

아이스슬러리 제빙장치의 열전달 해석

신 유 환, 이 윤 표[†]

한국과학기술연구원 에너지메카닉스연구센터

Heat Transfer Analysis of Ice Slurry Generator

You Hwan Shin, Yoon Pyo Lee[†]

Energy Mechanics Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

ABSTRACT: The present study has been conducted to predict the temperature distribution in the core of the scraper type ice generator. The analytic model was simplified as the flow in the annular type cylinder, which had an inside wall moving in axial direction due to the rotation of screw and a fixed outside wall. The governing equations were arranged by the method of separation of variables. The results corresponded to the exact solutions of the Bessel function. The qualitative results such as general characteristics of heat transfer in annulus flow from outer cylinder wall to the inside wall were obtained. However the amount of the heat transfer was underestimated as low as 1/5~1/6 of the designed value.

Key words: Ice slurry generator(아이스슬러리 제빙장치), Temperature distribution(온도분포), Propylene glycol(프로필렌글리콜), Bessel function(베셀함수)

기 호 설 명

A_f : 유동면적 [m^2]
 k : 열전도계수 [$W/m^\circ C$]
 L : 제빙관 길이 [m]
 L_p : 나선 피치 [m]
 N : 스크류 회전수 [rpm]
 p : 압력 [Pa]
 Q : 유량 [m^3/h]
 R_i : 내측 반경 [m]
 R_o : 외측 반경 [m]
 r : 반경 [m]
 T_o : 유입 온도 [$^\circ C$]
 T_w : 제빙관 벽 온도 [$^\circ C$]
 V_i : 유입 속도 [m/s]

V_p : 나선 이송 속도 [m/s]
 v : 수직방향 속도 [m/s]
 Z : 수직방향 좌표 [m]

그리스 문자

α : 열확산계수 [m^2/s]
 θ : 무차원 온도 [-]

상첨자

* : 무차원 변수

하첨자

i, o : 안쪽, 바깥쪽 또는 입구, 출구
 r : 반경방향
 z : 수직방향
 θ : 원주방향

[†] Corresponding author

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

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

1. 서론

아이스슬러리는 물과 부동액을 사용 온도에 따라 적당한 비율로 혼합한 브라인 용액과 수십~수백 μm 크기의 작은 얼음입자가 섞여 얼음죽 형태를 이루고 있다. 이러한 아이스슬러리를 냉방 또는 냉각시스템에 이용할 경우 얼음입자의 잠열을 이용할 수 있으므로 일반적인 열교환 방식인 냉매직팽창식 및 간접냉각방식의 각 장점을 잘 살릴 수 있어 공조분야의 축냉시스템, 상업용 및 식품, 음료, 제약 등 여러 산업분야에 광범위하게 사용되고 있고 활용도 점차 높아지고 있다.^(1, 2)

지역냉방의 경우 아직 세계적으로 아이스슬러리를 직접 냉방에 사용한 경우는 흔치 않으며, 특히 국내에서의 사례는 아직 없다. 그러나 아이스슬러리를 지역냉방 시스템에 활용하거나, LNG 냉열, Trigenation 등 다양한 개념의 적용, 개발 연구 및 경제성 평가 등이 지속적으로 이루어지고 있다.⁽³⁾

아이스슬러리 생산에는 여러 방식이 개발되어 사용되고 있으나 현재 스크래퍼형(scraper) 제빙기가 다양한 형태로 개발되어 가장 많이 사용되고 있다.^(2, 4-5) 아이스슬러리 제조 기술은 아이스슬러리 시스템의 효율과 신뢰성에 가장 큰 영향을 미치는 주요 변수 중 하나이다. 따라서 아이스슬러리 제조와 관련한 연구가 비교적 활발히 이루어지고 있다.⁽⁶⁾

본 연구는 현재 많이 사용되고 있는 일반적인 스크래퍼형 아이스슬러리 제빙기를 대상으로 제빙기 내부에서의 온도분포를 예측하고자 하였다. 이를 위하여 제빙기 내부의 유동을 단순화하여 비교적 간단한 이론적 모델을 수립하고, 그 결과를 고찰하였다. 이러한 해석을 바탕으로 향후 아이스슬러리 제빙장치 설계 및 시스템의 운전 조건 설정시 활용 가능성에 대해 평가하고자 한다.

