

Lech DOMAGAŁA, Marian JAROMIN

NIEKTÓRE PRZYCZYNY NIEPEŁNEGO WYKORZYSTANIA MOŻLIWOŚCI CHŁODNICZYCH LOKALNYCH URZĄDZEŃ KLIMATYZACYJNYCH

Streszczenie. Kierujący wentylacją w kopalni często są zmuszeni do analizy systemu obiegu wody zimnej, cieplej i punktu pracy urządzenia klimatyzacyjnego. Pokazano, jak proste zależności i obliczenia mogą być stosowane do oceny strat oraz sprawdzenia bilansu cieplnego i masowego wszystkich składników systemu, w celu uniknięcia nieefektywnej pracy układu. Podano przykłady obliczeń dla urządzeń projektowanych i użytkowanych.

SOME CAUSES OF UNEFFECTIVE USING OF LOCAL REFRIGERATION PLANTS AND THEIR COOLING POSSIBILITIES

Summary. Mine ventilation manager are often required to analyse chilled or warm water recirculation systems and operation points of refrigeration plants. This paper shows how simple equations and calculations can be done, for examine heat and mass balance all system parts, to unable uneffectively system work. Some calculations and results for preliminary designs and users are given.

1. Punkt pracy i zakres zmian parametrów maszyny chłodniczej

W kopalniach stosujących lokalne układy chłodzenia powietrza stajemy często przed problemem, w jaki sposób należy stosować posiadane urządzenia klimatyzacyjne, aby zapewnić maksymalny możliwy do osiągnięcia efekt chłodzenia. Producent przekazuje użytkownikowi urządzenie gwarantując, że w "optymalnych" warunkach będzie możliwa do osiągnięcia założona moc chłodnicza oraz temperatury w obiegach wody, a w efekcie końcowym oczekiwana wydajność chłodnic powietrza. Podając moc chłodniczą urządzenia określa ją zazwyczaj po stronie chłodziwa, przyjmując jako podstawę jej wyznaczania przeciętne warunki spotykane w kopalniach. Zakłada między innymi, że:

- oddawanie ciepła skraplania do powietrza o znacznych temperaturach ok. 30°C i wilgotności względnej bliskiej 85%, co wynika z konieczności lokalizacji chłodnic wyparnych wody w prądach zużytego powietrza,
- chłodzenie powietrza o temperaturze ok. 28°C przy wilgotności $\phi = 80\%$.

Ponadto zakłada utrzymanie założonych w obiegach wydatków masowych czynnika i chłodziwa oraz ich temperatur. Podaje także parametry ciśnienia lub temperatury po stronie freonu w skraplaczu i parowniku. Powyższe dane umożliwiają ogólną orientację odnośnie do wymaganego punktu pracy maszyny. Nie zawsze jednak maszyny pracują przy spełnieniu wszystkich zaleceń producenta.

Na rys.1a pokazano przykładowy wykres zależności mocy chłodniczej $Q(T_p)$ od temperatury parowania T_p i skraplania freonu R22 oraz wykres poboru mocy $N(T_p)$. Zaznaczony zakres pracy Z_p pokazuje, że przy ściśle określonych parametrach pracy parownika, np. 1 do 5°C, można uzyskiwać moce chłodnicze od 215 do 320 kW (obszar zaznaczony) w zależności od temperatury skraplania. Można również zauważyć, że im wyższa jest temperatura skraplania, tym mniejszy wskaźnik efektywności układu, czego powodem jest zwiększony pobór mocy silnika napędzającego sprężarkę.

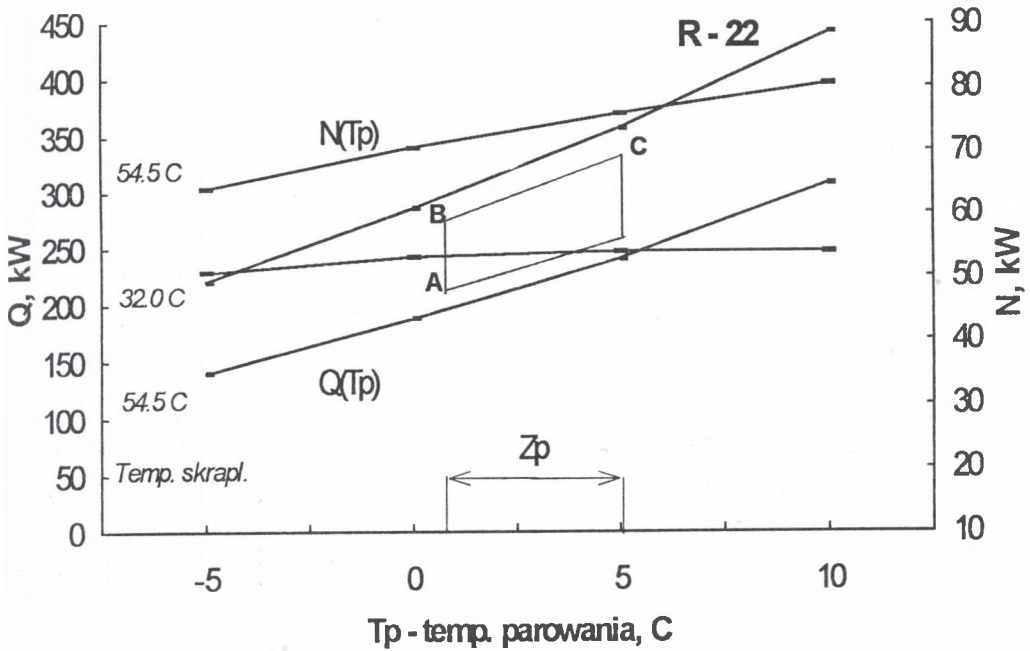
Na rys.1b przedstawiono wykres mocy Q maszyny chłodniczej w zależności od temperatury skraplania T_{sk} i temperatur parowania T_p freonu, z zaznaczonym zakresem pracy Z_p [5,6].

