

판형 흡착열교환기를 사용한 폴리머-물 흡착식 냉동기의 성능예측

Simulation of a Polymer-Water Adsorption Refrigerator using Plate-Type Adsorption Heat Exchangers

김동선(Dong-Seon Kim)^{1†}, 이대영(Dae-Young Lee)²

¹한국교통대학교 기계공학과, ²KIST

¹Department of Mechanical Engineering, Korea National University of Transportation, Chungbuk, 380-702, Korea

²Korea Institute of Science and Technology, Seoul, 136-791, Korea

(Received December 7, 2014; revision received January 6, 2015; Accepted: January 7, 2015)

Abstract A hydroscopic polymer is used as the adsorbent in an adsorption refrigeration system. A pair of plate-type heat exchangers, thinly coated with the polymer, is simulated using a two-dimensional transient model to predict performance of the system. It is predicted that the system would yield 0.57 kW SCP and 0.47 COP at 80°C heating and 30°C cooling temperatures. In comparison with a conventional silica gel-water system, the COP is comparable but SCP is about three times larger. The slow mass diffusion rate of the polymer should be improved for better performance.

Key words Adsorption(흡착), Refrigeration cycle(냉동사이클), Numerical model(수치모델), SCP(단위질량당 냉동능력), COP(성능계수), Polymer(폴리머)

† Corresponding author, E-mail: dongseonkim@ut.ac.kr

기호설명

Bi : Biot 수 [-]
 C_p : 비열 [kJ/kgK]
 c : 농도 [kg/m³]
 D : 물질확산계수 [m²/s]
 h : 열전달계수 [kW/m²K, m/s]
 i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 i_{fg}^* : 흡착열 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [kW/mK]
 L : 유로길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수 [-]
 \dot{n} : 물질유속 [kg/m²s]
 p : 압력 [kPa]
 \dot{q} : 열유속 [kW/m²]
 T : 온도 [K]
 t : 시간 [s]
 t^* : 무차원 시간 [-]
 u : 속도 [m/s]
 w_{max} : 최대 함수율 [g/g]
 x : 유동방향 좌표 [m]

y : 유동에 수직방향 좌표 [m]

그리스 문자

a : 열확산계수 [m²/s]
 δ : 두께 [m]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 τ : 흡착(재생) 운전주기 [s]
 θ : 무차원 온도 [-]
 η : 무차원 거리 [-]

상·하첨자

s : 흡착제
 m : 전열판
 w : 열매체
 ref : 냉매
 sen : 현열

1. 서론

1823년 페러테이가 액체 암모니아의 특성을 연구하던 중 AgCl-NH₃ 시스템에서 냉동효과를 발견한 이후

현재까지 흡착식 냉동기에 대한 다양한 연구가 수행되어 왔다. 1900년대 초의 상용 냉동기들이 증기 압축식 냉동기의 출시로 시장에서 밀려나 사라진 후 한동안 관심이 줄어들었으나 1970년대 에너지 위기를 거쳐 에너지 가격이 급증하면서 1980년대 말부터 1990년대에 다양한 에너지를 활용할 수 있는 흡착식 냉동기에 대한 관심이 폭발적으로 늘어났다. 21세기에 들어와서도 관련 논문수가 2000년 약 30편에서 2008년 약 60편으로 증가하는 등 지속적인 관심을 받고 있다.⁽¹⁾

Pons et al.⁽²⁾은 유럽에서 개발된 15개의 흡착식 시스템의 성능을 비교하여 발표하였다. 냉각방식에 따라 수랭 및 공랭식으로 나누어 각각의 경우에 공조(증발온도 3°C), 제빙(-10°C), 냉동(-50, -25°C) 및 난방(-15, 5°C) 운전시의 COP(Coefficient of Performance)와 SCP(Specific Cooling Power)를 비교하였다. 이 중 공조 성능만 살펴보면 우선 수랭식 단효용(single effect) 시스템(SrCl₂-NH₃, MnCl₂/BaCl₂-NH₃, metal hydrides-H₂)은 열원온도 110~130°C 범위에서 COP 0.3~0.5, SCP 30~250 W/kg의 성능을 보였으며 공랭식은 수랭식 열원온도보다 약 10 K 높은 범위에서 유사한 COP와 SCP를 가지는 것으로 보고하였다.

Wang and Oliveira⁽³⁾는 1970년대 이후 연구용 흡착식 시스템에 대한 연구를 리뷰하여 정리 발표하였는데 저온구동(열원온도 100°C 이하) 칠러들은 실리카겔-물 시스템이 대부분이었고 그 COP는 0.3~0.6, SCP는 20~172 W/kg의 범위 내에 있었던 것으로 보고하였다.

Wang et al.⁽⁴⁾은 태양열 활용을 위한 상용 및 연구용 흡착식 냉동 시스템에 대한 리뷰를 발표하였다. 연구용 시스템은 5~10 kW의 수랭식 시스템들로서 60~80°C의 열수로 구동되었고 COP는 0.3~0.5의 범위에 있었으며 상용 시스템은 대부분 실리카겔-물 시스템들로서 50~90°C의 열수로 구동되며 COP는 0.6~0.7의 범위에 있다고 하였다. 대표적인 상용 시스템들은 일본의 Nishiyodo와 Mayekawa, 독일의 SorTech를 꼽을 수 있다. 일본산 칠러들이 70~600 kW의 중형급인데 반해 독일의 SorTech가 개발한 칠러는 10 kW급의 소형이다.

한편 국내에서도 흡착식 냉동기의 개발을 위한 연구가 계속되어왔다.

