

Zapotrzebowanie na energię oraz koszty klimatyzacji w układzie z recyrkulacją i rekuperatorem dla pomieszczenia czystego

Energy demand and costs of air conditioning system with recirculation and recuperator for a clean room

MONIKA MAĆKOWIAK, MIECZYŚLAW POROWSKI

DOI 10.36119/15.2019.10.4

W artykule przedstawiono analizę jednostkowego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową oraz pierwotną, a także jednostkowych kosztów obróbki termodynamicznej powietrza układu klimatyzacji z wymiennikiem krzyżowym lub przeciwpądowym oraz recyrkulacją powietrza dla pomieszczenia czystego klasy ISO7. Jako narzędzie analizy wykorzystano model symulacyjny działania układu klimatyzacyjnego w ciągu całego roku, przyjmując dwa przypadki regulacji wilgotności względnej: $\phi_p=45\%$ oraz $\phi_p=40\div 50\%$, a także dwa warianty zabezpieczenia wymiennika odzysku ciepła przed oszronieniem: wariant 1 – z nagrzewnicą wstępną elektryczną i wariant 2 – z obejściem („by-pass”) rekuperatora. Przemiany powietrza w modelu symulacyjnym realizowano zgodnie z algorytmami energoptymalnej obróbki termodynamicznej. Wyniki obliczeń wskazują, iż zastosowanie nagrzewnicy wstępnej elektrycznej przed wymiennikiem do odzysku ciepła, pozwala uzyskać zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną o $8,8\div 11\%$ oraz zmniejszenie jednostkowych kosztów obróbki termodynamicznej powietrza o $6,4\div 8,6\%$ – zależnie od przedziału wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu – w stosunku do zastosowania obejścia rekuperatora.

Słowa kluczowe: klimatyzacja pomieszczeń czystych, sterowanie energoptymalne

The article presents an analysis of the unit demand for usable, final and primary energy as well as the unit costs of air conditioning system thermodynamic treatment with a cross-flow or counter-flow heat exchanger and air recirculation for a clean room of ISO7 class. As a tool in the optimization procedure, simulation model of the air conditioning system operation during the whole year was formulated and used, assuming two cases of relative humidity regulation: $\phi_p = 45\%$ and $\phi_p = 40\div 50\%$. It was also assumed two variants of the heat exchanger protection against frost: variant 1 – with electric pre-heater and variant 2 – with „by-pass” of the recuperator. Air changes in the simulation model were carried out in according to the algorithms of energy-optimal thermodynamic treatment. The calculation results show that the use of an electric pre-heater before the heat recovery exchanger allows to reduce the demand for primary energy by $8,8\div 11\%$. It also allows to reduce the unit costs of thermodynamic air treatment by $6,4\div 6,6\%$ – depending on the relative humidity range of air in the room – relative to the use of a recuperator „by-pass”.

Keywords: air conditioning of clean rooms, optimal energy efficiency control.

Wprowadzenie

W strukturze kosztów eksploatacji pomieszczeń czystych znaczący udział posiada klimatyzacja. Według literatury udział ten mieści się w przedziale $30\div 40\%$ łącznych nakładów energetycznych [11]. Relatywnie duże nakłady energetyczne na klimatyzację pomieszczeń czystych motywują do poszukiwania energoptymalnych struktur oraz energoptymalnych algorytmów sterowania klimatyzacji tych pomieszczeń. Literatura przedmiotu dostarcza szereg badań w tym zakresie. Jhy-Ming i in. [3] optymalizowali strukturę układu klimatyzacyjnego dla pomieszczenia czystego poprzez zmianę lokalizacji wen-

tylatora w układzie nawiewnym w stosunku do chłodnicy. Wykazali, iż lokalizacja wentylatora za chłodnicą pozwala uzyskać oszczędności energetyczne w wyniku zmniejszenia mocy nagrzewnicy wtórnej. Min-Hwi i in. [6] zaprezentowali pośrednią formę odzysku ciepła z powietrza wywiewanego. Powietrze wywiewane chłodzi wodę w obiegu chłodni wieżowej otwartej, następnie schłodzona woda – poprzez wymiennik dochładza wodę obiegową w chłodnicy wstępnej. Kui i in. [4] analizowali koncepcję klimatyzacji pomieszczenia czystego z dwoma chłodnicami w układzie równoległym odpowiednio z priorytetem chłodzenia jawnego i osusza-

nia, wykazując możliwe do uzyskania oszczędności energetyczne. Jo i in. [2] optymalizowali strukturę układu klimatyzacyjnego dla pomieszczenia czystego produkcji półprzewodników. Wykazali oszczędności energetyczne jakie można uzyskać stosując bezpośrednie odprowadzenie zysków ciepła jawnego w pomieszczeniu przez układ recyrkulacyjny z chłodnicami suchymi, dwustopniowe chłodzenie o różnych temperaturach powierzchni chłodnicy oraz rozdzielanie źródła chłodu dla chłodzenia suchego w układzie recyrkulacyjnym i chłodnicy w centrali klimatyzacyjnej. Zagadnienia optymalizacji układu klimatyzacyjnego pomieszczeń czystych

