

# Efekty energetyczne zastosowania chłodzenia dwustopniowego w centralach bloków operacyjnych szpitali

The energy effects of the two-stage cooling use in the air-conditioning unit of operating theaters of hospitals

MONIKA JAKUBIAK, MIECZYŚLAW POROWSKI

DOI 10.36119/15.2020.8.2

W artykule zaprezentowano analizę zapotrzebowania na energię netto, końcową i pierwotną centrali klimatyzacyjnej z chłodzeniem jednostopniowym lub dwustopniowym w aplikacji dla bloku operacyjnego szpitala. Jako narzędzie analizy wykorzystano model symulacyjny działania układu klimatyzacyjnego w ciągu całego roku. Wyznaczono między innymi zapotrzebowanie na energię elektryczną dla wytworzenia chłodu w wytwornicach wody chłodzącej. Wykazano – dla studium przypadku, iż zastosowanie chłodzenia dwustopniowego w centrali klimatyzacyjnej układu klimatyzacyjnego, pozwala zmniejszyć zapotrzebowanie na energię elektryczną na wytworzenie chłodu o około 19% w porównaniu do chłodzenia jednostopniowego.

*Słowa kluczowe: klimatyzacja bloków operacyjnych, sterowanie energooptymalne*

The article presents an analysis of the unit demand for net, final and primary energy for an air-conditioning unit with one-stage or two-stage cooling in an application for a hospital operating theater. As a tool in the optimization procedure, a simulation model of the air conditioning system operation during the whole year was formulated. Among other things, the electricity demand for cold generation in cooling water generators was determined. The calculation results for the case study show that the use of two-stage cooling in the air-conditioning unit of the air-conditioning system allows to reduce the demand for electricity for the production of cooling by about 19% compared to single-stage cooling.

*Keywords: air conditioning of operating theaters, optimal energy efficiency control.*

## Wprowadzenie

Układy klimatyzacyjne szpitali należą do najbardziej energochłonnych ze względu na funkcję pełnej klimatyzacji, konieczność ciągłego działania oraz trójstopniową filtrację powietrza. Zapotrzebowanie na energię do obróbki termodynamicznej i przetwarzania powietrza w tych układach, a zwłaszcza optymalizacja struktury i algorytmów sterowania według kryterium energetycznego było przedmiotem wielu badań i analiz Autorów [3, 4, 6]. Podstawowymi elementami każdego układu klimatyzacyjnego są chłodnice powietrza. W standardowych rozwiązaniach dla bloków operacyjnych stosuje się chłodzenie jednostopniowe w centrali klimatyzacyjnej lub dodatkowo chłodzenie suche realizowane w modułach ściennych recyrkulacyjnych sali operacyjnej. Dodatkową opcją realizacji funkcji chłodzenia w centralach

klimatyzacyjnych może być zastosowanie dwóch chłodnic w układzie szeregowym zasilanych chłodziwem o różnych temperaturach, a zatem o różnych temperaturach powierzchni chłodnic. Z założenia pierwsza z tych chłodnic zasilana jest chłodziwem o wyższej temperaturze (priorytet odprowadzenia ciepła jawnego), druga chłodnica – chłodziwem o niższej temperaturze (priorytet osuszania). Przy założeniu oddzielnych źródeł chłodu o różnych temperaturach chłodziwa odpowiednio dla obu kategorii chłodnic, oznacza to możliwość uzyskania oszczędności energetycznych na wytwarzanie chłodu. Rozwiązania systemów zaopatrzenia w chłód mogą obejmować źródła chłodu o zróżnicowanych temperaturach chłodziwa. Systemy takie uzasadnione są zwłaszcza w obiektach o dużej liczbie odbiorników chłodu, obiekty szpitalne zaliczają się do tej kategorii. Badania w zakresie możliwych do

uzyskania oszczędności energetycznych w wyniku zastosowania chłodzenia dwustopniowego w centralach klimatyzacyjnych prowadzili Tsao i in. [7] oraz Jo i in. [1] w aplikacji dla układów klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych. Tsao i in. [7] optymalizowali energetycznie układ klimatyzacyjny w technologii produkcji półprzewodników, w którym chłodzenie dwustopniowe było jednym z elementów strategii optymalizacji. Jo i in. [1] analizowali zapotrzebowanie na energię układów klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych, w których zastosowane były dwa stopnie chłodzenia z chłodnicą suchą w układzie zdecentralizowanym. Przedmiotem prezentowanego artykułu są wyniki badań nad zapotrzebowaniem na energię central klimatyzacyjnych z dwustopniowym chłodzeniem – w porównaniu do chłodzenia jednostopniowego, w układach klimatyzacyjnych bloków operacyjnych szpitali.

