

*Bernard Nowak**, *Krzysztof Filek**

MOC CIEPLNA WYMIENNIKÓW GÓRNICZEJ SPRĘŻARKOWEJ CHŁODZIARKI POWIETRZA**

1. Wstęp

Do chłodzenia powietrza w wyrobiskach górniczych najczęściej stosowane są chłodziarki sprężarkowe ze skraplaczami chłodzonymi wodą. Woda ta oddaje z kolei ciepło usuwanemu z kopalni powietrzu zużytemu. Zasadniczą część takiej chłodziarki stanowi będący przeponowym wymiennikiem ciepła parownik, w którym dzięki parowaniu czynnika chłodniczego następuje obniżenie temperatury powietrza. Inne przeponowe wymienniki chłodziarki to skraplacz, gdzie przegrzana para czynnika chłodniczego oziębia się i kondensuje oraz niekiedy wewnętrzny regeneracyjny wymiennik ciepła (tzw. dochładzacz), gdzie ciepło wymieniane jest między gazowym i ciekłym czynnikiem chłodniczym. Zastosowanie dochładzacza, dzięki dodatkowemu przegrzaniu czynnika za parownikiem, zmniejsza ryzyko uszkodzenia sprężarki, jak również zwiększa wydajność chłodniczą układu [3]. Schemat chłodziarki bez dochładzacza przedstawia rysunek 1a, a z dochładzaczem rysunek 1b.

