

**Vyacheslav PISAREV**  
**Bartosz SAŁACIŃSKI**  
**Michał KOMENDA**  
**Politechnika Rzeszowska**  
**Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji**

## **ANALIZA OBLICZENIOWA CHŁODNICZEGO OBIEGU SPRĘŻARKOWEGO KLIMATYZATORA Z WPROWADZONYM DO OBIEGU DODATKOWYM SKRAPLACZEM I WYKORZYSTANIEM PROCESU POŚREDNIEGO ODPAROWANIA WODY DO CHŁODZENIA POWIETRZA**

W pracy przedstawiono analizę obliczeniową chłodniczego obiegu sprężarkowego klimatyzatora autonomicznego z wprowadzonym do obiegu dodatkowym skraplaczem wysokotemperaturowym oraz wykorzystaniem do chłodzenia powietrza procesu pośredniego odparowania wody.

### **1. Wstęp**

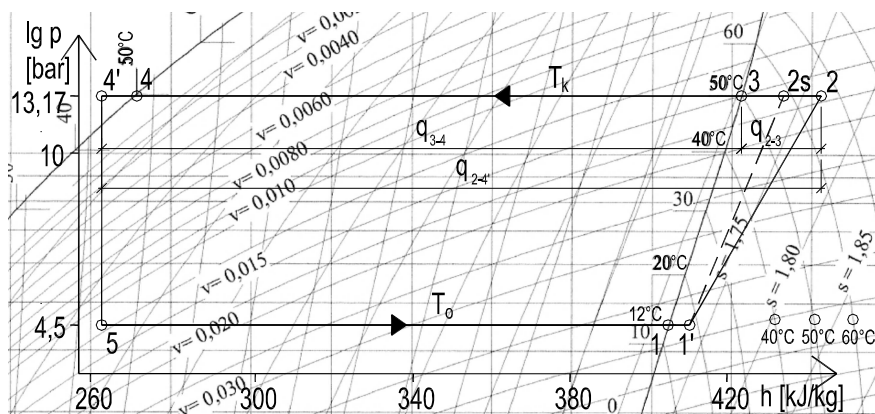
Klimatyzatory autonomiczne są urządzeniami pozwalającymi na utrzymywanie w pomieszczeniu narzuconych ogólnie parametrów temperaturowych (a w niektórych przypadkach i wilgotnościowych) powietrza. Ich budowa jest oparta na sprężarkowym obiegu chłodniczym, którego przykładowy przebieg został przedstawiony na rys. 1.

W podanym cyklu można wyróżnić następujące procesy:

- 5-1 – odparowanie czynnika chłodniczego z parownika przy stałym ciśnieniu i temperaturze w wyniku pobrania ciepła od strumienia powietrza przepływającego z pomieszczenia,
- 1-1' – przegrzanie pary nasyconej w parowniku i przewodzie łączącym parownik ze sprężarką potrzebne do bezpiecznej pracy sprężarki,
- 1'-2s – izentropowe sprężanie pary czynnika chłodniczego, w którym zachodzi wzrost temperatury i ciśnienia czynnika,
- 2s-4 – oddawanie przez czynnik chłodniczy ciepła przegrzania i kondensacji w skraplaczu, co początkowo przebiega przy stałym ciśnieniu i spa-

dającą temperaturze (2s-3), a następnie przechodzi w proces izobaryczny i izotermiczny (3-4),

- 4-4' – izobaryczny proces przechłodzenia czynnika w przewodzie między skraplaczem a zaworem rozprężnym,
- 4'-5 – izentalpowe dławienie czynnika chłodniczego.

