

2상 밀폐 서모사이폰을 이용한 빙축열 시스템의 성능

An Experimental Study on an Ice Storage System by a Two-Phase Closed Thermosyphon

경 의 수*, 노 승 탁**
I. S. Kyung , S. T. Ro

ABSTRACT

A two-phase closed thermosyphon is applied to an ice storage system. The thermosyphon is used to freeze the water in a storage tank. The experiment has been performed to investigate the effects of the important parameters such as the quantity of the fluid filled with, the ratio of the length of the evaporator to the condenser, and the temperature and the mass flow rate of the brine.

It is found that the higher thermal performance of the thermosyphon is obtained as the ratio of the length of the evaporator section to that of the condenser section is decreased and the temperature of the brine is lowered. The increase of the quantity of the working fluid also favors the performance of the system. The experimental data can be utilized for the basic design of ice storage systems with thermosyphons.

〈 기 호 설 명 〉

<p>A : 면 적</p> <p>C_p : 정압비열</p> <p>g : 중력가속도</p> <p>h : 열전달계수</p> <p>h_1 : 얼음의 잠열</p> <p>h_{fg} : 증발잠열</p> <p>k : 열전도율</p> <p>l : 길 이</p> <p>L^+ : 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 l_{ep}/l_c</p> <p>P : 압 력</p> <p>P_a : 대기압</p>	<p>Q : 열전달률</p> <p>q : 단위면적당 열전달률</p> <p>R : 열저항, 상변화 경계면 반경</p> <p>r : 반경좌표</p> <p>T : 온 도</p> <p>t : 시 간</p> <p>V : 체 적</p> <p>V^+ : 충전률</p> <p>(그리스 글자)</p> <p>α : 열확산률</p> <p>δ : 필름두께</p> <p>μ : 점 성</p> <p>ρ : 밀 도</p>
---	---

* 서울대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 서울대학교 공과대학

(참 자)

a : 단열부

b : 브라인

c : 응축부

e : 증발부 액체 필름 구역

ep : 증발부

f : 포화액

i : 내 부

o : 외 부

p : 액체 풀

ts : 전 체

w : 벽

wa : 물

v : 증 기

1. 서 론

원자력 발전에 의한 발전량이 전체 발전량의 큰 비중을 점유하여 전체 발전량의 50%에 이르고 있으며, 원자력 발전의 경우 부하 변동에 따른 발전량의 조절에 한계가 있으므로 심한 전력부하의 불균형을 초래하고 있다. 현재 국내에서는 계절과 주야간에 따른 소비 전력 편중 현상이 나날이 증가하는 추세에 있으며 특히 여름철의 전력 수요차는 오래전부터 문제점으로 대두되었다. 이러한 전력부하 불균형의 문제점을 해결하기 위한 방안으로 심야 전력기기 개발 등 여러 방법들이 대두되고 있다. 한편으로 값싼 심야 전력을 이용하는 빙축열 시스템도 효과적인 방법으로 주목을 받고 있다.

일반적으로 축열 방식에는 현열만을 이용하는 것과 현열 및 잠열을 이용하는 방법으로 대별되며 빙축열 시스템은 후자에 속한다. 빙축열 시스템의 하나인 제빙 방식에서는 주로 냉매가 흐르는 동관 코일을 축열조에 배치하여 동관 주위로 얼음을 얼리는 방식을 택하고 있으나 이 방식은 축열조에서 냉매코일의 배치시에 코일의 길이가 길어지고 코일내 냉매 또는 2차 냉매의 온도차가 커짐으로 인하여 코일 주위로의 균일한 두께의 얼음의 생성등에는 많은 어려움이 따른다.

그러므로 가급적 단위 시간에 많은 양의 열을 생성시키고 위의 문제점을 해결하는 방안으로 빙축열 시스템에 우수한 열적 성능을 가진 2상 밀폐 서모사이폰 (two phase closed thermosyphon)의 이용이 가능하다. 2상 밀폐 서모사이폰은 그 뛰어난 열적 성능으로 열교환기, 전자 부품의 냉각, 공기조화 및 태양열 집열기등 많은 곳에 이용되어 왔다. 2상 밀폐 서모사이폰이 정상 작동될 때의 내부 유동은 포화 증기와 액체의 유동 방향이 서로 반대인 2상 환형 유동 (two phase annular flow)이며 드라이아웃 (dryout), 번아웃 (burn out) 또는 필름 비등 (film boiling) 및 플러딩 (flooding) 등의 작동 한계를 갖고 있다.^{1,2)} 한편 서모사이폰의 주요 변수는 작동 온도의 범위에 따른 작동 유체의 종류, 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비, 작동 유체의 충전율과 경사 각도 등이다.³⁻⁵⁾

본 연구에서는 2상 밀폐 서모사이폰을 수직으로 하여 서모사이폰의 증발부를 빙축열조내에 수직으로 설치하고 응축부에는 냉동기의 1차 냉매 R-12와 열교환을 한 2차 냉매 브라인을 순환시키는 방식을 택하여 2상 밀폐 서모사이폰의 비정상 열적 성능과 이를 이용한 빙축열 시스템의 성능을 실험을 통하여 검증 하고자 한다.

