

소프트 아이스크림 제조기 증발기의 전열 특성

변호원¹, 이진욱¹, 김내현^{1*}
¹인천대학교 기계시스템공학과

Heat Transfer Characteristics in the Evaporator of a Soft Ice Cream Maker

Ho-Won Byun¹, Jin-Wook Lee¹ and Nae-Hyun Kim^{1*}

¹Department of Mechanical Engineering, University of Incheon

요 약 소프트 아이스크림은 환형 증발부의 외측에서 증발하는 R-404A에 의해 형성된 얼음을 스크레이퍼로 깎아 내어 제조된다. 본 연구에서는 소프트 아이스크림 증발기의 냉매 측 및 아이스크림 측 열전달계수를 도출하였다. 실험 결과 환형부 내 냉매 유동은 격막에 의해 매우 복잡한 양상을 보이고 열전달계수도 위치에 따라 현저히 달랐다. 즉, 유입위치의 열전달 계수가 다른 부분에 비하여 낮게 나타났다. 냉매측 평균 열전달계수는 열유속의 증가에 따라 또한 포화온도의 감소에 따라 증가하였다. 열유속과 포화온도를 변수로 하여 평균 열전달계수를 예측하는 상관식을 도출하였다. 아이스크림 측 열전달계수는 연속적으로 진동하였다. 이는 스크레이퍼에 의해 관벽의 얼음이 주기적으로 탈착되기 때문으로 판단된다. 아이스크림 원액의 단상 열전달계수는 냉각 기간 중 150 W/m²K에서 250 W/m²K로 증가하였다. 아이스크림 제조 시 열전달계수는 대략 280 W/m²K로 나타났다.

Abstract Soft icecream is made by scraping an ice formed on the inside of the cylindrical evaporator, where R-404A is evaporating in the annulus. The heat transfer characteristics of the refrigerant evaporation and those during icecream formation were experimentally investigated. Results show that the refrigerant-side heat transfer coefficients are highly dependent on the location in the evaporator due to the complex annulus configuration. The heat transfer coefficient at the inlet is generally lower than those of other locations. The average heat transfer coefficient increases as heat flux increases or saturation temperature decreases. A correlation is developed to predict the refrigerant-side heat transfer coefficient. The icecream-side heat transfer coefficient oscillates continuously due to the periodic removal of ice formed on the surface. The average heat transfer coefficient during icecream formation is approximately 280 W/m²K, and that during single-phase cooling increased from 150 W/m²K to 250 W/m²K.

Key Words : Icecream, Heat transfer characteristic, Refrigerant, Evaporation

1. 서론

최근들어 국민 식생활 문화가 개선되고 생활수준이 향상됨에 따라 소프트 아이스크림, 슬러시와 같은 냉동 유제품의 소비가 급증하고 있다. 이들은 소형 냉동 사이클을 사용하여 식품 원액을 냉각시켜 냉동 유제품을 만든다. Fig. 1, 2에 소프트 아이스크림 제조기의

사진과 냉동사이클의 개략도를 나타내었다. 소프트 아이스크림은 원액 탱크 (mix tank)와 증발기 (freezer)를 연속적으로 통과하며 제조된다. 원액 탱크는 아이스크림 원액을 보관하는 곳으로 원액을 적절히 (4°C 정도) 냉각시키고, 냉각 증발기에서는 냉각된 원액을 받아 -8°C 정도의 아이스크림을 생산한다. 원액 탱크는 직육면체 형상으로 외측에는 냉매가 흐르는 소형 원관

본 논문은 중소기업기술개발 지원과제로 수행되었음.

