktu rosy osiąga najniższe wartości dla zawartości wilgoci na poziomie 6 g/(kg p. s.) co wynika z odległości parametrów od krzywej nasycenia. Wyniki obliczeń dla wybranych wysokości kanałów przedstawiono w Tabeli 18.

W tym przypadku dla polskich warunków obliczeniowych zakres sprawności mieści się w zakresie od 0.42 do 0.94 w zależności od zadanej prędkości wlotowej oraz wysokości kanału.



Rysunek 55. Wyniki obliczeń (a) Liczba NTU (b) Temperatura powietrza (c) Sprawność punktu rosy

Wartości współczynników efektywności uzupełniono o pozostałe wyniki dla prędkości wlotowej z zakresu od 1.0 m/s do 4.0 m/s i wysokości kanału od 1 mm do 4 mm dla warunków projektowych powietrza dla Warszawy. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach na kolejnych Rysunkach 55–57.

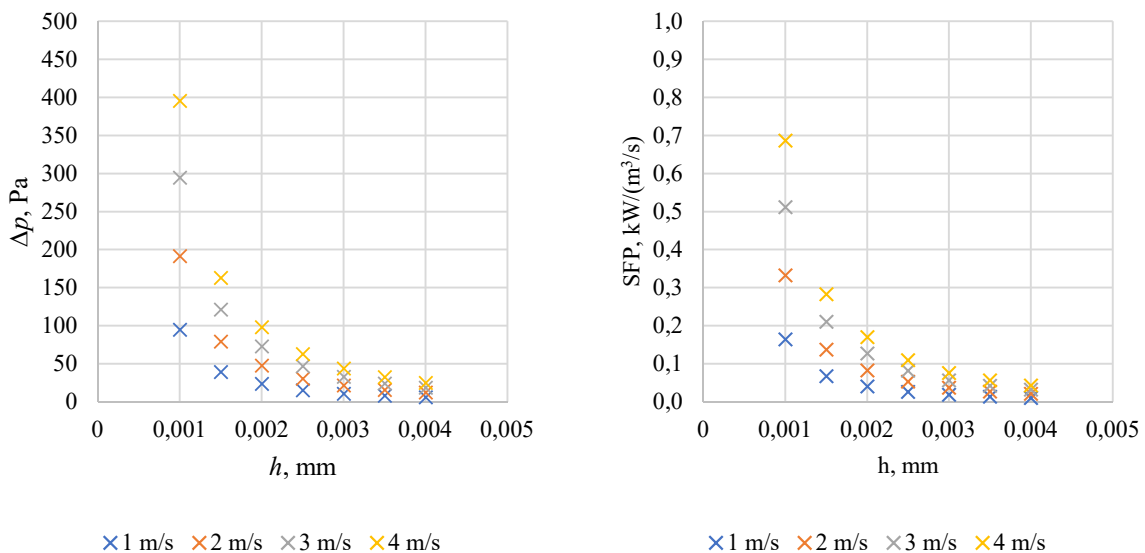
Wartości temperatur powietrza na wylocie z urządzenia wynikają z wartości współczynnika NTU. Wartości współczynników NTU przedstawiono na Rysunku 55 (a),

a uzyskane temperatury powietrza na wylocie z urządzenia na Rysunku 55 (b). Wyznaczone sprawności punktu rosy urządzenia dla analizowanego zakresu przedstawia wykres na Rysunku 55 (c).

Można zauważyć, że dla niskich wysokości kanału ($h = 1$ mm) obserwuje się wysoką sprawność punktu rosy, która dla całego zakresu analizowanych prędkości przekracza 0.8. Wynika to z dużej powierzchni wymiany ciepła osiągananej dzięki niskim kanałom (więcej płyt w tej samej objętości wymiennika) co wpływa na wysokie wartości liczby NTU (patrz Rysunek 55 (a) $NTU > 9$).

Analizując wybrany zakres prędkości można zauważyć, że zastosowanie kanałów równych lub większych od 3 mm wiąże się ze stosunkowo niskimi sprawnościami punktu rosy urządzenia (poniżej 0.5) dla prędkości wyższych lub równych $v_{wlot} > 2.0$ m/s. Wymiennik o wysokości kanału równej 1.5 mm osiąga sprawność punktu rosy powyżej 0.6 dla całego zakresu analizowanych prędkości wlotowych.

Kolejne analizowane parametry to strata ciśnienia w wymienniku oraz współczynnik SFP. Chcąc uzyskać maksymalną sprawność urządzenia stosując niskie kanały wymiennika należy uwzględnić generowaną stratę ciśnienia, która w przypadku niskich kanałów jest najwyższa.

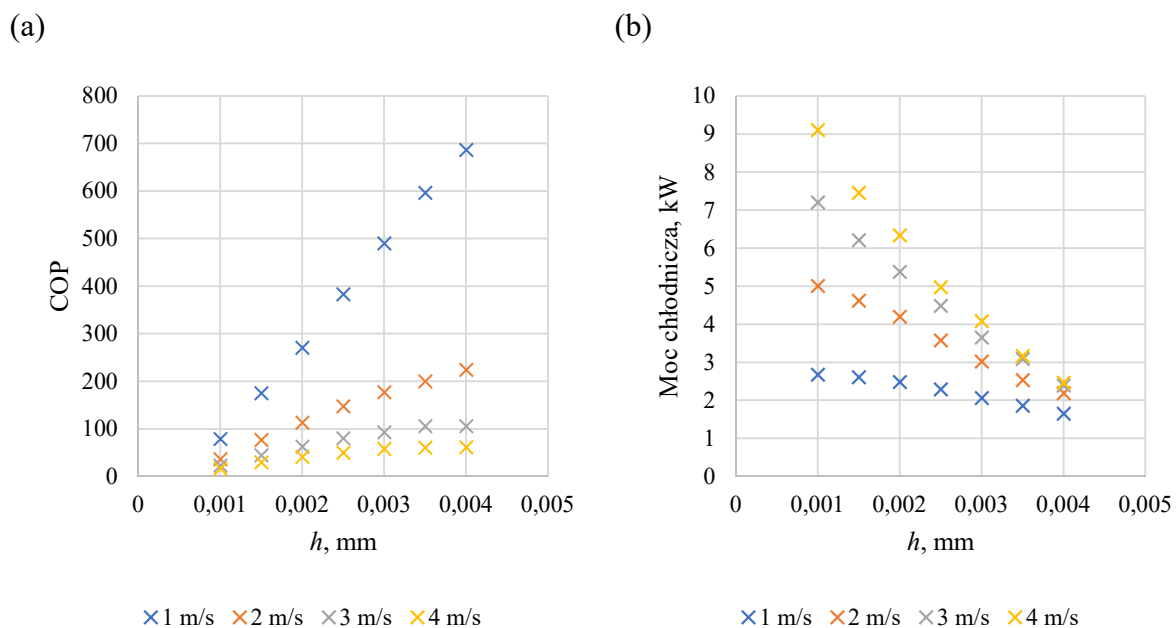


Rysunek 56. Wyniki obliczeń współczynników efektywności wymiennika (a) Strata ciśnienia (b) Współczynnik SFP

Zwiększenie wysokości kanału wiąże się ze spadkiem straty ciśnienia. Przykładowo dla wysokości kanału $h = 1$ mm strata ciśnienia osiąga maksymalne wartości ok. 400 Pa dla prędkości $v_{wlot} = 4.0$ m/s. Z kolei dla kanałów o wysokości równej 4 mm strata ciśnienia nie przekracza 30 Pa. Dopuszczalna strata ciśnienia w wymienniku jest powiązana z wartością

strumienia tłoczonego powietrza co jest definiowane przez współczynnik SFP (Rysunek 56 (b)). Można zauważyć, że dopuszczalna wartość współczynnika na poziomie $0.3 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ nie pozwala na zastosowanie wymiennika o maksymalnej sprawności punktu rosy, którego wysokość kanału jest niższa niż 1.5 mm .

