



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

**Instytut Inżynierii Środowiska i Instalacji Budowlanych
Zakład Ogrzewnictwa, Klimatyzacji i Ochrony Powietrza**

mgr inż. Monika JAKUBIAK

**Wybór energo optymalnego odzysku ciepła i konfiguracji
chłodziw w centralach systemów klimatyzacyjnych
pomieszczeń czystych**

AUTOREFERAT ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Promotor:

dr hab. inż. Mieczysław Porowski prof. PP

Poznań, 2025

Spis treści

1.	Wprowadzenie i geneza podjęcia badań.....	3
2.	Problem badawczy, cel i teza pracy	4
3.	Zagadnienie optymalizacji i metoda rozwiązania	6
3.1.	Struktury dopuszczalne systemu HVAC pomieszczeń czystych	8
4.	Optymalne struktury układów recyrkulacji powietrza w systemach hvac pomieszczeń czystych	9
5.	Optymalne układy oduysku ciepła w systemach hvac pomieszczeń czystych.....	12
5.1.	Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne	12
5.2.	Modele symulacyjne, warianty optymalne.....	13
5.2.1.	Funkcja celu.....	13
5.2.2.	Współczynniki efektywności energetycznej	14
5.2.3.	Algorytm modelu symulacyjnego	16
5.2.4.	Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja	19
6.	Optymalne układy konfiguracji chłodnic w centralach klimatyzacyjnych	22
6.1.	Zbiór rozwiązań dopuszczalnych	22
6.2.	Modele symulacyjne, warianty optymalne.....	24
6.2.1.	Funkcja celu.....	24
6.2.2.	Algorytm modelu symulacyjnego	25
6.3.	Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja	26
7.	Weryfikacja wyników obliczeń symulacyjnych.....	28
8.	Podsumowanie.....	31
9.	Bibliografia.....	33

1. WPROWADZENIE I GENEZA PODJĘCIA BADAŃ

Upowszechnienie wysoko zaawansowanych technologii implikuje co raz większą potrzebę budowy pomieszczeń czystych. Znalazły one zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu, między innymi: produkcji półprzewodników, procesorów komputerowych, biotechnologii i medycynie. Z definicji, pomieszczenie czyste to wydzielony obszar, w którym cząstki zanieczyszczeń pyłowych lub mikrobiologicznych, a także temperatura powietrza, wilgotność względna i ciśnienie są ściśle kontrolowane i utrzymywane na poziomie wynikającym z obowiązujących przepisów i norm. Unoszące się w powietrzu cząstki zanieczyszczeń stwarzają ryzyko dla produktu lub prawidłowego przebiegu procesu produkcyjnego zachodzącego w pomieszczeniu czystym, w związku z tym utrzymanie niskiego stężenia cząstek zanieczyszczeń jest kluczowe i możliwe poprzez wprowadzenie do pomieszczenia czystego relatywnie dużych, poddanych 3-stopniowej filtracji, strumieni powietrza. W zależności od pełnionej funkcji, strefy czyste mogą składać się z kilku pomieszczeń o różnych poziomach czystości. W celu zapobiegania rozprzestrzenianiu się cząstek zanieczyszczeń pomiędzy różnymi strefami czystości ważne jest zachowanie odpowiedniego, stabilnego gradientu ciśnień. Systemy HVAC pomieszczeń czystych zapewniają nie tylko wymagany poziom czystości pyłowej lub mikrobiologicznej, ale również utrzymują parametry termodynamiczne powietrza – temperaturę i wilgotność względną – często w dość wąskich przedziałach.

Dążenie do spełnienia wymagań stawianym pomieszczeniom czystym wiąże się z zastosowaniem rozwiązań systemów HVAC, które generują duże zużycie energii i koszty eksploatacyjne. Podręcznik ASHRAE [1] podaje, iż wskaźnik zużycia energii dla systemu klimatyzacji pomieszczeń czystych jest większy niż $10\,000\text{ kWh/m}^2$ w przypadku fabryk półprzewodników. Dla pojedynczej fabryki półprzewodników, roczne zużycie energii elektrycznej wynosi $20\,908\text{ kWh/m}^2$ co odpowiada trzykrotności średniego zużycia energii elektrycznej dla obiektów typu data center na całym świecie oraz około stukrotności zużycia energii elektrycznej dla budynków użyteczności publicznej [2].

Wyniki badań potwierdzających energochłonność systemu HVAC pomieszczeń czystych cytowane są szeroko w literaturze. Badanie rozkładu zużycia energii w fabrykach półprzewodników przeprowadzili Hu i in. [3]. Wykazali, iż około 56,6% energii elektrycznej zużywane jest przez urządzenia do obróbki termodynamicznej powietrza. Shan i Wang [4] oraz Tsao i in. [5] dowiedli, iż systemy HVAC pomieszczeń czystych w fabrykach o zaawansowanych technologiach mogą odpowiadać za 30÷65% całkowitego zużycia energii.

Ograniczenie zużycia energii pierwotnej wpisuje się w ideę rozwoju zrównoważonego, którego celem jest zaspokojenie potrzeb teraźniejszości, bez szkodliwego wpływu na rozwój przyszłych pokoleń. Nadmierne zużycie energii powoduje emisję dwutlenku węgla do atmosfery, tym samym negatywnie wpływając na globalne zmiany klimatyczne. Dlatego też, istnieje pilna potrzeba w poszukiwaniu rozwiązań pozwalających na zmniejszenie zużycia energii przez system HVAC pomieszczeń czystych. W przypadku pomieszczeń czystych zmniejszenie zużycia energii przez system HVAC przy jednoczesnym zapewnieniu wymaganych parametrów środowiska wewnętrznego stanowi wielkie wyzwanie.

2. PROBLEM BADAWCZY, CEL I TEZA PRACY

Analiza literatury wskazuje, iż w zakresie optymalizacji struktury systemów HVAC według kryterium minimalizacji nakładów energetycznych na obróbkę termodynamiczną powietrza zagadnienie rozpoznane jest głównie jakościowo, ilościowych wyników badań jest relatywnie mało, dotyczy to zwłaszcza badań w zakresie optymalnego wyboru:

- opcji recyrkulacji powietrza (zewnątrzna, wewnętrzną lub zewnątrzna i wewnętrzną) – jeśli jest dopuszczalna,
- opcji układu odzysku ciepła lub rezygnacji z odzysku,
- konfiguracji chłodziw w centralach klimatyzacyjnych (chłodzenie jedno- lub dwustopniowe – dwutemperaturowe, chłodzenie suche w układzie zdecentralizowanym).

W związku z tym, na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych sformułowano **problem badawczy**, którym jest **brak metody wyznaczania energooptimalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych uwzględniającej dopuszczalne konfiguracje komponentów realizujących elementarne przemiany obróbki termodynamicznej powietrza – dotyczy to zwłaszcza wyboru optymalnej opcji odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw w centralach klimatyzacyjnych.**

Celem badawczym rozprawy jest **opracowanie procedury optymalizacyjnej i wyznaczenie struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych realizujących energooptimalną obróbkę termodynamiczną powietrza.**

Cele szczegółowe, rozprawy obejmują:

- wyznaczenie energooptimalnych struktur układów odzysku ciepła w systemach HVAC pomieszczeń czystych,

- wyznaczenie energooptimalnych konfiguracji chłodziń powietrza w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych,
- wyznaczenie energooptimalnych algorytmów sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych o optymalnych strukturach, obejmujących optymalną opcję odzysku ciepła i optymalną konfigurację chłodziń powietrza.

Analiza stanu wiedzy, problemów badawczych i prognozowanych rezultatów badań prowadzi do postawienia następującej **tezy pracy**:

Energooptimalne struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opcje układu odzysku ciepła i konfiguracji chłodziń powietrza w centralach klimatyzacyjnych, są funkcjami kombinacji kluczowych parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_0), jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j) oraz parametrów klimatu zewnętrznego.

Dla realizacji celu pracy i udowodnienia postawionej tezy formułuje się następujące zadania badawcze obejmujące systemy HVAC pomieszczeń czystych:

1. Opis matematyczny systemu HVAC pomieszczenia czystego za pomocą wektora będącego funkcją parametrów stałych oraz zmiennych decyzyjnych.
2. Wyznaczenie zbioru wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC, warunków ograniczających oraz zbioru wariantów dopuszczalnych systemu HVAC - spełniających funkcję użytkową i ograniczenia.
3. Wyznaczenie struktur systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji, w funkcji kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_{ok}) oraz jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j).
4. Wyznaczenie optymalnych układów odzysku ciepła w systemach HVAC z optymalną opcją recyrkulacji, w funkcji klimatu zewnętrznego jako zmiennej decyzyjnej.
5. Wyznaczenie optymalnych konfiguracji układu chłodziń w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC z optymalną opcją recyrkulacji i odzysku ciepła w funkcji klimatu zewnętrznego jako zmiennej decyzyjnej.

W celu realizacji wymienionych zadań badawczych zastosowano - jako ***narzędzia badawcze - analizę systemową, modelowanie symulacyjne i optymalizację wielopoziomową.***

Zadania badawcze 1÷3, opracowane zostały na podstawie wcześniejszych prac Porowskiego [6] oraz Porowskiego i Jakubiak [7] - struktury z optymalnymi opcjami recyrkulacji otrzymane na podstawie wcześniejszych badań [7], są tutaj wariantami dopuszczalnymi dla realizacji zadania 4. i 5. Algorytmy wyznaczania optymalnej opcji odzysku ciepła i optymalnej

konfiguracji układu chłodziń w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych (zadania 4. i 5.) wraz z aplikacjami, stanowią oryginalne zadania badawcze zrealizowane w niniejszej rozprawie.

