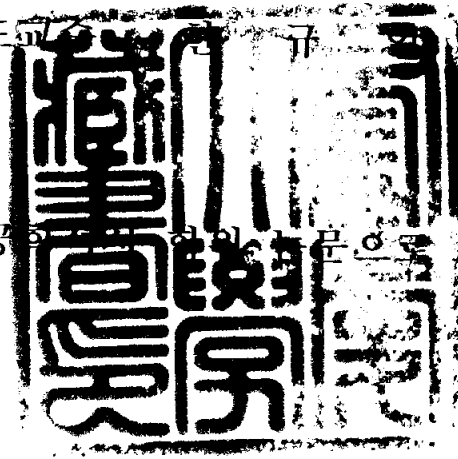


공학석사 학위논문

내부 직선 및 나선 그루브를 갖는
써모사이폰의 전열성능에 관한 연구

지도교수 이석호

이 논문을 공학석사학위논문으로 제출함



2003年 2月

부경대학교 대학원

제어기계공학과

이 석 호

이석호의 공학석사 학위논문으로 인준함

2003年 2月

주 심 공학박사 안 수 길 (印)

위 원 공학박사 김 시 영 

위 원 공학박사 한 규 일



목 차

Abstract	1
기 호 설 명	3
제1장 서 론	5
제2장 이론해석	7
2-1 써모사이폰의 작동원리	7
2-2 비등 이론해석	9
2-3 응축 이론해석	13
제3장 실험장치 및 방법	19
3-1 실험장치	19
3-1-1 실험장치의 개요	19
3-1-2 시험구간	19
3-1-3 가열수, 냉각수 순환회로	22
3-1-4 고진공 시스템	24
3-1-5 온도측정 및 기록장치	24
3-1-6 실험재료	28
3-2 실험방법	30
3-2-1 고진공 형성	30
3-2-2 작동유체 주입 및 불응축가스 제거	30
3-2-3 경사각 측정	31

3-2-4 온도측정	31
3-2-5 유량측정	31
제4장 결과 및 고찰.....	33
4-1 에너지 평형.....	33
4-2 시험튜브의 온도분포.....	35
4-3 비등 및 응축열전달계수.....	45
4-4 변수에 따른 열전달율.....	49
제5장 결 론.....	57
참 고 문 헌	58

A Study on the Heat Transfer Performance of Thermosyphon Using Internal Straight and Helical Grooved Tubes

Seok-Ho Lee

*Department of Control and Mechanical Engineering,
Graduate School, Pukyong National University*

abstract

It has been known that the heat transfer performance of thermosyphon is affected by parameters such as working fluid, fill charge ratio, inclination angle, heat flux and surface configuration inside tube, etc. From this point view, this study is focused on the comparison of heat transfer performance of two thermosyphon having 60 straight and helical grooves inside tube. Distilled water was used as working fluid. The liquid filling(10%~40%) as the ratio of working fluid volume to total volume of thermosyphon was used. The inclination angle($0^{\circ} \sim 90^{\circ}$) of thermosyphon and operating temperature was additionally used as experimental parameters. The experimental results were assessed and compared with existing theories of Nusselt and Imura. The conclusions of this study may be summarized as follows. It was known that the inclination angle, fill charge ratio and configuration of groove are

very important factors for the operation of thermosyphon. The optimum liquid fill charge ratios for the best heat transfer performance were 30%, respectively. The heat transfer performance of thermosyphon having helical groove was higher than that of thermosyphon having straight groove in the low inclination angle, but opposed to that in the high inclination angle from $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ range. Also, the range of the optimum inclination angle was $25^{\circ} \sim 30^{\circ}$ in case of thermosyphon having helical groove, 40° in case of thermosyphon having straight groove from the horizontal position.

기 호 설 명

A	열전달 표면적 (m^2)
A_o	튜브의 외표면적 (m^2)
C_{Pl}	응축액 비열 ($J/kg^\circ C$)
C_{Pw}	냉각수 비열 ($J/kg^\circ C$)
D_o	튜브 외경 (m)
g	중력 가속도 ($9.81m/s^2$)
h_c	응축 열전달계수 ($W/m^2^\circ C$)
h_e	비등 열전달계수 ($W/m^2^\circ C$)
h_{fg}	증발잠열 (J/kg)
k_l	응축액의 열전도계수 ($W/m^\circ C$)
L	튜브 길이 (m)
$\dot{m}$	응축액의 질량유동율 (kg/s)
P	압력 (Pa)
Pr	프란틀 수
Q_c	응축열량 (W)
Q_b	비등열량 (W)
q	열플럭스 (W/m^2)
R	튜브 반경 (m)
Re	레이놀즈 수
t_a	단열부온도 ($^\circ C$)

t_c	응축부온도 ($^{\circ}C$)
t_{cool}	냉각수온도 ($^{\circ}C$)
t_e	증발부온도 ($^{\circ}C$)
t_{hot}	온수온도 ($^{\circ}C$)
t_{in}	입구 온도 ($^{\circ}C$)
t_{out}	출구 온도 ($^{\circ}C$)
t_{sat}	포화 온도 ($^{\circ}C$)
t_v	증기 온도 ($^{\circ}C$)
t_s	튜브 벽면 온도 ($^{\circ}C$)
V	체적 (m^3)
δ	응축액막 두께 (m)
θ	썬모사이폰의 경사각
μ_l	응축액의 점성계수 (J/kg)
π	상수 (3.14159)
ρ	응축액 밀도 (kg/m^3)
σ	응축액의 표면장력 (N/m)
ϕ	작동유체의 봉입율

제1장 서론

에너지의 효율적인 관리 및 활용 방안 중의 하나는 상 변화(phase change)에 의한 잠열(latent heat)교환이라는 열전달 원리를 이용하는 것이다. 이와 같은 원리를 이용한 대표적인 밀폐형 열전달 기구로는 열파이프(heat pipe)와 Wick이 없는 열파이프(wickless heat pipe)인 써모사이폰이 있다. 이러한 두 장치는 매우 작은 온도차에 의해서도 작동유체의 비등과 증발에 의해 많은 양의 열유속을 전달할 수 있는 장치이다. 열파이프는 1944년 Gaugler[1]에 의해 최초로 고안되었고 이후 여러 분야에서 많은 연구자들에 의해 연구가 진행되었다. 또한 써모사이폰은 Schmidt[2]에 의해 터빈 블레이드(blade)의 냉각용으로 개발되어 낮은 온도차에서 높은 열전달 성능을 보인 이후, 그 효율성이 높게 평가되어지고 있는 실정이다. 본 논문은 후자인 써모사이폰의 전열성능에 관하여 서술되어졌으며, 이 후의 써모사이폰이라 함은 상변화가 일어나는 이상 밀폐 써모사이폰을 말한다.

써모사이폰의 열전달 성능에 관한 연구는 Cohen과 Bayley[3] 그리고 이후에 Larkin[4], Lee 와 Mital[5], Stret'tsov등[6]에 의해 계속 수행되어져왔다. 그들은 모두 써모사이폰의 열적인 성능은 작동유체의 종류, 작동유체의 양, 경사각, 튜브 내부 직경, 튜브 길이, 증발부와 응축부 사이의 단열부 길이, 열플럭스, 작동유체의 압력, 튜브 내부표면의 기하학적 형상 등의 변수에 많은 영향을 받는다고 하였다. 그리고 써모사이폰의 열전달 계수는 수직 상태보다 더 높은 열전달 계수를 나타내는 경사각의 범위가 존재하는데 이는 써모사이폰은 중력뿐만 아니라 경사각에 따라 변화하는 마찰력에도 동시에 영향을 받기 때문이다. Tu등[7]은 작동유체는 물을 사용하고 길이는 1000mm, 직경은 25mm인 써모사이폰에서 실험한 결과에 의하면 지표면을 0° 로 기

