

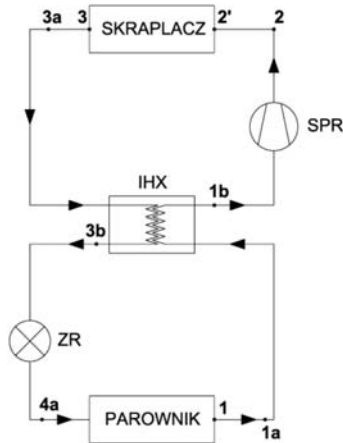
Piotr Życzkowski*

ANALIZA WPŁYWU WEWNĘTRZNEGO WYMIENNIKA CIEPŁA NA MOC CIEPLNĄ GÓRNICZYCH CHŁODZIAREK POWIETRZA**

1. Wstęp

Celem stosowania wewnętrznych wymienników ciepła jest nie tylko uzyskanie większej mocy cieplnej, ale również przegrzanie par czynnika wypływających z parownika. Przegrzanie pary czynnika powoduje, że przy niestabilnych warunkach pracy układu ciekły czynnik nie dostaje się do sprężarki, dzięki czemu nie dochodzi do spieniania znajdującego się w niej oleju i uderzeń cieczy na zawory, tzw. uderzenia hydraulicznego [10]. W wewnętrznym wymienniku ciepła zachodzi dochłodzenie ciekłego czynnika, czemu towarzyszy przegrzanie pary zasysanej przez sprężarkę.

Schemat ideowy chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła przedstawia rysunek 1, a schemat teoretycznego obiegu rysunek 2.

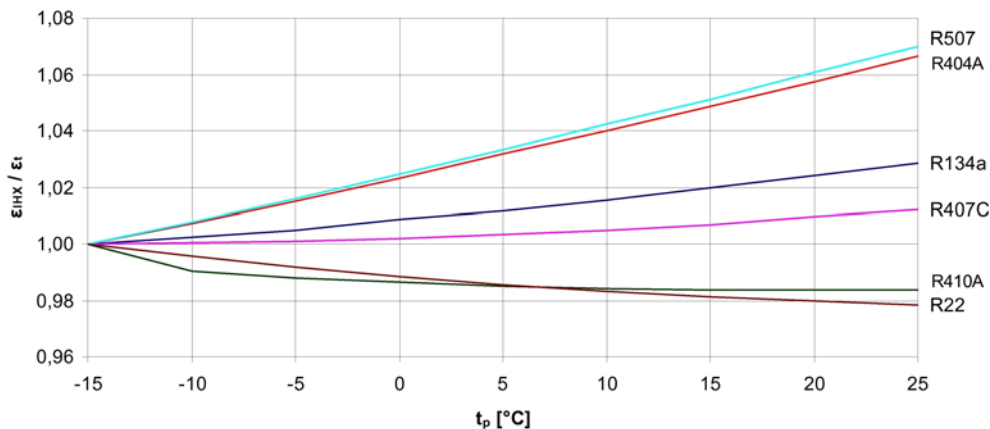


Rys. 1. Schemat ideowy chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Górnictwa i Geoinżynierii

** Wykonano w ramach pracy własnej nr 10.10.100.384

Wpływ przegrzania pary czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła na wartość stosunku dla czynników takich jak: NH_3 , R22, R12 i R134a można znaleźć w pracach [1, 4, 5, 8]. Podobne obliczenia wykonano również dla innych czynników chłodniczych (w tym wykorzystywanych w chłodziarkach typu TS: R404A, R407C i R507). Obliczenia przeprowadzono dla temperatury skraplania: $t_k = 30^\circ\text{C}$ i temperatury parowania: $t_o = 15^\circ\text{C}$. Otrzymane wyniki w zależności od temperatury par czynnika chłodniczego za wewnętrznym wymiennikiem ciepła przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Zmiana współczynnika wydajności chłodniczej przy zastosowaniu wewnętrznego wymiennika ciepła

Z powyższego wykresu wynika, że dla większości czynników chłodniczych zastosowanie wewnętrznego wymiennika ciepła może być korzystne. Jedynie w przypadku freonu R22 oraz czynnika R410A spada współczynnik wydajności chłodniczej. Przy czym spadek ten jest minimalny. Natomiast w każdym przypadku przegrzanie pary (i jednocześnie dochłodzenie ciekłego czynnika) w wewnętrznym wymienniku ciepła powoduje wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej.

3. Analiza teoretycznych obiegów chłodniczych dla nominalnych warunków pracy chłodziarek typu TS

W celu wykazania wpływu wewnętrznego wymiennika ciepła na parametry pracy urządzeń chłodniczych porównano teoretyczne obiegi chłodnicze chłodziarek z wewnętrznym wymiennikiem ciepła oraz bez niego dla nominalnych warunków pracy. Analizie poddano chłodziarkę bezpośredniego działania typu TS-300 oraz chłodziarkę pośredniego działania typu TS-450P.

