

# 지역냉방용 직접순환식 아이스슬러리 시스템의 현장적용 사례

유 호 선, 이 상 훈, 이 윤 표\*  
송실대학교 기계공학과, \*한국과학기술연구원

## A Field Application Case of Direct Ice Slurry Transporting System for District Cooling

Hoseon Yoo, Sang Hoon Lee, Yoon Pyo Lee\*  
Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 156-743, Korea  
\*Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received July 7, 2009; revision received August 17, 2009)

**ABSTRACT:** In order to investigate the feasibility of a direct ice slurry transporting system for the purpose of district cooling, a case study of field application is performed. The research aims include the field measurement of ice packing factor, the performance of coldness delivery, and the branching characteristics of ice slurry. Two representative types of pipe branch are dealt with in this work. For the slurry flow with ice volume fraction of 0.16 or less, the pipe blocking due to aggregation is not observed. Based on the time-wise variation of temperature in the storage tank, a calculating method of ice packing factor is newly developed, which seems to be useful when the brine concentration is unknown. It is confirmed that the mass flow rate of ice slurry per unit cooling load is markedly reduced with increasing the ice content. The pumping power also decreases, but remains unchanged for high ice fractions. The distribution of ice particle before and after branching shows a good uniformity within the range of 5% difference, but yields a unique trend depending on the flow rate.

**Key words:** Dynamic ice slurry system(직접순환식 아이스슬러리 시스템), Ice packing factor (빙층전율), Branching characteristics(분기특성), Pumping power(펌프동력)

### 기 호 설 명

### 그리스 문자

$c$  : 비열 [kJ/kg K]  
 $C$  : 질량농도  
 $h_{sf}$  : 얼음의 용해잠열 [kJ/kg]  
 $m$  : 질량 [kg]  
 $Q$  : 열량 [kJ]  
 $W$  : 동력 [kW]  
 $IPF$  : Ice Packing Factor, 빙층전율

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

### 하 첨 자

$f$  : 결빙종료 상태  
 $i$  : 결빙시작 상태  
*branch* : 분기관  
*brine* : 브라인 용액  
*cooling* : 냉방  
*ice* : 얼음  
*pump* : 펌프

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5672; fax: +82-2-958-5689

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

slurry : 아이스슬러리  
 sol : 수용액  
 upstream : 분기 전 상류 상태

## 1. 서 론

하절기 주간 전력수요의 분산을 위한 축냉시스템에서 아이스슬러리형의 비중은 현재 10~15% 정도이지만 지속적으로 증가하는 추세이다.<sup>(1)</sup> 아이스슬러리형 축냉시스템은 정적 시스템과 직접순환식 시스템으로 대별될 수 있다. 제빙기에서 생산된 아이스슬러리를 축냉조에 저장하고 열교환을 통하여 냉수를 순환하는 정적 시스템은 해빙능력이 우수하여 냉방부하 변동이 심한 건물이나 단시간에 부하가 집중되는 용도에 유리하다.<sup>(2)</sup> 다만 정적 시스템은 구조적으로 전체 요구량에 비해 과도하게 많은 냉열을 야간에 저장하여야 하므로 에너지의 효율성은 낮다. 반면 아이스슬러리를 부하까지 직접 순환하는 직접순환식 시스템은 관폐색, 분기에 따른 유량분배, 빙층전율(이하 IPF) 조절 등의 문제가 있으나,<sup>(2)</sup> 대용량의 잠열수송에 따른 관경 축소, 설치비 및 수송동력 감소 등의 이점이 있다.

지역냉방은 특정 위치에서 대량의 냉열을 생산하여 냉수나 에너지밀도가 높은 전달물질을 이용하여 다수의 수요처에 공급하는 집단에너지시스템이다. 개별 건물에 냉열생산설비가 불필요하므로 공간적 유리함과 규모의 경제성으로 인하여 미국, 일본 등에서는 다수의 적용사례가 있으며 국내에

서는 서울시 상암동 Digital Media City에 최초로 도입되었다.<sup>(3,4)</sup> 중·장거리 냉열수송이 요구되는 지역냉방의 특성상 전술한 직접순환식 아이스슬러리 시스템은 그 장점이 특히 부각될 수 있다.<sup>(1~3)</sup> 그럼에도 불구하고, 일본과 스위스에서 단일 건물에 적용된 경우는 있으나,<sup>(4)</sup> 직접순환식 시스템이 지역냉방과 연계된 사례는 보고된 바 없다.

지역냉방에 적용하기 위한 기초연구로서, 본 연구는 직접순환식 아이스슬러리 시스템을 단일 건물에 설치하고 하절기 냉방운전을 통하여 그 주요 특성을 파악하기 위하여 수행되었다. 아이스슬러리 직접순환 시스템을 실제 냉방에 적용하면서 지역냉방 적용시 요구되는 특성인 관폐색 여부, 브라인농도 및 축열조 내 빙층전율 측정, 아이스슬러리의 냉열수송성능, 분기에 따른 유량분배 등에 초점을 맞추고자 한다.

