

수평원관상의 LiBr-H₂O 흡수특성에 대한 연구

민준기*¹, 최도형*²

Parametric Study on the LiBr-H₂O Absorption Process on Horizontal Tubes

J.K. Min and D.H. Choi

The LiBr-H₂O absorption process on a horizontal tube has been analyzed numerically. The flow field, which was calculated in the authors' previous study by solving the fully elliptic Navier-Stokes equations with accurate free-surface-tracking method, is used to solve the temperature and concentration distributions in the absorption film. With the assumption that the absorbent is linear, calculations have been made for various inlet temperature and flow-rate conditions. For low inlet temperature, the absorption rate is large in the upstream region but the mean temperature also increases and as a result the absorption decreases as the film flows to downstream while high-inlet-temperature case does the opposite. The difference in the absorption rate due to the inlet temperature change becomes smaller in the downstream than that in the upstream. For large flow rate, the heat transfer to the wall becomes poor due to the thick film and so does the absorption rate. The analyses have also been carried out for multiple tube arrangement and the results show that the absorption rate converges after a few tube rows.

Key Words : 전산유체역학(CFD), Navier-Stokes 방정식(Navier-Stokes equations), 흡수식 냉동기 (absorption refrigeration system)

1. 서론

기존의 통상적인 증기압축사이클이 냉매의 압력상승에 압축기의 일을 사용하는 work-operated 사이클인데 비하여 흡수식 사이클은 열을 이용하는 heat-operated 사이클로서 폐열등 대체에너지를 사용할 수 있다는 장점을 지닌다. 또한 흡수제-냉매로 H₂O-NH₃, LiBr-H₂O 등을 사용함으로써 최근의 환경보호주의에 의해 문제가 되고 있는 프레온 등의 냉매를 피할 수 있게 됨에 따라 그 관심도가 증대되고 있다. 흡수식 냉동기에서 기존의 냉동기와 차별되는 부분은 흡

수기(absorber)로서 시스템의 성능향상에 가장 큰 영향을 미치는 요소이다. 이 흡수기상에서는 열 및 물질전달 뿐만 아니라 자유표면을 갖는 액막유동까지 서로 복잡하게 연계되어 있어 중요한 연구의 대상이 되고 있다.

흡수현상에 대한 기존의 연구는 보통 속도와 액막두께를 유동이 완전히 발달한 경우의 해인 Nusselt[1] 분포로 가정한 후 열 및 물질전달 방정식을 해석하였는데 Grossman[2]은 경사평판상의 액막류에서 무차원화된 온도와 농도가 벽온도 및 평형농도로 점근함을 보였다. Choudhury 등[3]은 원관에 대한 해석으로부터 유량이 큰 경우에는 관의 직경이 커야 흡수성능이 좋아짐을 보였다. Andberg와 Vliet[4] 그리고 박일석과 최도형[5] 등은 온도, 농도 방정식에 운동량 방

*¹ 한국과학기술원, 기계공학과

*² 정회원, 한국과학기술원, 기계공학과

정식까지 연계시켜 계산하였다. 여기서 사용된 경계층근사(boundary-layer approximation)에 의한 전진기법은 실제 흡수액막이 매우 얇고 주로 흡수관의 측면 액막에서 흡수현상이 발생하므로 타당하며 빠른 계산시간과 격자수에 거의 제한받지 않아 효과적이다. 그러나 경계층근사는 표면장력영향이 중요한 상, 하부 정체영역에서는 유효하지 못한 가정이 된다.

Min과 Choi[6, 7]는 수평원관상의 액막유동에 대한 Navier-Stokes 해석을 수행하였고 이 때 자유표면의 위치를 계산하기 위하여 기존의 MAC 방법[8]을 수정하여 사용하였다. 이 연구에서는 자연대류의 효과와 흡수유량이 그리 크지 않으므로 계산의 효율성을 위하여 유동장을 온도 및 농도장과 분리시켜 계산한 후 얻어진 자유표면의 형상내부에 격자를 재배치하여 온도 및 농도장을 구하는 2단계 방법을 사용하였고 여러 가지 유량에 대한 액막유동의 결과를 구하였다. 그 결과 상하정체점 부근의 유동장이 표면장력의 영향에 의해 기존의 경계층근사 및 Nusselt 해와 차이가 남을 확인하였고 그 효과는 유량이 작을수록 크다고 하였다.

본 연구에서는 이 연구의 연속으로 온도 및 농도장 해석결과와 그에 의한 흡수특성의 변화를 계산하였다. 즉 위 방법을 사용하여 구해진 액막유동하에서 다양한 입구조건에 따른 흡수현상의 특성을 고찰하였다. 우선 단일원관상에서의 흡수현상을 여러 가지 입구온도와 유량에 따라 비교하였고 여러 관을 지나는 경우의 흡수특성의 변화에 대한 연구도 실시하였다.

