

Sławomir POCHWAŁA<sup>1</sup>, Mariusz RZAŚA<sup>1</sup>, Marcin OLEJNIK<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Politechnika Opolska, Katedra Techniki Ciepłej i Aparatury Przemysłowej

<sup>2</sup>Frigipol Sp. z o.o.

## SPOSÓB WYZNACZENIA WSPÓŁCZYNNIKA COP DLA UKŁADU CHŁODNICZEGO

Podstawowym problemem metrologicznym, analizowanym w niniejszym artykule jest eksperymentalne wyznaczenie współczynnika COP dla układu chłodniczego, pracującego w stacjonarnej komorze chłodniczej. Zagadnienie to jest istotne, ponieważ producenci agregatów chłodniczych podają ten współczynnik jako daną charakterystyczną. W praktyce po zamontowaniu agregatu chłodniczego, współczynnik COP jest niejednokrotnie niższy. W pracy przedstawiono sposób bilansowania energii chłodniczej dla kompletnego układu chłodniczego.

**Słowa kluczowe:** współczynnik COP, zespół chłodniczy, sprężarka inwerterowa

## METHOD OF DETERMINING THE COP COEFFICIENT FOR THE COOLING SYSTEM

The basic metrological problem analyzed in this article is the experimental determination of the COP coefficient for the refrigerating working system in a stationary cooling chamber. This issue is important because manufacturers of chillers give this coefficient as a characteristic data. In practice, after installing the refrigeration unit, COP is often lower. The paper presents the method of balancing cooling energy for a complete refrigeration system.

**Keywords:** Coefficient Of Performance, cooling system, inverter compressor

### 1. WSTĘP

W obecnie produkowanych systemach chłodniczych bardzo popularne jest zastosowanie sprężarkowych agregatów chłodniczych [1]. Tego rodzaju rozwiązanie stosuje się w systemach z bezpośrednim odbieraniem ciepła od chłodzonego powietrza (agregaty sprężająco-skrapłające), jak i w systemach z cieczą pośredniczącą (agregaty wody żiębniczej) [2]. W praktyce wykorzystuje się różnego rodzaju agregaty sprężarkowe, w których ciepło skraplania może być przekazywane do otoczenia lub wykorzystywane użytecznie [3]. Na efektywność agregatu chłodniczego duży wpływ ma dopasowanie poszczególnych jego elementów. Efektywność agregatu chłodniczego określa się za pomocą współczynnika COP (ang. *Coefficient Of Performance*). Wyznacza się go najczęściej dla kilku punktów temperaturowych pracy agregatu. Jego wartość stanowi stosunek wydajności grzewczej (przekazywanej w skraplaczu) do poboru energii elektrycznej przez sprężarkę:

$$\text{COP} = \frac{Q_k}{P}, \quad (1)$$

gdzie:

$Q_k$  – wydajność grzewcza skraplacza w  $W$ ,  $P$  – zużycie energii elektrycznej przez sprężarkę w agregacie chłodniczym towarzyszące wytworzeniu ciepła w ilości  $Q_k$  w  $W$ .

Zastosowanie układu regulacji wydajności agregatu chłodniczego jest elementem niezbędnym w układach chłodniczych, umożliwiającym przechowywanie produktów w określonej temperaturze [4]. Stanowi to niezbędny element układu chłodniczego, aczkolwiek pogarsza on współczynnik COP. W pracy przedstawiono sposób wyznaczania współczynnika COP dla układu chłodniczego wraz

z układem regulacji. Takie rozwiązanie pozwala na wyznaczenie współczynnika COP dla układu chłodzenia a nie tylko dla samego agregatu. Wartość ta znacznie lepiej odzwierciedla rzeczywisty koszt eksploatacji układu chłodniczego.