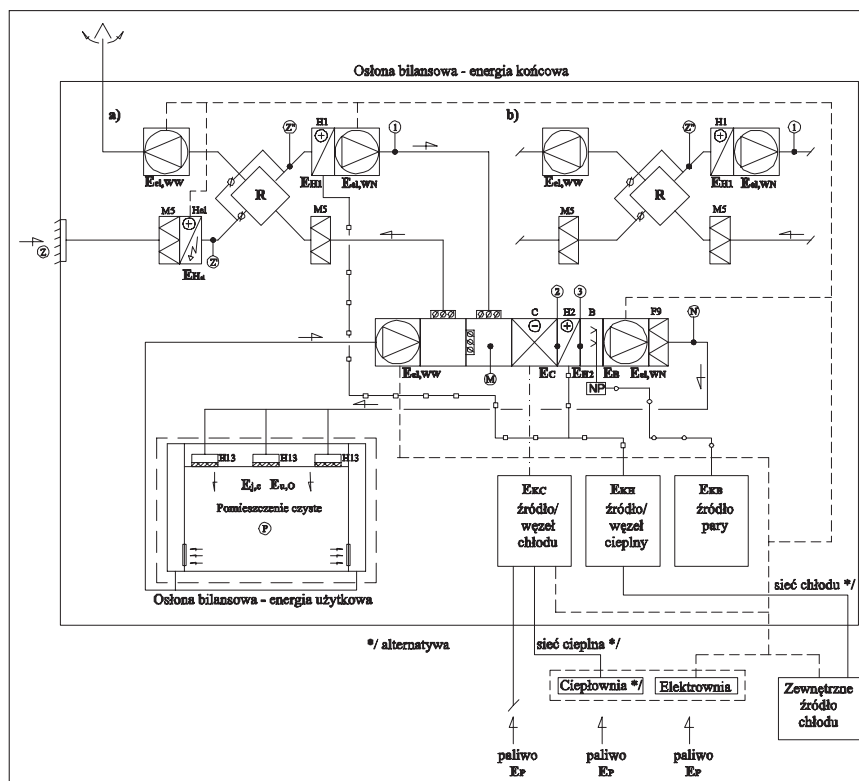
mgr inż. Monika Maćkowiak – ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8176-2952>, dr hab. inż. Mieczysław Porowski, prof. nadzw. PP – ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-9793-6133> – Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Poznańska, Polska. Adres do korespondencji: mieczyslaw.porowski@put.poznan.pl

w zakresie struktury i algorytmów sterowania według kryterium energetycznego były przedmiotem wcześniejszych prac Autorów [5, 8, 9, 10, 11, 12]. Przedmiotem optymalizacji były układy klimatyzacyjne bloków operacyjnych szpitali w oparciu o metodę optymalizacji w ujęciu holistycznym [8, 9], układy klimatyzacyjne pomieszczeń izolatek dla pacjentów po przeszczepach szpiku na oddziałach hematologii i transplantacji szpiku [10] oraz układy klimatyzacyjne z recyrkulacją i obrotowym regeneratorem energii dla pomieszczeń czystych [5]. W strukturze układów klimatyzacyjnych dla pomieszczeń czystych z założenia, powszechnie stosuje się recyrkulację powietrza – pod warunkiem, iż recyrkulacja jest dopuszczona – z minimalnym możliwym udziałem powietrza zewnętrznego. W wartościach bezwzględnych udział ten jest jednak znaczący dlatego też, w układzie przygotowania powietrza zewnętrznego stosuje się odzyskiwanie ciepła z powietrza wywiewanego. Jednym z możliwych wariantów jest w tym przypadku zastosowanie rekuperacji – wymiennika krzyżowego lub przeciwprądowego. Podstawowym problemem eksploatacyjnym jest tutaj oszronienie wymiennika w okresie zimowym występujące przy ujemnych temperaturach powietrza zewnętrznego. W takich okresach można zastosować wstępny podgrzew elektryczny lub obejście („by-pass”) rekuperatora po stronie powietrza zewnętrznego. Kryterium wyboru struktury optymalnej energetycznie oraz algorytmów energooszczędnej sterowania może być tutaj roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną układu lub roczne koszty energetyczne.

Przedmiotem prezentowanego artykułu jest analiza rocznego jednostkowego zapotrzebowania na energię oraz rocznych jednostkowych kosztów energetycznych dla układu klimatyzacji z recyrkulacją i rekuperatorem dla pomieszczenia czystego.

Struktura układu klimatyzacji, model symulacyjny

Przyjęto model układu klimatyzacji dla pomieszczenia czystego przedstawiony na rys.1. W układzie tym centrala powietrza zewnętrznego współpracuje z centralą recyrkulacyjną. W strukturze centrali powietrza zewnętrznego zastosowano wymiennik krzyżowy (alternatywnie przeciwprądowy). W celu zabezpieczenia wymiennika krzyżowego przed oszronieniem zastosowano alternatywnie: nagrzewnicę wstępną elektryczną – rys. 1a lub obejście („by-pass”) wymiennika krzyżowego – rys.1b. Na rys.1 przedstawiono także osłony bilansowe układu, w celu zdefiniowania energii użytkowej, końcowej cząstkowej oraz końcowej. Relacje między energią użytkową, energią końcową cząstkową oraz



Rys.1.

Schemat układu klimatyzacyjnego pomieszczenia czystego z osłonami bilansowymi: a/ rekuperator z nagrzewnicą wstępną elektryczną i obejściem „by-pass”, b/ rekuperator z obejściem „by-pass”, przyjęto następujące oznaczenia: $E_{i,C}$, $E_{u,O}$ – energia użytkowa – pomieszczenie; $E_{H,C}$, E_{C} , E_B – energia cząstkowa końcowa; E_{KH} , E_{KC} , E_{KB} , E_{el} – energia końcowa; j – jawne, u – utajone, H – ciepło (ogrzewanie), C – chłód (chłodzenie), O – osuszenie, B – nawilżanie, el – energia elektryczna, E_p – energia pierwotna Fig. 1. Diagram of the air conditioning system of clean room with balancing shields: a/ recuperator with electric pre-heater and by-pass, b/ recuperator with by-pass, the following determinations were adopted: $E_{i,C}$, $E_{u,O}$ – usable energy – room; $E_{H,C}$, E_{C} , E_B – partial final energy; E_{KH} , E_{KC} , E_{KB} , E_{el} – final energy; j – sensible, u – latent, H – heat (heating), C – cool (cooling), O – dehumidification, B – humidification, el – electricity, E_p – primary energy

energii końcową w rozważanym przypadku układu klimatyzacyjnego – rys.1, zilustrowano na wykresach h-x przedstawionych na rys.2.