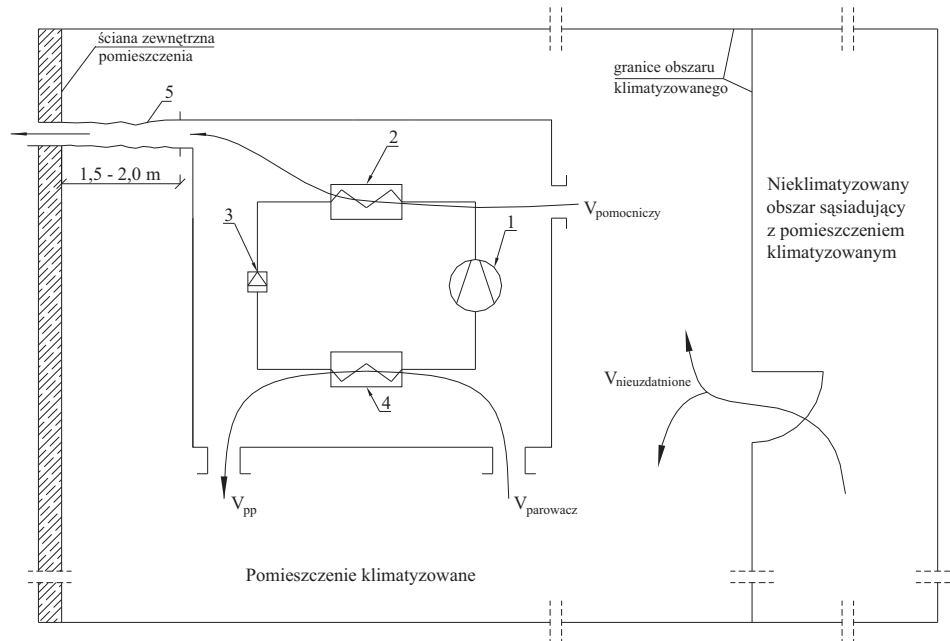


Rys. 1. Przykładowy sprężarkowy obieg chłodniczy z wykorzystaniem czynnika chłodniczego R134a w zakresie wysokich temperatur skraplania (1-1'-2s-3-4-4'-5-1); proces 1'-2 – proces sprężania pary czynnika chłodniczego w sprężarce rzeczywistej

Zadaniem klimatyzatora autonomicznego (pod tym pojęciem należy rozumieć pojedynczą jednostkę o zintegrowanej konstrukcji, pracującą bez konieczności stosowania do ochładzania powietrza elementu zewnętrznego, przykładem której może być klimatyzator przenośny, zwany również pokojowym), opartego na pracy obiegu chłodniczego, jest przetransportowanie ciepła pobranego od powietrza zasysanego z pomieszczenia i wpływającego na parowacz w ilości  $V_{\text{parowacz}}$  (rys. 2.), które jako ochłodzone jest kierowane z powrotem do klimatyzowanego obszaru. Niepożądane ciepło jest oddawane natomiast w skraplaczu do tzw. pomocniczego strumienia powietrza (czerpanego również z tego samego pomieszczenia) w ilości  $V_{\text{pomocniczy}}$  (rys. 2.). Jako że strumień ten pełni rolę odbiornika uzyskanej w obiegu energii, jego temperatura może wzrastać znacznie ponad wartości założone przez użytkownika w pomieszczeniu. Z tego względu strumień pomocniczy ( $V_{\text{pomocniczy}}$ ) jest usuwany na zewnątrz, poza klimatyzowany obszar. W konsekwencji konieczne staje się uzdatnienie do założonych odgórnie parametrów temperaturowych (w niektórych przypadkach i wilgotnościowych) powietrza  $V_{\text{nieuzdatnione}}$  napływającego do pomieszczenia z innych obszarów (najczęściej z otaczających nieklimatyzowanych przestrzeni) w ilości równej wielkości strumienia usuwanego ( $V_{\text{nieuzdatnione}} = V_{\text{pomocniczy}}$ ).

Jak wynika z katalogów producentów omawianych urządzeń, są to wielkości znaczne, mogące niekiedy przekraczać wymagane warunki sanitarne [1÷5]. Powoduje to z kolei wzrost kosztów pracy klimatyzatora, co jest czynnikiem

niepożądanym. W literaturze zostały opisane metody pozwalające na znaczne zmniejszenie wielkości strumienia pomocniczego  $V_{\text{pomocniczy}}$  (pobieranego z pomieszczenia i usuwanego na zewnątrz) przy jednoczesnym zachowaniu pierwotnej wydajności urządzenia [6, 7]. Posiłkując się nimi oraz wykorzystując przeprowadzone dodatkowe analizy sprężarkowych obiegów chłodniczych [8], autorzy postanowili sprawdzić możliwości dalszego polepszenia działania klimatyzatorów autonomicznych.

