

수평단관 상의 유하액막 열전달

김 동 관, 김 무 환*

큐슈대학 기능물질과학연구소, *포항공과대학교 기계공학과

Falling Film Heat Transfer on a Horizontal Single Tube

D. K. Kim , M. H. Kim**

Institute of Advanced Material Study, Kyushu University, Kasuga-kohen, Kasuga, 816-8580, Japan

**Department of Mechanical Eng., Pohang University of Science and Technology, Pohang 790-784, Korea*

(Received October 18, 1999; revision received May 10, 2000)

ABSTRACT: Falling film heat transfer analyses with aqueous lithium bromide solution were performed to investigate the transfer characteristics of the copper tubes. Finned(knurled) tube and a smooth tube were selected as test specimens. Averaged generation fluxes of water and the heat transfer performances(heat flux, heat transfer coefficient) were obtained. The results of this work were compared with the data reported previously.

As the film flow rate of the solution increased, the generation fluxes of water decreased for both tubes. The reason is estimated by the fact that the heat transfer resistance with the film thickness increased as the film flow rate increased. The effect of the enlarged surface area at the knurled tube was supposed to be dominant at a small flow rate. The generation fluxes of water increased with the increasing degree of tube wall superheat. Nucleate boiling is supposed to occur at a wall superheat of 20 K for a smooth tube, and at 10 K for a knurled tube. The heat transfer performance of the falling film was superior to pool boiling at a low wall superheat below 10 K for both tubes tested. The knurled tube geometry showed good performance than the smooth tube, and the increased performance was mainly came from the effect of the increased heating surface area.

Key words: Falling - film heat transfer(유하액막 열전달), Lithium bromide solution(리튬브로마이드 수용액), Smooth tube(평활관), Knurled tube(널링관)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]

C_p : 비열 [$J/kg K$]

H : 흡수열 [J/kg]

h_f : 액막 열전달계수 [$W/m^2 K$]

m'' : 수증기 발생유속 [$kg/m^2 s$]

m : 질량유량 [kg/s]

P : 작동압력 [$Torr$]

q'' : 열유속 [W/m^2]

q''_e : 증발유속 [W/m^2]

q''_s : 현열유속 [W/m^2]

† Corresponding author

Tel.: +82-562-279-2165; fax: +82-562-279-3199

E-mail address: mhkim@postech.ac.kr

- Re : 액막 레이놀즈수 [$4\Gamma/\mu$]
- T_{sat} : 포화온도 [K]
- T_w : 전열면 온도 [K]
- T_{sat} : 전열면 과열도 [K]
- T_{sol} : 용액온도 증가분 [K]
- w : 리튬브로마이드 농도 [wt%]
- Γ : 전열관 단위길이당 질량유량 [kg/m-s]
- μ : 용액점도 [kg/ms]

1. 서론

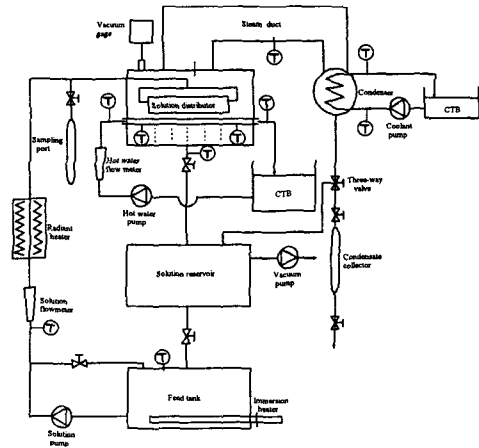
흡수식 냉난방 기기는 프레온 냉매를 사용하는 증기 압축식 냉난방 기기의 오존층 파괴특성과 지구온난화 문제 등을 해결하기 위해 연구되고 있으며 하절기 피크전력을 감소시키고 장치구동에너지원의 다변화를 위하여 개발되고 있다. 흡수식 냉난방 기기는 설비가 간단하고 안전하며 환경보존의 측면에서도 기존의 증기압축식 장치에 비해 유리하다. 반면에 장치의 구성부는 기존의 증기 압축식 장치에 비해 크고 장치의 효율도 작다는 단점이 있다.⁽¹⁾

