

마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 적용한 증기압축식 냉동기의 성능 모델링

최 종 민[†], 김 용 찬^{*}, 천 덕 우^{**}, 강 훈^{***}, 윤 준 상^{****}, 조 한 호^{****},
김 영 배^{*****}, 이 호 성^{*****}, 최 광 민^{*****}, 강 용 화^{**}, 전 중 옥^{*****}
한밭대학교 기계공학과, ^{*}고려대학교 기계공학과, ^{**}일신티에이치이, ^{***}한밭대학교 생산융합기술연구소,
^{****}한밭대학교 기계공학과 대학원, ^{*****}고려대학교 기계공학과 대학원

Simulation of Refrigeration System with MPCM Slurry as Secondary Fluid

Jong Min Choi[†], Yongchan Kim^{*}, Deokwoo Cheon^{**}, Hoon Kang^{***},
Joonsang Yoon^{****}, Hanho Cho^{****}, Youngbae Kim^{*****}, Hoseong Lee^{*****},
Kwangmin Choi^{*****}, Yonghwa Kang^{**}, Jongug Jeon^{*****}

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

^{}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

*^{**}Research Institute, ILSHIN Temperature Humidity Engineering, Seoul 151-014, Korea*

*^{***}iFTP, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea*

*^{****}Graduate School of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea*

*^{*****}Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received February 28, 2006; revision received May 12, 2006)

ABSTRACT: MPCM (Microencapsulated Phase Change Material) slurries show several advantages over the sensible heat transportation system. In this study, a numerical model for a vapor compression refrigeration system using MPCM slurries as a secondary fluid through an evaporator was developed, and the system performance was compared with that using water. Generally, the MPCM system showed higher performance than the water system. The COP of the MPCM system was higher by 16.6 to 18.6% than that of the water system at all conditions. The MPCM slurry yields better performance in the aspect of heat transfer and heat transportation comparing to the sensible heat transfer medium such as water.

Key words: MPCM(마이크로캡슐 잠열재), Refrigeration system(냉동시스템), Secondary fluid (2차 유체), COP(성능계수)

기 호 설 명

D : 직경 [mm]
 h : 열전달계수 [$W/^\circ C \cdot m^2$]

i : 엔탈피 [J/kg]
 i_{fg} : 증발엔탈피 [J/kg]
 L : 길이 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/h]
 P_c : 임계압력 [kPa]
 P_i : 입구압력 [kPa]
 P_{sat} : 포화압력 [kPa]
 $P_{S.C}$: 포화응축압력 [kPa]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1731; fax: +82-42-821-1587

E-mail address: jmchoi@hanbat.ac.kr

$P_{S,E}$: 포화증발압력 [kPa]
Re	: 레이놀즈수
T_c	: 응축온도 [°C]
T_{crit}	: 임계온도 [°C]
T_e	: 증발온도 [°C]
ΔT_{sub}	: 과냉도 [°C]

그리스 문자

ρ	: 밀도 [kg/m^3]
π	: 무차원변수
σ	: 표면장력 [N/m]
μ	: 점성 [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

하첨자

f	: 포화액체
g	: 포화증기

1. 서론

전 세계적으로 주 에너지원인 화석연료의 고갈과 환경적 측면에서 지구온난화의 주요 원인인 이산화탄소 발생량의 감축에 대한 중요성이 강조되고 있으며, 이에 대한 규제를 구체화한 교토의정서가 발표됨에 따라 에너지절약뿐만 아니라 기존의 에너지를 효율적으로 이용하기 위하여 열회수 및 수송과 저장의 중요성이 점차 증대되고 있다.⁽¹⁾

현재까지 냉·난방시스템에서는 주로 현열에 의한 축열 및 열 수송방식을 채택하고 있으므로 그 효율 면에서는 어느 정도 한계에 이르렀다고 볼 수 있다. 이에 따라 현열 열전달의 한계점을 극복하기 위한 연구가 다양하게 시도되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

