

## Badania porównawcze zaworów rozprężnych w pompie ciepła

Mariusz Szreder

Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii  
Zakład Inżynierii Systemów Mechanicznych i Automatykacji  
Al. Jachowicza 2/4, 09–402 Płock, e-mail: szreder@pw.plock.pl

**Streszczenie.** W pracy zostały zaprezentowane wybrane zagadnienia dotyczące badania gruntowej pompy ciepła sterowanej termostatem i elektronicznym zaworem rozprężnym. Przeprowadzone badania eksperymentalne na stanowisku badawczym (domek jednorodzinny z ogrzewaniem podłogowym) pozwolą oszacować wpływ zastosowanego zaworu rozprężnego na sprawność energetyczną pompy ciepła.

**Słowa kluczowe:** gruntowa pompa ciepła, kolektor pionowy, sprężarka spiralna, zawór rozprężny, współczynnik efektywności energetycznej.

### WPROWADZENIE

Technologia geotermii, znana i rozwijana na świecie już od ponad 50 lat, również w Polsce cieszy się coraz większym zainteresowaniem [2, 3]. Rozwój technologii geotermalnej w znacznym stopniu jest wymuszony przez wprowadzenie w UE odpowiednich dyrektyw, których głównym celem jest doprowadzenie do wzrostu wykorzystania OZE w finalnym zużyciu energii do 15% w 2020 r. [9].

Prognozy rozwoju rynku OZE w Polsce i w pozostałych krajach UE wskazują, że znaczącą rolę w wypełnieniu wymagań Dyrektywy może odegrać geotermia, w tym zwłaszcza geotermia niskotemperaturowa, wykorzystująca pompy ciepła w pełni uznane za urządzenia korzystające z odnawialnych źródeł energii.

Spośród wszystkich instalowanych pomp ciepła główny udział przypada gruntowym pompom ciepła, które ze względu na chłodny klimat są preferowane przez mieszkańców naszego kraju. W Polsce, w segmencie gruntowych pomp ciepła najczęściej (41–43% w latach 2008–2009) instalowane są pompy o mocy do 10 kW w nowych domach jednorodzinnych o powierzchni użytkowej 150–200 m<sup>2</sup>, które stanowią 80% wszystkich nowo budowanych domów jednorodzinnych [6, 7]. W ostatnich latach zanotowano także wzrost popytu na pompy ciepła o dużej mocy grzewczej na

potrzeby ogrzewania budynków wielorodzinnych, biurowo-usługowych, turystyczno-rekreacyjnych oraz obiektów poddawanych termomodernizacji.

W związku ze stałym spadkiem kosztów instalacji odnawialnych źródeł energii w ostatnich latach znacząco wzrosło zainteresowanie inwestorów tymi systemami. W aktualnej sytuacji energetycznej rozwój OZE jako komplementarnych źródeł energii w stosunku do rozwiązań tradycyjnych jest niezbędny. Dlatego też prowadzone są wnikliwe analizy energetyczne pomp ciepła i poszukiwania rozwiązań, które umożliwiłyby podwyższenie sprawności tych urządzeń [5, 11, 14]. Jednym z kierunków badań jest wprowadzanie elektronicznych zaworów rozprężnych do sterowania przepływem czynnika chłodniczego w obiegu freonowym pompy ciepła zamiast klasycznych zaworów termostaticznych.

### CHARAKTERYSTYKA STANOWISKA BADAWCZEGO

Badania przeprowadzono z wykorzystaniem gruntowej pompy ciepła powszechnie stosowanej do ogrzewania pomieszczeń w budynkach mieszkalnych. Instalacja ogrzewania została wykonana w domku jednorodzinny z poddaszem użytkowym o łącznej powierzchni użytkowej 156 m<sup>2</sup>. Z myślą o ogrzewaniu pompą ciepła zastosowano niskotemperaturowe ogrzewanie podłogowe na parterze i poddaszu użytkowym, jedynie w łazienkach zastosowano dodatkowo grzejniki drabinkowe. Dla zapewnienia równomiernego rozkładu oporów przepływu zastosowano zbliżone rozmiary poszczególnych obwodów grzewczych, których długość wynosiła średnio 60–65 m. Do zasilania obwodów grzewczych na parterze i poddaszu zastosowano oddzielne rozdzielacze zasilane niezależnie sterowanymi pompami obiegowymi. W prosty sposób możliwe było sterowanie dostarczaniem mocy grzewczej do pomieszczeń na parterze i poddaszu.

