

현장 적용 아이스슬러리 시스템의 열교환기 성능 실험

이 상 훈[†], 유 호 선^{*}, 이 윤 표

한국과학기술연구원, ^{*}숭실대학교 기계공학과

The Heat Exchangers Performance Experiment for a Field Application Ice Slurry Cooling System

Sang Hoon Lee[†], Hoseon Yoo^{*}, Yoon Pyo Lee,

Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

^{}Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 156-743, Korea*

ABSTRACT: The research are performed to check the characteristics of the ice slurry transport system for the district cooling. The system are installed at the 1st floored building which is as large as the 1204 m² (86 m × 14 m). Three kinds of heat exchanger are selected, such as, plate, spiral and shell & tube type, to apply to the ice slurry systems. Experiment was done in the two cases. The first case, circulation water flow fixed at the design conditions for the state to change the flow of the supply of ice slurry. The second case, Ice slurry flow fixed at the design conditions for the state to change the flow of circulation water. Both side of Energy balance was calculated. The performance of plate heat exchanger is higher than others and it's enthalpy effectiveness is higher too.

Key words: Ice Slurry (아이스슬러리), IPF(빙체적층전율), Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Spiral Heat Exchanger(스파이럴 열교환기), Heat balance(열수지 균형), Effectiveness(유효도)

기 호 설 명

하 첨 자

IPF : Ice Packing Factor, 얼음의 체적분율
 C_P : 정압 비열 [kJ/kg · K]
 H : 엔탈피 [J/kg]
 T : 온도 [°C]
 m : 유량 [kg/min]
 x : 얼음의 질량분율
 ε : 유효도 (Effectiveness)
 ρ : 수용액 및 얼음의 밀도 [kg/m³]

ice : 얼음
 sol : 수용액
 SL : 아이스슬러리
 w : 물 (water)
 c : 저온측 (cold)
 h : 고온측 (hot)
 i : 유입측 (in let)
 o : 유출측 (out let)

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5687; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: carnot@kist.re.kr

1. 서 론

지역냉방 시스템은 일정 공간에서 집단적으로 냉열을 생산하여 냉수나 고밀도 전달물질을 이용하여 개개의 수요처로 공급하는 냉열공급시스템이다. 개별 건물에 냉방을 위한 기계실을 별도로 설치할 필요가 없기 때문에 공간 활용이 자유로워 미국⁽¹⁾ 및 일본⁽²⁾ 뿐 아니라 국내에서도 상암 디지털 미디어 시티(DMC)에 보급되어 있다⁽³⁾.

지역냉방 시스템에 있어서 냉방수요가 초기 냉방공급 능력을 초과하여 발생할 경우, 공급시설의 추가적인 증설은 물론이고 공급 배관의 증설이 요구되는데, 특히 배관시설은 신도시나 해당 지구의 초기 기반시설에 해당하므로 그 증설은 거의 불가능하다고 할 수 있다. 이러한 경우에 아이스슬러리 시스템(Ice Slurry System)의 도입은 배관의 추가적인 증설 없이도 변동하는 냉방수요의 문제를 해결할 수 있는 효과적인 방법으로 기대되고 있다.

본 연구는 직접 순환형 아이스슬러리 시스템을 지역냉방에 적용하기 위한 사전 작업으로서, 실험실 규모를 벗어난 파일럿 규모의 장치를 건물의 냉방시스템에 적용하였고, 효과적인 냉방을 수행하기 위해 몇 가지 종류의 열교환기(Heat Exchanger, HX)를 선정하고, 그에 대한 성능 실험을 수행하였다.

