

ANALIZA ZAGADNIEŃ CIEPLNYCH W TUNELU FOLIOWYM PODCZAS DOSTARCZANIA CIEPŁA Z AKUMULATORA KAMIENNEGO*

Sławomir Kurpaska, Hubert Latała

Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki Uniwersytetu Rolniczego w Krakowie

Ryszard Hołownicki, Paweł Konopacki, Jacek Nowak

Instytut Ogrodnictwa w Skierniewicach

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki analizy związanej z wyznaczaniem wartości współczynnika przenikania ciepła przez osłonę obiektu oraz zagadnień cieplnych (temperatura, ilość ciepła) przy rozładowywaniu akumulatora kamiennego. Do obliczenia tego współczynnika wykorzystano zależność uwzględniającą zmianę temperatury wewnętrznej jako funkcję zmiennej ilości ciepła przekazywanego do osłony drogą radiacji oraz transferowanego na zewnątrz obiektu drogą przenikania. Bazując na wartości obliczonego współczynnika przenikania ciepła, oszacowano wartość temperatury wewnątrz tunelu foliowego w procesie dostarczania ciepła z akumulatora kamiennego. Dla przyjętych wartości decyzyjnych (temperatura otoczenia równa 8°C, temperatura początkowa w tunelu na poziomie 15°C oraz strumień zatłaczanego powietrza równy 500 m³·godz.⁻¹) oraz przyjętego cyklu rozładowania (równego 9 godz.) zakres zmian temperatury wewnętrznej (względem wartości początkowej) mieścił się w granicach od -0,2 do 2,4 K. Wykonano również obliczenia symulacyjne wpływu dostarczonego ciepła z akumulatora, w której jako zmienne uwzględniono temperaturę początkową akumulatora oraz strumień zatłaczanego powietrza na końcowe wartości temperatury akumulatora glebowego. Wyznaczono także ilościowe zależności pomiędzy temperaturą końcową akumulatora a jego temperaturą początkową i strumieniem zatłaczanego powietrza. Do określenia tej zależności zastosowano estymację nieliniową z wykorzystaniem metody quasi-Newtona.

Słowa kluczowe: tunel foliowy, kamienny akumulator ciepła, temperatura powietrza

Wstęp

W produkcji szklarniowej istotnym zagadnieniem jest dążenie do minimalizacji nakładów energetycznych. Takie działanie ma nie tylko uzasadnienie ekologiczne (troska o stan środowiska przyrodniczego), ale również i finansowe związane z minimalizacją kosztów

* Publikacja współfinansowana przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka

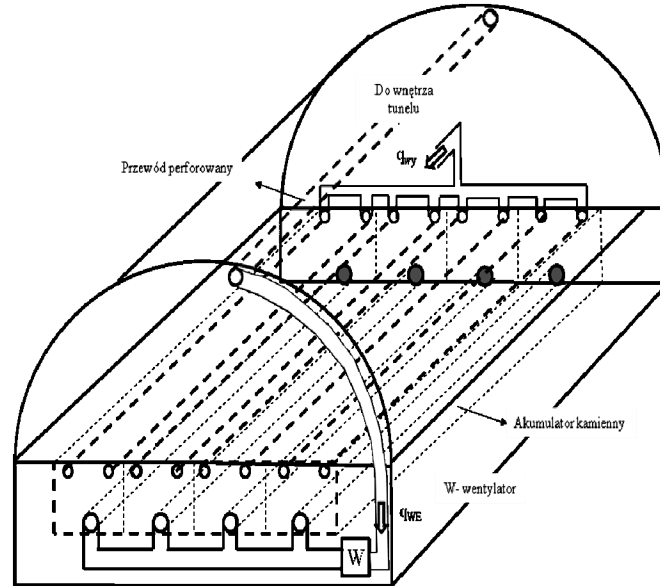
operacyjnych prowadzonej działalności gospodarczej. Aktywność związana z ograniczeniem zużycia paliw kopalnych koncentruje się wokół stosowania elementów wyposażenia technicznego obiektu, np. ekranów ciepła, wieloobwodowych systemów grzewczych, dodatkowego ogrzewania powietrza wewnętrznego, a tym samym minimalizację intensywności wentylacji, a także stosowanie: urządzeń energetyki odnawialnej (kolektory słoneczne, pompa ciepła), energooszczędnego nawadniania, układów kogeneracyjnych, doświetlania za pomocą źródeł światła LED oraz zagadnienia magazynowania ciepła (Kurpaska i in., 2012). Zagadnienia związane z ograniczeniem paliw kopalnych były przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowych. I tak, Andrews i Pearce (2011) przedstawili argumenty do wykorzystania ciepła odpadowego do ogrzewania szklarni z procesu wytwarzania szkła, stwierdzając na podstawie przeprowadzonej analizy przydatność tego systemu: uzyskane efekty powiązane zostały z powierzchnią ogrzewanej szklarni, redukcją emisji do atmosfery dwutlenku węgla oraz określeniem efektów finansowych wprowadzonego systemu. Rousse i in. (2000) badali efekty stosowania zmniejszonej wentylacji w szklarni (z uprawą hydroponiczną) wraz z równoczesnym podgrzewaniem powietrza wewnętrznego. Obliczono poniesione nakłady finansowe, czas zwrotu poniesionych środków oraz określono efektywność pracy tego systemu z uwzględnieniem strumienia przetłaczanego powietrza. Sethi i Sharma (2007a) badali wykorzystanie warstw wodonośnych do regulacji temperatury powietrza (chłodzenie w upalne dni oraz ogrzewanie podczas zimy) wewnątrz eksperymentalnego tunelu foliowego podczas całorocznego procesu produkcji. Powietrze z wnętrza obiektu poprzez wymiennik kierowano do zbiornika z wodą, a następnie dostarczano do tunelu. W celu zwiększenia intensywności chłodzenia w dni o maksymalnej radiacji, powietrze dodatkowo kierowano poprzez maty chłodzące zainstalowane na ścianie czołowej obiektu. Określono efekty termiczne oraz obliczono okres zwrotu poniesionych nakładów finansowych. W innej pracy tych autorów (Sethi i Sharma, 2007b), bazując na wynikach eksperymentalnych, opracowano matematyczny model do predykcji zmian temperatury powietrza wewnątrz obiektu oraz temperatury liści badanych roślin (papryka). Po wykonaniu procedury walidacji parametrów modelu oraz jego weryfikacji autorzy wykonali eksperymenty symulacyjne. Santamourious i in. (1995) badali efekty magazynowania ciepła pozyskiwanego z wnętrza szklarni, w którym zastosowano system gromadzenia ciepła w akumulatorze glebowym. Wykorzystując komercyjny program komputerowy TRNSYS, autorzy przeprowadzili badania symulacyjne wpływu zmiennych parametrów geometrycznych instalacji (głębokość posadowienia przewodów ich średnica) oraz strumienia przepływającego powietrza na efekty termiczne w obiekcie. Ghosal i in. (2004) badali system, w którym nadwyżka ciepła z wnętrza szklarni była zmagazynowana w akumulatorze glebowym. Badacze określili zarówno efekty zmian temperatury (w porównaniu do szklarni standardowej), jak i efekty w postaci zmagazynowanego ciepła: w konkluzji stwierdzono, że system ten cechują zadawalające efekty energetyczne. Kurpaska i Latała (2010) określili efekty magazynowania ciepła w dwóch akumulatorach (glebowy i wodny). Określono również okresy, w których ciepło z wnętrza akumulatora jest wystarczające do pokrycia zapotrzebowania przez badany tunel foliowy. Teitel i in. (2009) przeprowadzili badania w których porównano zmianę temperatury powietrza w szklarni, gdzie zainstalowano ekrany ciepła (z 20% udziałem folii aluminiowej) oraz dla szklarni bez ekranu ciepła. Określili również temperaturę liści, zużycie energii (jako funkcję różnicy temperatury między liściem a powietrzem wewnątrz obiektu) oraz efektywny współczynnik przenikania ciepła przez osłonę obiektu w zależności od prędkości wiatru. Do analizy wykorzystano

