

## EFEKTYWNOŚĆ POMPY CIEPŁA WSPÓŁPRACUJĄCEJ W UKŁADZIE HYBRYDOWYM Z KOLEKTORAMI SŁONECZNYMI

Sławomir Kurpaska, Hubert Latała

*Katedra Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie*

**Streszczenie.** W pracy analizowano efektywność pompy ciepła pracującej w układzie hybrydowym (kolektory słoneczne dostarczają ciepło do zbiornika akumulacyjnego zaś ciepło ze zbiornika stanowi dolne źródło dla pompy grzewczej). Określono całościowy współczynnik efektywności pompy w funkcji masy wody zmagazynowanej w zbiorniku oraz podano minimalną ilość wody zmagazynowanej w zbiorniku która równoważy ciepło zużywane przez pompę grzewczą. Stwierdzono niewielką przydatność układu hybrydowego do ogrzewania tunelu foliowego.

**Słowa kluczowe:** pompa ciepła, układ hybrydowy, energia słoneczna, tunel foliowy

### Wstęp

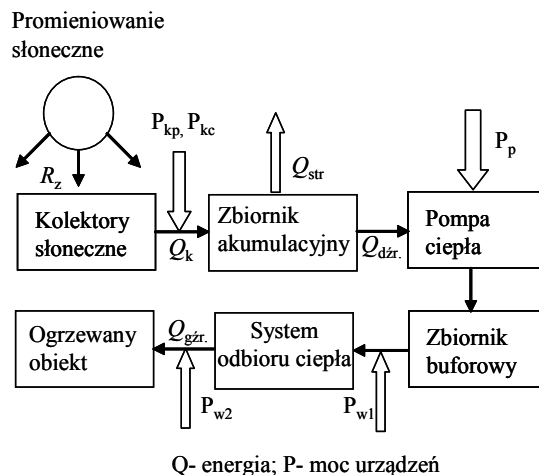
Wzrastające wymagania związane z ochroną środowiska, ciągle dążenie do zmniejszenia kosztów energii stymulują poszukiwanie rozwiązań które zastąpią tradycyjne nośniki ciepła nośnikami ze źródeł odnawialnych. Jednym z takich sposobów jest wykorzystanie energii promieniowania słonecznego oraz pompy ciepła. Systemy grzewcze wykorzystujące energię odnawialną mogą być stosowane oddzielnie lub też łącznie tworząc tzw. układy hybrydowe (biwalentne) [Chwieduk 1994]. Idea pracy takiego systemu polega na konwersji energii promieniowania słonecznego w kolektorach, gromadzeniu jej w systemach magazynujących, pobieraniu energii przez pompę grzewczą z systemu magazynującego oraz dystrybucję ciepła z górnego źródła pompy do ogrzewanego obiektu. Zagadnienie to było przedmiotem analizy w wielu światowych ośrodkach naukowych. I tak, Hamdan i in. [1992] analizowali wykorzystanie odnawialnych źródeł energii do ogrzewania szklarni. Analizowano efektywność pracy niezależnych źródeł (pompa ciepła, kolektory słoneczne) oraz w układzie biwalentnym jako połączenie pompy z kolektorami słonecznymi. Autorzy stwierdzili, że w badanych warunkach (region o wysokim nasłonecznieniu) najmniejsze koszty związane z dostarczaniem ciepła ponoszone są przy wykorzystaniu układu biwalentego. Kaygusuz [1995] przeprowadził badania symulacyjne dla systemu w którym dolne źródło ciepła pobierało energię powstałą z konwersji promieniowania słonecznego w powietrznych kolektorach słonecznych, zaś pompa ciepła współpracowała z akumulatorem wypełnionym ciałem stałym podlegającym przemianie fazowej. Badania ekspery-

