

## 직접 수송 루프에서 아이스슬러리의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

이동원\* · 김정배<sup>†</sup>

\*한국에너지기술연구원, <sup>†</sup>충주대학교 에너지시스템공학과  
(2010년 10월 7일 접수, 2010년 10월 31일 수정, 2010년 11월 4일 채택)

### Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Ice Slurry at Direct Transportation Loop

Dong Won Lee\* and Jeongbae Kim<sup>†</sup>

\*Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

<sup>†</sup>Department of Energy System Engineering, ChungJu National University, ChungJu 380-702, Korea

(Received 7 October 2010, Revised 31 October 2010, Accepted 4 November 2010)

#### 요 약

원형 파이프를 유동하는 6.5% EG 수용액으로부터 만들어진 아이스슬러리의 열전달 특성을 분석하기 위한 실험을 수행하였다. 실험 장치의 시험부는 13.84 mm 내경과 1,500 mm의 길이를 가진 동관으로 제작되었다. 아이스슬러리는 시험부 주변에 이중관 형태로 만들어진 원형관 내부를 유동하는 온수에 의해 가열되었다. 본 연구의 실험에 적용된 IPF와 질량 유속은 각각 0~25% 그리고 1,000~3,000 kg/m<sup>2</sup>s의 범위이었고, 온수의 온도와 유량은 일정하게 유지하였다. 측정된 열전달률은 질량 유량과 IPF가 증가함에 따라 증가하였으나, IPF의 영향은 높은 질량 유량에서는 작은 것으로 나타났다. 낮은 질량유량에서는 열전달 계수의 급격한 상승이 15~20%의 IPF에서 나타났다. 마지막으로 측정된 열전달계수는 기존의 열전달상관식들에 의해 계산된 열전달계수와 비교하여 제시하였다.

**주요어** : 아이스슬러리, 직접 수송, 열전달계수, 얼음의 체적분율

**Abstract** — Heat transfer characteristics were experimentally investigated for ice slurry which was made from 6.5% ethylene glycol-water solution flowing in the circular pipe. The test section was made of a copper tube of 13.84 mm inner diameter and 1,500 mm length. The ice slurry was heated by passing hot water through an annulus surrounding the test section. The ice packing factor(IPF) and the mass flux of the experiments were varied from 0 to 25% and from 1,000 to 3,000 kg/m<sup>2</sup>s respectively at a fixed hot water temperature and flow rate. The measured heat transfer rates increase with the mass flow rate and IPF; however the effect of IPF appears to be minor at high mass flow rate. At the low mass flow rate condition, a sharp increases in the heat transfer coefficient was observed when the IPF was above 15~20%. And finally the measured heat transfer coefficients were compared with those calculated from the correlations.

**Key words** : Ice slurry, Direct transportation, Heat transfer coefficients, IPF

#### 1. 서 론

<sup>†</sup>To whom corresponding should be addressed.  
ChungJu National University 50 Daehak-ro, Chungju-si,  
Chungbuk 380-702, Korea  
Tel : 043-841-5282; E-mail : jeongbae\_kim@cjnu.ac.kr

물 또는 수용액에 작은 얼음입자가 섞인 아이스슬러리는 일반 배관을 통하여 직접 수송할 수 있는데, 이 경우 단위 유량당 냉열수송량이 커서 건물의 냉방

은 물론 지역 냉방 시스템 그리고 각종 산업용 냉각 시스템에 효과적으로 이용할 수 있다. 또한 아이스슬러리내 얼음입자는 그 크기가 작아 해빙속도가 빠르고 부하 대응력이 우수하기 때문에, 냉각 시스템에 적용할 경우 프레온을 대체할 수 있는 2차냉매로 활용할 수 있을 것으로 기대되고 있다. 특히 아이스슬러리를 냉매로써 이용하는 경우 단상유체와는 달리 열교환기 입출구에서의 온도차가 거의 나타나지 않도록 할 수 있어, 열교환 성능이 우수하고 설계가 간편해지는 장점이 있다 [1].

