

흡수성능에 미치는 수직 액막 파동의 영향에 관한 연구

김 정 국, 조 금 남**
성균관대학교 대학원, *성균관대학교 기계공학부

Effect of Wavy Flow of Vertical Falling Film on the Absorption Performance

Jungkuk Kim, Keumnam Cho**

Graduated School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received November 1, 2003; revision received January 16, 2004)

ABSTRACT: In the present study, the improvement of absorption characteristics on combined heat and mass transfer process in a falling film of a vertical absorber by change of geometric parameters were studied experimentally and analytically. The energy and diffusion equations are solved simultaneously to give the temperature and concentration variations at the liquid solution-refrigerant vapor interface and at the wall. Absorption behaviors of heat and mass transfer were analyzed through falling film of the LiBr aqueous solution contacted by refrigerant vapor in the absorber. Effects of film Reynolds number, geometric parameters by insert device (spring) and flow pattern on heat and mass transfer performances have been also investigated. Especially, effects of the flow pattern by geometric parameters have been considered to observe the total heat and mass transfer rates through falling film along the absorber. As a numerical and experimental result, maximum absorption rate was shown at the wave-flow by insert device (spring). The error ranges between experiment and analysis were from 5.8 to 12% at $Re_f > 100$.

Key words: Vertical falling film absorber(수직형 유하액막 흡수기), Uniform film(균일 액막), Wavy film(파동 액막), Periodic-wave(주기파), Heat and mass transfer(열 및 물질 전달)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 C : LiBr 수용액농도 [wt%]
 D : 물질확산계수 [m^2/s]
 G : 흡수질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]
 g : 중력 가속도 [m/s^2]

h : 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 \dot{m}_u : 냉매증기 흡수량 [$kg/(m^2 \cdot s)$]
 p : 압력 [pa]
 q : 열유속 [kW/m^2]
 r : 흡수기 반경방향
 Re_f : 액막 Reynolds 수, $4\Gamma_s/\mu_s$
 $r/\Delta x$: 단위 유동길이에 대한 액막두께 비
 T : 온도 [K]
 U : 평균 액막속도 [m/s]
 u : 국부 액막속도 [m/s]

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: cho@me.skku.ac.kr

x : 수용액 유동방향

그리스 문자

β : 물질전달계수 [m/s]
 δ : 수용액 국부 액막두께
 μ : 점성계수 [kg/m·s]
 Γ : 원주길이당 질량유량 [kg/m·s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 ν : 동점성계수 [kg/m²]
 λ : 파장 [m]

하첨자

c : 냉각수
 in, out : 흡수기 입/출구
 n : Control volume step
 o : 초기조건
 s : 수용액
 w : 흡수기 벽면

1. 서 론

최근 증기압축식 냉동시스템의 이용에 따른 하절기 전력수요의 급증과 CFC계 냉매에 의한 환경오염이 국제적인 문제로 대두됨에 따라 열구동 시스템인 흡수식 냉동시스템의 연구가 다양한 분야에서 활발히 진행되고 있으며 이러한 흡수식 시스템에 대한 연구개발 방향은 크게 전체 시스템 성능의 주요 요인인 흡수기의 흡수 성능향상⁽¹⁾과 용액 열교환기 및 시스템 제어에 의한 성능향상⁽²⁾으로 나뉜다. 특히, 시스템 성능을 좌우하는 핵심 요소인 흡수기의 열 및 물질전달현상에 대한 기본 메카니즘과 액막의 유동변화에 대한 연구가 다양하게 진행되고 있으며, 흡수기의 표면에 형성되는 유하액막의 유동변화와 계면형성에 따라 열 및 물질전달 기본 메카니즘이 변화됨을 보여주고 있다. Shkadov⁽³⁾는 액막유동 경계층 방정식에 푸리에 변환기법을 적용, 액막파동을 해석하였으며, 액막 레이놀즈수 100 이하에서 실험결과와 유사한 결론을 얻었다. 그러나, 경계층 방정식의 적용이 낮은 액막 레이놀즈수의 큰 액막유동 가정 조건에만 제한되고 있다. Hirshburg⁽⁴⁾는