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim

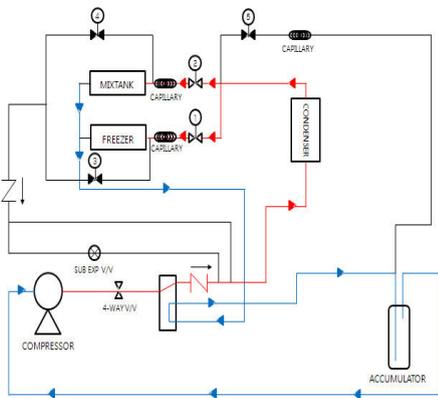
Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

접수일 12년 01월 31일 수정일 (1차 12년 02월 13일, 2차 12년 03월 22일, 3차 12년 04월 09일) 게재확정일 12년 04월 12일

을 감아 원액을 냉각한다. 증발기는 환형 이중 실린더 형태로 환형부에서는 냉매가 증발하고 실린더 내측에서는 스크레이퍼가 벽면에 형성된 얼음을 깎아내어 아이스크림을 만든다. 아이스크림 원액은 유성분 32%, 과당 3.4%의 혼합물로 대략 -3.0°C에서 얼음으로 변화한다. 아이스크림이 형성되면서 스크레이퍼에 걸리는 토크가 증가하고 이 토크 변화를 감지하여 아이스크림의 완성여부를 결정한다.



[그림 1] 소프트 아이스크림 제조기
[Fig. 1] Soft icecream machine.



[그림 2] 냉매 사이클 개략도
[Fig. 2] Schematic drawing of the refrigeration cycle.

증발기의 설계를 위해서는 아이스크림 형성과정 중 환형부 내를 흐르는 저온 냉매로부터 원액으로의 열전달에 관한 이해가 필요하다. 그간 냉매의 증발에 대해서는 다수의 연구 결과가 수행되었다. 하지만 본 연구

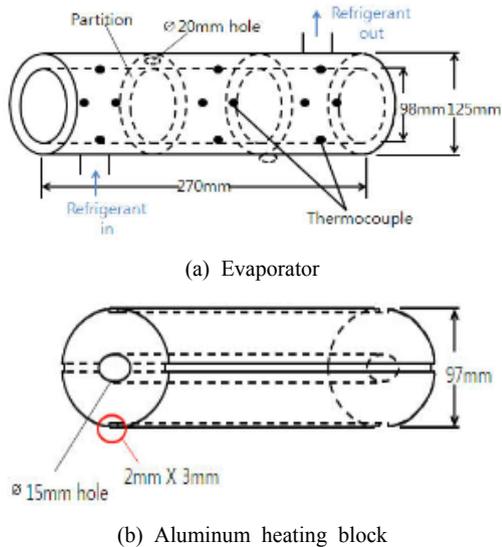
와 같이 환형부에서의 비등열전달이나 실린더 내벽으로부터 스크레이퍼에 의해 얼음이 탈착되어 아이스크림이 형성되는 전열현상에 대해서는 연구결과가 거의 전무하다. 유관 연구로 원통 내측에 얼음을 형성시키고 회전하는 블레이드에 의해 제빙하는 scraped surface 열교환기의 전열 현상에 대해서는 일부 결과가 보고되었다. Lakhdar et al. [1]은 scraped surface 열교환기에서 에탄올 수용액과 과당 수용액의 유량, 블레이드 선회속도, 블레이드와 벽면과의 간격등이 제빙 열전달계수에 미치는 영향을 실험적으로 검토하였다. 블레이드 선회속도가 클수록 열전달계수가 증가하였고 벽면과의 간격이 1 mm 이내인 경우 벽면으로부터 형성된 얼음을 효과적으로 제거할 수 있음을 보고하였다. Qin et al.[2]도 scraped surface 열교환기에서 10% 과당 수용액을 사용하여 실험을 수행하였는데 제빙시 열전달계수는 액상 열전달계수의 5배 가량이 됨을 보고하였다. 최근들어 Choi et al.[3]은 10% 과당을 사용한 슬러시 제조기의 전열 현상에 대한 연구를 통하여 제빙 시 열전달계수는 액상 열전달계수보다 40~70% 크다고 보고하였다. 한편 Vaessen et al.[4]은 용액의 과냉도, 농도등이 scraped surface 열교환기 표면의 얼음 형성에 미치는 영향에 대해 보고하였고 Harrod [5], Dumont et al [6]은 액상 scraped surface 열교환기에서 스크레이퍼의 회전속도가 유동형태, 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 보고하였다.