Eun et al.⁽⁵⁾이 실리카겔과 팽창흑연을 섞어 프레스로 압축하는 방법으로 실리카겔-흑연 흡착탑 모듈을 제작하여 구성된 시스템의 거동을 관찰하였다. 실리카겔과 흑연의 혼합비, 성형압력에 따라 블록의 특성이 변화하는 것을 관찰하고 흑연의 혼합비가 20% 이상이면 열전도도 1 W/mK, 열전달계수 200 W/m²K, 기체투과도 10⁻¹² m²의 조건을 만족하며 운전조건에 따른 최적 성형 조건을 찾아내 성능을 향상시킬 수 있다고 하였다.

Baek et al.⁽⁶⁾은 두께 1 mm, 폭 58 mm, 길이 600 mm의 플레이트 핀을 외경 94 mm인 전열관 외벽에 방사형

으로 부착한 finned tube 타입의 흡착열교환기를 채용한 공랭식 제올라이트-물 시스템을 구성하여 그 성능을 측정하였다. 흡착탑 열교환기 1개당 무게는 약 6.2 kg, 제올라이트 충전량은 6.5 kg이었다. 가열온도 250°C, 냉각공기 온도 35°C, 냉수 온도 5°C 조건에서 COP 0.27~0.29, 1사이클 당 2.5~2.71 kWh의 가열량(전기 히터 입력)을 얻었다. 1사이클의 주기가 2~2.5 hr였으므로 냉동능력은 약 1~1.3 kW, SCP는 약 150~200 W/kg 수준이었던 것으로 판단된다.

Kim et al.⁽⁷⁾은 plate-fin 타입의 열교환기를 흡착열교환기로 사용한 실리카겔-물 냉동기의 성능 측정 결과를 발표하였다. 열수온도 75°C, 냉각수 온도 26°C, 냉수 온도 12°C 조건에서 COP 0.38, 냉동능력 1.67 RT, SCP 55 W/kg를 얻었으며 1/2사이클 주기는 10분이었다.

Ko and Jeong⁽⁸⁾은 실리카겔을 충전한 내경 36mm, 길이 150 mm의 스테인리스 관에 1/8" 스테인리스 스틸 관으로 제작한 나선형 코일을 삽입한 형태의 흡착탑을 사용하여 제작한 실리카겔-R134a 냉동기를 실험하여 결과를 보고하였다. 흡착제의 재생 시에는 코일에 직접 전류를 인가하였고 흡착 시에는 냉각수를 흘려 냉각하였다. 증발온도 -15°C 조건에서 흡착탑의 주기적 가열과 냉각으로 그 중심온도가 최고 105°C, 최저 55°C의 범위에서 변화하는 동안 평균 COP 0.23, 냉동능력 25 W를 얻었다.

Kwon et al.⁽⁹⁾은 직경 19 mm의 나관과 2중의 finned tube(핀피치 2.3, 2.8 mm)로 만든 열교환기의 주위를 실리카겔로 채운 형태의 실리카겔-물 흡착탑의 성능을 측정하여 실리카겔의 입자크기(평균 크기 0.72, 2.35, 3.35 mm)와 핀피치의 영향을 관찰하였다. 나관의 경우 입자크기가 작을수록 흡착률이 증가하였으며 finned tube의 경우 나관보다 21% 큰 흡착률을 보였다고 하였다. 동일한 형태의 흡착탑을 사용한 냉동기의 성능은 Kwon et al.⁽¹⁰⁾에 발표되었는데 열수온도 80°C, 냉각수 온도 25°C, 냉수 온도 14°C, 사이클 주기 420초 조건에서 COP 0.55, 냉동능력 1.14 kW가 보고되었다.

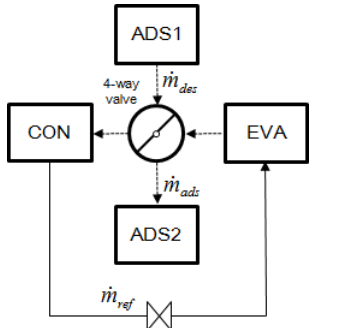
흡착식 냉동기 관련연구들은 크게 흡착제 개발과 열·물질전달 촉진의 크게 두 분야로 나눌 수 있다. 전자의 경우는 주로 신물질을 합성하거나 기존의 물질을 혼합하여 흡착제의 성능을 개선하는 것이 목적이며 후자의 연구들은 주로 고성능 열교환기를 개발하여 열 및 물질전달 속도를 높이는 것이 목적이다. 본 연구는 폴리머 제습제(Desiccant Polymer)의 흡착제로서의 성능을 예측하여 그 타당성을 평가하는 것을 목적으로 한다. 폴리머 제습제는 기존의 제습제(실리카겔 등)에 비해 흡착용량은 매우 크지만 물질 확산속도는 낮은 편으로 알려져 있다.⁽¹¹⁾ 제습냉방의 경우에는 제습유효에 매우 얇은 두께로 코팅하여 사용하므로 낮은 물질 확산속도가 크게 문제되지 않으나 흡착식 냉동기에 적용할

경우의 성능에 대해서는 알려진 바가 없다. 따라서 본 연구에서는 폴리머 제습제를 얇게 코팅한 단순한 형태의 흡착열교환기를 가정하여 폴리머-물 흡착식 냉동사이클의 성능을 예측하였다.

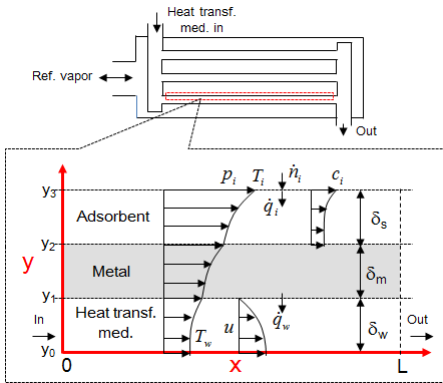
2. 시스템과 모델

Fig. 1(a)에 2개의 흡착열교환기를 갖는 가장 단순한 형태의 흡착식 냉동기를 도시하였다. 중앙의 4-way 밸브를 통해 응축기(CON) 또는 증발기(EVA)와 연결된 흡착열교환기는 각각 재생(Desorption)과 흡착(Adsorption) 모드로 운전된다. 4-way 밸브는 일정 주기(τ)로 90°씩 회전하여 각 흡착열교환기는 같은 주기로 재생과 흡착운전을 번갈아 수행하게 된다. Fig. 1(b)에는 본 연구에서 고려한 판형 흡착열교환기의 개략도를 도시하였다. 흡착제는 전열판의 한쪽에 얇게 코팅되어 있고 반대쪽 열매체에 의해 냉각(가열)되어 냉매의 흡착(재생)이 가능하도록 하였다.

