

헬리컬 흡수기의 흡수 열물질전달 해석

권오경* · 임종극** · 윤정인** · 김선창*** · 윤재호***
(2000년 1월 31일 접수)

Analysis of Heat and Mass Transfer on Helical Absorber

Oh-Kyung Kwon, Jong-Keuk Lim, Jung-In Yoon, Seon-Chang Kim and Jae-Ho Yun

Key Words: Absorption Chiller and Heater(흡수식 냉난방기), Absorption Process(흡수과정), Heat and Mass Transfer(열 및 물질전달), Helical Absorber(헬리컬형 흡수기), LiBr Solution(리튬브로마이드 수용액)

Abstract

The absorption of vapor involves simultaneous heat and mass transfer in the vapor/liquid system. In this paper, a numerical study for vapor absorption process into LiBr-H₂O solution film flowing over helical absorber has been carried out. Axisymmetric cylindrical coordinate system was adopted to model the helical tube and the transport equations were solved by the finite volume method. The effects of operating conditions, such as the cooling water temperature, the system pressure, the film Reynolds number and the solution inlet concentration have been investigated in view of the absorption mass flux and the total absorption rate. The results for the temperature and concentration profiles, as well as the local absorption mass flux at the helical absorber are presented. It is shown that solution inlet concentration affected other than operation conditions for a mass flux.

1. 서론

흡수식 냉난방기는 하절기의 전력수요를 경감시킬 수 있고 오존층 파괴의 주요인인 CFC를 사용하지 않는 장점이 있어서 대형건물의 냉난방에 널리 사용되고 있으며, 최근에는 가정용으로 소형 흡수식 냉난방기를 개발하려는 노력이 활발하게 진행되고 있다. 흡수기는 흡수식 냉난방기의 효율과 크기에 직접적인 영향을 미치는 가장 중요한 부품이나 흡수기에서 일어나는 흡수과정은 잘 알려져 있지 않다. 그러므로 흡수식 냉난방기의 성능향상이나 소형화를 위해서는 흡수기 내부

에서 일어나는 열, 물질의 복합적인 전달현상을 이해하고 정량적으로 예측하는 것이 필요하다.

지금까지 발표된 흡수기에 관한 이론적인 연구들은 흡수식 시스템의 공냉화 및 소형화를 위해 대부분 수직평관^(1~4)이나 수직원관^(5~7)을 흘러내리는 액막 내부의 열 및 물질전달 현상에 관한 연구들이 많이 행해졌으며, 수평원관^(8~9)에 대해서도 일부 연구가 수행되었다.

그러나 최근 가정용 소형 흡수식 냉난방기에 대한 개발의 필요성이 대두됨에 따라 중·대형 흡수식 냉난방기에 사용되는 수평전열관군 방식으로는 구조상 기기의 크기 및 중량을 소형화 하는데 한계가 있다고 생각되어 이와 같은 문제점을 해결하기 위한 방안으로 Fig. 1과 같이 고온재생기 및 저온재생기가 돔(dome)형태인 구조를 고안하게 되었다. 저온재생기 외부에 헬리컬 형태로 흡수기 및 증발기를 배치한다면 전체 시스템

* 회원, 한국생산기술연구원 냉동공조연구팀
E-mail : kwonok99@hanmail.net
TEL : (041)589-8528 FAX : (041)589-8330

** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

*** 회원, 한국생산기술연구원 냉동공조연구팀

의 소형화가 가능할 뿐만 아니라 전열면적도 확대되는 잇점이 있을 것으로 생각되어 소형 헬리컬 흡수기를 제안하게 되었다.

권 등⁽¹⁰⁾은 헬리컬 흡수기에 관한 실험을 통하여 헬리컬 흡수기에서 냉매증기가 LiBr 수용액에 흡수될 때 발생하는 열전달량, 냉매증기의 흡수량, 그리고 열 및 물질전달계수를 구한 바 있다. 그러나 실험으로부터 구한 열전달량은 흡수기 코일의 전체 열전달 면적을 통하여 냉각수측으로 빼앗긴 열량이며, 증기흡수량 역시 흡수기 코일의 전체에서 흡수된 냉매증기의 양이므로 흡수기 코일의 길이방향으로의 열전달 및 증기흡수량의 분포를 규명할 수는 없었다. 또한 실험적으로는 LiBr 수용액의 액막두께 방향으로의 온도와 농도의 분포는 구할 수 없었다.

