

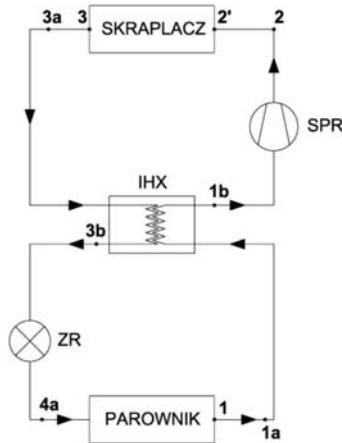
Piotr Życzkowski\*

## 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.



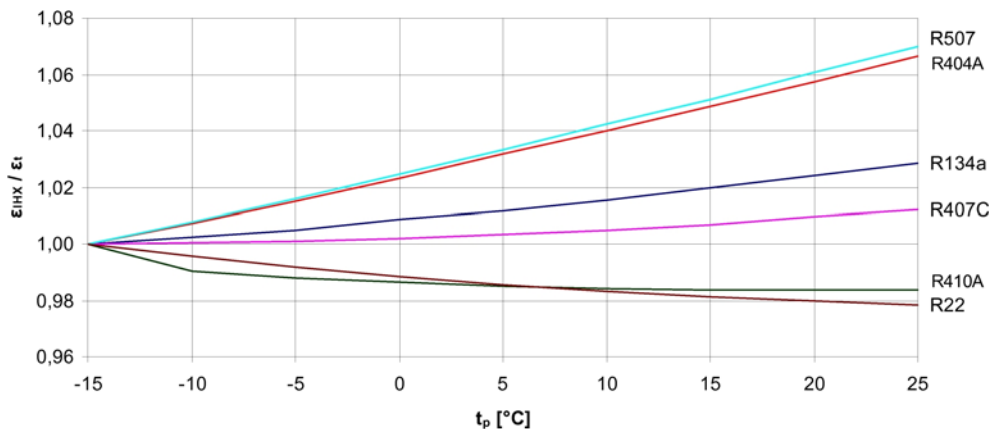
Rys. 1. Schemat ideowy chłodziarki z wewnętrznym wymiennikiem ciepła

\* 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:  $\text{NH}_3$ , 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 <sup>3</sup> /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 <sup>3</sup> /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

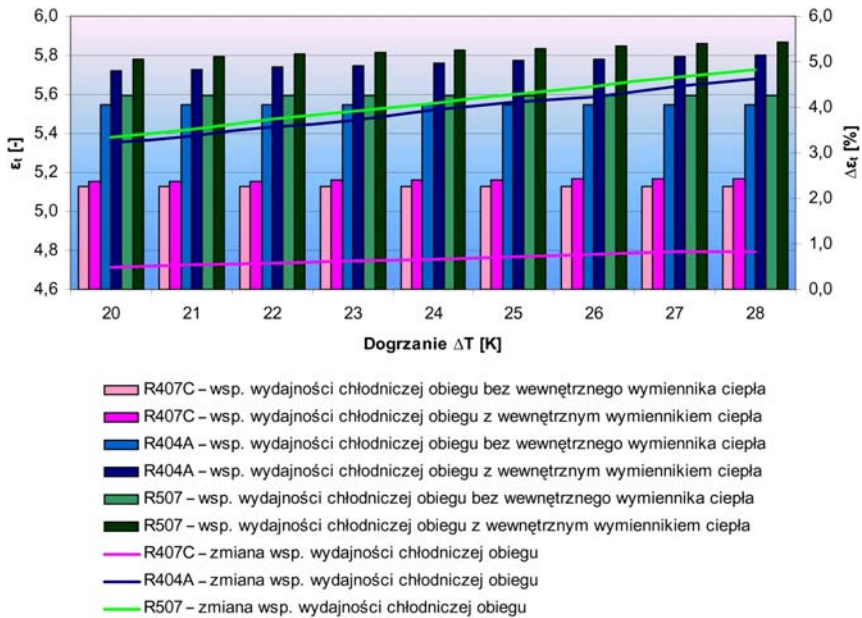
Główne parametry teoretycznego obiegu chłodniczego dla chłodziarki bezpośredniego działania typu TS-300 bez wewnętrznego wymiennika ciepła

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]	$\varepsilon_t$ [-]
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.

