ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1992
Seria: GÓRNICTWO z. 205 Nr kol. 1179

Józef WACŁAWIK
Władysław MIKOŁAJCZYK
Marian BRANNY
Instytut Górnictwa Podziemnego i Bezpieczeństwa Pracy
AGH. Kraków

O WYDAJNOŚCI CIEPLNEJ GÓRNICZYCH CHŁODNIC POWIETRZA

Streszczenie. W pracy przeprowadza się rozważania na temat zmian parametrów termodynamicznych powietrza w wyrobiskach górniczych w przypadku stosowania urządzeń chłodniczych. Rozważania dotyczą porównania rzeczywistych parametrów pracy chłodnic powietrza GCCP-115 z ich wielkościami nominalnymi. W klimatyzacji górniczej w Polsce stosowane są głównie chłodnice przeponowe, dlatego proces wymiany ciepła rozważa się na podstawie wielkości temperatury czynnika chłodniczego oraz temperatury punktu rosy. Przy wyznaczaniu parametrów termodynamicznych powietrza za wymiennikiem uwzględnia się proces wymiany masy (wykroplenie). Strumień powietrza przepływający w warstwie bezpośrednio przylegającej do powierzchni chłodnicy osiąga stan nasycenia i ewentualnie dalej obniża swoją temperaturę. Natomiast pozostała część powietrza przepływa w "niezmienionym" stanie. Udziały obu części powietrza określone są przez współczynnik bocznikowania BF (by pass factor), którego wartość można określić z zależności (1). Podano uproszczone zależności do obliczania spadku entalpii powietrza podczas jego przepływu przez chłodnicę [1]. W dalszej części referatu przeprowadzono rozważania nad zmianą parametrów powietrza przy jego przepływie przez komory zraszania. Na podstawie obserwacji "in situ" przeprowadzono porównanie wydajności cieplnej chłodnic GCCP-115 i GCCP-185 z ich wielkościami nominalnymi.

ON A HEAT OUTPUT OF MINE AIR COOLERS

Summary. Considerations have been made in the paper on the subject of changes of the thermodynamic parameters of air in mining excavations in the case of using refriegerating machines. The considerations refer to the comparison of real working parameters of air coolers GCCP-115 and thei nominal quantities. In mine air conditioning in Poland mainly membra ne coolers are used, hence the process of heat exchange is considered on the basis of the temperature of the cooling factor and the temperature of dew point. When determining the thermodynamic parameters of air behind the exchanger the process of mass exchange is taken into consideration. The air stream flowing in the layer directly adjoining the surface of the cooler reaches the state of saturation and possibly further decreases its temperature. However, the remaining amount of air flows in an "unchanged" state. The fractions of both parts of air are

determined by a bypass factor BF whose value may be determined depending on equation(1). The simplified dependences for the calculation of the enthalpy drop of air during its flow through the cooler have been given [1]. In the next part of the paper some considerations have been made on the change of the parameters of air during its flow through the sprinkling chamber. On the basis of the observations "in situ" a comparison has been made on the heat output of the coolers GCCP-115 and GCCP-185 with their nominal values.

О ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ГОРНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Резюме. В работе ведутся рассуждения на тему изменений термодинамических параметров воздуха в горных выработках в случае применения холодильных устройств. Сравниваются действительные параметры работы воздухоохладителей GCCP-115 с их номинальными величинами. В больше в горном кондиционировании воздуха применяются главным образом поверхностные холодильники, поэтому процесс теплообмена рассматривается на оснований температуры хладагента точки росы. При определении термодинамических параметров воздуха за теплообменником, учитывается процесс массообмена. Струя воздуха, протекающая через слой прилегающий непосредственно к поверхности воздухоохладителя, достигает насыщенного состояния, и возможно, дальше понижает свою температуру. Остальная же масса воздуха протекает в "неизмененном" состоянии. Доли обеих частой воздуха определяются коэффициентом шунтирования BF (by pass factor), значение которого можно получить из зависимости [1] . Даются упрощенные зависимости для расчета падения энтальпии воздуха при его протекании по воздухоохладителю . Затем рассматривается изменение параметров воздуха во время его протекания по оросительным камерам. На основе наблюдений, проведенных в рабочих, было следано сравнение теплопроизводительности холодильных установок GCCP-115 и GCCP-185 с их номинальными величинами.