2. 기본 이론

본 실험에 사용한 2상 밀폐 서모사이폰은 Fig.1에 나타난 바와 같이 응축부 (condenser region), 단열부 (adiabatic region)와 증발부 (evaporator region)로 구분되며 특히 증발부는 액체 풀 지역 (liquid pool region)과 액체 필름 지역 (liquid film region)으로 나눌 수 있다.

서모사이폰의 작동에 영향을 주는 주요 변수는 작동 유체의 종류, 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 l_{ep}/l_c , 충전율, 내부 작동 유체의 포화온도 등이다. 본 연구에 있어서 충전율 V^* , 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 L^* 는 다음과 같이 정의한다.

$$V^+ = \frac{V_f}{V_{ts}} = \frac{l_p}{l_{ts}} \dots\dots\dots (1)$$

$$L^+ = \frac{l_{ep}}{l_c} \dots\dots\dots (2)$$

여기서 V_f 는 충전된 작동 유체의 체적, V_{ts} 는 서모사이폰 내부 총체적을 뜻하며, l_p, l_{ts} 는 이에 대응하는 길이를 나타내고, l_{ep} 와 l_c 는 각각 증발부와 응축부의 길이이다.

서모사이폰의 설계에 있어서 Y. Lee와 U. Mital⁸⁾은 작동 유체는 운전 온도범위와 잠열크기에 의해 선정하여야 하고, 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 L^+ 가 감소하고 내부 작동온도가 높을수록 평균 열전달계수 h_{ts} 는 증가하며 최대 열전달율을 얻기 위한 최소의 충전을 V^+ 가 존재함을 밝힌 바 있다.

응축부의 열전달 현상을 단열부에서 올라온 증기가 응축부 벽 온도와의 차이에 의한 액체 필름 응축(liquid film condensation)과정으로서 이 과정에 대하여는 수직 평판에서의 고전적인 Nusselt의 해⁹⁾가 존재한다. 즉, 액체 필름 유동은 층류유동이며 필름의 두께 δ 가 서모사이폰 파이프의 내경 r_i 에 비하여 매우 얇고 액체의 밀도 ρ_f 가 증기의 밀도 ρ_v 보다 매우 크다는 가정으로 Nusselt의 해가 적용될 수 있다. 한편 Th. Spindel¹⁰⁾은 위의 가정과 더불어 증기 유동도 층류라고 가정하고 이 구역의 열전달에 미치는 증기 압력 변화와 증기와 액체 필름의 경계에서의 전단응력(shear stress)의 영향을 고려하여 계산한 Nusselt수(Nusselt number)는 Nusselt의 이론에 의한 것과 $\pm 4\%$ 정도의 오차 범위에 있음을 밝혔다. 그러므로 Nusselt의 이론은 서모사이폰에서 작은 열유속에서의 응축부의 응축 과정을 작은 오차 범위내에서 설명할 수 있다.

증발부의 액체 필름 구역의 열전달 현상은 단열부에서 내려오는 액체 필름의 증발 과정으로 이 과정에 대하여 알려진 바가 그리 많지 않지만 M. Shiraishi⁸⁾는 작은 증발부 열유속($q_{ep} < 1.1 \times 10^4 \text{ W/m}^2$)에서는 연속적인 액체 필름의 관측과 Nusselt의 응축 이론에 정반대인 증발 과정의 해석으로 이 과정에 대한

실험결과와 매우 잘 일치함을 보였다. 그러나, 큰 증발부 열유속에서는 증발과정이 아닌 액체 필름 비등 현상이 일어나고 그 과정의 복잡성과 정보의 미약함으로 인하여 이에 대하여는 단순한 가정하의 이론식들이 존재할 뿐이다.

액체 풀 구역의 열전달 현상은 일반적으로 핵 비등(nucleate boiling)의 한 현상으로 인식되나 이 구역의 증발부 벽을 따라 가득찬 공동(cavity)의 존재와 열전달 현상에 큰 영향을 미치는 기포(bubble)의 형성으로 인하여 잘 알려진 풀 비등(pool boiling)현상과는 다르다. 순수한 이론에 의한 접근은 그 복잡성으로 인하여 현재는 불가능하며 실험식이 존재하고 있다. 2상 밀폐 서모사이폰의 비등 현상은 대기압에서 작동하는 개방 서모사이폰의 비등 현상과 열전달 과정에서 압력을 제외하고는 비슷하다고 볼 수 있다. 이를 근거로 M. Shiraishi⁸⁾는 개방 서모사이폰의 비등 현상에 대한 열전달 계수의 실험식으로부터 실험결과와 매우 잘 일치하는 실험식을 얻은 바 있다.

