

ANALIZA TERMODYNAMICZNA UKŁADU Z POMPĄ GRZEJNĄ I GRUNTOWYM PIONOWYM WYMIENNIKIEM CIEPŁA

Małgorzata Hanuszkiewicz-Drapała^{1a}, Jan Składzień¹

¹Instituto Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska
e-mail: ^amalgorzata.hanuszkiewicz-drapala@polsl.pl

Streszczenie

Przedmiotem pracy jest analiza nieustalonych procesów zachodzących w układzie grzewczym zasilanym sprężarkową parową pompą grzejną, dla której dolnym źródłem ciepła jest górotwór. W górotworze zainstalowany jest pionowy U-rurowy wymiennik ciepła. Zapotrzebowanie na ciepło dla ogrzewanego obiektu jest zmienne podczas sezonu grzewczego i zależy od parametrów otoczenia, pompa grzejna funkcjonuje zaś w cykliczny sposób, dostarczając wymaganą ilość ciepła do przestrzeni ogrzewanej. Jest ona wspomagana także okresowo przez dodatkowe, szczytowe źródło ciepła. W związku z tym, w sezonie grzewczym ciepło jest pobierane z gruntu także w cykliczny sposób, co wpływa na jego stan termiczny. Opracowany model matematyczny umożliwia przeprowadzanie analiz termodynamicznych obejmujących długie okresy funkcjonowania układu – kolejne sezony grzewcze, z uwzględnieniem regeneracji termicznej gruntu w okresach wiosenno – letnich, podczas których układ nie funkcjonuje. W pracy przedstawiono przykładowe obliczenia dla dwóch kolejnych sezonów grzewczych. Otrzymane rezultaty w postaci sezonowej zmienności m.in. takich parametrów jak temperatury w charakterystycznych punktach układu, wydajność cieplna pompy grzejnej, strumienie ciepła pobieranego z gruntu, czy też sezonowe zużycie energii pozwalają porównać pracę układu w pierwszym i drugim sezonie grzewczym oraz stopień regeneracji termicznej gruntu podczas przerwy w działaniu układu.

THERMAL ANALYSIS OF THE SYSTEM WITH A VAPOUR COMPRESSOR HEAT PUMP AND A GROUND VERTICAL HEAT EXCHANGER

Summary

This paper is dedicated to modeling of processes taking place in the heating system with the vapour compressor heat pump. Ground is a low heat source for this heat pump. Vertical, U-tube heat exchanger is located in the ground and heat is transferred from the ground to the heat pump by an intermediate medium. The system, equipped additionally by peak heat source, provides heated building with heat. Processes taking place in this system are dependent on time. Heat demand for the heated object and characteristic parameters, among others, evaporation and condensation temperatures, temperatures of the heating water and intermediate medium, heat fluxes: taken from the ground and transferred to the heated space are varied during the heating season. Thermal state of the ground around the pipes of the heat exchanger is also varied. Thermal analysis of the system was carried out for long operation time, i.e. two consecutive heating seasons, taking into account operation break during spring and summer. Calculation were performed using in-house numerical code, which used commercial program ANSYS FLUENT for calculating the temperature distribution in the ground and in the walls of the heated object.

1. WSTĘP

Układy grzewcze ze sprężarkowymi parowymi pompami ciepła zyskują coraz większą popularność [1-3], a ich liczba systematycznie wzrasta. Dolnymi źródłami ciepła tych pomp mogą być wody powierzchniowe lub geotermalne, powietrze atmosferyczne, oczyszczone wody ściekowe lub górotwór. Wykorzystanie górotworu jest bardzo popularne ze względu na jego dostępność. Wykorzystuje się wówczas gruntowe wymienniki ciepła: poziome, instalowane w powierzchniowych warstwach gruntu lub pionowe, których głębokość w warunkach polskich sięga na ogół do ok. 100 m. Ciepło pobierane jest z gruntu za pośrednictwem czynnika pośredniczącego, który cyrkuluje w rurach wymiennika ciepła, a następnie przekazywane jest ono w parowacu czynnikowi robocznemu w obiegu pompy grzewczej. Podczas funkcjonowania instalacji stan termiczny obszaru górotworu wokół rur gruntowego wymiennika ciepła jest zmienny, zmienna jest także temperatura czynnika pośredniczącego, co wpływa na parametry pracy pompy grzewczej. W literaturze można spotkać prace dotyczące modelowania i analizy układów z gruntowymi wymiennikami ciepła oraz badań eksperymentalnych tego typu instalacji [4-8]. Prace związane z modelowaniem procesów cieplnych zachodzących w gruncie, w otoczeniu rur gruntowych wymienników ciepła, prowadzone są także od wielu lat w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej. Początkowo miały one charakter symulacyjny i dotyczyły wyłącznie układów gruntowych wymienników ciepła [9, 10], w okresie późniejszym zaś analizy dotyczyły układów pompa ciepła - gruntowy wymiennik ciepła, poziomy lub pionowy [11-14]. W pracy niniejszej przedstawiono w sposób opisowy model matematyczny układu: ogrzewany obiekt – sprężarkowa parowa pompa grzewcza – gruntowy pionowy U-rurowy wymiennik ciepła [13, 14]. Program komputerowy opracowany na podstawie modelu, zakładającego pewien określony sposób działania układu grzewczego, umożliwia przeprowadzanie wariantowych, porównawczych analiz termodynamicznych, dotyczących m.in. wpływu konfiguracji rur gruntowego wymiennika ciepła na parametry działania układu, w tym także na stan termiczny gruntu [13, 14]. Analizy te mogą obejmować długie okresy funkcjonowania układu grzewczego (kilka sezonów grzewczych), przy założeniu cyklicznej pracy sprężarki podczas sezonu grzewczego, czyli także cyklicznego poboru ciepła z gruntu, a tym samym jego krótkoterminowej, częściowej regeneracji cieplnej. Opracowany model pozwala przy tym uwzględnić procesy regeneracji cieplnej gruntu wokół rur gruntowego wymiennika ciepła w okresie wiosenno

