

Jarosław Karwacki, Roman Kwidziński, Marcin Lackowski, Paulina Kapica, Instytut Maszyn Przepływowych PAN
Tadeusz Śniadała, Piotr Leputa, Energa Ciepło Ostrołęka Sp. z o.o.
Marek Laskowski, Energa SA

Analiza zastosowania magazynu ciepła z materiałem PCM

przy niedopasowaniu wydajności źródła i odbiornika chłodu

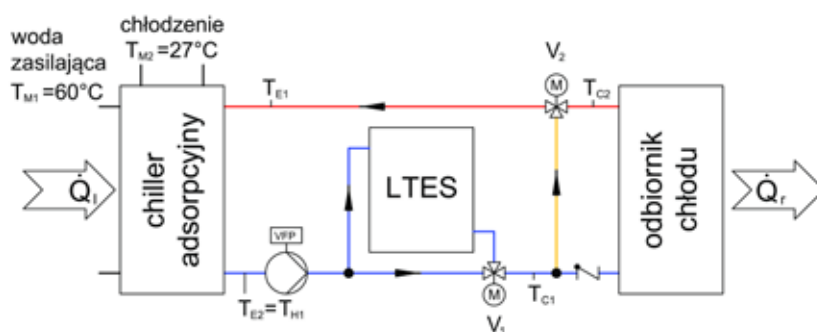
W pracy omówiono zagadnienia projektowe związane z doбором magazynu ciepła z materiałem PCM do instalacji wody lodowej zasilanej agregatem adsorpcyjnym. Dla analizowanego obiegu opracowano model o parametrach skupionych i wykonano obliczenia pięciu różnych przypadków. Analiza otrzymanych wyników pozwoliła na określenie optymalnej wielkości magazynu oraz wpływu działania elementów automatyki.

Absorpcyjne, adsorpcyjne i strumieniowe układy chłodnicze napędzane ciepłem są znane od wielu dziesięcioleci. Obecnie coraz częściej zastosowanie tego typu obiegów jest rozważane w układach trigeneracyjnych oraz instalacjach wykorzystujących ciepło odpadowe. Ze względu na sprawność wymienionych rozwiązań, szczególnie istotną kwestią jest optymalizacja pracy całego układu chłodniczego pod kątem wydajności energetycznej. W przypadku odbior-

ników o cyklicznym zapotrzebowaniu na chłód (biura, kina, sklepy wielkopowierzchniowe), jednym ze skutecznych sposobów zwiększenia efektywności ekonomiczno-energetycznej jest zastosowanie buforowania chłodu w okresie zmniejszonego zapotrzebowania [1]. Najczęściej energię akumuluje się w postaci ciepła jawnego, jednak ostatnio - również w zastosowaniach niskotemperaturowych - rozważa się rozwiązania oparte o akumulację ciepła utajonego [2, 3, 4, 5].

Zastosowanie materiałów PCM w pasywnych systemach stabilizacji temperatury staje się powszechne. Szczególnie jest to widoczne w budownictwie, gdzie tego typu materiały stanowią często wypełnienie elementów konstrukcyjnych lub są dodawane bezpośrednio do tynków w zamkniętych kapsułkach. Innym zastosowaniem materiałów zmiennofazowych jest wykorzystanie ich dużej pojemności cieplnej do budowy magazynów ciepła, wykorzystywanych następnie w aktywnych systemach grzania/chłodzenia budynków [1, 6]. Przykładem takiego systemu może być opisany w niniejszej pracy układ wody lodowej zasilany chillerem adsorpcyjnym, przeznaczony do chłodzenia pomieszczeń biurowych. Podjęte zagadnienie ma charakter aplikacyjny, bowiem implementacja instalacji przewidziana jest na 2020 r.

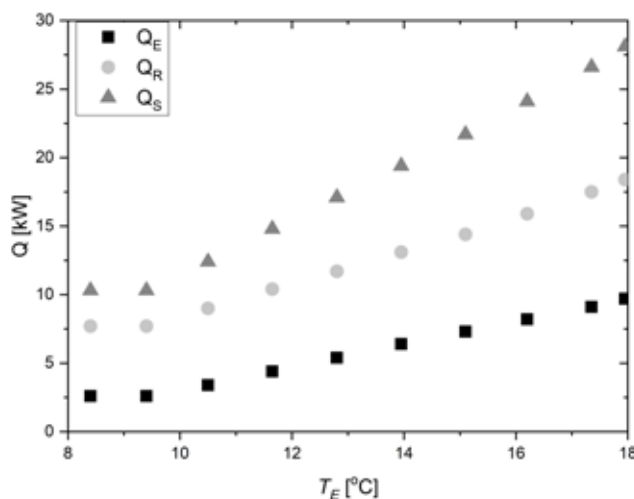
Zasadniczym celem analiz przedstawionych poniżej jest dobór odpowiedniego magazynu chłodu do układu wody lodowej oraz opracowanie wytycznych do algorytmu działania układu automatyki. Przy projektowa-



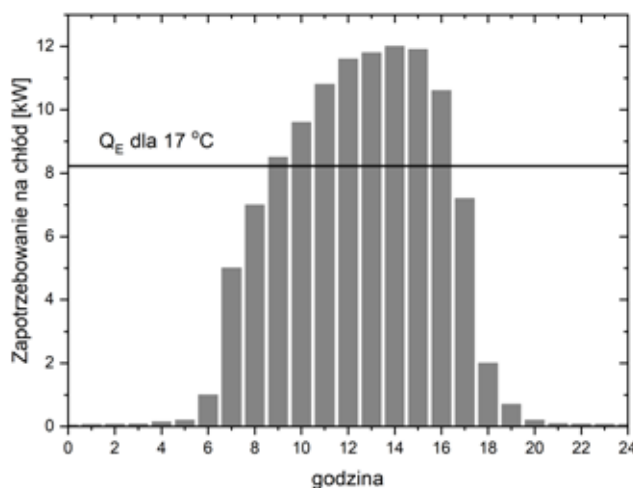
Rys. 1. Schemat instalacji chłodniczej: V_1 - trójdrogowy zawór regulacyjny, V_2 - trójdrogowy zawór odcinający, LTES - zasobnik chłodu z materiałem PCM (Latent Thermal Energy Storage)

niu układu wody lodowej przyjęto, że wydajność chłodniczego agregatu adsorpcyjnego może być niewystarczająca w stosunku do potrzeb obiektu biurowego. Wynika to z faktu, że temperatura wody grzejnej wykorzystywanej do zasilenia agregatu jest niska w stosunku do typowych warunków zastosowania. W tym przypadku zastosowanie akumulacji chłodu w okresie nocnym pozwoli zaspokoić zapotrzebowanie na wydajność chłodniczą w okresie największego zapotrzebowania. Przyjęto, że agregat adsorpcyjny będzie chodził w cyklu 24/7. Na rys. 1 przedstawiono schemat analizowanego obiegu chłodniczego z zaznaczeniem temperatur w poszczególnych jego węzłach. W obliczeniach przyjęto, że agregat adsorpcyjny jest zasilany wodą o temperaturze 60°C i chłodzony cieczą o temperaturze 27°C. Zależność wydajności chłodniczej agregatu adsorpcyjnego \dot{Q}_E od średniej temperatury cieczy chłodzonej T_E , dla przyjętych parametrów, przedstawiono na rys. 2. Na rysunku tym zamieszczono również zależność od T_E strumieni ciepła zasilania \dot{Q}_S i re-cooling \dot{Q}_R agregatu adsorpcyjnego.