흡수식 냉난방 기기에서 채용하는 열교환 장치부는 크게 흡수기, 재생기, 응축기, 증발기 등 네부분으로 나눌 수 있으며⁽¹⁾ 이들 중 응축기 및 증발기는 단일 성분의 열전달이 일어나는 곳으로 이의 개선을 위해서는 기존의 고성능 전열관 등을 이용하여 장치의 소형화가 가능하나 흡수기 및 재생기는 수용액(LiBr 수용액 등) 중 냉매(물)의 흡수 및 분리가 일어나는 곳으로 열 및 물질전달이 동시에 발생하여 해석이 용이하지 않다. 따라서 이러한 열 및 물질전달 장치에 있어서의 열교환기 성능향상과 사용 열교환 장치부의 소형화 및 경량화 등을 위해서 1)장치회로상의 개선에 의해 열교환 효율을 증대 시키고자 하는 연구⁽²⁾(이중효용장치 등)와 2)열교환 구조개선을 위한 전열촉진 연구⁽³⁾(전열촉진관 등) 등이 진행되고 있다.

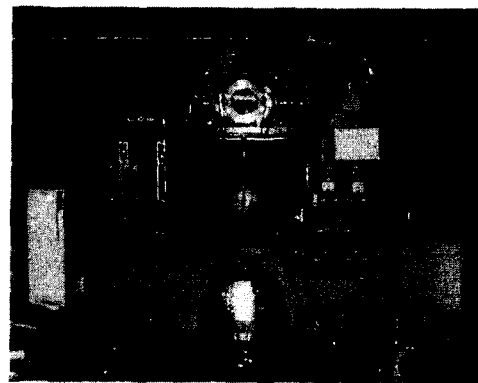
재생기의 열교환은 기존 장치의 경우 푸울비등을 이용한 냉매분리 방식이 적용되고 있다. 그러나 이러한 장치에 있어서 구동 에너지원의 다변화와 저등급 에너지원의 활용을 목적으로 하는 유하액막식 열교환 구조가 성능향상이나 장치의 소형화에 기여할 수 있다. 따라서 유하액막상의 열전달 및 2성분 유체간의 물질전달에 의한 냉매

분리 현상의 규명이 필요하다.

지금까지 이들 재생기의 열전달 성능향상의 연구는 주로 수직관형의 유하액막에 대해 주로 행해지고 있다. 그러나 이러한 수직관형의 구조는 액막의 형성을 위한 수용액의 분배, 발생 냉매의 수송 등 기타 부대장치의 설계에 어려운 점이 있으며 따라서 실제 상용 장치로의 적용문제는 여전히 남아 있다.⁽⁴⁾ 반면에 수평관을 이용한 외부 증발 혹은 비등에 의한 냉매분리 방식은 설치 및 부대장치의 설계면에서 수직형에 비해 유리하다.



(a)



(b)

Fig. 1 Schematic diagram(a) and photograph(b) of experimental apparatus.

그러나 이들 수평단관 유하액막식 재생기는 실험 해석에 있어서 정확성을 기하기가 어려움이 있으며 따라서 이러한 전열현상에 있어서의 열 및 물질전달 구조는 명확히 규명되지 못하였다. 따라서 이러한 수평관 외벽에서의 2성분 유체를 이용한 유하액막 열전달현상의 해석은 열교환 장치의 성능향상과 소형화를 위해서 중요하다.

작동액으로 LiBr-Water계를 채용하는 흡수식 냉난방 기기의 열교환 장치인 재생기는 LiBr 수용액중의 물을 수증기의 형태로 분리시켜 응축기로 공급해 주는 역할을 하는 곳이다. 장치의 가열원으로 폐열 등과 같은 저등급 에너지를 사용할 경우에는 수평관 외벽을 이용한 유하액막식 구조가 기존의 푸울비등식 구조에 비해 장점이 있는 것으로 알려져 있으며⁽⁴⁾ 이를 위해서는 유하액막 계면에서 발생하는 수증기의 양을 예측할 수 있어야 한다. 이러한 경우 액막의 계면에서는 물의 증발에 의해 수용액 중의 LiBr의 농도가 급격히 변화하고 이에 따른 농도차에 의해 물질전달이 수반됨으로 인하여 해석이 쉽지 않다. 따라서 이러한 전달현상의 해석은 열전달은 물론 물질전달까지 고려하여야 하며 따라서 이들 액막상의 열 및 물질전달 특성해석은 실제 열교환기의 설계자료로서도 필요하다.

