

〈논 문〉

LiBr 수용액의 수평관 유하액막 증발에 있어서의 열전달계수 특성

지용해* · 김동관* · 김무환**

(1996년 9월 16일 접수)

The Characteristics of Heat Transfer Coefficient for Falling-Film Evaporation on a Horizontal Tube with Aqueous LiBr Solution

Yong Hae Ji, Dong Kwan Kim and Moo Hwan Kim

Key Words : Falling-Film Evaporation(유하액막 증발), Evaporation Rate(증발률), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Film Reynolds Number(액막 레이놀즈수), Pool Boiling(풀비등)

Abstract

Falling-film evaporation experiments for aqueous solution of lithium bromide(LiBr) were performed on a horizontal smooth 19.05-mm-dia copper tube. Average heat transfer coefficients were obtained with varied film Reynolds numbers, system pressures, LiBr concentrations and degrees of wall superheat. Heat transfer coefficients increase with increasing system pressure and decreasing concentration. For degrees of wall superheat, the heat transfer coefficient didn't show the distinct trend. For this experimental ranges, heat transfer coefficients showed maximum values at an optimal film Reynolds number. The results of this work were compared with pool boiling data reported previously, and it was shown that the heat transfer performance is superior to the pool boiling.

기 호 설 명

A : 면적, m^2
 h : 열전달계수, $W/m^2 \cdot K$
 h_{fg} : 증발잠열, J/kg
 k : 질량전달계수, m/s
 m : 증발률, kg/s
 n : 질량유속, $kg/m^2 \cdot s$
 p : 압력, kg/cm^2
 q'' : 열유속, W/m^2
 Re : 레이놀즈수
 T : 온도, $^{\circ}C$

t : 두께, m
 w : 농도, $wt\%$

그리스문자

λ : 열전도도, $W/m \cdot K$
 ρ : 밀도, kg/m^3

하첨자

A : 증기
 cu : 구리
 f : 액막
 hw : 가열수
 s : 계면
 vap : 증기

*포항공과대학교 대학원 기계공학과

**회원, 포항공과대학교 기계공학과

W : 벽면

1. 서론

흡수식 열펌프란 저온의 열을 고온의 열로 변환시키는 열변환장치에 있어서 구동에 필요한 에너지를 열에너지로하여 작동유체가 흡수제로 흡수 또는 분리되는 특성을 이용한 냉난방기기를 말하며, 최근 오존층을 파괴하는 일부 프레온 냉매를 사용하는 전기구동 압축식 냉동기를 대체하고 하절기 피크전력을 감소하며, 에너지 수급균형에 기여하고 에너지원을 다변화하기 위하여 그 수요가 증대되고 있다. 이는 설비의 간단성, 저렴한 운전유지비, 설비의 안전성 등의 장점을 가지고 있으며, 에너지원에 있어서 압축식 냉동기가 고급의 에너지원인 전기를 사용하는데 반하여 흡수식 열펌프시스템은 태양열, 지열 및 폐열을 이용하여 고온의 온수를 생산한다든지 수증기를 생산함으로써 장치의 운영비를 감소시킬 수 있는 장점이 있다.

흡수식 냉동기는 1777년 프랑스의 Nairn에 의해 이론이 제기되어 1810년 스코틀랜드의 John Leslie에 의해 간헐식 흡수 냉동기가 제작되었고, 연속식 흡수 냉동기는 1860년 프랑스의 Ferdinand Carré에 의해 개발되었으며 이는 냉매로 암모니아를 사용하고 흡수제로 물을 사용하는 시스템으로서 주로 유럽에서 개발되어 저온용으로 사용되었다. 그러나 20세기 초까지 흡수식 열펌프는 상당히 주목받고 있었지만 가정용의 가스냉장고, 폐열·폐증기가 이용 가능한 특수 조건을 제외하고는 발전이 중단된 상황이었으며 그후 1930년대에 미국에서 흡수식 패키지형 공기조화기가 제작되었고, 1945년에는 냉매로 물, 흡수제로 LiBr 수용액을 사용하는 대형의 공조용 냉수 제조 흡수식 냉동기가 제작되었다.

흡수식 열펌프(absorption heat pump)는 Fig. 1과 같이 다섯 개의 주요 열교환기부, 즉 발생기(generator), 응축기(condenser), 증발기(evaporator), 흡수기(absorber)와 용액열교환기(solution heat exchanger)로 구성되어 있다. LiBr-물체를 채용하는 흡수식 열펌프를 예로들면, 재생기에서는 희박한 LiBr 수용액을 가열해서 수증기를 발생시키고 이때 생성된 수증기를 응축기에서 냉각수(cooling water)에 의해서 냉각, 응축시킨 후 이때 생성된 물을 저압의 증발기에서 냉방용의 냉수(chilling water)의 열로 증발시켜 냉방작용을 하게

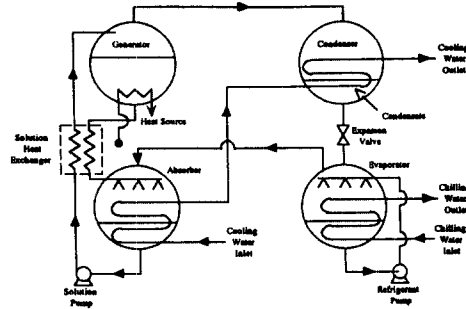


Fig. 1 Schematics of absorption heat pump

한다. 이때 발생한 수증기는 흡수기로 보내어져 발생기에서 농축된 농후한 LiBr 수용액에 흡수시키고 용액은 다시 희박한 수용액으로 된다. 이와 같이 해서 얻어진 희박한 수용액은 용액 펌프에 의해서 발생기로 보내어져서 재가열되는데 이때 발생기에서의 가열량을 절약하기 위해서 발생기로부터 흡수기로 되돌아오는 온도가 높은 농후한 LiBr 수용액과 흡수기에서 발생기로 보내어지는 상온의 희박한 수용액을 용액열교환기에서 열교환시키게 된다.