równanie bilansowe, w którym uwzględniono procesy pochłaniające ciepło oraz ciepło dostarczone przez system grzewczy. Al-Helal i Abdel- Ghany (2011) analizowali konwersję strumienia energii słonecznej dostarczanej do wnętrza szklarni z rozdziałem na strumień ciepła jawnego i przejścia fazowego. W rozważaniach uwzględnili wielkość roślin i zagęszczenie (determinowane przez wartość indeksu liścia) oraz rzeczywiste warunki środowiskowe panujące wewnątrz obiektu. W wyniku przeprowadzonych badań określili procentowy rozdział dobowego promieniowania na ciepło związane z procesami ewapotranspiracji oraz zaabsorbowane przez podłoże, osłonę oraz powierzchnię liści. Bonachela i in. (2012) badali zmianę temperatury wierzchniej warstwy gleby w nieogrzewanej szklarni. Warstwa była przykryta folią PE (biała, czarna) oraz pozostawiona z wymieszanymi resztkami rozdrobnionych roślin. Określili zmianę temperatury w funkcji natężenia promieniowania słonecznego oraz strumień ciepła przekazywany w głąb profilu glebowego. Stwierdzili przydatność do praktyki okrywania wierzchniej warstwy folią czarną, gdyż uzyskany przyrost temperatury gleby pozytywnie oddziałuje na kiełkowanie roślin w badanym rejonie (południowo-wschodnia Hiszpania). Singh i Tiwari (2010) badali zużycie ciepła przez pięć typów konstrukcji obiektów pod osłonami. Dla szklarni zróżnicowane były: kształt i kąt pochylecia dachu, kąt pochylecia ścian bocznych, zaś dla tuneli kształt dachu. Dla rozważanych przypadków, po zweryfikowaniu modelu matematycznego opisującego wymianę ciepła między wnętrzem a otoczeniem, rekomendowali typ obiektu dla praktyki produkcyjnej. Bouhdjar i in. (1996) przedstawili wyniki badań eksperymentalnych, w których ciepło z wnętrza obiektu ogrodniczego (tunel foliowy) było magazynowane w akumulatorze z przejściem fazowym. Określono efektywność pracy akumulatora (oddzielnie dla procesu ładowania i rozładowania) jako relację uzyskanej energii w stosunku do energii zmagazynowanej. Vadiee i Martin (2012) dokonali przeglądu literatury związanej z koncepcją wykorzystania nadwyżki ciepła ze szklarni do aktywnego chłodzenia i ogrzewania. Szklarnia taka stanowi rodzaj, poprzez minimalizację wentylacji, półzamkniętego obiektu. Rozważano system, w którym założono instalowanie pompy ciepła, której dolne źródło współpracowało ze zbiornikiem buforowym, gromadzącym nadwyżkę ciepła. Autorzy, bazując na doświadczeniach, w których stosowano taką szklarnię, w sposób syntetyczny wyartykułowali zalety proponowanego rozwiązania, do których zaliczyli: poprawę efektywności energetycznej wraz ze zmniejszeniem jednostkowych nakładów, racjonalną kontrolę parametrów mikroklimatu, zmniejszone zużycie środków ochrony roślin oraz, poprzez zwiększone wykorzystanie zasobów energii odnawialnej, minimalizację emisji do atmosfery dwutlenku węgla. Autorzy przedstawili również własne przemyślenia nad zarządzaniem dystrybucją zmagazynowanego ciepła.

W świetle przedstawionych wyników badań można jednoznacznie stwierdzić, że problematyka wykorzystania nadwyżki ciepła z obiektu ogrodniczego w aspekcie minimalizacji kosztów ogrzewania jest aktualnym w różnych ośrodkach naukowych problemem badawczym. Stąd celem pracy jest przeanalizowanie zagadnień cieplnych wewnątrz obiektu ogrodniczego przy dostarczaniu do jego wnętrza ciepła zmagazynowanego w akumulatorze.

Material i metoda

Rozważany system przedstawiono schematycznie na rysunku 1.



Rysunek 1. Schemat rozważanego systemu
Figure 1. Schematic diagram of the discussed system

Jak widać, ciepłe powietrze z wnętrza tunelu foliowego zasysane jest poprzez wentylator (W) i kierowane do złoża akumulatora. Elementami bilansu cieplnego rozważanego systemu (w przypadku rozładowywania akumulatora kamiennego) są: strumień energii (ciepła użytecznego) odbierany z akumulatora oraz ciepło wymieniane drogą radiacyjną między powierzchnią akumulatora a osłoną obiektu, oraz straty ciepłe z obiektu do otoczenia.