Należy tak dobrać punkt pracy, aby wskaźnik efektywności $W = (Q + N)/ Q$ miał najmniejszą wartość (przy stałej temperaturze parowania).

Jak pokazały badania [1], urządzenia stosowane w kopalniach często pracują w odmiennych warunkach, niż to podaje producent. Odstępstwa dotyczą najczęściej:

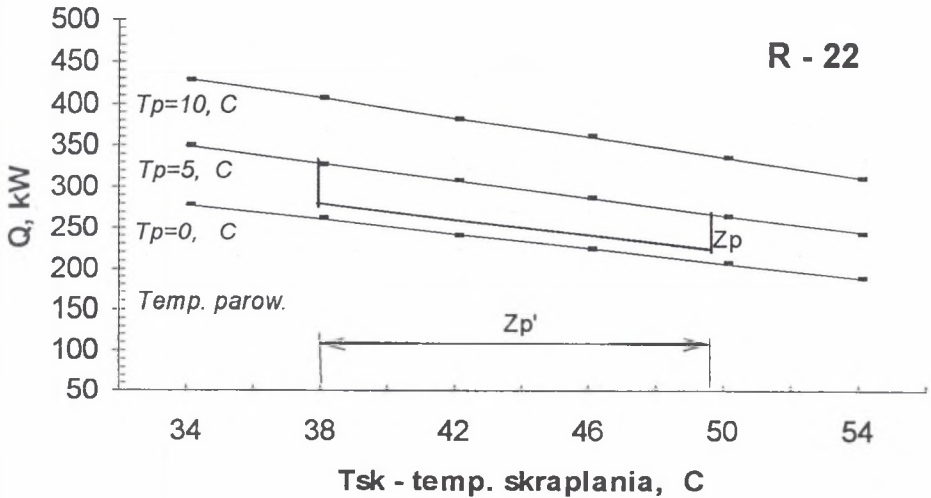
- wydatków masowych chłodziwa (przeważnie występują większe wydatki oraz temperatury parowania freonu),
- temperatur wody na wlocie do chłodnic powietrza,
- wydatków wody w obiegu skraplacza,
- temperatury skraplania freonu (praca powyżej 49°C).

Dwa pierwsze z wyżej wymienionych odstępstw mają wpływ na temperaturę parowania freonu, lecz nie powodują spadku mocy chłodniczej maszyny, jak również dużych zmian w poborze mocy silnika (rys.1a). Zwykle dąży się do utrzymania niskiej temperatury parowania ok.+1 do +3°C, czasem do nieco wyższej, kiedy np. stosujemy chłodnice powietrza o zwiększonej powierzchni wymiany ciepła dla zwiększenia skuteczności chłodzenia. Wzrost temperatury nasycenia R22 w parowniku przy stałej temperaturze skraplania powoduje wzrost mocy chłodniczej (rys.1b) przy



Rys. 1a. Wykres złożony mocy chłodniczej Q i poboru mocy N w zależności od temperatur parowania t_p i skraplania freonu R 22

Fig. 1a. Multiplot of the refrigeration power Q and consumption power N , dependent from the evaporation and condensation temperatures of the R 22



Rys. 1b. Wykres mocy Q maszyny chłodniczej w zależności od temperatur skraplania t_{skr}

Fig. 1b. Plot of the refrigeration power Q dependent from condensation temperature t_{skr}

wyższej temperaturze wody opuszczającej skraplacz. Aby przekazać niezbędną moc chłodniczą, zwiększa się wydatek masowy chłodziwa, w wyniku czego chłodnica powietrza pracuje przy wyższej temperaturze wody zasilającej, co z kolei wymaga zwiększenia wydatku objętościowego powietrza. Może wystąpić wtedy konieczność wymiany chłodnicy (konieczna większa powierzchnia wymiany ciepła). W takich przypadkach z ogólnego bilansu mocy obiegu chłodziwa i uzyskanych efektów chłodzenia wynika, że:

- rosną straty ciepłone związane z pompowaniem wody w obiegu,
- maleje nieznacznie przyrost temperatury wody w rurociągu zasilającym chłodnicę,
- rosną straty z tytułu wyższej temperatury na wylocie z wentylatora tłoczącego powietrze przez chłodnicę,
- dodatkowym pozytywnym efektem jest często mniejszy dopływ ciepła na drodze powietrza od chłodnicy do ściany na skutek ochładzania większej masy powietrza i mniejszej różnicy temperatur między ochłodzonym powietrzem a górotworem.