준으로 할 경우 경사각이 50° 와 55° 사이에서 열전달 계수가 최대를 나타냈다고 했으며, Hahne과 Gross[8]는 작동유체를 CFC-115를 사용하고, 길이는 2000mm, 직경이 40mm인 강관 써모사이폰에서 실험한 연구 결과에 의하면 경사각이 45° 와 50° 사이에서 최대 열전달계수값을 나타냈다고 하였다. Cho와 Kwon[9]은 증류수와 CFC-30을 작동유체로 하고 튜브의 길이가 1200mm, 직경이 15mm이고 외벽에 낮은 핀을 가진 구리 써모사이폰으로 연구한 결과 20° 와 45° 사이에서 최대 열전달율을 나타냈다고 했다. 최근에는 Park[10]이 증류수를 작동유체로 사용하고 튜브의 길이가 1200mm, 직경이 15.8mm인 평평한 동관을 이용하여 써모사이폰을 제작하고 실험한 결과 30° 에서 최대 열전달율을 나타냈다고 했다. 이와 같이 실험조건이 다를 경우 연구자들마다 최대 열전달 계수를 나타내는 경사각이 다르게 나타나는 것을 알 수 있으며 작동유체의 선정과 봉입율이 써모사이폰의 성능에 중요한 영향을 준다는 것을 알 수 있다. 그러나 이러한 연구들에 사용되어진 관의 대부분은 평관이었으며, 단지 몇몇 연구만이 그루브가 있는 관을 사용하였다. Peterson 과 Ma[11]에 의해 삼각형상의 그루브가 있는 열파이프에 대한 연구가 수행되었으며, 또한 Hong등[12]에 의해 내부 그루브를 갖는 써모사이폰에 관한 연구도 수행되었다. 최근에는 그루브의 밀도 변화에 따른 전열특성을 비교한 연구가 Han등[13]과 Yee[14]에 의해 보고된 바 있으나, 아직 미흡한 실정이다. 이러한 점에서 본 연구는 전열성능에 영향을 미치는 여러 인자 중 내부 표면의 기하학적 형상에 관하여 직선 및 나선 그루브를 가진 동관을 이용하여 써모사이폰을 제작하고 저온영역에 적합한 증류수를 작동유체로 하여 봉입량과 경사각을 주된 변수로 두 써모사이폰의 전열성능을 비교해 봄으로써 최적의 성능 향상에 관한 자료를 구축하고자 한다.

제2장 이 론 해 석

2-1 써모사이폰의 작동원리

본 장에서는 써모사이폰의 작동원리와 그와 관련된 비등 및 응축이론을 정리하였다. 써모사이폰이 안정된 상태에서 작동할 때의 열 이송 경로와 써모사이폰 내부 작동유체의 상변화 및 유동상태는 Fig. 2.1에 도시되어 있다.

작동원리를 살펴보면 증발부에 열부하가 가해져 용기 하단으로부터 액상의 작동유체가 비등을 일으켜 기화되고, 응축부로 이송된다. 이렇게 이동한 증기는 응축부의 냉각된 벽면에 의해 열을 빼앗기고 응축된 후 벽면 위에서 작용하는 중력 등의 체적력에 의해 관벽을 따라 증발부로 되돌아오게 된다. 이 과정이 연속적으로 진행됨에 따라 용기의 하단으로부터 상단으로 열전달이 이루어지게 된다. 이러한 열전달 과정에서는 작동유체를 구동하는데 외부로부터 일의 공급은 없으며, 이 부분이 써모사이폰이 기존의 대류 열전달 장치와 다른 점이다. 써모사이폰의 열전달 과정이 기-액 상변화에 의존하기 때문에 양단 사이의 온도차이가 작으며, 따라서 써모사이폰의 열전도는 동일한 형상의 고체 물질에 비하여 수천 배의 열전도를 갖는다. 그리고 작동유체의 봉입율에 따라 열전달 능력이 변화하는데 이는 작동유체의 양이 충분하지 않을 경우 가열부 밀폐용기 내표면이 말라버리는 Dry-out 현상이 발생하여 써모사이폰의 성능을 현저하게 저하시키고, 이와 반대로 작동유체의 봉입율이 높을 경우 그 만큼 증기의 양이 줄어들어 액체-증기간의 잠열의 양이 감소하여 써모사이폰이 최상의 성능을 발휘하지 못하기 때문이다. 또한 작동유체의 종류에 따라 그 고유의 물성치가 서로 달라 이로 인하여 써모사이폰의 운용범위가 결정되므로 적절한 작동유체의 선정 또한 중요하다 할 수 있다.

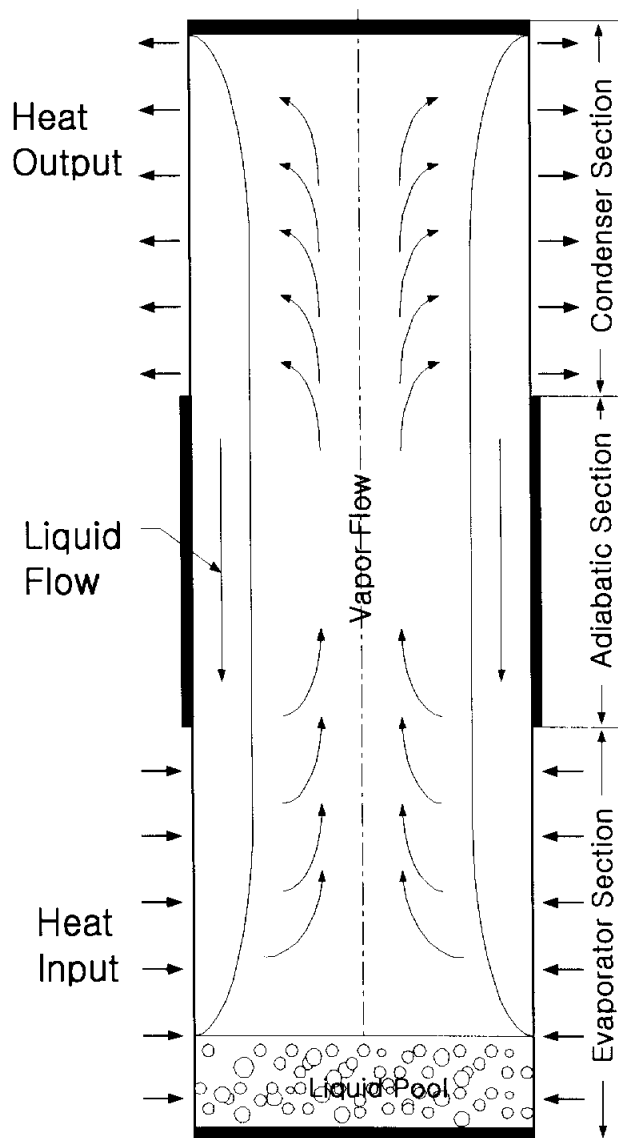


Fig. 2.1 A schematic diagram of two-phase closed thermosyphon

2-2 비등 이론해석

2-2-1 펄스비등

써모사이폰은 주어진 작동온도에서 수송 할 수 있는 열전달율의 상한 한계가 존재하며 이것을 열전달 한계라고 한다. 열전달 한계는 주로 증기 또는 액막을 제한하는 요인들에 의해 결정된다. 그 중에서 벽면의 열이송율이 시간의 함수로 진동을 일으키는 펄스비등이 있다. 펄스비등에서 증기유동은 기-액 계면에 전단응력을 작용시키며 증기속도가 임계조건 이상으로 증가되면 액막이 하강하지 못하고 증기유동과 함께 응축부로 되돌아오게 되는 flooding 현상에 의해 증발부 핵비등 한계에 도달되어 막비등(film boiling)으로 천이 되는 경우로서 주로 $10^5 \sim 10^6 \text{ W/m}^2$ 의 고열유속에서 나타나는 불안정한 현상이다. 한편 물 또는 알콜을 사용하는 써모사이폰에서는 0.1bar 이하의 진공압, 10^4 W/m^2 의 저열유속의 작동 조건에서 펄스비등이 발생된다. 이 비등 영역에서는 증기핵의 생성주기가 약 10 -200 초의 긴 주기를 가지고 진행되는 특성을 나타낸다. 이러한 비등과정에서는 주기가 길기 때문에 증발부에 일정하게 열을 공급하더라도 냉각부에 이송되는 열량은 시간에 따라 $Q_{out}=f(t)$ 의 형태로 변화하며 진동을 일으킨다. 일반적으로 풀비등에서는 가열 벽면 위에서 증기핵의 생성주기(nucleation period)는 증기압, 열유속, 유체유동, 벽면의 표면상태 유체의 물성치등 여러 인자들에 의해 결정되며 진공압에서는 압력이 낮을수록 증기핵의 발생주기가 길어지고 기포의 이탈 직경도 증가된다.