3.1. Chłodziarka bezpośredniego działania typu TS-300

Podstawowe parametry techniczne chłodziarki bezpośredniego działania typu TS-300 przedstawia tabela 1.

TABELA 1

Parametry techniczne chłodziarki bezpośredniego działania typu TS-300 [2]

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość/opis
Typ sprężarki	[-]	Carrier 5H86
Moc silnika	[kW]	90
Obroty silnika	[1/min]	~1485
Stosowany czynnik chłodniczy	[-]	R404A, R407C, R507
Moc chłodnicza znamionowa	[kW]	300
Temperatura parowania	[°C]	3÷6
Temperatura powietrza – wlot	[°C]	32,0
Temperatura powietrza – wylot	[°C]	21,8
Przepływ powietrza	[m ³ /s]	10
Skraplacz	[-]	płaszczowo-rurowy
Moc chłodnicza skraplacza	[kW]	380
Temperatura skraplania	[°C]	40÷43
Temperatura wody chłodzącej skraplacz – wlot	[°C]	28
Temperatura wody chłodzącej skraplacz – wylot	[°C]	38
Strumień wody chłodzącej skraplacz	[m ³ /s]	18÷36
Przegrzanie par czynnika chłodniczego	[°C]	~3÷5
Przechłodzenie czynnika	[°C]	~3÷7

Do analizy przyjęto następujące nominalne warunki pracy:

- temperatura parowania: $t_o = 4^{\circ}\text{C}$,
- temperatura skraplania: $t_k = 42^{\circ}\text{C}$,
- strumień masowy wody chłodzącej skraplacz: $\dot{m}_w = 8,29 \text{ kg/s}$,
- temperatura wody chłodzącej skraplacz: wlot $t_{wp} = 28^{\circ}\text{C}$, wylot $t_{wz} = 38^{\circ}\text{C}$,
- przegrzanie par czynnika wskutek oddziaływania termostaticznego zaworu rozprężnego: $\Delta T_p = 5^{\circ}\text{C}$,
- przechłodzenie czynnika chłodniczego w skraplaczu: $\Delta T_d = 4^{\circ}\text{C}$.

Na podstawie danych oraz wyznaczonych parametrów teoretycznego obiegu chłodniczego obliczono główne parametry obiegu bez wewnętrznego wymiennika ciepła dla trzech czynników chłodniczych stosowanych w chłodziarkach bezpośredniego działania typu TS-300 (tab. 2):

TABELA 2

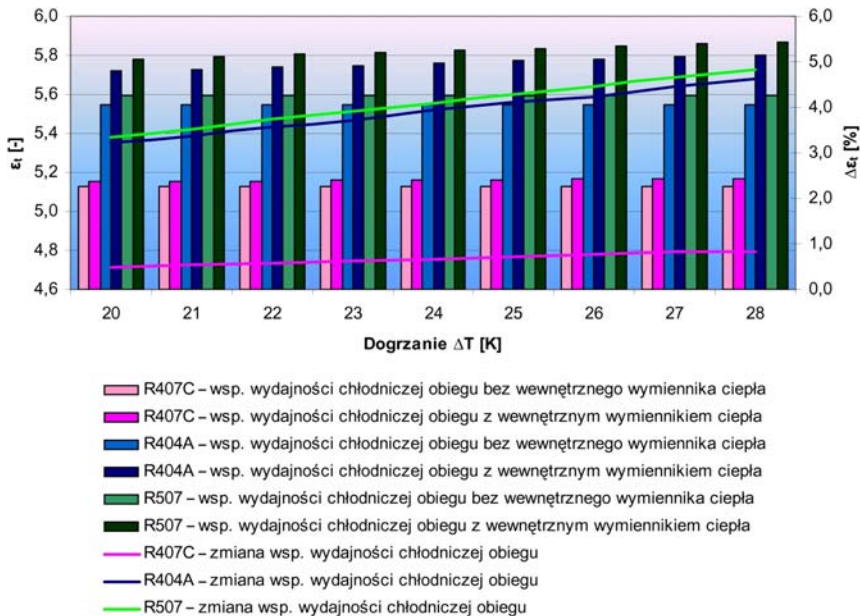
Główne parametry teoretycznego obiegu chłodniczego dla chłodziarki bezpośredniego działania typu TS-300 bez wewnętrznego wymiennika ciepła