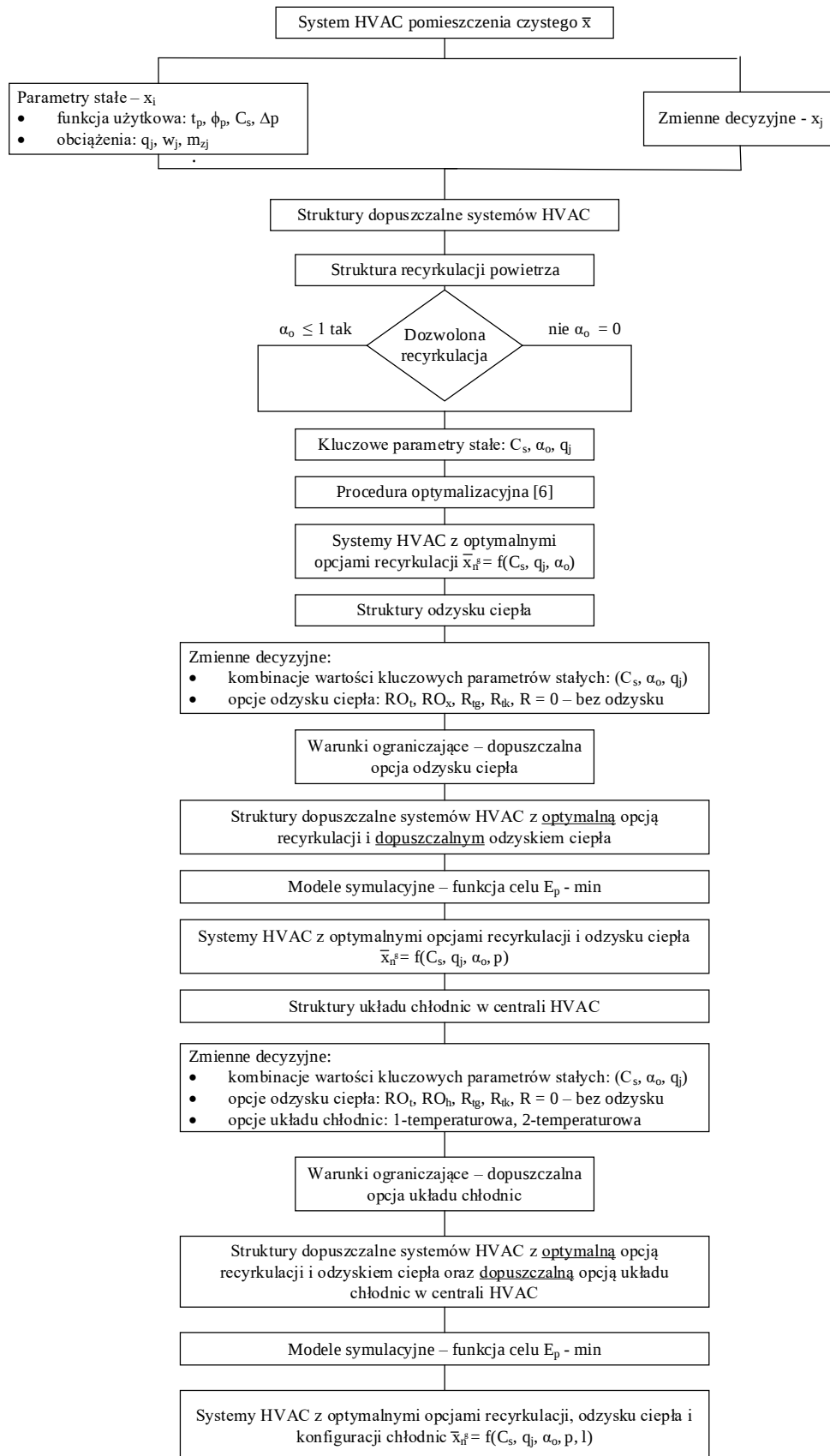
3. ZAGADNIENIE OPTIMALIZACJI I METODA ROZWIĄZANIA

W prezentowanej metodzie optymalizacji wielopoziomowej można wyszczególnić cztery następujące etapy (rys.3.1):

- Etap 1 – wyznaczenie struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych.
- Etap 2 - wyznaczenie struktur systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza dla kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o) oraz jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j) - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$.
- Etap 3 - wyznaczenie optymalnych układów odzysku ciepła $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$. Na tym etapie wariantami dopuszczalnymi są struktury systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji.
- Etap 4 - wyznaczenie optymalnych konfiguracji układu chłodziń w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p, l)$. Na tym etapie wariantami dopuszczalnymi są struktury systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji i optymalnymi opcjami odzysku ciepła.

Funkcją celu na każdym etapie wyznaczania wariantów optymalnych jest minimum zapotrzebowania na energię pierwotną.

Jako narzędzie wyznaczania funkcji celu wykorzystano modele symulacyjne działania systemu HVAC w ciągu całego roku, a dla wyznaczenia wariantu optymalnego metodę bezpośredniego wyszukiwania.

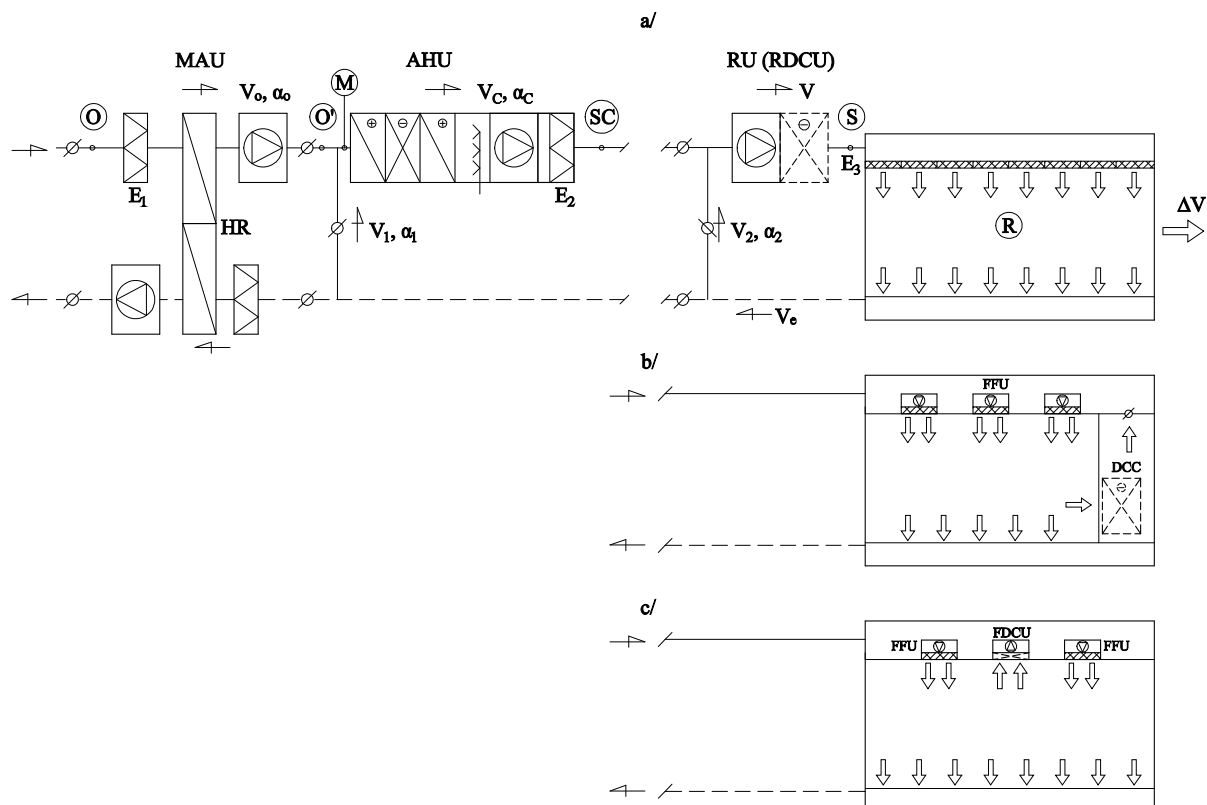


Rys. 3.1 Algorytm ogólny zagadnienia optymalizacji - metoda optymalizacji wielopoziomowej

3.1. Struktury dopuszczalne systemu HVAC pomieszczeń czystych

Struktury dopuszczalne systemów HVAC pomieszczeń czystych wyznaczono wykorzystując metodologię zaproponowaną przez Porowskiego [6]. System HVAC pomieszczenia czystego opisano za pomocą wektora $\bar{x}$, którego współrzędne stanowią parametry stałe x_i oraz zmienne decyzyjne x_j . Tablice zmiennych decyzyjnych zawarto rozprawie doktorskiej (Załącznik 1 – tablica Z.1). Wykorzystując opis wektorowy systemu HVAC w procedurze optymalizacyjnej, wyznaczono macierze $\mathbf{W}$ wszystkich możliwych wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j do normowania parametrów stałych x_i . Następnie sformułowano warunki ograniczające (ograniczenia) – parametry, które system HVAC musi spełniać oraz wyznaczono macierze ograniczeń $\mathbf{G}^i$ oraz $\mathbf{G}^j$ dla macierzy $\mathbf{W}$. Na podstawie macierzy ograniczeń $\mathbf{G}^i$ oraz $\mathbf{G}^j$ i macierzy $\mathbf{W}$ wyznaczono macierz $\mathbf{W}^g$ wariantów dopuszczalnych kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j do normowania parametrów stałych x_i , a następnie wyznaczono macierz $\mathbf{X}^j$ wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC. W kolejnym kroku wyznaczono macierz ograniczeń $\mathbf{G}$ dla macierzy $\mathbf{X}^j$ oraz macierz $\mathbf{X}$ wariantów dopuszczalnych systemu HVAC - wykorzystano tutaj operacje mnożenia macierzy.

Struktury wariantów dopuszczalnych $\bar{x}_{ng}$ systemu HVAC pomieszczenia czystego zaprezentowano syntetycznie w formie modelu ogólnego wariantów dopuszczalnych na rys 3.2.



Rys. 3.2 Model ogólny wariantów dopuszczalnych struktur systemu HVAC pomieszczenia czystego: $\bar{x}_1$ - bez recyrkulacji ($\alpha_1=0, \alpha_2=0, \alpha_0=1$), $\bar{x}_2$ - z recyrkulacją zewnętrzną ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2=0$), $\bar{x}_3$ - z recyrkulacją wewnętrzną ($\alpha_1=0, \alpha_2 \neq 0$), $\bar{x}_4$ - z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 \neq 0$)

Opcje recyrkulacji wewnętrznej ($\alpha_2 \neq 0$): a/ RU lub RDCU, b/ FFU lub FFU + DCC, c/ FFU + FDCU

$\dot{V}_o, \dot{V}_c, \dot{V}, \dot{V}_e, \dot{V}_1, \dot{V}_2, \Delta V$ – strumień objętości powietrza zewnętrznego, obróbkowego, nawiewanego, wywiewanego, recyrkulacyjnego zewnętrznego, recyrkulacyjnego wewnętrznego, różnica bilansowa, $\alpha_o = \dot{V}_o/\dot{V}, \alpha_c = \dot{V}_c/\dot{V}, \alpha_1 = \dot{V}_1/\dot{V}, \alpha_2 = \dot{V}_2/\dot{V}$ – udziały powietrza zewnętrznego, obróbkowego, recyrkulacji zewnętrznej, recyrkulacji wewnętrznej, E1, E2, E3 – skuteczność filtracji 1°, 2° i 3° stopnia, HR – odzysk ciepła

4. OPTIMALNE STRUKTURY UKŁADÓW RECYRKULACJI POWIETRZA W SYSTEMACH HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

Zadanie badawcze polegające na wyznaczeniu struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza, zostało opracowane na podstawie wcześniejszych prac Porowskiego [6] oraz Porowskiego i Jakubiak [7]. Wyznaczone struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji są w rozprawie wariantami dopuszczalnymi dla realizacji kolejnych zadań: wyznaczenia optymalnych układów odzysku ciepła oraz optymalnych konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych.

Na podstawie algorytmu zaprezentowanego w pracy [7], wyznaczone zostały struktury systemów HVAC z energoptymalnymi opcjami recyrkulacji w funkcji kluczowych parametrów: klasy czystości pomieszczenia C_s , jednostkowych obciążeń chłodziw q_j oraz udziału powietrza zewnętrznego α_o . W analizach przyjęto szeroki zakres zmienności przedziałów tych parametrów: klasy czystości C_s - ISO5, ISO7, ISO8, jednostkowych obciążeń chłodziw $q_j = (100 \div 500) \text{ W/m}^2$ i udziału powietrza zewnętrznego $\alpha_o = (5 \div 100) \%$.

Wyznaczone struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza dla reprezentatywnych wariantów kombinacji kluczowych parametrów stałych zestawiono tablicy 4.1[7].