KOPALNIANE CHŁODNICE POWIETRZA

Przy projektowaniu klimatyzacji kopalń zakłada się, że moce cieplne chłodnic powietrza są wielkościami zadanymi. Na podstawie tych mocy i wartości parametrów powietrza wlotowego do chłodnic określa się temperatury i wilgotności powietrza na wylotach z urządzeń klimatyzacyjnych lub w przodkach wyrobisk klimatyzowanych. Z bilansów cieplnych sporządzonych dla chłodnic powietrza pracujących w wyrobiskach kopalń górnośląskich wynika, że pomierzona moc cieplna różni się nieraz znacznie od mocy podawanych przez producenta i przyjętych przy sporządzaniu bilansów cieplnych. W niniejszych rozważaniach przedstawiona jest propozycja wyznaczania zmian parametrów powietrza podczas chłodzenia oparta na bilansowaniu ciepła w chłodnicy jako wymiennika ciepła [1], [2], [3], [4], [5]. Parametry pracy kopalnianych chłodnic powietrza w naszych warunkach klimatycznych mogą zmieniać się w dość szerokich granicach. Na ogół zawierają się one w następujących przedziałach:

- temperatura powietrza przed chłodnicą 28 - 35 ^{o}C,
- wilgotność względna przed chłodnicą 60 - 90 %,
- temperatura punktu rosy 19 - 33 ^{o}C.

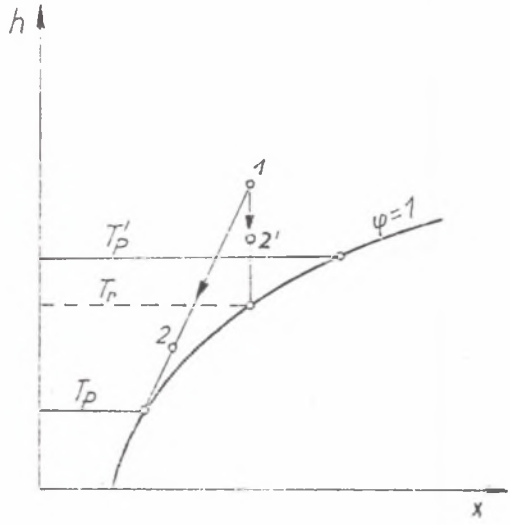
W przypadku bardzo suchego powietrza temperatura punktu rosy jest niższa. Wykroplona para wodna ma postać cieczy, a stopień osuszenia powietrza może być znaczny. W górnictwie stosowane są zarówno chłodnice przeponowe (powierzchniowe), jak również bezprzeponowe (komory zraszania).

W systemach klimatyzacyjnych o działaniu bezpośrednim chłodnice przeponowe stosowane są w postaci parownika, w którym chłodzone jest powietrze, natomiast w układach o działaniu pośrednim w postaci wodnych chłodnic powietrza. W komorach zraszania powietrze kondycjonowane jest w obiegu wodnym, chłodzonym w parowniku ziębiarki.