## 2. STANOWISKO BADAWCZE

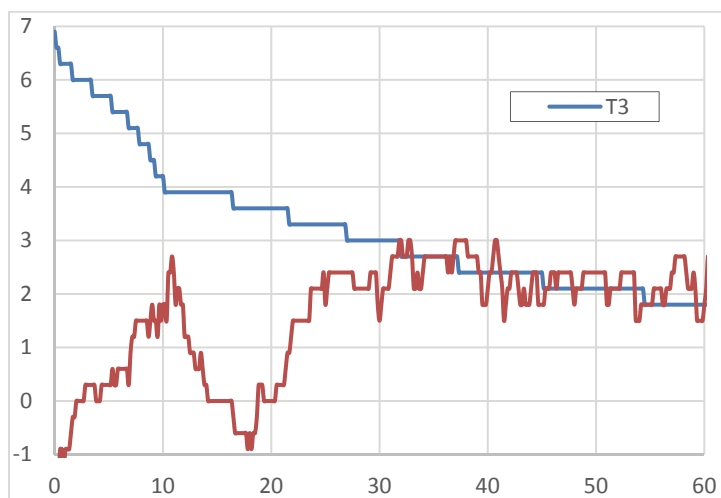
Na potrzeby przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko pomiarowe, którego główny element stanowił agregat chłodniczy firmy FRIGIPOL, zasilany sprężarką inwertorową o mocy 480 W, zasilaną napięciem stałym 48V. Dzięki takiemu rozwiązaniu istniała możliwość regulacji wydajności sprężarki poprzez zmianę wartości napięcia zasilania. W skład stanowiska badawczego wchodzi również komora pomiarowa ( $V=12,41 \text{ m}^3$ ), którą wykonano ze stalowego kontenera przemysłowego. Kontener ustawiono na wolnej przestrzeni w warunkach atmosferycznych, co pozwoliło na obserwację pracy testowanego agregatu w warunkach zbliżonych do jego naturalnych warunków eksploatacyjnych. Wewnątrz komory umieszczono zbiornik wypełniony wodą o pojemności  $0,75 \text{ m}^3$ . Zbiornik z wodą pełnił rolę akumulatora energii cieplnej, symulując materiał poddany chłodzeniu. Stanowisko pomiarowe wyposażono w system akwizycji danych pomiarowych, przygotowany w środowisku LabView, który umożliwiał stały monitoring oraz zapis szeregu parametrów fizycznych podczas prowadzenia badań.

## 3. LABORATORYJNE WYZNACZENIE WSPÓŁCZYNNIKA COP

Celem wyznaczenia współczynnika COP dla układu chłodniczego konieczne jest określenie mocy, jaka została odebrana z układu chłodniczego  $P_a$ . Wykonano bilans energetyczny układu. Podstawowymi źródłami mocy są: moc cieplna odebrana ze zbiornika z wodą  $P_w$  oraz moc cieplna odebrana z powietrza wypełniającego komorę pomiarową  $P_p$ . Nie można również pominąć ciepła przewodzonego przez ściany kontenera  $Q$ . Na tej podstawie określono równanie bilansu energetycznego:

$$P_a = P_w + P_p + Q. \quad (2)$$

Wartości mocy odebranej ze zbiornika z wodą oraz mocy odebranej z powietrza wypełniającego komorę oblicza się na podstawie pomiaru temperatury z zależności (4) i (5). Moc przewodzoną przez ściany komory chłodniczej oblicza się na podstawie prawa przewodzenia z równania (6). We wzorze (6) występuje współczynnik przewodzenia ciepła, którego dokładne wyznaczenie nastęrcza pewnych trudności. Wynikają one z budowy komory, gdyż nie na całej powierzchni komory występuje jednorodna izolacja (mostki termiczne). Ponadto konwekcyjne dostarczanie ciepła do powierzchni zewnętrznej komory nie jest takie same we wszystkich miejscach. Dodatkowo zmienne warunki atmosferyczne powodują pewne różnice w dostarczaniu ciepła do powierzchni kontenera, co skutkuje tym, że rozkład temperatury na powierzchni kontenera nie jest izotropowy. Krzywa T3 na rysunku 1 przedstawia zmianę temperatury wody podczas procesu chłodzenia. Z charakterystyki tej możliwe jest odczytanie gradientu schładzania wody dla wybranych przedziałów czasowych. Charakterystyka zmian różnicy temperatur pomiędzy czujnikami T1 i T4 stanowi podstawę do obliczenia wartości współczynnika przewodzenia ciepła.



Rys. 1. Charakterystyka temperaturowa układu chłodzenia

Ponieważ obliczenie mocy przewodzonej przez ściany komory jest trudne, oraz wymagałoby zastosowania znacznie bardziej skomplikowanego systemu pomiarowego, zdecydowano się na wyznaczenie uśrednionej wartości współczynnika przenikania ciepła. Przeprowadzono szereg badań polegających na wyznaczeniu podobnych charakterystyk dla różnych wydajności agregatu chłodniczego, regulując prędkość obrotową sprężarki w zakresie od 3000 do 4400 obr/min. Na podstawie kilku charakterystyk określono cztery przedziały czasowe, w których panowały stabilne warunki. O stabilizacji procesu świadczy to, że przez czas kilku godzin nie zmienia się znacząco różnica temperatur na ścianie komory przy równomiernym spadku temperatury schładzanej wody. Następnie dla tych przedziałów określono gradienty temperatur schładzanej wody oraz odczytano średnią wartość różnicy temperatury na ścianie komory pomiarowej. Na podstawie odczytanych gradientów temperatury chłodzonej wody obliczono moce odebrane zarówno z wody jak i powietrza wypełniającego komorę. Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1