Fig. 1(b)에 도시한 제어체적에 표시한 4곳의 경계면 y_0, y_1, y_2, y_3 를 주목하기 바란다. $y_0(y = 0)$ 는 열매체 채널의 대칭면, y_1 은 열매체와 전열판의 경계, y_2 는 전열판과 흡착제의 경계, y_3 는 흡착제와 냉매증기의 경계



(a) Adsorption refrigeration system



(b) Control volume in adsorption heat exchanger

Fig. 1 Schematic diagrams of the system.

면을 나타낸다. 각 경계면 사이의 영역에 적용한 지배방정식을 다음에 정리하였다.

열매체 에너지 방정식($0 \leq y \leq y_1$) :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1)$$

전열판 및 흡착제 에너지 방정식($y_1 \leq y \leq y_3$) :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

흡착제 물질 방정식($y_2 \leq y \leq y_3$) :

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

각 경계면에 적용한 경계조건은 다음과 같다.

$$f^{eq}(T, c, p)_{y_3} = f^{eq}(T_i, c_i, p_i) = 0 \quad (4)$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y_3} = i_{fg}^* D \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right)_{y_3} \quad (5)$$

$$D \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right)_{y_2} = 0 \quad (6)$$

$$k_s \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y_2^+} = k_m \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y_2^-} \quad (7)$$

$$k_m \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y_1^+} = k_w \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y_1^-} \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = 0 \quad (9)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0,L} = \left(\frac{\partial c}{\partial x} \right)_{x=0,L} = 0 \quad (10)$$

본 연구에서는 문제를 단순화하기 위해 다음의 가정을 도입하였다.

- 열매체 유동은 완전히 발달된 층류이다.
- 물성은 온도와 성분에 관계없이 일정하다.
- 각 운전모드의 작동압력은 일정하다.

따라서 흡착모드($0 < t \leq \tau$)의 운전조건은 다음과 같이 쓸 수 있다.

증기-흡착제 경계면($y = y_3$) :

$$p_i = p_{eva} \quad (11)$$

열매체 영역($0 \leq y \leq y_1$) :

$$T(t, 0, y) = T_{cw} \quad (12)$$

$$u(x, y) = +|u_{avg}| \left[2 \left(1 - \frac{y}{\delta_w} \right) - \left(1 - \frac{y}{\delta_w} \right)^2 \right] \quad (13)$$

마찬가지로 재생모드($\tau < t \leq 2\tau$)의 운전조건은 다음과 같다.

증기-흡착제 경계면($y = y_3$) :

$$p_i = p_{con} \quad (14)$$

열매체 영역($0 \leq y \leq y_1$) :

$$T(t, L, y) = T_{hw} \quad (15)$$

$$u(x, y) = -|u_{avg}| \left[2 \left(1 - \frac{y}{\delta_w} \right) - \left(1 - \frac{y}{\delta_w} \right)^2 \right] \quad (16)$$

본 연구에서 사용한 식(4)의 제습제의 평형상태 방정식 $f^{eq}(T, c, p)$ 는 다음과 같다.

$$\frac{c^*}{\rho_s w_{max}} = \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta \quad (17)$$

여기서 β 와 w_{max} 는 흡수제의 특성값이고 p_{ref} 는 T에서 냉매(물)의 포화압력이다. 본 연구에서 고려한 폴리머의 경우 $\beta = 1.51$, $w_{max} = 1.83^{(11)}$ 이 알려져 있다. 그 외의 물성치와 작동조건 등은 Table 1에 정리하였다. Table 1에서 폴리머의 물질확산계수는 측정값⁽¹¹⁾이며 나머지는 아크릴계 친수성 폴리머의 경험적인 값을 사용하였다.

Fig. 1(b)의 제어체적은 길이구간($0 \leq x \leq L$) 10개,

Table 1 Material properties and simulation conditions

	δ (mm)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/g)	k (kW/mK)	D (m ² /s)
¹ Ads	0.2	1000	1.2	1×10^{-4}	5×10^{-11}
² Wall	0.1	9000	0.4	1×10^{-1}	-
³ Med	0.3	1000	4.2	6×10^{-4}	-

* Simulation conditions :

L = 200 mm, $u_{avg} = 0.2$ m/s, $T_{hw} = 80^\circ\text{C}$,

$T_{cw} = 30^\circ\text{C}$, $\tau = 600$ s

$p_{con} = 5.03$ kPa($T_{con} = 33^\circ\text{C}$), $p_{eva} = 1.15$ kPa

($T_{eva} = 9^\circ\text{C}$)

$ifg = 2448$ kJ/kg, $ifg^* = 1.2$ ifg

* Default if not specified otherwise; 1. Desiccant Polymer; 2. Copper; 3. Water.

열매체 구간($0 \leq y \leq y_1$) 5개, 전열판 구간($y_1 \leq y \leq y_2$) 5개, 흡착제 구간($y_2 \leq y \leq y_3$)을 5개로 나누어 총 150개의 격자점에 대해 최소 10 ms의 시간간격으로 계산을 수행하였다. 지배방정식의 이산화과정에서 시간항은 fully implicit, 대류항은 upwind scheme으로 처리하여 만든 행렬방정식을 풀었다. 시뮬레이션은 Table 1에 정리한 조건을 기본으로 하고 흡착열교환기를 흡착모드와 재생모드로 번갈아가며 계산하여 두 운전모드의 현열 및 잠열 출입량의 오차가 5% 미만일 때 수렴한 것으로 판단하고 계산을 종료하였다.