talne przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych. W wyniku przeprowadzonej analizy autor określił efekty energetyczne oraz zasygnalizował celowość przeprowadzenia rzetelnej analizy ekonomicznej dla tego systemu który byłby wykorzystywany w obiektach rzeczywistych. Aye i in. [2002] badali wykorzystanie sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z kolektorami słonecznymi do ogrzewania wody technologicznej w budynkach mieszkaniowych. W analizie porównali uzyskane efekty energetyczno-ekonomiczne rozważanego systemu w stosunku do oddzielnych elementów składowych i wskazali warunki dla których proponowane rozwiązanie można stosować w innych obiektach. Trillat- Berdal i in. [2006] analizowali współpracę pompy ciepła w której, jako dolne źródło ciepła wykorzystano ujęcie wody geotermalnej oraz kolektory słoneczne. Przy wykorzystaniu istniejącego modelu numerycznego określili parametry pracy rozważanego układu, przedstawili ponadto efekty energetyczne, ekonomiczne oraz ilościowe wyniki zmniejszenia emisji substancji szkodliwych emitowanych do otaczającej atmosfery. Kaygusuz [2000] przedstawił wyniki analizy teoretyczno- doświadczalnej systemu grzewczego w którym pompa ciepła (wykorzystywana na cele grzewcze) współpracowała z kolektorami słonecznymi. Określił współczynnik efektywności pracy systemu, ilość ciepła dostarczaną do systemu grzewczego z energii odnawialnej oraz zużycie tradycyjnych nośników ciepła. W opracowanym modelu uwzględnione zostały poszczególne komponenty systemu, zaś badania eksperymentalne wykazały zadawalające porównanie. Opracowany model umożliwia wyliczenie wymaganej powierzchni kolektorów, ich sprawność oraz temperaturę czynnika grzewczego. Badescu [2002] przedstawił wyniki analizy teoretycznej w której rozpatrywał dwa systemy wykorzystywane do ogrzewania budynku, a mianowicie układ hybrydowy (kolektory słoneczne współpracujące z pompą ciepła) oraz układ pojedynczy w którym jedynie pompa ciepła była wykorzystywana do ogrzewania budynku. Określono współczynnik efektywności pompy ciepła stwierdzając w konkluzji, że układ hybrydowy cechuje się lepszą przydatnością do ogrzewania obiektu. W pracy [Kurpaska, Latała 2007] przedstawiono wyniki badań wpływu średniej temperatury wody oraz jej masy zmagazynowanej w zbiorniku akumulacyjnym na moc grzewczą sprężarkowej pompy ciepła.

Jak wynika z przytoczonego przeglądu literatury, brak jest całościowej analizy efektywności pompy bowiem parametr ten zależy od szeregu czynników (warunki środowiskowe, konfiguracja systemu). Przeprowadzenie tej analizy będzie głównym celem pracy.

## **Materiał i metoda**

Badania przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych na stanowisku zlokalizowanym w obiektach Wydziału Agrotechnologii UR w Krakowie. W skład stanowiska wchodzi: kolektory słoneczne (płaskie i próżniowe), zbiornik akumulacyjny (umożliwiający magazynowanie różnej masy wody), sprężarkowa pompa ciepła oraz tunel foliowy. W badaniach jako dolne źródło ciepła wykorzystano węzownicę umieszczoną w zbiorniku akumulacyjnym, górne źródło ciepła stanowiły dwa wymienniki typu ciecz-powietrze w których poprzez wymuszony przepływ następowało podgrzewanie powietrza wewnątrz tunelu. Do monitorowania i archiwizowania mierzonych parametrów wykorzystano Komputerowy System Pomiarowy współpracujący z komputerem. Na rys. 1 przedstawiono schemat rozważanego systemu hybrydowego.



Rys. 1. Schemat analizowanego systemu hybrydowego

Fig. 1. Analyzed hybrid system diagram

Do obliczeń, w różniczkowym czasie  $d\tau$  wykorzystano następujące zależności:

- ilość ciepła zmagazynowanego w zbiorniku akumulacyjnym

$$dQ_k = \sum_{i=1}^n dQ_{k,i} = \sum_{i=1}^n m_w \cdot c_w \cdot (T_{k,i} - T_{0,i}) d\tau \quad (1)$$

- ilość ciepła wymienianego między wodą zmagazynowaną w zbiorniku a otoczeniem:

$$Q_{str} = \sum_{i=1}^n dQ_{str} = \sum_{i=1}^n k_{zb} \cdot F_{zb} \cdot (T_{w,i} - T_{ot,i}) d\tau \quad (2)$$

