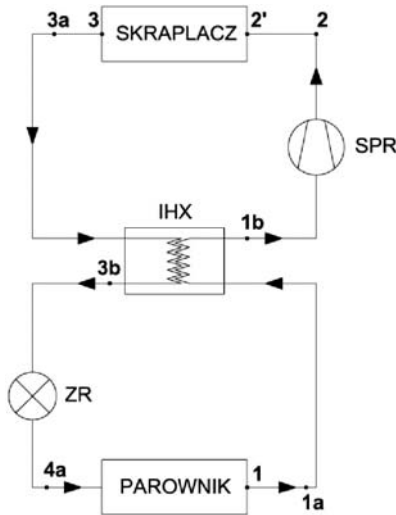


Piotr Życzkowski*

ANALIZA PRACY GÓRNICZEJ CHŁODZIARKI POWIETRZA POŚREDNIEGO DZIAŁANIA Z WEWNĘTRZNYM WYMIENNIKIEM CIEPŁA**

1. Wstęp

W artykule zaprezentowano ocenę skuteczności działania górniczych chłodziarek powietrza pośredniego działania z wewnętrznym wymiennikiem ciepła (rys. 1) i bez niego. Zmiana mocy cieplnej chłodziarek powietrza przez instalację wewnętrznego wymiennika ciepła ma istotny wpływ na moc rzeczywistą, a tym samym na proces schładzania powietrza w wyrobiskach górniczych.



Rys. 1. Schemat ideowy chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Górnictwa i Geoinżynierii

** Wykonano w ramach pracy własnej nr 10.10.100.384

Na podstawie badań górniczej chłodziarki pośredniego działania z wewnętrznym wymiennikiem ciepła TS-450P przedstawiono wyniki obliczeń parametrów obiegu chłodniczego oraz moce poszczególnych wymienników ciepła. Wykazano wpływ wewnętrznego wymiennika ciepła na podstawowe parametry pracy chłodziarki: jednostkową wydajność chłodniczą, właściwą pracę sprężania, współczynnik wydajności chłodniczej czy temperaturę wody wylotowej z parownika. Temperatura ta ma decydujący wpływ na warunki pracy załogi górniczej w wyrobiskach.

Schemat ideowy chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła z zaznaczeniem charakterystycznych punktów obiegu chłodniczego umieszczono na rysunku 1.

2. Moce cieplne wymienników sprężarkowej chłodziarki pośredniego działania

Przy wyznaczaniu mocy cieplnych wymienników chłodziarki pośredniego działania wykorzystano model matematyczny opracowany dla chłodziarek bezpośredniego działania zaprezentowany w pracach [5, 6]. W poniższych zależnościach uwzględniono występowanie parownika płaszczowo-rurowego do schładzania wody w chłodziarce pośredniego działania zamiast przeponowego parownika służącego do schładzania powietrza w chłodziarkach bezpośredniego działania.

Skraplacz

Moc cieplna od strony czynnika chłodniczego:

$$Q_k = \dot{m}_c \cdot q_k$$

$$q_k = h_2 - h_{3a}$$

$$h_2 = c_{p^*k} \cdot t_2 + r_{pk}$$

$$h_{3a} = c_{p^*k} \cdot t_{3a}$$

$$Q_k = \dot{m}_c \cdot (c_{p^*k} \cdot t_2 + r_{pk} - c_{p^*k} \cdot t_{3a})$$

gdzie:

- \dot{m}_c — strumień masowy czynnika chłodniczego [kg/s],
- q_k — właściwa wydajność cieplna (właściwe obciążenie cieplne skraplacza) [kJ/kg],
- h_2 — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wlocie skraplacza [kJ/kg],
- h_{3a} — entalpia właściwa czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza [kJ/kg],
- c_{p^*k} — ciepło właściwe pary czynnika chłodniczego przy ciśnieniu skraplania [kJ/kgK],
- t_2 — temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wlocie skraplacza [°C],
- r_{pk} — ciepło skraplania czynnika chłodniczego przy ciśnieniu skraplania [kJ/kg],

$c_{p'k}$ — ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego przy ciśnieniu skraplania [kJ/kgK],

t_{3a} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie skraplacza [°C],

Moc cieplna skraplacza od strony wody:

$$Q_k = \dot{m}_{ws} \cdot \Delta h_{ws}$$

$$\Delta h_{ws} = h_{w2s} - h_{w1s}$$

$$h_{w2s} = c_{ws} \cdot t_{w2s}$$

$$h_{w1s} = c_{ws} \cdot t_{w1s}$$

$$Q_k = \dot{m}_{ws} \cdot c_{ws} \cdot (t_{w2s} - t_{w1s})$$

gdzie:

\dot{m}_{ws} — strumień masowy wody w skraplaczu [kg/s],

h_{w2s} — entalpia właściwa wody na wylocie skraplacza [kJ/kg],

h_{w1s} — entalpia właściwa wody na wlocie skraplacza [kJ/kg],

c_{ws} — ciepło właściwe wody w skraplaczu [kJ/kgK],

t_{w2s} — temperatura wody na wylocie skraplacza [°C],

t_{w1s} — temperatura wody na wlocie skraplacza [°C].