마이크로캡슐 잠열재 슬러리는 아이스슬러리와 같은 에멀전 형태의 열매체가 가지는 취약점을 보완하고자 하는 의도에서 출발되었는데, 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 열매체로 사용하게 되면 상변화물질이 고체와 액체 간의 반복되는 상변화과정에서도 물질 간에 서로 뭉쳐지는 것을 방지할 수 있으며, 별도의 슬러리 제조설비가 필요하지 않아 얼음이나 파라핀을 이용하는 경우보다 시스템 설비가 단순하게 제작 가능하고 소형화할 수 있다.^(3,5) 또한, 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 열매체로 사용하는 냉방기술은 열저장 및 동적인

열공급 측면에서 현열방식보다 고효율화가 가능하므로 에너지의 경제적인 이용이 가능하다.⁽⁶⁾

마이크로캡슐 잠열재 슬러리에 관한 기존 연구는 대부분 잠열재의 캡슐화 공정에 관하여 이루어졌으며, 실제 시스템의 적용에 관한 연구는 매우 부족한 실정이다. 본 연구에서는 융점 6°C인 테트라데칸을 이용한 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 증기압축식 냉동시스템의 증발기 2차 유체로 적용한 경우에 대한 성능해석 모델을 개발하여 마이크로캡슐 잠열재 슬러리의 냉동기 적용 가능성 평가 및 냉동기 설계의 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 냉동시스템 모델링

본 연구에서는 압축기, 응축기, 증발기 및 팽창장치로 구성된 증기압축식 냉동기에 대하여 수치해석적 모델링을 수행하였다. 증발기의 2차 유체로 30% 질량비의 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 적용하고, 응축기 부하 변동에 따른 성능 변화를 고찰하였다. 압축기에서 저온냉매를 흡입하여 고온, 고압으로 토출하고, 응축기를 통과하며 주위로 방열한 후 액체상태로 팽창장치에 유입된다. 2상상태의 냉매는 증발기를 통과하면서 2차 유체로부터 열을 흡수한 뒤 압축기에 다시 유입된다. 압축기는 로터리 압축기를 사용하였으며, 응축기와 증발기는 2중관식 열교환기로 구성하고 팽창장치로 모세관을 사용하였다.

본 냉동기의 시뮬레이션 모델은 Domanski⁽⁷⁾의 모델과 ORNL 모델⁽⁸⁾을 기초로 구성하였다. 본 연구에서는 시스템이 각 운전조건에서 최적의 냉매가 충전되었다는 가정 하에 과열도를 고정하고 성능해석을 수행하였으며, 시뮬레이션에서는 엔탈피 평형과 압력 평형만을 고려하였다. Fig. 1은 본 연구에서 적용한 냉동기 수치모델의 순서도를 나타내고 있다.

시뮬레이션 모델의 계산에서는 증발기 및 응축기 내로 유입되는 2차 유체의 입구온도와 유량 및 냉동시스템 구성부품의 기구학적인 데이터를 입력변수로 사용하고, 증발기 출구에서의 냉매 과열도 및 증발기와 응축기의 포화온도를 가정하여 얻은 압축기 입구압력과 토출압력을 이용하여 압축기의 성능을 계산하였다. 압축기의 성능계산 결과를 이용하여 압축기의 토출 냉매유량 및 상태

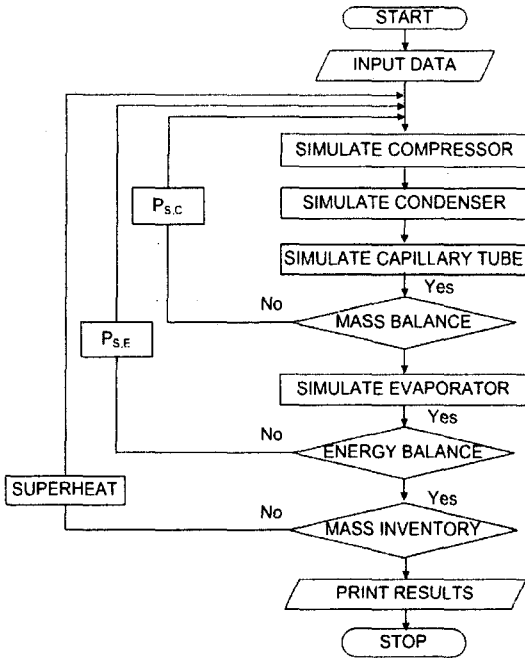


Fig. 1 Flow chart of the simulation model.