mgr inż. Monika Jakubiak, <https://orcid.org/0000-0001-8176-2952>; dr hab. inż. Mieczysław Porowski, prof. PP, <https://orcid.org/0000-0002-9793-6133> – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechnika Poznańska, Polska. Adres do korespondencji/Corresponding author: [mieczyslaw.porowski@put.poznan.pl](mailto:mieczyslaw.porowski@put.poznan.pl)

## Struktura układu klimatyzacyjnego, model symulacyjny

Przedmiotem badań był układ klimatyzacyjny zespołu operacyjnego z centralą z jedno – lub dwustopniowym chłodzeniem przedstawiony na rys. 1. Rysunek 1 przedstawia również osłony bilansowe, w celu zdefiniowania energii użytkowej, końcowej cząstkowej oraz końcowej. Formułując model symulacyjny działania układu klimatyzacyjnego w ciągu całego roku przyjęto następujące założenia:

- pominięto straty ciepła lub chłodu w centralach klimatyzacyjnych, a także na instalacji kanałowej powietrznej,
- założono dwa alternatywne warianty chłodzenia w centrali klimatyzacyjnej: wariant 1 – chłodzenie jednostopniowe, wariant 2 – chłodzenie dwustopniowe z różnymi temperaturami chłodziwa (chłodnica C1 – wyższa temperatura chłodziwa, chłodnica C2 – niższa temperatura chłodziwa),

tymalnej obróbki termodynamicznej powietrza odwzorowane na wykresach h-x. Zapotrzebowanie na energię elektryczną potrzebną do wytworzenia chłodu w wytwornicach wody chłodzącej dla chłodnic w centrali klimatyzacyjnej oraz energię pierwotną dla centrali z dwustopniowym chłodzeniem wyznaczono w oparciu o relacje prezentowane we wcześniejszych publikacjach Autorów [3,4,5]:

$$E_{el} = \frac{1}{EER_1} \cdot Q_{C1,n} + \frac{1}{EER_2} \cdot Q_{C2,n} \quad (2)$$

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_C}{\eta_{C1,t}} \cdot Q_{C1,n} + \frac{w_C}{\eta_{C2,t}} \cdot Q_{C2,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} \quad (3)$$

gdzie:

- $Q_{H,n}$  – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nagrzewnic wodnych, kWh/r,
- $Q_{C1,n}$  – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodnicy C1, kWh/r,

C2 (współczynniki te wyznaczono dla temperatury  $t_{zm}$  – średniej temperatury powietrza zewnętrznego dla której centrala działa w trybie chłodzenia),

$\eta_{H,t}$  – 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  $\eta_{H,t} = 0,81$  ( $\eta_{H,g} = 0,90$  – wytworzenie,  $\eta_{H,s} = 1,0$  – akumulacja,  $\eta_{H,d} = 0,94$  – dystrybucja,  $\eta_{H,e} = 0,95$  – regulacja i sterowanie),

$\eta_{C1,t}, \eta_{C2,t}$  – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu odpowiednio dla chłodnic C1 i C2,  $\eta_{C1,t} = EER_1 \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$ ,  $\eta_{C2,t} = EER_2 \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$  ( $\eta_{C,s} = 0,95$  – 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,  $\eta_{B,t} = \eta_{B,g} \eta_{B,d} \eta_{B,e}$  ( $\eta_{B,g}$  – wytworzenie,  $\eta_{B,d}$  – 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,  $w_C = 3,0$  – agregat chłodniczy o napędzie elektrycznym,  $w_B = 3,0$  – elektryczna wytwornica pary.

Dla centrali z jednostopniowym chłodzeniem w relacjach (2) i (3) należy przyjąć:  $Q_{C1,n} = Q_{C,n}$ ,  $EER_1 = EER$ ,  $Q_{C2,n} = 0$ ,  $\eta_{C1,t} = \eta_{C,t}$ .