W celu wstępnego oszacowania wielkości magazynu energii cieplnej przyjęto jako rozwiązanie referencyjne ekwiwalentny obieg z buforem wodnym. Pomieszczenia biurowe będą chłodzone z wykorzystaniem mat kapilarnych umieszczonych w suficie. Z tego też powodu przyjęto, że średnia temperatura ziębiwa w odbiorniku wyniesie 17°C. Dolną granicą pracy agregatu adsorpcyjnego jest $T_E = 8^\circ\text{C}$ (rys. 2). Przy tej temperaturze urządzenie zostaje zatrzymane. Dla przedstawionego na rys. 3 zapotrzebowania na chłód minimalną pojemność cieplną, niezbędną do pokrycia zapotrzebowania w godzinach 9-16, można wyliczyć jako różnicę obciążenia cieplnego i wydajności chłodniczej agregatu adsorpcyjnego dla $T_E = 17^\circ\text{C}$. Wynosi ona 23 kWh, co odpowiada przy zmia-



Rys. 2. Zależność strumieni ciepła \dot{Q}_E , \dot{Q}_R , \dot{Q}_S , agregatu adsorpcyjnego od średniej temperatury cieczy chłodzącej T_E dla $T_{M1} = 60^\circ\text{C}$ i $T_{M2} = 27^\circ\text{C}$ (dane uzyskane od producenta)



Rys. 3. Charakterystyka godzinowa zapotrzebowania na chłód odbiornika (pomieszczeń biurowych), linią poziomą zaznaczono wydajność agregatu adsorpcyjnego dla średniej temperatury HTF w parowniku $T_E = 17^\circ\text{C}$

nie temperatury od 17°C do 8°C około 2000 kg wody.

Dobór optymalnego materiału zmiennofazowego do konkretnej aplikacji jest zagadnieniem bardzo skomplikowanym [7, 8]. Oprócz temperatury i entalpii przemiany fazowej należy wziąć pod uwagę również inne własności, które nierzadko dyskwalifikują PCM zapewniający teoretycznie największą pojemność cieplną magazynu [2, 6]. Dodatkowo, pod-

wane przez niektórych producentów entalpie przemiany fazowej, otrzymane przy wykorzystaniu metody DSC (skaningowa kalorymetria różnicowa), różnią się od wartości rzeczywistych [9]. Proces doboru PCM można wspomóc przy wykorzystaniu różnych metod - mniej lub bardziej sformalizowanych [10]. Wszystkie te sposoby nie uwzględniają - jednak rzeczywistych parametrów i dynamiki pracy obiegu.

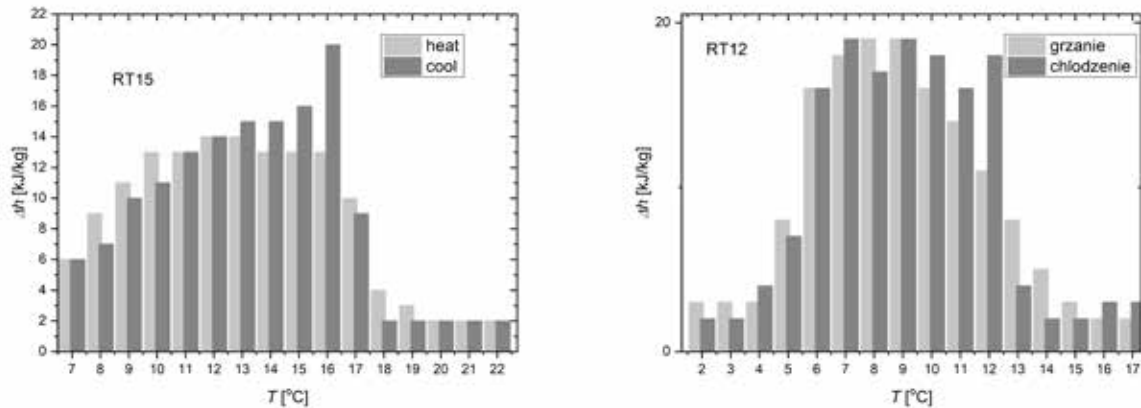
Agregat adsorpcyjny może pracować dla różnych wartości temperatury wody lodowej w zakresie 8-21°C. Z tego powodu należy dobrać materiał PCM do możliwego zakresu temperatur występujących w obiegu oraz do pożądanej temperatury zasilania układu klimatyzacyjnego. Ze względu na szeroki zakres obszaru przemiany

fazowej oraz koszt samego materiału wybrano PCM RUBITHERM RT15 [17]. Drugim materiałem wybranym do analizy jest PCM RUBITHERM RT12. Zmianę entalpii dla jednostkowej różnicy temperatury wybranych materiałów przedstawiono na rys. 4. Na wykresie przedstawione są wartości osobno dla procesu krzepnie-

cia (przy chłodzeniu), jak i topnienia (przy ogrzewaniu).