따라서 본 연구에서는 수치해석을 통하여 헬리컬형 흡수기 길이 및 액막두께 방향으로 LiBr 수용액의 온도와 농도분포를 규명하였다. 또한 흡수기의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 운전조건 변화에 따른 냉매증기의 흡수량을 구하여 헬리컬 흡수기의 설계시에 활용할 수 있는 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 해석모델 및 지배방정식

2.1 해석모델

Fig. 2는 본 연구에서 해석모델로 채택한 헬리컬형 흡수기의 개략도로서 실험에서 사용한 흡수기와 동일한 형상과 크기이다. 본 수치해석의 대상이 되는 흡수기 코일의 직경은 236mm이며, 높이는 300mm이다. 본 연구에서는 별도의 액막유동의 가시화 실험을 위하여 액막 가시화 실험장치를 제작하였으며, LiBr 수용액을 이용한 가시화 실험결과 LiBr 수용액이 코일의 나선을 따라 코일의 원주방향으로 회전하며 흐를 것이라는 예측과는 달리 수직방향으로만 흐름을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 LiBr 수용액이 수직방향으로 흐른다는 것을 가정하여 헬리컬형 흡수기의 계산모델을 반경 118mm인 원통형 실린더로 가정하였다.

그림에서 x 좌표 및 r 좌표는 각각 흡수기 길이방향과 반경반향을 나타내며, r_1 과 r_2 는 각각 흡수기 벽면과 기액경계면을 의미한다. y 좌표는 흡수

기 벽면으로부터 기액경계면까지의 거리를 나타내는 좌표이며, δ 는 LiBr 수용액의 액막두께이다. LiBr 수용액의 속도분포 $u(y)$ 는 포물선형 분포를 이루며, 흡수기의 길이방향인 x 방향으로는 변화되지 않는다. LiBr 수용액이 평형상태로 흡수기에 유입된 경우, 수용액의 온도분포 $T(x, r)$ 은 기액경계면의 온도가 가장 높고 흡수기 벽면으로 갈수록 낮아지는 분포를 이룰 것이다. $C(x, r)$ 은 LiBr 수용액내에서의 농도분포이다.

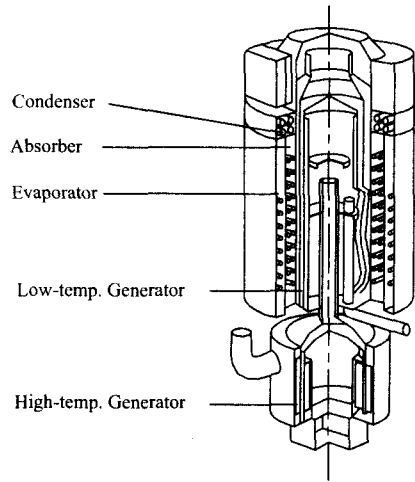


Fig. 1 Schematic diagram of the domestic absorption chiller/heater structure

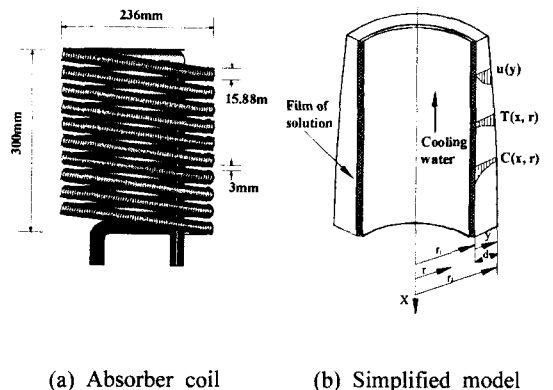


Fig. 2 Helical absorber coil and simplified model

2.2 지배방정식

본 연구에서는 헬리컬형 흡수기에서 냉매증기의 흡수과정에 관한 수치해석을 위하여 다음과 같은 가정들을 도입하였다.

(1) 흡수기의 벽면을 흘러내리는 LiBr 수용액의 유동양식은 층류이며, 액막내의 속도분포는 완전히 발달되었다.

(2) LiBr 수용액의 기액경계면을 통하여 액막내부로 흡수되는 냉매증기의 양은 극히 미소하므로 흡수기의 길이방향으로의 액막의 두께는 일정하게 유지된다.

(3) LiBr 수용액의 액막 외부에 존재하는 냉매증기의 점성계수는 매우 작으므로 기액경계면에서는 전단력이 존재하지 않는 것으로 가정한다.

(4) 흡수기내의 압력은 일정하다.

(5) LiBr 수용액의 기액경계면은 열적평형상태이다.

Kil 등⁽⁷⁾의 연구결과에 의하면, 수직 액막식 흡수기의 경우 흡수기 입구로부터의 거리가 1m 위치에서의 액막두께는 흡수기 입구에서의 액막두께 보다 약 1.5% 증가하였으며, 본 수치해석에서 설정한 흡수기 길이에 해당하는 0.3m에서는 약 1.2% 증가할 것으로 예상된다. 따라서 본 수치해석에서의 가정 (2)에서와 같이 액막두께가 일정하게 유지된다는 가정에는 큰 무리가 없으리라 생각된다.