빙축열조에서는 서모사이폰의 증발부 벽으로 전달되는 열유속 q_{ep} 에 의하여 상변화 과정이 일어나는데 이 과정의 해석에는 여러가지의 가정과 해가 존재하나 본 연구에서는 준정상 상태의 근사해¹¹⁾를 이용하여 상변화 과정을 해석하였다. 이 근사해는 무차원화된 지배 방정식에서 Stefan 수 Ste 가 1보다 작다는 가정으로 얻어지며 이 근사해의 오차 범위는 정밀도에 대하여 약 $\pm 5\%$ 이내로서 타당성을 갖는다.

서모사이폰 증발부에서의 열유속은 얼음에서의 온도구배가 시간에 따라 변화가 극히 적으므로 상변화의 시간에 따른 변화율로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$q_{ep}(t) = \frac{\rho_{wa} h_l R(t)}{r_o} \frac{dR(t)}{dt} \dots\dots\dots (3)$$

윗식에서 첨자 wa 는 물을 뜻하며, h_l 은 얼음의 잠열을, $R(t)$ 는 상변화 경계면의 반경을 시간의 함수로 나타낸 것이다.

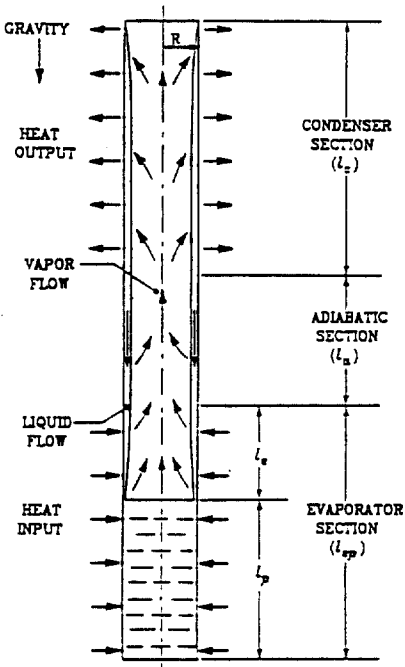


Fig.1 Structure of a two-phase closed thermosyphon

서모사이폰내에서의 열전달 관계식은 Table 1에서와 같이 요약할 수 있다. 식에서 사용한 기호는 기호설명에 따로 기술하였다.

3. 실험

서모사이폰의 열적 성능에 미치는 주요 변수는 서모사이폰의 작동 유체, 충전율 \$V^*\$, 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 \$L^*\$, 브라인 입구 온도, 브라인 유량 등으로 본 실험에서는 브라인 유량을 28l/min으로 고정시키고 다른 변수들을 변화시키며 실행하였다. 실험에 관한 상세한 자료는 참고문헌 10에 기술되어 있다.

실험장치는 서모사이폰 및 빙축열조, 냉동기, 2차 냉매의 순환장치와 온도 측정 및 기록 장치로 이루어져 있으며 Fig.2에 그 개략도를 나타내었다. 본 실험에 사용된 서모사이폰의 파이프는 길이 1.0 m, 외경 19.05 mm, 두께 1.65 mm의 동관이다. 서모사이폰 양단의

Table 1 Heat transfer relations used in a thermosyphon

Sections	Relations	Sources
Condensing section	$h_c = 0.943 \left[\frac{\rho_f^2 g h_{fg} k_f^3}{l_c \mu_f (T_w - T_c)} \right]^{1/4}$ $q_c = 0.943 \left[\frac{\rho_f^2 g h_{fg} k_f^3 (T_w - T_c)^3}{l_c \mu_f} \right]^{1/4}$	[7]
Evaporating section	$h_e = 0.943 \left[\frac{\rho_f^2 g h_{fg} k_f^3}{z^2 \mu_f (T_w - T_e)} \right]^{1/4}$ $z^2 = (l_e + l_a) / 2$ $q_e = 0.943 \left[\frac{\rho_f^2 g h_{fg} k_f^3 (T_w - T_e)^3}{l_e \mu_f} \right]^{1/4}$	[8]
Pool section	$h_p = 0.32 \frac{\rho^{0.45} k^{0.7} C_p^{0.7} g^{0.2}}{\rho_f^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_f^{0.1}} (P_e / P_w)^{0.23} q_{ep}^{0.4}$	[8]

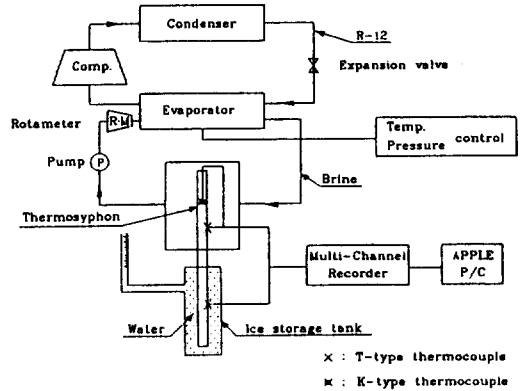


Fig.2 Schematic diagram of the experimental apparatus

엔드캡(end cap)은 지름 15.75 mm, 두께 5 mm로서 한쪽은 서모사이폰을 진공시킨후 작동유체를 주입하기 위하여 외경 5mm의 충전관(fill tube)을 압착시켜 용접하였고 다른 한쪽은 서모사이폰의 내부 작동 온도(포화 증기 온도)를 K-type 열전대(chromel-alumel thermocouple)로 측정하기 위하여 스웨이저록 피팅(swagelok-fitting)을 압착하여 용접시켰다. 온도 측정점은 서모사이폰의 응축부, 증발부의 벽 온도, 서모사이폰 내부 작동 온도, 브라인 입출구 온도와 빙축열조의 수온 등이다. 서모사이폰의 증발부 길이 \$l_{ep}\$를 352mm로 고정시키고 단열부 길이 \$l_a\$를 변화시켜 \$L^*\$를 0.6, 0.8, 1.0 등으로 변화시켰다. 한편 \$L^*\$

