

4

OCENA POMIARÓW PARAMETRÓW PRACY CHŁODNICY POWIETRZA – STUDIUM PRZYPADKU

4.1 WPROWADZENIE

Do poprawy warunków klimatycznych w kopalniach głębokich wykorzystywane są między innymi różnego rodzaju urządzenia chłodnicze. Są to urządzenia o działaniu pośrednim i bezpośrednim. W urządzeniach o działaniu pośrednim powietrze chłodzone jest za pomocą wodnych chłodnic powietrza, a o działaniu bezpośrednim za pomocą parownika. Pomiary parametrów pracy tych urządzeń są pomocne przy określaniu wpływu poszczególnych czynników (np.: miejsca usytuowania, parametrów fizycznych chłodzonego powietrza, jego ilości) na ich sprawność, a także na optymalizację rozmieszczenia mocy chłodniczej w wyrobisku [7]. Studiując prace dotyczące zagadnień związanych z klimatyzacją można zauważyć, że obecnie główny nacisk kieruje się na budowę dużych systemów klimatyzacji (grupowych lub centralnych) oraz na zwiększenie wielkości mocy chłodniczej tych systemów. Istotnym elementem, w każdym systemie klimatyzacji, są lokalne urządzenia chłodnicze, gdyż właśnie one są tzw. „ostatnim ogniwem”, które decyduje o końcowym efekcie klimatyzacji.

W ocenie poprawności pracy chłodnicy bardzo często wykorzystuje się informację wyłącznie dotyczącą wartości spadku temperatury mierzonej termometrem suchym. Celem pracy jest analiza różnych parametrów powietrza przy przepływie przez chłodnicę lub układ wentylator-chłodnica. Przedstawiony zostanie wpływ parametrów powietrza przed przemianą na parametry po przemianie – studium przypadku – aby zwrócić uwagę, że do poprawnej oceny pracy chłodnicy powietrza konieczne jest uwzględnienie również innych parametrów, niż wyłącznie temperatury mierzonej termometrem suchym.

4.2 METODYKA BADAŃ

Analizując zmiany parametrów powietrza, takie jak: temperatura powietrza mierzona termometrem wilgotnym, wilgotność właściwa, entalpia właściwa, ciśnienie cząstkowe pary wodnej, gęstość powietrza suchego oraz wilgotnego, przy przemianie termodynamicznej (chłodzeniu powietrza) możliwe jest obliczenie mocy

cieplnej powietrza. Można to uzyskać na kilka sposobów. Graficznie – za pomocą wykresu i-x Molliera [3], analitycznie – przy wykorzystaniu równań z chemii fizycznej lub z wykorzystaniem oprogramowania komputerowego – na przykład przy użyciu programu Z.K.S. Mollier 2000 i Z.K.S. Moc 2000 [4, 6, 8].

Programy Z.K.S. Mollier 2000 i Z.K.S. Moc 2000 oraz wykres i-x Molliera bazują na równaniu termicznym stanu gazu, zwanym też równaniem Clapeyrona [1, 2]:

$$p \nu = RT \quad (4.1)$$

gdzie:

p – ciśnienie gazu, Pa,

ν – objętość właściwa gazu, m³/kg,

R – indywidualna stała gazowa, J/kg·K,

T – temperatura bezwzględna, K

oraz innych zależnościach znanych z termodynamiki powietrza. Zastosowano między innymi następujące wzory:

- wilgotność właściwa powietrza – x:

$$x = \frac{379,793 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot t_w}{t_w + 237,29}} - 4,1161 \cdot 10^{-4} \cdot (t - t_w) \cdot p}{p - 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot t_w}{t_w + 237,29}} + 6,6176 \cdot 10^{-4} \cdot (t - t_w) \cdot p} \quad (4.2)$$

gdzie:

t – temperatura powietrza mierzona termometrem suchym, °C,

t_w – temperatura powietrza mierzona termometrem wilgotnym, °C,

- wilgotność właściwa powietrza nasyconego – x_n :

$$x_n = \frac{379,793 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot t}{t + 237,29}}}{p - 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot t}{t + 237,29}}} \quad (4.3)$$

- gęstość powietrza suchego – ρ_p :

$$\rho_p = \frac{p - p_o}{R_{ps} \cdot T} \quad (4.4)$$

gdzie:

