

Warunki wilgotnościowe w pomieszczeniach z klimatyzacją opartą na osuszaniu kondensacyjnym – uwarunkowania i ograniczenia

Humidity conditions in rooms with air conditioning based on condensation dehumidification – determinants and limits

DARIUSZ KWIECIEŃ, AGNIESZKA ZAJĄC

DOI 10.36119/15.2024.10.4

Osuszanie kondensacyjne jest jednym ze sposobów obniżania zawartości wilgoci w powietrzu. Z uwagi na dostępność sposób ten jest często wykorzystywany w technice wentylacyjnej i klimatyzacyjnej. Z powodu obserwowanych zmian klimatycznych chłodzenie i osuszanie powietrza staje się w wielu przypadkach priorytetowe. W artykule przedstawiono wyniki obliczeń całorocznego zapotrzebowania na energię do uzdatniania powietrza klimatyzującego na przykładzie Wrocławia. Skupiono się głównie na jego ochładzaniu i osuszaniu z uwagi na trudność utrzymania w przestrzeni wewnętrznej założonych parametrów powietrza. Analizy przeprowadzono dla trzech sposobów sterowania pracą nawilżaczy, dla różnych wartości temperatury ściany chłodnicy od 3°C do 13°C oraz dla różnych zadanych wartości temperatur z przedziału 20-24°C i wilgotności względnych powietrza w pomieszczeniu z zakresu 40-60%. Określono przewidywany czas, w którym wewnętrzne warunki cieplno-wilgotnościowe są przez działanie systemu wentylacyjnego spełnione. Stwierdzono, że w pomieszczeniach, w których należy utrzymywać wilgotność względną na stosunkowo niskim poziomie (np. poniżej 50%) i jednocześnie temperaturę powietrza poniżej 22°C, osuszanie powietrza z wykorzystaniem zjawiska kondensacji pary wodnej na ścianach chłodnicy, może prowadzić do znaczącego wzrostu czasu niedotrzymania wewnętrznych warunków wilgotnościowych. Niedotrzymanie to znacząco wzrasta, gdy w pomieszczeniu występuje emisja pary wodnej. W skrajnych przypadkach warunki wilgotnościowe mogą być przekraczane przez ponad 50% całorocznego czasu pracy systemu. *Słowa kluczowe: wentylacja, chłodzenie powietrza, wilgotność względna, zapotrzebowanie energii, stan powietrza w pomieszczeniu*

Dehumidification by condensation is one of the ways to reduce the moisture content in the air. This method is often used in ventilation and air conditioning technology due to its availability. Cooling and dehumidifying the air is becoming a priority in many cases, which results from the observed climate changes. The article presents the results of calculations of the annual energy demand for air conditioning treatment on the example of Wrocław. The main focus was on cooling and dehumidifying it due to the difficulty of maintaining the assumed air parameters in the internal space. The analyzes were carried out for three methods of controlling the operation of humidifiers, for different temperatures of the cooler wall from 3°C to 13°C, for various set temperatures in the range of 20-24°C and air relative humidity in the room in the range of 40-60%. The expected time during which internal thermal and humidity conditions are met by the operation of the ventilation system was determined. It was found that where the relative humidity should be kept low (e.g. below 50%) and at the same time the air temperature below 22°C, dehumidification of the air using vapour water condensation on the cooler walls may lead to a significant increase in the time of failure to meet the internal humidity conditions. This failure increases significantly when there is water vapour emissions in the room. In extreme cases, humidity conditions may be exceeded for more than 50% of the system's annual operation time. *Keywords: ventilation, air cooling, air relative humidity, energy demand, indoor air condition*

Wprowadzenie

Historycznie systemy HVAC w przestrzeniach publicznych koncentrowały się na kontrolowaniu temperatury, podczas gdy osuszanie tych pomieszczeń było przypad-

kowe. Obecnie, aby zapewnić komfort i ochronę przed wilgocią, pleśnią czy nieprzyjemnym zapachem, proces osuszania jest niezbędny w różnych pomieszczeniach wielu branż, dla przykładu w archiwach, bibliotekach, muzeach, magazynach, a tak-

że w salach gimnastycznych, basenach oraz w laboratoriach.

Wilgotność względna powietrza jest kluczowa z powodu występowania w powietrzu różnego rodzaju mikroorganizmów, których nadmiar może powodować również

dr inż. Dariusz Kwiecień <https://orcid.org/0000-0002-4737-3889>, dariusz.kwiecien@pwr.edu.pl,

dr inż. Agnieszka Zajęc <https://orcid.org/0000-0002-5039-0954>, agnieszka.zajac@pwr.edu.pl – Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Politechnika Wroclawska

reakcje alergiczne. Bakterie, w przeciwieństwie do wirusów, wykazują liniowy spadek żywotności wraz ze spadkiem wilgotności względnej [1]. Potencjał ludzkich patogenów przenoszonych drogą powietrzną w odniesieniu do grzybów również wzrasta wraz ze wzrostem wilgotności względnej powietrza. Okazuje się, że większość grzybów chorobotwórczych nie może się rozwijać gdy wilgotność względna powietrza nie przekracza 60% [2]. Wilgotność względna ma prawdopodobnie większy wpływ na liczbę grzybów występujących w środowisku niż temperatura [3].

Z drugiej strony należy zaznaczyć, że zbyt niska wilgotność względna powietrza w pomieszczeniach bytowych jest pod wieloma względami problematyczna. Jak stwierdzono w pracy [4] wyniki licznych badań naukowych oraz wytyczne określają dolną granicę wilgotności względnej z uwagi na zapewnienie komfortu cieplnego na poziomie 40% oraz na poziomie 20-30%, gdy priorytetem jest zdrowie użytkowników, mimo że wartości poniżej 30-40% mogą już powodować wzrost infekcji w górnych drogach oddechowych, stany alergiczne, AZS, suchość rąk i podrażnienia oczu. Przy niskiej wilgotności powietrza da się także zaobserwować większe niezadowolenie z powodu pojawiających się problemów związanych z elektrycznością statyczną.

W kontekście przemysłowym proces osuszania jest ważny w wielu sektorach. Osuszanie stosowane jest w optyce (kontrola wilgotności jest kluczowa dla jakości soczewek i innych komponentów), w elektronice i farmacji (utrzymanie środowiska wolnego od wilgoci jest ważne dla jakości i trwałości produktów), w lakiernictwie, przemyśle spożywczym, transporcie pneumatycznym oraz instalacjach automatyki przemysłowej (pomoc w utrzymaniu optymalnych warunków produkcji i magazynowania) [5,6]. To właśnie pomieszczenia przemysłowe wymagają uzdatniania powietrza klimatyzującego na tzw. punkt, czyli utrzymania stałych wartości temperatury i wilgotności względnej [7]. W niektórych przypadkach dopuszcza się wówczas niewielkie odchylenie tych parametrów o Δt i $\Delta \varphi$ wynikające z zastosowanych potrzeb bądź dokładności czujników rzędu $\pm 0,5 \dots 1^\circ\text{C}$ czy $\pm 0,5\%$.