Czynnik chłodniczy	\dot{m}_c [kg/s]	q_k [kJ/kg]	q_o [kJ/kg]	w_t [kJ/kg]	Q_k [kW]	Q_o [kW]	ε_t [-]
R404A	2,535	137,02	116,08	20,94	347,35	294,27	5,543
R407C	1,825	190,28	159,22	31,06	347,35	290,65	5,126
R507	2,615	132,84	112,70	20,14	347,35	294,69	5,596

gdzie: \dot{m}_c – strumień masowy czynnika chłodniczego, Q_k – moc cieplna skraplacza, Q_o – moc cieplna parownika

Przy założeniu stałej mocy cieplnej skraplacza moce cieplne parownika w przypadku analizowanych czynników chłodniczych są zbliżone do siebie. Jednak w przypadku czynnika R407C zauważalny jest znacznie mniejszy strumień masowy czynnika chłodniczego, ale również większa właściwa praca sprężania i mniejsza wartość współczynnika wydajności chłodniczej.

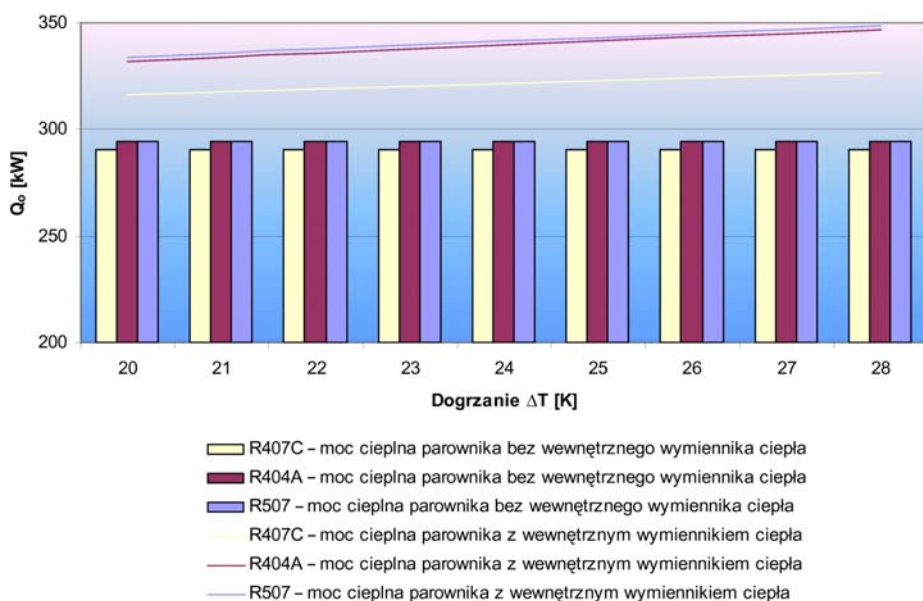
W celu oceny wpływu zastosowania wewnętrznego wymiennika na moc cieplną oraz współczynnik wydajności chłodniczej przeprowadzono analizę obiegu chłodniczych z wewnętrznym wymiennikiem ciepła w przypadku trzech czynników chłodniczych. Obliczenia wykonano dla dziewięciu różnych temperatur przegrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła – $\Delta T_{p(IHX)}$ i odpowiadających im temperatur dochłodzenia. Zestawienie otrzymanych rezultatów przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Zmiana współczynnika wydajności chłodniczej w zależności od wartości dogrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła

Wraz ze wzrostem stopnia przegrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła rośnie jednostkowa wydajność chłodnicza, ale również właściwa praca sprężania. W związku z faktem, że przyrost jednostkowej wydajności chłodniczej jest większy od wzrostu właściwej pracy sprężania, rośnie również współczynnik wydajności chłodniczej. Najlepsze efekty uzyskano przy zastosowaniu czynnika R507. Niewiele gorsze rezultaty osiągnięto w przypadku czynnika R404A. Natomiast stosunkowo mały wzrost współczynnika wydajności chłodniczej otrzymano w przypadku czynnika R407C. Gdy dla R404A i R507 współczynnik wydajności chłodniczej rośnie o co najmniej 3% do prawie 5%, to dla R407C obserwuje się wzrost nieprzekraczający 1%.

Niezależnie od stosowanego czynnika chłodniczego wewnętrzny wymiennik ciepła powoduje wzrost mocy cieplnej parownika. Wyniki obliczeń zmian mocy cieplnej parownika przedstawia rysunek 5.



Rys. 5. Zmiana mocy cieplnej parownika w zależności od wartości dogrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła

Tutaj również zauważono bardzo zbliżone efekty w przypadku czynników R404A i R507, a nieco gorsze w przypadku stosowania R407C.

3.2. Chłodziarka pośredniego działania typu TS-450P

Podstawowe parametry techniczne chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P przedstawia tabela 3.

