

Matematyczny opis pracy układu górnicza chłodziarka sprężarkowa – wyparna chłodnica wody

Mathematical description of the mining compression refrigerator – evaporating water cooler operating system



Prof. dr hab. inż. Bernard Nowak^{*)}



Dr inż. Krzysztof Filek^{*)}

Treść: Bazując na swoich wcześniejszych pracach autorzy artykułu podają układy równań opisujące rzeczywiste procesy fizyczne zachodzące w stanie ustalonym w pracujących górniczych sprężarkowych chłodziarkach powietrza o działaniu bezpośrednim lub pośrednim połączonych z wyparną chłodnicą wody. W opisach matematycznych rozróżniono pracę: wodnej chłodnicy powietrza, parownika, skraplacza, sprężarki, zaworu rozprężnego i wyparnej chłodnicy wody, uwzględniono także ewentualną pracę dochładzacza. Rozwiązanie podanych układów równań, ze względu na ich stopień skomplikowania i występujące w nich nieliniowości, jest możliwe tylko na drodze numerycznej. Korzystając z utworzonego programu komputerowego wykonano przykładowe obliczenia parametrów fizycznych mediów biorących udział w wymianie ciepła przy chłodzeniu bezpośrednim z dochładzaczem oraz chłodzeniu pośrednim bez dochładzacza. Obliczono także moce cieplne poszczególnych elementów tworzących rozważane systemy chłodnicze. Każdy z nich współpracuje z chłodnicą wyparną.

Abstract: Basing of the papers previously written by the authors, this paper presents a system of equations of the real physical processes occurring in the steady state of operating mining compression refrigerators with evaporating water cooler acting directly or indirectly. Mathematical description of the following operating components was distinguished: water air-cooler, evaporator, condenser, compressor, expansion valve, evaporating water cooler, and potential subcooler. Only a numerical solution is presented due to the complexity and nonlinearity of the given equations. This paper also shows an example of numerical calculations of the physical parameters of the media taking part in the heat exchange process under direct cooling with the use of the subcooler and under indirect cooling without the subcooler. Thermal power of each component of the system under consideration was estimated. Each system cooperates with the evaporating water cooler.

Słowa kluczowe:

chłodzenie powietrza, klimatyzacja kopalń, chłodziarka sprężarkowa, chłodnica wyparna, czynnik chłodniczy

Key words:

air cooling, mine air conditioning, compression refrigerator, evaporative cooler, refrigerant

1. Wprowadzenie

Poprawy cieplnych warunków pracy w kopalniach podziemnych można dokonać wykorzystując pracujące w wyrobiskach górniczych sprężarkowe chłodziarki powietrza bezpośredniego lub pośredniego działania połączone z wyparnymi chłodnicami wody. Te ostatnie zlokalizowane są w prądzie powietrza zużytego. Oddają one ciepło temu powietrzu, które następnie wraz z nim usuwane jest szybem wentylacyjnym do atmosfery.

Chłodziarką bezpośredniego działania nazywany jest tu układ chłodzenia powietrza obejmujący parownik, sprężarkę, skraplacz i zawór rozprężny, natomiast pod pojęciem chłodnicy rozumie się tylko jej zasadniczą część tj. parownik. W chłodziarkach takich czynnik chłodniczy odbiera ciepło powietrza chłodzonemu. Ma to miejsce w parowniku. Istotne znaczenie w tym przenoszeniu ciepła z chłodzonego medium do wody chłodzącej skraplacz ma utajone ciepło przemian fazowych czynnika chłodniczego krążącego pod wpływem pracy sprężarki w obiegu zamkniętym między parownikiem a skraplaczem. Transport ciepła w takiej chłodziarce odbywa się na drodze: przeznaczone do schłodzenia powietrze świeże, parownik, czynnik chłodniczy, sprężarka, skraplacz, woda

^{*)} AGH w Krakowie

chłodząca skraplacz, chłodnica wyparna, powietrze zużyte usuwane z kopalni przez szyb wydechowy.

Innym systemem jest układ pośredniego chłodzenia powietrza, w którym ciepło odbierane jest powietrzu świeżemu w wymienniku (wodnej chłodnicy powietrza) przez zimną wodę krążącą w obiegu zamkniętym między wodną chłodnicą powietrza a parownikiem. To odebrane ciepło oddawane jest w parowniku czynnikiowi chłodniczemu, a dalszy jego transport odbywa się jak w układzie chłodzenia bezpośredniego.

W niektórych przypadkach w układzie chłodzenia stosowany jest też dodatkowy przeponowy wewnętrzny regeneracyjny wymiennik ciepła (dochładzacz), którego zadaniem jest dochłodzenie ciepłego czynnika chłodniczego drogą wymiany ciepła z chłodniejszą parą czynnika. Zastosowanie dodatkowego wymiennika powoduje, w porównaniu z obiegiem bez regeneracji ciepła, wzrost zarówno właściwej wydajności chłodniczej, jak i właściwej pracy sprężania (pracy obiegu). Celowość zastosowania dochładzacza zależy od rodzaju czynnika chłodniczego, temperatury jego skraplania i parowania oraz od stopnia przegrzania jego par. Instalacja wymiennika regeneracyjnego, dzięki dodatkowemu przegrzaniu czynnika za parownikiem, zabezpiecza sprężarkę przed dopływem, przy zmiennych obciążeniach cieplnych parownika, ciepłego czynnika [3], co mogłoby prowadzić do jej uszkodzenia.

2. Modele matematyczne chłodzenia powietrza

W wcześniejszych pracach [4, 5, 8], po przyjęciu wymienionych w nich założeń, wyprowadzono i przedstawiono równania tworzące matematyczny opis rzeczywistych procesów fizycznych zachodzących w mediach przepływających przez poszczególne elementy układów chłodzenia bezpośredniego lub pośredniego współpracujące z wyparną chłodnicą wody. Opis ten dotyczy ustalonej w czasie pracy każdego elementu wymienionych systemów. Elementy te potraktowano jako przestrzennie skupione. Równania dotyczące parownika schładzającego powietrze wyprowadzono w oparciu o bilanse entalpii powietrza i masy zawartej w nim pary wodnej, jak też bilanse entalpii czynnika chłodniczego i przepływu parownika. Równania odnoszące się do wodnej chłodnicy powietrza (chłodzenie pośrednie) otrzymano z bilansu entalpii wody chłodzącej i bilansów dotyczących powietrza – jego entalpii i masy zawartej w nim pary wodnej. Natomiast równania dotyczące parownika schładzającego wodę wyprowadzono w oparciu o bilanse entalpii wody, czynnika chłodniczego i przepływu. Równania opisujące pracę skraplacza otrzymano bilansując entalpię czynnika chłodniczego, przepływu i wody. Równania tych bilansów uzupełniono równaniem izentropii i równaniem izentalpy, opisującymi oddziaływanie sprężarki oraz zaworu rozprężnego na parametry termodynamiczne czynnika chłodniczego. Opis matematyczny pracy dochładzacza uzyskano bilansując entalpię jego przepływu oraz entalpię czynnika chłodniczego wypływającego z parownika w postaci pary i entalpię ciepłego czynnika chłodniczego wypływającego ze skraplacza. Eliminując z otrzymanych równań temperaturę przepływu wymienników oraz podstawiając do tych równań średnie różnice temperatur mediów w tych wymiennikach otrzymano, dla pracy chłodziarki bezpośredniego działania z dochładzaczem, układ 9 równań z 9 niewiadomymi. Dla chłodziarki bezpośredniego działania, ale bez dochładzacza w podanym wyżej układzie równań ich liczba jest mniejsza o 2. Postępując podobnie dla chłodziarki pośredniego działania otrzymuje się układ 11 równań (z dochładzaczem) lub 9 równań (bez dochładzacza). W systemach z wyparną chłodnicą wody matematyczny opis obejmuje układ dodatkowych 5 równań, opisujących procesy wymiany ciepła i masy w tej chłodnicy.