CHŁODNICE PRZEPONOWE

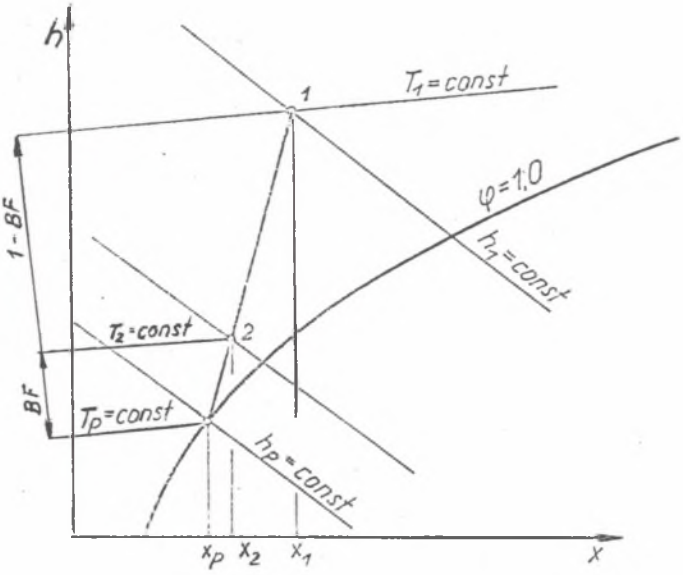
Przy temperaturze powierzchni chłodniczej wymiennika niższej od temperatury punktu rosy ($T_p < T_r$) wraz z chłodzeniem powietrza zachodzi wykraplanie pary wodnej. Powierzchnia chłodnicy po stronie powietrza zostaje zwilżona, a powietrze płynące przez wymiennik ciepła styka się z warstewką kondensatu. Temperatura wykroplin równa się zwilżonej powierzchni wymiennika.

W wyniku zmiesznia powietrza ochłodzonego przez zimne powierzchnie chłodnic z pozostałą masą powietrza przepływającego przez chłodnicę następuje zmiana jego globalnych parametrów termodynamicznych. Przy bezpośrednim chłodzeniu powietrza w parowniku ziembiarki powierzchnia chłodząca ma w przybliżeniu jednakową temperaturę.



Rys. 1 Przemiany przy chłodzeniu powietrza w chłodnicy przeponowej
Fig. 1 Changes during air cooling in a membrane cooler

W tym przypadku stan powietrza nad powierzchnią chłodzącą zmierza do stanu w punkcie przecięcia izotermy powietrza o temperaturze T_p z krzywą nasycenia $\varphi = 1$ (rys. 1). Globalne parametry powietrza leżą na odcinku prostym łączącym ten punkt z punktem przedstawiającym stan początkowy 1. Parametry powietrza wypływającego z chłodnicy, czyli w omawianym przypadku z parownika przedstawia punkt 2, którego współrzędne zależą od oporu cieplnego przejmowania ciepła od powierzchni chłodniczej. Opisany przebieg procesu chłodzenia przez powierzchnię wymiennika ciepła o jednakowej temperaturze stał się podstawą opracowania przybliżonego sposobu obliczeń cieplnych chłodnic powietrza stosowanych w klimatyzacji kopalń. Przyjmując, że stosunek strumienia chłodzonego do przepływającego w stanie i dla danej chłodnicy jest wielkością stałą, można wyznaczyć współczynnik bocznikowania BF (rys. 2).



Rys. 2 Graficzna definicja współczynnika bocznikowania BF chłodnicy przeponowej

Fig. 2 Graphic definition of the by pass factor BF of a membrane cooler

Z bilansów ciepła wynika, że:

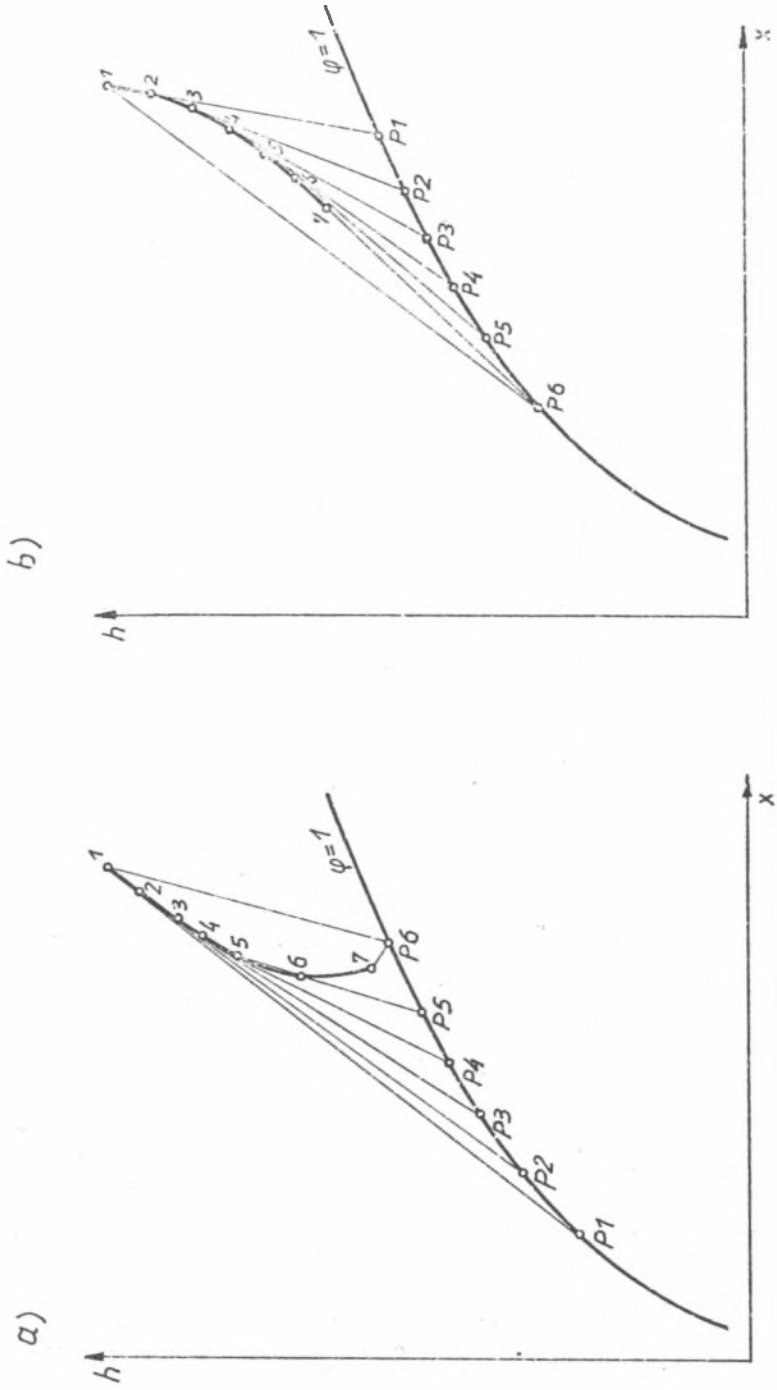
$$BF = \frac{T_2 - T_p}{T_1 - T_p} = \frac{x_2 - x_p}{x_1 - x_p} = \frac{h_2 - h_p}{h_1 - h_p} , \qquad (1)$$

gdzie:

- T - temperatura powietrza,
- T_p - temperatura powierzchni chłodzącej,
- x - wilgotność właściwa,
- h - entalpia właściwa.

Indeks 1 dotyczy wlotu do chłodnicy, indeks 2 - wylotu.

W przypadku gdy powietrze chłodzone jest przez wodę lub przez solankę, to w wymienniku cieplnym następują duże zmiany temperatury chłodziwa. Odpowiednio do tego następuje po stronie powietrza wzrost temperatury powierzchni chłodniczej i skroplin. Na rys. 3 przedstawiono zmiany temperatury powietrza w chłodnicy współprądowej (a) i przeciwprądowej (b). Przy ich wyznaczaniu



Rys. 3.
Fig. 3

założono, że na pewnym odcinku wężownicy wymiennika temperatury jego powierzchni jest stała i równa T_{pi}.

W chłodnicach powietrza kierunki przepływu obu czynników krzyżują się ze sobą, a różnica temperatur nie przekracza zwykle kilku stopni Celsjusza. W związku z tym w obliczeniach zwykle zakłada się, że temperatura skroplin na powierzchni kontaktu z powietrzem jest stała i równa średniej temperaturze powierzchni chłodnicy. W wymienniku cieplnym następuje przenikanie ciepła przez przegrody, którymi są ścianki rur. W przypadku gdy temperatura powierzchni chłodzącej po stronie powietrza jest niższa od punktu rosy, zachodzi wykraplanie pary wodnej z powietrza.