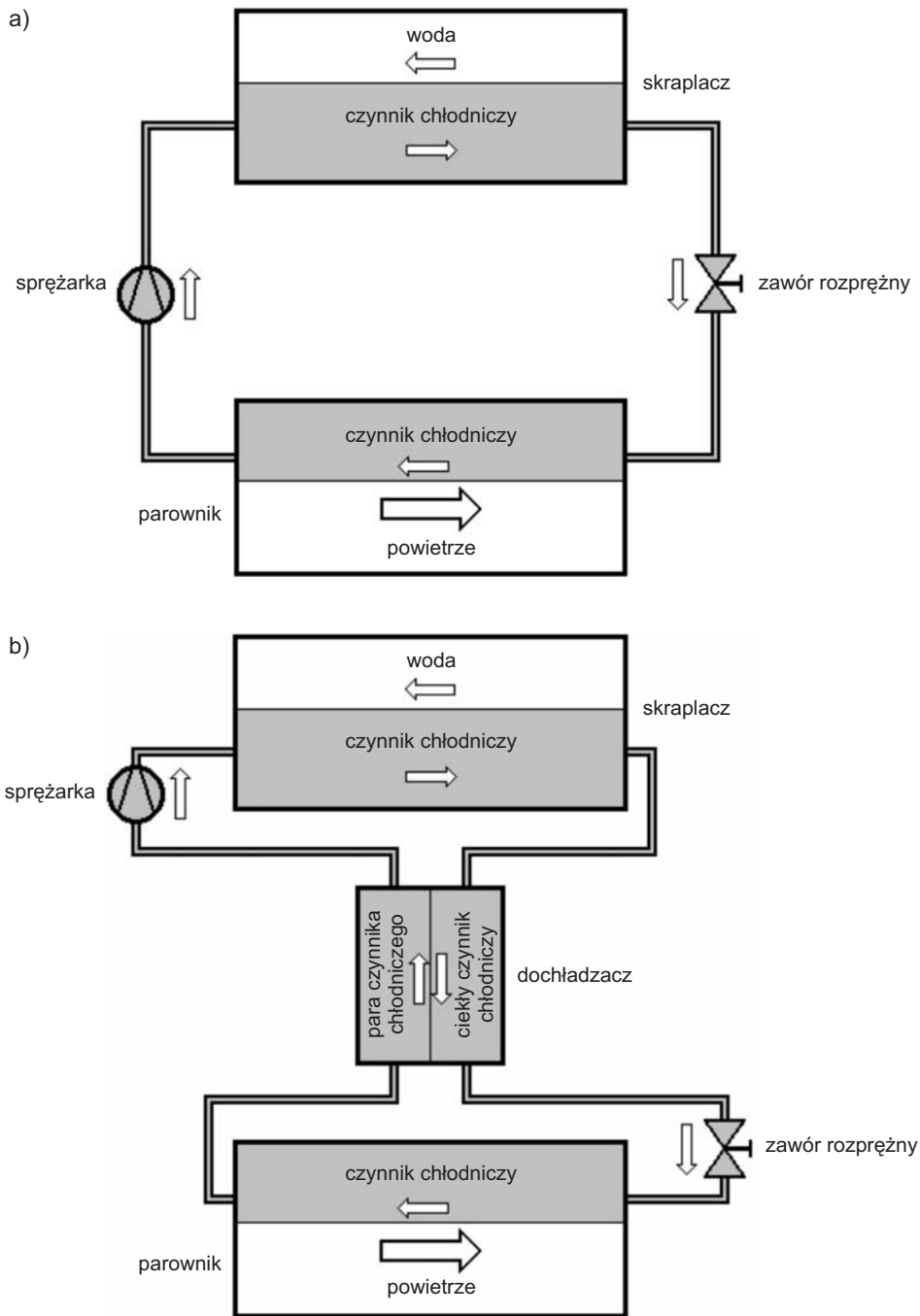
2. Parownik

Parownik jest tym elementem chłodziarki, w którym następuje chłodzenie powietrza. W wymienniku tym czynnik chłodniczy paruje, przy czym ważne jest, by w stan gazowy przeszła cała jego masa. W praktyce stosuje się układy zapewniające nawet pewne przegrzanie pary wypływającej z parownika, co zapobiega wydostawaniu się z niego kropelek cieczy, mogących spowodować awarię sprężarki.

Na wlocie parownika zamontowany jest wentylator, który wywołuje przepływ powietrza. Podnosi on jego temperaturę, ale nie zmienia wilgotności właściwej. Zazwyczaj od drugiej strony (w parownikach przeciwprądowych) dopływa mokra para czynnika chłodniczego.

* Wydział Górnictwa i Geoinżynierii, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

** Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007–2010 jako projekt badawczy nr N N524 2169 33



Rys. 1. Schemat przepływu chłodzonego powietrza, czynnika chłodniczego i wody chłodzącej przez chłodziarkę sprężarkową: a) bez dochładzacza, b) z dochładzaczem

Zachodzą zależności

$$t_2 = t_1 + \Delta t_{went} \quad (1)$$

$$x_2 = x_1 \quad (2)$$

$$t_{fp2} = t_{f0} + \Delta t_{fp} \quad (3)$$

$$0 < \chi_{p1} < 1 \quad (4)$$

$$\chi_{p2} = 1 \quad (5)$$

gdzie:

- t_1 — temperatura powietrza przed wentylatorem, °C,
- t_2 — temperatura powietrza za wentylatorem, °C,
- Δt_{went} — przyrost temperatury powietrza w wentylatorze, °C,
- x_1 — wilgotność właściwa powietrza przed wentylatorem, kg/kg,
- x_2 — wilgotność właściwa powietrza za wentylatorem, kg/kg,
- t_{f0} — temperatura mokrej pary czynnika chłodniczego na wlocie parownika (przyjmuje się, że jest ona równa temperaturze parowania czynnika pod ciśnieniem p_0), °C,
- t_{fp2} — temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika, °C,
- Δt_{fp} — przegrzanie pary czynnika chłodniczego powyżej temperatury parowania w parowniku, °C,
- p_0 — ciśnienie czynnika chłodniczego w parowniku, Pa,
- χ_{p1} — stopień suchości pary czynnika chłodniczego na wlocie parownika, –,
- χ_{p2} — stopień suchości pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika, –.

