

〈논 문〉

공랭형 수직원관 흡수기에서의 열 및 물질전달 해석

김선창* · 오명도** · 이재현***

(1996년 1월 16일 접수)

Analysis of Heat and Mass Transfer in a Vertical Tube Absorber Cooled by Air

Seon-Chang Kim*, Myung-Do Oh* and Jae-Heon Lee**

Key Words: Vertical Tube Absorber(수직관 흡수기), LiBr Aqueous Solution(리튬브로마이드 수용액), Convective Boundary Condition(대류경계조건), 물질전달계수(Mass Transfer Coefficient)

Abstract

Numerical analyses have been performed to estimate the absorption heat and mass transfer coefficients in absorption process of the LiBr aqueous solution and the total heat and mass transfer rates in a vertical tube absorber which is cooled by air. Axisymmetric cylindrical coordinate system was adopted to model the circular tube and the transport equations were solved by the finite volume method. Absorption behaviors of heat and mass transfer were analyzed through falling film of the LiBr aqueous solution contacted by water vapor in tube. Effects of film Reynolds number on heat and mass transfer coefficients have been also investigated. Especially, effects of tube diameter have been considered to observe the total heat and mass transfer rates through falling film along the tube. Based on the analysis it has been found that the total mass transfer rate increases rapidly in a region with low film Reynolds number (10~40) as the film Reynolds number increases, while decreases beyond that region. The total heat and mass transfer rates increase with increasing the tube diameter.

| 기 호 설 명 | | | |
|----------------|------------------------------|-------------|--|
| C | : 농도 (kg/kg) | h_i | : LiBr 수용액의 대류열전달계수 (W/(m ² ·K)) |
| c_p | : 정압비열 (J/kg·K) | h_o | : 공기의 대류열전달계수 (W/(m ² ·K)) |
| D | : 물질확산계수 (m ² /s) | k | : LiBr 수용액의 열전도율 (W/(m·K)) |
| d_i | : 관의 내경 (m) | L | : 흡수관의 길이 (m) |
| h | : 엔탈피 (J/kg) | M_v | : 냉매증기의 단위시간 당 총흡수량 (kg/s) |
| H_{abs} | : 흡수열 (J/kg) | \dot{m} | : LiBr 수용액의 질량유량 (kg/s) |
| $H_{dilution}$ | : LiBr의 희석열 (J/kg) | \dot{m}_v | : 냉매증기의 단위면적 · 단위시간 당 흡 수량 (kg/(m ² ·s)) |
| H_{latent} | : 냉매증기의 응축잠열 (J/kg) | P | : 압력 (Pa) |
| | | Q_w | : 단위시간 당 총열전달량 (W) |

*회원, 생산기술연구원 생산설비개발센터

**회원, 서울시립대학교 공과대학 정밀기계공학과

***회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

| | |
|-----------|----------------------|
| \dot{q} | : 열유속 (W/m^2) |
| r | : 관의 반경 (m) |
| Re_r | : 막 레이놀즈수 |
| T | : 온도 ($^{\circ}C$) |
| u | : x방향의 속도 (m/s) |
| v | : r방향의 속도 (m/s) |

그리스문자

| | |
|----------|---------------------------------|
| α | : 열확산계수 (m^2/s) |
| β | : LiBr 수용액의 물질전달계수 (m/s) |
| Γ | : 액막유량 ($kg \cdot m \cdot s$) |
| δ | : 액막두께 (mm) |
| μ | : 점성계수 ($N \cdot s/m^2$) |
| ρ | : 밀도 (kg/m^3) |

하첨자

| | |
|------|--------------------|
| air | : 공기 |
| mean | : 평균값 |
| o | : 초기조건 |
| s | : 기/액 경계면 |
| v | : 냉매증기 |
| w | : 흡수관의 관벽 |
| 1 | : LiBr |
| 2 | : H ₂ O |

1. 서론

최근 냉방에 의한 하절기 전력수요가 급증함에 따라 전기를 사용하지 않고 냉방이 가능한 흡수식 열펌프에 관한 연구에 많은 관심이 주목되고 있으며, 특히 고효율 공랭형 흡수식 냉방기의 개발에 큰 관심이 집중되고 있다.

흡수기는 흡수식 열펌프에 있어서 가장 중요한 핵심 부품이며, 흡수기의 성능이 전체 열펌프의 성능을 좌우한다고도 할 수 있다. 그러므로 흡수기에서의 열전달과 물질전달 특성의 규명은 중요한 연구 과제이다.

공랭형 흡수기의 형상으로는 흡수용액이 수직 관내를 흘러내리는 액막식 흡수기가 가장 많이 제시되고 있으며, 이에 대한 연구도 많이 이루어지고 있다. 엄기찬 등^(1,2)은 실험적 연구를 통하여 열 및 물질전달계수의 상관관계를 구하였으며, Kurosawa⁽³⁾는 수직관형 흡수기의 관내측의 열전달계수와 물질전달계수를 실험적으로 구한 바 있다. Grossman⁽⁴⁾은 벽면이 균일한 온도와 균일한 열유

속인 조건에서의 증류액막유동의 냉매증기 흡수과정을 이론 및 수치적으로 해석하였다. Kishishita 등⁽⁵⁾은 온도가 균일한 수직평판 위를 흘러내리는 LiBr 수용액의 흡수과정에 대한 수치해석을 통하여 냉매증기 흡수량에 관한 관계식을 발표하였으며, Kawae 등⁽⁶⁾은 흡수식 열펌프의 실제 작동 조건을 고려한 연구를 수행하여 액막두께에 따른 냉매증기 흡수량의 변화를 비교하였다.

지금까지 수행된 연구에서는 계산모델의 단순화를 위하여 흡수기의 형상을 수직평판으로 가정하여 계산을 수행하였다.⁽⁵⁻⁷⁾ 그러나 실제의 공랭형 흡수기의 형상은 수직평판이 아닌 수직원관으로 구성되어 있다. 따라서, 본 연구에서는 공랭형 수직원관 흡수기에서 일어나는 열 및 물질전달 현상을 좀 더 실제 현상에 유사하도록 해석하기 위하여, 흡수기 벽면에서의 열유속이 주위 공기의 온도와 대류 열전달계수 및 관벽에서의 열저항에 의해 결정되는 대류경계조건을 도입하였다. 또한 흡수기의 형상을 평판이 아닌 원관으로 모델을 설정하여 흡수관 직경의 변화에 따른 열 및 물질전달량을 검토하였다.

