

흡수식 냉난방기에서 헬리칼 코일형 흡수기의 열,물질전달 특성에 관한 연구

이용원, 한정옥

한국가스공사 연구개발원

A study on the heat and mass transfer characteristics of helical coiled absorber in absorption chiller

Yong-Won Lee, Jeong-Ok Han

R&D Center, Korea Gas Corporation

1. 서론

CFC계 냉매에 의한 오존층 파괴, 여름철 냉방용 전력 소비율 급증, CO₂발생에 의한 지구온난화등의 문제점 발생에 대한 대안으로써 천연가스를 구동열원으로 하는 흡수식 냉난방기에 대한 기술개발이 중요시되고 있다. 특히 최근 소형 냉방기를 설치하는 주택 및 상가가 급속히 증가함에 따라 냉방에너지를 전기에서 가스로 대체하기 위한 1.5~3RT급 소형 흡수식 냉난방기 개발이 가스공사를 중심으로 진행되고 있다[1]. 흡수식 시스템 성능에 가장 큰 영향을 주는 흡수기의 경우 수평관형에 의한 유하액막식 흡수방식이 대부분을 차지하고 있으며 따라서 수평관형 흡수기의 성능해석, 전열촉진에 관한 연구가 많은 연구자에 의해 수행되었다[2][3][4]. 또한 흡수기의 고성능화, 공냉화를 위한 수직관형 전열관에서의 증기흡수과정에 대한 실험적,이론적연구도 활발히 진행되고 있다[5][6]. 이에 반하여 반응기, 보일러, 공조기기등에 널리 사용되고 있는 헬리칼 코일형 전열관은 수평관, 수직관형 전열관과 비교하여 적은공간에서 많은 전열면을 확보할 수 있고 용접부위를 최소화 할 수 있으며 제작이 용이한 장점이 있어 흡수기로의 적용에 대한 연구가 진행되었다[7].

본 연구에서는 1.5RT급소형 흡수식 냉난방기의 흡수기로 채택한 헬리칼 코일형 전열관의 열,물질전달 특성을 실험적으로 평가하여 헬리칼 코일형 흡수기 설계를 위한 기초 데이터로 활용하고자 한다.

2. 실험장치

2.1. 흡수기 제원

Fig.1은 현재 개발중에 있는 1.5RT급 소형 흡수식 냉난방기의 외형도이며 Fig.2는 실험에 사용된 헬리칼 코일형 흡수기의 외형도이다. 전열관 제원은 Table 1과 같이 내경 12mm, 외경 14mm의 동관으로 제작된 평활관이며 코일직경은 210mm, 전체 전열관 길이는 8,615mm이며 배관간격 3.0mm, 회전각도 5, 단수는 13단으로 설계되었다.

Inner dia. of tube	12.0mm
Outer dia. of tube	14.0mm
Tube length	8,615mm
Dia. of coiled tube	210.0mm
Tube pitch	3.0mm
Number of tube layers	13

Table 1. The specification of absorber.

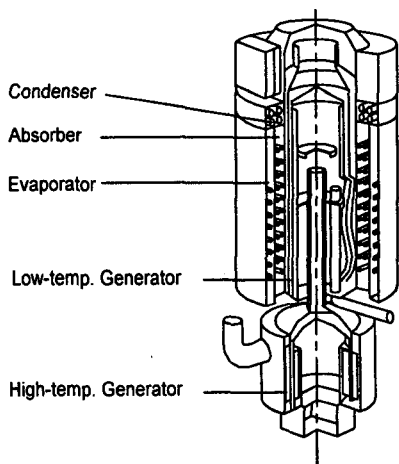


Fig.1. Schematic drawing of the absorption chiller/heater structure.

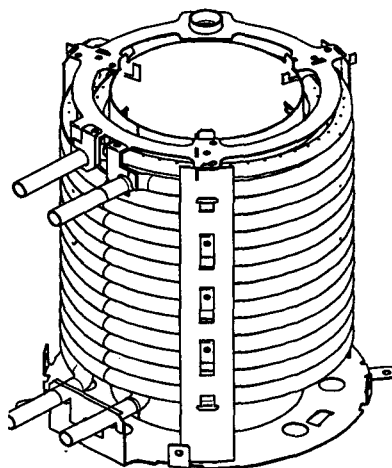


Fig.2. Schematic drawing of the helical coiled absorber.