Praktyka pokazuje, że powyższe działania są skuteczne tylko wtedy, jeśli temperatura powietrza znacznie przekracza 30°C . W innym przypadku skuteczne chłodzenie powietrza wymaga zastosowania układu o większej mocy chłodniczej.

Pozostałe dwa z wymienionych odstępstw powodują znacząco duże wzrosty poboru mocy silnika i spadek mocy chłodniczej maszyny. Zazwyczaj dąży się do utrzymania jak najniższej temperatury w obiegu wody chłodzącej skraplacz. O ile temperatura parowania freonu wpływa w mniejszym stopniu na możliwość uzyskania pełnej mocy chłodniczej, to podwyższona temperatura skraplania może uniemożliwić osiągnięcie parametrów gwarantowanych przez wytwórcę. Najczęściej w kopalniach występował przypadek utrzymywania w obiegu skraplacza zbyt wysokiego wydatku wody (zamiast do 5 kg/s nawet do 18 kg/s), co powodowało pracę skraplacza w niekorzystnie wysokich temperaturach. W połączeniu z zabrudzonym układem zraszania chłodnicy wyparowej wody powyższy stan wywoływał często przekroczenie temperatury skraplania 50°C i niską sprawność całego układu (rys. 1a). Patrząc na najbardziej ogólne zależności wynikające z charakterystyki maszyny należy podkreślić, że najlepsze efekty uzyskujemy stosując niskie temperatury skraplania freonu (stąd wynika przewaga systemów wyprowadzających ciepło skraplania bezpośrednio do atmosfery).

Interesujące wydają się być również zakresy pracy, w których temperatury parowania przekraczają $+5^{\circ}\text{C}$, jednak w tym przypadku poważne ograniczenie stanowi możliwość osiągnięcia właściwego punktu pracy chłodnic powietrza. Zazwyczaj dążymy do osiągnięcia możliwie najniższych temperatur wody dopływającej do chłodnic, przynajmniej zbliżonych do nominalnych.

O współpracy maszyny (agregatu) z obiegiem chłodziwa decydują parametry parownika, takie jak powierzchnia wymiany ciepła, średnia liczba przenikania ciepła, średnia różnica temperatur między parującym freonem a chłodziwem na drodze od wlotu do wylotu. Zależności te podaje charakterystyka mocy parownika. Wynika z niej, że w miarę zwiększania wydatku chłodziwa następuje wzrost mocy chłodniczej. Pociąga to jednak za sobą wzrost temperatury wody opuszczającej parownik, co z kolei niekorzystnie wpływa na wydajność cieplną chłodziwa powietrza.

2. Straty ciepłne w obiegu chłodziwa urządzenia chłodziowego

Straty z jednej strony wpływają na punkt pracy chłodziwnicy i warunkują osiągnięcie przez nią założonej mocy chłodziwnicy, z drugiej strony wpływają na punkt pracy parownika, a w końcowym efekcie i agregatu. Zarówno w instalacjach już eksploatowanych, jak i projektowanych konieczne jest więc uwzględnienie tych strat przy sporządzaniu bilansu mocy i ocenie punktu pracy agregatu chłodziwnicy. Na straty tego obiegu składają się:

- dopływ ciepła do rurowiągu zasilającego chłodziwnicy i powrotnego,
- straty ciepła tłoczenia wody,
- straty nieuzasadnione, np. z powodu istnienia nieizolowanych rurowiągów wody powrotnej, zaworów, trójników oraz połączeń w pobliżu maszyny, pompy i chłodziwnicy powietrza.

2.1. Straty w rurowiągach zasilających

Aby ocenić straty ciepła w instalacji istniejącej, a także projektowanej, należy określić wydatek masowy wody w obiegu i średnią temperaturę między powietrzem a wodą.