Parownik

Moc cieplna od strony czynnika chłodniczego:

$$Q_o = \dot{m}_c \cdot q_o$$

$$q_o = h_{1a} - h_{4a}$$

$$h_{1a} = c_{p'o} \cdot t_{1a} + r_{po}$$

$$h_{4a} = c_{p'o} \cdot t_{4a} \cdot (1 - x_{4a}) + (c_{p'o} \cdot t_{4a} + r_{po}) \cdot x_{4a}$$

$$Q_o = \dot{m}_c \cdot \left[c_{p'o} \cdot (t_{1a} - t_{4a} \cdot x_{4a}) + (r_{po} - c_{p'o} \cdot t_{4a}) \cdot (1 - x_{4a}) \right]$$

gdzie:

q_o — właściwa wydajność chłodnicza (jednostkowa masowa wydajność chłodnicza) [kJ/kg],

h_{1a} — entalpia właściwa przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika [kJ/kg],

h_{4a} — entalpia właściwa pary mokrej czynnika chłodniczego na wlocie parownika [kJ/kg],

- $c_{p'o}$ — ciepło właściwe pary czynnika chłodniczego przy ciśnieniu parowania [kJ/kgK],
 t_{1a} — temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika [°C],
 r_{po} — ciepło parowania czynnika chłodniczego [kJ/kg],
 $c_{p'o}$ — ciepło właściwe ciekłego czynnika chłodniczego przy ciśnieniu parowania [kJ/kgK],
 t_{4a} — temperatura pary mokrej czynnika chłodniczego na wlocie parownika [°C],
 x_{4a} — stopień suchości pary mokrej czynnika chłodniczego na wlocie parownika [-].

Moc cieplna parownika od strony wody:

$$Q_o = \dot{m}_{wp} \cdot \Delta h_{wp}$$

$$\Delta h_{wp} = h_{w1p} - h_{w2p}$$

$$h_{w1p} = c_{wp} \cdot t_{w1p}$$

$$h_{w2p} = c_{wp} \cdot t_{w2p}$$

$$Q_o = \dot{m}_{wp} \cdot c_{wp} \cdot (t_{w1p} - t_{w2p})$$

gdzie:

- \dot{m}_{wp} — strumień masowy wody w parowniku [kg/s],
 h_{w1p} — entalpia właściwa wody na wlocie parownika [kJ/kg],
 h_{w2p} — entalpia właściwa wody na wylocie parownika [kJ/kg],
 c_{wp} — ciepło właściwe wody w parowniku [kJ/kgK],
 t_{w1p} — temperatura wody na wlocie parownika [°C],
 t_{w2p} — temperatura wody na wylocie parownika [°C].

Wewnętrzny wymiennik ciepła

Moc wewnętrznego wymiennika ciepła od strony ciekłego czynnika chłodniczego:

$$Q_{IHX} = \dot{m}_c \cdot \Delta h_{IHX}$$

$$\Delta h_{IHX} = h_{3a} - h_{3b}$$

$$h_{3a} = c_{p'k} \cdot t_{3a}$$

$$h_{3b} = c_{p'k} \cdot t_{3b}$$

$$Q_{IHX} = \dot{m}_c \cdot c_{p'k} \cdot (t_{3a} - t_{3b})$$

gdzie:

h_{3a} — entalpia właściwa ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie wewnętrznego wymiennika ciepła [kJ/kg],

h_{3b} — entalpia właściwa ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie wewnętrznego wymiennika ciepła [kJ/kg],

t_{3a} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie wewnętrznego wymiennika ciepła [°C],

t_{3b} — temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie wewnętrznego wymiennika ciepła [°C].

Do przeprowadzenia obliczeń niezbędna jest również znajomość następujących równań:

— równanie sprężarki:

$$t_2 = (t_{1b} + 273,15) \cdot \left(\frac{p_2}{p_{1b}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 273,15$$

gdzie:

t_{1b} — temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie dochładzacza [°C],

p_2 — ciśnienie czynnika chłodniczego na króćcu tłocznym sprężarki [bar],

p_{1b} — ciśnienie czynnika chłodniczego na króćcu ssawnym sprężarki [bar],

κ — wykładnik izentropy przemiany czynnika chłodniczego w sprężarce [-].

— równanie zaworu rozprężnego:

$$x_{4a} = \frac{t_{3b} \cdot c_{p'k} - t_{4a} \cdot c_{p'o}}{t_{4a} \cdot (c_{p'o} - c_{p'o}) + r_{po}}$$

3. Opis krzywej nasycenia dla czynników chłodniczych

W celu wyznaczenia potrzebnych do obliczeń stałych ($c_{p'o}$, $c_{p'o}$, $c_{p'k}$, $c_{p'k}$, r_{po} , r_{pk}) niezbędna jest znajomość parametrów czynnika chłodniczego na krzywej nasycenia (ciśnienie, temperatura). Ma to szczególnie znaczenie w przypadku czynników chłodniczych charakteryzujących się „poślizgiem” temperatury. W pracy wykorzystano równanie Wagnera [3]:

$$\ln p_R = \frac{1}{T_R} \cdot [A_1 (1-T_R) + A_2 (1-T_R)^{B_1} + A_3 (1-T_R)^{B_2} + A_4 (1-T_R)^{B_3} + A_5 (1-T_R)^{B_4} + A_6]$$

$$p_R = \frac{p}{p_K}$$

$$T_R = \frac{T}{T_K}$$

gdzie:

- p_R — ciśnienie zredukowane [-],
- T_R — temperatura zredukowana [-],
- $A_1 \div A_6, B_1 \div B_4$ — stałe wyznaczone eksperymentalnie dla czynników chłodniczych [-],
- p — ciśnienie czynnika chłodniczego [bar],
- P_K — ciśnienie krytyczne [bar],
- T — temperatura czynnika chłodniczego [K],
- T_K — temperatura krytyczna [K].