2. 실험장치

Fig. 1은 적용된 시스템의 개략도이다. 대상 건물은 사무실용 단층 건물로써 전체 길이는 86 m, 폭 14 m 인 길쭉한 직사각형 형상 (약 1204 m² 규모)을 가지므로 지역냉방의 배관 수송특성을 점검하기 적절한 조건을 가지고 있다. 총 냉방부하는 28.3 USRT 이며 아이스슬러리 공급 시스템은 25 USRT (제빙 용량 기준)의 제빙 장치 52 RT-h(10 m³)의 축열조로 구성되어 있다. 지역냉방 사업범위를 고려하여 최종 부하까지 아이스슬러리를 공급하는 것 보다는 아이스슬러리를 공급수용가의 기계실까지 공급하고 열교환기에서 냉수를 생산한 후 냉수가 Air Handling Unit (AHU)로 보내져 냉수와 공기가 열교환하여 차가운 공기를 생산할 수 있는 시스템을 구성하였다. 흡수식 냉동기에 냉각된 냉수가 사무실과 강의실로 나뉘어 2 개의 AHU까지 공급되었던 기존의 시스템에 아이스슬러리와 냉수간에 열교환

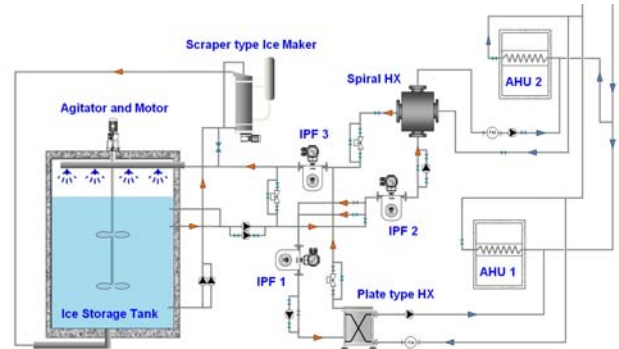


Fig. 1 Schematics of the ice slurry experimental system

을 하는 2개의 열교환기를 설치하는 방식으로 기존의 시설을 개조하였다. 냉방부하가 17.9 USRT로 상대적으로 높은 사무실측은 관형열교환기(Plate Heat Exchanger)를, 냉방부하가 10.3 USRT로 상대적으로 낮은 강의실측에는 셸 앤 튜브형(Shell & Tube type)과 스파이럴 열교환기(Spiral Heat Exchanger)를 설치함으로써 아이스슬러리와 열교환을 통해 AHU용 냉수를 생산하였다. 아이스슬러리 배관은 Fig. 3 (a)(b)와 같은 경로로 배치되어 있는데, 축열조로부터 관형열교환기까지의 배관 길이는 편도 95 m, 왕복 190 m이고, 축열조에서 스파이럴 열교환기까지의 배관 길이는 편도 50 m, 왕복 100 m 이다. 아이스슬러리 제빙 및 순환 펌프는 다단 볼류트 원심펌프를 사용하였다. 실험에 사용된 각 기기의 제원은 Table 1 과 같다.

각 구역에서 측정된 자료는 다음과 같이 정리된다. 구역 M에서는 제빙기 입·출구온도, 축열조 방출·회수온도, 구역 R에서는 각 배관의 아이스슬러리 질량유량 및 IPF계산을 위한 밀도,

Table 1 Specification List of Items

Name of Item	spec.
Ice Storage Tank	10.0 m ³ with Nozzle
Agitating Motor	IVT Motor 3.7 kW, 40~150 rpm
Air Handling Unit 1	50,240 kcal/h
Air Handling Unit 2	34,400 kcal/h
Spiral Heat Exchanger	35,000 kcal/h
Plate Heat Exchanger	50,240 kcal/h
Scraped type Ice Maker	24 RT Max IPF 30%