R_{ps} – stała gazowa powietrza suchego, J/kg·K. $R_{ps} = 287,22$ J/kg·K,

p_o – prężność pary wodnej, Pa, obliczana ze wzoru:

$$p_o = 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5t}{t + 237,29}} \quad (4.5)$$

- wilgotność względna powietrza – φ :

$$\varphi = \frac{p \cdot x}{p_o \cdot (0,622 + x)} \quad (4.6)$$

- entalpia właściwa powietrza wilgotnego – i_{pw} :

$$i_{pw} = c_p \cdot x + r_p \cdot x + x \cdot c_w \cdot t \quad (4.7)$$

gdzie:

c_p – ciepło właściwe powietrza suchego przy stałym ciśnieniu, J/kg·K,
 r_p – ciepło parowania wody w temperaturze 0°C, J/kg,
 c_w – ciepło właściwe pary wodnej przegrzanej (nienasyconej), J/kg·K.
 - moc cieplna (strumień entalpii) – N_c :

$$N_c = \dot{I} = \Delta i \cdot \dot{m}_{ps} \quad (4.8)$$

gdzie:

Δi – różnica entalpii właściwej przed i po przemianie, J/kg,
 \dot{m}_{ps} – strumień masy powietrza suchego

$$\dot{m}_{ps} = \frac{\dot{V}_{pw} \cdot \rho_{pw}}{1 + x} \quad (4.9)$$

gdzie:

\dot{V}_{pw} – strumień objętości powietrza wilgotnego
 ρ_{pw} – gęstość powietrza wilgotnego, kg/m³:

$$\rho_{pw} = \frac{p \cdot (1 + x)}{T \cdot R_{H_2O} \cdot (0,622 + x)} \quad (4.10)$$

R_{H_2O} – stała gazowa pary wodnej

Przy użyciu programu Z.K.S. Miks 2000 [5] można określić parametry powietrza, jakie uzyska się po zmieszaniu się strumienia ochłodzonego z pozostałą częścią powietrza nie biorącą udziału w procesie chłodzenia (określoną przez współczynnik bocznikowania). Współczynnik bocznikowania określa, jaka część powietrza przepływająca przez chłodnicę nie kontaktuje się z powierzchnią wymiany ciepła chłodnicy, czyli nie uczestniczy w wymianie ciepła.

Przy wyznaczaniu parametrów mieszaniny skorzystano z równań bilansu wilgoci i ciepła, przy czym znane muszą być wilgotności właściwe x , entalpie właściwe i oraz wydatki masowe \dot{m} mieszających się strumieni powietrza. Równanie bilansu wilgoci ma postać:

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot x_M \quad (4.11)$$

gdzie:

\dot{m}_1, \dot{m}_2 – wydatki masowe pierwszego (ochłodzonego) i drugiego strumienia powietrza (określonego współczynnikiem bocznikowania b), kg/s,

x_1 – wilgotność właściwa pierwszego strumienia powietrza, kg pary H₂O/kg powietrza suchego,

x_2 – wilgotność właściwa drugiego strumienia powietrza, kg pary H₂O/kg powietrza suchego,

x_M – wilgotność właściwa mieszaniny, kg pary H₂O/kg powietrza suchego,
 stąd:

$$x_M = \frac{\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (4.12)$$

Równanie bilansu ciepła:

$$\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot i_M \quad (4.13)$$

gdzie:

i_1 – entalpia właściwa pierwszego strumienia powietrza, J/kg,

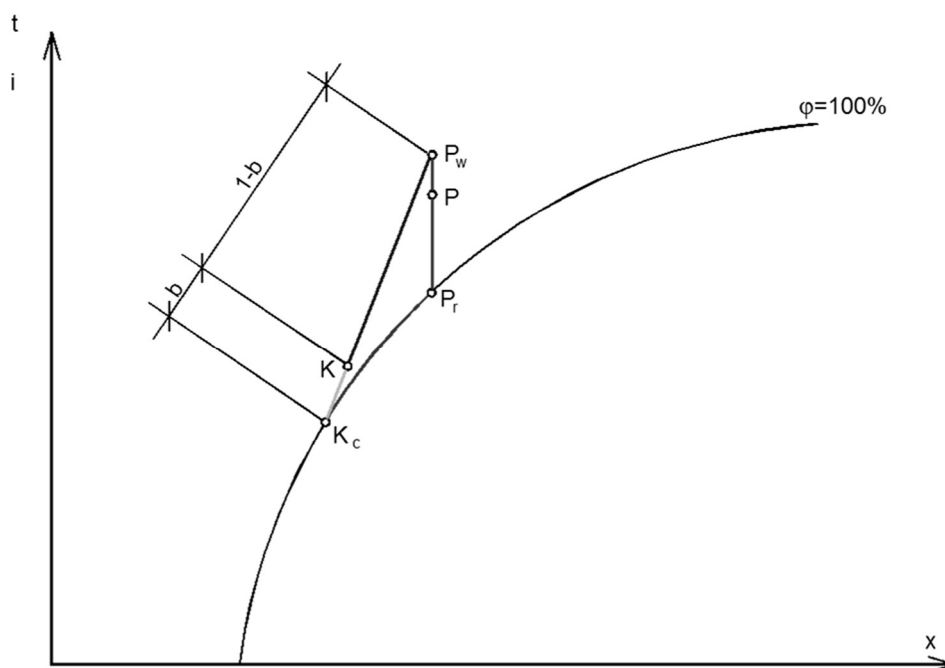
i_2 – entalpia właściwa drugiego strumienia powietrza, J/kg,

i_M – entalpia właściwa mieszaniny, J/kg,

stąd:

$$i_M = \frac{\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (4.14)$$

Wspomniany wyżej tok obliczeń komputerowych można wykonać również przy wykorzystaniu wykresu i - x Molliera [3] oraz informacji przedstawionych na rysunku 4.1.



Rys. 4.1 Sposób wyznaczania współczynnika bocznikowania b na wykresie i - x Molliera

Wentylator wymuszający przepływ powietrza przez chłodnicę powoduje wzrost temperatury powietrza z punktu P do punktu P_w (rys. 4.1). Następnie część powietrza ($1-b$) kontaktującego się z powierzchnią wymiany ciepła ulega ochłodzeniu, a przemiana przebiega wzdłuż linii $x = \text{const}$ od punktu P_w do punktu P_r , leżącego na krzywej $\phi = 100\%$ i dalej wzdłuż tej krzywej do punktu K_c . Druga część powietrza, określona współczynnikiem bocznikowania b , przepływa przez chłodnicę bez kontaktu z powierzchnią wymiany ciepła (pozostaje w punkcie P_w). Na wylocie z chłodnicy obydwa strumienie mieszają się i wynik końcowy określa punkt K .

Wykres i-x Molliera

Przedstawione wcześniej parametry stanu (między innymi ciśnienie, ciśnienie cząstkowe pary wodnej, ciśnienie cząstkowe pary wodnej nasyconej, wilgotność względna, bezwzględna i właściwa, temperatury mierzone termometrem suchym i wilgotnym) i funkcja stanu (entalpia właściwa) opisują stan termodynamiczny powietrza wilgotnego. Zostały one również przedstawione w postaci graficznej przez R. Molliera [3] i nazwane wykresem Molliera lub wykresem i-x. Wykres został stworzony przy założeniu stałego ciśnienia atmosferycznego (np. 1000 hPa, 1100 hPa, 1150 hPa) i dla takiego ciśnienia przedstawiono graficznie te zależności.

4.3 WYNIKI – STUDIUM PRZYPADKU

Dla właściwej oceny parametrów pracy chłodnicy powietrza, jak również układu wentylator – chłodnica powietrza zastosowano studium przypadku.

Analizie poddano trzy przypadki:

P₁ – określony parametrami: $t_{spu1} = 30^{\circ}\text{C}$; $t_{szu1} = 20^{\circ}\text{C}$ i $t_{pu1} = 100\%$,

P₂ – określonej parametrami: $t_{spu2} = 30^{\circ}\text{C}$; $t_{szu2} = 20^{\circ}\text{C}$ i $t_{pu2} = 75\%$,

P₃ – określonej parametrami: $t_{spu3} = 30^{\circ}\text{C}$; $t_{szu3} = 20^{\circ}\text{C}$ i $t_{pu3} = 60\%$,

gdzie:

t_{spu1} , t_{spu2} , t_{spu3} – temperatura mierzona termometrem suchym przed urządzeniem, $^{\circ}\text{C}$,

t_{szu1} , t_{szu2} , t_{szu3} – temperatura mierzona termometrem suchym za urządzeniem, $^{\circ}\text{C}$,