본 연구는 수평단관 외벽을 이용한 LiBr 수용액의 유하액막 열전달에 있어서의 용액유량과 전열면 과열도에 따른 전열특성을 푸울비등에서 핵비등 전열면으로 쓰이는 널링관을 이용하여 기준이 되는 평활관과 비교하여 그 성능을 분석한 실험해석 보고이다.

2. 실험

본 연구에서 목적으로 하는 실험해석을 위한 실험장치를 Fig. 1과 같이 설계 제작 하였다. 본 장치는 LiBr 수용액의 특성상 60 Torr 정도의 진공하에서 작동하며 따라서 모든 장치부는 외압에 견딜 수 있도록 스텐리스 및 구리재질 등으로 제작하였다. 실험장치는 크게 4개의 유로로 구성된다. 이는 1)실험 전열관을 일정벽면의 온도로 유지하기 위한 가열수 유로, 2)수용액을 실험 단면부에 공급 및 회수하기 위한 수용액 유로, 3)발생 수증기의 양을 측정하기 위한 수증기 및 응축수 유로, 4)발생 수증기의 응축을 위한 냉각수 유

Table 1 Specification of test tubes

Tube name	Dimensions	Ratio of surface area based on smooth tube
Smooth tube	Outer diameter = 19.05 mm Thickness = 1.07 mm	1
Knurled tube	Outer diameter = 19.05 mm Thickness = 1.09 mm 26 fins/inch Fin pitch = 0.7 mm Fin height = 0.45 mm	3

로 등이다. 본 장치에는 수용액의 유량, 계내의 압력, 전열면의 과열도, 수용액 중 LiBr의 농도 등을 측정하기 위하여 체적식 유량계, 절대압력계, 열전대, 밀도계 등을 설치하였다. 수용액의 공급을 위한 분배기는 전열관 상부의 11 mm 지점에 설치되었으며 노즐은 2 mm 직경의 구멍이 4.5 mm 간격으로 설치된 천공 노즐형이다. 실험단면부는 원통형으로 구성하였으며(직경 300 mm, 길이 400 mm), 전면부에 강화유리로 가시창(직경 150 mm, 두께 10 mm)을 설치하여 액막 유동을 육안관찰 할 수 있도록 하였고 가시창을 제외한 나머지 실험단면부는 외부로의 열손실을 막기 위해 유리섬유로 단열하였다. 그 외에 용액 및 각 유로의 폐회로 유동을 위하여 용액탱크, 용액펌프, 가열수 및 냉각수펌프, 응축기, 향온조 등의 부대장치가 설치되어 있다.

실험에 사용되는 작동액인 LiBr 수용액을 주입하기 위해서 먼저 진공펌프로 장치내의 공기를 추기하고 수용액을 외부와의 압력차로 용액탱크 내에 주입하였다. 용액탱크 내에 주입된 수용액은 실험하고자 하는 용액입구 온도인 포화온도로 전기 가열기에 의해 가열되어 실험단면부를 포함하는 장치내를 순환하게 된다. 동시에 수용액의 증발과 발생 수증기의 응축을 위한 가열수 및 냉각수가 각각의 유로로 순환한다. 이때 수용액 중의 수증기는 수용액의 포화온도 이상으로 순환하는 가열수와 온도차에 의해 액막의 계면에서 증발하게 되고 각 지점의 온도와 압력이 변하지 않는 정상상태가 도달되면 실험변수에 따라 실험값(수증기 발생량, 온도 등)을 측정하게 된다. 수증기의 발생량은 실험단면 위쪽에 설치된 수증기 덕트를 흐르는 수증기를 응축기를 이용하여 액상으로 응축시킨 다음 응축수의 양을 측정하였다. 실험에서 얻어지는 가장 중요한 변수인 온도는 가열수 입출구부 전열관 외면에 각각 4개

씩 원주 90° 간격으로 설치하여 계측하였고 이들 측정값의 평균을 전열면온도로 사용하였다. 또한 현열증가의 값을 계측하기 위하여 용액분배기와 실험단면 출구부에 각각 열전대를 설치하여 그 값으로부터 현열값을 계산하였다.

실험에 쓰인 전열관은 직경 19.05 mm, 두께 1.07 mm의 구리평활관과 평활관 외면에 핀이 피라미드의 형상으로 가공된 널링관 등의 2종이며 (Table 1), 용액의 전열관의 적심길이는 283.5 mm 이다.