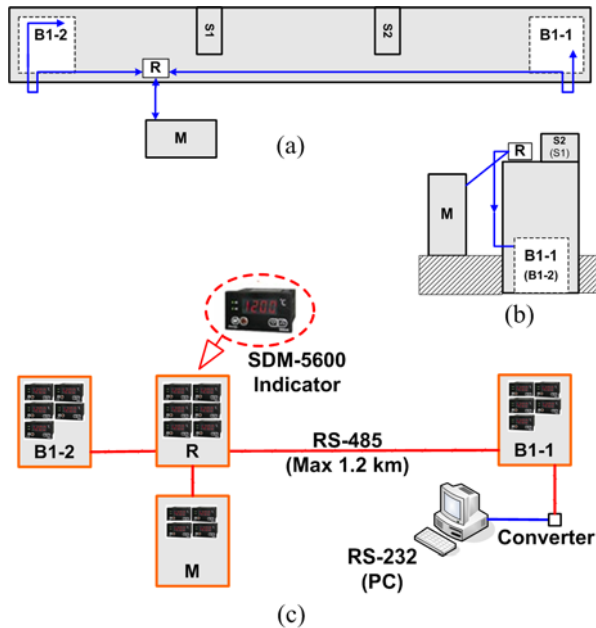


Fig. 2 Schematics of the test building's (a) plan, (b) elevation, and (c) signal processing system.

구역 B1-1 및 B1-2에서는 열교환기를 통과하는 아이스슬러리 및 냉수의 입·출구온도가 측정되었다. 최대 90 m 정도 이격된 구역에서 측정된 20개의 자료를 자동으로 처리하기 위하여 장거리용 RS-485 통신을 이용하였다. Fig. 3(c)는 RS-485 및 RS-232방식을 이용하여 최대 90 m 이상의 비교적 먼 거리에서 자료획득장치(data acquisition system)로 측정자료를 수집하는 신호처리 시스템의 개략도이다. PC 내부의 신호처리 및 자료저장은 LabView(NI사 제품)를 사용하였으며, 측정 간격은 1초였다.

지역냉방의 경우 지하에 배관을 매설하므로 부식문제와 누설 시 환경오염을 고려하여 물-유기 화합물 브라인 가운데 프로필렌글리콜(Propylene Glycol, 이하 PG) 수용액을 선호한다.

본 연구에서도 물성치가 잘 알려진 PG수용액을 사용하였다. Fig. 4는 실제 실험에 사용된 열교환기의 사진이다.

3. 실험 방법

현장적용을 위한 직접 순환식 Ice slurry 시스템에서 3가지 종류의 열교환기에 대해 실험을 수행하였다. 사무실측의 냉방은 관형 열교환기로,

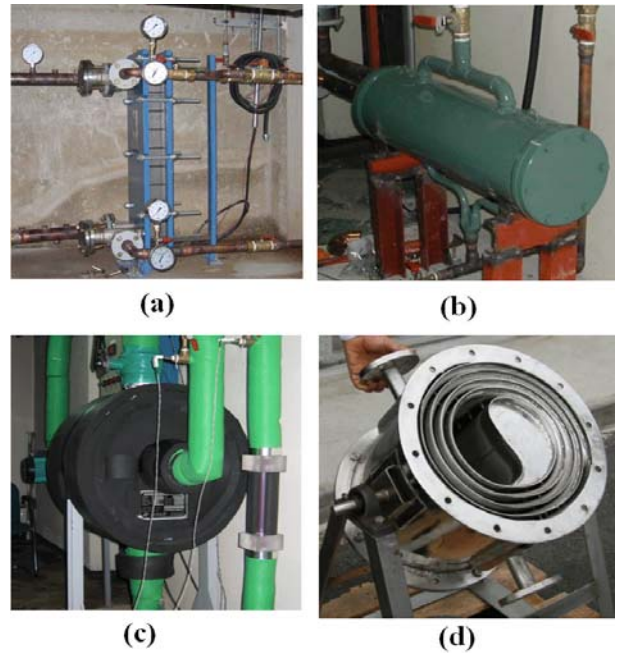


Fig. 3 Photograph of the Heat Exchangers (Plate HX (a), shell & tube HX (b), Spiral HX (c), Internal shape of the Spiral HX(d)).