2.2. 실험조건

실험장치는 재생기와 증발기, 응축기로 구성되어 연속적으로 흡수와 재생이 이루어지도록 제작되었으며 시험시작전 재생기에서 가열된 용액을 유량조절이 가능한 펌프에 의해 흡수기로 공급되며 열교환기, 히터에 의해 용액유량과 온도를 시험조건에 맞게 조절하였다. 항온조와 유량조절밸브에 의해 입구유량과 온도를 시험조건에 맞게 유지한 후 증발기 히터를 가동하며 증기조절밸브로 흡수기 압력을 조절한다.

Table 2는 본 실험에 사용된 성능측정 조건을 나타낸다.

Absorbent	LiBr/H ₂ O
Additive	2-ethyl-1-hexanol
Absorber pressure (torr)	7.5~8.5
Inlet solution flow rate (kg/m ³ ·sec)	0.0025 ~ 0.015
Inlet solution concentration (wt %)	60 ~ 59
Inlet solution Temp. (°C)	45 ~ 50
Flow rate of cooling water (ℓ/min)	6.0 ~ 10
Inlet cooling water temp. (°C)	32 ~ 34

Table 2. Experimental conditions.

2.3. 실험장치 및 방법

Fig.3은 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로써 헬레칼 코일형 흡수기, 수직관형 흡수기, 재생기, 응축기, 냉매저장탱크와 열교환기, 용액배관, 증기배관으로 구성되어 있다.

본 실험장치는 흡수와 재생 및 냉매증기의 응축과정이 연속적으로 이루어지는 순환과정으로 운전되도록 장치를 구성하였다.

재생기에서 흡수기로의 용액이동은 용액유량을 펌프회전수로 조절이 가능한 유량조절 펌프를 사용하여 유량을 실험조건에 맞게 조정하였고 용액유량 측정은 부유식 유량계와 터빈유량계를 사용하여 측정하였다. 재생기에서 유량조절 펌프에 의해 이송된 80~100°C범위의 용액의 입구농도 측정을 위하여 열교환기를 거쳐 용액온도를 상온(25~35°C)으로 낮춘후 밴드히터를 사용하여 실험조건에 맞게 용액온도를 조절하였다.

용액농도는 용액을 추출하여 굴절률계(Atago-5000)로 측정하였고 용액온도는

K-type 열전대로 fitting에 의해 직접 용액과 접촉시켜 온도를 측정하였다. 냉각수 유량은 터빈유량계로 측정하였고 항온조에 연결시켜 냉각수 입구온도를 일정하게 유지하였다. 수직관 및 수평관 흡수기 외부는 아크릴로 제작하여 외부에서 증기흡수과정을 관찰할 수 있도록 하였다. 실험장치에 사용된 헬리칼 코일형 흡수기의 외형은 외부에서 용액의 액막 유동 상황을 관측할 수 있도록 아크릴로 제작되었고 진공유지를 위해 상,하부 플랜지와 O-ring에 의해 볼트로 체결되었으며 흡수기로의 용액 공급은 용액의 표면장력에 의해 전열관 전체에 균일하게 분배될 수 있도록 제작하였다.

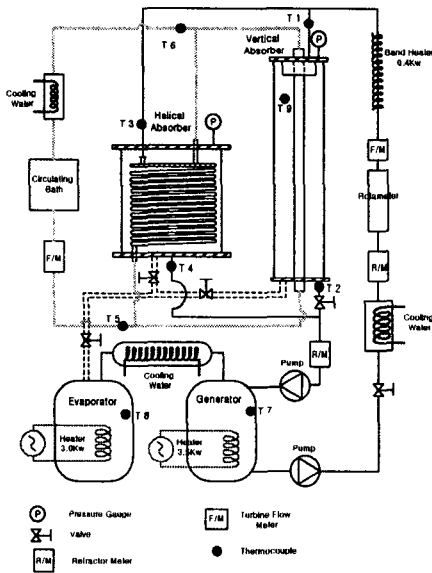


Fig.3. Simplified flow sheet of experimental equipment.