Model symulacyjny działania układu klimatyzacyjnego w ciągu całego roku sformułowano przy następujących założeniach:

- pomijają się straty ciepła lub chłodu w centralach klimatyzacyjnych, a także w instalacji kanałowej powietrznej, ($\Delta E_{H1} = 0$, $\Delta E_{H2} = 0$),
- zakłada się stały udział powietrza zewnętrznego, $\alpha = \text{const.}$,
- zakłada się dwa alternatywne warianty zabezpieczenia wymiennika krzyżowego w okresie zimowym przed oszronieniem: wariant 1 – nagrzewnica wstępna elektryczna, wariant 2 – obejście („by-pass”) wymiennika krzyżowego.

Jako kryterium optymalizacji przy wyznaczaniu optymalnych energetycznie przemian termodynamicznych powietrza przyjęto funkcję celu w postaci:

$$f_c = \sum_{i=1}^h \dot{m}_i |\Delta h_i| = \min \quad (1)$$

gdzie:

\dot{m}_i – strumień masy powietrza w i-tej operacji,

Δh_i – zmiana entalpii właściwej w i-tej operacji.

Wynikowo, otrzymuje się dla parametrów powietrza zewnętrznego strefy energooszczędnej obróbki termodynamicznej powietrza, które można odwzorować na wykresie h-x.

Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową oraz pierwotną wyznaczono w oparciu o relacje prezentowane we wcześniejszych publikacjach Autorów [5, 8, 10, 12]:

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_{el}}{\eta_{Hel,t}} \cdot Q_{Hel,n} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot Q_{C,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} \quad (2)$$

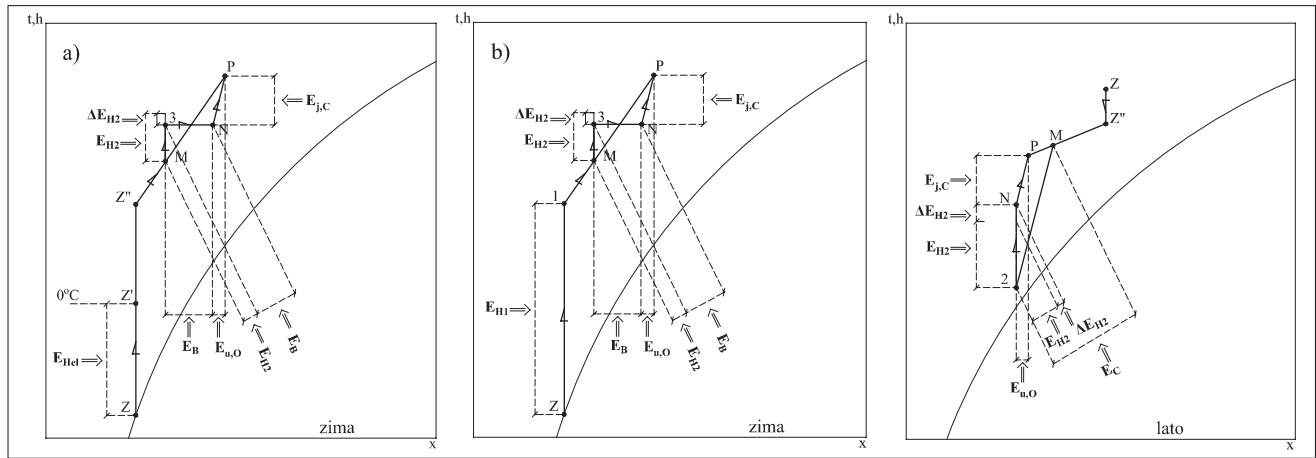
lub

$$E_p = w_H \cdot Q_{K,H} + w_{el} \cdot Q_{K,Hel} + w_C \cdot Q_{K,C} + w_B \cdot Q_{K,B} \quad (3)$$

gdzie:

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

$Q_{Hel,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto dla nagrzewnicy elektrycznej, kWh/r,



Rys. 2.

Relacje między energią użytą, a energią końcową cząstkową: a/ rekuperator z nagrzewnicą wstępną elektryczną i obejściem („by-pass”), b/ rekuperator z obejściem („by-pass”); $E_{i,C}$, $E_{u,O}$ – energia użytkowa do chłodzenia jawnego, osuszania pomieszczenia; E_{H1} , E_{H2} , E_C , E_B – energia końcowa cząstkowa do nagrzewnic pierwotnej, nagrzewnic wtórnej, całkowita chłodnicy, nawilżacza parowego; E_{Hel} – energia końcowa do nagrzewnic wstępnej elektrycznej, ΔE_{H1} , ΔE_{H2} – zyski (lub straty) ciepła jawnego w centrali i w instalacji kanałowej

Fig. 2. Relations between usable energy and final energy: a/ recuperator with electric pre-heater and by-pass, b/ recuperator with by-pass; $E_{i,C}$, $E_{u,O}$ – usable energy to sensible cooling, dehumidification of the room; E_{H1} , E_{H2} , E_C , E_B – partial final energy for primary heater, secondary heater, total cooler, steam humidifier; E_{Hel} – final energy for electric pre-heater; ΔE_{H1} , ΔE_{H2} – gains (or losses) of sensible heat in the air handling unit and duct system

- $Q_{C,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodnicy, kWh/r,
- $Q_{B,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nawilżacza parowych, kWh/r,
- $Q_{K,H}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową dla nagrzewnic wodnych, kWh/r,
- $Q_{K,Hel}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową dla nagrzewnic elektrycznej, kWh/r,
- $Q_{K,C}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową dla chłodnicy, kWh/r,
- $Q_{K,B}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową dla nawilżacza parowego, kWh/r,
- $\eta_{H,t}$ – 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 nagrzewnic elektrycznej, $\eta_{B,t} = \eta_{B,g} \eta_{B,d} \eta_{B,e}$ ($\eta_{B,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{B,d}$ – dystrybucja, $\eta_{B,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{B,t} = 0,95$,
- $\eta_{C,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu chłodu dla chłodnicy powietrza, $\eta_{C,t} = ESEER \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, przyjęto $\eta_{C,t} = 3,0$ (ESEER = 3,5 – średni europejski współczynnik efektywności energetycznej, $\eta_{C,s} = 0,95$ – 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, $\eta_{H,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{B,t} = 0,95$,

w_i – współczynnik 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, $w_C = 3,0$ – agregat chłodniczy o napędzie elektrycznym, $w_B = 3,0$ – elektryczna wytwornica pary.