W takim przypadku przyjmuje się, że w warstwie powietrza przylegającego do ścianki ciśnienie cząstkowe pary wodnej równe jest ciśnieniu w stanie nasycenia w temperaturze równej temperaturze powierzchni. Prężność pary wodnej w przepływającym powietrzu jest wyższa w związku z wyższą temperaturą powietrza. Gęstość strumieni ciepła q i masy m_w wody podlegającej wykropleniu oblicza się z zależności:

$$q = \alpha_z \, (T - T_p) \, \frac{W}{m^2} \, , \tag{2}$$

$$m_w = \sigma \, (x - x_p'') \, \frac{kg}{m^2 \, s} \, , \tag{3}$$

gdzie:

α_z - wypadkowy współczynnik przejmowania ciepła po stronie powietrza,

σ - współczynnik przejmowania wilgoci,

x - wigotność właściwa.

Spadek entalpii powietrza podczas przepływu przez chłodnicę wiąże się z obniżeniem temparatury oraz ze skropleniem pary wodnej

$$\Delta h = \alpha_z \, (T - T)_p + \sigma \, (x - x_p'') \, (c_{pw} \, T + r), \tag{4}$$

gdzie:

C_{pw} - ciepło właściwe pary wodnej,

r - utajone ciepło parowania wody.

KOMORY ZRASZANIA

Podczas bezpośredniego kontaktu z wodą o stałej temperaturze T_w powietrze może ulegać różnym przemianom. W zależności od wzajemnego stosunku masy stanów wyjściowych obu czynników mogą zachodzić różne warianty procesów wymiany energii i masy w postaci ciepła i wilgoci, w szczególności można uzyskać ochłodzenie lub nagrzewanie, osuszenie, lub nawilżenie powietrza. Wymianę ciepła jawnego powoduje różnica temperatur wody i powietrza.

$$q_k = \alpha\ (T_w - T)\ \frac{W}{m^2}, \tag{5}$$

gdzie:

q - gęstość strumienia ciepła,

α - współczynnik przejmowania ciepła.

Gęstość strumienia masy wilgoci q_w odparowującej z powierzchni wody można wyliczyć ze wzoru:

$$q_w = \sigma\ (x'' - x)\ \frac{kg}{m^2 s}, \tag{6}$$

gdzie:

σ - współczynnik przejmowania masy,

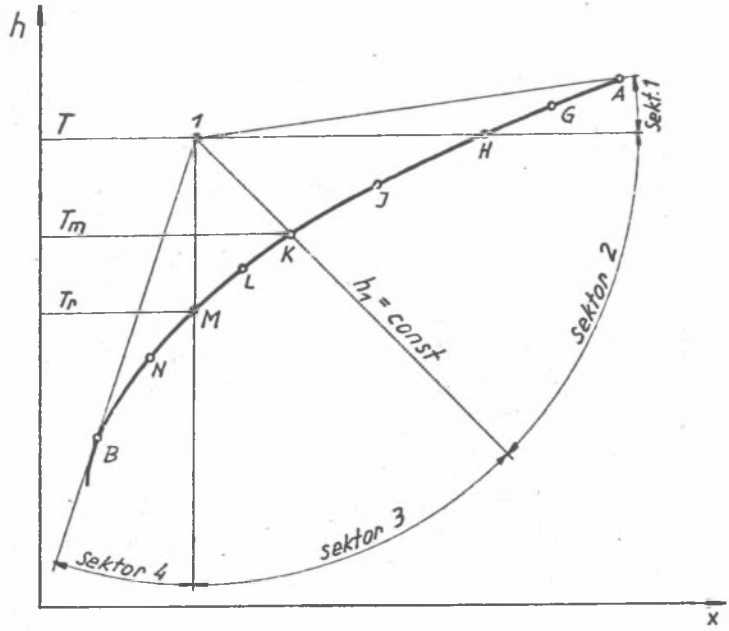
x" - wilgotność powietrza w temperaturze powierzchni kropli cieczy w stanie nasycenia,

x - wilgotność właściwa.