를 변화시키기 위해서는 증발부의 길이 l_{ev} 를 고정시키거나 단열부의 길이 l_a 를 고정시킬 수 있으나 전자의 경우를 선택한 이유는 고정된 증발부의 길이 l_{ev} 에서의 V^* 와 L^* 에 대한 서모사이폰의 열적 성능을 비교하기 위함이었다.

서모사이폰의 작동 성능에 중요한 영향을 주는 공기와 같은 비응축물이 서모사이폰 안에 함유되어 있지 않도록 진공 펌프로 서모사이폰을 진공시켜 5×10^{-3} torr 이상의 진공이 유지되는 것을 확인하고 작동유체인 R-12 를 주입하였다. 충전율은 작동유체의 주입량을 저울로 질량을 측정하여 조절하였다.

실험은 냉동기를 작동시킨 후 먼저 조정된 온도 제어장치에 의하여 원하는 브라인 입구 온도에 도달하여 냉동기의 압축기가 정지되었을 때 빙축열조에 약 $17 \sim 18^\circ\text{C}$ 의 물을 완전히 주입하며 이때부터 실험은 시작된다. 각 부분의 온도는 다점 기록계 (multichannel recorder) 로 5분마다 기록하고 얼음의 생성량은 빙축열조에 연결된 수직 원관에서 상변화로 인한 물의 수위 상승으로 측정하였으며 약 50분마다 기록하였다. 실험은 심야전력을 이용한 빙축열을 염두에 두고 6시간 동안 수행하였다.

서모사이폰에 작동 유체 충전율은 5%, 10%, 14%, 17%, 20%와 23%의 6가지로 변화시키고, 응축부에 대한 증발부의 길이는 0.6, 0.8, 1.0의 3가지 경우를 택하였다.

4. 결과 및 토론

충전율 V^* 가 0.23, 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 L^* 가 0.6인 서모사이폰의 시간에 따른 벽 온도 분포를 Fig.3에 나타내었다. 응축부와 액체 필름 구역에서는 각각 균일한 온도 분포를 갖는 반면 액체 풀 구역에서는 $z=l_p$ 에서 $z=0$ 으로 감에 따라 벽 온도가 증가하는 추세를 관찰할 수 있다. 또한 단열부의 온도는 서모사이폰의 내부 증기온도로서 응축부와 증발부의 벽 온도 사이에 있음을 알 수 있다. Fig.4에서는 Fig.3과 동일한 조건에서 응축부와 증

발부의 벽 온도, 내부 포화 증기온도, 그리고 브라인 입구 온도의 시간에 따른 변화를 나타내고 있는데 브라인의 평균 입구 온도가 -10.1°C 일 때 응축부의 벽 온도 및 서모사이폰의 내부 포화증기 온도는 약 1시간 후부터 정상 상태에 도달하여 서모사이폰은 약 3시간 후부터 정상 상태 운전이 시작됨을 알 수 있다. 또한 증발부 벽 온도와 내부 포화증기 온도와의 차이는 시간에 따라 감소하여 이 온도 차이의 감소는 증발부의 열유속 q_{ep} 의 감소를 초래하는데 이에 대한 설명은 뒤에 하였다.

Fig.5에서 V^* 가 0.23인 경우에 대하여 L^* 가 1.0에서 0.6으로 감소할수록 빙축열량은 증가함을 알 수 있고 Fig.6에서는 L^* 가 0.6인 경우에 대하여 충전율이 14%에서 23%로 증가함에 따라 빙축열량도 증가함을 알 수 있다. 이 같은 결과는 H. Nguyen 와 M. Groll²², Y. Lee와 U. Mital²³, 그리고 M. Shiraishi²⁴ 등의 실험결과와 같은 경향을 나타내는 것으로 이와 같은 충전율 V^* 의 서모사이폰의 열적 성능에 미치는 영향은 이론식 및 실험식에 의하여 다음과 같이 설명된다.