이상과 같이 흡수식 열펌프에서 냉매인 물은 증발기, 흡수기, 발생기, 응축기를 순환하고, 흡수제인 LiBr 수용액은 흡수기, 용액열교환기, 발생기를 순환한다. 기본적인 흡수 사이클에서 증발기와 흡수기는 유체의 특성상 저온·저압 하에서 작동하고, 발생기와 응축기는 고온·고압 하에서 작동한다. 이때 발생기 및 흡수기에서는 상변화를 동반한 열 및 물질의 전달이 동시에 일어나고, 열 및 물질 전달의 향상은 흡수식 열펌프의 성능 향상과 설치면적의 감소라는 측면에서 매우 중요하다.

LiBr 수용액을 작동 매체로 하는 흡수식 열펌프에서 증발기와 응축기는 각각 단일 성분의 유체인 물의 증발과 응축이 일어나는 곳이다. 증발기와 응축기의 성능은 이른바 열교환 면적을 넓힌 고효율 전열관(high-performance heat transfer tubes)을 채용함으로써 향상될 수 있고, 다양한 형상의 전열관에 대한 연구가 지금까지 진행되어 오고 있다.

반면 흡수기에서는 농후한 LiBr 수용액에 수증기가 흡수되면서 잠열(latent heat) 및 희석열(heat of dilution)을 방출하기 때문에 열전달 및 물질 전달이 동시에 일어나는 복잡한 양상을 띠고 있다. 흡수 과정은 LiBr 수용액에서 물분자의 확산에 의한 물질 전달에 의해 주로 지배되므로 흡수기의 성능 향상은 열전달뿐만 아니라 물질 전달을

향상시키는 관점에서 진행되고 있다.

발생기에서의 LiBr 수용액은 가열원으로부터 가열되어 냉매인 수증기를 생산하고, 이와 동시에 용액의 농축으로 비등점이 상승하게 된다. 종래에는 가열원으로 가스나 기름 등을 사용하였기 때문에 비교적 고온의 가열이 가능하였고, 그 때문에 장치 전체에서 발생기는 비교적 소홀히 취급되어 풀비등식의 구조가 채택되었으나 최근에는 에너지의 절약 및 유용화를 목적으로 태양열 및 저온의 폐열 등이 발생기의 가열원으로 등장하였다. 이러한 경우에 있어서의 열원은 온도가 낮기 때문에 발생기의 전열 효율이 장치 전체의 성능에 큰 영향을 미치게 되고 흡수식 열펌프의 고효율화·소경량화를 위해서는 재생기의 성능 향상이 필수적이다. 이런 관점에서 풀비등형 재생기에 비해 전열관의 벽면에 액막을 형성시켜 액막의 계면에서의 증발을 이용하여 수증기를 발생시키는 유하액막식 발생기가 각광을 받고 있다.

국내에 있어서의 흡수식 열펌프의 적용추이를 보면 1970년대 말부터 국내 제작이 시작된 이래 특수 용도의 목적에만 사용이 국한되던 것이 1985년 도시가스의 보급으로 그 사용이 확대되어 그 수요가 증가하고 있는 실정이며, 특히 LiBr 수용액을 사용하는 흡수식 열펌프의 경우 장치의 효율을 증가시키기 위해 이중효용 시스템을 채택하게 되는데 이 경우에 있어서는 고압의 수증기를 발생시키는 발생기를 2단으로 분리하고 중간온도의 용액과 열교환 시킴으로서 장치의 효율증가를 꾀하게 된다. 따라서 이러한 장치의 경우에 있어서는 전체 시스템의 가격에 있어서 발생기부의 가격 및 크기는 기타 열교환장치부의 가격에 비해서도 상당한 비중을 차지하고 따라서 고효율의 콤팩트한 장치의 설계가 요구되고 있다. 아울러 이러한 열교환 구조에 있어서는 열원인 고온의 유체가 열교환기의 관내부를 흐르고 가열관 주위로 LiBr 수용액이 얇은 액막을 형성하여 증발하는 유하액막 형태의 구조가 장점을 가진 것으로 알려져 있으며, 이를 위해 우선 액막 표면에서의 수증기 발생량을 해석할 수 있어야 하는데 액막표면에서는 증발에 의해 LiBr의 농도가 급격히 변화하고 이에 따른 농도차에 의해 물질전달이 수반됨으로 인하여 그 해석은 쉽지 않은 분야이다. 따라서 이러한 현상의 해석은 열전달은 물론 물질전달까지 고려한 해석이 필요하며 이러한 해석 방법을 증명하고 필요시 열전달을 촉진할 수 있는

형태의 전열관에 대한 관계식을 정립할 수 있는 실험이 요구된다 하겠다.