량을 구한 뒤에 응축기 및 모세관의 성능을 계산하였다. 모세관의 냉매유량과 압축기의 냉매유량을 비교하여 냉매유량이 서로 같지 않으면 응축기의 포화온도를 변화시켜서 압축기, 응축기 및 모세관에 대한 시뮬레이션을 다시 수행하였다. 압축기, 응축기 및 모세관으로 구성된 고압부의 모델이 수렴조건을 만족하면, 증발기 출구의 냉매상태량 및 냉매유량을 입력으로 실제 냉매유량방향과 반대 방향으로 증발기의 시뮬레이션을 수행하여 증발기 입구에서 냉매상태를 계산한다. 이때, 모세관은 단열과정으로 가정하였으므로 증발기 입구와 응축기 출구에서 냉매의 엔탈피는 동일하여야 한다. 고압부 시뮬레이션에서 얻은 응축기 출구의 엔탈피와 증발기 시뮬레이션에서 얻

은 증발기 입구의 엔탈피를 비교하여 수렴조건이 만족되지 않으면, 압축기 입구의 냉매압력을 수정하여 시스템 전체에 대하여 계산을 다시 수행한다.

2.1 압축기 모델링

본 연구에서는 압축기 제조사에서 제공하는 성능자료(map-data)를 이용하여 식(1)과 같이 Rice and Fischer⁽⁸⁾가 제안한 map-based 모델을 이용하였다. 압축기의 소비전력 및 냉매의 질량유량을 식(1)에 나타낸 바와 같이 응축온도(T_c)와 증발온도(T_e)의 2변수 이차방정식의 형태로 구성하였으며, 압축기 성능 데이터와 다른 과열도 조건에 대해서는 Dabiri and Rice⁽⁹⁾가 제안한 방법을 적용하여 압축기의 질량유량과 소비전력을 수정하였다.

$$f(T_c, T_e) = C_1 T_c^2 + C_2 T_c + C_3 T_e^2 + C_4 T_e + C_5 T_c T_e + C_6 \quad (1)$$

2.2 열교환기 모델링

본 연구에서는 응축기와 증발기로 이중관식 열교환기를 사용하였으며, 냉매와 2차 유체는 대향류 유동을 갖는다. 관순법을 적용하여 이중관 전체를 n개의 구간으로 나누어 한 구간에서 입구조건을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환 관계식을 풀어 출구조건을 구한다. 계산된 출구조건을 다음 구간의 입력조건으로 하여 동일한 방법으로 전체 열교환기의 열교환량 및 출구조건을 구한다.

냉매측 열전달계수는 단상과 이상영역으로 구분하여 상관관계식을 적용하였다. 응축기와 증발기의 단상영역에 대해서는 Dittus-Boelter 상관관계식⁽¹⁰⁾을 사용하였다. 응축기의 2상영역에 대해

Table 1 Coefficients for Eq. (2)

Coefficients	Diameter of MPCM (μm)					
	1.1		3.3		10.0	
	Re \leq 12.8	Re $>$ 12.8	Re \leq 12.8	Re $>$ 12.8	Re \leq 12.8	Re $>$ 12.8
C_1	260.87	162.78	275.735	8.445	210.12	210.12
C_2	0.11542	0.27153	0.1408	0.3907	16.76	16.76
C_3	1	1	1	1	0.57	0.57

Table 2 Dimensionless Pi-groups for Eq. (3)

Group	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	π_6	π_7	π_8
Parameter	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_f P_i}}$	$\frac{P_i - P_{sat}}{P_c}$	$\frac{\Delta T_{sub}}{T_{crit}}$	$\frac{L}{D}$	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	$\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g}$	$\frac{\sigma}{DP_i}$	$\frac{\rho_f i_{fg}}{P_{sat}}$

서는 Traviss and Rohsenow의 상관관계식⁽¹¹⁾을 적용하고, 증발기의 이상영역에 대해서는 Gungor and Winterton의 상관관계식⁽¹²⁾을 사용하였다.