Shkadov가 제시한 해석방법을 개선해 보다 넓은 액막 레이놀즈수에서 액막파동을 연구하였으며, 액막거동을 관측, 해석한 Kapitza⁽⁵⁾의 결과와 유사한 결론을 얻었다. Morioka et al.⁽⁶⁾은 임의의 파동진폭과 단열벽면, 계면 열평형 등의 가정 조건에서 액막 두께가 최소가 되는 유동골(troughs of wave)에서 최대흡수 질량유속이 나타나며, 검증실험을 통해 액막 레이놀즈수에 따른 흡수성능의 민감한 변화를 보여주었다. 또한, Killion et al.⁽⁷⁾은 기존 연구들에 제시된 각 모델에 대한 특성 및 적용 한계성을 제시하기도 하였다. 하지만, 이러한 기존 연구는 주어진 가정 조건과 설정범위에 국한되어 있으며, 실제 흡수기내 유동변화에 대한 정성적 관측과 검증실험의 비교를 통한 체계화가 부족한 실정이다. 본 연구에서는 흡수기내 유동특성 파악과 시스템 공냉화 방안으로 민관, 스프링 삽입관에 대한 실험⁽⁸⁾에 이어서 수직 흡수기의 흡수성능에 대한 이론적 해석과 수직액막 유동변화에 따른 흡수특성을 이론적으로 관찰하고 최적값을 예측함으로써 수직형 흡수기 설계활용에 대한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 해석모델 및 지배방정식

2.1 지배방정식

Fig. 1은 수직 액막유동에 관한 해석모델이며, 수치계산을 위한 가정 조건들은 다음과 같다.

- (1) 수용액과 냉매증기의 물성치는 온도함수다.
- (2) 흡수기 입구의 수용액 농도와 온도분포, 냉매증기의 온도분포, 압력, 유량은 균일하다.
- (3) 수용액의 유하액막은 층류 유동이며, 원심축 회전방향의 전단응력은 없다.
- (4) 냉각수의 입/출구 온도변화는 선형적이며,

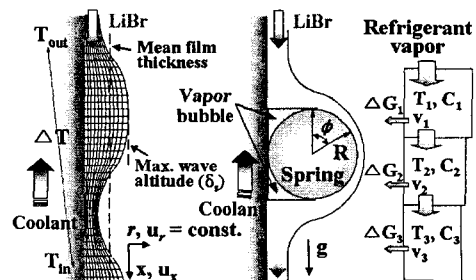


Fig. 1 Schematic of wavy flow model.

물질전달에 의한 냉매증기의 열전달량은 냉각수 측으로 완전 방열된다.

(5) 층류 파동액막은 주기파의 특성을 가진다.

상기된 가정조건과 냉매증기와 수용액막 계면의 열평형과 질량균형에 의한 물질확산방정식과 에너지방정식은 식(1) 및 식(2)와 같다.

$$u_x \frac{\partial C_s}{\partial x} + u_r \frac{\partial C_s}{\partial r} = D \left(\frac{\partial^2 C_s}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_s}{\partial r} + \frac{\partial^2 C_s}{\partial r^2} \right) \quad (1)$$

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \frac{D(C_{p,s} - C_{p,c})}{C_p} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial C_s}{\partial r} + \frac{T}{r} \frac{\partial C_s}{\partial r} + T \frac{\partial^2 C_s}{\partial r^2} \right) \quad (2)$$

유하액막 자체의 유동특성인 층류 파동의 경우, 식(3)과 (4)의 연속방정식과 수용액의 유동방향(x) 및 반경방향(r)에 대한 Navier-Stokes 식에 의해 해석될 수 있으며, 본 연구에서는 주기파(periodic wave)에 의한 액막두께 변화를 고려하였다.