따라서 본 연구에서는 수평관 유하액막식 발생기에 있어서의 LiBr수용액의 증발실험을 통해 기존의 풀비등형 발생기에 대한 유하액막식 발생기의 성능을 액막 열전달계수의 측면에서 평가하고자 하였다.

2. 이론적 배경

관내를 흐르는 가열수로부터 관외층에 얇은 액막으로 흐르는 LiBr 수용액의 계면까지의 열전달은 Fig. 2와 같은 열회로로 나타낼 수 있으며 이때의 열유속 q'' 은

$$q'' = \frac{T_{hw} - T_s}{(1/h_{hw}) + (t_{cu}/\lambda_{cu}) + (1/h_f)} \quad (1)$$

으로 나타낼 수 있고, 여기에서 T_{hw} 와 T_s 는 각각 가열수의 평균 온도와 액막계면의 온도를 나타내고, t_{cu} 와 λ_{cu} 는 각각 전열관 벽면의 두께와 구리의 열전도도를 나타낸다. 또 h_{hw} 와 h_f 는 각각 가열수와 액막의 열전달계수를 나타내고 있다.

액막의 계면에서 LiBr 수용액과 수증기는 평형 상태로 유지된다고 볼 수 있으며, 이때 수증기의 질량유속 n_A 는 Fick의 법칙에 의해

$$n_A = -\rho_f D \nabla w_A + w_A(n_A + n_B) \quad (2)$$

로 표시될 수 있으며 여기서 하첨자 A 는 물을 나타내고 B 는 LiBr를 나타내고 있으며 LiBr의 질량유속 n_B 를 0으로 놓으면,

$$(1-w_A)n_A = -\rho_f D \nabla w_A \quad (3)$$

가 되어

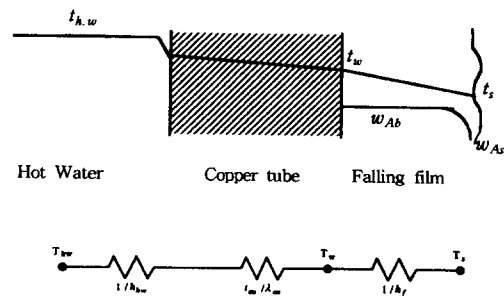


Fig. 2 Thermal circuit of falling flow

$$n_A = k_f \rho_f \frac{w_s - w_b}{w_b} \quad (4)$$

의 식으로 요약될 수 있으며, n_A 로부터 계산되는 열유속 q_2'' 은

$$q_2'' = n_A h_{fg} \quad (5)$$

가 된다. 여기서 k_f 는 액막의 물질전달계수, w_s 는 계면에서 LiBr 수용액의 농도, w_b 는 액막에서 LiBr 수용액의 평균 농도, h_{fg} 는 LiBr 수용액의 증발잠열을 나타낸다. 따라서 식 (1)과 식 (5)은 같은 열유속 값을 가지게 되며 다음과 같은 등식이 성립된다.

$$\frac{T_{hw} - T_s}{(1/h_{hw}) + (t_{cu}/\lambda_{cu}) + (1/h_f)} = k_f \rho_f \frac{w_s - w_b}{w_b} h_{fg} \quad (6)$$

위 식에 있어서의 액막의 증발에 따른 액막의 열전달계수 h_f 는 다음과 같이 벽면을 통한 열유속과 벽면의 용액포화온도에 따른 과열도(벽면과열도)로부터 다음과 같이 정의된다.

$$h_f = \frac{q''}{T_w - T_{sat}} \quad (7)$$

여기서, T_{sat} 는 계면의 온도로서 압력과 농도에 해당하는 포화 온도로 볼 수 있고, T_w 는 시험관의 벽면 온도로서 실제측을 통해 구해질 수 있는 값이다. 위의 식 (7)에 있어서의 열유속은 대개 흡수식 열펌프 시스템의 발생기 해석에 있어서의 가열수로부터 전달된 열유속 중의 증발에 기여한 열유속 값을 취하게 되며 이는 다음 식으로 계산되어진다.

$$q'' = \frac{\dot{m}_{vap} h_{fg}}{A} \quad (8)$$

여기서 \dot{m}_{vap} 는 수증기의 발생량, h_{fg} 는 LiBr 수용액의 증발잠열, A 는 관의 표면적을 말한다.

아울러 본 연구에서 사용된 액막 Re 수는 식 (9)와 같이 정의된 값이며 여기서 μ 는 수용액의 점성계수를 나타내고 Γ 는 수평관의 외측을 흘러내리는 수용액의 관 단위길이 당의 질량유량을 나타낸다.

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (9)$$

이상과 같은 고찰에 의해 유하액막의 열전달계수 h_f 는 수증기의 발생량 및 벽면온도로부터 구해질 수 있게 되며 본 연구에서는 이의 실험조건별 특성을 파악하고자 하였다.

3. 실험장치와 실험방법

본 실험은 진공하에서 행해지는 실험으로 모든 구성부는 1기압의 외압을 견딜 수 있도록 설계하였으며, Fig. 3에 본 실험장치의 개략도를 나타내었다.