2. 지배방정식 및 수치해석

Fig. 1에 나타낸 단일흡수원관상의 액막유동에서 이 액막내의 물성치가 모두 일정하다고 가정하면 본 문제에 대한 2차원, 층류, 비압축성, 정상상태의 지배방정식은 직각좌표계에서 다음과 같이 정리된다.

$$\nabla^* \cdot \mathbf{u}^* = 0 \quad (1)$$

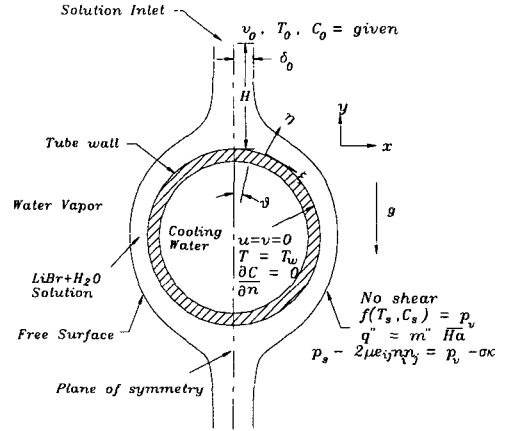


Fig.1 Schematic of film flow

$$(\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) \mathbf{u}^* = -\nabla^* p^* + \frac{1}{Re} \nabla^{*2} \mathbf{u}^* - \frac{1}{Fr} \mathbf{j} \quad (2)$$

$$(\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) T^* = \frac{1}{RePr} \nabla^{*2} T^* \quad (3)$$

$$(\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) C^* = \frac{1}{ReSc} \nabla^{*2} C^* \quad (4)$$

여기서 \mathbf{u} 는 속도벡터, p 는 압력, T 는 온도 그리고 C 는 농도이다. 또한 상첨자 * 는 무차원화된 값을 의미하며 이 무차원 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}^* &= \frac{\mathbf{x}}{\delta_0}, \quad \mathbf{u}^* = \frac{\mathbf{u}}{v_0}, \quad p^* = \frac{p - p_v}{\rho v_0^2} \\ T^* &= \frac{T - T_w}{T_0 - T_w}, \quad C^* = \frac{C - C_{we}}{C_0 - C_{we}} \\ Re &= \frac{\rho v_0 \delta_0}{\mu}, \quad Fr = \frac{v_0^2}{g \delta_0}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Sc = \frac{\nu}{D} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 δ_0 는 입구액막두께, v_0 는 입구속도, p_v 는 증기압, T_0 는 입구온도, T_w 는 벽온도, C_0 는 입구농도, C_{we} 는 T_w 과 p_v 에서의 평형농도이다. 또한 하첨자 0은 입구, w 는 관벽, e 는 평형을 의미한다. 무차원수 Re 는 Reynolds 수, Fr 은 Froude 수, Pr 은 Prandtl 수, Sc 는 Schmidt 수이다.

위의 지배방정식에 대한 경계조건으로 관 벽에서는 점착조건과 등은 및 불침투조건을 주었으며 대칭면에서는 대칭조건을 주었고 액막후류에서는 유동방향으로의 확산을 무시하였다. 유

Table 1 Properties of LiBr-H₂O solution and input conditions.

Properties of LiBr-H ₂ O solution	c_p	= 1520 J/kgK
	D	= 1.4×10^{-9} m ² /s
	Ha	= 2.721×10^6 J/kg
	k	= 0.4258 W/mK
	μ	= 0.006 kg/ms
	ρ	= 1745 kg/m ³
Input conditions	σ	= 0.085 N/m
	R	= 9.525 mm
	C_o	= 0.612
	T_o	= 35, 40, 45, 48 °C
	T_w	= 30 °C
	v_o	= 0.223676 m/s
	Γ	= 0.075~1.0 kg/ms
	p_v	= 1 kPa
H	= 7 mm	

동입구에서의 속도 v_o 는 상부관의 하단으로부터 자유낙하하는 속도를 주었는데 이는 유동입구와 상부관의 하부정체점 사이의 거리가 d 일 때 $v_o = \sqrt{2gd}$ 으로 구한다. 이 거리 d 가 계산에 임의성을 줄 수 있으나 본 연구에서는 정해진 환경에 대해 Re 를 변화시켰으므로 이에 의한 영향을 고려할 수 있을 것이다. 또한 입구 액막두께 δ_o 는 유량에 대한 정의 $\Gamma = \rho v_o \delta_o$ 로부터 구할 수 있다.

자유표면의 위치는 기존의 연구[7]에서 표면장력의 영향을 고려한 Navier-Stokes 해석의 결과를 사용하였는데 직교격자내에서 자유표면의 위치 및 유동장을 비정상해석하고 계산에서 나타나는 섭동(fluctuating)하는 물리량의 시간평균된(time-averaged) 값이 수렴하면 이것을 정상상태해로 보았다. 본 연구에서는 이 자유표면의 내부에만 비직교격자를 구성하여 온도 및 농도에 대한 해석을 실시한다. 이 때 유동장에 대해서도 보간오차를 방지하기 위해 다시 계산하였다. 이 경우 자유표면은 전단응력이 무시되는 미끄럼 벽(slip wall)으로 취급한다. 자유표면에서 온도와 농도에 대한 조건은 증기압 평형조건(vapor-pressure equilibrium)과 흡수유속에 따른 흡수열을 Fourier 법칙과 Fick 법칙을 사용하여 부여한다. 즉

$$\left. \frac{\partial T^*}{\partial n^*} \right|_s = - \frac{Le}{Ja} \frac{1}{C_s} \left. \frac{\partial C^*}{\partial n^*} \right|_s \quad (6)$$

Table 2 Nondimensional numbers.