- ilość ciepła pobranego przez dolne źródło ciepła pompy sprężarkowej jest równa różnicy między ciepłem z kolektorów a stratami ciepła, czyli:

$$Q_{dźr} = Q_k - Q_{str} \quad (3)$$

W analizie ilości ciepła pobieranego przez dolne źródło pompy grzewczej, procedurę wyliczeń podzielono na dwa etapy, a mianowicie w pierwszym etapie określono ilość pobieranego ciepła przy zaniku promieniowania słonecznego i uśrednione wartości uwzględniono dla warunków, kiedy pompa grzewcza pracowała wspólnie z dostarczaniem ciepła z konwersji promieniowania słonecznego.

- ilość ciepła odebranego przez wymienniki ciec- powietrze:

$$dQ_{gźr} = \sum_{i=1}^2 \left( \sum_{i=1}^n \dot{m}_{cz} \cdot c_{cz} \cdot (T_z - T_p) \right) d\tau \quad (4)$$

Znając wartości mocy zainstalowanych w systemie (pompy obiegowe w kolektorach: cieczowych –  $P_{kc}$  i próżniowych  $P_{kp}$ ; moc pobieraną przez pompę –  $P_k$  oraz moc pomp obiegowych i wentylatorów do rozładowywania ciepła ze zbiornika buforowego –  $P_{w1}$ ,  $P_{w2}$  oraz czas pracy tych urządzeń obliczono współczynnik efektywności pompy z zależności:

$$COP = \frac{Q_{gr}}{P_{kp} \cdot \tau_p + P_{kc} \cdot \tau_c + (P_{w1} + P_{w2}) \cdot \tau_w + P_p \cdot \tau_p} \quad (5)$$

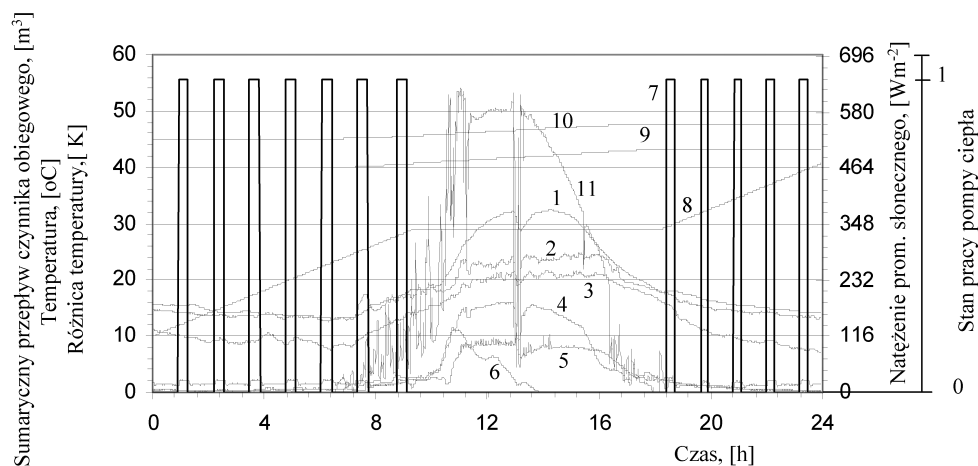
gdzie:

- $\dot{m}_{cz}$  – strumień masy czynnika [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ];
- $m_w$  – masa wody w zbiorniku [kg];
- $T_z, T_p$  – temperatura zasilania ( $T_z$ ) i powrotu ( $T_p$ ) czynnika obiegowego;
- $K, P$  – moc [W];
- $n$  – liczba odczytów,
- $\tau$  – czas pracy [s];
- $c$  – ciepło właściwe [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ];
- $F_{zb}$  – powierzchnia ścian zbiornika,
- $m^2; k_{zb}$  – współczynnik przenikania ciepła między powierzchnią zbiornika a otoczeniem [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ].