2-2-2 핵비등

앞 절에서 언급한 것과 같이 써모사이폰의 펄스비등은 풀 내부 핵비등에 관련되어 있으며, 따라서 펄스비등과정을 이해하기 위해서는 가열벽면

위에서 발생하는 증기핵의 생성 및 성장 거동 메커니즘에 대한 이해가 필요하다. 일반적으로 풀을 이루는 액체 내부에 가열벽면이 잠겨있고, 가열벽면이 포화온도 이상으로 가열되면 벽면에 분포된 작은 공동(cavity)으로부터 증기핵이 형성되고 이 증기핵은 액체로부터 증기를 얻어 성장한다. 이러한 과정의 기화를 이질 핵비등(heterogeneous nucleate boiling)이라 한다. 가열벽면이 액체 풀의 포화 증기온도 이상으로 과열되면 성장하여 상부로 이동하여 공동의 입구에 도달하고, 차 공동내의 증기압력이 증가함에 따라 계면은 볼록한 형상을 갖게된다. 이때 기포의 포화온도 보다는 높아야 한다. 한편 볼록한 계면의 곡률 반경은 핵이 성장하여 평평한 면의 접촉각 θ 가 형성될 때까지 감소한다. 이후 지속적인 기포의 성장으로 곡률 반경이 점차로 증가하고, 기포는 부력에 의해 표면으로부터 이탈한다. 따라서 공동의 크기와 벽면과 기포 주위 온도장의 과열도는 밀접한 관계를 가진다. 기포가 성장 후 이탈하게 되면 그 빈 공간으로 주위에 있는 상대적으로 차가운 액체가 미끄러져 들어온다. 이후 가열면으로부터 기존의 열경계층에 비해 차가운 액체가 들어온다. 그리고 차가운 액체로의 전도 열전달이 이루어져 기포핵은 다시 가열된다. 열경계층내의 온도 분포가 선형적이라고 가정할 때 단상 자연대류에서 계수가 h 이면 δ 는 근사적으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$h = \frac{k_f}{\delta} \quad (2.1)$$

Hsu[15]는 핵 성장의 기준을 기포 주위의 액체온도가 기포핵이 평형상태로 존재하는 포화온도를 초과하는 것으로 보았다. 따라서 액체온도 분포선과 평형상태식의 교차점에서 기포핵이 성장할 수 있는 조건이 되는 것이다.

$$t_y = t_w - q'' \frac{y}{k_f} \quad (2.2)$$

이 되고 가열면으로부터 기포온도 t_g 에 해당되는 액체온도 등온선까지 거리가 $y = nr_c$ 일 때 기포핵이 성장할 수 있다. 이때 $t_f = t_g$ 이고 따라서

$$\frac{dt_f}{dy} = \frac{dt_g}{dr} \quad (2.3)$$

가 성립해야 한다. 기포가 이탈할 때의 기포의 상단위치 y 는 공동크기 r_c 에 대해 Hsu는 $2r_c$ 로, Han & Griffith[16]는 $1.5r_c$ 를 제안하고 있다. Hsu는 위의 결과들로부터 증기핵의 생성에 필요한 벽의 과열조건에 대하여 다음의 식을 얻었다.

$$\Delta t_{sup} = 12.8 \sigma_l \frac{t_{sat}}{fg \rho_v k_l \delta} = 3.06 \sigma_l \frac{t_{sat}}{\rho_v k_l \delta} \quad (2.4)$$

여기서 δ 는 열경계층 두께로 $2r_c$ 를 적용한 것이다. 일반적으로 이 크기는 대기압에서 $2.5 \times 10^{-3} \text{cm}$ 로 알려져 있다. 대기압 조건에서 과열도 Δt_{sup} 는 물 1.9°C , 에탄올 0.51°C 를 가진다.

한편 과열도에 대해 Han & Griffith는 기포온도의 등온선에 굴곡이 발생하지 않는다는 가정하에서 핵생성을 위한 가열면의 과열도를 얻을 수 있는 다음의 식을 제시했다.

$$(t_w - t_{sat}) = \left[\frac{8 \sigma q'' t_{sat} \nu_g}{h_{fg} k_l} \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

Kutatekaedze[17]는 수평 크롬판 위 가열벽면의 풀에서 핵비등 열전달에 대한 실험결과를 이용하여 넓은 포화 증기온도 범위에 대해 적용 가능한 다음의 식을 제시하였다.

$$\overline{h_K} = 0.0007 \text{Pr}_l^{0.35} \left(\frac{k_l}{L_b} \right) \left(\frac{q'' L_b}{\rho_v h_{fg} \nu_l} \right)^{0.7} \left(\frac{PL_b}{\sigma} \right)^{0.7} \quad (2.6)$$

완전 발달된 핵비등 영역에서의 써모사이폰의 열전달 계수를 Imura[18]는 다음과 같이 제시했다.

$$\overline{h_l} = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C p_l^{0.7} g^{0.2} q''^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} (P/P_a)^{0.3} \quad (2.7)$$

일반적으로 써모사이폰의 증발부는 가열벽면에 비하여 유동통로 단면적이 매우 작다 (1/50-1/100). 따라서 증기의 유동저항이 상대적으로 크게 작용하며, 이러한 유동저항의 영향을 고려하는 것이 필요하다. 이러한 관점에서 작동유체 봉입율, 길이 직경비, 써모사이폰의 경사각 등 형상 및 설계인자들을 비등 열전달 계수의 새로운 인자로써 포함시키고 있다.

2-3 응축 이론해석

썬모사이폰의 응축부에서의 열전달 현상은 작동유체의 봉입율이 적은 경우에는 막응축이라고 생각되나 봉입율이 크게 되면 증발부의 pool 부분에서 발생하는 비등기포에 의하여 기체, 액체의 경계면이 응축부까지 밀려 올라가서 복잡한 기체, 액체의 이상류 상태가 된다. 우선 썬모사이폰의 응축부에서 막응축이 일어날 경우의 열전달율은 Nusselt[19]의 해석에서 비롯된 가정을 세움으로써 유용한 결과들을 얻을 수 있다.

1. 액체막에 대하여 층류유동과 일정 물성치들을 가정한다.
2. 기체는 순수 증기이고 t_{sat} 와 같은 균일한 온도로 가정한다.

증기에서의 온도구배를 무시하면, 액체-증기 계면으로의 열전달은 증기로부터 전도에 의한 것이 아니라, 계면에서의 응축에 의해서만 일어난다.

3. 액체-증기 계면에서의 전단응력은 무시할 수 있다고 가정하며, 이 경우 $\partial u / \partial y |_{y=\delta} = 0$ 이다. 이 가정과 앞에서의 균일 증기온도 가정으로부터 증기의 속도경계층 또는 온도경계층은 고려할 필요가 없다.
4. 응축막에서의 유동대류(advection)에 의한 운동량 전달과 에너지 전달은 무시할 수 있다고 가정한다. 이 가정은 막에서의 저속을 감안하면 합리적인 것이다. 따라서 막을 통한 열전달은 전도에 의해서만 일어나며, 이 경우 액체의 온도분포는 선형이다.

네번째 가정으로부터 운동량 유동대류(advection)항은 무시될 수 있으며, x -운동량 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_l} \frac{dp}{dx} - \frac{X}{\mu_l} \quad (2.8)$$

여기서 체적력 X 는 유보되어 있다. 막(film)내의 체적력은 $\rho_l g$ 와 같으며, 압력구배는 막 외부의 조건으로 근사화 될 수 있다. 즉 $(\frac{\partial p}{\partial y}) \approx 0$ 의 경계 근사를 적용하면 $(dp/dx) \approx \rho_v g$ 이다. 따라서, 운동량 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{g}{\mu_l} (\rho_l - \rho_v) \quad (2.9)$$

두 번 적분하고 $u(0) = 0$ 과 $\partial u / \partial y |_{y=\delta} = 0$ 형식의 경계조건을 적용하면, 막(film)내에서의 속도분포는 다음과 같다.