2. 스크류형 제빙기 열전달 모델

2.1 제빙관 형상 모델

여러 제빙방식 중 가장 많이 사용되는 스크래퍼형 제빙기는 얼음의 생성 및 배출 과정에서 신뢰성이 검증된 방식으로서 다양한 형태의 제빙

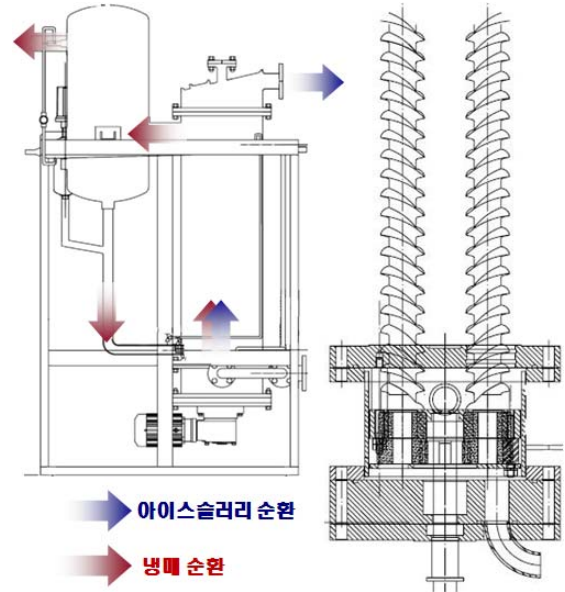


Fig. 1 Ice slurry generator of screw type

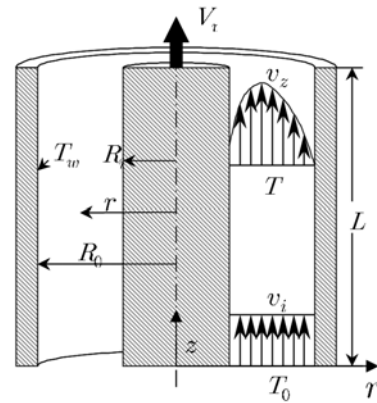


Fig. 2 Geometric modeling for heat transfer analysis

개발이 진행되고 있다.⁽²⁾ 이러한 특징으로 인하여 본 연구의 대상 모델은 스크래퍼형 제빙기 중에서 2중 나선 구조를 가진 스크류형 제빙기를 대상으로 하였으며, 제빙기 구조 및 내부 스크류의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 각 스크류는 제빙관 내에 각각 설치되어 회전하게 되며, 브라인 용액은 제빙관 하부로 유입, 냉각되어 상부로 토출된다.

제빙관 내부를 2중 원통으로 단순화하면 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. 이때 유동면적(A_f)은 동일하게 고려하여 구하였으며, 내부 원통의 축방향 이송속도는 스크류의 회전에 의한 이송속도와 동일하므로 다음 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_p = L_p \cdot \frac{N}{60} \quad (1)$$

2.2 에너지방정식

제빙관 내부 브라인 용액의 열전달 해석을 위하여 Fig. 2에서 나타낸 바와 같이 2차원 정상상태의 환상유동(annulus flow)에 대해 에너지방정식을 적용하고 축방향 열전도항($k \partial^2 T / \partial z^2$) 등을 무시하면 다음 식 (2)와 같이 간단히 정리될 수 있다. 이때 원주방향으로의 온도변화는 무시한다. 즉, 축대칭 온도분포로 가정한다.

$$v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad (2)$$

위 식 (2)를 변수분리법을 이용하여 해를 구할 수 있다.⁽⁷⁾ 우선 해석의 편의를 위하여 온도(T) 및 좌표축(z, r)에 대한 무차원 변수를 도입하고 정리하면 다음 식 (3)과 같다.

$$v_z R_o \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} = \alpha \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial \theta^*}{\partial r^*} \right) \right] \quad (3)$$

여기서 무차원 변수에 대한 정의는 다음과 같다.

$$\theta^* = \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_w}{T_0 - T_w} \quad (4a)$$

$$r^* = \frac{r}{R_o} \quad z^* = \frac{z}{R_o} \quad (4b, 4c)$$

또한 θ^* 를 다음과 같이 가정한다.