아이스슬러리를 냉각매체로 활용하기 위해서는 열교환기내 아이스슬러리의 유동 및 열전달 특성이 우선적으로 규명되어야 한다. 유동특성에 관한 연구는 주로 소구경 배관 내에서 아이스슬러리가 서로 응집하지 않고 안정적으로 흐르는지 여부와, 압력강하 특성이 단상유체인 경우와 어떻게 다른지를 살펴보는 것으로, 국내외에서 관련된 많은 연구 [2,5,6]가 수행되었다. 그러나 아이스슬러리의 열전달 특성에 대해서는 상대적으로 연구가 미미한 상태이며, 최근에서야 관심을 갖고 연구가 진행되고 있다고 할 수 있다. Inaba et al. [3]은 이중관식 열교환기 내에서 저유량( $< 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )인 경우의 아이스슬러리 용해거동과 열전달량에 대한 실험적 연구를 수행하였는데, 유속이 작은 경우 액상에 비해 다소 큰 열전달량을 나타내며 얼음의 체적분율(IPF)이 증가할수록 열전달량이 증가하는 것을 확인하였다. 그러나 유속이 증가하게 되면 단상유체인 경우의 열전달량에 근접하고 IPF의 영향도 나타나지 않는다고 보고하였다. 또한 Kawanami et al. [4]은 굴곡부에서의 열전달 실험을 통해 얼음입자가 밀집된 부분에서, 즉 IPF가 큰 경우에, 열전달계수가 증가하는 것을 확인하였다. 반면에 Knodel et al. [5]은 아이스슬러리의 유속이 비교적 큰 경우에 대한 유사한 실험에서, IPF가 증가하게 되면 얼음입자에 의한 난류억제 효과에 의해 열전달계수가 감소한다는 결과를 제시하였다. 한편 Gil et al. [6]은 일정한 열유속을 갖는 튜브형 열교환기에서, 아이스슬러리의 유량이 증가함에 따라 열전달계수는 단상유체인 경우에 비해 약간 증가하지만, IPF의 영향은 확인하기 어렵다는 연구결과를 발표한 바 있다. 또한 Lee et al. [7]은 본 실험과 동일한 실험결과를 제시하고 있지만, 단순히 실험결과만을 제시하고 있고 실험 시간에 따른 IPF와 열전달량의 변화를 제시하지 못하였다.

이와 같이 아이스슬러리의 열전달 특성을 규명하

기 위한 실험적 연구가 국내외에서 수행되고 있지만, 그 결과는 서로 상충되는 경우가 많으며 이에 대해 아직 명확한 설명이 부족한 상태이다. 이러한 이유는 아이스슬러리 유동과 같은 2상유동의 특성상, 실험장치 및 방법 그리고 실험조건의 작은 차이에 의해서 실험결과가 서로 다르게 나타나기 때문으로 짐작된다. 한편 대부분의 연구에서는 물을 이용해서 각빙을 만들고 이를 분쇄하여 수 mm의 얼음입자를 갖는 아이스슬러리를 만들어 이용하였지만, 상용화된 아이스슬러리 제빙기는 6~8%의 에틸렌글리콜(EG) 수용액을 이용하여 수십~수백  $\mu\text{m}$ 의 얼음입자를 제빙하기 때문에, 실제 활용되는 아이스슬러리의 열전달 특성과는 다소 다른 결과가 얻어졌다고 짐작할 수 있다.