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

이 결과로부터 단위폭에 대한 응축물질 유량 $\Gamma(x)$ 는 속도분포에 관한 적분으로 얻어질 수 있다.

$$\frac{\dot{m}(x)}{b} = \int_0^{\delta(x)} \rho_l u(y) dy = \Gamma(x) \quad (2.11)$$

식(2.10)을 대입하면, 다음이 얻어진다.

$$\Gamma(x) = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l} \quad (2.12)$$

x 에 따른 δ 와 $\Gamma(x)$ 의 특정한 변화는 미분용소에 에너지보존 요구조건을 적용함으로써 구할 수 있다. 단위폭과 길이 dx 의 액체-증기 계면의 부분에서 막으로의 열전달률 dq 는 계면에서의 응축에 기인한 에너지 방출과 같아야 한다. 따라서 다음과 같다.

$$dq = h_{fg} d\dot{m} \quad (2.13)$$

또한, 유동대류 영향이 무시되므로 계면을 통한 열전달율은 표면으로의 열전달율과 같아야 한다. 따라서, 다음과 같다.

$$dq = q_s'' (b \cdot dx) \quad (2.14)$$

액체온도 분포가 선형이므로, *Fourier*법칙을 이용하면 표면 열유속은 다음과 같이 표시된다.

$$q_s'' = \frac{k_l(t_{sat} - t_s)}{\delta} \quad (2.15)$$

식들 (2.11)와 (2.13)을 식(2.15)과 결합하면, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{k_l(t_{sat} - t_s)}{\delta h_{fg}} \quad (2.16)$$

식(2.12)를 미분하면, 또한 다음 식이 얻어진다.

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx} \quad (2.17)$$

식(2.16)와 식(2.17)을 결합하면 다음과 같다.

$$\delta^3 d\delta = \frac{k_l \mu_l (t_{sat} - t_s)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} dx \quad (2.18)$$

$\delta = 0$ 인 $x = 0$ 에서부터 표면의 관심이 있는 위치 x 까지 적분하면, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\delta(x) = \left[\frac{4 k_l \mu_l (t_{sat} - t_s) x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (2.19)$$

이 결과를 식(2.12)에 대입하면 $\Gamma(x)$ 를 구할 수 있다.

$\delta(x)$ 에 대한 앞에서의 결과는 Nusselt와 Rohsenow[20]에 의해 개량되었는데, 이들은 열유동대류 효과들을 포함하면 증발의 잠열에 한 항이 더 추가되는 것을 보였다.

Rohsenow는 h_{fg} 대신에 $h_{fg}' = h_{fg} + 0.68 c_{p,l} (t_{sat} - t_s)$ 형식의 수정된 잠열을 사용하거나 또는 Jacob수로 표시되는 다음 식을 사용할 것을 추천하였다.

$$h_{fg}' = h_{fg} (1 + 0.68 Ja) \quad (2.20)$$

표면 열유속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_s'' = h_x (t_{sat} - t_s) \quad (2.21)$$

식(2.15)를 대입하면 국소 대류열전달계수는 다음과 같이 표시된다.

$$h_x = \frac{k_l}{\delta} \quad (2.22)$$

또는 식(2.15)에서 h_{fg} 를 h_{fg}' 로 대치하면 다음과 같다.

$$h_x = \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}'}{\mu_l(t_{sat} - t_s)L} \right]^{1/4} \quad (2.23)$$

h_x 는 $x^{-1/4}$ 에 의존하므로 전체 평판에 대한 평균 대류열전달계수는 다음과 같다.

$$\overline{h_L} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_L$$

또는 다음과 같다.

$$\overline{h_L} = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}'}{\mu_l(t_{sat} - t_s)L} \right]^{1/4} \quad (2.24)$$

그러므로 평균 Nusselt수는 다음 형식을 가진다.

$$\overline{Nu_L} = \frac{\overline{h_L} L}{k_l} = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}'}{\mu_l(t_{sat} - t_s)L} \right]^{1/4} \quad (2.25)$$

이 식을 사용하는데 있어서 모든 액체 물성치들은 막온도 $t_f = (t_{sat} - t_s)/2$ 에서 평가되어야 하며, h_{fg}' 는 T_{sat} 에서 평가되어야 한다.

이 식은 R 이 δ 보다 훨씬 큰 경우, $R \gg \delta$ 이면, 반지름 R 의 수직관의

안쪽표면 또는 바깥표면상의 응축에 대하여 적용할 수 있다. 표면에 대한 총 열전달은 다음의 형식의 Newton의 냉각법칙과 함께 식(2.24)를 사용하여 구할 수 있다.

$$q = \overline{h}_L A (t_{sat} - t_s) \quad (2.26)$$

총 응축률은 다음 관계로부터 결정할 수 있다.

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}'} = \frac{\overline{h}_L A (t_{sat} - t_s)}{h_{fg}'} \quad (2.27)$$

$\overline{h}_L$ 의 형식은 기하학적 형상이나 유동조건들에 따라 변화하나 식(2.26)과 (2.27)은 일반적으로 임의의 표면의 형상에 대하여 적용할 수 있다.

제3장 실험장치 및 방법

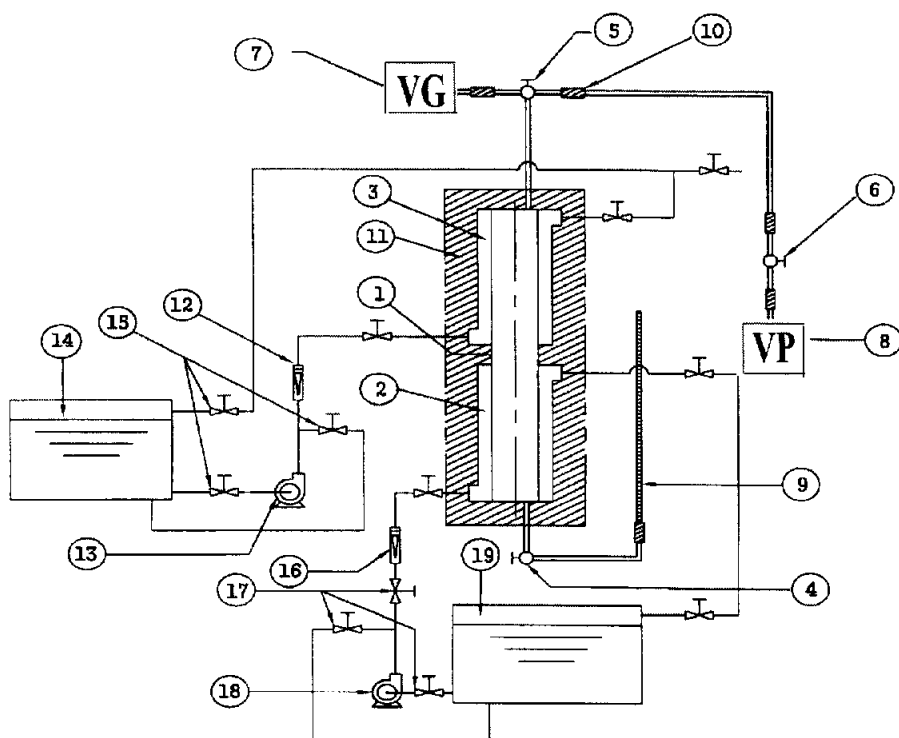
3-1 실험장치

3-1-1 실험장치의 개요

Fig. 3.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 시험구간, 냉각수 순환회로, 가열수 순환회로, 고진공시스템, 온도측정 및 기록장치로 구성된다.