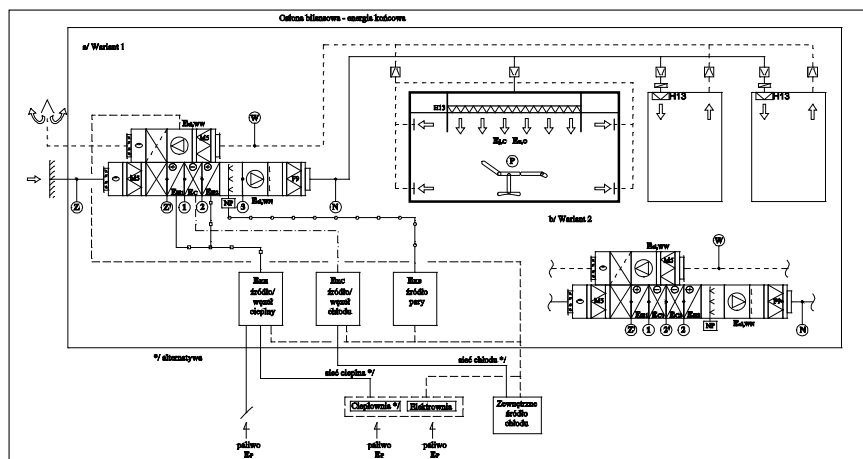
Średnią temperaturę powietrza zewnętrznego, dla której centrala działa w trybie chłodzenia wyznaczono z relacji:

$$t_{zm} = \frac{\sum t_{zi} \cdot \tau_i}{\Delta \tau_c} \quad (4)$$

gdzie:

- $t_{zi}$  – temperatura powietrza zewnętrznego dla której centrala działa w trybie chłodzenia, °C
- $\tau_i$  – czas trwania (liczba godzin) temperatury  $t_{zi}$  w ciągu roku porównawczego (TRY – Test Reference Year), h
- $\Delta \tau_c$  – czas działania (liczba godzin) centrali w trybie chłodzenia w ciągu roku porównawczego, h

Współczynniki efektywności energetycznej  $EER$ ,  $EER_1$ ,  $EER_2$  wyznaczono opierając się na realnym doborze wytwornic



Rys. 1.

Schemat układu klimatyzacyjnego zespołu operacyjnego z osłonami bilansowymi: a) Wariant 1 – chłodzenie jednostopniowe, b) Wariant 2 – chłodzenie dwustopniowe, przyjęto następujące oznaczenia:  $E_{i,C}$ ,  $E_{u,O}$  – energia użytkowa – pomieszczenie;  $E_{Hr}$ ,  $E_C$ ,  $E_{C1}$ ,  $E_{C2}$ ,  $E_B$  – energia cząstkowa końcowa;  $E_{KH}$ ,  $E_{KC}$ ,  $E_{KB}$ ,  $E_{el}$  – energia końcowa; j – jawne, u – utajone, H – ciepło (ogrzewanie), C, C1, C2 – chłód (chłodzenie), O – osuszanie, B – nawilżanie, el – energia elektryczna,  $E_p$  – energia pierwotna

Fig. 1. Diagram of the air conditioning system of the operating theater with balance covers: a) Variant 1 – single-stage cooling, b) Variant 2 – two-stage cooling, the following determinations were adopted:  $E_{i,C}$ ,  $E_{u,O}$  – usable energy – room;  $E_{Hr}$ ,  $E_C$ ,  $E_{C1}$ ,  $E_{C2}$ ,  $E_B$  – partial final energy;  $E_{KH}$ ,  $E_{KC}$ ,  $E_{KB}$ ,  $E_{el}$  – final energy; j – sensible, u – latent, H – heat (heating), C, C1, C2 – cool (cooling), B – humidification, el – electricity,  $E_p$  – primary energy

Formułując algorytmy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza przyjęto funkcję celu w postaci:

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

gdzie:

- $\dot{m}_i$  – strumień masy powietrza w i-tej operacji,
- $\Delta h_i$  – zmiana entalpii właściwej w i-tej operacji.