Wartości stałych $A_1 \div A_6, B_1 \div B_4$ dla czynnika R407C stosowanego w chłodziarkach pośredniego działania TS-450P zamieszczono w tabeli 1.

TABELA 1

Wartości stałych dla równania Webera w przypadku czynnika R407C [3]

Stała	Jednostka	Ciecz	Para
A_1	[-]	-6,6102789	-9,1030381
A_2	[-]	-1,4132342	10,275949
A_3	[-]	4,7954371	-24,268356
A_4	[-]	-3,8776663	32,465544
A_5	[-]	-1,7421263	-20,814719
A_6	[-]	0,010919942	-0,01227508
B_1	[-]	1,5	
B_2	[-]	2,0	
B_3	[-]	2,5	
B_4	[-]	3,0	
p_K	[bar]	46,3	
T_K	[K]	359,18	

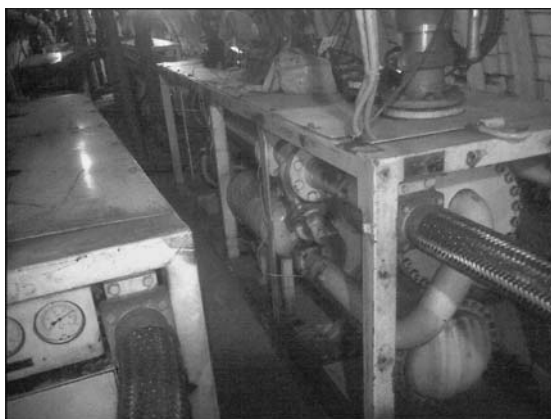
4. Badania eksperymentalne chłodziarki pośredniego działania TS-450P z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

Badania eksperymentalne chłodziarki pośredniego działania TS-450P z wewnętrznym wymiennikiem ciepła przeprowadzono w czeskiej kopalni Darkov należącej do grupy OKD. Podczas pomiarów, ze względu na chwilowe zapotrzebowanie chłodnicze, praco-

wały trzy z pięciu urządzeń pośredniego działania wchodzących w skład systemu klimatyzacji grupowej o sumarycznej nominalnej mocy chłodniczej 2,1 MW. Komorę chłodziarek przedstawia rysunek 2, a badane urządzenie rysunek 3. W chłodziarkach stosowany jest proekologiczny czynnik chłodniczy z grupy syntetycznych mieszanin azeotropowych R407C.



Rys. 2. Komora chłodziarek pośredniego działania w kopalni Darkov



Rys. 3. Badana chłodziarka pośredniego działania TS-450P w kopalni Darkov

Chłodzenie skraplaczy chłodziarek odbywało się za pomocą wody ze zbiornika zasilanego przez sześć wyparnych chłodnic powietrza CWW-460. Natomiast schłodzona w parownikach woda kierowana jest do dziewięciu chłodnic powietrza typu CP znajdujących się w wyrobiskach górniczych.

4.1. Opis badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne [7] obejmowały zarówno pomiary parametrów czynnika chłodniczego w charakterystycznych punktach obiegu chłodniczego, jak i parametry wody „zimnej” chłodzonej w parowniku oraz wody „cieplej” chłodzącej skraplacz. Zastosowane przyrządy i urządzenia pomiarowe pozwoliły na jednoczesny odczyt i zapis następujących parametrów:

- temperatura przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wylocie parownika (będąca jednocześnie temperaturą pary czynnika chłodniczego na wlocie do wewnętrznego wymiennika ciepła) t_{1a} ,
- temperatura pary czynnika chłodniczego na wylocie wewnętrznego wymiennika ciepła t_{1b} ,
- temperatura sprężania (będąca jednocześnie temperaturą przegrzanej pary czynnika chłodniczego na wlocie do skraplacza) t_2 ,
- temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wlocie wewnętrznego wymiennika ciepła t_{3a} ,
- temperatura ciekłego czynnika chłodniczego na wylocie wewnętrznego wymiennika ciepła t_{3b} ,
- temperatura pary mokrej czynnika chłodniczego za zaworem termostatycznym (przyjęto w przybliżeniu jako temperaturę pary mokrej czynnika chłodniczego na wlocie parownika) t_{4a} ,
- ciśnienie na króćcu ssawnym sprężarki p_{1b} ,
- ciśnienie na króćcu tłocznym sprężarki p_2 ,
- temperatura wody na wlocie parownika t_{w1p} ,
- temperatura wody na wylocie parownika t_{w2p} ,
- strumień objętościowy wody w parowniku \dot{V}_{wp} ,
- temperatura wody na wlocie skraplacza t_{w1s} ,
- temperatura wody na wylocie skraplacza t_{w2s} ,
- strumień objętościowy wody w skraplaczu \dot{V}_{ws} ,
- ciśnienie barometryczne powietrza p_b .