Tablica 4.1 Struktury systemu HVAC pomieszczenia czystego z optymalnymi opcjami recyrkulacji $\bar{x}_{n^g}^*$ [7]

Wariant parametrów w stałych	Klasa czystości ISO (US. FSd.209e)	$q_j^{/6}$ W/m ²	$\alpha_{os}^{/4}$ %	$\dot{V}_{js}$ m ³ /hm 2	$\dot{V}_{jo}$ m ³ /hm 2	$\dot{V}_{jc}^{/7}$ m ³ /hm 2	Struktura optymalna systemu HVAC					
							$\bar{x}_{n^g}^*$	$\dot{V}_j$ m ³ /hm 2	$\alpha_o^{/5}$ %	α_c %	α_1 %	α_2 %
1.1.1	ISO Class 5 ^{1/} (M3.5 – kl.100)	100	5	900	45	27,1	$\bar{x}_3$	900	5	5	-	95
1.1.2			10	900	90	27,1	$\bar{x}_3$	900	10	10	-	90
1.1.3			30	900	270	27,1	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.1.4			50	900	450	27,1	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.1.5			100	900	900	27,1	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
1.2.1		300	5	900	45	81,4	$\bar{x}_4$	900	5	9	4	91
1.2.2			10	900	90	81,4	$\bar{x}_3$	900	10	10	-	90
1.2.3			30	900	270	81,4	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.2.4			50	900	450	81,4	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.2.5			100	900	900	81,4	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
1.3.1		500	5	900	45	135,7	$\bar{x}_4$	900	5	15	10	85
1.3.2			10	900	90	135,7	$\bar{x}_4$	900	10	15	5	85
1.3.3			30	900	270	135,7	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.3.4			50	900	450	135,7	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.3.5			100	900	900	135,7	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
2.1.1	ISO Class 7 ^{2/} (M5.5 – kl.10 000)	100	5	216	10,8	27,1	$\bar{x}_4$	216	5	12,5	7,5	87,5
2.1.2			10	216	21,6	27,1	$\bar{x}_4$	216	10	12,5	2,5	87,5
2.1.3			30	216	64,8	27,1	$\bar{x}_3$	216	30	30	-	70
2.1.4			50	216	108	27,1	$\bar{x}_3$	216	50	50	-	50
2.1.5			100	216	216	27,1	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
2.2.1		300	5	216	10,8	81,4	$\bar{x}_4$	216	5	37,7	32,7	62,3
2.2.2			10	216	21,6	81,4	$\bar{x}_4$	216	10	37,7	27,7	62,3
2.2.3			30	216	64,8	81,4	$\bar{x}_4$	216	30	37,7	7,7	62,3
2.2.4			50	216	108	81,4	$\bar{x}_3$	216	50	50	-	50
2.2.5			100	216	216	81,4	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
2.3.1		500	5	216	10,8	135,7	$\bar{x}_4$	216	5	62,8	57,8	37,2
2.3.2			10	216	21,6	135,7	$\bar{x}_4$	216	10	62,8	52,8	37,2
2.3.3			30	216	64,8	135,7	$\bar{x}_4$	216	30	62,8	32,8	37,2
2.3.4			50	216	108	135,7	$\bar{x}_4$	216	50	62,8	12,8	37,2
2.3.5			100	216	216	135,7	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
3.1.1	ISO Class 8 ^{3/} (M6.5 – kl.100 000)	100	5	90	4,5	27,1	$\bar{x}_4$	90	5	30	25	70
3.1.2			10	90	9	27,1	$\bar{x}_4$	90	10	30	20	70
3.1.3			30	90	27	27,1	$\bar{x}_3$	90	30	30	-	70
3.1.4			50	90	45	27,1	$\bar{x}_3$	90	50	50	-	50
3.1.5			100	90	90	27,1	$\bar{x}_1$	90	100	100	-	-
3.2.1		300	5	90	4,5	81,4	$\bar{x}_4$	90	5	90	85	10
3.2.2			10	90	9	81,4	$\bar{x}_4$	90	10	90	80	10
3.2.3			30	90	27	81,4	$\bar{x}_4$	90	30	90	60	10
3.2.4			50	90	45	81,4	$\bar{x}_4$	90	50	90	40	10
3.2.5			100	90	90	81,4	$\bar{x}_1$	90	100	100	-	-
3.3.1		500	5	90	4,5	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	3,3	100	96,7	-
3.3.2			10	90	9	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	6,6	100	93,4	-
3.3.3			30	90	27	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	19,9	100	80,1	-
3.3.4			50	90	45	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	33,2	100	66,8	-
3.3.5			100	90	90	135,7	$\bar{x}_1$	135,7	100	100	-	-

1/ $w = 0,25$ m/s (300 1/h, H=3m), 2/ $w = 0,06$ m/s (72 1/h, H=3m), 3/ $w = 0,025$ m/s (30 1/h, H=3m) [1]4/ $\alpha_{os} = \dot{V}_{jo} / \dot{V}_{js}$, 5/ $\alpha_o = \dot{V}_{jo} / \dot{V}_j$, 6/ $q_j = q_{jc}$, 7/ $\Delta t_{sCmax} = 11$ °C,

Uwaga: wierszami wytłuszczonymi w tab. 4.1 oznaczono struktury systemów HVAC z optymalną opcją recyrkulacji, które wykorzystano w Rozprawie jako struktury dopuszczalne w aplikacjach dotyczących wyboru optymalnego odzysku ciepła.

5. OPTIMALNE UKŁADY ODZYSKU CIEPŁA W SYSTEMACH HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

5.1. Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne

Strukturami dopuszczalnymi systemu HVAC na etapie wyznaczania optymalnego układu odzysku ciepła są struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$, wyznaczone w rozdziale 4 (tablica 4.1). Optymalne opcje recyrkulacji oznaczają (rys. 3.2):

- brak recyrkulacji ($\alpha_1=0, \alpha_2=0, \alpha_o=1$) – $\bar{x}_1^*$,
- recyrkulacja zewnętrzna ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 = 0$) – $\bar{x}_2^*$,
- recyrkulacja wewnętrzna ($\alpha_1 = 0, \alpha_2 \neq 0$) – $\bar{x}_3^*$,
- recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 \neq 0$) – $\bar{x}_4^*$.

Na obecnym etapie analizy odzysk ciepła jako zmienną skumulowaną zastępuje się pięcioma zmiennymi decyzyjnymi opisującymi następujące urządzenia lub opcje odzysku ciepła:

- regenerator obrotowy energii (RO_t), $\phi_t \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
- regenerator obrotowy entalpii (RO_h), $\phi_t \neq \text{const.}$, $\phi_x \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
- wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem (R+by-pass), $\phi_t = \phi_{t\max}$ lub $\phi_t = 0$,
- wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem i nagrzewnicą wstępną elektryczną ($N_{el} + R + \text{by-pass}$),
- brak odzysku ciepła,
- wymiennik glikolowy, $\phi \neq \text{const.}$

Kolejną zmienną skumulowaną jest klimat zewnętrzny, dla której przyjmuje się następujące warianty klimatów zewnętrznych:

- klimat kontynentalny (Poznań, Polska)
- klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja)
- klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia),
- klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan).

Na dalszym etapie badań, każdej dopuszczalnej strukturze systemu HVAC $\bar{x}_{ng}^*$ przyporządkowuje się kombinację dwóch zmiennych decyzyjnych opisujących urządzenie do odzysku ciepła i klimat zewnętrzny. Ostatecznie otrzymuje się warianty systemu HVAC

opisujące dopuszczalną strukturę systemu HVAC, urządzenie do odzysku ciepła i klimat zewnętrzny. Warianty te oznacza się wektorami $\bar{x}_{n^g p q}$ gdzie:

- n^g – numer dopuszczalnej struktury systemu HVAC ($n^g = 1 \div 4$),
- p – numer urządzenia lub opcji odzysku ciepła,
 - $p = 1$ – regenerator obrotowy energii (RO_t), $\phi_t \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
 - $p = 2$ – regenerator obrotowy entalpii (RO_h), $\phi_t \neq \text{const.}$, $\phi_x \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
 - $p = 3$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwpływowy z by-passem ($R + \text{by-pass}$), $\phi_t = \phi_{\text{tmax}}$ lub $\phi_t = 0$,
 - $p = 4$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwpływowy z by-passem i nagrzewnicą wstępną elektryczną ($N_{el} + R + \text{by-pass}$),
 - $p = 5$ – brak odzysku ciepła,
 - $p = 6$ – wymiennik glikolowy, $\phi \neq \text{const.}$,
- q – numer klimatu zewnętrznego,
 - $q = 1$ – klimat kontynentalny (Poznań, Polska),
 - $q = 2$ – klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja),
 - $q = 3$ – klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia),
 - $q = 4$ – klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan).

5.2. Modele symulacyjne, warianty optymalne

5.2.1. Funkcja celu

Funkcję celu wyznacza się dla dopuszczalnych struktur systemów HVAC na podstawie modeli symulacyjnych działania systemów HVAC w ciągu całego roku.

W prezentowanym algorytmie optymalizacji funkcję celu stanowi minimum rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną zgodnie z relacją (5.1), wartości średnich sezonowych sprawności oraz współczynników nakładów nieodnawialnej energii pierwotnej przyjęto zgodnie z [8],[9].

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_{el}}{\eta_{He,t}} \cdot Q_{He,n} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot Q_{C,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} + w_{el} E_{el,pom} \quad (5.1)$$

gdzie:

$Q_{H,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nagrzewnic wodnych, kWh/rm²,

$Q_{He,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nagrzewnic elektrycznych, kWh/rm²,

$Q_{C,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodziw, kWh/rm²,

$Q_{B,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nawilżaczy parowych, kWh/rm²,

$E_{el,pom}$ – roczne zapotrzebowanie energii elektrycznej końcowej do napędu urządzeń pomocniczych, kWh/rm²,

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych powietrza, $\eta_{H,t} = \eta_{H,g} \eta_{H,s} \eta_{H,d} \eta_{H,e}$, przyjęto $\eta_{H,t} = 0,81$ ($\eta_{H,g} = 0,90$ – wytwarzanie, $\eta_{H,s} = 1,0$ – akumulacja, $\eta_{H,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{H,e} = 0,95$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{Hel,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnicy elektrycznej, $\eta_{Hel,t} = \eta_{Hel,g} \eta_{Hel,d} \eta_{Hel,e}$ ($\eta_{Hel,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{Hel,d}$ – dystrybucja, $\eta_{Hel,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{Hel,t} = 0,95$,

$\eta_{C,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu, $\eta_{C,t} = EER \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{B,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nawilżacza parowego, $\eta_{B,t} = \eta_{B,g} \eta_{B,d} \eta_{B,e}$ ($\eta_{B,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{B,d}$ – dystrybucja, $\eta_{B,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{B,t} = 0,95$,

w_i – współczynniki nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu, w_B – dotyczy pary, w_{el} – dotyczy energii elektrycznej) przyjęto $w_H = 1,1$ – kocioł gazowy/olejowy, $w_C = 2,5$ – agregat chłodziw o napędzie elektrycznym, $w_B = 2,5$ – elektryczna wytwornica pary, $w_{el} = 2,5$ energia elektryczna dla nagrzewnicy elektrycznej).