2. 흡수현상 및 계산모델

2.1 흡수현상

흡수현상은 LiBr 수용액내에 존재하는 냉매(H₂O)의 증기압과 수용액 외부에 기체상태로 존재하는 냉매의 증기압과의 차이에 의해서 이루어지는 것이다. 이때 LiBr 수용액내의 증기압은 수용액의 온도와 농도에 의해서 결정되며, 수용액내의 증기압이 기체상태로 존재하는 냉매의 증기압보다 낮을 경우에 기/액 경계면을 통하여 수용액내로 냉매증기가 흡수된다. LiBr 수용액 내부로 냉매증기가 흡수될 때에는 냉매증기의 잠열과 LiBr의 희석열로 인하여 용액 내부의 온도가 상승하게 되며, 이로 인하여 LiBr 수용액내에 존재하는 냉매증기의 증기압이 상승하게 된다. 결과적으로 흡수현상의 구동력이라고 할 수 있는 LiBr 수용액 외부에 존재하는 냉매의 증기압과 LiBr 수용액내의 증기압과의 차이가 감소하여 흡수능력이 떨어지게 된다. 따라서 흡수열을 효과적으로 외부로 방출하여야만 용액의 냉매 흡수율을 증가시킬 수 있다.

2.2 계산모델

냉매증기 흡수과정에서 일어나는 열 및 물질전달

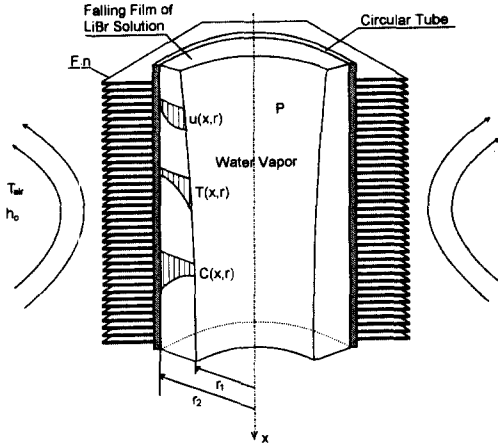


Fig. 1 Typical model of absorption process in a vertical tube absorber

현상을 수치적으로 해석하기 위하여 Fig. 1과 같이 대류열전달계수 h_0 , 온도 T_{air} 인 공기로 냉각되는 길이 L 의 원관이 수직원관의 내부 벽면을 두께 δ 로 흘러내리는 LiBr 수용액의 액막 내부를 해석영역으로 정하였다. Fig. 1에서의 시스템의 압력 P 는 액막 내부의 압력이 아니고 흡수기 내부의 압력을 의미하는 것으로, 이 압력은 증발기에서 냉매인 물의 증발온도에 의해서 결정된다. 입구 온도와 농도가 각각 T_0 , C_0 인 LiBr 수용액은 액막 두께 δ 로 유지되면서 수직(x 방향)으로 흘러내리며 냉매인 수증기를 흡수한다. 실제의 흡수과정에서는 흡수된 냉매증기로 인하여 액막의 두께가 유동방향인 x 방향으로 점차 증가하게 되지만, 그 증가량이 극히 미소하므로⁽⁶⁾ 본 연구에서는 액막의 두께가 일정하게 유지된다고 가정하였다.

3. 지배방정식 및 경계조건

3.1 지배방정식

본 연구에서는 수직원관을 흘러내리는 LiBr 수용액의 냉매증기 흡수과정을 수치계산하기 위하여 다음과 같은 가정들을 도입하였다.

- 1) 유입되는 액막의 속도분포는 완전히 발달되었으며, 유동방향을 따라 액막의 두께는 일정하게 유지된다.
- 2) 냉매증기와 LiBr 수용액의 경계면에서의 전단력은 없다.
- 3) 냉매증기와 LiBr 수용액으로 이루어지는 시

스템내의 압력은 일정하다.

- 4) 냉매증기와 LiBr 수용액의 경계면은 열적평형 상태에 있다.

본 연구에서 LiBr 수용액의 농도 C 와 온도 T 를 구하기 위해 사용된 방정식들은 다음과 같다.

- i) 물질확산방정식

$$u \frac{\partial C_1}{\partial x} + v_r \frac{\partial C_1}{\partial r} = D \left(\frac{\partial^2 C_1}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 C_1}{\partial r^2} \right) \quad (1)$$

- ii) 에너지방정식

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\sum_{i=1}^2 \rho D_i r \frac{\partial C_i}{\partial r} h_i \right) \quad (2)$$

여기서, 각 물리량간의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h_1 &= c_{p1} T, \quad h_2 = c_{p2} T \\ C_2 &= 1 - C_1, \quad D_1 = D_2 \end{aligned} \quad (3)$$

위 식에서 D 및 h 는 각각 물질확산계수 및 엔탈피를 뜻하며, 하첨자 1과 2는 각각 LiBr과 H_2O 를 의미한다. 식 (3)을 식 (2)에 대입하여 정리하면 에너지방정식은 식 (4)와 같은 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} u \frac{\partial T}{\partial x} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} &= \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \\ &+ \frac{D(c_{p1} - c_{p2})}{c_p} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial C_1}{\partial r} \right. \\ &\left. + \frac{T}{r} \frac{\partial C_1}{\partial r} + T \frac{\partial^2 C_1}{\partial r^2} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

- iii) 속도분포식

유동방향에 따라 액막 두께가 일정하다는 가정에 의하여 반경방향 속도성분 v_r 이 존재하지 않으므로 $v_r=0$ 으로 간주하며, 유동방향의 속도분포 $u(r)$ 은 포물선형 속도분포로써 아래와 같은 식으로 기술될 수 있다.

$$u(r) = \frac{3}{2} u_{mean} \left[2 \left(\frac{r}{\delta} \right) - \left(\frac{r}{\delta} \right)^2 \right] \quad (5)$$

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

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{\pi D} \quad (6)$$

3.2 경계조건

공랭형 수직원관 흡수기에서는, 흡수기의 입구 ($x=0$)에서 임의의 온도 및 농도를 갖는 LiBr 수

용액이 유입되어 액막을 형성하며 내벽면을 흘러내린다. 이때, 수용액의 액막과 냉매증기의 경계면에서 수용액의 온도는 흡수기내의 압력과 기/액경계면에서 수용액의 농도에 의해 결정된다. 또한 기/액경계면에서의 열유속은 반경방향의 열확산 및 물질확산에 의한 열전달항으로 표현되며, 이것은 흡수열과 질량유속의 곱으로 나타낼 수 있다. 수직원관의 벽면에서는 대류경계조건이 주어지며, 벽면에서는 물질전달이 일어나지 않는다. 이러한 경계조건을 식으로 표현하면 다음과 같으며, 편의상 농도 C 와 물질확산계수 D 의 표현에서 LiBr을 뜻하는 하첨자 1을 생략하기로 한다.