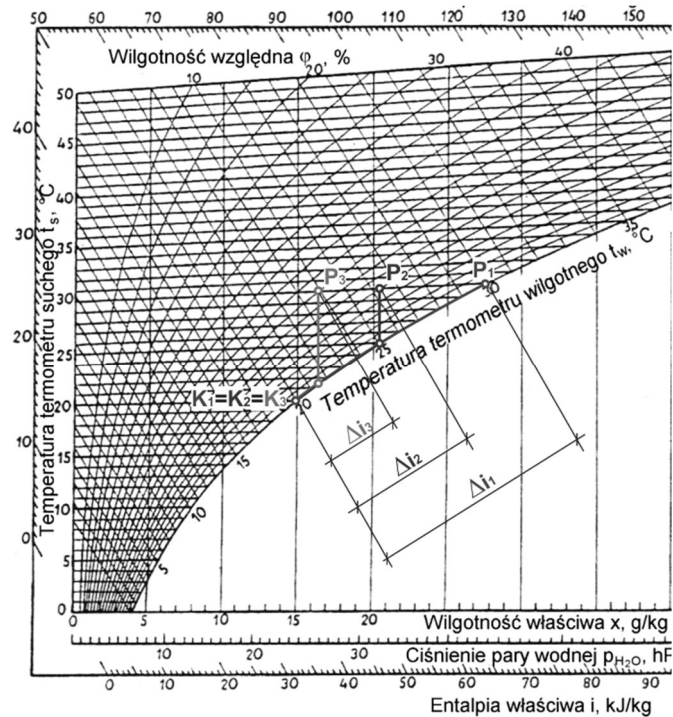
t_{pu1} , t_{pu2} , t_{pu3} – wilgotność względna powietrza przed urządzeniem, %.

Dodatkowo założono, że przemiana odbywa się przy stałym ciśnieniu $p = 100000 \text{ Pa}$. Wartość ciśnienia przyjęto wyłącznie dla rozważań teoretycznych. W kopalniach głębinowych ciśnienie ma wyższą wartość (powyżej 110000 Pa), lecz nie wpłynie to znacząco na końcowy wynik obliczeń, a tym bardziej na istotę przeprowadzonego studium przypadku. Ponadto założono, że strumień objętościowy chłodzonego powietrza wynosi $10 \text{ m}^3/\text{s}$, a w przypadku analizy układu wentylator – chłodnica powietrza założono przyrost temperatury spowodowany pracą wentylatora wynoszący 3°C . Współczynnik bocznikowania przyjęto 0 (cały strumień powietrza był chłodzony) i 0,1 (chłodzone było 90% strumienia powietrza).

Chłodnica powietrza - przypadek 1, 2 i 3

Na rysunku 4.2 przedstawiono wyniki analizy na wykresie i-x Molliera dla przypadków P₁, P₂ i P₃. Wyniki obliczeń:

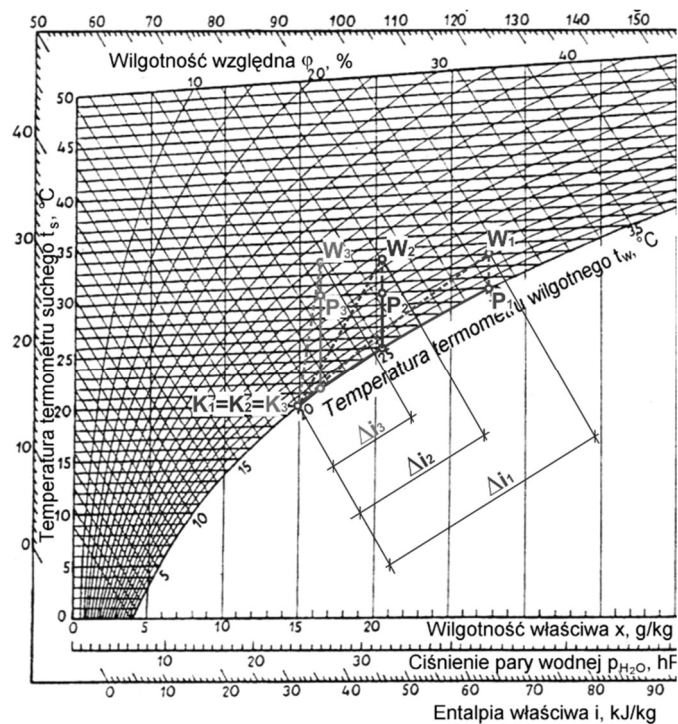
- Przypadek 1 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 484,0 \text{ kW}$.
- Przypadek 2 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 273,6 \text{ kW}$.
- Przypadek 3 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 155,9 \text{ kW}$.