## 2. 아이스슬러리 시스템 적용

아이스슬러리 시스템이 적용된 시험건물(test building)은 Fig. 1과 같이 지상 1층의 일자형(86m×14m 평면) 구조로서 길이가 비교적 긴 배관이 가능하여 지역냉방의 냉열수송 특성을 모사하기에 적합한 조건을 구비하고 있다. 시험건물 양측 끝 지하에는 건물의 기계실로 사용하는 공간이 있다(Fig. 3 참조). 시험건물의 총 냉방부하는 110 kW 로서, 아이스슬러리 시스템 설치 이전에는 열원장치인 1대의 흡수식 냉동기와 사무실과 강의실로 구분된 2개 영역 각각을 담당하는 2대의 공조기(Air Handling Unit, 이하 AHU)가 지하 기계실에 설치되어 있었다.

기존 건물의 설비를 개조하는데 따른 제약으로 2대의 공조기와 급배기계통은 그대로 활용하고 열원장치만 대체하였으며, Fig. 2에 본 연구에 사용된 전체 시스템의 개략도를 나타내었다. 여기서 아이스슬러리 시스템은 97 kW 용량의 제빙장치와 10 m<sup>3</sup> 크기의 축냉조로 구성된다. 수용가의 기계실까지만 냉열을 수송하는 지역냉방의 사업범위를 감안하여, 축냉조의 아이스슬러리는 2대의 공조기 각각에 냉수를 공급하는 2대의 열교환기까지만 순환하도록 설계하였다. 축냉조 내의 균일한 빙층전율 분포를 위해서는 교반기를 연속적으로 운전하여야 한다.

냉방부하가 58 kW이고 상시 사용하는 사무실용

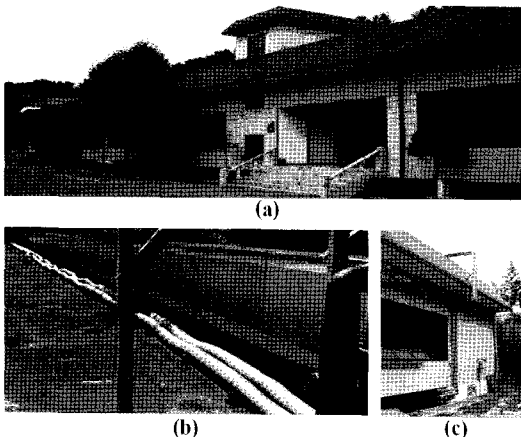


Fig. 1 Photographs of (a) the test building, (b) horizontal and (c) vertical piping.

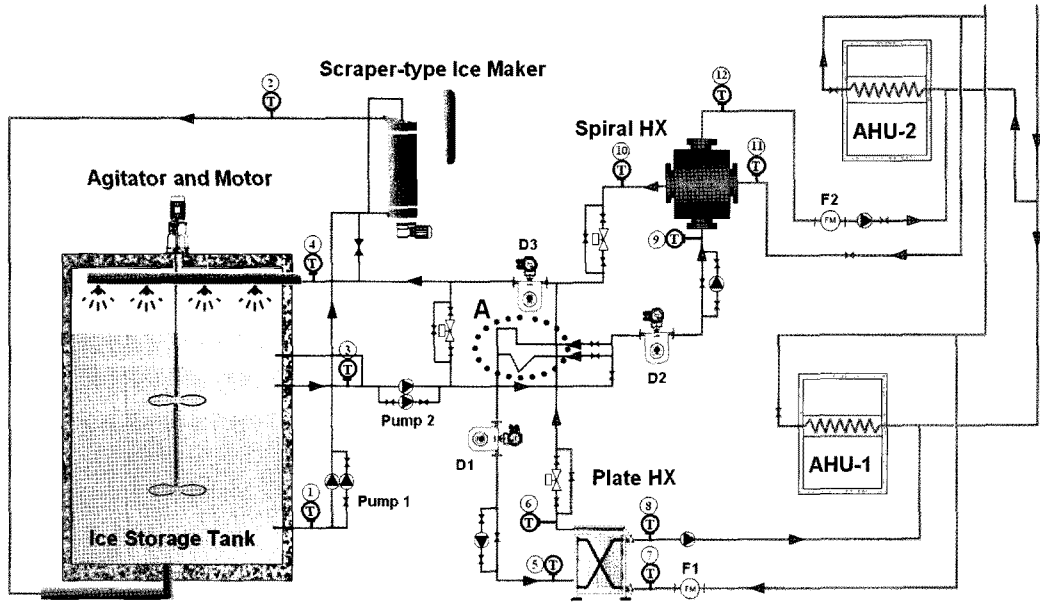


Fig. 2 Schematic of the ice slurry cooling system for the present field application.

AHU-1에는 판형열교환기(plate heat exchanger)를, 냉방부하가 40 kW이고 간헐적으로 사용하는 강의 실용 AHU-2에는 나선형열교환기(spiral heat exchanger)를 각각 설치하였다. 연구의 초점은 아니지만, 가급적 다양한 형식의 아이스슬러리-냉수 열교환기를 사용하여 지역냉방에의 적용가능성을 모색하고자 하였다.

