

코일형 흡수기에서 증기 유동 방향이 유하액막 열전달에 미치는 영향 (제 1 부 : 물을 이용한 실험)

박 경 진, 권 경 민, 정 시 영*, 김 병 주**

서강대학교 기계공학과 대학원, *서강대학교 기계공학과, **홍익대학교 기계시스템디자인공학과

Effect of Vapor Flow Direction on Falling Film Heat Transfer in a Coiled Tube Absorber (Part 1: Experiments with Pure Water)

Kyungjin Park, Kyongmin Kwon, Siyoung Jeong*, Byong Joo Kim**

Graduate School of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

**Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received April 4, 2001; revision received June 13, 2001)

ABSTRACT: The effect of vapor flow direction on falling film heat transfer was experimentally investigated by using water. Parallel flow (both water and vapor downwards) showed higher heat exchange performance than counterflow (downward water and upward vapor). The difference became significant as the vapor flow rate was increased. It is supposed that the uprising vapor disturbs the solution film flow and heat transfer is reduced by uneven distribution or detachment of water film.

Key words: Falling film absorber(유하액막식 흡수기), Parallel flow(평행류), Counterflow(대향류), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m^2]

c_p : 정압 비열 [$J/kg \cdot K$]

d : 튜브 직경 [m]

D : 코일 보정 직경(식(10) 참조) [m]

D_s : 코일 직경 [m]

D_w : 코일 투사 직경 [m]

f : 오염계수 [$m^2 \cdot K/W$]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

h' : 튜브 간격 [m]

k : 열전도계수 [$W/m \cdot K$]

\dot{m} : 질량 유량 [kg/s]

Nu : Nusselt 수

Pr : Prandtl 수

Re_i : 관내 Reynolds 수, VD_i/ν

Re_o : 액막 Reynolds 수, $2\Gamma/\mu$

T : 온도 [$^{\circ}C$]

U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: syjeong@sogang.ac.kr

- V : 관내 평균 유속 [m/s]
- x : 관벽 두께 [m]

그리스 문자

- ΔT_{lm} : 대수 평균 온도차 [K]
- Γ : 단위 원주당 액막 유량 [g/m · s]
- δ : 액막 두께(식(15) 참조) [m]
- μ : 점성계수 [kg/m · s]
- ν : 동점성계수 [m²/s]

하첨자

- c : 냉각수
- $crit$: 임계
- i : 관 내부 또는 입구
- L : 잠열
- lm : 대수 평균
- o : 관 외부 또는 출구
- S : 현열
- s : 용액
- T : 총 열전달(잠열 + 현열)
- v : 증기
- w : 물

1. 서 론

기존의 냉동·냉장시설에서 사용되고 있는 프레온계 냉매들이 환경에 미치는 악영향을 방지하는 방안의 하나로서 자연 냉매인 암모니아를 사용한 냉동기에 대한 관심이 높아지고 있다. 암모니아는 압축식 냉동기뿐만 아니라 흡수식 냉동기에서도 냉매로 사용된다.⁽¹⁻²⁾ 현재 흡수식 냉동기에서 가장 많이 사용되고 있는 작동유체로는 물/LiBr와 암모니아/물이 있다. 이 가운데 물/LiBr은 중대형 흡수식 냉방기의 작동유체로 현재 널리 사용되며, 암모니아/물은 소형, 공냉 시스템에 적용 가능한 작동유체로 최근에 많은 관심을 끌고 있다.

암모니아 흡수식 냉동기의 가장 중요한 요소인 흡수기로는 열 및 물질전달 특성이 우수한 유하액막식 열교환기가 널리 사용된다.⁽³⁾ 본 연구에서

다루고자 하는 코일 튜브형 흡수기는 유하액막식 열교환기의 한 종류로서 촘촘히 감긴 튜브 벽면에 용액이 흘러내리며 냉매 증기를 흡수하며, 이때 발생하는 흡수열은 코일 내부를 흐르는 냉각수에 의해 제거된다. 코일 튜브형 흡수기는 제작이 간단하기 때문에 소형기에 적용 가능성이 높다.

암모니아/물 흡수식 냉동기에서 유하액막식 흡수기는 상당히 오래 전부터 사용되었지만 예전에는 물질전달을 고려하지 않고 액막에서의 열전달만을 고려한 단순한 방법⁽³⁾에 의하여 흡수기의 크기를 결정하였다. 그러던 중 최근 10여년 전부터 물질전달과 열전달을 함께 고려한 연구가 해석적인 방법과 실험적인 방법에 의하여 실시되어 오고 있으나 아직까지 설계에 사용할 수 있는 정확한 열전달 관계식이 알려져 있지 않다.

Kang et al.⁽⁴⁾은 나선형 수직관(fluted tube) GAX 흡수기의 열 및 물질전달 특성을 대향류 모델로 해석하였다. 흡수기에서는 관내로는 용액이 흘러내리며 증기는 하부에서 유입되어 용액과 대향류를 이루며 흡수된다. 흡수열은 관외 셀층을 흐르는 K₂CO₃ 용액에 의하여 제거되어 GAX 재생기에 공급된다. 이 모델의 경우 액막에서의 농도분포는 고려되지 않았으며, 냉매증기 영역에서 일정한 유효 두께 내에서만 냉매증기의 농도가 변화하는 것으로 가정하였다. 계산 결과, 증기가 유입되는 열교환기의 하부에서 열 및 물질전달량이 크고 상부로 가면서 줄어드는 것으로 나타났다.

