

# Opracowanie i konstrukcja regulatora pompy ciepła typu powietrze-woda: modelowanie obiektu

Piotr Tatjewski, Maciej Ławryńczuk, Piotr Marusak

Institut Automatyki i Informatyki Stosowanej, Politechnika Warszawska, 00-665 Warszawa, ul. Nowowiejska 15/19, Gmach Elektroniki

Marian Rubik, Piotr Ziętek

Wydział Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej, 00-653 Warszawa, ul. Nowowiejska 20, Gmach Inżynierii Środowiska

Maciej Szumski, Michał Szumski

Plum sp. z o.o., 16-001 Kleosin, Ignatki 27a

**Streszczenie:** W artykule opisano metodę tworzenia modelu pompy ciepła, który docelowo zostanie wykorzystany do opracowania urządzenia sterującego. Ze względu na szybkie działanie obiektu, skoncentrowano się na opracowaniu modelu statycznego obiektu. Model ten jest złożony z szeregu równań, które opisują poszczególne elementy pompy ciepła, czyli: sprężarkę, skraplacz, zawór rozprężny oraz parowacz. Pomimo stosunkowo bogatej literatury, w której zostały opisane modele poszczególnych elementów pompy ciepła, ich połączenie w jeden model nie jest niestety działaniem prostym i, ze względu na stosunkowo duży stopień skomplikowania zagadnienia, wymaga opracowania funkcji (najczęściej w postaci wielomianów), które opisują zmiany parametrów modelu. Ponadto okazało się być potrzebne zastosowanie algorytmu otrzymywania wartości wyjść, który bazuje na metodzie iteracji prostych. Dzięki opisanemu w referacie podejściu, została uzyskana dobra jakość modelowania, o czym świadczą wyniki przeprowadzonych eksperymentów. Podczas tych badań, przebiegi zmiennych odwzorowujących pracę obiektu zostały porównane z danymi pozyskanymi z rzeczywistego obiektu (pompy ciepła).

**Słowa kluczowe:** pompa ciepła, modelowanie, metoda iteracji prostych

## 1. Wstęp

Istotnym i często najtrudniejszym zagadnieniem przy opracowywaniu algorytmu regulacji jest modelowanie obiektu. W przypadku pompy ciepła, ze względu na szybkie działanie obiektu, skoncentrowano się na opracowaniu modelu statycznego obiektu, co jest podejściem typowym (zob. np. [7]).

W następnym etapie działań, opracowany model zostanie wykorzystany do sterowania obiektu optymalizującego efektywność energetyczną, a tym samym i ekonomiczną obiektu.

Mimo stosunkowo bogatej literatury opisującej modele poszczególnych elementów pompy ciepła, ich połączenie w jeden model nie jest działaniem prostym i, ze względu na stosunkowo duży stopień skomplikowania zagadnienia, wymaga opracowania funkcji opisujących zmiany parametrów modelu. Potrzebne także okazało się użycie algorytmu wyznaczania wartości wyjściowych bazującego na metodzie iteracji prostych [2].

W kolejnym rozdziale opisano szczegółowo model pompy ciepła z rozbiciem na proste modele poszczególnych elementów obiektu oraz algorytm iteracyjny służący do bilansowania modelu i otrzymywania wartości poszczególnych zmiennych opisujących zachowanie procesu.

W rozdziale 3 przedstawiono wyniki modelowania rzeczywistej pompy ciepła w postaci porównania przebiegów zmiennych otrzymanych z modelu z przebiegami pozyskanymi z rzeczywistego obiektu. Artykuł kończy krótkie podsumowanie.

### Autor korespondujący:

Piotr Marusak, P.Marusak@ia.pw.edu.pl

### Artykuł recenzowany

nadesłany 28.11.2014 r., przyjęty do druku 12.01.2015 r.



Zezwala się na korzystanie z artykułu na warunkach licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0

## 2. Model pompy ciepła

### 2.1. Założenia modelu

W celu symulacji obiegu pompy ciepła algorytm powinien określać parametry stanu czynnika roboczego w poszczególnych punktach charakterystycznych obiegu, uwzględniając jednocześnie strumień masy czynnika przepływający przez każdy z elementów. Parametry czynnika oraz strumień masy mogą być wyznaczone przy użyciu modeli poszczególnych elementów.

Na przykład, model sprężarki zazwyczaj pozwala określić strumień masy na podstawie ciśnienia wlotowego i entalpii oraz ciśnienia na wylocie. Obliczony strumień jest następnie wykorzystywany w modelu skraplacza. Podobnie do modelu sprężarki, model zaworu rozprężnego pozwala wyznaczyć strumień masy, który jest następnie wykorzystywany do modelowania parowacza.

Pompa ciepła składa się z czterech głównych elementów: sprężarki, skraplacza, zaworu rozprężnego oraz parowacza (parownika). Model każdego z elementów wymaga określania termofizycznych parametrów czynnika roboczego. Może być to wykonane np. za pomocą programu REFPROP [4] lub danych tablicowych.

Podstawą do obliczeń modeli podzespołów są zwykle parametry wejściowe czynnika – ciśnienie oraz entalpia. Sprężarka i zawór rozprężny wymagają również ciśnienia wylotowego, aby określić strumień masy, natomiast wymienniki (parowacz i skraplacza) wymagają strumienia masy.