Do doboru kolektora pionowego wykorzystano oprogramowanie Energeo dedykowane przez dostawcę sond wymiennika pionowego firmę Aspol.

Po wprowadzeniu parametrów pompy ciepła do programu doborowego źródła dolnego Energeo dla założonego współczynnika mocy cieplnej gruntu na poziomie 38 W/m uzyskano wymaganą łączną długość wymiennika pionowego 186 m przy zastosowaniu sond 2-rurowych wypełnionych 20% roztworem glikolu etylenowego. Zastosowano 3 sondy, po 62 m podłączone do rozdzielacza ściennego umieszczonego w kotłowni, równoważonego hydraulicznie zaworami kulowymi [10, 12, 13].

Na rys. 1 przedstawiono schemat ideowy zastosowanego systemu ogrzewania.

Do budowy pompy ciepła wykorzystano podzespoły renomowanych firm w branży chłodniczej. Jako czynnik chłodniczy zastosowano R407C, w obwodzie skraplacza i parownika wykorzystano płytowe wymienniki ciepła oferowane przez firmę WTK [1, 4].

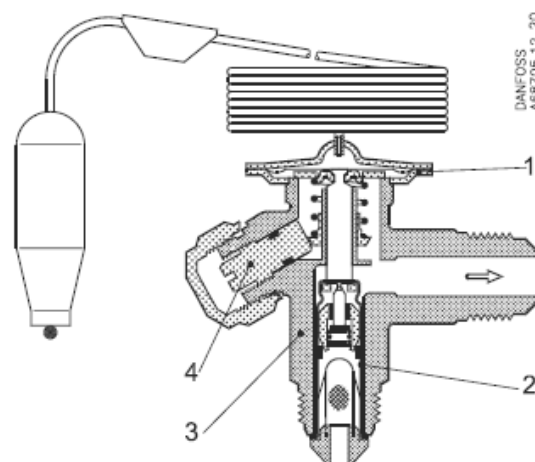
Zastosowany czynnik chłodniczy R 407C jest mieszaniną trójskładnikową. Każdy z tych składników ma inną temperaturę parowania, aby zagwarantować 100 % odparowania każdego składnika zastosowano przegrzewacz gazu zasysanego (ekonomizer). Dzięki temu eliminuje się zasysanie cieczy do sprężarki i poprawia się współczynnik efektywności obiegu termodynamicznego.

Standardowo w pompach ciepła stosowanych w systemach ogrzewania domów jednorodzinnych montowane są termostaticzne zawory rozprężne. Realizacja przyjętego zakresu badań eksperymentalnych wymagała modernizacji obiegu freonowego pompy ciepła o możliwość montażu wymiennie termostaticznego i elektronicznego zaworu rozprężnego.

## CHARAKTERYSTYKA ZAWORÓW ROZPRĘŻNYCH

Termostaticzne zawory rozprężne regulują wtrysk ciepłego czynnika chłodniczego do parowników. Wtrysk jest

sterowany przegrzaniem czynnika chłodniczego. Standardowo zawory TE2 oferowane są z wymiennym zespołem dyszy. Napełnienie elementu termostaticznego jest uzależnione od zakresu temperatury parowania [8, 16].



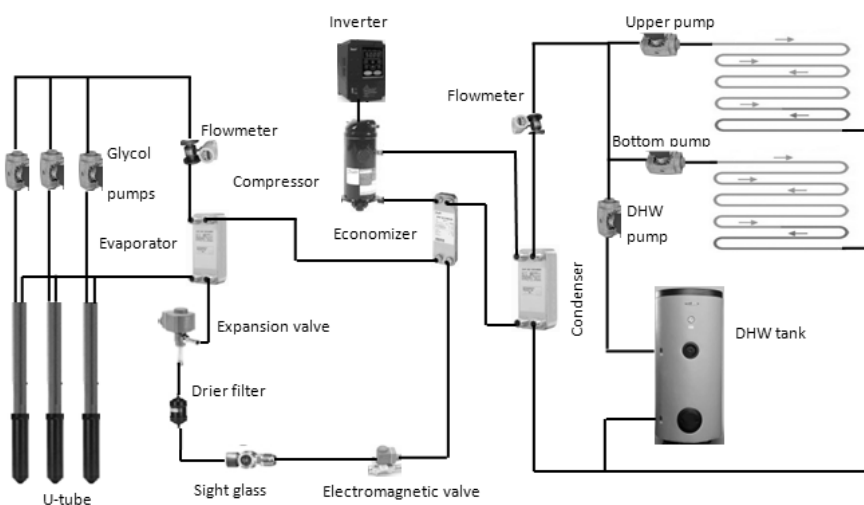
**Rys. 2.** Termostaticzny zawór rozprężny TE2. 1 – element termostaticzny, 2 – wymienny zespół dyszy, 3 – korpus zaworu, 4 – pokrętko nastawy przegrzania