Kang et al.의 다른 연구⁽⁵⁾로는 나선형 수직관의 외부에서 대향류의 흡수가 일어나고 관 내부에서는 평행류의 재생이 일어나는 GAX 흡수기/발생기를 수치적으로 해석한 것을 들 수 있다. 이 연구에서는 재생기 측에서는 액체의 열저항이 주를 이루는 반면 흡수기측에서는 액막과 증기 영역 모두를 고려해야 한다는 결론을 제시하였다. 또한 재생기에서는 증기의 속도가 성능에 거의 영향을 미치지 않는 반면 흡수기에서는 증기의 속도가 증가하면 열교환기의 크기를 줄일 수 있다는 결론을 제시하였다.

Gommed et al.⁽⁶⁾은 수직관 흡수기 관내에서 흡수가 일어나는 경우에 대하여 유한체적법을 이용하여 해석을 수행하였다. 해석의 결과로 기액

경계면의 온도는 흡수기 전구간에서 거의 변하지 않으며, 열교환기의 특성은 많은 변수에 영향을 받는 복잡한 형태로 나타났다. 특히 액체와 증기의 입구조건이 열 및 물질전달에 크게 영향을 끼치는 것으로 나타났다.

Garimella⁽⁷⁾는 미세한 튜브를 사용한 수평관 흡수기를 제안하고 이를 암모니아/물 시스템에 적용한 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 이 연구에서는 흡수용액과 냉매증기가 대향류를 이루는데 Kang et al.⁽⁴⁾의 해석 결과와 유사하게 하부 튜브 열이 상부 튜브 열보다 냉매증기를 많이 흡수하는 것으로 나타났다.

실험적인 연구로서는 Hoffmann et al.⁽⁸⁾은 수평관군에서 유하액막 흡수와 재생에 관한 실험장치를 발표하였는데 아직 실험 결과는 알려지지 않았다. Palmer et al.⁽⁹⁾의 연구는 Kang 등의 연구를 실험적으로 검증하기 위한 것으로 흡수기 내에 3종류의 삽입물을 넣어 실험을 수행하였다. 이 연구에서는 실험과 해석적 모델이 상당한 차이를 보였는데, 이 차이는 흡수액이 흐르는 열전달면의 젖음성이 낮기 때문에 발생하며, 이러한 젖음성은 용액 농도가 높아질수록 증가하는 것으로 제시되었다.

Romero et al.⁽¹⁰⁾은 대향류의 수직관내 흡수기에 관한 실험장치와 초기 2회의 실험 결과를 제시하였다. 충분한 실험이 이루어진 상태에서 발표된 논문이 아니기 때문에 자료의 일반성이 떨어지나 두 번의 실험에서 얻어진 열전달계수는 $315 \text{ W/m}^2\text{K}$ 의 값을 나타냈다. 실험조건이 서로 다르기는 하지만 이 값을 여러 수치해석 결과와 비교하면 상당히 낮은 값을 알 수 있다.

이번 연구의 직접적인 동기가 된 이상균 등⁽¹¹⁾의 연구에서는 코일형 흡수기에 대하여 흡수가 일어나지 않고 현열 열교환이 일어나는 경우와 냉매증기가 용액에 대향류로 흡수가 일어나는 경우에 대한 실험이 수행되었다. 이 실험에서는 단위 길이당 용액유량이 증가할수록 열전달률과 열전달계수가 증가하는 것으로 나타났으며, 대향류로 흡수가 일어나는 경우의 열전달계수가 흡수현상이 없는 경우에 비해 작게 나타났다. 이러한 현상은 흡수용액과 증기가 대향류를 이루는 경우, 상승하는 냉매증기가 흘러 내려오는 용액의 분포를 편중되게 하여 젖지 않는 열교환면이 증가하고 일부에서는 액막의 두께가 필요 이상으로

증가하여 발생한 것으로 결론지어졌다. 이 연구 결과로부터, 열역학적으로 우수하다는 판단 하에 널리 사용되는 대향류의 흡수기가 증기유동에 의한 용액의 불균일한 분포에 의해 실제로는 오히려 평행류의 열교환기보다 열교환 성능이 열등할 수도 있다는 문제점이 제시되었다.

대향류 흡수기의 문제점은 증기의 속도가 열 및 물질전달에 크게 영향을 미친다는 기존의 해석적 연구 결과에서도 유추해 볼 수 있으며, Romero et al.⁽¹⁰⁾의 실험 결과에서 대향류 열교환기가 상당히 낮은 열전달계수를 보였던 것도 이러한 이유와 연관이 있는 것으로 판단된다.