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g + \nu \left\{ \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} \right\} \quad (4)$$

여기서, p 는 압력, g 는 중력가속도이며, 반경방향에 대한 속도(u_r)은 일정하다고 간주하며, 유동방향에 대한 속도(u_x)는 평균 유동속도(U)와 유동방향의 단위길이에 대한 액막두께의 비($r/\Delta x$)를 이용해 식(5)와 같이 표현된다.

$$u = \frac{3}{2} U \left\{ 2 \left(\frac{r}{\Delta x} \right) + \left(\frac{r}{\Delta x} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

2.2 열전달

유하액막의 각 검사체적(control volume) 내 열전달량(\dot{Q})은 식(6)과 같으며, 수용액에서 흡수기 벽면으로 전달되는 열전달량은 흡수기 전열관 내부의 단위 열전달면적에 대한 열량으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_s C_{p,s} (T_{s,in} - T_{s,out}) \\ &= h_s A_{in} (T_{s,in} - T_{s,out}) \end{aligned} \quad (6)$$

Moffat⁽⁹⁾가 제시한 식에 따르면 열전달계수의 오차해석은 식(7)과 같다.

$$\frac{\delta h_s}{h_s} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{in}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{out}}{\Delta T} \right)^2} \quad (7)$$

식(7)에서 열전달계수에 대한 오차는 $\pm 1.2 \sim \pm 3.1$ % 범위였다.

2.3 물질전달

단위시간당 흡수제에 흡수되는 냉매의 흡수질량유속은 식(8)와 같다.

$$G = \rho_s \beta \Delta C \quad (8)$$

흡수질량유속에 대한 오차해석은 식(9)과 같다.

$$\frac{\delta G}{G} = \sqrt{\left(\frac{\delta \rho_s}{\rho_s} \right)^2 + \left(\frac{\delta \beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{\delta C_{in}}{\Delta C} \right)^2 + \left(\frac{\delta C_{out}}{\Delta C} \right)^2} \quad (9)$$

식(9)에서 흡수질량유속에 대한 오차는 $\pm 2.7 \sim \pm 4.3$ % 범위였다.

2.4 경계조건 및 수치해법

흡수기의 입구($x=0$)에서 유하액막의 온도와 농도분포는 균일하며, 경계면에서의 열유속은 반경방향의 열/물질 확산에 의한 열전달항으로 표현

된다. 수직벽면에서는 물질전달이 일어나지 않으며, 액막에서의 초기 경계조건은 다음과 같다.

$$x=0 ; T = T_0, C = C_0 \quad (10)$$

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

$$q_r = k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_s} - (C_{p,c} - C_{p,s}) T \rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_s} \quad (12)$$

$$= Q_{abs} \dot{m}_u,$$

\dot{m}_u 은 반경방향에 대한 단위시간당, 단위면적당 수용액에 흡수되는 냉매증기의 양이며, 수직 원관 내벽면 경계조건은 다음과 같다.

$$r = r_c ; \dot{q}_w = \frac{(T_w - T_c)}{\left(\frac{1}{h_c} + \frac{\delta_{tube}}{k_{tube}} \right)}, \quad \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_c} = 0 \quad (13)$$

상기 기/액 경계면에 대한 경계조건들은 주기 파에 의한 액막의 파동 반복으로 인해 일정한 반복성을 가지며, 식(1)과 (2)는 유한체적방식에 의해 이산화시켜 풀었다. Fig. 1에서 보듯이 유한 체적의 배열은 유동방향(x)과 반경방향(r)에 대한 균일 격자계로 구성하였다. 수직액막의 유동 형태는 유동입구, 기/액 경계면의 조건만 주어지므로 출구에 대한 조건이 결정되지 않은 상태이다. 따라서, 유동 진행방향에서 계산영역에 대한 추가영역(계산영역의 1/2)을 설정하였으며, 이 영역의 출구경계조건은 $\partial C/\partial x = \partial T/\partial x = 0$ 으로 열/물질 전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