3-1-2 시험구간

실험에 사용된 두 관은 모두 내경이 14.35mm이고, 외경은 15.85mm이며, 재질은 구리이다. 그러한 관의 외표면은 아무런 가공이 없는 매끈한 표면으로 이루어져 있으며 내표면은 축방향을 기준으로 하여 직선 그루브는 0° , 나선 그루브는 약 18° 의 경사각을 이루는 형상을 사용하였다. 시험구간의 길이는 1200mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부의 길이는 각각 550mm이며, 단열부는 100mm이다. 가열수용 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 가열수 자켓(Heating water jacket)의 환상공간 내부로 흘러 써모사이폰의 증발부를 가열한다. 냉각수 또한 냉각수용 항온조에서 일정한 온도로 유지되어 펌프를 통하여 동일한 크기인 냉각수 자켓(Cooling water jacket)의 환상공간 내부로 흘러 써모사이폰의 응축부를 냉각시킨다. 시험구간의 외부는 주위로부터의 열손실을 방지하기 위하여 가열부와 응축부에 각각 50mm 두께의 단열보온재로 단단히 포장하였으며, 시험



1. Test Tube 2. Heating Water Jacket 3. Cooling Water Jacket 4. Vacuum Valve
 5. Vacuum Valve 6. Vacuum Rubber Hose 7. Vacuum Gauge 8. Vacuum Pump
 9. Measuring Device for Liquid Level 10. Vacuum Rubber Hose 11. Insulation 12.
 Coolant Flow Meter 13. Coolant Pump 14. Coolant Constant Temperature Bath
 15. Coolant Control Valve 16. Heating Water Flow Meter 17. Heating Water
 Control Valve 18. Heating Water Pump 19. Heat Water Constant Temperature Bath

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

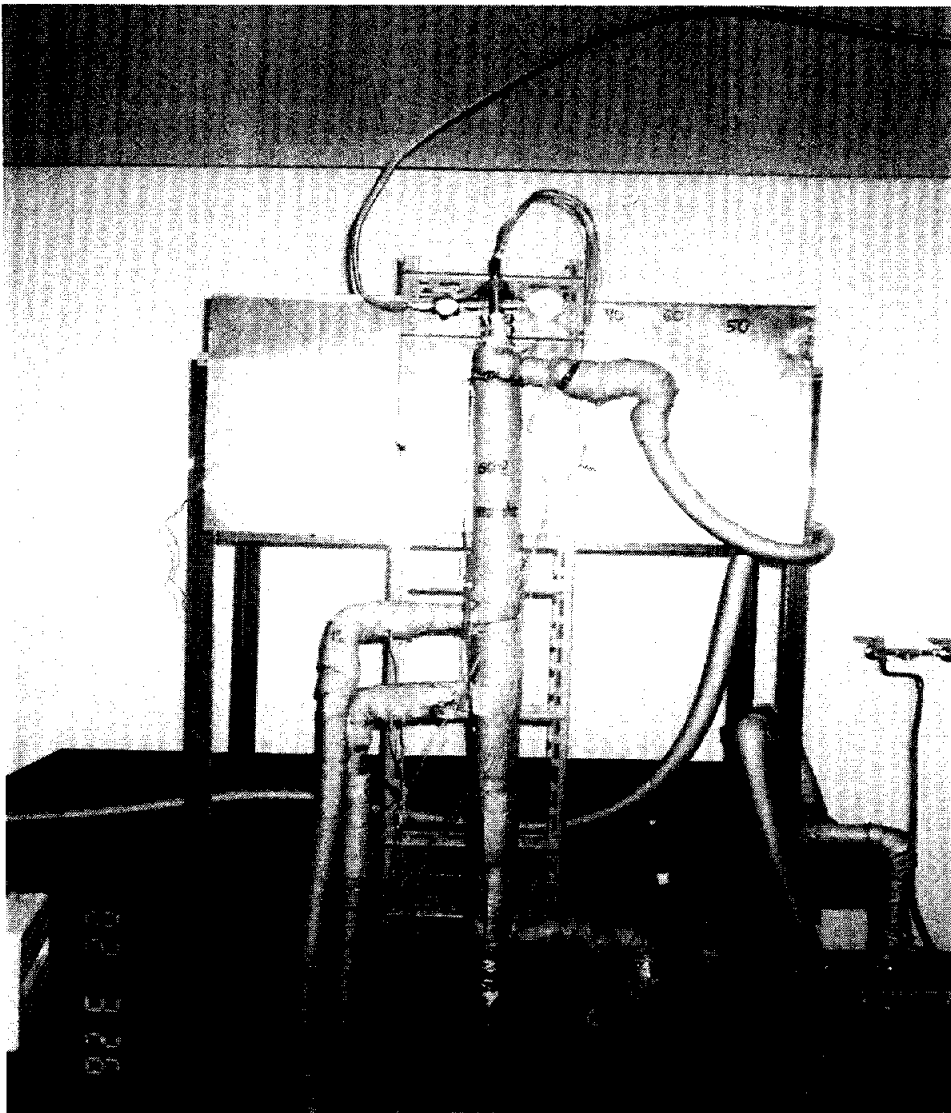


Photo 3.1 Photograph of test section

구간의 단열부는 단열재로 포장하였다. 그리고 자유로이 회전할 수 있는 실험대를 제작하여 시험구간을 실험대에 고정시켜 임의의 경사각을 실험할 수 있도록 하였다. Photo 3.1~Photo 3.2는 이러한 두 관을 이용하여 제작한 써모사이폰의 시험구간과 실험장치를 나타낸 사진이다.

3-1-3 가열수 및 냉각수 순환회로

가열수 순환회로는 폐회로로 구성되었고, 용량이 100 l이고 작동온도범위가 0℃~100℃인 항온조를 사용하였다. 이러한 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 써모사이폰의 증발부인 가열수 자켓으로 공급된다. 환상공간인 가열수 자켓으로 흐르는 가열수의 유량은 직경이 20mm이며 0.15~1.5 m³/h까지 유량공급이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계를 사용하고 유량제어밸브로 조정하여 가열수가 일정한 유량으로 흐르게 하였다. 역시 폐회로로 구성된 냉각수 순환회로는 용량이 130 l이고 작동온도범위가 0℃~100℃인 항온조를 사용하였다. 이러한 항온조에서 일정한 온도로 조정된 냉각수는 펌프를 통하여 써모사이폰의 응축부인 냉각수 자켓으로 공급된다. 환상공간인 냉각수 자켓으로 흐르는 냉각수의 유량은 직경이 25mm이며 0.3~3.5 m³/h까지 유량공급이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계를 사용하고 유량제어밸브로 조정하여 가열수가 일정한 유량으로 흐르게 하였다. 써모사이폰의 증발부와 응축부를 통과한 가열수와 냉각수는 각각 가열수용 항온조와 냉각수용 항온조로 귀환하여 다시 일정한 온도로 유지되어 순환한다. 냉각수, 가열수용 항온조에 공급되는 물은 이중보온이 되고 재질이 폴리에틸렌으로된 3톤 용량의 물탱크를 사용하여 공급수의 노폐물을 침전시킨 후 사용하였고, 폐회로로 구성된 각 순환회로마다 필터를 설치하여 각 순환회로 내부의 오염을 방지하였다. 이러한 가열수, 냉각수 순환회로의 파이프라인은 외부로부터 열손실을 방지하기 위하여 두께 10mm의 단열 보온재로 포장하였다.