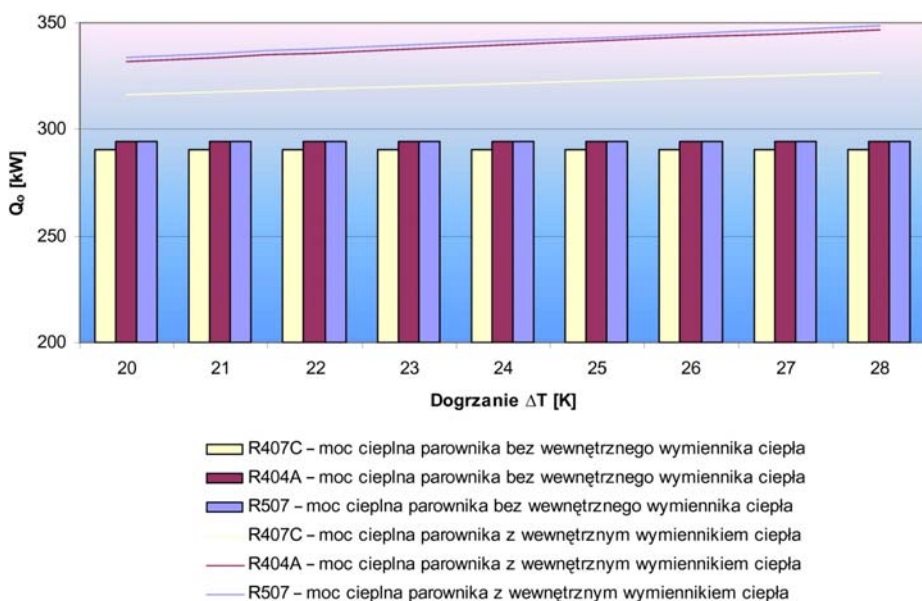
W celu oceny wpływu zastosowania wewnętrznego wymiennika na moc cieplną oraz współczynnik wydajności chłodniczej przeprowadzono analizę obiegu chłodniczych z wewnętrznym wymiennikiem ciepła w przypadku trzech czynników chłodniczych. Obliczenia wykonano dla dziewięciu różnych temperatur przegrzania czynnika 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 dogrzanego 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]	$\varepsilon_r$ [-]
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%.

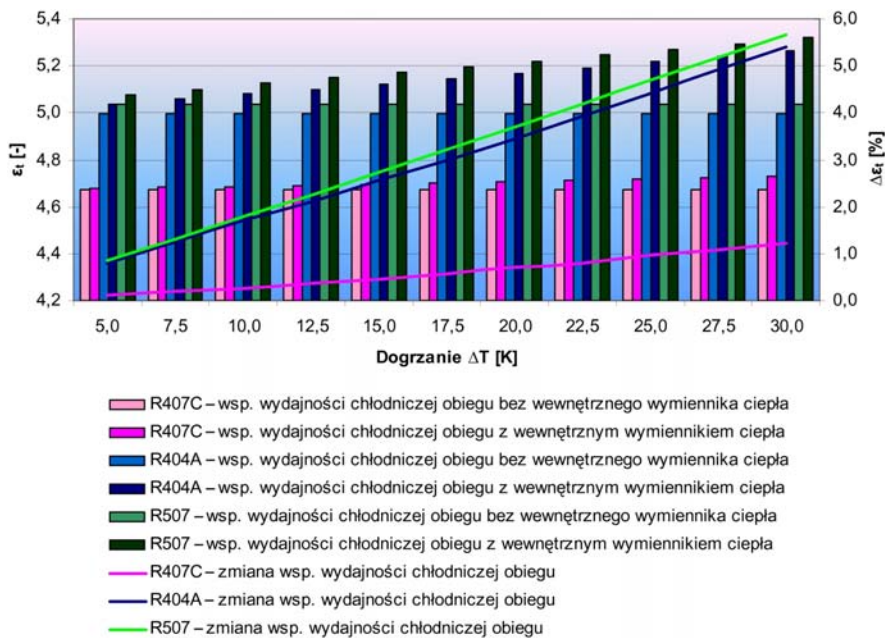
Wyniki obliczeń zmian mocy cieplnej parownika przedstawia rysunek 7.

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

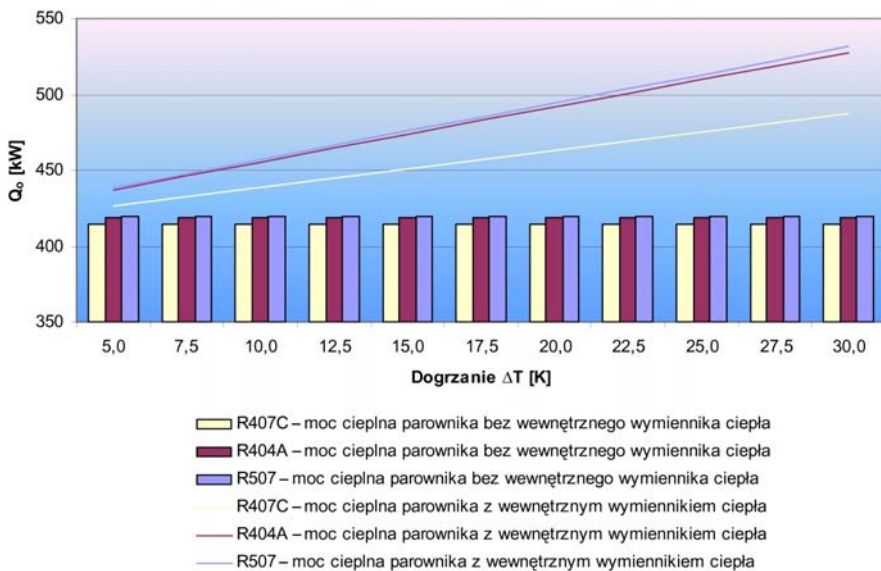
W rzeczywistych obiegach sprężarkowych urządzeń chłodniczych występują liczne odchylenia od założeń obiegów teoretycznych. Wynikają one między innymi z [1]:

- 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 dogrzania czynnika chłodniczego w wewnętrznym wymienniku ciepła



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



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]	$\varepsilon_{IHX}$ [-]
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.

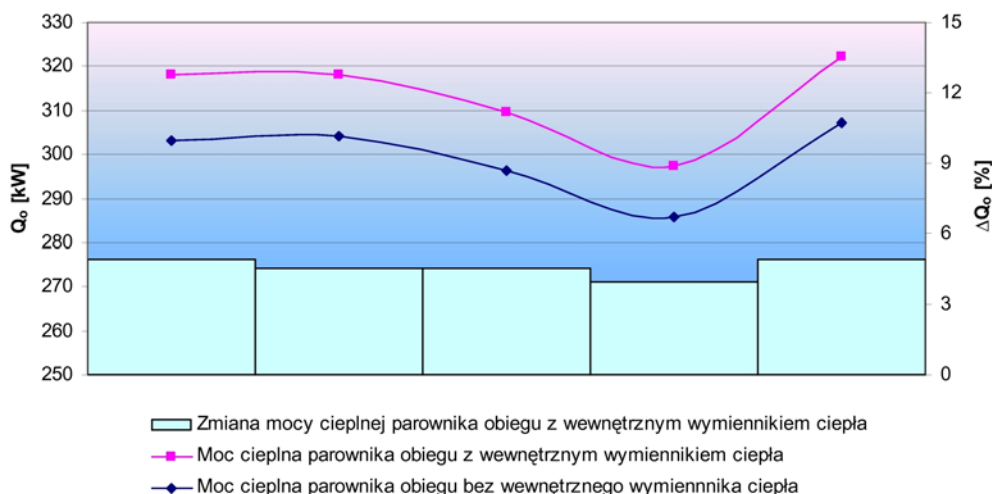
Pozostawiając niezmiennie parametry pracy chłodziarki, wykonano obliczenia dla obiegu bez wewnętrznego wymiennika ciepła. Otrzymane wyniki prezentuje tabela 7.

TABELA 7

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

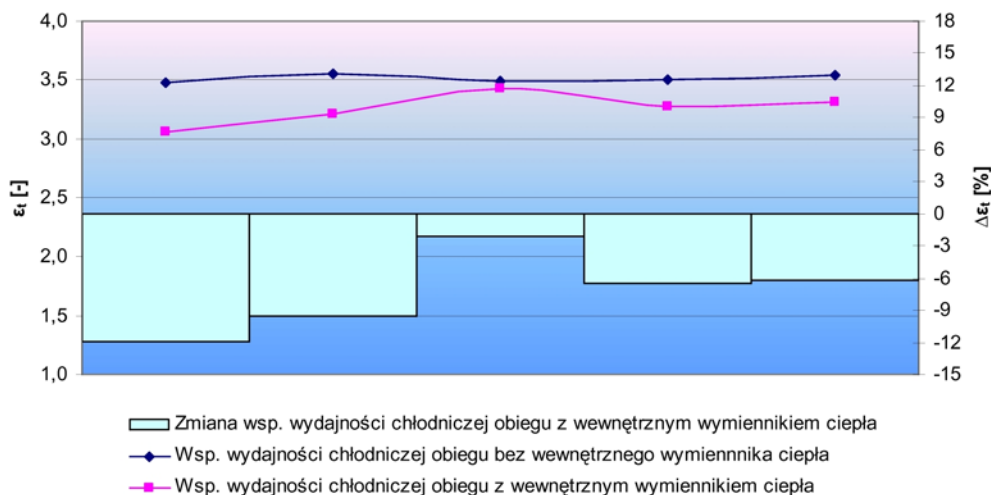
Lp.	$w_i$ [kJ/kg]	$q_k$ [kJ/kg]	$Q_k$ [kW]	$q_o$ [kJ/kg]	$Q_o$ [kW]	$\varepsilon_i$ [-]
1	46,21	206,88	390,35	160,67	303,16	3,477
2	45,84	208,73	389,88	162,89	304,26	3,553
3	46,15	207,54	381,10	161,39	296,36	3,497
4	45,86	206,67	367,42	160,81	285,89	3,507
5	45,29	205,55	393,90	160,26	307,11	3,539

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