4.2. Wyniki pomiarów

Ze względu na obszerność wyników (wykonano ponad 140 pomiarów podczas jednej zmiany roboczej na przełomie grudnia i stycznia 2010/2011) w tabeli 2 zestawiono tylko 10 z nich.

4.3. Wyniki obliczeń

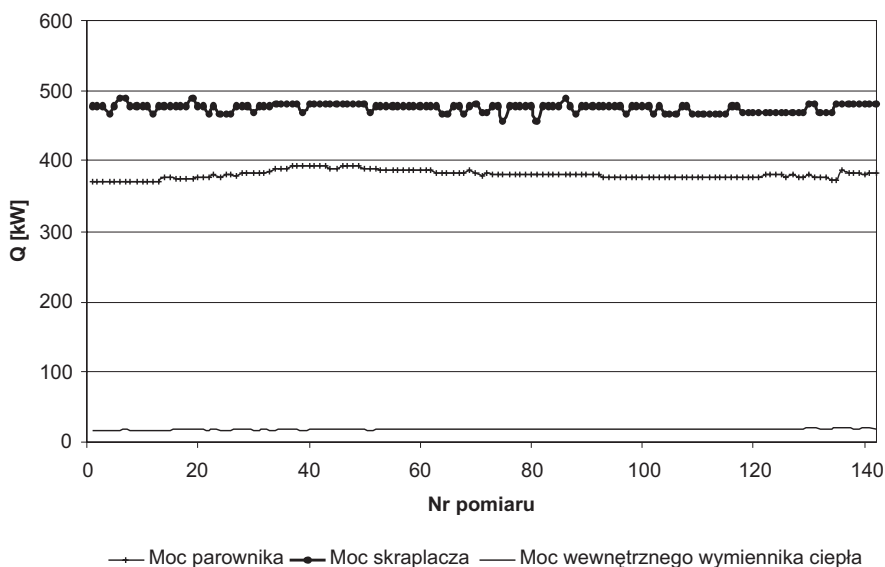
Moce poszczególnych urządzeń oraz parametry obiegu chłodniczego wyliczono na podstawie przedstawionych wcześniej wzorów. Wymagane do obliczeń stałe ($c_{p'o}$, $c_{p''o}$,

$c_{p^*k}, c_{p^*k}, r_{po}, r_{pk}$) odczytano z programu obliczeniowego *Czynniki chłodnicze ver. 3.0* autorstwa Dariusza Butrymowicza i Jarosława Karwackiego. Jest to program komputerowy służący do obliczania własności termodynamicznych oraz termokinetycznych czynników chłodniczych. Program jest integralną częścią pracy [2]. Należy pamiętać, że przy obliczaniu entalpii właściwej czynnika chłodniczego trzeba uwzględnić poziom odniesienia. W tablicach własności termodynamicznych i na wykresach czynników chłodniczych przyjmuje się, że dla cieczy nasyconej czynnika chłodniczego w temperaturze 0°C entalpia właściwa wynosi 200 kJ/kg [1].

W tabeli 3 przedstawiono wyniki obliczeń parametrów obiegu chłodniczego, mocy cieplnej parownika, skraplacza i wewnętrznego wymiennika ciepła oraz współczynnika wydajności chłodniczej. Strumień czynnika chłodniczego wyznaczono z bilansu skraplacza zgodnie z [4].

W obliczeniach założono, że ciśnienie czynnika chłodniczego przyjmuje tylko dwie wartości: $p_{1b} \approx p_o$ oraz $p_2 \approx p_k$.

Analizując otrzymane wyniki, można zauważyć, że średnie moce wymienników wynosiły: parownik – 380,9 kW, skraplacz – 475,9 kW, wewnętrzny wymiennik ciepła – 17,0 kW. Szczegółowe wartości mocy wymienników przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Moc cieplna wymienników chłodziarki powietrza pośredniego działania TS-450P z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

Przez cały okres pomiarów moce wymienników zachowywały się stabilnie, a maksymalne wahania wartości wynosiły: parownik – od 370,4 do 394,2 kW, skraplacz – od 457,5 do 488,7 kW, wewnętrzny wymiennik ciepła – od 15,4 do 18,8 kW.