Tak precyzyjne uzdatnianie powietrza przed wprowadzeniem go do przestrzeni klimatyzowanej często wymaga zastosowania dodatkowych urządzeń i procesów do obróbki wilgotnościowej. W Europie, jak i na Świecie, prowadzi się badania dotyczące osuszania cieplnego z zastosowaniem rotorów [8], podwójnych / potrójnych rotorów [9,10], membran [11], zeolitów naturalnych i syntetycznych (adsorbentów), innych absor-

bentów (cieczy) [12], osuszania termoelektrycznego metodą Peltiera [13], czy osuszania elektrycznego z zastosowaniem elektroosmozy i elektrodializy [14]. Część z tych metod jest już znana i wprowadzona na rynek, ale część jest jeszcze w fazie eksperymentalnej. Można jednak próbować utrzymywać taką małą zmienność parametrów w pomieszczeniu z wykorzystaniem chłodziń [15] w już zainstalowanych na obiekcie centralach klimatyzacyjnych. Chłodzińce takie mogą być zasilane czynnikiem F-gazowym (chłodzińce z bezpośrednim odparowaniem) [16] lub wodą / wodnym roztworem glikolu (chłodzińce przeponowe) [17].

Decyzja o zastosowaniu osuszania sorpcyjnego wymaga zakupu takiego osuszacza, zwiększenia kosztów eksploatacyjnych poniesionych na pracę rotora pokrytego adsorbentem oraz dodatkowego wentylatora i nagrzewnicy dla obiegu powietrza regeneracyjnego. Inną wadą osuszaczy adsorbencyjnych jest niemożność pracy w miejscach o dużym zapyleniu, co może skutkować uszkodzeniem rotora. Ponadto powietrze procesowe opuszczające taki osuszacz jest dodatkowo podgrzane (w porównaniu z zasysanym), co wymaga dodatkowej energii na dochłodzenie go do wymaganej temperatury.

Zastosowanie osuszania kondensacyjnego najczęściej nie wiąże się z poniesieniem dodatkowych kosztów inwestycyjnych, związane jest co najwyżej ze zmniejszeniem temperatury na ścianie chłodzińcy (každorażo należy przeanalizować taką możliwość w agregacie żiębniczym). Dodając nagrzewnicę wtórną lub zamieniając kolejność wymienników ciepła w centrali, tj. chłodzińca przed nagrzewnicą właściwą, możemy w precyzyjny sposób ochłodzić i osuszyć powietrze do wymaganej zawartości wilgoci, a następnie podnieść temperaturę powietrza do wymaganej temperatury nawiewu. Nawet dwu – trzykrotnie wyższe wyniki energetyczne można osiągnąć przy współpracy z pompą ciepła, gdy chłodzenie i wtórne ogrzewanie jest realizowane dzięki jednemu nakładom energetycznym na pracę sprężarki [18]. Badania wykazują również 3 – 4 razy wyższą efektywność energetyczną osuszaczy kondensacyjnych niż osuszaczy opartych na pracy rotora sorpcyjnego [19].

W dostępnej literaturze fachowej brak jest wyników badań, zarówno teoretycznych jak i doświadczalnych, które pozwoliłyby stwierdzić, na ile praca konwencjonalnych systemów klimatyzacyjnych jest w stanie zapewnić założone warunki cieplno-wilgotnościowe w pomieszczeniach o wysokim reżimie utrzymania fizycznych parametrów powietrza (temperatury i wilgotności względnej). W niniejszej pracy sprawdzono, czy już

istniejąca infrastruktura chłodnicza pozwoli na skuteczne osuszanie powietrza i w jakim stopniu przyczynia się do zagwarantowania prawidłowego stanu powietrza, głównie w zastosowaniu do pomieszczeń przemysłowych. Zwrócono również uwagę na ograniczenia w zastosowaniu osuszania kondensacyjnego oraz koszt energetyczny związany z tym procesem obróbki powietrza.

Wstęp

W pomieszczeniach, w których rygor utrzymania parametrów powietrza w pewnych wąskich zakresach jest wymagany z uwagi np. na zapewnienie odpowiednich warunków dla zachodzących w nich procesów technologicznych, istotnym zagadnieniem projektowym jest prawidłowy dobór urządzenia klimatyzacyjnego, umożliwiającego uzyskanie właściwych parametrów powietrza nawiewanego. Kluczowym zagadnieniem przy projektowaniu systemów klimatyzacyjnych dla wielu pomieszczeń technologicznych jest czteroczne utrzymanie odpowiednio niskiej wilgotności względnej powietrza. W przypadku zastosowania konwencjonalnych urządzeń klimatyzacyjnych, w których osuszanie powietrza odbywa się na powierzchni chłodzińcy wykorzystując zjawisko kondensacji pary wodnej, utrzymanie odpowiednio niskich wartości wilgotności względnej może się okazać bardzo drogie albo wręcz niemożliwe do uzyskania. W niniejszej pracy określono niezbędną energię potrzebną do zapewnienia w pomieszczeniach założonych warunków cieplno-wilgotnościowych. Urządzenie klimatyzacyjne nie jest jednak w stanie tych warunków zapewnić zawsze. Dlatego określono czas, w którym te warunki są dotrzymywane.

W procesie osuszania kondensacyjnego możliwe jest zarówno obniżanie temperatury jak i zawartości wilgoci powietrza. Efektywność tego procesu uzależniona jest w głównej mierze od parametrów czynnika zasilającego chłodzińcę, które wpływając na temperaturę ściany wymiennika ciepła, określają granicę chłodzenia i osuszania. Przy odpowiednio niskiej temperaturze tych parametrów uzyskanie wymaganej temperatury powietrza powinno odbywać się bezproblemowo. Zdecydowanie gorzej wygląda sytuacja, gdy zasilając chłodzińcę wysokoparametrowym czynnikiem istnieje potrzeba uzyskania niskiej zawartości wilgoci. Efektywność osuszania i ochładzania powietrza w takim procesie obniża ponadto sprawność samej chłodzińcy. W tab. 1. podano dla różnych temperatur ściany chłodzińcy teoretycznie możliwe do uzyskania – w wyniku osuszania kondensacyjnego – zawartości wilgoci w powietrzu. Temperatura ściany chłodzińcy t_{sc} stanowi tym

samym graniczną temperaturę chłodzenia, a zawartość wilgoci x_{sc} w tej temperaturze powietrza w stanie nasycenia oznacza teoretyczną granicę osuszania.