실험장치는 크게 네 개의 유로(LiBr 수용액의 유로, 가열수의 유로, 수증기 및 응축수의 유로, 냉각수의 유로)로 구성되었으며 LiBr 수용액의 유로의 시작점은 용액 공급탱크(feed tank)이다. 용액 공급탱크에서는 수증 전기 가열기(immersion heater)에 의해 LiBr 수용액을 포화 온도까지 가열시키고, 가열된 LiBr 수용액은 용액 펌프에 의해 용액 유량계와 복사 가열기(radiant heater)를 거쳐 시험부로 흐르게 된다. 시험부로 유입된 LiBr 수용액은 용액분배기(distributor) 바닥의 노즐을 통해서 수평관의 상부에 떨어지고, 시험부를 흘러나온 용액은 용액 저장탱크(reservoir)를 통해 용액 공급탱크로 되돌아온다. 시험부의 입구와 출구에는 용액의 농도 측정을 위해 추출부(sampling port)를 설치하였고, 밀도계를 이용하여 추출액의 밀도와 온도를 측정함으로써 농도를 계산하였다. 복사 가열기는 용액 공급탱크에서 나온 용액이 시험부까지 흘러가면서 냉각될 것을 고려하여 시험부의 직전에 설치하였고, 1~2°C의 온도 상승이 가능하도록 하였다. 본 연구에서 사용된 시험관은 길이가 240mm이며, 직경이 19.05mm인 구리관을 사용하였다. 시험관 표면에서 수증기의 증발이 일어날 때의 열전달계수를 구하기 위해서는 우선 관표면의

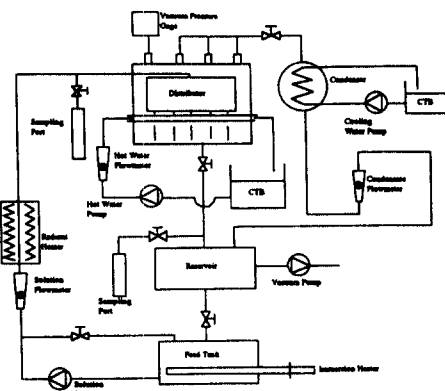


Fig. 3 Schematics of experimental apparatus

온도를 알아야 한다. 이를 위해 관의 원주방향으로 각각 90° 간격으로 T형 열전대를 부착하여 시험관의 벽면온도를 계속하였다.

가열수 유로는 가열수 항온조, 가열수 펌프, 가열수 유량계, 시험관으로 구성되며, 수증기 및 응축수의 유로는 시험부에서 발생된 수증기의 유로서 진공압력계, 응축기, 응축수유량계 등으로 구성된다. 냉각수 유로는 냉각수 항온조와 냉각수 펌프로 구성되어 있으며, 발생증기의 응축은 시험부의 압력에 영향을 주지 않기 위해 발생수증기의 포화 온도보다 1°C 낮게 유지된 냉각수를 순환시켜 응축기내에서 적상응축되도록 하였다. 먼저 용액의 농도와 실험 압력에 따라 용액을 실험하고자 하는 포화 온도까지 가열시켜 순환시키고, 이와 동시에 가열수와 냉각수를 순환시킨다. 장치를 가동시킨 후 온도와 압력이 변하지 않는 정상 상태에 도달하기까지는 약 3 시간 정도의 시간이 소요되었고, 이때부터 용액의 유량을 조절하여 액막 레이놀즈수를 변화시켜가면서 실험을 행하였다. 액막의 계면에 있어서의 수증기의 증발현상을 지배하는 변수는 액막 레이놀즈수, 계내의 압력, 용액의 농도, 벽면의 과열도 등을 들 수 있는데 이의 영향을 알아보기 위해 본 실험에서는 기본적으로 액막의 Re 수를 변화시키면서 나머지의 세 변수값 중 두 변수를 고정시키고 한 변수만을 변화시키면서 실험하였고 이로 부터 특성을 해석하였다. 본 실험은 과형이 존재하는 층류영역에 대해서만 해석하였고 계내의 압력은 40, 60, 80 Torr, LiBr 수용액의 농도는 50, 53, 60wt%, 벽면과열도는 2.5, 5, 10°C로 하여 해석하였다.

4. 결과 및 토의

4.1 액막 레이놀즈수의 영향

Fig. 4는 본 실험의 경우에 있어서의 액막 레이놀즈수의 변화에 따른 액막의 유동 형상을 사진촬영한 것으로서 수평관에서의 액막유동의 형태는 주로 액막의 유량에 의해 결정되며 유량이 적을 경우 용액은 액적(droplet)의 형태로 떨어지고, 유량이 상대적으로 클 때에는 액주(column)의 형태로 떨어진다. 예를 들어 Fig. 4(a)로부터 볼 수 있듯이 액막 레이놀즈수가 30일 경우에는 관의 상부로 떨어지는 액의 형상과 관의 하부에서 이탈하는 액의 형상이 모두 액적의 형태이다. 이처럼 액적으로 떨어