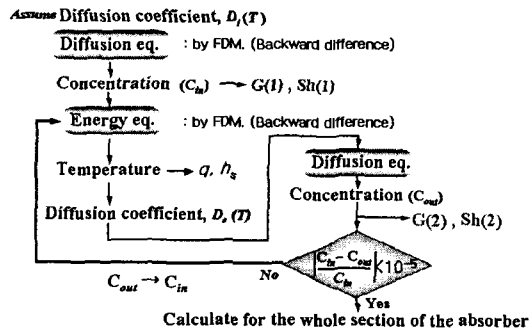


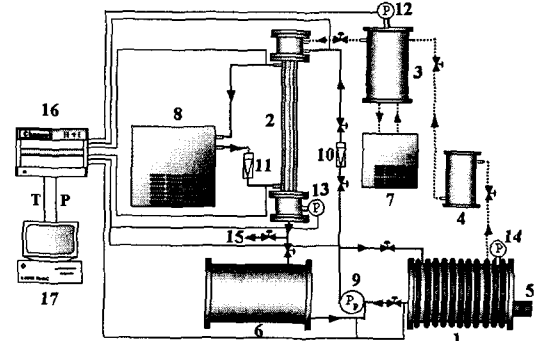
Fig. 2 Flowchart of the analysis.

흡수과정에서 열/물질 전달은 동시에 발생하며, 수치해를 구하기 위한 전체 수행선도는 Fig. 2와 같으며, 해의 수렴조건은 식(14)와 같다.

$$\left| \frac{C_n - C_{n-1}}{C_n} \right| \leq 10^{-5} \quad (14)$$

2.5 실험장치 및 실험절차

Fig. 3은 본 연구의 해석결과를 비교 검증하기 위한 실험장치로서 크게 흡수기, 증발기, 재생기, 회용액 탱크, 응축기, 냉수/냉각수 순환장치, 용액 펌프, 용액 샘플링 장치 등으로 구성되며, 흡수기는 흡수관의 스프링 간격변화가 용이하도록 상부 챔버, 흡수관, 하부 챔버의 분리형으로 설계되었다. 흡수관은 외경 25.3 mm의 매끄러운 스테인레스 강관(SUS304)(두께 2.0 mm, 길이 1,120 mm)으로 수용액 액막은 흡수전열관 외벽면을 따라 유하며 냉각수는 흡수관 내부로 순환하는 대향류 형태로 흡수열을 효과적으로 제거한다. 수용액은 흡수기 입구로 유입되고 유량은 진공용 로터미터에 의해 계측되었다. 흡수기 하부 헤더 하측 배관에 샘플링 장치를 설치하여 증기가 흡수된 수용액을 채취하였으며, 상부 및 하부 헤더에는 흡수관 입출구의 압력을 측정할 수 있도록 진공압력계(0~260 mmHg, 정밀도 $\pm 0.1\%$ BLS)를 설치하였다.



- | | |
|-----------------------|-----------------------------|
| 1. Generator | 9. Magnetic pump |
| 2. Absorber | 10-11. Rotameter |
| 3. Evaporator | 12-14. Vacuum pressure gage |
| 4. Condenser | 15. Sampling trap |
| 5. Heater | 16. Data acquisition board |
| 6. Weak solution tank | 17. PC |

Fig. 3 Experimental apparatus.

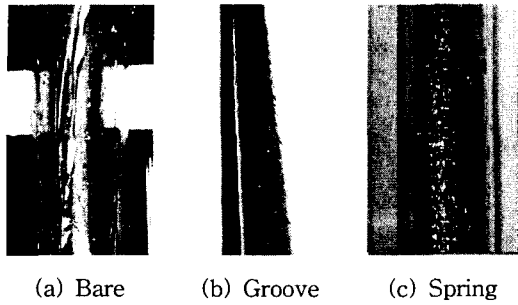


Fig. 4 Photographs of flow pattern in the experiment ($Re_f=70$).