흡수기 입구와 기/액 경계면에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$x=0 : T = T_o, C = C_o \quad (7)$$

$$r=r_1 : T = f(C, P) \quad (8)$$

$$q_s = k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} - (c_{p2} - c_{p1}) T \rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_1} = H_{abs} \dot{m}_v \quad (9)$$

여기서, H_{abs} 는 LiBr 수용액의 단위질량당 흡수열로서 LiBr의 희석열과 흡수된 냉매인 물의 응축잠열의 합으로 다음과 같이 표시된다.

$$H_{abs} = H_{dilatation} + H_{latent} \quad (10)$$

\dot{m}_v 는 단위시간 당, 단위면적 당 LiBr 수용액에 흡수되는 냉매증기의 양으로 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_v = -\rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_1} \quad (11)$$

수직원관 내벽면에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$r=r_2 : \dot{q}_w = \left(\frac{T_w - T_{air}}{\frac{1}{h_o} + \frac{\delta_{tube}}{k_{tube}}} \right), \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_2} = 0 \quad (12)$$

4. 수치해석방법

방정식 (1)과 (4)는 Patankar⁽⁷⁾의 유한체적 방법에 의하여 이산화시켜 풀었다. 제어체적의 배열에서는 x 방향으로 302개의 비균일 격자계를, r 방향으로 32개의 균일 격자계를 사용하였다. 본 연구에서의 지배방정식의 형태인 2차원 타원형 방정식은 4곳 위치에서의 경계조건이 주어지야만 해를 얻을 수 있다. 그러나 수직원관을 흘러내리는

LiBr 수용액의 흡수과정에 대한 해석에서는 유동의 입구, 냉각벽면 및 기/액 경계면에서의 조건만 주어지고 유동의 출구조건은 주어지지 않는다. 그러므로, 본 연구에서는 유동의 출구 쪽에 유출경계조건을 설정한 후 수치계산을 수행하였다. 즉, 유동 진행 방향으로 주관심 영역의 1/2에 해당하는 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/액 경계면에서는 열전달 및 물질전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

흡수과정에서의 열전달과 물질전달은 동시에 일어나므로, 해를 얻기 위하여 에너지방정식과 물질확산방정식을 서로 연관시켜 계산을 수행하였으며, 해의 수렴조건은 식 (13)과 같다.

$$\text{MAX} \left| \frac{\phi^i - \phi^{i-1}}{\phi^i} \right| \leq 10^{-5} \quad (13)$$

여기서, ϕ 는 계산변수인 온도 및 농도를 나타내며, i 는 반복계산 회수를 나타낸다. 기호 MAX는 계산영역내의 모든 격자위치에서의 값 중 최대치를 뜻한다.

5. 결과 및 고찰

본 연구에서는 수직원관을 흘러내리는 LiBr 수용액의 냉매증기 흡수과정을 실제 운전상황과 유사하도록 해석하기 위하여 공랭형 흡수식 냉방기의 사이클 해석⁽¹¹⁾과 관련자료^(3,12)를 근거로 하여 Table 1과 같은 기준운전조건을 설정하였다.

Table 1 Nominal operating conditions of absorber

| | |
|---|-------------------------------|
| Length of absorber tube, L | 2.0(m) |
| Radius of absorber tube, r | 8.525(mm) |
| Film Reynolds number, Re_r | 100.0 |
| Convective heat transfer coefficient at air side, h_o | 350.0 (W/m ² K) |
| Cooling air temperature, T_{air} | 35.0(°C) |
| System pressure, P | 1.0(kPa) |
| Inlet concentration, C_o | 60.0(%) |
| Inlet temperature, T_o | 45.6(°C) |

Table 1의 기준조건에서 공기층의 대류열전달계수는 다음과 같은 가정하에 설정한 것이다. 일반적으로 수냉형 열교환기의 경우 물층의 열전달계수는 약 $1200\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ 이며, 공랭형의 경우 공기층의 열전달계수는 약 $24\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ 정도이다. 그러나 공랭형의 경우 튜브의 면적이 튜브면적의 약 14~15배 정도임을 고려하면, 환-튜브 형식의 공랭형 흡수기를 공기층의 열전달계수가 약 $350\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ 정도인 튜브형 흡수기로 가정할 수 있다.⁽³⁾ 따라서 본 연구에서는 공기층의 열전달계수가 $350\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ 인 경우를 기준조건으로 설정한 후 환에 의한 영향을 고려하지 않고 연구를 수행하였다.

LiBr 수용액의 물질확산계수 D 는 참고문헌 (8)에서 사용한 방법을 이용하여 계산하였으며, 기타 계산에 필요한 LiBr 수용액의 물성치들은 참고문헌 (9)를 참조하였다.

5.1 기준 운전조건에서의 열 및 물질전달

Fig. 2는 LiBr 수용액의 유동방향에 따른 수직원관 흡수기의 벽면(실선)과 기/액 경계면(점선)에서의 온도분포를 보여주고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 흡수기 입구 부분에서는 벽면과 기/액 경계면에서의 온도강하가 급격하고 하류방향으로 갈수록 온도강하율이 완만해짐을 알 수 있다. 수직원관 흡수기 외부는 냉각공기에 의해서 관내 흡수열이 제거되고 있으므로 벽면과 기/액 경계면에서의 온도차는 유동의 상류에서 크고 하류방향으로 진행할수록 감소하는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 3은 수직원관 흡수기 내부에서 상부로부터 하부로의 유동방향에 따른 원관 내벽면(실선)과

기/액 경계면(점선)에서의 LiBr 수용액의 농도분포를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 벽면에서의 농도분포는 유동방향으로 일정한 반면에 기/액 경계면에서의 농도 분포는 유동의 상류인 입구 영역에서는 급격히 감소한 후 하류로 갈수록 그 감소율이 점차 완만해지는 포물선의 형태를 보이고 있다. 이는 기/액 경계면에서 유동방향으로 냉매증기의 흡수가 진행됨에 따라 기/액 경계면의 냉매증기압이 상승하여 용액의 냉매 흡수율이 감소되기 때문이다. 한편, 벽면에서는 기/액 경계면을 통하여 LiBr 수용액의 내부로 흡수된 냉매증기가 벽면까지 침투하지 못하기 때문에 그 농도분포가 일정하다.