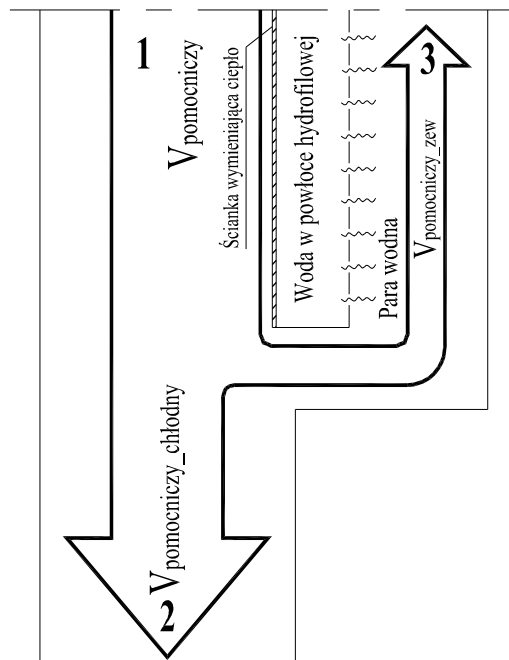


Rys. 2. Schemat klimatyzatora autonomicznego: 1 – sprężarka, 2 – skraplacz, 3 – urządzenie rozprężające, 4 – parownik, 5 – przewód elastyczny;  $V_{\text{parowacz}}$  – strumień powietrza przepływający przez parowacz,  $V_{\text{pomocniczy}}$  – pomocniczy strumień powietrza przepływający przez skraplacz,  $V_{\text{pp}}$  – powietrze po opuszczeniu parowacza

## 2. Włączenie do obiegu klimatyzatora autonomicznego drugiego skraplacza oraz wykorzystanie w układzie procesu odparowania pośredniego wody

Zabiegiem pozwalającym na poprawę funkcjonowania omawianych urządzeń jest połączenie ich cyklu pracy z procesem tzw. odparowania pośredniego wody [6, 7, 9]. Polega on na początkowo konwekcyjnym ochłodzeniu do temperatury punktu rosy ogrzanego strumienia powietrza pomocniczego ( $V_{\text{pomocniczy}}$ ), który opuścił klimatyzator, za pomocą regeneracyjnej chłodnicy powietrza (RCP) z odparowaniem pośrednim. Rolę chłodnicy może spełniać przeciwprą-

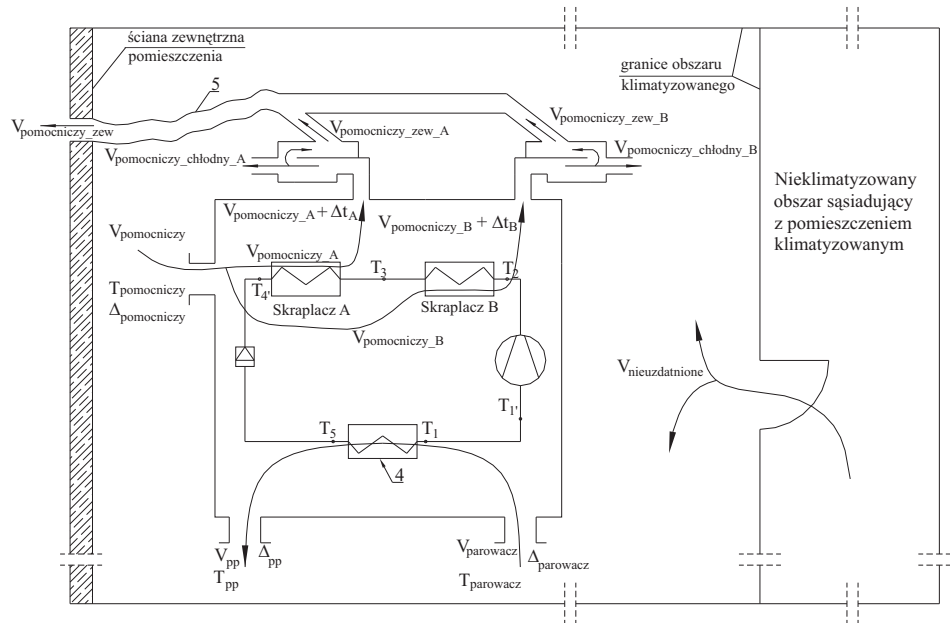
dowy, przeponowy wymiennik ciepła [9]. Rozmiary wymiennika należy ustalać indywidualnie, w zależności od przypadku, na podstawie wielkości strumienia przepływającego powietrza oraz ich właściwości fizycznych (temperatura, zawartość wilgoci). Ochłodzenie powietrza następuje w wymienniku poprzez kontakt strumienia  $V_{\text{pomocniczy}}$  z obecną w chłodnicy ścianką po drugiej stronie, na której znajduje się powierzchnia hydrofilowa zawierająca wodę o temperaturze równej lub niższej temperaturze termometru wilgotnego powietrza. Woda chłodzi przepływające wzdłuż ścianki ogrzane powietrze  $V_{\text{pomocniczy}}$  i jednocześnie odparowuje z powierzchni powłoki hydrofilowej. Powłoka hydrofilowa zraszana jest wodą pobieraną z instalacji wodociągowej. Jej pobór umożliwia specjalny zestaw przyłączeniowy [9]. Powstająca para wodna jest przejmowana z kolei tylko przez pewną część powietrza wydzieloną ze strumienia pomocniczego  $V_{\text{pomocniczy}}$  w ilości  $V_{\text{pomocniczy\_zew}}$ , płynącą w przeciwnym kierunku do strumienia  $V_{\text{pomocniczy}}$ . Docelowo na zewnątrz jest usuwane jedynie powietrze  $V_{\text{pomocniczy\_zew}}$ . Pozostała, ochłodzona część strumienia pomocniczego, którą możemy zdefiniować jako  $V_{\text{pomocniczy\_chłodny}} = V_{\text{pomocniczy}} - V_{\text{pomocniczy\_zew}}$ , jest kierowana do pomieszczenia. Istotnym aspektem opisanego rozwiązania jest istnienie między strumieniami następującej relacji:  $V_{\text{pomocniczy\_zew}} < V_{\text{pomocniczy}}$ . Schemat rozdzielania strumienia pomocniczego i przebieg procesu odparowania pośredniego na wykresie i-x zostały przedstawione kolejno na rys. 3. i 4.