서모사이폰의 파이프 벽을 통한 축방향 전도를 무시하면 Fig.7의 정상 상태 운전의 이상적인 모델에 대하여 각 구역의 열저항(thermal resistance) R 은 다음과 같이 된다. 액체 풀 구역에서는

$$R_p = \frac{T_{wp}(z) - T_p(z)}{Q_p} \dots\dots\dots (4)$$

인데, 이때 T_{wp} 는 액체 풀 구역의 벽 온도, T_p 는 액체 풀 구역의 포화액 온도이며 Q_p 는 서모사이폰의 액체 구역에서의 열전달율이다. 그런데, T_p 는 Fig.3에서와 같이 $z=l_p$ 에서 $z=0$ 으로 감에 따라 증가하고 동시에 T_{wp} 도 증가하므로 $T_{wp}(z) - T_p(z) = T_{we} - T_v$ 라 가정하면 식(4)는

$$R_p = \frac{T_{we} - T_v}{Q_p} \dots\dots\dots (5)$$

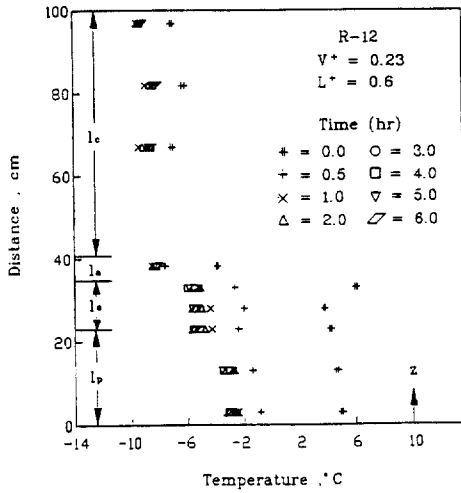


Fig. 3 A typical wall temperature distribution along axial direction with time ($V^+ = 0.23$, $L^+ = 0.6$, $T_{bi} = -10.1^\circ\text{C}$)

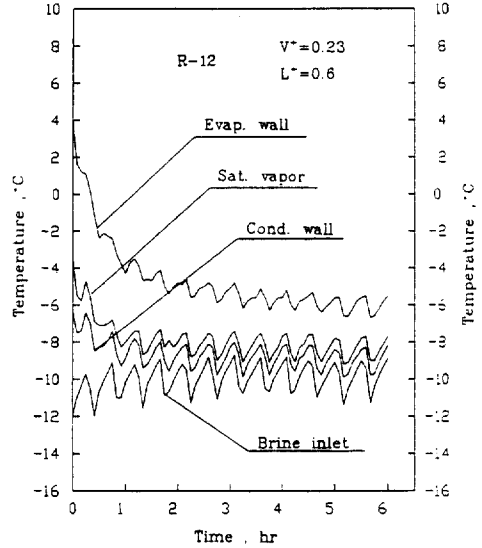


Fig. 4 Variation of temperatures of wall, saturated vapor and brine inlet with time ($V^+ = 0.23$, $L^+ = 0.6$)

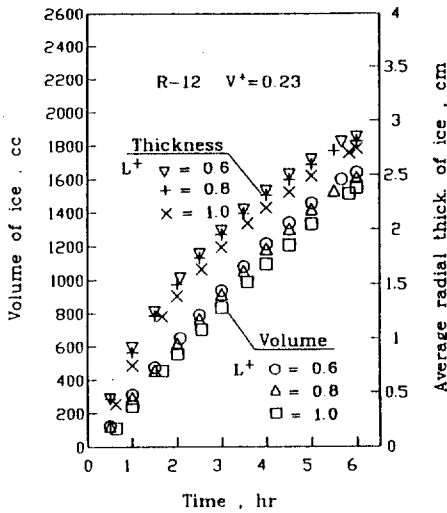


Fig. 5 Effect of L^+ for ice formation with time ($T_{bi} = -10.1^\circ\text{C}$)

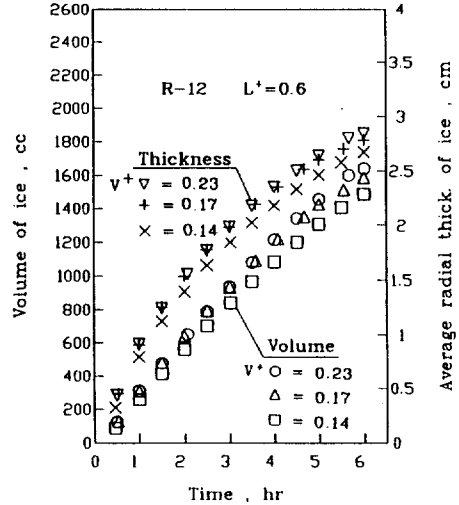


Fig. 6 Effect of V^+ for ice formation with time ($T_{bi} = -10.1^\circ\text{C}$)

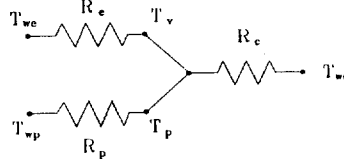
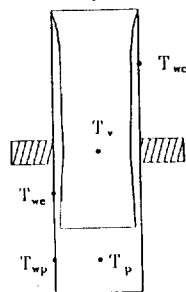