■ Dobór materiałów PCM do zastosowań niskotemperaturowych

Urządzenia chłodnicze stosowane w typowych instalacjach chłodzi-



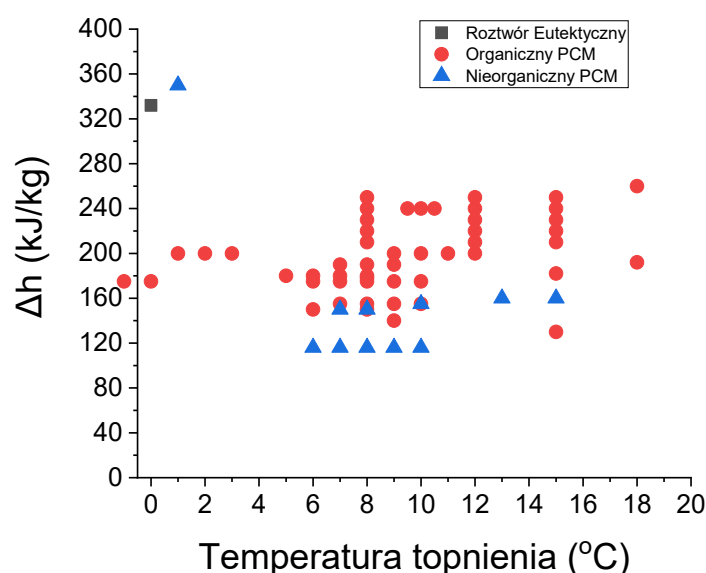
Rys. 4. Przyrosty entalpii dla jednostkowych przyrostów temperatury osobno dla procesu ogrzewania i chłodzenia: a) RT15, b) RT12

Właściwości termiczne	Właściwości fizyczne	Właściwości chemiczne	Właściwości ekonomiczne
<ul style="list-style-type: none"> właściwy zakres temperatury przemiany fazowej dostosowany do temperatury pracy danej instalacji, wysokie ciepło utajone, wysokie ciepło właściwe, wysoka przewodność cieplna obu faz 	<ul style="list-style-type: none"> duża gęstość, niska zmienność gęstości podczas zmiany fazy, niskie ciśnienie pary, stała wydajność / zachowanie cykliczności brak efektu przechłodzenia, wystarczająca szybkość krystalizacji, niska lepkość 	<ul style="list-style-type: none"> niełatwopalny, niewybuchowy, nietrujący, nie powodujący korozji (zgodny z materiałem zbiornika/magazynu), wykazujący się brakiem rozkładu chemicznego, materiał powinien podlegać recyklingowi 	<ul style="list-style-type: none"> niska cena, łatwa dostępność w dużych ilościach, ekonomicznie opłacalny podczas zastosowania

Tab. 1. Własności charakteryzujące idealny PCM [11]

Nazwa materiału	Producent	Typ	Temp. topn. °C	Ciepło utajone kJ/kg	Ciepło właściwe kJ/kgK	λ W/mK	ρ kg/m ³
RT0	RubiTherm	Organic	-1÷0	175	2	0.2	760÷880
E0	PCM Products	Eutectic	0	332	4.186	0.58	1000
savE HS01	PLUSS	Inorganic	1	350	2÷3.9	0.55÷2.2	924÷1010
A2	PCM Products	Organic	2	200	2.2	0.21	765
RT2HC	RubiTherm	Organic	1÷3	200	2	0.2	760÷880
ClimSel C7	Climator	Inorganic	4÷8	123	-	0.59÷0.78	1400
PureTemp 4	PureTemp	Organic	5	187	1.78÷2.26	0.15÷0.25	880÷960
RT5HC	RubiTherm	Organic	5÷6	250	2	0.2	770÷880
RT8	RubiTherm	Organic	6÷9	175	2	0.2	770÷880
savE OM08	PLUSS	Organic	8	180	1.71÷2.11	0.17÷0.24	1050÷1111
RT10HC	RubiTherm	Organic	9÷10	200	2	0.2	770÷880
RT11HC	RubiTherm	Organic	10÷12	200	2	0.2	770÷880
RT 15	Rubitherm	Organic	10÷17	155	2	0.2	770÷880
PlusICE PCM S15	PCM Products (PlusICE)	Inorganic	15	160	1.9	0.43	1510
PureTemp 15	PureTemp	Organic	15	182	2.25÷2.56	0.15÷0.25	880÷960
RT 18HC	Rubitherm	Organic	18	260	2	0.2	770÷880
PureTemp 18	PureTemp	Organic	18	192	1.47÷1.74	0.15÷0.25	860÷950

Tab. 2. Własności wybranych PCM dostępnych komercyjnie [11]



Rys. 5. Ciepło utajone w funkcji temperatury topnienia dla komercyjnie dostępnych PCM (na podstawie [11])

czych dobiera się w oparciu o pokrycie zapotrzebowania na moc chłodniczą w okresach szczytowego zapotrzebowania. Takie rozwiązanie pozwala na dostarczenie wymaganej ilości chłodu dla budynku, jednakże w praktyce wiąże się z zastosowaniem przewymiarowanej instalacji chłodniczej, co z kolei przekłada się na duże koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Sposobem na zmniejszenie ponoszonych kosztów jest dopasowanie urządzenia chłodniczego na część wydajności szczytowej oraz skuteczne wykorzystanie ciepła niskotemperaturowego za pomocą magazynu energii wykorzystującego materiały zmienno fazowe (PCM) i mogącego dopełnić zapotrzebowanie na moc chłodniczą w okresie największego zapotrzebowania. Aby wspomniane rozwiązanie było korzystne dla inwestora potrzebny jest odpowiedni wybór materiału PCM.

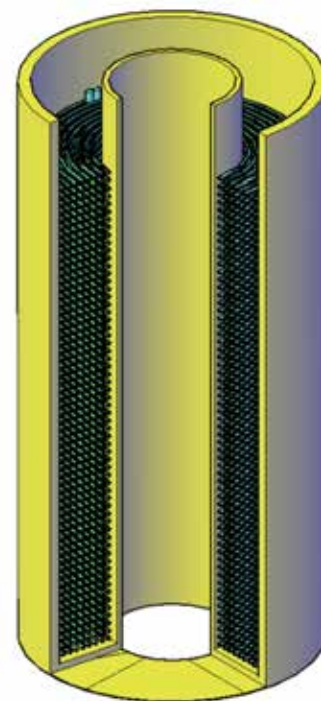
Materiały zmiennofazowe charakteryzują ich właściwości termiczne, fizyczne oraz chemiczne, które różnią się w zależności od ich budowy chemicznej. Kryteria charakteryzujące idealny PCM, jakimi powinno się kierować przy jego wyborze przedstawiono w tabeli 1.

Niestety w rzeczywistości wszystkie wymienione wyżej parametry nie mogą być osiągnięte równocześnie. Związki nieorganiczne (hydraty soli) oraz roztwory eutektyczne osiągają wysokie wartości ciepła utajonego, ciepła właściwego, przewodności cieplnej oraz gęstości. Są niepalne i mają stosunkowo niską cenę, ale posiadają wady w postaci wywoływania korozji zbiornika, występowania separacji faz i efektu przechłodzenia, które mogą zaburzyć trwałość magazynu ciepła/chłodu. Organiczne PCM (woski parafinowe, kwasy tłuszczowe) w porównaniu z innymi rodzajami PCM, osiągają niższe wartości ciepła utajonego, ciepła właściwego, przewodności i gęstości oraz są palne, co próbuje się eliminować przez dodawanie do nich środków zmniejszających palność. Nie wykazują one separacji faz, efektu przechłodzenia oraz, co ważne, w większości są chemicznie obojętne i mogą podlegać recyklingowi. Korozja może być powodowana tylko przez kwasy tłuszczowe.