회의실측 냉방은 스파이럴 열교환기, 쉘앤튜브 열교환기를 통해 실험을 수행하였다.

실험의 방식은 첫 번째는 아이스슬러리의 유량 변화에 대해 2차 측 냉수유량은 고정된 조건에서 열교환기의 성능을 점검하였고, 두 번째는 2차 측 냉수의 유량을 변화 시킬때, 마찬가지로 설계용량의 아이스슬러리 유량을 고정적으로 흐르게 하면서 각 경우에서의 열교환기 성능을 점검하였다. 아이스슬러리 및 냉수 측 유량변화의 경우 공통적으로 열교환기의 설계유량에 대해 100%, 120%, 80%로 증가, 감소시키는 방식을 선택하였으나, 관형 열교환기의 냉수 측 유량은 밸브를 최대한 개방한 상태가 설계유량에 대한 120%를 구현하지 못하고, 110% 정도에 머물렀으므로, 감소유량도 90% 정도로 같은 증감 폭을 주었다.

Table 2에 각 열교환기로의 관경, 설계유량, 유

Table 2 Design Flow condition

	Plate HX	Spiral HX Shell & Tube HX
Design Flow	32A copper, 55.3 kg/min (=3.32 m ³ /h), $v= 1.14$ m/s	25A copper, 32.0 kg/min (=1.92 m ³ /h), $v= 1.01$ m/s

속을 정리하였다.

헬렌튜브 열교환기에 대한 유량변화 실험은 시스템 구성상 사무실 측 판형 열교환기, 강의실 측 스파이럴 열교환기의 형태를 갖추기 전에, 선행적으로 설치하여 실험한 관계로 사정상 유량변화의 폭이 다른 두 열교환기 실험과 달리 적용하였다. 설계치에 대해 밸브를 최대로 개방한 186%, 최소 공급유량 77%로 아이스슬러리 유량을 변화시켜 보았으며, 냉수 측 유량변화에 대한 실험은 수행하지 않았다.

열교환기의 성능은 각 열교환기의 설계조건에 따른 실제 실험을 통해 얻어진 결과를 통해 평가하였다. 냉수 측 냉방부하와 아이스슬러리를 통해 전달된 냉열을 실험 데이터를 통해 계산 하여 열교환기의 유용도(Effectiveness)를 산출하였다.

$$\epsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1)$$

식(1)은 단일상에서 적용되는 유용도의 정의이다⁽⁴⁾. 그런데, 아이스슬러리를 통한 열교환은 Fig. 5의 개념도로 나타낸 것과 같은 2상(2 phase) 유동의 형태이므로, 단순히 현열(Sensible heat)의 변화만을 통한 (1)식의 적용을 통해서 아이스슬러리의 잠열(Latent heat)의 효과를 반영할 수 없다. Fig. 4에서 왼쪽 하단의 사각형의 면적이 슬러리가 공급한 열량이고, 오른쪽 상단의 삼각형의 면적이 냉수가 흡수한 열량으로, 둘의 면적은 거의 같다. 슬러리가 공급한 열량을 나타낸 하단 왼쪽의 사각형에서, 위쪽에 기울기가 달라지는 지점이 슬러리 내부의 얼음이 상변화를 끝내고, 현열변화의 기울기로 변화하는 양상을 보여준다. 엔탈피(Enthalpy) 기준으로 정의한 유용도식을 ϵ_H 라고 하고 아래와 같이 정의하였다. 단, 여기서 정의한 엔탈피유용도는 열교환을 하는 아이스슬러리와 냉수의 물성이 다르므로 동일한 기준의 엔탈피를 얻을 수 없으므로 인해, 기존 열교환기의 유용도와는 그 성질이 다르다.

$$\epsilon_H = \frac{H_{w,i} - H_{w,o}}{H_{w,i} - H_{SL,i}} \quad (2)$$

냉수 측 유출입 및 아이스슬러리 측 유입 엔탈피의 계산은 아래와 같다.