상기 연구들은 제빙시 열전달계수가 증발기의 형상, 스크레이퍼의 회전속도, 벽면과의 간격 등에 따라 현저하게 달라짐을 보여준다. 또한 기존연구들은 대부분 과당 수용액에 대하여 수행되었음을 알 수 있다. 국내에서 사용되고 있는 소프트 아이스크림 제조기[7]는 증발기의 형상, 스크레이퍼의 회전속도 등이 기존 연구와는 다르고 아이스크림 원액도 과당 외에 유지방이 32% 포함되어 있다. 본 연구에서는 국산 아이스크림 제조기의 증발기 설계 자료 축적의 일환으로 증발기에 대하여 일련의 실험을 수행하였다. 우선, 별도의 실험을 통하여 환형부측 냉매의 증발 열전달계수를 도출하고 이를 활용하여 아이스크림 제조 시 열전달계수를 도출하였다. 냉매로는 R-404A를 사용하였다.

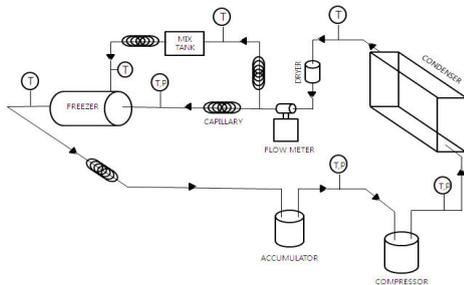
2. 환형부 증발열전달계수 측정장치

Fig. 3에 증발기의 상세도를 나타내었다. 증발기는 외경 125 mm (두께 1.5 mm), 내경 98 mm (두께 2 mm)의 동심원관 형상이다. 냉매가 흐르는 환형부는 격막

을 사용하여 3등분 (유입단, 중간단, 유출단) 되어 있다. 유입단의 하부에서 내경 7.74 mm 관을 통하여 유입된 냉매는 위로 흐르다 격막 상부에 가공된 20 mm 구멍을 통하여 중간부로 공급된다. 중간단에서 아래로 흐르는 냉매는 격막 하부의 20 mm 구멍을 통하여 유출단으로 공급되고 마침내는 내경 7.74 mm 관을 통하여 유출된다. 환형부를 흐르는 냉매의 열전달계수를 측정하기 위하여 Fig. 4의 실험장치를 구성하였다. 증발기 내측에는 스크레이퍼를 제거하고 증발기의 내경과 일치하는 길이 270 mm의 원형 알루미늄 블록을 설치하였다 [Fig 3 (b)].



[그림 3] 증발기 내 열전대 측정 위치와 히팅 블록
 [Fig. 3] Details of the evaporator and the heating block. Points in the evaporator denote thermocouple location.



[그림 4] 실험장치 상세도
 [Fig. 4] Details of the experimental apparatus.

[표 1] 압축기 및 응축기의 제원

[Table 1] Specification of the compressor and condenser.

Item	Specification
Compressor	Embraco NJ9238GS 3.0 HP
Condenser	380.4mm×307.1mm, 4row, 12step, Plate fin, Fin pitch 2.4mm, I.D 9.5mm, Copper tube

알루미늄 블록 중심에는 원형 카트리지 히터 (외경 15 mm, 길이 270 mm)를 삽입하여 증발부로 균일한 열 유속이 공급되도록 하였다. 알루미늄 실린더는 열에폭시를 사용하여 증발기 내측에 밀착되도록 하였다. 증발기 외측에는 직경 50 mm의 관측창을 각 단에 설치하여 냉매 유동을 관측하였다. 증발기를 나온 냉매는 압축기에서 압축된 후 응축기에서 응축된다. 응축액은 수동 팽창장치를 지나며 온도와 압력이 조절되어 증발기로 유입된다. Table 1에 압축기와 응축기의 사양을 나타내었다.