Rys. 4.2 Wyniki analizy dla chłodnicy powietrza na wykresie i-x Molliera

Układ wentylator – chłodnica powietrza – przypadek 1, 2 i 3 – współczynnik boczniowania $b = 0$

Na rysunku 4.3 przedstawiono wyniki analizy na wykresie i-x Molliera dla przypadków P_1 , P_2 i P_3 .



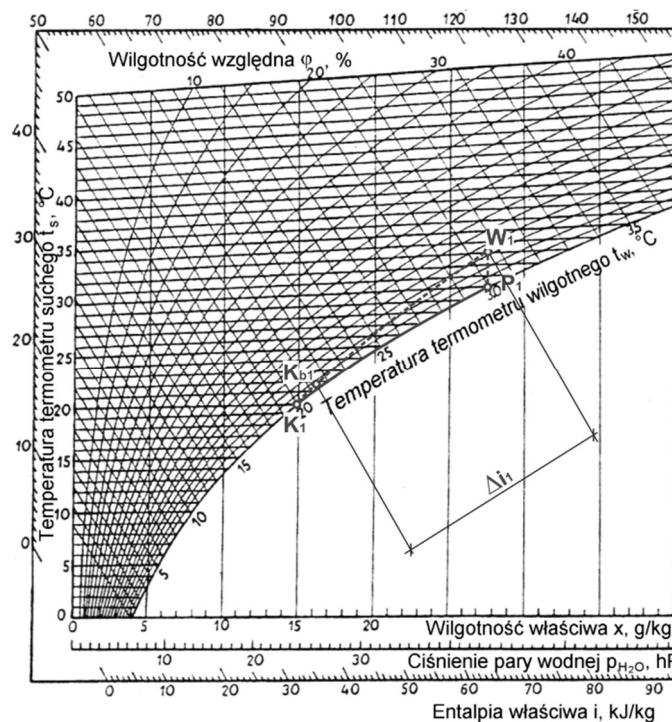
Rys. 4.3 Wyniki analizy dla układu wentylator – chłodnica powietrza i współczynnika boczniowania $b = 0\%$ dla przypadków P_1 , P_2 i P_3 na wykresie i-x Molliera

Wyniki obliczeń:

- Przypadek 1 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 518,0$ kW.
- Przypadek 2 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 308,9$ kW.
- Przypadek 3 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0$ moc cieplna wyniosła $N_c = 194,6$ kW.

Układ wentylator – chłodnica powietrza – przypadek 1, 2 i 3 – współczynnik bocznikowania $b = 0,1$

Na rysunku 4.4 przedstawiono wyniki analizy na wykresie i-x Molliera dla przypadku P₁ i współczynnika bocznikowania $b = 0,1$.