3. 데이터 분석

유하액막의 증발에 영향을 미치는 변수로는 액막의 레이놀즈수로 대표되는 수용액의 유량, 수용액 중의 LiBr의 농도, 계내의 작동압력, 전열면의 과열도 등이 있으며 액막 레이놀즈수와 전열면 과열도는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$Re_f = 4 \Gamma / \mu \quad (1)$$

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (2)$$

윗식에서 쓰인 전열면의 온도 T_w 는 8개의 열전대를 전열관에 부착하여 측정한 온도의 산술평균값이다. 전열면 단위길이당 수용액의 유량은 체적식 유량계를 이용하여 조절할 수 있도록 하였다. 고정값인 LiBr의 농도와 작동압력은 실험단면 전단부에 설치된 용액추출부와 절대압력계를 이용하여 계측하였다. LiBr 수용액의 물성치는 상용용액의 물성치를 이용하였으며, 액막유동에 따른 전열면을 통한 열유속과 액막 열전달 계수는 액막계면을 통한 수증기의 발생량과 수용액의 흐름에 따른 수용액의 온도변화에 의한 현열증가분(현열유속)을 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$q'' = q''_e + q''_s = m'' \Delta H + m C_p \Delta T_{sol} / A \quad (3)$$

$$h_f = q'' / \Delta T_{sat} \quad (4)$$

본 연구에서 행한 실험의 범위를 Table 2에 나타내었으며 이러한 액막유동은 파형이 존재하는 층류영역이며 이로부터 수용액의 유량과 전열면

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Value
LiBr concentraion(wt%)	53
System pressure(Torr)	60
Wall superheat(K)	2.5-30
Film Reynolds number	50-500

의 과열도 변화에 따른 유하액막의 전열특성을 수증기의 발생량, 열유속 등을 통하여 해석하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 수용액의 유량변화에 따른 영향

Fig. 2는 식(1)에서 정의한 액막 레이놀즈수의 변화에 따른 LiBr수용액 중의 물의 발생량 변화를 보여준다. 액막 레이놀즈수가 증가함에 따라 수증기의 발생량은 감소한다. 이는 액막 유량이 증가함에 따라 액막의 두께가 증가하며 이로 인한 전열저항이 증가되어 나타난 결과로 파악된다.

널링관의 감소 경향은 평활관에 비해 크며 특히 저유량의 경우에 있어서의 널링관에 가공된 핀의 효과는 큰 반면에 고유량의 경우에 있어서는 저유량 영역에 비해 핀의 효과가 감소함을 알 수 있다. 따라서 가공핀의 효과는 저유량 영역에서 평활관에 비해 전열면 확장비인 3배정도의

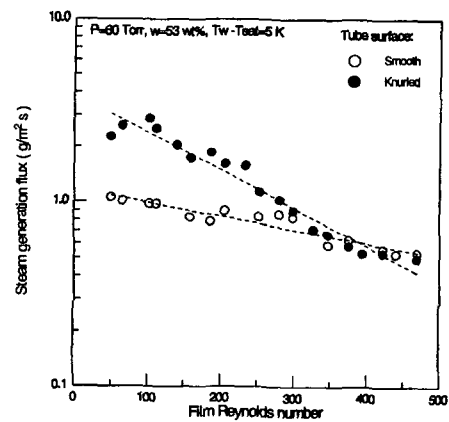


Fig. 2 Steam generation flux with film flow rate.

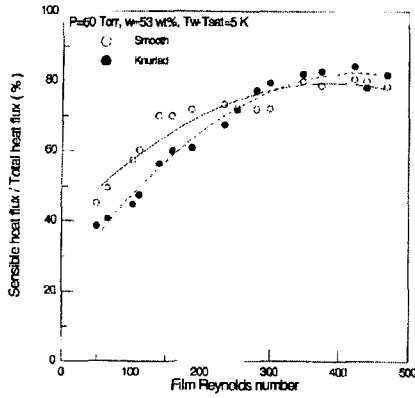


Fig. 3 Sensible heat to total heat flux ratio with film flow rate.

수증기 발생량을 보여 주면서 매우 효과적임을 파악할 수 있다.