Zapotrzebowanie na ciepło netto dla nagrzewnic, chłód netto dla chłodnicy oraz ciepło netto dla nawilżacza parowego wyznaczono w oparciu o algorytmy optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza.

W celu wykonania obliczeń rocznego zapotrzebowania na energię końcową, pierwotną oraz kosztów obróbki termodynamicznej powietrza, sformułowano model symulacyjny działania układu klimatyzacyjnego w ciągu całego roku. Wykorzystano tutaj strukturę modelu symulacyjnego opracowanego we wcześniejszych publikacjach Autorów [5, 8, 10, 12], opracowując nowe algorytmy obliczeń oraz strefy energooszczędnej obróbki termodynamicznej powietrza dla modelu układu klimatyzacyjnego przedstawionego na rys. 1. Relacje do obliczeń parametrów powietrza wilgotnego w obliczeniach komputerowych przyjęto w oparciu o literaturę [13].

Dane wyjściowe w modelu symulacyjnym

Obliczenia przeprowadzono dla układu klimatyzacji pomieszczenia czystego klasy ISO7 [7] (klasa 10 000 wg FS209E [1]).

Dane wyjściowe dla modelu symulacyjnego przedstawiono w tabeli 1.

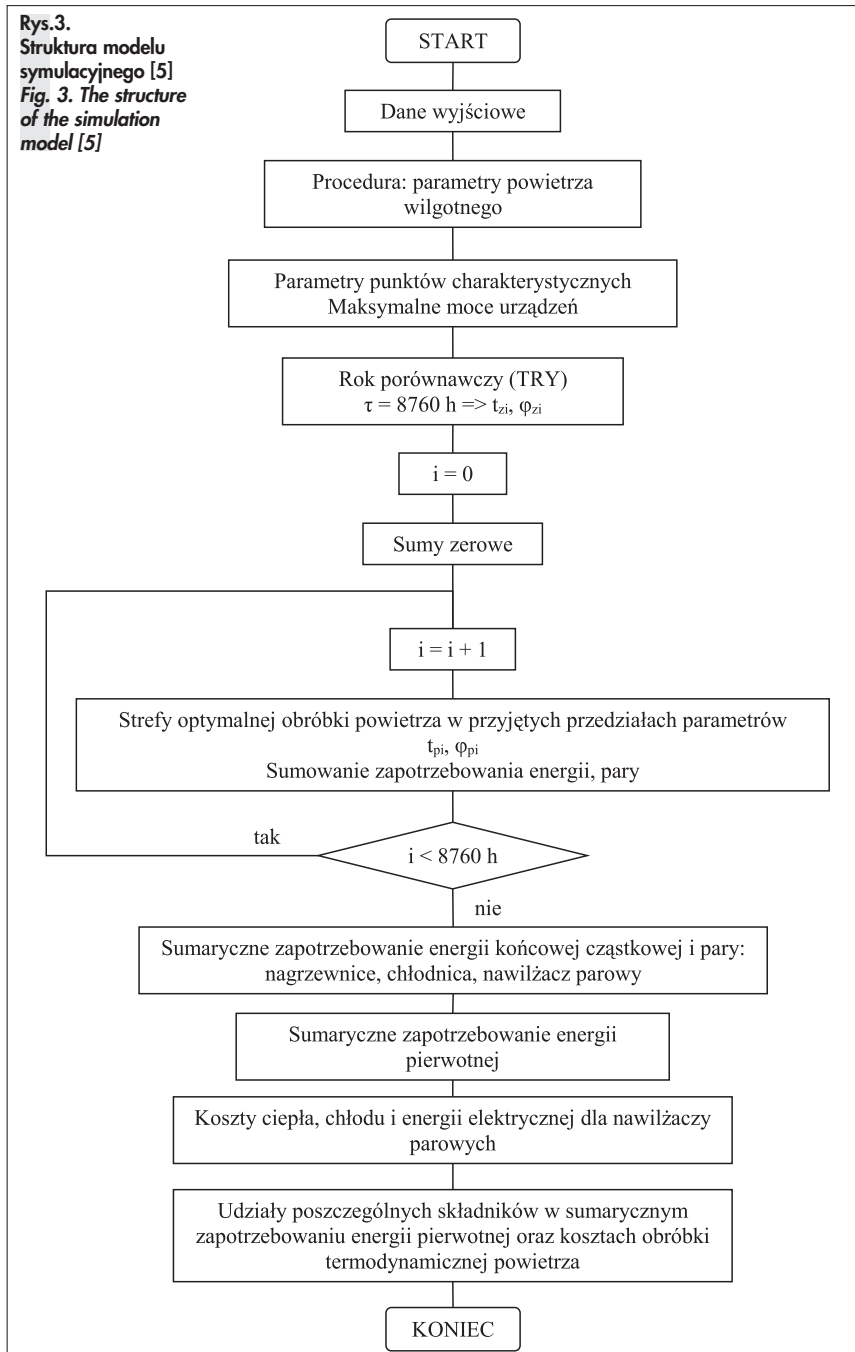
Tabela 1. Dane wyjściowe – model symulacyjny
Table 1. Output data – simulation model