본 연구는 아이스슬러리를 직접 수송하여 소규모 냉각 시스템에 이용하기 위한 기초적인 연구로써, 소구경 배관을 갖는 이중관식 열교환기에서 상용화된 제빙기를 통해 제빙된 아이스슬러리의 열전달 특성을 실험적으로 살펴보았다. 아이스슬러리의 유량과 IPF를 변화시키면서 열전달량을 측정하고 열전달계수를 분석하였으며, 참고문헌 [7]에 비하여 좀 더 명확하게 그 결과를 제시하고 기존의 상관식들과 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2-1. 실험 및 측정장치

이중관식 열교환기에서 아이스슬러리의 열전달 특성을 알아보기 위한 실험장치는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 냉동기와 연결된 제빙기, 제빙된 아이스슬러리를 저장하는 축열조, 아이스슬러리가 순환하면서 열전달 특성 실험이 수행되는 아이스슬러리 순환부 그리고 시험부를 가열하는 온수 순환부로 구성되었다. 제빙기로는 디와이(주)에서 제작한 5RT급 제빙기를 이용하였으며, 축열조는 SUS 재질로 약  $2 \text{ m}^3$ 의 용량을 갖도록 제작되었고 그 상단부에는 아이스슬러리 교반을 위한 교반기를 설치하였다. 실험장치 중 이 부분은 아이스슬러리의 유동특성을 살펴본 Lee et al. [2]의 연구에서와 동일하다.

아이스슬러리 순환부는 순환펌프 및 밸브와 시험부, 그리고 시험부 상·하류에 설치된 두 대의 질량유량계로 구성되었다. 순환펌프로는 일반적인 원심펌프를 사용하였으며, by pass 배관과 밸브에 의해 정해진 유량의 아이스슬러리를 시험부로 수송할 수 있도록 하였다. 시험부의 내관은 본 연구의 최종 이용 목적

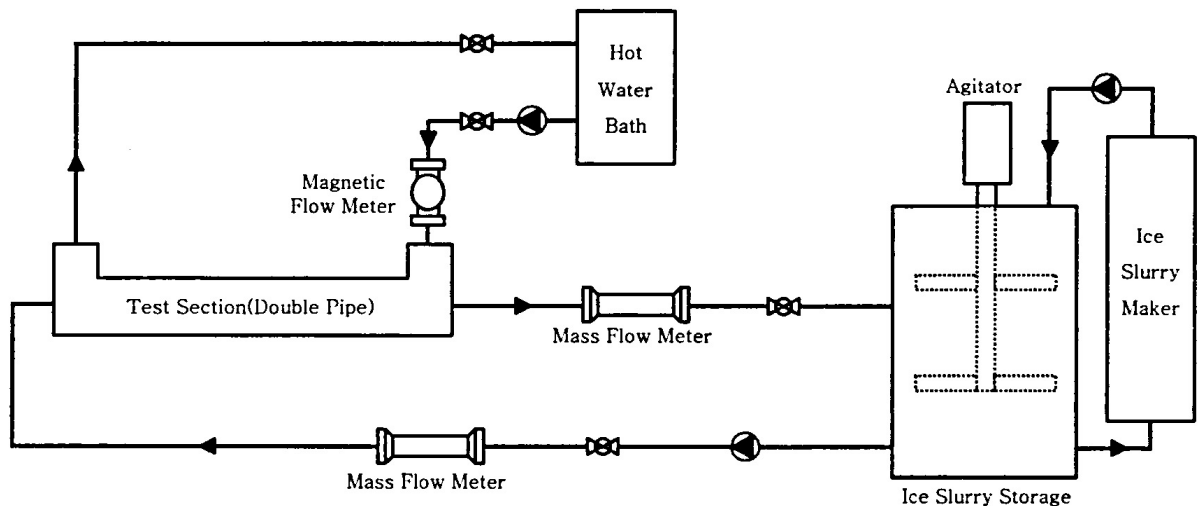


Fig. 1. Schematic diagram of experiment apparatus.

에 맞도록 내경 13.84 mm, 두께 1.02 mm인 동관을 이용하여 1.5 m 길이로 제작하였으며, 내관의 외벽에는 균일한 간격으로 세 부분에 K-type 열전대를 부착하여 벽면온도를 측정할 수 있도록 하였다. 각 부분의 열전대는 내관 외벽 상하 두 곳에 조그만 홈을 파서 열전대를 삽입한 뒤 silver paste로 밀봉하고, 그 위를 에폭시 처리하여 2차 유체인 온수와 직접 접촉하지 않도록 하였다. 온수는 시험부 내관과 외관 사이의 환상공간에 대향류 방향으로 흐르도록 하였다. 시험부 등은 외기로의 열손실을 최소화하기 위하여 50 mm 고무발포 단열재로 단열하였다.