Współczynnikiem uwzględniającym jednocześnie efektywność chłodzenia oraz stratę ciśnienia jest współczynnik COP odniesiony do energii elektrycznej zasilającej wentylator toczący powietrze. Wyznaczone wartości współczynnika przedstawiono na wykresie na Rysunku 57 (a). Można zauważyć, że w przypadku wysokości kanału równej 1 mm współczynnik COP osiąga najniższe wartości. Dla niskich prędkości wlotowych (1.0 m/s) wartość współczynnika wzrasta najszybciej wraz ze wzrostem wysokości kanału. Wynika to z niskiej straty ciśnienia i wysokiej sprawności punktu rosy dla tych parametrów. Natomiast wiąże się to z niską mocą chłodniczą urządzenia, która dla $h = 4 \text{ mm}$ oraz $v_{wlot} = 1.0 \text{ m/s}$ osiąga minimalne wartości.



Rysunek 57. Wyniki obliczeń współczynników efektywności wymiennika (a) COP (b) Moc chłodnicza

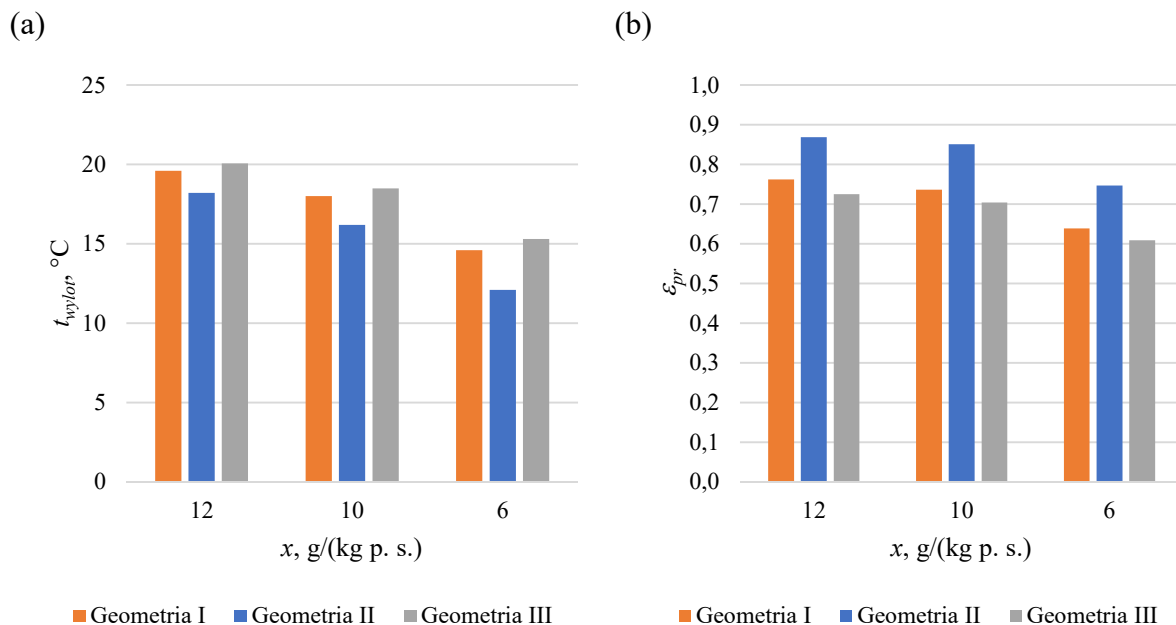
Wartość mocy chłodniczej zależy od efektywności chłodzenia (osiąganej różnicy temperatur) oraz strumienia ochładzanego powietrza, który wynika z zadanej prędkości wlotowej do urządzenia przy założeniu stałych gabarytów zewnętrznych (Rysunek 57 (b)). Dlatego kiedy ograniczeniem wymiarów wymiennika są gabaryty sekcji centrali pożądane jest minimalizowanie wysokości kanału oraz definiowanie parametrów pracy dla maksymalnej prędkości wlotowej.

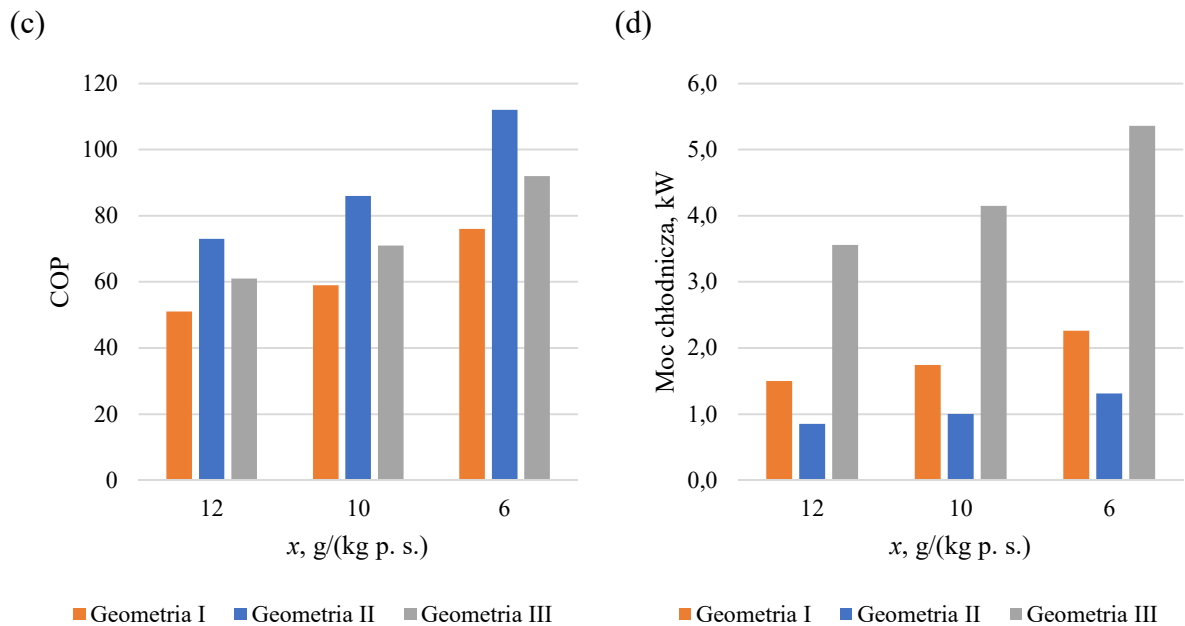
16.3 Porównanie analizowanych wymienników wyparnych

W niniejszym rozdziale porównano wymienniki analizowane w ramach poszczególnych etapów pracy. Wartości współczynników efektywności zależą głównie od geometrii urządzeń, oznaczonych wg poniższego opisu:

- Geometria I - analizowana w Etapach 1 i 2;
- Geometria II – analizowana w Etapie 3;
- Geometria II – analizowana w Etapie 4.