증발기 내측에는 각 단의 중앙에 원주 방향으로 4개씩 12군데에 열전대를 부착하여 벽면온도를 측정하였다. 열전대는 접착 알루미늄 포일로 증발기 내측에 압착시켰다. 열전대를 외부로 유출시키기 위하여 열전대 부착위치의 알루미늄 블록에는 2 mm x 3 mm 홈을 가공하였다. 실험시 증발기는 충분히 단열하여 열손실을 최소화하였다. 압축기 입출구, 응축기 입출구, 증발기 입출구에서는 원관 외측에 열전대를 장착하여 냉매온도를 측정하였다. 압축기 입출구, 증발기 입출구에는 압력 트랜스듀서를 설치하여 압력도 측정하였다. 응축기 출구에는 유량계를 설치하여 냉매 유량을 측정하였다.

실험은 열유속과 증발온도 (또는 질량유량)을 변수로 수행되었다. 증발온도와 질량유량을 별도로 조절하기 위해서는 인버터 압축기가 필요한데 본 연구에서는 고려하지 않았다. 추후 논의되겠지만 실험 범위에서 측정된 질량유속은 그 값이 아주 작아 그 영향이 미미할 것으로 판단되었다.

질량유속은 환형부 중심에서의 유동 단면적을 기준으로 계산하였다. 주어진 열유속에서 열전달계수는 냉매측 벽면온도와 포화온도로부터 아래 식으로 구해진다. 냉매측 벽면온도는 측정된 증발기 내측 벽면 온도로부터 스테인리스 관의 열저항을 고려하여 계산되었다. Kline and McClintock[8]의 제안에 따라 불확실도 해석을 수행하였다. 측정위치에서 열전달계수의 불확도는 ± 1.2%~4.4%이다.

3. 환형부 증발열전달계수 실험결과

Table 2에 열유속과 포화온도를 변화시키며 측정된 데이터를 수록하였다. 냉매주입량은 1300g 이었다. 한 가지 특이한 사항은 형성되는 질량유속이 아주 작다는 것이다. 진술한 바와 같이 질량유속은 환형부 중심에서의 유동단면적 기준으로 계산되었다. 따라서 냉각 증발기의 증발열전달에 대류의 영향은 크지 않을 것으로 판단된다. Table 2에는 증발기 입, 출구에서 측정된 포화온도도 나타나 있는데 그 차이가 적지 않음을 알 수 있다. 이는 냉매가 환형부(특히 격막 사이의 구멍)를 지나면서 압력손실이 발생했기 때문이다. 식 (1)로부터 열전달계수 h 를 구하기 위해서는 벽면온도 T_w 과 포화온도 T_{sat} 이 필요하다. 유입단에는 증발기 입구에서 측정된 온도를, 유출단에는 증발기 출구에서 측정된 온도를 포화온도로 사용하였고 중간단에는 이 온도들의 중간값을 사용하였다. 증발기 입, 출구에서 측정된 압력으로부터 환산한 포화온도와 열전달로 측정된 온도는 1°C 이내에서 일치하였다.

Table 2에 증발기 내 모든 측정위치에서의 열전달계수를 수록하였다. 열전달계수는 측정된 벽면온도와 포화압력 그리고 가해진 열유속을 식 (1)에 대입하여 구해진다. Table 2의 열전달계수 우편 괄호 안에는 그 위