시험부 내관에 유입 또는 유출되는 아이스슬러리의 유량과 밀도는 오차범위가  $\pm 0.2\%$  이내인 Oval사의 질량유량계를 이용하여 실시간으로 측정하였다. 아이스슬러리의 밀도는 그 안에 포함된 얼음입자의 체적분율(IPF)을 알기 위해서 필요하였는데, 시험부 입출구에 설치함으로써 온수와 열전달을 거친 후 아이스슬러리내 얼음입자의 감소량, 즉 아이스슬러리가 얻은 잠열량을 계산할 수 있도록 하였다.

온수는 전기히터와 온도조절기가 내장된 항온조내에서 설정된 온도로부터  $\pm 0.15^\circ\text{C}$  이내의 오차를 갖고 시험부에 공급되도록 하였으며, 온수의 유량은 오차범위  $\pm 0.5\%$ 를 갖는 전자기 유량계를 이용하여 측정하였다. 시험부 내관에서의 아이스슬러리 입출구 온도와 내관과 외관 사이 환상공간에서의 온수 입출구 온도는, 표준온도계와 정밀 항온조를 이용하여 오차범위  $\pm 0.02^\circ\text{C}$  이내로 교정한 RTD로 측정하였다. 벽

면온도 측정 열전대등 기타 온도센서도 같은 방법으로 실험범위 내에서  $\pm 0.05^\circ\text{C}$  이내의 오차를 갖도록 교정하였다. 각 센서로부터 출력된 신호는 컴퓨터와 연결된 데이터 처리 장치(Hewlett Packard, HP75000)를 통해 4초 간격으로 측정하고 저장하였다.

## 2-2. 실험 방법

열전달 실험을 수행하기 전에 제빙기를 이용해서 6.5% EG 수용액으로 아이스슬러리를 제빙하여 축열조에 저장하였다. 저장된 아이스슬러리는 교반기로 교반시켜 축열조 내에서 얼음입자가 고르게 분포되도록 하였다. 아이스슬러리가 원하는 정도로 제빙되었다고 판단되면, 축열조 측면의 배관을 통해 시험부로 아이스슬러리를 순환시키면서 질량유량계를 이용하여 IPF를 측정하였다. 아이스슬러리의 IPF가 25% 이상이 되면, 냉동기를 정지시키고 아이스슬러리와 온수의 유량을 원하는 값으로 고정시킨 후 측정을 시작하였다. 실험중 시험부인 열교환기에서의 열전달에 의해 축열조내 아이스슬러리의 IPF는 점차 감소하였으며, 따라서 IPF 변화에 따른 열전달 특성을 연속적으로 측정할 수 있었다.

온수의 온도와 유량은 각각  $10^\circ\text{C}$ 와 20 L/min으로 고정하였으며, 아이스슬러리의 유량은  $1,000\sim 3,000\text{ kg/m}^2\text{s}$  ( $9\sim 27\text{ kg/min}$ )로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 측정된 데이터를 점검하면서 IPF와 유량이 안정된 5분 이상(80개 이상)의 데이터를 평균하여 하나의 측정 데이터로 간주하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3-1. 측정데이터의 처리

아이스슬러리와 온수 사이의 열전달이 이루어지는 이중관형 열교환기에서 외기로의 열손실이 없다고 가정할 때, 아이스슬러리가 얻은 열량은 온수가 잃은 열량과 같아야 한다. 아이스슬러리가 얻은 열량  $Q_s$ 는 식 (1)에 의해, 그리고 온수가 잃은 열량  $Q_w$ 는 식 (2)에 의해 구할 수 있다.