열교환기의 2차 유체로 물과 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용하였다. 물의 열전달계수는 Gnielinski의 상관관계식⁽¹³⁾을 사용하였다. 마이크로캡슐 잠열재 슬러리는 잠열재 종류 및 슬러리 농도에 따라 다양한 열전달 특성을 갖는다. 본 연구에서는 융점 6°C의 테트라데칸을 MF 수지로 코팅한 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용하였다. 열전달 관계식은 Lee et al.⁽¹⁾의 실험데이터를 이용하여 레이놀즈 함수로 커브피팅하여 식(2)의 형태로 개발하여 사용하였다. Table 1은 유속 및 마이크로캡슐 잠열재의 직경 크기에 따른 식(2)의 계수를 나타내고 있다.

$$h_{mPCM} = C_1 + C_2 Re^{C_3} \quad (2)$$

2.3 팽창장치 모델링

본 연구에서는 팽창장치로 모세관을 사용하였으며, 유량예측은 Choi et al.⁽¹⁴⁾이 개발한 경험적 모세관 유량모델(식(3)) 사용하였다. Table 2는 유량예측 모델에 사용된 무차원 변수를 나타내고 있다.

$$\pi_1 = 0.1495 \times 10^{-3} \pi_2^{-0.087} \pi_3^{0.188} \pi_4^{-0.412} \times \pi_5^{-0.834} \pi_6^{0.199} \pi_7^{-0.368} \pi_8^{0.992} \quad (3)$$

3. 결과 및 고찰

증발기의 2차 유체로 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 적용하고, 응축기의 2차 유체로 물을 사용한 냉동기의 성능해석 시뮬레이션을 수행하였다. 응축기의 부하변동에 따른 냉동시스템의 성능특성과 마이크로캡슐 잠열재 슬러리(30% 질량비)의 입자 크기 변화에 따른 시스템 성능을 고찰하

Table 3 Characteristics of water and MPCM slurry⁽¹⁾

Property	Water	MPCM slurry
Heat transfer coefficient	100%	114~165%
Latent heat (J/g)	-	229
Heat density (J/g)	29	54

였다. Table 3은 물과 테트라데칸 마이크로캡슐 잠열재 슬러리의 열전달 관련 물성치 비교를 나타낸다. 마이크로캡슐 잠열재는 이성분 유체로서 잠열입자의 회전과 잠열 특성으로 물보다 우수한 열전달 성능을 나타내며, 입자 크기나 질량비에 따라 열전달계수가 변화된다.⁽¹⁾

Fig. 2는 응축기 부하변동에 따른 냉동시스템의 성능변화를 나타낸다. 응축기 부하는 최근 에너지절약 측면에서 지열, 하천수 등의 열원을 활용한 연구 및 실증화가 진행됨에 따라 이들 열원을 고려하여 변화시켰다.⁽¹⁵⁾ 증발기의 2차 유체로 물과 10 μm의 입자 크기를 갖는 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용한 시스템의 성능을 함께 나타내었다. 물과 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용한 경우 모두 응축기 부하가 증가함에 따라 응

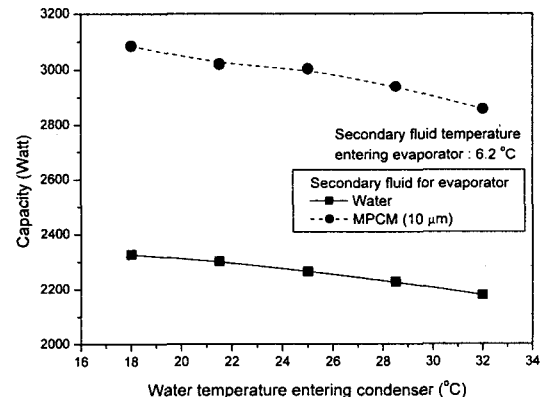


Fig. 2 Cooling capacity as a function of outdoor loads.

