

아이스 슬러리의 원형관내 대류열전달에 관한 연구

정 동 주* · 최 은 수**

Convective Heat Transfer of Using an Ice Slurry in a circular pipe

Dongju Jung and Eunsoo Choi

Key Words: Ice Slurry(아이스 슬러리), Convective Heat Transfer(대류열전달), Latent Heat(잠열), Melting energy(용융에너지), Effective Thermal Capacity(유효열용량)

Abstract

To enhance heat transfer characteristics of water, fine ice was added to it. The convective heat transfer characteristics of the ice slurry were investigated in a flow loop with a constant heat flux test section. The Nusselt number and Fanning friction coefficient of water flow were found to be similar to the expected curve by Petukhov. The Nusselt number of the ice slurry flow was higher than the Nusselt number of water. Effective thermal capacity of the 10.84% ice slurry was found to have 2.39 times of the thermal capacity of water.

기호설명

- C : 열용량 [J/kg · °C]
- C_{eff} : 유효 열용량 [J/kg · °C]
- D : 시험부의 관내 직경 [m]
- m : 질량 유량 [kg/s]
- Nu : 뉴셀트수
- Q : 단위 시간당 가열열량 [Watts]
- T : 온도 [°C]
- ΔT : 유체의 출구 온도-유체의 입구온도 [°C]
- X : 시험부에서 유동 방향으로의 길이 [m]

하첨자

- avg. : 평균값
- bi : 입구에서 유체의 유동방향으로의 국소적인 평균
- bo : 출구에서 유체의 유동방향으로의 국소적인 평균
- exp. : 실험에 의해 측정된 값
- Pet. : Petukhov에 의해 계산된 값
- w : 물의 경우

1. 서론

에너지 효율 증대의 한 방편으로 열병합발전소를 이용한 지역냉난방시스템이 건설 또는 추진되고 있다. 열병합발전소는 각종 터빈을 이용하여 전력을 생산한 후 남은 여열을 이용 지역냉난방에 사용하는 시스템을 말한다. 이러한 지역난방 시스템은 전체 공정의 70%가 배관공사이며 냉난

* 회원, 명지대학교 대학원

E-mail : lte@wh.myongji.ac.kr

** 회원, 명지대학교 기계공학과

E-mail : choies@wh.myongji.ac.kr

TEL : (0335)330-6429 FAX : (0335)321-4959

방을 위한 대량의 열전달 유체를 배관을 통해 공급함으로써 어마어마한 양의 공급전력이 필요하게 된다. 우리 나라에서는 지역난방시스템을 분당을 포함한 몇몇 도시에 사용중이며 점차 확산되어지고 있으나 지역냉방시스템은 사용하지 않고 있다. 1970년대 초부터 미국과 캐나다를 비롯한 몇몇의 선진국가에서는 지역난방시스템을 위한 연구를 수행하여 왔으며 이는 열전달 유체로 미립 얼음 입자를 운반 유체에 분산시킨 아이스 슬러리에 관한 연구가 그것이다. 그리고 일부 도시에서 시범적으로 사용되어지고 있다. 이는 아이스 슬러리가 단위 체적당 높은 열용량 및 열전달 계수의 증가를 포함하기 때문이다. 얼음을 이용한 연구는 빙축열의 차원에서 연구되어진바 있으나 열전달 유체로서의 얼음에 관한 연구는 거의 미비한 상태이다. 이는 얼음이 고상시에 유동성이 떨어지며 유로를 막는 현상(clogging)과 고체와 액체의 이상유동 해석의 난점 때문이다.

열전달율의 증가를 위해서 최은수등에 의해 상변화물질^{(1),(2)}(Phase-Change-Material)에 관한 연구가 수행된 바 있으며, 이는 미세한 고체입자로 만들어진 상변화물질이 유동시 액체상태로 상변화를 일으키면서 발생하는 잠열(latent heat)의 효과를 이용한 것으로 체적 열용량(volumetric thermal capacity)의 증가 및 열전달계수의 증가 등과 같은 효과 때문이다.