Γ [kg/ms]	0.075	0.1	0.25	0.5	1.0
Re	12.5	16.7	41.7	83.8	166.7
Fr	26.5	19.9	7.96	3.98	1.99
l/We	5.1	3.8	1.5	0.76	0.38
Pr	21.4				
Sc	2456				
Le	0.008				
Eq	1 0.84 0.573 0.302				
Ja	0.105 0.087 0.058 0.029				

$$C_s^* = EqT_s^* \quad (7)$$

으로 나타나고 여기서 하첨자 s 는 자유표면에서의 값을 의미한다. 또한 무차원수는

$$Le = \frac{D}{\alpha}, \quad Ja = \frac{c_p(T_o - T_w)}{Ha(C_o - C_{ve})}, \quad Eq = \frac{A_1(T_o - T_w)}{(C_o - C_{ve})} \quad (8)$$

로 정의되며 Le 는 Lewis 수, Ja 는 Jacob 수이고 새로이 정의된 무차원 수 Eq 는 유입유동의 평형정도를 나타내 주는 무차원 수로 평형이면 1이고 그보다 작아질수록 비평형의 정도가 크게 됨을 의미한다. (8)식에서 Ha 는 흡수열(heat of absorption)이고 A_1 은 주어진 압력에 대한 선형흡수제(linear absorbent) 가정으로부터 나오는 상수로 다음의 식으로 표현된다.

$$C_s = A_1 T_s + A_2 \quad (9)$$

알고리즘은 Patankar[9]가 제시한 엷물림격자계에서의 SIMPLER를 사용하였고 대류항의 차분은 QUICK 도식을 사용하였다. 다단해석에 대해서는 8단의 흡수관에 대하여 계산하였다. 이 경우 속도장은 각 단에서 모두 같다고 가정하였고 윗단의 단일관에 대해 온도, 농도 방정식을 계산하여 관과 관 사이 중간 위치에서의 평균온도 및 평균농도를 예측한 후 이를 다시 다음관의 입구조건으로 대입하는 방법으로 해석하였다.

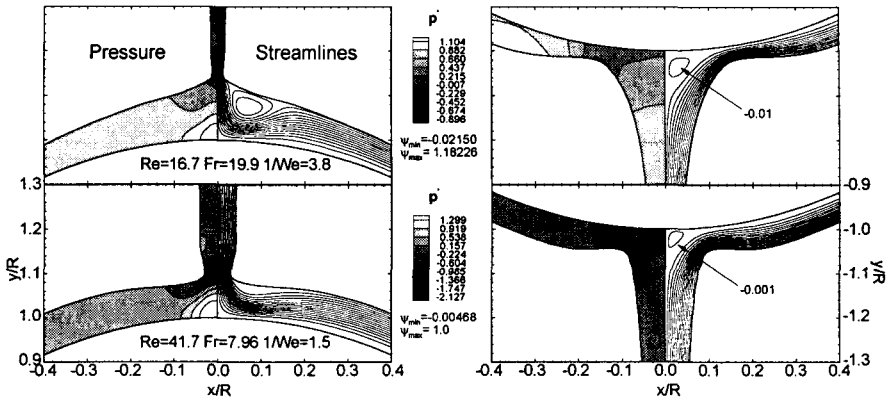


Fig. 2 Streamlines and pressure distributions.

3. 결과 및 토의

3.1 계산조건 및 검증

계산에서 흡수제-냉매로는 LiBr-H₂O를 사용하였고 그 물성치와 기하학적조건을 Table 1에 나타내었다. 계산은 입구유량과 입구온도를 바꾸어 가며 수행하였고 이 때 입구농도는 0.612를 주었는데 이 값은 입구온도가 48°C인 경우의 평형농도이다. 이 계산조건에 대한 여러 무차원수를 Table 2에 나타내었다. Min과 Choi[7]의 기존의 연구에서 밝혔듯이 계산은 101×71의 비균일 직교격자를 구성하여 시간에 따라 전진하며 자유표면의 위치를 계산한 후, 정상상태에 도달하면 액막내부에 198×45의 비균일 일반격자를 구

성하여 사용하였다.

Fig. 2에는 이와 같이 계산된 본 문제에 대한 유동과 압력장의 대표적인 모습을 나타내었다. 표면장력의 영향이 상대적으로 큰 적은 유량의 경우, 상부정체점 위에 재순환영역이 나타나고 이는 가속하던 액막류가 관벽으로부터의 마찰에 의해 감속되면서 두꺼워지다가 역류하여 발생하는 것이다. 하지만 유량이 커지면 이 재순환영역은 없어지고 표면장력의 영향도 작아지게 된다.

Rogers와 Goindi[10]는 수평원관상 액막류에 의한 냉각문제를 실험하였는데 기존의 연구[7]에서는 계산된 액막두께를 실험관계식과 비교하여 검증하였고 본 연구에서는 벽에서의 열전달 계수를 계산과 비교하였으며 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 여기서 실험치는 매 45° 구간에서 측정된 열유량값을 선형으로 보간한 값과 매 15°구간마다 측정된 관 벽에서의 온도를 사용하여 bulk 온도를 근사한 후 구한 오차가 포함된 열전달 계수이다. 이에 따라 두 결과는 차이를 보이고 있으며 특히 실험결과는 계산결과에서와 같이 상부정체영역 근처에서의 급격한 변화를 나타낼 수 없다. 그러나 계산결과를 실험에서와 같은 방법으로 처리한 후의 결과(○)는 보다 더 실험치와 접근한다. 이 때 상류영역에서의 차이는 입구속도에 대한 정확한 정보가 없어 임의로 속도를 주었기 때문이며 입구속도를 변화시키면 좀 더 일치하는 결과를 얻을 수 있을 것이다.