**Fig. 2.** Thermostatic expansion valve TE2. 1 – thermostatic element, 2 – interchangeable orifice assembly, 3 – valve body, 4 – superheat setting spindle

Zawór jest wyposażony w zewnętrzne wyrównanie ciśnienia. Czujnik o podwójnej linii styku reaguje szybko i precyzyjnie na zmiany temperatury w parowniku. Aby zapewnić długą żywotność grzybek i gniazdo zaworu wykonane są ze specjalnego stopu wysokiej jakości, szczególnie odpornego na zużycie.

Standardowo zawory te mogą być montowane w zakresie temperatur parowania od  $-60$  do  $+10^{\circ}\text{C}$ , zarówno w urządzeniach zamrażalniczych, chłodniczych i klimatyzacyjnych.

Wymienny zespół dyszy umożliwia dopasowanie wydajności w zakresie od 0,5 do 15,5 kW, co zostało podane w tabeli 1 [17].



**Rys. 1.** Schemat systemu ogrzewania z pompą ciepła.

**Fig. 1.** Diagram of the heating system utilizing a heat pump.

**Tabela 1.** Dobór zaworu TE2 do wydajności pompy.  
**Table 1.** Valve selection TE2 to capacity of pump.

Wydajność																
Wydajność w kW, zakres N: -40°C do +10°C																
Typ zaworu	Dysza nr	Spadek ciśnienia na zaworze Δp bar								Spadek ciśnienia na zaworze Δp bar						
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14
<b>R407C</b>																
<b>Temperatura parowania +10°C</b>																
TZ 2/TEZ 2 - 0.11	0X	0.4	0.5	0.56	0.61	0.63	0.64	0.63	0.64	0.4	0.5	0.56	0.60	0.63	0.64	0.63
TZ 2/TEZ 2 - 0.21	00	0.90	1.1	1.2	1.3	1.4	1.4	1.4	1.4	0.87	1.0	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4
TZ 2/TEZ 2 - 0.45	01	2.3	2.9	3.3	3.4	3.6	3.6	3.7	3.6	2.0	2.5	2.8	3.0	3.1	3.1	3.2
1/2 2/1/2 2 - 0.6	02	3.1	4.1	4.8	5.2	5.4	5.5	5.6	5.6	2.7	3.5	4.1	4.3	4.6	4.7	4.8
TZ 2/TEZ 2 - 1.2	03	5.6	7.4	8.5	9.2	9.7	9.8	9.9	9.9	4.8	6.3	7.2	7.9	8.2	8.3	8.4
TZ 2/TEZ 2 - 1.7	04	8.4	11.1	12.8	13.9	14.5	14.7	14.9	14.9	7.2	9.4	10.7	11.6	12.2	12.4	12.6
TZ 2/TEZ 2 - 2.2	05	10.6	14.0	16.0	17.4	18.3	18.5	18.7	18.7	9.2	11.9	13.6	14.7	15.5	15.8	15.9
TZ 2/TEZ 2 - 2.6	06	13.1	17.2	19.7	21.2	22.3	22.6	22.8	22.8	11.2	14.6	16.6	18.0	18.9	19.2	19.4
<b>Temperatura parowania -10°C</b>																
TZ 2/TEZ 2 - 0.11	0X	0.38	0.48	0.54	0.57	0.60	0.62	0.62	0.61	0.45	0.51	0.54	0.56	0.57	0.59	0.57
TZ 2/TEZ 2 - 0.21	00	0.82	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2	0.90	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.1