Zapotrzebowanie na energię netto wyznaczono w oparciu o strefy energoop-

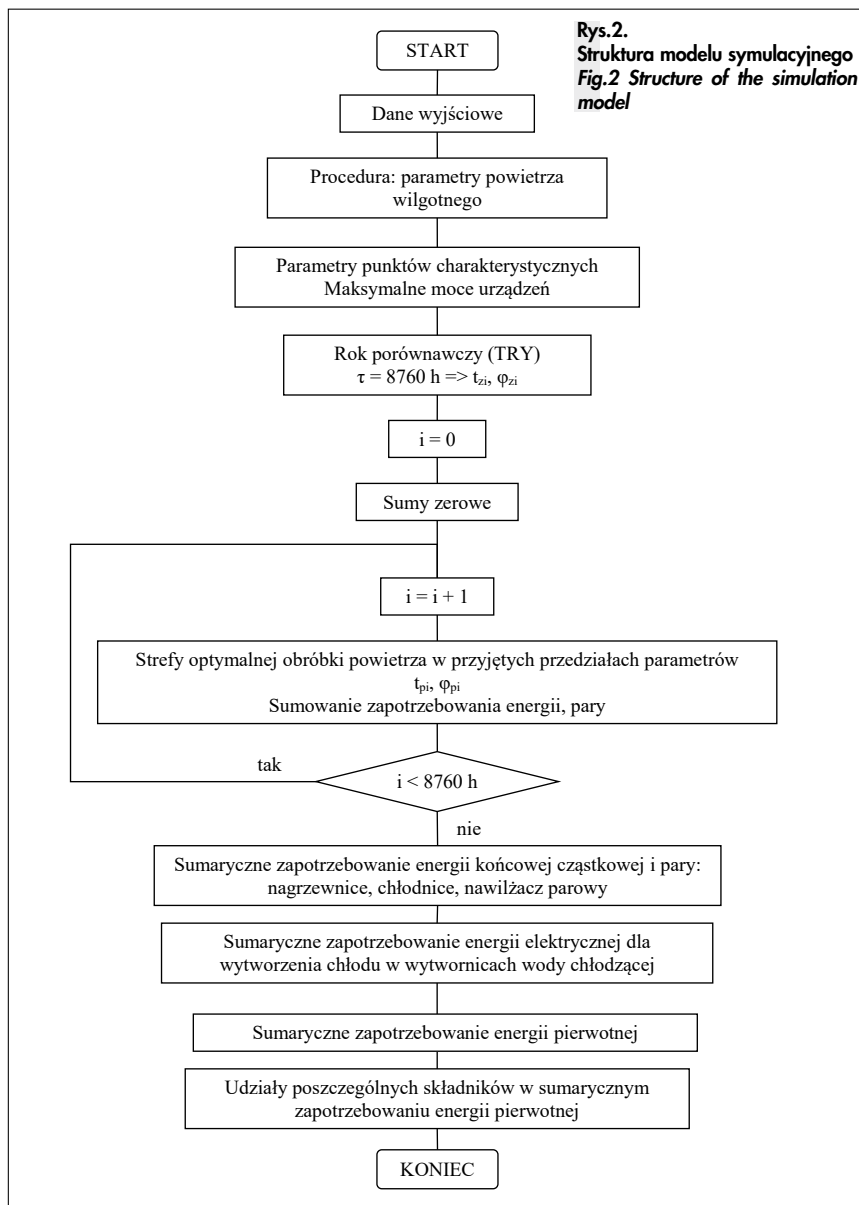
$Q_{C2,n}$  – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodnicy C2, kWh/r,

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

$E_{el}$  – roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną do wytworzenia chłodu w sprężarkowych wytwornicach wody chłodzącej, kWh/r,

$EER_1$ ,  $EER_2$  – średnie współczynniki efektywności energetycznej (Energy Efficiency Rating) odpowiednio dla wytwornic wody chłodzącej zasilającej chłodnicę C1 i chłodnicę

Rys.2.  
Struktura modelu symulacyjnego  
Fig.2 Structure of the simulation  
model



wody chłodzącej z tego samego typoszeregu (jednakowy typ sprężarek, wymienników ciepła, armatury). Parametry termodynamiczne punktów charakterystycznych obiegów chłodniczych wyznaczono w korelacji z parametrami chłodziwa zasilającego chłodnice oraz średnią temperaturą powietrza zewnętrznego, dla której centrala działa w trybie chłodzenia. Dotyczy to zwłaszcza temperatur parowania, skraplania oraz przegrzania i dochłodzenia czynnika chłodniczego. Jednocześnie, w celu weryfikacji relacji między współczynnikami  $EER_1$  i  $EER_2$  wyznaczono teoretyczne współczynniki wydajności chłodniczej definiowane w postaci:

$$\varepsilon_i = \frac{q_{0i}}{w_i} \quad (5)$$

gdzie:

$q_{0i}$  – właściwa moc chłodnicza, kJ/kg  
 $w_i$  – właściwa praca sprężania, kJ/kg

Algorytm modelu symulacyjnego opracowany na podstawie wcześniejszych prac Autorów [3,4,5] przedstawiono na rys.2.