5.2.2. Współczynniki efektywności energetycznej

Kluczowym parametrem w algorytmie wyznaczania zapotrzebowania na chłód w relacji (5.1) jest współczynnik efektywności energetycznej dla źródła chłodu EER. Producenci urządzeń chłodziwych udostępniają dane dotyczące współczynników efektywności energetycznej dla obliczeniowych parametrów powietrza zewnętrznego w lecie. W modelach symulacyjnych analizy obejmowały cały rok porównawczy dla klimatów reprezentatywnych, stąd też parametry powietrza zewnętrznego zmieniały się z każdą i-tą godziną. Uwzględnienie wpływu zmienności parametrów powietrza zewnętrznego na wydajność urządzenia chłodziwego możliwe było poprzez wyznaczenie współczynnika efektywności energetycznej EER w każdej i-tej godzinie roku porównawczego (TRY) w której występuje zapotrzebowanie na chłód. Na

podstawie wyznaczonego współczynnika efektywności energetycznej EER obliczono zapotrzebowanie na energię elektryczną dla urządzenia chłodniczego – energię końcową.

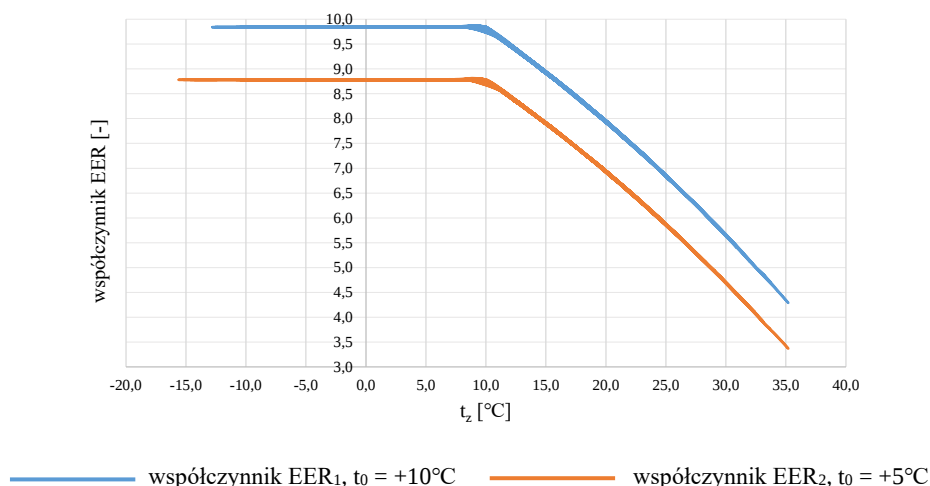
Bazując na dostępnym oprogramowaniu doborowym i katalogu sprężarek producenta Bitzer [50] przeprowadzono symulację doboru sprężarki. Na podstawie otrzymanych z doboru danych wyznaczono wielkości charakterystyczne dla urządzenia chłodniczego. Następnie, opracowano równania aproksymujące wartości sprawności całkowitej η_{tot} , współczynnika efektywności energetycznej EER oraz współczynnika wydajności chłodniczej ε dla dwóch wartości temperatury parowania $t_0 = 5^\circ\text{C}$ oraz $t_0 = 10^\circ\text{C}$. Równania te zestawiono w tablicy 5.1.

Tablica 5.1 Równania aproksymacyjne

	$t_0 = 5^\circ\text{C}$	$t_0 = 10^\circ\text{C}$
Sprawność η_{tot}	$0,1002\sigma^3 - 0,8518\sigma^2 + 2,4241\sigma - 1,5471$	$0,1625\sigma^3 - 0,1,2306\sigma^2 + 3,1399\sigma - 1,8458$
Współczynnik ε	$-7,7459\sigma^3 + 57,468\sigma^2 - 146,19\sigma + 134,23$	$-9,3991\sigma^3 + 62,872\sigma^2 - 145,22\sigma + 122,55$
Współczynnik EER	$-3,9014\sigma + 14,834$	$-4,6259\sigma + 15,994$

W modelach symulacyjnych dla wyznaczenia optymalnego układu odzysku ciepła oraz struktury układu chłodziw w systemach HVAC pomieszczeń czystych, wykorzystano równanie aproksymacyjne współczynnika efektywności energetycznej $EER = f(\pi)$ do wyznaczenia zapotrzebowania na energię elektryczną urządzenia chłodniczego – energię końcową.

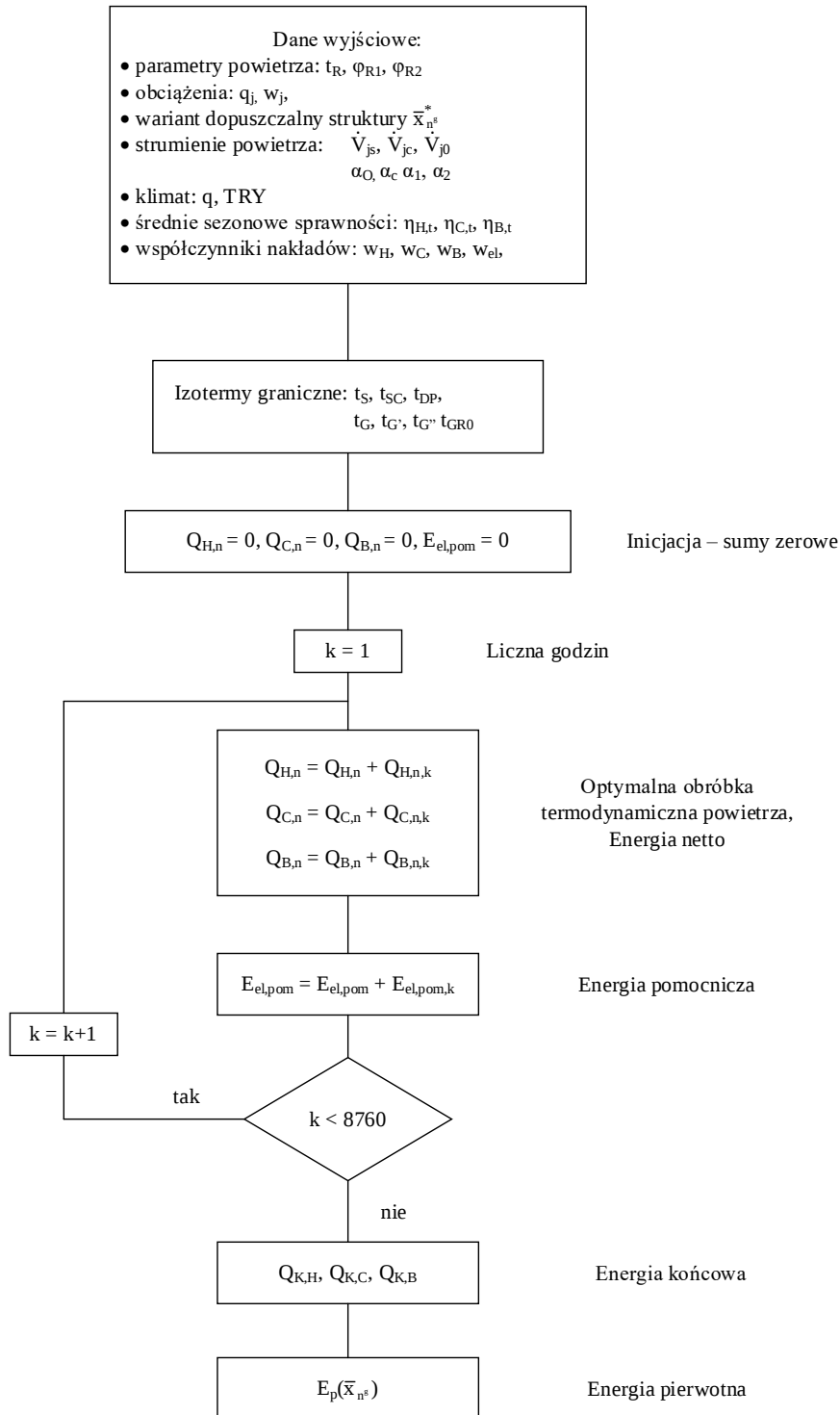
Zmienność wyznaczonych wartości współczynnika EER na podstawie równania aproksymacyjnego w zależności od temperatury zewnętrznej przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1 Współczynnik $EER = f(t_z)$ – w funkcji temperatury zewnętrznej t_z

5.2.3. Algorytm modelu symulacyjnego

Algorytm ogólny modelu symulacyjnego wyznaczania zapotrzebowania na energię netto (użytkową) i końcową nagrzewnic, chłodziw i nawilzaczy parowych oraz energię pierwotną dla systemu HVAC w ciągu całego roku, przedstawiono na rys. 5.2.



Rys.5.2 Algorytm ogólny modelu symulacyjnego

Algorytmy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza wyznaczono na podstawie funkcji celu w postaci:

$$f_c = \sum_{k=1}^n \dot{m}_k |\Delta h_k| = \min \quad (5.2)$$

gdzie:

$\dot{m}_k$ – strumień masy w k-tej operacji,

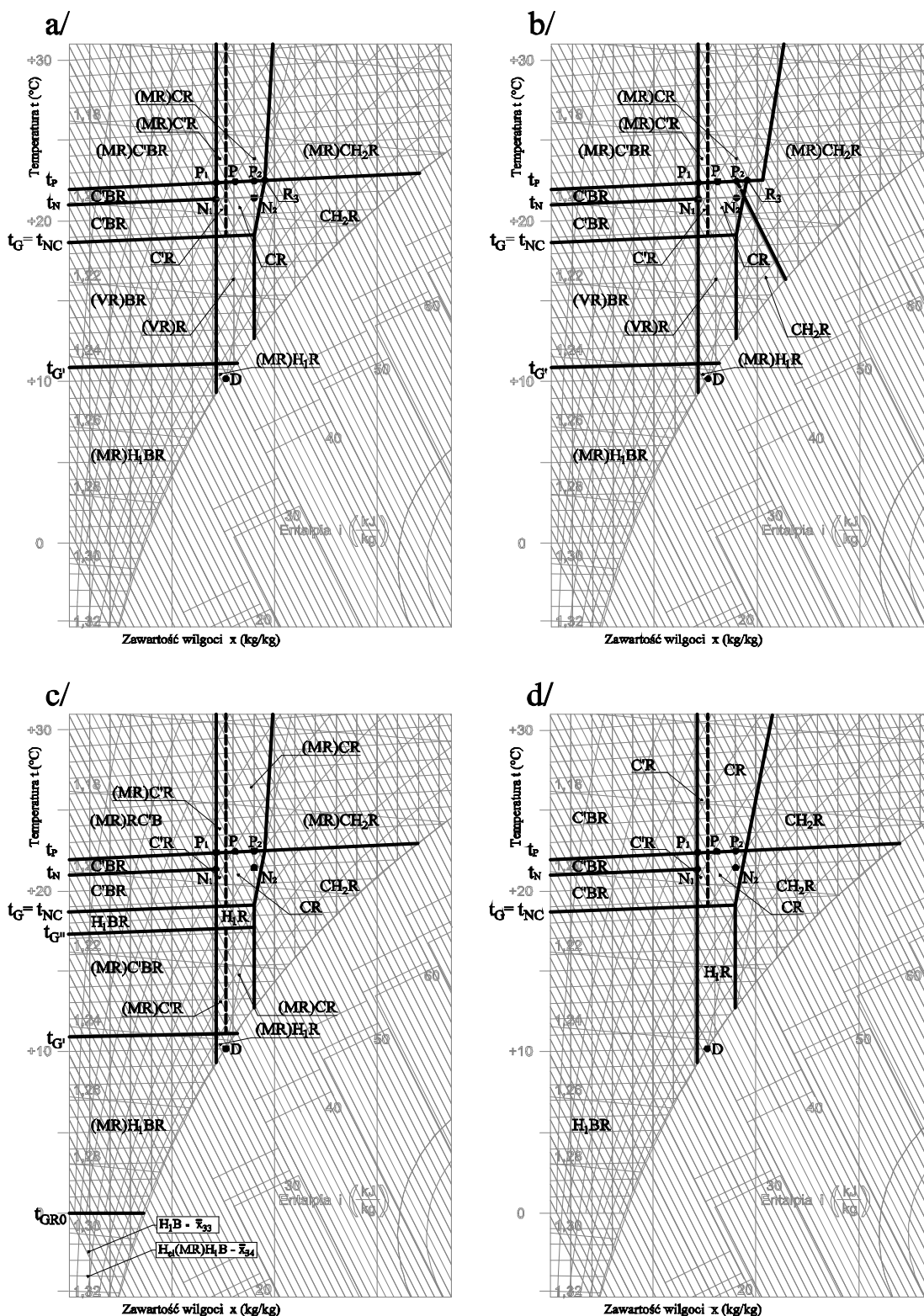
Δh_k – zmiana entalpii właściwej w k-tej operacji,