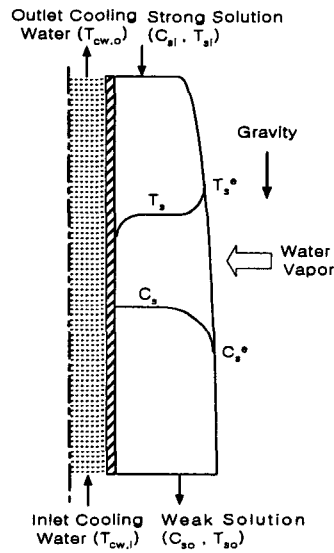


Fig.4. Temperature and concentration profile in film absorption process

2.4. 실험데이터 해석

흡수용액의 입구상태는 흡수기 압력에 따라 과열 또는 과냉상태로 유입된다. 흡수용액이 수증기를 흡수하기 위해서는 액막표면의 증기압이 흡수기 압력보다 낮은 과냉상태가 되어야 한다. 흡수용액이 과냉상태로 유입할 경우 열,물질전달 구동력은 Fig.4와 같이 계면에서의 온도와 농도차로 나타낼 수 있다. 그러나 액막

표면의 온도와 농도를 측정하기는 현실적으로 불가능하므로 대수평균온도차는 측정된 용액평균 입,출구온도와 냉각수 입,출구온도의 차로 다음과 같이 정의한다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\{(T_{S,i} - T_{CW,o}) - (T_{S,o} - T_{CW,i})\}}{\ln\{(T_{S,i} - T_{CW,o}) / (T_{S,o} - T_{CW,i})\}}$$

물질전달을 표현하기 위한 대수평균농도차는 액막표면의 계면농도를 흡수기 압력과 용액온도에 대응하는 평형농도로 가정하여 액막표면과 용액평균농도와의 입,출구 농도차로 다음과 같이 나타낸다.

$$\Delta C_{lm} = \frac{\{(C_{S,i} - C_{s,i}^e) - (C_{S,o} - C_{s,o}^e)\}}{\ln\{(C_{S,i} - C_{s,i}^e) / (C_{S,o} - C_{s,o}^e)\}}$$

그러나 과열상태로 유입될 경우에는 입구용액 액막계면의 농도가 용액평균농도보다 높게되어 물질전달계수 정의가 곤란하게 된다.

따라서 실제 흡수식 냉동기의 운전범위인 과열상태와 과냉상태에서의 열,물질전달을 정의하기 위한 입구용액 조건을 다음과 같이 가정을 하였다.

- 1) 흡수기 입구로 유입된 용액은 용액분배기를 거쳐 전열관으로 액막을 형성하는 과정에서 단열변화에 의해 흡수기 압력과 평형을 유지한다.
- 2) 수증기 흡수과정이 이루어지기 위해서는 액막계면의 증기압이 흡수기 운전압력보다 낮아야 하므로 용액계면의 증기압은 흡수기 압력보다 낮은 과냉상태다.
- 3) 흡수기 압력과 평형을 이룬 입구용액 계면이 계면의 온도보다 낮은 수증기와 열교환으로 냉각되어 과냉상태에서 증기가 흡수되며 이때의 계면 온도는 용액 평형 온도보다 0.1℃ 낮다.

위와 같은 가정에 의해 굴절률계와 열전대로 측정된 입구용액의 농도와 온도로부터 단열상태변화에 의한 평형농도와 온도를 계산하며[6] 계면의 온도와 농도는 평형온도보다 0.1℃ 낮은 온도와 농도로부터 계면의 평형온도와 농도를 계산한다.