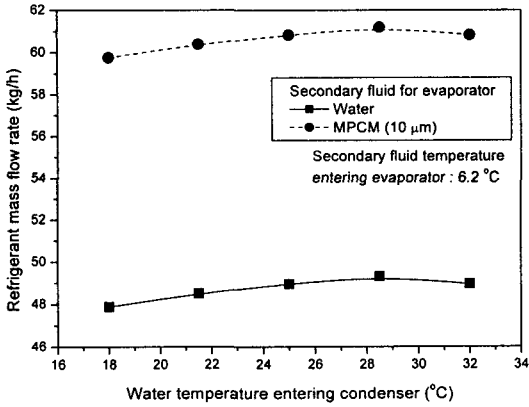


Fig. 3 Refrigerant mass flow rate as a function of outdoor loads.

축온도 증가로 냉매유량이 미소량 증가하였지만, 증발온도 증가로 증발기에서 냉매와 2차 유체와의 온도차이가 감소하여 냉방용량은 감소하였다. 모든 응축기 부하조건에 대하여 증발기의 2차 유체로 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용한 시스템이 물을 사용한 시스템에 비하여 높은 냉방용량을 나타냈다. 응축기의 부하가 18°C에서 32°C로 변화됨에 따라 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 용액을 사용한 시스템이 물을 사용한 시스템에 비하여 31%에서 33% 정도 높은 냉방용량을 나타냈다. 마이크로캡슐 잠열재 슬러리는 다성분 기능성 유체로서 2가지 측면에서 물이나 기름과 같은 단일성분 유체에 비하여 장점을 갖는다. 첫째, 유체에 미세한 고체입자들을 부유시키면 유체 전

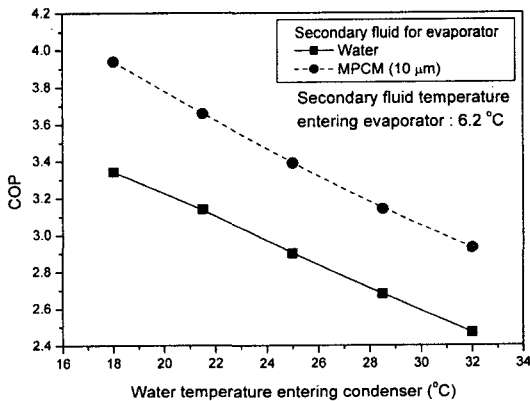


Fig. 4 COP as a function of outdoor loads.

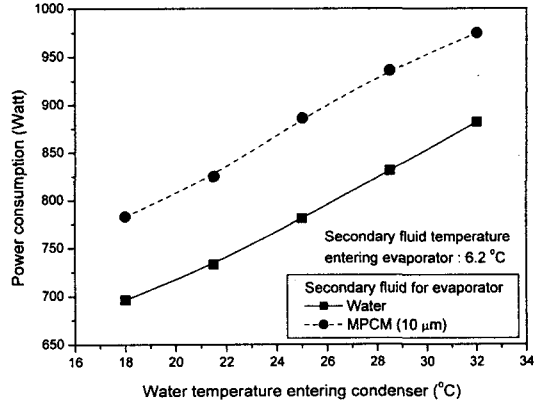


Fig. 5 Power consumption as a function of outdoor loads.

체의 질량확산계수와 열전도계수 등의 전달성질이 향상된다. 둘째, 잠열재 내부의 상변화로 인한 잠열 열전달로 현열 열전달에 비하여 우수한 열전달 특성을 갖는다. 이와 같은 특성으로 인해 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 용액을 적용한 경우 증발기에서의 열전달 성능이 물보다 크게 나타나 시스템의 증발압력 및 응축압력이 상승한다. 이로 인해 시스템 냉매유량이 증가하여(Fig. 3 참조) 시스템의 냉방용량이 크게 나타난 것이다.

Fig. 4는 응축기 부하변동에 따른 물을 사용한 시스템과 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 용액을 사용한 시스템의 성능계수(COP)를 나타낸다. Fig. 5에서 보여지듯 동일 조건에서 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 적용시스템의 소비전력은 물을 사용한

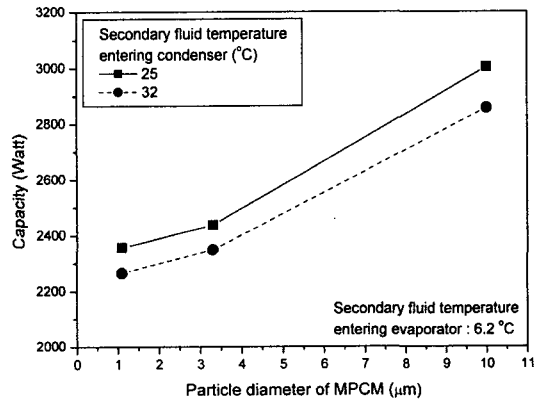


Fig. 6 Cooling capacity as a function of particle diameters of MPCM.

