

## PROCEDURA OPTYMALIZACJI DOBORU ZBIORNIKA BUFOROWEGO WSPÓLPRACUJĄCEGO Z POMPĄ CIEPŁA\*

*Kazimierz Rutkowski, Jan Vogelgesang, Hubert Latała, Krzysztof Kempkiewicz  
Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie*

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono optymalizację doboru zbiornika buforowego dla pompy ciepła włączonej w układ grzejny obiektu szklarniowego. Badania oraz optymalizację przeprowadzono podczas pracy pompy współpracującej z trzema wybranymi pojemnościami zbiornika buforowego. Ustalenie wielkości zbiornika buforowego w systemie grunt – woda wymaga uwzględnienia wielu czynników zarówno od strony układu grzewczego szklarni, układu pobierania ciepła z gruntu, jak również samej pompy ciepła. Rozważano przypadek graniczny – zapotrzebowanie na ciepło, które jeszcze może dostarczyć pompa ciepła w systemie monowalentnym. Przyjęto, że nadrzędnym kryterium powinna być maksymalizacja efektywności COP, ale z równoczesnym zapewnieniem zdolności do generowania przez układ ustalonych, granicznych ilości ciepła. Uwzględniono różnice taryf cen energii elektrycznej, także sformułowano inne ograniczenia związane z doбором zbiornika buforowego. Wielkość zbiornika jest między innymi konsekwencją założeń dotyczących strategii eksploatacji dolnego źródła ciepła. Zagadnienie to w pracy rozszerzono. Stwierdzono, że wielkość zbiornika buforowego zależy od lokalnych własności źródła dolnego, które w skali kilku sezonów grzewczych nie ma stacjonarnego charakteru. Stąd zbiornik buforowy powinien posiadać możliwość wydzielania mniejszych objętości stosowanych w zależności od ilości energii pobieranej z jednego metra bieżącego dolnego źródła ciepła. Następnie korzystając z symulacji komputerowych, wykazano, że istnieją uzasadnione ograniczenia dla stosowania zbiorników zbyt małych lub zbyt dużych. W wytypowanym przedziale należy poszukiwać optymalnego zbiornika na drodze doświadczalnej, z uwagi na udział zbyt wielu zmiennych zmniejszających precyzję drogi obliczeniowej.

**Słowa kluczowe:** obiekt szklarniowy, wielkość zasobnika buforowego, pompa ciepła, współczynnik efektywności energetycznej (COP)

### Wprowadzenie

W literaturze spotyka się często sprzeczne informacje w odniesieniu do celowości zastosowania zbiornika buforowego w układzie grzewczym z pompą ciepła. Pompa ciepła

---

\* *Praca finansowana z projektu badawczego Nr N N313 445137 finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki*

współpracująca ze zbiornikiem buforowym w obiektach socjalnych wg Pantery (2012) może powodować spadek efektywności. W przypadku podejścia do zagadnienia od strony ekonomicznej – przy wykorzystaniu taryfy nocnej energii elektrycznej według tego samego autora, zastosowanie zbiornika buforowego jest w pełni uzasadnione. Zbiornik buforowy, zastosowany w instalacji grzewczej z pompą ciepła (PC) zasilającą obiekt szklarniowy, spełnia szereg istotnych funkcji, z których najważniejsza jest związana z gromadzeniem zapasu ciepła dla jego dalszego rozdziału. Chociaż zbiornik buforowy podnosi koszty inwestycji, jego zastosowanie w układzie grzewczym z pompą ciepła uważa się za uzasadnione (Kurpaska i in., 2008; Mroziewicz, 2006).

Jeśli uwzględnimy charakterystykę obiektu: tunelu foliowego lub obiektu szklarniowego, do którego ogrzewania wykorzystana jest pompa ciepła, zastosowanie zbiornika buforowego wydaje się uzasadnione. Za tym faktem przemawiają także następujące argumenty: największe zapotrzebowanie na ciepło występuje w godzinach nocnych, w ciągu dnia ciepło może stanowić chwilową i długookresową rezerwę (co w obiektach szklarniowych jest niezmiernie ważne) oraz stanowić cenne źródło ciepła do podgrzewania wody technologicznej. Należy pamiętać, że układy grzewcze obiektów pod osłonami mogą korzystać z niskotemperaturowych źródeł ciepła (Brandl, 2009; Rutkowski, 2011). Ogrzewanie gruntowe, wegetacyjne ruchome oraz układ podgrzewania wody technologicznej przy zasilaniu niskotemperaturowym pozwala na uzyskanie wysokiego wskaźnika COP (Knaga i in., 2005). Wielu autorów (Rutkowski i in., 2006; Adamovsky i in., 2009; Rutkowski, 2011) podkreśla, że istotnym czynnikiem decydującym o efektywności energetycznej pompy ciepła jest stabilność pracy oraz wysoka temperatura dolnego źródła ciepła. Czerpanie energii w układzie zasilania pompy ciepła z energii odpadowej bądź też ze środowiska charakteryzującego się dobrymi właściwościami przekazywania ciepła to gwarancja wysokiej efektywności. Dolne źródło ciepła dla zasilania pompy ciepła wymaga określonego czasu na regenerację, tak aby można było korzystać z wysokich jego parametrów (temperatur). W tym przypadku należałoby uwzględnić włączenie w układ grzewczy zbiornika buforowego (Kozłowski, 2009; Adamski, 2008; Viessmann, 2006). Często używając pojęcia zbiornik buforowy mamy na uwadze fizyczny zbiornik umieszczony za pompą ciepła. Wydaje się uzasadnionym do pojęcia bufor uwzględnić także pojemność zładu grzewczego szklarni czy też tunelu foliowego. Uzasadnieniem powyższej tezy jest fakt, że obiekty pod osłonami cechują się małą bezwładnością ciepła i są wrażliwe na zmieniające się warunki zewnętrzne, a w szczególności – solarne. Mała pojemność zładu grzewczego, ale większa pojemność zbiornika buforowego, chroni obiekt przed przegrzewaniem w okresie dużych i szybkich zmian mikroklimatu zewnętrznego oraz przynosi wymierne korzyści ekonomiczne.