$$\theta^*(z^*, r^*) = Z(z^*) \cdot R(r^*) \quad (5)$$

식 (5)를 식 (3)에 대입하고 양변을 식 (5)로 나눈 후 변수분리하여 정리하면 다음 식 (6)과 같이 된다. 이때 양 변을 상수 $-\lambda^2$ 으로 놓을 수 있다.

$$\frac{v_z R_o}{\alpha} \frac{1}{Z} \frac{dZ}{dz^*} = \frac{1}{R} \left[\frac{1}{r^*} \frac{d}{dr^*} \left(r^* \frac{dR}{dr^*} \right) \right] = -\lambda^2 \quad (6)$$

위 식을 두 개의 식으로 분리하여 각각의 해를 구하면 베셀함수(Bessel function)를 갖는 해가 된다.

$$Z = C_1 e^{-\lambda^2 \alpha_v z^*} \quad (7a)$$

$$R(r^*) = C_3 J_0(\lambda r^*) + C_4 Y_0(\lambda r^*) \quad (7b)$$

여기서 $\alpha_v = \alpha / v_z R_o$ 이다. 식 (7b)에서 경계조건인 $r^* = 0$ 에서의 함수 값이 유한한 값을 가지기 위해서는 계수 $C_4 = 0$ 이 되어야 한다. 따라서 식 (7a, b)를 식 (5)에 대입하여 결과적으로 구해진 해는 제 1종 베셀함수를 포함하는 식 (8)과 같아진다.

$$\theta^*(z^*, r^*) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n e^{-\lambda_n^2 \alpha_v z^*} J_0(\lambda_n r^*) \quad (8)$$

경계조건인 제빙관 입구($z^* = 0$)에서 온도 $T = T_0$ 로부터 $\theta^* = 1$ 이 되므로 식 (8)의 계수 a_n 을 구할 수 있다.⁽⁷⁾ 구해진 a_n 을 대입하고 정리하면 최종적으로 식 (9)가 된다.

$$\theta^* = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\lambda_n^2 \alpha_v z^*} J_0(\lambda_n r^*)}{\lambda_n \cdot J_1(\lambda_n)} \quad (9)$$

여기서, λ_n 은 베셀함수의 특성값(characteristic values)을 나타낸다.

2.2 축방향 속도 관계식

제빙관 내부 브라인 용액의 유동을 해석하기 위해 Fig. 2와 같이 반경방향(v_r) 및 원주방향(v_θ) 속도성분이 없는 수직축에 대한 1차원 유동으로 가정한다. 수직방향(z 방향)에 대해 운동 방정식을 적용하고, 연속방정식 등을 이용하여 정리하면 다음 식 (10)과 같이 되며, 일반적인 환상유동(annulus flow)으로 취급할 수 있게 된다.⁽⁸⁾ 이때 v_z 는 r만의 함수로 가정한다.

$$\left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dv_z}{dr} \right) \right] = \frac{\Delta p}{\mu L} \quad (10)$$

위의 식을 적분하고, 2개의 적분상수에 대해 경계조건을 각각 적용하면 최종적으로 축 방향 유동에 대한 속도 관계식을 얻을 수 있다. 특히 내부 원통이 고정된 것이 아니라 축방향으로 이동하므로 경계조건은 다음 식 (11a, 11b)와 같다. 그리고 식 (10) 우변에 있는 Δp 는 제빙관 입출구 양단의 압력차를 나타낸다.

$$r = R_i \text{에서 } v_z = V_p \quad (11a)$$

$$r = R_o \text{에서 } v_z = 0 \quad (11b)$$

z 방향에 대한 유동 관계식은 다음 식 (12)와 같다.

$$v_z = \zeta \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R_o} \right)^2 + \xi \cdot \ln \left(\frac{r}{R_o} \right) \right] \quad (12)$$

$$\text{여기서, } \zeta = \frac{\Delta p \cdot R_o^2}{4\mu L} \quad (13a)$$

$$\xi = \frac{V_p/\zeta + \kappa^2 - 1}{\ln \kappa} \quad (13b)$$

또한 κ 는 이중 원통 내·외측의 반경비를 뜻한다.