Całkowita moc (wydajność) chłodnicza parownika (N_{pow}), rozumiana jako ciepło odebrane powietrzu w jednostce czasu, jest równa

$$N_{pow} = -Q\Delta h_{pow} \quad (6)$$

przy czym

$$\Delta h_{pow} = h_{pwył} + h_w - h_{pwl} \quad (7)$$

gdzie:

- Q — masowy wydatek powietrza suchego w parowniku, kg/s,
- h_{pwl} — entalpia właściwa powietrza na wlocie parownika, J/kg,
- $h_{pwył}$ — entalpia właściwa powietrza na wylocie parownika, J/kg,
- h_w — entalpia właściwa wykroplonej z powietrza wody, J/kg.

Entalpia właściwa powietrza wilgotnego jest równa [1, 2]

$$h_p = c_p t + (c_w t + r_p) x \quad (8)$$

gdzie:

c_p — ciepło właściwe powietrza suchego przy stałym ciśnieniu, J/(kg·K),

c_w — ciepło właściwe pary wodnej przy stałym ciśnieniu, J/(kg·K),

r_p — ciepło parowania wody, J/kg,

t — temperatura powietrza, °C,

x — wilgotność właściwa powietrza, kg/kg,

czyli

$$h_{pwl} = c_p t_2 + (c_w t_2 + r_p) x_2 \quad (9)$$

$$h_{pwył} = c_p t_3 + (c_w t_3 + r_p) x_3 \quad (10)$$

gdzie:

t_3 — temperatura schłodzonego powietrza za parownikiem, °C,

x_3 — wilgotność właściwa schłodzonego powietrza za parownikiem, kg/kg.

Przyjmując zaś, że temperatura całej wykroplonej wody jest równa temperaturze powietrza na wylocie parownika, entalpię wody można wyrazić następująco

$$h_w = c_c t_3 (x_2 - x_3) \quad (11)$$

gdzie c_c — ciepło właściwe wody, J/(kg · K).

A zatem zmiana entalpii właściwej powietrza wynosi

$$\Delta h_{pow} = c_p (t_3 - t_2) + c_w (t_3 x_3 + t_2 x_2) + (r_p - c_c t_3)(x_3 - x_2) \quad (12)$$

a moc parownika

$$N_{pow} = Q[c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3) + (r_p - c_c t_3)(x_2 - x_3)] \quad (13)$$

Całkowita moc chłodnicza parownika jest sumą jego mocy jawnej (N_t) związanej ze zmianą temperatury powietrza i mocy utajonej (N_x) związanej ze zmianą wilgotności właściwej powietrza na skutek kondensacji zawartej w powietrzu pary wodnej

$$N_{pow} = N_t + N_x \quad (14)$$

Moc ochładzania powietrza (jawną) wyraża zależność

$$N_t = Q[c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3)] \quad (15)$$

a moc osuszania powietrza (utajoną) zależność

$$N_x = Q(r_p - c_c t_3)(x_2 - x_3) \quad (16)$$

Natomiast ciepło przejęte w parowniku przez czynnik chłodniczy w jednostce czasu wynosi

$$N_{fp} = Q_f \Delta h_{fp} \quad (17)$$

przy czym

$$\Delta h_{fp} = h_{fpwyl} - h_{fpwl} \quad (18)$$

gdzie:

- Q_f — masowy wydatek czynnika chłodniczego w parowniku, kg/s,
- h_{fpwl} — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wlocie parownika, J/kg,
- h_{fpwyl} — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wylocie parownika, J/kg.

Entalpia właściwa czynnika chłodniczego (w najogólniejszym przypadku – pary mokrej, czyli mieszaniny fazy ciekłej i gazowej) wynosi

$$h_f = c_{cf} t_f (1 - \chi) + (c_{pf} t_f + r_{pf}) \chi \quad (19)$$

gdzie:

- c_{pf} — ciepło właściwe pary czynnika chłodniczego przy stałym ciśnieniu, J/(kg·K),
- c_{cf} — ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego, J/(kg·K),
- r_{pf} — ciepło parowania czynnika chłodniczego, J/kg,
- t_f — temperatura czynnika chłodniczego, °C,
- χ — stopień suchości mokrej pary czynnika chłodniczego, –.

Entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wlocie parownika jest więc równa

$$h_{fpwl} = c_{cf0} t_{f0} (1 - \chi_{p1}) + (c_{pf0} t_{f0} + r_{pf0}) \chi_{p1} \quad (20)$$

a na jego wylocie

$$h_{fpwyl} = c_{cf0} t_{fp2} (1 - \chi_{p2}) + (c_{pf0} t_{fp2} + r_{pf0}) \chi_{p2} \quad (21)$$

co po uwzględnieniu (5) daje

$$h_{fpwyl} = c_{pf0} t_{fp2} + r_{pf0} \quad (22)$$

gdzie:

- c_{pf0} — ciepło właściwe pary czynnika chłodniczego przy ciśnieniu parowania p_0 , J/(kg·K),

- c_{cf0} — ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego przy ciśnieniu parowania p_0 , J/(kg·K),
 r_{pf0} — ciepło parowania czynnika chłodniczego przy ciśnieniu p_0 , J/kg.

Zmiana entalpii właściwej czynnika chłodniczego w parowniku wynosi zatem

$$\Delta h_{fp} = c_{pf0}(t_{fp2} - t_{f0}\chi_{pl}) + (r_{pf0} - c_{cf0}t_{f0})(1 - \chi_{pl}) \quad (23)$$

a moc cieplna parownika liczona od strony czynnika

$$N_f = Q_f \left[c_{pf0}(t_{fp2} - t_{f0}\chi_{pl}) + (r_{pf0} - c_{cf0}t_{f0})(1 - \chi_{pl}) \right] \quad (24)$$

Jeżeli przyjąć, że wymiana ciepła w parowniku następuje wyłącznie między chłodzonym powietrzem i czynnikiem chłodniczym, to można napisać

$$N_f = N_{pow} = N_p \quad (25)$$

Podstawiając (13) i (24) do (25) otrzymuje się

$$\begin{aligned} N_p &= Q \left[c_p(t_2 - t_3) + c_w(t_2x_2 - t_3x_3) + (r_p - c_e t_3)(x_2 - x_3) \right] = \\ &= Q_f \left[c_{pf0}(t_{fp2} - t_{f0}\chi_{pl}) + (r_{pf0} - c_{cf0}t_{f0})(1 - \chi_{pl}) \right] \end{aligned} \quad (26)$$

3. Skraplacz

W skraplaczu gorąca sprężona para czynnika chłodniczego skrapla się, oddając ciepło wodzie chłodzącej. W celu osiągnięcia możliwie dużej wydajności chłodziarki dbać należy o to, by kondensacji ulegał cały czynnik.

Zachodzą wtedy zależności

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t_w \quad (27)$$

$$t_{fs1} = t_{fk} + \Delta t_{fs1} \quad (28)$$

$$t_{fs2} = t_{fk} - \Delta t_{fs2} \quad (29)$$

$$\chi_{s1} = 1 \quad (30)$$

$$\chi_{s2} = 0 \quad (31)$$

gdzie:

- t_{w1} — temperatura wody przed skraplaczem, °C,
 t_{w2} — temperatura wody za skraplaczem, °C,
 Δt_w — przyrost temperatury wody w skraplaczu, °C,

- t_{fk} — temperatura kondensacji czynnika chłodniczego pod ciśnieniem p_k , °C,
 t_{fs1} — temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wlocie skraplacza, °C,
 t_{fs2} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza, °C,
 Δt_{fs1} — przegrzanie pary czynnika chłodniczego powyżej temperatury kondensacji na wlocie skraplacza, °C,
 Δt_{fs2} — dochłodzenie kondensatu czynnika chłodniczego poniżej temperatury kondensacji w skraplaczu, °C,
 p_k — ciśnienie czynnika chłodniczego w skraplaczu, Pa,
 χ_{s1} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wlocie skraplacza, —,
 χ_{s2} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza, —.