Można zauważyć, że wymiennik bazujący na geometrii II, przy założeniu regulacji rozptyłu powietrza dążąc do stałego stosunku strumienia powietrza pomocniczego do głównego, charakteryzuje się wysoką sprawnością punktu rosy (Rysunek 58 (b)) oraz wysokim współczynnikiem COP (Rysunek 58 (c)). Wynika to głównie z tego, że koncepcja doprowadzenia wody do wymiennika determinuje konieczność zastosowania króćców doprowadzających i usuwających powietrze z urządzenia, których powierzchnia jest najmniejsza w porównaniu do pozostałych proponowanych geometrii. W związku z tym, w części głównej wymiennika ochładzany strumień powietrza ma najniższą wartość co determinuje wysoką efektywność chłodzenia (najniższe temperatury na wylocie z wymiennika) i najwyższą sprawność punktu rosy.





Rysunek 58. Porównanie współczynników efektywności dla $h = 2 \text{ mm}$, $v_{wlot} = 2.0 \text{ m/s}$
 (a) Temperatura powietrza (b) Sprawność punktu rosy (c) Współczynnik COP (d) Moc chłodnicza

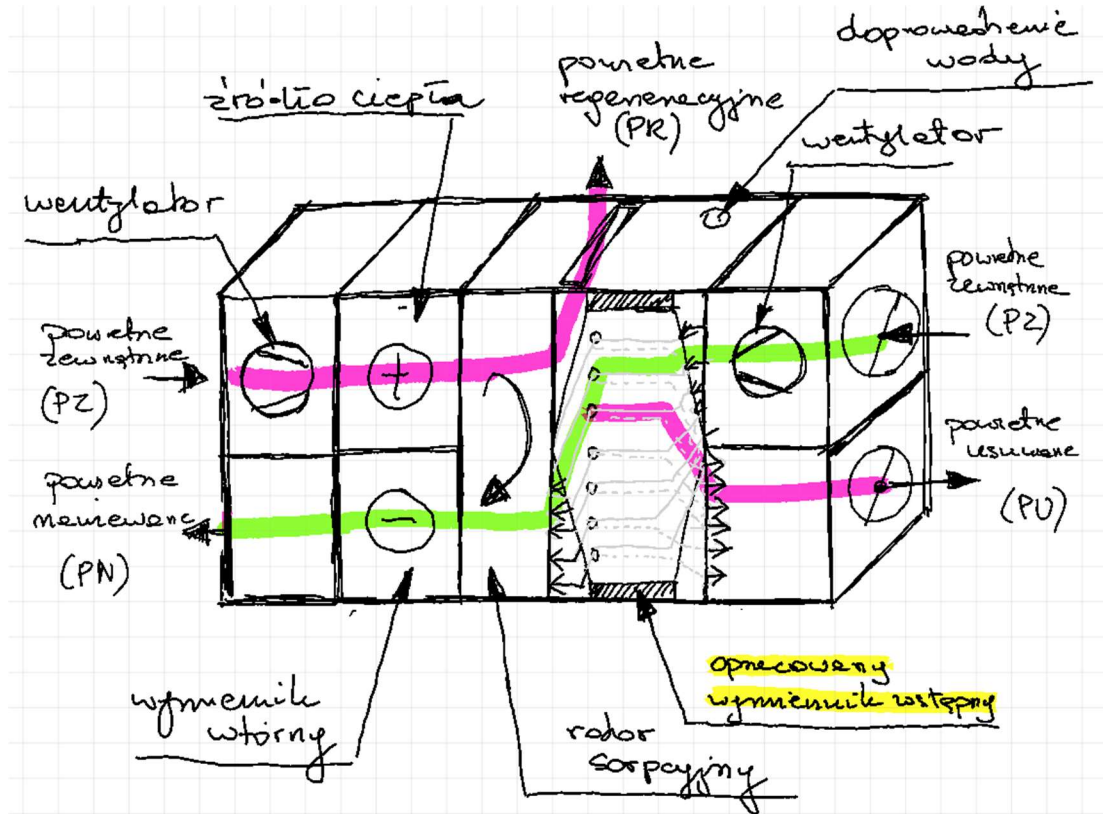
Z kolei moc chłodnicza tego urządzenia jest najniższa w porównaniu do pozostałych dwóch geometrii (Rysunek 58 (c)). W przypadku wymiennika bazującego na Geometrii I wartości sprawności punktu rosy są niższe od tych osiąganych przez geometrię II, ale wyższe od Geometrii III. W przeciwieństwie do współczynnika COP, który osiąga wartości najniższe ze względu na wysoką stratę ciśnienia w wymienniku.

Proponowany wymiennik o Geometrii III osiąga najwyższą moc chłodniczą z wszystkich analizowanych. Wynika to z maksymalnego wykorzystania powierzchni sekcji centrali klimatyzacyjnej, odpowiedniego kształtu wymiennika zbliżonego do wymienników rekuperacyjnych, dla których wielkości przekrojów króćców wlotowych mają podobne wymiary co część główna wymiennika. W związku z tym to urządzenie ma największy potencjał zastosowania jako urządzenie do wstępnego chłodzenia powietrza na potrzeby otwartego systemu sorpcyjnego.

16.4 Koncepcja zabudowy wymiennika w centrali klimatyzacyjnej

Na Rysunku 58 przedstawiono sposób zlokalizowania wymiennika w centrali klimatyzacyjnej. Należy zauważyć, że kluczowe jest usytuowanie wymiennika po stronie tłocznej wentylatora w celu umożliwienia doprowadzenia powietrza do kanału mokrego wymiennika, które następnie jest usuwane z systemu. Wymiennik musi znajdować się w sekcji przed rotorem sorpcyjnym z którego wymagane jest odprowadzenie powietrza regeneracyjnego. Dlatego konieczne jest przeznaczenie dodatkowej przestrzeni pomiędzy sekcją rotora, a sekcją wymiennika w celu usunięcia strumienia powietrza regeneracyjnego

z centrali klimatyzacyjnej. Chcąc zastosować pozostałe geometrie osiągając moc chłodniczą na tym samym poziomie urządzenia musiałyby być odpowiednio większe co uniemożliwiłoby ich lokalizację w sekcji centrali o danych wymiarach.



Rysunek 59. Koncepcja zabudowy wymiennika w centrali klimatyzacyjnej

16.5 Podsumowanie i wnioski z Etapu 4

Proponowaną geometrię przeanalizowano pod kątem dystrybucji powietrza w wymienniku z wykorzystaniem metod numerycznych. Na podstawie otrzymanych wyników przeprowadzono modyfikację struktury wymiennika, dzięki której obniżono straty ciśnienia w wymienniku oraz równomierną dystrybucję powietrza w kanałach wymiennika. Ustalono, że prowadnice zaburzają przepływ dla analizowanego zakresu prędkości wlotowych. W oparciu o przeprowadzone obliczenia współczynnika SFP, który jest parametrem kluczowym determinującym dopuszczalne zużycie energii przez wentylator na potrzeby zastosowania dodatkowego urządzenia, określono wysokość kanału wymiennika.

Przeprowadzone porównanie osiąganych współczynników efektywności analizowanych wymienników wykazało, że proponowany wymiennik osiąga najwyższą moc chłodniczą mimo niższej sprawności punktu rosy. Oznacza to, że opracowane urządzenie

pozwała na schłodzenie największego strumienia powietrza dzięki określonym gabarytom urządzenia.