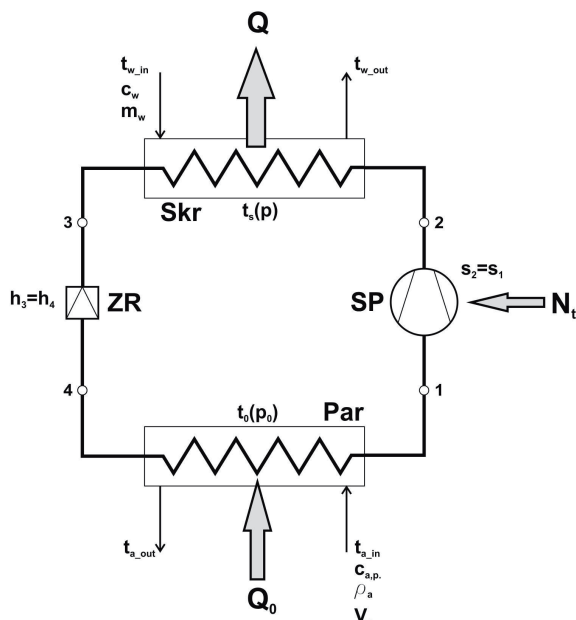
W dalszej części opisano modele poszczególnych elementów pompy ciepła, w których wykorzystano opis literaturowy [8]:

- sprężarki,
- skraplacza,
- zaworu rozprężnego oraz
- parowacza.

Na końcu omówiono algorytm iteracyjnego dostrajania modelu.

### 2.2. Model sprężarki

Zmienne wejściowe: parametry czynnika roboczego:  $h_1, P_1, P_2$ , zmienne wyjściowe: entalpia czynnika:  $h_2$ , strumień masy:  $m_{spr}$ , moc elektryczna pobierana przez sprężarkę:  $P_{spr}$ .



Rys. 1. Schemat obiegu pompy ciepła z zaznaczeniem punktów charakterystycznych

Fig. 1. Scheme of a heat pump cycle with state points

Strumień masy czynnika roboczego przetłaczany przez sprężarkę jest dany wzorem (np. [1]):

$$m_{spr} = \rho_1 \cdot V_s \cdot N \cdot \eta_v \quad (1)$$

gdzie:  $\rho_1$  – gęstość czynnika roboczego przed sprężarką,  $V_s$  – objętość komory sprężania zależąca od wielkości i rodzaju sprężarki,  $N$  – prędkość obrotowa wału napędowego sprężarki,  $\eta_v$  – sprawność objętościowa sprężania. Parametry fizyczne sprężarki były identyfikowane z wykorzystaniem danych katalogowych producenta oraz danych pomiarowych.

Prędkość obrotowa wału napędowego sprężarki jest opisana wzorem:

$$N = \frac{f \cdot 60}{b} \text{ [obr./min]} \quad (2)$$

gdzie  $f$  – częstotliwość pracy sprężarki [Hz] (pierwsze wejście sterujące),  $b$  – liczba par biegunów silnika,  $b = 6$ . Gęstość czynnika w punkcie 1 określić należy z właściwości czynnika, na podstawie danych pomiarowych, jako funkcję:

$$\rho_1 = f(P_1, T_1). \quad (3)$$

Sprawność objętościową można opisać wzorem [3]:

$$\eta_v = 1 + C - C \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4)$$

gdzie:  $C$  (ang. *clearance volume ratio*) – parametr związany z rzeczywistą objętością komory sprężania;  $P_2$  – ciśnienie tłoczenia sprężarki (za sprężarką),  $P_1$  – ciśnienie ssania sprężarki (przed sprężarką),  $n$  – wykładnik politropy.

We wzorze (4) pominięto spadek ciśnienia na wlocie do komory sprężania i związaną z nim zmianę objętości właściwej czynnika – objętość właściwa czynnika dopływającego do komory sprężania jest równa objętości właściwej czynnika w przewodzie ssawnym sprężarki. Współczynnik  $C$  przyjmuje najczęściej stałą wartość i charakteryzuje daną sprężarkę. Wykładnik politropy przyjmuje się jako stały lub zmienny.

Często w literaturze (zob. np. [6, 7]) znajduje się opis sprawności objętościowej, który uzależnia jej wartość od stopnia sprężania oraz prędkości obrotowej sprężarki, czyli:

$$\eta_v = f \left( \frac{P_2}{P_1}, N \right). \quad (5)$$

Tak samo uczyniono w rozważanym w referacie przypadku, przy czym zastosowano funkcję drugiego stopnia, jak w (Rasmussen i Alleyne 2006).

Sprawność adiabatyczna jest opisana wzorem:

$$\eta_a = \frac{h_{2t} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (6)$$

gdzie  $h_1$  – entalpia właściwa czynnika na wlocie sprężarki,  $h_{2t}$  – entalpia właściwa czynnika na wylocie sprężarki przy założeniu procesu adiabatycznego (stała entropia);  $h_{2t} = f(P_2, s_2 = s_1)$ ,  $h_2$  – rzeczywista entalpia właściwa czynnika na wylocie sprężarki (proces politropowy),  $h_2 = f(P_2, T_2)$ . W praktyce, sprawność adiabatyczną przedsta-

wia się często jako funkcję prędkości obrotowej sprężarki oraz stopnia sprężania (Rasmussen i Alleyne 2006):

$$\eta_a = f\left(\frac{P_2}{P_1}, N\right), \quad (7)$$

Podczas prac założono tutaj funkcję trzeciego stopnia.

Wykorzystując sprawność adiabaticzną oraz entalpię czynnika  $h_{2t}$ , można określić entalpię w punkcie 2, korzystając z zależności:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_a}. \quad (8)$$

Wartość entalpii  $h_{2t}$  można określić na podstawie entropii  $s_1$  oraz ciśnienia  $P_2$ , z właściwości czynnika roboczego, jako funkcje  $h_{2t} = f(P_2, s_1)$  oraz  $s_1 = f(P_1, T_1)$ .