TZ 2/TEZ 2 - 0.45	01	1.7	2.0	2.3	2.5	2.6	2.6	2.7	2.7	1.7	1.9	2.0	2.2	2.2	2.2	2.2
TZ 2/TEZ 2 - 0.6	02	2.3	3.0	3.3	3.6	3.8	3.9	4.0	3.9	2.4	2.7	2.9	3.1	3.1	3.2	3.1
TZ 2/TEZ 2 - 1.2	03	4.1	5.2	6.0	6.4	6.8	7.0	7.1	6.9	4.3	4.8	5.2	5.4	5.6	5.7	5.6
1/2 2/1/2 2 - 1.7	04	6.0	7.8	8.8	9.5	10.1	10.3	10.5	10.4	6.3	7.2	7.7	8.1	8.2	8.4	8.3
TZ 2/TEZ 2 - 2.2	05	7.7	9.8	11.1	12.0	12.8	13.0	13.2	13.1	8.1	9.1	9.8	10.2	10.5	10.6	10.5
TZ 2/TEZ 2 - 2.6	06	9.5	12.0	13.6	14.7	15.6	15.9	16.1	16.0	9.8	11.1	11.9	12.5	12.7	13.0	12.9
<b>Temperatura parowania -20°C</b>																
TZ 2/TEZ 2 - 0.11	0X	0.38	0.48	0.54	0.57	0.60	0.62	0.62	0.61	0.45	0.51	0.54	0.56	0.57	0.59	0.57
TZ 2/TEZ 2 - 0.21	00	0.82	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2	0.90	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.1
TZ 2/TEZ 2 - 0.45	01	1.7	2.0	2.3	2.5	2.6	2.6	2.7	2.7	1.7	1.9	2.0	2.2	2.2	2.2	2.2
TZ 2/TEZ 2 - 0.6	02	2.3	3.0	3.3	3.6	3.8	3.9	4.0	3.9	2.4	2.7	2.9	3.1	3.1	3.2	3.1
TZ 2/TEZ 2 - 1.2	03	4.1	5.2	6.0	6.4	6.8	7.0	7.1	6.9	4.3	4.8	5.2	5.4	5.6	5.7	5.6
1/2 2/1/2 2 - 1.7	04	6.0	7.8	8.8	9.5	10.1	10.3	10.5	10.4	6.3	7.2	7.7	8.1	8.2	8.4	8.3
TZ 2/TEZ 2 - 2.2	05	7.7	9.8	11.1	12.0	12.8	13.0	13.2	13.1	8.1	9.1	9.8	10.2	10.5	10.6	10.5
TZ 2/TEZ 2 - 2.6	06	9.5	12.0	13.6	14.7	15.6	15.9	16.1	16.0	9.8	11.1	11.9	12.5	12.7	13.0	12.9

Obecnie elektroniczne zawory rozprężne są powszechnie stosowane w systemach chłodniczych z elektroniczną regulacją przegrzania. Zawór E2V jest elektronicznym zaworem rozprężnym sterowanym sygnałem proporcjonalnym z integralnym 2-polowym silnikiem krokowym (rys. 3). Sterowanie jest przeprowadzane poprzez ruch dyszy zaworu o całkowitym skoku 14 mm dokonywanym podczas około 500 jednostkowych kroków operacyjnych integralnego silnika krokowego. Prawidłowe wyważenie pomiędzy rozdzielnością teoretyczną i mechaniczną gwarantuje znaczną stabilność w kontroli wartości przegrzania w stosunku do punktu nastawy, a także szybką odpowiedź na stany niestabilne.

Funkcja regulacji proporcjonalnej zapewnia także brak pulsacji ciśnienia w przewodach czynnika chłodniczego oraz większe zabezpieczenie przed powrotem ciekłego czynnika do sprężarki. Standardowa konfiguracja zaworu E2V wymaga zastosowania czujnika ciśnienia i temperatury na wylocie z parownika w celu kontroli wartości przegrzania czynnika chłodniczego.