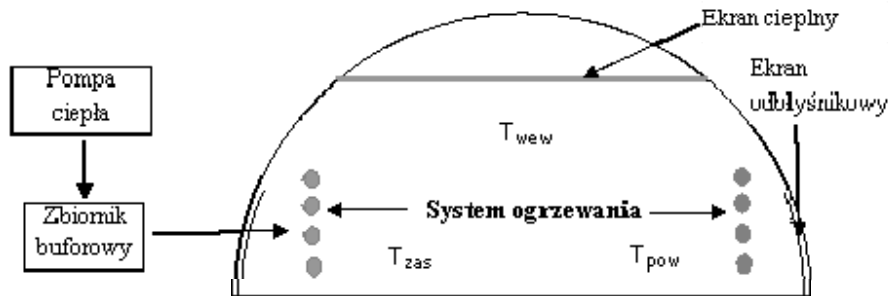
Wyniki dotyczące współpracy pompy ciepła w układzie ze zbiornikiem buforowym przedstawiane w różnych pracach są trudno porównywalne ze względu na brak szczegółowych informacji bądź też odmiennych parametrów i rozwiązań technicznych.

Stąd celem pracy jest przeprowadzenie procedury optymalizacji zbiornika buforowego w podanych poniżej warunkach.

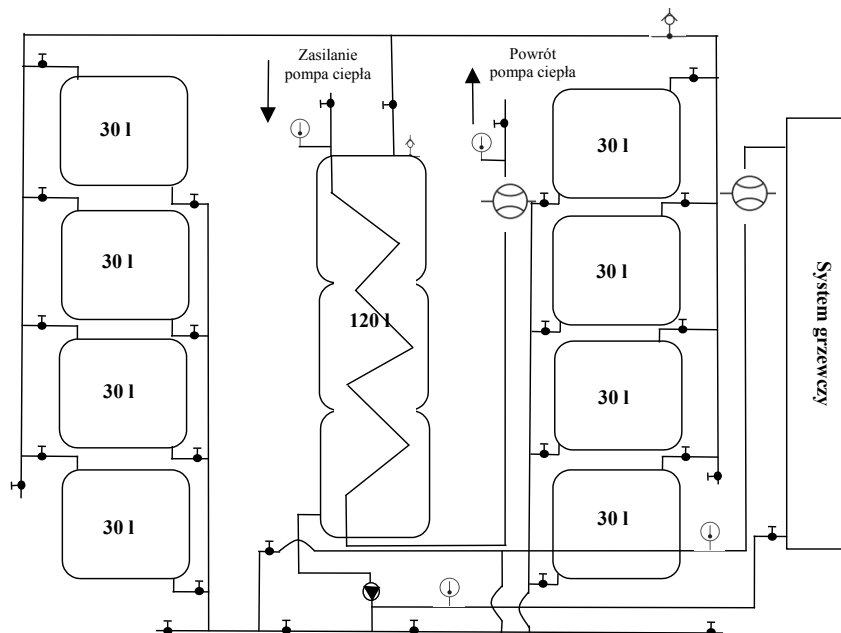
W oparciu o stanowisko laboratoryjne wykonane w Instytucie Inżynierii Rolniczej i Informatyki UR w Krakowie oraz wstępne pomiary przeprowadzono analizę możliwości optymalizacji wielkości zbiornika buforowego. Zbiornik buforowy umieszczony był pomiędzy pompą ciepła a systemem grzewczym szklarni (w postaci grzejników) (rys. 1).

Uzyskane z wstępnych badań wyniki pozwalają na określenie dopuszczalnej zmienności temperatur w obiekcie i związane z tym parametry pracy elementów grzejnych tunelu

foliowego. Parametry te uznano za ustalone. Dla obliczeń przyjęto wartości wyjściowe wynikające z dotychczasowych doświadczeń i dostosowane do dysponowanego obiektu badawczego.



Rysunek 1. Schemat stanowiska badawczego  
Figure 1. Schematic representation of the research stand



Rysunek 2. Układ zbiorników umożliwiających zmienną pojemność zasobnika buforowego w zakresie od 120 do 360 l  
Figure 2. Arrangement of bins, which enable a variable volume of the buffer bin within 120 to 360 l

Obiekt wyposażony był w pompę ciepła o mocy 9,5 kW oraz system automatycznego zbierania i archiwizacji danych. Z częstotliwością zapisu wynoszącą 30 s prowadzony był zapis temperatury zewnętrznej, prędkości wiatru oraz natężenia promieniowania słonecznego. Wewnątrz tunelu rejestrowany był mikroklimat, tj. temperatura i wilgotność powietrza, oraz parametry fizyczne obwodów grzewczych pompy ciepła. Prowadzono rejestrację parametrów fizycznych trzech układów należących do obwodu dolnego źródła pompy ciepła, parametrów górnego źródła pompy ciepła oraz obwodu grzewczego tunelu włączanego poprzez wymiennik. Obwód górnego źródła pompy ciepła zasilał wymiennik buforowy o zmiennej pojemności z możliwością regulacji w zakresie od 120 do 500 l. Układ magazynowania energii cieplnej umożliwiał dowolną konfigurację objętości w przedziale co 30 l. W badaniach przyjęto trzy wybrane pojemności zbiornika buforowego, tj. 120, 300 i 500 l. Schemat zbiornika buforowego o zmiennej pojemności przedstawiono na rysunku 2.