이러한 이유에서 본 연구에서는 주어진 코일형 흡수기에서 증기가 평행류와 대향류로 공급되는 경우에 열전달계수를 포함한 성능의 차이를 해석하고자 한다. 본 연구의 제1부에서는 암모니아 수용액을 대상으로 한 실험을 수행하기에 앞서 순수한 물을 사용하여 평행류와 대향류의 응축과정을 다루고자 한다. 흡수과정은 냉매와 용액의 혼합열을 제외하면 응축과정과 유사하므로 일단 취급하기가 쉬운 순수한 물로서 실험을 수행하면 냉매증기에 의한 용액 편중현상의 확인이 가능할 것이다. 이 논문에 이어지는 제2부에서는 실제 암모니아/물 용액에 대한 실험 결과를 제시할 것이다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1에는 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내었다. 본 실험은 순수한 물을 사용하여 수행하였으나, 실험장치는 순수한 물과 암모니아/물 용액에 대하여 공통으로 사용할 수 있도록 배관 및 밸브 재질을 선정하였다. 특히 밸브의 선정에서 실링재로 널리 쓰이는 Viton이 암모니아 용액에는 사용되지 못하므로 Tefron 실링을 사용해야 한다. 실험장치는 재생기(물을 사용하는 본 실험의 경우 증발기이나 편의상 재생기로 표시), 용액 순환펌프, 흡수기(물을 사용하는 본 실험의 경우에는 응축기이나 편의상 흡수기로 표시), 흡수기 냉각장치로 구성되어 있다. 재생기는 실험조건에 맞는 온도에서 증기를 발생시키는 역할을 한다. 재생기에는 최고 3kW 용량의 히터가

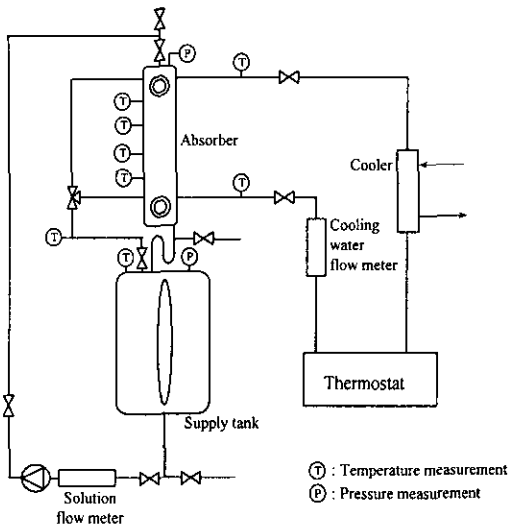


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

장착되어 있고, 수위를 살펴보기 위한 투시창이 부착되어 있다. 재생기에서 온도가 맞추어진 용액(본 실험에서는 순수한 물을 사용했으나 냉각수와 구분하기 위해 용액으로 표시)은 펌프를 통하여 흡수기의 상부로 공급되며, 용액의 유량은 바이패스 밸브를 통해 조절된다.

흡수기는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 코일 튜브형이다. 코일은 촘촘히 감겨 있어 사이의 간격이 거의 없는 형상이다. 코일 내의 냉각수는 하부에서 상부로 흐르며 흡수기를 냉각시키며, 냉

각 매체는 에틸렌글리콜을 사용하였다. 흡수기의 냉각수 유량은 보정된 로타미터를 사용하여 2% 이내의 오차범위에서 측정하였다.

흡수기 내에 유입되는 용액이 코일 위로 정확하고 균일하게 공급되도록 흡수기 상부 덮개에 직경 2mm의 관 16개를 원형으로 배치하였다. 이 관을 통해 나오는 용액은 코일의 상부에서 부딪혀서 퍼지며 흘러내린다.

흡수기 입출구에서 용액의 온도측정을 위해 열전대를 설치하였으며 내부에서 액막의 온도변화를 살펴보기 위해 별도로 4개의 열전대를 설치하였다. 흡수기에서의 국소 열전달계수를 구하기 위해서는 흡수기 내부의 코일 면과 접촉하고 있는 액막의 온도를 여러 지점에서 측정하여야 한다. 그러나 실제 실험을 실시한 결과 액막의 두께가 작고 유동이 불균일하므로 액막의 온도를 정확히 측정하기 어려웠다. 따라서 데이터 처리과정에서 흡수기 내에서 측정된 4곳의 액막온도는 참고자료로만 활용하였고 열전달계수는 용액의 입·출구의 온도만을 이용하여 구하였다. 열전대는 보정하여 0.2℃ 이내의 오차를 갖도록 하였다. 용액 유량은 열질량 유속계를 사용하여 측정하였으며 오차는 1% 이내이다.

재생기에서 발생한 증기는 밸브를 이용하여 흡수기의 상부나 하부로 유입될 수 있도록 하였다. 흡수기의 하부로 냉매증기가 유입되는 경우 냉매 증기는 용액과 대향류를 이루며, 흡수기의 상부로 냉매증기가 유입되는 경우는 냉매증기는 흡수

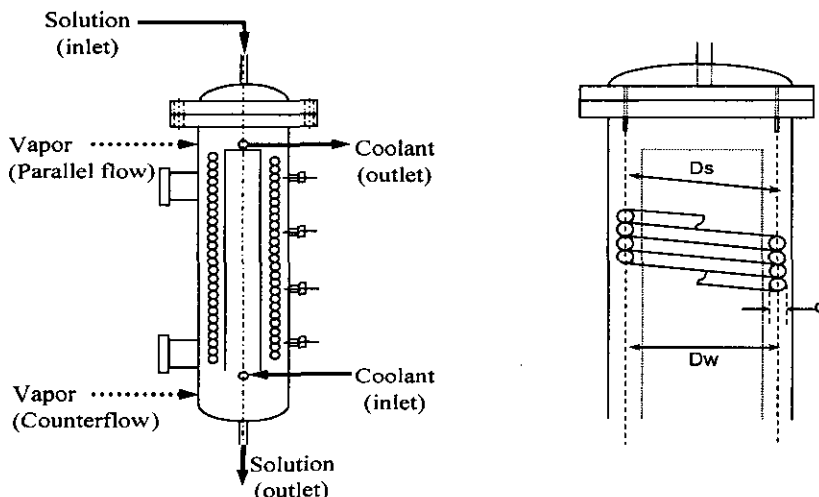


Fig. 2 Schematic diagram of the coil absorber.