각 운전의 종료시점에서 물질 및 현열 유속의 시간 평균을 다음과 같이 계산하였다.

$$\tilde{n} = \frac{1}{\tau L} \iint [c(\tau, x, y) - c(0, x, y)] dx dy \quad (18)$$

$$\tilde{q}_{sen} = \frac{(\rho C_p \delta)_w u_{avg}}{\tau L} \int_0^\tau \Delta T_w dt \quad (19)$$

식(19)에서 ΔT_w 은 시간 t에서 열매체 입출구의 평균 온도(bulk temperature)차를 의미한다.

흡착열교환기의 단위 전열면적 당 냉동능력은 증발기 입구에서 냉매의 과열도를 고려한 냉동효과 q_{ref} 를 사용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\tilde{q}_{ref} = \tilde{n} q_{ref} = \tilde{n} [i_{fg} - C_{pw}(T_{con} - T_{eva})] \quad (20)$$

본 연구에서는 흡착제만의 특성을 관찰하기 위해 응축(T_{con}) 및 증발온도(T_{eva})를 Table 1에 정리한 일정 값에 고정하였음에 유의하기 바란다.

냉동기의 성능지표로는 SCP와 COP를 선택하였다. SCP는 흡착제의 단위질량당 냉동능력으로 정의하여 다음과 같이 계산하였다.

$$SCP = \frac{\tilde{q}_{ref}}{\rho_s \delta_s} \quad (21)$$

냉동기의 성능계수는 현열 투입량과 냉동능력의 비율로 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{\tilde{q}_{ref}}{\tilde{q}_{sen}} \quad (22)$$

2.1 모델의 정확성

먼저 부록에 정리한 바와 같이 잘 알려진 과도열확산 문제의 해석해와 비교하여 수치모델의 정확성을 검증하였다. 한쪽 면이 단열된 단일 벽의 다른 쪽 면이 갑

자기 일정 온도의 유체에 의해 대류 냉각되는 조건을 모사하기 위해 수치 모델에 다음의 조건을 적용하였다.

- 전열판의 물성이 흡착제와 동일하다 : 단일 벽
- 열매체 비열이 무한하다 : 정온 대류냉각($y = 0$)
- 흡착열은 무시한다 : 단열 조건($y = \delta$)

이 조건에 대한 수치해(○)와 부록의 1차원 과도 열확산 문제의 해석해(—)를 Fig. 2에 비교하였다. 벽의 두께는 0.2 mm, 그 물성은 Table 1의 흡착제와 같다고 가정하였고 열매체 채널 높이 0.3 mm, 열매체 평균유속 0.2 m/s, 초기온도 80°C, 열매체 온도 30°C 조건에서 계산하였다. 수치모델은 열매체측 열전달계수 $h = 16$

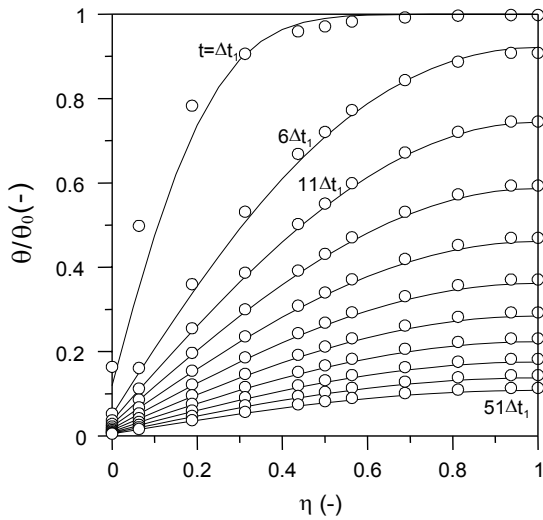
$\text{kW/m}^2\text{K}$, Nu 수를 8로 예측하였는데 이는 무한평행판 사이를 흐르는 층류의 일정 열유속 조건의 Nu 수 8.23와 일정 온도 조건의 Nu 수 7.54⁽¹²⁾의 사이에 있다.

수치모델이 예측한 열전달계수로 계산한 $Bi (= h\delta/k)$ 는 32.4이고 이를 사용하여 계산한 해석해(-)를 Fig. 2에 도시하였다. Fig. 2(a)에는 일정 시간증분 $\Delta t_1 (= 10 \text{ ms})$ 로 계산한 온도 분포(○)를 $t = \Delta t_1$ 에서부터 $51\Delta t_1$ 까지 $5\Delta t_1$ 간격으로 도시하였다. Fig. 2(b)에는 그림에는 일정한 시간증분 Δt_1 을 사용한 경우(○)와 시간증분을 조절한 경우(●)에 냉각표면($\eta = 0$)에서 수치해의 오차를 나타냈다. 냉각표면에서의 오차는 열매체와의 열교환률에 직접적으로 영향을 주기 때문에 수치모델 오차의 척도로 선택하였다.