$$Q_s = \dot{m}_s \left[ \Delta x h_{sf} + \{(\bar{x} C_p) + (1-\bar{x}) C_{ps}\} (T_{s,out} - T_{s,\in}) \right] \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,\in} - T_{w,out}) \quad (2)$$

식 (1)의 첫 번째 항은 시험부내에서 용해된 얼음의 잠열량을 의미하며, 두 번째 항은 얼음 및 수용액의 온도변화에 의한 현열량을 의미한다. 여기서  $\Delta x$ 와  $\bar{x}$ 는 각각 시험부 입출구에서 얼음의 질량분율(x) 차이와 평균 질량분율이며, 아이스슬러리내 얼음의 체적분율 IPF와 질량분율 x는 다음과 같이 나타낼 수 있다 [2].

$$IPF = \frac{\rho_L - \rho_s}{\rho_L - \rho_i} \quad (3)$$

$$x = \frac{\rho_i}{\rho_s} \cdot IPF \quad (4)$$

Fig. 2는 대표적인 실험결과와 식 (1), (2)를 이용해서, 아이스슬러리가 얻은 열량과 온수가 잃은 열량을 계산하여 비교한 것이다. 횡축은 실험이 경과된

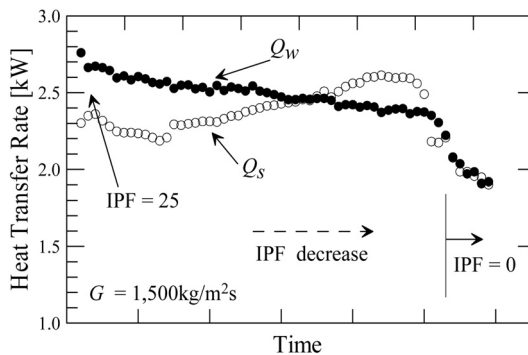


Fig. 2. Comparison of heat transfer rate.

시간을 의미하는데 전술한 바와 같이 시간이 경과되면서 IPF가 감소하므로, IPF의 감소방향이라고 할 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 측정된 두 열량은 최대 17%까지 차이를 보이고 있지만, 시험부 내관의 흐름이 단상유동인 경우(IPF=0) 그 오차는  $\pm 3\%$  이내임을 알 수 있었다. 이러한 결과는 각 온도 및 유량이 비교적 정확히 측정되었고 단열도 잘 이루어졌지만, 아이스슬러리가 얻은 열량 중 용해 잠열량을 정확히 측정하지 못하였기 때문에 판단된다. 용해 잠열량을 알기 위해서는 시험부 입출구에서의 아이스슬러리 밀도변화를 정확히 측정해야 하는데, 실제 밀도변화는 최대  $0.0025 \text{ g/cm}^3$ 이고 질량유량계의 오차범위가  $\pm 0.2\%$ 임을 감안할 때 정확한 용해 잠열량의 측정은 어려운 것으로 판단되었다.

따라서 아이스슬러리측 열전달계수를 구할 때는, 아이스슬러리가 얻은 열량을 온수가 잃은 열량으로 대치한 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$h = \frac{Q_w}{(T_{wall} - T_s) A} \quad (5)$$

여기서  $T_{wall}$ 은 시험부 내관 외벽에 부착된 총 6개의 열전대에서 측정된 벽면온도의 평균값이며,  $T_s$ 는 시험부내 아이스슬러리의 평균온도이다. 시험부내에서 얼음의 용해에 의한 아이스슬러리의 온도상승은  $0.15^\circ\text{C}$  이내이므로, 평균값 이용에 의한 오차는 크지 않다.