Mnożąc q_w przez utajone ciepło parowania wody r uzyskuje się wartość ciepła utajonego związanego ze zmianą stanu skupienia wody, której towarzyszy nawilżanie ($\Delta x > 0$) lub osuszanie. Gdy stan określa (punkt G) nierówność ($T_\alpha > T_w > T$), wartości ciepła jawnego q_k i utajonego $q_w r$ są dodatnie, powietrze nawilża się, wzrasta jego temperatura i entalpia (rys.4).

Przy $T_w = T$ (punkt H) ciepło jawne jest zerowe, ciepło utajone dodatnie. Następuje nawilżanie powietrza i wzrost jego entalpii przy stałej temperaturze. Przy $T > T_w > T_m$ (punkt J) ciepło jawne jest ujemne, utajone dodatnie, ich suma również dodatnia. Przemiana charakteryzuje się nawilżaniem powietrza, wzrostem jego entalpii i spadkiem temperatury. Gdy $T_w = T_m$ (punkt K), ciepło jawne jest ujemne, utajone dodatnie, ich suma zerowa. Zachodzi wzrost wilgotności właściwej powietrza przy stałej entalpii i spadku temperatury. Przy zadanych wartościach parametrów powietrza w stanie

oznaczonym punktem K woda ochładza się do najniższej temparatury, której wartość nosi nazwę granicznej temperatury chłodzenia.



Rys. 4

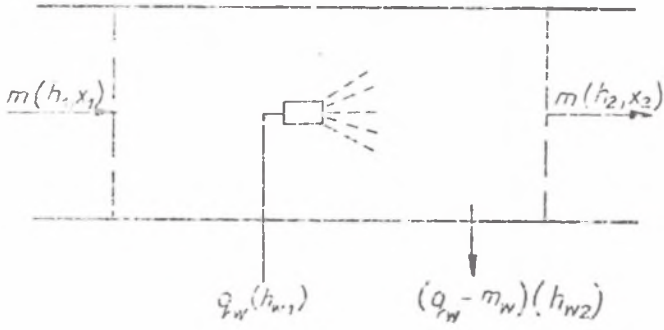
Fig. 4

Przy $T_m > T_w > T_r$ (punkt L), ciepło jawne jest ujemne, utajone dodatnie, ich suma ujemna. Powietrze nawilża się, jego temperatura i entalpia spada. Gdy $T_w + T_r$ (punkt M), ciepło jawne jest ujemne, utajone zerowe, ich suma jest ujemna. Wilgotność właściwa powietrza jest stała, entalpia i temperatura powietrza obniżają się. Gdy $T_r > T_w > T_B$ (punkt N), ciepła jawne i utajone są ujemne, następuje osuszenie powietrza oraz spadek jego entalpii i temperatury. Obliczanie komór zraszania ma na celu wyznaczenie parametrów powietrza wylotowego oraz ilości wody i wartości jej parametrów początkowych i końcowych (rys.5).

Podstawę obliczeń stanowią bilans cieplny i masowy w postaci:

$$m_p(h_2 - h_1) = q_w\,(h_{w1} - h_{w2}) + m_w h_{w2} + Q_{ot}\ , \tag{7}$$

$$m_p\,(x_2 - x_1) = m_w\ , \tag{8}$$



Rys. 5

Fig. 5

gdzie:

m_p - strumień suchego powietrza,

h_1, h_2 - entalpia właściwa powietrza wilgotnego,

q_w - strumień skroplin,

h_{w1}, h_{w2} - entalpie skroplin.