$$\kappa = \frac{R_i}{R_o} \quad (14)$$

위 식에 있는 Δp 는 유량을 통해 구할 수 있다. 반경 r 에서의 미소 유량 dQ 는 식 (15)와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} dQ &= v_z \cdot dA = 2\pi v_z r dr \quad (15) \\ &= 2\pi \zeta \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R_o} \right)^2 + \xi \cdot \ln \left(\frac{r}{R_o} \right) \right] r dr \end{aligned}$$

식 (15)를 내·외측의 반경에 대해 적분을 하면 유량을 구할 수 있게 되며, 주어진 유량을 통해 제빙관 양단의 압력차 Δp 는 식 (16)과 같이

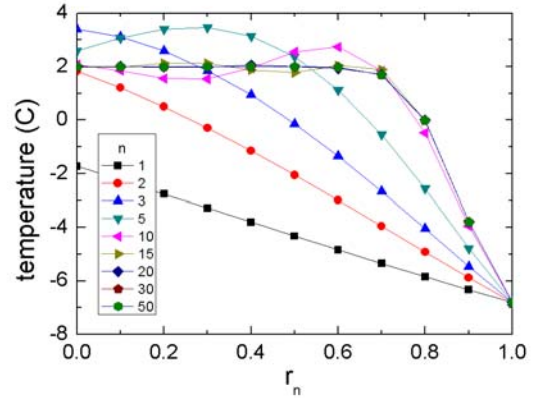


Fig. 3 Temperature distributions at tube exit of ice slurry generator for convergence test of order n in Bessel function of governing eq. (9). ($Q=0.32 \text{ m}^3/\text{h}$, $L=0.4 \text{ m}$)

구할 수 있다.

$$\Delta p = \frac{8\mu L Q}{\pi R_o^4 \epsilon} \quad (16)$$

여기서, $\epsilon = (1 - \kappa^2) - \xi(1 - \kappa^2 + 2\kappa^2 \ln \kappa)$

3. 결과 및 고찰

앞 절에서 정리된 속도 관계식으로부터 속도 분포를 구할 수 있으며 이를 에너지 지배방정식에 적용함으로써 온도를 구할 수 있다. 그러나 이러한 지배방정식에 나타난 브라인 용액의 밀도, 열전도도, 비열 및 빙점 등의 물성치는 용액의 농도 및 온도에 따라 달라진다. 따라서 본 연구에서는 제빙관 입구 온도를 초기값으로하여 반복계산을 통해 최종적인 물성치 및 온도분포를 계산하였다. 본 연구에서는 브라인 용액으로 프로필렌글리콜(propylene glycol) 수용액을 사용하였으며, 물성치 계산은 다항식으로 표시된 계산식으로부터 구하였다.⁽⁹⁾

Fig. 3은 지배방정식 (9)의 베셀함수와 관련한 차수 n (order n)의 수렴성을 알아보기 위하여 n 을 변화시켜가며 제빙관 출구에서의 반경방향 온도분포를 구한 것이다. 이때 제빙관 입구 온도 (T_o)는 2°C 이며, 제빙관 벽온도(T_w)는 -6.8°C 이며, 가로축은 식 (17)과 같이 정의되는 무차원 반경을 나타낸다.

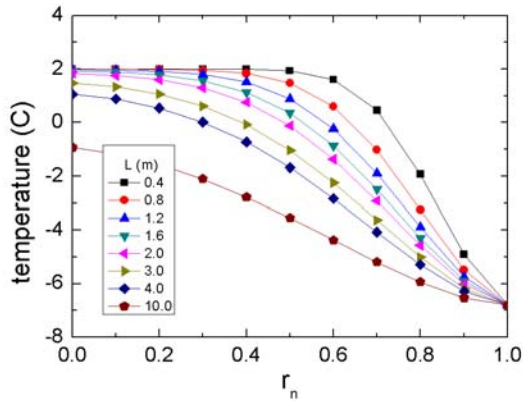


Fig. 4 Temperature distributions at tube exit of ice slurry generator with various lengths of generator tube ($T_o=2^{\circ}\text{C}$, $T_w=-6.8^{\circ}\text{C}$, $Q=0.16\text{ m}^3/\text{h}$)