2.2.1 속도분포식

흡수기 길이방향에 따라 액막두께가 일정하다는 가정에 의하여 반경방향 속도성분 v 가 존재하지 않으므로 $v=0$ 으로 간주하며, 가정 (1) 및 (3)에 의하여 흡수기 길이방향의 속도분포 $u(y)$ 는 y 만의 함수로서 식 (1)과 같은 포물선형 속도분포로 표현될 수 있다.

$$u(y) = \frac{3}{2} u_{mean} \left[2 \left(\frac{y}{\delta} \right) - \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (1)$$

식 (1)에서 u_{mean} 은 LiBr 수용액의 평균유속으로 식 (2)와 같이 표현되며, Re_f 는 액막레이놀즈수를 나타내며 식 (3)과 같다. 또한 δ 는 LiBr 수용액의 액막두께로 식 (4)와 같으며, Γ 는 단위길이당 액막유량으로 식 (5)와 같다.

$$u_{mean} = \frac{\dot{m}_s/2}{\rho \delta \pi d_i} \quad (2)$$

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (3)$$

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\mu}{\rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_s}{2\pi d_{coil}} \quad (5)$$

2.2.2 에너지방정식

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \frac{D(c_{p, LiBr} - c_{p, H_2O})}{c_p} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial r} + \frac{T}{r} \frac{\partial C}{\partial r} + T \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} \right) \quad (6)$$

2.2.3 물질확산방정식

$$u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial r} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} + \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} \right) \quad (7)$$

2.3 경계조건

헬리컬형 흡수기에서는 흡수기의 입구($x=0$)에서 임의의 온도 및 농도를 갖는 LiBr 수용액이 유입되어 액막을 형성하며 흘러내린다. 헬리컬형 흡수기의 벽면($r_1=r_2$)에서의 온도는 냉각수온도와 냉각수측의 대류열전달계수에 의해 결정되어지며, 벽면에서 반경방향(r 방향)으로는 물질전달이 일어나지 않는다. 또한 기액경계면에서의 열유속은 반경방향의 열확산 및 물질확산에 의한 열전달항으로 표현되며, 이것은 흡수열과 단위시간당, 단위면적당 증기흡수량의 곱으로 나타낼 수 있다. 흡수기의 출구($x=L$)에는 유출경계조건을 설정한 후 수치계산을 수행하였다. 이러한 경계조건들을 식으로 표현하면 다음과 같다.

2.3.1 흡수기 입구

$$x=0 ; C = C_{in}, T = T_{s,in} \quad (8)$$

2.3.2 흡수기 벽면

$$r = r_1; \left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=r_1} = 0 \quad (9)$$

$$q_w = \frac{T_w - T_c}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(r_1/r_1')}{k_{coil}}\right)} = -k_s \left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=r_1} \quad (10)$$

2.3.3 기/액 경계면

$$r = r_2; C = f(T, P) \quad (11)$$

$$q_{surf} = k \left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=r_2} - (c_{p, H_2O} - c_{p, LiBr}) T \rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=r_2} = H_{abs} \cdot \dot{m}_{surf} \quad (12)$$

여기서 H_{abs} 는 흡수용액의 단위질량당 흡수열로서 식 (13)과 같이 표현된다.

식 (13)에서 $H_{dilution}$ 은 LiBr 수용액의 희석열로서 LiBr 수용액의 농도와 온도에 의해 결정되며, H_{latent} 는 흡수기 압력에 해당하는 냉매인 물의 응축잠열이다. 본 연구에서는 참고문헌 (2)에 수록된 LiBr 수용액의 희석열에 관한 실험데이터를 수식화하여 $H_{dilution}$ 의 계산에 사용하였다. 또한 \dot{m}_{surf} 는 단위시간당, 단위면적당 LiBr 수용액에 흡수되는 냉매증기의 양을 나타낸다. 상기 두 양의 표현은 아래와 같다.

$$H_{abs} = H_{dilution}(C, T) + H_{latent} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{surf} = -\rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r}\right)_{r=r_2} \quad (14)$$

2.3.4 흡수기 출구

흡수기 출구에서는 식 (15)와 같은 유출경계조건을 설정하였다. 본 연구에서의 지배방정식의 형태인 2차원 타원형 방정식은 4곳 위치에서의 경계조건이 주어져야만 해를 얻을 수 있다. 그러나 헬리컬 코일을 흘러내리는 LiBr 수용액의 흡수과정에 대한 해석에서는 유동의 입구, 냉각벽