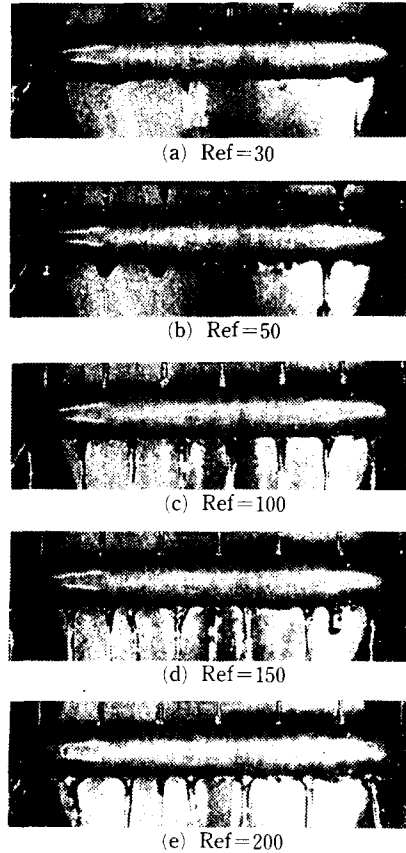


Fig. 4 Flow shapes of liquid film

어질 때에는, 관 상부의 액적이 떨어지는 지점에서는 열전달계수가 크다는 장점이 있으나, 관 표면에 용액이 골고루 분산되지 못하여 용액이 흐르지 못하게 되는 건조부(dry patch)가 존재하게 되는 단점이 있고 따라서 관 전체에 있어서의 열전달 성능은 오히려 떨어질 수 있다. 액막 레이놀즈수가 50일 경우 Fig. 4(b)에 있어서는 관 상부에서는 액주의 형태를 이루고, 관의 하부에서는 액적의 형태를 이루었다. 이러한 경우에 있어서의 액적의 직경은 액주의 직경에 비해 2~3배 크게 나타났고, 관 하부에서 액적으로 떨어지는 것으로 미루어 볼 때 관이 다발로 배열되어 있다면 두번째 관에서부터는 관의 상부와 하부가 모두 액적의 형태일 것으로 짐작된다. 액막 레이놀즈수가 100 이상인 경우 Fig. 4(c)에는 관의 상부와 하부에서의 유동 형상이 액주의 형태를 이루었다. 액막 레이놀즈수가 100인 경우에는 액기둥 사이의 관 표면에서 액막이 접착되는 부분이 거의 보이지 않지만, 액막 레이놀즈수

가 증가함에 따라 액막이 겹쳐져서 조금씩 불룩해지는 것을 육안으로 관찰할 수 있었다. 따라서 액막은 액막 레이놀즈수가 적정한 범위에서 액막형성의 측면에서 가장 안정적이며 열전달 성능도 최대치를 보일 것으로 예측되었고, 이는 본 실험의 결과와도 일치하였다.

Figs. 5, 6, 7은 본 실험의 조건에 있어서의 액막 레이놀즈수에 대한 열전달계수의 특성을 보여주는 그림으로 액막 열전달계수는 액막 레이놀즈수의 변화에 대해 최대의 값을 가짐을 볼 수 있으며 이때 열전달계수가 최대가 되는 최적의 액막 레이놀즈수가 존재하는 것은 위에서 설명된 바와 같이 액막 열전달계수가 액막형성의 측면에서 주로 지배되어지는 것으로 보여지며 최적의 액막 레이놀즈수는

액막의 형성과 열 및 물질전달 특성의 두 가지 요인의 복합적인 결과로 예측될 수 있다. 따라서 열전달 성능의 향상을 위해서는 액막의 균일한 공급과 작동유체의 전열관상의 적심성이 매우 중요한 인자가 됨을 파악할 수 있었다.

4.2 계내 압력의 영향

Fig. 8은 벽면과열도와 수용액의 농도를 고정된 상태에서의 계내압력의 변화에 대한 열전달계수의 변화를 각 액막 레이놀즈수에 대해 도시한 그림이다. 그림 중의 압력값은 실제 계측된 값으로 초기 진공시에 제거되지 못한 불응축 기체의 부분압을 포함하는 것으로 이는 실제 실험범위에서 5% 이하의 불응축 기체 압력오차 범위를 포함하는 값이다.

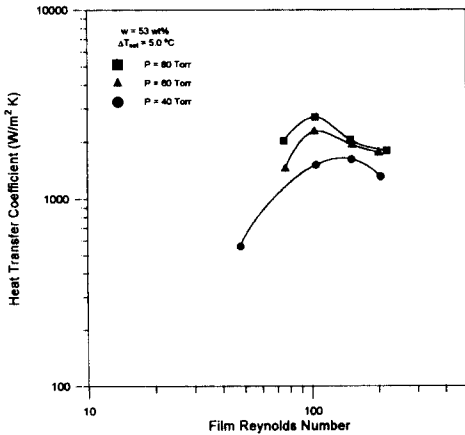


Fig. 5 Heat transfer coefficient with film Reynolds number (Pressure effect)

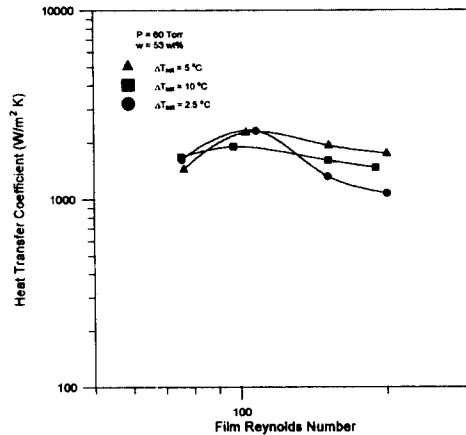


Fig. 7 Heat transfer coefficient with film Reynolds number (Wall superheat effect)