## Wyniki i dyskusja

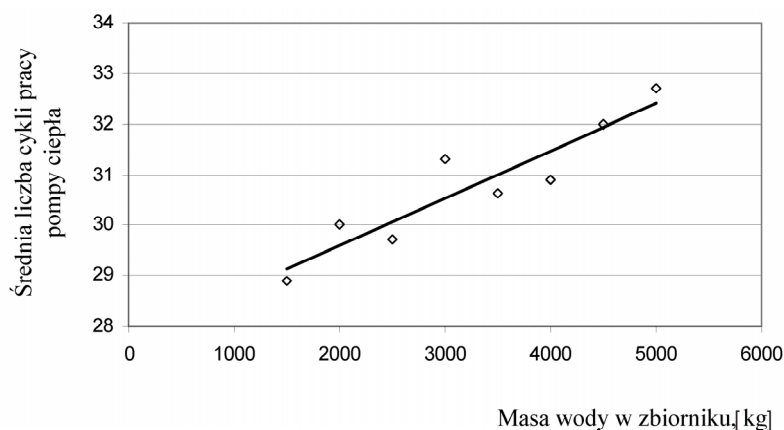
Badania przeprowadzono dla zmiennej masy wody w zbiorniku, a mianowicie: 1500, 2000; 2500, 3000, 3500, 4000, 4500 i 5000 kg oraz chwilowego natężenia promieniowania słonecznego ( $R_z$ ) w przedziale od 0 do  $760 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ . W badaniach zastosowano pompę grzewczą o teoretycznej wydajności cieplnej równej 9,6 kW. Powierzchnia płaskich kolektorów cieczowych wynosiła  $8 \text{ m}^2$  zaś próżniowych  $4,3 \text{ m}^2$ . Na rys. 2 przedstawiono przykładowy dobowy przebieg mierzonych wielkości. Dysponując wartościami zmierzonych parametrów, znając czas pracy poszczególnych urządzeń oraz czas promieniowania słonecznego z podanej metodyki wyliczono analizowane wielkości. Na rysunku zaznaczono stan pracy pompy ciepła (1- pompa pracuje). Jak można zauważyć, w okresie intensywnej radiacji powodującej wzrost temperatury wewnątrz obiektu, pompa ciepła przez blisko 10 godzin nie pracowała. Spowodowane było to faktem, iż zastosowany system pomiarowy spełnia również funkcję sterowania pracą pompy ciepła, tzn. jeśli temperatura wewnątrz obiektu przekracza zadaną wartość pompa grzewcza nie przekazuje ciepła do wnętrza obiektu.

Na rys. 3 przedstawiono wpływ masy wody zmagazynowanej w zbiorniku na średnią liczbę 30-sekundowych cykli pracy pompy grzewczej. Można zauważyć, że im więcej wody zmagazynowane w zbiorniku, tym wzrasta czas pracy pompy ciepła. Spowodowane jest to faktem niższej temperatury wody zmagazynowanej w zbiorniku, a tym samym mniej intensywnej wymiany ciepła między wymiennikiem pompy ciepła a otaczającą wodą. Przeprowadzona analiza statystyczna (na poziomie istotności równym 0,05) wykazała, że w badanych warunkach, zależność ta jest istotna statystycznie.



Rys. 2. Dobowy przebieg mierzonych wielkości: 1 – temperatura wewnętrzna; 2 – temperatura wody w zbiorniku; 3 – temperatura otoczenia; 4 – średnia różnica między zasilaniem a powrotem kolektora próżniowego; 5 – średnia różnica między zasilaniem a powrotem kolektora płaskiego; 6 – średnia różnica między zasilaniem a powrotem wymienników ciecz-powietrze; 7 – stan pracy pompy ciepła; 8 – sumaryczny przepływ przez wymienniki ciecz-powietrze; 9 – przepływ przez kolektor płaski; 10 – przepływ przez kolektor próżniowy; 11 – natężenie promieniowania słonecznego