Moc elektryczna pobierana przez sprężarkę jest zaś dana wzorem:

$$P_{spr} = \frac{m_{spr}(h_2 - h_1)}{\eta_{mech}}, \quad (9)$$

gdzie:  $\eta_{mech}$  – sprawność mechaniczna silnika sprężarki.

### 2.3. Model skraplacza

Zmienne wejściowe: parametry czynnika roboczego:  $h_2$ ,  $m_{spr}$ ,  $P_2$ , zmienne wyjściowe: entalpia czynnika:  $h_3$ , ciśnienie czynnika:  $P_3$ , temperatura wody na wylocie:  $T_{w\_out}$ , moc cieplna:  $Q$ .

Spadek ciśnienia w skraplaczu można w uproszczeniu opisać zależnością jak przepływu jednofazowego, w postaci:

$$\Delta P_{skr} = f_T \frac{2L_{skr}}{\pi \rho_3 D_{skr}} m_{spr}^2, \quad (10)$$

gdzie:  $f_T$  – współczynnik tarcia,  $L_{skr}$  – długość rur skraplacza,  $D_{skr}$  – średnica rur skraplacza. Współczynnik  $f_T$  jest funkcją właściwości czynnika roboczego oraz parametrów wymiennika i zależy m.in. od charakteru przepływu oraz liczby Reynoldsa. Parametry  $f_T$ ,  $L_{skr}$ ,  $D_{skr}$  można próbować zidentyfikować na podstawie danych pomiarowych, przy czym  $L_{skr}$  i  $D_{skr}$  są wielkościami stałymi. W pracy całą zależność (10), na podstawie danych pomiarowych przybliżono funkcją trzeciego stopnia strumienia masy przepływającego przez sprężarkę, czyli:

$$\Delta P_{skr} = f(m_{spr}), \quad (11)$$

Znając spadek ciśnienia można wyznaczyć ciśnienie w punkcie 3:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{skr}. \quad (12)$$

Zwykle w skraplaczu wymiana ciepła odbywa się w trzech strefach: strefa pary przegrzanej, strefa mieszaniny cieczy i pary suchej (przepływ dwufazowy), strefa cieczy dochłodzonej. Największą część stanowi strefa dwufazowa, stąd dla uproszczenia można przyjąć stałą temperaturę czynnika roboczego w skraplaczu, odpowiadającą średniej temperaturze nasycenia czynnika w skraplaczu:

$$T_{skr} = f\left(\frac{P_2 + P_3}{2}\right). \quad (13)$$

Strumień ciepła oddawany wodzie w skraplaczu w uproszczeniu można wyrazić wzorem:

$$Q = (UA)_s (T_{skr} - T_{w\_in}), \quad (14)$$

gdzie  $UA_s$  – iloczyn współczynnika przenikania ciepła ( $U$  [W/m<sup>2</sup>·K]) oraz powierzchni wymiany ciepła skraplacza ( $A$  [m<sup>2</sup>]), [W/K]. Strumień ciepła można także wyznaczyć na podstawie zależności:

$$Q = m_{spr}(h_2 - h_3), \quad (15)$$

przy czym entalpia w punkcie 3  $h_3$  jest wyznaczana jako funkcja ciśnienia i temperatury:

$$h_3 = f(P_3, T_3). \quad (16)$$

Temperatura wody na wylocie ze skraplacza jest opisana wzorem:

$$T_{w\_out} = T_{w\_in} + \frac{Q}{m_w c_w}, \quad (17)$$

gdzie  $m_w$  – strumień masy wody, kg/s,  $c_w$  – ciepło właściwe wody,  $c_w \approx 4,19$  kJ/(kg·K),  $T_{w\_in}$  – temperatura wody na wlocie do skraplacza.

### 2.4. Model zaworu rozprężnego

Zmienne wejściowe: parametry czynnika roboczego:  $h_3$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $\rho_3$ , zmienne wyjściowe: entalpia czynnika:  $h_4$ , strumień masy:  $m_{zr}$ .

Strumień masy czynnika przepływającego przez zawór jest opisany zależnością (np. [5]):

$$m_{zr} = C_{zr} \cdot A_{zr} \sqrt{2\rho_3 \cdot (P_3 - P_4)}, \quad (18)$$

gdzie  $C_{zr}$  – stała zaworu zależna od jego rodzaju,  $A_{zr}$  – pole przekroju otworu dławiącego w zaworze rozprężnym, [m<sup>2</sup>],  $\rho_3$  – gęstość czynnika roboczego dopływającego do zaworu rozprężnego [kg/m<sup>3</sup>], która jest przedstawiona jako funkcja ciśnienia  $P_3$  i entalpii  $h_3$ :

$$\rho_3 = f(P_3, h_3). \quad (19)$$

Ponadto, przyjmuje się, że rozprężanie zachodzi izoentalpowo, stąd:

$$h_4 = h_3. \quad (20)$$

Iloczyn  $C_{zr} \cdot A_{zr}$  zidentyfikowano, jako funkcję ciśnienia  $P_3$ , ciśnienia  $P_4$ , temperatury  $T_3$  oraz stopnia otwarcia zaworu  $z$  (drugie wejście sterujące):

$$C_{zr} \cdot A_{zr} = f(P_3, P_4, T_3, z). \quad (21)$$

### 2.5. Model parowacza

Zmienne wejściowe: parametry czynnika roboczego:  $h_4$ ,  $m_{zr}$ ,  $P_4$ , zmienne wyjściowe: entalpia czynnika:  $h_1$ , ciśnienie czynnika:  $P_1$ , temperatura powietrza na wylocie:  $t_{a\_out}$ , moc cieplna pobierana w parowaczu:  $Q_0$ .