TABELA 3

Parametry techniczne chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P [3]

Wyszczególnienie	Jednostka	Wartość/opis
Moc chłodnicza nominalna	[kW]	420
Moc chłodnicza maksymalna	[kW]	450
Typ sprężarki	[–]	Carrier 5H126
Moc silnika	[kW]	132
Obroty silnika	[1/min]	~1485
Pobór mocy w warunkach nominalnych	[kW]	100÷112
Stosowany czynnik chłodniczy	[–]	R404A, R407C, R507
Parownik	[–]	płaszczowo-rurowy
Moc chłodnicza znamionowa (maksymalna) parownika	[kW]	420 (450)
Temperatura parowania	[°C]	0÷5
Temperatura wody zimnej – wylot	[°C]	4÷5
Temperatura wody zimnej – wlot	[°C]	15÷20
Strumień wody zimnej	[kg/s]	8÷10
Skraplacz	[–]	płaszczowo-rurowy
Moc chłodnicza znamionowa (maksymalna) skraplacza	[kW]	540 (560)
Temperatura skraplania	[°C]	40÷45
Temperatura wody chłodzącej skraplacz – wlot	[°C]	28÷32
Temperatura wody chłodzącej skraplacz – wylot	[°C]	36÷40
Strumień wody chłodzącej skraplacz	[kg/s]	10÷20
Przegrzanie par czynnika chłodniczego	[°C]	~3÷5
Przechłodzenie czynnika	[°C]	~3÷7

Do analizy przyjęto następujące nominalne warunki pracy:

- temperatura parowania: $t_o = 2^{\circ}\text{C}$,
- temperatura skraplania: $t_k = 43^{\circ}\text{C}$,
- strumień masowy wody chłodzącej skraplacz: $\dot{m}_w = 15,0 \text{ kg/s}$,
- temperatura wody chłodzącej skraplacz: wlot $t_{wp} = 30^{\circ}\text{C}$, wylot $t_{wz} = 38^{\circ}\text{C}$,
- przegrzanie par czynnika wskutek oddziaływania termostaticznego zaworu rozprężnego: $\Delta T_p = 5^{\circ}\text{C}$,
- przechłodzenie czynnika chłodniczego w skraplaczu: $\Delta T_d = 4^{\circ}\text{C}$.

Analogicznie jak w przypadku chłodziarki bezpośredniego działania obliczono główne parametry obiegu bez wewnętrznego wymiennika ciepła dla trzech czynników chłodniczych (tab. 4).

TABELA 4

Główne parametry teoretycznego obiegu chłodniczego w przypadku chłodziarki pośredniego działania TS-450P bez wewnętrznego wymiennika ciepła

Czynnik chłodniczy	\dot{m}_c [kg/s]	q_k [kJ/kg]	q_o [kJ/kg]	w_i [kJ/kg]	Q_k [kW]	Q_o [kW]	ε_r [-]
R404A	3,69	136,10	113,40	22,70	502,80	418,94	5,00
R407C	2,65	190,01	156,52	33,49	502,80	414,18	4,67
R507	3,81	131,91	110,05	21,86	502,80	419,48	5,03

W nominalnych warunkach pracy moce cieplne parownika są bardzo podobne w przypadku wszystkich czynników chłodniczych. Podobnie jak w przypadku chłodziarki bezpośredniego działania, odnośnie do czynnika R407C zauważalny jest znacznie mniejszy strumień masowy czynnika chłodniczego, ale również większa właściwa praca sprężania i mniejsza wartość współczynnika wydajności chłodniczej.

W przypadku chłodziarki pośredniego działania ocenę wpływu zastosowania wewnętrznego wymiennika na moc cieplną parownika oraz współczynnik wydajności chłodniczej przeprowadzono z uwzględnieniem szerszego zakresu temperatur przegrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła (między 5 a 30 K). Obliczenia wykonano dla 11 różnych temperatur przegrzania odnośnie do każdego z trzech stosowanych czynników chłodniczych. Otrzymane wyniki prezentuje rysunek 6.