기준조건에서 유동방향에 따른 벽면 열유속 \dot{q}_w 과 기/액 경계면에서의 냉매 증기 흡수량 \dot{m}_v 의 분포를 Fig. 4에 나타내었다. 입구에서의 높은 용액 온도는 유동방향으로 진행되면서 계속적으로 낮아

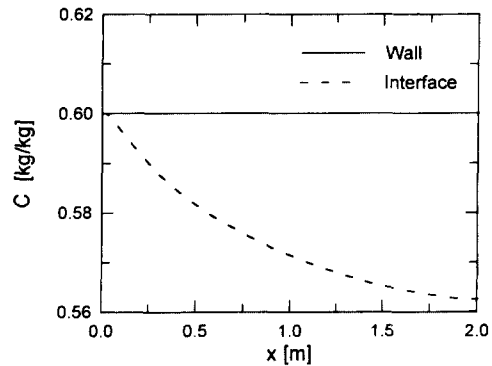


Fig. 3 Local concentration profiles along the vertical tube ($Re_r=100$, $r=8.525\text{mm}$)

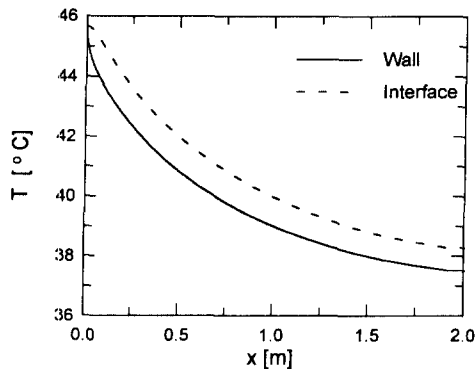


Fig. 2 Local temperature profiles along the vertical tube ($Re_r=100$, $r=8.525\text{mm}$)

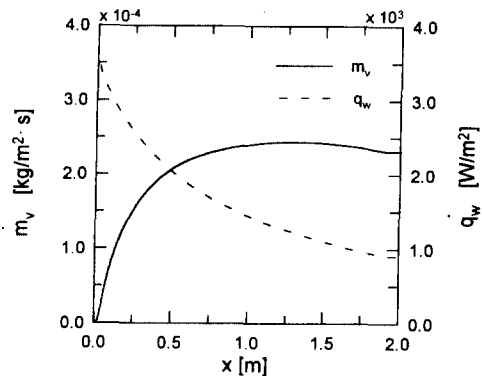


Fig. 4 Variation of local heat and mass fluxes along the tube ($Re_r=100$, $r=8.525\text{mm}$)

지기 때문에 이와 관련된 벽면 온도 T_w 도 같은 거동을 보이며, 이에 따라 냉각 공기와의 온도차가 감소하게 되므로 인하여 식 (12)에 나타난 바와 같이 벽면열유속이 감소하게 된다. 반면 냉매증기의 흡수량은 입구 영역에서 급격히 증가한 후 유동방향을 따라 점차 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 흡수기의 입구 영역에서 흡수능력이 최대로 되었다가 점차 유동방향에 따라 감소하는 것을 의미한다. 그림에 나타난 바와 같이 입구에서는 벽면열유속이 최대이므로 LiBr 수용액내의 흡수열이 벽면을 통하여 빨리 제거되어 액막 내부의 온도가 낮아지며, 이에 따라 액막내의 냉매증기압과 액막 외부의 기체상태의 냉매 증기압과의 차이가 커지게 되어 입구 영역에서 냉매증기의 흡수량이 최대가 된다. 반면, 유동방향으로 진행할수록 벽면을 통하여 제거되는 열량이 감소하며 이에 따라 흡수기의 입구 영역보다 상대적으로 증기압차가 작아져서 결과적으로 흡수능력이 감소하게 되어 냉매증기 흡수량이 감소하게 된다.

Fig. 5는 기준운전조건에서 유동방향에 따른 국소 열전달계수와 국소 물질전달계수의 변화를 나타내고 있다. 국소 열전달계수와 국소 물질전달계수는 모두 유동의 입구 쪽에서 급격히 감소한 후 하류로 진행할수록 점차 완만히 감소하는 경향을 보이고 있다. 그 이유를 살펴보면, 먼저 국소 열전달계수의 경우에는 벽면에서의 국소 열유속 \dot{q}_w 이 유동의 입구 영역 이후에 급격히 감소하기 때문에, 유동의 입구 영역에서는 급격한 감소 현상을 보이게 된다. 물질전달계수의 경우에는 유동의 입구 영

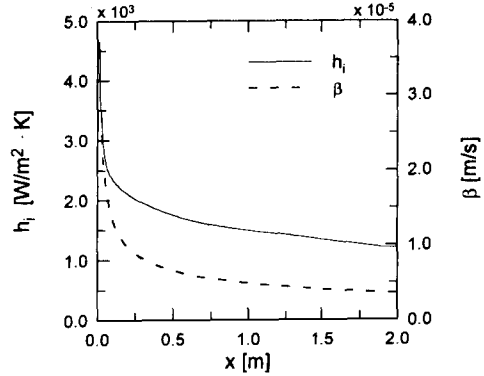


Fig. 5 Variation of local heat and mass transfer coefficients along the tube ($Re_r=100$, $r=8.525$ mm)

역에서는 기/액 경계면에서의 냉매증기 흡수량 \dot{m}_v 와 벽면과 기/액 경계면과의 농도차가 모두 증가하지만 농도차가 냉매증기 흡수량보다 상대적으로 더 크게 증가하기 때문에 유동의 입구 영역에서 물질전달계수가 급격히 감소한다. 본 연구에서 사용한 열전달계수 및 물질전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_i = \frac{k[\partial T / \partial r]_{r=r_2}}{T(r_1) - T(r_2)} = \frac{\dot{q}_w}{T_s - T_w} \quad (14)$$

$$\beta = \frac{-D[\partial C / \partial r]_{r=r_1}}{C(r_2) - C(r_1)} = \frac{\dot{m}_v}{\rho(C_w - C_s)} \quad (15)$$