Table 1 Configuration of the absorber

Total absorber length	600.6 mm
Absorber dia.	114.3 mm
Header height	80 mm
Distributing nozzle dia.	2 mm(×16)
Vapor tunnel width	22.7 mm
Coil tube diameter	12.7 mm
Average dia. of a spiral (D_s)	82.7 mm
Projected dia. of a winding (D_w)	82.6 mm
No. of coil winding (n)	30

용액과 평행유동을 이룬다. 코일 중심부에 원통이 설치되어 있으므로 수증기는 코일 주변의 틈(내외부 각각 5mm)으로만 흐르게 된다.

흡수기에서 흘러나오는 용액은 U자 관을 통하여 재생기로 흘러 들어간다. U자 관은 증기가 흡수기로 들어가는 것을 방지하는 역할을 한다. 실험에 사용된 흡수기의 세부사양을 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험방법

언급한 바와 같이 본 실험에서는 순수한 물을 투입하여 실험을 실시하였다.

장치 배관이 완료된 후 5시간 동안 진공펌프로 추기를 실시하여 순수한 물을 재생기로 투입하였다. 하루 이상 실험을 실시하지 않은 경우에는 실험장치 내에 들어갈 수도 있는 불응축가스 제거를 위하여 실험장치를 작동시키기 전, 물이 존재하는 부분은 밸브로 격리시킨 후 약 15분 정도 추기를 실시하였다. 용액을 투입한 후 용액 펌프와 흡수기 냉각 펌프를 작동시키고 재생기를 가열하여 장치가 정상 상태에 도달할 때까지 운전을 계속한다. 실험장치가 정상 상태에 도달하면 온도, 유량 측정을 실시하였다. 작동조건이 달라지는 경우, 예를 들어 증기의 공급 방향이 바뀌거나 냉각수의 온도가 변화하면 재생기 내의 증발조건이 달라지게 된다. 이러한 경우에는 재생

기의 히터의 용량을 조절하여 재생기에서 물이 항상 일정한 온도 압력에서 증발될 수 있도록 하였다. Table 2에는 본 연구에서 수행한 실험의 운전조건이 요약되어 있다.

3. 실험 데이터 처리

3.1 질량 및 열량 평형

흡수기에서 주변으로의 열손실을 무시하면 흡수기에 대하여 다음과 같은 질량 및 열량 평형식을 세울 수 있다.

$$\dot{m}_{si} + \dot{m}_v = \dot{m}_{so} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \dot{m}_v h_v + \dot{m}_{si} h_{si} - \dot{m}_{so} h_{so} \\ &= \dot{m}_v (h_v - h_{so}) + \dot{m}_{si} (h_{si} - h_{so}) \end{aligned} \quad (2)$$

본 실험에서는 순수한 물을 사용하였으므로 용액(물)의 비열이 일정하다고 가정하면, 식(2)는 아래와 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_v (h_v - h_{so}) + \dot{m}_{si} c_{p,w} (T_{si} - T_{so}) \quad (3)$$

냉각수 측에서의 열전달률은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (4)$$

냉각수에서 제거되는 총 열전달률은 용액의 온도 변화에 의한 부분(현열 열전달률)과 증기의 응축에 의한 열전달률(잠열 열전달률)로 구성된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \dot{Q}_L + \dot{Q}_S \\ \dot{Q}_L &= \dot{m}_v (h_v - h_{so}) \\ \dot{Q}_S &= \dot{m}_{si} c_{p,w} (T_{si} - T_{so}) \end{aligned} \quad (5)$$

Table 2 Test conditions for the experiments without absorption

	Solution flow rate per unit length, Γ (g/m · s)	Inlet temperature (°C)		System pressure (kPa)
		Solution	Coolant	
Parallel flow	20.4~55.4	70±0.8	42±1, 35±1	30±1
Counterflow	22.1~56.2	70±0.8	42±1, 35±1	

3.2 총괄 열전달계수

냉각수로 전달되는 열전달률은 총괄 열전달계수를 사용하여 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{Q}_T = U_i A_i \Delta T_{lm} \quad (6)$$

여기서, ΔT_{lm} 은 냉각수의 온도와 용액의 대수 평균 온도차로서 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{si} - T_{co}) - (T_{so} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{si} - T_{co})}{(T_{so} - T_{ci})}} \quad (7)$$

식(6)의 총괄 열전달계수 U_i 는 코일 내부 열전달계수 h_i , 코일 외부 열전달계수 h_o , 관벽의 전열 저항, 오염계수(fouling factor)에 의해 다음과 같이 표시된다.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{xd_i}{kd_{lm}} + \frac{d_i}{d_o h_o} + f} \quad (8)$$