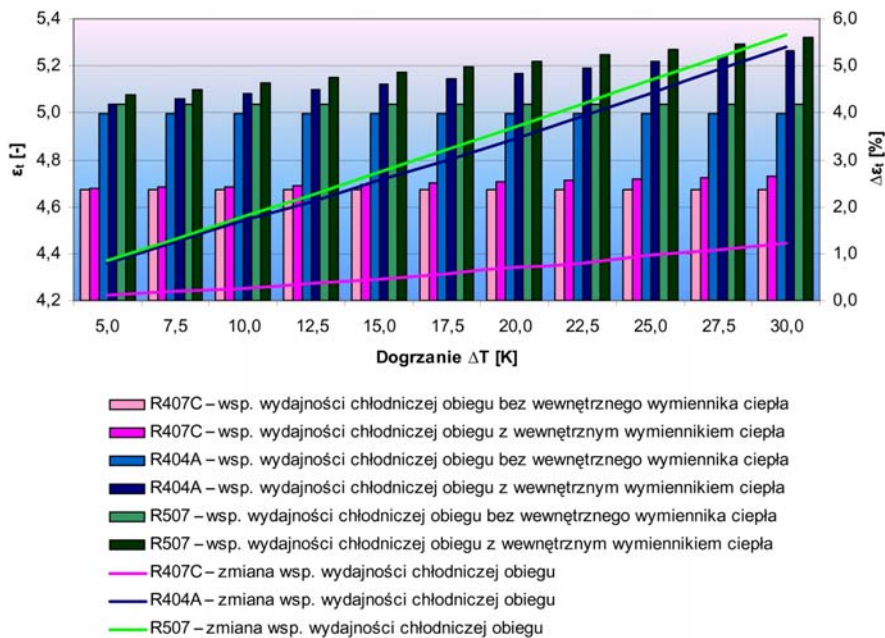
Największe wartości współczynnika wydajności chłodniczej uzyskuje się przy zastosowaniu czynnika R507. Niewiele gorsze wyniki można osiągnąć w przypadku czynnika R404A. W obu przypadkach wzrost współczynnika wydajności chłodniczej waha się od około 1 do ponad 5%. Natomiast dla czynnika R407C wzrost ten jest minimalny i w najlepszym razie niewiele przekracza 1%.

Wyniki obliczeń zmian mocy cieplnej parownika przedstawia rysunek 7.

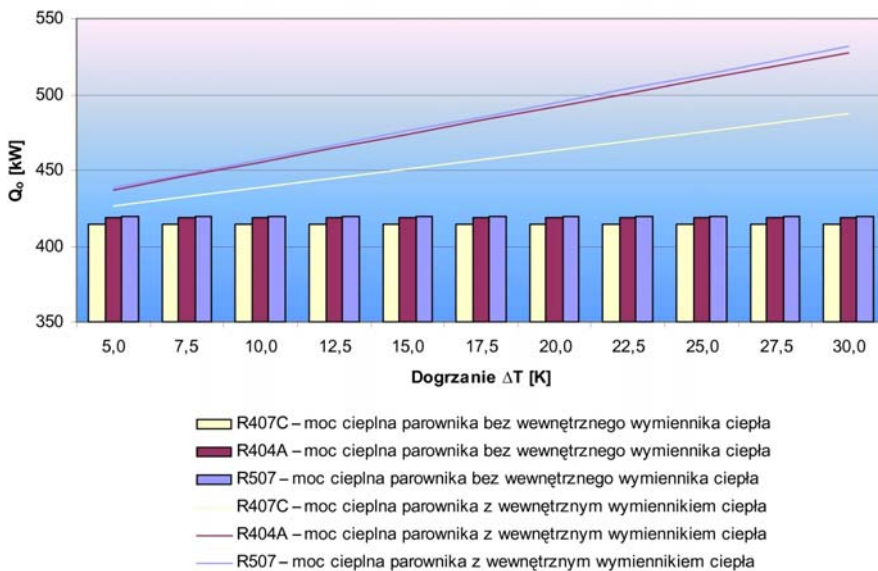
4. Badania eksperymentalne chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P

W rzeczywistych obiegach sprężarkowych urządzeń chłodniczych występują liczne odchylenia od założeń obiegów teoretycznych. Wynikają one między innymi z [1]:

- realizacji procesu wymiany ciepła przy skończonej różnicy temperatur (która uniemożliwia praktycznie wykonanie izentropowego procesu sprężania);
- wpływu wilgoci i oleju zawartych w czynniku chłodniczym na parametry obiegu;
- technicznych możliwości wykonania elementów rozprężnych i zapewniających przegrzanie pary czynnika;
- występowania strat ciśnienia w sprężarce tłokowej, rurociągach ssawnym i tłocznym, wymiennikach ciepła oraz innych urządzeniach.

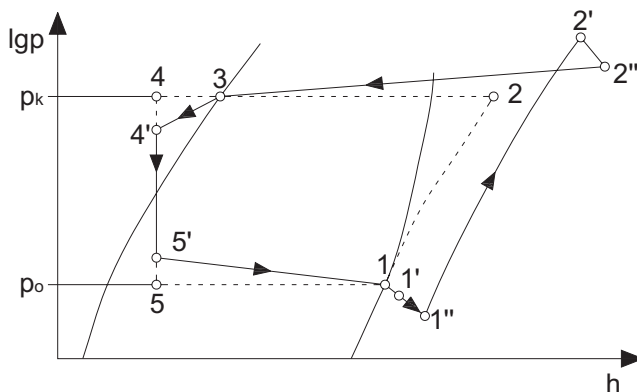


Rys. 6. Zmiana współczynnika wydajności chłodniczej w zależności od wartości dogrzenia czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła



Rys. 7. Zmiana mocy cieplnej parownika w zależności od wartości dogrzenia czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła

Przykładowy uproszczony rzeczywisty obieg dla chłodziarki sprężarkowej pokazuje rysunek 8.