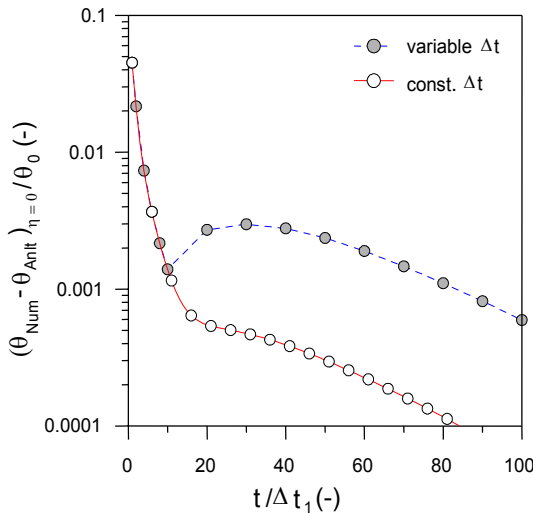
우선 Fig. 2(a)에서는 수치해와 해석해가 전반적으로 잘 일치하는 것을 볼 수 있는데 온도는 초기($t = \Delta t_1$)에 급격히 감소하며 온도 프로파일은 $t > 6\Delta t_1$ 영역에서는 완전히 발달한 듯 보인다. Fig. 2(b)에서는 일정증분의 경우(○) $t < \Delta t_1$ 구간에서 최대 5%이던 오차가 $t > 10\Delta t_1$ 영역에서 0.1% 이하로 떨어지는 것을 볼 수 있다. 한편 가변증분의 경우(●) $t < 10\Delta t_1$ 구간에서는 일정 시간증분의 경우와 마찬가지로 10 ms의 시간증분을 사용하였으나 $t > 10\Delta t_1$ 영역에서는 100 ms의 시간증분을 사용하였기 때문에 이 영역에서 오차가 증가하였다.

Fig. 2에서 사용한 시간증분 Δt_1 은 반무한 벽에서 온도경계층의 침투거리가 δ 가 되기까지 걸리는 시간의 1/4로 정했고 Welty et al.⁽¹³⁾에 따라 아래의 식으로 계산한 값이다.

$$\Delta t_1 = \frac{1}{4} \times \frac{\delta^2}{12\alpha} \quad (23)$$



(a) Evolution of temperature in the wall



(b) Error in temperature at $\eta = 0$

Fig. 2 Comparison of numerical and analytic solutions.

Δt_1 보다 더 작은 시간증분을 사용하면 오차를 줄일 수 있으나 Fig. 2의 예에서 Δt_1 이 이미 10ms로 매우 작고 또 그 최대 오차가 5%에 불과하므로 본 연구의 목적을 고려할 때 식(23)의 시간증분을 최소값으로 정하고 이로 인해 발생하는 오차는 받아들이기로 결정하였다. 물질확산에 대해서도 위와 유사한 방법으로 오차를 추정할 수 있으나 열확산계수 α 의 크기가 10^{-7} 수준인데 비해 물질확산계수 D 는 10^{-11} 수준으로 훨씬 작기 때문에 식(23)의 시간증분을 사용하면 물질전달의 경우 오차는 무시할 수 있을 정도로 작다.

작은 시간증분을 사용하여 일정한 시간 간격으로 계산할 경우 계산시간이 과도하게 길어질 수 있다. 예를 들어 냉동 사이클의 한 주기(2τ)가 20분인 경우 실시간 시뮬레이션이 가능하다 하더라도 수렴까지 5번의 반복 계산이 필요하다면 수렴해를 구하기 위해 총 100분이 소요될 것이다. 이 때문에 Fig. 2(b)에서 가변증분의 경우에는 오차가 상대적으로 작은 $t > 10\Delta t_1$ 구간에

서 시간증분을 $10\Delta t_i$ 로 늘려서 계산시간을 줄였다. 이와 같은 가변증분을 사용하면 일정증분에 비해 오차는 상대적으로 증가하나 그 절대적 크기는 허용오차 범위 내에서 조절할 수 있다.

3. 결과 및 토론

Table 1의 조건을 기본으로 하여 몇 가지 설계 및 운전 인자를 변화시켜 가며 계산한 결과를 살펴보겠다. 먼저 Fig. 3에 몇 가지 다른 흡착제의 두께(δ_s)에 대해 τ 를 증가시켜가며 계산한 SCP와 COP를 도시하였다. 모든 경우에 전열판의 두께(δ_m)는 0.1 mm로 일정하다.

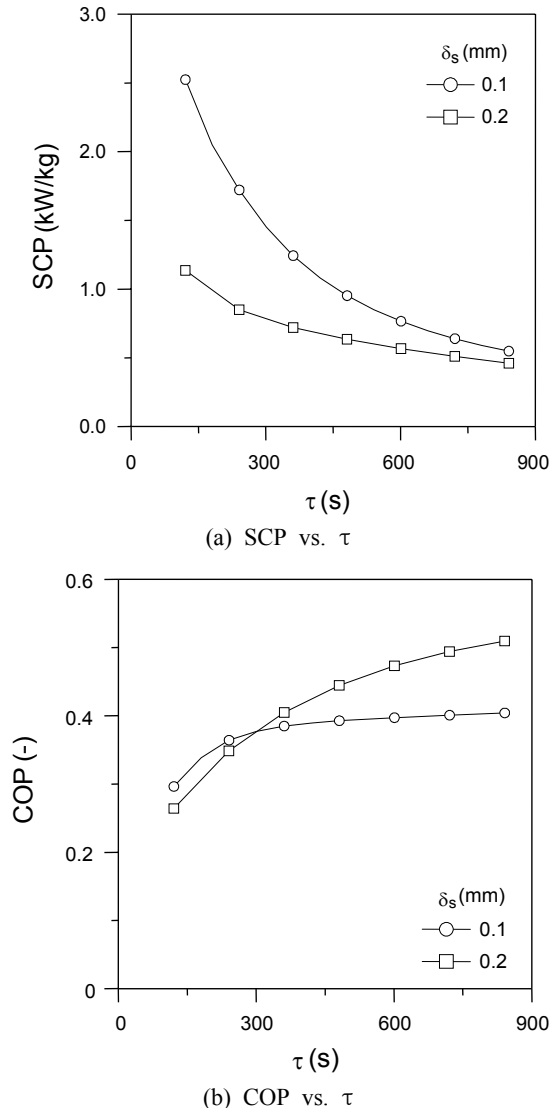


Fig. 3 Predicted SCP and COP for different adsorbent thickness.