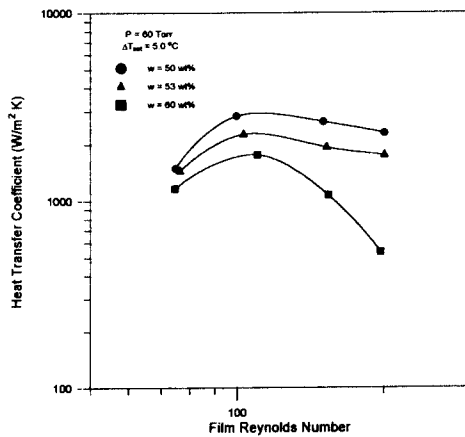


Fig. 6 Heat transfer coefficient with film Reynolds number (Concentration effect)

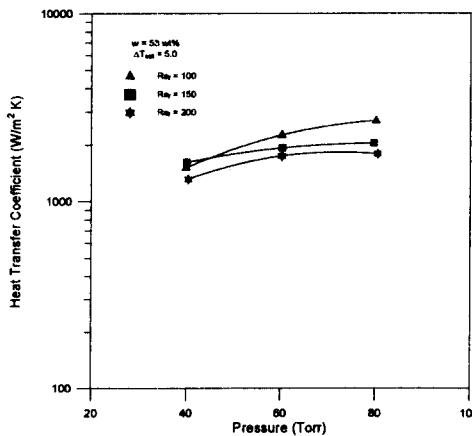


Fig. 8 Heat transfer coefficient variation with the system pressure

그림에서 볼 수 있듯이 계내의 압력이 증가하면 열전달계수는 증가하며 압력이 증가할수록 그 증가의 폭이 완화됨을 볼 수 있고 액막 레이놀즈수가 작은 값일수록 증가의 경향이 뚜렷하였다. 이는 본 실험과 같은 종류 영역에 있어서의 열 및 물질전달 계수는 계내의 압력이 증가함에 따라 증가하며 이에 따라 증발기의 증발률 및 액막 열전달계수는 증가하게 되는 것으로 파악된다.

4.3 수용액 농도의 영향

Fig. 9는 벽면과열도와 계내의 압력을 고정한 상태에서 수용액 농도의 변화에 대한 열전달계수의 변화를 각 액막 레이놀즈수의 값에 대해 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 수용액 농도의 증가에 대해 열전달계수는 감소하며 그 감소의 정도는 액막 레이놀즈수의 값이 클수록 뚜렷하였다. 이와 같이 농도의 증가에 따라 증발률이 감소하는 것은 LiBr 수용액의 성질에 기인한 것으로 판단된다. 농도가 증가함에 따라 LiBr 수용액에서 물이 차지하는 비율은 줄어들게 되고, LiBr 수용액에서는 물만이 증발하기 때문에 충분히 증발할 수 있는 조건이 제공되지 못한다고 볼 수 있다. 또한 LiBr 수용액의 증발잠열은 농도의 증가에 따라 증가하므로, 같은 열유속에 대해 증발량은 줄어들게 되고 따라서 열전달계수는 감소하는 것이다.

4.4 벽면 과열도의 영향

Fig. 10는 계내의 압력과 수용액의 농도를 고정한 상태에서 전열관의 벽면과열도의 변화에 대한

열전달계수의 변화를 각 액막 레이놀즈수의 값에 대해 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 벽면의 과열도의 증가에 대해 열전달계수는 액막 레이놀즈수가 100인 경우에서는 벽면의 과열도의 증가에 대해 감소하지만 액막 레이놀즈수 150 및 200인 경우에 있어서는 열전달계수 최대값에 해당하는 최적의 벽면과열도 값이 존재하게 되며 이는 열전달계수의 유도식(식 7)으로부터 알 수 있듯이 분자항인 열유속은 벽면과열도의 증가에 대해 당연히 증가하지만 분모항도 따라서 증가하게 되므로 열전달계수의 벽면과열도에 따른 경향은 본 연구의 데이터로 뚜렷이 구분하기 힘들다고 생각되며, 이의 정확한 경향을 찾아내기 위해서는 좀더 많은 개수의 데이터가 요구된다고 판단되었다.

4.5 풀비등과의 비교

본 실험의 결과를 기존의 풀비등 실험 결과와 비교하기 위해, 가로축을 벽면과열도, 세로축을 증발 열유속으로 하여 Fig. 11에 나타내었다. Hou 등⁽²⁾의 결과는 압력이 65Torr, 농도가 55wt%인 LiBr 수용액의 직경이 21mm인 구리 평활관에서의 풀비등에 대한 결과이고, Nishimatsu 등⁽¹⁾의 결과는 압력이 70Torr, LiBr 수용액의 농도가 55wt%일 때 직경 22mm의 구리 평활관에 대한 풀비등 실험 결과이다. 그림 중의 증발곡선의 기울기가 풀비등의 기울기와 유사한 값을 보이는 것으로 보아 본 연구의 결과가 핵비등의 영역에 해당한다고 볼 수도 있으나 육안관찰로는 벽면과열도 10°C 정도에서도 핵비등을 구분하기는 어려웠으며 미세크기의 기