Rys. 3. Schemat rozdzielania strumienia pomocniczego w procesie odparowania pośredniego



rowy” A) oraz  $V_{\text{pomocniczy\_B}}$  (przepływający przez skraplacz wysokotemperaturowy B). Zgodnie z przedstawionym wcześniej opisem procesu odparowania pośredniego skutkuje to koniecznością wyszczególnienia w procesie dwóch następujących strumieni powietrza:  $V_{\text{pomocniczy\_chłodny\_A}}$  (strumień powracający do pomieszczenia po przepłynięciu przez skraplacz A),  $V_{\text{pomocniczy\_chłodny\_B}}$  (strumień powracający do pomieszczenia po przepłynięciu przez skraplacz B), rys. 5. W obydwu przypadkach temperatura tych strumieni będzie wynosić  $t_2$  (rys. 4.). Dla sprawdzenia efektywności działania nowego układu wykonano obliczenia wynikające z procesów zachodzących w obiegu chłodniczym klimatyzatora, których tok został przedstawiony dalej (oznaczenia zgodnie z rys. 1.).



Rys. 5. Schemat klimatyzatora autonomicznego z dwoma skraplaczami wykorzystującego do ochładzania powietrza proces odparowania pośredniego: skraplacz A – wymiennik, w którym oddawane jest ciepło utajone, skraplacz B – wymiennik, w którym oddawane jest wysokotemperaturowe ciepło jawne (pozostałe oznaczenia w tekście)

Wielkości założone do obliczeń:

- czynnik chłodniczy: R134a,
- temperatura odparowania czynnika w parowaczu:  $T_o = 12^\circ\text{C}$ ,
- temperatura przegrzewu pary przed sprężarką:  $\Delta T_{1'-1} = 5^\circ\text{C}$ ,
- temperatura skraplania czynnika:  $T_k = T_3 = 50^\circ\text{C}$ .

Posługując się programem obliczeniowym [10], na podstawie podanych danych określono pozostałe niezbędne parametry poszczególnych punktów obiegu chłodniczego:

- ciśnienie czynnika chłodniczego w punkcie 3:  $p_3 = 13,17$  bar,
- entalpia czynnika chłodniczego w punkcie 3:  $h_3 = 422,44$  kJ/kg,
- entalpia czynnika w punkcie przegrzewu 1':  $h_{1'} = 408,9$  kJ/kg,
- entropia czynnika w punkcie przegrzewu 1':  $s_{1'} = 1,73$  kJ/kgK.

Znając parametry podanych punktów i wiedząc, że teoretyczny proces sprężania jest przemianą izentropową ( $s = \text{const.}$ ), obliczono parametry punktu 2s [10]:

- entropia czynnika:  $s_{2s} = s_{1'} = 1,73$  kJ/kg·K,
- temperatura czynnika:  $T_{2s} = 57,6^\circ\text{C}$ ,
- entalpia czynnika:  $h_{2s} = 431,98$  kJ/kg.

Przedstawiony na rys. 1. punkt 2 reprezentuje natomiast rzeczywiste parametry pary czynnika po procesie sprężania. Dokładne określenie jego parametrów nie jest proste i zależy od kilku czynników, między innymi rodzaju sprężarki. W literaturze [11] można jednak spotkać się z wynikającym z eksploatacji pomp ciepła założeniem, dzięki któremu da się go w przybliżeniu wyznaczyć, co jest pomocne w przypadku przedstawionej analizy obiegu sprężarkowego klimatyzatora autonomicznego. Założenie mówi, że w większości rzeczywistych przypadków efektywność działania sprężarki może być przyjęta na poziomie 70%, co można zapisać w następującej postaci:

$$\frac{h_{2s} - h_{1'}}{h_2 - h_{1'}} \approx 0,7 \quad (1)$$

gdzie:  $h_{2s}$  – entalpia czynnika w punkcie teoretycznego zakończenia procesu sprężania [kJ/kg],

$h_2$  – entalpia czynnika w zbliżonym do rzeczywistego punkcie zakończenia procesu sprężania [kJ/kg],

$h_{1'}$  – entalpia czynnika przed procesem sprężania [kJ/kg].