#### 3-2. 질량유속과 IPF에 따른 열전달

온수의 유량과 입구온도가 동일한 조건에서, 아이스슬러리의 질량유속과 IPF 변화에 따른 열전달계수 ( $h$ , HTC)의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 전체적으로

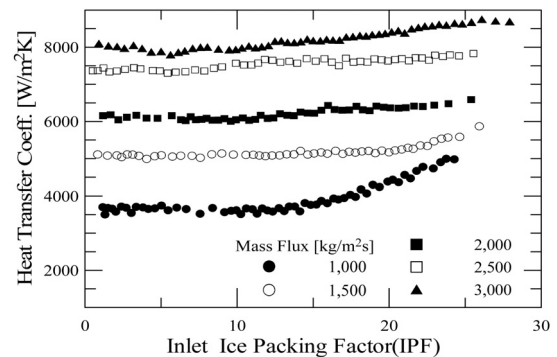


Fig. 3. Variation of HTC as a function of IPF for various mass flow rate.

아이스슬러리의 유량이 증가함에 따라 대류의 영향으로 열전달계수가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 IPF가 증가할수록 열전달계수가 다소 증가하지만, 유량이 적은 경우를 제외하고는 그 효과가 크지 않은 것을 알 수 있다. 아이스슬러리의 질량유속이 1,000 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 IPF 15% 이상에서 열전달계수가 크게 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 유량이 적은 경우 발생하는 부유유동 [2]에 의해 내관벽면과 접촉하는 얼음입자의 양이 많아져서 온도경계층이 교란되기 때문으로 짐작된다. 이러한 결과는 이전의 연구결과 [3-4]와 정성적으로 유사하지만, 정량적인 면에서는 큰 차이가 있다.

관 내부를 흐르는 유체의 열전달계수를 예측하는 상관식은 다양하게 발표되고 있는데, 본 논문에서는 Gil et al. [6]과 마찬가지로 다음과 같은 Petukhov의 상관식과 실험결과를 비교하였다.

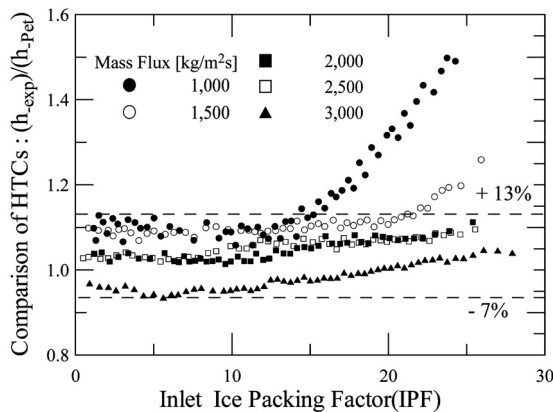
$$h_{Pet} = \frac{k}{D} \frac{Re Pr (f/8)}{1.07 + 12.7(Pr^{2/3} - 1) \sqrt{f/8}} \quad (6)$$

$$f = (1.82 \text{Log}_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (7)$$

여기서 각 물성치는 EG 6.5% 수용액의 어는점에서의 값으로 Table 1의 값을 이용하였다.

**Table 1.** Thermodynamic Properties.

Properties	Value [unit]
$\rho$	1007.2 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$	4,130 [J/kgK]
$\mu$	0.002 [kg/sm]
$k$	0.54 [W/mK]



**Fig. 4.** Comparison of HTCs with Petukhov's correlation.

Fig. 4에 측정된 열전달계수와 식 (6)의 Petukhov의 상관식을 이용하여 계산된 열전달계수의 비를 IPF에 따라 나타내었다. 저유량이면서 IPF가 큰 경우를 제외하고 대부분의 측정된 결과는 IPF에 관계없이 -7~13%의 범위에서 일치하고 있는데, 전술한 바와 같이 유량이 적은 경우 IPF 15~20%에서 아이스슬러리의 열전달계수가 크게 상승하는 것을 확인할 수 있었다. 유량이 적고 IPF가 높은 경우, 아이스슬러리가 유동하는 관의 아래쪽으로 치우쳐 유동하게 되면서, 유동장의 불균일로 인해 발생한 것으로 판단된다.