본 연구에서 오염계수는 일반적으로 널리 사용되는 값(0.0002 m²K/W)을 택하였다. 식(8)에서 평균 직경 d_{lm} 은 다음과 같이 정의된다.

$$d_{lm} = \frac{d_o - d_i}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (9)$$

3.3 코일 내부의 열전달계수

코일 내에서의 열전달계수를 구하기 위해서는 나선형 코일의 직경에 대한 보정이 필요하다.⁽¹²⁾

$$D = D_w \left[1 + \left(\frac{h'}{\pi D_w} \right)^2 \right] \quad (10)$$

본 연구에서 사용한 열교환기는 튜브가 틈이 없이 촘촘히 감겨 있으므로 $h' = d$ 이다. 관내 열전달계수를 구하기 위해서는 코일 내의 유동이 층류인지 난류인지 판단하여 해당되는 식을 사용

해야 한다. 코일 튜브에서의 층류와 난류의 천이점은 아래의 식으로부터 계산할 수 있다.⁽¹²⁾

$$Re_{crit} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.45} \right] \quad (11)$$

본 실험의 냉각수측 조건에서는 모든 경우에 Re_i 가 위 식의 Re_{crit} 보다 작기 때문에 아래의 층류 열전달 관계식을 사용하였다.

$$Nu_i = [3.66 + 0.08(1 + 0.8(d_i/D)^{0.9}) + Re_i^m Pr^{1/3}] \times \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.14} \quad (12)$$

위의 식에서

$$m = 0.5 + 0.2903 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.194}$$

이다.

Nu_i 가 구해지면 관내측의 열전달계수는 다음 관계식으로부터 구해진다.

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_c} \quad (13)$$

관내측 열전달계수(h_i)가 구해졌으므로 식(8)에서 관외측의 유하액막 열전달계수(h_o)를 구할 수 있다. 이렇게 구한 관외 열전달계수의 오차는 당연히 온도와 유량의 측정오차 이외에 관내 열전달계수와 오염계수의 정확도에 영향을 받게 된다. 식(12)의 오차범위가 ±15%임을 고려할 때⁽¹²⁾ 본 연구로부터 얻은 유하액막 열전달계수의 오차범위는 ±20% 정도로 추정된다.

3.4 열전달계수의 무차원화

액막의 열전달계수는 다음 관계식을 이용하여 무차원화할 수 있다.

$$Nu_o = \frac{h_o \delta}{k} \quad (14)$$

$$\delta = \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} \quad (15)$$

$$Re_o = \frac{2\Gamma}{\mu} \quad (16)$$

본 실험의 경우, 액막이 코일의 바깥쪽과 안쪽으로 나누어져 흐르므로 한쪽 면에 흐르는 단위 길이 당의 유량은 Γ 의 절반이다. 따라서 관 외부의 액막에서 $Re_o = \frac{4(\Gamma/2)}{\mu}$ 이며, 식(16)과 같이 표시된다.

4. 실험결과

Fig. 3에는 용액유량에 따른 현열 및 전체 열전달률의 변화가 평행류와 대향류의 경우에 대하여 나타나 있다. 이 그림에서는 냉각수의 입구온도와 유량, 용액의 입구온도는 모든 실험에 대하여 동일하므로 증기주입 방향과 용액의 유량의 영향을 파악할 수 있다. 우선, 모든 유량범위에 대하여 평행류인 경우 총열전달률은 1,500 W 정도인 반면 대향류의 경우는 1,200 W 정도로 300 W 가량 열전달률이 줄어들었다. 현열 열전달률은 평행류와 대향류의 경우 모두 실험범위 내에서는 용액유량에 따라 거의 선형적으로 증가하였으며, 대향류의 경우가 동일한 유량의 평행류의 경우보다 약 350 W 정도 낮은 현열 열전달률을 나타냈다. 이로부터 총열전달률에 차이의 대부분

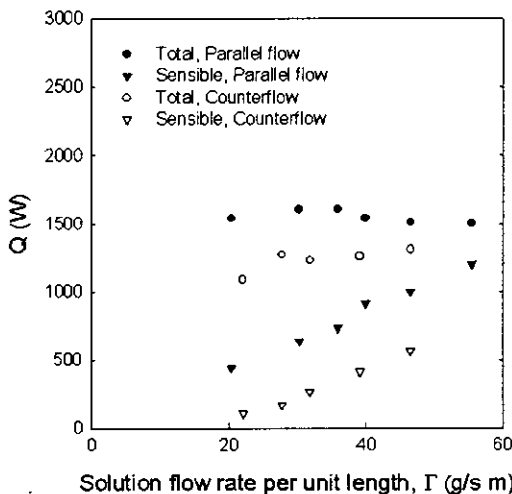


Fig. 3 Heat transfer rate with respect to the solution flow rate per unit length ($T_{ci} = 42^\circ\text{C}$).

은 현열 열전달률의 차이에 의한 것임을 알 수 있다. 그러므로 총열전달률과 현열 열전달률로부터 잠열 열전달률은 두 경우에 거의 비슷하다고 추론할 수 있다. 이 그림에서 증기의 응축량은 두 경우에 비슷하나 평행류의 경우가 대향류에 비하여 흡수기 출구의 용액의 온도가 낮기 때문에 현열 열교환량이 증가하며 더 효율적으로 운전된다는 것을 종합적으로 판단할 수 있다.