Klasa czystości	ISO7
n, 1/h	70
H, m	3
t_p , °C	23
ϕ_p , %	45
	40÷50
t_{zz} , °C	-18
ϕ_{zz} , %	100
t_{zi} , °C	+30
ϕ_{zi} , %	45
t_{zi} , °C	TRY (Test Reference Year)
ϕ_{zi} , %	TRY
Φ_r , –	0,70
α , %	20
q_v , W/m ²	240
τ , h/r	8760
c_p , kJ/kgK	1,005
c_{pp} , kJ/kgK	1,86
r_c , kJ/kg	2500,8
ρ , kg/m ³	1,2
p_a , kPa	100

gdzie:

- n – krotność wymian w odniesieniu do strumienia powietrza nawiewanego, (przyjęto wartość średnią wymaganą statystycznie dla pomieszczenia o klasie czystości ISO7),
- H – wysokość pomieszczenia,
- t_p – temperatura powietrza w pomieszczeniu,
- ϕ_p – wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu,
- t_{zz} – temperatura obliczeniowa powietrza zewnętrznego dla zimy,
- ϕ_{zz} – wilgotność względna obliczeniowa powietrza zewnętrznego dla zimy,

Rys.3.
Struktura modelu
symulacyjnego [5]
Fig. 3. The structure
of the simulation
model [5]



- t_{zi} – temperatura obliczeniowa powietrza zewnętrznego dla lata,
 ϕ_{zi} – wilgotność względna obliczeniowa powietrza zewnętrznego dla lata,
 t_{zi} – temperatura powietrza zewnętrznego w i -tej godzinie roku porównawczego,
 ϕ_{zi} – wilgotność względna powietrza zewnętrznego w i -tej godzinie roku porównawczego, TRY – rok porównawczy dla Poznania (Test Reference Year), 8760 wartości par parametrów t_{zi}, ϕ_{zi} ,
 q_i – jednostkowe zyski ciepła jawnego,
 ϕ_t – skuteczność odzysku ciepła jawnego rekuperatora,
 α – udział powietrza zewnętrznego,

- τ – czas działania instalacji w całym roku (założono pracę ciągłą),
 c_p – ciepło właściwe powietrza,
 c_{pp} – ciepło właściwe pary wodnej,
 r_o – ciepło parowania wody w temperaturze 0°C,
 ρ – średnia gęstość powietrza,
 p_o – ciśnienie barometryczne.
 Obliczenia wykonano dla dwóch wariantów zabezpieczenia wymiennika krzyżowego przed oszronieniem w okresie zimowym: wariant 1 – nagrzewnica wstępna elektryczna, wariant 2 – obejście („by-pass”) wymiennika krzyżowego oraz dla dwóch przypadków przedziału regulacji wilgotności względnej: przypadek 1 – $\phi_p=45\%$ (regulacja „na punkt”), przypadek 2 – $\phi_p=40\pm 50\%$.

Strefy energooszczędnej obróbki termodynamicznej powietrza dla analizowanych wariantów przedstawiono na rys.4.

Równania izoterm granicznych między strefami optymalnej obróbki powietrza opisane są relacjami:

$$t_G = t_p - \frac{1}{\alpha} \cdot (t_p - t_N) \quad (4)$$

$$t_G = 0^\circ\text{C} \quad (5)$$

$$t_{G''} = \frac{\frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot t_G - \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot [t_p - t_N - \alpha \cdot (1 - \phi_t) \cdot t_p]}{\frac{w_H}{\eta_{H,t}} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot \alpha \cdot (1 - \phi_t)} \quad (6)$$

gdzie:

- t_p – temperatura powietrza w pomieszczeniu,
 t_N – temperatura powietrza nawiewanego,
 α – udział powietrza zewnętrznego,
 ϕ_t – skuteczność odzysku ciepła jawnego rekuperatora,
 $\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych powietrza,
 $\eta_{C,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu chłodu dla chłodnicy powietrza,
 w_i – współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu).

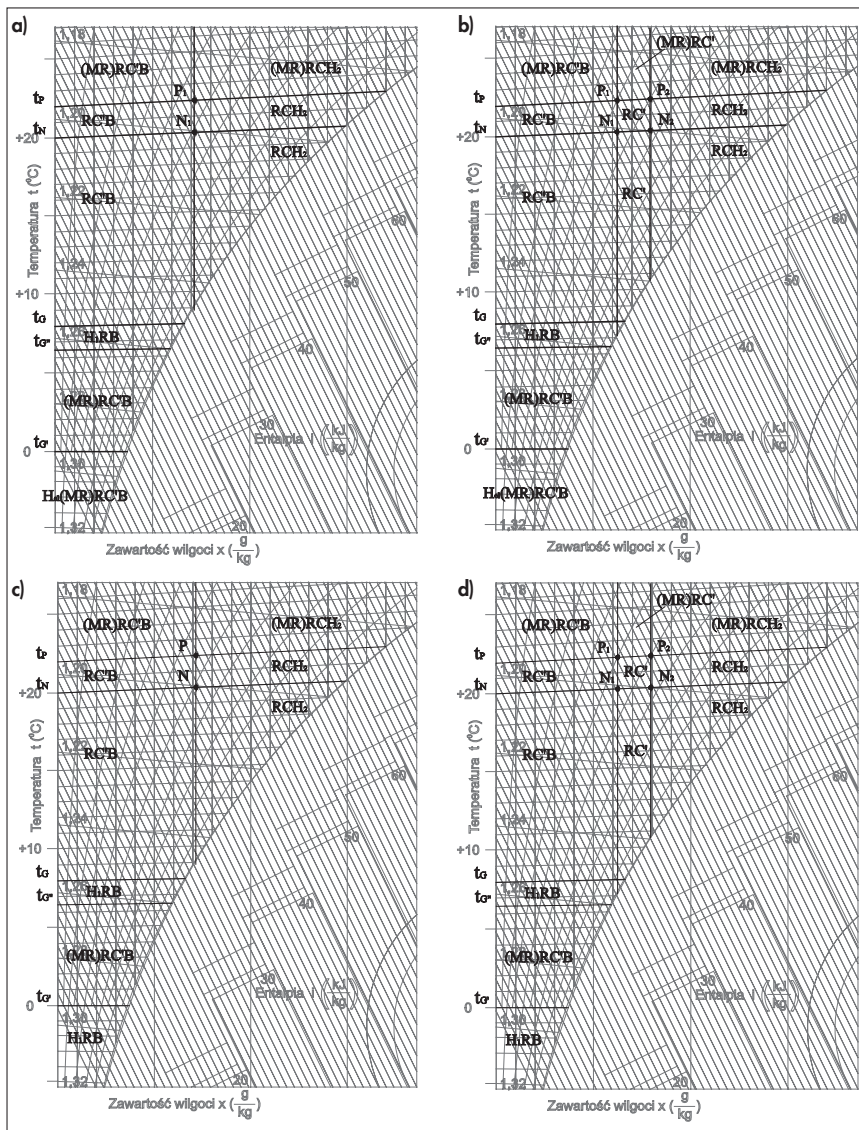
Na podstawie modelu symulacyjnego i wyników obliczeń wyznaczono roczne jednostkowe zapotrzebowanie na energię końcową i pierwotną oraz roczne jednostkowe koszty obróbki termodynamicznej powietrza dla analizowanych wariantów układu klimatyzacyjnego. Przyjęto następujące jednostkowe koszty energii:

- ciepło – 50 zł/GJ (0,18 zł/kWh),
- energia elektryczna – 0,53 zł/kWh.

Wyniki obliczeń, interpretacja

Wyniki obliczeń rocznego jednostkowego zapotrzebowania na energię końcową i pierwotną oraz jednostkowych rocznych kosztów obróbki termodynamicznej powietrza dla układu klimatyzacji pomieszczenia czystego o klasie czystości ISO7 (rys.1) przedstawiono w tabeli 2.

Udziały poszczególnych składników w rocznym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla układu klimatyzacji pomieszczenia czystego o klasie czystości ISO7 przedstawiono na rys.5, natomiast udziały poszczególnych składników w rocznych jednostkowych kosztach na obróbkę termodynamiczną powietrza przedstawiono na rys.6.



Rys.4. Strefy optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza: a/ rekuperator z nagrzewnicą wstępną elektryczną i obejściem („by-pass”) – $\phi_p=45\%$, b/ rekuperator z nagrzewnicą wstępną elektryczną i obejściem („by-pass”) – $\phi_p=40\div 50\%$, c/ rekuperator z obejściem („by-pass”) – $\phi_p=45\%$, d/ rekuperator z obejściem („by-pass”) – $\phi_p=40\div 50\%$; przyjęto następujące oznaczenia: (MR) – maksymalne odzyskiwanie ciepła, H_{el} – ogrzewanie (wstępna nagrzewnica elektryczna), H₁ – ogrzewanie (nagrzewnica pierwotna), H₂ – ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), C’ – chłodzenie jawne w centrali (bez osuszania), C – chłodzenie z osuszaniem w centrali, B – nawilżanie parowe, R – recyrkulacja powietrza, N – stan powietrza nawiewanego, P – stan powietrza w pomieszczeniu

Fig.4. The areas of optimal thermodynamic air treatment: a/ recuperator with electric pre-heater and bypass – $\phi_p=45\%$, b/ recuperator with electric pre-heater and bypass – $\phi_p=40\div 50\%$ c / recuperator with bypass – $\phi_p=45\%$, d/ recuperator with bypass – $\phi_p=40\div 50\%$, the following determinations were adopted: (MR) – maximum heat recovery, H_{el} – heating (electric preheater), H₁ – heating (primary heater), H₂ – heating (secondary heater), C’ – explicit cooling in the air handling unit AHU (without dehumidification), C – cooling with dehumidification in the AHU, B – steam humidification, R – air recirculation, N – state of supply air, P – air condition in the room

Tabela 2. Wyniki obliczeń rocznego jednostkowego zapotrzebowania na energię – pomieszczenie o klasie ISO7 (n= 70 1/h, H=3,0m, $\alpha=20\%$)

Table 2. Results of annual unitary energy demand ISO7 class clean room (n= 70 1/h, H=3,0m, $\alpha=20\%$)

Energia użytkowa/ (końcowa)	Wariant 1 (nagrzewnica wstępna elektryczna i obejście rekuperatora)		Wariant 2 (obejście rekuperatora)	
	$\phi_p=45\%$	$\phi_p=40\div 50\%$	$\phi_p=45\%$	$\phi_p=40\div 50\%$
Nagrzewnica elektryczna (Hel)	kWh/m ² /r 371,0/ (391,0)	371,0/ (391,0)	-	-
Nagrzewnica pierwotna (H1)	kWh/m ² /r 23,0/(28,0)	23,0/ (28,0)	1337,0/(1650,0)	1337,0/(1650,0)
Nagrzewnica wtórna (H2)	kWh/m ² /r 214,0/ (264,0)	43,0/ (53,0)	214,0/ (264,0)	43,0/ (53,0)
Chłodnica (C)	kWh/m ² /r 1094,0/ (365,0)	904,0/ (301,0)	941,0/ (314,0)	750,0/ (250,0)
Nawilżacz parowy (B)	kWh/m ² /r 829,0/ (873,0)	632,0/ (665,0)	829,0/ (873,0)	632,0/ (665,0)
Energia pierwotna	kWh/m ² /r 5205,0	4160,0	5663,0	4617,0
Koszty	zł/m ² /r 916,0	734,0	975,0	797,0

Na podstawie analizy wyników obliczeń jednostkowego zapotrzebowania na energię pierwotną oraz jednostkowych kosztów energetycznych na obróbkę termodynamiczną powietrza stwierdzić można, iż optymalnym rozwiązaniem jest wariant 1 – układ klimatyzacji z nagrzewnicą wstępną elektryczną oraz obejściem („by-pass”) rekuperatora.