**Rys. 3.** Elektroniczny zawór rozprężny E2V.  
**Fig. 3.** Electronic expansion valve E2V.

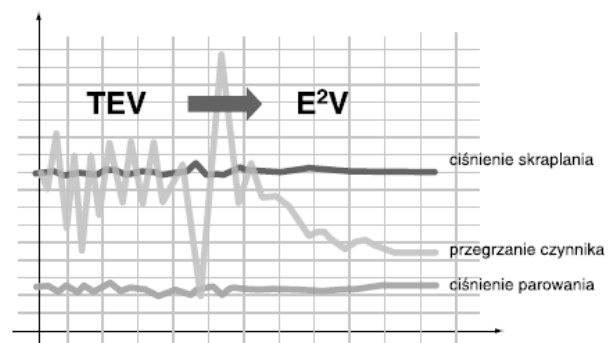
Rozszerzony obszar funkcjonowania zaworów przy różnych wartościach różnicy ciśnień oraz dokładność w za-

kresie regulacji (od 10 do 100% wydajności znamionowej) pozwala na znaczną oszczędność energii.

Zastosowanie zaworów E2V daje oszczędności, które przekładają się na bardzo szybki zwrot poniesionych nakładów inwestycyjnych w systemach chłodniczych.

Z przeprowadzonych dotychczasowych badań wynika, że w przypadku przemysłowych urządzeń chłodniczych redukcja zużycia energii może wynosić przy wykorzystaniu zaworów E2V około 20% rocznie, a nawet w najlepszym przypadku do 30%.

Oprócz tego E2V wyróżnia się jakością regulacji, a także zdolnością do szybkiego osiągnięcia stabilności w funkcjonowaniu układu chłodniczego, która jest stale utrzymywana [15].



**Rys. 4.** Sterowanie zaworem w czasie rzeczywistym.  
**Fig. 4.** Valve control in real time.

Na powyższym wykresie przedstawiono efekt przełączenia w czasie rzeczywistym regulacji za pomocą termostaticznego zaworu rozprężnego na elektroniczny zawór rozprężny E2V w funkcji stabilności układu chłodniczego.

**PRZYKŁADOWE WYNIKI BADAŃ TESTOWYCH**

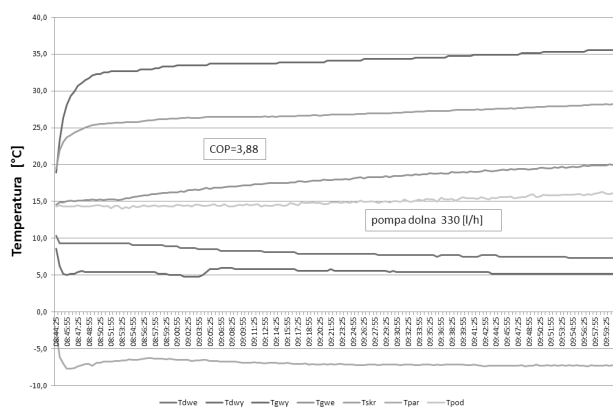
W czasie badań dokonywano rejestracji podstawowych parametrów eksploatacyjnych, istotnych dla wyznaczenia bilansu energetycznego pompy ciepła.

Na rysunkach 5 i 6 podane zostały przykładowe przebiegi zmian temperatury podstawowych elementów systemu

ogrzewania zarejestrowane dla określonych parametrów konfiguracyjnych.

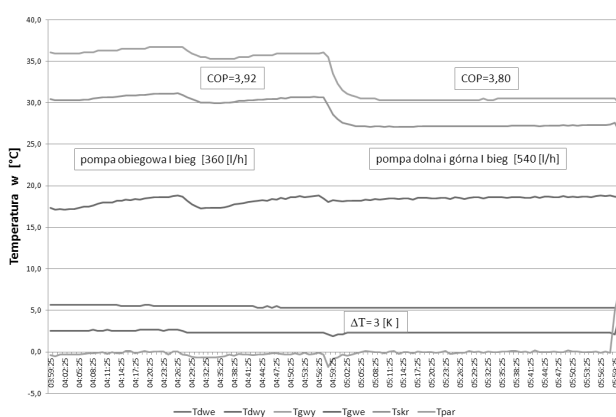
Z danych pokazanych na rys. 5 widać, że w przypadku rozruchu ogrzewania podłogowego (wychłodzona podłoga 15 °C) pompą ciepła sterowaną termostatem konieczne było stopniowe uruchamianie ogrzewania na parterze. Przy pompie obiegowej ustawionej na I biegu temperatura parowania ustabilizowała się na poziomie -7°C różnica temperatury na wlocie i wylocie ze skraplacza osiągała poziom 15°C.