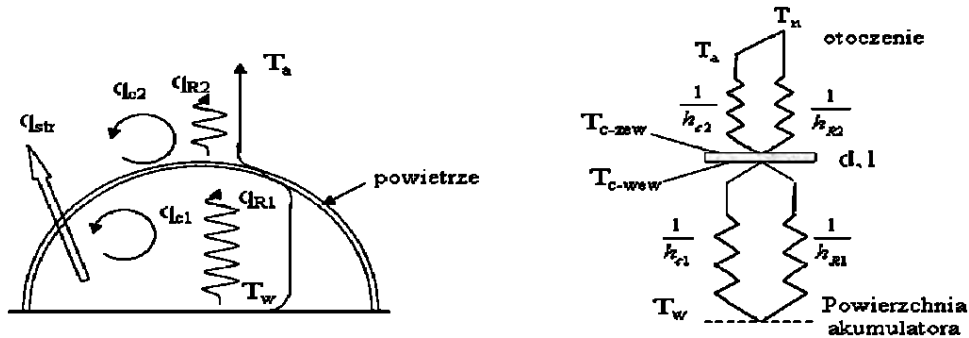
Oznaczając przez T_{weW} uśrednioną temperaturę powietrza wewnątrz obiektu oraz pomijając strumień powietrza wymieniany drogą wentylacji, równanie uzależniające zmianę temperatury powietrza we wnętrzu obiektu przyjmuje postać:

$$V_p \cdot \rho \cdot c_w \frac{dT_{weW}}{d\tau} = m_{pow} (i_{WY} - i_{WE}) + q_{R1} - q_{str} \quad (1)$$

gdzie:

- V_p – ilość powietrza we wnętrzu obiektu (m^3);
- ρ, c_p – odpowiednio gęstość ($kg \cdot m^{-3}$) i ciepło właściwe powietrza wewnątrz obiektu ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$);
- m_{pow} – strumień powietrza wtłaczanego do wnętrza akumulatora ($kg \cdot s^{-1}$);
- i_{WY} – entalpia powietrza wtłaczanego do akumulatora ($kJ \cdot kg^{-1}$);
- i_{WE} – entalpia powietrza wypływającego z akumulatora ($kJ \cdot kg^{-1}$);
- q_R – strumień ciepła wymieniany drogą radiacyjną między powierzchnią akumulatora a wnętrzem osłony (kW);
- q_{str} – strumień strat ciepła przekazywany przez osłonę z wnętrza obiektu do otoczenia (kW).

Rozważany tunel foliowy pokryty jest podwójną folią PE o grubości 0,18 mm z warstwą powietrza pomiędzy nimi. W dostępnej literaturze brak jest informacji o wartości współczynnika przenikania ciepła przez ten typ osłony. Do obliczeń strumienia strat ciepła wykorzystano procedurę zobrazowaną graficznie na rysunku 2. W środku przyjęto uśrednioną grubość warstwy powietrza na poziomie 4 cm.



Rysunek 2. Mechanizmy strat ciepła przez osłonę szklarni wraz z równoważnym schematem połączeń oporów cieplnych

Figure 2. Mechanisms of heat losses through a greenhouse casing along with an equivalent schematic representation of thermal resistance connections

Straty konwekcyjne z wnętrza tunelu do osłony można wyrazić iloczynem odpowiedniej różnicy temperatury i zastępczego współczynnika przejmowania ciepła, zaś radiacyjną wymianę ciepła można przybliżyć zależnościami obowiązującymi dla powierzchni wklęsłej o powierzchni F_g oraz otaczającej ją powierzchni F_c . W przedstawionej poniżej metodyce (oznaczenia występujące w zależnościami są zaznaczone na rysunku 2) wszystkie parametry, właściwości materiałowe oraz wyliczane strumienie ciepła są wyrażane w układzie SI.

Przy powyższych założeniach, całkowity strumień ciepła przekazywany od powierzchni akumulatora do osłony tunelu wyraża się zależnością:

$$q_{w-c} = q_{w1} + q_{R1} = h_{w1}(T_{wew} - T_{c-wew}) + \frac{\sigma(T_w^4 - T_{c-wew}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{F_w}{F_{ob}}\left(\frac{1}{\varepsilon_{ob}} - 1\right)} \quad (1)$$

gdzie:

σ – stała Stefana- Boltzmana;

$\varepsilon_w, \varepsilon_{ob}$ – współczynnik emisji powierzchni akumulatora (ε_w) oraz osłony obiektu (ε_{ob}), (-).