Tab. 1. Granice chłodzenia i osuszania kondensacyjnego powietrza

Tab. 1. Limits of air cooling and condensing dehumidification

granica chłodzenia, t_{sc} , °C	granica osuszania, x_{sc} , g/kg s.p.
3	4,8
4	5,1
5	5,5
6	5,9
7	6,3
8	6,8
9	7,2
10	7,8
11	8,3
12	8,9
13	9,5

W rzeczywistości jednak osiągalne w wymienniku ciepła (rzeczywiste) wartości temperatury i zawartości wilgoci są nieco wyższe, gdyż każda chłodnica pracuje ze sprawnością mniejszą od 100%. Dlatego nawet przy bardzo niskiej temperaturze ściany chłodnicy, np. $t_{sc}=4^{\circ}\text{C}$, najczęściej nie można osuszyć powietrza do podanej w tab. 1. wartości $x_{gr}=5,1$ g/kg. Jeżeli powietrze zewnętrzne charakteryzuje się znaczną temperaturą t_z i zawartością wilgoci x_z , to biorąc pod uwagę sprawność chłodnicy, rzeczywista minimalna zawartość wilgoci jest wyższa (np. dla $x_z=15$ g/kg wartość ta wynosi ok. $x_{gr}=5,5$ g/kg, przy sprawności chłodnicy na poziomie 95%). Dlatego w pomieszczeniach obsługiwanych jednocześnie przez systemy klimatyzacyjne, w których należy utrzymać odpowiednio niską zawartość wilgoci i w których zastosowano osuszanie kondensacyjne, należy się spodziewać pewnego okresu z niedotrzymaniem warunków wilgotnościowych. Oznacza to, że przez pewien czas wilgotność względna powietrza wewnętrznego będzie większa od założonych wartości.

Przez znaczną część czasu pracy system klimatyzacyjny z osuszaniem kondensacyjnym umożliwi co prawda utrzymanie odpowiednich warunków ciepło-wilgotnościowych wewnątrz pomieszczeń, ale należy się spodziewać konieczności wydatkowania znaczącej energii do oziębiania, a także wtórnego ogrzewania powietrza klimatyzującego.

Założenia

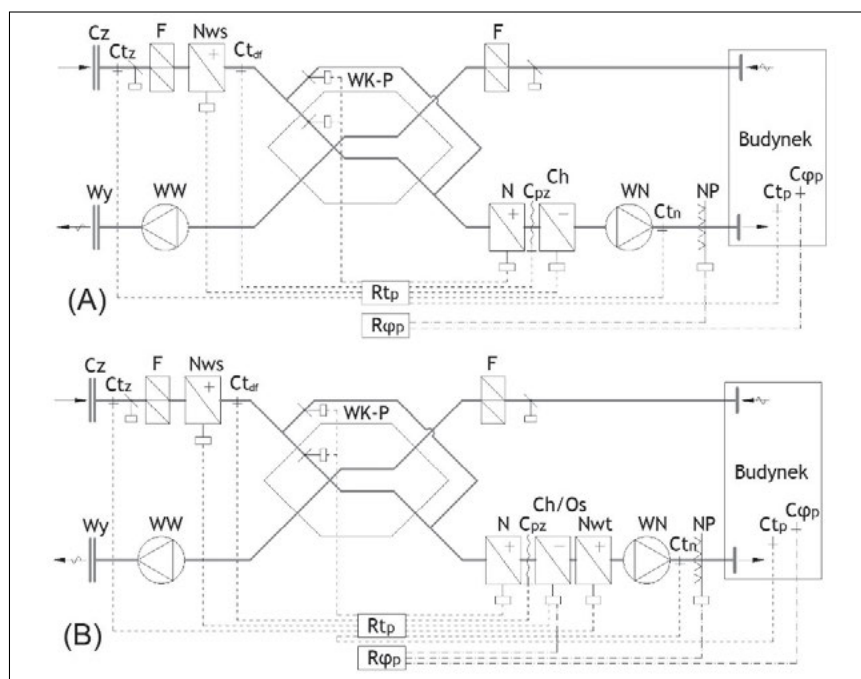
Wybór systemu klimatyzacyjnego do analiz w ramach niniejszej pracy został przeprowadzony przy założeniu, że z uwagi na jego zastosowanie głównie w pomieszczeniach technologiczno-przemysłowych, urzą-

dzenie do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego musi się charakteryzować dużą szczelnością, aby nie następowały przecieki zanieczyszczonego powietrza usuwanego z pomieszczenia do powietrza nawiewanego. W związku z tym nie uwzględniono wymienników obrotowych, w tym z regeneratorem sorpcyjnym, pomimo możliwych do uzyskania w nich wyższych sprawności odzysku ciepła i efektywności osuszania. Skupiono się na wykorzystaniu odzysku ciepła jawnego w wymienniku krzyżowo-przeciwprądowym, charakteryzującym się większą szczelnością. Zbadano zatem jak mniej korzystne warunki sprawdzą się w układach kondensacyjnego osuszania, gdy nie można liczyć na dodatkowe wstępne osuszanie w wymienniku regeneracyjnym entalpicznym.

Obliczenia całorocznego zapotrzebowania na energię do uzdatniania powietrza klimatyzującego oraz czasu niedotrzymania warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu przeprowadzono dla systemów, których schematy ideowe przedstawiono na rys. 1. Na schematach tych pokazano sygnały impulsowe niezbędne do utrzymania wymaganej temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu. Celowo nie wryso-

wano zabezpieczeń odpowiedzialnych za nieprzerwaną pracę, aby nie zaciemnić rysunku. Rys. 1(A) przedstawia układ, w którym nie ma możliwości regulacji wilgotności względnej w okresie letnim (układ ten będzie dalej oznaczany jako Sys-1). Rys. 1(B) obrazuje układ, w którym jest pełna kontrola parametrów powietrza (temperatury i wilgotności) w ciągu całego roku (układy Sys-2 i Sys-2a będą dotyczyły tego schematu).

Pomieszczenie klimatyzowane charakteryzuje się niezmiennymi parametrami powietrza w okresie całorocznym. Przeanalizowano szereg przypadków w zakresie temperatur wewnętrznych $t_p=20\text{-}24^{\circ}\text{C}$ (z krokiem co 2 K) i wilgotności względnej $\varphi_p=40\text{-}60\%$ (z krokiem 10 %). W pomieszczeniu występują stałe zbędne zyski ciepła, które są asymilowane powietrzem nawiewanym o temperaturze o $\Delta t_p=6$ K niższej od temperatury powietrza w pomieszczeniu t_p . Zyski wilgoci w pomieszczeniu – w zależności od rozparowanego przypadku – określono przez $\Delta x_p = x_p - x_n$: $\Delta x_p = 0$ g/kg (brak emisji pary wodnej w pomieszczeniu), $\Delta x_p = 1$ g/kg (średnia emisja pary wodnej w pomieszczeniu), $\Delta x_p = 2$ g/kg (znacząca emisja pary wodnej w pomieszczeniu).