– letniej przerwy w pracy układu grzewczego, co jest istotne z uwagi na możliwości poboru ciepła z gruntu oraz wydajność cieplną pompy grzewczej, jak również ze względu na częstość wykorzystania dodatkowego źródła ciepła i łączną ilość energii dostarczanej z tego źródła do ogrzewanego obiektu w drugim sezonie grzewczym. Wspomniany model pozwala także przeprowadzać analizy porównawcze uwzględniające wpływ parametrów parowacza, skraplacza czy wymienników ciepła – grzejników w ogrzewanym obiekcie, parametrów pompy cyrkulacyjnej, bądź też rodzaju czynnika pośredniczącego na parametry pracy układu, dla przyjętego trybu jego funkcjonowania.

2. MODEL MATEMATYCZNY UKŁADU GRZEWczego Z POMPĄ CIEPŁA I GRUNTOWYM PIONOWYM U-RUROWYM WYMIENNIKIEM CIEPŁA

Schemat analizowanego układu przedstawiono na rys.1. Zawiera on trzy podstawowe elementy: ogrzewany obiekt, w którym znajdują się wymienniki ciepła – grzejniki, agregat pompy grzewczej (sprężarka, skraplacz, zawór dławiący, parowacz) oraz grunt z pionowym U-rurowym wymiennikiem ciepła. Działanie wspomnianych elementów jest ze sobą ściśle powiązane poprzez obiegi trzech czynników roboczych [13-14]. Jednym z nich jest woda, pobierająca ciepło w skraplaczu i przekazująca je w układzie wymienników ciepła do powietrza w ogrzewanym obiekcie. Drugi ze wspomnianych czynników cyrkuluje w obiegu sprężarkowej parowej pompy grzewczej. W analizowanym wariantcie jest nim czynnik chłodniczy R134a. W trzecim obiegu, składającym się z pionowego wymiennika ciepła, pompy i parowacza cyrkuluje czynnik pośredniczący w przekazywaniu ciepła od górotworu do agregatu pompy grzewczej. Schemat wymiennika gruntowego, mającego kształt bardzo wydłużonej U-rury, przedstawiono na rys. 2.

Procesy zachodzące w rozważanym układzie podczas kilkumiesięcznego sezonu grzewczego mają charakter niestabilny. Ich analizę przeprowadzono, zakładając podział sezonu grzewczego na okresy bilansowe [11-14], np. kilkugodzinne [13, 14], dla których wyznaczono zapotrzebowanie na ciepło. Jak wspomniano, agregat pompy grzewczej podczas sezonu grzewczego funkcjonuje w cykliczny sposób. Przyjęto, iż w każdym z okresów bilansowych agregat ten działa w sposób ciągły do momentu, gdy do obiektu zostanie dostarczona wymagana ilość ciepła [11-14]. Począwszy od tej chwili przez pozostałą część danego okresu

bilansowego pompa grzejna nie działa i ciepło nie jest pobierane z górotworu, rury zaś gruntowego wymiennika ciepła traktowane są jak doskonałe zaizolowane ciepłnie. Ten sposób działania ma miejsce w przypadku, gdy wydajność cieplna pompy grzejnej jest wystarczająco duża, aby w ciągu okresu bilansowego dostarczyć odpowiednią ilość ciepła. W przypadku przeciwnym, pompa grzejna, działając w ciągły sposób przez cały okres bilansowy, jest wspomagana przez dodatkowe źródło ciepła. Ma ono charakter źródła szczytowego. Ograniczeniem działania agregatu pompy grzejnej z uwagi na pracę sprężarki jest zakres dopuszczalnych wartości temperatur parowania i skraplania [13,14]. Przy przekroczeniu tego zakresu agregat pompy grzejnej nie funkcjonuje, a jedynym źródłem ciepła dla obiektu jest źródło dodatkowe. Obliczenia w każdym z okresów bilansowych przeprowadzono przy stałym kroku czasowym. Założono przy tym, iż poszczególne elementy agregatu pompy grzejnej, funkcjonującej wg obiegu Lindego z nieodwracalnym adiabatycznym sprężaniem, w każdym kroku czasowym działają w sposób ustalony, a ich funkcjonowanie opisano równaniami bilansu energii, w przypadku zaś skraplacza, parowacza i wymienników ciepła w ogrzewanym obiekcie dodatkowo równaniami Pecleta [11-14]. Uwzględniono ponadto równania stanu czynnika chłodniczego, zmienność współczynników przenikania ciepła dla skraplacza i parowacza, charakterystykę cieplną grzejników oraz zależność elektrycznej mocy napędowej sprężarki i jej sprawności wewnętrznej od temperatur parowania i skraplania, przy stałej wydajności objętościowej sprężarki [13, 14].