Table 1 Experimental condition & parameters

	Condition & Parameter	Range
Solution	Temperature [°C]	45
	Concentration [wt%]	60
	Flow rate [Re_f]	50~150
Coolant	Temperature [°C]	30
	Flow rate [L/min]	1.5
Spring	OD [mm]	1.0
	Spring space [mm]	7.0
Groove	Groove size [mm]	0.1

Fig. 4는 각 흡수기의 전구간에서 나타나는 정상적인 액막 유동변화를 보여주고 있으며, 액막이 탈 및 불안정 유동변화를 보이는 민관에 비해 표면처리된 해칭관과 삼입기구(스프링)가 장착된 스프링관의 경우 액막 레이놀즈수 70 이하의 낮은 유량조건에서도 안정된 액막유동을 보여주고 있다. 실험조건과 주요 변수는 Table 1에 나타내었으며, 수용액 농도 및 냉각수의 온도, 유량 기준은 흡수관내 열 및 물질전달 특성에 관한 기존 수행연구의 결과⁽⁸⁾를 인용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 액막 파동변화

흡수기내 수직액막 유동변화는 수용액 유량, 유동방향에 대한 계면 전단응력, 파동주기에 따라 변화되며, Fig. 5와 Fig. 6은 파동주기와 유량변화에 따른 최대액막두께 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 5는 주기변화에 따른 최대액막파고의 변화와 임계 최대액막파고를 보여주고 있다. 수용액

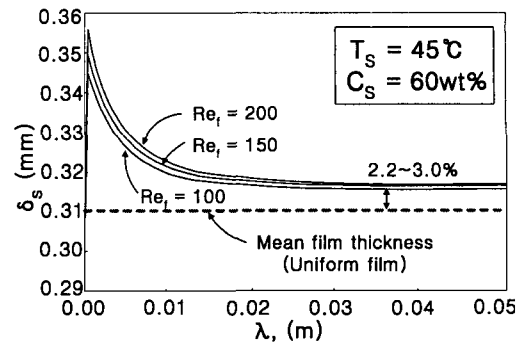


Fig. 5 Effect of λ on maximum wave altitude.

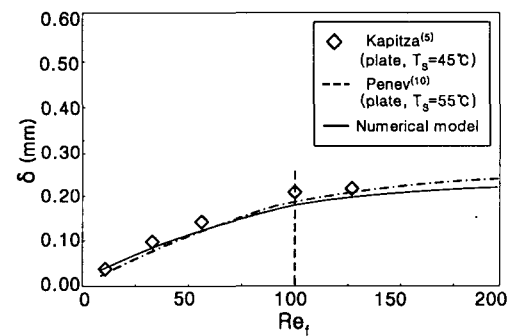


Fig. 6 Wave altitude predicted by present study compared with literature data.

농도와 온도의 균일 조건시 0.02 m 이하의 파장(λ)에서 최대액막파고(δ_s)의 급격한 감소결과를 보이며, $\lambda=0.02$ m 이후에 최대액막파고가 약 0.319 mm의 임계치로 수렴되었다. 또한, 주기파에 의한 액막유동의 경우, 수용액 유량을 기준한 균일 액막두께($t=0.31$ mm)에 비해 약 2.2~3.0% 정도 증가된 액막파고가 나타나며, 모든 액막 레이놀즈수에서 거의 유사한 경향을 보였다. 초기 파동주기의 경우, 고정된 유량조건에서 짧은 파장으로 인해 수용액의 점성력에 비해 흡수기 벽면과의 전단력 영향이 증가됨에 따라 액막파고가 증가되었다.

Fig. 6은 파장이 고정된 일반유체(H_2O)의 주기파 조건($\lambda=0.03$ m)에서 해석모델과 기존 실험결과의 비교를 통해 유량변화에 따른 액막파고 변화를 보여주고 있다. 주기파에서 저유량 조건($Re_f < 100$)의 해석결과는 shadow photograph를 이용, 파동의 종류와 액막두께 및 유동변화를 실험적으로 관측한 Kapitza⁽⁵⁾의 실험결과와 거의 일치하