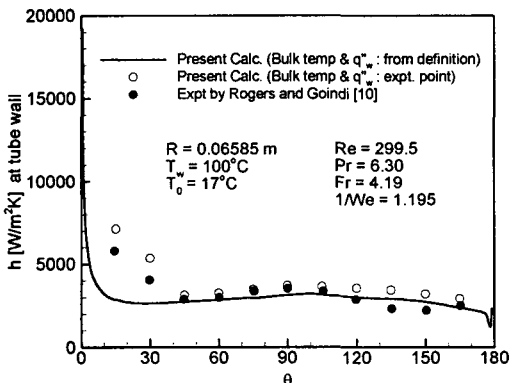


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficient with the experimental data.

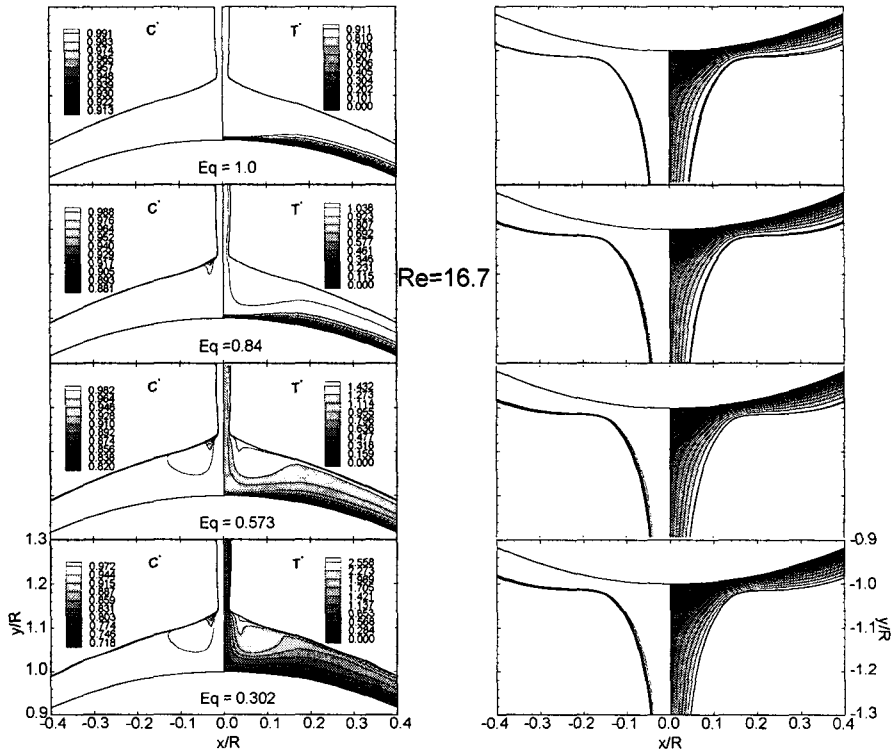


Fig. 4 Temperature and concentration for various inlet temperatures.

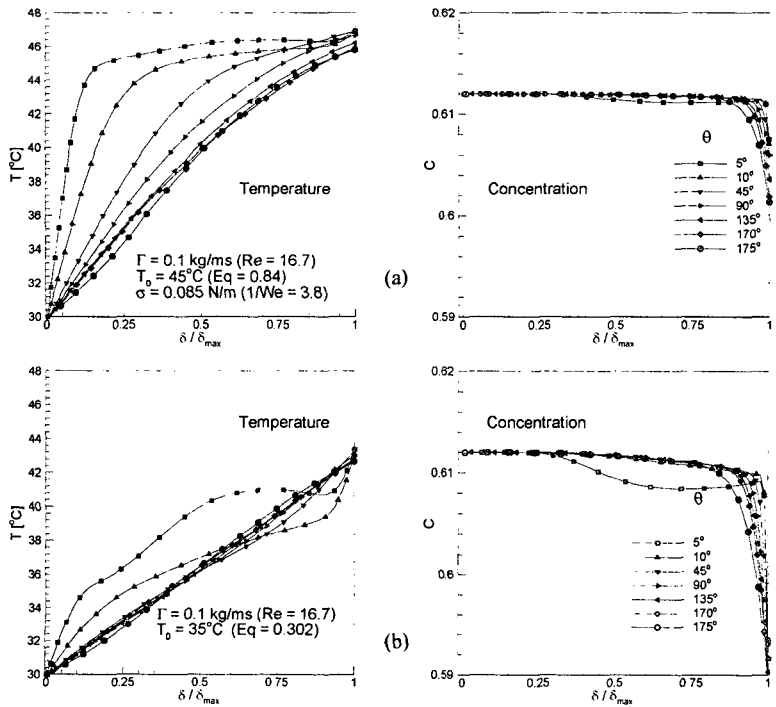


Fig. 5 Temperature and concentration profiles for different inlet temperatures: (a) $T_0 = 45^\circ\text{C}$ ($Eq = 0.84$); (b) $T_0 = 35^\circ\text{C}$ ($Eq = 0.302$).