Rys. 1. Schemat blokowy centrali do uzdatniania powietrza gdy sterowanie odbywa się w funkcji temperatury pomieszczenia (A) – Sys-1 oraz w funkcji wilgotności względnej i temperatury (B) – Sys-2. Oznaczenia na rysunku: WN – wentylator nawiewny, WW – wentylator wywiewny, WK-P – wymiennik ciepła krzyżowo-przeciwprądowy, F – filtr powietrza, Nws – nagrzewnica wstępna, N – nagrzewnica właściwa, Nwt – nagrzewnica wtórna, Ch / Os – chłodnica / osuszacz kondensacyjny, NP – nawilżacz parowy, Cz – czerpnia, Wy – wyrzutnia, Cφ – czujnik wilgotności względnej, Rt – regulator temperatury, Rφ – regulator wilgotności względnej. Indeksy: z – zewnętrzne, p – pomieszczenia, n – nawiewu, df – defrost, pz – przeciwzamrożeniowy
Fig. 1. Diagram of the air handling unit with room temperature control (A) – Sys-1 and relative humidity and temperature control (B) – Sys-2. Designations in the diagram: WN – supply fan, WW – exhaust fan, WK-P – heat exchanger, F – air filter, Nws – preheater, N – main heater, Nwt – reheater, Ch / Os – cooler / dehumidifier, NP – steam humidifier, Cz – intake, Wy – exhaust, Cφ – relative humidity sensor, Rt – temperature controller, Rφ – relative humidity controller. Indexes: z – external, p – room, n – air supply, df – defrost, pz – antifreeze

Zapotrzebowanie na energię do wstępnego ogrzewania powietrza E_{Nws} (wynikające z ochrony przeciwzamrożeniowej defrost) określono na podstawie wzoru:

$$E_{Nws} = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot c_{p(i)} \cdot (-5 - t_{z(i)}) \cdot \tau_{Nws(i)}), \text{ kWh} \quad (1)$$

Zapotrzebowanie na energię do ogrzewania powietrza w nagrzewnicy właściwej E_N określono na podstawie wzoru:

$$E_N = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot c_{p(i)} \cdot (t_{n(i)} - t_{z'(i)}) \cdot \tau_{N(i)}), \text{ kWh} \quad (2)$$

Zapotrzebowanie na energię do nawilżania parowego powietrza E_{NP} określono na podstawie wzoru:

$$E_{NP} = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot (i_{n(i)} - i_{z(i)}) \cdot \tau_{NP(i)}), \text{ kWh} \quad (3)$$

Zapotrzebowanie na energię do ochładzania powietrza E_{Ch} określono na podstawie wzoru:

$$E_{Ch} = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot (i_{z'(i)} - i_{n(i)}) \cdot \tau_{Ch(i)}), \text{ kWh} \quad (4)$$

Zapotrzebowanie na energię całkowitą przy osuszaniu kondensacyjnym powietrza E_{Os} określono na podstawie wzoru:

$$E_{Os} = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot (i_{z'(i)} - i_{o(i)}) \cdot \tau_{Os(i)}), \text{ kWh} \quad (5)$$

Zapotrzebowanie na dodatkową energię przy dosuszaniu kondensacyjnym powietrza E_{Cho} określono na podstawie wzoru: E_{Os}

$$E_{Cho} = E_{Os} - E_{Ch}, \text{ kWh} \quad (6)$$

Zapotrzebowanie na dodatkową energię do wtórnego ogrzewania powietrza E_{Nwt} (jeśli realizowany jest proces dosuszania) określono na podstawie wzoru:

$$E_{Nwt} = \sum_{i=1}^n (V \cdot \rho_{(i)} \cdot c_{p(i)} \cdot (t_{n(i)} - t_{o(i)}) \cdot \tau_{Nwt(i)}), \text{ kWh} \quad (7)$$

Wzory powyższe zaczerpnięto z [25]. Czas, w którym warunki ciepłno-wilgotnościowe w pomieszczeniu są dotrzymywane, obliczono jako sumę czasu, w którym zarówno zawartość wilgoci jak i wilgotność względna w pomieszczeniu odpowiadają warunkom

zadany. Analogicznie, czas niedotrzymania tych warunków obliczono jako sumę czasu, w którym warunki wilgotnościowe są przekroczone. Natomiast względny czas dotrzymywania bądź niedotrzymania tych warunków definiowany jest jako iloraz czasu dotrzymywania / niedotrzymania do czasu całorocznej pracy danego systemu klimatyzującego. Wartości te wyrażone są w procentach. Wszystkie oznaczenia w powyższych wzorach są tożsame z oznaczeniami na schematach (rys. 1) oraz wykresie Molliera (rys. 2 i rys.3), przy czym τ oznacza czas pracy poszczególnych urządzeń do uzdatniania powietrza.

Wyniki obliczeń i ich dyskusja

W artykule zaprezentowano wyniki obliczeń dla wybranych stanów fizycznych powietrza wewnętrznego, które powinny być utrzymane przez system klimatyzacyjny. Można je zdefiniować następująco: $t_p=20^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=40\%$, $t_p=20^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=50\%$, $t_p=20^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=60\%$, $t_p=22^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=40\%$, $t_p=22^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=50\%$, $t_p=22^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=60\%$, $t_p=24^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=40\%$, $t_p=24^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=50\%$ oraz $t_p=24^\circ\text{C}$ i $\varphi_p=60\%$.

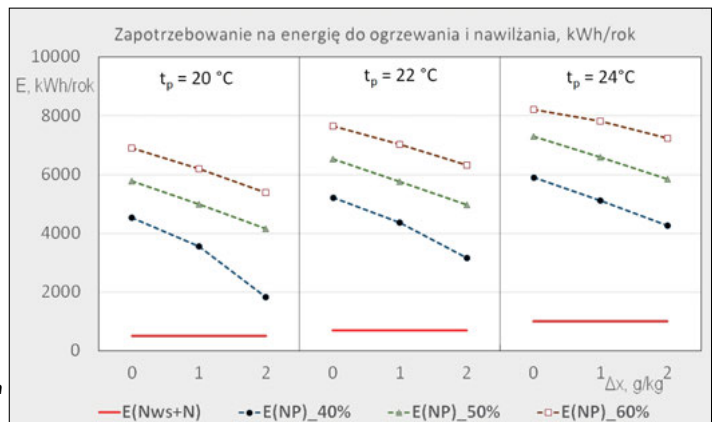
Zapotrzebowanie na sumaryczną energię do ogrzewania powietrza ($E_{Nws} + E_N$) w okresie zimnym (gdy temperatura powietrza zewnętrznego jest niższa od wymaganej temperatury powietrza nawiewanego) jest uzależniona od temperatury powietrza zewnętrznego t_z i (przy stałej wartości przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu) Δt_p od założonej temperatury powietrza w pomieszczeniu. Zapotrzebowanie na energię do nawilżania E_{NP} jest natomiast zależne od założonych parametrów powietrza w pomieszczeniu (zarówno od temperatury jak i zawartości wilgoci) oraz od wskaźnika Δx_p , informującego o wielkości emisji pary wodnej w pomieszczeniu. Zapotrzebowanie na te dwa rodzaje energii pokazano na wykresie zamieszczonym w rys. 4.