아이스슬러리 제빙기, 축냉조, 순환펌프 등 열원 장치는 시험건물에 인접하게 위치한 간이건물에 설치하였다. 이러한 건물의 평면과 부분 입면 그리고 배관이 Fig. 3 (a)와 (b)에 도시되어 있다. 설명의 편의를 위하여 간이건물을 M, M과 인접한 시험 건물의 옥상을 R, 2개의 계단실을 S1 및 S2, 지하 양단에 위치한 기계실을 각각 B1-1 및 B1-2로 칭한다. 구역 M은 시험건물의 중앙에서 구역 B1-2에 편재하고 있다. 구역 B1-1에는 전술한 판형열교환기와 AHU-1이, 구역 B1-2에는 나선형 열교환기와 AHU-2가 각각 설치돼 있다. 구역 R에는 공급 및 회수되는 아이스슬러리의 유량 및 밀도를 측정하기 위한 Coriolis식 질량유량계(Oval사 제품) 3대를 비롯하여 아이스슬러리의 분기관 및 유량조절용 밸브가 위치(Fig. 2의 A부분)한다.

아이스슬러리 배관은 Fig. 3 (a) 및 (b)와 같이 3부분으로 구분된다. 먼저, 구역 M의 축냉조로부터 구역 R까지는 5m 수직 상향관과 12m 상향경사

관으로 연결된다. 다음으로, 구역 R에서 구역 B1-1에 위치한 판형열교환기까지는 60m 수평관, 10m 수직하향관 및 5m 수평관을 거쳐 도달한다. 구역 M에서 구역 B1-1까지 아이스슬러리 배관길이는 대략 편도 95m 정도이고 유동방향도 다양하여, 전술한 지역냉방에서의 냉열 수송특성을 파

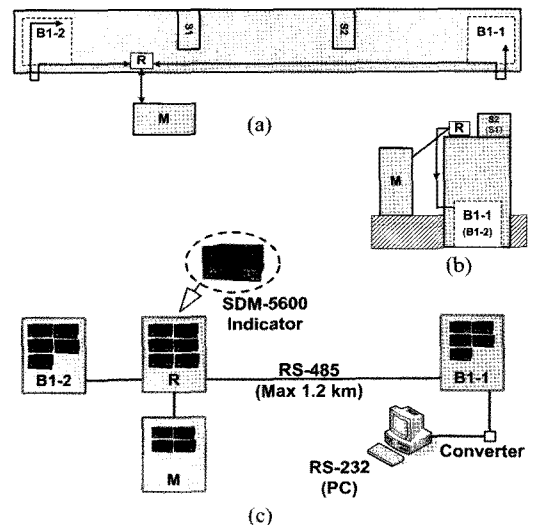


Fig. 3 Schematics of the test building's (a) plan, (b) elevation, and (c) signal processing system.

Table 1 Specification of key components

Item	Specification
Ice Storage Tank	10.0 m <sup>3</sup> , 201 kWh with Nozzle
Agitating Motor	IVT Motor 3.7 kW, 40~150 rpm
Air Handling Unit 1	58 kW
Air Handling Unit 2	40 kW
Spiral Heat Exchanger	41 kW
Plate Heat Exchanger	58 kW
Scraper-type Ice Maker	97 kW Max. IPF 0.3

악하기에 유리하다. 마지막으로 구역 R에서 구역 B1-2에 위치한 나선형열교환기까지는 수평관 20m, 수직 하향관 10m 및 기계실 내부배관 20m 정도의 경로를 거친다. 따라서 구역 M에서 구역 B1-2까지 배관길어도 편도 50m에 이른다.

각 구역에서 측정된 자료는 다음과 같이 정리된다. 구역 M에서는 제빙기 입·출구온도(Fig. 2의 T1과 T2), 축냉조 방출·회수온도(T3과 T4), 구역 R에서는 각 배관의 아이스슬러리 질량유량 및 IPF 계산을 위한 밀도(D1-3), 구역 B1-1 및 B1-2에서는 열교환기를 통과하는 아이스슬러리 및 냉수 각각의 입·출구온도(T5-12)와 냉수유량(F1과 F2)이 측정되었다.

최대 90m 정도 이격된 구역에서 측정된 20개의 자료를 자동으로 처리하기 위하여 장거리용 RS-485 통신을 이용하였다. 측정지점과 자료 획득장치(data acquisition system) 사이가 15m 이상인 경우 일반적으로 사용하는 RS-232 통신은 신호의 잡음으로 인하여 측정오차를 초래할 수 있기 때문에 주의하여야 한다. 본 실험에서는 각 구역별로 측정할 자료의 수만큼 인디케이터(multi-input indicator)를 설치하고 각각이 수신한 신호를 RS-485 통신을 이용하여 전송하였다. 각 구역에서 발신되는 4~6개의 자료는 구역별 병렬신호로 연결되므로 그것을 취합하는 PC의 위치는 편리한 지점에 설치가 가능한 장점이 있다. PC의 내부통신은 RS-232 방식이므로, 신호변환기(RS-485 to RS-232 converter)를 설치하여야 한다. 이러한 신호처리시스템의 개략도를 Fig. 3(c)에 도시하였다. 원거리 통신에서 주의할 점으로서, 잡음방지를 위해 구역별

인디케이터 사이 연결케이블은 전선 한 쌍이 꼬인 실드선(twisted shield cable)을 사용하여야 한다. PC 내부의 신호처리 및 자료저장은 LabView(NI사 제품)를 사용하였으며, 측정간격은 1초였다.