따라서 대수평균온도차와 대수평균 농도차로부터 총괄 열전달계수 U는 다음과 같이 계산된다.

$$U = Q_{tot} / \{\Delta T_{lm} \cdot (\pi \cdot d_o \cdot L)\}$$

여기서 Q_{tot} 는 흡수기 내에서 냉각수로 전달되는 열량으로써 다음과 같으며

$$Q_{tot} = M_{cw} C_{p,cw} (T_{cw,o} - T_{cw,i})$$

총괄열전달계수 U로부터 액막측 열전달계수 h_o 와 무차원수 Nusselt Number는 다음과 같이 계산된다.

$$h_o = 1 / \{ 1 / U - d_i / (d_o \cdot h_i) \}$$

$$Nu = h_i \cdot L_s / \lambda$$

여기서 h_o 는 냉각수측 열전달 계수로서 Yang이[10] 제시한 헬리칼 코일형 열교환기의 강제대류 열전달식을 사용하였고 L_s 는 수직평판에서 액막의 특성 길이이다.

$$h_i = 0.023 (k_{cw} / d_i) Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{0.4} [1 + 82.4 (d_i / D)^3]$$

$$L_s = \{ (\mu_s / \rho_s)^2 / g \}^{1/2}$$

물질전달계수와 강제대류에서의 물질전달을 표현하기 위한 무차원수 Sherwood number는 다음과 같다.

$$h_m = M_{abs} / \{ \Delta C_{lm} \cdot \rho_m \cdot (\pi \cdot d_o \cdot L) \}$$

$$Sh = h_m \cdot L_s / D_s$$

M_{abs} 는 용액에 의해 흡수된 증기흡수량으로 흡수과정중 LiBr의 질량보전관계로부터 다음 식을 사용하여 계산하였다.

$$\dot{M}_{abs} = \dot{M}_{out} - \dot{M}_{in} = \dot{M}_{in} \left(\frac{C_{in}}{C_{out}} - 1 \right)$$

여기서 $\dot{M}_{in}, \dot{M}_{out}$ 은 흡수용액의 입구, 출구유량이며 C_{in}, C_{out} 은 입구, 출구농도이다. 액막유동에서의 막레이놀즈수 Re_f 는 다음과 같으며 Γ_s 는 단위길이당 질량유량이다.

$$Re_f = 4 \cdot \Gamma_s / \mu_s$$

$$\Gamma_s = G_s / (\pi \cdot d_i)$$

실험결과 처리를 위한 LiBr/H₂O용액의 물성치는 McNeely[8]의 물성식을 사용하여 계산하였다.

3. 실험결과 및 검토

3.1. 흡수량 및 열유속

Fig.5와 Fig.6은 단위길이당 용액유량 변화에 따른 열유속과 증기흡수량을 나타낸 것으로써 입구온도 45~50℃, 냉각수 입구온도 32~34℃, 냉각수 유량 6.0~10.0 ℓ/min, 흡수기 압력 7.5~8.5torr 범위에서 시험한 것이다. 용액유량이 증가함에 따라 열유속도 비례적으로 증가하고 있으며 0.01kg/m·sec범위를 정점으로 열유속 증가가 둔화되고 있다. 저유량 범위에서는 용액유량이 전열관 전체에 걸쳐 충분히 젖지 못하고 계면활성 첨가제(2-ethyl-1-hexanol)에 의한 마랑고니 대류와 같은 계면산란에 의한 흡수력 증대가[5] 전열관 전단부(1~2단)에만 일어나며 그 이후로는 나타나지 않음이 관찰되었다. 용액유량이 0.07kg/m·sec이상의 범위에서부터 용액유량이 전열관 전체에 걸쳐 균일하게 젖게되며 계면산란현상도 중간부분(3~4단)까지 일어나고 있다. 따라서 Fig.5, Fig.6과 같이 증기흡수량, 열유속이 용액유량에 비례하여 증가하였다. 용액유량이 0.01kg/m·sec이상의 범위에서는 점차적으로 흡수량, 열유속의 증가가 둔화되는 경향을 나타내고 있는데 용액유량이 0.01kg/m·sec범위까지는 계면산란현상이 전열관을 따라 흐르면서 일어나고 있으나 그이상의 범위에서는 용액유량 증가에 따라 용액이 전열관을 따라 흐르는 양상보다는 수평관의 경우와 같이 수직방향으로 떨어지는 경향이 커짐으로 인한 것으로 판단된다. 또한 0.01kg/m·sec이상의 범위에서 액막유량이 증가함에 따라 액막 흐름방향과 직각방향으로 이동하는 웨이브(wave)형태의 유동형태(rivulet)가 관측되었다 [3][4][9].