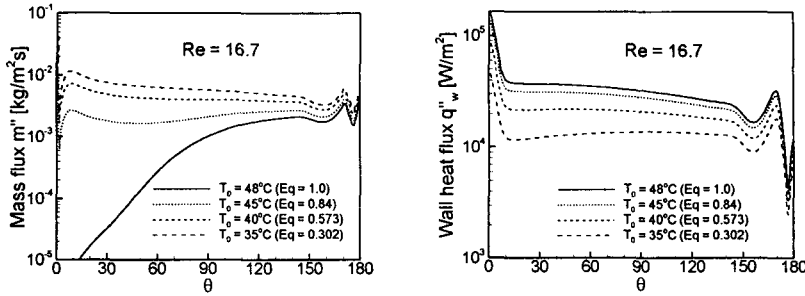


Fig. 6 Surface mass flux and wall heat flux for various inlet temperatures.

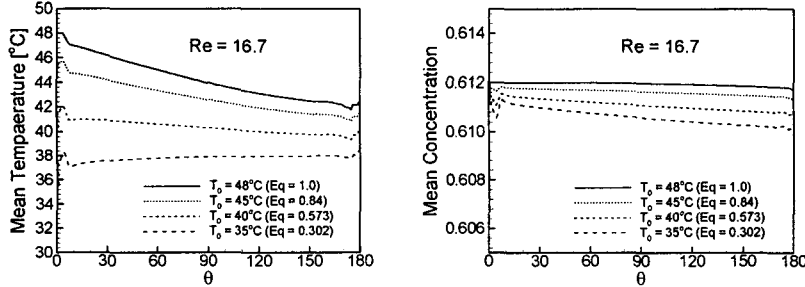


Fig. 7 Mean temperature and concentration for various inlet temperatures.

3.2 입구온도의 영향

Fig. 4에는 여러 가지 입구온도에 따른 온도와 농도장의 분포를 $Re = 16.7$ 에 대하여 나타내었다. 상부 낙하액막에서의 흡수는 초기온도가 낮아질수록 더 많이 발생하므로 이에 따라 상부정체점에서의 온도, 농도 분포가 매우 달라지게 된다. 입구온도가 평형온도인 경우($Eq = 1$)에는 상부 정체영역에서는 거의 흡수가 발생하지 않고 냉각관 벽의 냉각효과가 표면으로 올라와야만 흡수가 발생하는 것을 알 수 있다. 하부정체점에서의 온도 및 농도 분포는 그리 큰 차이가 없다. 다만 초기온도가 낮은 경우 묽은 농도가 좀더 액막 안쪽까지 분포하고 있는데 이것은 누적된 흡수량이 많아 이에 의해 유동에 수직인 방향으로 더 많은 농도확산이 발생하였기 때문이다. 그러나 Table 2에서 알 수 있듯이 큰 Schmidt 수에 의해 그 침투거리는 그리 크지 않고 농도는 액막표면근처의 매우 얇은 영역에서만 변화하게 된다.

Fig. 5에는 여러 각도 θ 에 대한 온도와 농도 분포를 나타내었고 이때 가로축은 액막두께로 단위화(normalization)한 관벽으로부터의 거리를

다. 초기온도가 다른 경우 무차원화된 온도와 농도의 scale이 달라지므로 본 그림부터는 정량적인 비교를 위해 실제온도를 나타내었다. 초기온도가 상대적으로 높은 $Eq = 0.84$ 인 경우 (Fig. 5(a)), $\theta = 5^\circ$ 에서 액막표면의 흡수로 인해 표면온도가 약간 상승하고 관 아래쪽으로는 열경계층이 발생하여 높은 열유속이 흐르고 있다. 이 표면온도는 $\theta = 90^\circ$ 정도까지는 거의 일정하게 머물러 있으나 그 이후 온도분포가 선형에 가까워짐에 따라 액막내부로의 열전달이 용이해져서 점점 낮아진다. 초기온도가 낮은 $Eq = 0.302$ 의 경우 (Fig. 5(b))에는 낮은 온도로 인해 초기 영역에서부터 표면온도가 입구온도보다 많이 상승하고 이에 따른 발열로 표면 온도는 점점 올라간다. 한편 입구온도와 냉각수 온도의 차이가 작아 온도분포가 (a)의 경우보다 더 빨리 선형적으로 발달되어 냉각관으로의 열전달이 원활함을 알 수 있다.

Fig. 6에는 각 경우에 대한 흡수유속과 관벽에서의 열유속을 도시하였다. 액막은 두께가 얇아지면 표면에 수직인 온도구배가 커지고 흡수율도 증가하며 두께가 두꺼워지면 그 반대의 현상이 일어난다. 상부정체점 근처에서 흡수유속은 두꺼운

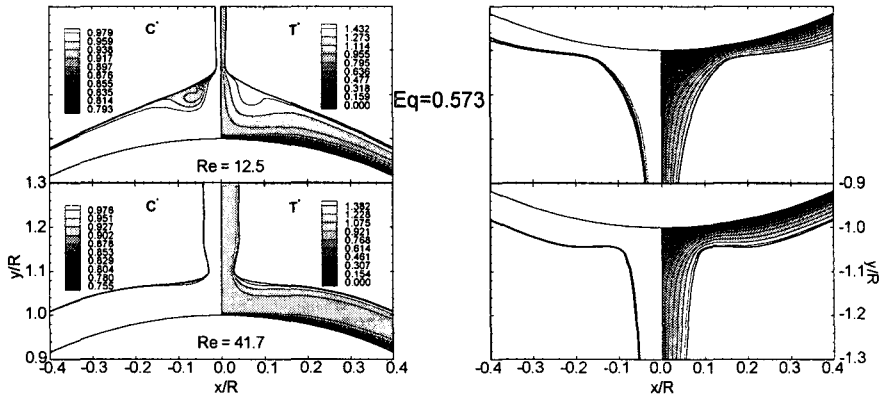


Fig. 8 Temperature and concentration for different inlet flow rates.