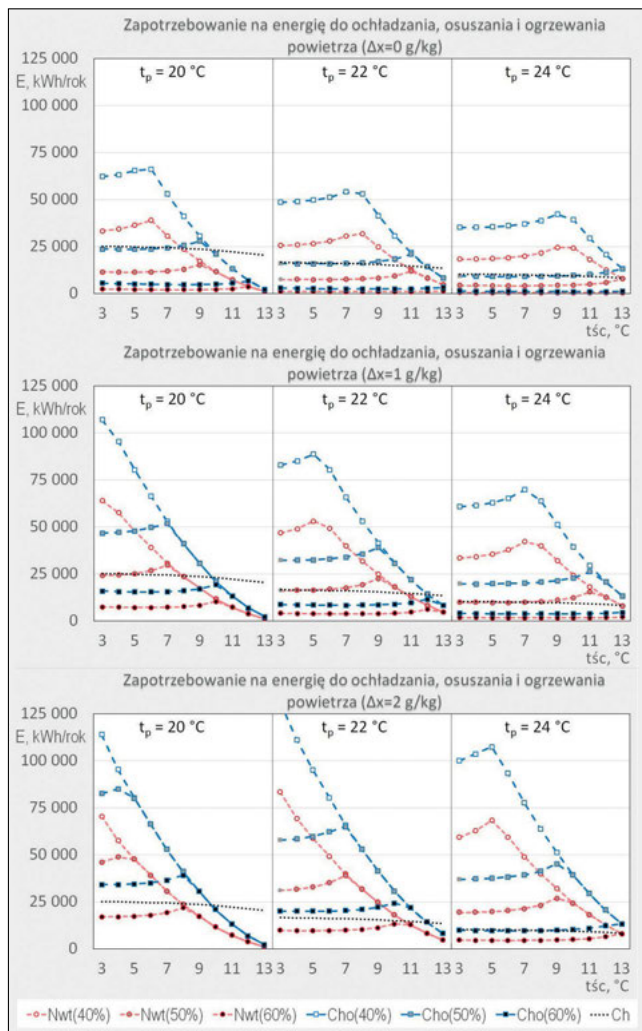
Stosunkowo niewielkie wartości E_N są podyktowane tym, że w układzie klimatyzacyjnym zastosowano wymiennik do odzysku

ciepła z powietrza wywiewanego o sprawności temperaturowej 75%. Energia ta rośnie wraz ze wzrostem t_p , podobnie jak E_{NP} . Zapotrzebowanie na energię do nawilżania jest jednak ściśle uzależnione od wartości wskaźnika Δx_p (maleje wraz z jego wzrostem) oraz od założonej wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu (rośnie wraz z jego wzrostem, czemu odpowiadają na wykresie krzywe określone dla wilgotności względnych 40%, 50% i 60%).

Zapotrzebowanie na energię do chłodzenia, osuszania i wtórnego ogrzewania powietrza w okresie ciepłym w funkcji temperatury ściany chłodnicy zobrazowano na wykresach zawartych w rys. 5. Okres ciepły rozumieć należy jako czas, w którym pojawiają się potrzeby chłodnicze, tzn. gdy temperatura powietrza zewnętrznego jest wyższa od wymaganej temperatury powietrza nawiewanego. Wykresy zostały sporządzone dla trzech różnych wartości przyrostu zawartości wilgoci w pomieszczeniu Δx_p (0, 1 i 2 g/kg). Linijką punktową przedstawiono zmianę w zapotrzebowaniu na energię do chłodzenia powietrza do wymaganej temperatury nawiewu. Jest to zatem zapotrzebowanie na tę energię w systemie Sys-1, w którym automatyka nie dopuszcza do dosuszania powietrza. Dodatkowa energia do osuszania kondensacyjnego oraz wymagana przy tym procesie energia do wtórnego ogrzewania powietrza jest zobrazowana przez linie kreskowe, odpowiednio dla różnych założonych wilgotności względnych powietrza w pomieszczeniu. Są to zatem wartości, które należałoby zapewnić w systemie Sys-2. Zapotrzebowanie na podstawową energię do ochładzania (linią punktową) jest w niewielkim stopniu uzależniona od temperatury ściany chłodnicy, chociaż wraz z jej wzrostem energia ta nieznacznie maleje. Jest to związane z coraz mniejszą możliwością osuszania powietrza w tym wymienniku ciepła. Natomiast dodatkowe zapotrzebowanie na energię do osuszania i późniejszego dogrzewania powietrza (do wymaganej temperatury nawiewu) jest

Rys. 4. Roczne zapotrzebowanie na energię do ogrzewania (wstępnego i właściwego) $E_{Nws} + E_N$ i nawilżania powietrza E_{NP} Fig. 4. Annual energy demand for preheating + main heating $E_{Nws} + E_N$ and air humidification E_{NP}





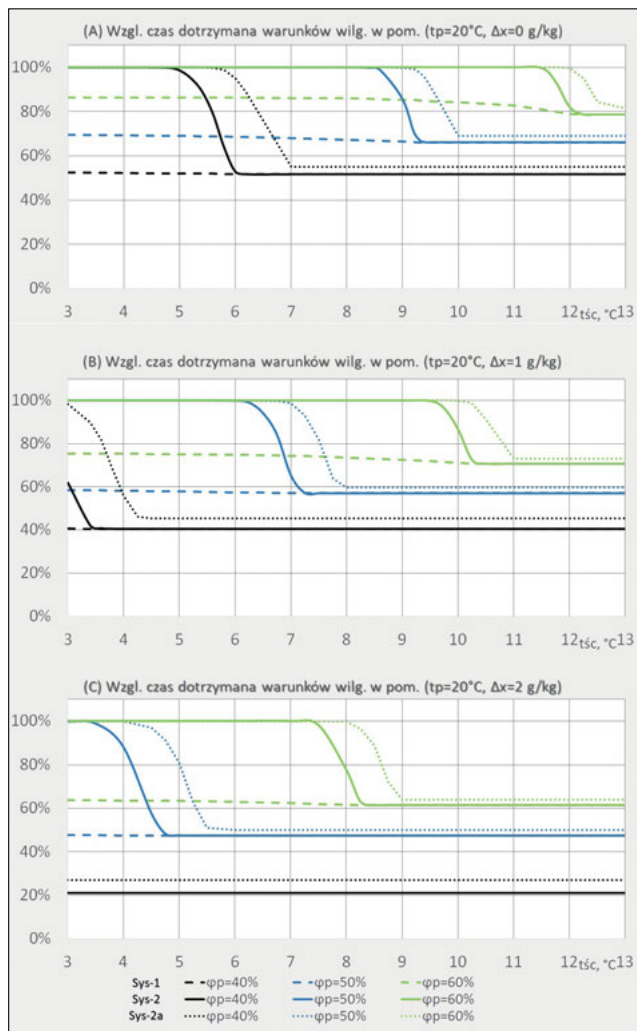
Rys. 5. Roczne zapotrzebowanie na energię do ochładzania (E_{Ch}), dodatkowego dosuszania (E_{Cho}) i wtórnego ogrzewania powietrza (E_{Nwt})
 Fig. 5. Annual energy demand for cooling (E_{Ch}), dehumidification (E_{Cho}) and reheating of air (E_{Nwt})

w znacznie większym stopniu uzależnione od temperatury ściany chłodnicy.