Spadek ciśnienia w parowaczu można w uproszczeniu opisać zależnością dotyczącą przepływu jednofazowego, w postaci:

$$\Delta P_{par} = f_T \frac{2L_{par}}{\pi \rho_4 D_{par}} m_{zr}^2, \quad (22)$$

gdzie  $f_T$  – współczynnik tarcia,  $L_{par}$  – długość rur parowacza,  $D_{par}$  – średnica rur parowacza. Podobnie, jak w przypadku skraplacza, wielkości  $f_T$ ,  $L_{par}$ ,  $D_{par}$  można spróbować zidentyfikować na podstawie danych pomiarowych, przy czym  $L_{par}$  i  $D_{par}$  są wielkościami stałymi.

Tak, jak w przypadku skraplacza, całą zależność (22), na podstawie danych pomiarowych, przybliżono funkcją trzeciego stopnia strumienia masy przepływającego przez sprężarkę, czyli:

$$\Delta P_{par} = f(m_{spr}). \quad (23)$$

Znając spadek ciśnienia można wyznaczyć ciśnienie w punkcie 1:

$$P_1 = P_4 - \Delta P_{par}. \quad (24)$$

Zwykle w parowaczu wymiana ciepła odbywa się w dwóch strefach: strefie mieszaniny cieczy i pary suchej (przepływ dwufazowy) oraz strefie pary przegrzanej. Największą część stanowi strefa dwufazowa, stąd w uproszczeniu można przyjąć stałą temperaturę czynnika roboczego w parowaczu odpowiadającą średniej temperaturze nasycenia czynnika w parowaczu:

$$T_{par} = f\left(\frac{P_4 + P_1}{2}\right). \quad (25)$$

W badanej pompie ciepła ciśnienie nasycenia czynnika roboczego w punkcie 4 jest znacznie wyższe niż ciśnienie, które umożliwiałoby wymianę ciepła (temperatura czynnika jest wyższa niż temperatura powietrza zewnętrznego). Wymiana ciepła (pobieranie ciepła) pomiędzy czynnikiem roboczym a powietrzem zewnętrznym rozpocznie się dopiero, gdy ciśnienie nasycenia spadnie poniżej ciśnienia nasycenia odpowiadającego temperaturze powietrza zewnętrznego. Stąd przyjęto jako średnią temperaturę czynnika roboczego wartość uwzględniającą temperaturę powietrza zewnętrznego:

$$T_{par\_wc} = f\left(\frac{P(T_{a\_in}) + P_1}{2}\right). \quad (26)$$

gdzie  $T_{par\_wc}$  – średnia temperatura nasycenia czynnika roboczego uczestniczącego w pobieraniu ciepła z powietrza zewnętrznego w parowaczu,  $P(T_{a\_in})$  – ciśnienie nasycenia czynnika roboczego przy temperaturze odpowiadającej temperaturze powietrza zewnętrznego na wlocie do parowacza,  $P_1$  – ciśnienie nasycenia czynnika roboczego w punkcie 1 (za parowaczem).

Strumień ciepła pobieranego z powietrza zewnętrznego w parowaczu jest opisany zależnością:

$$Q_0 = (UA)_p (T_{par\_wc} - T_{a\_in}), \quad (27)$$

gdzie  $UA_p$  – iloczyn współczynnika przenikania ciepła ( $U$  [ $W/m^2 \cdot K$ ]) oraz powierzchni wymiany ciepła parowacza ( $A$  [ $m^2$ ]), [ $W/K$ ]. Podobnie, jak w przypadku skraplacza, strumień ciepła można także wyznaczyć na podstawie zależności:

$$Q_0 = m_x (h_1 - h_4), \quad (28)$$

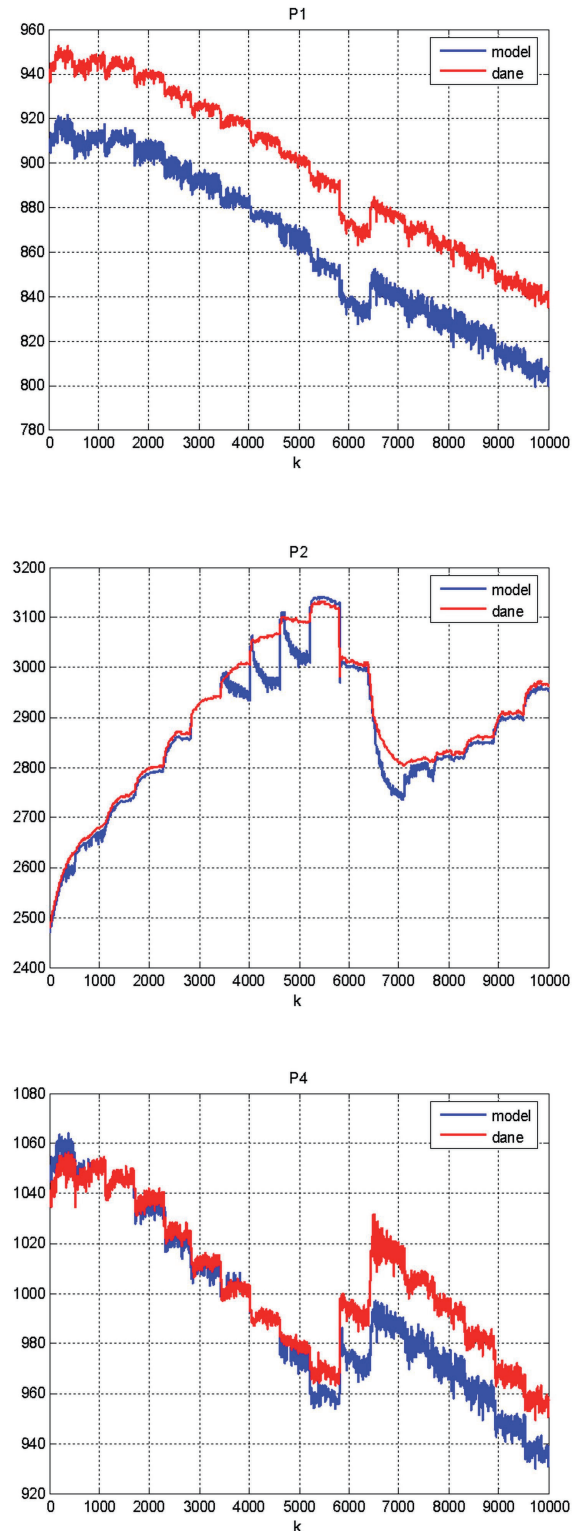
przy czym entalpia w punkcie 1,  $h_1$  jest wyznaczana jako funkcja ciśnienia i temperatury:

$$h_1 = f(P_1, T_1). \quad (29)$$

Temperatura powietrza na wylocie z parowacza jest opisana wzorem:

$$T_{a\_out} = T_{a\_in} - \frac{Q_0}{m_a c_{ap}} = T_{a\_in} - \frac{Q_0}{V_a \rho_a c_{ap}}, \quad (30)$$

gdzie  $m_a$  – strumień masy powietrza [ $kg/s$ ],  $c_{ap}$  – ciepło właściwe powietrza,  $c_{ap} \approx 1,005$   $kJ/(kg \cdot K)$ ,  $V_a$  – strumień objętości



Rys. 2. Porównanie ciśnienia w punktach 1, 2 oraz 4 obiegu czynnika w pompie ciepła (ciśnienie wyrażone w kPa)  
Fig. 2. Pressure (in kPa) in state points 1, 2 and 4 of the heat pump cycle

powietrza (w badanej pompie ciepła nominalnie:  $V_a = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ ),  $\rho_a$  – gęstość powietrza (funkcja temperatury)  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ .

Równanie (30) jest poprawne przy założeniu pracy wymiennika ciepła bez wykraplania wilgoci z powietrza. Jeżeli temperatura czynnika roboczego będzie niższa niż temperatura punktu rosy powietrza zewnętrznego, to następować będzie kondensacja pary wodnej i w obliczeniach należy uwzględnić

również ciepło utajone. Wzór, który to uwzględni opiera się na entalpii powietrza zewnętrznego i ma postać:

$$h_{a\_out} = h_{a\_in} - \frac{Q_0}{m_a} \quad (31)$$

Określenie temperatury powietrza wilgotnego na podstawie entalpii wymaga określenia wilgotności względnej powietrza lub zawartości wilgoci w powietrzu. Problem ten, jako istotny, jest tu sygnalizowany, jednak w dalszej części pracy nie jest rozważany.

## 2.6. Algorytm iteracyjnego dostrajania modelu

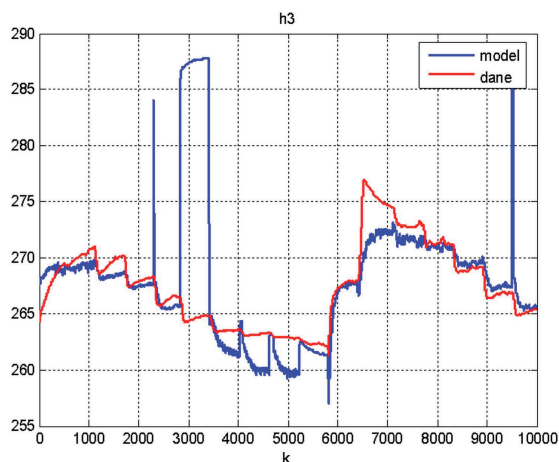
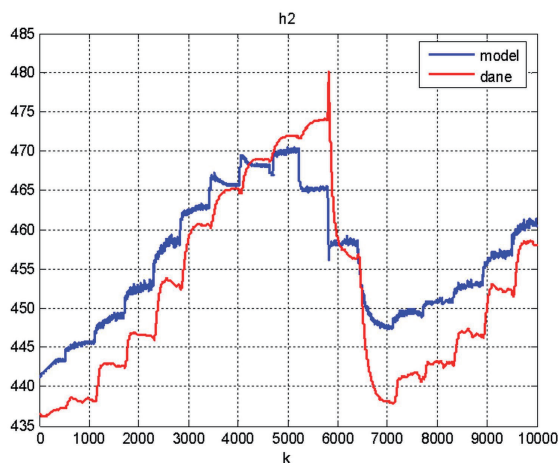
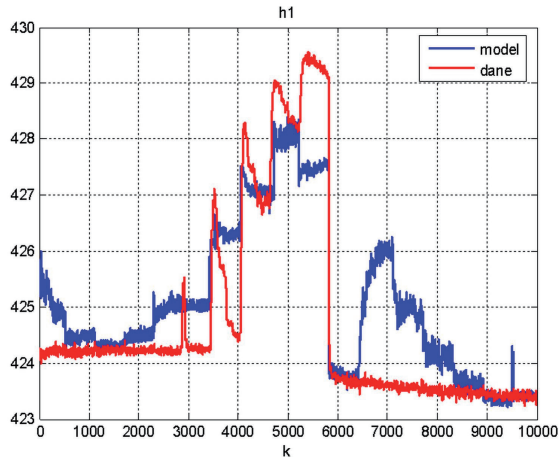
Idea algorytmu iteracyjnego dostrajania modelu, zaadaptowanego z pracy [2] jest następująca:

1. stosujemy równania opisujące pracę sprężarki otrzymując między innymi wartość strumienia masy;
2. stosujemy równania opisujące pracę skraplacza, otrzymując wartości zmiennych w kolejnym modelu;
3. używamy równań opisujących pracę zaworu rozprężnego otrzymując między innymi wartość strumienia masy;
4. porównujemy wartość strumienia masy w sprężarce i w zaworze rozprężnym. Jeśli są one wystarczająco zbliżone ( $|m_{spr} - m_{zr}| < \delta_1$ ), to przechodzimy do kolejnego punktu, jeśli nie, to zmieniamy wartość ciśnienia  $P_2$  i wracamy do punktu 1;
5. korzystamy z równań opisujących działanie parowacza. Wśród wartości zmiennych, które otrzymamy, jest wartość entalpii  $h_1$ ;
6. porównujemy wartość entalpii  $h_1$  z poprzednio przyjętą wartością. Jeśli są one wystarczająco zbliżone ( $|h_{1\_po} - h_1| < \delta_2$ ), to przechodzimy do kolejnego punktu, jeśli nie, to zmieniamy wartość ciśnienia  $P_4$  i wracamy do punktu 1. Zauważmy przy tym, że ciśnienie  $P_4$  wpływa na wartość ciśnienia  $P_1$  i wartość początkową entalpii  $h_1$ ;
7. otrzymaliśmy zbilansowany model – możemy odczytać wartości poszczególnych zmiennych.

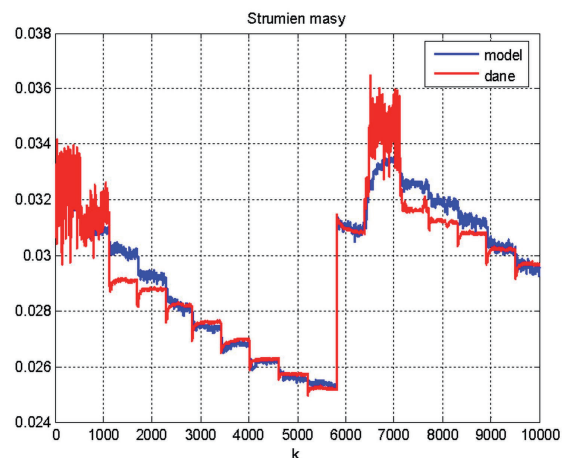
### Uwagi dotyczące implementacji

W powyższym algorytmie oprócz parametrów określających dokładność bilansowania  $\delta_1$  i  $\delta_2$ , wprowadzone zostały następujące parametry:

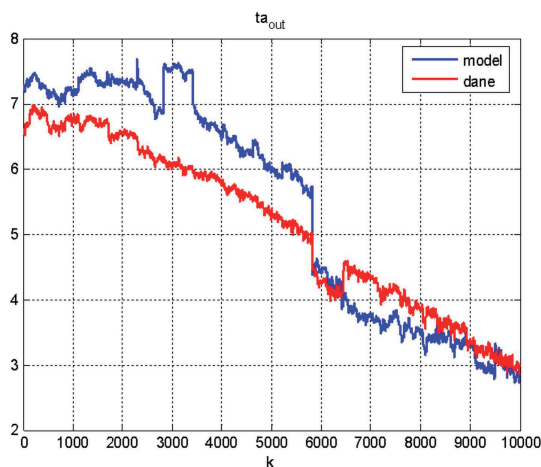
– maksymalna liczba iteracji przy bilansowaniu strumienia masy,



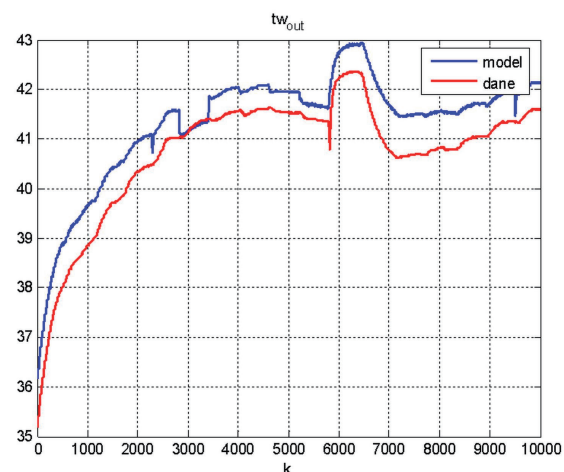
Rys. 3. Porównanie entalpii (w kJ/kg) w punktach 1, 2 oraz 3 obiegu czynnika w pompie ciepła  
Fig. 3. Enthalpies (in kJ/kg) in the state points 1, 2 and 3 of the heat pump cycle



Rys. 4. Porównanie strumienia masy czynnika w obiegu (w kg/s)  
Fig. 4. Mass flow of the heat pump cycle (in kg/s)



Rys. 5. Porównanie temperatury powietrza na wylocie z parowacza w °C  
Fig. 5. Temperature of air at the outlet of evaporator in °C



Rys. 6. Porównanie temperatury wody na wylocie ze skraplacza w °C  
Fig. 6. Water temperature at the outlet of condenser in °C

- maksymalna liczba iteracji przy bilansowaniu entalpii w punkcie 1,
- początkowa wielkość zmiany  $P_2$ ,
- początkowa wielkość zmiany  $P_4$ .

W przypadku dopasowywania wartości ciśnienia  $P_2$  oraz  $P_4$ , początkowe wielkości ich zmian są modyfikowane, podobnie, jak kierunek zmian, tak, aby otrzymać jak najlepsze zbilansowanie modelu. Modyfikacje te są automatyczne i nie wymagają ingerencji użytkownika.