Rys. 8. Przykładowy rzeczywisty obieg sprężarkowy [1]: 1-1' – przegrzanie pary czynnika w przewodzie ssawnym sprężarki, 1'-1'' – przegrzanie oraz spadek ciśnienia w króćcu i zaworze ssawnym sprężarki, 1''-2'' – sprężanie politropowe, 2''-2'' – przemiana w zaworze i króćcu tłocznym, 2''-3 – skraplanie, 3-4' – dochłodzenie, 4'-5' – dławienie, 5'-1 – parowanie

Badania eksperymentalne chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P przeprowadzono w kopalni Darkov w Czechach należącej do grupy OKD. Badana chłodziarka wchodzi w skład kompaktowego systemu klimatyzacji grupowej obejmującego pięć urządzeń chłodniczych TS-450P o sumarycznej nominalnej mocy chłodniczej 2,1 MW.

Chłodziarki TS-450P znajdują się na poziomie -500 m (783 m) w wyrobiskach przyszybowych i obiegach szybu wdechowego 1 oraz szybu wydechowego 3. Zespoły maszynowe zabudowane są w komorze chłodziarek w przecince K10 przy szybie 1 [7].

Skraplacze chłodziarek chłodzone są wodą ze zbiornika wody ciepłej zasilanego przez sześć wyparnych chłodziń powietrza CWW-460. Parowniki chłodziarek schładzają wodę zasilającą dziewięć chłodziń powietrza typu CP znajdujących się w wyrobiskach górniczych w piętrze od głębokości 643 m do głębokości 923 m [7].

W trakcie pomiarów, ze względu na ograniczone zapotrzebowanie na zimną wodę, w układzie klimatyzacji pracowały dwie z pięciu chłodziarek pośredniego działania. Badania obejmowały pomiar parametrów czynnika chłodniczego we wszystkich charakterystycznych punktach obiegu, parametry wody „zimnej” w parowniku oraz wody „ciepłej” chłodzącej skraplacz oraz ich natężeń przepływu.

Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów, przy użyciu programu DuPont Refrigerant Expert (DUPREX) 3.0 firmy DuPont, określono pozostałe niezbędne parametry termodynamiczne czynnika chłodniczego.

Chłodziarka pracowała z czynnikiem chłodniczym R407C. Wyniki badań przedstawia tabela 5 i 6 (oznaczenia jak na rysunku 2).

TABELA 5

Wyniki badań chłodziarki pośredniego działania TS-450P – parametry czynnika chłodniczego

Lp.	t_1 [°C]	p_1 [bar]	h_1 [kJ/kg]	t_{1a} [°C]	h_{1a} [kJ/kg]	t_{1b} [°C]	p_{1b} [bar]	h_{1b} [kJ/kg]	t_2 [°C]	p_2 [bar]
1	-1,4	4,386	408,82	2,2	412,98	7,7	3,8	418,74	84,5	16,5
2	-0,8	4,479	409,12	3,6	413,91	8,5	4,0	418,99	82,8	16,5
3	-0,6	4,511	409,21	3,2	413,36	8,3	4,1	418,56	79,4	16,8
4	-0,6	4,511	409,21	2,9	412,95	8,4	4,2	418,41	80,5	16,6
5	-0,5	4,527	409,26	2,5	412,56	8,6	4,2	418,60	80,3	16,5

Lp.	h_2 [kJ/kg]	t_2 [°C]	t_3 [°C]	p_3 [bar]	h_3 [kJ/kg]	t_{3a} [°C]	h_{3a} [kJ/kg]	t_{3b} [°C]	h_{3b} [kJ/kg]
1	473,83	42,0	37,0	16,244	255,54	35,0	252,31	30,0	244,39
2	471,98	42,2	37,2	16,325	255,86	34,2	251,02	29,5	243,61
3	467,82	43,0	38,0	16,652	257,15	34,8	251,97	30,2	244,69
4	469,35	42,4	37,4	16,406	256,19	34,9	252,14	30,9	245,79
5	469,29	42,0	37,0	16,244	255,54	35,0	252,30	30,0	244,38

TABELA 6

Wyniki badań chłodziarki pośredniego działania TS-450P cd.