한편 잘 알려진 다음과 같은 Dittus-Boelter식으로 예측하는 경우, 그 오차범위는 0~20%로 나타났다. 이는 상변화에 따른 유동의 마찰 등의 요인을 고려하지 못하여 발생한 것이다.

$$h = \frac{k}{D} 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

#### 4. 결 론

본 연구에서는 EG 6.5% 수용액을 이용하여 만들어진 아이스슬러리의 이중관 열교환기에서의 열전달 특성을 실험적으로 살펴보았다. 환상공간을 흐르는 온수측 유량과 입구온도를 고정시킨 상태에서, 내관을 흐르는 아이스슬러리의 유량과 IPF를 변화시키면서 열전달계수를 측정하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열교환기 입출구에 설치한 질량유량계를 이용하여 밀도변화를 측정함으로써 아이스슬러리가 얻은 잠열량을 측정하였으나, 밀도변화가 작기 때문에 정확한 잠열량의 측정이 불가능하였다.
- (2) 온수가 잃은 열량을 기준으로 열전달계수를 구했는데, 아이스슬러리의 유량은 물론 IPF의 상승에 따라 열전달계수가 증가하는 것을 확인하였다.
- (3) 유량이 적은 경우는 IPF 15~20%에서 열전달계수가 급격히 증가하는 것으로 나타났으나, 유량이 많은 경우에는 IPF의 효과가 미미하였다.
- (4) Petukhov의 열전달계수 상관식과 비교한 결과, 유량이 적으면서 IPF가 큰 경우를 제외하고는 거의 -7~13% 범위에서 대체로 일치하고 있음을 알 수 있었다.

## 기호설명

$A$  : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $J/kgK$ ]  
 $D$  : 배관의 내경 [ $m$ ]  
 $f$  : 관마찰계수  
 $G$  : 질량유속 [ $kg/m^2s$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $h_{sf}$  : 얼음의 잠열, 334 [ $J/kg$ ]  
 IPF : 얼음의 체적분율, 식 (3)  
 $k$  : 열전도율 [ $W/mK$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\mu C_p/k$   
 $Q$  : 열량 [ $W$ ]  
 $Re$  : Reynolds 수,  $4\dot{m}/\pi\mu D$   
 $T$  : 온도 [ $K$ ]  
 $x$  : 얼음의 질량분율, 식 (4)

## 그리스 문자

$\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\mu$  : 점성계수 [ $Ns/m^2$ ]

## 하첨자

$i$  : 얼음  
 $in$  : 열교환기 입구  
 $L$  : 액상(수용액)  
 $out$  : 열교환기 출구  
 $s$  : 아이스슬러리  
 $w$  : 온수  
 $wall$  : 벽면

## 후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 산업기반기술개발사업(참여기업 : 캐리어LG, 디와이(주))의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Lee, D. W., 2001, Cold heat transportation using ice slurry, The Magazine of the SAREK, Vol. 30, No. 12, pp. 8-14.
2. Lee, D. W., Yoon, C. I. and Yoon, E. S., 2002, Experimental study on flow patterns and pressure drop characteristics of ice slurry in small size pipe(1), (2), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 385-397.
3. Inaba, H., Horibe, A., Ozaki, K. and Yokota, M., 1997, Study of cold energy release characteristics of flowing ice water slurry in a pipe, Trans. of the JSRAE, Vol. 14, No. 3, pp. 265-276.
4. Kawanami, T., Fukusako, S. and Yamada, M., 2001, Forced convection heat transfer characteristics of ice slurry at the bending section of flow path, Proceedings of the 4th Workshop on Ice slurries of IIR, pp. 165-174.
5. Knodel, B. D., France, D. M., Choi, U. S. and Wambsganss, M. W., 2000, Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 671-685.
6. Gil, B. I., Lee, Y. P., Jung, D. J., Cho, B. H. and Choi, E. S., 2001, A study on transport and heat utilization of ice slurries, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 1065-1071.
7. Lee, D.W., Yoon, E.S., Joo, M.C., and Sharma, A., 2006, Heat transfer characteristics of the ice slurry at melting process in a tube flow, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 451-455.