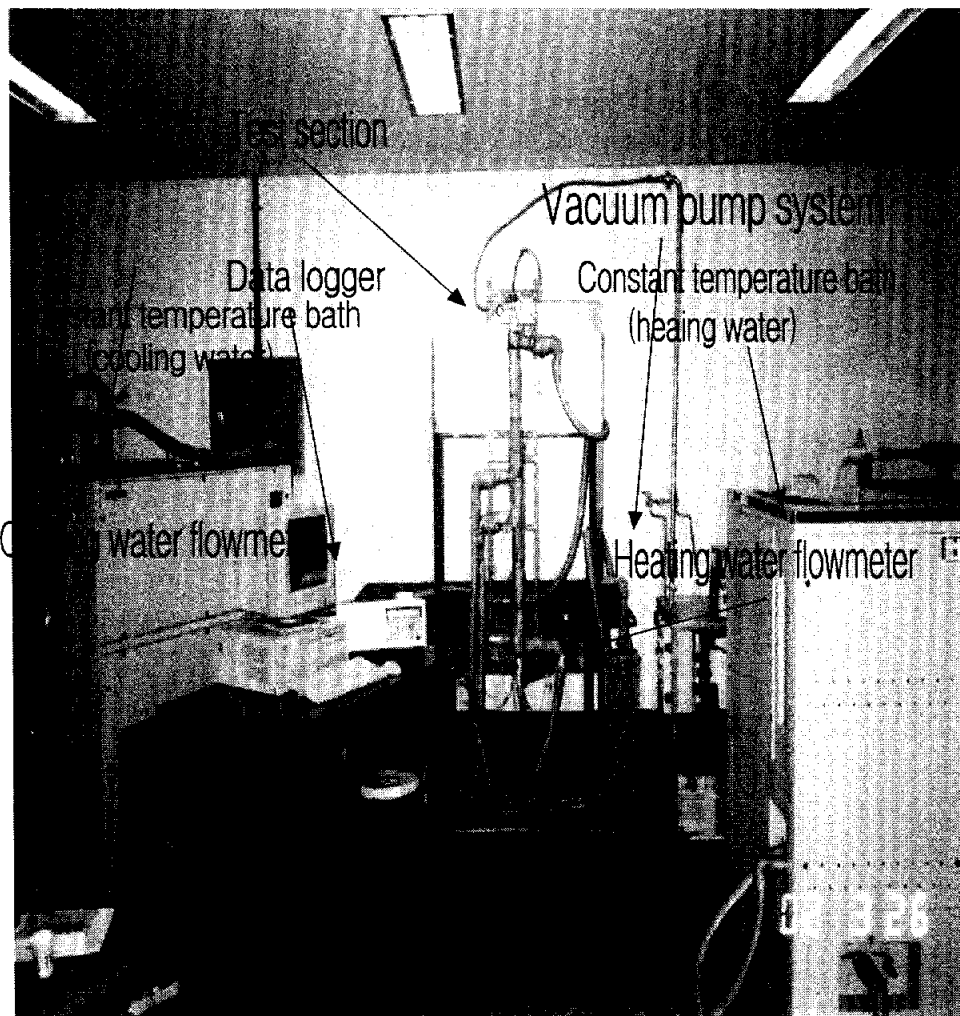


Photo 3.2 Photograph of experimental apparatus.

3-1-4 고진공시스템

고진공시스템은 진공펌프, 진공밸브, 작동유체 주입장치로 구성된다. 씨모사이폰의 제작은 고진공을 요구하므로 본 연구에서 사용된 진공펌프는 1차적으로 로터리 펌프에 의하여 1×10^{-2} Torr까지 진공을 형성한 후 2차적으로 확산펌프를 사용하여 1×10^{-4} Torr까지 고진공을 생성할 수 있는 로터리 펌프와 확산펌프로 구성된 고진공장치를 사용하였다. 보다 안정적인 진공환경을 조성하기 위하여 씨모사이폰의 상부와 하부에 각각 진공밸브를 부착하여, 상부 진공밸브에서는 씨모사이폰 내부의 불응축가스의 탈기 및 고진공을 형성하고 하부의 진공밸브는 진공호스와 눈금이 있는 매스실린더로 구성된 작동유체 주입장치에 연결되어 있어 씨모사이폰 내부의 작동유체 봉입에 보다 정확성과 안전성을 기하였다. 이러한 고진공펌프의 사진을 Photo 3.3에 나타내었다.

3-1-5 온도측정 및 기록장치

온도측정 및 기록장치는 온도측정장치, 데이터 로거(Data logger), 컴퓨터로 구성된다. Photo 3.4는 이러한 데이터 로거, 컴퓨터의 사진이다. 온도측정장치는 씨모사이폰의 파이프표면온도를 측정하는 열전대와 증발부, 응축부, 단열부의 내부증기온도 측정센서, 가열수 자켓과 냉각수 자켓의 입구 및 출구의 온도측정센서로 구성된다. 씨모사이폰의 파이프 표면온도를 측정하기 위하여 파이프 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm 크기의 홈을 밀링가공하여 열전대선 접점을 홈에 완전히 접촉시킨 후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 다음 외부의 열교란을 방지하기 위하여 에폭시수지로 덮었다. 그리고 증발부와 응축부의 길이 방향으로 120mm 간격으로 각각 4점, 단열부 중앙에 1점을 열전대를 사용하여 부착하였다. 이러한 열전대의 위치를

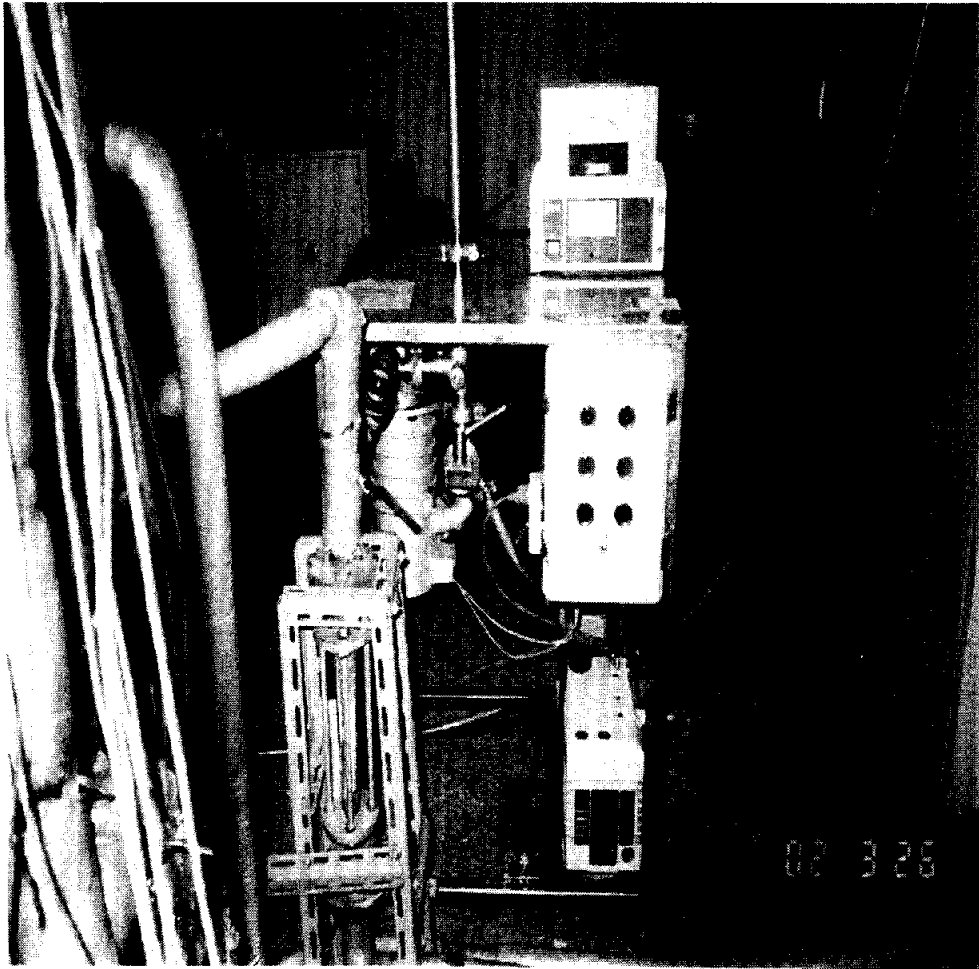


Photo 3.3 Photograph of high vacuum pump.