### 3. Porównanie działania modelu z danymi rzeczywistymi z obiektu

Podczas eksperymentów z wykorzystaniem danych z rzeczywistego obiektu sprawdzono jakość otrzymanego modelu. Założono następujące parametry algorytmu iteracyjnego dostrajania modelu:  $\delta_1 = 0,0008$ ,  $\delta_2 = 0,1$ , początkowa zmiana wartości ciśnienia  $P_2$  ustawiona na 0,01 MPa, początkowa zmiana wartości ciśnienia  $P_4$  – na 0,01 MPa.

Na rys. 2 przedstawiono przebiegi ciśnienia w poszczególnych punktach obiegu czynnika w pompie ciepła. Ciśnienie w punkcie 3 nie zostało zaprezentowane ponieważ jest bardzo zbliżone do tego z punktu 2. Zauważmy, że błędy modelowania są stosunkowo małe i nie przekraczają 5 %.

Podobnie, jak w przypadku ciśnienia, entalpia otrzymana z modelu różni się stosunkowo niewiele od obliczonej bezpośrednio z danych pomiarowych (rys. 3). Wyjątkiem jest niestety entalpia w punkcie 3, gdzie pojawiają się jej nagłe wzrosty, co wskazuje na konieczność wprowadzenia poprawek do modelu skraplacza. Entalpia w punkcie 4 nie została zaprezentowana, ponieważ jest ona taka sama, jak w punkcie 3.

Na rys. 4 przedstawiono porównanie strumienia masy otrzymanego z modelu z tym, który został zmierzony. Zauważmy, że jakość modelowania jest w tym przypadku zadowalająca.

Na rys. 5 przedstawiono porównanie temperatury powietrza na wylocie z parowacza otrzymane przy użyciu modelu z wielkością zmierzoną. Warto jednak zaznaczyć, że pomiar nie jest w tym przypadku zbyt pewny ze względu na nierównomierny przepływ powietrza przez wymiennik i związane z tym trudności pomiarowe oraz zmienne warunki atmosferyczne. Mimo tego otrzymany model stosunkowo dobrze odwzorowuje zachowanie tej zmiennej.

Rys. 6 przedstawia porównanie modelowanej temperatury wody na wylocie ze skraplacza, ze zmierzoną w obiekcie. Jakość modelowania jest również zadowalająca, charakter przebiegu jest w przypadku większości próbek dobrze odwzorowany.

## 4. Podsumowanie

W referacie przedstawiono sposób modelowania rzeczywistej pompy ciepła przy użyciu modelu złożonego z szeregu równań opisujących pracę poszczególnych elementów obiektu oraz algorytmu iteracyjnego służącego do bilansowania modelu. Zastosowane rozwiązanie przyniosło zadowalające wyniki, co dobrze ilustrują rezultaty porównania działania modelu z danymi pozyskanymi z rzeczywistego obiektu. Opracowaniu dobrego modelu pompy ciepła poświęcono szczególną uwagę, ponieważ będzie on bezpośrednio wykorzystany w algorytmie sterowania obiektem, po dalszym przetestowaniu w warunkach zimowych.

### Podziękowanie

Praca zrealizowana w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007–2013, Priorytet 1 – Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.3 – Wsparcie projektów B+R na rzecz przedsiębiorców realizowanych przez jednostki naukowe, Nr POIG.01.03.01-00-071/12, tytuł projektu: „Opracowanie i konstrukcja regulatora pompy ciepła typu powietrze-woda”

### Bibliografia

1. Corberan M., Gonzalvez J., Urchueguia J., Lendoiro A.M., *Simulation of An Air-to-Water Reversible Heat Pump*, “International Refrigeration and Air Conditioning Conference”, paper 524, 2000, [<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/524>]
2. Domanski P., Didion D., *Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device*, “NBS Building Science Series” 155, 1983.
3. Klein S.A., Reindl D.T., *Develop Data Base for Determining Optimum Compressor Rating Points for Residential Refrigerator and Freezer Compressors*, “ASHRAE Report” RP-870, 1999.

4. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O., *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1*, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg 2013.
5. Liang C., Jiangping C., Jinghui L., Zhijiu C., *Experimental investigation on mass flow characteristics of electronic expansion valves with R22, R410A and R407C*, "Energy Conversion and Management", vol. 50(4) 2009, 1033–1039.
6. Rasmussen B., Alleyne A.G., *Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration Systems*, ACRC TR-244, June 2006.
7. Sanaye S., Dehghandokht M., Mohammadbeigi H., Bahrami S., *Modeling of rotary vane compressor applying artificial neural network*, "Internal Journal of Refrigeration" vol. 34 2011, 764–772.
8. Winkler J., *Development of a Component Based Simulation Tool for the Steady State and Transient Analysis of Vapor Compression Systems*, Ph.D. thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Maryland College Park, MD, 2009.

## Design and construction of the controller for air-water heat pump: modeling of control plant

**Abstract:** A method of design of a heat pump model for developing optimizing control device is described. The control plant is fast, therefore a static control plant model is considered. The model consists of many equations describing elements of the heat pump, namely: a compressor, a condenser, an expansion valve and an evaporator. Despite relatively rich literature describing models of the elements of the heat pump, connection of these models into one is not a simple task. Due to the complexity of the problem some functions describing changes of parameters of the control plant must be obtained (in most cases polynomials are used as these functions). Moreover, as the complexity of the model is considerable an algorithm based on direct iteration method must be used to obtain output values. Thanks to the approach which was described in the paper, good quality of modeling was obtained, what is well illustrated by results of comparison of variables obtained from the model with data collected from the real plant.