Ten sam strumień ciepła musi być również odprowadzony z szyby do otoczenia. Ciepło oddawane jest poprzez konwekcję oraz wypromieniowanie do nieboskładu. Stąd można zapisać:

$$q_{c-a} = q_{c2} + q_{R2} = h_{c2}(T_{c-zew} - T_a) + \varepsilon_{ob}\sigma(T_{c-zew}^4 - T_n^4) \quad (2)$$

Wprowadzając zastępczy współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie między powierzchnią akumulatora a osłoną w postaci:

$$h_{R1} = \frac{\sigma(T_w^4 + T_{c-wew}^4)(T_w + T_{c-wew})}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{F_w}{F_{ob}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{ob}} - 1 \right)} \quad (3)$$

oraz analogiczny dla promieniowania między osłoną a nieboskłonem:

$$h_{R2} = \frac{\sigma \varepsilon_{ob} (T_{c-zew}^4 + T_n^4)}{T_{c-zew} - T_a} \quad (4)$$

Temperaturę nieboskłonu (T_n) wyliczono z zależności (Li i in. 2009):

$$T_n = 0,0522 \cdot T_a^{1,5} \quad (5)$$

Otrzymamy, zgodnie ze schematem oporów cieplnych (rys. 2), zastępczy współczynnik strat ciepła przez powierzchnię osłoną jako:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{c1} + h_{R1}} + \frac{1}{h_{c2} + h_{R2}} + R_{wew}} \quad (6)$$

W obliczeniach uwzględniono również opór przejmowania ciepła przez powietrze znajdujące się między warstwami folii PE (R_{wew}). Obliczenia wykonano zgodnie z procedurą stosowaną w piśmiennictwie specjalistycznym z zakresu fizyki budowli.

W ostateczności zależność na określenie współczynnika przenikania ciepła przez osłonę tunelu przybiera postać:

$$q_{str} = U_c (T_{wew} - T_a) \quad (7)$$

W efekcie, po uwzględnieniu równań (1 i 7), otrzymuje się równanie różniczkowe zwyczajne liniowe względem czasowej zmiany temperatury powietrza wewnątrz obiektu (T_{wew}) w postaci:

$$V_{ob} \cdot \rho \cdot c_w \frac{dT_{wew}}{d\tau} = m_{pow} (i_{WY} - i_{WE}) + \varepsilon_{ef} \cdot \sigma \cdot \Delta\tau (T_w^4 - T_{os-wew}^4) - U_c \cdot \Delta\tau \cdot F_{os} (T_{wew} - T_a) \quad (8)$$

gdzie:

ε_{ef} – efektywny współczynnik emisyjności (obliczony jako średnia ważona uwzględniająca powierzchnie osłon i ich emisyjność), (-).

Równanie to rozwiązano metodą różnic skończonych ze stałym krokiem czasowym $\Delta\tau$ równym 1 godz.

Wszystkie obliczenia związane ze parametrami powietrza: ciśnienie nasycenia, koncentracja pary wodnej, ciepło właściwe i entalpia powietrza wyliczono, korzystając ze standardowych zależności psychrometrycznych.

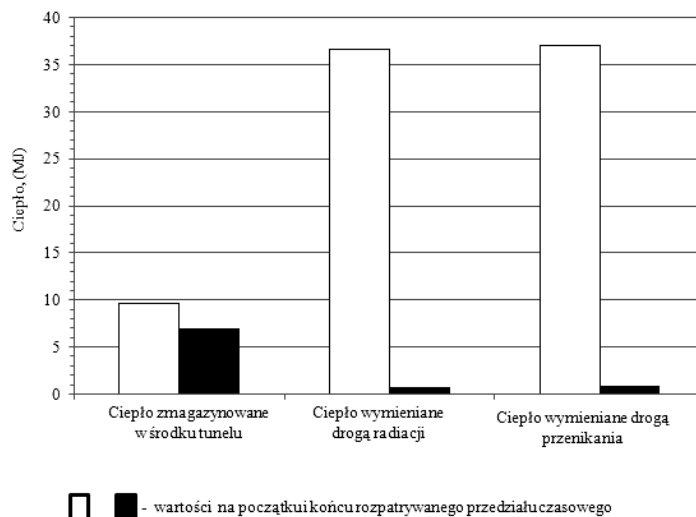
W badaniach eksperymentalnych za pomocą mierników ruchu powietrza (mierniki Huba Control 964) określono prędkość powietrza zatłaczanego do i wypływającego z akumulatora kamiennego.