Podstawowym kryterium optymalizacji był współczynnik efektywności COP. Z uwagi na dysponowanie określonym potencjałem badawczym przyjęto szereg założeń upraszczających analizy teoretyczne i badania doświadczalne dla następujących przypadków:

- rozważany jest monowalentny system grzewczy w układzie źródło dolne – pompa ciepła – zbiornik buforowy – grzejniki szklarni – szklarnia. W układzie tym nie występują dodatkowe źródła ciepła i systemy wspomagające ogrzewanie,
- obiekt wymaga ogrzewania w ciągu nocy z ustalonym zapotrzebowaniem na ciepło  $Q_{zap}$  o niewielkim zakresie zmienności  $\Delta Q_{zap}$ . Zatem typ obiektu szklarniowego (wielkość, straty przez osłonę) i założony mikroklimat wewnętrzny (temperatura, wilgotność) są ustalone i odpowiednie dla posiadanego obiektu doświadczalnego i rodzaju uprawy,
- zakłada się, że normalna, ciągła eksploatacja dobową źródła dolnego zapewnia równowagę wynikającą z dobowego zapotrzebowania źródła górnego oraz nie narusza stabilności źródła dolnego,
- rozważa się dobór określonej, bazowej wielkości zbiornika w funkcji eksploatacji pompy ciepła i ocenę jego efektywności.

## Przedmiot i metodyka badań

Optymalizacja wymagała uwzględnienia dwóch założeń:

1. działania całego systemu grzewczego w szklarni (uwarunkowania ogólne),
2. roli zbiornika buforowego jako elementu struktury tego systemu (uwarunkowania szczegółowe).

Funkcją celu całego systemu grzewczego jest utrzymanie optymalnej temperatury wewnątrz obiektu, zapewniającej wymagania uprawianych roślin. Z uwagi na wymagania temperaturowe uprawianych roślin wyróżniono:

- temperaturę optymalną dla wzrostu roślin  $T_{opt}$ ,
- temperaturę dopuszczalną (ekonomicznie)  $T_{dop(e)}$ , która w okresie uprawy może być wprawdzie niższa od optymalnej, ale zapewni jeszcze osiągnięcie określonego, uzasadnionego ekonomicznie plonu.

Właściwą tolerancję dla sterowania temperaturą obiektu wyznacza przedział:

$$e = T_{opt} - T_{dop(e)} \quad (1)$$

Odpowiedni strumień ciepła  $q(t)$  i przedział jego zmienności  $\Delta q(t)$  dla utrzymaniażądanego zakresu temperatur winien spełniać warunki:

$$q(t) \geq q_{(e)}(t) \quad (2)$$

$$\Delta q(t) = q_{opt}(t) - q_{(e)}(t) \quad (3)$$

Ogólnie, z uwagi na niedobór ciepła szczególnie w porze nocnej minimalne zapotrzebowanie wyraża wzór:

$$Q_{zap(min)} = Q_e = \int_{t_1}^{t_2} q_{(e)}(t) dt \quad (4)$$

gdzie:

$t_2 - t_1$  – okres deficytu ciepła

Zatem wobec braku innych, technicznych źródeł ciepła (system monowalentny) powinna być w ciągu doby zachowana równowaga:  
oraz

$$Q_{(PC)max.} \geq Q_{zap(min.)} \quad (5)$$

gdzie:

$Q_{(PC)max.}$  – ustalona maksymalna dobowa wartość ciepła (w tym przypadku pochodząca od PC)

Potrzeba wykorzystania maksymalnej wydajności układu określa rozważaną dalej sytuację graniczną, która stawia największe wymagania. Przyjmując znak równości w zależności (5), potrzeba gromadzenia ciepła w zbiorniku buforowym wynika z chwilowego zapotrzebowania  $q(t)$  wobec równomiernego średniego wydatku układu grzewczego  $q_{pc}$ . Jeśli w pewnym przedziale czasu  $\Delta it$  (doby) wystąpi nadwyżka zapotrzebowania na ciepło, to równanie przyjmie postać:

$$\Delta q_i^+ = \bar{q}_{(e)i} - q_{pc} \quad (6)$$

gdzie:

$\bar{q}_{(e)i}$  – jest uśrednioną wartością strumienia w okresie  $\Delta it$

W aspekcie praktycznym prowadzonych badań doświadczalnych zasadnym jest zapis sumacyjny, wyrażający łączną nadwyżkę dobową:

$$Q_{zap}^+ = \sum \Delta q_i^+(t) \Delta it \quad (7)$$

Nadwyżkę tę można gromadzić w chwilach mniejszego zapotrzebowania na ciepło w zbiorniku buforowym w czasie:

$$t_{zb} = t_d - \sum_i \Delta_i t \quad (8)$$

gdzie:

$t_d$  – czas jednej doby,

$t_{zb}$  – dyspozycyjny czas gromadzenia ciepła w zbiorniku buforowym.

Łączna ilość ciepła zgromadzonego w zbiorniku wyniesie

$$Q_{zb} = t_{zb} \cdot q_{pc} \quad (9)$$

Przy czym zgodnie z założeniami winien być spełniony warunek:

$$Q_{zap}^+ = Q_{zb} \quad (10)$$

Spełnienie powyższego warunku pozwala na eliminację znaku nierówności w zależności 5, a tym samym uzyskanie – temperatury wewnątrz szklarni zbliżonej do optymalnej.