지역냉방의 경우 지하에 배관을 매설하므로 부식문제와 누설 시 환경오염을 고려하여 물-유기화합물 브라인 가운데 프로필렌글리콜(Propylene Glycol, 이하 PG) 수용액을 선호한다. 본 연구에서도 물성이 잘 알려진 PG 수용액을 사용하였다.

마지막으로, 본 아이스슬러리 냉방시스템에 사용된 핵심 구성요소의 제원을 Table 1에 요약하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 빙층전율

아이스슬러리를 포함한 축빙시스템에서 빙층전율(얼음의 체적분율)은 냉열 수송능력과 직결된 핵심인자로서 그 변화를 측정 또는 산출하는 것은 공학적으로 매우 중요하다. 일반적으로 균일 유동을 가정할 수 있는 배관 내 아이스슬러리의 IPF는 밀도 및 온도를 측정하여 계산한다(후술될 식(5) 참조). 그러나 축냉조의 경우 교반을 하여도 상하부 얼음분포가 균일하지 않기 때문에 국소밀도 측정값으로부터 산출된 IPF는 대표성이 없다. 물이 작동유체인 축냉조에서 흔히 사용되는 수위(체적변화)측정에 의한 평균 IPF 계산방식도 아이스슬러리 시스템에는 적용될 수 없다. 실제 운전 중인 축냉조 내의 아이스 슬러리 사진(Fig. 4)에서 보듯 교반으로 인하여 상부표면이 균일하지 않을 뿐만 아니라 자유표면이 형성되지 않기 때문

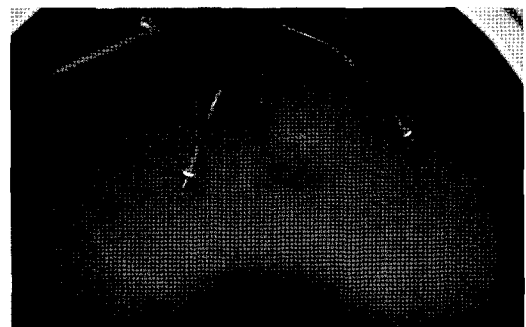


Fig. 4 A typical state of ice slurry agitated in the storage tank(IPF = 0.212).

이다. 만일 교반을 중단하면 얼음입자는 축냉조 상부로 부상하여 결빙되고, 그 결과 아이스슬러리의 특징인 유동성을 상실한다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 본 연구에서는 아이스슬러리 축냉조 내 IPF 산출을 위한 새로운 방법을 제시하고자 한다. 결빙시작 및 종료 상태를 각각 하침자  $i$  및  $f$ 로 표기할 때 축냉조 내 얼음의 농도(질량분율)는

$$C_{ice} = \frac{m_{ice}}{m} = 1 - \frac{C_i}{C_f} \quad (1)$$

로 표시된다.<sup>(5)</sup> 여기서 초기 및 종료상태 수용액의 농도는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$C_i = \frac{m_{brine}}{m}, C_f = \frac{m_{brine}}{m - m_{ice}} \quad (2, 3)$$

얼음의 질량분율  $C_{ice}$ 을 알면 체적분율인 IPF는 아래와 같이 쉽게 환산된다.

$$IPF = \frac{1}{1 + \left( \frac{1 - C_{ice}}{C_{ice}} \right) \frac{\rho_{ice}}{\rho_f}} \quad (4)$$

요약하면, 축냉조 내 IPF는 아이스슬러리의 밀도 대신 결빙시작 및 종료 상태에서 수용액의 농도 및 밀도의 항으로 표현된다. 여기서 식(2)로 정의된 수용액 초기농도는 최초 충전 시 알려져 있을 수도 있으나 누설 및 보충 등을 거친 실제 현장조건에서는 불분명하다. 따라서 IPF 산출을

위해서는 알려진 얼음밀도 외에 초기농도, 현재 농도 및 밀도를 측정하여야 한다. 이 값들을 축냉조 내 온도-시간 곡선으로부터 구하는 것이 새 방법의 핵심이다. 지속적인 교반에도 불구하고 축냉조 내부의 얼음분포 즉 밀도는 불균일하지만, 온도는 거의 균일한 분포를 보이기 때문에 측정이 상대적으로 용이하다.

축냉조 내 온도의 시간변화로부터 빙층전율을 결정하기 위하여 축냉-냉방-빙렬 운전애 따른 측정자료의 예를 Fig. 5에 도시하였다. 이 자료는 제빙기쪽 입구(Fig. 2의  $T_1$ )에서 측정된 온도로서 순환펌프가 가동되면 지속적으로 교반되는 축냉조 내부의 대표온도로 간주될 수 있다. 다만 제빙기가 정지되고 냉방운전이 이루어지는 시간대(Fig. 5의 V-VI구간)에서 축냉조 대표온도는 열교환기쪽 출구온도( $T_3$ )이지만, 양자를 비교한 결과 차이는 거의 없었다. 측정위치가 축냉조에 근접하기 때문이다.