면 및 기/액 경계면에서의 조건만 주어지고 유동의 출구조건은 주어지지 않는다. 그러므로, 본 연구에서는 유동의 출구쪽에 유출경계조건을 설정한 후 수치계산을 수행하였다. 즉, 수치계산을 위하여 유동방향으로 1/2정도의 계산영역을 추가시키고 이 영역의 출구에서 $\partial C/\partial x=0, \partial T/\partial x=0$ 인 경계조건을 도입하였다. 단, 이 추가된 영역에 포함되는 벽면 및 기/액경계면에서는 열전달 및 물질전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

$$x = L; \partial C/\partial x = 0, \partial T/\partial x = 0 \quad (15)$$

2.4 수치해석방법

본 수치해석에서는 LiBr 수용액의 액막 내부만을 관심영역으로 설정하였다. 관심영역에서의 지

Table 1 Nominal operating conditions of absorber

Length of absorber, L	0.3 m
Inlet temperature, T	45.6 °C
System pressure, P	1.0 kPa
Inlet concentration, C	60.0 wt%
Cooling water temperature, T _{cw}	32 °C
Film thickness, δ	0.270 mm
Film flow rate, Γ	0.0337 kg/m·s
Film Reynolds number, Re _f	24.35

Table 2 Physical properties of LiBr solution at nominal operating conditions

Density, ρ	1703.258 kg/m ³
Viscosity, μ	5.538×10 ⁻³ N·s/m ²
Kinematic viscosity, ν	3.2515×10 ⁻⁶ m ² /sec
Thermal conductivity, k	0.42954 W/m·K
Specific heat, c _p	1569 J/kg·K
Thermal diffusivity, α	1.6076×10 ⁻⁷ m ² /sec
Diffusion coefficient, D	1.4212×10 ⁻⁹ m ² /sec
Heat of absorption, H	2767.596 J/kg

배방정식 식 (6) 및 (7)은 유한체적법으로 이산화되었으며, SIMPLER 알고리즘을 사용하였다. 또한 대류-확산항의 처리를 위하여 맥승도식을 사용하였고, 이산화 방정식의 해를 얻기 위하여 선순법을 이용한 TDMA방법을 사용하였다. 제어체적의 배열에서는 x방향으로는 102개, r방향으로는 22개의 균일격자계를 사용하였다. 본 연구에서 사용된 계산모델의 격자계에 관한 신뢰성을 검증하기 위하여, r방향의 격자수가 22, 32개인 경우에 대하여 기액경계면에서의 국소열유속의 변화를 살펴보았다. r방향의 격자수가 22개인 경우와 32개인 경우의 국소 열유속은 매우 잘 일치하였으며, 이들의 평균 절대오차는 0.32%로 극히 미소하므로, 본 연구에서 채택한 격자수에 대한 신뢰성을 입증할 수 있었다. 또한 본 연구에서 사용하고 있는 수치해석기법의 타당성을 검증하기 위해서 Kawae 등⁽²⁾의 연구에서 적용한 조건과 동일한 조건하에서 계산결과를 비교하였다. Kawae 등이 사용한 계산조건은 수직평판의 길이가 10m이며, 흡수기 입구에서 LiBr 수용액의 온도와 농도는 각각 46.5°C와 60%이다. 또한 그들은 흡수기 벽면의 온도가 35.0°C로 일정한 벽면 경계조건을 사용하였다.

Fig. 3은 Kawae 등의 연구결과를 본 연구에서의 수치해석 프로그램에 Kawae 등의 계산조건과 동일한 계산조건을 적용한 수치해석 결과중에서 흡수기 길이방향에 따른 기/액경계면에서의 농도 분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 Kawae 등의 연구결과와 본 연구결과에서의 수치해석 결과는 잘 일치하고 있으며, 이 때의 최대 상대오차는 약 0.74%이다. 따라서 본 연구에서 사용된 수치해석방법의 타당성을 검증할 수 있다.

흡수과정에서의 열전달과 물질전달은 동시에 일어나므로, 해를 얻기 위하여 에너지방정식과 물질확산방정식을 서로 연관시켜 계산을 수행하였다. 수렴하는 약 5,000회의 반복계산 후 얻을 수 있었으며 수렴기준은 식 (16)과 같다.

$$\text{MAX} \left| \frac{\psi^i - \psi^{i-1}}{\psi^i} \right| \leq 10^{-5} \quad (16)$$

여기서, ψ 는 계산변수인 온도 및 농도를 나타내며, i 는 반복계산 회수를 나타낸다. 기호 MAX는 계산영역 내의 모든 격자 위치에서의 값 중 최대

치를 뜻한다.