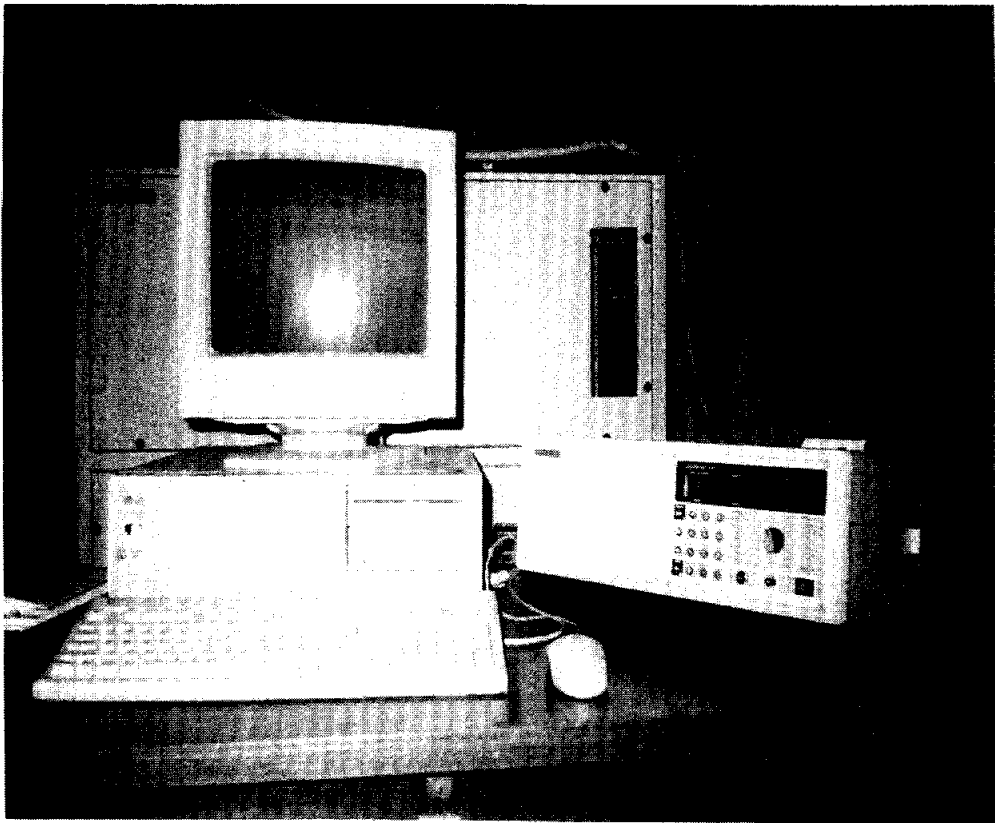


Photo 3.4 Photograph of computer and data logger.

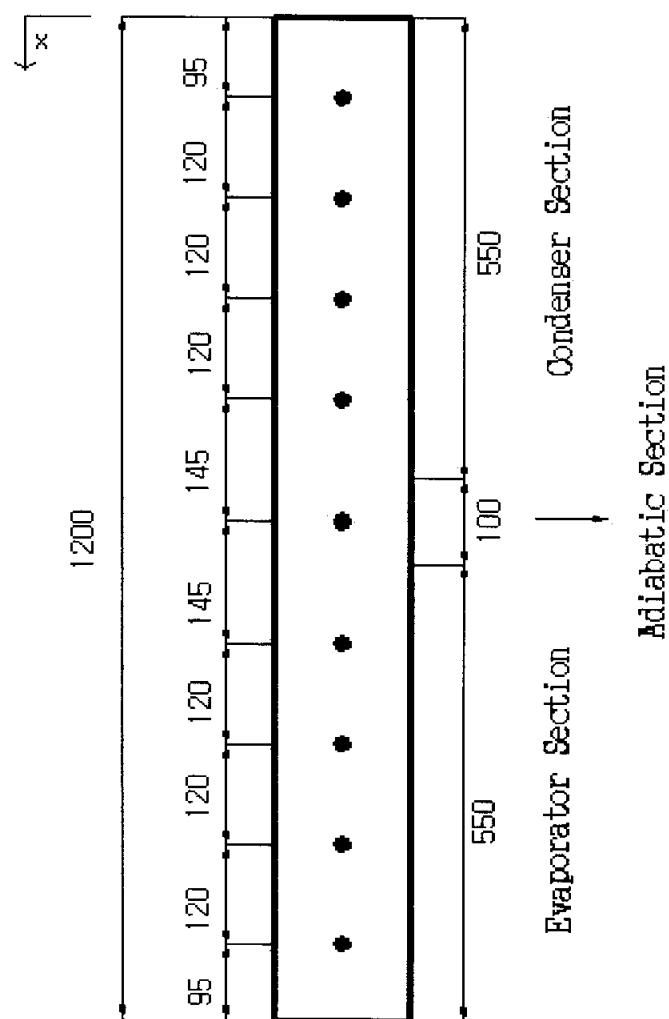


Fig. 3.2 Locations of thermocouples

Fig. 3.2에 나타내었다. 증발부와 응축부의 내부증기온도를 측정하기 위해서는 특수 제작한 온도센서를 각각 상, 하부의 진공밸브를 통하여 설치하였다. 가열수 자켓과 냉각수 자켓의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위하여 각각의 입, 출구에 온도센서를 심었다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 튜브내부의 증기온도를 측정하기 위하여 K Type NiCr-Ni 열전대를 사용하여 온도센서를 특수 제작하였고, 파이프 표면온도를 측정하는 열전대는 T Type Cu-CuNi 열전대를 사용하였으며, 가열수 자켓과 냉각수 자켓의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위하여 Pt100 백금 온도센서를 이용하였다. 이렇게 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로거를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.01℃까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.

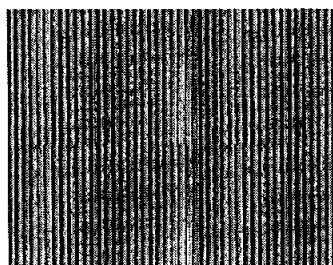
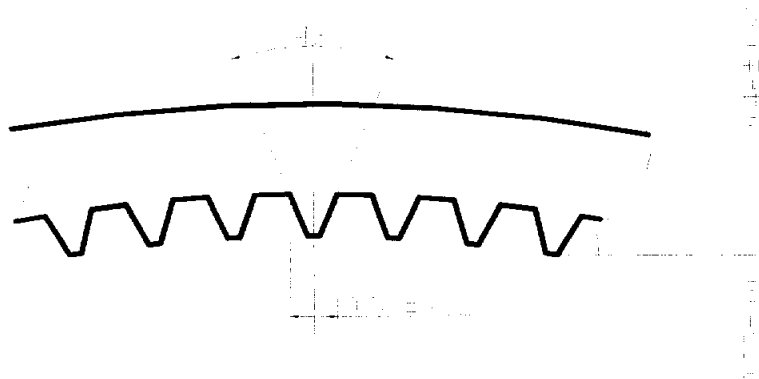
3-1-6 실험재료

실험에 사용된 재료는 직선 그루브와 나선 그루브를 가지는 동관이었으며, 그에 따른 규격과 형상의 상세도는 Table 1과 Photo 3.5에 나타나 있다.

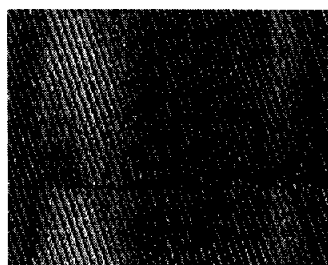
Table 1 Geometric specification of two grooved tubes

Classification	Tube		Groove		
	Do (mm)	Di (mm)	Skew angle (°)	Depth (mm)	Angle (°)
Straight groove	15.85	14.35	0	0.29	42
Helical groove	15.85	14.35	18	0.29	42

* Skew angle은 축방향을 기준으로 그루브가 이루는 각을 말한다.



(a) Straight groove



(b) Helical groove

Photo 3.5 Internal surface configuration of two grooved tubes

3-2 실험방법

3-2-1 고진공형성

써모사이폰이 정상적으로 작동하기 위해서는 다른 여타의 실험환경도 중요하나, 앞서 언급한 작동원리에서 나타난 것과 같이 진공이 형성되지 않으면 튜브내의 압력이 저하되지 않기 때문에 써모사이폰이 작동 할 수가 없게 된다. 따라서 본 실험에서는 써모사이폰의 원활한 작동을 위하여 작동유체의 주입 전에 써모사이폰 내부에 함유되어 있는 불순물과 공기를 제거하기 위해 진공펌프를 작동한다. 진공도를 10^{-4} Torr로 하고 90분 이상 고진공을 유지한다.