Przedstawione wyżej uwarunkowania określają potrzebny zapas ciepła, ale w oderwaniu od właściwości technicznego rozwiązania układu grzewczego, który wymusza dodatkowe ograniczenia. Pobór energii przez pompę ciepła ma charakter cykliczny. Na cykl składa się okres pracy pompy ciepła i okres regeneracji źródła dolnego. Medium od źródła dolnego do pompy ciepła dostarcza pompa obiegowa PO1. Z kolei zasilanie zbiornika buforowego poprzez wymiennik może być ustalone wydatkiem pompy obiegowej PO2. Podobnie za pomocą pompy PO3 realizowany jest odbiór ciepła od zbiornika buforowego do systemu grzewczego szklarni. W układzie ze zbiornikiem buforowym wprowadza się więc dodatkowy obieg PO2 wymagający nakładów energii. Efektywnością układu z pompą ciepła (COP) jest stosunek uzyskanego ciepła  $Q$  do pracy włożonej (przetworzonej energii elektrycznej) wyrażonej w J. Zatem w układzie ze zbiornikiem buforowym współczynnik efektywności przyjmie postać:

$$COP = \frac{Q}{PC + PO1 + PO2 + PO3} \quad (11)$$

Dla dalszej analizy wykorzystano też alternatywny wzór stanowiący w stosowanym zakresie temperatur PC dość dobre oszacowanie:

$$COP = \frac{T_{dolne}}{(T_{górne} - T_{dolne})} \quad (12)$$

Gdzie  $\eta < 1$  jest współczynnikiem doskonałości charakteryzującym PC w stosunku do teoretycznego obiegu Carnota. Współczynnik ten dla różnych PC wynosi od 0,35 do 0,5. (Lachman, 2012). W tabeli 1 przedstawiono teoretyczne obliczenia (wg wzoru 12) efektywności dla różnych warunków pracy. Z uwagi na niestabilność dolnego źródła ciepła (wydajność w dużym stopniu zależna od zmiennej wilgotności) przyjęto  $\eta=0,35^1$ .

<sup>1</sup> Efektywność w wyjątkowo korzystnych warunkach nie przekracza  $COP = 9$ . Wartości w tabeli jakkolwiek mogą w pewnych zakresach być zawyżone, oddają podstawowe tendencje

Tabela 1

Wartości COP w funkcji temperatur źródła górnego i dolnego wg wzoru (12) dla współczynnika doskonałości  $\eta = 0,35$

Table 1

COP values as a function of temperatures of the upper and lower source acc. to a formula (12) for coefficient of fineness  $\eta = 0.35$

Tg\Td	Tg-Td							COP							COP śred- nia
	-2	0	2	4	6	8	10	-2	0	2	4	6	8	10	
15	17	15	13	11	9	7	5	5,9	6,7	7,8	9,2	11,2	14,4	20,2	10,8
20	22	20	18	16	14	12	10	4,7	5,1	5,7	6,4	7,3	8,5	10,3	6,9
25	27	25	23	21	19	17	15	3,9	4,2	4,5	5,0	5,5	6,1	7,0	5,2
30	32	30	28	26	24	22	20	3,3	3,5	3,8	4,1	4,4	4,8	5,3	4,2
35	37	35	33	31	29	27	25	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	4,0	4,3	3,5
40	42	40	38	36	34	32	30	2,6	2,7	2,9	3,0	3,2	3,4	3,7	3,1
45	47	45	43	41	39	37	35	2,4	2,5	2,6	2,7	2,9	3,0	3,2	2,7
50	52	50	48	46	44	42	40	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,5
55	57	55	53	51	49	47	45	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4	2,6	2,3

#### Uwarunkowania związane z taryfą energii elektrycznej

Niech koszt energii elektrycznej wynosi  $c$  zł·kW<sup>-1</sup>. Efektywność kosztową zdefiniowano wzorem:

$$COP_k = COP \frac{1}{c} \quad (\text{PLN}^{-1}) \quad (13)$$

Jeśli cena w szczycie za 1 kWh energii elektrycznej wynosi w przybliżeniu 0,5 zł, zaś poza nim 0,3 zł to koszty uzyskania 1 J wyrównają się wtedy, gdy COP(dzień) = 5/3 COP(noc). Schładzając źródło dolne od +10 do -2°C przy stałej  $T_g = 25^\circ\text{C}$ , średnia COP = 5,2. Natomiast dla  $T_g = 40^\circ\text{C}$  średnia COP równa się 3,1. Zgodnie z (13) koszt uzyskanego 1 J ciepła wg taryfy szczytowej odpowiada tańszemu kosztowi nocnemu. Ponadto w dzień niektóre taryfy (między godz. 13 a 15) są obniżone. Oszacowanie zależy od aktualnych taryf dostawców prądu.

#### Funkcja celu

Ponieważ zbiornik buforowy ma przejąć nadwyżki ciepła i zapewnić korzystanie z niego w odpowiednim czasie, funkcję celu dla zbiornika buforowego w układzie grzewczym z PC określono następująco:

$$\text{dla ustalonego } Q_{zap}^+ \text{ maksymalizacja } COP_k \quad (14)$$

Funkcja wyraża potrzebę maksymalizacji efektywności ekonomicznej (lub minimalizacji kosztu pozyskania 1 J energii przy korzystaniu z PC). Warunek ten sformułowano wobec zróżnicowanych taryf energii elektrycznej. W przypadku stałej taryfy warunek ten odpowiada maksymalizacji współczynnika COP.

### Ograniczenia związane z taryfą energii elektrycznej

Zgodnie z (13) i odnośnymi uwagami, dla stosowanych taryf prądu spełnienie funkcji celu wymaga stosowania strategii:

- w dzień
  - w godz. 6-13 oraz 15-22 (wysoka taryfa)
  - podgrzewanie zbiornika za pośrednictwem medium o temperaturze ok. 35°C
  - w godz. 13-15 (obniżona taryfa)
  - jw., ale z wykorzystaniem medium o temperaturze ok. 40°C

Podgrzewanie dzienne powinno podnieść temperaturę medium zbiornika buforowego do temperatury ok. 30°C-35°C z efektywnością co najmniej  $COP \approx 3$ .

- w nocy
  - w godz. 22-6 (obniżona taryfa) dogrzewanie cykliczne zbiornika buforowego za pośrednictwem medium grzewczego o temperaturze 50-55°C z co najmniej  $COP \approx 2$ .