Fig. 3(a)에서 SCP는 δ_s 와 τ 에 반비례하는 반면 Fig. 3(b)에서 COP는 반대의 경향을 보임을 알 수 있다. 높은 COP를 위해서 τ 와 δ_s 를 크게 하면 SCP가 작아지는 것을 피할 수 없으므로 설계목적에 따라 SCP와 COP가 적절한 균형을 이루는 점에서 τ 와 δ_s 를 결정해야 할 것이다. Table 1의 기준 조건($\delta_s = 0.2$ mm, $\tau = 600$ s)에서 SCP는 0.57 kW/kg, COP는 0.47이다.

이상의 결과를 아래에서 직관적으로 설명해보겠다. 먼저 식(21)의 SCP는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$SCP \propto \frac{q_{ref} \Delta \bar{c}}{\rho_s \tau} \quad (24)$$

여기서 $\Delta \bar{c}$ 는 흡착 및 재생운전 종료시점에서의 흡착제 평균농도의 차이 즉, 각 운전모드에서 흡착제가 경험하는 평균농도의 변화량으로서 냉동능력을 결정한다. $\Delta \bar{c}$ 는 흡착량에 비례하기 때문에 τ 에는 비례하지만 흡착량이 같더라도 δ_s 가 클수록 농도의 변화량은 작으므로 δ_s 에는 반비례한다. 단 흡착량은 τ 보다는 느리게 증가하기 때문에 즉, 흡착속도가 시간이 지나면서 느려지기 때문⁽¹³⁾에 SCP는 τ 에 반비례하게 된다. 한편 식(22)의 COP는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$COP \propto \frac{q_{ref} \delta_s \Delta \bar{c}}{(\rho C_p \delta)_s \Delta \bar{T}_s + (\rho C_p \delta)_m \Delta \bar{T}_m + i_{fg}^* \delta_s \Delta \bar{c}} \quad (25)$$

여기서 $\Delta \bar{T}_s$ 와 $\Delta \bar{T}_m$ 는 각각 흡착제와 전열판이 각 운전모드에서 경험하는 평균온도의 변화량으로서 식의 분모에서와 같이 시스템에 투입되는 현열량을 결정한다. τ 가 충분히 길면 흡착제와 전열판의 온도차가 작을 것이므로 $\Delta \bar{T}_s = \Delta \bar{T}_m$ 으로 근사하여 식(25)를 다음과 같이 쓸 수 있다.

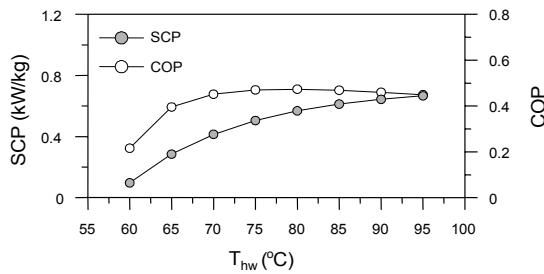
$$COP \propto \frac{q_{ref}}{i_{fg}^*} \left\{ \frac{(\rho C_p)_s}{i_{fg}^*} \frac{\Delta \bar{T}_s}{\Delta \bar{c}} \left[1 + \frac{(\rho C_p \delta)_m}{(\rho C_p \delta)_s} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (26)$$

식(26)에 따르면 ($\Delta \bar{T}_s / \Delta \bar{c}$)가 일정하면 흡착제에 비해 전열판의 열용량이 작을수록 COP가 커져야 한다. τ 가 충분히 크면 흡착제의 온도는 재생모드에서는 T_{hw} 에 접근하고 흡착모드에서는 T_{cw} 에 접근하므로 $\Delta \bar{T}_s$ 는 시스템 내 최대 온도차 즉, $\Delta T_{max} (= T_{hw} - T_{cw})$ 에 접근하고 이때 $\Delta \bar{c}$ 는 각 운전모드의 작동압력에서 포화농도의 차 즉, $\Delta c^*_{max} [= c^*(T_{hw}, p_{con}) - c^*(T_{cw}, p_{eva})]$ 에 접근할 것이다. 따라서 이 경우 식(26)에서 ($\Delta \bar{T}_s / \Delta \bar{c}$)가 ($\Delta T_{max} / \Delta c^*_{max}$)에 접근하면서 COP가 δ_s 에 비례할 것으로 예측할 수 있는데 Fig. 3(b)의 $\tau > 300$ s에서 $\delta_s = 0.2$

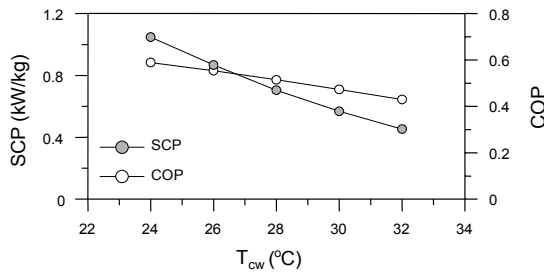
mm의 COP가 $\delta_s = 0.1$ mm의 COP보다 높은 것이 바로 이 때문이다.

아래에서는 δ_s 와 τ 를 제외한 나머지 주요 변수들의 영향을 살펴보도록 하겠다.