상변화물질 슬러리에 관한 연구는 크게 파라핀 슬러리, 미립피복 상변화물질 슬러리와 아이스 슬러리로 나눌 수 있다. 파라핀 슬러리는 고체 파라핀을 유화제를 이용하여 아주 미세한 입자로

만들어 운반유체에 분산시킨 것으로 최은수⁽³⁾등이 파라핀 입자 생성과 열전달해석에 관한 연구를 수행한바 있으며, Kasza와 Chen⁽⁴⁾은 상변화물질의 잠열에 대한 효과를 발표한바 있다. 미립 피복 상변화물질 슬러리(MCPCM slurry)는 상변화 물질을 속이 빈 미세한 구형용기 속에 채워 넣어, 이를 운반유체에 분산시킨 것으로 항공 전자 시스템에서의 열저장 및 열수송 향상을 위한 연구에서 비롯되었으며 Kasza등이 강제대류 열전달에 적용할 경우의 효과에 관한 연구를 수행한 바 있으며, Roy와 Sengupta^{(5),(6)}등에 의해 MCPCM의 기계적 강도에 관한 연구가 있었고, Chanmyakorn⁽⁷⁾등은 수치해석을 통한 열전달 해석을 하였고, Colvin^{(8),(9)}등이 자체 제작된 MCPCM을 이용하여 열전달 실험에 관한 연구를 하였다. 또한 최은수등에 의해 MCPCM slurry의 열적 특성 및 난류 영역에서의 열전달 특성에 관한 연구가 수행되어진 바 있다. 본 연구에서는 미세한 얼음 입자를 운반 유체인 물 속에 분산시킨 아이스 슬러리를 이용한 난류 유동장에서의 원형관내 강제대류 열전달에 관한 연구를 수행하였다.

2. 열전달 실험 장치 및 실험 조건

2.1 열전달 실험 장치

관내 대류 열전달 실험을 위하여 Fig. 1와 같은 일정 열 유속(constant heat flux) 경계 조건을 가진 열전달 실험 장치를 사용하였다.

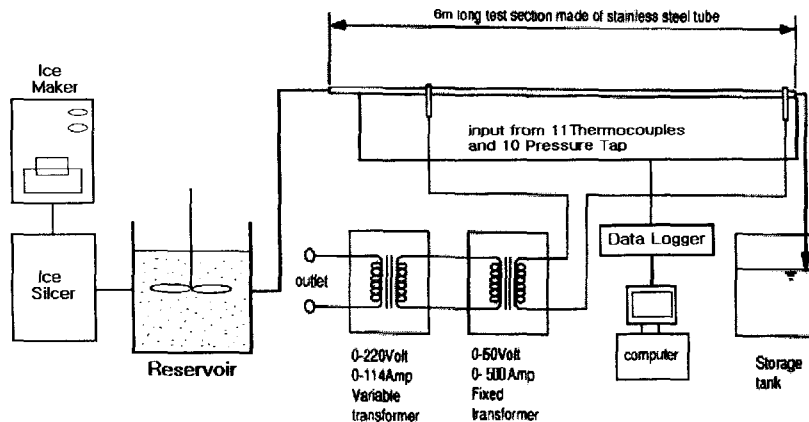


Fig. 1 Experimental apparatus of convective heat transfer test

실험 장치는 크게 얼음 입자 생성부, 아이스 슬러리 저장 용기, 시험부, 전원부 및 Data 인식부로 나눌 수 있다. 얼음 입자 생성부는 제빙기와 slicer로 구성되어 있으며 각각 HOSHIZAKI사의 IM-85 모델, HC-27 모델이다. 제빙기에서 생성된 얼음을 Slicer를 이용 미세한 입자로 만들어 운반 유체인 물 속에 분산시켜 아이스 슬러리를 만들었다. 시험부는 내경이 10.1mm, 총길이가 6m인 스테인레스 스틸관으로 제작하였다. 시험부는 다시 유체역학적 발달 영역과 가열 시험부로 나뉘며, 유체역학적 발달영역은 가열시험부에서 유체의 흐름이 완전발달흐름이 되도록 시험부 입구에서부터 $X/D=100$ 이 되는 약 1m 뒤까지다. 보통 대류열전달의 단상류(Single-Liquid Flow)에서 가열 시험부의 길이는 80D 보다 작다. 그 이유는 난류에서 열적 입구영역이 약 15-20D 정도이기 때문이다. 그렇지만 이상류(Two-Phase Flow)에서는 상변화 현상을 관찰하기 위해서는 가열부의 길이가 80D로는 너무 작다. 따라서 본 실험에서 사용한 가열시험부의 길이를 약 450D로 설치하였다. 또한 가열시험부의 시작점은 $X/D=125$ 가 되는 지점부터다. 가열시험부의 양쪽 끝은 전력 공급용 플랜지를 용접하여 Power supply와 Transformer로 구성된 전원부에서 나오는 전력을 가열시험부에 전달하도록 하였다. 시험부에는 11

개의 열전대 및 11개의 압력탭이 설치되었고 압력탭은 OMEGA사의 PX26 series 모델인 압력 센서와 연결되어 차압을 측정하였다. 측정된 온도 값 및 압력값은 일본 Yokogawa사의 DA100 모델을 data logger로 사용하여 컴퓨터에 가시화 및 저장하였다.