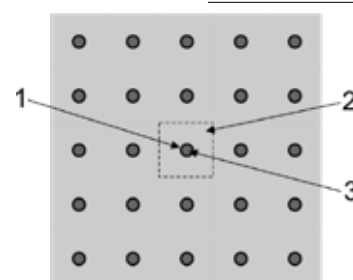
Jak przedstawiono powyżej, duża różnica pod względem właściwości termiczno-chemiczno-fizycznych istniejąca wśród dostępnych materiałów, stanowi znaczący problem w doborze odpowiedniego materiału dedykowanego do danej instalacji. Przykładowe parametry dostępnych komercyjnie materiałów PCM w zakresie temperatury topnienia $0 \pm 18^\circ\text{C}$ zestawiono w tab. 2. Na rys. 5 natomiast przedstawiono osiągnięte wartości ciepła utajonego w zależności od temperatury topnienia materiałów.

Konstruktorzy projektujący magazyn ciepła/chłodu z PCM, powinni przede wszystkim dobrać PCM tak,

aby jego temperatura przejścia fazowego odpowiadała zakresowi temperatur osiąganych w układzie. Dalej powinni się oni kierować jak najwyższymi wartościami ciepła utajonego, przewodności cieplnej, ciepła właściwego oraz gęstości. Obecnie „narzędziem” pozwalającym ułatwienia podjęcia decyzji o zastosowaniu określonego PCM są metody wielokryterialnego wyboru decyzji (MCDM), w szczególności metody wielocelowego podejmowania decyzji MODM (z ang. *Multi-Objective Decision Making Methods*) i metody wieloatrybutowego podejmowania decyzji MADM (z ang. *Multi-Attribute Decision Making Methods*). Metoda MODM zajmuje się badaniem problemu, dla którego istnieje nieskończona ilość możliwych wariantów rozwiązań. Problemy te posiadają zbiór skwantyfikowanych celów, na podstawie których podejmowana jest decyzja oraz zbiór określonych ograniczeń wartości zmiennych decyzyjnych możliwych wariantów. Obliczenia w metodzie MODM opierają się o wyznaczenie funkcji celów i określenie ich wartości dla wariantów. Natomiast metoda MADM zakłada niewielką i ograniczoną ilość ustalonych wariantów decyzyjnych, a ich wybór opiera się o ustalone kryteria, które nie muszą być skwantyfikowane. Dokonywanie kalkulacji wyboru może odbyć się przy wykorzystaniu technik AHP, TOPSIS, VIKTOR, SAW, itd. W literaturze [12, 13] zastosowanie metody MADM pozwoliło na wybór PCM, do wspoma-



Rys. 6. Wycinek konstrukcji magazynu ciepła dedykowanego do pracy z materiałami PCM



Rys. 7. Przekrój ilustrujący geometrię wymiennika ciepła wykorzystaną w obliczeniach modelowych: 1 - rurka polipropylenowa, 2 - materiał zmiennofazowy (PCM), 3 - nośnik ciepła (HTF)

materiał	polipropylen
średnica zewnętrzna	3.35 mm
grubość ścianki	0.5 mm
długość	6000 mm
odległość między rurkami w rzędzie	10 mm
odległość między rzędami	10 mm
przewodnictwo cieplne	0.24 W/m·K
ciepło właściwe	2000 J/kg·K

Tab. 3. Parametry geometryczne i własności rur polipropylenowych wykorzystanych w zasobniku

gania słonecznego systemu podgrzewania wody wśród materiałów o temp. topnienia 30-60°C oraz do magazynu PCM pracującego w układzie z grun- tową pompą ciepła GSHP. Z kolei me- todę MODM wykorzystano w pracy [14] wybierając PCM o temp. topnienia w zakresie 21-27°C dla LHTES pracu- jącego z HVAC.

Model

W ramach prowadzonych prac pro- jektowych nad opracowaniem układu chłodniczego dla zespołu pomieszczeń biurowych, stworzono model matema- tyczny o parametrach skupionych [9, 15]. Model ten pozwala na symulację dynamiki pracy układu agregat adsorpcyjny - odbiornik chłodu z uwzglę- dnieniem montażu w układzie ziębiwa zasobnika z materiałem PCM zamiast typowego zbiornika buforowego. Stworzony model opisuje przekazywanie ciepła między cieczą przepływającą przez zasobnik i materiałem PCM, z uwzględnieniem wpływu pojemno- ści cieplnej elementów konstrukcyjnych zasobnika (rur) oraz przenikania ciepła z otoczenia. W modelu uwzględniono dodatkowo działanie zaworu regulacyj- nego V_1 oraz zaworu odcinającego V_2 (rys. 1). Poniżej podano najważniejsze informacje dotyczące modelu.

Oprócz doboru materiału PCM jedną z najistotniejszych kwestii, które trzeba rozwiązać przy projektowa- niu przeponowego zasobnika chłodu, jest geometria powierzchni wymiany ciepła. W wyniku wstępnych analiz wy- brano rozwiązanie wykorzystujące rurki polipropylenowe stosowane w typo- wych budowlanych matach kapilarnych. Rozwiązanie tego typu jest stosowane również w tzw. iced banks (produk- tach komercyjnych) [10]. Na potrzeby modelu przyjęto, że wymiennik ciepła będzie się składał z rurek o długości 6 m oddalonych od siebie o 0.01 m. W rurkach będzie płynął nośnik ciepła (w tym przypadku woda), a w przestrze- ni pomiędzy nimi będzie umieszczono

ny materiał PCM. Umieszczenie rurek w zasobniku pokazano na rys. 6, a prze- krój omawianej geometrii, uproszczony na potrzeby modelu, przedstawiono na rys. 7. Na potrzeby modelu rozważa się wymianę ciepła dla pojedynczej rurki wraz ze stowarzyszoną masą materia- łu PCM. Warstwę materiału zmiennofa- zowego dla pojedynczej rurki, rozpatry- waną w obliczeniach, zaznaczono linią przerywaną na rys. 7. Parametry rurek kapilarnych zawiera tabela 3.