Dla każdego z wymienionych w tabeli 4.1 wariantów reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC, wyznaczono strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza. Algorytmy te zilustrowano na wykresach h-x. W autoreferacie przedstawiono przykładowy algorytm dla wariantu ISO5 i recyrkulacji wewnętrznej ($\bar{x}_3^*$) – rys. 5.3.

W celu identyfikacji stref przyjęto następujące oznaczenia:

(MR) – maksymalny odzysk ciepła, (VR) – regulowany odzysk ciepła, H₁ – ogrzewanie (nagrzewnica wstępna), H₂ – ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), H_{el} – ogrzewanie (nagrzewnica elektryczna), C' – chłodzenie jawne (bez osuszania), C – chłodzenie z osuszaniem, B – nawilżanie parowe, R – recyrkulacja, O – brak obróbki termodynamicznej, P – stan powietrza w pomieszczeniu, N – stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia, M – stan powietrza po zmieszaniu przed centralą AHU, NC – stan powietrza za centralą AHU, R – punkt rosy, D – stan powietrza przy powierzchni chłodziw.

Uwzględniając opcje układu odzysku ciepła (6 opcji) opracowano algorytmy energoptymalnego sterowania dla 24 wariantów systemów HVAC.



Rys. 5.3. Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC z odzyskiem ciepła – wariant ISO5 a/ $\bar{x}_{31}^*$; $\bar{x}_{36}^*$, b/ $\bar{x}_{32}^*$, c/ $\bar{x}_{33}^* - \bar{x}_{34}^*$, d/ $\bar{x}_{35}^*$ (recyrkulacja wewnętrzna)

5.2.4. Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja

W obliczeniach przyjęto następujące założenia i dane wyjściowe:

- 1° Reprezentatywne parametry powietrza w pomieszczeniu czystym wynoszą: $t_p = +22^\circ\text{C}$, $\varphi_p = (50 \pm 5) \% - \varphi_{p1} = 45\%$, $\varphi_{p2} = 55\%$.
- 2° Przyjmuje się, że zyski wilgoci w pomieszczeniu są pomijalnie małe ($w_j=0$) – bardzo duże wartości strumieni powietrza implikują pomijalnie mały przyrost zawartości wilgoci w przemianie powietrza w pomieszczeniu $\Delta x = 0$, $x_N = x_p$.
- 3° Temperaturę powierzchni chłodnicy przyjęto równą $t_D = t_R - 1^\circ\text{C}$ (skorelowana z parametrami chłodziwa $+7/12^\circ\text{C}$, $t_0 = +5^\circ\text{C}$)
- 4° Obliczenia przeprowadzono dla czterech reprezentatywnych typów klimatów zewnętrznych wg Köppen – Geiger [46]– punkt 8.2.
- 5° Zakłada się ciągłą pracę systemu HVAC – $\tau = 24$ h/dobę ze stałymi strumieniami powietrza.
- 6° Pomija się zapotrzebowanie na energię końcową i pierwotną na przetłaczanie powietrza z wyjątkiem wymienników do odzysku ciepła, dla których przyjęto realną stratę ciśnienia równą $\Delta p_{HR} = 150$ Pa oraz sprawność całkowitą przetłaczania $\eta_w = 80\%$.

Wynikowo składnik $E_{el,pom}$ w równaniu (5.1) ma postać:

$$E_{el,pom} = \Delta E_R = \frac{\dot{V}_o \Delta p_{HR}}{\eta_w} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ kWh/rm}^2 \quad (5.3)$$

gdzie:

ΔE_R – zapotrzebowanie na energię końcową na przetłaczanie przez wymienniki do odzysku ciepła

Do oceny opłacalności energetycznej zastosowania wymienników do odzysku ciepła konieczne jest uwzględnienie nakładów energetycznych na przetłaczanie powietrza przez te wymienniki. Pominięcie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów – jako składowej funkcji celu (5.1) można uzasadnić następująco:

- zapotrzebowanie na energię dla wentylatorów nie wpływa na wybór struktury optymalnej – składnik energii pomocniczej na przetłaczanie ma wartość jednakową w równaniu (5.1) dla każdej dopuszczalnej struktury systemu HVAC,
- wyznaczenie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów wymagałoby przyjęcia strat ciśnienie w układzie, co nie jest parametrem obiektywnym,

- celem badań jest wyznaczenie optymalnego odzysku ciepła (oraz konfiguracji układu chłodziw – rozdział 6) w centrali wentylacyjnej – do osiągnięcia tego celu, nie jest konieczne wyznaczenie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów.

7° Pomija się zapotrzebowanie na energię końcową do napędu urządzeń pomocniczych – pomp, sterowników i napędów wykonawczych,

8° Przyjęto następujące wartości stałych fizycznych:

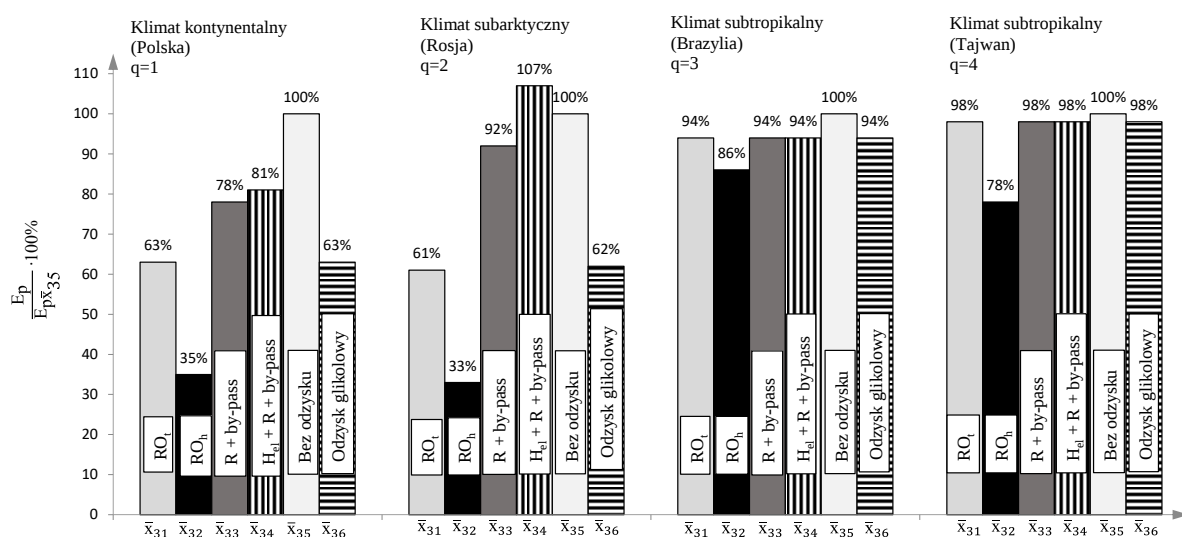
gęstość powietrza $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, ciepło właściwe powietrza $c_p = 1,005 \text{ kg/kgK}$, ciepło właściwe pary wodnej $c_{pp} = 1,86 \text{ kg/kgK}$, ciepło parowania wody dla temperatury 0°C $r_o = 2500,8 \text{ kJ/kg}$, ciśnienie atmosferyczne $p_a = 10^5 \text{ Pa}$, ciepło właściwe glikolu etylenowego $c_p = 3,58 \text{ kg/kgK}$, gęstość glikolu etylenowego $\rho_c = 1050 \text{ kg/m}^3$,

9° Parametry termodynamiczne powietrza wilgotnego wyznaczono na podstawie [10].

Wyniki obliczeń symulacyjnych rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla reprezentatywnych wariantów dopuszczalnych systemów HVAC (tablica 4.1):

$\bar{x}_1^*$, $\bar{x}_2^*$, $\bar{x}_3^*$, $\bar{x}_4^*$ przy czym $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$, zamieszczono w rozprawie doktorskiej – załącznik 2. Uwzględniając liczbę wariantów struktury systemu HVAC, opcji układu odzysku ciepła i opcji klimatu zewnętrznego wykonano łącznie 96 symulacji.

W autoreferacie na rys. 5.6 przedstawiono jako przykład procentowe porównanie jednostkowego rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla wariantu reprezentatywnego $\bar{x}_3^*$ - recyrkulacja wewnętrzna.



Rys. 5.6. Roczne względne zapotrzebowanie na energię pierwotną wariantów systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{3pq}$ dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła, odniesione do wariantów bez odzysku ciepła.