본 연구는 실제 흡수식 냉난방기의 작동조건과 유사한 조건에서 수행되었으며, 본 연구에서 설정한 기준 운전조건과 이에 따른 LiBr 수용액의 물성치를 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 본 수치해석에서 행한 헬리컬 흡수기 흡수량의 결과를 수직원판, 수직평판과 비교하여 나타낸 것이다. 수직평판과 수직원판의 데이터는 참고문헌 (3)과 (5)에서 인용하였다. 같은 온도, 압력, 농도, 길이에서 헬리컬 흡수기와 수직평판은 $Re=50$, 수직원판은 $Re=100$ 을 기준으로 하였으며, 수직평판과 수직원판은 냉각매체로 공기를

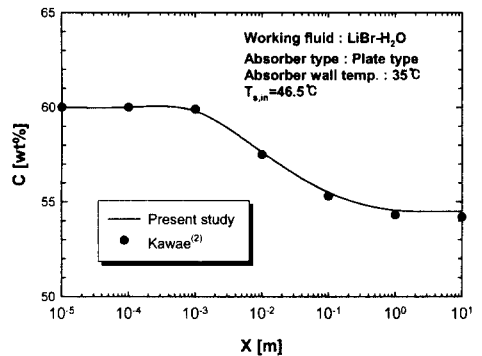


Fig. 3 Comparison of concentration between Kawae⁽²⁾ and the present study.

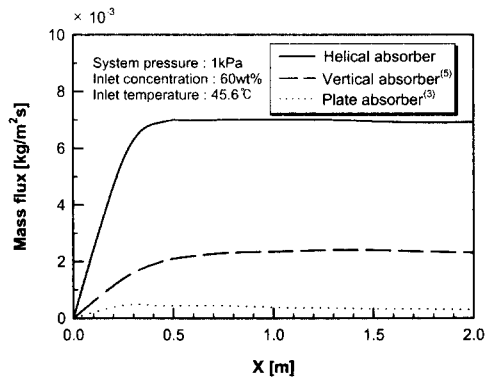


Fig. 4 Comparison of mass flux with absorber length.

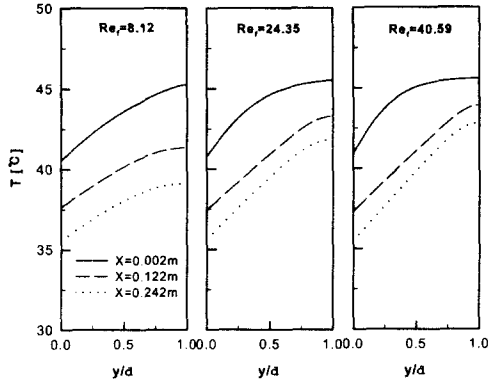


Fig. 5 Temperature profile across the film thickness

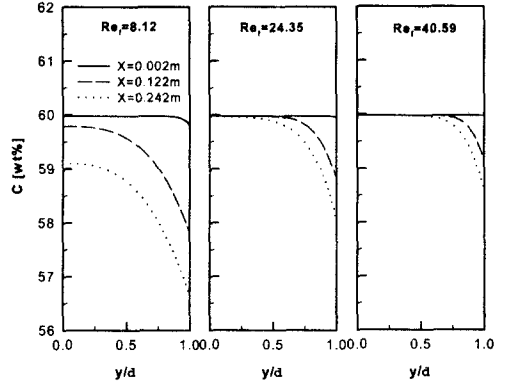


Fig. 7 Concentration profile across the film thickness

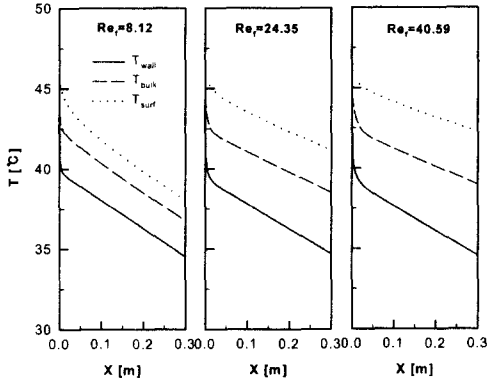


Fig. 6 Temperature profile along the absorber tube

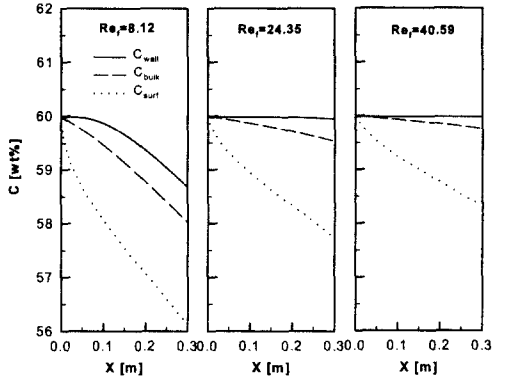


Fig. 8 Concentration profile along the absorber tube

사용한 결과이다. 각각의 흡수기에서 일정길이 이상까지는 흡수량이 점차 증가하나 그 이후에는 흡수량의 변화가 거의 없었으며, 헬리컬 흡수기가 가장 우수한 결과를 나타내었다.