**Keywords:** heat pump, modeling, direct iteration method

### prof. dr hab. inż. Piotr Tatjewski

P.Tatjewski@elka.pw.edu.pl

Mgr inż w 1972 r., dr inż. w 1976 r., dr hab. w 1988 r. na Wydziale Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1993 r. profesor PW w Instytucie Automatyki i Informatyki Stosowanej, w latach 1996–2008 dyrektor Instytutu. Od 2003 r. profesor tytularny, od 2006 r. zwyczajny, obecnie kierownik Zakładu Automatyki i Inżynierii Oprogramowania, Prodziekan ds. Nauki Wydziału Elektroniki i Techniki Informatycznych PW. Członek Komitetu Automatyki i Robotyki PAN. Autor 7 książek, ponad 130 artykułów i referatów opublikowanych, pięciokrotnie laureat nagrody Ministra Nauki i Szkolnictwa Wzwyższego za osiągnięcia w pracy naukowej, w tym trzykrotnie indywidualnie. Zainteresowania naukowe: sterowanie zaawansowane, regulacja predykcyjna, sterowanie warstwowe i optymalizacja punktów pracy, inteligencja obliczeniowa, metody hierarchiczne optymalizacji i sterowania.



### dr hab. inż. Maciej Ławryńczuk

M.Lawrynczuk@ia.pw.edu.pl

Urodzony w Warszawie w 1972 r. Pracuje w Instytucie Automatyki i Informatyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej, na Wydziale Elektroniki i Techniki Informatycznych, gdzie w 1998 r. uzyskał dyplom magistra inżyniera elektronika o specjalności automatyka i robotyka, w 2003 r. uzyskał stopień naukowy doktora nauk technicznych w dyscyplinie automatyka i robotyka, natomiast w 2013 r. stopień naukowy doktora habilitowanego w tej samej dziedzinie. Jego zainteresowania naukowe to: zaawansowane algorytmy regulacji, w szczególności algorytmy regulacji predykcyjnej, algorytmy optymalizacji punktu pracy, techniki sztucznej inteligencji, w szczególności sieci neuronowe, zagadnienia modelowania i symulacji. Jest autorem (lub współautorem) 6 książek i ponad 100 publikacji naukowych. Brał udział w kilkunastu projektach badawczych oraz badawczo-rozwojowych.



### dr inż. Piotr Marusak

P.Marusak@ia.pw.edu.pl

Urodzony w Warszawie w 1974 r. Dyplom magistra inżyniera uzyskał w 1997 r. a doktora inżyniera – w 2003 r., obydwu na Wydziale Elektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Warszawskiej. Pracuje w Instytucie Automatyki i Informatyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej. Jego zainteresowania naukowe obejmują: sterowanie obiektów nieliniowych, algorytmy regulacji predykcyjnej, modelowanie i sterowanie rozmyte, układy regulacji odporne na uszkodzenia, układy sterowania z optymalizacją punktu pracy.



### dr inż. Marian Rubik

M.Rubik9@upcpoczta.pl

Głównym obszarem działalności zawodowej i naukowej jest technika chłodnicza w klimatyzacji, zastosowanie pomp ciepła w technice instalacyjnej, trójgeneracja, wykorzystanie systemów ciepłowniczych w okresie letnim do zasilania urządzeń chłodniczych instalacji klimatyzacyjnych, niezawodność urządzeń chłodniczych, racjonalizacja wykorzystania ciepła, chłodu i energii elektrycznej, intensyfikacja procesów wymiany ciepła i masy w technice chłodniczej i klimatyzacyjnej, niekonwencjonalne źródła ciepła i energii. Autor ok. 20 książek i skryptów wyróżnionych nagrodami I, II i III stopnia Ministrów: Nauki i Szkolnictwa Wzwyższego oraz Budownictwa i Przemysłu Materiałów Budowlanych oraz ok. 200 artykułów i referatów.



### dr inż. Maciej Szumski

maciej.szumski@plum.pl

Absolwent Wydziału Elektroniki Politechniki Warszawskiej mający wieloletnie doświadczenie w konstrukcji urządzeń elektronicznych (Zakład Elektronicznej Aparatury Medycznej w Zabrze, Centralny Ośrodek Techniki Medycznej w Białymstoku). Od 1986 r. właściciel firmy PLUM i od 2000 r. prezes spółki prawa handlowego PLUM sp. z o.o., która produkuje precyzyjne przyrządy pomiarowe dla gazownictwa oraz układy zaawansowanej automatyki.



### dr inż. Piotr Ziętek

piotr.zietek@is.pw.edu.pl

Urodzony w Warszawie w 1977 r. Dyplom magistra inżyniera uzyskał w 2001 r. a doktora inżyniera w 2007 r. – obydwu na Wydziale Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej. Pracuje w Zakładzie Klimatyzacji i Ogrzewnictwa. Jego zainteresowania zawodowe i naukowe dotyczą badań i analiz związanych z wentylacją i klimatyzacją, rozdziałem powietrza wentylacyjnego, techniką chłodniczą na potrzeby klimatyzacji i ogrzewania, a także aspektów związanych z projektowaniem i eksploatacją systemów HVACR w budynkach.



### inż. Michał Szumski

michal.szumski@plum.pl

Urodzony w Białymstoku w 1989 r. Dyplom inżyniera uzyskał w 2010 r. na Wydziale Matematyki na Uniwersytecie Loughborough w Wielkiej Brytanii. Pracuje w firmie Plum sp. z o.o. Jego zainteresowania zawodowe obejmują: sterowanie ogrzewaniem i wentylacją w domach energooszczędnych, sterowanie pompami ciepła.