Równania modelu oparte są o bi- lanse ciepła akumulowanego w ele- mentach o masie M i ciepłe właściwym c . Dla poszczególnych elementów ma- gazynu ciepła z materiałem zmiennofa- zowym równania te mają następu- jącą postać:

nośnik ciepła (HTF):

$$M_H c_H \frac{dT_H}{dt} = \dot{m}_H c_H [T_{H1}(\tau) - T_{H2}(\tau)] + \frac{T_w(\tau) - T_H(\tau)}{R_{HW}}$$

materiał zmiennofazowy (PCM):

$$M_P c_P(T_F) \frac{dT_F}{dt} = \frac{T_w(\tau) - T_F(\tau)}{R_{PW}} + \dot{Q}_a$$

ścianka rurki kapilarnej:

$$M_W c_W \frac{dT_W}{dt} = \frac{T_F(\tau) - T_W(\tau)}{R_{PW}} + \frac{T_H(\tau) - T_W(\tau)}{R_{HW}}$$

gdzie τ oznacza czas, $T_H = (T_{H1} + T_{H2})/2$, \dot{Q}_a - straty chłodu do otoczenia.

W powyższych równaniach założo- no, że wnikanie ciepła od cieczy zachod- zi na zasadzie konwekcji, a w pozosta- łych materiałach przez przewodzenie. Opór wnikania ciepła między materia- łem PCM, a ścianką rury W oraz między HTF, a ścianką W wynosi odpowiednio:

$$R_{PW} = \frac{\delta_P}{\lambda_P A_P} + \frac{\delta_W}{2\lambda_W A_{PW}}$$

$$R_{HW} = \frac{1}{\alpha_H A_H} + \frac{\delta_W}{2\lambda_W A_{HW}}$$

Dla analizowanej geometrii, dłu- gość rurki jest znacznie większa niż jej średnica, a przepływ nośnika ciepła jest zawsze laminarny. Z tego powodu można przyjąć za [16] stałą wartość

liczby Nusselta równą 4.364. Konwek- cyjny współczynnik wnikania ciepła dla nośnika ciepła opisuje zależność:

$$\alpha_H = \frac{Nu \lambda_H}{d}$$

Równanie opisujące zmiany tem- peratury chłodziwa T_C w odbiorniku chłodu wynika z bilansu ciepła, który można zapisać w postaci:

$$M_C c_H \frac{dT_C}{dt} = \dot{m}_C c_H [T_{C1}(\tau) - T_{C2}(\tau)] + \dot{Q}_c$$

gdzie: $T_C = (T_{H1} + T_{C2})/2$, \dot{Q}_c - zapo- trzebowanie odbiornika na chłód (rys. 3).

Obieg cieczy pośredniczącej jest chłodzony przez adsorpcyjny układ chłodniczy. Wymiana ciepła między czynnikiem chłodniczym, a cieczą po- średniczącą (chłodziwem) zachodzi w parowniku. Proces ten można opi- sać bilansem ciepła w postaci:

$$M_E c_H \frac{dT_E}{dt} = \dot{m}_E c_H [T_{E1}(\tau) - T_{E2}(\tau)] - \dot{Q}_E(T_{M1}, T_{M2}, T_E)$$

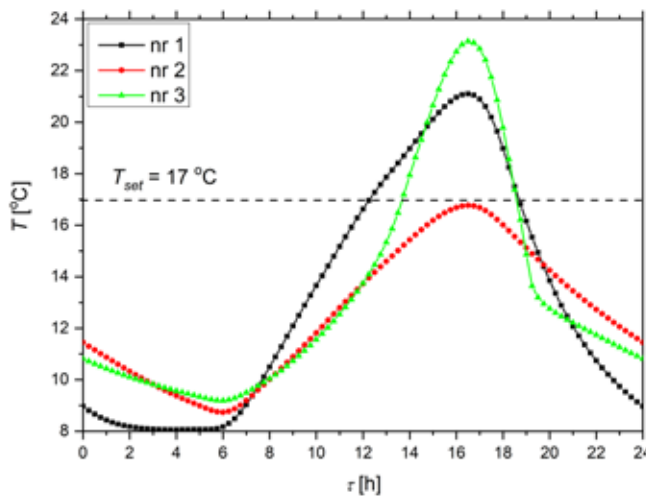
gdzie: $T_E = (T_{C2} + T_{H1})/2$, \dot{Q}_E (T_{M1}, T_{M2}, T_E) - wydajność chłodnicza agregatu adsorpcyjnego (rys. 2). Wydajność chłodnicza agregatu \dot{Q}_E jest zależna od temperatury cieczy grzejnej T_{M1} , cieczy chłodzącej T_{M2} oraz średniej temperatury HTF w parowniku. W prezentowanych obliczeniach przyjęto, że temperatury T_{M1} i T_{M2} są stałe.

Podane powyżej równania two- rzą układ, w którym niewiadomymi są średnie temperatury w zasobniku chłodu - chłodziwa T_H , PCM T_P , ścianki rury T_W - oraz średnie temperatury chłodziwa w odbiorniku chłodu i pa- rowniku - odpowiednio T_C i T_E . Natomiast strumienie ciepła \dot{Q}_a , \dot{Q}_c i \dot{Q}_E są określone zadanymi funkcjami. Układ równań różniczkowych (1,2,3,7,8), wchodzących w skład modelu, można rozwiązać numerycznie jako zagad- nienie początkowe. Do rozwiązania rozważanego tutaj zagadnienia wy- korzystano metodę Rungego-Kut- ty czwartego rzędu z automatyczną kontrolą dokładności, będącą częścią pakietu obliczeniowego Mathcad.

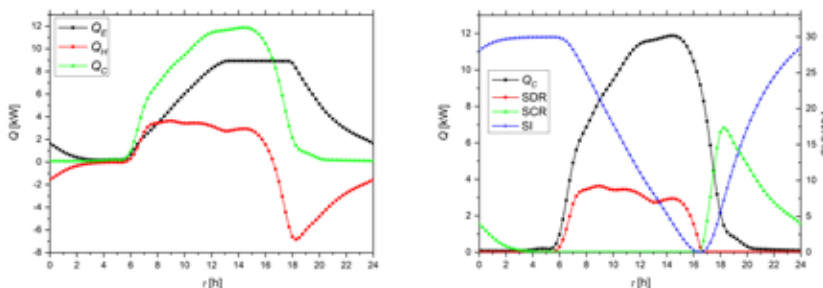
nr	materiał	liczba rur	M [kg]	SI _{max} [kWh]	Q _S [kWh]	Q _R [kWh]	V ₁	V ₂
1	woda	3800	2077	30.0	271	395	ON	ON
2	RT15	3800	1601	41.6	256	371	ON	ON
3	RT12	3800	1601	37.72	261	378	ON	ON
4	RT15	3000	1264	38.0	261	382	ON	ON
5	RT15	1800	758	22.5	274	400	R	R