Fig. 4에는 냉각수의 온도가 낮은 경우($35 \pm 1^\circ\text{C}$)의 결과가 나타나 있다. 냉각수의 온도가 낮아지면 당연히 열전달률은 증가하게 된다. 본 실험에서는 7°C 정도 냉각수의 온도가 낮아지는 경우 평행류는 약 1,800 W, 대향류는 1,500 W의 총열전달률을 나타내었다. 이는 Fig. 3의 결과에 비하여 총열전달률이 약 20% 증가하는 것이다. 용액유량에 따른 현열 열전달률의 변화는 Fig. 3의 결과와 유사하게 용액유량의 증가에 따라 선형적으로 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 5와 Fig. 6에는 용액유량에 따른 총괄 열전달계수와 관외 열전달계수가 나타나 있다. 이 그림들에서는 평행류와 대향류 유동의 열전달계수의 차이가 확연히 나타나 있다. 평행류의 경우 용액유량이 감소함에 따라 열전달계수가 상당한 폭으로 증가하나 대향류의 경우는 용액유량이 감소하면 열전달계수도 완만히 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 경향에 의해 저유량 구역(23

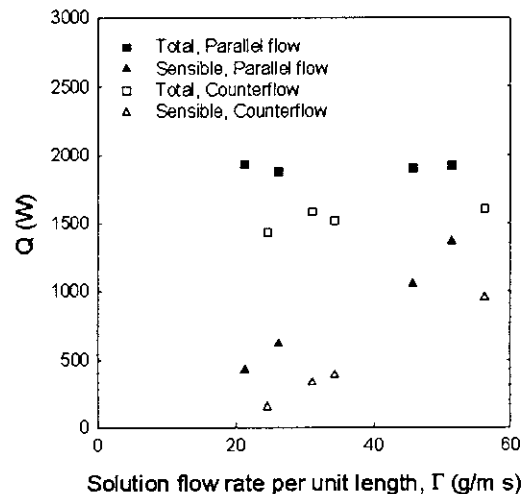


Fig. 4 Heat transfer rate with respect to the solution flow rate per unit length ($T_{ci} = 35^\circ\text{C}$).

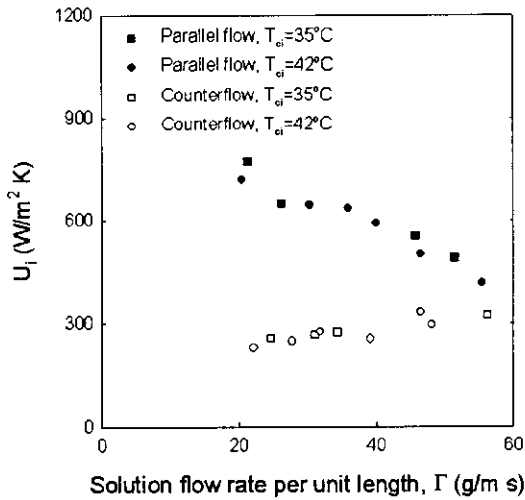


Fig. 5 Overall heat transfer coefficient with respect to the solution flow rate per unit length.

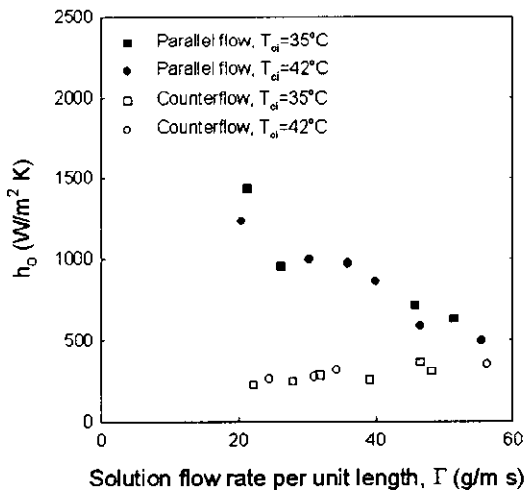


Fig. 6 Solution heat transfer coefficient with respect to solution flow rate per unit length.

g/m · s 부근)에서는 평행류의 용액 열전달계수가 대향류의 열전달계수보다 4~5배 크게 나타났다. 고유량 구역(58 g/m · s)에서는 잠열량이 감소하기 때문에 평행류와 대향류의 차이가 줄어들어 두 경우 모두에 대해 용액 열전달계수가 약 400 W/m²K 정도로 나타났다. 실험조건이 차이가 있기는 하지만 Romero et al.⁽¹⁰⁾의 수직관 대향류 흡수기에서 용액측 열전달계수가 315 W/m²K인

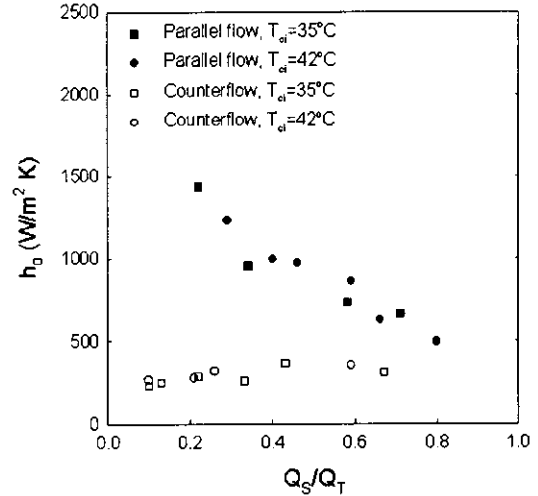


Fig. 7 Solution heat transfer coefficient with respect to the ratio of sensible to total heat.