Na podstawie przeprowadzonej procedury wyboru energoptymalnych układów odzysku ciepła w strukturach systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opłacalności energetycznej zastosowania urządzeń do odzysku ciepła można sformułować następujące wnioski:

1. Energetycznie opłacalne jest zastosowanie odzysku ciepła zwłaszcza dla systemów HVAC bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) lub z recyrkulacją wewnętrzną ($\bar{x}_3$), przy czym największe oszczędności energetyczne uzyskuje się dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja).
2. W każdym przypadku największe oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną uzyskuje się w wyniku zastosowania – jako odzysku ciepła – obrotowego regeneratora sorpcyjnego, następnie regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego (lub przeciwprądowego).
3. Ilościowo, zastosowanie regeneratora sorpcyjnego w energoptymalnych strukturach systemów HVAC dla klasy czystości ISO8 – $\bar{x}_1$ (bez recyrkulacji) i ISO5 – $\bar{x}_3$ (z recyrkulacją wewnętrzną) skutkowało zmniejszeniem zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej o (65÷67)%, (67÷68)%, (14÷40)% i (22÷40)% odpowiednio dla klimatu kontynentalnego, subarktycznego, subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan. Dla regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego oszczędności te były zdecydowanie mniejsze.
4. Dla energoptymalnych struktur systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ lub z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną – $\bar{x}_4$ zastosowanie urządzeń do odzysku ciepła jest generalnie energetycznie nieuzasadnione i w większości przypadkach powoduje wzrost zapotrzebowania na energię (odzysk ciepła lub chłodu jest mniejszy od nakładów energetycznych na przetłaczanie przez wymiennik do odzysku ciepła). Wyjątkiem jest zastosowanie regeneratora sorpcyjnego w systemie HVAC $\bar{x}_2$ dla klimatu subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan – oszczędności energii pierwotnej do obróbki termodynamicznej powietrza rzędu 4% i 16% w aplikacji ISO 8 – $\bar{x}_{25}$. W przypadku systemu HVAC $\bar{x}_{45}$ dyskusyjny jest przede wszystkim klimat subarktyczny (Rosja), dla którego zastosowanie urządzenia do odzysku ciepła pozwala na uzyskanie efektów energetycznych dla wszystkich rozważanych urządzeń z wyjątkiem wymiennika krzyżowego z nagrzewnicą elektryczną i by-pass'em – wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza o 171%. Dla pozostałych rozważanych opcji odzysku ciepła otrzymuje się oszczędności

rzędu: regenerator obrotowy energii – 6%, wymiennik glikolowy – 6%, regenerator obrotowy sorpcyjny – 16%, wymiennik krzyżowy z by-pass'em – 4%. Dla klimatów subtropikalnych i systemu HVAC $\bar{x}_{45}$ oszczędności energetyczne uzyskuje się poprzez zastosowanie regeneratora obrotowego sorpcyjnego – Brazylia 4%, Tajwan 18%.

6. OPTYMALNE UKŁADY KONFIGURACJI CHŁODNIC W CENTRALACH KLIMATYZACYJNYCH

6.1. Zbiór rozwiązań dopuszczalnych

Strukturami dopuszczalnymi systemu HVAC na etapie wyznaczania optymalnych konfiguracji układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych, są struktury systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji i optymalnymi układami odzysku ciepła $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$ wyznaczone w rozdziale 5. Uwzględniając opcje recyrkulacji i odzysku ciepła, zbiór struktur dopuszczalnych systemów HVAC obejmuje na tym etapie procedury optymalizacyjnej warianty przedstawione w tablicy 6.1.

Tablica 6.1. Struktury dopuszczalne systemów HVAC w procedurze wyznaczania optymalnych konfiguracji układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$

Oznaczenie	Opcja recyrkulacji	Optymalny odzysk	Klasa czystości
$\bar{x}_{16}$	brak	wymiennik glikolowy	ISO8
$\bar{x}_{25}$	zewnętrzna	brak odzysku	ISO8
$\bar{x}_{32}$	wewnętrzna	obrotowy sorpcyjny	ISO5
$\bar{x}_{45}$	zewnętrzna i wewnętrzna	brak odzysku	ISO7

W wielu aplikacjach systemów HVAC pomieszczeń czystych, w centralach klimatyzacyjnych stosuje się dwie chłodziwice w szeregu, zasilane chłodziwem o różnych temperaturach:

- chłodziwica I stopnia – chłodziwo o wyższej temperaturze,
- chłodziwica II stopnia – chłodziwo o niższej temperaturze (funkcja osuszania).

Zróznicowanie temperatury zasilania chłodziw uzasadnione jest tutaj niższymi nakładami energetycznymi dla źródła chłodu do wytworzenia chłodu przy wyższej temperaturze chłodziwa – większe wartości współczynników EER dla wytwornicy wody chłodzącej przy wyższych temperaturach chłodziwa (wyższej temperaturze parowania czynnika chłodniczego). Opłacalność energetyczna chłodzenia dwutemperaturowego uzależniona jest od obciążeń chłodniczych pomieszczenia, klimatu zewnętrznego i struktury układu HVAC pomieszczenia

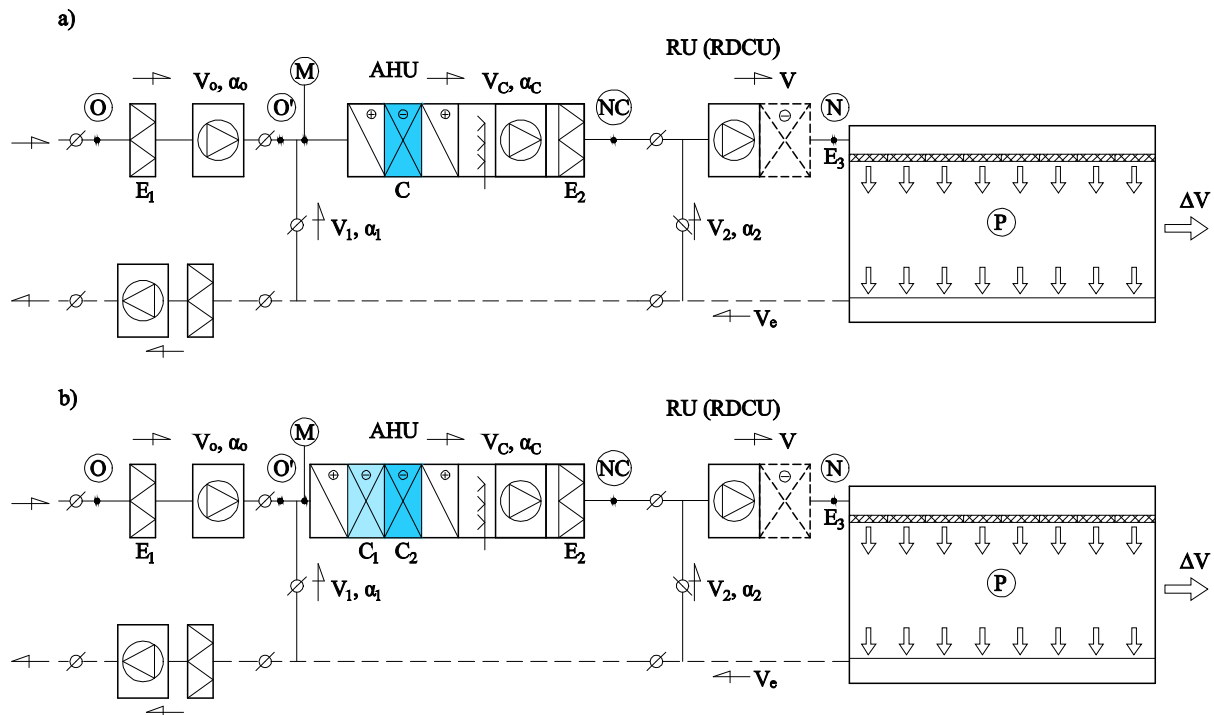
czystego. Od strony jakościowej zagadnienie jest rozpoznane, zadaniem badawczym w rozprawie doktorskiej jest rozwiązanie zagadnienia od strony ilościowej.

Parametrami stałymi na tym etapie procedury optymalizacyjnej są wartości parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o), jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j) oraz opcji układu odzysku ciepła q , dla struktur dopuszczalnych systemu HVAC $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$. Zmiennymi decyzyjnymi natomiast są tutaj konfiguracje chłodnic powietrza w centrali klimatyzacyjnej:

- 1=1 – chłodzenie 1- temperaturowe (C),
- 1=2 – chłodzenie 2 - temperaturowe (C1, C2)

oraz opcje klimatu zewnętrznego.

Schemat ogólny analizowanych struktur konfiguracji układu chłodnic w centrali klimatyzacyjnej przedstawiono na rys. 6.1.



Rys. 6.1. Schemat struktur dopuszczalnych $\bar{x}_{opt} = f(C_s, q_j, \alpha_o, q)$ w procedurze wyboru optymalnego układu konfiguracji chłodnic powietrza w systemach HVAC pomieszczeń czystych a) chłodzenie 1-temperaturowe (C), b) chłodzenie 2-temperaturowe (C₁, C₂)

6.2. Modele symulacyjne, warianty optymalne

6.2.1. Funkcja celu

Jako kryterium wyboru optymalnego układu konfiguracji chłodziń w systemach HVAC pomieszczeń czystych przyjęto minimalne zapotrzebowanie na energię pierwotną modyfikując wzór funkcji celu (5.1) do postaci:

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_C}{\eta_{C1,t}} \cdot Q_{C1,n} + \frac{w_C}{\eta_{C2,t}} \cdot Q_{C2,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} + w_{el} E_{el,pom} \quad (6.1)$$

gdzie:

$Q_{H,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nagrzewnic wodnych, kWh/rm²,

$Q_{C1,n}$ $Q_{C2,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodziń, kWh/rm²,

$Q_{B,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nawilzaczy parowych, kWh/rm²,

$E_{el,pom}$ – roczne zapotrzebowanie energii elektrycznej końcowej do napędu urządzeń pomocniczych, kWh/rm²

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych powietrza, $\eta_{H,t} = \eta_{H,g} \eta_{H,s} \eta_{H,d} \eta_{H,e}$, przyjęto $\eta_{H,t} = 0,81$ ($\eta_{H,g} = 0,90$ – wytwarzanie, $\eta_{H,s} = 1,0$ – akumulacja, $\eta_{H,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{H,e} = 0,95$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{C1,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu C_1 , $\eta_{C,t} = EER_{C1} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{C2,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu C_2 , $\eta_{C,t} = EER_{C2} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{B,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nawilzacza parowego, $\eta_{B,t} = \eta_{B,g} \eta_{B,d} \eta_{B,e}$ ($\eta_{B,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{B,d}$ – dystrybucja, $\eta_{B,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{B,t} = 0,95$,

w_i – współczynniki nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu, w_B – dotyczy pary, w_{el} – dotyczy energii elektrycznej) przyjęto $w_H = 1,1$ – kocioł gazowy/olejowy, $w_C = 2,5$ – agregat chłodniczy o napędzie elektrycznym, $w_B = 2,5$ – elektryczna wytwornica pary, $w_{el} = 2,5$ energia elektryczna).