Lp.	t_{w1p} [°C]	t_{w2p} [°C]	m_{wp} [kg/s]	t_{w1s} [°C]	t_{w2s} [°C]	m_{ws} [kg/s]	$w_t(IHX)$ [kJ/kg]	q_k [kJ/kg]	Q_k [kW]	q_o [kJ/kg]	Q_o [kW]	ε_{IHX} [-]
1	13,1	5,5	9,997	29,0	32,8	26,27	55,09	221,52	417,97	168,59	318,10	3,060
2	13,4	5,8	9,996	28,0	31,6	27,38	52,99	220,96	412,72	170,30	318,10	3,214
3	13,3	5,9	9,996	28,5	32,0	27,05	49,26	215,85	396,36	168,67	309,73	3,424
4	13,0	5,9	9,997	28,2	32,1	23,65	50,94	217,21	386,15	167,16	297,18	3,282
5	13,3	5,6	9,996	28,4	32,5	24,22	50,69	216,99	415,82	168,18	322,28	3,318

gdzie: t_{w1p} – temperatura wody na wlocie do parownika, t_{w2p} – temperatura wody na wylocie z parownika, m_{wp} – strumień masowy wody chłodzonej w parowniku, t_{w1s} – temperatura wody na wlocie do skraplacza, t_{w2s} – temperatura wody na wylocie ze skraplacza, m_{ws} – strumień masowy wody chłodzącej skraplacz

Jak pokazują wyniki, chłodziarka nie pracowała z maksymalną mocą. Moc cieplna parownika wynosiła średnio 313 kW. Wynika to z faktu, że woda dopływająca do parownika miała stosunkowo niską temperaturę (średnio 13,2°C) w porównaniu do parametrów nominalnych (17–20°C). Dogrzanie czynnika w wewnętrznym wymienniku ciepła wynosiło średnio 5,4°C, a dochłodzenie ciekłego czynnika średnio 4,6°C.

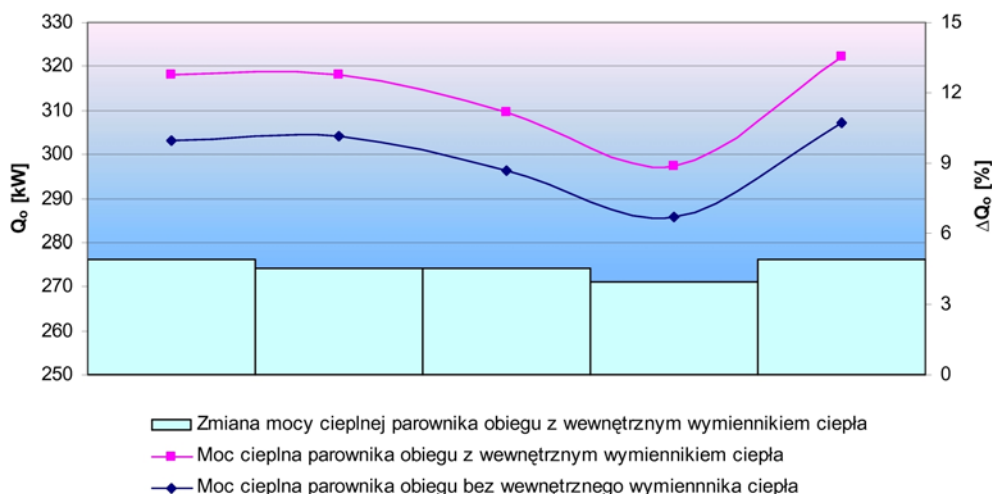
Pozostawiając niezmiennie parametry pracy chłodziarki, wykonano obliczenia dla obiegu bez wewnętrznego wymiennika ciepła. Otrzymane wyniki prezentuje tabela 7.

TABELA 7

Parametry chłodziarki pośredniego działania TS-450P bez wewnętrznego wymiennika ciepła

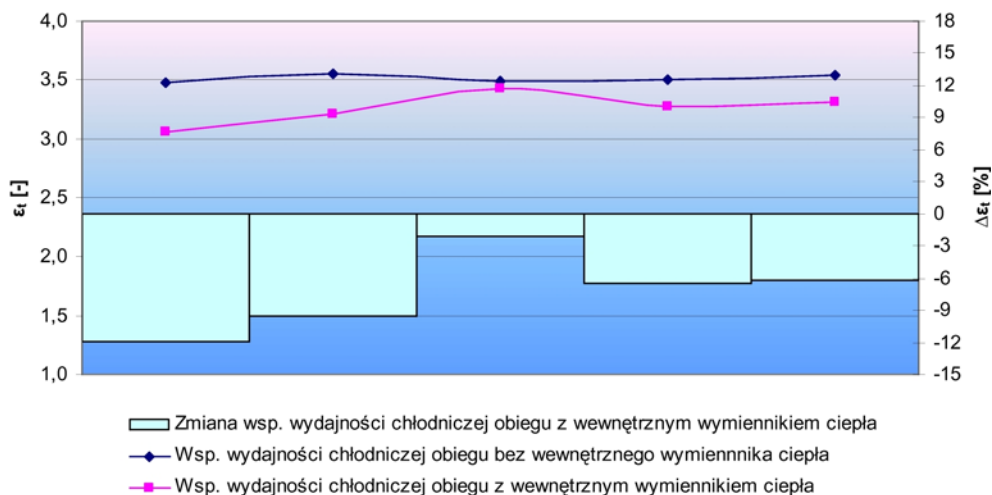
Lp.	w_i [kJ/kg]	q_k [kJ/kg]	Q_k [kW]	q_o [kJ/kg]	Q_o [kW]	ε_i [-]
1	46,21	206,88	390,35	160,67	303,16	3,477
2	45,84	208,73	389,88	162,89	304,26	3,553
3	46,15	207,54	381,10	161,39	296,36	3,497
4	45,86	206,67	367,42	160,81	285,89	3,507
5	45,29	205,55	393,90	160,26	307,11	3,539