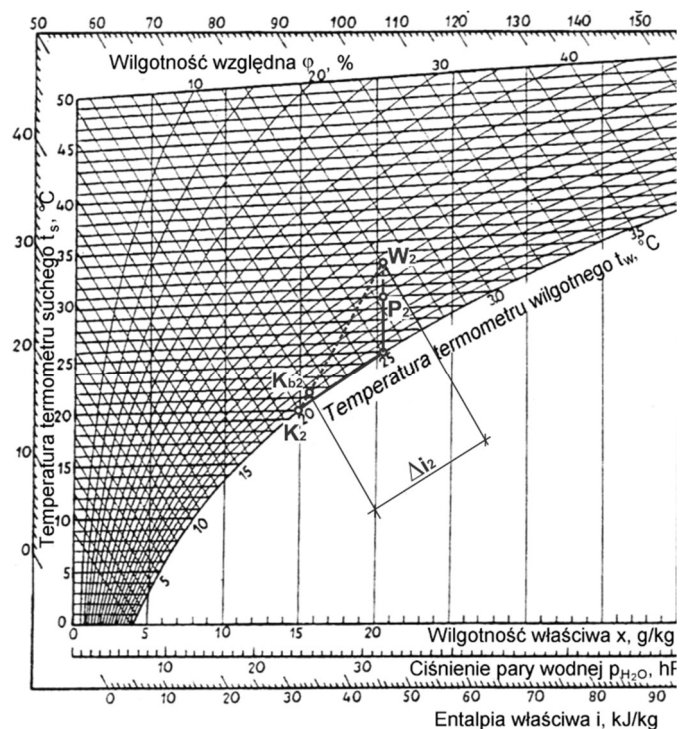


Rys. 4.4 Wyniki analizy dla układu wentylator – chłodnica powietrza i współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ dla przypadku P₁ na wykresie i-x Molliera

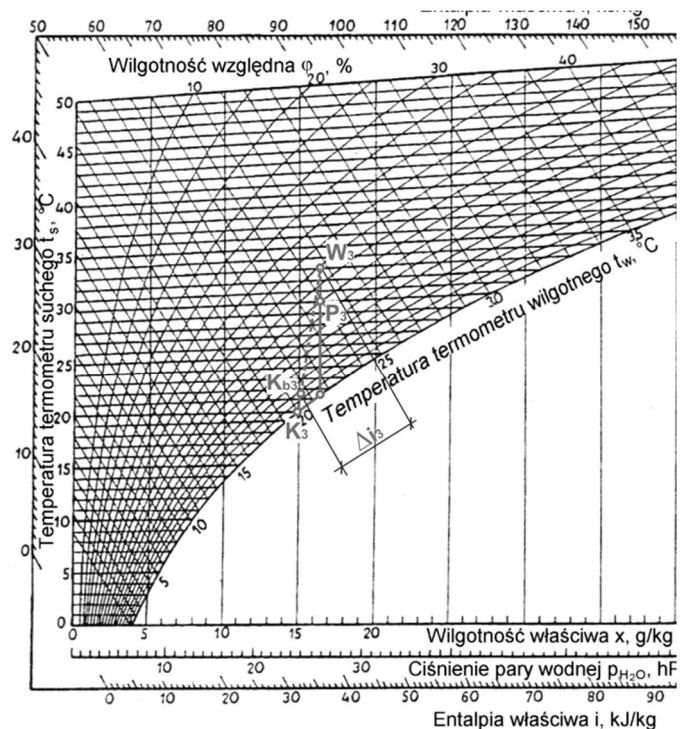
Na rysunku 4.5 dla przypadku P₂, a na rysunku 4.6 dla przypadku P₃.

Wyniki obliczeń:

- Przypadek 1 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ moc cieplna wyniosła $N_c = 463,7$ kW.
- Przypadek 2 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ moc cieplna wyniosła $N_c = 274,8$ kW.
- Przypadek 3 – dla współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ moc cieplna wyniosła $N_c = 174,2$ kW.



Rys. 4.5 Wyniki analizy dla układu wentylator – chłodnica powietrza i współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ dla przypadku P_2 na wykresie i - x Molliera



Rys. 4.6 Wyniki analizy dla układu wentylator – chłodnica powietrza i współczynnika bocznikowania $b = 0,1$ dla przypadku P_3 na wykresie i - x Molliera

Porównanie wyników obliczeń

W tabeli 4.1 zestawiono wyniki przeprowadzonych analiz.

Tabela 4.1 Zestawienie wyników

Układ	Moc cieplna N_c			Różnica bezwzględna pomiędzy wartością maksymalną a i-tym przypadkiem ΔN_c			Różnica względna pomiędzy wartością maksymalną a i-tym przypadkiem n $n = \frac{N_{c\max} - N_{ci}}{N_{ci}} \cdot 100\%$		
	kW			kW			%		
	Przypadek								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Chłodnica powietrza – współczynnik bocznikowania $b=0$	484,0	273,6	155,9	0	210,4	328,1	0	77	210
Układ wentylator – chłodnica powietrza – współczynnik bocznikowania $b=0$	518,0	308,9	194,6	0	209,1	323,4	0	68	166
Układ wentylator – chłodnica powietrza – współczynnik bocznikowania $b=0,1$	463,7	274,8	174,2	0	188,9	289,5	0	69	166

4.4 WNIOSKI

Według analiz przeprowadzonych w pracy można zauważyć, iż w celu prawidłowego określenia mocy cieplnej i chłodnicy powietrza lub układu wentylator-chłodnica powietrza istotna jest znajomość parametrów stanu powietrza przed i po przemianie.