며, Navier-stokes 방정식과 수정된 Galerkin 기법을 통해 파동액막의 거동을 해석한 Penev et al.⁽¹⁰⁾의 모델과도 유사한 경향을 나타냄을 보여주고 있다. 저유량 조건 ($Re_f < 100$)에서 낮은 유량과 액막 자체의 점성력에 비해 상대적으로 큰 전단응력으로 인해 액막파동의 변화는 낮았으나, 유량변화에 대한 액막변화의 증가율은 약 11~15.3% 정도로 $Re_f > 100$ (증가율: 5.2~8%)보다 크게 나타났다. 이러한 액막유동의 변화는 흡수기 내 열 및 물질전달 성능을 변화시키는 주요 인자로서 특히, 저유량 조건하에서 주기파에 의한 액막 변화는 흡수성능 예측에 큰 변수요인이 되며, 이는 해석모델에 의한 흡수기내 전달특성변화 결과를 통해서도 예측할 수 있다.

3.2 삼입기구(스프링)에 의한 유동변화

Fig. 7은 삼입기구(스프링)에 의한 액막 변동에 따른 각 검사체적(control volume) 내 국소 체적에서의 열전달특성 변화를 보여주고 있다. 수용액 농도와 온도의 균일 조건시 최대 열전달특성은 Fig. 4와 같이 기존 실험⁽⁸⁾의 가시화 결과에서도 관찰되었던 스프링에 의한 공동화 부분, 즉 국부 공기방울 현상이 각 스프링의 입출구 상/하단에서 나타나며, 공동화 부분(공기방울)에 의한 열전달계수 감소와 균일 유량에 의한 액막의 국부 감소로 인해 약 31% 정도 전달특성이 감소되는 것으로 나타났으며, 모든 액막 레이놀즈수에서 거의 유사한 경향을 보였다.

3.3 열전달

민관, 스프링 삼입관의 열유속 변화는 기존 연구⁽⁸⁾에서 수행되었으며, 본 연구에서는 민관, 해

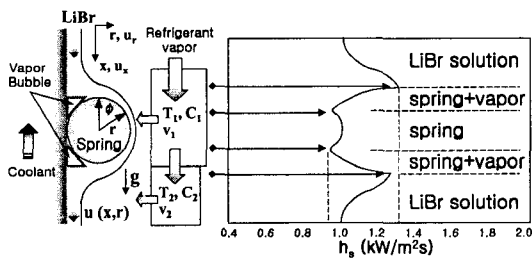


Fig. 7 Change of heat and mass transfer characteristics by spring.

칭관의 균일 액막/파동유동 조건, 삼입기구(스프링) 및 액막유동 변화에 따른 열전달특성 변화를 수치계산하고, 기존 실험결과와 비교하였다. Fig. 8에서 민관의 주기파 유동시 액막 균일조건에 비해 약 3.2~9.1% 정도 열전달계수가 향상됨을 보여주고 있으며, 해석과 실험결과 비교시 약 12.5~25% 정도의 오차를 보이고 있다. 이는 저유량 ($Re_f < 100$) 조건시 낮은 액막유동 변화에 따른 열전달특성 저하와 기존 실험⁽⁸⁾에서 관찰되었던 저유량 ($Re_f < 100$)에서의 액막 벗겨짐 현상에 따른 액막 불안정과 열전달면적 감소, 국부 액막두께 증가로 인한 열저항 증가에 의한 것으로 사료된다. Grossman et al.⁽¹¹⁾의 경우, 액막의 균일 두께, 동은 벽면 가정 조건으로 인해 유사한 온도 조건시 액막 레이놀즈수 80 이하에서 낮은 열전달특성을 보여주고 있다. 또한, Fig. 8에서 보듯이 민관, 해칭관, 스프링 삼입관의 경우에도 유사한 경향이 나타나고 있으며, 스프링에 의한 액막의 과도한 유동변화를 가정한 수치해석 결과에서도 관찰할 수 있다. 유하액막의 모든 유동조건에서 저유량 ($Re_f < 100$) 조건시 열전달계수의 급격한 상승폭을 보이며, 이후 다소 완만하게 증가하는 경향을 나타내고 있는데, 이는 냉각수 유량이 고정되었을 경우, 낮은 액막 레이놀즈수에서 수용액의 저유량과 얇은 액막두께로 인해 전체 열전달량이 낮게 나타난 것이다. 해칭관의 경우, 표면의 roughness에 의한 액막의 정체시간 증가와 관벽두께의 미소한 감소에 의한 열전달을 증가로 인해 민관에 비해 약 2~3.1% 정도의 미소한 증가폭을 보였으며, 스프링 삼입관의 경우, 스프링에 의한 전체 열전달면적 증가와 액막유동으로 인해 민관, 해칭관에 비해 최대 18% 정도 증가되