Fig. 5는 막 Reynolds수가 8.12, 24.35 및 40.59인 경우 액막내의 반경방향 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 x 좌표는 흡수기 코일의 벽면에서 기액경계면까지의 거리를 액막두께로 나누어 준 무차원 길이로서 $y/\delta = 0$ 및 $y/\delta = 1$ 은 각각 흡수기 벽면과 기액경계면을 의미한다. 반경방향의 온도분포는 $x=0.002m$, $x=0.122m$ 및 $x=0.242m$ 인 경우 모두 흡수기의 벽면에서 가장 낮고 기액경계면에서 제일 높아지는 분포를 이룬다. 이는 흡수기의 벽면에서 냉각수측으로 열이 방출되기 때문에 열전달이 벽면방향으로만 이루어지기 때문이다. 막 Reynolds수가 작은 경우일수록 흡수기 입구로부터 길이 방향으로 동일한 위치에서 수용

액의 온도가 낮음을 알 수 있다.

Fig. 6은 막 Reynolds수가 8.12, 24.35 및 40.59인 경우의 흡수기의 길이 방향에 따른 수용액의 온도분포를 보여주고 있다. 막 Reynolds수가 8.12인 경우가 흡수기 출구로 갈수록 온도감소율이 가장 급격히 감소하고 있으며, 막 Reynolds수가 커질수록 온도감소율은 완만히 감소하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 막 Reynolds수가 8.12, 24.35 및 40.59인 경우, 액막내의 반경방향의 농도분포를 나타낸 것이다. 흡수기 입구로부터의 거리가 약 0.002m, 0.122m 및 0.242m인 경우 모두 벽면에서의 농도가 가장 높으며 기액경계면에서의 농도가 가장 낮음을 알 수 있다. 이러한 현상은 기액경계면을 통하여 흡수된 냉매의 물질확산이 기액경계면으로부터 흡수기 벽면방향으로만 이루어짐을 나타낸다.