Na rys. 6 w przypadku sterowania elektronicznym zaworem rozprężnym możliwe jest utrzymywanie stałej temperatury parowania pomimo zmian zapotrzebowania na strumień ciepła wywołany włączeniem dodatkowo ogrzewania na poddaszu. Przy stosunkowo stałej mocy chłodniczej pobieranej z solanki w obiegu źródła dolnego, zwiększenie pojemności źródła odbioru ciepła wymusza spadek temperatury wody na wyjściu ze skraplacza.



**Rys. 5.** Zmiana temperatury w obiegu podłogowym dla sterowania termostatem zaworem rozprężnym.

**Fig. 5.** Changes in the temperatures in the floor circuit for controlled thermostatic expansion valve.



**Rys. 6.** Zmiana temperatury w obiegu podłogowym dla sterowania elektronicznym zaworem rozprężnym.

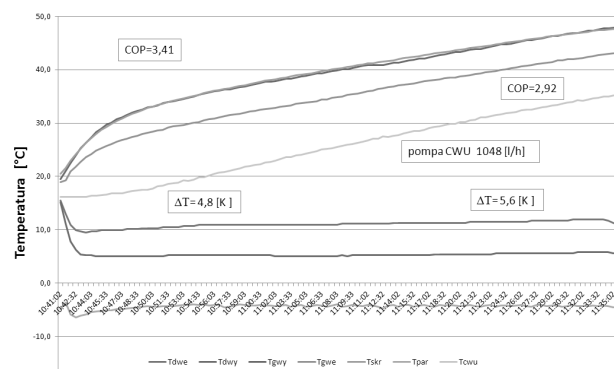
**Fig. 6.** Changes in the temperatures in the floor circuit for controlled electronic expansion valve.

Podgrzewanie ciepłej wody użytkowej jest możliwe, po przestawieniu trybu pracy pompy ciepła na CWU. W tym trybie wyłączone są pompy obiegowe ogrzewania podłogowego, natomiast załączana jest pompa CWU. Zasobnik o po-

jemności 250 l ma znacznie mniejszą bezwładność cieplną w porównaniu z ogrzewaniem podłogowym, efektem czego jest większa dynamika zmian temperatur górnego źródła.

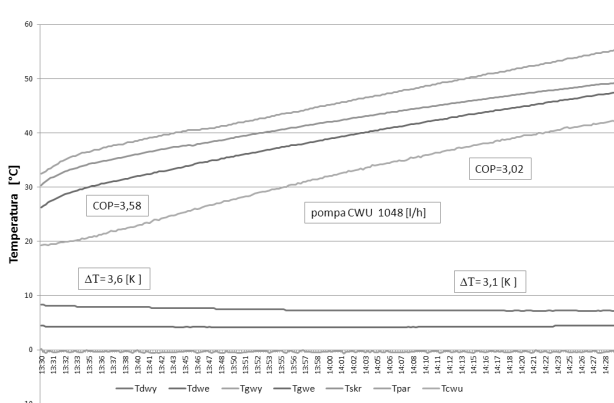
Na rys. 7 pokazano, że przy stałej temperaturze glikolu na wyjściu z parownika sukcesywnie wzrasta temperatura wody w zasobniku. Wzrost temperatury w zasobniku CWU wymusza wzrost temperatury skraplania czynnika chłodniczego oraz wzrost temperatury wody na wejściu i wyjściu obiegu zasobnika. Ze wzrostem temperatury skraplania spada moc grzewcza pompy ciepła, co jest jednoznacznie ze zmniejszeniem zapotrzebowania na moc chłodniczą. W efekcie można zaobserwować wzrost temperatury glikolu na wejściu do parownika.

Na rys. 8 wyraźnie widać, że przy sterowaniu elektronicznym możliwe jest utrzymywanie stałego odbioru mocy chłodniczej w parowniku, co w efekcie umożliwia uzyskanie wyższych wartości wskaźnika COP. W czasie jednej godziny pracy pompy ciepła następuje podgrzanie wody w zasobniku od temperatury 20 °C do 42 °C ze średnim COP=3,36 dla tego cyklu pomiarowego.