Fig. 3은 총 열유속의 경향을 보여 주며 유량의 증가에 대해 평활관은 Re_f 수 400 정도까지 증가하다가 그 이상에서는 약간 감소하는 경향을 보여 주었다. 이는 액막 레이놀즈수 400 이상의 경우에 현열유속의 비율이 전열벽면을 통한 총열유속의 80% 정도이며 용액의 유량이 증가할수록 현열유속의 값이 감소하여 나타나는 결과이다. 따라서 핀관의 경우 저유량에서 전열면의 확장에 의한 핀의 효과가 잘 나타남을 알 수 있다. 널링관에 있어서는 열유속의 값이 액막 레이놀즈수 300 정도까지 거의 일정한 값을 보여 주고 있으며 이후 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 저유량 영역에서의 전열면 확장효과에 의한 증발잠열 증가에 따른 결과이며 적정 액막유량 이후에는 액막저항의 증가로 인하여 열유속이 감소함을 알 수 있다.

4.2 전열면 과열도의 변화에 따른 영향

Fig. 4는 액막유량이 일정한 경우에 있어서의 전열면 과열도 변화에 따른 액막계면에서의 수증기 발생유속을 보여준다. 전열면 과열도의 증가에 대해 수증기의 발생량은 증가하며 이는 전열면과 액막사이의 추진온도차(driving temperature difference) 증가에 따른 결과이다. 평활관의 경우 20 K, 널링관의 경우 10 K의 전열면 과열도에서 수증기의 발생이 급격히 증가하게 되는 데 이는 핵비등의 발생에 의한 결과로 예상된다.

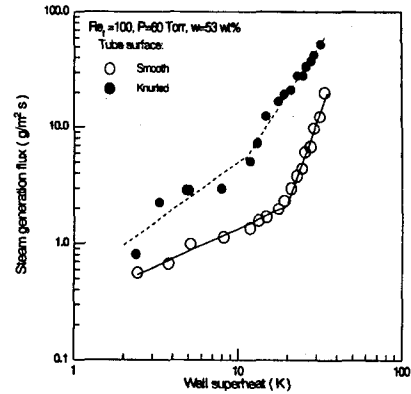


Fig. 4 Steam generation flux with wall superheat.

널링관의 경우에는 평활관에 비해 전열면 구조면에서 핵비등이 발생할 여건이 충분하며 또한 액막의 두께가 상대적으로 얇아져서 작은 전열면 과열도에도 핵비등의 발생을 예상할 수 있다.

Fig. 5는 전열면 과열도가 증가할 때 총 열유속에 대한 현열유속의 비율 도시한 그림이다. 평활관의 경우 총열유속에 대한 현열유속의 비율은 전열면과열도 20 K까지 약 50% 정도이며 그 이후에 차츰 감소한다. 널링관의 경우는 감소율 면에서 평활관과 다른 경향을 보이며 저 전열면 과열도에서 총열유속에 대한 현열유속의 비율은 전열면과열도의 증가에 대해 감소하고 고 전열면 과열도로 갈수록 완화되는 경향을 보인다. 널링관의 경우 저 전열면과열도에서 수증기의 발생량은 그다지 크지 않고 따라서 대부분의 열유속은

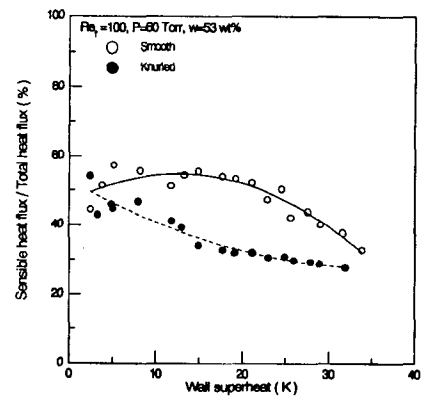


Fig. 5 Sensible to total heat flux ratio with wall superheat.

현열유속이 차지하게 된다. 따라서 전열면과열도가 증가할수록 수증기의 발생에 따른 핵비등 잠열유속이 증가하므로 현열유속의 총 열유속에 대한 비율은 상대적으로 감소하게 된다.

4.3 기존 푸울비등 결과와의 비교

본 연구에서 얻어진 결과의 우수성을 입증하기 위하여 기존에 행해진 푸울비등 결과들⁽⁵⁻⁷⁾과 비교하였다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 10 K 이하의 전열면 과열도에서 평활관과 널링관의 유하액막 열전달은 푸울비등에 비해 3-4배 정도 우수한 열유속 성능을 보여 주었다. 그 이상의 과열도에서도 널링관은 핵비등의 발생에 따른 우수한 열유속 성능을 보여 주었으며 이는 주로 전열면적의 확장에 의한 결과이다.