Ta strategia pozwala na uzyskanie efektywności kosztowej rzędu 1,6 zł<sup>1</sup>. Mnożąc efektywność kosztową przez cenę jednostkową zakupionej energii elektrycznej uzyskuje się wartości  $COP$ . Możliwością poprawy efektywności kosztowej jest zwiększanie wartości  $COP$  tylko poprzez doskonalenie konstrukcji PC wyrażonej współczynnikiem  $\eta$  i, na ile to możliwe, kształtowanie właściwości dolnego źródła.

### Ograniczenia związane z równomiernością obciążenia

Zgodnie z tabelą 1 wartość średnia współczynnika  $COP$  zależy przede wszystkim od temperatury górnego źródła  $T_g$ . Wpływ zmiennych temperatur dolnego źródła w analizowanym zakresie maleją ze wzrostem  $T_g$ . Ostatni wiersz tabeli 1 pokazuje, że w maksymalnej temperaturze  $T_g$  wartość  $COP$  zależy od  $T_d$  w niewielkim stopniu.

Strategia krótkich cykli pracy PC dla podwyższenia  $COP$  poprzez utrzymanie wyższych średnich wartości  $T_d$  będzie więc bardziej skuteczna dla niższych temperatur  $T_g$ , a mniej korzystna dla bardziej użytecznych temperatur  $T_g$  rzędu 50-55°C. W tym zakresie strategia ta będzie skutkowałą zwiększoną częstością włączeń i wyłączeń PC i pomp towarzyszących. Koszty związane z poborem dużych prądów rozruchowych (ok. 2,5 razy większe od prądu normalnej pracy) i niewymierne w chwili obecnej straty wynikające z pogorszenia warunków eksploatacyjnych przez zbyt częsty rozruch i wyłączanie skłaniają do odrzucenia tej strategii. Pompa ciepła powinna pracować w cyklu w miarę długo, a podstawą określenia długości cyklu są:

- czas pozyskiwania ciepła ograniczony minimalną temperaturą źródła dolnego (dla  $T_g=55^\circ\text{C}$  nawet do 0°C, dla  $T_g = 35^\circ\text{C}$  do 2-4°C)
- czas regeneracji warstw gruntu przyległych do wymiennika dolnego.

### Ograniczenia związane z wydajnością źródła dolnego

Ograniczenia te decydują o pracy systemu. Istotne są związane z możliwością poboru ciepła (wydajnością źródła) oraz jego zdolności regeneracyjnych. Ze względu na złożoność zagadnienia tematyka powyższa będzie przedmiotem oddzielnych rozważań.



### Ograniczenia związane z pracą urządzeń pomocniczych

Biorąc pod uwagę stosowane w badaniach wartości liczbowe (moc PC 9,5 kW i pomp obiegowych rzędu PO1 0,370 kW, PO2 0,244 kW i PO3 0,244 kW) wprowadzenie dodatkowego PO2 dla zbiornika buforowego o niewielkiej mocy zmniejsza współczynnik  $\eta$  w sposób nieznaczący dla zakresów wartości COP. Wpływ ten pominięto.

### Oszacowanie wielkości zbiornika

#### Zadania zbiornika buforowego

Zgodnie z wzorem (6) zadania zbiornika buforowego są związane z czasem występowania  $\Delta t$  nadwyżek występowania strumienia  $\Delta q_i^+$ , dla kumulowania go a następnie oddawania w okresie niedoborów tego strumienia.

W strukturze czasów  $\Delta t$  niedoborów można wyróżnić następujące:

$\Delta t_r$  – czas potrzebny na regenerację dolnego źródła ciepła, cechujący się przewidywalnym charakterem, na ogół stabilny, stanowiący w niniejszym opracowaniu podstawę ustalenia wielkości zbiornika buforowego,

$\Delta t_p$  – czas występowania przypadkowych niedoborów, wywołanych różnymi przyczynami zewnętrznymi, którego w tym opracowaniu nie analizowano.

Równanie bilansu dla zbiornika:

$$q_{zb} = q_{pc}^{we} - q_{pc}^{wy} - q_{sz}^{wy} + q_{sz}^{we} \quad (15)$$

gdzie:

$pc$  – pompa ciepła,

$sz$  – układ grzejników w szklarni,  $we$ - strumień wejścia,

$wy$  – strumień wyjścia.

Wszystkie składniki bilansu są funkcjami czasu przy czym  $q_{pc}^{we}$  opisuje funkcja prostokątna, stała o określonych przedziałach czasu pracy PC. W okresie, gdy PC nie pracuje, składniki  $q_{pc}^{we}$  oraz pochodne strumieni po czasie  $\dot{q}$  są ogólnie funkcjami temperatur, prędkości medium roboczego w wymiennikach, własności cieplnych medium, ośrodków oddających i pobierających ciepło, powierzchni i objętości wymienników, objętości zbiornika buforowego, własności cieplnych materiałów użytych w konstrukcji instalacji oraz innych, mniej istotnych czynników.

#### Przebieg obliczeń

Dla ustalenia dość złożonych zależności czasowych omawianych procesów opracowano schemat obliczeń oparty o modelowanie komputerowe. Celem obliczeń było ustalenie zakresu poszukiwań optymalnej objętości zbiornika.