Fig. 7 An ideal model for the thermal resistance in a thermosyphon

로 된다. 유사하게 증발부의 액체 필름 구역에서는

$$R_e = \frac{T_{we} - T_v}{Q_e} \dots\dots\dots (6)$$

으로 된다. 한편, 응축부에서는

$$R_c = \frac{T_v - T_{wc}}{Q_c} \dots\dots\dots (7)$$

가 된다. 또한 서모사이폰 전체에 대한 열전달을 Q_s 는 $Q_p = Q_p + Q_e = Q_c$ 이므로 액체 필름 구역의 벽 온도 T_{we} 와 응축부의 벽 온도 T_{wc} 에 기준한 서모사이폰의 전체 열저항 R_{ts} 는 다음과 같이 된다.

$$R_{ts} = \frac{T_{we} - T_{wc}}{Q_s} \\ = \left(\frac{1}{R_e} + \frac{1}{R_p} \right)^{-1} + R_c \dots\dots\dots (8)$$

여기서

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} \dots\dots\dots (8a)$$

$$R_p = \frac{1}{h_p A_p} \dots\dots\dots (8b)$$

$$R_c = \frac{1}{h_c A_c} \dots\dots\dots (8c)$$

이므로

$$R_{ts} = \frac{1}{h_e A_e + h_p A_p} + \frac{1}{h_c A_c} \\ = \frac{h_e l_e + h_p l_p + h_c l_c}{(h_e l_e + h_p l_p) h_c A_{c,i}} \dots\dots\dots (9)$$

가 된다. 이때 $A_{c,i}$ 는 응축부의 내부 벽 면적이다. 만약 서모사이폰에서 단열부의 길이를 무시할 수 있는 경우에는 식(9)는 다음과 같이 간단히 될 수 있다.

$$R_{ts} = \frac{\frac{L^+}{L^+ + 1} h_e + (h_p - h_e) V^+ + \frac{1}{L^+ + 1} h_c}{\left(\frac{L^+}{L^+ + 1} h_e + (h_p - h_e) V^+ \right) h_c A_{c,i}} \dots\dots\dots (10)$$

Fig.8은 식(9)에 의해 Fig.4의 정상 상태에서의 각 온도조건을 이용하여 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비 L^+ , 충전율 V^+ 와 열저항 R_{ts} 에 대한 관계를 나타내고 있다. 이로부터 Fig.6에 나타난 실험결과에서 처럼 충전율 V^+ 가 증가할수록 전체 열저항 R_{ts} 은 감소하여 전체 열전달계수 h_{ts} 는 증가함을 확인할 수 있다. 물론 열전달의 엄밀한 해석을 위하여는 정상상태에서 뿐 아니라 서모사이폰내의 증발부 액체 필름 구역의 길이에 따른 열전달 등이 상세히 취급되어야 한다. 그런데, Fig.8에서 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비에 대하여 약 10% 이상의 충전율에서는 각각 거의 일정한 전체 열저항값을 가지며 약 5% 이하의 충전율에서는 급격한 증가를 보이는 것이다. 이같은 계산 결과는 K.Negishi와 T.Sawada⁹⁾, Y.Lee와 U.Mital¹⁰⁾ 그리고 H.Imura¹¹⁾의 실험결과와 서모사이폰의 작동 온도 범위에 따른 차이만 있을 뿐 같은 경향을 나타내며 이로부터 충전율 V^+ 에는 서모사이폰의 최대 열적 성능에 대한 최소값이 있으며, 본 빙축열의 경우인 저온의 작동 온도 범위에서는 약 10%임을 알 수 있다.

한편 Fig.6에서는 충전율 14, 17, 23%의 서모사이폰을 6시간 운전한 후 서모사이폰의 증발부 주위로 약 2.6~2.9cm의 얼음이 형성되며, 축빙량은 6시간까지 지속적으로 증가함을 보여주고 있다. 이러한 얼음의 반경 두께는 주간 최대 냉방부하와 얼음점유율(IPF) 40%의 개념과 함께 서모사이폰을 이용한 빙축열 시스템의 설계조건, 즉 빙축열조 전체의 부피 및 서모사이폰간의 중심거리등의 설계조건을 제시하는 것이다. 또한 6시간 운전동안의 지속적인 축빙율과 축빙량은 심야전력 이용의 빙축열 시스템에 서모사이폰을 이용할 수 있는 타당성을 부여하는 것이다.

Fig.9는 고정된 충전율과 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비에서 축빙량과 얼음의 반경 두께에 대한 브라인 입구 온도의 영향을 나타내고 있다. 브라인 입구 온도와 유량은 서모사이폰의 열적 성능의 한 변수들로서 그 영향은 다음과 같다.