2.1.1. Wydatek masowy chłodziwa

Dla *instalacji projektowanych* przyjmujemy wydatek masowy chłodziwa wg katalogowych typów chłodziwnicy, które zamierzamy zasilac z danego rurowiągu. Przykładowo dla rurowiągu izolowanego o średnicy zewnętrznej $d_z = 0.15$ m, wydatek masowy wody m_w , kg/s i prędkość w_w , m/s możemy przyjac odpowiednio:

$$\text{GCCP 115} \quad m_w = 3.3 \quad w_w = 0.5$$

$$\text{GCCP 185} \quad m_w = 5.0 \quad w_w = 0.8$$

$$\text{GCCP 230} \quad m_w = 6.0 \quad w_w = 1.0$$

W przypadku *instalacji użytkowanej* (istniejącej) można zmierzyc go bezpośrednio lub ocenić po kilkakrotnym zmierzzeniu mocy chłodziwnicy po stronie powietrza i różnicy temperatur Δt_{ch} , wody zasilającej i powrotnej przy chłodziwnicy [1], a następnie wyliczyc:

$$m_w = \frac{m_{ps} \cdot (i' - i'')}{C_w \cdot \Delta t_{ch}} \quad \text{kg/s}$$

gdzie:

- m_{ps} - wydatek masowy powietrza wilgotnego w miejscu pomiaru dzielony przez $(1+x)$, kg/s,
- x - wilgotność właściwa powietrza, kg/kg,
- i', i'' - entalpia powietrza do- i odpływającego z chłodnicy, kJ/kg,
- c_w - ciepło właściwe wody, 4.186, kJ/(kg K).

Np. dla wyliczonych na podstawie pomiarów wartości entalpii $i' = 76$ kJ/kg, $i'' = 58$ kJ/kg przy wydatku $m_{ps} = 6.0$ kg/s oraz temperatur wody wpływającej i wypływającej z chłodnicy $t'_{ch} = 12.6^\circ\text{C}$, $t''_{ch} = 20.0^\circ\text{C}$, różnica temperatur wynosi $\Delta t_{ch} = 20.0 - 12.6 = 7.4^\circ\text{C}$, a wydatek masowy wody $m_w = 3.5$ kg/s.

Moc chłodnicy po stronie powietrza $\Delta Q_{ch} = m_{ps} (i' - i'') = 108$ kW. Jeśli rurociągi zasila dwie chłodnice, to wydatki po zsumowaniu dadzą 7 kg/s i prędkość wody $w_w = 1.1$ m/s. Prędkość wody w obiegu przeważnie wynosi od 1.0 do 2.5 m/s. Przy wyższych prędkościach straty pompowania będą zbyt duże. Tak oszacowany wydatek wody powinien zgodzić się z punktem pracy pompy wg jej charakterystyki. Ostateczną kontrolą jest bilans ciepła dla całego obiegu wody zimnej. Aby taki bilans był miarodajny, musimy wykonać go dla ustalonego stanu pracy (zobacz par. 3) i stałej liczbie pracujących cylindrów sprężarki.

2.1.2. Ustalenie średniej różnicy temperatur między powietrzem a wodą w obiegu i obliczenie strat dla rurociągu zasilającego

Projektując lokalną instalację klimatyczną znamy temperaturę powietrza w pobliżu parownika np. $t'_s = 26^\circ\text{C}$ oraz temperaturę wody wypływającej z parownika (można przyjąć średnio 6°C). Temperaturę powietrza t''_s w pobliżu chłodnicy należy przyjąć z prognozy lub założyć ok. 29°C . Wyznaczenie temperatury wody na końcu rurociągu wymaga znajomości średniej wartości współczynnika przenikania ciepła $W\alpha$ dla rur izolowanych. Dla najczęściej stosowanych rur izolowanych o średnicy zewnętrznej 0.15 m i wewnętrznej 0.09 m współczynnik $W\alpha = 1.294$ W/(mK) [1,2,4,5]. Dla rur o innych średnicach można stosować współczynnik przenikania ciepła $k_x = W\alpha (\Pi \cdot d_w)^{-1}$, W/(m²K), gdzie d_w średnica zastępcza wewnętrzna rurociągu w metrach.

Dla omawianego przypadku projektowania średnia różnica temperatur między powietrzem a wodą może być wyliczona jako średnia arytmetyczna $\Delta t_{pw} = 0.5(\Delta t'_{pw} + \Delta t''_{pw})$. Na początku rurociągu $\Delta t'_{pw} = 26 - 6 = 20^\circ\text{C}$.

Wstępnie przyjmujemy, że $\Delta t_{pw} = \Delta t'_{pw} = \Delta t''_{pw}$ i liczymy temperaturę końcową wody.

Straty rurociągu wynoszą: $\Delta Q_R = W\alpha \cdot \Delta t_{pw} \cdot L$,

lub inaczej $\Delta Q_R = m_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w \cdot 10^3$,

gdzie:

- L - długość rurociągu, m,

- Δt_w - przyrost temperatury wody w rurociągu na długości L , $^\circ\text{C}$.

Stąd

$$\Delta t_w = \frac{W\alpha \cdot L \cdot \Delta t_{pw}}{m_w \cdot c_w \cdot 10^3}$$

Przykładowo, dla $L = 1990$ m, $\Delta t_w = (1.294 \cdot 1990 \cdot 20) / (3.5 \cdot 4186) = 3.5^\circ\text{C}$.