치에서의 건도가 나타나 있다. 증발기 입구에서의 건도는 측정된 응축기 출구의 온도와 압력, 그리고 증발기 입구 압력 사이를 등엔탈피 과정으로 가정하여 구하였다. 또한 벽면온도 측정위치에서의 건도는 질량유량과 그 위치까지 가해진 열량을 고려하여 구하였다. Table 2는 열전달계수가 위치에 따라 현저하게 차이를 보여준다. 유입단의 경우 하부에서 열전달계수가 작고 상부로 갈수록 커짐을 보인다. 이는 유입 위치(하부)에서 냉매 분배가 좋지 않아 전열면적을 충분히 적지 못하기 때문으로 판단된다. 중간단에서도 유입 위치(상부)의 열전달계수가 다른 위치에 비해 낮음을 보인다. 유출단에서도 유입위치(하부)의 열전달계수가 현저히 낮다. Table 2의 평균 열전달계수는 측정위치의 열전달계수가 그 주위의 열전달계수를 대표한다고 가정하고 전열면적비를 고려하여 계산되었다. 예를 들어 입구단의 평균열전달계수는 “평균 값 = (상부 값+하부 값+2 x 중간 값)/4” 로 구하였다. Table 2에 나타나 있듯이 평균 열전달계수는 열유속의 증가에 따라 전반적으로 증가함을 보인다. 이는 포화온도가 유사한 5 kW/m² 과 10 kW/m² (첫 번째 열과 네 번째 열) 그리고 10 kW/m² 과 15 kW/m² (두 번째 열과 다섯 번째 열)의 데이터로부터 확인할 수 있다. 또한 열유속 10 kW/m² 의 데이터를 비교해 보면 포화온도의 감소에 따라 열전달

[표 2] 냉매측 평균 열전달계수
[Table 2] Heat transfer coefficient distribution

Heat Flux(kW/m ²)		5	10		15		
Sat. Temp In/Out(°C)		-23.4/ -26.2	-9.8/ -13.2	-13.6 -16.8	-21.4/ -24.6	-9.0/ -12.1	
Avg. Sat. Temp(°C)		-24.8	-11.5	-15.2	-23.0	-10.6	
Mass Flux(kg/m ² s)		0.60	1.09	0.93	0.63	1.07	
Heat Transfer Coefficient (Quality) (W/m ² K)	Inlet	Bottom	318(0.45)	419(0.42)	420(0.43)	389(0.44)	345(0.42)
		Middle	444(0.49)	455(0.46)	464(0.47)	434(0.51)	468(0.48)
		Top	732(0.52)	540(0.50)	567(0.52)	541(0.57)	489(0.54)
	Avg.		484	467	479	449	443
	Middle	Top	162(0.55)	165(0.54)	168(0.56)	163(0.64)	180(0.60)
		Middle	494(0.59)	488(0.58)	494(0.61)	486(0.70)	459(0.66)
		Bottom	404(0.62)	627(0.61)	649(0.65)	694(0.76)	762(0.71)
	Avg.		389	442	451	457	465
	Outlet	Bottom	228(0.65)	317(0.65)	323(0.70)	340(0.83)	385(0.77)
		Middle	862(0.68)	848(0.69)	881(0.74)	1137(0.89)	893(0.83)
		Top	556(0.71)	536(0.72)	553(0.78)	550(0.95)	538(0.89)
	Avg.		627	637	660	791	677
	Total Avg.		500	515	530	566	528

계수가 증가함을 알 수 있다. 이는 포화온도가 감소하면 비체적이 증가하고 따라서 대류의 영향이 증가하기 때문으로 판단된다. 평균 열전달계수 \bar{h} 의 값을 열유속 q 와 포화온도 T_{sat} 을 변수로 회귀분석하여 식 (2)를 구하였다.

$$h = \frac{q}{(T_w - T_{sat})} \quad (1)$$

$$\bar{h} = 375.42 + 8.527q - 4.02T_{sat} \quad (2)$$

4. 아이스크림 제조 시 열전달계수

Fig. 4의 실험장치를 사용하여 아이스크림 제조 실험을 수행하였다. 이 때 증발부의 내측에는 스크레이퍼를 장착하여 실제 증발기를 모사하였다. Fig. 5에는 스크레이퍼의 사진이 나타나 있다. 아이스크림 제조시 열전달계수 h_i 는 전열량 Q 를 로그평균 온도차 ΔT_{lm} 로 나누어구해지는 UA 값에서 냉매측 열저항을 차감하면 구할 수 있다 [식 (3)-(5)].