시스템보다 크게 나타났는데, 이는 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 시스템의 고저압 압력차이가 물을 사용한 시스템보다 크고 냉매유량이 크기 때문이다. 하지만, 소비전력의 증가보다 냉방용량의 증가량이 커서 마이크로캡슐 잠열재 적용시스템의 성능계수가 물을 적용한 시스템에 비하여 크게 나타났다. 2차 유체로 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용한 시스템이 물을 사용한 시스템에 비하여 16.6%에서 18.6% 정도 높은 COP를 나타냈다.

증발기의 2차 유체로 사용된 마이크로캡슐 잠열재 슬러리의 농도를 30%로 고정하고, 잠열재 직경을 1.1 μm에서 10 μm까지 변화시키며 냉동 시스템의 성능해석을 수행하였다. Fig. 6은 증발기 입구 마이크로캡슐 잠열재 슬러리 용액의 온도를 6.2°C로 고정하고, 응축기 2차 유체의 입구 온도를 25°C와 32°C로 변화시킬 때 마이크로캡슐 잠열재의 직경변화에 따른 시스템의 냉방용량을 나타낸다. 모든 응축기의 부하조건에 대하여 마이크로캡슐 잠열재의 직경이 증가함에 따라 시스템의 냉방용량은 증가하였으며, 응축기 부하조건이 변화되어도 마이크로캡슐 잠열재의 직경에 따른 냉방용량은 유사한 경향을 나타냈다.

Fig. 7에서 보여지듯이 마이크로캡슐 잠열재의 직경이 증가함에 따라 증발온도는 증가하여 증발기에서 냉매와 마이크로캡슐 잠열재 용액과의 온도차이는 감소하였으며, 이는 증발기에서의 냉방용량을 감소시키는 역할을 한다. 하지만, 시스템의 응축온도도 증가하여(Fig. 8) 응축기에서 방열량이 증가되고 냉매유량이 증가하여(Fig. 9) 증발

기의 냉방용량이 증가한 것으로 판단된다. 마이크로캡슐 잠열재의 크기가 증가함에 따라 증발온도 및 응축온도가 증가한 것은 잠열재와 외부 유체 사이의 열달계수가 증가하였기 때문인 것으로 판단된다.⁽¹⁾ 여기서, 흥미로운 것은 응축온도 증가폭보다 증발온도 증가폭이 다소 커서 모세관의 입출구에서 압력차이는 감소하였으나 시스템의 냉매유량은 증가한 점이다. 이것은 모세관에서 발생하는 초킹현상에 기인한다.

일반적으로 마이크로캡슐 잠열재 용액과 같은 기능성 유체는 물과 같은 단일성분 유체에 비하여 동일한 질량유량에 대하여 압력강하가 크다.⁽¹⁾ 압력강하의 증가는 유체의 수송 및 전달을 위한 펌프의 소요동력을 증가시킨다. Fig. 10 및 Fig. 11

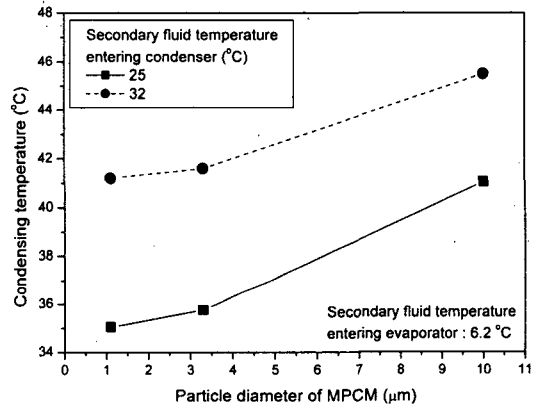


Fig. 8 Condensing temperature according to a change of particle diameter of MPCM.