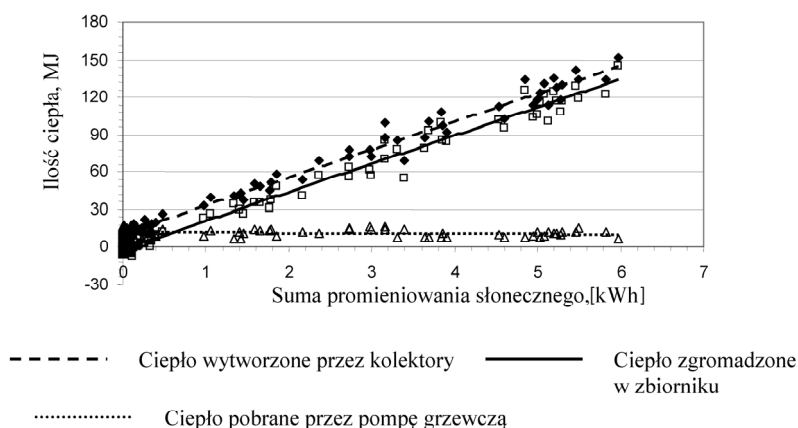
Fig. 2. Twenty-four hour trajectories of measured quantities: 1 – inside temperature; 2 – temperature of water tank; 3 – outside temperature; 4 – average difference in temperature between supply and return media in vacuum collector; 5 – average difference in temperature between supply and return media in plate collector; 6 – average difference in temperature between supply and return media in air – water heat exchanger; 7 – state of work heat pump; 8 – sum of media flow in air –water heat exchanger; 9 – sum of media flow in plate collector; 10 – sum of media flow in vacuum collector; 11 – solar radiation



Rys. 3. Wpływ masy wody zmagazynowanej w zbiorniku na liczbę cykli pompy ciepła

Fig. 3. The influence of mass of water stored in the tank on the number of heat pump cycles

Na rys. 4 przedstawiono zależności ilości ciepła dostarczonego przez kolektory, odebranego przez pracującą pompę grzewczą oraz całkowita ilość ciepła w systemie hybrydowym w funkcji sumy energii promieniowania słonecznego. Wyliczone zależności dotyczą jednostkowej masy wody (1000 kg) znajdującej się w zbiorniku magazynującym. Można zauważyć, że w badanych warunkach dla sumy promieniowania słonecznego równej ok. 500 Wh ciepło dostarczone kolektory słoneczne równoważy ilości ciepła pobieranego przez pompę ciepła.



Rys. 4. Zależność średniej ilości ciepła zgromadzonego w zbiorniku akumulacyjnym, ciepła z konwersji promieniowania słonecznego oraz ciepła pobranego przez pompę grzewczą w funkcji sumy energii słonecznej

Fig. 4. Average amount of heat stored in the storage tank, heat from converted solar energy and heat consumed by the heat pump as a function of solar energy sum

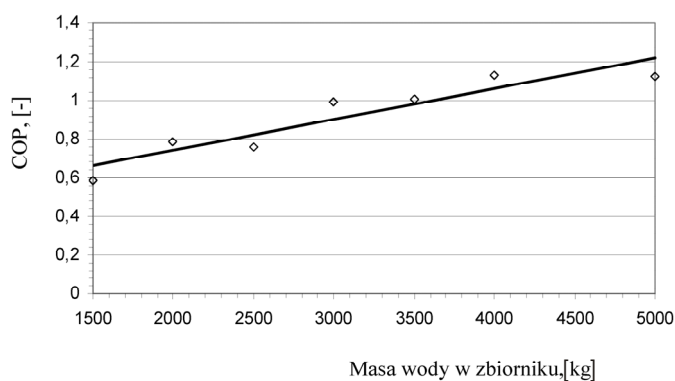
Jak wykazała szczegółowa analiza, jednostkowa wydajność cieplna przewodu stanowiącego dolne źródło ciepła pompy grzewczej, w zależności pojemności zbiornika buforowego mieściła się w granicach od 118 do 134  $W \cdot mb^{-1}$ .

Efektywność pompy ciepła (wyliczona z zależności 5) w badanych warunkach przedstawiono na rys. 5. W analizie uwzględniono jedynie takie okresy, w którym nie występowało promieniowanie słoneczne.

Można zauważyć, że im większa masa wody zmagazynowanej w zbiorniku, tym średnia wartość współczynnika COP wzrasta. Analiza statystyczna wykazała, że otrzymana zależność jest istotna statystycznie.