TABELA 2

Wyniki pomiarów parametrów pracy chłodziarki pośredniego działania TS-450P

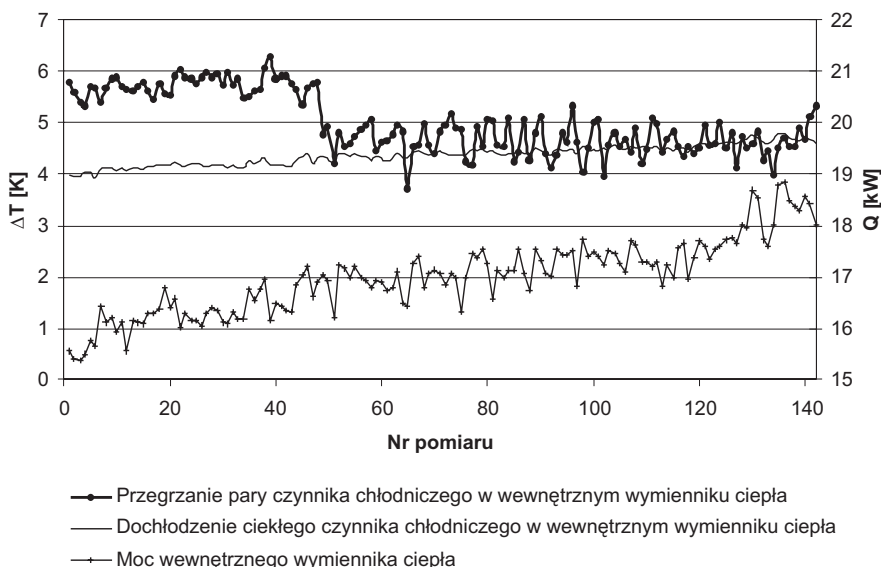
Lp.	t_{1a}	t_{1b}	t_{3a}	t_{3b}	t_2	t_{4a}	p_{1b}	p_2	t_{w1p}	t_{w2p}	\dot{V}_{wpp}	t_{w1s}	t_{w2s}	\dot{V}_{ws}	p_b
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[l/s]	[°C]	[°C]	[l/s]	[hPa]
1	3,53	9,32	39,21	35,23	72,8	10,4	3,6	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,52
2	3,46	9,05	39,25	35,30	72,9	10,4	3,6	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,57
3	3,42	8,82	39,25	35,31	72,8	10,5	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,3	36,9	24,9	1084,61
4	3,37	8,71	39,30	35,25	72,8	10,5	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	36,9	24,9	1084,49
5	3,40	9,11	39,27	35,24	72,7	10,4	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,45
6	3,39	9,06	39,24	35,32	72,8	10,4	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,3	37,0	24,9	1084,47
7	3,36	8,74	39,31	35,20	72,7	10,4	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,3	37,0	24,9	1084,51
8	3,39	9,08	39,31	35,19	72,7	10,4	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,60
9	3,40	9,27	39,34	35,20	72,8	10,5	3,6	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,21
10	3,36	9,24	39,28	35,20	72,8	10,5	3,7	17,5	14,5	3,6	8,1	32,4	37,0	24,9	1084,37

TABELA 3

Wyniki badań chłodziarki pośredniego działania TS-450P z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

Lp.	\dot{m}_{np} [kg/s]	\dot{m}_{ws} [kg/s]	$h_{1,a}$	$h_{1,b}$	h_2	$h_{3,a}$	$h_{3,b}$	$h_{4,a}$	q_o	q_k	Q_o	Q_k	\dot{m}_c [kg/s]	$\Delta T_{p(IIIX)}$ [K]	$\Delta T_{d(IIIX)}$ [K]	Q_{IIIX}	$w_{l(IIIX)}$ [kJ/kg]	ε_{IIIX}
			[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kW]	[kW]	[kg/s]	[K]	[K]	[kW]	[kJ/kg]	[-]
1	8,1	24,9	427,80	432,95	467,07	264,77	258,20	258,20	169,60	202,29	370,4	478,3	2,36	5,79	3,98	15,5	34,11	4,97
2	8,1	24,9	427,73	432,71	467,21	264,84	258,32	258,32	169,42	202,36	370,4	478,3	2,36	5,59	3,95	15,4	34,49	4,91
3	8,1	24,9	427,04	431,87	467,07	264,84	258,33	258,33	168,71	202,22	370,4	478,3	2,37	5,40	3,94	15,4	35,19	4,79
4	8,1	24,9	427,00	431,78	467,07	264,92	258,23	258,23	168,76	202,14	370,4	467,9	2,31	5,34	4,05	15,5	35,29	4,78
5	8,1	24,9	427,02	432,13	466,93	264,87	258,22	258,22	168,81	202,05	370,4	478,3	2,37	5,71	4,03	15,8	34,79	4,85
6	8,1	24,9	427,01	432,09	467,07	264,82	258,35	258,35	168,67	202,24	370,4	488,7	2,42	5,67	3,92	15,6	34,98	4,82
7	8,1	24,9	426,99	431,80	466,93	264,94	258,15	258,15	168,84	201,99	370,4	488,7	2,42	5,38	4,11	16,4	35,12	4,81
8	8,1	24,9	427,01	432,11	466,93	264,94	258,13	258,13	168,88	201,99	370,4	478,3	2,37	5,69	4,12	16,1	34,82	4,85
9	8,1	24,9	427,68	432,91	467,07	264,99	258,15	258,15	169,53	202,08	370,4	478,3	2,37	5,87	4,14	16,2	34,16	4,96
10	8,1	24,9	426,99	432,25	467,07	264,89	258,15	258,15	168,84	202,18	370,4	478,3	2,37	5,88	4,08	15,9	34,82	4,85

W przypadku wewnętrznego wymiennika ciepła daje się zauważyć w początkowym okresie pomiarów znaczna różnica przegrzania pary czynnika chłodniczego w stosunku do dochłodzenia ciekłego czynnika (rysunek 5). Po około 1/3 pomiarów różnica ta zdecydowanie maleje i zaczyna się utrzymywać na mniej więcej stałym poziomie z lekką przewagą wartości przegrzania nad dochłodzeniem czynnika chłodniczego.