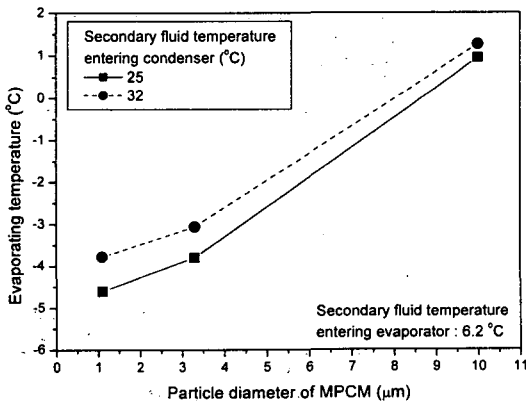


Fig. 7 Evaporating temperature according to a change of particle diameters of MPCM.

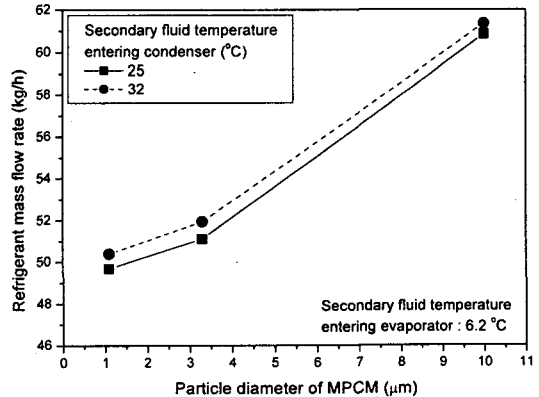


Fig. 9 Refrigerant mass flow rate as a function of particle diameter of MPCM.

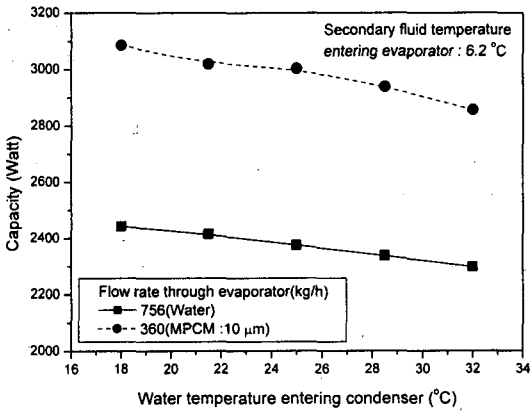


Fig. 10 Cooling capacity as a function of outdoor loads at the same pressure drop in secondary fluid of evaporator.

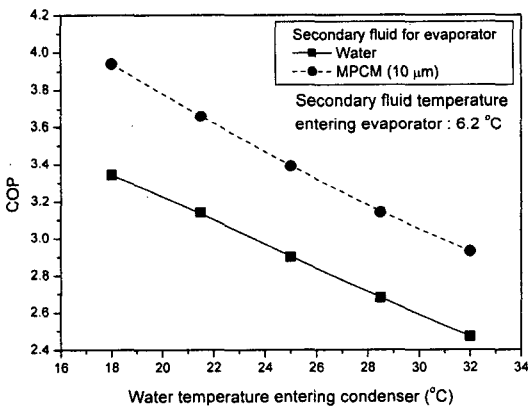


Fig. 11 COP as a function of outdoor loads at the same pressure drop in secondary fluid of evaporator.

은 증발기에서 2차 유체인 물과 마이크로캡슐 잠열재가 2,188 Pa의 동일한 압력강하를 갖는 조건에서 응축기의 부하 변동에 따른 시스템의 냉방용량 및 성능계수를 나타낸다. 이때, 마이크로캡슐잠열재 슬러리의 유량을 감소시켜 물과 동일한 압력강하를 얻었다. 증발기에서 2차 유체의 압력강하를 동일하게 유지한 경우 물을 사용한 시스템은 10 μm의 마이크로캡슐 잠열재를 사용한 시스템에 비하여 냉방용량은 24.3~26.4%, COP는 12.0~14.9% 정도 낮게 나타났다. 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 이용한 시스템은 물을 사용한 시스템과 달리 잠열을 이용하고, 이성분 기능성

유체로서 유체의 질량확산 및 열전달 성능이 향상되어 물을 사용한 시스템에 비하여 성능이 향상되었다. 따라서 마이크로캡슐 잠열재는 열저장과 수송뿐만 아니라 열기기의 열교환 매체로 직접 적용이 가능할 것으로 예상된다.