Procesy zachodzące w górotworze są ściśle związane z działaniem agregatu pompy grzejnej, związanym z kolei z zapotrzebowaniem na ciepło. Obieg czynnika pośredniczącego zawiera parowacz i gruntowy wymiennik ciepła, przy czym przyjęto, że temperatura tego czynnika przy wypływie z parowacza jest równa temperaturze przy dopływie do gruntowego wymiennika ciepła, a temperatura podgrzanego czynnika opuszczającego rury wymiennika gruntowego równa jest temperaturze tego czynnika przy dopływie do parowacza [11-14]. Analogiczne założenie dotyczy obiegu wody grzejnej, gdy nie jest wykorzystywane dodatkowe źródło ciepła. Współdziałanie trzech wspomnianych podukładów determinuje ich charakterystyczne parametry pracy, zmienne podczas sezonu grzewczego, jak wykazały wcześniejsze analizy [11-14]. Dodatkowym podukładem jest otoczenie o zmiennych parametrach, wpływające na chwilowe wartości zapotrzebowania na ciepło. Wyznaczane jest ono przy założonej konstrukcji obiektu, jego usytuowaniu względem stron świata i lokalizacji.

Model matematyczny ogrzewanego obiektu uwzględnia nieustalone procesy przenikania ciepła przez przegrody budynku przy uwzględnieniu promieniowania, nieustalone przewodzenie ciepła w układzie podłoga - grunt, przenikanie ciepła przez okna, straty wentylacyjne, zyski ciepła przez okna na drodze promieniowania i wewnętrzne zyski ciepła [13, 14]. W obliczeniach zakłada się stałą temperaturę wewnątrz obiektu, przy zmienności godzinowej parametrów otoczenia, w celu zaś wyznaczania rozkładu temperatury w przegrodach budynku i strumieni przekazywanego ciepła wykorzystuje się program ANSYS FLUENT. Ostatecznym rezultatem obliczeń jest chwilowe zapotrzebowanie na ciepło, na którego podstawie wyznaczane jest także zapotrzebowanie w przyjętych okresach bilansowych [13, 14].

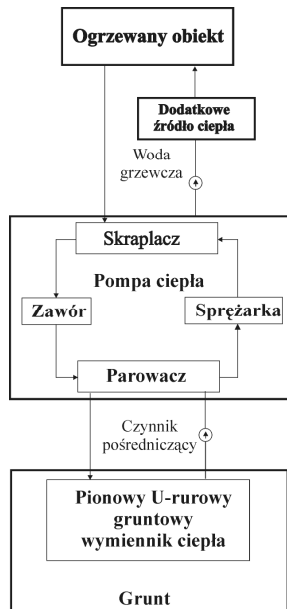
Aby przeprowadzić analizę procesów cieplnych zachodzących w górotworze, należy wyodrębnić obszar, w którym zainstalowano gruntowy, pionowy wymiennik ciepła. Na ogół ma on postać trójwymiarową [11], z uwagi jednak na bardzo mały przyrost temperatury czynnika pośredniczącego, rzędu 2-4 K przy długościach U-rur ok. 100 m, zaproponowano model dwuwymiarowy [11-15]. Bazuje on na założeniu, że średni strumień ciepła pobieranego w wymienniku gruntowym równy jest strumieniowi ciepła wyznaczonemu dla średniej temperatury czynnika w wymienniku [12-14]. W przypadku układów pionowych istotne znaczenie ma zróżnicowanie parametrów termofizycznych poszczególnych warstw górotworu. W związku z tym zaproponowano model dwuwymiarowy, bazujący na podziale U-rury na dowolną liczbę segmentów, wspomniane zaś wyżej założenie spełnione jest wówczas dla każdego odcinka rury [13, 14]. Rozpatrywane są w takim przypadku procesy nieustalonego przewodzenia ciepła w obszarach leżących w płaszczyznach prostopadłych do osi rury, w okolicach połowy długości odcinków podziału różnicowego rury, obejmujących rurę i otaczający ją fragment gruntu. W przypadku gruntowego wymiennika ciepła, składającego się z U-rur umieszczonych w rzędzie, powtarzalny obszar obliczeniowy wyznaczają płaszczyzny adiabatyczne leżące w połowie odległości pomiędzy rurami, płaszczyzna prostopadła do nich znajdująca się w odległości kilku metrów od rury i płaszczyzna symetrii U-rury (rys.3). Proces obliczeniowy związany z wyznaczeniem rozkładu temperatury w górotworze, jednostkowego strumienia ciepła pobieranego z gruntu i temperatur czynnika pośredniczącego przy wypływie z każdego i-tego odcinka wymiennika gruntowego jest iteracyjny i opiera się na zależnościach [13, 14]:

$$\dot{Q}_{pi} = \dot{q}_{lsri} L_{gwc} n_{gwc} \quad (1)$$

$$T_{gl1i} = T_{gl2i} + \frac{\dot{Q}_{pi}}{\dot{V}_{gl} c_{gl} \rho_{gl}} \quad (2)$$