Tab. 4. Parametry i wyniki przeprowadzonych symulacji dla okresu 24 godzin w zasobniku

Q_S - sumaryczna energia cieplna napędowa,
 Q_R - sumaryczna energia cieplna chłodzenia,
 M - masa materiału akumulującego ciepło,
 SI_{max} - maksymalna wartość zakumulowanej w magazynie energii cieplnej (Storage Inventory),
 ON - zawór całkowicie otwarty,
 R - regulacja zaworu według zadanego przebiegu



Rys. 8. Dobowa zmiana średniej temperatury nośnika ciepła T_c dla przypadków obliczeniowych nr 1-3



Rys. 9. Dynamika zachowania się układu produkcji wody lodowej: strumienie ciepła dla parownika \dot{Q}_e , zasobnika PCM \dot{Q}_h i odbiornika \dot{Q}_c , ciepło zakumulowane w zasobniku SI, prędkość procesu ładowania SCR i rozładowania SDR dla przypadku nr 1

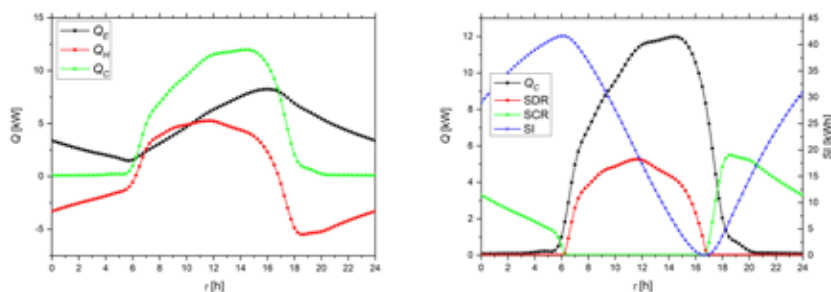
Wyniki obliczeń

Wyżej opisany model matematyczny został stworzony między innymi w celu oszacowania zakresu temperatur występujących w poszczególnych punktach instalacji. Parametry pracy obiegu są silnie zależne od pojemności cieplnej magazynu, a ta z kolei jest zależna od występujących temperatur. Ze względu na to sprzężenie, wykorzystanie obliczeń modelowych pozwala na bardziej realistyczne oszacowanie optymalnej wielkości zasobnika niż proste kalkulacje bilansowe. W poniższych obliczeniach przyjęto procedurę iteracyjnego dochodzenia do właściwego rozwiązania, analizując pięć przypadków różniących się wielkością zasobnika i materiałem akumulującym ciepło. Dodatkowo w piątym przypadku obliczeniowym uwzględniono wpływ działania elementów automatyki na temperaturę odbiornika ciepła.

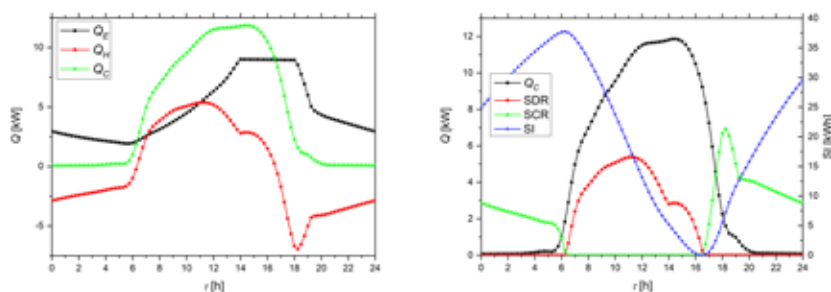
Obliczenia dynamiczne wykonano w oparciu o model o parametrach skupionych dla następujących założeń:

- stała temperatura wody zasilającej chiller adsorpcyjny - $T_{M1} = 60^\circ\text{C}$,
- stała temperatura wody chłodzącej chiller adsorpcyjny - $T_{M2} = 27^\circ\text{C}$,
- chłodziwo - woda,
- stały strumień masy chłodziwa - 2900 kg/h,
- materiał zmiennofazowy - RUBITERM RT15, RUBITERM RT12,
- pojemność parownika - 5 l,
- pojemność odbiornika - 50 l,
- pożądana, maksymalna temperatura wody lodowej z układu $T_c = 17^\circ\text{C}$.

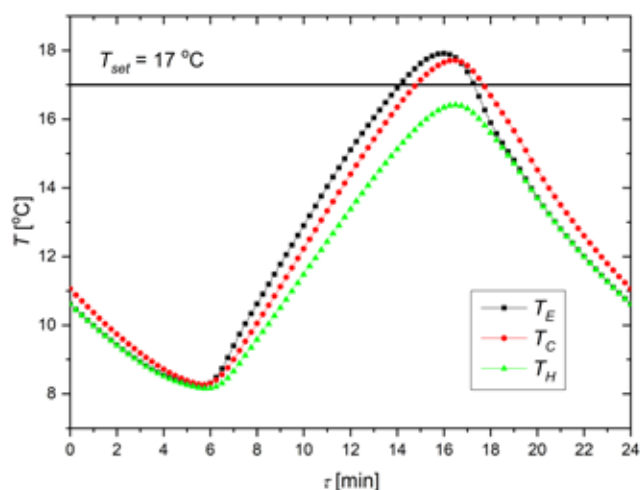
Sumaryczne zapotrzebowanie na chłód dla 24 h wynosi 110 kWh (rys. 3). Jak obliczono wcześniej, szacunkowa masa wody w zasobniku ciepła potrzebna na pokrycie niedopasowania pomiędzy wydajnością źródła i odbiornika chłodu wynosi 2000 kg (dla zmiany temperatury od 17°C do 8°C). W związku z tym, dla pierwszego przypadku obliczeniowego przyjęto liczbę



Rys. 10. Dynamika zachowania się układu produkcji wody lodowej: strumienie ciepła dla parownika \dot{Q}_E , zasobnika PCM \dot{Q}_H i odbiornika \dot{Q}_C , ciepło zakumulowane w zasobniku SI, prędkość procesu ładowania SCR i rozładowania SDR dla przypadku nr 2



Rys. 11. Dynamika zachowania się układu produkcji wody lodowej: strumienie ciepła dla parownika \dot{Q}_E , zasobnika PCM \dot{Q}_H i odbiornika \dot{Q}_C , ciepło zakumulowane w zasobniku SI, prędkość procesu ładowania SCR i rozładowania SDR dla przypadku nr 3