W przypadku samej chłodnicy powietrza należy znać minimum dwa parametry stanu i strumień masy (lub strumień objętości) chłodzonego powietrza, przy korzystaniu z wykresu i-x Molliera dla konkretnej wartości ciśnienia. W pokazanej analizie różnica pomiędzy najwyższą a najniższą wartością mocy cieplnej wynosi 328,1 kW, co przekłada się na względną różnicę 210%. Jeśli założyć, że wyniki dotyczyłyby tej samej chłodnicy powietrza, a wartość maksymalna mogłaby być porównana z jej maksymalną sprawnością 100%, to najniższa wartość oznaczałaby sprawność rzędu 32%, czyli trzykrotnie niższą.

W przypadku układu wentylator-chłodnica powietrza należy znać minimum dwa parametry stanu i strumień masy (lub strumień objętości) chłodzonego

powietrza. Współczynnik bocznikowania ma znaczenie wówczas, kiedy nie znamy parametrów powietrza po ochłodzeniu. W pokazanej analizie różnica pomiędzy najwyższą a najniższą wartością mocy cieplnej równa jest 323,4 kW (przy współczynniku bocznikowania wynoszącym 0), co przekłada się na względną różnicę 166%. Jeśli założyć, że wyniki dotyczyłyby tej samej chłodnicy powietrza, a wartość maksymalna mogłaby być porównana z jej maksymalną sprawnością 100%, to najniższa wartość oznaczałaby sprawność rzędu 38%.

Przy współczynniku bocznikowania wynoszącym 0,1 różnica pomiędzy najwyższą a najniższą wartością mocy cieplnej to 289,5 kW. Wartości różnicy względnej i sprawności są identyczne, jak we wcześniejszym przypadku.

Wzrost współczynnika bocznikowania powoduje spadek maksymalnej mocy cieplnej.

Ponadto z przeprowadzonego studium wynika, iż dla takich założeń najlepsze wyniki (najwyższe wartości mocy cieplnej) są uzyskiwane dla najwyższych wilgotności względnych powietrza. Jeśli natomiast założyć, że moc cieplna chłodnic byłaby stała, to najbardziej obniżyłaby się temperatura mierzona termometrem suchym w przypadku najniższej wilgotności względnej powietrza.

4.5 PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono studium przypadku dotyczącego analizy pracy chłodnicy powietrza lub układu wentylator-chłodnica powietrza. Udowodniono, że podczas przeprowadzania oceny pracy chłodnicy lub układu istotna jest znajomość większej liczby parametrów, niż wyłącznie wartości temperatury mierzonej termometrem suchym. Reasumując, w celu dokładnej i rzeczywistej analizy oraz oceny pracy chłodnic powietrza należy dokonywać pomiarów kilku parametrów stanu, pamiętając o pomiarze strumienia objętości lub masy powietrza, a także w przypadku układów z wentylatorem – przyrostu temperatury powietrza, jaki ten wentylator powoduje przy wymuszeniu przepływu.

Projektując klimatyzację należy wziąć pod uwagę nie tylko moc cieplną urządzenia chłodniczego, ale również parametry techniczne pracy samej chłodnicy, to jest efektywność pracy oraz współczynnik bocznikowania.

LITERATURA

1. R. Domański, M. Jaworski, M. Redow. *Wymiana ciepła. Komputerowe wspomaganie obliczeń; tablice własności termofizycznych*. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1996.
2. W. Haussler. *Zastosowanie wykresu $i-x$, ($h-x$) w inżynierii sanitarnej*. Warszawa: Arkady, 1970.
3. R. Mollier. „Neue Diagramme zur technischen Warmelehre.” *VDI-Z.* 48, pp. 271, 1904.
4. K. Słota. „Obliczanie parametrów stanu powietrza wilgotnego z wykorzystaniem programu Z.K.S. MOLLIER 2000.” *Wiadomości Górnicze*, nr 5, pp. 193-201, 2001.