$$T_{glstri} = \frac{T_{gl1i} + T_{gl2i}}{2} \quad (3)$$

gdzie: \dot{Q}_{pi} - strumień ciepła pobieranego przez czynnik w i-tym odcinku rur, W; \dot{q}_{lsri} - średni jednostkowy strumień ciepła pobieranego z gruntu w i-tym odcinku rury związany ze średnią temperaturą czynnika pośredniczącego w tym odcinku rury, W/m; L_{gwc} - długość i-tego odcinka rury, m; n_{gwc} - liczba rur gruntowego wymiennika ciepła, T_{gl1i} , T_{gl2i} - temperatury czynnika, odpowiednio przy wypływie z i-tego odcinka i dopływie do niego, K; \dot{V}_{gl} - strumień objętości, m³/s, c_{gl} - pojemność cieplna właściwa, J/(kg · K) i ρ_{gl} - gęstość kg/m³ czynnika



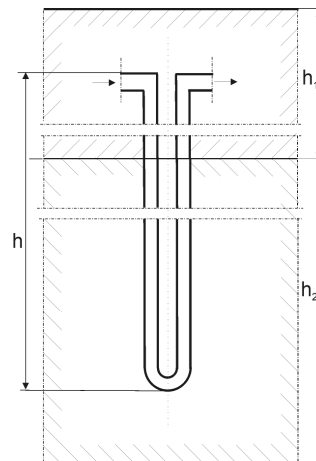
Rys.1. Schemat układu

pośredniczącego; T_{glstri} - średnia temperatura czynnika pośredniczącego w i-tym odcinku rury, K.

Dla odcinka pierwszego temperatura czynnika pośredniczącego przy dopływie do niego jest równa temperaturze tego czynnika przy wypływie z parowacza pompy grzewczej. W przypadku kolejnych odcinków rury temperatura czynnika przy dopływie jest równa jego temperaturze przy wypływie z odcinka poprzedniego.

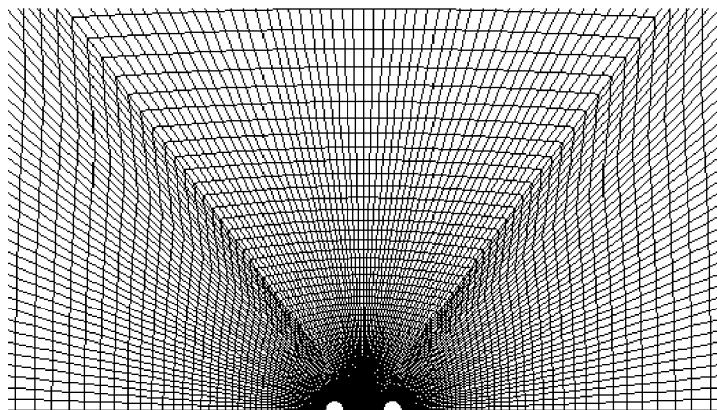
W przypadku czynników pośredniczących, stosowanych w gruntowych wymiennikach ciepła, istotna jest zmiana ich lepkości i gęstości podczas sezonu grzewczego, która wynika ze zmian ich temperatury. Wpływa ona na zmianę oporów przepływu i tym samym na wydajność objętościową pompy tego czynnika. W modelu zjawisko to

uwzględniono, wyznaczając iteracyjnie w każdym kroku czasowym nowy punkt pracy pompy cyrkulacyjnej o założonej charakterystyce wynikający ze zmiennych hydraulicznych oporów przepływu czynnika pośredniczącego, związanych z kolei z jego temperaturą [13-15]. Warunkiem brzegowym na powierzchni zewnętrznej rury gruntowego wymiennika ciepła jest średnia temperatura czynnika w danym odcinku rury i zastępczy współczynnik wnikania ciepła od tej powierzchni do czynnika, obliczany na podstawie średniej temperatury i strumienia objętości czynnika pośredniczącego [13, 14]. Jak wynika z przyjętych założeń oraz uwzględnienia wspomnianych wyżej zjawisk i postaci warunku brzegowego, procedura obliczeniowa ma charakter iteracyjny. W programie komputerowym do wyznaczania jednostkowych strumieni ciepła pobieranego w gruntowym wymienniku ciepła przez czynnik pośredniczący i do wyznaczania rozkładu temperatury w górotworze wykorzystano program

Rys.2. Schemat pionowego, gruntowego, U-rurowego wymiennika ciepła (h_1 , h_2 - górna i dolna warstwa gruntu)

ANSYS FLUENT, który jest procedurą wielokrotnie wywoływaną w każdym kroku czasowym. W modelu wymiennika uwzględniono procesy zmiany fazy wilgoci zawartej w gruncie przez odpowiednie zwiększenie jego pojemności cieplnej właściwej w otoczeniu temperatury przemiany fazowej.

Iteracyjną postać ma także wewnętrzny cykl obliczeniowy dla agregatu pompy grzewczej i wymienników ciepła - grzejników w ogrzewanym obiekcie, zewnętrzna zaś pętla obliczeniowa wynika z iteracyjnego wyznaczania temperatur czynnika pośredniczącego, jako wspólnych dla dwóch podukładów, tj. agregatu pompy grzewczej i podukładu górotwór - gruntowy pionowy wymiennik ciepła.