Rys. 5. Przegrzanie i dochłodzenie czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła

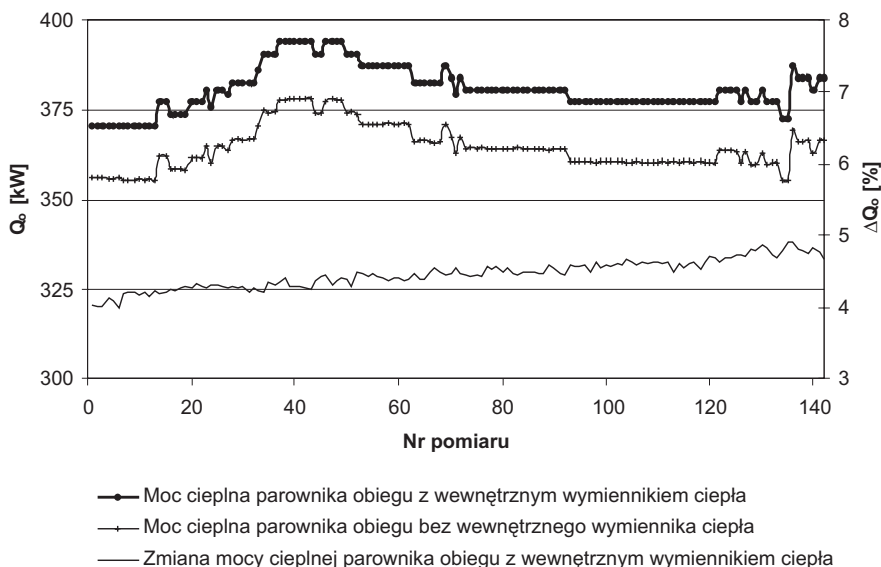
W celu analizy wpływu wewnętrznego wymiennika ciepła na parametry pracy chłodziarki pośredniego działania wyznaczono hipotetyczne parametry obiegu chłodniczego bez wewnętrznego wymiennika ciepła. Założono, że zarówno skraplanie, jak i parowanie odbywa się przy tych samych warunkach ciśnienia. Przegrzane pary czynnika chłodniczego na wylocie z parownika (punkt 1a) ulegają sprężaniu, uzyskując nową temperaturę i entalpię w punkcie 2. Czynnik w takim stanie dostaje się do skraplacza, gdzie po ochłodzeniu ulega skropleniu i na wylocie ze skraplacza osiąga parametry punktu 3a. Zakładając idealną przemianę izentalpową w zaworze rozprężnym, można napisać, że $h_{3a} = h_{4a}$. Dla tak wyznaczonych parametrów obiegu chłodniczego obliczono jednostkową wydajność chłodniczą, właściwą pracę sprężania, współczynnik wydajności chłodniczej oraz moc parownika. Wyniki zestawiono w tabeli 4. Dodatkowo w tabeli zamieszczono wyniki obliczeń zmian ww. parametrów w przypadku obiegu z wewnętrznym wymiennikiem ciepła w porównaniu z obiegiem bez wewnętrznego wymiennika ciepła.

Moc parownika chłodziarki pośredniego działania bez wewnętrznego wymiennika ciepła i z nim przedstawiono na rysunku 6. Zastosowanie wewnętrznego wymiennika ciepła zwiększa moc parownika średnio o 16,3 kW, co w ujęciu procentowym daje średni wzrost o ok. 4,5%.

TABELA 4

Wyniki obliczeń dla chłodziarki pośredniego działania TS-450P bez wewnętrzznego wymiennika ciepła

Lp.	t_2	h_2	$h_{3,a} = h_{4,a}$	q_o	\dot{Q}_o	w_l	ε_t	Δq_o	$\Delta \dot{Q}_o$	$\Delta \dot{Q}_o$	Δw_l	$\Delta \varepsilon_t$
	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kW]	[kJ/kg]	[-]	[kJ/kg]	[kW]	[kW]	[kJ/kg]	[%]
1	66,1	457,66	264,77	163,02	356,0	29,87	5,46	4,0	14,4	14,4	14,2	-8,9
2	66,0	457,54	264,84	162,89	356,1	29,81	5,46	4,0	14,3	14,3	15,7	-10,1
3	64,8	455,80	264,84	162,20	356,1	28,76	5,64	4,0	14,3	14,3	22,4	-15,0
4	64,7	455,71	264,92	162,07	355,7	28,72	5,64	4,1	14,7	14,7	22,9	-15,3
5	64,7	455,76	264,87	162,15	355,8	28,74	5,64	4,1	14,6	14,6	21,1	-14,0
6	64,7	455,75	264,82	162,19	356,2	28,73	5,64	4,0	14,2	14,2	21,7	-14,6
7	64,7	455,69	264,94	162,05	355,5	28,71	5,64	4,2	14,9	14,9	22,3	-14,8
8	64,7	455,75	264,94	162,07	355,4	28,73	5,64	4,2	14,9	14,9	21,2	-14,0
9	65,9	457,44	264,99	162,69	355,4	29,76	5,47	4,2	14,9	14,9	14,8	-9,2
10	64,7	455,69	264,89	162,10	355,6	28,71	5,65	4,2	14,8	14,8	21,3	-14,1