Jak można więc zauważyć, otrzymane przebiegi charakteryzujące pracę analizowanego układu hybrydowego są wzajemnie sprzeczne, tzn. im większa masa wody zmagazynowanej w zbiorniku akumulacyjnym, tym wzrasta czas pracy pompy ciepła (rys. 3) lecz pomimo wzrostu masy wody w zbiorniku, końcowa efektywność analizowanego systemu wzrasta (rys. 5). Jednak, w ujęciu globalnym lepiej jest zmagazynować ciepło powstałe z konwersji w większej masie wody, bowiem większa ilość zmagazynowanej energii poprawia efektywność pracy całego systemu. Na niską wartość współczynnika COP wpływa w głównej mierze system odbioru ciepła, którego efektywność drastycznie maleje wraz ze wzrostem

temperatury wewnątrz obiektu. Stąd można stwierdzić, że zastosowanie układu hybrydowego z wykorzystaniem ciepła do podgrzewania obiektu jest bardzo wątpliwe. W analizowanej konfiguracji systemu, minimalna masa zmagazynowanej wody wynosi 3500 kg, bowiem poniżej tej wartości efektywność przyjmuje wartości mniejsze od jedności.



Rys. 5. Średnie wartości COP podczas eksperymentu  
Fig. 5. Average COP values during the experiment

## Wnioski

1. Wraz ze wzrostem masy wody zmagazynowanej w zbiorniku rośnie zarówno czas pracy pompy grzewczej jak również współczynnik efektywności całego układu.
2. Zależność współczynnika efektywności pompy jest statystycznie istotna od masy wody zmagazynowanej w zbiorniku buforowym; w badanych warunkach jego wartość mieści się w granicach 0,7 do 1,2.
3. W badanej konfiguracji systemu, przy sumie promieniowania słonecznego równej 500 Wgodz uzyskano nadwyżkę ciepła zmagazynowanego w zbiorniku nad ciepłym pobieranym przez pompę grzewczą.

## Bibliografia

- Aye L., Charters W.W.S., Chaichana C. 2002. Solar heat pump systems for domestic hot water. *Solar Energy* 73(3). s. 169-175.
- Badescu V. 2002. Model of a space heating system integrating a heat pump, photothermal collectors and solar cells. *Renewable Energy* 27. s. 489-505.
- Chwieduk D. 1994. Słoneczne i gruntowe systemy grzewcze. Zagadnienia symulacji funkcjonowania i wydajności cieplnej. IPPT PAN.
- Hamdan M.A., Al-Sayeh A.I., Jubran B.A. 1992. Solar hybrid heating systems for greenhouses. *Applied Energy* 41(4). s. 251-264.
- Kaygusuz K. 1995. Performance of solar- assisted heat pump systems. *Applied Energy* 51(2). s. 93-109.

- Kaygusuz K.** 2000. Experimental and theoretical investigation of a solar heating system with heat pump. *Renewable Energy* 21(1), s. 79-102.
- Kurpaska S., Latała H.** 2007. Wpływ ilości cieczy w zbiorniku akumulacyjnym na efekty energetyczne pompy ciepła w układzie biwalentym. *Inżynieria Rolnicza*. Nr 9(97), s. 119-125.
- Trillat- Berdal V., Souyri B., Achard G.** 2006. Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors. *Applied Thermal Engineering* 26(2-3), s. 690-705.

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2005-2008 jako projekt badawczy*

## **EFFECTIVENESS OF HEAT PUMP WORKING WITH SOLAR COLLECTORS IN HYBRID SYSTEM**

**Abstract.** The analysis covered effectiveness of heat pump working in a hybrid system (solar collectors deliver heat to the storage tank, and heat from the tank is a lower source for heat pump). The researchers determined global coefficient of heat pump effectiveness as a function of mass of water stored in the tank, and specified minimum amount of water stored in the tank, necessary to balance heat used by heat pump. It was found that the hybrid system would not be very useful for polyethylene greenhouse heating.

**Key words:** heat pump, hybrid system, solar energy, polyethylene greenhouse

**Adres do korespondencji:**

Sławomir Kurpaska, e-mail: rtkurpas@cyf-kr.edu.pl  
Katedra Inżynierii Rolniczej i Informatyki  
Uniwersytet Rolniczy w Krakowie  
ul. Balicka 116B  
30-149 Kraków