5.2 막 Reynolds수가 열 및 물질전달에 미치는 영향

수직원관을 흐르는 LiBr 수용액의 막 Reynolds

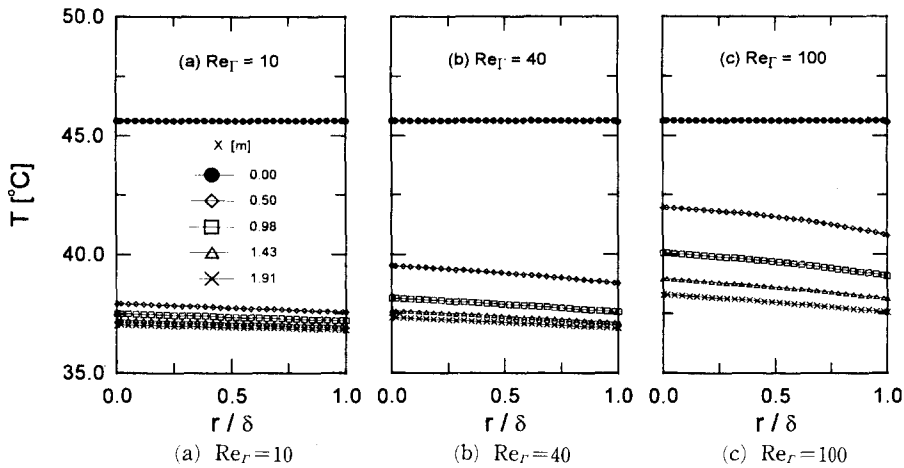


Fig. 6 Temperature profile across the film thickness ($r=8.525$ mm)

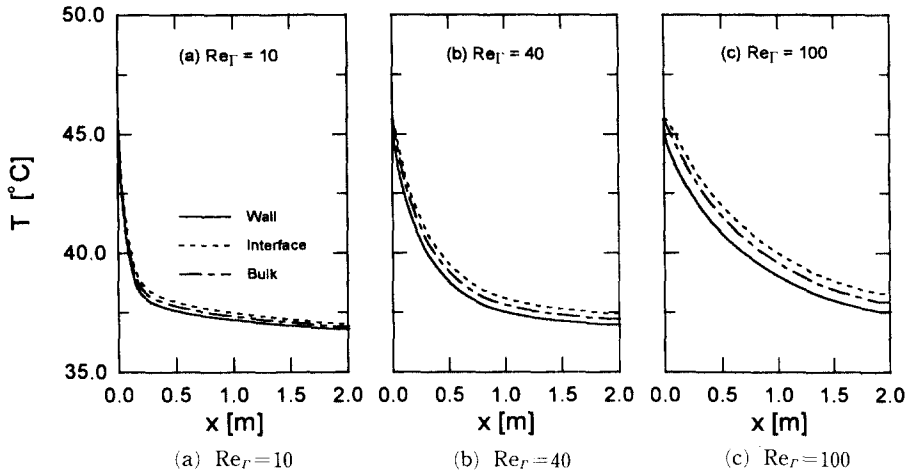


Fig. 7 Temperature profile along the absorber tube ($r=8.525\text{mm}$)

수가 냉매증기 흡수과정에 미치는 영향을 알아보기 위하여 기준운전조건하에서 막 Reynolds수만을 변화시켜가며 수치 계산을 수행하였다. Fig. 6은 막 Reynolds수가 10, 40 및 100일 경우, 액막내의 반경방향 온도분포를 보여주고 있다. 그림에서 x 좌표는 기/액 경계면에서 벽면까지의 거리를 액막 두께로 나누어준 무차원 길이로서 $x=0$ 및 $x=1$ 은 각각 기/액 경계면과 벽면을 의미한다. 막 Reynolds수가 작은 경우일수록, 흡수기 입구로부터 길이 방향으로 동일한 위치에서의 수용액의 온도가 낮음을 알 수 있다. 또한 막 Reynolds수가 작은 경우일수록 액막의 두께가 얇아지므로 액막내부에서 벽면과 기/액 경계면 사이의 열저항이 감소하며, 이로 인하여 벽면과 기/액 경계면과의 온도차가 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 Fig. 7을 통하여서도 알 수 있다. Fig. 7은 막 Reynolds수가 10, 40 및 100일 경우의 흡수기의 길이 방향에 따른 수용액의 온도 분포를 보여주고 있다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 막 Reynolds수가 10인 경우, 흡수기의 길이가 약 0.2m 부근까지는 LiBr 수용액의 온도가 매우 급격히 감소한 후 0.2m 이후부터는 LiBr 수용액의 온도 감소율이 완만한 경향을 나타낸다. 그러나 막 Reynolds수가 40인 경우에는 흡수기의 길이가 약 1.0m 정도를 지난 후에야 수용액의 온도 감소율이 완만해지며, 막 Reynolds수가 100인 경우에는 흡수기의 전체 길이에 걸쳐 온도가 급격히 감소함을 알 수 있다. 위에서 기술한 바와 같이 막 Reynolds수가 작은 경우

일수록 반경방향으로의 열저항이 감소하기 때문에 흡수기의 입구영역에서 흡수열이 벽면을 통하여 빨리 방출되며, 이로 인하여 흡수기 입구 영역에서 LiBr 수용액의 온도가 급격히 낮아진 후 유동의 하류로 진행할수록 냉각공기와 벽면과의 온도차가 감소하여 벽면에서의 열유속이 감소하므로 수용액의 온도 역시 완만히 감소하는 경향을 나타내고 있는 것으로 판단된다. Fig. 8은 막 Reynolds수의 변화에 따른 흡수기 길이 방향으로의 국소 열유속의 분포를 보여주고 있다. 흡수기 길이 방향으로의 국소 열유속의 분포는 Fig. 7에서의 수용액의 온도 분포와 동일한 거동을 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 막 Reynolds수가 10, 40 및 100일 경우, 액막내의 반경 방향의 농도 분포를 보여주고 있다.