Wiedząc, że wartość ciśnienia w punktach 3, 2s, 2 jest taka sama ( $p_3 = p_{2s} = p_2$ ) oraz korzystając z założenia (1) i [10], określono:

- entalpię czynnika w punkcie 2:  $h_2 = 441,87$  kJ/kg,
- temperaturę czynnika w punkcie 2:  $T_2 = 65,8^\circ\text{C}$ .

Parametry pozostałych punktów obiegu przedstawiają się następująco (rys. 1.):

- temperatura czynnika przed zaworem rozprężnym – punkt 4':  $T_{4'} = T_3 - 3 = 47^\circ\text{C}$ ,
- entalpia czynnika przed zaworem rozprężnym – punkt 4':  $h_{4'} = 266,77$  kJ/kg,
- entalpia czynnika po zaworze rozprężnym – punkt 5:  $h_5 = h_{4'} = 266,77$  kJ/kg,
- temperatura czynnika po zaworze rozprężnym – punkt 5:  $T_5 = T_o = 12^\circ\text{C}$ .

Na podstawie podanych parametrów punktów obiegu sprężarkowego klimatyzatora autonomicznego określono jednostkowe ilości energii czynnika chłodniczego uzyskiwane w parowaczu i skraplaczach urządzenia:

$$q_{1'-5} = h_{1'} - h_5 = 408,9 - 266,77 = 142,13 \text{ kJ/kg} \quad (2)$$

gdzie:  $q_{1'-5}$  – jednostkowa energia czynnika pobierana w parowaczu [kJ/kg],  
 $h_{1'}$  – entalpia czynnika w punkcie przegrzewu [kJ/kg],  
 $h_5$  – entalpia czynnika po zaworze rozprężnym [kJ/kg],

$$q_{2-3} = h_2 - h_3 = 441,87 - 422,44 = 19,43 \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

gdzie:  $q_{2-3}$  – jednostkowa energia czynnika oddawana w skraplaczu B [kJ/kg],  
 $h_2$  – entalpia czynnika po zakończeniu sprężania [kJ/kg],  
 $h_3$  – entalpia czynnika po opuszczeniu skraplacza wysokotemperaturowego [kJ/kg],

$$q_{3-4'} = h_3 - h_{4'} = 422,44 - 266,77 = 155,67 \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

gdzie:  $q_{3-4'}$  – jednostkowa energia czynnika oddawana w skraplaczu A [kJ/kg],  
 $h_3$  – entalpia czynnika po opuszczeniu skraplacza wysokotemperaturowego [kJ/kg],  
 $h_{4'}$  – entalpia czynnika po opuszczeniu skraplacza [kJ/kg].

Następnym krokiem analizy było założenie punktów pracy klimatyzatora. Do obliczeń przyjęto następujące:

- parametry powietrza nieuzdatnionego (kierowanego na parowacz w ilości  $V_{\text{parowacz}}$ ), będące zarazem parametrami strumienia pomocniczego  $V_{\text{pomocniczy}}$   
 $T_{\text{parowacz}} = T_{\text{pomocniczy}} = 26^\circ\text{C}$  – temperatura powietrza w pomieszczeniu,  
 $\phi_{\text{parowacz}} = \phi_{\text{pomocniczy}} = 48\%$  – wilgotność względna,  
 $h_{\text{parowacz}} = h_{\text{pomocniczy}} = 51,8 \text{ kJ/kg}$  – entalpia,
- wymagane parametry powietrza w pomieszczeniu (przykładowe wartości zgodne z normatywnymi wymogami komfortu). Podane dalej wartości stanowią rzeczywiste wielkości mogące być zadane do uzyskania i uzyskane za pomocą klimatyzatorów autonomicznych  
 $T = 21^\circ\text{C}$  – temperatura w pomieszczeniu,  
 $\phi = 52\%$  – wilgotność względna,  
 $h = 41,5 \text{ kJ/kg}$  – entalpia,
- parametry powietrza po opuszczeniu parowacza klimatyzatora  
 $T_{\text{pp}} = 16^\circ\text{C}$  – temperatura,  
 $\phi_{\text{pp}} = 56\%$  – wilgotność względna,  
 $h_{\text{pp}} = 32 \text{ kJ/kg}$  – entalpia.