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{lm}} \quad (3)$$

$$Q = \dot{m}_r \Delta i_e \quad (4)$$

$$h_i = \frac{1}{A_i \left[\frac{1}{UA} - \frac{t}{kA_m} - \frac{1}{h_o A_o} \right]} \quad (5)$$

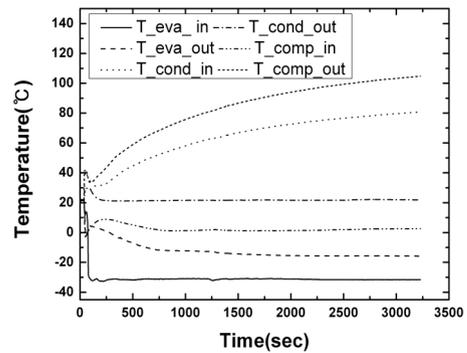
여기서 \dot{m}_r 은 냉매의 질량유량, Δi_e 는 입출구 엔탈피 차, t 는 관벽두께, k 는 열전도도, A_i , A_m , A_o 는 관내측, 관벽, 관외측 전열면적이다. 아이스크림 온도는 중앙부의 튜브 내 스크레이퍼 길이 방향으로 세 곳에 열전대를 삽입하여 측정하였다. 냉매측 입출구 온도는 증발기 입구와 출구에서 측정하였다. 냉매로부터 아이스크림으로의 전열량 (Q)은 냉매측으로부터 계산 되었는데 냉매의 질량유량과 사이클 선도로부터 얻어진 증발기 입출구 엔탈피를 곱하여 구하였다 [식(4)]. 냉매측 열전달계수 h_o 는 측정된 열유속과 포화온도에서 식 (2)로부터 구하였다. 실험은 외기온도 27°C에서

수행되었다. Fig. 6과 7에는 아이스크림 제조시 사이클 내 각 위치에서 측정한 온도와 압력변화를 나타내었다. 약 180초의 초기동기시간이 지나면 압축기 입, 출구 압력은 대략 일정하게 유지됨을 보여준다.



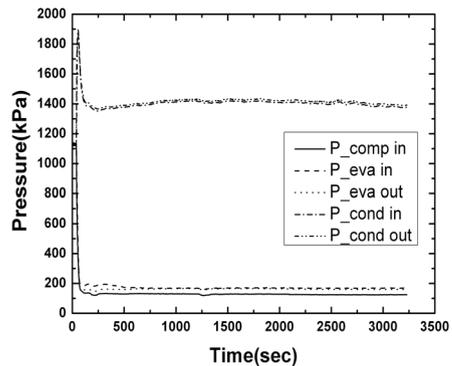
[그림 5] 아이스크림 스크레이퍼

[Fig. 5] Icecream scraper.



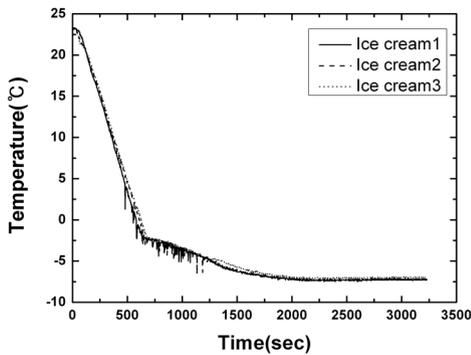
[그림 6] 아이스크림 형성까지 냉매측 온도 변화.

[Fig. 6] Temperature change during icecream formation.

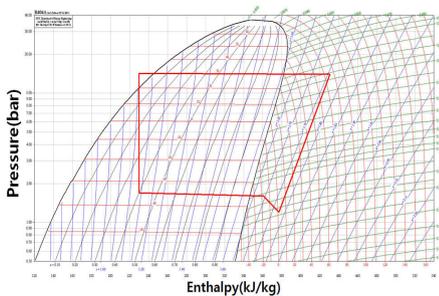


[그림 7] 아이스크림 형성까지 냉매 측 압력 변화.

[Fig. 7] Pressure change during icecream formation.



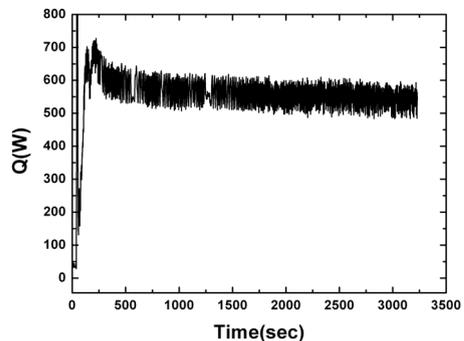
[그림 8] 아이스크림 형성까지 아이스크림 측 온도 변화
[Fig. 8] Icecream temperature change during icecream formation.