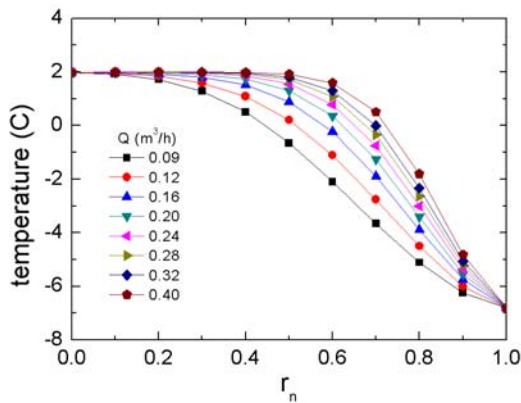


Fig. 5 Temperature distributions at tube exit of ice slurry generator with various flow rate ($T_o=2^{\circ}\text{C}$, $T_w=-6.8^{\circ}\text{C}$, $L=1.2\text{ m}$)

$$r_n = \frac{r - R_i}{R_o - R_i} \quad (17)$$

차수 n 값에 따라 온도분포는 큰 차이를 보인다. 테스트 결과 n 이 약 20 이상이면 결과가 n 값에 관계없이 동일한 결과를 얻을 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 $n=50$ 으로 고정하여 계산을 수행하였다.

제빙관의 길이에 따른 관 출구에서의 온도 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 관 벽의 차가운 냉열에 의해 관 벽으로 갈수록 온도가 급격히 떨어지는 것을 알 수 있다. 그리고 차가워진 프로필렌 글리콜 수용액의 냉열이 관을 지나면서 관 내부로 열전달되어 온도를 강하시키는 것을 볼 수 있

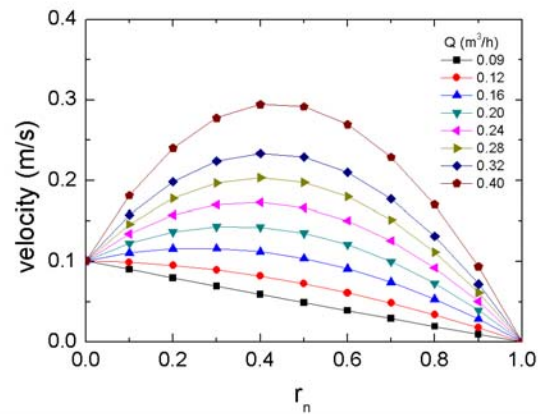


Fig. 6 Velocity distributions at tube exit of ice slurry generator with various flow rate ($T_o=2^{\circ}\text{C}$, $T_w=-6.8^{\circ}\text{C}$, $L=1.2\text{ m}$)

다. 이것은 유량변화에 따른 온도 분포에서도 유사한 결과를 보여준다. Fig. 5 및 6은 길이가 1.2 m인 제빙관에서 유량 변화에 따른 출구 온도분포 및 유동 속도 분포를 각각 나타낸 것이다. 유량이 증가할수록 관 벽 냉열에 의한 열전달 효과가 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 유량이 증가함에 따라 유속이 증가하여 벽 온도가 일정한 경우 전열시간이 상대적으로 감소하므로 결국 열전달 양이 적어지는 것으로 생각된다.

관 내 속도분포는 유량이 매우 적은 경우 ($Q=0.09$)에는 대체로 선형적인 분포를 보이는데 이러한 유동은 펌프 압력보다 스크류의 회전에 의한 축방향 이송과 유체 점성력에 의해 발생되는 것으로 생각된다.

Fig. 7은 제빙관 입구에서 출구까지 유동방향에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. 전체적인 분포특성은 제빙관 길이에 따른 출구에서의 온도분포(Fig. 4)와 유사하며, 관 벽에서부터 냉각이 시작되어 관 중심으로 열전달이 이루어지는 것을 알 수 있다.