**Rys. 7.** Zmiana temperatury w obiegu zasobnika CWU dla sterowania termostatem zaworem rozprężnym.

**Fig. 7.** Changes in the temperatures in the DHW tank circuit for controlled thermostatic expansion valve.



**Rys. 8.** Zmiana temperatury w obiegu zasobnika CWU dla sterowania elektronicznym zaworem rozprężnym.

**Fig. 8.** Changes in the temperatures in the DHW tank circuit for controlled electronic expansion valve.

## PODSUMOWANIE

Z wstępnie przeprowadzonych wyników pomiarów wyraźnie widać, że zastosowanie elektronicznego sterowania obiegiem freonowym umożliwia uzyskanie wyższych wartości wskaźników energetycznych. Sterowanie pompą ciepła z zastosowaniem termostatycznego zaworu rozprężnego jest korzystne dla ustabilizowanych warunków pracy. Można wówczas dobrać optymalne nastawy dla zaworu termostatycznego, jednak zmiana trybu ogrzewania z ogrzewania podłogowego na podgrzewanie wody użytkowej uniemożliwia efektywne wykorzystanie wydajności pompy ciepła.

Zastosowanie elektronicznego zaworu rozprężnego pozwala na płynną regulację mocy grzewczej w zależności od zmiennych warunków obciążenia. Jednak ten system sterowania wymusza zastosowanie droższej aparatury sterującej.

## BIBLIOGRAFIA

1. **Ciesielczyk W., Skoneczna J. 2009:** Analiza pracy pompy ciepła z czynnikiem roboczym R407C. Wyd. Politechniki Krakowskiej, Zeszyt nr 4, 128-139.
2. **Horyński M. 2008:** Heating system control in an intelligent building. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, 8, 83-88.
3. **Kapuściński J., Rodzoch A. 2010:** Geotermia niskotemperaturowa w Polsce i na świecie – stan aktualny i perspektywy rozwoju. Wyd. Borgis, Warszawa.
4. **Knaga J. 2007:** Changeability of heat output of heat pump with scroll type compressor. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, 7A, 41-45.
5. **Kurpaska S., Latała H. 2008:** Efektywność pracy pompy ciepła współpracującej z wymiennikami gruntowymi. Inżynieria Rolnicza, Nr 6, Kraków, 105-111.
6. **Miara M. 2008:** Wyniki badań dolnych źródeł ciepła w pompach ciepła typu solanka/woda. InstalReporter nr 6, 11-14.
7. **Miara M. 2011:** Sprawność pomp ciepła w realnych warunkach użytkowania. InstalReporter nr 2, 12-16.
8. **Rubik M. 2006:** Pompy ciepła – poradnik. Wyd. Ośr. Informacji „Technika Instalacyjna w budownictwie”, Warszawa.
9. **Smuczyńska M. 2012:** Rynek pomp ciepła w Polsce. Magazyn instalatora nr 11, 31-33.
10. **Szreder M. 2012:** Hardware configuration of the unitorics m90 controllers. TEKA Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, Polska Akademia Nauk. Oddział w Lublinie, vol. 12, nr 1, 289-292.
11. **Szreder M. 2013:** Investigations into the influence of functional parameters of a heat pump on its thermal efficiency. TEKA Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, vol. 13, nr 1, 191-196.
12. **Szreder M. 2013:** Dobór podzespołów gruntowej pompy ciepła. MOTROL Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, vol. 15, nr 1, 149-152.
13. **Szreder M. 2014:** A Study of a Heat Pump Ground Collector. TEKA Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, vol. 14, nr 3, 121-128.
14. **Szreder M. 2014:** A field study of the performance of a heat pump installed in a low energy house. Applied Thermal Engineering, vol. 71, nr 1, 596-606.
15. [www.avicold.com.pl](http://www.avicold.com.pl) Avicold Chłodnictwo-Klimatyzacja. Elektroniczne zawory pulsacyjne.
16. [www.pompyciepła.danfoss.pl](http://www.pompyciepła.danfoss.pl). Poradnik pomp ciepła Danfoss.
17. [www.viessman.pl](http://www.viessman.pl). Pompy ciepła, Zeszyty fachowe.

## COMPARATIVE STUDY OF EXPANSION VALVES IN THE HEAT PUMP

**Summary.** The paper presents selected issues related to the examination of a ground source heat pump controlled by thermostatic and electronic expansion valve. The experimental investigations performed in a test station (a single family house fitted with space heating) used to estimate the impact of the expansion valve on the energy efficiency of the heat pump.

**Key words:** ground source heat pump, vertical collector, spiral compressor, expansion valve, coefficient of performance (COP).