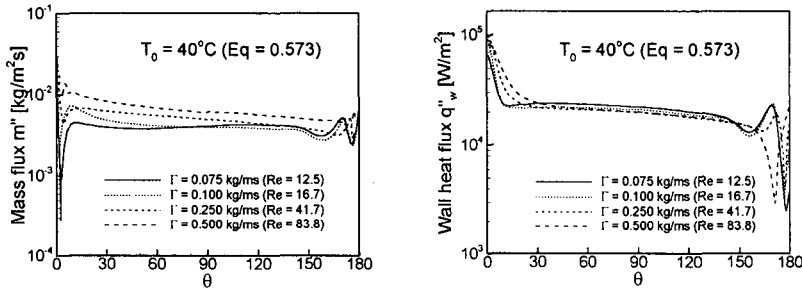


Fig. 9 Surface mass flux and wall heat flux for various inlet flow rates.

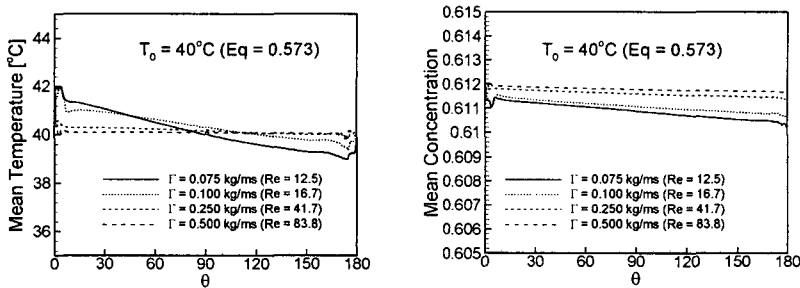


Fig. 10 Mean temperature and concentration for various inlet flow rates.

액막에 의해 급격히 낮아지나 두께가 얇아짐에 따라 다시 증가한다. 흡수율이 높아지면 더 많은 열이 발생하고 온도가 올라가며 이에 따라 온도구배가 커져 흡수 또한 증가한다. 즉 이 cycle은 자기지속적 (self-sustained)이고 온도와 농도가 완전히 발달할 때까지 계속된다. 이 현상은 Min과 Choi[7]의 기존의 연구에서 밝힌 바 있다. 한편 흡수유속은 초기온도가 낮으면 그 값은 크나 후류로 갈수록 점점 감소하고 초기온도가 높으면 증가한다. 또한 관벽에서의 열유속은 그 반대의 경향을 보인다. 이 현상의 이유는 액막내의 평균온도와 평

균농도를 나타낸 Fig. 7에서 알 수 있다. 초기온도가 낮으면 상류에서 많은 흡수가 일어나서 액막의 평균온도가 증가하고 평균농도는 감소한다. 평균온도가 증가하면 관벽으로의 열유속도 커지나 액막평균온도가 다른 경우보다 상대적으로 낮으므로 열유속의 절대량은 작아서 흡수열을 모두 전달하지 못한다. 이에 따라 평균온도는 계속 증가하고 평형도가 커져 흡수가 감소하는 것이다. 입구온도가 높으면 상류쪽의 흡수량이 적어 평균온도는 냉각에 의해 계속 낮아지고 이에 따라 관벽에서의 열유

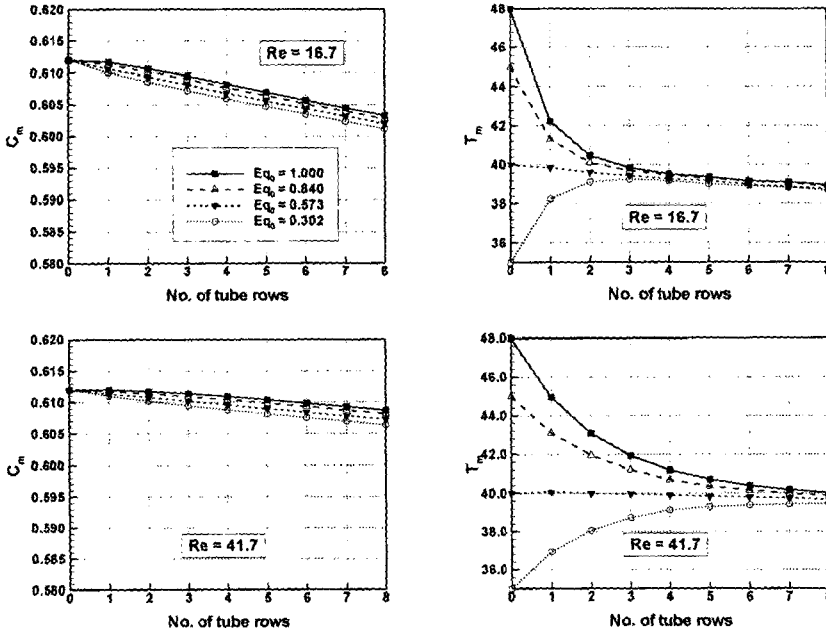


Fig. 11 Variation of mean concentration and mean temperature for multi-tube arrangement.