Rys.3. Fragment obszaru obliczeniowego z siatką podziału numerycznego

3. WYNIKI PRZYKŁADOWYCH OBLICZEŃ

Obliczenia termodynamiczne przeprowadzono dla dwóch kolejnych sezonów funkcjonowania układu, przy uwzględnieniu przerwy wiosenno – letniej. Każdy z sezonów rozpoczyna się w połowie września i trwa 230 dni. W obliczeniach przyjęto trzygodzinne okresy bilansowe, dla których wyznaczono zapotrzebowanie na ciepło dla budynku o powierzchni ok. 180 m², o znanej konstrukcji, usytuowaniu względem stron świata [13] i położonego na Śląsku. Założono w obiekcie stałą temperaturę równą 22^o C. Przyjęta skokowo w interwałach godzinowych zmienność parametrów otoczenia miała charakter statystyczny, z okresu wieloletniego [13]. Otrzymałą zmienność zapotrzebowania na ciepło podczas sezonu grzewczego w przyjętych 3-godzinnych okresach bilansowych, przedstawiono na rys. 4. Gruntowy, pionowy, U-rurowy wymiennik ciepła składał się z 10 rur, każda o długości 30 m, usytuowanych w rzędzie w odległości 3 m od siebie. Przyjęto, że grunt składa się z dwóch warstw (rys. 2) o następujących parametrach [16]:

- górna warstwa (0 – 10 m): grunt niezamrożony – iloczyn gęstości i ciepła właściwego 3740 kJ/(m³·K), współczynnik przewodzenia ciepła 1.5 W/(m·K), grunt zamrożony – iloczyn gęstości i ciepła właściwego 2600 J/(m³·K), współczynnik przewodzenia ciepła 1.75 W/(m·K), entalpia zmiany fazy 80 kJ/kg,

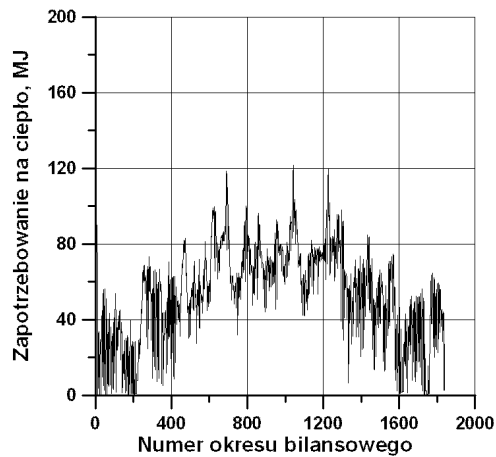
- warstwa dolna (10 - 100 m): grunt niezamrożony – iloczyn gęstości i ciepła właściwego 3220 kJ/(m³·K), współczynnik przewodzenia ciepła 1.2 W/(m·K), grunt zamrożony – iloczyn gęstości i ciepła właściwego 2330 J/(m³·K), współczynnik przewodzenia ciepła 2.2 W/(m·K), entalpia zmiany fazy 55 kJ/kg.

Rozważany wymiennik podzielono na dwie sekcje, z których jedna ulokowana jest w górnej, druga zaś

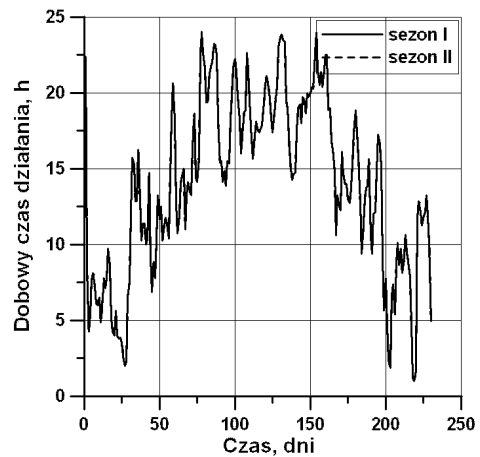
w dolnej warstwie górotworu, przy czym założono, że dopływ do wymiennika i wypływ z niego znajduje się na głębokości 2 m. Startowy rozkład temperatury w gruncie jest wyrównany w całym obszarze obliczeniowym i wynosi 282,15 K dla obszaru górnego i 282,16 K – dla dolnego. Temperatury te wynikają ze wstępnych obliczeń cieplnych obszaru gruntu o głębokości 100 m, z uwzględnieniem konwekcyjno – radiacyjnej wymiany ciepła na powierzchni i założonym warunku stałej temperatury na głębokości 100 m równej 285,15 K, dotyczących dwóch lat poprzedzających rozpoczęcie działania układu grzewczego.

W obliczeniach wielkościami danymi są: strumień wody grzewczej 0,8 kg/s, wydajność objętościowa sprężarki 0,00475 m³/s oraz parametry skraplacza i parowacza, które są wymiennikami płaszczowo – rurowymi (średnice rur 0,012 m/0,010 m, liczba i długość rur odpowiednio 42 i 1 m oraz 42 i 0,7 m), przy czym parowacz jest wyposażony w przegrody segmentowe.