Ponadto założono, że wielkość strumienia przepływającego przez parowacz klimatyzatora jest równa  $V_{\text{parowacz}} = 408 \text{ m}^3/\text{h}$ , co jest wartością z rzeczywistego przedziału wydajności omawianych urządzeń. Ilość ciepła oddawaną przez powietrze w parowaczu można określić wówczas ze wzoru:

$$Q_{\text{parowacz}} = \frac{V_{\text{parowacz}} \cdot \rho (h_{\text{parowacz}} - h_{\text{pp}})}{3600} \text{ [kW]} \quad (5)$$

gdzie:  $V_{\text{parowacz}}$  – strumień powietrza kierowanego na parowacz [ $\text{m}^3/\text{h}$ ],  
 $\rho$  – gęstość powietrza [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  
 $h_{\text{parowacz}}$  – entalpia powietrza kierowanego na parowacz [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ],  
 $h_{\text{pp}}$  – entalpia powietrza po opuszczeniu parowacza (klimatyzatora) [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ].

$$Q_{\text{parowacz}} = \frac{408 \cdot 1,2 \cdot (51,8 - 32)}{3600} = 2,7 \text{ kW} \quad (6)$$

Podczas procesu wymiany ciepła w parowaczu, w układzie musi zachodzić równowaga energetyczna, którą można opisać podaną zależnością:

$$\frac{V_{\text{parowacz}} \cdot \rho \cdot (h_{\text{parowacz}} - h_{\text{pp}})}{3600} = q_{1' \cdot 5} \cdot m_{\text{R134a}} \text{ kW} \quad (7)$$

gdzie:  $q_{1' \cdot 5}$  – jednostkowa energia czynnika pobierana w parowaczu [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ],  
 $m_{\text{R134a}}$  – strumień masy czynnika chłodniczego [ $\text{kg}/\text{s}$ ],  
 pozostałe oznaczenia jak dla wzoru (5).

Z równania (7) wyznaczamy niewiadomą  $m_{\text{R134a}}$ :

$$m_{\text{R134a}} = \frac{2,7}{142,13} = 0,019 \text{ kg/s} \quad (8)$$

Znając wielkość strumienia masy czynnika chłodniczego krążącego w obiegu sprężarkowym klimatyzatora autonomicznego, można wyznaczyć ilości ciepła oddawane na skraplaczach A i B (rys. 5.):

$$Q_{3-4'} = m_{\text{R134a}} \cdot q_{3-4'} = 0,019 \cdot 155,67 = 2,95 \text{ kW} - \text{skraplacz A} \quad (9)$$

$$Q_{2-3} = m_{\text{R134a}} \cdot q_{2-3} = 0,019 \cdot 19,43 = 0,37 \text{ kW} - \text{skraplacz B} \quad (10)$$

Podane ilości ciepła muszą być odebrane z wymienników przez strumienie pomocnicze  $V_{\text{pomocniczy\_A}}$  i  $V_{\text{pomocniczy\_B}}$ , których wielkości mogą zostać w przybliżeniu wyznaczone ze wzorów:

$$V_{\text{pomocniczy\_A}} = \frac{3600 \cdot Q_{3-4'}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_A} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (11)$$

gdzie:  $Q_{3-4'}$  – ilość ciepła oddawana w skraplaczu A [kW],

$\Delta t_A$  – różnica temperatur strumienia pomocniczego przed i za skraplaczem A [ $^{\circ}\text{C}$ ],

$\rho$  – gęstość powietrza [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$c_p$  – ciepło właściwe powietrza [ $\text{kJ}/\text{kgK}$ ].

W niniejszej analizie założono, że wielkość  $\Delta t_A$  będzie wynosić  $15^{\circ}\text{C}$ , co stanowi górną granicę przedziału  $\Delta t = 8 \div 15^{\circ}\text{C}$  podawanego w literaturze jako miarodajny dla ochładzania skraplacza strumieniem powietrza (w tradycyjnych obiegach sprężarkowych z jednym skraplaczem) [12].

$$V_{\text{pomocniczy\_A}} = \frac{3600 \cdot 2,95}{1,2 \cdot 1,02 \cdot 15} = 578 \text{ m}^3/\text{h} \quad (12)$$

$$V_{\text{pomocniczy\_B}} = \frac{3600 \cdot Q_{2-3}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_B} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (13)$$

gdzie:  $Q_{2-3}$  – ilość ciepła oddawana w skraplaczu B [kW],

$\Delta t_B$  – różnica temperatur strumienia pomocniczego przed i za skraplaczem B [ $^{\circ}\text{C}$ ],

pozostałe oznaczenia jak dla wzoru (11).