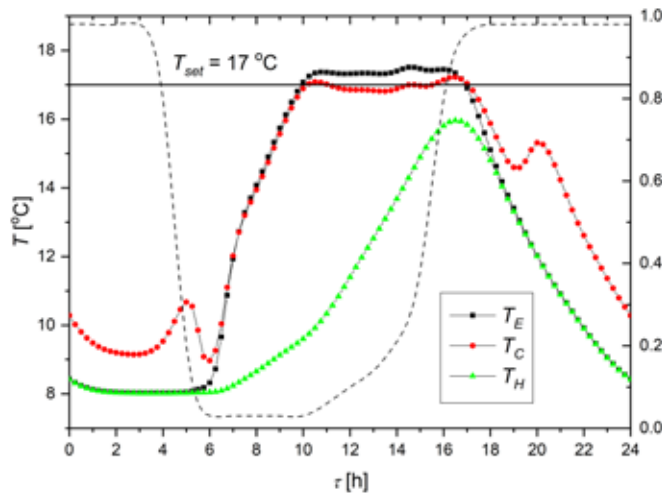


Rys. 12. Dobowa zmiana średnich temperatur nośnika ciepła dla parownika T_E , odbiornika chłodu T_C , magazynu PCM T_H (przypadek obliczeniowy 4)

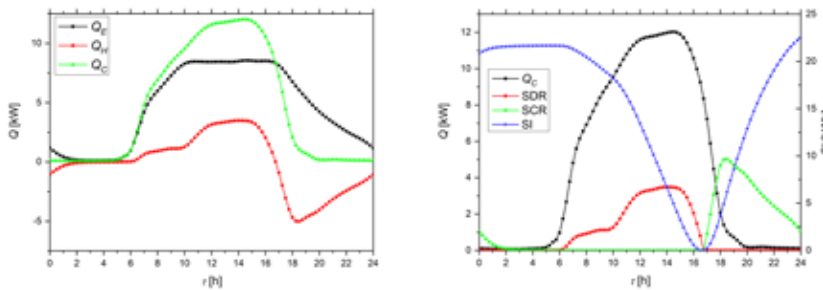
zur w zasobniku równą 3800, co odpowiada pojemności po stronie PCM równej 2.079 m³. Przypadek ten należy traktować jako referencyjny, bowiem w rozważanym zakresie temperatur dla wody następuje tylko akumulacja energii w postaci ciepła jawnego. W tabeli 2 zamieszczono zbiorcze zestawienie wybranych wyników dla wszystkich przypadków obliczeniowych uśrednione z okresu 24 godzin.

W pierwszej kolejności wykonano obliczenia dla różnych materiałów akumulujących ciepło: wody, RT15 i RT12, umieszczonych w magazynie o pojemności obszaru przeznaczanego na PCM, wynoszącej 2.076 m³. We wszystkich trzech przypadkach zarówno zawór V_1 , jak i V_2 były ustawione w takiej pozycji, że cały wydatek ziębiwa przepływał zarówno przez magazyn chłodu, jak i odbiornik. Obliczone średnie temperatury cieczy w odbiorniku przedstawiono na rys. 8. Jak widać, dla wody (przypadek nr 1), temperatura ziębiwa T_C w okresie od godziny 12 do 19 przewyższa zakładaną maksymalną temperaturę 17°C. Ilość ciepła zakumulowanego w zasobniku wodnym przewyższa zakładaną wartość 23 kWh (tab. 4), jednak wynika to z większego zakresu zmian temperatury ziębiwa w odbiorniku. Charakter zmian temperatury dla RT12 (przypadek nr 3) odbiega znacznie od dwóch pozostałych. Można zauważyć, że około 13 godziny następuje zwiększenie tempa wzrostu temperatury T_C . Wynika to z faktu, że w tym zakresie temperatur wykorzystuje się tylko ciepło jawne RT12, które jest dwa razy mniejsze niż dla wody. Na tej podstawie można stwierdzić, że czynnik RT12, nie nadaje się do zastosowania w analizowanym układzie wody lodowej. Jedynie temperatura T_C dla czynnika RT15 (przypadek nr 2) nie przekracza umownie przyjętej wartości 17°C.

Na rys. 9-11 przedstawiono strumienie ciepła odpowiednio dla parownika \dot{Q}_E , zasobnika PCM \dot{Q}_H , i odbiornika \dot{Q}_C - lewy wykres, a także strumienie ciepła



Rys. 13. Dobowa zmiana średnich temperatur nośnika ciepła dla parownika T_E , odbiornika chłodu T_C , magazynu PCM T_H (przypadek obliczeniowy 4); linią przerywaną zaznaczono stopień otwarcia zaworu V_1



Rys. 14. Dynamika zachowania się układu produkcji wody lodowej: strumienie ciepła dla parownika Q_E , zasobnika PCM Q_C i odbiornika Q_C , ciepło zakumulowane w zasobniku SI , prędkość procesu ładowania SCR i rozładowania SDR dla przypadku nr 5

dla procesu ładowania i rozładowania oraz zmianę ciepła zakumulowanego w zasobniku - prawy wykres, w okresie 24 h. Przedstawione wykresy pozwalają na głębszą analizę dynamiki procesów zachodzących w analizowanym obiegu. Analizując wydajność chłodniczą Q_E dla przypadku nr 1 i 3 można zauważyć plateau w godzinach największego obciążenia cieplnego. W tym zakresie temperatur agregat adsorpcyjny osiąga wydajność maksymalną (rys. 3).

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń dla przypadku nr 4, czyli zasobnika z materiałem PCM RUBITHERM

RT15 w ilości 1264 kg. Oszacowano, że dla tego przypadku w warunkach pracy układu w zadanym zakresie temperatur zasobnik jest w stanie zgromadzić 38 kWh chłodu. Wstępne obliczenia wykazały, że przy działaniu elementów automatyki (zawory V_1 i V_2) pojemność cieplna magazynu bez problemu pozwala na utrzymanie temperatur pracy obiegu poniżej zadanego poziomu. W związku z tym, w kolejnych obliczeniach (przypadek nr 5) starano się zmniejszyć pojemność cieplną magazynu tak, aby utrzymać temperaturę T_C poniżej poziomu 17°C . Dobową zmianę temperatur w obiegu dla tego

przypadku przedstawiono na rys. 12, linią przerywaną zaznaczono również stopień otwarcia zaworu V_1 . Zawór V_2 był otwarty całkowicie w godzinach od 6 do 19, w pozostałym okresie czasu odbiornik był odcięty od układu chłodzenia. Jak widać, w całym zakresie nadmiarowego obciążenia cieplnego, od godziny 9 do 17, temperatura odbiornika T_C utrzymywała się w zakresie lub poniżej przyjętej wartości 17°C . Dla przyjętego zakresu temperatur pracy (poniżej 17°C) maksymalna pojemność cieplna magazynu wynosi 22.5 kWh, co dobrze się zgadza z wcześniej wyliczoną wartością. Dobową dynamikę procesu ładowania i rozładowania magazynu ciepła przedstawiono na rys. 14. Pomimo dwa razy mniejszej ilości materiału PCM w stosunku do przypadku nr 2, poprawne dobranie funkcji otwarcia zaworu V_1 pozwoliło na uzyskanie zamierzonego zakresu temperatur pracy instalacji.