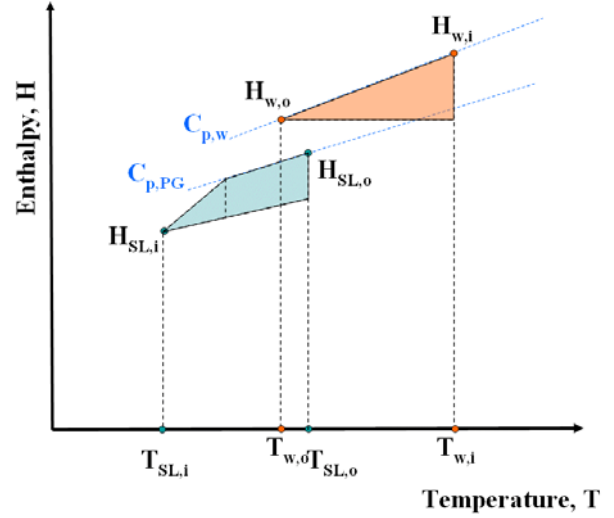


Fig. 4 A schematic diagram of sensible heat and latent heat between water and PG.

$$H_{w,i} = \dot{m}_w C_P T_{w,i} \quad (3)$$

$$H_{w,o} = \dot{m}_w C_P T_{w,o} \quad (4)$$

아이스슬러리의 엔탈피 계산엔 식(5)와 같이 잠열의 상변화 항이 추가되었다. 얼음의 용해잠열은 79.68 kcal/kg 이고, $1 \text{ kcal} = 4.187 \text{ kJ}$ 이므로 333.62 kJ/kg 로 환산하여 고체상에서 액체상 사이의 엔탈피 h_{sf} 에 적용하였다.

$$H_{SL,i} = \dot{m}_{SL} C_P T_{SL,i} + \dot{m}_{SL} x h_{sf} \quad (5)$$

(5)식의 x 는 유동중인 아이스슬러리의 질량분율이며, 실험 데이터를 통해 구한 체적분율인 IPF (Ice Packing Factor)를 통해 구할 수 있다 (식(6)). 이 때 ρ_{SL} 은 실험을 통해 얻어지는 유동하는 아이스슬러리의 밀도이며, ρ_{ice} 는 얼음의 밀도로 917 kg/m^3 을 적용하였고, ρ_{sol} 은 유동파이프 내부의 수용액 밀도이다⁽⁵⁾.

$$IPF = \frac{\rho_{SL} - \rho_{sol}}{\rho_{ice} - \rho_{sol}} \quad (6)$$

$$x = \frac{\rho_{ice}}{\rho_{SL}} IPF \quad (7)$$

그리고, 2차 측 냉수측의 부하와 아이스슬러리

가 공급한 냉열량은 식(8), (9)와 같이 계산된다.

$$\dot{m} C_p \Delta T \quad (8)$$

$$\dot{m} C_p \Delta T + \dot{m}_{SL} x h_{sf} \quad (9)$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 5는 판형 열교환기의 설계조건을 나타낸 개략도이다. 도시된 바와 같이 판형 열교환기의 설계조건은 PG의 농도 7%, IPF=20% 일때, LMTD가 10.9°C가 되도록 설계되었다. 2차측 냉수유량은 11.96 m³/h 이고, 공급되는 아이스슬러리의 유량은 3.32 m³/h 일 때, 열교환기 각 유로에서의 유, 출입 온도는 1차 측 아이스슬러리가 2.5°C로 유입되어 냉열을 내어놓고 -0.5°C로 유출되는 동안, 12°C로 유입된 냉수는 7°C로 냉열을 흡수하여 2차 측에 전달한다.

Table 3에 판형 열교환기의 유량변화 실험에 대한 결과를 정리하였다. Table의 머릿글은 다음과 같다.