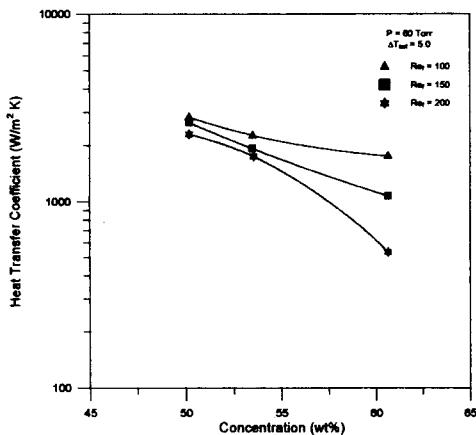


Fig. 9 Heat transfer coefficient variation with the LiBr concentration

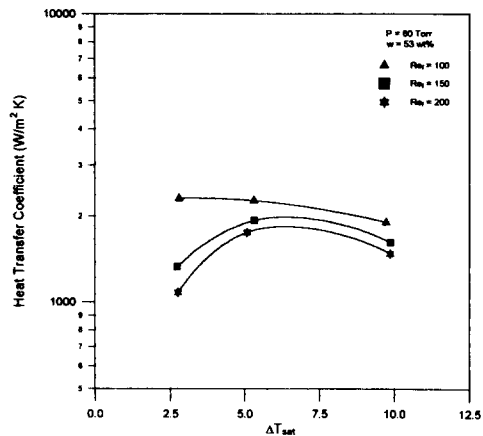


Fig. 10 Heat transfer coefficient variation with the wall superheat

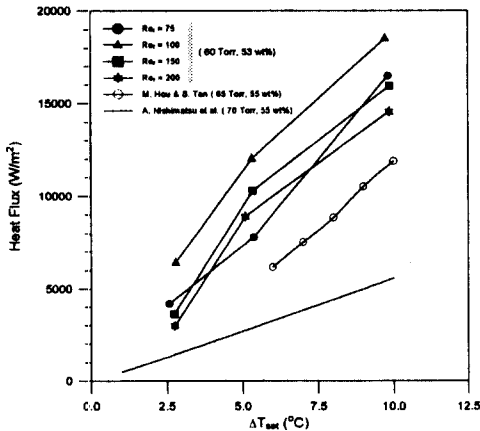


Fig. 11 Heat transfer performance comparison with the previous pool boiling

포발생에 의한 핵비등이 발생하는 지는 명확하지 않다. 이를 기초로 본 연구의 결과를 비교하면, 실험 조건의 차이는 거의 무시할 수 있을 정도이지만, 결과를 비교해 보면, Hou 등의 결과가 Nishimatsu 등의 결과에 비해 약 100% 정도 높은 것으로 나타났다. 따라서 본 실험의 결과를 Hou 등⁽²⁾의 결과와 비교하면, 벽면과열도가 5~10°C의 범위에서 본 실험 결과는 20~150% 정도 높은 열유속을 보였다. 마찬가지로 본 실험의 경우에 있어서의 열전달계수는 Hou 등의 결과에 비해 20~150% 높다고 할 수 있다.

따라서 본 실험의 범위에 있어서의 수평관 유하액막의 증발은 풀비등에 비해 우수한 열전달 성능을 나타냄을 알 수 있었다.

4.6 불확실성분석

본 실험의 정상상태 계측시간은 5분 정도이며, 본 논문에서 나타난 그림들의 고정변수에 대한 실제 계측 편차는 수용액 농도의 경우 1.3%, 계내 압력은 1.4%, 벽면과열도는 8%의 최대 편차범위를 가지며 이러한 데이터를 기준으로 액막전열계수의 불확실성을 분석하였다. 2절의 식 (7)과 식 (8)로부터 알 수 있듯이 액막전열계수의 결정에 관계되는 변수로는 증기의 발생량, 용액의 증발잠열, 전열면적, 관벽면 온도, 수용액의 포화온도 등이 있으며 이러한 변수의 정확도는 실험으로부터 계측된 측정치의 최다오차의 절대값으로 표시된다. 본 실험의 경우중 최대 열유속과 최소 열유속 값에 대해서 액

막전열계수의 정확도는 불확실성(uncertainty)이 각각 1.48%와 8.2%로서 이러한 값은 유하액막 열전달의 경우에 있어서 타당한 오차의 범위에 든다고 판단되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 LiBr 수용액을 작동매체로 하는 흡수식 열펌프에 대해 발생기부의 구조를 수평관 유하액막식으로 하였을 때의 열전달 성능을 파악하기 위하여 액막 레이놀즈수, 계내 압력, LiBr 수용액의 농도, 벽면과열도 등을 변수로 하여 액막에서의 증발 실험을 구리 재질의 단관을 이용하여 행하였으며 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 액막 레이놀즈수의 변화에 대해 액막 열전달계수는 최대치를 가지며 이는 주로 액막의 형성측면에서 기인한 것으로 판단된다.
- (2) 계내 압력의 증가에 따라 액막 열전달계수는 증가하였다.
- (3) LiBr 수용액의 농도의 증가에 따라 액막 열전달계수는 감소하였다.
- (4) 벽면과열도의 증가에 대한 액막 열전달계수의 경향은 명확히 구분하기 어려웠다.
- (5) 본 연구에서 행한 유하액막을 통한 증발 열전달은 기존의 풀비등 열전달에 비해 우수한 열전달 성능을 보였다.
- (6) 본 연구는 액막증발에 있어서의 열전달계수를 무차원화하여 각변수에 대한 상관식을 도출함이 그 목적이며 이를 위해 세밀한 범위의 데이터 확보와 평활관을 포함한 전열촉진관의 형상에 대한 추가실험이 진행중이다.