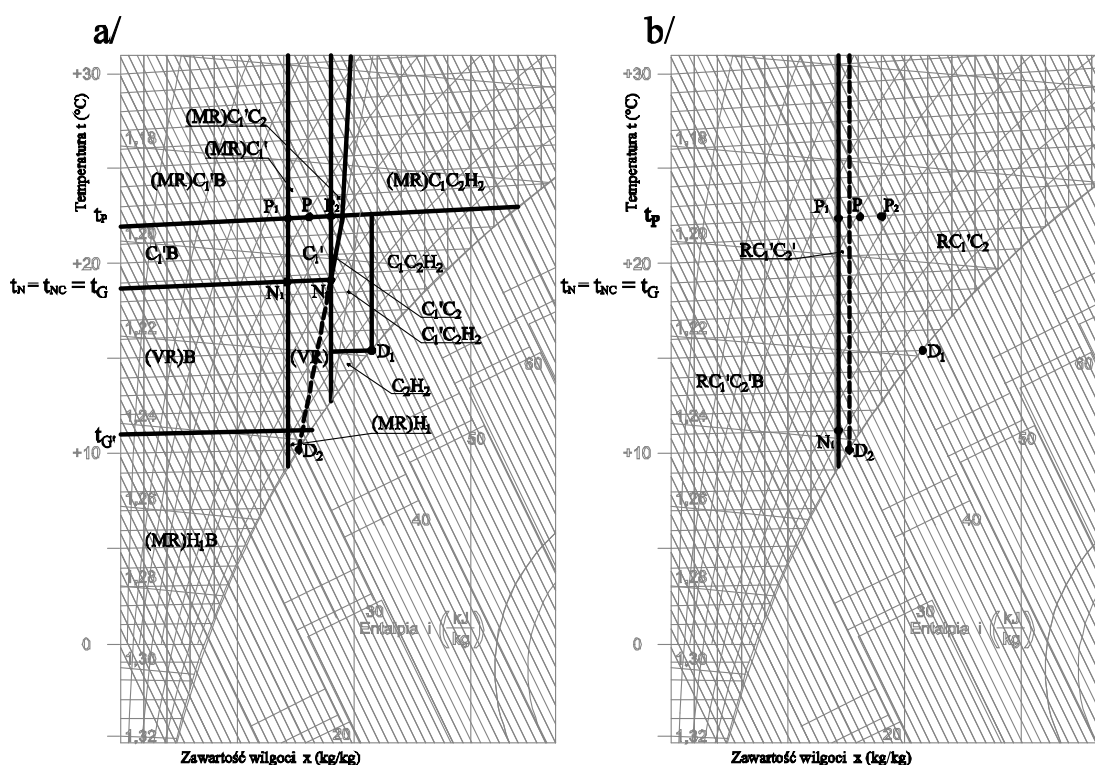
Realizując model symulacyjny przyjęto następujące założenia:

- 1° Przyjęto temperaturę parowania dla chłodziń 1-stopnia (C_1) $t_0 = 10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +12/17^\circ\text{C}$), dla chłodziń 2-stopnia (C_2) $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +7/12^\circ\text{C}$).

2° Zakłada się, iż w algorytmach energoptymalnego wytwarzania chłodu w źródle chłodu powietrze zewnętrzne będzie wykorzystywane do wolnego chłodzenia – free coolingu dla następujących przedziałów temperatury powietrza zewnętrznego: $t_z \leq +5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z/ t_p = +7/12^\circ\text{C}$), $t_z \leq +10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z/ t_p = +12/17^\circ\text{C}$).

6.2.2. Algorytm modelu symulacyjnego

W analizach wykorzystano algorytm ogólny modelu symulacyjnego wyznaczania zapotrzebowania na energię netto (użytkową) i końcową nagrzewnic, chłodziw i nawilzaczy parowych oraz energię pierwotną dla systemu HVAC w ciągu całego roku, przedstawiony na rys. 5.2. Algorytmy sterowania energoptymalnego dla struktur dopuszczalnych systemu HVAC $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$, opracowano na podstawie funkcji celu (5.2). Dla każdej struktury dopuszczalnej systemu HVAC w tablicy 6.1, wyznaczono strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla dwóch opcji konfiguracji chłodziw powietrza w centrali klimatyzacyjnej (rys. 6.2).



Rys. 6.2 Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla dopuszczalnych struktur systemów HVAC i opcji chłodzenia 2-temperaturowego: **a/** Wariant $\bar{x}_{16}^*$ - (bez recyrkulacji, wymiennik glikolowy, ISO8); **b/** Wariant $\bar{x}_{25}^*$ - (recyrkulacja zewnętrzna, brak odzysku ciepła, ISO8)

6.3. Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja

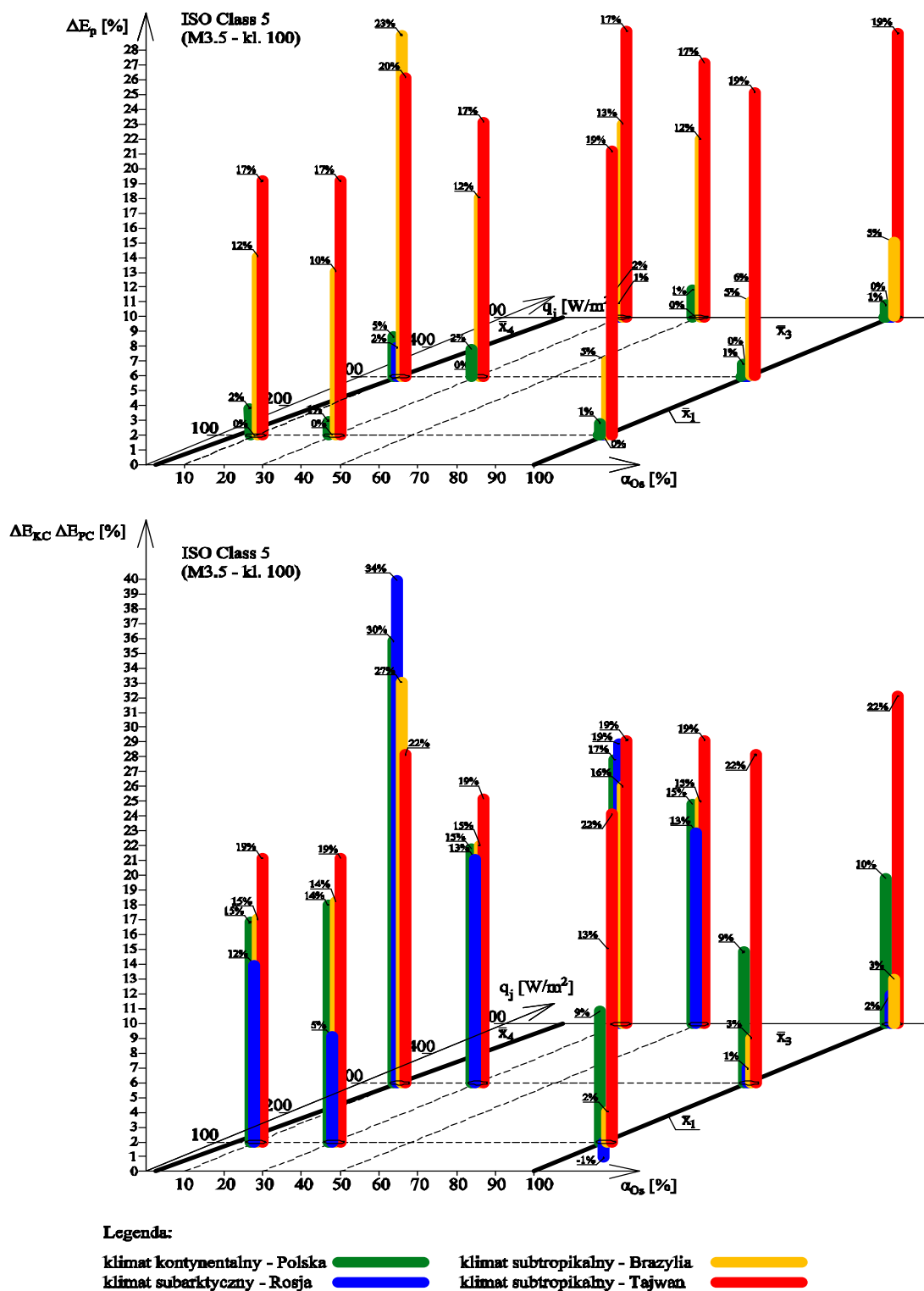
Dane wejściowe do obliczeń zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów dopuszczalnych systemów HVAC wyszczególnionych w tablicy 6.1, przyjęto analogiczne jak w punkcie 5.3 do obliczeń zapotrzebowania na energię na etapie wyznaczania optymalnych układów odzysku ciepła. Uzupełnieniem tych danych były temperatury powierzchni chłodziw powietrza w centrali klimatyzacyjnej skorelowane z parametrami chłodziwa i temperaturą parowania czynnika chłodniczego:

- chłodziwa 1- stopnia $t_D = +15^\circ\text{C}$, (parametry chłodziwa $t_z/ t_p = +12/17^\circ\text{C}$, $t_0 = 10^\circ\text{C}$),
- chłodziwa 2- stopnia $t_D = +10^\circ\text{C}$, (parametry chłodziwa $t_z/ t_p = +7/12^\circ\text{C}$, $t_0 = 5^\circ\text{C}$).

Wyniki obliczeń symulacyjnych rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla wariantów dopuszczalnych systemów HVAC $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$ - (tablica 6.1), zestawiono w tablicach Z.6 ÷ Z.15 w załączniku 4 rozprawy doktorskiej. Wyniki te zilustrowano również na wykresach. Na rys. 6.4 przedstawiono przykładowy wykres dla klasy czystości ISO5. Uwzględniając liczbę wariantów struktury systemu HVAC, opcji konfiguracji chłodziw w centrali klimatyzacyjnej i opcji klimatu zewnętrznego wykonano łącznie 32 symulacje.

Na podstawie przeprowadzonej procedury optymalizacyjnej i analizie otrzymanych wyników można sformułować następujące wnioski końcowe dotyczące optymalnych energetycznie struktur układu chłodziw powietrza, a przede wszystkim opłacalności zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego.

1. Kluczową zmienną decyzyjną wpływającą na opłacalność energetyczną zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego – dla wszystkich rozważanych klas czystości – jako alternatywa do chłodzenia 1-temperaturowego jest klimat zewnętrzny. W szczególnych przypadkach, głównie dotyczy to klimatu kontynentalnego lub subarktycznego, również struktura układu klimatyzacyjnego oraz jednostkowe obciążenie chłodnicze q .



Rys.6.3. Efekty energetyczne uzyskane w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego - klasa czystości ISO5. ΔE_p – zmiana zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza, ΔE_{KC} , ΔE_{PC} – zmiana zapotrzebowania na energię końcową, pierwotną do wytworzenia chłodu.

2. Dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest energetycznie nieopłacalne.
Opłacalność zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego można rozważyć jedynie dla wariantu $\bar{x}_{25}$ (recyrkulacja zewnętrzna, brak odzysku ciepła) dla klasy czystości ISO8 oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja wewnętrzna i zewnętrzna, brak odzysku ciepła) i klasy czystości ISO8. Dla wariantu $\bar{x}_{25}$ oszczędności energetyczne są znaczące i wynoszą (9÷17) % dla klimatu kontynentalnego oraz (6÷12)% dla klimatu subarktycznego. Dla wariantu $\bar{x}_{45}$ uzyskuje się oszczędności na poziomie (6÷17) % dla klimatu kontynentalnego, natomiast dla klimatu subarktycznego oszczędności są znaczące dla dużych obciążeń jednostkowych q_j . W przypadku klasy czystości ISO7 i wariantu $\bar{x}_{45}$ zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest do rozważenia w szczególnych przypadkach.
3. Dla klimatu subtropikalnego (Brazylia), a zwłaszcza dla klimatu subtropikalnego (Tajwan) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest zdecydowanie energetycznie opłacalne. Rozwiązanie to, pozwala uzyskać zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną ΔE_p dla większości analizowanych wariantów układu klimatyzacyjnego o kilka, kilkanaście lub nawet kilkadziesiąt procent. Dla wariantu $\bar{x}_{16}$ (brak recyrkulacji, wymiennik glikolowy) oszczędności wynoszą (5÷23)% zależnie od klasy czystości. Dla wariantu $\bar{x}_{25}$ (recyrkulacja zewnętrzna, brak odzysku ciepła) uzyskano oszczędności rzędu (10÷14)% zależnie od klasy czystości. W przypadku wariantu $\bar{x}_{32}$ (recyrkulacja wewnętrzna, regeneratory obrotowe sorpcyjne) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwala na uzyskanie oszczędności (10÷28)% zależnie od klasy czystości. Najmniejsze oszczędności uzyskano dla wariantu oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja wewnętrzna i zewnętrzna, brak odzysku ciepła) – (4÷10)% zależnie od klasy czystości.
4. Opłacalność energetyczna zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 2-temperaturowego zwłaszcza dla klimatów subtropikalnych wynika dodatkowo z relatywnie dużej bezwzględnej wartości strumienia powietrza dla pomieszczeń czystych (krotności wymian rzędu $n = 30$ 1/h w klasie czystości ISO8, $n = 70$ 1/h w klasie czystości ISO7 i $n = 300$ 1/h w klasie czystości ISO5).