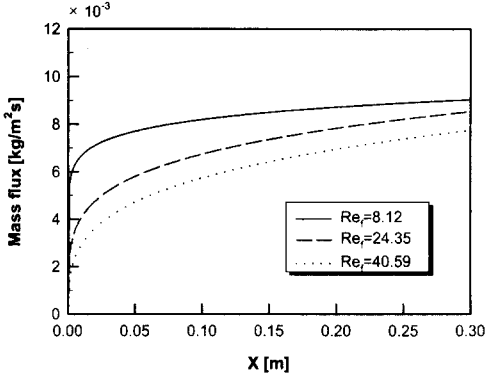


Fig. 9 Effect of film Reynolds number on local absorption mass flux

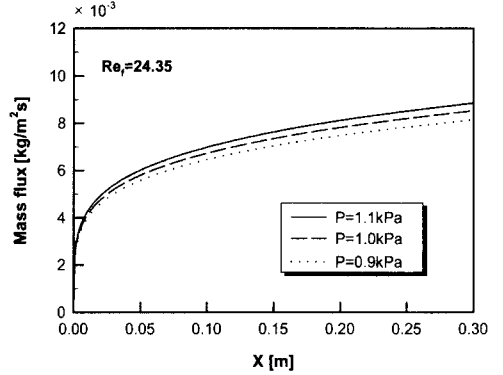


Fig. 11 Effect of system pressure on local absorption mass flux

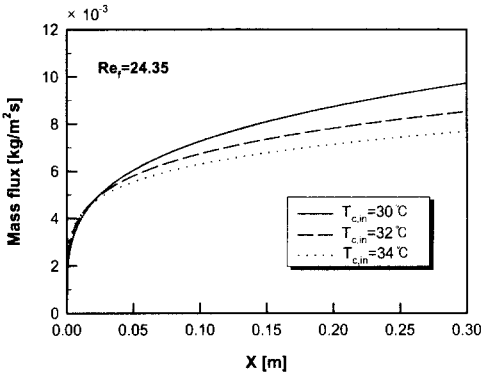


Fig. 10 Effect of cooling water temperature on local absorption mass flux

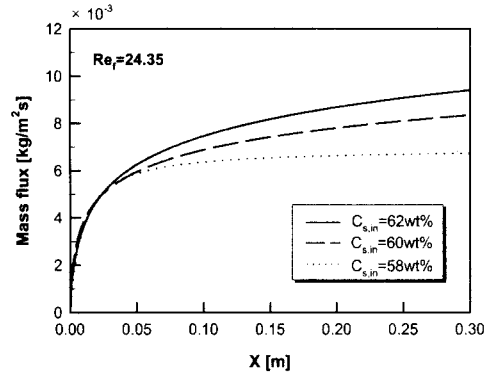


Fig. 12 Effect of inlet concentration on local absorption mass flux

막 Reynolds수가 8.12인 경우에는 액막의 두께가 얇기 때문에 기액경계면을 통하여 액막의 내부로 흡수된 냉매증기의 물질확산이 벽면까지 도달하여 흡수기의 출구 쪽으로 갈수록 벽면에서의 농도가 묽어짐을 알 수 있다. 그러나 막 Reynolds수가 40.59인 경우에는 액막의 두께가 두꺼워져서 냉매증기의 물질확산이 벽면까지 미치지 못함을 알 수 있다. 이와 같은 내용은 흡수기의 길이 방향에 따른 수용액의 농도분포로도 확인할 수 있으며, 이러한 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에 나타난 흡수기 길이방향에 따른 기액경계면에서의 농도분포는 Fig. 6에서의 수용액의 온도분포와 유사한 거동을 보이고 있다.

Fig. 9는 막 Reynold수가 8.12, 24.35 및 40.59일 때의 흡수기의 길이방향에 따른 냉매증기 흡수량의 변화를 나타낸 것이다. 막 Reynold수에 관계없

이 흡수기의 입구에서부터 흡수기의 약 0.05m까지는 흡수량이 급격히 증가한 후 흡수기의 하류 방향으로 갈수록 완만히 증가하는 경향을 보이고 있다. 막 Reynold수가 적은 8.12인 경우가 막 Reynold수가 큰 40.59일 때보다 흡수량이 증가하는 경향을 보이고 있다. 이것은 액막의 두께가 얇을수록 반경방향으로의 열저항이 감소하여 열전달이 증가하기 때문이라 생각된다.

Fig. 10은 냉각수의 온도가 냉매증기 흡수량에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 냉각수의 온도가 낮을수록 유동방향 전체 구간에서의 냉매증기의 흡수량이 크게 나타난다. 이러한 이유는 냉각수의 온도가 낮을수록 벽면과의 온도차가 커지므로 벽면에서의 열전달량이 증가하고, 용액의 포화압력이 낮아져서 냉매증기와의 흡수할 수 있는 구동력이 커지므로 냉매증기의 흡수량이 증가하는

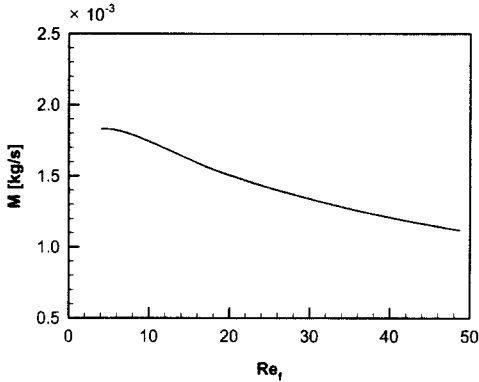


Fig. 13 Effect of film Reynolds number on total mass transfer rate

것으로 판단된다. 흡수기의 길이 0.2m에서 냉각수의 온도가 34℃인 경우 증기의 총흡수량은 약 6.2% 감소하였으며, 30℃인 경우일 때에는 약 12.3% 정도 증가하였다.

Fig. 11은 시스템압력을 변화시켰을 때 유동방향에 따른 냉매증기의 흡수량 변화를 나타낸 것이다. LiBr 수용액의 입구농도가 동일한 경우, 시스템의 압력이 높을수록 LiBr 수용액 내부와 외부의 증기압차가 커지므로 냉매증기의 흡수량이 증가한다. 시스템압력이 높을수록 유동방향 전체 구간에서 냉매증기의 흡수량이 크며, 시스템압력이 1.1kPa인 경우 흡수기의 길이 0.2m에서 냉매증기의 흡수량은 기준조건보다 3.6%증가하였고, 0.9kPa인 경우에는 증기의 흡수량이 기준조건보다 3.4%감소하여 그 변화량은 크지 않았다.

Fig. 12는 입구농도를 변화시켰을 때 유동방향에 따른 냉매증기의 흡수량의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 입구농도가 높은 쪽이 증기흡수량이 큰 경향을 나타내고 있다. 흡수기의 길이 0.2m에서 용액의 농도가 2% 증가하였을 때 증기 흡수량은 15% 증가하여 위에서 언급한 다른 운전조건들 보다 용액 입구농도의 변화가 흡수량에 미치는 영향이 가장 큼을 알 수 있었다 그 이유는 시스템의 압력이 일정하다면 용액의 농도차 1%에 해당하는 평형온도의 차이는 약 2℃로서 용액의 농도가 조금만 증가하여도 용액내부의 온도는 크게 증가하게 되어 벽면 열유속이 더욱 커지기 때문이다.