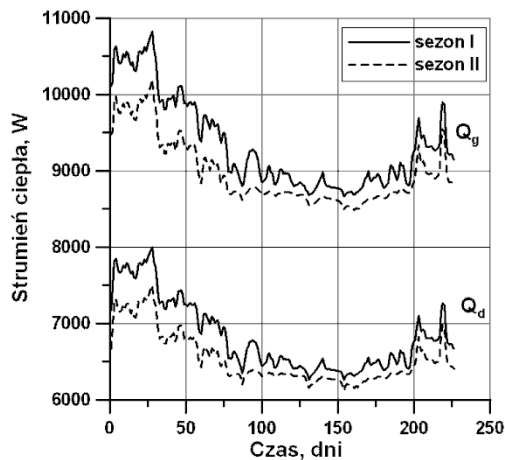
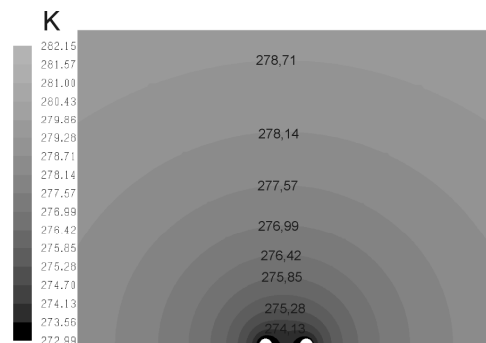
Podczas każdego z sezonów grzewczych maksymalne wartości dobowego czasu działania agregatu przypadają na okresy minimalnych temperatur otoczenia, dla których zapotrzebowanie na ciepło osiąga wartości maksymalne (rys. 5). Przebiegi zmienności dobowego czasu działania w obu przypadkach mają analogiczną postać, przy czym łączny czas działania agregatu pompy grzejnej jest w drugim sezonie grzewczym większy o ok. 3% w stosunku do sezonu pierwszego i wynosi ok. 3215 godzin. Wynika to ze spadku wydajności cieplnej pompy grzejnej w drugim sezonie grzewczym, związanej z kolei ze spadkiem strumienia ciepła pobieranego od górotworu (rys. 6). Jak wspomniano, w okresie wiosenno – letnim zachodzi naturalna regeneracja cieplna gruntu.



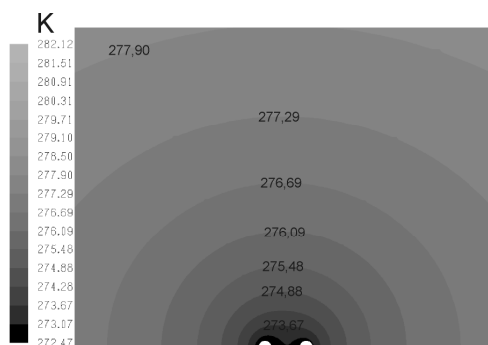
Rys.4. Zapotrzebowanie na ciepło w bilansowych okresach podczas sezonu grzewczego



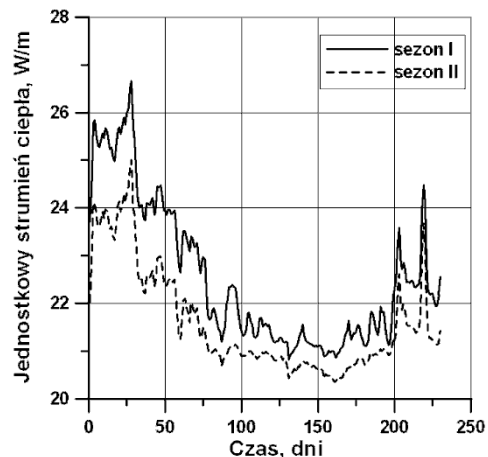
Rys.5. Dobowy czas działania agregatu pompy grzewczej

Rys.6. Strumień ciepła: wytwarzanego przez pompę grzejącą (Q_g) i pobieranego z gruntu (Q_d)

Rys.7A. Rozkład temperatury w gruncie w otoczeniu rur pionowego wymiennika ciepła w 120 dniu działania układu - sezon I



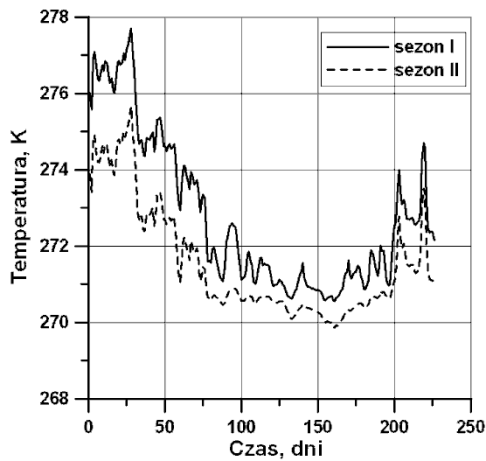
Rys.7B. Rozkład temperatury w gruncie w otoczeniu rur pionowego wymiennika ciepła w 120 dniu działania układu - sezon II



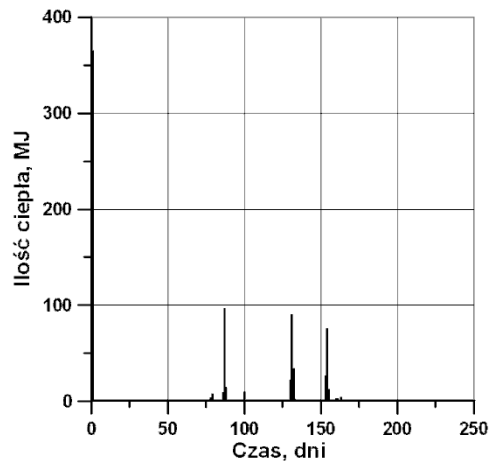
Rys.8. Jednostkowy strumień ciepła pobieranego z gruntu