기존의 스크류형 제빙기를 대상으로 본 연구의 계산 결과를 비교, 검토하였다. 기존 스크류형 제빙기의 경우 유량 $Q=0.96\text{ m}^3/\text{h}$, 제빙관 길이 1.2 m에 대해 약 0.82 냉동톤의 용량을 나타낸다. 동일한 사양에 대해 계산한 냉각 열량은 약 0.15 냉동톤에 해당하였으며, 설계치의 약 18%로 예측하였다. 이러한 차이는 실제 제빙관 내부에서는 관 벽을 따라 얼음이 생성되지만 단순화된 본 열전달 모델링에서는 얼음 생성에 대한 모델링이 없고, 또한 관 내부에서 단순히 축방향(z 방향)으

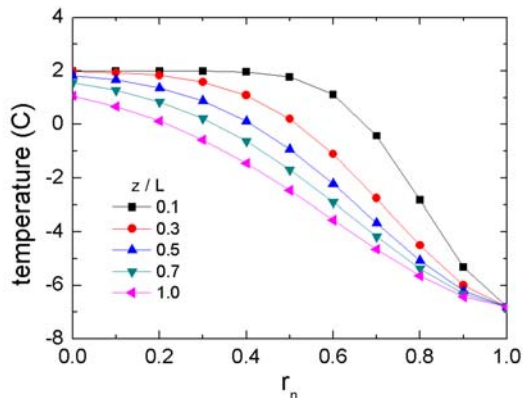


Fig. 7 Temperature distributions along flow direction inside tube of ice slurry generator ($T_o=2^{\circ}\text{C}$, $T_w=-6.8^{\circ}\text{C}$, $Q=0.12\text{ m}^3/\text{h}$, $L=4.0\text{ m}$)

로만 유동이 있는 것이 아니라 실제로는 스크류의 회전과 같이 관 벽을 따라 회전하면서 출구로 빠져나가므로 속도가 훨씬 크게 된다. 이러한 속도의 증가는 열전달율을 크게 증가시키지만 본 모델링에서는 이러한 큰 속도 증가를 고려하지 않았기 때문으로 생각된다.

4. 결론

스크류를 장착한 스크래퍼형 아이스슬러리 제빙기를 대상으로 제빙기 내부에서의 온도분포를 예측하고자 제빙기 내부의 유동 및 열전달 현상을 단순화하여 비교적 간단한 이론적 모델을 수립하고, 그 결과를 고찰하였다. 그 결과 제빙관 벽으로부터의 냉열 전달이 관 내부로 확산되는 정성적으로 타당한 결과를 얻을 수 있었다. 정량적인 평가를 위하여 기존 제품의 설계사양과 비교한 결과 설계값의 약 1/5 ~ 1/6 정도로 낮게 성능을 예측하였다. 이러한 저평가는 단순화 모델링 과정에서 스크류 회전에 의해 발생하는 원주방향 속도를 고려하지 않았기 때문인 것으로 생각된다.

본 해석 모델에서 충분히 고려하지 못한 사항에 대한 개선과 향후 아이스슬러리 제빙장치 설계 및 시스템의 운전 조건 설정시 활용 가능성에 대한 실증 평가가 필요할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 KIST 기본연구사업으로 수행되었으

며 이에 감사를 드립니다.

참고 문헌

1. Lee, D.-W., and Lee, S.-M., 2006, Characteristic Analysis of the Cooling System Using Ice Slurry Type Heat Storage System, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Annual Conference, pp. 111-115.
2. Lim, H.-M., and Pyo, S. H., 2004, Scraped-surface Ice Slurry Generator, Proceedings of the SAREK 2004 Summer Annual Conference, pp. 461-468.
3. Lee, Y. P., Ahn, Y. H., and Yoon, S.-M., 2006, A District Cooling System using Ice Slurry for the Uncertain Cooling Load of the Future and its Economic Evaluation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 776-782.
4. Kauffeld, M., Kawaji, M., and Egolf, O. W., 2005, Handbook on Ice Slurries - Fundamentals and Engineering, International Institute of Refrigeration.
5. Wijesundera, N. E., Hawlader, M. N. A., Andy, C. W. B., and Hossain, M. K., 2004, Ice-slurry production using direct contact heat transfer, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 511-519.
6. Stamatiou, E., Meewisse, J. W., and Kawaji, M., 2005, Ice slurry generation involving moving parts, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 60-72.
7. Arpaci, V. S., 1966, Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley Publishing Company.
8. Bird, R. B., Stewart, W. E., and Lightfoot, E. N., 1960, Transport Phenomena, John Wiley & Sons.
9. Melinder, A., 1997, Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants, International Institute of Refrigeration.