3.2. 열전달계수

Fig.7은 흡수기 내에서 단열변화를 계산하지 않고 구한 단위길이당 용액유량 변화에 따른 총괄열전달 계수로써 수평관의 경우 용액유량에 따라 500~1,000W/m²℃로 알려져 있다. 본실험에서 나타난 값의 범위는 300~800W/m²℃로 나타나고 있다. Fig.8은 흡수기내에 단열변화를 고려한 후 계면의 평형농도를 기준으로 구한 열전달계수 변화다. Fig.7의 경우 데이터의 분산범위가 약 300W/m²℃범위이고 Fig.8의 경우는 약 200W/m²℃ 이내로 분산범위가 줄어들음을 알 수 있다. 따라서 입구용액의 흡수기내의 단열변화를 고려하는 것이 좀더 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있다고 판단된다.

Fig.9에 헬리칼 코일형 전열관의 흡수 성능비교를 위하여 Hoffman등[2]에 의해 수행된 수평관 전열관 실험데이터를 비교하였다. 본실험범위는 0.0025~

0.015kg/m·sec로써 수평관의 유량범위와 비교하면 저유량 범위에 있다. 실험범위내에서 수평관 실험결과와 대체로 비슷한 경향을 보이고 있으며 헬리칼형 전열관이 수평관보다 열전달계수값이 약 10%정도 높게 나타나고 있다. 헬리칼 코일형 전열관의 경우 저유량 범위에서는 수평관과 달리 액막이 전열관을 따라 흘러가다 떨어지며 따라서 전열관과의 접촉시간 상승으로 인하여 수평관보다 흡수량 및 열전달성능이 향상되나 유량이 증가하면 전열관을 따라 흘러가기 보다는 수평관과 유사한 액막유동 형태를 보이게 되어 수평관과 동일한 경향을 나타낼 것으로 예상된다.

3.3. 물질전달계수

Fig.10은 단위길이당 용액유량 변화에 따른 물질전달계수로써 열전달계수 계산결과와 유사하게 용액유량이 증가함에 비례하여 물질전달계수도 증가함을 보였으며 단위길이당 액막유량 $\Gamma=0.01\text{kg/m}\cdot\text{sec}$ 이상의 범위에서 증가율이 감소하였다. $\Gamma=0.01\text{kg/m}\cdot\text{sec}$ 이하의 범위에서는 전열관을 따라 흐르면서 다음 전열관으로 떨어지는 액막유동 특성으로 인하여 용액유량 증가에 따라 물질전달계수가 상승하나 $\Gamma=0.01\text{kg/m}\cdot\text{sec}$ 이상의 범위에서는 물질전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 적정 액막두께는 $0.01\text{kg/m}\cdot\text{sec}$ (Ref=8.0~9.5)범위임을 알 수 있고 물질전달계수값은 실험범위내에서 $0.3\sim 0.8\text{m/h}$ 의 범위를 나타내고 있다.

3.4. 냉각수 유량

Fig.11은 냉각수 유량변화에 따른 용액유량과 열유속의 관계이다. 냉각수 유량이 증가함에 따라 최적 액막유량이 증가하고 열유속도 증가하는 경향을 나타내고 있으나 냉각수 유량이 9.4 l/min 이상부터는 열유속의 증가가 둔화되고 있다. 따라서 최적의 냉각수 유량은 $9.4\sim 10.6\text{ l/min}$ 범위로 판단된다.