것과 비교하면 본 실험에서 얻어진 열전달계수가 합리적인 범위에 있다고 생각된다.

Fig. 7은 용액측 열전달계수를 현열과 총열전달률의 비의 함수로 표시한 것이다. 용액유량이 증가함에 따라 총열전달률에 대한 현열 열전달률의 비가 선형적으로 증가하므로 이 그림은 Fig. 6과 같은 경향을 보인다. 이론적으로는 현열 열전달률이 총열전달률과 같은 경우 ($Q_s/Q_T=1$)에는 평행류와 대향류의 차이가 없어져야 한다. 실제로 이 그림에서 대향류와 평행류의 두 경우를 각각 외삽(extrapolation)해보면 열전달계수가 350 W/m²K 정도의 값에 수렴함을 알 수 있다.

본 실험의 용액유량 범위는 증류 유동에 해당하고 증류 유하액막의 경우에는 유량이 작을수록 액막이 얇아져 열전달계수가 증가하는 것이 일반적이다. 그러므로 본 실험의 대향류 열교환의 경우 일반적인 경향과 반대되는 경향이라 할 수 있다. 대향류의 경우 용액유량이 감소함에 따라 열전달계수가 낮아지는 것은 이상균 등의 연구⁽¹¹⁾ 결과와도 일치하는데 그 이유는 다음과 같이 설명될 수 있다.

본 실험에서는 용액유량이 감소하면 현열 열교환이 감소하고 잠열 열교환이 증가하는 것을 의미하며, 이는 곧 증기유입량의 증가를 의미한다. 증기의 유입량이 많아지면 증기의 속도가 증가하고 이에 의해 흘러내리는 용액의 편중 및 이탈

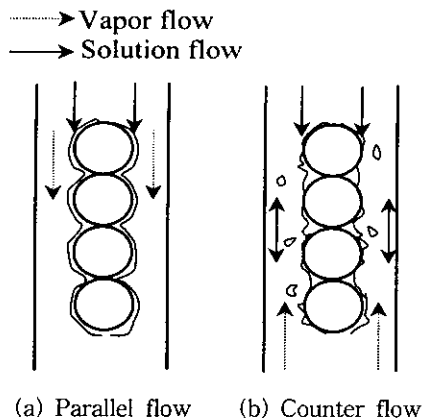
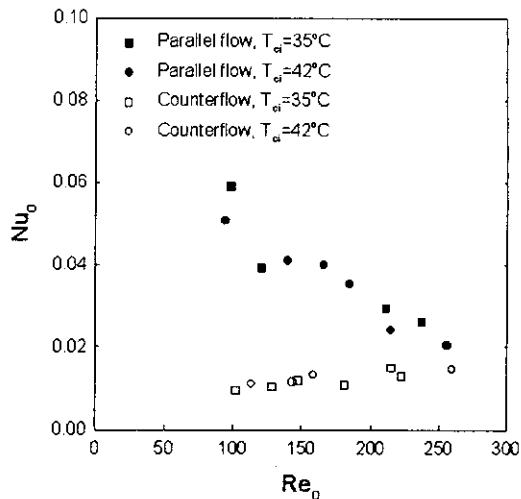


Fig. 8 Flow pattern of liquid film.

현상이 심해진다. 용액의 편중이란 Fig. 8에 표시한 것처럼 열교환기의 어느 면에서는 용액이 젖어 있지 않고, 코일의 사이 부분 등에 용액이 두껍게 존재하는 것을 의미한다. 용액의 이탈이란 용액이 열교환기 면을 따라 흐르지 못하고 액적 형태로 떨어져 나오는 것을 의미한다. 용액의 편중과 이탈에 의해 열교환기의 성능은 심각하게 저하될 수 있다. 증기의 영향이 극단적으로 커지면 증기의 속도에 의해 액막이 흡수기 하단에 정체되는 범람(flooding)현상까지 도달할 수도 있다. 본 실험에서 나타난 현열 열전달률의 크기는 약 200~1,600 W이고 이를 기준으로 수증기의 응축률(\dot{m}_v)과 흡수기 입구에서의 수증기 유속(V_v)을 구해 보면 $\dot{m}_v = 8.7 \times 10^{-5} \sim 7.0 \times 10^{-4}$ kg/s, $V_v = 0.17 \sim 1.3$ m/s 정도이다.