속도 작아진다. 그러나 전체액막의 평균온도가 낮아지므로 비평형도가 증가하여 흡수가 증가하는 것이다. 이와 같이 흡수가 감소하는데 비해 냉각열유속은 커지고 흡수가 증가하는 경우에는 오히려 열유속이 작아짐에 따라 관의 하부로 갈수록 모든 경우의 흡수유속의 차이는 줄어들고 있는데 이로부터 다단을 지나는 경우에는 흡수유속이 어느 한 값으로 접근하게 될 것임을 예측할 수 있으며 이에 대한 것은 후술하기로 한다. 한편 Fig. 6, 9 등에서 하부정체점 근처에서 관벽으로의 열유속 및 흡수유속이 진동하듯이 보이는 이유는 Fig. 4의 자유표면형상에서 알 수 있듯이 액막이 낙하직전에 국소적으로 두께가 증가하다가 다시 감소한 후 낙하하기 때문이며 [7] 전술한 바와 같이 관벽으로의 열유속은 액막의 두께가 얇을수록 커지게 되고 액막표면의 흡수유속도 그에 비례하게 된다.

3.3 유량에 따른 변화

Fig. 8에는 주어진 입구온도($T_0 = 40^\circ C$, $Eq = 0.84$)에 대하여 유량이 바뀌었을 때 상, 하부정체점에서의 온도, 농도 분포를 나타내었다. 유량이 커지면 상부 정체영역에서 재순환영역이 사

라지고 이에 따라 전술한 국소적인 흡수율의 변동은 발생하지 않고 두꺼운 액막두께와 큰 유량으로 인하여 열 경계층이 상대적으로 느리게 발달하고 있음을 알 수 있다. 하부정체점 근처에서는 열경계층이 모든 유량에 대해 완전히 발달한 모습을 볼 수 있다. 그러나 유량이 큰 경우에는 두께의 영향으로 바닥과 표면 사이의 온도구배가 작아져서 상대적으로 열전달량이 작음을 예측할 수 있다.

Fig. 9에는 여러 유량에 대한 흡수유속과 냉각열유속을 도시하였다. 유량이 큰 경우 두꺼운 액막에 의해 관벽으로의 열전달 성능이 좋지 않고 평균온도의 변화폭도 작게되며 (Fig. 10) 이에 따라 흡수는 후류로 갈수록 저하된다. 한편 흡수유속은 유량이 큰 경우 가장 큰데 이것은 상류에서 흡수가 발생하여도 유량이 크면 액막의 평균온도가 그리 크게 증가하지 않기 때문이다. 그러나 흡수량은 입구유량에 대한 비로 고려하는 것이 더 타당할 것이며 이는 다음의 다단해석에서 나타내었다.

3.4 다단해석

본 절에서는 실제 문제와 같이 8단의 흡수관

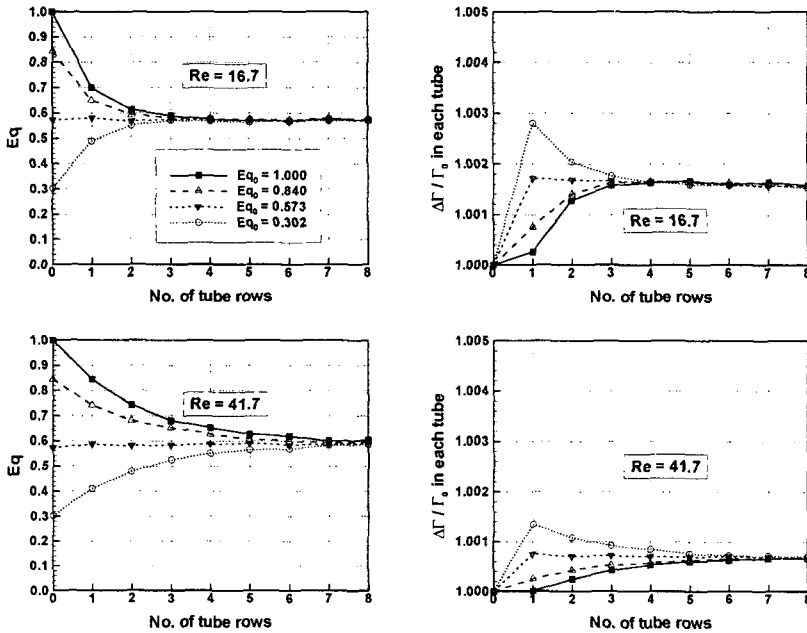


Fig. 12 Variation of equilibrium parameter and increased flow-rate ratio per each tube.

이 있는 경우에 대하여 흡수현상을 계산하였다. 이때 관과 관 사이의 거리, 즉 윗관의 하부정체점으로부터 아랫관의 상부정체점 사이의 거리는 9.55 mm로 하였다.