Fig. 13은 막 Reynold수와 냉매증기 총 흡수량과의 관계를 나타낸 것이다. 여기서, 냉매증기의

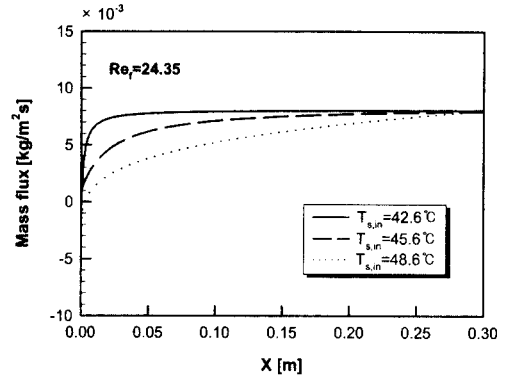


Fig. 14 Effect of solution temperature on local absorption mass flux

총흡수량이란 헬리컬 코일관에서 흡수한 냉매증기의 양을 의미한다. 막 Reynold수의 증가에 따라 냉매증기의 총흡수량은 점차 감소하는 경향을 보였다. 이러한 이유는 막 Reynold수가 증가하면 액막두께가 두꺼워지며, 이러한 액막두께의 증가가 물질확산의 저항요소로 작용하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 14는 용액입구 온도가 냉매증기 흡수량에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 흡수용액이 과냉 상태로 흡수기에 유입될 경우에는 평형상태인 경우보다 흡수기 입구영역에서 흡수가 활발히 일어났으며, 과열상태로 유입되는 경우에는 흡수기 입구영역에서 오히려 냉매증기가 증발함을 알 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서 헬리컬 흡수기의 LiBr 수용액의 냉매증기 흡수과정에 관한 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수치해석 프로그램을 통하여 막 Reynold수의 변화에 따른 흡수기의 길이방향 및 액막두께 방향으로의 온도도와 농도분포를 구할 수 있었다.

(2) 막 Reynold수의 증가에 따라 냉매증기의 총흡수량은 점차 감소하는 경향을 보였다.

(3) 흡수기의 길이방향에 따라 냉각수 온도가 낮을수록, 시스템 압력이 높을수록, 용액의 농도가 높을수록 냉매증기 흡수량은 증대하였으며, 이 중에서 용액의 농도가 냉매증기의 흡수량에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

(4) 흡수용액이 과냉상태로 흡수기에 유입될 경우에는 평형상태인 경우보다 흡수기 입구영역에서 흡수가 활발히 일어났으며, 과열상태로 유입되는 경우에는 흡수기 입구영역에서 오히려 냉매 증기가 증발함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Urakawa, K., Morioka, I., and Kiyota, M., 1987, "Absorption of Water Vapor into Lithium Bromide-Water Solution Film Falling along a Vertical Plate," *Trans. of the JSME(B)*, Vol. 52, No. 476, pp. 1766~1771.
- (2) Kawae, N., Shigechi, T., Kanemaru, K and Yamada, T., 1989, "Water Vapor Absorption into Laminar Flow of Lithium Bromide-Water Solution," *Scripta Technica, Inc.*, pp. 58~70.
- (3) 김선창, 오명도, 이재현, 1995, "공랭형 수직평판 흡수기 액막에서의 열 및 물질전달에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집(B), 제19권, 제4호, pp. 1071~1082.
- (4) 정은수, 1994, "공냉식 수직평판형 흡수기의 흡수과정에 대한 근사해법," 공기조화·냉동공학 논문집, 제6권, 제4호, pp. 453~462.
- (5) 김선창, 오명도, 이재현, 1996, "공랭형 수직평판 흡수기에서의 열 및 물질전달 해석," 대한기계학회논문집(B), 제20권, 제10호, pp. 3293~3303.
- (6) 김병주, 이찬우, 1997, "리튬브로마이드 수용액 유하액막의 흡수과정에 대한 근사해법 : 증기유동의 영향," 공기조화·냉동공학논문집, 제9권, 제2호, pp. 144~152.
- (7) Kil, S. H, Lee, S. K. and Park, Y. S., 1996, "Vapor Absorption into a Falling Liquid Film in a Vertical Tube," *Proceedings of the 3rd KSME-JSME*, pp. 523~528.
- (8) Choudhury, S. K., Hisajima, D., Ohuchi, T. Nishiguchi, A., Fukusima, T., and Sakaguchi, S., 1993, "Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *ASHRAE Transactions*, Vol. 99, No. 2, pp. 81~89.
- (9) 박일석, 최도형, 1996, "수평원관상의 LiBr-H₂O 액막흡수현상 해석," 대한기계학회논문집(B), 제20권, 제2호, pp. 670~679.
- (10) 권오경, 윤정인, 1999, "가정용 흡수식 냉난방기의 나선형 흡수기 열물질전달," 공기조화·냉동공학논문집, Vol. 7, No. 5. pp. 570~578.