Układ ten otrzymano z bilansów entalpii wody chłodzonej, przepływającego powietrza i wody zraszającej, jak też z bilansów masy pary wodnej w przepływającym powietrzu i masy wody zraszającej. Uzyskane modele matematyczne opisują w sposób całościowy pracę często wykorzystywanych w kopalniach podziemnych rozważanych systemów chłodzenia powietrza, tj. sprężarkowych chłodziarek współpracujących z wyparnymi chłodnicami wody i ewentualnie z wodnymi chłodnicami powietrza. Weryfikację matematycznego opisu chłodziarki bezpośredniego działania współpracującej z wyparną chłodnicą wody przeprowadzono w [7]. Na podstawie otrzymanych rezultatów można napisać, że utworzone modele matematyczne z dostateczną dla praktyki dokładnością opisują rzeczywiste procesy chłodzenia powietrza.

Ze względu na stopień skomplikowania i występujące nieliniowości rozwiązanie otrzymanych układów równań nie jest możliwe na drodze analitycznej. Dlatego utworzony został komputerowy program obliczeń rozwiązujący te układy równań metodą iteracyjną.

W niniejszym artykule współpracę chłodziarek wyparnych z lokalnymi systemami chłodzenia powietrza zilustrowano dwoma przykładami liczbowymi stosowanych w praktyce rozwiązań: układem chłodzenia bezpośredniego z dochładzaczem (przykład 1) i układem chłodzenia pośredniego bez dochładzacza (przykład 2). Każdy z tych systemów współpracuje z chłodnicą wyparną.

Numeryczne komputerowe obliczenia przeprowadzono korzystając z podanych w [4, 5, 8] układów równań.

2.1. Chłodziarka bezpośredniego działania z dochładzaczem

Układ równań opisujący pracę chłodziarki bezpośredniego działania z dochładzaczem współpracującą z wyparną chłodnicą wody można zapisać jak niżej:

2.1.1. Chłodziarka powietrza

$$\ln \frac{t_2 - t_{f0}}{t_{c3} - t_{f0}} = \frac{k_p F_p (t_2 - t_{c3})}{Q_m (1 - b_f) [c_p (t_2 - t_{c3}) + c_w (t_2 x_2 - t_{c3} x_{c3}) + (r_p - c_e t_{c3}) (x_2 - x_{c3})]} \quad (1)$$

$$\ln \frac{t_2 - t_{f0}}{t_{c3} - t_{f0}} = \frac{k_p F_p (t_2 - t_{c3})}{Q_f [c_{pf0} (t_{f1} - t_{f0}) + r_{pf0} (1 - \chi_{p1})]} \quad (2)$$

$$\ln \frac{t_{fk} - t_{w1}}{t_{fk} - t_{w2}} = \frac{k_s F_s}{Q_w c_c} \quad (3)$$

$$\ln \frac{t_{fk} - t_{w1}}{t_{fk} - t_{w2}} = \frac{k_s F_s (t_{w2} - t_{w1})}{Q_f [c_{pfk} (t_{f3} - t_{fk}) + c_{efk} (t_{fk} - t_{f4}) + r_{pfk}]} \quad (4)$$

$$\ln \frac{t_{f5} - t_{f1}}{t_{f4} - t_{f2}} = \frac{k_d F_d [(t_{f5} - t_{f1}) - (t_{f4} - t_{f2})]}{Q_f c_{pf0} (t_{f2} - t_{f1})} \quad (5)$$

$$\ln \frac{t_{f5} - t_{f1}}{t_{f4} - t_{f2}} = \frac{k_d F_d [(t_{f5} - t_{f1}) - (t_{f4} - t_{f2})]}{Q_f c_{efk} (t_{f4} - t_{f5})} \quad (6)$$

$$t_{f3} = (t_{f2} + 273,15) \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 273,15 \quad (7)$$

$$\chi_{p1} = \frac{t_{f5} c_{efk} - t_{f0} c_{ef0}}{r_{pf0}} \quad (8)$$

$$x_{c3} = x_n(t_{c3}) = \frac{379,8 \cdot 10^{u_n}}{b - 610,6 \cdot 10^{u_n}} \quad \text{gdzie} \quad u_n = \frac{7,5 t_{c3}}{t_{c3} + 237,29} \quad (9)$$

gdzie:

$$k_p F_p = \frac{\alpha_{pw} F_{pw} \alpha_{pz} F_{pz}}{\alpha_{pw} F_{pw} + \alpha_{pz} F_{pz}} \quad (10)$$

$$k_s F_s = \frac{\alpha_{sw} F_{sw} \alpha_{sz} F_{sz}}{\alpha_{sw} F_{sw} + \alpha_{sz} F_{sz}} \quad (11)$$

$$k_d F_d = \frac{\alpha_{dw} F_{dw} \alpha_{dz} F_{dz}}{\alpha_{dw} F_{dw} + \alpha_{dz} F_{dz}} \quad (12)$$

Równanie (9) wiąże ze sobą temperaturę i wilgotność umownej chłodzonej, nasyconej parą wodną, części powietrza na wylocie parownika [9].

W równaniach (1) ÷ (9) występują traktowane jako niewiadome następujące wielkości: t_{c3} , x_{c3} , t_{f1} , t_{f2} , t_{f3} , t_{f4} , t_{f5} , t_{w2} oraz χ_{p1} .