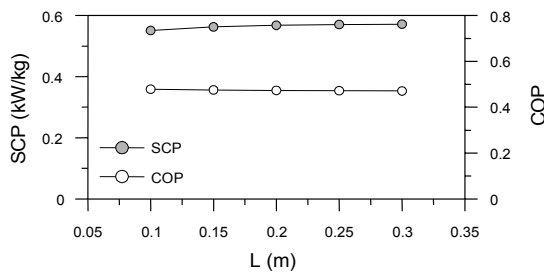
Fig. 4(a)에 고온 열매체의 온도(T_{hw})를 60~95°C 범위에서 변화시켜가며 계산한 결과를 도시하였다. T_{hw} 가 증가하면서 SCP는 단조 증가하지만 COP는 60~70°C 구간에서는 빠르게 증가한 후 일정한 수준을 유지하다가 80°C 이후 약간 감소하는 경향을 보인다. T_{hw} 가 증



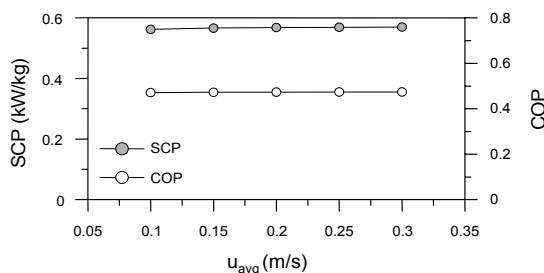
(a) Heating temperature



(b) Cooling temperature



(c) Heat exchanger length



(d) Heat transfer fluid velocity

Fig. 4 Influence of selected parameters.

가하면 흡착제의 온도차 즉, $\Delta \bar{T}_s$ 가 커지고 또 농도의 변화량인 $\Delta \bar{c}$ 도 증가한다. $\Delta \bar{c}$ 가 증가하므로 식(24)에 따라 SCP가 증가하는 것으로 이해할 수 있다. 한편 COP가 보이는 경향은 식(26)에서 $(\Delta \bar{T}_s / \Delta \bar{c})$ 의 변화와 관련이 있다. COP가 빠르게 증가하는 구간은 $(\Delta \bar{T}_s / \Delta \bar{c})$ 가 감소하는 구간 즉, $\Delta \bar{c}$ 가 빠르게 증가하는 구간이며 COP가 감소하는 구간은 역으로 $\Delta \bar{c}$ 가 상대적으로 느리게 증가하는 구간이다.

Fig. 4(b)에 저온 열매체의 온도(T_{cw})를 24~32°C 범위에서 변화시켜가며 계산한 결과를 도시하였다. T_{cw} 가 증가하면서 SCP와 COP는 거의 선형적으로 감소한다. T_{cw} 가 증가하면 $\Delta \bar{T}_s$ 와 $\Delta \bar{c}$ 모두 작아진다. $\Delta \bar{c}$ 가 작아지므로 SCP는 감소하나 $(\Delta \bar{T}_s / \Delta \bar{c})$ 는 커지기 때문에 즉, $\Delta \bar{T}_s$ 보다 $\Delta \bar{c}$ 가 더 빠르게 작아지기 때문에 COP도 감소한다.

Fig. 4(c)에 흡착열교환기의 길이(L)를 0.1~0.3 m 범위에서 변화시켜가며 계산한 결과를 도시하였다. 고려한 범위에서 L이 SCP와 COP에 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다.

마지막으로 Fig. 4(d)에 열매체의 평균속도(u_{avg})를 0.1~0.3 m/s 범위에서 변화시켜가며 계산한 결과를 도시하였다. 고려한 속도영역에서 유동은 층류이기 때문에 열전달계수의 변화는 없고 단지 열매체의 열용량만 달라진다. 그림의 결과를 보면 고려한 범위 내에서 u_{avg} 는 성능에 큰 영향을 끼치지 않음을 알 수 있다.

이상에서 살펴보았듯이 본 연구에서 고려한 폴리머 흡착제는 가열온도 80°C, 냉각온도 30°C 조건에서 $\delta_s = 0.2$ mm, $\tau = 600$ s의 경우 SCP는 0.57 kW, COP는 0.47의 성능을 보인다. 이는 Kwon et al.⁽¹⁰⁾이 같은 작동조건에서 측정된 실리카겔-물 시스템의 성능(COP \approx 0.5; SCP \approx 0.21 kW/kg = 냉동능력 1 kW÷실리카겔 4.8 kg)과 비교해볼 때 COP는 비슷하지만 SCP는 월등히 높은 수준이다. SCP가 큰 것은 폴리머 자체의 최대 함수량($w_{max} = 1.83$)이 실리카겔($w_{max} = 0.4\sim 0.5$)보다 크기 때문이다. SCP가 크면 냉동기를 작고 가볍게 만들 수 있기 때문에 가정용 또는 차량용 냉방기를 개발하는데 유리하다. 다만 COP가 상용시스템들(COP = 0.6~0.7)보다 낮은 수준인데 이를 해결하기 위해서는 무엇보다도 폴리머의 낮은 물질확산속도를 개선해야 한다.

Fig. 5에 도시한 흡착제의 평균온도(\bar{T}_s)와 평균농도(\bar{c})의 시간에 대한 변화를 보면 흡착모드에서 \bar{T}_s 가 초기에 빠른 속도로 T_{cw} 에 접근하는 반면 \bar{c} 는 그보다 훨씬 느린 속도로 해당 포화농도인 $c^*_{max} [= c^*(T_{cw}, p_{eva})]$ 에 접근하는 것을 볼 수 있다. 마찬가지로 재생모드에서는 \bar{T}_s 가 빠른 속도로 T_{hw} 에 접근하고 \bar{c} 는 느린 속도로 $c^*_{min} [= c^*(T_{hw}, p_{con})]$ 에 접근한다. 즉, 식(26)에서 $\Delta \bar{T}_s$ 는 최대값인 ΔT_{max} 에 가깝지만 $\Delta \bar{c}$ 는 그 최대값인

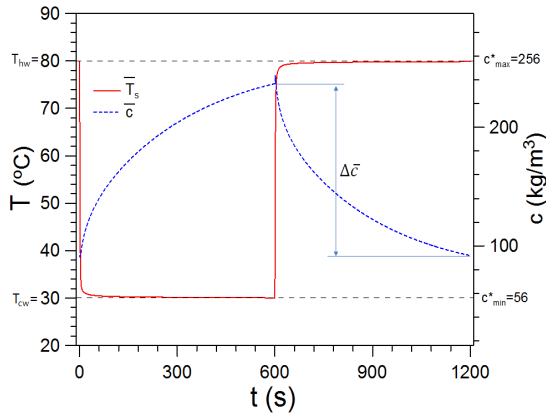


Fig. 5 Evolution of \bar{T}_s and \bar{c} in one cycle period ($\delta_s = 0.2 \text{ mm}$, $\tau = 600 \text{ s}$).