최초 측정을 시작한 후 축냉조-제빙기 순환펌프를 가동하면 전일 운전 후 비교적 저온으로 유지되던 축냉조 내부온도로 순간적으로 강하한다(Fig. 5의 II-III). 제빙운전이 시작되면 온도는 거의 일정한 기울기로 감소하다가(III-IV), 특정온도에서 기울기가 변화하여 운전종료 시까지 유지된다(IV-V). 냉방운전 시작과 함께 온도가 상승하였다가(V-VI), 제빙기 재운전에 따라 온도변화율이 감소하는 형태를 보인다. 여기서 IPF산출과 관련하여 주목되는 것은 시간 IV로서, 축냉조 내 아이스슬러리가 생성되기 시작하는 점이고 이때 대응하는 농도가 최초농도이다. 구간 IV-V에서 온도의 기울기가 점차 감소하는 것은 얼음을 제외한 수용액의 농도가 증가하기 때문이다. 본 연구에 사용된 PG 수용액의 빙점은 농도의 함수이므로 IV와 V의 온도로부터 쉽게 부동액의 제빙시작 및 종료 상태의 농도를 알 수 있다. 반복실험에서도 온도의 시간변화 형태가 Fig. 5와 같이 기울기의 분명한 변화를 가짐이 확인되었다.

실제 계산을 위하여 알려진 자료<sup>(6)</sup>로부터 PG 수용액의 농도-응고온도 및 밀도-응고온도 관계를 Fig. 6 및 7과 같이 곡선맞춤(curve-fitting)하여 사용하였다. 측정된 제빙시작(IV) 및 종료(V) 온도  $-3.3^\circ\text{C}$  및  $-5.2^\circ\text{C}$ 에 대응하는 농도는 Fig. 6에서 각각 0.1157 및 0.1596이므로 제빙종료 시 얼음의 질량분율  $C_{ice}$ 는 식(1)~식(3)에 따라 0.2750

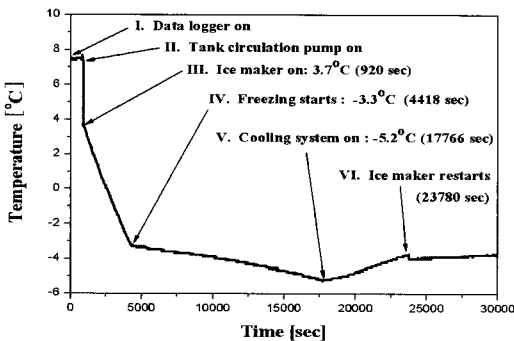


Fig. 5 Typical variation of temperature in the storage tank with respect to time.

으로 계산된다. 얼음밀도  $\rho_{ice}$ 는 잘 알려져 있으며 ( $917.0 \text{ kg/m}^3$ ), 제빙종료 시 용액밀도  $\rho_f$ 는 측정된 온도  $-5.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 에 대응하는 Fig. 7의 밀도로서  $1015.35 \text{ kg/m}^3$ 이다. 식(4)에 대입하여 축냉조 내 IPF는 0.296임을 얻는다.

이미 잘 알려져 있듯이, 유동 중인 배관 내 아이스슬러리의 IPF는 보존법칙을 적용함으로써 쉽게 아래와 같이 유도된다.<sup>(5,7)</sup>

$$IPF = \frac{\rho_{sol} - \rho_{slurry}}{\rho_{sol} - \rho_{ice}} \quad (5)$$

여기서  $\rho_{slurry}$ 는 질량유량계(Fig. 2의 D1-3)로 측정된 아이스슬러리의 밀도이고,  $\rho_{sol}$ 은 온도에 대응하는 액체상태 부동액의 밀도로서 Fig. 7로부터 구할 수 있다.

### 3.2 냉열수송성능

직접순환식 아이스슬러리 시스템의 냉열수송성능을 고찰하기 위하여 실제 냉방운전 상태에서 측정된 자료를 분석하였다. 기존 열원을 아이스슬러리 시스템으로 대체하는 공사가 지연된 탓으로 혹서기가 약간 지난 2008년 9월 24일 운전한 결과를 분석대상으로 취하였다. 상온 상태에서 07:54 제빙을 시작하여 약 4시간 축냉한 후 제빙기를 정지한 상태에서 사용자의 요구에 따라 12:50부터 130분간 제빙 없이 해빙냉방운전을 실시하였다. 강의실 냉방부하가 없었기 때문에 나선형

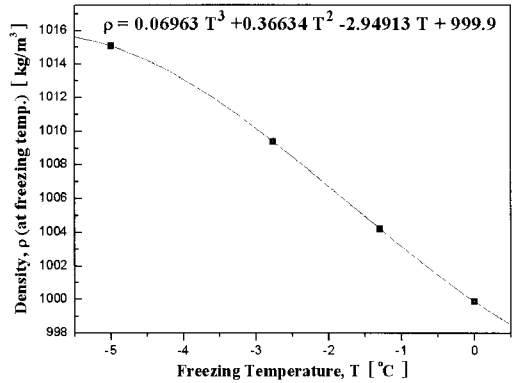


Fig. 7 Density-freezing temperature relation of the propylene glycol solution.