Temperaturę i wilgotność właściwą całej strugi powietrza opuszczającej parownik można wyliczyć z podanego niżej układu równań

$$\begin{cases} t_3 = \frac{(c_p t_{c3} + c_w t_{c3} x_{c3} + r_p x_{c3})(1 - b_f) + (c_p t_2 + c_w t_2 x_2 + r_p x_2) b_f - r_p x_3}{c_p + c_w x_3} \\ x_3 = x_{c3}(1 - b_f) + x_2 b_f \quad \text{dla} \quad x_{c3}(1 - b_f) + x_2 b_f \leq x_n(t_3) \end{cases} \quad (13)$$

Wymienione we wzorach (1) ÷ (13) symbole oznaczają:

- b – bezwzględne ciśnienie powietrza [Pa],
- b_f – współczynnik bocznikowania parownika lub wodnej chłodnicy powietrza, rozumiany [1] jako stosunek masy chłodzonej (umownej) części powietrza do całej jego masy [–],
- c_c – ciepło właściwe wody [J/(kg×K)],
- c_{cf0} – ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego w parowniku przy ciśnieniu p_0 [J/(kg×K)],
- c_{cfk} – ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego w skraplaczu przy ciśnieniu p_k [J/(kg×K)],
- c_p – ciepło właściwe powietrza suchego przy stałym ciśnieniu, J/(kg×K),
- c_{pf0} – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu p_0 pary czynnika chłodniczego w parowniku, J/(kg×K),
- c_{pfk} – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu p_k pary czynnika chłodniczego w skraplaczu, J/(kg×K),
- c_w – ciepło właściwe pary wodnej przy stałym ciśnieniu, J/(kg×K),
- F_d, F_p, F_s – pole powierzchni przepływu odpowiednio dochładzacza, parownika i skraplacza [m²],
- F_{dw} – pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w dochładzaczach [m²],
- F_{dz} – pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w dochładzaczach [m²],
- F_{pw} – pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w parowniku [m²],
- F_{pz} – pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w parowniku [m²],
- F_{sw} – pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w skraplaczu [m²],
- F_{sz} – pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w skraplaczu [m²],
- k_d, k_p, k_s – współczynnik przenikania ciepła przez przepływy odpowiednio dochładzacza, parownika i skraplacza [W/(m²×K)],
- p_0 – ciśnienie czynnika chłodniczego na wylocie zaworu rozprężnego, w parowniku, po stronie pary w dochładzaczach i na wlocie sprężarki [Pa],
- p_k – ciśnienie czynnika chłodniczego na wylocie sprężarki, w skraplaczu, po stronie cieczy w dochładzaczach i na wlocie zaworu rozprężnego [Pa],

- Q_f – masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego [kg/s],
- Q_m – masowe natężenie przepływu powietrza w parowniku (odniesione do powietrza suchego) [kg/s],
- Q_w – masowe natężenie przepływu wody w skraplaczu i w chłodnicy wyparnej [kg/s],
- r_p – utajone ciepło parowania /kondensacji wody [J/kg],
- r_{pf0} – ciepło parowania czynnika chłodniczego w parowniku [J/kg],
- r_{pfk} – ciepło kondensacji czynnika chłodniczego w skraplaczu [J/kg],
- t_2 – temperatura powietrza za wentylatorem na wlocie parownika lub chłodnicy wodnej lub chłodnicy wyparnej [°C],
- t_3 – temperatura powietrza na wylocie parownika lub chłodnicy wodnej [°C],
- t_{f0} – temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie zaworu rozprężnego (przyjęto, że jest ona równa temperaturze parowania przy ciśnieniu p_0) [°C],
- t_{f1} – temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika i na wlocie gazowej części dochładzacza [°C],
- t_{f2} – temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wlocie sprężarki (równa t_{f1} przy braku dochładzacza) [°C],
- t_{f3} – temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie sprężarki (równa temperaturze pary czynnika na wlocie skraplacza) [°C],
- t_{f4} – temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza i wlocie dochładzacza [°C],
- t_{f5} – temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie zaworu rozprężnego (równa t_{f4} przy braku dochładzacza) [°C],
- t_{fk} – temperatura kondensacji czynnika chłodniczego przy ciśnieniu p_k [°C],
- t_{w1} – temperatura wody na wlocie skraplacza [°C],
- t_{w2} – temperatura wody na wylocie skraplacza [°C],
- x_2 – wilgotność właściwa powietrza za wentylatorem na wlocie parownika lub wodnej chłodnicy [kg pary wodnej/kg suchego powietrza],
- x_3 – wilgotność właściwa powietrza na wylocie parownika lub wodnej chłodnicy [kg pary wodnej/kg suchego powietrza],
- x_{c3} – wilgotność właściwa chłodzonej części powietrza na wylocie parownika lub wodnej chłodnicy [kg pary wodnej/kg suchego powietrza],
- x_n – wilgotność właściwa powietrza nasyconego parą wodną [kg pary wodnej/kg suchego powietrza],
- α_{dw} – współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu dochładzacza [W/(m²×K)],
- α_{dz} – współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu dochładzacza [W/(m²×K)],
- α_{pw} – współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu parownika [W/(m²×K)],
- α_{pz} – współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu parownika [W/(m²×K)],
- α_{sw} – współczynnik przejmowania ciepła od strony wody w skraplaczu (przyjęto, że jest to wewnętrzna powierzchnia przepływu) [W/(m²×K)],
- α_{sz} – współczynnik przejmowania ciepła od strony czynnika chłodniczego w skraplaczu (przyjęto, że jest to zewnętrzna powierzchnia przepływu) [W/(m²×K)],
- κ – wykładnik izentropy pary czynnika chłodniczego [–],
- χ_{p1} – stopień suchości mokrej pary czynnika chłodniczego na wlocie parownika [–];

2.1.2. Wyparna chłodnica wody

$$Q_w c_c (t_{ww1} - t_{ww2}) = k_w F_o (t_{ww} - t_z) \quad (14)$$

$$Q_{z1} - Q_{z2} = Q_p (x_{w2} - x_{w1}) \quad (15)$$

$$Q_p (x_{w2} - x_{w1}) = \beta F_w (x_{nz} - x_w) \quad (16)$$

$$Q_p [c_p (t_{p2} - t_{p1}) + c_w (t_{p2} x_{w2} - t_{p1} x_{w1})] = \alpha F_t (t_z - t_p) + \beta F_w (x_{nz} - x_w) c_w t_z \quad (17)$$

$$c_c (Q_{z1} t_{z1} - Q_{z2} t_{z2}) = \beta F_w (x_{nz} - x_w) (c_w t_z + r_p) + \alpha F_t (t_z - t_p) - k_w F_o (t_{ww} - t_z) \quad (18)$$

gdzie:

F_o – pole powierzchni przenikania ciepła od wody chłodzonej do warstwy wody zraszającej na zewnętrznej powierzchni przepływu w chłodnicy wyparnej [m^2],

F_t – pole powierzchni wnikania ciepła od warstwy wody zraszającej na zewnętrznej powierzchni przepływu do powietrza w chłodnicy wyparnej [m^2],