Dla ustalonego typu obiektu wytypowano okresy (wiosenny, jesienny), odpowiednie rodzaje upraw, które pozwalają dość precyzyjnie określić zakres zapotrzebowania na ciepło zabezpieczane przez pompę ciepła. Warunki te pozwalają określić dopuszczalną zmienność temperatur w obiekcie i związane z tym parametry pracy grzejników obiektu. Parametry te

uznano za ustalone. Dla obliczeń przyjęto następujące wartości wyjściowe, wynikające z dotychczasowych doświadczeń i dostosowane do dysponowanego obiektu badawczego:

- temperatura zasilania zbiornika buforowego przez PC w zakresie od 50-55°C;
- wydatek pompy obiegowej PO2 = 0,20 l·s<sup>-1</sup> (zwiększanie tego wydatku nie przynosiło już znaczącego efektu w postaci szybkości wymiany);
- temperatura na wejściu instalacji grzewczej równa temperaturze bieżącej zbiornika buforowego  $T_{zb}$  w przedziale:  $T_{zb\ g\acute{o}rna} = 45^{\circ}\text{C}$   $T_{zb\ dolna} = 35^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatury obiektu w  $T_{(e)} = 15^{\circ}\text{C}$  z niewielką tolerancją  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  utrzymaną przez nieprzekraczanie 2 godz. długości czasu trwania cyklu zmian temperatur instalacji grzewczej;
- wydatek pompy obiegowej PO3 = 0,19 l·s<sup>-1</sup>;
- temperatura zewnętrzna ok. 8°C (generująca stałe zapotrzebowanie na ciepło);
- stała objętość medium w instalacji grzewczej  $V = 80\text{l}$  oraz powierzchnia wymiany  $S \approx 10\text{ m}^2$

Obliczano skutki zastosowania trzech wielkości zbiorników 120 dcm<sup>3</sup>, 300 dcm<sup>3</sup> oraz 500 dcm<sup>3</sup>. Przyjęto do obliczeń (zgodnie z faktem), że każdy z trzech zbiorników jest wyposażony w wymiennik rurowy ułożony spiralnie o średnicy 0,02 m i powierzchni wymiany ok. 1,2 m<sup>2</sup>. Dla temperatury wymiennika 55°C czas ładowania każdego zbiornika był w przybliżeniu porównywalny z okresem jego rozładowania. Wyniki tej symulacji ilustrują krzywe przedstawione na wykresach. Dla niższej temperatury (50°C) czas ładowania zbiorników wydłużał się średnio 1,6 krotnie, stąd zmieniała się symetria czasów. Temperatura powietrza w szklarni w trakcie pracy pompy ciepła stabilizowała się na poziomie 17°C, aby rozpoczynając od momentu poboru ciepła ze zbiornika, stopniowo obniżyć się do ok. 13°C. Zmienność temperatury obiektu, co widoczne jest na rysunku 4, zmniejszała się nieznacznie w miarę wzrostu objętości zbiorników.

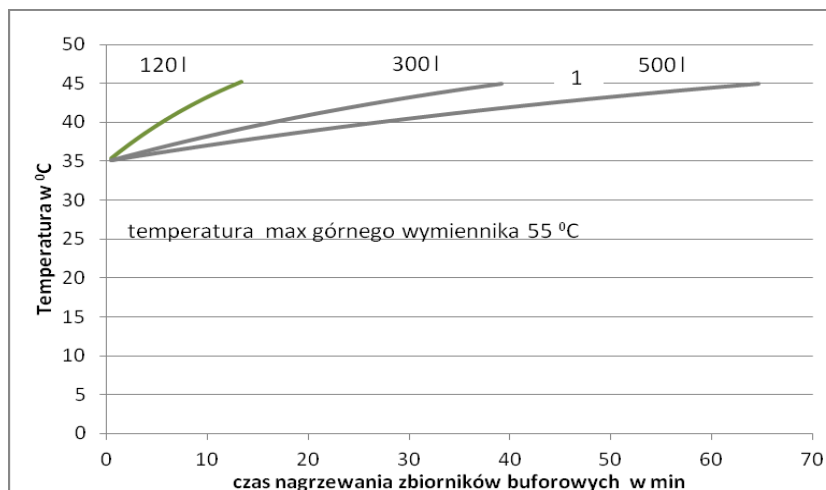
Następnie analizowano zależności wynikające z następującej przyjętej charakterystyki źródła dolnego:

- ustalone parametry geometryczne dolnego wymiennika ciepła;
- zmienność temperatury źródła dolnego od 10°C do 2°C;
- stała wartość ciepła  $q_g$  [J·°C<sup>-1</sup>] uzyskana z jednostki długości wymiennika na jeden stopień obniżenia średniej temperatury warstwy otaczającej wymiennik. Ciepło pozyskane z jednostkowej długości wymiennika:

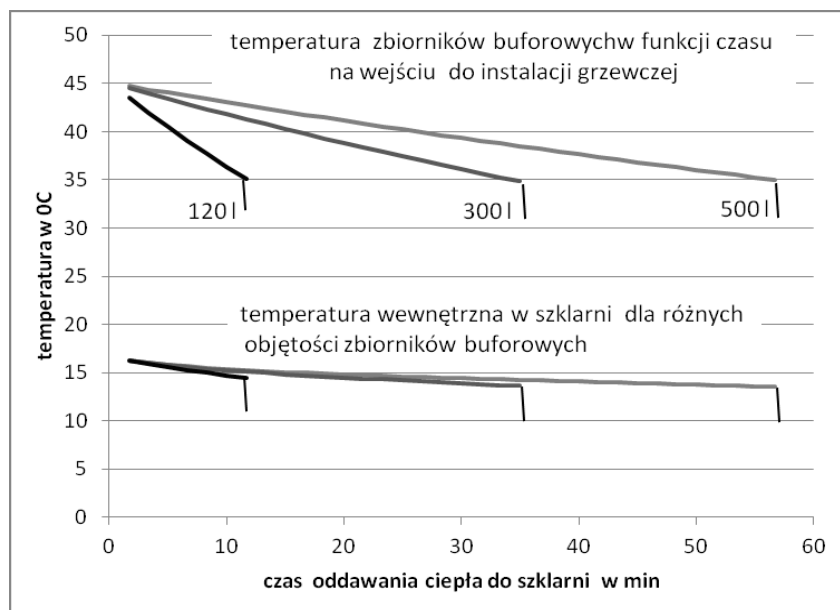
$$Q_j = q_g \Delta T \quad (16)$$

- ustalona intensywność odbioru ciepła  $q_{z\acute{a}dj}$  (J·s<sup>-1</sup>) (odpowiadająca występującej mocy rzędu 8 W na jeden metr bieżący wymiennika);
- ustalony dla danej  $\Delta T$  czas regeneracji gruntu  $t_{r,0,9}$ .