4. 결 론

마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 증발기의 2차 유체로 사용하는 증기압축식 냉동시스템에 대한 성능해석 모델을 개발하고 물을 사용한 시스템과의 비교를 통하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 증발기의 2차 유체로 마이크로캡슐 잠열재 슬러리를 사용한 시스템이 물을 사용한 시스템에 비하여 냉방용량이 크게 나타났으며, COP는 16.6%에서 18.6% 정도로 크게 나타났다. 이는 마이크로캡슐 잠열재 슬러리가 물에 비하여 우수한 열전달 성능을 나타내어 시스템 응축온도 상승으로 인한 방열량의 증가와 냉매유량의 증가에 기인한다.

(2) 마이크로캡슐 잠열재 용액의 입자 크기가 증가함에 따라 증발기에서 마이크로캡슐 잠열재 슬러리의 열전달계수 증가로 시스템의 성능이 향상되었다.

(3) 10 μm의 마이크로캡슐 잠열재 슬러리와 물이 증발기의 2차유체로서 동일한 압력강하를 갖는 경우에 물을 사용한 시스템은 마이크로캡슐 잠열재를 이용한 시스템에 비하여 냉방용량은 24.3~26.4%, COP는 12.0~14.9% 정도 낮게 나타났다. 이는 마이크로캡슐 잠열재는 열전달과 함께 열저장 및 열수송과 함께 열전달 측면에서 물보다 우수한 성능을 가진다는 것을 의미하며, 증기압축식 냉동시스템과 같은 열기기의 열교환매체로 직접 적용 가능할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2004년도 정부재원(교육인적자원부 학술연구조성사업비)으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(KRF-2004-042-D00023).

참고문헌

1. Lee, J. G., Kim, J. H., Choi, Y. C., Lee, S. H.,

- Kim, Y. G., Choi, J. G., Han, H. S., Lee, W. M., Kim, H. S., Shin, Y. S., Kim, K. H., Lee, H. J. and Choi, J. M., 2005, Development of high density thermal fluid and heat transportation technology, MOST Report M102KP 010001-03K1601-02410.
2. Yamagishi, Y., Takeuchi, H. and Pyatenko, A. T., 1999, Characteristics of micro-encapsulated PCM slurry as a heat-transfer fluid, *AIChE Journal*, Vol. 5, pp. 696-707.
 3. Inaba, H., 2000, New challenge in advanced thermal energy transportation using functionally thermal fluids, *International Journal Thermal Science*, Vol. 39, pp. 991-1003.
 4. Charunyakorn, P., 1989, Forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material slurry, Ph.D Thesis, University of Miami, U.S.A.
 5. Lee, Y. J., Choi, J. K. and Lee, J. G., 2003, An experimental study for manufacturing MPCM slurry and its application to a cooling system, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 352-359.
 6. Inaba, H., 1997, Current status of research on functionally thermal fluid, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Vol. 3, pp. 417-427.
 7. Domanski, P., 1983, Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device, National Bureau of standards building science series 155, NBS (U.S.A).
 8. Rice, C. K. and Fischer, S. K., 1983, A steady state computer design model for air to air heat pump, Department of Energy, Division of Building Equipment, ORNL, U.S.A.
 9. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, Pt. II.
 10. Holman, J. P., 1987, *Heat Transfer*, McGraw-Hill Inc.
 11. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced-convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, Pt. 1, pp. 157-165.
 12. Gungor, K. E. and Winterton, R. H., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chemical Engineering Research & Design*, Vol. 65, No. 2, pp. 148-156.
 13. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.
 14. Choi, J. M., Kim, Y. C. and Kim, H. Y., 2003, A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 8, pp. 881-888.
 15. Choi, B. Y., Lee, S. H., Kim, J. H. and Lee, D. W., 2004, The field test of ground heat source water thermal storage type heat pump cooling & heat system, *Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference*, Pyoungchang, pp. 442-448.