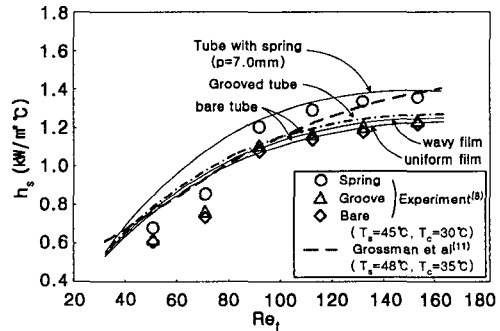


Fig. 8 Effect of surface shape on h_s .

었다. Fig. 8에서 나타난 균일 액막과동 조건의 수치계산과 실험결과의 오차는 전단력에 의한 국부적 액막 불안정에 의한 것으로 사료되며, 액막 불안정에 의한 전달성능 저하는 민관에 대한 기존 실험결과⁽⁸⁾에서도 관찰되고 있다.

3.4 물질전달

Fig. 9는 균일 액막두께, 액막유동 변화 등을 적용한 수치해석과 검증실험에서 흡수기내 흡수질량유속에 대한 액막 레이놀즈수의 영향을 보여주고 있다. 민관의 액막두께 균일 조건에서 수용액 유량에 따른 흡수질량유속의 증가율은 액막 레이놀즈수 100 이하에서 약 15~21% 정도 급격하게 증가하는 데 반해 100 이상에서는 증가폭이 크게 둔화되는 것을 볼 수 있으며, 표면장력에 의한 주기파 유동조건에서는 액막 균일 조건에 비해 약 4.0~10.2% 정도 흡수질량유속이 향상됨을 보여주고 있다. 해칭관의 경우, 표면의 roughness로 인해 미소한 관벽두께 감소와 액막유동에 의해 흡수질량유속이 약 0.9~1.5% 정도 다소 증가하는 것으로 계산되었으나, 수용액 온도의 미소변화에 따른 확산계수의 변화폭이 거의 일정함에 따라 열전달률에 비해 그 증가폭은 매우 낮게 나타났다. 또한, 유량변화에 대한 흡수질량유속의 변화는 모든 유동조건에서 거의 유사한 경향을 나타냈으며, 동일한 조건에서 최대 흡수질량유속을 나타낸 실험결과와 비교시 저유량 조건($Re_f < 100$)에서 약 5.1~12.1% 정도 수치계산이 높게 나타났으며, 이는 실제 흡수현상에서 나타난 액막유동의 저하 및 액막 이탈현상 등의 원인에 의한 것으로 사료된다. 흡수질량유속도 열전달계수

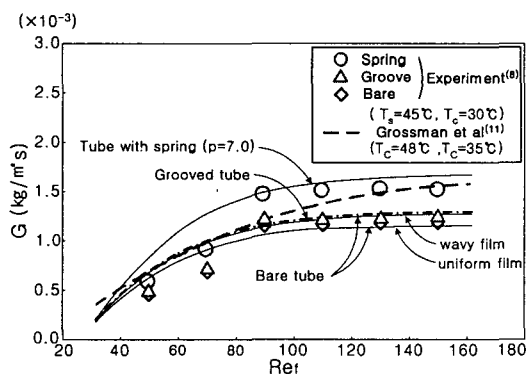


Fig. 9 Effect of surface shape on G .