Δc^*_{\max} 보다 작기 때문에 COP가 낮다. 따라서 물질확산 속도를 개선하여 $\Delta \bar{c}$ 를 크게 하면 COP를 개선할 수 있을 것이다.

4. 결론

본 연구에서는 폴리머 흡착제를 적용한 폴리머-물 흡착식 냉동기의 2차원 과도 열전달 모델을 사용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 가열수 온도 80°C, 냉각수 온도 30°C, 흡착제 두께 0.2 mm, 사이클 주기 1200 s의 조건에서 SCP는 0.57 kW, COP는 0.47이 예측되었다.
- (2) 가열수 온도를 80°C 이상으로 높이면 SCP는 완만하게 증가하고 COP는 약간 감소한다.
- (3) 24-32°C 범위에서 냉각수 온도가 증가하면 SCP와 COP는 선형적으로 감소한다.
- (4) 열교환기의 길이와 열매체의 유속이 성능에 미치는 영향은 작다.
- (5) 폴리머-물 냉동기의 성능은 실리카겔-물 냉동기와 비교하여 COP는 동등한 수준이고 SCP는 약 3배 크다.
- (6) 폴리머-물 냉동기의 성능을 개선하기 위해서는 낮은 물질확산속도를 개선해야 한다.

후 기

이 논문은 2014년도 한국교통대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행한 연구임.

부 록

두께가 δ 인 무한한 벽이 $t = 0$ 에서 일정온도(T_0)였다

가 $t > 0$ 에서 한쪽 벽면($y = 0$)은 유체(T_∞)에 의해 대류 냉각되고 다른 한쪽 면($y = \delta$)은 단열상태이다. 대류열전달계수가 h 로 주어질 때 벽 내부의 온도 $T(t, y)$ 는 다음과 같이 주어진다.⁽¹⁴⁾

식(2)에서 x 방향 확산항을 제외하여 무차원화하고 초기 및 경계조건을 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t^*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} \quad (A1)$$

$$t^* = 0, 0 \leq \eta \leq 1 : \theta = 1 \quad (A2)$$

$$t^* > 0, \eta = 0 : \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = Bi\theta \quad (A2)$$

$$t^* > 0, \eta = 1 : \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0 \quad (A3)$$

여기서 사용된 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta = T(t, y) - T_\infty, \theta_0 = T_0 - T_\infty, \eta = \frac{y}{\delta}, t^* = \frac{\alpha t}{\delta^2},$$

$$Bi = \frac{h\delta}{k} \quad (A4)$$

식(A1)의 해는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\sin(\theta_n)\exp(-\theta_n^2 t^*)\cos[\theta_n(1-\eta)]}{2\theta_n + \sin(2\theta_n)} \quad (A5)$$

식(A5)의 θ_n 은 다음 식을 만족하는 일련의 값으로서 수치적인 방법으로 구해낼 수 있다.

$$\theta_n \tan(\theta_n) = Bi \quad (A6)$$

References

1. Critoph, R. E., 2012, Solid sorption cycles : a short history, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 490-493.
2. Pons, M., Meunier, F., Cacciola, G., Critoph, R. E., Groll, M., Puigjaner, L., Spinner, B., Ziegler, F., 1999, Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, No. 1, pp. 5-17.
3. Wang, R. Z., Oliveira, R. G., 2006, Adsorption refrigeration-An efficient way to make good use of waste heat and solar energy, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, No. 4, pp. 424-458.
4. Wang, R. Z., Ge, T. S., Chen, C. J., Ma, Q., Xiong, Z. Q., 2009, Solar sorption cooling systems for resi-

- dential applications : Options and guidelines, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 4, pp. 638-660.
5. Eun, T. H., Han, J. H., Lee, K. H., Kim, J. N., 1996, Improvement of adsorption cooling system module, Proceedings of the SAREK 1996 Winter Conference, pp. 314-319.
 6. Baek, N. C., Yang, Y. S., Yoon, E. S., Lee, J. K., Joo, M. C., 1997, Performance of adsorption heat pump with radial shape adsorber heat exchanger for air cooling, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 73-81.
 7. Kim, J. N., Beum, H. T., Han, S. S., Chue, C. T., Cho, S. H., 1998, Operating characteristics of a silica gel/water adsorptive cooling system, Proceedings of the KSES 1998 Summer Conference, pp. 143-150.
 8. Ko, J. S., Jeong, S. K., 2003, Experimental investigation on small-scale sorption refrigerator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 4, pp. 312-317.
 9. Kwon, O. K., Yun, J. H., Joo, Y. J., Kim, Y. C., Kim, J. H., 2005, An experimental study on the heat and mass transfer of adsorption chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 8, pp. 746-753.
 10. Kwon, O. K., Yun, J. H., Kim, J. H., 2006, An experimental study of adsorption chiller using silica gel-water, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Conference, pp. 1119-1124.
 11. Lee, J. H., Lee, D. Y., 2012, Sorption characteristics of a novel polymer desiccant, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, No. 7, pp. 1940-1949.
 12. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S., 2007, Fundamentals of heat and mass transfer, 6th edition, John Wiley and Sons.
 13. Welty, J. R., Wicks, C. E., Wilson, R. E., Rorrer, G. L., 2007, Fundamentals of momentum : heat and mass transfer, 5th edition, John Wiley and Sons.
 14. Jonker, H., Hanjalic, K., Kenjeres, S., Tummers, M. J., Jonker, H. J. J., 2007, Analysis and modeling of physical transport phenomena, 1st edition, VSSD, Delft.