F_w – pole powierzchni wnikania pary wodnej od warstwy wody zraszającej na zewnętrznej powierzchni przepływu do powietrza w chłodnicy wyparnej [m^2],

k_w – współczynnik przenikania ciepła przez przepłonę chłodnicy wyparnej [$W/(m^2 \times K)$],

Q_p – masowe natężenie przepływu powietrza w chłodnicy wyparnej (odniesione do powietrza suchego) [kg/s],

Q_{z1} – masowe natężenie przepływu dopływającej wody zraszającej w chłodnicy wyparnej, kg/s ,

Q_{z2} – masowe natężenie przepływu wypływającej wody zraszającej w chłodnicy wyparnej, kg/s ,

t_p – średnia temperatura powietrza w chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_{p1} – temperatura powietrza na wlocie chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_{p2} – temperatura powietrza na wylocie chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_{ww} – średnia temperatura wody chłodzonej w chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_z – średnia temperatura wody zraszającej w chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_{z1} – temperatura wody zraszającej na wlocie chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

t_{z2} – temperatura wody zraszającej na wylocie chłodnicy wyparnej [$^{\circ}C$],

x_{nz} – średnia wilgotność właściwa powietrza nasyconego w temperaturze wody zraszającej w chłodnicy wyparnej [kg pary wodnej/ kg suchego powietrza],

x_w – średnia wilgotność właściwa powietrza w chłodnicy wyparnej [kg pary wodnej/ kg suchego powietrza],

x_{w1} – wilgotność właściwa powietrza na wlocie chłodnicy wyparnej [kg pary wodnej/ kg suchego powietrza],

x_{w2} – wilgotność właściwa powietrza na wylocie chłodnicy wyparnej [kg pary wodnej/ kg suchego powietrza],

α – współczynnik wnikania ciepła od wody zraszającej do powietrza w chłodnicy wyparnej [$W/(m^2 \times K)$],

β – współczynnik przejmowania masy pary wodnej przez powietrze w chłodnicy wyparnej [$kg/(m^2 \times s)$].

Równania (14) ÷ (18) tworzą układ równań opisujący pracę wyparnej chłodnicy wody w stanie ustalonym. W układzie tym niewiadome stanowią: t_{ww} , t_{w2} , t_z , t_{z2} , t_p , t_{p2} , x_w , x_{w2} , x_{nz} i Q_{z2} – pozostałe wielkości uznawane są za znane. Dla zrównania liczby niewiadomych z liczbą równań można przyjąć dla chłodnicy wyparnej, że średnie temperatury powietrza (t_p), wody zraszającej (t_z) i wody chłodzonej (t_{ww}), a także wilgotności właściwej powietrza (aktualnej (x_w)) i określonej dla temperatury wody zraszającej (x_{nz}), równe są średnim

arytmetycznym ich wartości wlotowych i wylotowych – zależności (19) ÷ (23).

$$t_p = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} \quad (19)$$

$$t_z = \frac{t_{z1} + t_{z2}}{2} \quad (20)$$

$$t_{ww} = \frac{t_{ww1} + t_{ww2}}{2} \quad (21)$$

$$x_{nz} = \frac{x_{nz1} + x_{nz2}}{2} \quad (22)$$

$$x_w = \frac{x_{w1} + x_{w2}}{2} \quad (23)$$

Układy równań (1) ÷ (9) i (14) ÷ (18) stanowią model matematyczny ustalonego chłodzenia powietrza górniczą chłodziarką sprężarkową bezpośredniego działania współpracującą z wodną chłodnicą wyparną wody.

2.2. Chłodziarka pośredniego działania

Matematyczny opis pracy górniczej chłodziarki sprężarkowej pośredniego działania podano w [8]. Obowiązujące dla wodnej chłodnicy powietrza i parownika podane niżej równania

$$\ln \frac{t_2 - t_{cw2}}{t_{c3} - t_{cw1}} = \frac{k_c F_c [(t_2 - t_{cw2}) - (t_{c3} - t_{cw1})]}{Q_{mc} (1 - b_f) [c_p (t_2 - t_{c3}) + c_w (t_2 x_2 - t_{c3} x_{c3}) + (r_p - c_c t_{c3})(x_2 - x_{c3})]} \quad (24)$$

$$\ln \frac{t_2 - t_{cw2}}{t_{c3} - t_{cw1}} = \frac{k_c F_c [(t_2 - t_{cw2}) - (t_{c3} - t_{cw1})]}{Q_{wc} c_c (t_{cw2} - t_{cw1})} \quad (25)$$

$$\ln \frac{t_{pw1} - t_{f0}}{t_{pw2} - t_{f0}} = \frac{k_p F_p}{Q_{wc} c_c} \quad (26)$$

$$\ln \frac{t_{pw1} - t_{f0}}{t_{pw2} - t_{f0}} = \frac{k_p F_p (t_{pw1} - t_{pw2})}{Q_f [c_{pf0} (t_{f1} - t_{f0}) + r_{pf0} (1 - \chi_{p1})]} \quad (27)$$

gdzie:

$$k_c F_c = \frac{\alpha_{cw} F_{cw} \alpha_{cz} F_{cz}}{\alpha_{cw} F_{cw} + \alpha_{cz} F_{cz}} \quad (28)$$

Niewyjaśnione dotychczas symbole oznaczają:

F_c – pole powierzchni przepływu wodnej chłodnicy powietrza [m^2],

F_{cw} – pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w wodnej chłodnicy powietrza [m^2],

F_{cz} – pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła w wodnej chłodnicy powietrza [m^2],

k_c – współczynnik przenikania ciepła przez przepłonę wodnej chłodnicy powietrza [$W/(m^2 \times K)$],

Q_{mc} – masowe natężenie przepływu powietrza w wodnej chłodnicy (odniesione do powietrza suchego) [kg/s],

Q_{wc} – masowe natężenie przepływu zimnej wody w wodnej chłodnicy i parownika [kg/s],

t_{cw1} – temperatura zimnej wody na wlocie wodnej chłodnicy powietrza [$^{\circ}C$],

t_{cw2} – temperatura zimnej wody na wylocie wodnej chłodnicy powietrza [$^{\circ}C$],

t_{pw1} – temperatura zimnej wody na wlocie parownika [$^{\circ}C$],

t_{pw2} – temperatura zimnej wody na wylocie parownika [$^{\circ}C$],

α_{cw} – współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu chłodnicy powietrza [$W/(m^2 \times K)$],

α_{cz} – współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu chłodnicy powietrza [$W/(m^2 \times K)$].