### Dane wyjściowe do obliczeń

Dane wyjściowe do obliczeń w modelu symulacyjnym układu klimatyzacyjnego zespołu operacyjnego (rys.1) przedstawiono w tabeli 1 stanowiącej syntetyczne zestawienie tych danych oraz w tabeli 2, w której przedstawiono parametry charakterystyczne obiegów chłodniczych realizowanych w wytwornicy wody chłodzącej zasilającej chłodnicę w centrali klimatyzacyjnej.

Strefy energooptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla obu wariantów układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej odwzorowano na wykresie h-x przedstawionym na rys. 3.

TABELA 1. Dane wyjściowe w modelu symulacyjnym

TABLE 1. Output data in simulation model

Parametry	Wariant 1 – chłodzenie jednostopniowe	Wariant 2 – chłodzenie dwustopniowe
$V_N$ , m <sup>3</sup> /h	4500	
$V_W$ , m <sup>3</sup> /h	4050	
$t_p$ , °C	21	
$\phi_p$ , %	40 ÷ 60	
$t_{zi}$ , °C	TRY (Test Reference Year)	
$\phi_{zi}$ , %	TRY	
$t_{zm}$ , °C	26,5	
$\dot{Q}_i$ , kW	3,0	
$w_p$ , g/h	360	
$\phi_p$ , –	0 ÷ 0,7 ( $\phi_{max} = 0,7$ )	
EER	3,58	-
$EER_1$	-	4,49
$EER_2$	-	3,58
$\tau$ , h/r	8760	
$c_p$ , kJ/kgK	1,005	
$c_{pp}$ , kJ/kgK	1,86	
$r_o$ , kJ/kg	2500,8	
$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	1,2	
$p_a$ , kPa	100	

gdzie:

- $V_N$  – strumień powietrza nawiewanego,
- $V_W$  – strumień powietrza wywiewanego,
- $t_p$  – temperatura powietrza w pomieszczeniu,
- $\phi_p$  – wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu,
- $t_{zi}$  – temperatura powietrza zewnętrznego w i-tej godzinie roku porównawczego, TRY – rok porównawczy dla Poznania (Test Reference Year), 8760 wartości par parametrów  $t_{zi}$ ,  $\phi_{zi}$ ,
- $\phi_{zi}$  – wilgotność względna powietrza zewnętrznego w i-tej godzinie roku porównawczego,
- $t_{zm}$  – średnia temperatura powietrza zewnętrznego dla której centrala działa w trybie chłodzenia,
- $\dot{Q}_i$  – zyski ciepła jawnego,
- $w_i$  – strumień wilgoci,
- $\phi_i$  – skuteczność odzysku ciepła jawnego wymiennika glikolowego,
- EER,  $EER_1$ ,  $EER_2$  – średnie współczynniki efektywności energetycznej (Energy Efficiency Rating) odpowiednio dla wytwornic wody chłodzącej zasilającej chłodnicę C, C1 i C2,
- $\tau$  – 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,
- $\rho$  – średnia gęstość powietrza,
- $p_a$  – ciśnienie barometryczne.

**TABELA 2.** Parametry charakterystyczne obiegów chłodniczych dla czynnika R410A realizowanych w wytwornicy wody chłodzącej zasilającej chłodnice w centrali klimatyzacyjnej  
**TABLE 2.** Characteristic parameters of cooling cycles for the R410A refrigerant realized in the cooling water generator feeding the coolers in the air-conditioning unit