Wyniki obliczonych mocy

Przedział pomiarowy	czas	T4-T1	$\Delta T$	$P_w$	$P_p$
	h	°C	°C	W	W
1	42-55	2,1	0,52	34,74	0,16
2	30-35	8,1	1,2	208,45	0,94
3	14-20	2,4	0,3	43,43	0,02
4	41-46	0,3	0,3	52,11	0,24

Celem wyznaczenia uśrednionej wartości współczynnika przewodzenia ciepła przyjęto, że współczynnik przewodzenia ciepła jest stały i nie zależy od sposobu chłodzenia. W oparciu o to założenie można zapisać następujące równanie bilansu mocy:

$$P_{w1} + P_{p1} + Q_1 = P_{w2} + P_{p2} + Q_2 \quad (3)$$

Indeksy 1 i 2 odnoszą się odpowiednio do wybranych przedziałów czasowych. Na podstawie danych zamieszczonych w Tabeli 1 możliwe jest ułożenie sześciu niezależnych równań z których oblicza się sześć wartości współczynnika przewodzenia po przekształceniu równania (3). Moc jaką została odebrana z wody i powietrza obliczono na podstawie wzorów:

$$P_w = V_w \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt}, \quad (4)$$

$$P_p = V_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot \frac{dT_p}{dt}, \quad (5)$$

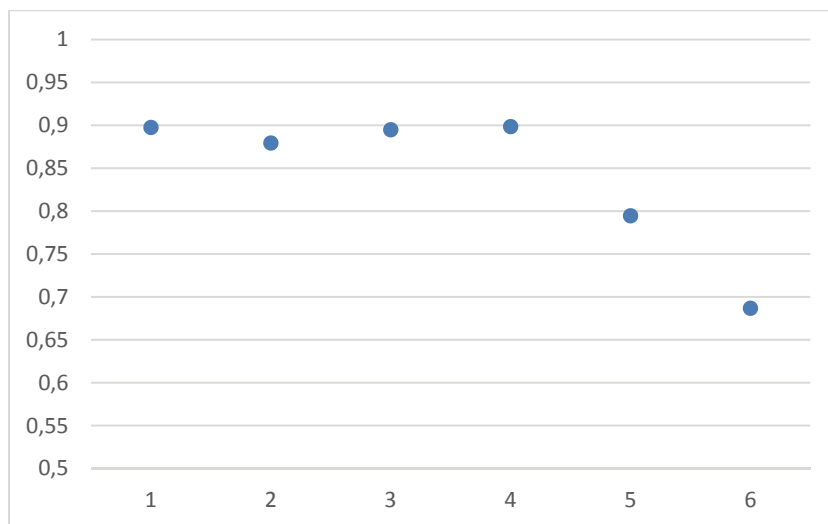
gdzie:  $V_w, V_p$  – objętość wody i powietrza w  $m^3$ ,  $\rho_w, \rho_p$  – gęstość wody i powietrza w  $kg/m^3$ ,  $c_w, c_p$  – ciepło właściwe wody i powietrza w  $J/kg \cdot K$ ,  $T_w, T_p$  – temperatura wody i powietrza w  $K$ ,  $t$  – czas w  $h$ .  
Ponieważ temperatury na zewnątrz, oraz wewnątrz komory znacząco różnią się od siebie, konieczne jest wyznaczenie energii jaka przenika przez ściany komory. Moc przenikająca przez ściany komory obliczono na podstawie prawa Fouriera:

$$Q = \lambda \cdot A \cdot \Delta T_s, \quad (6)$$

gdzie:  $A$  – pole powierzchni ściany kontenera,  $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła w  $W/(m^2K)$ ,  $\Delta T_s$  – różnica temperatury przy wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni ściany kontenera zmierzona czujnikami T1 i T4. Wzór na współczynnik przewodzenia ciepła przyjmuje następującą postać:

$$\lambda = \frac{P_{w2} - P_{w1} + P_{p2} - P_{p1}}{A(T_1 - T_2)}. \quad (7)$$

Wyniki obliczeń dla różnych kombinacji punktów przedstawiono na rysunku 6. Większość otrzymanych wyników jest zbliżona do wartości  $\lambda = 0,89 W/(m^2K)$ . Wartości dla punktów 5 i 6 nie będą brane pod uwagę w dalszych obliczeniach, gdyż zostały one zakwalifikowane jako błędy grube. Przyczyna ich powstania są niewielkie różnice w wartościach mocy i temperatur przyjętych do obliczenia współczynnika przewodzenia ciepła.