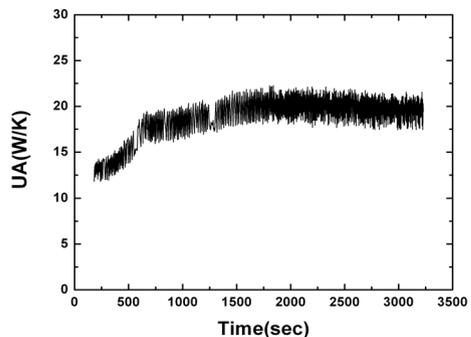
[그림 9] 아이스크림 냉동 사이클 (P-h선도).
[Fig. 9] Typical icecream refrigeration cycle.

증발기 입구, 응축기 출구 온도도 일정하게 유지된다. 증발기 출구, 압축기 입구 온도는 대략 650초까지는 감소하다가 그 이후는 일정한 값을 보인다. 하지만 압축기 출구온도와 응축기입구온도는 계속 증가함을 보여준다. Fig. 8에는 아이스크림 온도가 나타나 있다. 증발기 내 세 곳의 측정온도는 잘 일치함을 알 수 있다. 이는 스크레이퍼가 연속적으로 원액을 혼합시켜 주기 때문에 일정한 온도가 유지되는 것으로 판단된다. 아이스크림 온도는 600초 까지는 급격히 감소하다가 그 이후로는 완만히 감소함을 보인다. 이로부터 초기 600초는 원액의 냉각기간이고 600초 이후로 얼음이 본격적으로 형성되는 것으로 판단된다. 초기 응고 온도는 -3°C 이다. 얼음이 형성되면서 원액의 농도는 짙어지고 따라서 응고 온도도 내려가게 된다. Fig. 9에는 대표적인 냉동 사이클 선도를 나타내었다. 사이클 선도는 Fig. 6과 7의 온도와 압력을 사용하여 구하였다. 이 선도는 기동 후 2500초에 형성된 사이클이다. Fig. 10에서 12에 전열량, UA 그리고 아이스크림 측 열전달계수를 나타내었다. 전열량은 초기 250 초에 700 W까지 급

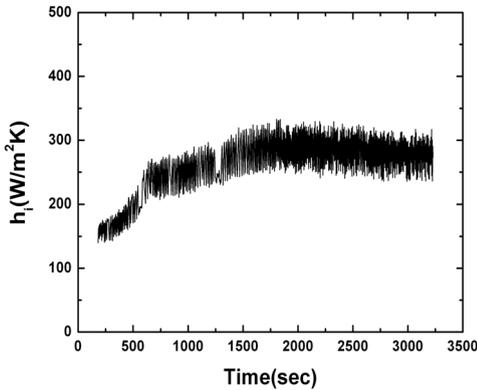
격히 증가하고 그 이후는 완만하게 감소함을 보인다. 특히 250초 이후에는 진동이 증가하다가 600초 이후에는 약 100 W의 진폭 범위 내에서 연속적으로 진동함을 보인다. 이는 스크레이퍼에 의한 얼음의 탈착 때문으로 판단된다. Choi et al.[3]도 슬러시 제조시 얼음의 주기적인 탈착을 보고한 바 있다. Fig. 11에는 UA값을 그리고 Fig. 12에는 열전달계수를 나타내었다. 원액 냉각 기간 중 열전달계수는 $150 \text{ W/m}^2\text{K}$ 에서 $250 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 증가한다. 이는 온도와 농도 변화에 따른 원액의 물성치 변화에 기인한 것으로 판단된다. 아이스크림이 형성되면서 열전달계수는 대략 $280 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 증가하고 이후 일정한 값을 보인다. Fig. 11과 12에는 초기 180초의 값은 나타나 있지 않다. 초기 기동 기간 중에는 시스템의 급격한 변화로 인하여 측정치의 신뢰도가 낮다고 판단되어 그래프에서 제외하였다. Kline and McClintock[8]의 제안에 따라 불확실도 해석을 수행하였다. 냉매측 평균 열전달계수의 불확도를 $\pm 10\%$ 로 가정하였을 때 아이스크림 제조시 열전달계수의 불확도는 $\pm 11\sim 17\%$ 이다.