후 기

본 연구는 현대중공업 주식회사와 첨단유체공학 연구센터(AFERC)의 지원으로 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Nishimatsu, A., Tajima, O., Tsuji, H. and Suga, S., 1979, "Pool Boiling Heat Transfer to Lithium Bromide Water Solutions under Vacuum (Part 2, Effects of roughness of heating

- surface)," *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol. 8, No. 4, pp. 1~15.
- (2) Hou, M. and Tan, S., 1992, "Nucleate Boiling Heat Transfer of Lithium Bromide/Water Solution on a Low Finned Tube," *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, Part 2, pp. 44~50.
- (3) Minchenko, F. P. and Firsova, E. V. "Heat Transfer to Water-Water Lithium Salt Solution," *Problems of Heat Transfer and Hydraulics*, Pergamon, 137.
- (4) Ishibashi, E. and Iwasaki, K., 1982, "Results of Boiling Experiments for Solar-Powered Absorption-Type Chiller (Reports 1)," *Refrigeration (in Japanese)*, Vol. 57, No. 653, pp. 231~238.
- (5) Varma, H. K., Mehrotra, R. K. and Agrawal, K. N., 1994, "Heat Transfer during Pool Boiling of LiBr-Water Solutions at Subatmospheric Pressures," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, No. 4, pp. 539~548.
- (6) Fletcher, L. S. et. al., 1990, "Heat Transfer Through Falling Film Evaporation and Boiling on Horizontal Tubes," *Trans. of ASME*, Vol. 112, pp. 744~750.
- (7) Liu, P. J. P., 1975, "The Evaporating Falling Film on Horizontal Tubes," ph. D. Thesis, Univ. of Wisconsin, Madison, Wisconsin.
- (8) Owens, W. L., 1978, "Correlation of Thin Film Evaporation Heat Transfer Coefficients for Horizontal Tubes," *Proc. of the 5th Annual Conf. on Ocean Thermal Energy Conversion*, Miami Beach, FL, Feb. 20~22.
- (9) Yung, D. and Lorent, J. J., 1980, "Vapor-Liquid Interaction and Entrainment in Falling Film Evaporators," *Trans. of ASME*, Vol. 102, pp. 20~25.
- (10) Feuerecker, G., Scharfe, J., Greiter, I., Frank, C. and Alefeld, G., 1994, "Measurement of Thermophysical Properties of Aqueous LiBr-Solutions at High Temperatures and Concentrations," *Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference*, AES-Vol. 31, pp. 493~499.
- (11) Wimby, J. M. and Berntsson, T. S., 1994, "Viscosity and Density of Aqueous Solutions of LiBr, LiCl, ZnBr₂, CaCl₂, and LiNO₃.1. Single Salt Solutions," *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 39, No. 1, pp. 68~72.
- (12) Patterson, M. R. and Perez-Blanco, H., 1988, "Numerical Fits of the Properties of Lithium-Bromide Water Solutions," *ASHRAE Transactions*, Vol. 94, pp. 2059~2077.
- (13) Matsuda, A., Ide, T. and Yukino, K., 1985, "Evaporation for Lithium Bromide Aqueous Solution in a Falling Film Heater under Reduced Pressures," *Trans. of the JAR*, Vol. 2, No. 3, pp. 25~33.
- (14) Matsuda, A. and Ide, T., 1988, "Effect of Concentration on Evaporation Rate for Lithium Bromide Aqueous Solution in a Falling Film," *Trans. of the JAR*, Vol. 5, No. 1, pp. 55~62.
- (15) Matsuda, A., Kawamura, T. and Hada, K., 1990, "Evaporation for Lithium Bromide Aqueous Solution in a Vertical Falling Film Type of Generator under Reduced Pressure -Numerical Analysis by One-dimensional Difference Method," *Trans. of the JAR*, Vol. 7, No. 2, pp. 35~45.
- (16) Matsuda, A., Hada, K. and Kawamura, T., 1990, "A Vertical Falling Film Type of Absorber and Generator for Lithium Bromide Aqueous Solutions," *Trans. of the JAR*, Vol. 7, No. 2, pp. 47~56.
- (17) Matsuda, A., Choi, K. H., Hada, K. and Kawamura, T., 1994, "Effect of Pressure and Concentration on Performance of a Vertical Falling-Film Type of Absorber and Generator using Lithium Bromide Aqueous Solutions," *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 8, pp. 538~542.
- (18) 高田秋一, 1989, 吸収冷東機とヒト-ポンプ, 일본냉동협회, 제2판.
- (19) 냉동공조기술(초급표준교재), 1992, 한국냉동공조기술협회, 제3판.
- (20) Fujita, T., 1993, "Falling Liquid Films in Absorption Machines," *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, No. 4, pp. 282~294.