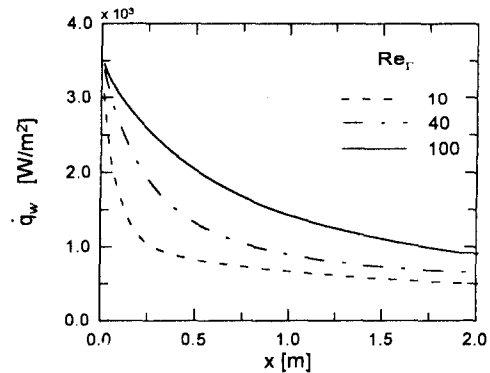


Fig. 8 Effect of film Reynolds number on local heat flux along the absorber tube ($r=8.525\text{mm}$)

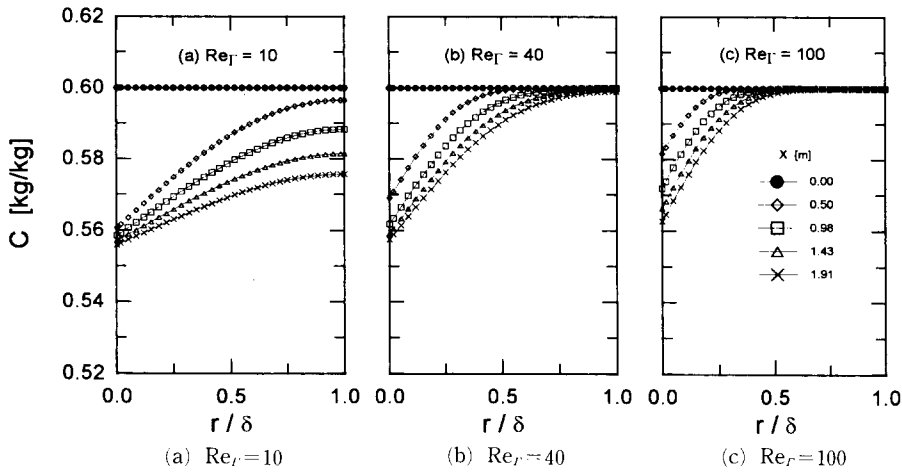


Fig. 9 Concentration profile across the film thickness ($r=8.525\text{mm}$)

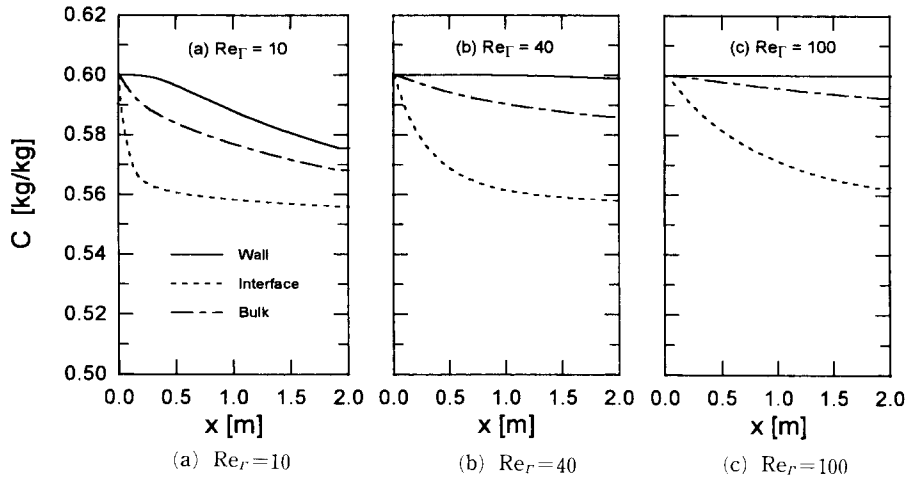


Fig. 10 Concentration profile along the absorber tube ($r=8.525\text{mm}$)

막 Reynolds수가 10인 경우에는 액막의 두께가 얇기 때문에 기/액 경계면을 통하여 액막의 내부로 흡수된 냉매증기의 물질확산이 벽면까지 도달하여 흡수기의 출구 쪽으로 갈수록 벽면에서의 농도가 묽어짐을 알 수 있다. 그러나 막 Reynolds수가 100인 경우에는 액막의 두께가 두꺼워져서 냉매증기의 물질확산이 벽면까지 미치지 못함을 알 수 있다. 이와 같은 내용은 흡수기의 길이 방향에 따른 수용액의 농도 분포로도 확인할 수 있었으며, 이러한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10에 나타난 흡수기 길이 방향에 따른 기/액 경계면에서의 농도 분포는 Fig. 7에서의 수용액의 온도 분포와 유사한 경향을 거동을 보이고 있다.

Fig. 11은 막 Reynolds수가 10, 40 및 100일 때의 원관의 길이 방향에 따른 냉매증기 흡수량의 분포를 나타낸 것이다. 막 Reynolds수가 10인 경우에는 냉매증기 흡수량이 유동의 입구 영역에서 급격히 증가하여 그 값이 최대가 되는 임계점에 도달한 후 급격히 감소하며, 유동의 하류 방향으로 진행할수록 점차 감소 경향이 완만해짐을 알 수 있다. 그러나 막 Reynolds수가 큰 경우일수록 냉매증기 흡수량의 최대값은 감소하며, 그 임계점이 유동의 하류방향으로 옮겨가는 것을 알 수 있다. 이때 냉매증기의 흡수량이 최대가 되는 임계점의 위치는 Fig. 10에서 기/액 경계면의 농도가 급격히 감소한 후 점차 완만해지는 변곡점의 위치와 유사함을 알

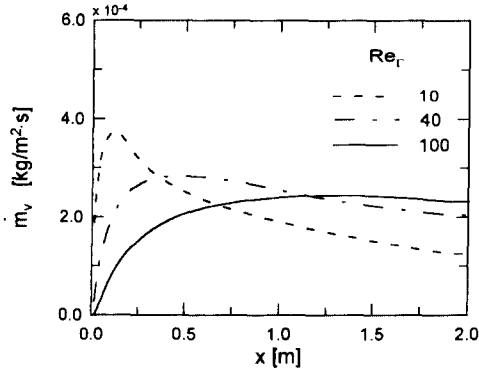


Fig. 11 Effect of film Reynolds number on local mass flux along the tube ($r=8.525\text{mm}$)