열교환기 쪽 관로는 폐쇄하고 아이스슬러리는 사무실용 판형 열교환기만을 순환하는 상태이다.

축냉조 내의 IPF가 0.3인 상태에서 순환하는 관내 IPF는 최대 0.16정도였으며, 최저유속은 0.6 m/s이다. 이런 조건 하에서 관폐색으로 의심되는 유동장애 현상은 전혀 관찰되지 않았다.

냉방운전 동안 측정된 값으로부터 산출한 아이스슬러리 수송 냉열, 판형 열교환기 입구에서의 IPF, 판형 열교환기 출구와 축열조로 유입되는 아이스슬러리 온도의 차, 아이스슬러리 질량유량, 펌프동력을 Table 2에 정리하였다. 측정대 판형열교환기의 공조기(AHU-1)측 냉수유량은 일정( $3.33 \text{ kg/s}$ )하므로, 관로 등에서의 열손실을 무시하면 측정된 열교환기 입출구온도차( $T_7 - T_8$ )로부터 사무실의 냉방부하( $\dot{Q}_{cooling}$ )를 계산할 수 있다. 판형열교환기를 통과하는 아이스슬러리 유량은 대략 냉수출구온도( $T_8$ )에 비례하여 증가하도록 인버터형 순환펌프로 제어된다. 측정된 유량, 빙층전을 변화 및 온도차( $T_6 - T_5$ )로부터 아이스슬러리가 수송하는 냉열을

$$\dot{Q}_{slurry} \cong \dot{m}_{slurry} [(C_5 - C_6)_{ice} h_{sf} + c_{sol}(T_6 - T_5)] \quad (6)$$

계산할 수 있지만, 빙층전을 측정오차 및 용액농도에 따른 비열( $c_{sol}$ ) 변화 등을 고려할 때 열교환기에서 손실을 무시하고 공조기측에서 구한 냉방부하로 대체하는 것, 즉  $\dot{Q}_{slurry} \approx \dot{Q}_{cooling}$ 이 합리적이다.

냉방부하가 일정하면 아이스슬러리의 냉열수송

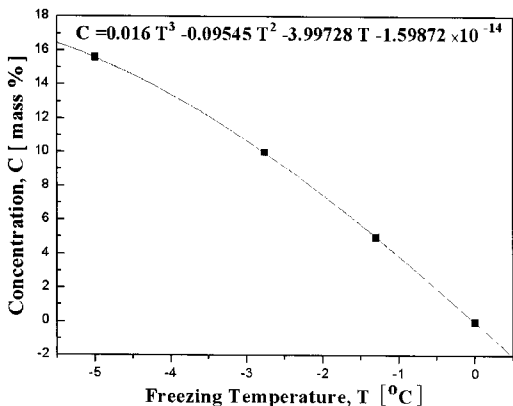


Fig. 6 Concentration-freezing temperature relation of the propylene glycol solution.

Table 2 A set of performance data during cooling operation of the present ice slurry system

Time [min]	$\dot{Q}_{slurry}$ [kW]	Plate HX inlet IPF	$T_4 - T_6$ [°C]	$\dot{m}_{slurry}$ [kg/s]	$\dot{W}_{pump}$ [kW]
0	58.1	0.158	1.1	0.92	1.71
10	58.2	0.153	0.0	0.92	1.65
20	56.8	0.137	0.1	0.93	1.68
30	55.9	0.124	0.2	0.94	1.71
40	53.4	0.102	0.1	0.97	1.81
50	52.7	0.088	0.3	1.00	1.91
60	50.3	0.069	0.2	1.02	1.97
70	51.7	0.059	0.1	1.07	2.20
80	46.4	0.034	0.0	1.09	2.37
90	47.5	0.024	0.1	1.13	2.63
100	45.1	0.008	0.1	1.15	2.80
110	44.6	0	0.2	1.16	2.83
120	47.6	0	0.1	1.15	2.82
130	47.6	0	0.1	1.15	2.80

능력을 쉽게 파악할 수 있다. 그러나 Table 2와 같이 부하( $\dot{Q}_{slurry}$ )가 변화하는 실제 운전조건에서 빙충전율에 따른 냉열수송능력을 검토하기 위해서는 적절한 처리가 필요하다. 본 연구에서는 단위 냉방부하에 대응하는 아이스슬러리 질량유량 ( $\dot{m}_{slurry}/\dot{Q}_{slurry}$ ) 및 펌프동력( $\dot{W}_{pump}/\dot{Q}_{slurry}$ )을 계산하여, Fig. 8에 열교환기 입출구빙충전율 차이에 따라 변화하는 형태를 도시하였다. 식(6)으로부터 예상할 수 있듯이 단위냉방부하당 유량 및 펌프동력은 빙충전율의 증가에 따라 전반적으로 유사한 형태로 감소한다. 구체적으로 같은 냉열을 수송하기 위해 IPF = 0.15인 아이스슬러리를 사용하면 냉수(IPF = 0)에 비해 유량은 30% 이상, 펌프동력은 50% 가량 감소하는 것으로 나타났다. 특기할 사항은 Fig. 8에 나타난 바와 같이 IPF > 0.1인 범위에서 유량이 감소함에도 펌프동력은 별로 변화가 없는 점이다. 빙충전율이 일정 이상의 값에 도달하면 아이스슬러리의 점성이 급격히 상승하여 펌프동력을 증가시키기 때문으로 보인다. 그러나 보다 구체적인 빙충전율-펌프동력 관계를 규명하기 위해서는 추가적인 연구가 필요하다.