Temperatura wody na końcu rurociągu w pierwszym przybliżeniu wynosi:

$t''_w = t'_w + \Delta t_w = 6 + 3.5 = 9.5^\circ\text{C}$, a stąd $\Delta t''_{pw} = 29 - 9.5 = 19.5^\circ\text{C}$.

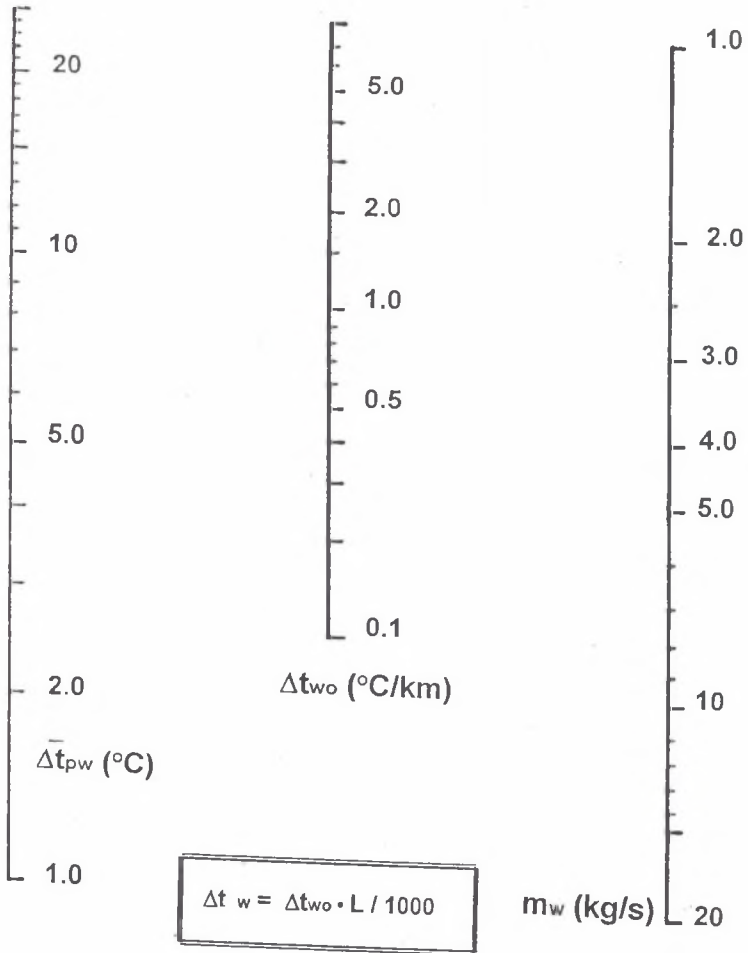
Obliczamy dokładną wartość średniej różnicy temperatur między powietrzem a wodą w rurociągu

$\Delta t_{pw} = 0.5(20 + 19.5) = 19.75^\circ\text{C}$.

Ostatecznie przyrost temperatury wody w rurociągu wyniesie $\Delta t_w = 1.294 \cdot 1990 \cdot 19.75 / 3.5 \cdot 4186 = 3.47^\circ\text{C}$, a więc do chłdnicy doprowadzimy wodę o temperaturze $t'_{ch} = t'_w + \Delta t_w = 6 + 3.47 \approx 9.5^\circ\text{C}$.

Strata mocy $\Delta Q_R = 3.5 \cdot 4.186 \cdot 3.47 = 50.9$ kW.

Dla wyznaczenia strat w rurociągu można zamiast powyższych obliczeń dwukrotnie skorzystać z rysunku nr 2, na którym zamieszczono nomogram do wyznaczania spadku temperatury wody Δt_{wo} na 1000 m długości rurociągu, w zależności od wydatku masowego wody m_w i średniej różnicy temperatur Δt_{pw} między powietrzem a wodą. Zaznaczając liczbę 20°C na osi Δt_{pw} i 3.5 kg/s na osi m_w dokonujemy odczytu przyrostu temperatury wody na długości 1 km (środkowa oś) $\Delta t_{wo} = 1.75^\circ\text{C/km}$. Mnożąc otrzymany wynik przez długość rurociągu, tj. 1.99 km, otrzymamy poszukiwany wynik pierwszego przybliżenia $1.75 \cdot 1.99 = 3.5^\circ\text{C}$.



Rys. 2. Nomogram do graficznego wyznaczenia zmiany temperatury wody Δt_{wo} na długości 1 kilometra rurociągu

Fig. 2. Nomograph for the graphical tracing of the water temperature increase Δt_{wo} for one kilometer lengthwise

Dla instalacji *użytkowanych* przy obliczeniach kontrolnych istniejącego układu temperaturę końcową mamy już zmierzoną (wynosi ona $t'_{ch} = 12.6^\circ\text{C}$), a Δt_w wyznaczamy bezpośrednio z rysunku nr 2, a następnie obliczamy ΔQ_R uzyskując informację o stratach rurociągu zasilającego [7].