Rys. 2. Sześć wartości współczynnika przewodzenia ciepła

Niepewność standardową obliczono na podstawie wzoru:

$$U_\lambda = \sqrt{\frac{(\bar{\lambda} - \lambda_i)^2}{N(n-1)}}, \quad (8)$$

gdzie:  $\bar{\lambda}$  oznacza średnią arytmetyczną z wartości współczynnika przewodzenia, a  $\lambda_i$  poszczególne wartości składowe. Niepewność po rozszerzeniu do przedziału ufności  $p=95\%$  wyniosła  $U = 0,098 W/(m^2K)$ . Wynik ten można uznać za zadowalający i wystarczający do zastosowań inżynierskich.

Przykładowe wyniki obliczeń współczynnika COP dla zastosowanego układu chłodniczego zestawiono w Tabeli 2. Jak wynika z obliczeń współczynnik COP dla kompleksowego układu chłodniczego jest nieco większy od jedności. W porównaniu z wartościami tego współczynnika dla agregatów chłodniczych podawanych przez producenta to jego wartość jest około dwukrotnie mniejsza. Zasadniczym powodem jest to, że producenci agregatów chłodniczych podczas wyznaczania współczynnika COP nie uwzględniają układu chłodniczego a jedynie określają moc cieplną wydzieloną na skraplaczu co znacznie zawyża otrzymane wyniki.

Tabela 2

Prędkość obrotowa sprężarki (obr/min)	4356	3753	3118
Moc elektryczna pobierana (W)	458,2	338,1	249,6
Moc chłodnicza układu	617,6	447,9	333,5
COP	1,35	1,32	1,34

#### 4. PODSUMOWANIE

W pracy omówiono sposób wyznaczania współczynnika efektywności chłodzenia COP dla układu chłodniczego. Jak wykazano, wartości współczynnika COP dla układu chłodniczego są znacznie niższe niż wartości tego współczynnika dla zastosowanego agregatu chłodniczego. Przedstawione rozwiązanie pozwala na ocenę parametrów chłodniczych urządzenia co stanowi znacznie lepszą informację z punktu oceny efektywności urządzenia chłodniczego, niż jedynie porównanie wartości współczynników COP zastosowanych agregatów chłodniczych. Wprowadzenie pewnych uproszczeń wyznaczenia uśrednionego współczynnika przewodzenia ciepła nie prowadzi do powstania znaczących błędów, czego dowodem może być uzyskanie niepewności na poziomie 10% wartości obliczonej. Przedstawione rozwiązanie może mieć zastosowanie do badania kompleksowych układów chłodniczych oraz w ocenie zużycia energii elektrycznej przez te układy.

#### LITERATURA

1. Adamski B.: Nowoczesne rozwiązania w zakresie sprężarkowych agregatów chłodniczych, Rynek Instalacyjny 10/2006, Warszawa, 2006.
2. Anweiler, S., Masiukiewicz, M.: Experimental based determination of SCOP coefficient for ground- water heat pump. 10th Conference on Interdisciplinary Problems in Environmental Protection and Engineering EKO- DOK 2018, 16- 18 April 2018, Polanica- Zdrój, Poland, 2108.
3. Mu, B., Li, Y., House, J. M., & Salsbury, T. I. : Real-time optimization of a chilled water plant with parallel chillers based on extremum seeking control. Applied Energy, 208, 2017.
4. Park, Y. S., Jeong, J. H., & Ahn, B. H. .: Heat pump control method based on direct measurement of evaporation pressure to improve energy efficiency and indoor air temperature stability at a low cooling load condition. Applied energy, 2014.
5. Pochwała, P., Kotas, P.: Possibility of obtaining wastewater heat from a sewage treatment plant by the means of a heat pump- a case study. 10th Conference on Interdisciplinary Problems in Environmental Protection and Engineering EKO- DOK 2018, 16- 18 April 2018, Polanica- Zdrój, Poland, 2108.
6. Wang, B., Liu, X., & Shi, W.: Performance improvement of air source heat pump using gas-injected rotary compressor through port on blade. International Journal of Refrigeration, 73, 2017.