Całkowita moc cieplna skraplacza (N_{wod}), rozumiana jako ciepło przejęte przez wodę w jednostce czasu, jest równa

$$N_{wod} = Q_w \Delta h_{wod} \quad (32)$$

przy czym

$$\Delta h_{wod} = h_{wwyl} - h_{wwl} \quad (33)$$

gdzie:

- Q_w — masowy wydatek wody w skraplaczu, kg/s,
 h_{wwl} — entalpia właściwa wody na wlocie skraplacza, J/kg,
 h_{wwyl} — entalpia właściwa wody na wylocie skraplacza, J/kg.

Entalpia właściwa wody jest równa

$$h_w = c_c t_w \quad (34)$$

gdzie:

- c_c — ciepło właściwe wody, J/(kg·K),
 t_w — temperatura wody, °C,

czyli

$$h_{wwl} = c_c t_{w1} \quad (35)$$

$$h_{wwyl} = c_c t_{w2} \quad (36)$$

A zatem zmiana entalpii właściwej wody wynosi

$$\Delta h_{wod} = c_c (t_{w2} - t_{w1}) \quad (37)$$

a moc skraplacza

$$N_{wod} = Q_w c_c (t_{w2} - t_{w1}) \quad (38)$$

Natomiast ciepło przejęte od czynnika chłodniczego w jednostce czasu wynosi

$$N_{fs} = -Q_f \Delta h_{fs} \quad (39)$$

przy czym

$$\Delta h_{fs} = h_{fswyl} - h_{fswl} \quad (40)$$

gdzie:

- Q_f — masowy wydatek czynnika chłodniczego w skraplaczu, kg/s,
- h_{fswl} — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wlocie skraplacza, J/kg,
- h_{fswyl} — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza, J/kg.

Zgodnie z (19) można napisać

$$h_{fswl} = c_{cfk} t_{fs1} (1 - \chi_{s1}) + (c_{pfk} t_{fk} + r_{pfk}) \chi_{s1} \quad (41)$$

$$h_{fswyl} = c_{cfk} t_{fs2} (1 - \chi_{s2}) + (c_{pfk} t_{fs2} + r_{pfk}) \chi_{s2} \quad (42)$$

co po uwzględnieniu (30) i (31) daje

$$h_{fswl} = c_{pfk} t_{fs1} + r_{pfk} \quad (43)$$

$$h_{fswyl} = c_{cfk} t_{fs2} \quad (44)$$

gdzie:

- c_{pfk} — ciepło właściwe pary czynnika chłodniczego przy ciśnieniu skraplania p_k , J/(kg·K),
- c_{cfk} — ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego przy ciśnieniu skraplania p_k , J/(kg·K),
- r_{pfk} — ciepło skraplania czynnika chłodniczego przy ciśnieniu p_k , J/kg.

Zmiana entalpii właściwej czynnika chłodniczego w skraplaczu wynosi zatem

$$\Delta h_{fs} = c_{cfk} t_{fs2} - (c_{pfk} t_{fs1} + r_{pfk}) \quad (45)$$

a moc cieplna skraplacza liczona od strony czynnika

$$N_{fs} = -Q_f \left[c_{cfk} t_{fs2} - (c_{pfk} t_{fs1} + r_{pfk}) \right] \quad (46)$$

Jeżeli przyjąć, że wymiana ciepła w skraplaczu następuje wyłącznie między chłodzącą wodą i czynnikiem chłodniczym, to można napisać

$$N_{fs} = N_{wod} = N_s \quad (47)$$

Podstawiając (38) i (46) do (47) otrzymuje się

$$N_s = Q_w c_c (t_{w2} - t_{w1}) = -Q_f \left[c_{cfk} t_{fs2} - (c_{pfk} t_{fs1} + r_{pfk}) \right] \quad (48)$$

4. Wewnętrzny wymiennik ciepła (dochładzacz)

W przeciwieństwie do parownika i skraplacza, w dochładzacz wymieniane jest jedynie ciepło jawne. Mediami, które w tym uczestniczą są: para czynnika chłodniczego i czynnik w postaci ciekłej. Ciepło przepływa od cieplejszej cieczy do chłodniejszej pary, dzięki czemu na wlocie sprężarki para ma wyższą, a na wlocie zaworu rozprężnego ciekły czynnik niższą temperaturę w porównaniu z sytuacją bez dochładzacza.