2.2. Wyznaczanie mocy chłódnicy

Przy projektowaniu lokalnej instalacji chłódnicy istotne jest określenie stanu pracy chłódnicy powietrza, tzn. jaką moc chłódniczą ona osiągnie i jakie będą parametry powietrza po jego ochłódnieniu dla wybranego miejsca jej lokalizacji. Metodykę rozwiązania tak postawionego zadania można znaleźć w literaturze [3]. Zachodzi jednak konieczność wyznaczenia takich wielkości, jak:

- temperatura wody zasilającej chłódnice (np. wg metodyki jak w p.2.1.2),
- temperatura i wilgotność powietrza przed chłódnicą, np. z prognozy klimatycznej,
- przyrost temperatury powietrza w wentylatorze współpracującym z chłódnicą.

Metodyka ta pozwala wyznaczać dla różnych stanów pracy chłódnicy odpowiadające im temperatury wody t''_{ch} wypływającej z chłódnicy, która może stanowić punkt wyjścia do oceny strat w rurociągu powrotnym.

Dla instalacji *użytkowanych* wzmiankowaną metodykę można wykorzystać do optymalizacji punktu pracy chłódnicy. (W pracy [3] zamieszczono przykład obliczeniowy wraz z niezbędnymi danymi).

2.3. Straty w rurociągu powrotnym

Obliczamy je identycznie jak dla rurociągu zasilającego. Konieczna jest znajomość temperatury chłódnicy na wylocie z chłódnicy t''_{ch} .

Przykład - instalacja użytkowana

Przy znanej $t''_{ch} = 20.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ wyliczamy średnią różnicę temperatur woda-powietrze.

W pierwszym przybliżeniu zakładamy ją jak na początku rurociągu $\Delta t'_{pw} = 29 - 20 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z wykresu rys.2 [7] odczytujemy $\Delta t_{wo} = 0.8\text{ }^{\circ}\text{C}/1000\text{ m}$.

Dla długości $L=1990\text{ m}$, $\Delta t_w = \Delta t_{wo} \cdot L/1000 = 0.8 \cdot 1990/1000 \approx 1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Temperatura wody na końcu wyniesie $t''_w = 20 + 1.6 = 21.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,

a różnica między powietrzem a wodą $\Delta t''_{pw} = 26 - 21.6 = 4.4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na długości rurociągu średnia różnica wyniesie $\Delta t_{pw} = 0.5(9 + 4.4) = 6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Korzystając z wykresu 2 obliczmy jak poprzednio $\Delta t_{wo} = 0.63\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_w = 0.63 \cdot 1.99 = 1.25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Moc strat rurociągu powrotnego $\Delta Q_R = 3.5 \cdot 4.186 \cdot 1.25 = 18.4\text{ kW}$. W porównaniu ze stratami rurociągu zasilającego straty te są małe. Rurociągi powrotne bez izolacji w wyniku powierzchniowej kondensacji pary wodnej wykazują wielokrotny wzrost współczynnika $W\alpha$ i ilości dopływającego ciepła. Powoduje to zawsze przeniesienie punktu pracy w kierunku wyższej

temperatury parowania freonu, co podnosi temperaturę wody wylotowej z parownika oraz wpływającej do chłodnicy, pogarszając jej skuteczność.

2.4. Straty od pompy wodnej

Pompy wodne są instalowane w rurociągu zasilającym (rozwiązanie niekorzystne) lub powrotnym. Można przyjmować, że cała moc pompy to straty ciepła. Ich część ujawnia się lokalnie w postaci punktowego wzrostu temperatury, reszta rozkłada się na całą długość obiegu. Moc można odczytać z charakterystyki pompy znając wydatek masowy i wielkość strat tłoczenia.

Dla instalacji *użytkowanych* wyznaczamy pomiarowo różnice ciśnień na pompie, ilość stopni tłoczonych i typ pompy. Pomiar samej różnicy temperatur na pompie uwzględnia część ciepła powstającą w wyniku jej określonej sprawności. Wzrost temperatur od pompowania zależy od mocy $\Delta Q_{po} = N_{po}(m_w) = 25 \text{ kW}$ (odczytano z charakterystyki pompy) $\Delta t_{po} = \Delta Q_{po} / (c_w \cdot m_w) = 25 / (4.186 \cdot 3.5) = 1.7 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.5. Straty nieuzasadnione