Uzyskane oszczędności w jednostkowym zapotrzebowaniu na energię pierwotną oraz w jednostkowych kosztach obróbki termodynamicznej powietrza, w przypadku regulacji

wilgotności względnej powietrza „na punkt” – $\phi_p=45\%$ i wariantu optymalnego – wariantu 1 (z nagrzewnicą wstępną elektryczną oraz obejściem („by-pass”) rekuperatora) wynoszą odpowiednio 8,8% oraz 6,4% w stosunku do wariantu 2 (obejście („by-pass”) rekuperatora).

W przypadku regulacji wilgotności względnej powietrza dla rozszerzonego przedziału – $\phi_p=40\div 50\%$ i wariantu optymalnego – wariantu 1 oszczędności w jednostkowym zapotrzebowaniu na energię pierwotną oraz w kosztach obróbki termodynamicznej powietrza wynoszą odpowiednio 11% oraz 8,6% w stosunku do wariantu 2.

Należy podkreślić, iż poszerzenie przedziału regulacji wilgotności względnej powietrza do $\phi_p=40\div 50\%$, pozwala zmniejszyć zapotrzebowanie na energię pierwotną oraz koszty energetyczne w porównaniu z regulacją „na punkt” $\phi_p=45\%$ odpowiednio o:

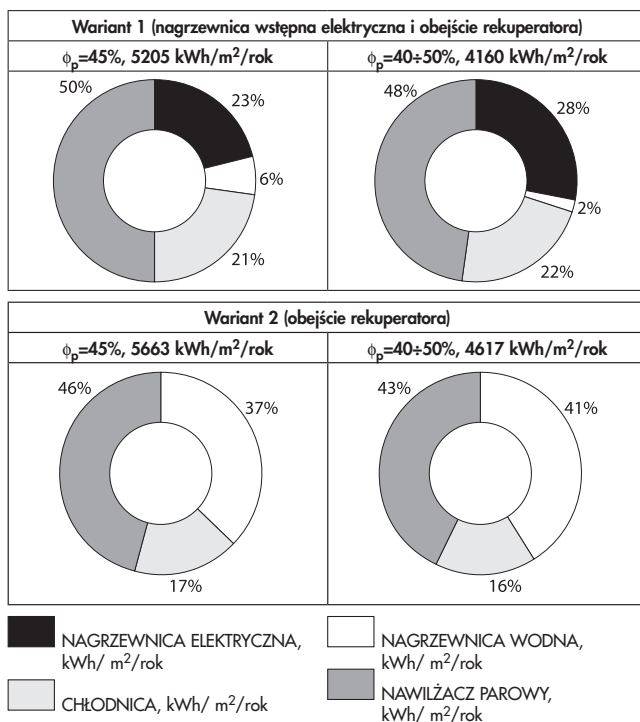
- 25% i 19,9% – dla wariantu 1 (optymalnego),
- 22,7% i 22,3% – dla wariantu 2.

W strukturze rocznego jednostkowego zapotrzebowania na energię pierwotną największy udział ma zapotrzebowanie na energię dla nawilżania powietrza, następnie ogrzewania i chłodzenia. Tendencja ta, utrzymana jest również dla struktury rocznych jednostkowych kosztów na obróbkę termodynamiczną powietrza – największe koszty energetyczne są dla nawilżania parowego, następnie ogrzewania i chłodzenia. Udziały poszczególnych składników w strukturze zapotrzebowania na energię pierwotną oraz jednostkowych kosztów obróbki termodynamicznej powietrza mieszczą się odpowiednio w przedziale:

- 43÷50% i 44÷50% dla nawilżania,
- 29÷41% i 29÷39% dla ogrzewania (ogrzewanie wodne i elektryczne),
- 16÷22% i 17÷22% dla chłodzenia.

Podsumowanie

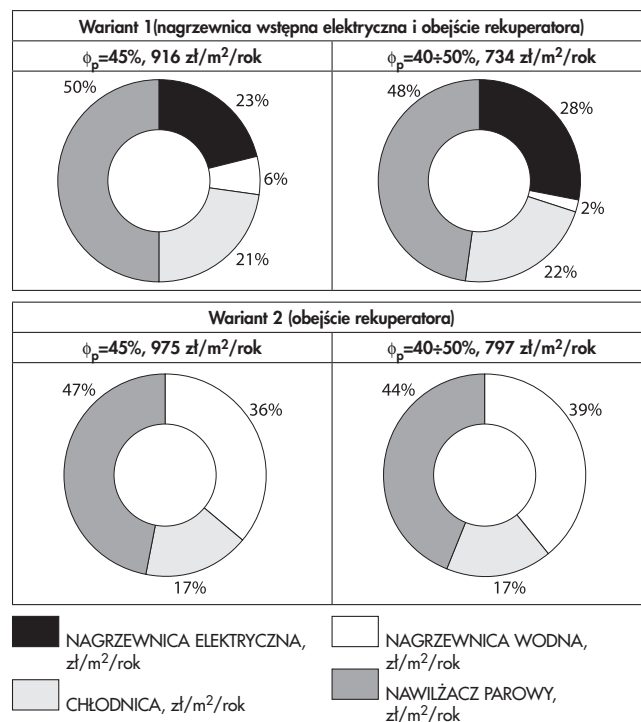
Zapotrzebowanie na energię oraz koszty energetyczne eksploatacji układów klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych są bardzo duże, co wynika głównie z konieczności ciągłego działania, trójstopniowej filtracji



Rys.5.

Procentowy udział składników w rocznym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla układu klimatyzacji pomieszczenia czystego klasy ISO7 (n=70 1/h, $\alpha=20\%$, H=3m)

Fig.5. Percentage share of components in the annual primary energy demand for ISO7 clean room air conditioning system (n=70 1/h, $\alpha=20\%$, H=3m)



Rys.6.