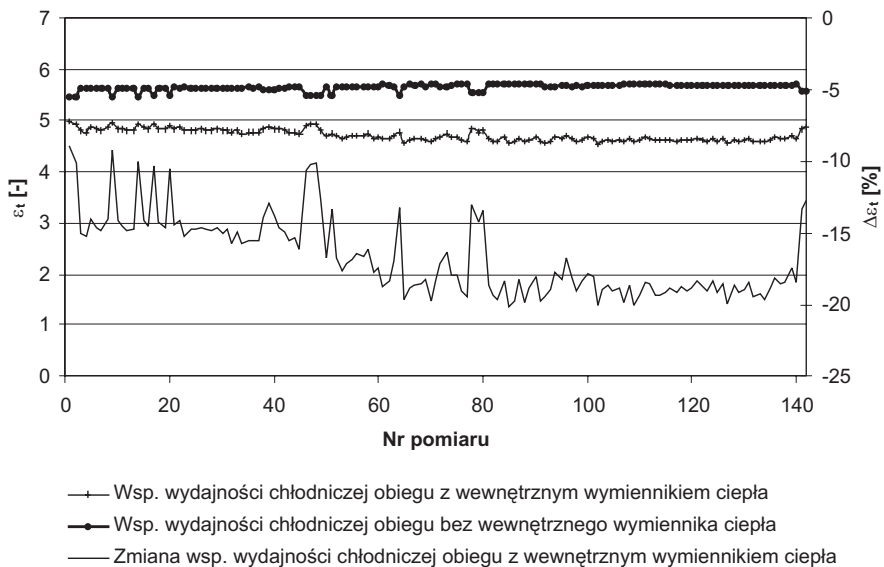


Rys. 6. Moc cieplna parownika chłodziarki bezpośredniego działania bez wewnętrznego wymiennika ciepła i z nim

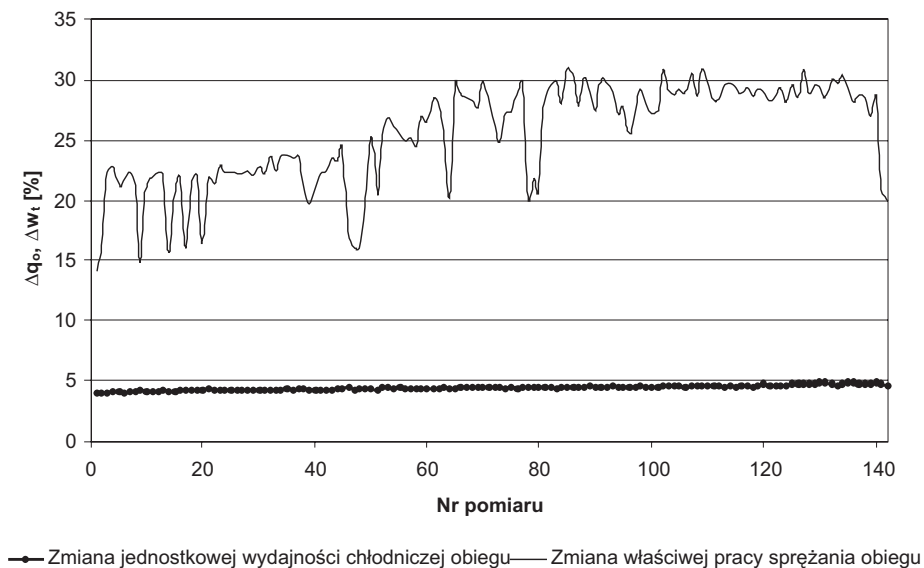
Podobnie jak w przypadku obliczeń teoretycznych zastosowanie wewnętrznego wymiennika ciepła powoduje spadek wartości współczynnika wydajności chłodniczej. Zmianę jego wartości przedstawiono na rysunku 7. Obieg chłodniczy z wewnętrznym wymiennikiem ciepła charakteryzuje się współczynnikiem wydajności chłodniczej niższym średnio o 16,7%.

Wpływ na wartość współczynnika wydajności chłodniczej ma zarówno jednostkowa wydajność chłodnicza, jak i właściwa praca sprężania. Zastosowanie wewnętrznego wymiennika ciepła powoduje wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej, ale również wzrost właściwej pracy sprężania. W związku z faktem, że wzrost właściwej pracy sprężania jest większy niż wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej, współczynnik wydajności chłodniczej maleje. W ujęciu liczbowym – średni wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej wyniósł 4,5% przy średnim wzroście właściwej pracy sprężania na poziomie 25,5% (rys. 8).