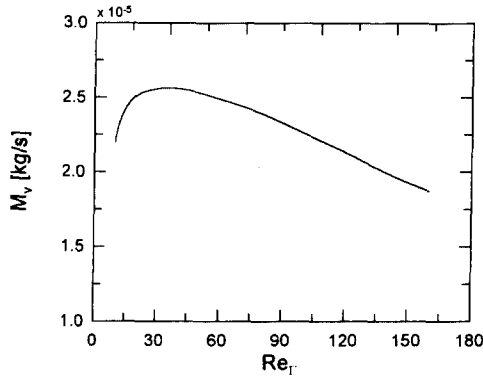


Fig. 12 Effect of film Reynolds number on total mass transfer rate ($r=8.525\text{mm}$)

수 있다. Fig. 12는 막 Reynolds수와 냉매증기 총 흡수량과의 관계를 나타낸 것이다. 막 Reynolds수를 10부터 160까지 변화시킨 결과 막 Reynolds수의 증가에 따라 냉매증기 총흡수량이 최대가 되는 임계점이 존재함을 알 수 있었으며, 본 연구의 경우에는 냉매증기의 단위시간 당 총흡수량이 최대가 되는 임계 막 Reynolds수는 40이며, 이때의 단위시간 당 총흡수량은 $2.56 \times 10^{-5} \text{kg/s}$ 이다.

막 Reynolds수와 평균 열전달계수와와의 관계를 Fig. 13에 나타내었다. 그림에서 실선은 본 연구에서 구한 평균 열전달계수를 나타내며, ▲는 Morioka⁽¹⁰⁾의 실험을 통한 평균 열전달계수를 나타내고 있다. Morioka는 길이 1.4m 외경 및 내경이 각각 28mm와 20mm인 수직원관에서의 냉매증기 흡수에 관한 실험을 수행하였으며, Morioka의 실험조건은 흡수기 입구에서 LiBr 수용액의 농도는 59%,

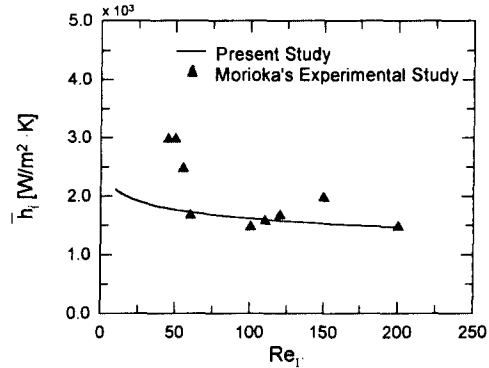


Fig. 13 Comparison with experimental data on averaged heat transfer coefficient with respect to film Reynolds number ($r=8.525\text{mm}$)

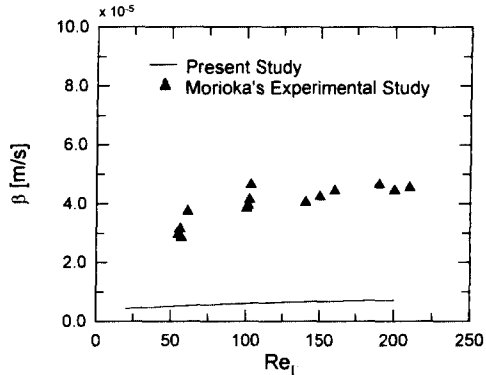


Fig. 14 Comparison with experimental data on averaged mass transfer coefficient with respect to film Reynolds number ($r=8.525\text{mm}$)

흡수기 압력은 0.667, 0.933kPa이었다. 본 연구에서 수치해석적으로 구한 평균 열전달계수는 막 Reynolds수가 증가할수록 완만히 감소하는 경향을 보이고 있으며, Morioka의 실험결과와 그 값에서는 다소 차이가 있지만 유사한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 일부 실험적 연구결과에 의하면 냉매증기 흡수과정에서의 열전달계수는 막 Reynolds수가 증가함에 따라 열전달계수도 증가하는 것으로 발표된 사례⁽¹³⁾도 있다. 그러나 본질적으로 흡수과정과 응축과정은 유사한 과정으로 생각할 수 있으며, 응축과정의 경우 액막유동의 층류 및 파형유동의 영역에서 열전달계수는 막 Reynolds수가 증가함에 따라 감소함을 고려할 때,⁽¹³⁾ 흡수과정에서의 열전달계수 역시 막 Reynolds수가 증가함에 따라 감소하는 경향이 옳은 것으로 판단된다.

기준조건에서의 평균 물질전달계수와 막

Reynolds수와의 관계를 Fig. 14에 나타내었다. 그림에서 실선과 ▲는 각각 본 연구결과 및 Morioka의 실험결과를 나타내고 있다. 본 연구에서 구한 평균 물질전달계수 및 Morioka의 실험결과는 모두 막 Reynolds수에 비례하여 증가하고 있으나 그 절대값에서는 큰 차이를 보이고 있다. 본 연구에서 구한 열전달계수가 Morioka의 연구결과와 비교적 근사한 값을 보이고 있는 반면, 물질전달계수의 경우에 큰 차이를 나타내는 것은 다음과 같은 이유에서 기인한 것으로 판단된다. 일반적으로 냉매의 증기흡수과정 실험시 온도의 측정은 열전대를 이용하여 온도를 직접적으로 측정하는 반면, 농도의 측정은 온도와 압력을 이용한 평형방정식으로 부터 계산을 하거나 굴절률계 등을 사용하여 간접적으로 농도를 측정한다. 따라서 농도의 변화가 미세한 경우에는 정확한 농도 측정이 어려우며, 실험 데이터로부터 물질전달계수를 계산할 때 사용되는 물질전달계수의 정의식 역시 각 연구자마다 서로 다른 식을 사용하기 때문에 그 값도 서로 다른 경우가 많다. 이러한 이유에서 많은 연구결과에 나타난 물질전달계수는 서로 상당한 차이가 나타나고 있다.