[그림 10] 아이스크림 형성 시까지 증발기 전열량.
[Fig. 10] Heat supplied to the evaporator during icecream formation.



[그림 11] 아이스크림 형성 시까지 증발기 UA.
[Fig. 11] UA of the evaporator during icecream formation.



[그림 12] 아이스크림 형성 시까지 아이스크림 측 열전달 계수

[Fig. 12] Heat transfer coefficient during icecream formation.

5. 결론

본 연구에서는 소프트 아이스크림 증발기의 냉매 측 및 아이스크림 측 열전달계수를 도출하였다. 냉매는 격막에 의하여 세 부분으로 나누어진 증발기의 환형부에서 증발한다. 아이스크림은 원통 내벽에 형성되는 얼음을 스크레이퍼로 주기적으로 탈착하여 제조된다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 환형부 내 냉매 유동은 격막에 의해 매우 복잡한 양상을 보이고 열전달계수도 위치에 따라 현저히 달랐다. 세 부분 모두 유입위치의 열전달 계수가 다른 부분에 비하여 낮게 나타났다.
- (2) 냉매 측 평균 열전달계수는 열유속의 증가에 따라 또한 포화온도의 감소에 따라 증가하였다. 열유속과 포화온도를 변수로 하여 평균 열전달계수를 예측하는 상관식을 도출하였다.
- (3) 아이스크림 원액의 단상 열전달계수는 냉각 기간 중 150 W/m²K에서 250 W/m²K로 증가하였다.
- (4) 아이스크림 제조 시 열전달계수는 대략 280 W/m²K로 나타났다.

References

[1] M. B. Lakhdar, R. Cerecero, G. Alvarez, J. Guilpart, D. Flick, and A. Lallemand, "Heat Transfer with freezing in a scraped surface heat exchanger", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 45-60, 2005.

[2] F. Qin, X. D. Chen, S. Ramachandra, and K. Free, "Heat transfer and power consumption in a scraped surface heat exchanger while freezing aqueous solution", Separation and Purification Technology, Vol. 48, pp. 150-158, 2006.

[3] Y. M. Choi, D. Y. Kim, N. H. Kim, E. J. Lee, S. H. Kim, and H. W. Byun, "Heat transfer characteristics during slush formation in the evaporator of a small slush maker", Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 643-648, 2009.

[4] R. J. C. Vaessen, C. Himawan and G. J. Witkamp, "Scale formation of ice from electrolyte solutions on a scraped surface heat exchanger plate", J. Crystal Growth, Vol. 237-239, pp. 2172-2177, 2002.

[5] M. Harrod, "Scraped surface heat exchangers", J. Food Process Engineering, Vol. 9, pp. 1-62, 1986.

[6] E. Dumont, F. Fayolle and J. Legrand, "Flow regimes wall shear rates determination within a scraped surface heat exchanger", J. Food Engineering, Vol. 45, pp. 195-207, 2000.

[7] Se-A E&C, Icecream Machine Model SSI273S, www.icemaker.co.kr

[8] S. J. Kline, and F. A. McClintock, "The description of uncertainties in single sample experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9, 1953.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1986년 5월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학 석사)
- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학 박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동

변 호 원(Ho-Won Byun)

[정회원]



- 2010년 2월 : 인천대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 박사과정 재학 중

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동

이 진 욱(Jin-Wook Lee)

[정회원]



- 2012년 2월 : 인천대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2012년 ~ 현재 : (주) LG 전자 AE 사업본부 시스템에어컨 연구소 선행기술팀 재직 중

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동