관로에서의 열손실은 판형열교환기 출구 및 축

냉조 회수 아이스슬러리 온도차( $T_4 - T_6$ )를 통해 간접적으로 확인할 수 있다. 측정지점 사이 관로 길이가 약 95m임에도 불구하고 운전초기를 제외하면 온도차가 0.3 °C 이내로 유지됨은 단열이 비교적 양호함을 보여준다. 운전초기 비교적 큰 온도차는 상온상태로 관로에 남아있던 브라인이 충분히 순환되기 전에 측정이 이루어졌기 때문이며, 일시적 현상이다.

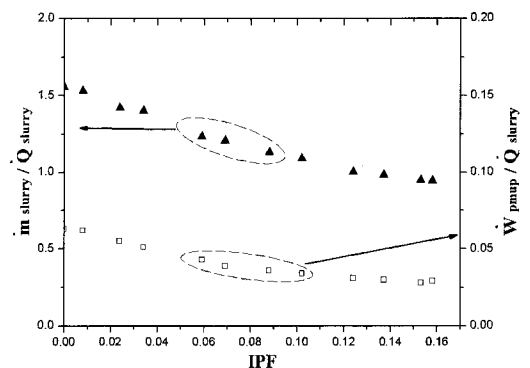


Fig. 8 Changes in the mass flow rate and the pumping power per unit cooling load with respect to the ice packing factor.

### 3.3 아이스슬러리 분기특성

직접순환식 아이스슬러리 시스템에서 냉열수송 성능과 더불어 중요한 또 하나의 인자는 분기관에서 얼음입자의 분배특성이다. 이러한 분기특성은 분기방식, 유속, 유량분배, 관경 등 여러 인자의 영향을 받는다. 현장여건의 제약으로 본 연구에서는 분기방식 및 유량분배에만 초점을 맞추었다. 사실 아이스슬러리의 분기특성에 관해서는 보다 체계적이고 지속적인 심층연구가 필요하다. 유속과 관련하여, 얼음은 수용액보다 밀도가 낮기 때문에 0.5 m/s 이하의 저속 유동에서는 관 단면의 상층부로 분리되는 것으로 알려져 있으나<sup>(8)</sup> 실험의 관내평균 유속범위는 0.6~1.6 m/s이다.

본 연구에서 취급한 분기방식은 Fig. 9에 도시된 바와 같이 2종류로서, 편의상 A 및 B형으로 지칭한다. 분기 전 상류관은 내경 40 mm이며 분기 후 주배관 및 분기관은 각각 내경 25 mm 및 32 mm인 동관이다. 먼저 A형은 유동방향에서 30° 각도로 수평으로 분기된 후 수직 상향을 거쳐 수평을 유지하는 형태이다. 실제 직접순환식 아이스슬러리 시스템을 운전하고 있는 스위스 쥐리히 공항의 승강설비<sup>(4)</sup>에 적용된 분기방식이다. 다음으로 B형은 관 단면의 일사분면 45° 방향으로 주배관에서 직각 상향 분기된 후 수평으로 진행되는 형태이다. 지역난방공사가 설치한 난방용 열배관에서 온도차에 따른 팽창 및 수축을 완화하기 위해 적용하고 있으며, 아이스슬러리 냉열수송용도로의 전용 가능성을 확인하기 위해 선택하였다. 주배관 및 분기관의 유량분배는 각 분기관에 설치된 밸브(Fig. 2의 A부분 참조)를 조절함으로써 이루어진다. 빙충전율은 분기 후 주배관(Fig. 9의 직진관) 및 분기관 각각에서 측정하였으며, 분기 전 상류에서 값은 질량보존 및 식(4)를 이용하여 계산하였다. 전술한 2종류의 분기방식 각

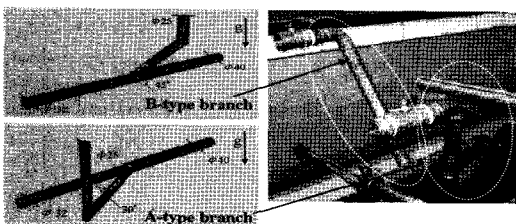


Fig. 9 Two types of branch investigated in the present study.