Procentowy udział składników w rocznych kosztach energetycznych na obróbkę termodynamiczną powietrza dla układu klimatyzacji pomieszczenia czystego klasy ISO7 (n=70 1/h, $\alpha=20\%$, H=3m)

Fig.6. Percentage share of components in the annual annual energy costs for thermodynamic air treatment for the ISO7 clean room air conditioning system (n=70 1/h, $\alpha=20\%$, H=3m)

i dużych strumieni powietrza wentylacyjnego. Uzasadnione jest zatem w tych układach odzyskiwanie ciepła z powietrza wywiewanego pomimo, iż procentowy udział powietrza zewnętrznego dla pomieszczeń czystych jest relatywnie niewielki. Jednym ze sposobów realizacji odzyskiwania ciepła jest zastosowanie rekuperacji z wykorzystaniem wymienników krzyżowo-prądowych lub przeciwprądowych. W układach tych powszechnie stosowane są dwa alternatywne warianty zabezpieczenia wymiennika przed oszronieniem: nagrzewnica wstępna elektryczna – wariant 1 lub obejście („by-pass”) rekuperatora – wariant 2. Przeprowadzona analiza pozwoliła na ocenę nakładów energetycznych związanych z zastosowaniem tych wariantów. Na podstawie obliczeń symulacyjnych działania układu klimatyzacji pomieszczenia czystego klasy ISO7 w ciągu roku stwierdzono, iż dla wariantu 1 (z nagrzewnicą wstępną elektryczną oraz obejściem („by-pass”) rekuperatora) uzyskuje się oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną oraz w jednostkowych kosztach obróbki termodynamicznej powietrza równe odpowiednio 8,8% oraz 6,4% w stosunku do wariantu 2 (obejście („by-pass”) rekuperatora). Oszczędności te wzrastają dla poszerzonego przedziału regulacji wilgotności względnej powietrza $\phi_p=40\div 50\%$ odpowiednio do 11% – dla zapotrzebowania na energię pierwotną oraz 8,6% – dla jednostkowych kosztów obróbki termodynamicznej powietrza. Poszerzenie przedziału wilgotności względnej powietrza pozwala zatem uzyskać oszczędno-

ści energetyczne w stosunku do regulacji wilgotności względnej „na punkt”. Związane jest to z mniejszymi nakładami energetycznymi na nawilżanie powietrza w okresie zimowym oraz osuszanie powietrza w okresie letnim. Wniosek ten jest jakościowo oczywisty, natomiast przeprowadzone obliczenia pozwoliły na wyznaczenie ilościowych oszczędności. Obliczenia wykazały również, iż dominującym składnikiem w zapotrzebowaniu na energię pierwotną oraz w jednostkowych kosztach obróbki termodynamicznej powietrza jest nawilżanie powietrza, które mieściło się w przedziale 43÷50%. Decydujący wpływ na nakłady energetyczne na nawilżanie powietrza ma udział powietrza zewnętrznego, który w analizowanych przypadkach przyjęto równy $\alpha=20\%$.

LITERATURA

- [1] Federal Standard 209E: Airborne Particulate Cleanliness Classes In Cleanrooms and Clean Zones. September 11, 1992
- [2] Jo Min-Suk, Jang-Hoon Shin, Won-Jun Kim, Jae-Weon Jeong. Energy-Saving Benefits of Adiabatic Humidification in the Air Conditioning Systems of Semiconductor Cleanrooms. Energies 2017, 10(11), 1774. s.1-23
- [3] Jhy-Ming Tsao, Shih-Cheng Hu, David Yih-Liang Chan, Rich Tsung-Chi Hsu, Jane Car-Cheng Lee. Saving Energy in the make-up unit (MAU) for semiconductor clean rooms in subtropical areas. Energy and Buildings 40, 2008, s.1387-1393
- [4] Kui Shan, Shengwei Wang. Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions –

- A comparative analysis and on-site validation. Applied Energy 204 (2017), s.582-595
- [5] Maćkowiak Monika, Mieczysław Porowski. Sterowanie energooszczędne układu klimatyzacyjnego z recyrkulacją i obrotowym regeneratorem energii dla pomieszczenia czystego. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 50/8. 2019, s.310-317
- [6] Min-Hwi Kim, Oh-Hyun Kwon, Jeong-Tak Jin, An-Seop Choi, Jae-Weon Jeong. Energy Saving Potentials of a 100% Outdoor Air System Integrated with Indirect and Direct Evaporative Coolers for Clean Rooms. Journal of Asian Architecture and Building Engineering 2012/405, s.399-405
- [7] Polski Komitet Normalizacyjny.: Pomieszczenia czyste i związane z nimi środowiska kontrolowane – Cz. 1: Klasyfikacja czystości powietrza PN-EN ISO 14644-1. PKN, 2005
- [8] Porowski Mieczysław. The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion. Energy Conversion and Management 2019, vol. 181 s.621-644
- [9] Porowski Mieczysław. Energy optimization of HVAC system from a holistic perspective: Operating theater application. Energy Conversion and Management 2019, vol. 182 s.461-496
- [10] Porowski Mieczysław, Monika Maćkowiak. Energooszczędne systemy klimatyzacji izolatek oddziałów onkologii, hematologii i transplantacji szpiku. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 49/9. 2018, s.361-367
- [11] Porowski Mieczysław, Edward Szczechowiak. Klimatyzacja pomieszczeń czystych. Termedia, 1999.
- [12] Porowski Mieczysław. Ocena energetyczna układów klimatyzacyjnych sal operacyjnych z recyrkulacją powietrza Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 46/12. 2015, s.485-489
- [13] Szczechowiak Edward. Analityczne obliczanie parametrów powietrza wilgotnego, Chłodnictwo, vol. 20, 1985, 8.