Parametry	Wariant 1 - chłodzenie jednostopniowe	Wariant 2 - Chłodzenie dwustopniowe	
	Chłodnica C $t_z/t_p = 7/12\text{ }^\circ\text{C}$ , $t_{zm} = 26,5\text{ }^\circ\text{C}$	Chłodnica C1 $t_z/t_p = 14/19\text{ }^\circ\text{C}$ , $t_{zm} = 26,5\text{ }^\circ\text{C}$	Chłodnica C1 $t_z/t_p = 7/12\text{ }^\circ\text{C}$ , $t_{zm} = 26,5\text{ }^\circ\text{C}$
$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	+2,0	+9,0	+2,0
$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	+36,5	+36,5	+36,5
$\Delta t_p, \text{ K}$	5,0	5,0	5,0
$\Delta t_D, \text{ K}$	7,0	7,0	7,0
EER*	3,58	-	-
EER,*	-	4,49	-
EER <sub>2</sub> *	-	-	3,58
$\epsilon$	6,67	-	-
$\epsilon_1$	-	8,84	-
$\epsilon_2$	-	-	6,67

gdzie:

$t_0$  - temperatura parowania czynnika chłodniczego,

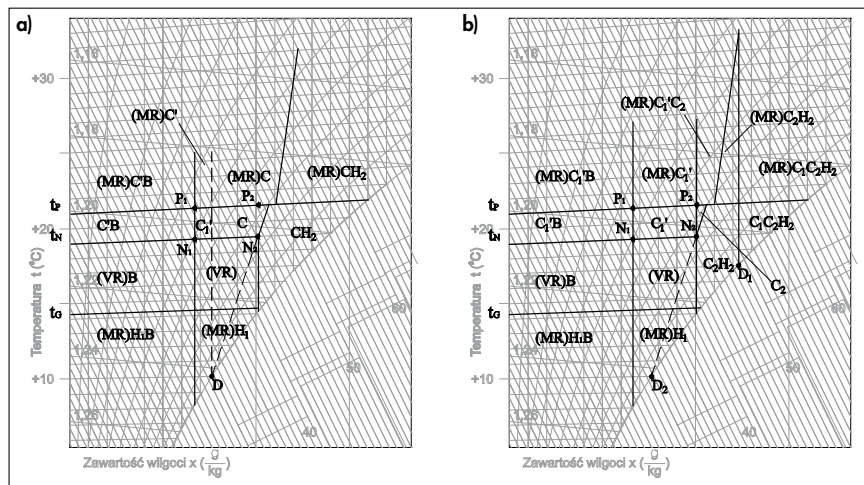
$t_k$  - temperatura skraplania czynnika chłodniczego,

$\Delta t_p$  - przegrzanie,

$\Delta t_D$  - dochłodzenie,

$\epsilon, \epsilon_1, \epsilon_2$  - współczynnik wydajności chłodniczej,

\* Program doborowy wytwornicy wody chłodzącej (ten sam typoszereg) [2]



**Rys.3.**

Strefy optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza: a) Wariant 1 - chłodzenie jednostopniowe, b) Wariant 2 - chłodzenie dwustopniowe; przyjęto następujące oznaczenia: (MR) - maksymalne odzyskiwanie ciepła, H<sub>1</sub> - ogrzewanie (nagrzewnica pierwotna), H<sub>2</sub> - ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), C', C<sub>1</sub> - chłodzenie jawne w centrali (bez osuszania), C, C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> - chłodzenie z osuszaniem w centrali, B - nawilżanie parowe, N - stan powietrza nawiewanego, P - stan powietrza w pomieszczeniu  
**Fig.3.** The areas of optimal thermodynamic air treatment: a) Variant 1 - single-stage cooling, b) Variant 2 - two-stage cooling; the following determinations were adopted: (MR) - maximum heat recovery, H<sub>1</sub> - heating (primary heater), H<sub>2</sub> - heating (secondary heater), C', C<sub>1</sub> - explicit cooling in the air handling unit AHU (without dehumidification), C, C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> - cooling with dehumidification in the AHU, B - steam humidification N - state of supply air, P - air condition in the room