Proponowany wymiennik o wysokości równej 1.5 mm spełnia wartości współczynnika SFP w całym analizowanym zakresie prędkości, a wartości pozostałych współczynników efektywności wymiennika wynoszą odpowiednio:

- 1) Sprawność punktu rosy: 0.64–0.90;
- 2) Moc chłodnicza (właściwa): 8.5 kW/ (m³/s)–11.8 kW/ (m³/s);
- 3) współczynnik efektywności wymiennika: 30–175;
- 4) SFP: 0.07 kW/ (m³/s)–0.28 kW/ (m³/s);
- 5) Δp : 39 Pa–163 Pa.

Poniżej zestawiono wymiary charakterystyczne opracowanego wymiennika w ramach niniejszej pracy. Proponowany wymiennik można zlokalizować w centrali klimatyzacyjnej o wymiarach zewnętrznych wysokość x szerokość: 1085 mm x 995 mm, dla zakresu strumieni powietrza od 796 m³/h do 3180 m³/h:

- Powierzchnia płyty: 0.203 m²;
- Wymiary płyty wymiennika: długość części przeciwprądowej $L = 0.400$ m, szerokość króćców $s_z = 0.500$ m, wysokość wymiennika $H = 0.600$ m,
- Wysokość kanału $h = 1.5$ mm,
- Liczba kanałów: 552.

W przypadku zastosowania jednostek o innych wydatkach należy stosunkowo zwiększyć wymiary powierzchni płyty wymiennika oraz liczbę kanałów dostosowując rozmiary wymiennika do typoszeregu centrali klimatyzacyjnej.

17. Podsumowanie i wnioski końcowe

17.1 Podsumowanie

W niniejszej pracy przeprowadzono eksperymentalne badania, weryfikujące wpływ pracy wymiennika pośredniego wyparnego punktu rosy na pracę systemu sorpcyjnego otwartego. Zweryfikowano metodę obliczania strat ciśnienia w wymiennikach wyparnych bazującą na współczynniku Fanninga. Po poznaniu ograniczeń metody opracowano i zweryfikowano metody numeryczne wyznaczania strat ciśnienia, które pozwalają na określenie dystrybucji powietrza w wymienniku. Przeanalizowano wpływ dystrybucji powietrza na efektywność wymienników pośrednich wyparnych. Przeprowadzone analizy przyczyniły się do opracowania geometrii wymiennika z wykorzystaniem modeli numerycznych.

17.2 Wnioski końcowe

Realizacja poszczególnych etapów pracy umożliwiła osiągnięcie założonego celu pracy:

- opracowano konstrukcję wymiennika wyparnego punktu rosy, którego kształt i gabaryty umożliwiają zabudowę w sekcji centrali klimatyzacyjnej oraz zastosowanie jako urządzenie podwyższające efektywność otwartego systemu sorpcyjnego;
 - wymiennik opracowano w oparciu o analizę dystrybucji powietrza w różnych geometriach wymienników wyparnych.
- na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych określono wartości współczynników efektywności wymiennika, których znajomość jest niezbędna do wykonania dalszych analiz otwartego systemu sorpcyjnego:
 - sprawność punktu rosy: 0.64–0.90;
 - moc chłodnicza (właściwa): 8.5 kW/ (m³/s)–11.8 kW/ (m³/s);
 - współczynnik efektywności wymiennika: COP: 30–175.
- na podstawie badań eksperymentalnych oraz obliczeń efektywności systemu udowodniono tezę pracy. Wykazano, że zastosowanie wymiennika wstępnego umożliwia podwyższenie efektywności otwartego systemu sorpcyjnego, ponieważ obniżenie temperatury powietrza zwiększa skuteczność jego osuszania w rotorze sorpcyjnym. Zastosowanie odpowiednio zaprojektowanego wymiennika w systemie stwarza potencjał do komercjalizacji otwartego systemu sorpcyjnego.

Wnioski szczegółowe:

- obliczenia strat ciśnienia bazujące na współczynnikach tarcia, są niejednoznaczne w przypadku analizy nietypowych wymienników wyparnych. Wynika to konieczności wprowadzania założeń do obliczeń, takich jak rodzaj przekroju kanałów, brak zmian kierunku przepływu czy uwzględnienia zmiennej wartości strumienia powietrza wzdłuż kanału;
- opracowana i zweryfikowana metoda numeryczna do wyznaczania strat ciśnienia umożliwia określenie charakteru dystrybucji powietrza w wymienniku oraz wyznaczenie strat ciśnienia dla dowolnej koncepcji wymiennika pośredniego wyparnego punktu rosy;
- na wstępnych etapach projektowania wymienników wyparnych istotne jest przeanalizowanie równomierności dystrybucji powietrza w kanałach niestandardowych wymienników wyparnych, ponieważ rozproszczenie powietrza ma wpływ na współczynniki efektywności urządzenia;
- zalecane jest stosowanie innowacyjnych materiałów porowatych do konstrukcji kanałów mokrych.

17.3 Uwagi końcowe, badania powiązane i kierunki dalszych badań

Zagadnienia poruszane w pracy wynikają z zaangażowania Autorki w realizację projektu LIDER X „Wysokoefektywna jednostka wentylacyjno - klimatyzacyjna” finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju. Numer umowy: U/0180/666/2019.

Rezultaty niniejszej pracy można wykorzystać podczas prowadzenia dalszych badań nad opracowaniem nowych koncepcji wymienników wyparnych w celu wykorzystania ich do ograniczenia zużycia energii przez systemy klimatyzacyjne.

Jednym z zastosowań wyników pracy jest opracowanie systemu klimatyzacyjnego w ramach projektu „Niskoenergetyczny dwustopniowy system klimatyzacyjny wykorzystujący strefowe wymienniki wyparne” realizowanego pod kierownictwem Autorki poniższego opracowania. Projekt ten jest finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach konkursu LIDER XII od 01 października 2022. Numer umowy: LIDER/29/0151/L-12/20/NCBR/2021. Opracowane metody w ramach niniejszej pracy są wykorzystywane do realizacji poszczególnych zadań w projekcie.

Zastosowanie wymienników pośrednich wyparnych w systemach klimatyzacyjnych zostało przeanalizowane przez Autorkę w ramach równoległe prowadzonych badań. Wymienniki pośrednie wyparne można wykorzystać w celu ograniczenia zużycia energii przez

systemy klimatyzacyjne tworząc tzw. układy hybrydowe. Oszczędności wynikające z pracy hybrydowego systemu klimatyzacyjnego w polskich warunkach klimatycznych zostały, określone w jednej z publikacji naukowych [35].

W ramach współpracy zagranicznej autorka przeanalizowała zastosowanie wymienników pośrednich wyparnych punktu rosy jako element systemu sorpcyjnego, którego cechą charakterystyczną jest usuwanie ciepła sorpcji [43].