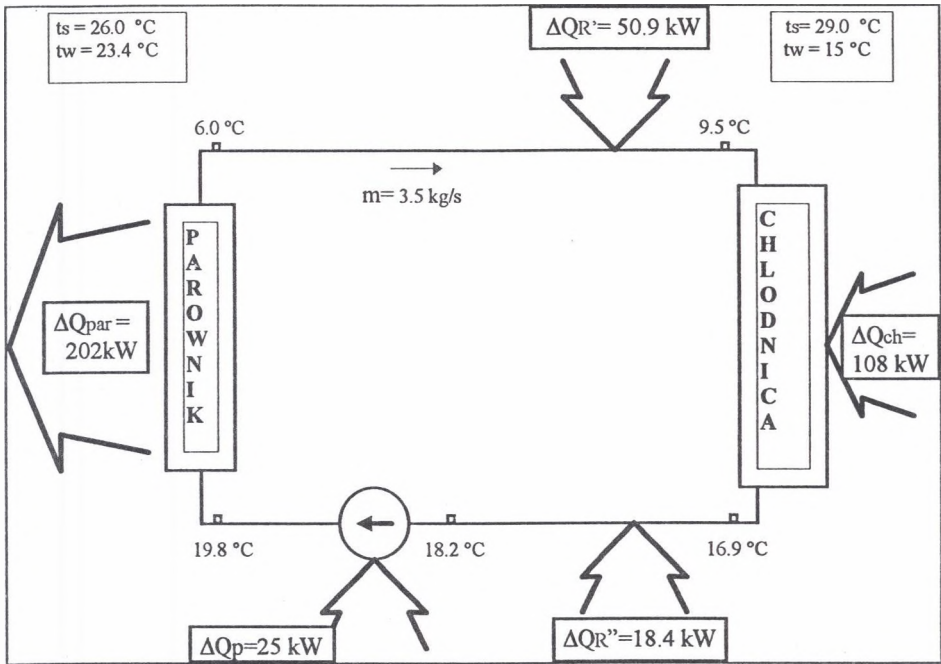
Zaliczamy tu nieizolowane odcinki rurociągów, kształtki oraz zasuw. Długość przewodów nieizolowanych jest znaczna, zazwyczaj od 10 do 30 m [1]. Pozostałe części rurociągu to: trójniki, kolana, zawory i łączniki. Występują w ilościach od 2 do 10 sztuk; ich wpływ uwzględnia średnią wartość wyznaczonego w pracy [1] współczynnika wymiany ciepła $W\alpha = 1.294 \text{ W/mK}$.

3. Suma strat obiegu i moc chłodnicza

Suma strat i mocy w obiegu chłodziwa oraz moc wyjściowa parownika odczytana z charakterystyki lub zmierzona w przypadku maszyny istniejącej powinna dać "bilans zerowy".

Przy *projektowaniu* suma strat obiegu będzie wynosić (rys.3):

- rurociąg zasilający (p.2.1.2)	$\Delta Q'_R = 50.9 \text{ kW}$	temp.końca	= 9.5 $^\circ\text{C}$
- chłodnica powietrza	$\Delta Q_{ch} = 108.0 \text{ kW}$	temp.końca	9.5+7.4 = 16.9 $^\circ\text{C}$
- rurociąg powrotny (p.2.3)	$\Delta Q''_R = 18.4 \text{ kW}$	temp.końca	16.9+1.25= 18.1 $^\circ\text{C}$
- pompa wody (p.2.3)	$\Delta Q_p = 25.0 \text{ kW}$	temp.końca	18.1+1.7 = 19.8 $^\circ\text{C}$
- suma mocy i strat	$\Delta Q_{och} = 202.3 \text{ kW}$	różn.temp.	19.8-6.0 = 13.8 $^\circ\text{C}$



Rys. 3. Ciepłny bilans układu chłodniczego
 Fig. 3. Heat balance of the refrigeration plant

Tak określona moc obiegu chłodziwa jest jednocześnie równa mocy, którą parownik przekazuje do obiegu freonu. Można sprawdzić, że dla tak wyznaczonej mocy i przyjętego zakresu pracy parownika Z_p (rys.1a) znajdujemy się poniżej zaznaczonego pola pracy, a na wykresie (rys.1b) poniżej temperatury parowania $t_p = 0^\circ\text{C}$. Oznacza to, że można zastosować drugą chłodziwę powietrza i obliczenia dla nowych wydatków masowych wody m_w powtórzyć.

Zakres pracy Z_p wyznaczono uwzględniając charakterystykę parownika, przyrost temperatury w instalacji zasilającej i punkt pracy chłodziwy powietrza w odniesieniu do temperatury powietrza ochładzanego w przodku. Górne ograniczenie zakresu (rys.1a) pkt. B, C wynika z najniższej możliwej do osiągnięcia w warunkach kopalni temperatury wody chłodzącej skraplacz (i charakterystyki skraplacza).

Najniższą moc osiągniemy w pkt. A (temp. skraplania ok. 50°C przy temp. parowania ok. 1.0°C oraz mocy 210 kW). Najwyższą moc można uzyskać w pkt. C, około 330 kW. Niestety problemem będzie zapewnienie temperatury skraplania ok. 38°C (rys.1b lewa granica zakresu pracy

Z'_p). Temperatura wody na wlocie do skraplacza musiałaby wynosić wtedy ok. 29°C (po uwzględnieniu charakterystyki skraplacza). Określenie punktu pracy całego układu przekracza ramy niniejszego artykułu.