Jeżeli z parownika dopływa do dochładzacza para sucha, a ze skraplacza ciecz bez pęcherzyków pary, to dla dochładzacza słuszne są zależności:

$$t_{dp2} = t_{dp1} + \Delta t_{dp} \quad (49)$$

$$t_{dc2} = t_{dc1} - \Delta t_{dc} \quad (50)$$

$$\chi_{dp1} = \chi_{dp2} = 1 \quad (51)$$

$$\chi_{dc1} = \chi_{dc2} = 0 \quad (52)$$

gdzie:

- t_{dp1} — temperatura pary czynnika chłodniczego na wlocie dochładzacza, °C,
- t_{dp2} — temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza, °C,
- Δt_{dp} — przyrost temperatury pary czynnika chłodniczego w dochładzacz, °C,
- t_{dc1} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie dochładzacza, °C,
- t_{dc2} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza, °C,
- Δt_{dc} — spadek temperatury ciekłego czynnika chłodniczego w dochładzacz, °C,
- χ_{dp1} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wlocie parowej części dochładzacza, –,
- χ_{dp2} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wylocie parowej części dochładzacza, –,
- χ_{dc1} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wlocie cieczowej części dochładzacza, –,
- χ_{dc2} — stopień suchości czynnika chłodniczego na wylocie cieczowej części dochładzacza, –.

Moc cieplna dochładzacza (N_{dp}), rozumiana jako ciepło przejęte przez parę czynnika chłodniczego w jednostce czasu, jest równa

$$N_{dp} = Q_f \Delta h_{dp} \quad (53)$$

przy czym

$$\Delta h_{dp} = h_{dpwyl} - h_{dpwl} \quad (54)$$

gdzie:

- h_{dpwl} — entalpia właściwa pary czynnika chłodniczego na wlocie dochładzacza, J/kg,
 h_{dpwyl} — entalpia właściwa pary czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza, J/kg.

Entalpię właściwą czynnika chłodniczego wyraża wzór (19), który dla pary suchej (czyli po uwzględnieniu wzoru (51)) na wlocie i wylocie dochładzacza daje zależności

$$h_{dpwl} = c_{pf0} t_{dp1} + r_{pf0} \quad (55)$$

$$h_{dpwyl} = c_{pf0} t_{dp2} + r_{pf0} \quad (56)$$

Przyjęto tu, że ciepło właściwe i ciepło parowania pary czynnika (c_{pf0} i r_{pf0}) odpowiadają warunkom panującym w parowniku.

A zatem moc N_{dp} można zapisać

$$N_{dp} = Q_f c_{pf0} (t_{dp2} - t_{dp1}) \quad (57)$$

Podobnie moc cieplną dochładzacza (N_{dc}), rozumianą jako ciepło odebrane ciekłemu czynnikowi chłodniczemu w jednostce czasu, można wyrazić jako

$$N_{dc} = -Q_f \Delta h_{dc} \quad (58)$$

przy czym

$$\Delta h_{dc} = h_{dcwyl} - h_{dcwl} \quad (59)$$

gdzie:

- h_{dcwl} — entalpia właściwa ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie dochładzacza, J/kg,
 h_{dcwyl} — entalpia właściwa ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza, J/kg.

Po uwzględnieniu (19) i (52), entalpię właściwą ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie i wylocie dochładzacza podają zależności

$$h_{dcwl} = c_{cfk} t_{dc1} \quad (60)$$

$$h_{dcwyl} = c_{cfk} t_{dc2} \quad (61)$$

Przyjęto tu, że ciepło właściwe ciekłego czynnika (c_{cfk}) odpowiada warunkom panującym w skraplaczu.