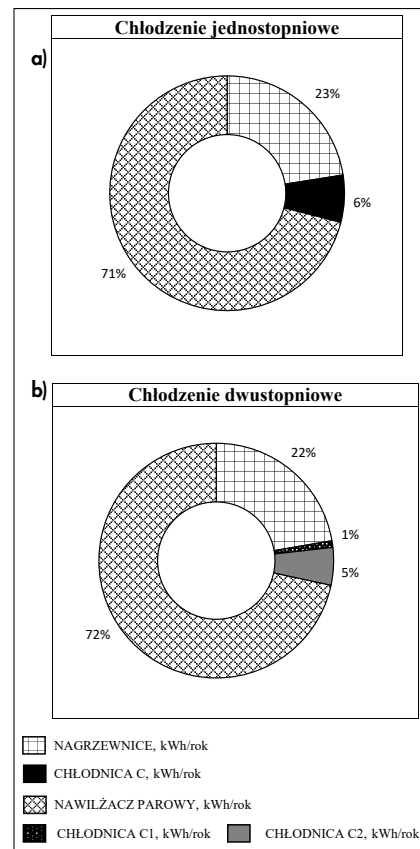
### Wyniki obliczeń

Wyniki obliczeń zapotrzebowania na energię netto, końcową oraz pierwotną dla centrali klimatyzacyjnej zespołu operacyjnego zestawiono w tabeli 3.

Wyniki obliczeń zapotrzebowania na chłód netto i energię elektryczną do wytworzenia chłodu w sprężarkowych wytwornicach wody chłodzącej zasilającej

**TABELA 4.** Zapotrzebowanie na chłód netto i energię elektryczną do wytworzenia chłodu w sprężarkowej wytwornicy wody chłodzącej  
**TABLE 4.** The demand for net cooling and electricity to generate cooling in the compressor cooling water generator

Chłód netto/ Energia elektryczna	Jednostopniowe chłodzenie		Dwustopniowe chłodzenie
	Chłodnica (C1)	Chłodnica (C2)	SUMA
Chłodnica (C1)	kWh/rok	-	2579/ 720*
Chłodnica (C2)	kWh/rok	-	11 663/ 2598**
SUMA	kWh/rok	-	14 242/ 3318
Chłodnica (C)	kWh/rok	14 723/ 4113**	-



**Rys.4.**

Procentowy udział składników w rocznym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla układu klimatyzacji zespołu operacyjnego a) Wariant 1 - chłodzenie jednostopniowe, b) Wariant 2 - chłodzenie dwustopniowe  
**Fig.4.** Percentage share of components in the annual primary energy demand for the air conditioning system of operating theatre a) Variant 1 - single-stage cooling, b) Variant 2 - two-stage cooling

**TABELA 3.** Zapotrzebowanie na energię dla centrali klimatyzacyjnej zespołu operacyjnego  
**TABLE 3.** Energy demand for the operating theatre air conditioning unit

Energia netto/ (końcowa)		Wariant 1 - chłodzenie jednostopniowe	Wariant 2 - chłodzenie dwustopniowe
Nagrzewnica pierwotna (H1)	kWh/rok	29 439/ (36 344)	29 439/ (36 344)
Nagrzewnica wtórna (H2)	kWh/rok	6 991/ (8 631)	6 309/ (7 789)
Chłodnica (C)	kWh/rok	14 723/ (4 748)	-
Chłodnica (C1)	kWh/rok	-	2 579/ (663)
Chłodnica (C2)	kWh/rok	-	11 663/ (3 761)
Nawilżacz parowy (B)	kWh/rok	49 392/ (51 992)	49 392/ (51 992)
Energia pierwotna	kWh/rok	219 691	217 794

chłodnice w centrali klimatyzacyjnej przedstawiono w tabeli 4.

Strukturę rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną układu klimatyzacyjnego przedstawiono na rys.4.

Analiza zapotrzebowania na energię układu klimatyzacyjnego z centralą z chłodzeniem jednostopniowym i dwustopniowym prowadzi do następujących wniosków:

- dla centrali z chłodzeniem dwustopniowym zapotrzebowanie na chłód netto jest mniejsze o 3,3% w stosunku do chłodzenia jednostopniowego – w wybranych strefach energooszczędnej obróbki termodynamicznej powietrza (rys.3) zapotrzebowanie na chłód dla układu dwustopniowego jest mniejsze,
- zapotrzebowanie na energię elektryczną do wytworzenia chłodu w sprężarkowej wytwornicy wody chłodzącej jest mniejsze o 19,3% dla chłodzenia dwustopniowego w stosunku do chłodzenia jednostopniowego,
- udziały zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodzenia jednostopniowego i dwustopniowego są porównywalne i wynoszą odpowiednio: 6,5% i 6,1%,
- zapotrzebowanie na energię pierwotną centrali klimatyzacyjnej z dwustopniowym chłodzeniem jest mniejsze o 0,9% (~1%) w stosunku do chłodzenia jednostopniowego – wynika to z relatywnie niewielkiego udziału zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodzenia w stosunku do całkowitego zapotrzebowania na energię pierwotną.