Na rys. 5 widoczne są charakterystyczne maksima. Oznaczają one maksymalne zapotrzebowanie na energię do chłodzenia i osuszania powietrza. Te punkty przegięcia występują w przybliżeniu przy temperaturach ściany chłodnicy równej temperaturze punktu rosy dla wymaganego stanu powietrza nawiewanego do pomieszczenia (w przybliżeniu, gdyż temperatury te byłyby sobie równe przy założeniu 100% sprawności chłodnicy – w obliczeniach założono jednak sprawność maksymalną na poziomie 95%). Największe zapotrzebowanie na energię w tych temperaturach jest związane z maksymalną różnicą entalpii powietrza na wlocie do i wylocie z chłodnicy – dla każdego stanu powietrza zewnętrznego charakteryzującego się większą zawartością wilgoci od wymaganej w powietrzu nawiewanym. Przy wzrastających temperaturach ściany chłodnicy, powyżej temperatury punktu rosy, dosyć szybko maleje różnica entalpii powietrza i co

za tym idzie również zapotrzebowanie na energię do osuszania powietrza. Natomiast przy malejących temperaturach ściany (poniżej temperatury punktu rosy) entalpia powietrza nawiewanego nieznacznie tylko rośnie (proces chłodzenia i osuszania kończy się po osiągnięciu założonej zawartości wilgoci w powietrzu nawiewanym), co w konsekwencji prowadzi także do nieznacznego tylko spadku zapotrzebowania na tę energię. W czasie gdy chłodnica pracuje w trybie dosuszania, włącza się także nagrzewnica wtórna, która dogrzewa powietrze do wymaganej temperatury nawiewu i maksima w zapotrzebowaniu na energię do wtórnego ogrzewania powietrza są zbieżne z maksimami dla chłodzenia i osuszania.

Co prawda w systemie Sys-2 (oraz Sys-2a) istnieje możliwość dosuszania powietrza, a co za tym idzie również poprawy warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu, gdy powietrze zewnętrzne charakteryzuje się większą zawartością wilgoci lub wilgotnością względną, to jednak nie zawsze udaje się

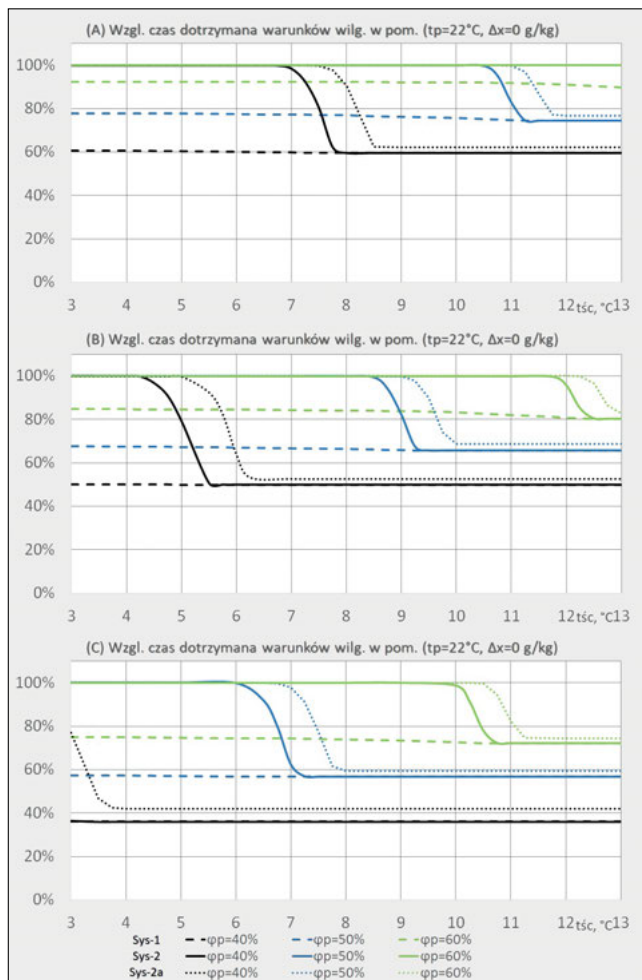


Rys. 6. Czas dotrzymania warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu w ciągu roku przy $t_p=20^\circ\text{C}$
 Fig. 6. Time of maintaining the humidity conditions in the room during the year at $t_p=20^\circ\text{C}$

uzyskać zadowalający stan powietrza w pomieszczeniu. Jest to związane z granicą osuszania kondensacyjnego, którą wyznacza stan nasycenia powietrza parą wodną na powierzchni chłodnicy (zob. tab. 1.). Stan ten odpowiada na wykresie i-x linii nasycenia $\phi=100\%$.

Na wykresach zamieszczonych w rysunkach 6 – 8 pokazano, w jaki sposób zmienia się czas dotrzymania warunków wilgotnościowych, zdefiniowanych na potrzeby niniejszego artykułu na wartości zadane, w zależności od przyjętej temperatury ściany chłodnicy oraz założonych parametrów powietrza w pomieszczeniu (temperatury t_p i zawartości wilgoci x_p), a także przewidywanego przyrostu zawartości wilgoci w pomieszczeniu Δx_p .

Linij przerwany pokazano czas niedotrzymania dla Sys-1, w którym warunki wilgotnościowe w pomieszczeniu, pomimo zapewnienia odpowiedniej temperatury, są wynikowe i zależą od zdolności osuszającej chłodnicy obniżającej temperaturę powietrza



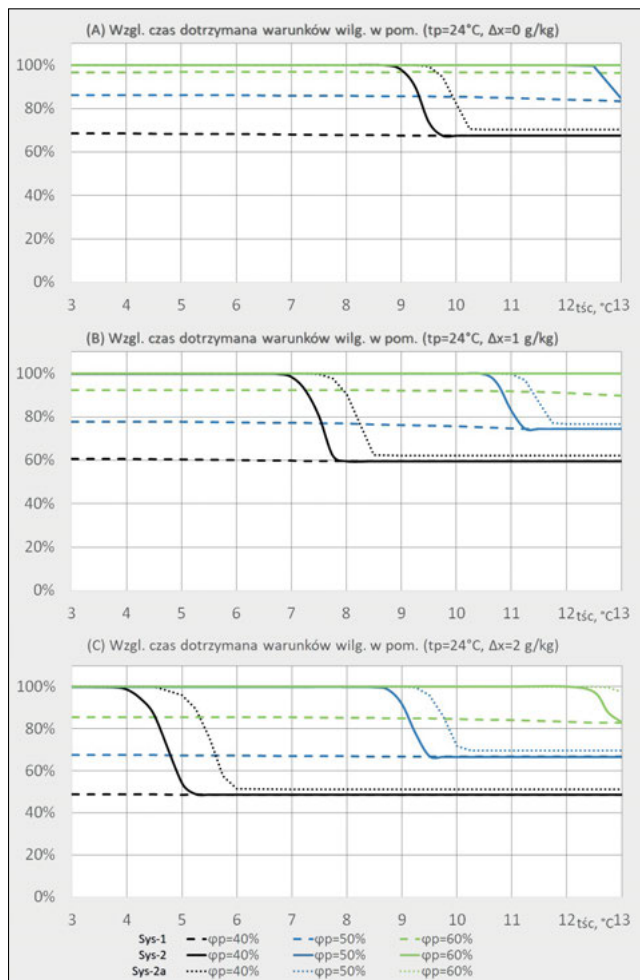
Rys. 7. Czas dotrzymania warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu w ciągu roku przy $t_p=22^{\circ}\text{C}$
Fig. 7. Time of maintaining the humidity conditions in the room during the year at $t_p=22^{\circ}\text{C}$