4. 결론

2-ethyl-1-hexanol이 200ppm 첨가된 LiBr/H₂O 흡수용액으로 헬리칼 코일형 흡수기의 용액 입구온도, 농도, 용액유량, 냉각수 유량을 변경하여 열,물질전달 과정을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 흡수용액 유량이 증가함에 따라 열,물질전달이 증가되나 Ref=8.5~9.5범위이상에서 증가율이 둔화되었다.
2. 냉각수 유량이 증가함에 따라 최적액막유량이 증가되는 경향을 나타내었으며

9.4 l/min 이상부터는 흡수량 및 열유속 증가가 둔화되었다.

3. 흡수기 내의 열, 물질전달과정 해석을 위하여 측정된 입구농도, 온도로부터 흡수기 내에서 단열상태변화를 고려한 경우 실험데이터의 신뢰성이 향상되었다.

4. 실험범위 내에서 수평관형 전열관의 실험데이터와 비교하여 헬리칼 코일형 전열관의 열전달 성능이 약 10% 향상된 결과를 보였다.

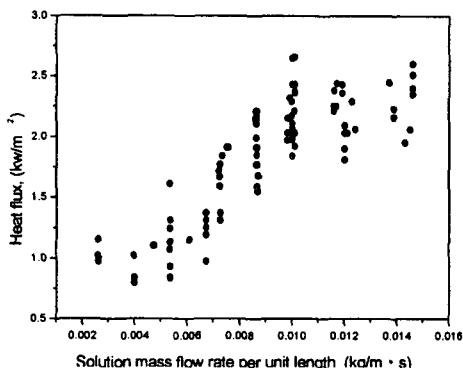


Fig.5. Effect of solution mass flow rate on heat flux

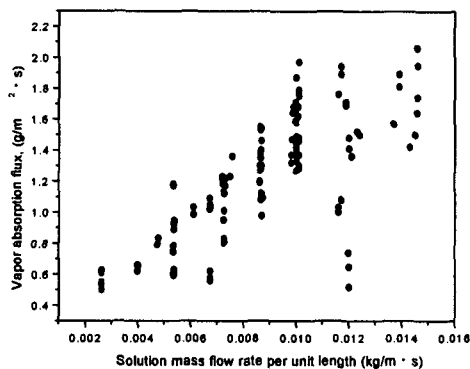


Fig.6. Effect of solution mass flow rate on absorption rate

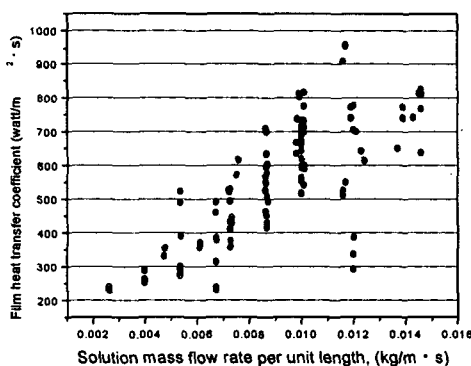


Fig.7. Effect of solution mass flow rate on heat transfer rate without adiabatic equilibrium calculation

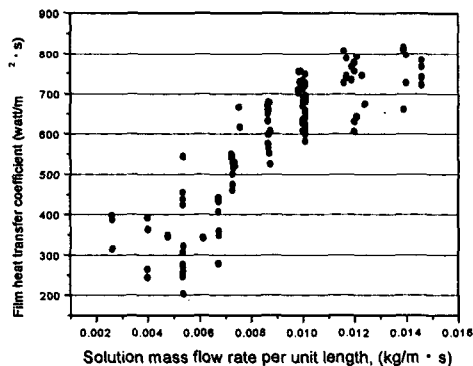


Fig.8. Effect of solution mass flow rate on heat transfer rate with adiabatic equilibrium calculation