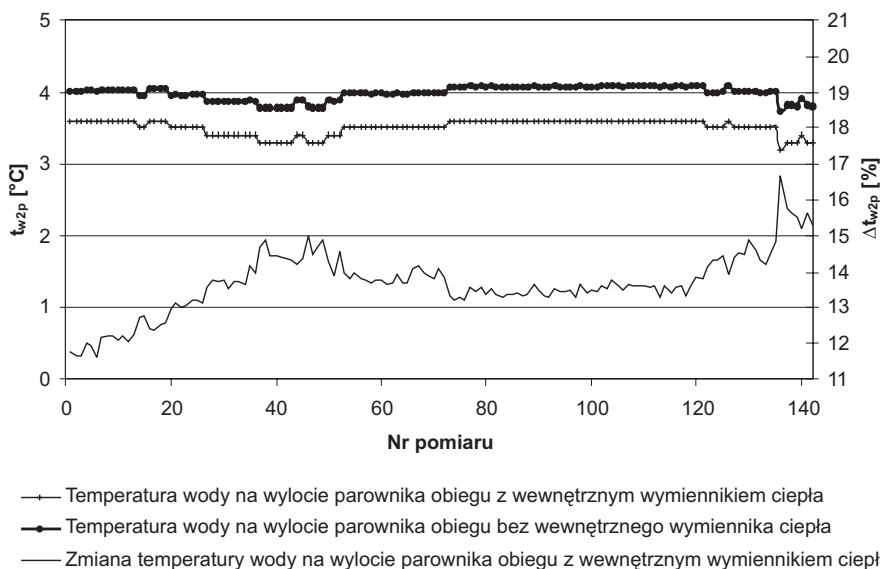
Dla wyliczonej mocy parownika chłodziarki bez wewnętrznego wymiennika ciepła, przy założeniu niezmiennego wydatku wody „zimnej” w parowniku oraz jednakowej temperaturze wody na wlocie do parownika, jak w przypadku chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła, obliczono, jak zmieni się temperatura wody na wylocie parownika – t_{w2p} . Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 9. Temperatura wody opuszczającej parownik uzyskana na podstawie pomiarów wahała się od 3,2 do 3,6°C – średnio 3,5°C. Natomiast w hipotetycznym układzie bez wewnętrznego wymiennika ciepła temperatura ta była wyższa średnio o 0,5°C i wynosiła 4,0°C.



Rys. 7. Współczynnik wydajności chłodniczej chłodziarki bezpośredniego działania bez wewnętrznego wymiennika ciepła i z nim



Rys. 8. Zmiana jednostkowej wydajności chłodniczej i właściwej pracy sprężania obiegu chłodniczego po zastosowaniu wewnętrznego wymiennika ciepła



Rys. 9. Temperatury wody na wylocie parownika obiegu z wewnętrznym wymiennikiem ciepła i bez niego

5. Podsumowanie

Jednym ze sposobów zwiększenia mocy chłodniczej jest zastosowanie wewnętrznego wymiennika ciepła. Pomiary w rzeczywistych warunkach dołowych jednoznacznie wskazują, że efektem jego instalacji jest wzrost mocy parownika, co bezpośrednio wiąże się z uzyskaniem niższej temperatury wody wylotowej z parownika zasilającej chłodnicę powietrza.

Analiza otrzymanych wyników badań chłodziarki pośredniego działania TS-450P pokazuje, że średnia moc wewnętrznego wymiennika ciepła wynosiła 17 kW przy średniej mocy parownika 380,9 kW. Jego instalacja spowodowała wzrost mocy parownika o około 4,5% i jednoczesny spadek temperatury wody na wylocie parownika o około 0,5°C. Jak wykazano w pracy efektem zainstalowania wewnętrznego wymiennika ciepła jest obniżenie współczynnika wydajności chłodniczej chłodziarki (średnio o około 16,7%). Związane jest to z faktem, że wzrost właściwej pracy sprężania przewyższa wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej.

Oprócz wpływu na parametry pracy chłodziarki, wewnętrzny wymiennik ciepła poprawia również warunki pracy samej sprężarki, co przekłada się na długość bezawaryjnej eksploatacji. Intensywna wymiana ciepła między ciekłym czynnikiem chłodniczym a jego parą zapewnia odpowiednie przegrzanie par czynnika wypływających z parownika. Dzięki temu następuje całkowite odparowanie resztek cieczonego czynnika i sprężarka zasysa parę przegrzaną czynnika chłodniczego. W ten sposób zmniejsza się ryzyko uszkodzenia sprężarki.

Mimo obniżenia współczynnika wydajności chłodniczej układu instalacja wewnętrz- nego wymiennika ciepła pozytywnie wpływa na żywotność najważniejszego elementu składowego chłodziarki – sprężarki – oraz powoduje wzrost wydajności chłodniczej urządzenia. Dzięki temu można efektywniej wykorzystać chłodziarki powietrza, poprawiając jednocześnie warunki klimatyczne w wyrobiskach górniczych.

LITERATURA

- [1] *Bohdal T., Charun H., Czapp M.*: Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe. Podstawy teoretyczne i obliczenia. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2003
- [2] *Bonca Z., Butrymowicz D., Targański W., Hajduk T.*: Poradnik. Nowe czynniki chłodnicze i nośniki ciepła. Własności cieplne, chemiczne i użytkowe. IPPU Masta, Gdańsk, 2004
- [3] *Buchwald H., Flohr F., Hellmann J., König H., Meurer C.*: Solkane®-Pocket Manual Refrigeration and Air-Conditioning Technology. Solvay Fluor GmbH, Hannover, 2008
- [4] *Fodemski T.*: Pomiary cieplne, cz. 2 Badania cieplne maszyn i urządzeń. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2000
- [5] *Nowak B., Filek K.*: Mathematical description of media parameters changes in the compression refrigerator. Archives of Mining Sciences 2009, vol. 54
- [6] *Nowak B., Filek K.*: Moc cieplna wymienników górniczej sprężarkowej chłodziarki powietrza, Górnictwo i Geoinżynieria (kwartalnik AGH) 2009, vol. 33, z. 3
- [7] *Życzkowski P.*: Efektywne wykorzystanie chłodziarek powietrza pośredniego działania do poprawy warunków klimatycznych w wyrobiskach górniczych, praca własna nr 10.10.100.384, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Górnictwa i Geoinżynierii, Katedra Górnictwa Podziemnego 2009–2010, praca niepublikowana