nawiewanego do wymaganej wartości. Linia ciągłą przedstawiono zmiany w czasie dotrzymania warunków wilgotnościowych dla Sys-2, w którym praca urządzeń (chłodnicy i nagrzewnicy wtórnej) ma za zadanie nie dopuścić do przekroczenia założonych wartości x_p i φ_p . Parametry fizyczne powietrza w pomieszczeniu dla każdego rozpatrywanego przypadku są zadane na niezmiennym poziomie. Linia punktowa pokazuje również przebieg zmian czasu dotrzymania jak dla Sys-2, jednak dopuszcza się w nim nieznaczne przekroczenie warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu (o $\Delta x=0,3\text{ g/kg}$ lub o $\Delta\varphi=3\%$) – oznaczono jako Sys-2a.

Należy zauważyć, że zastosowanie systemu Sys-1, niezależnie od przyjętej temperatury ściany chłodnicy (z zakresu $3 - 13^{\circ}\text{C}$), nie gwarantuje w 100% utrzymania założonych warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu. Nawet przy stosunkowo wysokiej temperaturze i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu ($t_p=24^{\circ}\text{C}$ i $\varphi_p=60\%$) przez pewien czas (od kilku do kilkunastu procent czasu całkowitego) warunki wilgotnościowe w pomieszczeniu są przekroczone.

Zastosowanie systemu Sys-2 powoduje, że w większości analizowanych przypadków, zapewniając w chłodnicy odpowiednio niską temperaturę czynnika, można zagwarantować utrzymanie parametrów powietrza w pomieszczeniu na zadanym poziomie. Problemy z przekroczeniem założonych warunków wilgotnościowych mogą się pojawić wówczas, gdy parametry powietrza w pomieszczeniu są zdefiniowane przez niewielką wilgotność względną (np. 40%) lub gdy w pomieszczeniu występuje znaczna emisja pary wodnej (powodując przyrost zawartości wilgoci w pomieszczeniu np. o $\Delta x_p=2\text{ g/kg}$ w analizowanych przypadkach).

Jeżeli w pomieszczeniu nie ma rygoru utrzymania warunków wilgotnościowych na stałym, zadanym poziomie, to czas niedotrzymania tych parametrów również się zmniejsza. Na wykresach (rys. 6-8) zobrazowano to przebiegiem linii punktowej przy możliwym stosunkowo niewielkim odstępem od wartości zadanych (maksymalnie o $\Delta x=0,3\text{ g/kg}$ i $\Delta\varphi=3\%$ wilgotności względnej). Rozwiązanie to (Sys-2a) pozwala zapewnić te warunki w większości przypadków, a w niektórych



Rys. 8. Czas dotrzymania warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu w ciągu roku przy $t_p=24^{\circ}\text{C}$
Fig. 8. Time of maintaining the humidity conditions in the room during the year at $t_p=24^{\circ}\text{C}$

nawet niezależnie od zastosowanej temperatury ściany chłodnicy.

Podsumowanie i wnioski

W rozpatrywanych rozwiązaniach klimatyzacji zapewnienie w okresie zimnym warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu (zadane x_p i φ_p) jest osiągalne zawsze i uzależnione jest jedynie od wydajności urządzeń nawilżających powietrze. Zapotrzebowanie na energię do nawilżania powietrza jest w głównej mierze zależne od założonych parametrów powietrza i emisji pary wodnej w pomieszczeniu.

Prosty układ klimatyzacyjny (Sys-1) nie jest w stanie zagwarantować nieprzekroczenia warunków wilgotnościowych przez cały czas swojej pracy. Niedotrzymanie tych warunków pogłębia się wraz ze wzrostem wewnętrznej emisji pary wodnej oraz spadkiem zadanej temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu.

Przy niskich temperaturach czynnika zasilającego chłodnicę (decydujących o temperaturze jej ściany) można uzyskać właściwy

stan powietrza niemal w każdych warunkach, głównie jednak dla wyższych wilgotności względnych ($\varphi_p \geq 50\%$) i temperatur powietrza w pomieszczeniu ($t_p \geq 22^\circ\text{C}$). Dla niższych wilgotności względnych ($\varphi_p < 50\%$) i temperatur powietrza w pomieszczeniu ($t_p < 22^\circ\text{C}$) utrzymanie warunków wilgotnościowych jest utrudnione lub wręcz niemożliwe do spełnienia (np. gdy w pomieszczeniu występuje znaczna emisja pary wodnej, wyrażonej wskaźnikiem $\Delta x_p = 2 \text{ g/kg}$). Czas przekroczenia zadanych warunków wilgotnościowych może wynosić ponad 50%, a w skrajnym przypadku dojść nawet do 80% całkowitego czasu pracy systemu klimatyzacyjnego.

Nieznaczną poprawę w zapewnieniu warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu można uzyskać poprzez obniżenie temperatury ściany chłodnicy poniżej $t_{sc} = 3^\circ\text{C}$, lecz nie jest to zalecane z powodu zamarzania wilgoci wykroplonej z przepływającego powietrza zewnętrznego na jej powierzchni i możliwości tworzenia się korków lodowych prowadzących do częściowego lub całkowitego zablokowania przepływu powietrza przez wymiennik.

Dla każdego z rozpatrywanych przypadków (różne parametry fizyczne powietrza i różne przyrosty zawartości wilgoci w pomieszczeniu) istnieje pewne maksimum wydatkowania energii do osuszania i ogrzewania powietrza przy pewnej wartości temperatury ściany chłodnicy. Ta charakterystyczna wartość temperatury ściany chłodnicy rośnie wraz ze wzrostem zadanej temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu i maleje wraz ze wzrostem emisji pary wodnej, determinującej zwiększenie potrzeb osuszania powietrza. Wartość tej temperatury odpowiada w przybliżeniu temperaturze punktu rosy dla stanu powietrza nawiewanego. Na podstawie wykonanych analiz zauważono, że obniżanie temperatury ściany chłodnicy poniżej temperatury punktu rosy dla tego stanu powietrza nie powoduje istotnej poprawy warunków wilgotnościowych w pomieszczeniu.

Wykorzystanie zachodzącego w chłodnicy powietrznej zjawiska kondensacji pary wodnej do osuszania powietrza jest możliwe, jednak może się wiązać z dużym nakładem energetycznym związanym z koniecznością bardziej intensywnego oziębiania, a następnie wtórnego ogrzewania powietrza do wymaganych parametrów nawiewu. Jeżeli założyć, że racjonalnie uzasadnione jest zużycie dodatkowej energii na dosuszanie i wtórne ogrzewanie powietrza, które nie przekroczyłoby zapotrzebowania na energię do ochładzania powietrza w rozwiązaniu Sys-1, to w zasadzie wykorzystanie osuszania kondensacyjnego ogranicza się do pomieszczeń, w których należy utrzymać stosunkowo dużą wilgotność względną powietrza – na poziomie nie mniejszym niż $\varphi_p = 50\%$ przy jednoczesnym braku lub niewielkiej emisji pary wodnej.