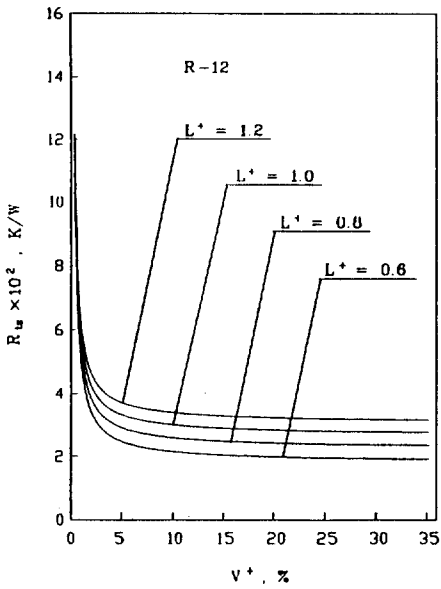
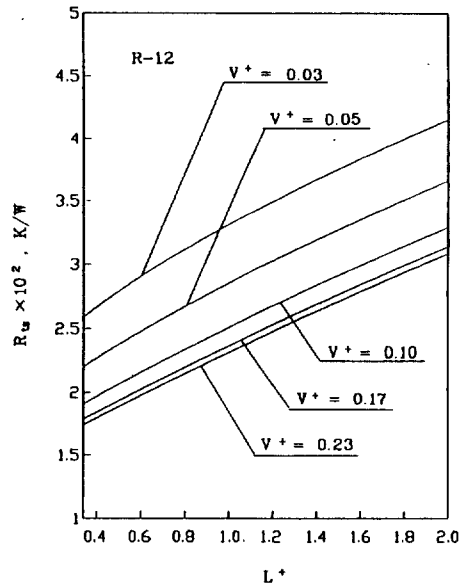


Fig. 8 (a) Overall thermal resistance as a function of V^+ for various L^+ ($T_{wc} = -9.0^\circ\text{C}$, $T_v = -8.2^\circ\text{C}$ and $T_{we} = -6.0^\circ\text{C}$)



(b) Overall thermal resistance as a function of L^+ for various V^+ ($T_{wc} = -9.0^\circ\text{C}$, $T_v = 8.2^\circ\text{C}$ and $T_{we} = -6.0^\circ\text{C}$)

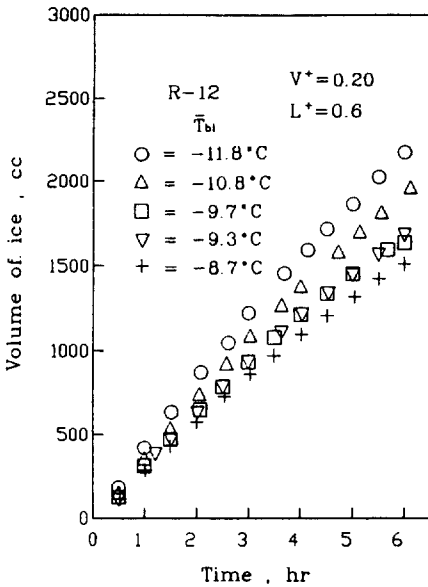


Fig. 9 Effect of brine temperature for ice formation with time ($V^+ = 0.20$ and $L^+ = 0.6$)

브라인 입, 출구간의 평균온도 $T_{b,avg}$ 는 브라인의 유량을 \dot{m}_b 로 나타낼 때

$$T_{b,avg} = T_{b,i} + \frac{Q_c}{2\dot{m}_b C_{p,b}} \dots\dots\dots (11)$$

으로 표시된다. 한편, 브라인 유동에 의한 열 전달은 강제 대류로서 응축부에서의 열유속 q_c 는 Zukauskas¹²⁾에 의한 관군(tube bank)에서의 응축부에 대한 강제 대류 열전달계수 $h_{wc,b}$ 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_c = h_{wc,b} (T_{wc} - T_{b,avg}) \dots\dots\dots (12)$$

$$h_{wc,b} = C \frac{k_b}{2r_o} \left(\frac{N}{10}\right)^{0.18} \left(\frac{2\rho_b V_b \max r_o}{\mu_b}\right)^n Pr_b^{0.36} \dots\dots\dots (13)$$

이때 상수 C 및 n 은 튜브의 열수 및 배치방식에 따른 값들이며 N 은 튜브의 열수이다. 식(11)을 식(12)에 대입하면 q_c 는 다음과 같이 브라인 입구 온도로서 표시된다.

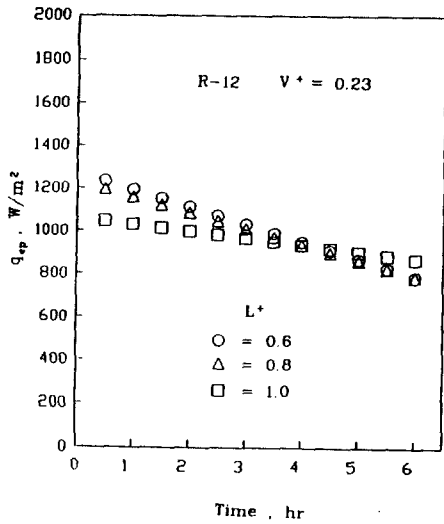


Fig.10 Variation of evaporator heat flux with time for various L^+ ($T_{bi} = -10.1^\circ C$)