REFERENCJE

- [1] F. A. Canales, P. Jadwiszczak, J. Jurasz, M. Wdowikowski, B. Ciapała, and B. Kaźmierczak, “The impact of long-term changes in air temperature on renewable energy in Poland,” *Science of the Total Environment*, vol. 729, 2020, doi: 10.1016/j.scitotenv.2020.138965.
- [2] IEA, “The Future of Cooling,” 2018. [Online]. Dostępne: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>
- [3] Thibaut Abergel, Chiara Delmastro, Yannick Monschauer, Kevin Lane, and Michael Oppermann, “Tracking Buildings,” Paris, Nov. 2021.
- [4] A. Pełech, *Wentylacja i Klimatyzacja - podstawy*, vol. cz. 1. 2013.
- [5] *Polska Norma PN-83/B-03430 Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania*.
- [6] C. Borgnakke and R. E. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*, 8th ed., vol. 8e. Wiley, 2013.
- [7] K. Wojtas, “Średniosezonowy wskaźnik efektywności agregatu ziębniczego w kontekście zapotrzebowania na energię do chłodzenia budynków,” *Rynek Instalacyjny*, vol. 9, 2014.
- [8] J. M. Calm, “Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, no. 3, pp. 293–305, May 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00067-6.
- [9] “IEA (2022), Space Cooling, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/space-cooling>, License: CC BY 4.0,” Paris, 2022. Udostępnione: 12 luty 2023. [Online]. Dostępne: <https://www.iea.org/reports/space-cooling>
- [10] M. Santamouris, “Cooling the buildings – past , present and future,” *Energy Build*, vol. 128, pp. 617–638, 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.07.034.
- [11] Klima-Therm, “SYSTEMY WODY LODOWEJ,” *Katalog Produktowy*, 2019.
- [12] *ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) 2016/2281, z dnia 30 listopada 2016 w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE ustanawiającej ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów do ogrzewania powietrznego, produktów chłodzących, wysokotemperaturowych agregatów chłodniczych i klimakonwektorów wentylatorowych*.

- [13] LG, “KLIMATYZATORY POKOJOWE 2022,” 2022. <https://www.lg.com> (udostępnione 01 maj 2023).
- [14] Klima-Therm, “Airstage VR-IV,” *Katalog produktowy*, 2022.
- [15] *Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 1005/2009 z dnia 16 września 2009 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową oraz w rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 517/2014 z dnia 16 kwietnia 2014 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych i uchylenia rozporządzenia (WE) nr 842/2006.*
- [16] *Dz.U. 2015 poz. 881 Ustawa z dnia 15 maja 2015 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową oraz o niektórych fluorowanych gazach cieplarnianych.*
- [17] M. Malicki, “Sorpcyjne układy chłodzenia. Cz. 5. Amoniakalne agregaty absorpcyjne w zastosowaniach przemysłowych,” *Chłodnictwo*, vol. 10, pp. 32–34, 2018.
- [18] Q. Al-Yasiri, M. Szabó, and M. Arıcı, “A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 2888–2907, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.EGYR.2022.01.172.
- [19] K. Grabowska, “Efektywność energetyczna adsorpcyjnego agregatu chłodniczego o modyfikowanej konstrukcji złożów,” *Praca Doktorska*, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, 2019.
- [20] W. L. W. J. Wang R, *Adsorption Refrigeration Technology: Theory and Application*. Singapore: Wiley, 2014.
- [21] K. Grabowska, J. Krzywanski, W. Nowak, and M. Wesolowska, “Construction of an innovative adsorbent bed configuration in the adsorption chiller - Selection criteria for effective sorbent-glue pair,” *Energy*, vol. 151, pp. 317–323, May 2018, doi: 10.1016/J.ENERGY.2018.03.060.
- [22] K. S. Rambhad, P. V Walke, and D. J. Tidke, “Solid desiccant dehumidification and regeneration methods — A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 59, pp. 73–83, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.264.
- [23] A. Zouaoui, L. Zili-Ghedira, and S. Ben Nasrallah, “Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 889–917, Feb. 2016, doi: 10.1016/J.RSER.2015.10.055.
- [24] D. B. Jani, M. Mishra, and P. K. Sahoo, “Solid desiccant air conditioning - A state of the art review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 60, pp. 1451–1469, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.03.031.

- [25] R. Qi, C. Dong, and L. Z. Zhang, “A review of liquid desiccant air dehumidification: From system to material manipulations,” *Energy Build*, vol. 215, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.109897.
- [26] W. Su *et al.*, “Liquid desiccant regeneration for advanced air conditioning: A comprehensive review on desiccant materials, regenerators, systems and improvement technologies,” *Applied Energy*, vol. 308. Elsevier Ltd, Feb. 15, 2022. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.118394.
- [27] J. Luo and H. Yang, “Energy, exergy, exergoeconomic and enviroeconomic (4E) assessment on a liquid desiccant air-conditioning system using green deep eutectic solvent of ethaline,” *Energy Convers Manag*, vol. 277, Feb. 2023, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2023.116685.
- [28] M. A. Fazilati, A. A. Alemrajabi, and A. Sedaghat, “Liquid desiccant air conditioning system with natural convection,” *Appl Therm Eng*, vol. 115, pp. 305–314, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.111.
- [29] L. Lai, X. Wang, G. Kefayati, and E. Hu, “Evaporative cooling integrated with solid desiccant systems: A review,” *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 18, pp. 1–23, 2021, doi: 10.3390/en14185982.
- [30] S. Anisimov and D. Pandelidis, “Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 84, pp. 974–989, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.087.
- [31] Z. Duan *et al.*, “Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 9, pp. 6823–6850, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.07.007.
- [32] Seeley International, “Climate Wizard indirect evaporative cooling technology,” *Katalog Produktowy*. <https://www.seeleyinternational.com> (udostępnione 09 maj 2023).
- [33] “Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego i strefy klimatyczne Polski,” *Wentylacja, klimatyzacja, chłodzenie*, vol. 12, pp. 21–30, 2020.
- [34] “Climate data, Europe, Poland,” 2023. <https://en.climate-data.org/europe/poland-182/> (udostępnione 09 maj 2023).
- [35] D. Pandelidis *et al.*, “Performance study of a novel dew point evaporative cooler in the climate of central Europe using building simulation tools,” *Build Environ*, vol. 181, no. June, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.107101.

- [36] Y. Cui, J. Zhu, S. Zoras, and L. Liu, “Review of the recent advances in dew point evaporative cooling technology: 3E (energy, economic and environmental) assessments,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 148. Elsevier Ltd, Sep. 01, 2021. doi: 10.1016/j.rser.2021.111345.
- [37] B. Riangvilaikul and S. Kumar, “An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system,” *Energy Build*, vol. 42, no. 5, pp. 637–644, May 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2009.10.034.
- [38] P. Xu, X. Ma, X. Zhao, and K. Fancey, “Experimental investigation of a super performance dew point air cooler,” *Appl Energy*, vol. 203, pp. 761–777, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.06.095.
- [39] H. Sadighi Dizaji, E. J. Hu, L. Chen, and S. Pourhedayat, “Analytical/experimental sensitivity study of key design and operational parameters of perforated Maisotsenko cooler based on novel wet-surface theory,” *Appl Energy*, vol. 262, p. 114557, Mar. 2020, doi: 10.1016/J.APENERGY.2020.114557.
- [40] Y. Liu, Y. G. Akhlaghi, X. Zhao, and J. Li, “Experimental and numerical investigation of a high-efficiency dew-point evaporative cooler,” *Energy Build*, vol. 197, pp. 120–130, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.05.038.
- [41] J. Chu, W. Xu, Y. Fu, and H. Huo, “Experimental research on the cooling performance of a new regenerative dew point indirect evaporative cooler,” *Journal of Building Engineering*, vol. 43, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.jobbe.2021.102921.
- [42] L. Chen, S. H. Chen, L. Liu, and B. Zhang, “Experimental investigation of precooling desiccant-wheel air-conditioning system in a high-temperature and high-humidity environment,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 95, pp. 83–92, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.015.
- [43] M. Jagirdar, D. Pandelidis, A. Pacak, W. Worek, and S. Cetin, “Performance evaluation of an air conditioning system based on quasi isothermal dehumidification,” *Energy Convers Manag*, vol. 217, no. May, p. 113009, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113009.
- [44] X. Zhou, M. Goldsworthy, and A. Sproul, “Performance investigation of an internally cooled desiccant wheel,” *Appl Energy*, vol. 224, no. May, pp. 382–397, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.05.011.
- [45] Y. Yang, G. Cui, and C. Q. Lan, “Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113, no. June, pp. 1–10, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.06.037.