A zatem moc N_{dc} można zapisać

$$N_{dc} = Q_f c_{cfk} (t_{dc1} - t_{dc2}) \quad (62)$$

Jeżeli przyjąć, że wymiana ciepła w dochładzaczu następuje wyłącznie między parowym i ciekłym czynnikiem chłodniczym, to można napisać

$$N_{dp} = N_{dc} = N_d \quad (63)$$

Podstawiając (57) i (62) do (63) otrzymuje się

$$N_d = Q_f c_{pf0} (t_{dp2} - t_{dp1}) = Q_f c_{cfk} (t_{dc1} - t_{dc2}) \quad (64)$$

5. Chłodziarka z dochładzaczem

Intensywność wymiany ciepła w parowniku, skraplaczu i dochładzaczu zależy od różnic temperatur mediów, współczynników przenikania ciepła przez przepony tych wymienników oraz pól ich powierzchni. W teorii wymiany ciepła znana jest zależność dotycząca przenikania przez ściankę [4, 6]

$$N = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (65)$$

gdzie:

- N — strumień ciepła (ciepło wymieniane w jednostce czasu), W,
- k — współczynnik przenikania ciepła przez przeponę wymiennika, $W/(m^2 \cdot K)$,
- F — pole powierzchni wymiany ciepła, m^2 ,
- Δt — średnia różnica temperatur między mediami w wymienniku, $^{\circ}C$.

Moce cieplne wymienników chłodziarki sprężarkowej wyznaczyć można na podstawie zależności (26), (48) i (64). W równaniach tych występuje łącznie 31 wielkości. Traktując niektóre z nich jako znane – natężenie przepływu (Q , Q_f , Q_w), ciepło właściwe (c_p , c_w , c_c , c_{pf0} , c_{cf0} , c_{pfk} , c_{cfk}), ciepło parowania / kondensacji (r_p , r_{pf0} , r_{pfk}), temperatura parowania czynnika chłodniczego (t_0), wlotowe parametry powietrza i wody (t_2 , x_2 , t_{w1}), ogranicza się ich liczbę do 14 niewiadomych. Pomijając ponadto zmiany temperatury czynnika chłodniczego w przewodach łączących poszczególne części chłodziarki, można przyjąć, że $t_{dp1} = t_{fp2}$ oraz $t_{dc1} = t_{fs2}$, co zmniejsza liczbę niewiadomych do 12 (N_p , N_s , N_d , t_3 , x_3 , t_{fp2} , χ_{p1} , t_{w2} , t_{fs1} , t_{fs2} , t_{dp2} , t_{dc2}). W każdym ze wzorów (26), (48) i (64) mieszczą się po dwie zależności, które uzupełnione o równanie sprężarki (66), zaworu rozprężnego (67) i równanie (68) wyrażające wilgotność schłodzonego powietrza [5], tworzą układ złożony z dziewięciu równań

$$t_{fs1} = (t_{dp2} + 273,15) \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 273,15 \quad (66)$$

gdzie:

- κ — traktowany jako znany wykładnik izentropy przemiany czynnika chłodniczego w sprężarce, –,
- p_0 , p_k — znane ciśnienie czynnika chłodniczego przed i za sprężarką, Pa,

$$\chi_{pl} = \frac{t_{dc2} c_{cfk} - t_{f0} c_{cf0}}{t_{f0} (c_{pf0} - c_{cf0}) + r_{pf0}} \quad (67)$$

$$x_3 = x_n(t_3) = \frac{379,8 \cdot 10^u}{b - 610,6 \cdot 10^u} \quad \text{gdzie} \quad u = \frac{7,5t_3}{t_3 + 237,29} \quad (68)$$

Dla uproszczenia przyjęto, że powietrze opuszczające parownik znajduje się w stanie nasycenia (100% wilgotności względnej).