2.2 대류 열전달 실험 조건

실험은 크게 물 실험 및 아이스 슬러리 실험으로 나누어 수행하였다. 물을 열전달 유체로 이용한 실험은 0°C의 물을 벨브를 이용하여 0.4kgf/cm²에서 0.8kgf/cm²로 0.1kgf/cm²씩 변화시키면서 각각 20, 30, 40volts를 공급하여 15번의 반복 실험을 하였다. 아이스 슬러리의 경우는 실험 조건을 table. 1에 나타내었다. 얼음 입자의 농도는 공급된 전기적인 가열량과 열전달 유체의 엔탈피 상승은 동일하다는 에너지 밸런스(E.B.R)를 이용하여 구하였다. 즉 가열량은 물의 온도 상승과 얼음 입자의 용융시 흡수된 열량의 합과 동일하다는 가정하에서 얼음 입자의 농도를 계산하였다. 실제 E.B.R 측정을 위하여 공급 전압을 변화시키면서 물을 이용한 가열 실험을 한 결과 E.B.R의 평균값이 1.017로서 열손실이 거의 없음을 알 수 있었다.

Table. 1 Classified table of ice slurry heating test condition

Number	T _{bi} (°C)	T _{bo} (°C)	Pressure (kgf/cm ²)	Fraction (%)	Volt	Mass flow rate (g/s)	Re	Heat flux (W/m ²)
1	-0.06	2.51	0.6	3.89	20	177.72	12938	4240
2	0.00	8.49	0.585	5.80	30	176.56	14021	9280
3	0.01	16.59	0.57	5.31	40	182.55	16536	15951
4	-0.08	3.89	0.6	2.49	20	180.38	13385	4520
5	-0.07	11.07	0.59	2.22	30	183.54	15160	9960
6	-0.01	19.42	0.58	2.54	40	186.70	17774	16800
7	-0.15	0.95	0.59	5.54	20	190.46	13556	4420
8	-0.31	5.00	0.57	9.64	30	176.23	13241	9630
9	-0.38	12.87	0.565	9.98	39	179.45	15179	15990
10	-0.18	3.95	0.6	11.15	30	177.54	13166	9720
11	-0.30	12.74	0.58	10.52	39	183.26	15488	16497

3. 실험결과 및 해석

3.1 아이스 슬러리를 이용한 관내 대류 열전달

슬러리 실험을 하기 이전에 실험의 신뢰성을 알아보기 위하여 물을 가열시험부에 흘리면서 압력 강하 및 대류 열전달계수를 구하여, 이를 다시 관마찰계수 및 뉴셀트수로 환산하여 Petukhov의 결과⁽¹⁰⁾와 비교하였으며 잘 일치함을 알 수 있었다.

아이스 슬러리는 액체 및 고체의 이상유동이며, 이를 해석하기 위해 균질 유동(Homogeneous flow) 모델을 적용시켜 해석하였다. 즉 두 상(Phase)인 물과 얼음이 잘 혼합되어 있어서 같은 속도로 움직인다고 가정하였다. Fig. 2는 아이스 슬러리의 레이놀드수의 변화에 따른 뉴셀트수의 변화를 Petukhov의 이론값과 비교하여 도시한 것이다. 본 실험에서 20V의 경우는 가열량이 작아서 완전 용융이 되지 않아 전체적으로 Petukhov의 이론값 보다 낮게 측정되었다. 이미 잘 알려진 바와 같이 레이놀드수가 증가함에 따라 뉴셀트수도 증가하였으며, 20V의 경우를 제외하곤 Petukhov의 이론값 보다 평균 13% 증가함을 알 수 있었다. 이는 얼음 입자가 가열시험부를 흐르면서 완전히 상변화를 하며 이로 인해 발생하는 잠열의 영향으로 생각된다. Fig.3은 공급 전원의 변화에 따른 뉴셀트수의 변화를 도시한 것이다. 공급 전원이 증가함에 따라 뉴셀트수 또한 증가하였다. 뉴셀트수는 대류열전달계수에 비례하며, 대류열전달계수는 관내벽온도와 유체의 혼합유체평균온도와의 차에 반비례한다. 여기서의 혼합유체평균온도는 유체의 입구와 출구에서의 평균온도이다. 공급 전압이 증가하면 혼합유체평균온도는 증가하고 반면 관내벽온도 또한 증가하나 증가폭이 혼합유체평균온도의 증가폭에 비해 작다. 따라서 공급 전압이 증가함에 따라 관내벽온도와 열전달유체의 혼합유체평균온도와의 차는 감소하게 되며 결과적으로 뉴셀트수는 증가하게 된다. Fig. 3은 농도 변화에 따른 뉴셀트수의 변화를 도시한 것이다. 농도가 변화에 따른 뉴셀트수의 변화는 거의 볼 수 없었으나 얼음 입자의 농도가 더욱더 증가하면 다른 경향을 보일 것으로 생각된다. 아이스 슬러리의 관마찰계수를 레이놀드수와 공급 전원의 변화에 따라 Fig. 4와 Fig. 5에 도시하였다.