- [46] Y. E. Güzelel, U. Olmuş, and O. Büyükalaca, "Simulation of a desiccant air-conditioning system integrated with dew-point indirect evaporative cooler for a school building," *Appl Therm Eng*, vol. 217, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2022.119233.
- [47] W. Gao, W. Worek, V. Konduru, and K. Adensin, "Numerical study on performance of a desiccant cooling system with indirect evaporative cooler," *Energy Build*, vol. 86, pp. 16–24, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2014.09.049.
- [48] D. Pandelidis *et al.*, "Multi-stage desiccant cooling system for moderate climate," *Energy Convers Manag*, vol. 177, no. April, pp. 77–90, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.09.061.
- [49] M. Gadalla and M. Saghafifar, "Performance assessment and transient optimization of air precooling in multi-stage solid desiccant air conditioning systems," *Energy Convers Manag*, vol. 119, pp. 187–202, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.018.
- [50] H. Yang, W. Shi, Y. Chen, and Y. Min, "Research development of indirect evaporative cooling technology: An updated review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 145, Elsevier Ltd, Jul. 01, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.111082.
- [51] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, W. Gizicki, W. Worek, and S. Cetin, "Experimental study of plate materials for evaporative air coolers," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 120, no. November 2020, 2021, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105049.
- [52] D. Pandelidis and S. Anisimov, "Numerical analysis of the selected operational and geometrical aspects of the M-cycle heat and mass exchanger," *Energy Build*, vol. 87, pp. 413–424, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2014.11.042.
- [53] D. Pandelidis and S. Anisimov, "Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 103, pp. 1029–1041, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.014.
- [54] R. K. S. D. P. Sekulić, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [55] Y. A. Cengel, *Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed.* McGraw-Hill, 2003.
- [56] S. S. Baakeem, J. Orfi, and A. A. Mohamad, "Investigations of geometrical and operational aspects of a dew-point air-cooling system (M-cycle)," *Journal of Building Engineering*, vol. 36, p. 102117, Apr. 2021, doi: 10.1016/J.JOBE.2020.102117.

- [57] Dz.U. 2008 nr 201 poz. 1238 Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 6 listopada 2008 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.
- [58] PN-EN 16798-3:2017-09 - wersja angielska Charakterystyka energetyczna budynków - Wentylacja budynków -- Część 3: Wentylacja budynków niemieszkalnych -- Wymagania dotyczące właściwości systemów wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń (Moduł M5-1, M5-4). 2017.
- [59] A. Pacak and W. Worek, "Review of dew point evaporative cooling technology for air conditioning applications," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 11, no. 3, pp. 1–16, 2021, doi: 10.3390/app11030934.
- [60] H. Sadighi Dizaji, E. J. Hu, and L. Chen, "A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems," *Energy*, vol. 156, pp. 725–749, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.05.086.
- [61] A. Y. T. Al-zubaydi and G. Hong, "Experimental study of a novel water-spraying configuration in indirect evaporative cooling," *Appl Therm Eng*, vol. 151, no. January, pp. 283–293, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.019.
- [62] S. Moshari and G. Heidarinejad, "Analytical estimation of pressure drop in indirect evaporative coolers for power reduction," *Energy Build*, vol. 150, pp. 149–162, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.05.080.
- [63] J. Lin, D. T. Bui, R. Wang, and K. J. Chua, "The counter-flow dew point evaporative cooler: Analyzing its transient and steady-state behavior," *Appl Therm Eng*, vol. 143, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.092.
- [64] X. Cui, K. J. Chua, and W. M. Yang, "Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler," *Appl Energy*, vol. 136, pp. 979–988, 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.04.040.
- [65] A. F. Boudjabi *et al.*, "Analysis and multi-response optimization of two dew point cooler configurations using the desirability function approach," *Energy Reports*, vol. 7, pp. 5289–5304, 2021, doi: 10.1016/j.egyr.2021.08.128.
- [66] A. Adam, D. Han, W. He, M. Amidpour, and H. Zhong, "Numerical investigation of the heat and mass transfer process within a cross-flow indirect evaporative cooling system for hot and humid climates," *Journal of Building Engineering*, vol. 45, no. August 2021, p. 103499, 2022, doi: 10.1016/j.jobbe.2021.103499.

- [67] Y. Chen, H. Yang, and Y. Luo, "Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation," *Appl Energy*, vol. 194, pp. 440–453, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.121.
- [68] A. Sohani, H. Sayyaadi, and N. Mohammadhosseini, "Comparative study of the conventional types of heat and mass exchangers to achieve the best design of dew point evaporative coolers at diverse climatic conditions," *Energy Convers Manag*, vol. 158, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.042.
- [69] S. de Antonellis, L. Cignatta, C. Facchini, and P. Liberati, "Effect of heat exchanger plates geometry on performance of an indirect evaporative cooling system," *Appl Therm Eng*, vol. 173, no. July 2019, p. 115200, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115200.
- [70] H. Jafarian, H. Sayyaadi, and F. Torabi, "A numerical model for a dew-point counter-flow indirect evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of Modèle numérique d ' un refroidisseur évaporatif indirect à contre-courant à point de rosée avec une condition aux li," *International Journal of Refrigeration*, vol. 84, pp. 36–51, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.09.003.
- [71] H. Jafarian, H. Sayyaadi, and F. Torabi, "A numerical model for a dew-point counter-flow indirect evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of entrance regions," *International Journal of Refrigeration*, vol. 84, pp. 36–51, Dec. 2017, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2017.09.003.
- [72] T. F. Irvine, J. P. Hartnett, R. K. Shah, and A. L. London, "Advances in HEAT TRANSFER Supplement 1 LAMINAR FLOW FORCED CONVECTION IN DUCTS A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data," 1978.
- [73] A. Pacak, A. Jurga, B. Kaźmierczak, and D. Pandelidis, "Experimental verification of the effect of air pre-cooling in dew point evaporative cooler on the performance of a solid desiccant dehumidifier," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 142, Mar. 2023, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106651.
- [74] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, P. Drąg, W. Worek, and S. Cetin, "Numerical and experimental analysis of precooled desiccant system," *Appl Therm Eng*, vol. 181, no. August, p. 115929, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115929.
- [75] "Design conditions for WARSAW/OKECIE, Poland," *2005 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)*.
- [76] A. Pacak, D. Pandelidis, and S. Anisimov, "Mathematical modelling of solid desiccant systems," *E3S Web of Conferences*, vol. 00029, pp. 1–8, 2018.