Wewnętrzny wymiennik ciepła zwiększa moc cieplną parownika średnio o około 14 kW, co procentowo daje wzrost rzędu 4,6% (rysunek 9). Stosunkowo niewielkie zmiany wynikają z niskich wartości przegrzania pary i dochłodzenia czynnika ciekłego w wewnętrznym wymienniku ciepła.



Rys. 9. Moc cieplna parownika chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P

Rysunek 10 przedstawia zmianę współczynnika wydajności chłodniczej obiegu z wewnętrznym wymiennikiem ciepła w porównaniu do obiegu bez zastosowania wymiennika. Zauważalny jest spadek wartości współczynnika wydajności chłodniczej wynoszący średnio 7%.



Rys. 10. Współczynnik wydajności chłodniczej chłodziarki pośredniego działania typu TS-450P

5. Podsumowanie

Prowadzenie eksploatacji w trudnych warunkach klimatycznych wymusza poszukiwanie wydajnych i ekonomicznych systemów chłodzenia powietrza w wyrobiskach górniczych. Przeprowadzone analizy porównawcze jednoznacznie wskazują, że instalacja wewnętrznego wymiennika ciepła każdorazowo powoduje wzrost mocy cieplnej parownika. Uzyskanie intensywnej wymiany ciepła między ciekłym czynnikiem chłodniczym a jego parą zapewnia dochłodzenie ciekłego czynnika przed zaworem rozprężnym oraz przegrzanie par czynnika wypływających z parownika. Dzięki temu następuje odparowanie resztek cieczi zawartych i sprężarka zasysa parę przegrzaną czynnika chłodniczego.

Stosowanie wewnętrznych wymienników ciepła jest związane z możliwością wystąpienia niebezpieczeństwa zbyt wysokich temperatur sprężania. Dobór odpowiedniego wymiennika oraz zastosowanie właściwego czynnika chłodniczego wyeliminuje to zagrożenie.

Wyniki badań dotyczące obiegów teoretycznych i rzeczywistych wskazują na obniżenie współczynnika wydajności chłodniczej chłodziarek z wewnętrznym wymiennikiem ciepła. Jednak korzyści wynikające ze zwiększenia rzeczywistej mocy cieplnej chłodziarki powinny być elementem decydującym o konieczności stosowania takich wymienników.

LITERATURA

- [1] *Bohdal T., Charun H., Czapp M.*: Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe. Podstawy teoretyczne i obliczenia. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2003
- [2] Dokumentacja techniczno-ruchowa chłodziarki TS-300/1, Termospec, Żory 2006
- [3] Dokumentacja techniczno-ruchowa chłodziarki TS-450P, Termospec, Żory 2004
- [4] *Domanski P.A., Didion D.A., Doyle J.P.*: Evaluation of Suction-Line/Liquid-Line Heat Exchange in the Refrigeration Cycle, „Int. J. Ref.” 1994, Vol. 17, Number 7
- [5] *Domanski P.A.*: Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector, National Institute of Standards and Technology USA 1995
- [6] *Jóźwiak J., Gaziński B.*: Wpływ regeneracji ciepła w obiegach 1-stopniowych na wydajność chłodniczą obiegu, XLI Dni Chłodnictwa, Konferencja Naukowo-Techniczna, Poznań, 18–19 listopada 2009
- [7] *Łuska P., Nawrat S.*: Klimatyzacja kopalń podziemnych. Systemy chłodnicze. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Techniczne AGH, Kraków 2008
- [8] *Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R.*: Uzdantnianie powietrza w inżynierii środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004
- [9] *Nowak B., Filek K.*: Lokalne sposoby zwalczania zagrożenia cieplnego w wyrobiskach ścianowych. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2007
- [10] *Ullrich H.-J.*: Technika chłodnicza. Poradnik, Tom 1, IPPU Masta, Gdańsk 1998