Wnioski

W pracy przedstawiono model matematyczny i obliczenia dla obiegu wody lodowej, składającego się z chillera adsorpcyjnego, zasobnika chłodu i odbiornika. Dla zadanych warunków pracy, przeprowadzone obliczenia pozwoliły na dobranie magazynu chłodu o najmniejszej ilości materiału PCM. Pozwoliły również na wyznaczenie sposobu regulacji zaworu mieszającego za zasobnikiem chłodu, który musi być uwzględniony w algorytmie regulacji automatycznej instalacji. Ze względu na wstępny charakter przeprowadzonych obliczeń, w przyszłości planuje się jeszcze następujące działania:

- rozszerzenie zakresu analiz o inne czynniki PCM,
- przeprowadzenie analiz dla szerszego zakresu warunków pracy agregatu adsorpcyjnego (wyższe temperatury wody chłodzącej T_{M2}),
- analiza optymalizacyjna instalacji pod kątem sprawności energetycznej,

- walidacja modelu w oparciu o badania laboratoryjne i pomiary na instalacji docelowej,
- opracowanie algorytmu sterowania instalacją, uwzględniającego obliczenia modelowe (sterowanie predykcyjne).

■ Spis najważniejszych oznaczeń

A - pole powierzchni, m^2

c - ciepło właściwe, $J/(kgK)$

HTF - nośnik ciepła (Heat Transfer Fluid, ciecz pośrednia)

k - współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2K)$

l - długość, m

\dot{m} - wydatek masowy, kg/s

M - masa, kg

Nu - liczba Nusselta

PCM - materiał zmiennofazowy (Phase Change Material)

R - opór cieplny, K/W

SCR - prędkość procesu tadowania magazynu ciepła, W

SDR - prędkość procesu rozładowania magazynu ciepła, W

SI - ilość ciepła zakumulowanego, Wh

\dot{Q} - strumień ciepła, W

T - temperatura, K ($^{\circ}C$)

indeksy dolne

1 - wlot nośnika ciepła

2 - wylot nośnika ciepła

C - odbiornik chłodu

E - parownik

H - nośnik ciepła w warstwie wymieniającej ciepło z PCM

P - materiał zmiennofazowy

W - ścianka

LITERATURA

[1]. Sanaye S., Shirazi A, Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications, *Energy and Buildings* 60, 2013, 100-109.

[2]. Mehling H., Cabeza L.F.: Heat and cold storage with PCM - An up to date introduction into basic and applications, Springer, 2008.

[3]. Souayfane F, Fardoun F., Biwole P., Phase change materials (PCM) for cooling applications in buildings: A review, *Energy and Buildings*, 129, 2016, 396-431.

[4]. Mizera G., Butrymowicz D., Karwacki J., Przybyliński T., Grzegorzewska M., Adamicki F., Ewaluacja eksperymentalna pracy układów chłodniczych obsługujących komory składowe kapusty pekińskiej, materiały konferencyjne Dni Chłodnictwa 2014.

[5] Karwacki J., Kwidziński R., Tomaszewski A., Cenian A., Grossman J., Matthes S., Lackowski M., Wykorzystanie magazynu energii termicznej z materiałem PCM w układzie stabilizacji temperatury bioreaktora do hodowli alg. Materiały konferencji „XLIX Dni Chłodnictwa”, Poznań, 28-29.11.2017, str. 107-125.

[6] Barreneche C., Navarro H., Serrano S., Cabeza L.F., Fernández A.I.: New database on phase change materials for thermal energy storage in buildings to help PCM selection. *Energy Procedia*, Vol. 57 (2014), 2408-2415.

[7] Karwacki J., Kwidziński R., Mizera G., Zając M., Przybyliński T., Badania procesu akumulacji chłodu w zasobniku przeponowym z materiałem zmiennofazowym, materiały konferencyjne Dni Chłodnictwa 2015.

[8] Karwacki J., Kwidziński R., Experimental investigation of PCM thermal energy storage charge and discharge process with aperiodic (ramp) temperature inputs. *E3S Web of Conferences*, Vol. 70 (2018): 17th International Conference Heat Transfer and Renewable Sources of Energy (HTRSE-2018), Międzyzdroje, paper No 03005.

[9] Karwacki J., Bogucka-Bykuć K., Włosiński W., Bykuć S.: Towards development of prototype high-temperature latent heat storage units as an element of RES-based energy system (part 2), *Bull. Pol. Ac.: Tech.*, 64, No. 2 (2016), pp. 401-408.

[10] Socaciu L., Giurigu O., Banayai D, Simion M.: PCM selection using AHP method to maintain thermal comfort of the vehicle occupants, *Energy Procedia*, 85, 2016, 489-497.

[11] Kapica P., Karwacki J., Kryteria wyboru i przegląd materiałów zmiennofazowych

mogących mieć zastosowanie w współpracy z instalacjami chłodniczymi, Materiały konferencyjne „Konferencja 50. Dni Chłodnictwa. Aktualne trendy w rozwiązaniach technicznych urządzeń i systemów chłodniczych, klimatyzacyjnych, wentylacyjnych oraz pomp ciepła”, SYSTHERM, Poznań, 2018.

[12] Rathod M.K., Kanzaria H.V., A methodological concept for phase change material selection based on multiple criteria decision analysis with and without fuzzy environment, *Materials and Design*, Vol. 32 (2011), 3578-3585.

[13] Yang K., Zhu N., Chang C., Wang D., Yang S., Ma S., A methodological concept for phase change material selection based on multi-criteria decision making (MCDM): A case study, *Energy*, Vol. 165 (2018), 1085-1096.

[14] Xu H., Romagnoli A., Sze J.Y., Py X., Application of material assessment methodology in latent heat thermal Energy storage for waste heat recovery, *Applied Energy*, Vol. 187 (2017), 281-290.

[15] Karwacki J., Kwidziński R., Theoretical analysis of latent thermal energy storage system with adsorption chiller, materiały konferencyjne HTRSE 2016.

[16] Baehr H. D., Stephan K.: Heat and mass transfer, Berlin 2006.

[17] RUBITHERM RT15, RT12 data sheet www.rubitherm.com.

□