5.3 관의 반경이 열전달량 및 냉매증기 흡수량에 미치는 영향

수직원관의 반경이 흡수기에서의 열전달량 및 냉매증기 흡수량에 미치는 영향을 고찰하였다. 이때 원관의 반경은 시판되고 있는 동관을 기준으로 하였으며, 흡수기에 유입되는 LiBr 수용액의 질량유량은 0.0076kg/s이다. Fig. 15는 기준 조건하에서 원관의 반경에 따른 단위시간 당 총열전달량 및 냉매증기의 총흡수량을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 원관의 반경이 큰 경우일수록 총열전달량과 냉매증기의 총흡수량이 큼을 알 수 있다. 예를 들어 1/2인치($r=5.35\text{mm}$) 규격의 동관을 사용하였을 경우에 1개의 관에서 단위시간당 방출하는 총흡수열량은 130.5W이며, 1인치($r=11.7\text{mm}$)의 동관을 사용하였을 경우에는 총흡수열량이 208.55W로 전자보다 약 59.8% 증가함을 알 수 있다. 이러한 이유는 원관 반경이 증가함에 따라 열전달 면적이 증가하기 때문이다. 앞에서 기술한 바와 같이 동일 질량유량의 LiBr 수용액을 흡수기로 유입시킬 경우, 원관의 반경이 증가함에 따라 단위시간 당 총열전달량 및 냉매증기 흡수량이 증

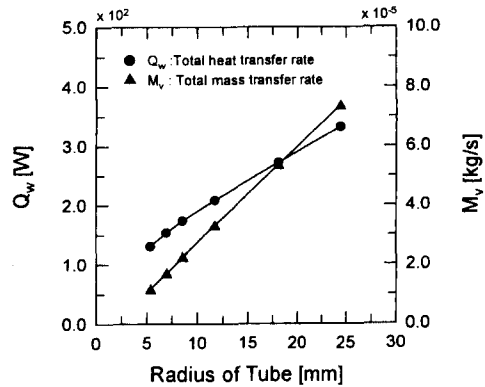


Fig. 15 Effect of radius of tube on total heat and mass transfer rate with respect to radius of tube ($\dot{m}=0.0076\text{kg/s}$)

가하므로 흡수기의 설계시 반경이 큰 관을 선택하면 흡수기에서 관의 수를 줄일 수 있다. 그러나 관의 반경이 증가하면 흡수기 전체의 크기도 동시에 증가하게 되므로 관의 수, 관과 관 사이의 피치 및 배열 등을 더욱 세밀히 검토한 후에 적절한 크기의 관을 선택해야 할 것이다.

6. 결 론

본 연구에서 실제 상황을 고려하여 설정한 기준 운전조건하에서 공랭형 수직원관 흡수기의 LiBr 수용액의 냉매증기 흡수과정을 수치해석을 통하여 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수직원관의 유동방향에 따른 국소 열전달계수와 국소 물질전달계수는 액막유동의 입구 영역에서 급격히 감소한 후 하류로 진행할수록 점차 완만히 감소하는 경향을 나타낸다.

(2) 막 Reynolds수가 증가할수록 냉매증기의 단위시간 당 총흡수량이 최대가 되는 임계 막 Reynolds수가 존재함을 알았으며, 본 연구에서 제시한 기준 운전조건에서, 임계 막 Reynolds수는 40이며, 이때의 냉매증기의 단위시간 당 총흡수량은 $2.56 \times 10^{-5} \text{kg/s}$ 이다.

(3) 막 Reynolds수가 증가함에 따라 평균 열전달계수는 감소하여 액막유동의 경우와 유사한 경향을 나타내었으며, 평균 물질전달계수는 막 Reynolds수가 증가함에 따라 증가하였다. 본 연구에서 설정한 기준조건에서 막 Reynolds수의 범위가 10~200인 경우의 평균 열전달계수는 1703 W/

($m^5 \cdot K$)이며, 평균 물질전달계수는 $0.595 \times 10^{-5} m/s$ 이다.

(4) LiBr 수용액의 질량유량이 동일한 경우, 원관의 반경이 증가할수록 단위시간 당 총열전달량 및 냉매증기 흡수량은 증가한다.

참고문헌

- (1) 엄기찬, 柏木孝夫, 서정운, 1993, “垂直管内를 흘러내리는 液膜式 吸收器의 吸收 및 熱傳達特性 (第1報, 吸收特性),” 空氣調和冷凍工學 論文集, 第5卷, 第1號, pp. 1~9.
- (2) 엄기찬, 이동호, 최국광, 柏木孝夫, 서정운, 1993, “垂直管内를 흘러내리는 液膜式 吸收器의 吸收 및 熱傳達特性 (第2報, 熱傳達特性),” 空氣調和冷凍工學 論文集, 第5卷, 第4號, pp. 257~264.
- (3) Shigekichi Kurosawa, 1989, “Development of Air-Cooled Double-Effect Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heater,” *Refrigeration*, Vol. 64, No. 739, pp. 39~49.
- (4) Grossman, G., 1983, “Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption under Laminar Flow,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 4, pp. 357~371.
- (5) Kishishita, K., Morioka, I. and Kiyota, M., 1992, “Correlation of Steam Absorption by a Falling Film of Aqueous Solution of LiBr,” *Proceedings of Second JSME-KSME Thermal Engineering Conference*, pp. 3-1~3-6.
- (6) Kawae, N., Shigehi, T., Kanemaru, K. and Yamada, T., 1989, “Water Vapor Absorption into Laminar Film Flow of a Lithium Bromide-Water Solution (Influence of Variable Properties and Inlet Film Thickness on Absorption Mass Transfer Rate),” *Scripta Technica, Inc.*, pp. 58~70.
- (7) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- (8) 김선창, 오명도, 이재현, 1994, “공랭형 수직 평관 흡수기에서의 열 및 물질전달에 관한 수치적 연구,” “대한기계학회논문집, 제19권, 제4호, pp. 1071~1082.
- (9) McNeely, L. A., 1979, “Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide,” *ASHRAE Trans.*, PH-79-3, No. 3, pp. 413~434.
- (10) Morioka, I., Kiyota, M. and Nakao, R., 1993, “Absorption of Water Vapor into a Film of Aqueous Solution of LiBr Falling along a Vertical Pipe,” *JSME Int. J., Series B*, Vol. 36, No. 2, pp. 351~356.
- (11) Oh, M. D., Kim, S. C., Kim, Y. L. and Kim, Y. I., 1994, “Cycle Analysis of an Air-Cooled LiBr/H₂O Absorption Heat Pump of Parallel-Flow Type,” *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 8, pp. 555~565.
- (12) 大内富久 外 3人, 1991, “空冷吸收器・凝縮器の配分検討 冷媒循環吸收システムの 検討(第3報),” 第25回空氣調和・冷凍連合講演會講演論文集, pp. 177~180.
- (13) Frank P. Incropera and David P. De Witt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 2nd. ed., John Wiley & Sons, 1985.