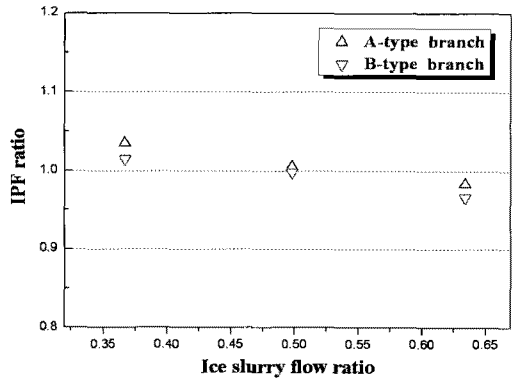


Fig. 10 IPF ratios of after-to-before branching for three different flow conditions.

각에 대하여 3가지 유량비( $m_{branch}/m_{upstream} = 0.37, 0.50, 0.63$ )에 대하여 실험을 실시하고 각각에 대응하는 빙충전율비( $IPF_{branch}/IPF_{upstream}$ )를 구하여 Fig. 10에 정리하였다. 분기실험에서 취급한 빙충전율의 범위는 0.12~0.08로서 도시된 자료는 평균값이다.

유량비 및 분기방식에 무관하게 분기관에서 빙충전율은 상류에 비해 5% 이내의 범위에서 일치한다. 상류관에서 급격하게 유동방향이 변화함에도 얼음입자는 분기관으로 비교적 균일하게 분배됨을 의미한다. 빙충전율 측정값에 따른 제반 불확실성을 감안할 때 이 정도의 차이는 오차범위 이내로 판단된다. 다만 분기관의 유량에 따라 얼음입자 분배의 경향에는 분명한 차이가 있다. 정도는 다르지만, A 및 B형 모두 분기관의 유량이 증가하면 빙충전율이 감소한다. 이유는 분명하지 않으나 일관성을 보이는 점은 주목된다. 관경의 차이가 있으므로 유량이라기보다는 상류관과 분기관 내의 평균유속과 연관된 결과로 추정되나 추후 체계적 연구를 통하여 규명돼야 할 점이다.

### 4. 결 론

지역냉방에 직접순환식 아이스슬러리 시스템을 적용하기 위한 연구의 하나로써 시험건물의 기존 열원설비를 개조하여 냉방실험을 실시하면서 그 특성을 파악하였다. 본 연구의 의미는 직접순환식 아이스슬러리 시스템을 실제 지역냉방이라고 모사할 수 있는 현장에 적용하였다는 것이며 본 실험 범위에서 도출된 결론은 다음과 같이 요약



될 수 있다.

(1) 아이스슬러리의 관내 평균유속이 0.6 m/s 이상일 때 본 연구에서 취급한 범위의 빙충전율 0.16까지 관폐색은 발생하지 않았다.

(2) 제빙운전 중 축냉조 내의 온도-시간 곡선 및 브라인의 물성으로부터 평균빙충전율을 구하는 새로운 방법을 제시하였다. 아이스슬러리 시스템에 충전된 브라인의 농도가 불명인 현장조건에도 적용될 수 있다.

(3) 빙충전율이 높을수록 단위부하당 아이스슬러리 질량유량 및 펌프동력으로 대표되는 냉열수송성은 현저하게 향상된다. 다만 빙충전율이 일정 이상일 때 펌프동력의 추가적 감소는 없다. 또한 비교적 장거리 이송임에도 배관에서 열손실은 무시될 만한 수준이었다.

(4) 기존 아이스슬러리 시스템 및 지역난방 열배관에서 사용되는 2종류 분기방식에 있어서 열음입자는 측정오차 범위 내에서 균등하게 분배되었다. 다만 분기방식에 무관하게 주배관에 비하여 유량이 상대적으로 증가할수록 분기관의 빙충전율은 감소하는 경향을 보였다. 이러한 분기특성에 관해서는 보다 체계적 연구가 필요하다.

## 후 기

본 연구는 한국지역난방공사 연구용역 및 한국과학기술연구원 기관 고유과제 수행 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., 2001, Cold heat transportation using ice slurry, The magazine of the SAREK, Vol. 30, No. 12, pp. 8-14.
3. Lee, D. W., 2003, Cold heat transportation using ice slurry and Its utilization, HARFKO symposium, pp. 286-298.
4. SAREK, 2005, Feasibility study on the ice slurry-based district cooling system, Final Report submitted to Korea District Heating Corporation.
5. Jung, H. W., Peck, J. H., Park, S. S., Kim, Y., Kang, C., and Hong H., 2007, A real time measurement of ice concentration of ice slurry in pipe, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 8, pp. 599-606.
6. Melinder, Å., 2006, Updating and Extending secondary fluid data for various refrigeration and heat pump applications, 7<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim.
7. Kwon, J. S., Lee, Y. P., Lee, S. H., Yoo, H., and Yoon, S. M., 2008, Continuous Ice Slurry Production and Control of Ice Packing Factor in a Pipe for the District Cooling, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 12, pp. 825-832.
8. Lee, Y. P., Shin, H. T., 1997, Use of Ice slurry for district cooling, Proceeding of the SAREK 1997 Summer Annual Conference, pp. 827-841.

1. Lee, D. W., 2001, Ice slurry type storage system