5. K. Słota. „Wykorzystanie technik komputerowych do wyznaczania parametrów mieszaniny dwóch strumieni powietrza.” *Przegląd Górniczy*, nr 11, pp. 24-26, 2002.
6. K. Słota. „Zastosowanie programu Z.K.S. MOC 2000 do obliczania mocy cieplnej powietrza wilgotnego, uzyskanej podczas procesu jego chłodzenia lub nagrzewania.” *Wiadomości Górnicze*, nr 1, pp. 20-25, 2002.
7. K. Słota, Z. Słota. „Analiza mocy chłodnic DV-290 i LKM2-290 w warunkach dołowych.” *Wiadomości Górnicze*, nr 1, pp. 23-27, 2006.
8. K. Słota, Z. Słota. „Edukacyjne i naukowe aspekty pakietu Z.K.S. Multiklimat 2000 w rozwiązywaniu zagadnień z zakresu wentylacji i klimatyzacji kopalń,” *Polski Kongres Górniczy, Gospodarka Surowcami Mineralnymi*, t. 23, zeszyt specjalny 4, Kraków, 2007, pp. 297-310.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 10.2016

Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 03.2017

dr inż. Krzysztof Słota

Politechnika Śląska,
Wydział Górnictwa i Geologii,
Instytut Eksploatacji Złóż
ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice, Polska
e-mail: krzysztof.slota@polsl.pl

OCENA POMIARÓW PARAMETRÓW PRACY CHŁODNICY POWIETRZA – STUDIUM PRZYPADKU

Streszczenie: W górnictwie i przemyśle do chłodzenia powietrza wykorzystuje się chłodnice powietrza. Moc tych urządzeń ma wpływ na parametry powietrza po przemianie, lecz nie zawsze można mówić o poprawnym działaniu urządzenia przyjmując do analizy wyłącznie temperaturę powietrza. Celem pracy jest analiza różnych parametrów powietrza przy przepływie przez chłodnicę lub układ wentylator-chłodnica. Przedstawiony zostanie wpływ parametrów powietrza przed przemianą na parametry po przemianie. Na wykresie $i-x$ Molliera pokazano przemianę powietrza dla jego przepływu przez chłodnicę, jak również układ wentylator-chłodnica. Przy założeniu stałej temperatury powietrza chłodzonego t_{spu} równej 30°C (temperatura powietrza przed ochłodzeniem) i stałej temperatury powietrza po ochłodzeniu t_{szu} równej 20°C oraz trzech różnych wilgotnościach względnych: $t_{pu1}=100\%$, $t_{pu2}=75\%$ oraz $t_{pu3}=60\%$ różnica entalpii cieplnej pomiędzy pierwszym a trzecim przypadkiem wynosi prawie 210% . W pracy przedstawiono schemat przepływu powietrza przez chłodnicę lub układ wentylator-chłodnica, wykorzystując wykres $i-x$ Molliera. Pokazano studium przypadku, gdzie zakładano stałą temperaturę powietrza przed i po przemianie, a zmienną była wilgotność względna powietrza. Wykazano, że wielkość mocy chłodniczej jest bardzo zmienna, a różnice pomiędzy wartością minimalną a maksymalną mogą być bardzo duże.

Słowa kluczowe: klimatyzacja, aerologia górnicza, chłodnice powietrza

EVALUATION OF MEASUREMENT OF WORKING PARAMETERS OF COOLER AIR - CASE STUDY

Abstract: In the mining industry and for air cooling uses air coolers. The power of these devices has an impact on the parameters of the air after the transformation, but you can't always talk about the correct operation of the device accepting to analyze only the air temperature. The aim of this study is to analyze the various parameters of the air flow through the cooler or the system-fan cooler will be presented before the impact of air parameters conversion parameters of the transformation. In the Mollier's chart showing the change of the air as it passes through the cooler and the cooler-fan system. Assuming the constant air volume t_{spu} temperature of 30°C (air temperature before cooling) and the constant cooling air temperature t_{szu} of 20°C and three different relative humidities: $t_{pu1} = 100\%$, $t_{pu2} = 75\%$ and $t_{pu3} = 60\%$ difference enthalpy heat between the first and the third case is almost 210% . The study is a diagram of the air flow through the cooler or cooler-fan system, using the Mollier's chart. Shown in a case study, it was assumed constant temperature of the air before and after the transformation, and the variable was the relative humidity of the air. It has been shown that the size of the cooling capacity is highly variable, and the difference between the minimum and maximum values can be very large.

Key words: air conditioning, mining aerology, air coolers