Fig. 11에 다단해석에 의한 각 관을 지나면서의 평균농도와 평균온도의 변화를 나타내었다. 우선 평균농도는 가장 위쪽의 2개단을 지난 이후에는 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 또한 그 감소의 기울기는 유량이 적을수록 더 급하게 되어 전체 유량에 대한 흡수유량의 비가 더 크게 된다. 또 같은 유량에 대해서는 가장 상단부의 초기온도 즉 첫번째 관에서의 평형도 Eq 가 낮을수록 농도가 낮으나 이는 맨 처음의 관에서 상대적으로 흡수가 많이 일어났기 때문이며 그 이후에는 기울기가 같은 값을 유지하므로 하부관에서의 흡수량은 거의 동일하다 할 수 있다. 평균온도는 하단부의 관으로 갈수록 선형적으로 감소하고 있으나 유량이 클수록 그 현상이 늦어진다. 또한 평균온도는 우선 특정한 한 온도로 수렴한 후 선형적으로 감소하게 됨을 알 수 있는데 그 값은 유량이 적을수록 낮고 감소의 기울기도 유량이 적을수록 더 크게 된다. 이상의 결과로부터 다단상에서의 흡수현상에 있어

관을 지남에 따라 온도 및 농도가 어떤 완전히 발달된 상태(fully-developed state)로 수렴해 간다고 판단할 수 있으며 그 발달거리는 유량이 적을수록 짧아진다. 또한 평균온도와 평균농도 감소의 기울기가 유량이 적을수록 더 큰 것은 유량이 적어지면 막두께가 얇아져 냉각관의 냉각효율이 상대적으로 더 좋으므로 보다 흡수에 유리한 조건이 조성되기 때문이다.

이러한 해석은 각 관을 지나면서의 평형도를 나타낸 Fig. 12의 그림에서 알 수 있다. T_m 과 C_m 이 선형적으로 감소하게 되면 평형도 Eq 도 한 값으로 수렴하게 된다. 즉 각 유량마다 특정한 Eq 로 흡수용액이 수렴하며 그 값은 유량이 클수록 커진다. 이에 따라 각 흡수관당 흡수하는 유량도 한 값으로 수렴하며 이는 Fig. 12의 오른쪽 그림에서 확인할 수 있다. 이 그림에는 각 단에서의 흡수량을 첫단에서의 유량에 대한 비로 나타내었는데 역시 유량이 작은 경우 가장 높은 값을 나타내고 있다. 또한 이 단위 관 당의 흡수비는 점점 증가하다가 한 값으로 수렴한 후에는 거의 일정한 모습을 보이고 있다. 이를 종합하면 흡수기내 관군에서의 흡수액막은 각 관군의 특성, 즉 각 관열에 초기에 들어오는 유

량과 관계가 있는 특정한 평형상태로 수렴해 가고, 유량이 적을수록 일찍 수렴하며 온도와 농도가 각 관을 지날 때마다 선형적으로 감소하고 평형도와 단위관 당의 흡수량이 일정해진다고 할 수 있다.

4. 결론

수평원관상의 액막흡수현상에 대하여 표면장력영향을 고려한 Navier-Stokes 해석으로부터 구한 유동장을 사용하여 여러 가지 유량 및 입구 온도에 대한 해석을 수행하였다. 온도와 농도가 발달하기 전까지의 흡수현상은 액막두께가 얇을수록 촉진되며 흡수에 의해 온도가 올라가면 온도구배의 증가에 의해 다시 흡수가 증가하는 자기지속적인 특성을 지닌다. 한편 입구온도가 낮을수록 전체적인 흡수량은 많아지는데 이는 초기 비평형도에 의해 상류에서부터 흡수가 일어나기 때문이다. 그러나 많은 양의 흡수로 인하여 액막의 평균온도가 후류로 갈수록 증가하며 이에 따라 흡수율도 감소하고 입구온도가 높으면 반대의 현상을 보인다. 결과적으로 입구온도 변화에 의한 흡수율의 차이는 후류로 갈수록 점점 줄어들게 된다. 유량이 큰 경우는 두꺼운 두께로 인해 냉각관으로의 열전달 성능이 감소하고 이에 따라 흡수성능도 좋지 않다. 여러 개의 냉각관을 지나는 동안의 흡수현상 해석결과 관을 지날수록 온도와 농도는 선형적으로 감소하고 각 관에서의 흡수용액의 평형도와 단위 관당의 흡수량은 일정한 값으로 수렴하는 완전히 발달된 상태가 존재한다. 이 현상은 유량이 적을수록 빨리 도달하며 흡수율도 유량이 적은 경우가 가장 크며 유량이 크면 흡수성능이 저하된다.

참고문헌

- [1] Nusselt, W., "Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, **60** (1916), p.541 and 569.
- [2] Grossman, G., "Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption under Laminar Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, **26-3** (1983), p.357.
- [3] Choudhury, S.K. et al., "Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *ASHRAE Trans:Research*, **99-2** (1993), p.81.
- [4] Andberg, J.W. and Vliet, G.C., "Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *Proceeding of the ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, **2** (1987), p.533.
- [5] 박일석, 최도형, "수평원관상의 LiBr-H₂O 액막흡수현상 해석," *대한기계학회논문집(B)*, **20-2** (1996), p.670.
- [6] Min, J.K. and Choi, D.H., "Analysis of the Film Flow near the Stagnation Point on a Horizontal Tube," *Proc. 4th KSME-JSME Fluids Eng. Conf.*, (1998), p.393.
- [7] Min, J.K. and Choi, D.H., "Analysis of the Absorption Process on a Horizontal Tube using Navier-Stokes Equations with Surface-Tension Effects," *Int. J. Heat Mass Transfer*, **42** (1999), p.4567.
- [8] Tanaka, A. and Takaki, R., "Analysis of Pipe Flow with Free Surface. Part I. Numerical Computation," *Fluid Dynamics Research*, **13** (1994), p.229.
- [9] Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, (1980).
- [10] Rogers, J.T. and Goindi, S.S., "Experimental Laminar Falling Film Heat Transfer Coefficients on a Large Diameter Horizontal Tube," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **67** (1989), p.560.