Wyniki i dyskusja

Do analizy przyjęto tunel foliowy o wymiarach 16x9m. Obliczenia wykonano dla następujących danych: $F_{os}=288 \text{ m}^2$; $V_{ob}=508 \text{ m}^3$; $\rho=1,24 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$; $c_w=1020 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; $\varepsilon_{ob}=0,73$ (-) oraz $\varepsilon_w=0,95$ (-). Wyliczenia przeprowadzono dla średniej temperatury otoczenia równej 8°C . Symulację przeprowadzono dla trzech wartości początkowej temperatury akumulatora na poziomie: 20, 22 i 24°C .

Wyliczona wartość współczynnika przenikania ciepła przez podwójną folię PE jest równa $5,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}$. Ta wartość współczynnika obliczona została dla prędkości wiatru na zewnątrz obiektu równej $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ oraz średniej grubości warstwy powietrza na poziomie 0,1 m.

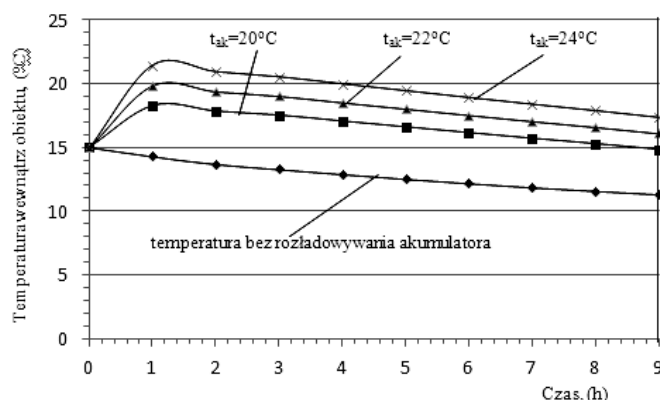
Na rysunku 3 przedstawiono składowe wartości poszczególnych komponentów ciepła bez uwzględnienia dodatkowego ciepła z akumulatora kamiennego. W obliczeniach przyjęto początkową temperaturę wewnątrz obiektu na poziomie 15°C . Jak można zauważyć, w rozważanym czasie (9 godzin) różnica (między początkowym stanem i po upływie rozpatrywanego czasu) w ciepłe zmagazynowane wewnątrz obiektu wynosiła 2,66 MJ, w ciepłe przekazywanym do osłony obiektu drogą radiacyjną 35,81 MJ, zaś w ciepłe wymienianym poprzez mechanizm przenikania – 36,15 MJ. W tym czasie temperatura wewnątrz tunelu zmniejszyła się z 15 do ok. $11,3^\circ\text{C}$.



Rysunek 3. Zmiana w ilości ciepła w rozważanym systemie na początku i końcu rozważanego przedziału czasowego

Figure 3. Change in the heat amount in the discussed system at the beginning and at the end of the discussed time slot

Na rysunku 4 przedstawiono czasową zmianę powietrza wewnątrz obiektu dla trzech różnych wartości temperatury zatłaczanego powietrza z akumulatora, a mianowicie: 20, 22 i 24°C. Obliczenia wykonano dla strumienia zatłaczanego powietrza na poziomie 500 m³·godz.⁻¹ oraz temperatury wewnątrz równej 15°C i temperatury otoczenia na poziomie 8°C.



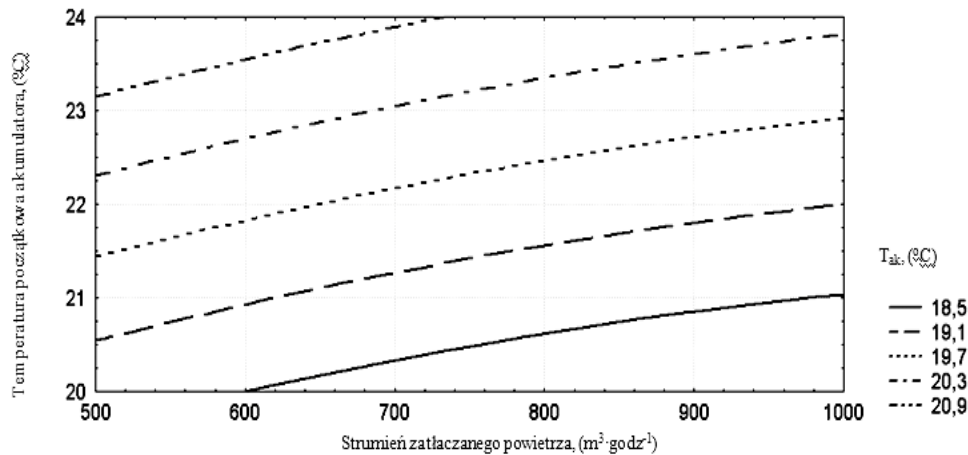
Rysunek 4. Czasowa zmiana temperatury powietrza wewnątrz obiektu dla rozważanych przypadków