Podany układ równań (24) ÷ (27) uzupełniony o równanie sprężarki (7), zaworu rozprężnego (8), skraplacza ((3) i (4)), dochładzacza ((5) i (6)), chłodnicy wyparnej ((14)÷(18)) jest modelem matematycznym ustalonego chłodzenia powietrza chłodnicą wodną z parownikiem chłodziarki stanowiącym chłodnicę wody zimnej. Układ ten współpracuje z wyparną chłodnicą wody ciepłej. Obieg wody zimnej obejmuje parownik z wodną chłodnicą powietrza, a wody ciepłej – skraplacz z chłodnicą wyparną.

3. Moce cieplne wymienników przepływowych chłodziarki sprężarkowej współpracującej z wyparną chłodnicą wody

Do obliczenia mocy chłodniczych poszczególnych przepływowych wymienników wchodzących w skład górniczej sprężarkowej chłodziarki bezpośredniego lub pośredniego działania współpracującej z chłodnicą wyparną, wykorzystano podane w [5, 6, 8] zależności:

- na moc cieplną wodnej chłodnicy powietrza od strony zimnej wody (N_{ww})

$$N_{ww} = Q_{wc} c_c (t_{cw2} - t_{cw1}) \quad (29)$$

- na moc cieplną wodnej chłodnicy od strony powietrza (N_{wp}) z jej podziałem na moc jawną (N_{wt}) i utajoną (N_{wx})

$$N_{wt} = Q_{mc} [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3)] \quad (30)$$

$$N_{wx} = Q_{mc} (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3) \quad (31)$$

przy czym

$$N_{wp} = N_{wt} + N_{wx} \quad (32)$$

czyli

$$N_{wp} = Q_{mc} [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3) + (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3)] \quad (33)$$

- na moc cieplną parownika (N_{pw}) liczoną od strony zimnej wody (pośrednie chłodzenie)

$$N_{pw} = Q_{wc} c_c (t_{pw1} - t_{pw2}) \quad (34)$$

- na moc cieplną parownika (N_{pp}) liczoną od strony chłodzonego powietrza (chłodzenie bezpośrednie) z podziałem na jej moc jawną (N_{pt}) i moc utajoną (N_{px})

$$N_{pp} = Q_m [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3) + (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3)] \quad (35)$$

$$N_{pt} = Q_m [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3)] \quad (36)$$

$$N_{px} = Q_m (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3) \quad (37)$$

przy czym

$$N_{pp} = N_{pt} + N_{px} \quad (38)$$

Przyjmując, że wymiana ciepła w wodnej chłodnicy zachodzi wyłącznie między chłodzonym powietrzem i zimną wodą można napisać

$$N_{ww} = N_{pp} = N_w \quad (39)$$

czyli

$$N_w = Q_{wc} c_c (t_{cw2} - t_{cw1}) = Q_{mc} [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3) + (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3)] \quad (40)$$

- na moc cieplną parownika liczoną od strony czynnika chłodniczego (N_{pf})

$$N_{pf} = Q_f [c_{pf0} (t_{f1} - t_{f0}) + r_{pf0} (1 - \chi_{p1})] \quad (41)$$

Po przyjęciu założenia, że dla chłodzenia pośredniego wymiana ciepła w parowniku następuje wyłącznie między zimną wodą i czynnikiem chłodniczym można napisać

$$N_{pw} = N_{pf} = N_p \quad (42)$$

czyli

$$N_p = Q_{wc} c_c (t_{pw1} - t_{pw2}) = Q_f [c_{pf0} (t_{f1} - t_{f0}) + r_{pf0} (1 - \chi_{p1})] \quad (43)$$

Jeśli przyjmując, że wymiana ciepła w parowniku, dla chłodzenia bezpośredniego, następuje wyłącznie między chłodzonym powietrzem i czynnikiem chłodniczym, to można napisać

$$N_{pf} = N_{pp} = N_p \quad (44)$$

czyli

$$N_p = Q_m [c_p (t_2 - t_3) + c_w (t_2 x_2 - t_3 x_3) + (r_p - c_c t_3) (x_2 - x_3)] = Q_f [c_{pf0} (t_{f1} - t_{f0}) + r_{pf0} (1 - \chi_{p1})] \quad (45)$$

- na moc cieplną dochładzacza (N_{dp}), rozumianą jako ciepło przejęte przez parę czynnika chłodniczego w jednostce czasu

$$N_{dp} = Q_f c_{pf0} (t_{f2} - t_{f1}) \quad (46)$$

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

$$N_{dc} = Q_f c_{cfk} (t_{f4} - t_{f3}) \quad (47)$$

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

$$N_{dp} = N_{dc} = N_d \quad (48)$$

czyli

$$N_d = Q_f c_{pf0} (t_{f2} - t_{f1}) = Q_f c_{cfk} (t_{f4} - t_{f3}) \quad (49)$$

- na moc cieplną skraplacza liczoną od strony wody (N_{sw})

$$N_{sw} = Q_w c_c (t_{w2} - t_{w1}) \quad (50)$$

- na moc cieplną skraplacza liczoną od strony czynnika chłodniczego (N_{sf})

$$N_{sf} = Q_f [c_{cfk} (t_{fk} - t_{f4}) + c_{pfk} (t_{f3} - t_{fk}) + r_{pfk}] \quad (51)$$

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

$$N_{sf} = N_{sw} = N_s \quad (52)$$

czyli

$$N_s = Q_w c_c (t_{w2} - t_{w1}) = Q_f [c_{cfk} (t_{fk} - t_{f4}) + c_{pfk} (t_{f3} - t_{fk}) + r_{pfk}] \quad (53)$$

- na moc cieplną wyparnej chłodnicy od strony wody (N_w):

$$N_{cw} = Q_w c_c (t_{ww1} - t_{ww2}) \quad (54)$$

- na moc cieplną wyparnej chłodnicy wody (N_{cp}) z podziałem na moc jawną powietrza (N_{ct}), moc utajoną (N_{cx}) i moc jawną wody zraszającej (N_{wz})

$$N_{ct} = Q_p [c_p (t_{p2} - t_{p1}) + c_w (t_{p2} x_{w2} - t_{p1} x_{w1})] \quad (55)$$

$$N_{cx} = Q_p r_p (x_{w2} - x_{w1}) \quad (56)$$

$$N_{wz} = c_c (Q_{z1} t_{z1} - Q_{z2} t_{z2}) \quad (57)$$

przy czym

$$N_{cp} = N_{ct} + N_{cx} - N_{wz} \quad (58)$$

Przyjmując, że wymiana ciepła w chłodnicy wyparnej ma miejsce tylko między powietrzem i wodą, to można napisać

$$N_c = N_{cw} = N_{cp} \quad (59)$$

Przez N_c oznaczono moc cieplną wyparnej chłodnicy wody.

4. Przykłady liczbowe

Opierając się na przedstawionych wyżej matematycznych opisach sprężarkowych chłodziarek powietrza współpracujących z chłodnicą wyparną wykonano przykładowe obliczenia.