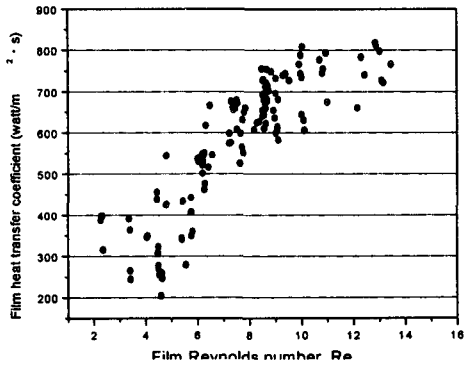


Fig.9. Effect of inlet solution Reynolds number on film heat transfer

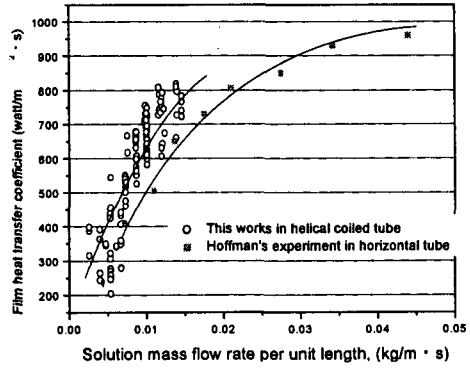


Fig.10. Comparison of heat transfer rate in helical coiled tube and horizontal tube

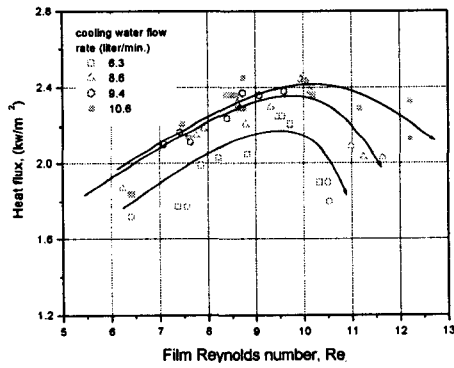


Fig.11. Effect of cooling water flow rate on heat flux

Nomenclature	Subscript
\dot{M} : mass flow rate (kg/s)	in : inlet
C : solution concentration. (wt%)	out : outlet
C_p : heat capacity (KJ/kg · K)	abs : water vapor absorbed
D : diameter of coiled tube (m)	w : water
d : diameter of tube (m)	s : solution
L : length of tube(m)	cw : cooling water
Pr : Prandtl number	i : inner side
Re : Reynolds number	o : outer side
T : temperature (°C)	e : equilibrium condition
U : overall heat transfer coeff. ($W/m^2 \cdot K$)	
ΔC_{lm} : log mean concentration difference (wt%)	
ΔT_{lm} : log mean temperature difference (K)	
h_m : mass transfer coeff. ($m^2/sec.$)	
h : heat transfer coeff. ($W/m^2 \cdot K$)	
Γ : mass flow rate per unit length (kg/m · s)	

참 고 문 헌

1. 한국가스공사 연구개발원 : "가정용 가스냉난방기의 적용에 관한 연구", 97-DA-GU-계획-200-13 1999
2. L. Hoffman, I.Greiter, A.Wagner, V. Weiss, G. Alefeld : "Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants", Int J. Refrig. Vol.19 No.5 331-341 1996
3. Cosenza, F., Vliet, G. C. : "Absorption in falling water/LiBr films on horizontal tubes", Proc. Absorption Heat Pump Conference, 693-701 1992
4. Vliet, G., Cosenza, F. B. : "Absorption phenomena in water-lithium

- bromide films", ASHRAE Trans Vol. 91 53-61 1990
5. Kim, K.J et al : "Effect of 2-ethyl-1-hexanol on the absorption of water vapor into lithium bromide solution", AIChE J., Vol. 42 No. 3, 884-892 1996
 6. W.A. Miller, H. Perez-Blanco, Vertical tube aqueous LiBr falling film absorption using advanced surfaces, International Absorption Heat Pump Conference ASME Vol.31 185-202 (1993)
 7. 권오경,윤정인 : "가정용 흡수식 냉난방기의 나선형 흡수기 열물질전달", 공기조화.냉동공학 논문집, Vol. 11 No. 5 570-578 1999
 8. McNeely, L.;"Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide", ASHRAE Transactions, Vol. 85, Pt. 1, 413-434 1979
 9. E. Hihara, T. Saito,;"Effect of surfactant on falling film absorption" Int. J. Refrig. 16, 5 339-346 (1993)
 10. Yang, S.M.;"Heat Transfer", Higher Education Press, Beijing, 2nd Ed. 204-205 1987