Fig. 9는 Fig. 6의 결과를 무차원화하여 Re_o 와 Nu_o 의 관계로 나타낸 것이다. 증기유동의 전단 응력효과를 무시할 수 있는 경우 누셀(Nusselt)의 액막응축 이론에 근거하여 Nu 수를 구해 보면 Re 수가 100~200 사이에서 Nu 수는 0.15~0.2 정도의 값을 갖는다.⁽¹³⁾ 이 수치와 본 실험의 결과를 비교해 보면 본 실험에서의 Nu 수가 상당히 낮은 것을 알 수 있는데, 이는 본 실험의 경우 순수한 응축만이 일어나는 것이 아니기 때문이다. 즉, 본 실험에서는 흡수기의 상부에서 물이 유입되어 흘러내리면서 수증기의 응축이 일어나기 때문에 순수한 응축현상에 비해 열전달계수가 낮아지게 되는 것이다.

Fig. 9 Nu_o - Re_o relation of the experimental results.

5. 결 론

본 연구에서는 코일 튜브형 액막식 흡수기에서 증기유입 방향이 흡수기의 열 및 물질전달 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 1차적으로 순수한 물을 작동매체로 사용하여 실험을 실시하였다. 실험 결과 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 증기유입 방향을 변화시키는 경우 총열전달률은 용액유량에 관계없이 거의 일정하게 나타났으며, 대향류의 경우가 동일한 유량의 평행류의 경우보다 약 20% 정도 낮은 총열전달률을 나타내었다. 이 차이는 대부분 현열 열전달률의 차이에 의한 것이었고 잠열 열전달률은 두 경우에 거의 비슷하였다. 이로부터 증기의 응축률은 두 경우에 비슷하나 평행류의 경우가 대향류에 비하여 흡수기 출구의 용액온도가 낮기 때문에 열교환율이 증가하며, 더 효율적으로 운전됨을 알 수 있었다.

(2) 평행류의 경우 용액유량이 감소함에 따라 용액 열전달계수가 상당한 폭으로 증가하나 대향류의 경우는 용액유량이 감소하면 용액 열전달계수도 완만히 감소하는 것으로 나타났다. 현열 열전달률이 증가함에 따라 평행류와 대향류의 열전달계수의 차이는 감소하였으며 현열 열전달률이 총열전달률과 같은 경우($Q_S/Q_T=1$) 열전달계수가 350 W/m²K 정도의 값에 수렴하였다.

(3) 대향류의 열교환기에서 용액유량이 감소함에 따라 열전달계수가 감소하는 것은 상승하는 증기의 영향에 의해 용액의 액막이 열교환기 면에서 편중되어 분포되거나 이탈되기 때문으로 판단된다.

본 연구의 결과 열역학적으로 우수한 것으로 여겨지는 대향류의 흡수기가 증기의 속도의 영향이 큰 영역에서는 평행류의 흡수기보다 열교환 성능이 낮아진다는 것이 밝혀졌다. 본 연구는 암모니아 수용액 대신 물을 사용한 실험이므로 앞으로 암모니아 수용액을 사용하여 실험을 진행할 계획이다. 또한, 증기에 의한 액막의 편중 및 이탈현상을 가시화하여 확인하기 위해 별도로 장치를 제작하여 연구를 진행하고자 한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구 연구비 지원(1999-2-304-007-3)으로 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Steimle, F., 1998, Natural Working Fluids in a Historical Perspective, Natural Working Fluids '98, Oslo, pp. 37-42.
2. Saito, K. et al., 1998, Study on the Characteristics of Ammonia-Water Absorption Refrigeration, Natural Working Fluids '98, Oslo, pp. 550-560.
3. Niebergall, W., 1959, Sorptions-Kaeltemaschinen, Springer Verlag, pp. 387-393.
4. Kang, Y. T. and Christensen, R. N., 1994, Development of a Counter Current Model for a Vertical Fluted Tube GAX-Absorber, International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, pp. 7-14.
5. Kang, Y. T., Vittel, M. and Christensen, R. N., 1996, Design of a Combined Component in GAX Heat Pump Systems: Absorber/Desorber, International Ab-Sorption Heat Pump Conference, Montreal, pp. 343-352.
6. Gomed, K., Grossman, G. and Koenig, M., 1999, Numerical Model of Ammonia-Water Absorption inside a Vertical Tube, International Sorption Heat Pump Conference, Munich, pp. 275-282.
7. Garimella, S., 1999, Miniaturized Heat and Mass Transfer Technology for Absorption Heat Pumps, International Sorption Heat Pump Conference, Munich, pp. 661-670.
8. Hoffmann, L. and Ziegler, F., 1996, Experimental Investigation of Heat and Mass Transfer with Aqueous Ammonia, Ab-Sorption Heat Pump Conference, Montreal, pp. 383-395.
9. Palmer, S. C. and Christensen, R. N., 1996, Experimental Investigation and Model Verification for a GAX Absorber, International Ab-Sorption Heat Pump Conference, Montreal, pp. 367-374.
10. Romero, R. J. et al., 1999, Thermodynamic Data in a Falling Film Absorber Operating on Ammonia/Water Solutions, International Sorption Heat Pump Conference, Munich, pp. 283-289.
11. Jeong, S., Lee, S. K. and Koo, K. K., 1998, Heat Transfer Performance of a Coiled Tube Absorber with Working Fluid of Ammonia/Water, ASHRAE Transactions, Vol. 104, Part 1.
12. VDI-GVC, 1994, VDI Heat Atlas, VDI, Gc 1-2.
13. VDI-GVC, 1994, VDI Heat Atlas, VDI, Ja 6.