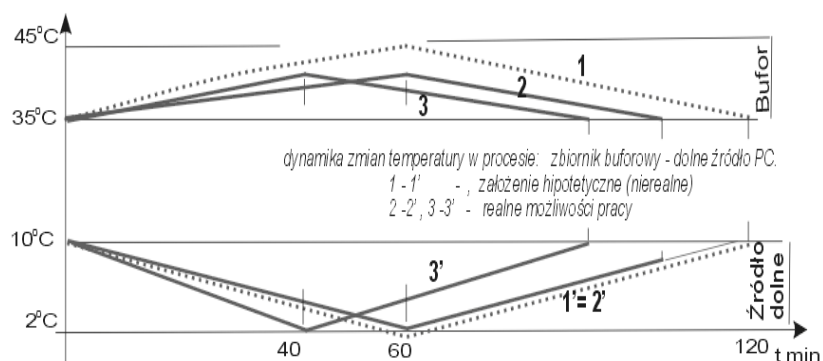
Można rozważyć różne scenariusze związane z eksploatacją źródła dolnego w aspekcie doboru zbiornika buforowego. Ze względu na złożoność zagadnień analiza i weryfikacja procesu intensywności wymiany ciepła w gruncie prowadzona będzie w oddzielnym artykule (o czym wspomniano wcześniej).



Rysunek 3. Czas nagrzewania zbiorników buforowych o różnej objętości  
Figure 3. Time of heating buffer bins of varied volume



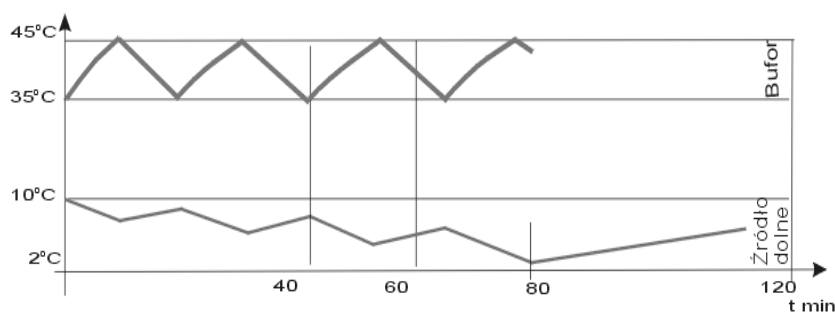
Rysunek 4. Warunki temperaturowe pracy zbiorników buforowych i systemu grzewczego przy różnej objętości zbiorników  
Figure 4. Temperature conditions of operation of buffer bins and the heating system at various volume of containers



Rysunek 5. Dynamika zmian temperatury dolnego źródła ciepła i zbiornika buforowego przy nadmiernej objętości (500 l)

Figure 5. Dynamics of temperature changes of the lower heat source and a buffer bin at excessive volume (500 l)

Łącząc krzywe nagrzewania zbiornika buforowego i stygnięcia dla zbiornika 500 l, otrzymano na rysunku 5 przebieg 1 i odpowiedni przebieg temperatur źródła dolnego 1'. Dla tak dużego zbiornika ilość ciepła pobrana ze źródła w jednym cyklu jest niewystarczająca. Przebiegi temperatur źródła dolnego i górnego ilustrują krzywe 2 i 2'. Wykazują one brak synchronizacji czasów oddawania ciepła przez zbiornik buforowy z czasem regeneracji źródła dolnego. Synchronizację można wymusić poprzez intensyfikację eksploatacji źródła dolnego (w symulacji przebiegi 3 i 3'), która również skraca czas cyklu. Zbyt duży zbiornik zatem nie zapewnia osiągnięcia temperatury docelowej i może nadmiernie wydłużyć czas cyklu, nie osiągając warunków stabilizacji pracy.



Rysunek 6. Warunki pracy zbiornika buforowego i dolnego wymiennika ciepła przy małej objętości zbiornika buforowego

Figure 6. Conditions of operation of the buffer bin and the lower heat exchanger at a low volume of the buffer bin

Zbiornik o zbyt małej objętości również nie spełnia oczekiwań (rys. 6). Zbyt krótkie cykle zmuszają do nadmiernie częstych włączeń i wyłączeń PC. Odpowiednia temperatura w zbiorniku zostaje osiągnięta przy niewielkim wydatku ciepła źródła dolnego i niewielkiej różnicy  $\Delta T$ . Dla niewielkich różnic temperatur czas regeneracji w stosunku do czasu poboru ciepła wydłuży się. W efekcie źródło dolne będzie stopniowo traciło  $Q_{ef}$ . Proces ten będzie rozciągnięty w czasie i albo ustabilizuje się w pobliżu dolnych temperatur, albo po osiągnięciu tych temperatur trzeba regenerować źródło – ale przy braku możliwości oddawania ciepła do obiektu. W skrajnym przypadku braku zbiornika buforowego, pompa ciepła wyczerpie  $Q_{ef}$  i proces ustanie aż do czasu regeneracji źródła. Odpowiedni zakres  $\Delta T$  w cyklu jest zatem niezbędny dla utworzenia potrzebnego zapasu ciepła przy pomocy dopasowanego zbiornika buforowego