4.1. Przykład 1

Powietrze jest chłodzone bezpośrednio w parowniku wyposażonym w dochładzacz chłodziarki sprężarkowej z czynnikiem R507. Skraplacz tej chłodziarki chłodzi krążąca w obiegu zamkniętym woda, sama z kolei chłodzona w chłodnicy wyparnej.

Należy wyznaczyć wylotowe parametry (temperaturę i wilgotność względną) powietrza chłodzonego, temperaturę wody na wlocie i wylocie skraplacza, wydatek przepływu i temperaturę czynnika chłodniczego w charakterystycznych punktach jego obiegu, a także parametry powietrza i wody w wyparnej chłodnicy wody. Ponadto należy określić moce cieplne wszystkich wymienników układu – parownika, skraplacza, dochładzacza i chłodnicy wody.

Dane wejściowe są następujące:

parownik:

- ciśnienie powietrza: $b = 106 \text{ kPa}$;
- strumień objętościowy chłodzonego powietrza: $Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$;
- temperatura powietrza przed wentylatorem parownika: $t_1 = 30,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- przyrost temperatury powietrza w wentylatorze: $\Delta t_{\text{went}} = 2,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- wilgotność względną powietrza przed wentylatorem parownika: $\varphi_1 = 80,0 \text{ } \%$;
- współczynnik bocznikowania: $b_f = 0,15$;
- ciśnienie parowania czynnika chłodniczego: $p_0 = 660 \text{ kPa}$;
- przegrzanie czynnika chłodniczego na wylocie parownika: $\Delta t_{\text{ip}} = 5,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{pz}} = 75 \text{ m}^2$;
- pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{pw}} = 70 \text{ m}^2$;
- współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu (od strony powietrza): $\alpha_{\text{pz}} = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu (od strony czynnika chłodniczego): $\alpha_{\text{pw}} = 1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$.

Wymienione wartości współczynników przejmowania ciepła nie były wyliczone ze wzorów, lecz przyjęte w postaci powyższych danych liczbowych;

dochładzacz:

- pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{dz}} = 8,5 \text{ m}^2$;
- pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{dw}} = 8,0 \text{ m}^2$;

- współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu (od strony ciekłego czynnika chłodniczego): $\alpha_{\text{dz}} = 800 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu (od strony pary czynnika chłodniczego): $\alpha_{\text{dw}} = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;

skraplacz:

- strumień masowy wody: $Q_w = 10 \text{ kg/s}$;
 - ciśnienie kondensacji czynnika chłodniczego: $p_k = 1861 \text{ kPa}$;
 - przechłodzenie czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza: $\Delta t_s = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{sz}} = 70 \text{ m}^2$;
 - pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła: $F_{\text{sw}} = 65 \text{ m}^2$;
 - współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu (od strony czynnika chłodniczego): $\alpha_{\text{sz}} = 2920 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
 - współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepływu (od strony wody): $\alpha_{\text{sw}} = 1300 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$.
- Wartość współczynnika α_{sz} wyznaczono na podstawie danego przechłodzenia czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza, natomiast wartość α_{sw} przyjęto od razu w postaci liczbowej;

wyparna chłodnica wody:

- ciśnienie powietrza: $b = 104 \text{ kPa}$;
- strumień objętościowy powietrza chłodzącego: $Q_c = 12 \text{ m}^3/\text{s}$;
- temperatura powietrza przed wentylatorem chłodnicy wyparnej: $t_{\text{pl}} = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- przyrost temperatury powietrza w wentylatorze: $\Delta t_{\text{went}} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- wilgotność względną powietrza przed wentylatorem chłodnicy: $\varphi_{\text{w1}} = 90,0 \text{ } \%$;
- strumień masowy wody chłodzonej: $Q_w = 10 \text{ kg/s}$;
- wlotowy strumień masowy wody zraszającej: $Q_{\text{z1}} = 1,5 \text{ kg/s}$;
- wlotowa temperatura wody zraszającej: $t_{\text{z1}} = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- współczynnik przenikania ciepła przez przeponę chłodnicy: $k_w = 1200 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik wnikania ciepła od wody zraszającej do powietrza: $\alpha = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik przejmowania masy pary wodnej przez powietrze: $\beta = 0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \times \text{s})$;
- pole powierzchni przenikania ciepła (F_0), wnikania pary (F_w) i wnikania ciepła (F_t): $F_0 = F_w = F_t = 120 \text{ m}^2$;

inne dane:

- spadek temperatury wody na odcinku od skraplacza do chłodnicy wyparnej: $\Delta t_{\text{ws}} = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

- spadek temperatury wody na odcinku od chłodnicy wyparnej do skraplacza:

$$\Delta t_{\text{ww}} = 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 1.

4.2. Przykład 2

Powietrze jest chłodzone pośrednio w chłodnicy wodnej, zasilanej zimną wodą z parownika chłodziarki sprężarkowej z czynnikiem R507. Skraplacz tej chłodziarki chłodzi krążąca w obiegu zamkniętym woda, sama z kolei chłodzona w chłodnicy wyparnej. Występują tu dwa oddzielne obiegi wody pośredniczącej – między chłodnicą powietrza a parownikiem (woda zimna) i między skraplaczem a chłodnicą wyparną (woda ciepła).

Wyznaczyć należy wylotowe parametry (temperaturę i wilgotność względną) powietrza chłodzonego, temperaturę wody zimnej na wlotach i wylotach chłodnicy powietrza oraz parownika, temperaturę wody cieplej na wlotach i wylotach skraplacza oraz wyparnej chłodnicy wody, wydatek przepływu i temperaturę czynnika chłodniczego w charakterystycznych punktach jego obiegu, a także parametry powietrza i wody zraszającej w wyparnej chłodnicy wody. Ponadto należy określić moce cieplne wszystkich wymienników układu – wodnej

chłodnicy powietrza, parownika, skraplacza, i wyparnej chłodnicy wody.