Z uwagi jednak na jej częściową jedynie postać strumień ciepła pobieranego z górotworu w sezonie drugim są nieco mniejsze w porównaniu z pierwszym sezonem grzewczym. Fakt ten obrazują także nieco odmienne rozkłady temperatury w gruncie w otoczeniu rur wymiennika w 120 dniu pierwszego i drugiego sezonu grzewczego (rys. 7A, 7B). Pomędzy stanem termicznym górotworu, jednostkowymi strumieniami ciepła pobieranego z gruntu (rys. 8)

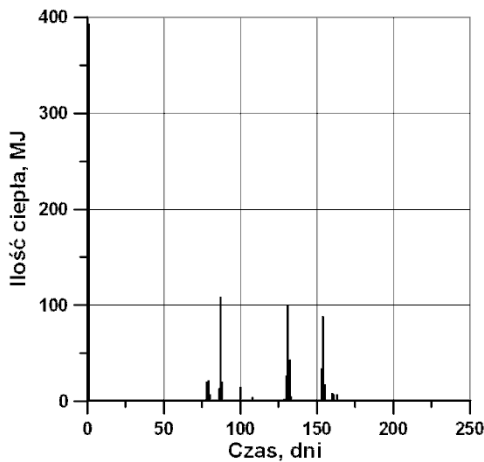
a średnią temperaturą czynnika pośredniczącego w gruntowym wymienniku ciepła (rys. 9) istnieją ściśle związki, co wykazały już wcześniejsze analizy [12-14], przy czym na zmienność ostatniego z tych parametrów wpływa także na funkcjonowanie pozostałych elementów układu, tj. agregatu pompy grzewczej i ogrzewanego obiektu z wymiennikami ciepła - grzejnikami.



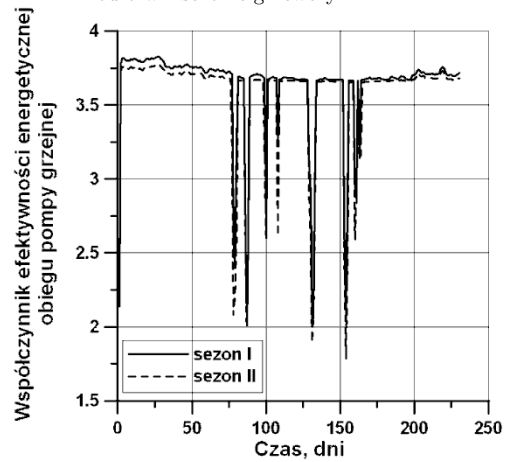
Rys.9. Średnia temperatura czynnika pośredniczącego



Rys.10. Dobowa ilość ciepła dostarczanego przez dodatkowe źródło w I sezonie grzewczym



Rys.11. Dobowa ilość ciepła dostarczanego przez dodatkowe źródło - II sezon grzewczy



Rys.12. Współczynnik efektywności energetycznej obiegu pompy grzewczej

W obu sezonach zarówno temperatura czynnika pośredniczącego, jak i wartości jednostkowego strumienia ciepła pobieranego z gruntu początkowo spadają osiągając wartości minimalne, po czym rosną, co wynika z krótszego czasu działania agregatu pompy grzewczej w okresie bilansowym z uwagi na spadek zapotrzebowania na ciepło grzewcze. Zakres zmienności temperatury czynnika pośredniczącego w drugim sezonie jest przy tym nieco mniejszy, pomimo dłuższego okresu ciągłej pracy pompy grzewczej (o ok. 13%), przy równoczesnym funkcjonowaniu dodatkowego źródła ciepła. Efekt ten jest wypadkową stanu cieplnego gruntu i zmian charakterystycznych temperatur czynników w obiegu pompy grzewczej i wymiennikach ciepła-grzejnikach spowodowanych działaniem dodatkowego źródła ciepła. Przy założonej konfiguracji rur gruntowego wymiennika ciepła, w obu sezonach grzewczych źródło to pełniło funkcję źródła szczytowego (rys. 10 i 11), dostarczając odpowiednio 785 MJ i 947 MJ ciepła, średni zaś sezonowy, jednostkowy strumień ciepła pobieranego z gruntu był w drugim sezonie grzewczym mniejszy o ok. 1 W w porównaniu z sezonem pierwszym i wynosił 21,6 W/m.

Współczynnik efektywności energetycznej obiegu pompy grzewczej, zdefiniowany jako stosunek strumienia ciepła grzewczego wytwarzanego przez pompę ciepła do wewnętrznej mocy napędowej sprężarki, pokazano na rys. 12. Jego chwilowe spadki spowodowane są działaniem dodatkowego źródła ciepła, skutkującym także wzrostem temperatury skraplania. Średni sezonowy wskaźnik zużycia energii elektrycznej na wytworzenie jednostki ciepła grzewczego w rozważanym układzie grzewczym wynosił w pierwszym sezonie 0,3237, w drugim zaś 0,3294, przy czym założono, iż dodatkowe źródło ciepła zużywa energię elektryczną, a jego sprawność wynosi 1, jak również uwzględniono zużycie energii elektrycznej do napędu sprężarki i pompy czynnika pośredniczącego.

4. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

W pracy przedstawiono wyniki dwusezonowej analizy porównawczej, dotyczącej niestabilnych procesów zachodzących w układzie grzewczym, w którym głównym źródłem ciepła jest sprężarkowa parowa pompa grzewcza współpracująca z gruntowym,

pionowym, U-rurowym wymiennikiem ciepła. Zaprezentowane wyniki wykazały, iż funkcjonowanie rozważanego układu, przy założonym sposobie działania, nie jest w pełni powtarzalne w dwóch kolejnych sezonach grzewczych, uwzględnienie zaś procesu termicznej naturalnej regeneracji gruntu w pobliżu rur jest czynnikiem istotnym, wpływa na funkcjonowanie układu w kolejnym sezonie grzewczym i powinno być uwzględniane w tego typu analizach. Istotny z punktu widzenia użytkownika wskaźnik jednostkowego zużycia energii elektrycznej w układzie w drugim sezonie grzewczym był większy w porównaniu z sezonem pierwszym. Jak wykazały

wcześniejsze, jednosezonowe analizy porównawcze, dotyczące układów z gruntowymi wymiennikami ciepła poziomymi i pionowymi [13, 14] parametry geometryczne tych wymienników, w tym długość rur, wpływają na charakterystyczne parametry funkcjonowania układów grzewczych i zużycie energii elektrycznej do napędu sprężarki, pomp czynnika pośredniczącego i energii dostarczanej przez dodatkowe źródło ciepła. W tym kontekście celowe jest przeprowadzenie analogicznych analiz, lecz obejmujących kolejny sezon funkcjonowania układu grzewczego.

Literatura

1. Rubik M.: Pompy ciepła: poradnik. Ośrodek Informacji "Technika instalacyjna w budownictwie". Warszawa 2006.
2. Sanner B.: Current status of ground source heat pumps in Europe. In: 9th Int. Conf. on Thermal Energy Storage FUTURESTOCK'2003, Warsaw, 2003, p. 695-703.
3. Yasukawa K., Takasugi S.: Present status of underground thermal utilization in Japan. "Geothermics" 2003, 32, p. 609-618.
4. Esen H., Inalli M., Esen M.: Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system. "Building and Environment" 2007, Vol.42, p. 1126-1134.
5. Cui P., Yang H., Spitler J.D., Fang Z.: Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+. "Energy and Buildings" 2008, Vol. 40, p. 1731-1736.
6. Kujawa T., Nowak W., Szaflik W.: Mathematical model of geothermal Field Exchanger. "Archives of Thermodynamics" 1999, 20 (1/2), p. 39-50.
7. Remiorz L.: Koszt ogrzewania domu jednorodzinnego wyposażonego w pompę ciepła – wstępne wyniki pomiarów. „Rynek Ciepła”2012, Materiały i studia. Lublin: Wyd. KAPRINT, 2012, p. 49-52.
8. Dąbrowski J., Hutnik E.: Impact of the use of the solar installation and a heat pump in residential building on reduction of conventional energy consumption. "Rynek Energii" 2012, 5 (102), p. 153-158.
9. Składzień J., Hanuszkiewicz-Drapała M., Fic A.: Thermal analysis of vertical ground exchangers of heat pumps. "Heat Transfer Engineering" 2006, 27, No. 2, p. 2-13.
10. Fic A., Hanuszkiewicz-Drapała M.: Strumienie ciepła przejmowanego w poziomym gruntowym wymienniku ciepła pompy grzejnej. „Chłodnictwo” 2002, nr 6, s. 8-12.
11. Hanuszkiewicz-Drapała M., Składzień J., Fic A.: Numerical analysis of the system: vapour compressor heat pump – vertical ground heat exchanger. "Archives of Thermodynamics" 2007, Vol. 28, 1, s.15-32.
12. Hanuszkiewicz-Drapała M., Składzień J.: Operation characteristics of heat pump system with ground heat exchangers. "Heat Transfer Engineering" 2012, 33 (7), p. 629-641.
13. Hanuszkiewicz-Drapała M.: Analizy numeryczne układów z pompami grzejnymi sprężarkowymi parowymi i z gruntowymi poziomymi wymiennikami ciepła. "Rynek Energii" 2010, nr 5 (90).
14. Hanuszkiewicz-Drapała M., Składzień J.: Heating system with vapour compressor heat pump and vertical U-tube ground heat exchanger. "Archives of Thermodynamics" 2010, Vol. 31, No 4, p. 93 – 110.
15. Hanuszkiewicz-Drapała M.: Modelowanie zjawisk cieplnych w gruntowych wymiennikach ciepła pomp grzejnnych z uwzględnieniem oporów przepływu czynnika pośredniczącego. „Modelowanie Inżynierskie” 2009, nr 38, s.57-68.
16. Składzień J.: Analiza cieplna i ekonomiczna mrożenia górotworu. Zesz. Nauk. Pol. Śl. S. „Energetyka” , z. 78. Monografia. Gliwice 1981.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy

Nr N N512 317238

Proszę cytować ten artykuł jako:

Hanuszkiewicz-Drapała M., Składzień J. :Analiza termodynamiczna układu z pompą grzejną i gruntowym pionowym wymiennikiem ciepła. „Modelowanie Inżynierskie”2013, nr 46, t. 15, s. 35 – 42.