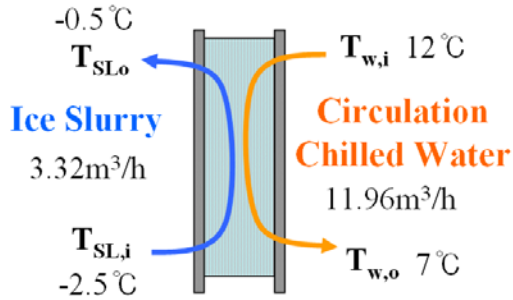


Fig. 5 Design criteria of plate HX

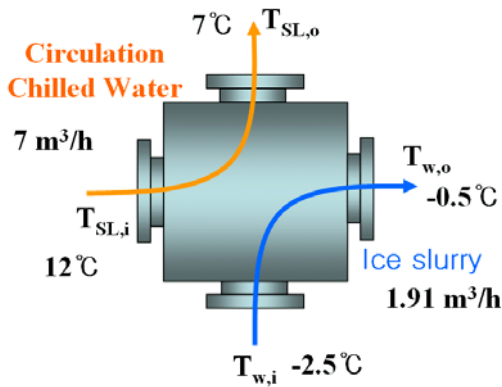


Fig. 6 Design criteria of spiral HX

Table 3 Experiment results of Plate HX

	A	B	C	D	E	F
Ice slurry Flow Change						
120%	69.9	12.0	61.81	57.54	93.1	0.407
100%	55.2	12.0	56.80	53.18	93.6	0.361
80%	44.0	12.0	50.30	47.68	94.8	0.310
Chilled Water Chage						
110%	55.2	13.4	49.66	46.89	94.4	0.295
90%	55.2	10.8	47.08	47.87	100	0.380

Table 4 Experiment results of Spiral HX

	A	B	C	D	E	F
Ice slurry Flow Change						
120%	38.4	7.0	28.70	72.82	96.9	0.222
100%	31.9	7.0	26.82	25.36	94.6	0.201
80%	25.5	7.0	25.06	23.74	94.7	0.184
Chilled Water Chage						
120%	31.8	8.4	27.46	24.50	89.2	0.165
100%	31.8	5.6	22.33	20.90	93.6	0.214

Table 5 Experiment results of Shell & Tube Heat Exchanger

	A	B	C	D	E	F
Ice slurry Flow Change						
186%	59.9	12.3	30.39	22.77	74.9	0.099
100%	32.1	12.3	20.45	15.78	77.2	0.066
77%	24.8	12.3	17.31	12.91	74.6	0.053

- A: 아이스슬러리 순환유량 [kg/min]
- B: 냉수 측 순환유량 [m³/h]
- C: 아이스슬러리 공급 냉열 [kW]
- D: 냉수 측 회수 냉열 [kW]
- E: 공급열량 비 [%]
- F: 엔탈피이용도 ϵ_H ,

Fig. 6은 스파이럴 열교환기의 설계조건을 도시한 개략도이다. 스파이럴 열교환기의 유량변화 실험에 대한 결과값은 Table 4에 정리되어 있으며, Table 5는 쉘앤튜브 열교환기의 아이스슬러리 측 유량변화 실험에 대한 결과를 정리한 값이다. 머릿글은 판형 열교환기에서와 동일하다.

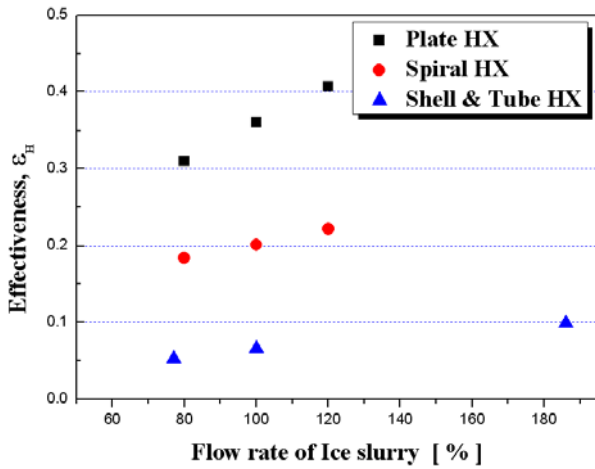


Fig. 7 Trend of ϵ_H for the change of Ice slurry Flow rate.