Z uwagi na ograniczenia kondensacyjnego osuszania powietrza spowodowane nieprzekraczalną wartością granicy osuszania, każdorazowo przy wyborze sposobu ograniczenia wilgotności powietrza w pomieszczeniach, w których wymagana jest niska wilgotność powietrza, należy przeanalizować inne możliwości osuszania za pomocą np. absorbentów lub adsorbentów, stosowanych obecnie w dostępnych na rynku układach w różnych konfiguracjach [26]. Mogą one współpracować z tanimi w eksploatacji rozwiązaniami opartymi na chłodzeniu wyparnym, w szczególności pośrednim, takimi jak np. obieg M-cycle [27] lub w układach z wykorzystaniem pompy ciepła [18].

BIBLIOGRAFIA

- [1] Lopez B.G., Valdez S.B., Zlatev K.R., Flores P.J., Carrillo B.M., Schorr W.M., Corrosion of metals at indoor conditions in the electronics manufacturing industry. *Anti-Corrosion Methods and Materials* 54/6 (2007), 354–359, <https://doi.org/10.1108/00035590710833510>
- [2] Alsmo, T., Alsmo, C., Ventilation and relative humidity in Swedish buildings. *J. Environ. Prot.* 5 (2014), 1022–1036, <https://doi.org/10.4236/jep.2014.51102>
- [3] Siebielec S., Woźniak M., Gałzka A., Siebielec G., Microorganisms as indoor and outdoor air biological pollution. *Postępy mikrobiologii – Advancements of Microbiology* 59/2 (2020), 115–127, doi: 10.21307/PM-2020.59.2.009
- [4] Psomas T., Teli D., Langer S., Wahlgren P., Wargocki P., Indoor humidity of dwellings and association with building characteristics, behaviors and health in a northern climate. *Building and Environment* 198 (2021), <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107885>
- [5] Fang Y., Tan L., The intelligent SMT workshop monitoring system based on ZigBee wireless sensor network. *International conference on computer sciences and applications* 150–3 (2013), doi:10.1109/CSA.2013.41
- [6] Barreiro JA, Sandoval AJ., Kinetics of moisture adsorption during simulated storage of whole dry cocoa beans at various relative humidities. *J Food Eng* 273 (2020) <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2019.109869>
- [7] ASHRAE Handbook—HVAC Applications 2023
- [8] Lazzarin R.M., Gasparellat A., New ideas for energy utilisation in combined heat and power with cooling: I. Principles. *Applied Thermal Engineering* 17/4 (1997), 369–384, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00038-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00038-5)
- [9] Liu M., Tu R., Chen X., Wu Z., Zhu J., Yang H., Performance analyses of an advanced heat pump driven fresh air handling system using active and passive desiccant wheels under various weather conditions. *International Journal of Refrigeration* 141 (2022), 1–11, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.04.017>
- [10] Zhang L., Zha X., Song X., Zhang X., Optimization analysis of a hybrid fresh air handling system based on evaporative cooling and condensation dehumidification. *Energy Conversion and Management* 180 (2019), 83–93, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.100>
- [11] Labban O., Chen T., Ghoniem A.F., Lienhard J.H., Norford L.K., Next-generation HVAC: Prospects for and limitations of desiccant and membrane-based dehumidification and cooling. *Applied Energy* 200 (2017), 330–346, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.051>
- [12] Chen X., Riffat S., Bai H., Zheng X., Reay D. Recent progress in liquid desiccant dehumidification and air-conditioning: A review. *Energy and Built Environment* 1 (2020), 106–130, <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2019.09.001>
- [13] Im D.H., Kwon H.C., Kim K.J., Kim K.H. Study on the design of a new heatsink cooling system for thermoelectric dehumidifier. *Int J Precis Eng Manuf* 21 (2020), 75–80. <https://doi.org/10.1007/s12541-019-00259-x>
- [14] Liu H., Yang H., Qi R., A review of electrically driven dehumidification technology for air-conditioning systems. *Applied Energy* 279 (2020), 115863, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115863>
- [15] Thu K., Mitra S., Saha B.B., Srinivasa Murthy S., Thermodynamic feasibility evaluation of hybrid dehumidification – mechanical vapour compression systems. *Appl Energy* 213 (2018), 31–44, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.01.024>
- [16] Mei J., Xia X., Energy-efficient predictive control of indoor thermal comfort and air quality in a direct expansion air conditioning system. *Applied Energy* 195 (2017) 439–452, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.076>
- [17] Li Z., Liu X.H., Lun Z., Jiang Y., Analysis on the ideal energy efficiency of dehumidification process from buildings. *Energy Build* 42 (2010), 2014–20, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.06.008>
- [18] Tian S., Su X., Geng Y., Review on heat pump coupled desiccant wheel dehumidification and air conditioning systems in buildings. *Journal of Building Engineering* 54 (2022), <https://doi.org/10.1016/j.jobee.2022.104655>
- [19] Ge F., Wang C., Exergy analysis of dehumidification systems: a comparison between the condensing dehumidification and the desiccant wheel dehumidification. *Energy Conversion and Management* 224 (2020), <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113343>
- [20] Narowski P., Analiza porównawcza typowych lat meteorologicznych polski wyznaczonych na podstawie danych źródłowych z lat 2001-2020. 10/2022 Instal, s.11-25, DOI 10.36119/15.2022.10.2
- [21] <https://fizyka-budowli.pl/> Dostęp: 2024.04.20
- [22] Kwiecień D., Kowalski P., Zapotrzebowanie energii do ochłodzenia i osuszania powietrza w oparciu o różne dane klimatyczne. 06/2023 Instal, s.29-36, DOI: 10.36119/15.2023.6.5
- [23] Kwiecień D., Wpływ wyboru statystycznych danych klimatycznych na zapotrzebowanie energii do uzdatniania powietrza klimatyzującego. 20/2020 Instal, s. 30-38, DOI: 10.36119/15.2020.2.3
- [24] PN-EN 16798-5-1:2017-07 Energy Performance of Buildings—Ventilation for Buildings—Part 5-1: Calculation Methods for Energy Requirements of Ventilation and Air Conditioning Systems (Modules M5-6, M5-8, M6-5, M6-8, M7-5, M7-8)—Method 1: Distribution and Generation; British Standards Institution: London, UK, 2017
- [25] Przydróżny E., Wysokosprawne systemy wentylacji i klimatyzacji – technologia i projektowanie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej Wrocław 2007
- [26] Vakilorayya V., Samali B., Fakhar A., Pishghadam K., A review of different strategies for hvac energy saving. *Energy Conversion and Management* 77 (2014), 738–754, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.023>
- [27] Chua K.J., Chou S.K., Yang W.M., Yan J., Achieving better energy-efficient air conditioning – a review of technologies and strategies. *Applied Energy* 104 (2013), 87–104, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.037>