#### Podsumowanie

Relatywnie duże zapotrzebowanie na energię układów klimatyzacyjnych bloków operacyjnych szpitali inspirowane do poszukiwania potencjalnych źródeł oszczędności. Jednym z możliwych kierunków działań w tym zakresie jest zastosowanie chłodzenia dwustopniowego w centralach klimatyzacyjnych. Realizacja takiej koncepcji wymaga zaprojektowania wytwornicy wody chłodzącej dla klimatyzacji o różnych temperaturach chłodziwa. Z założenia powietrze w centrali klimatyzacyjnej chłodzone jest najpierw w chłodnicy zasilanej chłodziwem o wyższej temperaturze (z priorytetem chłodzenia jawnego), a następnie w chłodnicy zasilanej chłodziwem o niższej temperaturze. Oszczędności energetyczne uzyskuje się głównie w wyniku zmniejszenia zapotrzebowania na energię elektryczną wytwornicy wody chłodzącej o wyższej temperaturze chłodziwa i większej wartości współczynnika EER. Badania symulacyjne przeprowadzone dla standardowego układu klimatyzacyjnego zespołu operacyjnego wykazały, iż można uzyskać zmniejszenie zapotrzebowania na energię elektryczną o 19,3% w wyniku zastosowania chłodzenia dwustopniowego, w stosunku do chłodzenia jednostopniowego w centrali klimatyzacyjnej. Efekty energetyczne w odniesieniu do zapotrzebowania na energię pierwotną są mniej spektakularne – około 1%, ponieważ udział chłodzenia w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną jest relatywnie mały (6,1 ÷ 6,5%).

#### LITERATURA

- [1] Jo Min-Suk, Jang-Hoon Shin, Won-Jun Kim and Jae-Weon Jeong. Energy-Saving Benefits of Adiabatic Humidification in the Air Conditioning Systems of Semiconductor Cleanrooms. *Energies* 10(11), 2017 s.1-23
- [2] Karty doborowe wytwornicy wody chłodzącej typoszeru i-BX firmy Climaveneta, 2020
- [3] Maćkowiak Monika, Mieczysław Porowski. Sterowanie energooszczędne układu klimatyzacyjnego z recykulacją i obrotowym regeneratorem energii dla pomieszczenia czystego. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 50/8. 2019, s.310-317
- [4] Maćkowiak Monika, Mieczysław Porowski. Zapotrzebowanie na energię oraz koszty klimatyzacji w układzie z recykulacją i rekuperatorem dla pomieszczenia czystego. *INSTAL* 10. 2019, s.28-33
- [5] 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
- [6] Porowski Mieczysław. Energy optimization of HVAC system from a holistic perspective: Operating theater application. *Energy Conversion and Management* 2019, vol. 182 s.461-496
- [7] Tsao Jhy-Ming, Shih-Cheng Hu, Tengfang Xu, David Y.L.Chan. Capturing energy-saving opportunities in make-up air systems for cleanrooms of high-technology fabrication plant in subtropical climate. *Energy and Buildings* 42, 2010 s. 2005-2013



XXIII  
KONFERENCJA

**Szczyt Gazowy Trójmorza  
– bezpieczeństwo,  
integracja, transformacja.**

**27-30 WRZEŚNIA 2020, MIĘDZYZDROJE  
HOTEL VIENNA HOUSE AMBER BALTIC**



PATRONAT HONOROWY  
PREZYDENTA RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ  
ANDRZEJA DUDY

PARTNER GŁÓWNY KONFERENCJI



PARTNER MERYTORYCZNY KONFERENCJI



Dołnośląski Instytut Studiów  
Energetycznych

BRANŻOWY PARTNER KONFERENCJI



PATRON MEDIALNY



ORGANIZATOR

studio | 4u

BIURO ORGANIZACYJNE KONFERENCJI

**Studio 4u**, 70-782 Szczecin, ul. Leśna Polana 17,  
tel. kom.: +48 607 220 470, +48 602 365 879  
e-mail: gazterm@gazterm.pl

[www.gazterm.pl](http://www.gazterm.pl)