Figure 4. Time change of air temperature inside the facility for the discussed cases

Dla przykładu zaznaczono również zmianę temperatury powietrza bez dodatkowego dostarczania powietrza z akumulatora. Można zauważyć, że różnica w temperaturze końcowej (względem wartości początkowej) mieści się od: -0,2 do 2,4 K. Wartość ujemna (-0,2) świadczy, że pomimo dostarczenia do wnętrza tunelu powietrza z akumulatora kamiennego, końcowa wartość temperatury wewnątrz obiektu (w wyniku istniejących mechanizmów strat ciepła) jest niższa od wartości początkowej (15°C).

Na rysunku 5 zobrazowano graficznie wpływ zmiennych decyzyjnych: strumienia przetłaczanego powietrza oraz temperatury początkowej akumulatora na końcowe wartości temperatury akumulatora kamiennego. Przedstawione wartości obrazują stan termiczny akumulatora po upływie 9 godzin trwania procesu rozładowania.

W obliczeniach wykorzystano metodykę przedstawioną w pracy (Kurpaska i in., 2012). W szacowaniu wartości końcowej temperatury złoża kamiennego uwzględniono zmiany temperatury powietrza wewnątrz obliczone z równania 8. Jak można zauważyć, wraz ze wzrostem strumienia zatłaczanego powietrza temperatura końcowa maleje. Z kolei im wyższa wartość temperatury początkowej złoża, tym wyższe występują również końcowe wartości jego temperatury. W rozważanym przypadku zakres zmian temperatury mieści się w granicach od 1,2 (temperatura początkowa złoża równa 20°C, strumień 500 m³·godz.⁻¹) do 3,6 K (temperatura początkowa złoża równa 24°C, strumień 1000 m³·godz.⁻¹).



Rysunek 5. Wpływ zmiennych decyzyjnych na końcowe wartości temperatury akumulatora kamiennego

Figure 5. Impact of decision variables on the final values of the stone accumulator temperature

Dla uzyskanych wyników znalezione równanie ujmujące ten związek (postać modelu potęgowego wybrano w oparciu o największą wartość współczynnika determinacji; zależność ta została określona estymacją nieliniową metodą quasi-Newtona przy zachowanym współczynniku zbieżności 0,001) przyjmuje postać:

$$t_{ak} = 28,94 \cdot m_{powt}^{-0,28} + 0,687 \cdot t_{ak0} ; \quad R^2=0,99$$

W zakresie stosowania: $500 \leq m_{pow} \leq 1000 \text{ m}^3 \cdot \text{godz}^{-1}$; $20 \leq t_{ak0} \leq 24^\circ\text{C}$

Wnioski

1. Dla rozważanej konstrukcji tunelu foliowego pokrytego podwójną folią oraz przyjętych warunków otoczenia, wartość współczynnika przenikania ciepła przez osłonę przyjmuje wartość $5,4 \text{ Wm}^2 \cdot \text{K}^{-1}$.
2. Dla przyjętych zmiennych niezależnych, w wyniku rozładowywania ciepła z akumulatora kamiennego, zakres zmian końcowej temperatury powietrza (liczony względem wartości początkowej) mieści się w granicach od $-0,2$ do $2,4 \text{ K}$.
3. Kończącą zmianę temperatury, dla przyjętego czasu rozładowywania i temperatury wewnątrz tunelu, w akumulatorze kamiennym opisuje zależność:

$$t_{ak} = 28,94 \cdot m_{powt}^{-0,28} + 0,687 \cdot t_{ak0} ; \quad R^2=0,99$$

w zakresie stosowania: $500 \leq m_{pow} \leq 1000 \text{ m}^3 \cdot \text{godz}^{-1}$; $20 \leq t_{ak0} \leq 24^\circ\text{C}$