Z uwagi na wysoką temperaturę czynnika chłodniczego występującą w skraplaczu B ( $(T_2 + T_3)/2 = (50 + 65,8)/2 = 57,9^{\circ}\text{C}$ ) postanowiono wartość  $\Delta t_B$  przyjąć na poziomie wyższym niż zalecany w literaturze  $\Delta t_B = 25^{\circ}\text{C}$ . Wówczas wielkość strumienia pomocniczego przepływająca przez skraplacz B wyniesie:

$$V_{\text{pomocniczy\_B}} = \frac{3600 \cdot 0,37}{1,2 \cdot 1,02 \cdot 25} = 43,53 \text{ m}^3/\text{h}. \quad (14)$$

Znając ilość powietrza pomocniczego wpływającą z obydwu skraplaczy, można określić, jaka ich część zostanie całkowicie usunięta z pomieszczenia po procesie odparowania pośredniego. Zgodnie z rys. 3. i 4., dla skraplacza A można zapisać, że [7] (oznaczenia na rys. 5.):

$$\frac{V_{\text{pomocniczy\_zew\_A}}}{V_{\text{pomocniczy\_A}}} = \frac{(h_{3A} - h_2)}{(h_{1A} - h_2)} \quad (15)$$

gdzie:  $V_{\text{pomocniczy\_A}}$  – strumień powietrza pomocniczego po opuszczeniu skraplacza A [ $\text{m}^3/\text{h}$ ],

$V_{\text{pomocniczy\_zew\_A}}$  – część strumienia pomocniczego ze skraplacza A usuwana całkowicie z pomieszczenia [ $\text{m}^3/\text{h}$ ],

$h_{1A}$  – entalpia powietrza po opuszczeniu skraplacza A [ $\text{kJ/kg}$ ],

$h_{2A}$  – entalpia w punkcie temperatury punktu rosy powietrza opuszczającego skraplacz A [ $\text{kJ/kg}$ ],

$h_{3A}$  – entalpia powietrza nasyczonego w temperaturze równej temperaturze strumienia opuszczającego skraplacz A [ $\text{kJ/kg}$ ].

Pamiętając, że  $T_{\text{parowacz}} = T_{\text{pomocniczy}} = 26^\circ\text{C}$  i  $h_{\text{parowacz}} = h_{\text{pomocniczy}} = 51,8 \text{ kJ/kg}$  oraz że proces podgrzewania powietrza na skraplaczach ma miejsce przy stałej zawartości wilgoci ( $x = \text{const.}$ ), z wykresu  $i-x$  [10] odczytano wartości entalpii w poszczególnych punktach procesu odparowania pośredniego (rys. 4.). Wielkość strumienia usuwanego całkowicie z pomieszczenia dla skraplacza A wyniosła:

$$V_{\text{pomocniczy\_zew\_A}} = \frac{578 \cdot (67,06 - 39,73)}{(174,47 - 39,73)} = 117,24 \text{ m}^3/\text{h} \quad (16)$$

Analogiczne obliczenia zostały wykonane dla skraplacza B:

$$\frac{V_{\text{pomocniczy\_zew\_B}}}{V_{\text{pomocniczy\_B}}} = \frac{(h_{3B} - h_2)}{(h_{1B} - h_2)} \quad (17)$$

gdzie: oznaczenia analogicznie jak dla wzoru (15).

$$V_{\text{pomocniczy\_zew\_B}} = \frac{43,53 \cdot (77,39 - 39,73)}{(287,1 - 39,73)} = 6,63 \text{ m}^3/\text{h} \quad (18)$$

Całkowity bilans strumieni powierza uzyskany dla rozpatrywanego przypadku wyniósł:

$$V_{\text{sk\_A}} + V_{\text{sk\_B}} = 578 + 43,53 = 621,53 \text{ m}^3/\text{h} - \text{całkowita ilość strumienia pomocniczego} \quad (19)$$

$$V_{\text{sk\_A}} - V_{\text{sk1\_A}} = 578 - 117,24 = 460,76 \text{ m}^3/\text{h} - \text{ilość powietrza ze skraplacza A kierowana z powrotem do pomieszczenia} \quad (20)$$

$$V_{\text{sk\_B}} - V_{\text{sk1\_B}} = 43,53 - 6,63 = 36,9 \text{ m}^3/\text{h} - \text{ilość powietrza ze skraplacza B kierowana z powrotem do pomieszczenia} \quad (21)$$

$$V_{sk1\_A} + V_{sk1\_B} = 117,24 + 6,63 = 123,87 \text{ [m}^3\text{/h]} - \text{całkowita ilość powietrza usuniętego} \quad (22)$$