W wyniku prowadzonych badań i symulacji wytypowano przedział objętości zbiorników od 120 do 400 l dla dalszych poszukiwań na drodze eksperymentalnej. Pomimo wielu założeń upraszczających można oczekiwać, że optymalna wielkość powinna znajdować się raczej w górnych wartościach wytypowanego przedziału. Należy podkreślić, że poczynione ustalenia odnoszą się tylko do konkretnego obiektu laboratoryjnego

## Podsumowanie

Ustalenie wielkości zbiornika buforowego w systemie grunt – woda wymaga uwzględnienia wielu czynników zarówno od strony układu grzewczego szklarni, układu pobierania ciepła z gruntu, jak również samej pompy ciepła. Rozważano przypadek graniczny zapotrzebowanie na ciepło, które jeszcze może dostarczyć pompa ciepła w systemie monowalentnym. Przyjęto, że nadrzędnym kryterium powinna być maksymalizacja efektywności COP, ale z równoczesnym zapewnieniem zdolności do generowania przez układ ustalonych, granicznych ilości ciepła. Uwzględniono różnice taryf cen energii elektrycznej, także sformułowano inne ograniczenia związane z doborem zbiornika buforowego. Wielkość zbiornika jest między innymi konsekwencją założeń dotyczących strategii eksploatacji dolnego źródła ciepła. Zagadnienie to w pracy rozszerzono. Stwierdzono, że wielkość zbiornika buforowego zależy od lokalnych własności źródła dolnego, które w skali kilku sezonów grzewczych nie ma stacjonarnego charakteru. Stąd zbiornik buforowy powinien posiadać możliwość wydzielania mniejszych objętości stosowanych w zależności od spadku mocy chłodniczej, przypadającej na jeden metr bieżący wymiennika dolnego. Następnie korzystając z symulacji komputerowych, wykazano, że istnieją uzasadnione ograniczenia dla stosowania zbiorników zbyt małych lub zbyt dużych. W wytypowanym przedziale należy poszukiwać optymalnego zbiornika na drodze doświadczalnej, z uwagi na udział zbyt wielu zmiennych zmniejszających precyzję drogi obliczeniowej.

## Literatura

- Adamovsky, R.; Neuberger, P.; Šedřová, M. (2009). Temperature changes in heat pump horizontal ground source. *Infrastruktura i Ekologia Terenów Wiejskich*, 7.
- Adamski, B. (2008). Dobór wybranych elementów armatury dla systemów wody ziębniczej. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 8, 28-36.
- Akademia Viessmana w Polsce (2006). *Pompy ciepła poradnik projektanta.pdf*
- Brandl, H. (2006). *Energy foundations and other thermo-active ground structures Geotechnique*, 2, p. 81-122,
- Knaga, J.; Trojanowska, M.; Kempkiewicz, K. (2005). Efektywność pompy ciepła ze spiralną sprężarką. *Inżynieria Rolnicza*, 6(66), 315-320.
- Kozłowski, M. (2009). Grzanie z pompą (ciepła 4) – Ładowanie buforów. *Magazyn instalatora*, 4(128)
- Kurpaska, S.; Latała, H., (2008). Efektywność pracy pompy ciepła współpracującej z wymiennikami gruntowymi, *Inżynieria Rolnicza* 6(104),
- Lachman, P. (2012). *COP dla pomp ciepła, wartości niezwykle i te z prospektów reklamowych*, InstalReporter, <http://instalreporter.pl/ogolna/cop-dla-pomp-ciepła-wartosci-realne-i-te-%E2%80%99Eniezwykle-z-prospektow-reklamowych/>
- Pantera, D. (2012). *Bufory czyli sposób na magazynowanie ciepła – InstalReporter*. Maszynopis.
- Rutkowski, K. (2011). Ocena wydajności energetycznej wymiennika gruntowego pompy ciepła w dwóch różnych konfiguracjach. *Inżynieria Rolnicza*, 6(131), 179-185.
- Rutkowski, K.; Kurpaska, S.; Latała, H. (2006). Metodyczne aspekty doboru dolnego źródła pompy ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*, 11(86), 409-417.
- Hewalex Katalog produktów (2012). Pompy ciepła. <http://www.amrozinski.utp.edu.pl/materiały/bsw/18Pompy%20ciepła%20-%20obliczanie.pdf>

## **OPTIMISATION PROCEDURE OF SELECTION OF THE BUFFER BIN COOPERATING WITH THE HEAT PUMP**

**Abstract.** The paper presents optimisation of selection of the buffer bin for the heat pump connected to the heating system of a greenhouse. The research and optimisation was carried out during operation of the pump, which cooperated with three selected volumes of the buffer bin. Determination of the buffer bin size in the ground-water system requires including many factors both coming from the heating system of a greenhouse, the heat collection from the ground system as well as the heat pump itself. A boundary case of the heat demand, which still may be delivered by the heat pump in the monovalent system was considered. It was assumed that maximization of COP effectiveness should be a superior criterion but with simultaneous ensuring the ability to generate by the system determined, borderline amount of heat. Differences of price lists of electric energy were included; moreover, other limitations related to selection of the buffer bin were formulated. A bin size, inter alia, results from assumptions concerning the strategy of exploitation of a lower heat source. This issue was extended in the paper. It was found that the buffer bin size depends on the local properties of the lower source, which in the few heating seasons scale has no stationary character. Therefore, a buffer bin should have a possibility of separating smaller applied volumes depending on the amount of the collected energy from one current meter of the lower heat source. Then, using a computer simulation, it was proved that there are justified limitations for using too small or too big bins. In the selected range one should search for an optimal bin by means of an experiment, due to participation of too big number of variables, which decrease the cultivation precision.

**Key words:** greenhouse, size of a buffer bin, heat pump, coefficient of performance (COP).

**Adres do korespondencji:**

Kazimierz Rutkowski; e-mail: kazimierz.rutkowski@ur.krakow.pl  
Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki  
Uniwersytet Rolniczy w Krakowie  
ul. Balicka 116B  
30-149 Kraków