Przy instalacji *użytkowanej* mierzymy wymienione wyżej temperatury wlotu i wylotu z parownika i dla wydatku m_w obliczamy jego moc, $\Delta Q_{par} = c_w \cdot m_w \cdot (t'_p - t''_p)$ kW, która odpowiada sumarycznej mocy obiegu chłodziwa ΔQ_{och} .

Przy pomiarach szacunkowych w kopalni mogą wystąpić znaczne błędy pomiaru. Dlatego wartości mierzone poddajemy wielostronnemu sprawdzaniu oraz dbamy o ustalony stan pomiarowy tzn.:

- zapewniamy jednakowy stopień obciążenia agregatu,
- mierzymy równocześnie wlot i wylot każdego elementu w czasie dłuższym, niż to wynika z długości i średniej prędkości wody w obiegu,
- powtarzamy pomiary różnych stanów zwiększając dokładność oceny wyników.

Przykładowo, oceniając wydatek masowy chłodziwa (przy braku licznika wody) możemy ocenić go na podstawie:

- a) bilansu ciepła chłodziwa (jak w pkt. 2.1.1),
- b) punktu pracy na charakterystyce pompy,
- c) sprawdzenia bilansu ciepłego obiegu,
- d) proporcji rozdziału wody na poszczególne chłodziwa wynikających z długości rurociągów z jednej strony, a mocy chłodniczych z drugiej.

4. Wnioski

1. Poprawne wykorzystanie układów klimatyzacji wymaga możliwości pomiaru wydatków obiegu chłodziwa (np. przyrządami stacjonarnymi lub przenośnymi) i stałej kontroli temperatur wszystkich obiegu. Pomimo braku stałych urządzeń pomiarowych należy przynajmniej szacunkowo oceniać stopień wykorzystania maszyny i straty w obiegu rurociągów korzystając z zamieszczonych rozważań.
2. Ciągła zmiana długości sieci rurociągów chłodniczych wymaga kontroli, obliczania i oceny parametrów pracy układu klimatyzacji co najmniej w stanach skrajnych.
3. Straty ciepłe obiegu chłodziwa warunkują punkt pracy chłodziwa powietrza i decydują o możliwości osiągnięcia wymaganej mocy chłodniczej. Temperatury i sumaryczna moc obiegu chłodziwa decydują o położeniu punktu pracy na charakterystyce agregatu maszyny.

4. Niska temperatura skraplania freonu (niska temperatura wody chłodzącej skraplacz) jest warunkiem uzyskania wysokiej mocy chłodniczej i sprawności procesu chłodzenia powietrza, co zmusza użytkownika do częstej kontroli obiegu wody ciepłej według takiej samej metodyki.

LITERATURA

1. Frycz A. i inni: Opracowanie metod poprawy warunków klimatycznych w głębokich kopalniach. Pol.Śl.Prace Inst.TEZ. 89 i 90.Pr.Res.103.
2. Biernacki K., Sułkowski J.: Wpływ wymiany ciepła między rurociągami zimnej wody a powietrzem na efektywność stosowania chłodziw powietrza. Zesz.Nauk. Pol.Śl., s.Górnictwo, z.205, Gliwice 1992.
3. Frycz A., Domagała L.: Efekty energetyczne chłodziw powietrza GCCP-115 i ich rzeczywista charakterystyka. Wiadomości Górnicze 2-3/1990.
4. Fleischer G.: Technische Thermodynamik, Begriffe, Gleichungen und Hinweise. DVG. Leipzig,77.
5. VDI-Wärmeatlas., Düsseldorf, VDI-Verlag GmbH,77.
6. Refrigeration Laboratory. King's Somborne, P.A.Hilton Ltd.,81.
7. Domagała L., Jaromin M.: Niektóre przyczyny niepełnego wykorzystania możliwości chłodziw lokalnych urządzeń klimatyzacyjnych. Semin. Inst. Ekspł. Złóż Politechn.Śl., Ustroń, 23 XI 1995.

Recenzent: Dr inż. Piotr Markefka

Wpłynęło do Redakcji 27.10.1996 r.

Abstract

The paper presents a problem of the heat calculation for the mining refrigeration plant as a task for ventilation-service and ventilation-engineer. Mine ventilation managers are often required to fundamental analyse of the chilled or warm water recyrculation systems and operation points of refrigeration plants.

We show how simple equations and calculations can be done, for example heat and mass balance of all system parts, to enable the system to work effectively.

We take into consideration two aspects; planning of the refrigeration plants and this is essential, verification of existing refrigeration plants. Some calculations and results for preliminary designs and users there are given.