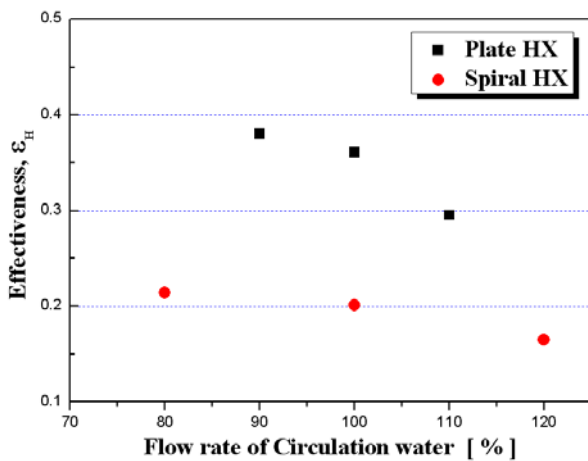


Fig. 8 Trend of ϵ_H for the change of Circulation water Flow rate.

5. 결론

Fig. 7은 냉수유량이 일정할 때, 아이스슬러리 유량을 변화시킨 경우의 엔탈피유효도를 보여주고 있다. 결과를 통해 관형 열교환기가 스파이럴 열교환기보다 높은 엔탈피유효도를 나타냄을 알 수 있다. 이는 플레이트 열교환기는 헤더에서 각 미세유로로 아이스슬러리가 분배되어 각 미세회로에서 냉수와 열교환이 일어남에 반하여 스파이럴 열교환기는 하나의 유로가 회전하면서 냉수와 열교환 되므로 열전달 면적이 관형 열교환기가 스파이럴 열교환기에 비하여 월등히 높기 때

문이다. 또한 단일 열교환기에서는 아이스슬러리의 유량 증가에 따라 열교환기 성능을 나타내는 지표인 엔탈피유효도 또한 증가함으로 보여준다. 이는 아이스슬러리의 유량 증가는 아이스슬러리 유속 증가를 가져오고 유속증가는 열전달 증가를 가져오고 아이스슬러리 측 열전달 증가로 인하여 열교환기 전체의 엔탈피유효도도 증가하게 된다.

Fig.8 에서 아이스슬러리 공급냉열이 일정할 때 2 차 측인 냉수 측 유량 변화에 대한 전체 열교환기 엔탈피유효도는 오히려 감소함으로 보여주고 있다. 이는 아이스슬러리의 공급열량은 고정되어 있는데 냉수 측 유량이 증가하면 충분한 열교환이 이루어지지 않아 오히려 엔탈피유효도는 감소하기 때문인 것으로 사료된다. 관형열교환기에서 이와 같은 경향이 두드러지고 스파이럴 열교환기에서는 냉수유량변화의 효과가 크게 나타나지 않았다.

후 기

본 연구는 한국지역난방공사 연구용역으로 수행된 내용의 일부이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lee, D. W., 2001, Ice slurry type storage system and utilization, The magazine of the SAREK, Vol. 30, No. 6, pp. 21-26.
2. Lee, D. W., 2003, Cold heat transportation using ice slurry and Its utilization, HARFKO symposium, pp. 286-298.
3. Ice slurry를 이용한 지역냉방 시스템 도입 타당성 연구, 한국지역난방공사, 2005.
4. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1996, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Fourth Edition, WILEY, New York, pp. 599-607.
5. Lee, D. W., Jang, H. W., Im, H. M., and Yun, D. W., 2002, Experimental study on heat transfer characteristics of ice slurry direct transportation loop, SAREK summer conference, pp. 358-363.