Do układu należy dołączyć, jako brakujące trzy równania utworzone na podstawie (65) – dla parownika równanie (69), dla skraplacza (70) i dla dochładzacza (71).

$$N_p = k_p \cdot F_p \cdot \Delta t_p \quad (69)$$

$$N_s = k_s \cdot F_s \cdot \Delta t_s \quad (70)$$

$$N_d = k_d \cdot F_d \cdot \Delta t_d \quad (71)$$

gdzie:

N_p, N_s, N_d — moc cieplna odpowiednio parownika, skraplacza i dochładzacza, W,
 k_p, k_s, k_d — współczynnik przenikania ciepła przez przeponę odpowiednio parownika, skraplacza i dochładzacza, W/(m²·K),

F_p, F_s, F_d — pole powierzchni wymiany ciepła odpowiednio w parowniku, skraplaczu i dochładzaczu, m².

$\Delta t_p, \Delta t_s, \Delta t_d$ — średnia różnica temperatur mediów odpowiednio w parowniku, skraplaczu i dochładzaczu, °C.

W równaniach (69)–(71) pojawiły się nowe wielkości ($k, F, \Delta t$), które należy wyznaczyć niezależnie od równań wcześniejszych. Znajomość geometrii wymienników pozwala łatwo określić pola powierzchni F_p, F_s i F_d , w przypadku najpowszechniejszych rozwiązań znane są również wzory na średnie różnice temperatur $\Delta t_p, \Delta t_s$ i Δt_d . Największe kłopoty występują przy próbach wyznaczenia współczynników przenikania ciepła k_p, k_s i k_d . Większość autorów literatury przedmiotu [3, 4, 6] proponuje tu w zagadnieniach praktycznych metodę eksperymentu.

6. Chłodziarka bez dochładzacza

Także w tym przypadku do wyznaczenia mocy cieplnych parownika i skraplacza chłodziarki wykorzystuje się równania (26) i (48). W równaniach tych występuje łącznie 26 wielkości, z których dziewięć spełnia rolę niewiadomych ($N_p, N_s, t_3, x_3, t_{fp2}, \chi_{p1}, t_{w2}, t_{fs1}, t_{fs2}$). Pozostałe 17 (te same, co poprzednio) traktuje się jako wielkości znane. Równanie sprężarki, po pominięciu zmiany temperatury pary czynnika chłodniczego w przewodzie ssawnym za parownikiem, przyjmuje teraz postać

$$t_{fs1} = (t_{fp2} + 273,15) \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 273,15 \quad (72)$$

a równanie zaworu rozprężnego, po pominięciu zmiany temperatury ciekłego czynnika w przewodzie cieczowym za skraplaczem, postać

$$\chi_{p1} = \frac{t_{fs2} c_{efk} - t_{f0} c_{cf0}}{t_{f0} (c_{pf0} - c_{cf0}) + r_{pf0}} \quad (73)$$

W każdym ze wzorów (26) i (48) mieszczą się po dwie zależności, które uzupełnione o równania (68), (69), (70), (72) i (73) tworzą układ złożony z dziewięciu równań.

LITERATURA

- [1] Nowak B., Filek K.: Mathematical Description of Media Parameters Changes in the Compression Refrigerator. Archives of Mining Sciences, vol. 54, issue 1, 2009
- [2] Frycz A.: Klimatyzacja kopalń, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1981
- [3] Häussler W.: Zastosowanie wykresu i-x w inżynierii sanitarnej, Arkady, Warszawa 1971
- [4] Jones W. P.: Klimatyzacja, Arkady, Warszawa 2001
- [5] Kołodziejczyk L., Rubik M.: Technika chłodnicza w klimatyzacji, Arkady, Warszawa 1976
- [6] Ochędusko S.: Termodynamika stosowana, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1970
- [7] Platzer B., Polt A., Maurer G.: Thermophysical Properties of Refrigerants, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 1990
- [8] Roszczyniański W., Trutwin W., Waclawik J.: Kopalniane pomiary wentylacyjne, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1992
- [9] Staniszewski B.: Termodynamika, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1982
- [10] Waclawik J., Cygankiewicz J., Knechtel J.: Warunki klimatyczne w kopalniach głębokich, Poradnik nr 4, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Kraków 1995