7. WERYFIKACJA WYNIKÓW OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

W wyniku obliczeń na podstawie modeli symulacyjnych otrzymano wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla poszczególnych wariantów

systemów HVAC pomieszczeń czystych. Weryfikacji tych obliczeń dokonano na podstawie porównania otrzymanych wyników z wynikami badań dostępnymi w literaturze. Warunkiem możliwości takiego porównania była identyfikacji takich samych danych wejściowych w obu porównywanych badaniach. Poszukiwano zatem wyników badań i obliczeń zapotrzebowania na energię dla tej samej struktury systemu HVAC i tożsamy danych w zakresie:

- klasy czystości pomieszczenia,
- jednostkowego obciążenia chłodniczego,
- jednostkowego udziału powietrza zewnętrznego,
- opcji recyrkulacji powietrza,
- rodzaju układu do odzysku ciepła,
- układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej.

Wprowadzając do autorskiego modelu założenia i dane wejściowe dla przypadku opisanego w literaturze dokonano porównania otrzymanych wyników zapotrzebowania na energię użytkową i końcową.

Jako źródło danych wykorzystanych do symulacji porównawczej przyjęto następującą pozycję literaturową [11]:

S. C. Hu i al. "A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs" Applied Thermal Engineering 27, 2007, 2758-2766

W swojej pracy autorzy analizowali 5 różnych struktur systemów HVAC stosowanych w fabrykach high-tech na Dalekim Wschodzie. Wariantem odpowiadającym strukturze analizowanej w rozprawie doktorskiej jest Case 2 (MAU+RCU), który jest tożsamy z strukturą $\bar{x}_3$ (recyrkulacja wewnętrzna) – dla tego przypadku wykonano obliczenia porównawcze.

W celu przeprowadzenia symulacji w autorskich modelach przyjęto – na podstawie artykułu [11] – następujące dane wejściowe pozwalające na określenie zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla porównywanej struktury systemu HVAC:

- klimat – Tajwan,
- powierzchnia pomieszczenia czystego 11182 m²,
- kubatura pomieszczenia czystego 39137 m³,
- jednostkowe obciążenie chłodnicze $q_j = 154 \text{ W/m}^2$ (wyznaczone w pkt. 10.1)
- krotność wymian powietrza $n=167,2 \text{ 1/h}$,
- udział powietrza zewnętrznego $\alpha = 0,15$,
- parametry powietrza zewnętrznego $t_p = +23^\circ\text{C}$, $\varphi_p = 45\%$,

- temperatura parowania chłodziw I°, $t_{0I^{\circ}} = +10^{\circ}\text{C}$,
- temperatura parowania chłodziw II°, $t_{0II^{\circ}} = +5^{\circ}\text{C}$,
- współczynnik efektywności energetycznej chłodziw I°, $\text{EER}_{I^{\circ}} = 4,0$,
- współczynnik efektywności energetycznej chłodziw II°, $\text{EER}_{II^{\circ}} = 3,5$.

Zestawienie wyników otrzymanych w ramach autorskiej symulacji oraz bezpośrednich i pośrednich na podstawie artykułu przedstawiono [11] w tablicy 7.1.

Tablica 7.1 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną dla analizy porównawczej

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	x ₃	
	bez odzysku (p=5)	
	Autorska symulacja	S. C. Hu i al. "A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs," Appl Therm Eng [11]
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4		
Q _{H2}	2015,0/ (2077,0), 5193,0*	1233,0/ (1271,0), 3178,0*
Q _{C1}	9198,0/ (2300,0) 5749,0*	8529,0/ (2132,0) 5331,0*
Q _{C2}	5431/ (1552,0) 3879,0*	6105/ (1744,0) 4360,0*
Q _{C1} + Q _{C2}	14629/ (3852,0) 9628,0*	14634/ (3876,0) 9691,0*
E _p */	14821,0*	12869,0*

Na podstawie wyników przedstawionych w tablicy 10.2, można sformułować następujące wnioski:

- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziw 1. stopnia (C₁) wyznaczone na podstawie publikacji [11], jest o 7% mniejsze od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,

- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziń 2. stopnia (C_2) wyznaczone na podstawie publikacji [11], jest o 13% większe od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,
- sumaryczne roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziń 1. i 2. Stopnia (C_1 i C_2) wyznaczone na podstawie publikacji [11], jest o 0,7% większe od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,
- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną (E_p) systemu HVAC pomieszczenia czystego wyznaczone na podstawie publikacji [11], jest o 12% mniejsze od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego.

8. PODSUMOWANIE

W rozprawie zaprezentowano zagadnienie wyboru energoptymalnego odzysku ciepła i konfiguracji chłodziń powietrza w centralach systemów HVAC pomieszczeń czystych.

Na podstawie otrzymanych wyników w odniesieniu do optymalnych opcji odzysku ciepła można sformułować następujące wnioski:

- 1° Zdecydowanie opłacalne energetycznie jest zastosowanie odzysku ciepła dla systemów HVAC bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) lub z recyrkulacją wewnętrzną ($\bar{x}_3$). Dla najkorzystniejszej opcji - regeneratora sorpcyjnego, największe oszczędności uzyskuje się dla klimatu kontynentalnego (Polska) - (65÷67) %, subarktycznego (Rosja) - (67÷68) %, mniejsze dla klimatu subtropikalnego (Brazylia) - (14÷40) % i subtropikalnego (Tajwan) - (22÷40) %.
- 2° W każdym przypadku największe oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną uzyskuje się w wyniku zastosowania – jako odzysku ciepła – obrotowego regeneratora sorpcyjnego, następnie regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego (lub przeciwprądowego).
- 3° Dla energoptymalnych struktur systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ lub z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną – $\bar{x}_4$ zastosowanie urządzeń do odzysku ciepła jest generalnie energetycznie nieuzasadnione i w większości przypadków powoduje wzrost zapotrzebowania na energię (odzysk ciepła lub chłodu jest mniejszy od nakładów energetycznych na przetłaczanie powietrza przez wymienniki do odzysku ciepła). Wyjątkiem jest tutaj zastosowanie regeneratora sorpcyjnego, ale tylko w szczególnych przypadkach, dla których można uzyskać oszczędności energetyczne w przedziale (4% ÷ 18%).

Na podstawie otrzymanych wyników w odniesieniu do optymalnej konfiguracji chłodziń w centralach systemów HVAC, można sformułować następujące wnioski:

- 1° Kluczową zmienną decyzyjną wpływającą na opłacalność energetyczną zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego jako alternatywy do chłodzenia 1-temperaturowego dla wszystkich rozważanych klas czystości, jest klimat zewnętrzny. Jedyne w szczególnych przypadkach – głównie dotyczy to klimatu kontynentalnego lub subarktycznego - również struktura układu klimatyzacyjnego oraz jednostkowe obciążenie chłodnicze q_c .
- 2° Dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest generalnie energetycznie nieopłacalne, można jednak rozważyć tę opcję w szczególnych przypadkach, a uzyskane oszczędności energetyczne wynoszą od kilku do kilkunastu procent.
- 3° Dla klimatu subtropikalnego (Brazylia), a zwłaszcza dla klimatu subtropikalnego (Tajwan) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest zdecydowanie energetycznie opłacalne, a uzyskane oszczędności energetyczne wynoszą $(5\div 28)\%$ - w większości przypadków jest to kilkanaście procent.
- 4° Opłacalność energetyczna zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego zwłaszcza dla klimatów subtropikalnych wynika dodatkowo z relatywnie dużej bezwzględnej wartości strumienia powietrza dla pomieszczeń czystych (krotności wymian rzędu $n = 30$ 1/h w klasie czystości ISO8, $n = 70$ 1/h w klasie czystości ISO7 i $n = 300$ 1/h w klasie czystości ISO-5).
- 5° Narzędziem wsparcia przy podejmowaniu decyzji i ocenie efektów energetycznych oraz opłacalności zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych są opracowane wykresy, na podstawie których możliwe jest określenie efektów energetycznych uzyskanych w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego. Argumentami na tych wykresach są: klasa czystości pomieszczenia - ISO5, ISO7, ISO8, jednostkowe obciążenie chłodnicze – q_c , udział powietrza zewnętrznego – α oraz wariant (struktura) układu klimatyzacyjnego – $(\bar{x}_1)$, $(\bar{x}_2)$, $(\bar{x}_3)$, $(\bar{x}_4)$.

9. BIBLIOGRAFIA

- [1] ASHRAE. (2011) *ASHRAE Application handbook*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.
- [2] W. Zhao, H. Li, and S. Wang, "Energy differential-based optimal outdoor air ventilation strategy for high-tech cleanrooms concerning free cooling and its performance evaluation," *Build Environ*, vol. 231, p. 110025, Mar. 2023, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2023.110025
- [3] S. C. Hu and Y. K. Chuah, "Power consumption of semiconductor fabs in Taiwan," *Energy*, vol. 28, no. 8, 2003, doi: 10.1016/S0360-5442(03)00008-2.
- [4] K. Shan and S. Wang, "Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions – A comparative analysis and on-site validation," *Appl Energy*, vol. 204, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.07.050.
- [5] J. M. Tsao, S. C. Hu, T. Xu, and D. Y. L. Chan, "Capturing energy-saving opportunities in make-up air systems for cleanrooms of high-technology fabrication plant in subtropical climate," *Energy Build*, vol. 42, no. 11, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.06.009.
- [6] M. Porowski, "The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion," *Energy Convers Manag*, vol. 181, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.069.
- [7] M. Porowski and M. Jakubiak, "Energy-Optimal Structures of HVAC System for Cleanrooms as a Function of Key Constant Parameters and External Climate," *Energies* 2022, Vol. 15, Page 313, vol. 15, no. 1, p. 313, Mar. 2022, doi: 10.3390/EN15010313.
- [8] Dz.U. 2015 poz. 376 2008. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dn. 6 listopada 2008 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej. Rozporządzenie Ministra Edukacji. 170 (2008), 1–73."
- [9] Dz.U. 2023 poz. 697 2021. Rozporządzenie Ministra Rozwoju i Technologii z dnia 28 marca 2023 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej."
- [10] E. Szczechowiak, "Analityczne obliczanie parametrów powietrza wilgotnego," *Chłodnictwo*, vol. 20, no. 8, 1985.
- [11] S. C. Hu and J. M. Tsao, "A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs," *Appl Therm Eng*, vol. 27, no. 17–18, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.03.016.