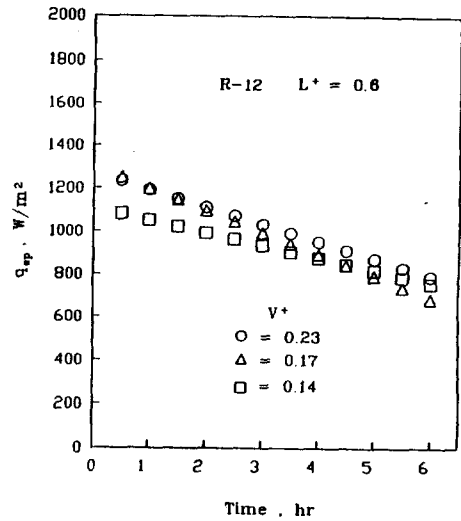


Fig.11 Variation of evaporator heat flux with time for various V^+ ($T_{bi} = -10.1^\circ C$)

$$q_c = \frac{h_{wc,b}}{\left(1 + \frac{h_{wc,b} A_{wc}}{2 \dot{m}_b C_{p,b}}\right)} (T_{wc} - T_{b,avg}) \quad (14)$$

즉, 식(13)에서 알 수 있듯이 열전달계수 $h_{wc,b}$ 는 물성치 및 서모사이폰의 외경과 서모사이폰을 지나는 브라인의 최대 속도에 의하여 좌우되며 서모사이폰의 열적 성능에 대한 브라인 입구 온도 $T_{b,i}$ 와 유량 \dot{m}_b 의 영향은 식(14)로 표시된다. Fig.9에서 평균온도 $T_{b,i}$ 가 $1^\circ C$ 낮아질수록 축빙량은 약 250cc 정도 증가함을 알 수 있다.

작동유체의 충전율과 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비에 따른 증발부 열유속의 시간에 따른 변화를 Fig.10과 11에서 나타내고 있다. 증발부 열유속은 빙축열조의 상변화 과정의 해인 식(7)과 실험결과인 Fig. 5-6으로부터 최소사승법을 이용하여 구한 것으로 시간이 증가함에 따라 열유속은 감소함을 알 수 있다. 이 감소의 이유는 시간이 증가함에 따라 Fig.4에서 알 수 있듯이 내부 포화증기 온도와 증발부 벽 온도와의 차이의 감소 및 열음의 낮은 열전도성 때문이다.

5. 결 어

2상 밀폐 서모사이폰을 이용한 빙축열조를 제작하여 서모사이폰의 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비, 충전율, 브라인 입구 온도 등이 빙축열 성능에 미치는 영향을 실험을 통하여 검증하였다.

이를 통하여 서모사이폰의 작동은 빙축열 기간중 상당 기간동안 비정상 상태로 운전된 후에야 정상상태에 도달됨을 알 수 있으며 비정상 상태 운전에서의 축열량이 전체에서 큰 비중을 차지하였다. 서모사이폰의 열적 성능은 서모사이폰의 작동온도에 따라 상이하나 서모사이폰내의 매체의 충전율이 증가하고 응축부 길이에 대한 증발부 길이의 비가 감소함에 따라 증가한다. 빙축열의 경우 충전율의 최소값은 10% 정도, 응축부에 대한 증발부의 길이의 비는 1정도가 적합한 것으로 예상되며 기존의 열전달 관계식을 사용하여 서모사이폰을 이용한 빙축열 시스템의 성능을 예측할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 대하여 감사하며, 또한 논문의 많은 부분을 수정하도록 지적하여 주신 심사위원께 감사드린다.

참 고 문 헌

1. Dunn, P. and Reay, D. A., 1982, *Heat Pipes*, 3rd ed., Pergamon Press, New York.
2. Nguyen-Chi, H. and Groll, M., 1981, Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon, *Advances in Heat Pipe Technology*, D.A. Reay, ed., Pergamon Press, New York, pp. 147-162.
3. Chen, S. J., Reed, J. G. and Tien, C. L., 1984, Reflux Condensation in a Two-Phase Closed Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 1587-1594.
4. Negishi, K. and Sawada, T., 1983, Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 1207-1213.
5. Lee, Y. and Mital, U., 1972, A Two-Phase Closed Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1695-1707.
6. Collier, J. G., 1981, *Convective Boiling and Condensation*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, Ch. 10.
7. Spindel, 1981, Th., *Laminar Film Condensation Heat Transfer in Closed Two-Phase Thermosyphons*, *Advances in Heat Pipe Technology*, D. A. Reay, ed., Pergamon Press, New York, pp. 163-173.
8. Shiraiishi, M., Kikuchi, K. and Yamanishi, T., 1981, Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon, *Advances in Heat Pipe Technology*, D. A. Reay, ed., Pergamon Press, New York, pp. 95-104.
9. Lunardini, V. J., 1981, Ch. 8, *Heat Transfer in Cold Climates*, Van Nostrand Reinhold, New York.
10. 경익수, 1989. 2상 밀폐 서모사이폰을 이용한 병축열 시스템의 실험적 연구, 서울대학교 대학원 기계공학과 공학석사 학위논문.
11. Imura, H., Sasaguchi, K. and Kozai, H., 1983, Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 1181-1188.
12. White, F. M., 1984, *Heat Transfer*, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., pp. 300-302.