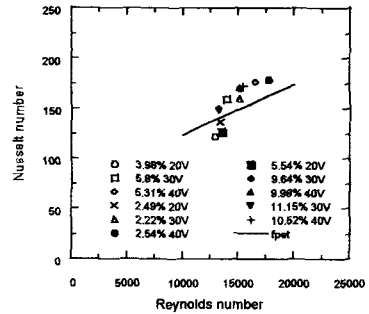


Fig. 2 Nusselt number of ice slurry with Reynolds number

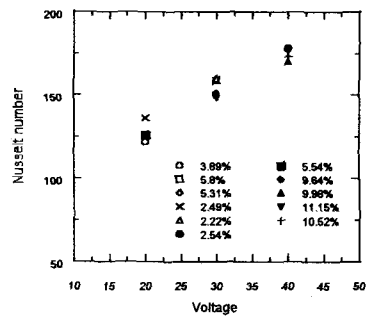


Fig. 3 Nusselt number of ice slurry with input voltages

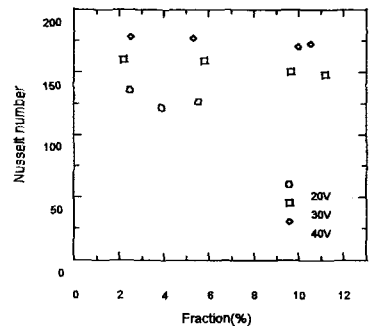


Fig. 4 Nusselt number of ice slurry with ice fraction

공급 전압이 증가함에 따라 관마찰계수는 감소하였고, 이는 반지름 방향으로의 점도 변화로 인한 영향으로 생각된다. 즉 공급 전압이 증가함에 따라 유체의 온도가 증가하게 되고, 이로 인해 반

지름 방향으로의 유체의 점도는 감소하게 되며 그 결과 관마찰계수는 감소하게 된다.

뉴셀트수의 경우와 마찬가지로 농도 변화에 따른 관마찰계수의 변화는 볼 수 없었다.

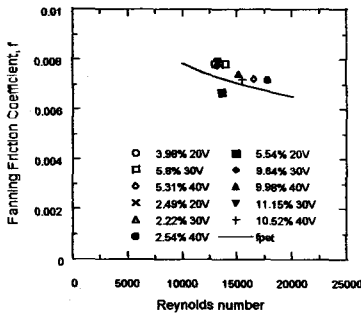


Fig. 5 Fanning friction coefficient of ice slurry with various Reynolds number

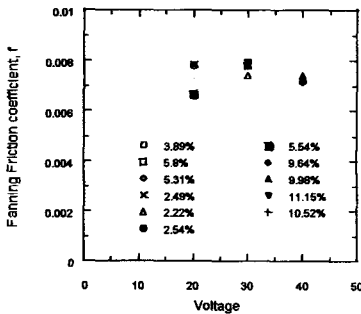


Fig. 6 Fanning friction coefficient of ice slurry with various input voltages

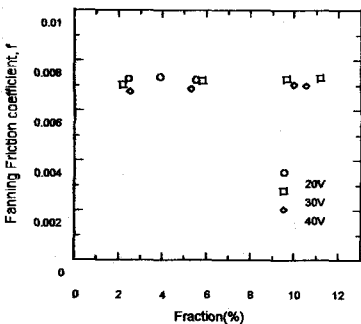


Fig. 7 Fanning friction coefficient of ice slurry with various ice fraction

3.2 아이스 슬러리의 유효 열용량

상변화물질인 얼음입자를 운반 유체인 물속에 섞어 열전달유체로 사용할 경우 가장 큰 변화는 열전달유체의 열용량의 증가로 나타난다. 그러나 이것은 엄밀한 의미에서의 열용량이 아니고 유효 열용량이라고 함이 옳을 것이다. 유효열용량을 C_{eff} 라 하면,

$$C_{eff} = \frac{Q}{\dot{m} \cdot (T_{bo} - T_{bi})}$$

따라서 유효열용량은 실험조건, 즉, 열전달유체의 입출구온도에 따라 변하는 값이므로 엄밀한 의미에서 성질이라고 할 수는 없다고 생각된다.