- [77] D. Pandelidis *et al.*, “Performance study of a novel dew point evaporative cooler in the climate of central Europe using building simulation tools,” *Build Environ*, vol. 181, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.107101.
- [78] A. Pacak, A. Cichoń, D. Pandelidis, and S. Anisimov, “Analysis of the multi-stage desiccant cooling system performance in Wrocław (Poland),” *E3S Web of Conferences*, vol. 100, p. 00062, Jun. 2019, doi: 10.1051/e3sconf/201910000062.
- [79] A. Pacak, B. Baran, K. Sierpowski, Z. Malecha, and D. Pandelidis, “Application of computational fluid dynamics (CFD) methods to analyze energy efficiency of indirect evaporative coolers,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 143, p. 106727, Apr. 2023, doi: 10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2023.106727.
- [80] B. Kim, “An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels,” *Int J Heat Fluid Flow*, vol. 62, pp. 224–232, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.10.007.
- [81] “STANDARD EN 308: 1997 Heat exchangers - Test procedures for establishing performance of air to air heat recovery components.”
- [82] A. Pacak *et al.*, “Impact of air distribution on dew point evaporative cooler thermal performance,” *Appl Therm Eng*, vol. 224, p. 120137, Apr. 2023, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2023.120137.
- [83] G. Zhu, T. Wen, Q. Wang, and X. Xu, “A review of dew-point evaporative cooling: Recent advances and future development,” *Applied Energy*, vol. 312. Elsevier Ltd, Apr. 15, 2022. doi: 10.1016/j.apenergy.2022.118785.
- [84] “OpenFOAM: API Guide: DarcyForchheimer Class Reference.” https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/api/classFoam_1_1porosityModels_1_1DarcyForchheimer.html (udostępnione 13 październik 2022).
- [85] SWEGON, “Centrale klimatyzacyjne GOLD,” *Katalog Produktowy*, 2021.

SPIS RYSUNKÓW

Rysunek 1. Zmiana zużycia energii elektrycznej w zależności od urządzeń końcowych wg scenariusza podstawowego sporządzonego przez Międzynarodową Agencję Energii [3]	9
Rysunek 2. Podział systemów chłodzenia w klimatyzacji.....	12
Rysunek 3. Wykres T - s dla obiegu Carnot'a.....	14
Rysunek 4. Idealny Obieg Lindego. (a) Schemat chłodziarki Lindego (b) Wykres T-s	14
Rysunek 5. Schemat chłodziarki adsorpcyjnej	18
Rysunek 6. Schemat chłodziarki adsorpcyjnej	19
Rysunek 7. Schemat tradycyjnego otwartego systemu sorpcyjnego.....	20
Rysunek 8. Schematy ideowe chłodzenia powietrza z wykorzystaniem parowania wody (a) Bezpośrednie chłodzenie wyparne (b) Pośrednie chłodzenie wyparne.....	22
Rysunek 9. Przemiany powietrza na wykresie psychrometrycznym (a) Bezpośrednie chłodzenie wyparne (b) Pośrednie chłodzenie wyparne.....	23
Rysunek 10. Wykresy psychrometryczne (a) Przemiany powietrza dla pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy (b) Wybrane zakresy parametrów powietrza.....	24
Rysunek 11. Schemat ideowy pośredniego chłodzenia wyparnego punktu rosy	25
Rysunek 12. Rodzaje schematów przepływu powietrza w wymiennikach pośrednich wyparnych punktu rosy (a) Przepływ krzyżowy (b) Przepływ przeciuprądowy	28
Rysunek 13. (a) Schemat otwartego systemu sorpcyjnego z wymiennikiem pośrednim wyparnym (b) Przemiany powietrza w systemie otwartym zobrazowane na wykresie psychrometrycznym.....	30
Rysunek 14. Schemat otwartego systemu sorpcyjnego (OSS) ze wstępnym chłodzeniem powietrza.....	32
Rysunek 15. Bilans ciepła dla elementarnego strumienia powietrza w elementarnej części kanału głównego wymiennika....	35
Rysunek 16. Rozkład prędkości pomiędzy płytami równoległymi oraz siły działające na element płynu	38
Rysunek 17. Klasyfikacja badań nad pośrednimi wymiennikami	39
Rysunek 18. Schemat stanowiska pomiarowego	47
Rysunek 19. Wykorzystany wymiennik do przeprowadzenia badań eksperymentalnych (a) Wymiary wymiennika przeciuprądowego (b) Zdjęcie płyty wymiennika (c) Schemat zabudowy wymiennika (c) Zdjęcie wymiennika w obudowie.....	48
Rysunek 20. Stanowisko pomiarowe oraz zastosowane urządzenia (a) Zdjęcie części instalacji zawierającej badane urządzenia: rotor sorpcyjny i wymiennik wstępny (b) Zdjęcie części instalacji doprowadzającej powietrze do urządzeń.....	49
Rysunek 21. Wyniki badań eksperymentalnych (a) Praca systemu w wariancie I w dniu 06.07.2022 (b) Praca systemu w wariancie II w dniu 06.07.2022 (c) Praca systemu w wariancie I w dniu 14.07.2022 (d) Praca systemu w wariancie II w dniu 14.07.2022 (e) Praca systemu w wariancie I w dniu 21.07.2022 (f) Praca systemu w wariancie II w dniu 21.07.2022.....	54
Rysunek 22. Przemiany powietrza na wykresie psychrometrycznym (a) Wariant I osuszanie w rotorze powietrza zewnętrznego (b) Wariant II osuszanie w rotorze ochłodzonego powietrza zewnętrznego.....	56
Rysunek 23. Wyniki obliczeń wpływu temperatury powietrza na wlocie do rotora sorpcyjnego (a) Na poziom osuszenia powietrza w rotorze sorpcyjnym (b) Na współczynnik COP (c) Poziomu osuszenia powietrza w rotorze w zależności od wartości temperatury powietrza na wlocie do rotora sorpcyjnego (temperatura regeneracji 50°C zawartość wilgoci 8.3 g/(kg p.s.))	59
Rysunek 24. Trójwymiarowa geometria wymiennika przeciuprądowego (a) Widok sekcji składającej się z dwóch płyt (b) Przekrój poprzeczny kanałów w części wstępnej lub końcowej (c) Przekrój poprzeczny kanałów w części głównej	64
Rysunek 25. Porównanie danych empirycznych i wyników obliczeń strat ciśnienia (a) Dla przepływu laminarnego wg wzoru (12) (b) Dla przepływu laminarnego wg wzoru (32) z uwzględnieniem przepływu rozwijającego	67
Rysunek 26. Wizualizacja siatki numerycznej - sekcji wlotowej (a) Siatka o niskiej rozdzielczości Przypadek 4 (b) Siatka o wysokiej rozdzielczości Przypadek 5 (wg Tabeli 12).....	72
Rysunek 27. Wizualizacja przekroju siatki numerycznej (a) Siatka o niskiej rozdzielczości Przypadek 4 (b) Siatka o wysokiej rozdzielczości Przypadek 5 (wg Tabeli 12).....	72
Rysunek 28. Wybrana weryfikacja wartości rezydów w przypadku zastosowania najdokładniejszej siatki obliczeniowej (Przypadek 5) $v_{wlot} = 2.0$ m/s (a) Dla obliczanej prędkości (b) Dla obliczanego spadku ciśnienia.....	73
Rysunek 29. Wybrana weryfikacja zbieżności obliczanego spadku ciśnienia w kolejnych krokach czasowych dla $v_{wlot} = 2.0$ m/s.....	73
Rysunek 30. Profile prędkości w części głównej wymiennika (a) $v_{wlot} = 2.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 4.0$ m/s	74
Rysunek 31. Weryfikacja wyników obliczeń numerycznych strat ciśnienia	75
Rysunek 32. Wizualizacja wektorów prędkości i wartości lokalnych ciśnień dla różnych prędkości powietrza wlotowego (a) $v_{wlot} = 3.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 4.0$ m/s.....	76
Rysunek 33. Występujące strumienie ciepła pomiędzy kanałem suchym i mokrym elementarnej części wymiennika	77
Rysunek 34. Proponowana geometria wymiennika (a) Schemat kanałów suchych wymiennika. (b) Schemat kanałów mokrych wymiennika (c) Trójwymiarowy widok sekcji wymiennika (d) Wlot do kanałów suchych (e) Wylot z kanałów mokrych	83
Rysunek 35. Wybrana weryfikacja wartości rezydów w skali logarytmicznej $v_{wlot} = 2.0$ m/s oraz $h = 2$ mm (a) Dla obliczanej prędkości (b) Dla obliczanego spadku ciśnienia.....	85
Rysunek 36. Wybrana weryfikacja zbieżności obliczanego spadku ciśnienia w kolejnych krokach czasowych dla $v_{wlot} = 2.0$ m/s $h = 2$ mm.....	86
Rysunek 37. Obliczona strata ciśnienia w wymienniku (a) W przypadku otwartego wylotu z kanału mokrego (b) W przypadku zamkniętego wylotu z kanału mokrego - strata maksymalna	87
Rysunek 38. Wyniki obliczeń przedstawione graficznie w przypadku zamkniętego kanału mokrego - mapy kolorów dla ciśnienia dynamicznego oraz wektory prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s.....	89