Przeprowadzając analogiczny do powyższego tok obliczeń dla klimatyzatora autonomicznego wykorzystującego proces odparowania pośredniego wody do ochładzania powietrza i wyposażonego w jeden skraplacz, uzyskano:

$$V_{sk} = 650,49 \text{ m}^3\text{/h} - \text{całkowita ilość strumienia pomocniczego} \quad (23)$$

$$V_{sk1} = 131,94 \text{ m}^3\text{/h} - \text{całkowita ilość powietrza usuniętego z pomieszczenia} \quad (24)$$

### 3. Wnioski

Jak wynika z podanych obliczeń, wprowadzenie do obiegu chłodniczego klimatyzatora autonomicznego dodatkowego skraplacza może korzystnie wpłynąć na jego funkcjonalność związaną przede wszystkim z ekonomiką jego pracy. Podkreślić należy, że autorzy w swych rozważaniach brali pod uwagę wysoką sprawność przebiegu procesu odparowania pośredniego (bliską 100%), co nie jest jednak, bazując na doświadczeniach producentów przeciwprądowych wymienników przeponowych, założeniem dalece odbiegającym od rzeczywistości. Dzięki zwiększonemu przegrzewowi części strumienia pomocniczego na wymienniku wysokotemperaturowym, w którym od czynnika jest odbierane ciepło przegrzania, i zastosowaniu procesu odparowania pośredniego ilość powietrza pomocniczego całkowicie usuwanego z pomieszczenia zmniejsza się. Jednocześnie efektywność pracy klimatyzatora zwiększa się poprzez wytwarzanie dwóch dodatkowych strumieni chłodnego powietrza, które są kierowane do klimatyzowanego pomieszczenia. W podanych obliczeniach wartość  $\Delta t_B$  została przyjęta szacunkowo. W rzeczywistości powinna ona być wyznaczana doświadczalnie. Jak wynika z analizy, poszczególne wielkości strumieni powietrza są również ściśle uzależnione między innymi od: parametrów uzdatnianego powietrza, reżimu temperaturowego pracy klimatyzatora, temperatury skraplania czynnika chłodniczego itp. Przy określaniu efektywności pracy klimatyzatora czynniki te należy każdorazowo brać pod uwagę.

### Literatura

- [1] <http://www.konkretspj.com.pl/index.php?action=artykul&id=225>
- [2] <http://www.konkretspj.com.pl/index.php?action=artykul&id=652>
- [3] <http://www.centrumklima.com.pl/produkty/klimatyzatory/mistratprzenosne.htm>
- [4] <http://www.konkretspj.com.pl/index.php?action=artykul&id=1159>
- [5] <http://www.holder.poznan.pl/klimatyzatory.php?show=przenosne&sub=dane>

- [6] Górski J., Pisarev V., Kuznecova E.: Ochładzanie powietrza z regeneracyjnym odparowaniem pośrednim przy ciśnieniu niższym od atmosferycznego. Chłodnictwo i Klimatyzacja, nr 8/2002.
- [7] Pisarev V., Adamczyk M.: Klimatyzatory przenośne współpracujące z urządzeniami chłodniczymi z odparowaniem pośrednim. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Budownictwo i Inżynieria Środowiska, z. 40, Rzeszów 2006, s. 385-392.
- [8] Pisarev V., Sałaciński B.: Analiza zmian entropii w obiegach sprężarkowych pomp ciepła. XI International scientific conference Lviv-Koszyce-Rzeszów „Current issues of civil and environmental engineering”, Lwów, 12-14.12.2007, s. 510-517.
- [9] <http://wentylacja.com.pl/technologie/technologie.asp?id=5108> (data odwiedzin 4.10.08)
- [10] Skovrup M.J., Jakobsen A., Andersen S.E.: CoolPack, Department of Technical Engineering Technical University of Denmark, 2000.
- [11] Rej D., Makmajkl D.: Pompy ciepła. Energoizdat, Moskwa 1982.
- [12] Belowa P.M.: Sistiemy kondicionirowanija wozyducha s czilerami i fankolami. Ewroklimat, Moskwa 2003.

# **CALCULATION ANALYSIS OF A REFRIGERANT COMPRESSOR CYCLE OF AUTONOMOUS AIR CONDITIONER EQUIPPED WITH ADDITIONAL CONDENSER AND USAGE OF INDIRECT WATER EVAPORATION PROCESS TO AIR COOLING**

## **S u m m a r y**

The paper contains calculation analysis of a compressor cooling cycle of autonomous air conditioner equipped in additional high temperature condenser. Efficiency of the cycle was examined from the point of view of its cooperation with indirect evaporative cooling units.

*Złożono w redakcji w grudniu 2008 r.*