Dane wejściowe są następujące:

wodna chłodnica powietrza:

- ciśnienie powietrza:
 $b = 104 \text{ kPa};$
- strumień objętościowy chłodzonego powietrza:
 $Q^* = 12 \text{ m}^3/\text{s};$
- temperatura powietrza przed wentylatorem chłodnicy:
 $t_1 = 32,0 \text{ } ^\circ\text{C};$
- przyrost temperatury powietrza w wentylatorze:
 $\Delta t_{\text{went}} = 2,2 \text{ } ^\circ\text{C};$
- wilgotność względna powietrza przed wentylatorem chłodnicy:
 $\varphi_1 = 80,0 \text{ } \%;$
- współczynnik bocznikowania chłodnicy:
 $b_f = 0,12;$
- pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:
 $F_{\text{cz}} = 100 \text{ m}^2;$
- pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:
 $F_{\text{cw}} = 80 \text{ m}^2;$
- współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepływu (od strony powietrza):
 $\alpha_{\text{cz}} = 206,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K});$

Tablica 1. Bezpośrednie chłodzenie powietrza chłodziarką z dochładzaczem współpracującą z wyparną chłodnicą wody – wyniki obliczeń

Table 1. Direct air cooling by refrigerator with subcooler cooperating with the evaporating water cooler – the results of calculations

Lp.	Parametr	Oznaczenie	Wartość	
1	Temperatura powietrza za wentylatorem	t_1	32,00	$^\circ\text{C}$
2	Wilgotność właściwa powietrza za wentylatorem parownika	x_1	20,57	g/kg
3	Wilgotność względna powietrza za wentylatorem parownika	φ_1	71,39	$\%$
4	Temperatura chłodzonej części powietrza na wylocie parownika	t_{c3}	20,11	$^\circ\text{C}$
5	Wilgotność właściwa chłodzonej części powietrza na wylocie parownika	x_{c3}	14,13	g/kg
6	Temperatura powietrza schłodzonego	t_3	21,92	$^\circ\text{C}$
7	Wilgotność właściwa powietrza schłodzonego	x_3	15,09	g/kg
8	Wilgotność względna powietrza schłodzonego	φ_3	95,51	$\%$
9	Strumień masy czynnika chłodniczego w chłodziarce	Q_f	2,788	kg/s
10	Temperatura parowania czynnika chłodniczego w parowniku	t_{p}	2,00	$^\circ\text{C}$
11	Temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika	t_{p1}	7,00	$^\circ\text{C}$
12	Temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza	t_{p2}	17,46	$^\circ\text{C}$
13	Temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie sprężarki	t_{p3}	58,32	$^\circ\text{C}$
14	Temperatura skraplania czynnika chłodniczego w skraplaczu	t_{sk}	40,00	$^\circ\text{C}$
15	Temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza	t_{sk1}	38,50	$^\circ\text{C}$
16	Temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza	t_{sk2}	32,40	$^\circ\text{C}$
17	Stopień suchości pary czynnika chłodniczego na wlocie parownika	χ_{p1}	0,340	-
18	Wykładnik przemiany izentropowej w sprężarce	k	1,145	-
19	Temperatura wody na wlocie skraplacza	t_{w1}	27,02	$^\circ\text{C}$
20	Temperatura wody na wylocie skraplacza	t_{w2}	36,89	$^\circ\text{C}$
21	Temperatura wody na wlocie chłodnicy wyparnej	t_{ww1}	36,39	$^\circ\text{C}$
22	Temperatura wody na wylocie chłodnicy wyparnej	t_{ww2}	27,22	$^\circ\text{C}$
23	Temperatura powietrza na wylocie chłodnicy wyparnej	t_{p2}	30,42	$^\circ\text{C}$
24	Wilgotność właściwa powietrza na wylocie chłodnicy wyparnej	x_{w2}	25,09	g/kg
25	Wilgotność względna powietrza na wylocie chłodnicy wyparnej	φ_{w2}	92,82	$\%$
26	Temperatura wody zraszającej na wylocie chłodnicy wyparnej	t_{z}	33,27	$^\circ\text{C}$
27	Wylotowy strumień masowy wody zraszającej w chłodnicy wyparnej	Q_{z}	1,38	kg/s
28	Moc cieplna parownika	N_{p}	308,7	kW
29	Jawna moc cieplna parownika (moc ochładzania powietrza)	N_{pt}	138,7	kW
31	Utajona moc cieplna parownika (moc osuszania powietrza)	N_{px}	170,0	kW
32	Moc cieplna skraplacza	N_{s}	413,4	kW
33	Moc cieplna dochładzacza	N_{d}	30,0	kW
34	Moc cieplna wyparnej chłodnicy wody	N_{c}	384,0	kW

- współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepony (od strony wody):

$$\alpha_{cw} = 6505 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

Wymienione wartości współczynników przejmowania ciepła otrzymano ze wzorów podanych w [2, 3, 7];

- strumień masowy zimnej wody:

$$Q_{wc} = 10 \text{ kg/s};$$

parownik:

- ciśnienie parowania czynnika chłodniczego:

$$p_0 = 680 \text{ kPa};$$

- przegrzanie czynnika chłodniczego na wylocie parownika:

$$\Delta t_{fp} = 10,0 \text{ }^\circ\text{C};$$

- pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:

$$F_{pz} = 90 \text{ m}^2;$$

- pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:

$$F_{pw} = 85 \text{ m}^2;$$

- współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepony (od strony wody):

$$\alpha_{pz} = 2200 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K});$$

- współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepony (od strony czynnika chłodniczego):

$$\alpha_{pw} = 1023 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$$

(taką wartość α_{pw} otrzymano wg [7], wartość współczynnika α_{pz} przyjęto arbitralnie);

skraplacz:

- strumień masowy ciepłej wody:

$$Q_{wc} = 10 \text{ kg/s};$$

- ciśnienie kondensacji czynnika chłodniczego:

$$p_k = 1820 \text{ kPa};$$

- przechłodzenie czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza:

$$\Delta t_{fs} = 0,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

- pole zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:

$$F_{sz} = 65 \text{ m}^2;$$

- pole wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła:

$$F_{sw} = 60 \text{ m}^2;$$

- współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przepony (od strony czynnika chłodniczego):

$$\alpha_{sz} = 2400 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K});$$

- współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przepony (od strony wody):

$$\alpha_{sw} = 4000 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

Tablica 2. Pośrednie chłodzenie powietrza chłodziarką bez dochładzacza współpracującą z wyparną chłodziarką wody – wyniki obliczeń

Table 2. Indirect air cooling by refrigerator without subcooler cooperating with the evaporating water cooler – the results of calculations