Rysunek 39. Wyniki obliczeń w przypadku otwartego kanału mokrego - mapy kolorów dla ciśnienia dynamicznego oraz wektory prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s	89
Rysunek 40. Wyniki obliczeń w przypadku zamkniętego kanału mokrego - mapy kolorów dla prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s	90
Rysunek 41. Wyniki obliczeń w przypadku otwartego kanału mokrego - mapy kolorów dla prędkości (a) $v_{wlot} = 4.0$ m/s (b) $v_{wlot} = 2.0$ m/s	90
Rysunek 42. Wektory prędkości powietrza w przypadku otwartego kanału mokrego (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	91
Rysunek 43. Wektory prędkości w przekroju przez kanały wymiennika dla $h = 2$ mm i prędkości $v_{wlot} = 2.0$ m/s (a) Pierwotna powierzchnia otworów (b) Powierzchnia otworów zmniejszona o 50 %	92
Rysunek 44. (a) Wizualizacja strefy porowatej w przestrzeni obliczeniowej (b) Wektory prędkości w przekroju przez kanały wymiennika dla $h = 2$ mm i $v_{wlot} = 2.0$ m/s w przypadku zastosowania równoważenia strat ciśnienia w wymienniku	94
Rysunek 45. Wektory prędkości powietrza w przypadku regulacji stosunku strumieni powietrza (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	95
Rysunek 46. Udział procentowy powietrza w poszczególnych kanałach mokrych (a) $V_2/V_1 = 0.8$ (b) $V_2/V_1 = 0.3$ po wprowadzeniu dodatkowej przeszkody	95
Rysunek 47. Udział procentowy powietrza w poszczególnych kanałach mokrych. Porównanie wariantu równomiernej dystrybucji z wariantem regulacji dystrybucji powietrza	96
Rysunek 48. Wektory prędkości powietrza w przypadku regulacji stosunku strumieni powietrza oraz regulacji dystrybucji powietrza w wymienniku (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	96
Rysunek 49. Centrala klimatyzacyjna typu GOLD RX 008 z wymiennikiem rotacyjnym. Dokumentacja firmy Swegon [85]	101
Rysunek 50. Model 3D sekcji wymiennika. (a) Widok boczny (a) Widok na kanał suchy (c) Widok na kanał mokry	102
Rysunek 51. Lokalne wektory prędkości w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5$ mm, $v_{wlot} = 3.0$ m/s (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	104
Rysunek 52. Lokalne wartości ciśnień w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5$ mm, $v_{wlot} = 3.0$ m/s (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	104
Rysunek 53. Zmodyfikowana geometria. Lokalne wektory prędkości w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5$ mm, $v_{wlot} = 3.0$ m/s (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	105
Rysunek 54. Zmodyfikowana geometria. Lokalne wartości ciśnień w kanale wymiennika dla wysokości kanału $h = 1.5$ mm, $v_{wlot} = 2.0$ m/s (a) Kanał mokry (b) Kanał suchy	105
Rysunek 55. Wyniki obliczeń (a) Liczba NTU (b) Temperatura powietrza (c) Sprawność punktu rosy	107
Rysunek 56. Wyniki obliczeń współczynników efektywności wymiennika (a) Strata ciśnienia (b) Współczynnik SFP	108
Rysunek 57. Wyniki obliczeń współczynników efektywności wymiennika (a) COP (b) Moc chłodnicza	109
Rysunek 58. Porównanie współczynników efektywności dla $h = 2$ mm, $v_{wlot} = 2.0$ m/s (a) Temperatura powietrza (b) Sprawność punktu rosy (c) Współczynnik COP (d) Moc chłodnicza	111
Rysunek 59. Koncepcja zabudowy wymiennika w centrali klimatyzacyjnej	112

SPIS TABEL

Tabela 1. Wpływ parametrów powietrza na współczynniki efektywności wymiennika	35
Tabela 2. Parametry rotora sorpcyjnego	48
Tabela 3. Zakres parametrów mierzonych podczas badań eksperymentalnych	50
Tabela 4. Niepewności standardowe parametrów mierzonych bezpośrednio	51
Tabela 5. Rozszerzone niepewności złożone i standardowe dla mierzonych parametrów	52
Tabela 6. Parametry wejściowe do symulacji pracy systemu	57
Tabela 7. Ogólne warunki powstawania przepływów w przewodach prostokątnych [55]	63
Tabela 8. Występujące zakresy liczby Reynoldsa	63
Tabela 9. Zależności opisujące współczynniki tarcia dla różnych przekrojów poprzecznych kanałów przy założeniu przepływu w pełni rozwiniętego i kanału prostego [54].	66
Tabela 10. Współczynniki przyrostu ciśnienia dla wybranych przekrojów poprzecznych	66
Tabela 11. Warunki brzegowe dla rozpatrywanej geometrii	71
Tabela 12. Charakterystyka analizowanych przypadków siatki obliczeniowej	71
Tabela 13. Wskaźniki efektywności analizowanego wymiennika dla $t = 29.5$ °C, $v_{wlot} = 2.0$ m/s	80
Tabela 14. Warunki brzegowe dla analizowanej geometrii wymiennika	84
Tabela 15. Charakterystyka siatek obliczeniowych	85
Tabela 16. Temperatury powietrza za wymiennikiem z uwzględnieniem dystrybucji powietrza w wymienniku $h = 2$ mm, $v = 2.0$ m/s dla wybranych parametrów powietrza	98
Tabela 17. Wyniki obliczeń współczynników efektywności dla różnych wysokości kanału - prędkość $v_{wlot} = 2.0$ m/s, $t = 29.5$ °C	99
Tabela 18. Wskaźniki efektywności analizowanego wymiennika dla $t = 29.5$ °C, $v = 2.0$ m/s	106