PORÓWNANIE Z POMIARAMI RZECZYWISTYMI

Opracowując wyniki pomiarów i z obliczeń wykonanych na ich podstawie otrzymuje się następujące wartości liczbowe współczynnika BF [6], [7]; zestawione w takiej kolejności jak we wzorze (1)

$$BF_T = \frac{15,36 - 12,5}{28,32 - 12,5} = 0,181, \qquad BF_x = \frac{10,31 - 9,1455}{17,11 - 9,1455} = 0,146$$

$$BF_h = \frac{41,52 - 35,66}{72,18 - 35,66} = 0,161$$

Dla głównych danych otrzymanych z badań prototypu podanych w sprawozdaniu [6] i częściowo w referacie [9] wynikają następujące wnioski charakteryzujące wodną chłodnicę powietrza jako wymiennik ciepła:

- temperatura wykroplin na powierzchni chłodzącej jest co najmniej o ok. 0,5°C wyższa od lokalnej wartości temperatury wody zimnej.

O wielkości różnicy temperatur powietrza i wody decyduje opór przejmowania ciepła przez powietrze od zewnętrznej ścianki rurki z wodą. Przy prędkości wody 10 m/s współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody wynosi bowiem ok. 28 $\frac{kW}{m^2\,^oC}$, a przy prędkości 20 m/s jest równy w przybliżeniu 50 $\frac{kW}{m\,^oC}$.

- spadek strumienia entalpii powietrza ΔT wyliczony ze wzoru:

$$\Delta H = m_p c_p (T_1 - T_2) = 6,425 \cdot 1.006\ (28,3 - 15,4) = 83,77\ kW,$$

gdzie:

T_1 i T_2 - temperatura powietrza na wlocie i wylocie z chłodnicy,

m_p - strumień masy powietrza,

(dotyczący jedynie zmiany temperatury powietrza suchego) pozwala wyznaczyć uśrednione wartości współczynnika przejmowania ciepła, uwzględniającego tylko wymianę ciepła jawnego (czyli bez zmiany stanu skupienia).

$$\alpha_p = \frac{\Delta H}{F_z\ (\Delta T - 0,5)} = \frac{83770}{246,3\ (9,81 - 0,5)} = 36,53\ \frac{W}{m^2\,^oC},$$

gdzie:

F_z - pole zewnętrznej ożebrowanej powierzchni wymiany ciepła,

ΔT - średnia wartość różnicy temperatury powietrza i wody.

Wartość wypadkowego współczynnika przenikania ciepła, który uwzględnia wpływ strumieni entalpii wywołujących zmiany temperatury powietrza oraz skroplenie części pary wodnej może być wyliczona na podstawie przyrostu strumienia entalpii:

$$\Delta H = m_p\ [(1,006T_1 + x_1(1,862T_1 + 2500,8)) - (1,006T_2 + x_2(1,862T_2 + 2500,8))] = 6,425\ [72,18 - 41,53] = 196,9\ kW$$

Współczynnik przenikania jest równy

$$\alpha_p + \Delta\alpha_p = \frac{196926}{246,3 \cdot 9,81} = 81,50\ \frac{W}{m^2\,^oC}.$$

W celu określenia parametrów pracy wodnej chłodnicy powietrza w warunkach kopalnianych przeprowadzone zostały obserwacje dołowe na kopalni "Morcinek". Badania te mają charakter pewnego przyczynku, gdyż dotyczyły jedynie wybranych klimatyzowanych przodków. Obserwacje takie wymagają znacznie bogatszego oprzyrządowania niż wyposażenie standardowe.