4.4 불확실성 분석

본 실험의 최대 및 최소 열유속의 경우에 대한 액막 열전달 계수의 불확실성이 Table 3에 나타나 있다. 열전달계수의 값은 식(4)와 같이 계산되며 따라서 열전달 계수에 대한 불확실성은 수증기의 발생량, 수용액의 유량, 전열면과 수용액의 온도 등에 의해서 얻어진다. 이는 본 실험에서 사용된 계측기의 편차(biased error)와 계측값의 난동(fluctuation)에 의한 계측오차(precision error) 등을 이용하여 해석⁽⁸⁾ 된다. 본 실험의 경우에 있어서 최대 불확실성은 널링관의 최저 열

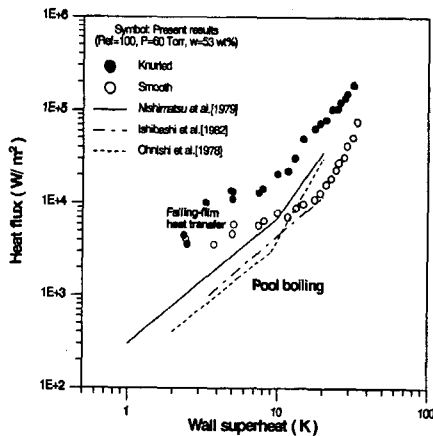


Fig. 6 Heat flux comparison with previous results.

Table 3 Uncertainties of film heat transfer coefficients

Tube kinds	Smooth		Knurled	
Heat flux(W/m ²)	3537.2	75936.9	4466.7	186370.0
Heat transfer coefficient(W/m ² K)	1676.8	2242.7	1884.7	5836.8
Uncertainty(%)	5.63	4.57	6.52	4.57

유속에서 발생하며 그 값이 6.52%로서 이러한 값은 단관을 이용한 실험의 경우에 있어서 타당한 오차의 범위에 든다고 판단된다.

5 결론

수평전열관을 이용한 LiBr 수용액의 유하액막 열전달 특성을 해석하기 위하여 수용액의 유량과 전열면의 과열도를 변화시켜 가며 LiBr 수용액 중의 물의 발생량과 전열면을 통한 열유속 등을 실험을 통하여 분석하였다.

수용액의 유량의 증가에 대해 수증기의 발생량은 감소하며 열유속 중 현열이 차지하는 비율은 증가한다.

전열면 과열도의 증가에 대해 수증기의 발생량은 추진온도차의 증가로 인해 증가하며 전열관별 일정한 과열도 이상에서는 핵비등의 발생을 예측할 수 있다.

유하액막을 이용한 열전달은 저 전열면 과열도의 범위에서 기존의 푸울비등에 비해 우수하며 널링관의 평활관에 대한 성능증가는 주로 전열면적의 확장에 의한 결과로 파악된다.

후 기

본 연구는 공조기술 연구센터(RRC)의 지원하에 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- Herold, K., Radermacher, R., and Klein, A., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, pp. 101-112.
- Ziegler, F., et al., 1993, Multi-Effect Absorption Chillers, Int. J. Refrig., vol. 16, No. 5, pp. 301-311.

3. Kiyota, M., et al., 1995, Effect of Surface Geometry in Steam Absorption into a Falling Film of Aqueous Solution of LiBr, Heat Transfer-Japanese Research, vol. 24, No. 1, pp. 68-79.
4. Fujita, T., 1993, Falling Liquid Films in Absorption Machines, Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 4, pp. 282-294.
5. Ishibashi, E., and Iwasaki, K., 1982, Result of Boiling Experiments for Solar-Powered Absorption Type Chiller, Refrigeration, Vol. 57, No. 653, pp. 231-238.
6. Nishimatsu, A., Tajima, O., Tsuji, H., and Suganuma, S., 1979, Pool Boiling Heat Transfer to Lithium Bromide Water Solutions under Vacuum, Heat Transfer -Japanese Research, Vol. 4, pp. 1-15.
7. Ohnishi, M., et al., 1978, Pool Boiling Heat Transfer to Lithium Bromide Water Solution, Heat Transfer Research, Vol. 7, pp. 67-77.
8. Jong H. Kim and Terrence W. Simon, 1993, Journal of Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 5-6.