Literatura

- Al-Helal, I. M.; Abdel-Ghany, A. M. (2011). Energy partition and conversion of solar and thermal radiation into sensible and latent heat in a greenhouse under arid conditions. *Energy and Buildings*, 43, 1740-1747.
- Andrews, R.; Pearce, J.M. (2011). Environmental and economic assessment of a greenhouse waste heat exchange. *Journal of Cleaner Production*, 19, 1446-1454.
- Bonachela, S.; Granados, M.R.; López, J.C.; Hernández, J.; Magán, J.J.; Baeza, E.J.; Baille, A. (2012). How plastic mulches affect the thermal and radiative microclimate in an unheated low-cost greenhouse. *Agricultural and Forest Meteorology*, 152, 65-72.
- Bouhdjar, A.; Belhamel, M.; Belkhiri, F.E.; Boulbina, A. (1996). Performance of sensible heat storage in a roced used tunnel greenhouse. *Renewable Energy*, 9 Vol. 1-4, 724-728.
- Ghosal, M.K.; Tiwari, G.N.; Srivastava, N.S.L. (2004). Thermal modeling of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger: an experimental validation. *Energy and Buildings*, 36, 219-227.
- Kurpaska, S.; Latała, H. (2010). Energy analysis of heat surplus storage systems in plastic tunnels. *Renewable Energy*, 35, 2656-2665.
- Kurpaska, S.; Latała, H.; Rutkowski, K.; Hołownicki, R.; Konopacki, P.; Nowak, J.; Treder, W. (2012). Magazynowanie nadwyżki ciepła z tunelu foliowego w akumulatorze ze złożem kamiennym. *Inżynieria Rolnicza*, 2(136), T.1, 79-87.
- Li S., Willits D. H., Browdy C. L., Timmons M. B., Losordo T. M. (2009). Thermal modeling of greenhouse aquaculture raceway systems. *Aquacultural Engineering*, 41, 1-13.
- Rousse, D.R.; Martinb, D.Y.; Theriault, R.; Leveillee, F.; Boily, R. (2000). Heat recovery in greenhouses: a practical solution. *Applied Thermal Engineering*, 20, 687-706.
- Santamourious, M.; Mihalakakou, G.; Balaras, C.A.; Agririou, A.; Asimakopoulos, D.; Vallindras M. (1995). Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses. *Solar Energy*, 55, Vol. 2, 111-124.
- Sethi, V.P.; Sharma, S.K. (2007a). Experimental and economic study of a greenhouse thermal control system using aquifer water. *Energy Conversion and Management*, 48, 306-319.
- Sethi, V.P.; Sharma, S.K. (2007b). Thermal modeling of a greenhouse integrated to an aquifer coupled cavity flow heat exchanger system. *Solar Energy*, 81, 723-741.
- Singh, R.D.; Tiwari, G.N. (2010). Energy conservation in the greenhouse system: A steady state analysis. *Energy*, 35, 2367-2373.
- Teitel, M.; Barak, M.; Antler, A. (2009). Effect of cyclic heating and a thermal screen on the nocturnal heat loss and microclimate of a greenhouse. *Biosystems Engineering*, 102, 162-170.
- Vadiee, A.; Martin, V. (2012). Energy management in horticultural applications through the closed greenhouse concept, state of the art *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 5087-5100.

ANALYSIS OF THERMAL ISSUES IN A PLASTIC TUNNEL DURING SUPPLY OF HEAT FROM STONE ACCUMULATOR

Abstract. The paper presents results of the analysis related to determination of the value of the coefficient of heat permission through the cover of a facility and thermal issues (temperature, heat amount) at discharging a stone accumulator. For calculation of this coefficient, relation including inside temperature change as a function of variable amount of heat transferred to the cover by radiation and heat transferred outside the facility by permission was used. Basing on the value of the calculated coefficient of heat permission the value of temperature inside the plastic tunnel in the process of supplying heat from a stone accumulator was determined. At the accepted decision values (temperature of surrounding is 8°C, initial temperature in the tunnel at the level of 15°C and the stream of pumped air amounting to 500 m³·h⁻¹) and at the accepted cycle of discharge (9 hours), the scope of temperature changes inside (in comparison to the initial value) was within -0.2 to 2.4 K. Moreover, simulation calculations of the impact of the heat supplied from the accumulator, where initial temperature of the accumulator and stream of pumped air were included as variables, on the final values of the soil accumulator temperature, were carried out. Furthermore, quantity relations between final temperature of the accumulator and its room temperature and the stream of pumped air were determined. Non-linear estimation with the use of quasi-Newton method was applied for determination of this relation.

Key words: plastic tunnel, stone heat accumulator, air temperature

Adres do korespondencji:

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