의 경우와 유사하게 흡수기 표면의 roughness와 액막유동에 의해 흡수질량유속이 다소 증가하였으나, 온도에 대한 확산계수의 미소변화로 인해 열전달계수에 비해 증가폭이 낮았다. 스프링 삽입관 실험에 적용된 변수조건을 기준으로 해석모델에 의한 흡수성능을 계산할 경우 민관에 비해 최대 8.9~20% 정도 증가되는 것으로 계산되었다. 각 흡수관의 균일 액막조건시 흡수질량유속의 해석과 실험결과⁽⁸⁾는 저유량($Re_f < 100$)에서 해석결과가 최대 29~43% 정도 크게 나타났으며, 이는 열전달특성과 동일한 원인으로 낮은 액막 레이놀즈수에서 액막 이탈현상에 의한 불안정한 액막형성과 계면교란이 동시에 발생하는데 기인하는 것으로 사료된다.

4. 결론

수직형 흡수기내 유동특성 및 전달특성에 관한 본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 일정 액막과장($\lambda=0.02$ m)이후 액막진폭은 임의의 임계값($t_s=0.319$ mm)으로 수렴하였으며, 균일 액막에 비해 액막진폭은 약 2.2~3.0% 정도 증가되었다.

(2) 해석모델에서 유량변화에 따른 액막과동시 균일 액막 조건에 비해 약 3.2~10.2% 정도 전달특성이 향상되었으며, 저유량 조건($Re_f < 100$)에서는 낮은 유량과 전단력으로 인해 액막과동과 전달특성이 낮게 나타났다.

(3) 균일 액막과 주기파 조건의 해석과 기존 실험결과의 오차 정도는 유량변화에 따라 최대 12.1~25% 정도였으며, 저유량 조건($Re_f < 100$)에서는 낮은 유량과 액막 불안정으로 인해 실험치가 최대 45% 정도 낮게 나타났다.

(4) 균일 액막 조건시 “민관<해칭관<스프링관”의 순으로 전달특성이 증가되었으며, 민관의 경우, 액막 균일 조건에 비해 주기파 액막유동 조건에서 열전달계수와 흡수질량유속은 각각 최대 9.1%와 10.2% 정도 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R05-2002-000-01484-0)와 일부 2003년도 BK21 핵심

분야 사업비에서 지원되었으며, 이에 관계자 분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Kashiwagi, T., Kurosaki, Y. and Shishido, H., 1985, Enhancement of vapour absorption into a solution using the marangoni effect, Transaction of the JSME (Part B), Vol. 51, No. 84, pp. 1002-1009.
2. Yun, H. J., Cho, H. C. and Kang, Y. T., 2001, Cycle analysis of HGAX for reduction of generator temperature and obtaining hot water temperature., Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference, pp. 27-32.
3. Shkadov, V. K., 1967, Wave Flow Regimes of a Thin Layer of Viscous Fluid Subject to Gravity, Fluid Dynamics, pp. 43-51.
4. Hirshburg, R. I., 1980, Laminar Film Flow Phenomena—Theory and Application to the Two Phase Closed Thermosyphon, Ph.D., Thesis, Arizona State Univ.
5. Kapitza, P. L., 1965, Wave Flow of Thin Layers of a Viscous Fluid, Collected Papers of P. L. Kapitza, Pergamon Press, pp. 662-709.
6. Morioka, I. and Kiyota, M., 1991, Absorption of water vapor into a wavy film of an aqueous solution of LiBr, JSME International Journal Series II, Vol. 34, No. 2, pp. 183-188.
7. Killion, J. D. and Garimella, S., 2001, A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption, Int. J. of Refrigeration, Vol. 24, pp. 755-797.
8. Kim, J. K. and Cho, K. N., 2002, Influence of spring on the absorption performance of a vertical absorber tube, Transaction of SAREK, Vol. 14, No. 10, pp. 825-832.
9. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME: J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.
10. Penev, V., Krylov, V. S., Boyadjiev, C. H. and Vorotilin, V. P., 1972, Wavy flow of thin liquid films, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1395-1406.
11. Grossman, G., 1984, Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid film, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 12, pp. 2366-2376.