Ochłodzona woda doprowadzona była izolowanym rurociągiem do chłodnic powietrza GCCP-115 zabudowanych w ciągu lutniowym w chodniku badawczym w pokładzie 406/2 i w przekopie polowym II równoległym. Temperaturę wody mierzono termometrami cieczowymi. Pomiaru strumienia przepływu wody w rurociągach układu maszyny chłodniczej GUC-225 dokonano za pomocą przepływomierzy typy PSW-4, które współpracowały za specjalnie zaprojektowanymi zwężkowymi układami pomiarowymi C-100 i Z-80. Układ C-100 był przeznaczony do ciągłego pomiaru strumienia wody cieplnej. Natomiast układ Z-80 został zastosowany do ciągłego pomiaru strumienia wody zimnej, a więc w obiegu przez wodną chłodnicę powietrza. Pomiary temperatury, wilgotności i wydatku przepływającego powietrza wykonywano za pomocą psychrometrów Assmana i anemometrów skrzydełkowych. Z przeprowadzonych bilansów cieplnych wynika, że rzeczywiste wydajności cieplne chłodnic powietrza są znacznie niższe od podanych przez producenta. Wynika to między innymi ze znacznie niższej rożnicy temperatur powietrza i wody chłodzącej w porównaniu z różnicą tych temperatur w badaniach prowadzonych w Wytwórni Urządzeń Chłodniczych [6],[7]. Zespół rzeczoznawców NOT [8] prowadził badania wydajności cieplnej chłodnic powietrza GCCP-115 i GCCP-185 połączonych z prototypem ziębiarki GUC-740p zainstalowanym w pokładzie 507/F kopalni "Halemba". Chłodnice powietrza łączono ze sobą szeregowo i w związku z tym na wlocie do drugiej z nich różnice między temperaturą powietrza i wody nie przekraczały 10°C. Natomiast nominalną zdolność chłodniczą w badaniach przemysłowych prototypów uzyskiwano przy prawie dwukrotnie wyższej różnicy temperatur. Ponadto przy szeregowym łączeniu chłodnic i stosowaniu 1 wentylatora uzyskuje się zbyt niski wydatek powietrza bezpośrednio chłodzonego w porównaniu z zalecanym przez producenta. Prawdopodobnie jest to powodem, że zainstalowane chłodnice nie osiągnęły nominalnej wydajności chłodniczej.

Jeśli instalacja klimatyczna chłodnicy powietrza nie zawiera dodatkowego niestandardowego wyposażenia do pomiaru ilości i temperatury wody, to wydajność chłodniczą można szacować jedynie na podstawie zmian parametrów powietrza. W takim przypadku nie udaje się ustalić, jaka część ogólnego wydatku zimnej wody przepływa przez daną chłodnicę. Brak kontroli rozpływu wody zimnej nie sprzyja lepszemu wykorzystaniu zdoloności chłodniczej urządzenia.

A. Frycz i L. Domagała [9] przedstawiają wyniki pomiarów prowadzonych w warunkach ruchowych w celu ustalenia rzeczywistej wydajności cieplnej chłodnic powietrza. I w tym przypadku stwierdzono znacznie niższą od nominalnej wydajność cieplną [6],[7],[8],[9].

LITERATURA

[1] *Kołodziejczyk L., M. Rubik:* Technika chłodnicza w klimatyzacji, wyd. II. Arkady, Warszawa 1976.

[2] *Ferencowicz J.:* Wentylacja i klimatyzacja, wyd. II, Arkady, Warszawa 1964.

[3] *Gutkowski K.:* Chłodnictwo, wybrane zagdanienia obliczeniowe. WNT, Warszawa 1972.

[4] *Häusssler W:* Zastosowanie wykresu i-x w inżynierii sanitarnej, Arkady, Warszawa 1970.

[5] *Lebiediew P.D.:* Wymienniki ciepła, Urządzenia suszarnicze i chłodnicze, WNT, Warszawa 1970.

[6] Sprawozdanie nr 10/TK-6?83 z badań prototypu urządzenia chłodniczego typu GUC-250P dla klimatyzacji koplań węgla kamiennego.

[7] Sprawozdanie nr 14/TK-6?87 z badań prototypu urządzenia chłodniczego GUC-750P dla klimatyzacji kopalń węgla kamiennego.

8] Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa - Zespół Rzeczoznawców w Katowicach: Badania eksploatacyjne w warunkach dołowych w KWK "Halemba" prototypowego urządzenia chłodniczego typu GUC-740p/8D150 Katowice nr 307/88

[9] *Frycz A., Domagała L.:* XV tydzień techniki ROW 89 - Seminarium: "Efekty energetyczne chłodnic powietrza GCCP-115N i ich rzeczywista charakterystyka badana w warunkach dołowych".

Recenzent: Prof. dr hab. inż. **Andrzej FRYCZ**

Wpłynęło do Redakcji w lutym 1992