Lp.	Parametr	Oznaczenie	Wartość	
1	Temperatura powietrza za wentylatorem wodnej chłodziarki powietrza	t_2	34,20	$^\circ\text{C}$
2	Wilgotność właściwa powietrza za wentylatorem wodnej chłodziarki powietrza	x_2	23,61	g/kg
3	Wilgotność względna powietrza za wentylatorem wodnej chłodziarki powietrza	φ_2	70,72	%
4	Temperatura chłodzonej części powietrza na wylocie wodnej chłodziarki powietrza	t_{c3}	22,33	$^\circ\text{C}$
5	Wilgotność właściwa chłodzonej części powietrza na wylocie wodnej chłodziarki powietrza	x_{c3}	16,55	g/kg
6	Temperatura powietrza schłodzonego	t_3	23,77	$^\circ\text{C}$
7	Wilgotność właściwa powietrza schłodzonego	x_3	17,40	g/kg
8	Wilgotność względna powietrza schłodzonego	φ_3	96,21	%
9	Temperatura zimnej wody na wlocie wodnej chłodziarki powietrza	t_{cw1}	5,96	$^\circ\text{C}$
10	Temperatura zimnej wody na wylocie wodnej chłodziarki powietrza	t_{cw2}	14,47	$^\circ\text{C}$
11	Temperatura zimnej wody na wlocie parownika chłodziarki	t_{pw1}	14,77	$^\circ\text{C}$
12	Temperatura zimnej wody na wylocie parownika chłodziarki	t_{pw2}	5,76	$^\circ\text{C}$
13	Stopień suchości pary czynnika chłodniczego na wlocie parownika	Z_{p1}	0,396	
14	Strumień masy czynnika chłodniczego w chłodziarce	Q_r	3,545	kg/s
15	Temperatura parowania czynnika chłodniczego w parowniku	t_{p0}	2,97	$^\circ\text{C}$
16	Temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika	t_{f1}	12,97	$^\circ\text{C}$
17	Temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie sprężarki	t_{f3}	52,45	$^\circ\text{C}$
18	Temperatura skraplania czynnika chłodniczego w skraplaczu	t_{fk}	39,08	$^\circ\text{C}$
19	Temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza	t_{f4}	38,58	$^\circ\text{C}$
20	Wykładnik przemiany izentropowej w sprężarce	κ	1,151	-
21	Temperatura ciepłej wody na wlocie skraplacza	t_{w1}	25,83	$^\circ\text{C}$
22	Temperatura ciepłej wody na wylocie skraplacza	t_{w2}	37,70	$^\circ\text{C}$
23	Temperatura ciepłej wody na wlocie chłodziarki wyparnej	t_{ww1}	37,40	$^\circ\text{C}$
24	Temperatura ciepłej wody na wylocie chłodziarki wyparnej	t_{ww2}	25,83	$^\circ\text{C}$
25	Temperatura powietrza na wylocie chłodziarki wyparnej	t_{p2}	30,09	$^\circ\text{C}$
26	Wilgotność właściwa powietrza na wylocie chłodziarki wyparnej	x_{w2}	26,00	g/kg
27	Wilgotność względna powietrza na wylocie chłodziarki wyparnej	φ_{w2}	97,42	%
28	Temperatura wody zraszającej na wylocie chłodziarki wyparnej	t_{z2}	34,81	$^\circ\text{C}$
29	Wylotowy strumień masowy wody zraszającej w chłodziarce wyparnej	Q_{z2}	2,637	kg/s
30	Całkowita moc cieplna wodnej chłodziarki powietrza	N_w	356,2	kW
31	Jawna moc cieplna wodnej chłodziarki powietrza	N_{wt}	153,2	kW
32	Utajona moc cieplna wodnej chłodziarki powietrza	N_{wx}	203,0	kW
33	Moc cieplna parownika	N_p	377,7	kW
34	Moc cieplna skraplacza	N_s	497,0	kW
35	Moc cieplna wyparnej chłodziarki wody	N_c	484,5	kW

Wartość współczynnika α_{sz} wyznaczono na podstawie zadanego przechłodzenia czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza, natomiast wartość α_{sw} przyjęto od razu w postaci liczbowej;

wyparna chłodnica wody:

- ciśnienie powietrza:
 $b = 103,5 \text{ kPa}$;
- strumień objętościowy powietrza chłodzącego:
 $Q_c = 15 \text{ m}^3/\text{s}$;
- temperatura powietrza przed wentylatorem chłodnicy wyparnej:
 $t_1 = 28,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- przyrost temperatury powietrza w wentylatorze:
 $\Delta t_{\text{went}} = 2,8 \text{ }^\circ\text{C}$;
- wilgotność względna powietrza przed wentylatorem chłodnicy:
 $\varphi_1 = 75,0 \%$;
- strumień masowy wody zraszającej:
 $Q_{z1} = 2,8 \text{ kg/s}$;
- wlotowa temperatura wody zraszającej:
 $t_{z1} = 26,0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- współczynnik przenikania ciepła przez przeponę chłodnicy:
 $k_w = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik wnikania ciepła od wody zraszającej do powietrza:
 $\alpha = 1600 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$;
- współczynnik przejmowania masy pary wodnej przez powietrze:
 $\beta = 0,12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \times \text{s})$;
- pole powierzchni przenikania ciepła (F_0), wnikania pary (F_w) i wnikania ciepła (F_t):
 $F_0 = F_w = F_t = 200 \text{ m}^2$;

inne dane:

- przyrost temperatury wody zimnej na odcinku od chłodnicy do parownika:
 $\Delta t_{w1} = 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$;

- przyrost temperatury wody zimnej na odcinku od parownika do chłodnicy:
 $\Delta t_{w2} = 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - spadek temperatury wody ciepłej na odcinku od skraplacza do chłodnicy wyparnej:
 $\Delta t_{ws} = 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - przyjęto, że temperatura wody ciepłej na odcinku od chłodnicy wyparnej do skraplacza nie zmienia się ($\Delta t_{ww} = 0$).
- Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 2.

Literatura

1. Häussler W.: Zastosowanie wykresu i-x w inżynierii sanitarnej. Wydawnictwo Arkady, Warszawa 1971.
2. Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1971.
3. Kołodziejczyk L., Rubik M.: Technika chłodnicza w klimatyzacji. Wydawnictwo Arkady, Warszawa 1976.
4. Nowak B., Filek K.: Mathematical description of media parameters in the compression refrigerator. Archives of Mining Sciences, no 1, vol. 54, p. 13÷34, 2009.
5. Nowak B., Filek K.: Zmiana temperatury wody chłodzącej skraplacz górniczej chłodziarki powietrza w wentylatorowej chłodnicy wyparnej. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH Kwartalnik „Górnictwo i Geoinżynieria”, nr 1, s. 53 ÷ 62, 2010.
6. Nowak B., Filek K., Branny M.: Wartości współczynników wymiany ciepła i masy w wentylatorowej wyparnej chłodnicy wody. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH Kwartalnik „Górnictwo i Geoinżynieria”, nr 1, s. 63 ÷ 76, 2010.
7. Nowak B., Filek K., Łuska P.: A Verification of Mathematical Model of Mine Air Compression Refrigerator Cooperating with Evaporative Water Cooler. Archives of Mining Sciences, vol.55, no 3, p. 441 ÷ 467, 2010.
8. Nowak B., Filek K.: Indirect Mine Air-Cooling by Cooler of Water. AGH Journal of Mining and Geoinżyniering, vol. 37, no 1, p. 59 ÷ 70, 2013.
9. Roszczyniński W., Trutwin W., Waclawik J.: Kopalniane pomiary wentylacyjne. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1992.