얼음 입자의 용융에너지는 이미 연구되어진 옥타데케인이나 로릭산의 용융에너지의 2배에 해당된다. (얼음;80kcal/kg, 옥타데케인;34.4kcal/kg, 로릭산;kcal/kg) 따라서 기존의 상변물질로 사용된 파라핀계열의 경우 보다 유효열용량 또한 상당히 증가한 값을 보인다. 각각의 실험을 네가지의 경우로 분류하여 table. 2에 나타내었다.

Table. 2 Effective Thermal Capacity

T_{bi} ($^{\circ}$ C)	T_{bo} ($^{\circ}$ C)	Fraction(%)	C_{eff}	C_{eff}/C_w
-0.06	11.46	2.42	5271	1.25
-0.02	9.18	5.00	6924	1.65
-0.34	8.94	9.81	8508	2.02
-0.24	8.35	10.84	10080	2.39

농도가 증가함에 따라 유효열용량 또한 증가함을 알 수 있다. 농도가 10.84%인 경우는 물의 경우에 비해 최고 139% 증가한 값으로 옥타데케인의 경우 농도가 9.7%인 경우에 31%에 비해 상당히 증가한 값이다.

4. 결론

열전달유체의 열전달 특성을 향상시키기 위한

한 방법으로 얼음 입자를 운반유체인 물 속에 분산시킨 아이스 슬러리를 이용한 원형관내 대류열전달에 관한 연구를 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 물을 이용한 관내 대류열전달에서 뉴셀트수와 관마찰계수가 Petukhov의 이론값과 잘 일치함을 알 수 있었다.

(2) 아이스 슬러리를 이용한 관내 열전달에서 뉴셀트수와 관마찰계수가 Petukhov의 이론값 보다 평균 10% 크게 나타남을 알 수 있었다.

(3) 아이스 슬러리의 유효 열용량이 농도가 증가함에 따라 증가하며 최고 농도인 10.84%의 경우 물에 비해 139% 증가함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Choi, E., Cho, Y. I., and Lorsch, H. G., 1994, "Forced Convection Heat Transfer with Phase - Change - Material Slurries: Turbulent Flow in a Circular Tube," *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 207~215.
- (2) Choi, E., Cho, Y. I., and Lorsch, H. G., 1991, "Effects of Emulsifier on Particle Size of a PCM in a Mixture with Water," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, No. 6, pp. 759~766.
- (3) 최은수, 1998, "파라핀 슬러리의 생성 및 관내 대류열전달에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제22권 제1호, pp. 50~60.
- (4) Kasza, K. E., and Chen, M. M., 1985, "Improvement of the Performance of Solar Energy or Waste Heat Utilization Systems by Using Phase-Change Slurry as an Enhanced Heat-Transfer Storage Fluid," *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 107, pp. 229~236.
- (5) Roy, S. K. and Sengupta, S., 1987, "The Melting Process Within Spherical Enclosures," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 460~462.
- (6) Roy, S. K. and Sengupta, S., 1991, "An Evaluation of Phase Change Microcapsules for uUe in Enhanced Heat Transfer Fluids," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 495~507.
- (7) Charunyakorn, P., Sengupta, S., and Roy, S. K., "Forced Convection Heat Transfer in Microencapsulated Phase Change Material Slurries: Flow in Circular Ducts," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 3, pp. 819~833, 1991.
- (8) Colvin, D. P. and Mulligan, J. C., 1990, "Method of Using a PCM Slurry to Enhance Heat Transfer in Liquids," U.S. Patent 4,911,232.
- (9) Colvin, D. P., Mulligan, J. C., and Bryant, Y. G., 1992, "Enhanced Heat Transfer In Environmental Systems Using Microencapsulated Phase Change Materials," *22nd International Conference on Environmental Systems*.
- (10) Petukhov, B.S., 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties," *Advances in Heat Transfer* Vol. 6, pp. 503~564.