3-2-2 작동유체 주입 및 불응축가스 제거

써모사이폰의 성능변화의 여러 요소 중 작동유체의 봉입율은 바로 써모사이폰의 성능에 밀접한 영향을 미친다. 본 실험에서는 보다 정확한 작동유체의 주입을 위하여 써모사이폰의 고진공 형성후 써모사이폰의 상부에 설치된 진공밸브를 닫고 써모사이폰 하부와 메스실린더 사이에 연결된 진공밸브를 열면 써모사이폰의 내부와 대기의 압력차이에 의하여 작동유체가 내부로 주입되게 된다.

써모사이폰이 초기에 작동하는 동안 불응축가스가 생성되어 써모사이폰의 상부로 상승한다. 이 불응축가스가 단열층을 형성하여 작동성능을 감소시키는 요인이 되므로 작동유체 주입후 가열부를 가열하고 상부의 진공밸브를 연후, 진공펌프를 계속 가동하면 불응축가스는 탈기된다. 이때 써모사이폰 외부표면에 부착된 열전대를 통하여 온도의 균일화가 얻어질 때까지 탈기한 후 상부의 진공밸브를 닫으면 불응축가스는 완전히 제거된다. 이때 정확한 봉입량을 산출하기 위하여 적정량의 작동유체를 봉입하여 불응축가스를 제

거한 다음 실험을 실시하였고 실험 후 써모사이폰 내부에 봉입된 작동유체의 양을 측정하여 실험전후의 변동사항이 없는 것에 한하여 실험 값들을 취득하였다.

3-2-3 경사각 측정

경사각의 변화에 따른 써모사이폰의 성능변화를 관찰하기 위하여 실험장치에서 실험대와 실험구간을 따로 제작하여 실험구간 중부와 실험대를 결합하고 실험대에 각도를 표시한 패널을 설치하여 0도에서 90도까지 시험구간이 자유 자재로 회전할 수 있도록 하여 임의의 경사각에서 실험을 할 수 있도록 하였다.

3-2-4 온도측정

써모사이폰의 고진공 형성, 작동유체의 주입 그리고 불응축가스가 제거되면 실험이 시작되는데, 먼저 가열수, 냉각수 항온조에서 적정의 온도를 고정한 후 각각의 공급용 펌프를 통하여 가열수와 냉각수를 순환시킨다. 일정한 시간이 경과후 정상상태가 유지되면 파이프표면온도를 측정하는 9점의 열전대와 증발부, 응축부, 단열부의 내부증기온도 측정센서, 가열수 자켓과 냉각수 자켓의 입구 및 출구의 온도측정센서들로 각각의 온도를 측정한다. 이렇게 측정된 온도들은 데이터 로거로 수집되며 다시 컴퓨터로 전송되어 데이터 파일로 저장된다. 측정온도는 30초에 한번씩 측정이 되어 저장된다. 이렇게 측정한 데이터 자료들은 실험결과를 분석하는 자료가 된다.

3-2-5 유량측정

냉각수 자켓 속으로 들어가는 냉각수의 유량은 $0.3 \sim 3.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 까지 측정이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계로 측정하였다. 항온조에서 펌프에 의

해서 강제 순환된 냉각수는 유량계를 통과한 뒤 유량 제어밸브에 의해 유동시키하고자 하는 유량을 조절하였다. 또한 유동시킨 냉각수의 유량이 정확한지 보정하기 위하여 저울을 이용하여 냉각수의 무게를 측정함으로써 오차를 보정했다.

가열수 자켓 속으로 들어가는 가열수의 유량은 $0.15 \sim 1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 까지 측정이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계로 측정하였다. 항온조에서 펌프에 의해서 강제 순환된 냉각수는 유량계를 통과한 뒤 유량 제어밸브에 의해 유동시키하고자 하는 유량을 조절하였다. 또한 유동시킨 가열수의 유량이 정확한지 보정하기 위하여 저울을 이용하여 냉각수의 무게를 측정함으로써 오차를 보정했다. 냉각수와 가열수의 유량은 $0.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 로 고정시켰다.

제4장 결과 및 고찰

4-1 에너지 평형

시험구간에서 증발부에 순환하는 가열수가 잃은 에너지와 응축부에서 냉각수가 얻은 에너지가 평형이 되도록 예비실험을 하였다. 이와 같이 예비실험을 통하여 순환 실험장치가 완전히 정상상태에 도달한 후 실험 데이터를 얻었다. 가열수가 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 에너지 균형은 Fig. 4.1에서 나타나듯이 $\pm 10\%$ 범위에서 잘 유지되었으며, 따라서 서로 다른 두 그루브형 써모사이폰의 실험에 의한 결과값은 정확도를 유지하고 있음을 알 수 있다.

냉각수가 얻은 에너지량(Q_{cool})은 시험구간을 통과한 단위 시간당의 냉각수 질량에 따라서 식(4.1)에 의해 구했다.

$$Q_{cool} = m_{cool} C_{p, cool} (t_{out} - t_{in})_{avg} \quad (4.1)$$

가열수가 잃은 에너지량(Q_{hot})은 증발부를 통과한 단위 시간당의 가열수 질량에 따라서 식(4.2)에 의해 구했다.

$$Q_{hot} = m_{hot} C_{p, hot} (t_{in} - t_{out})_{avg} \quad (4.2)$$

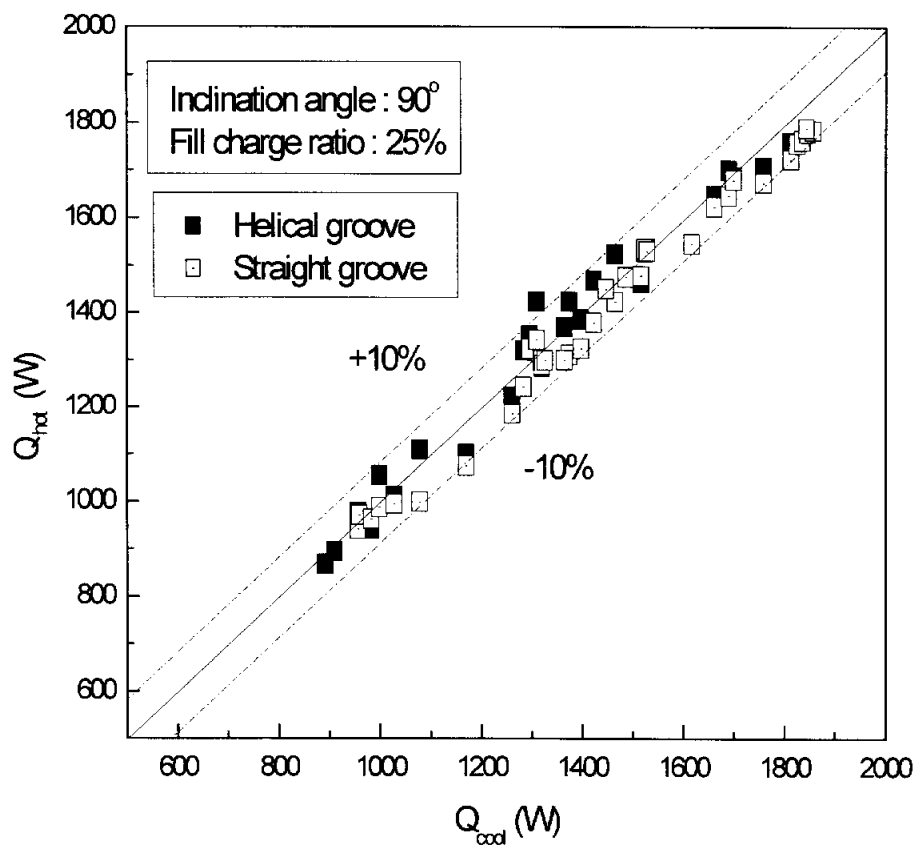


Fig. 4.1 Heat balance of two thermosyphons

4-2 시험 튜브의 온도분포

Fig. 4.2~Fig. 4.5는 두 씨모사이폰의 증발부, 단열부 그리고 응축부의 벽면 및 증기 온도분포를 나타낸다. 모든 변수를 일정하게 고정된 상태에서 온수변화에 따른 온도분포의 변화를 나타내는데, 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 $55^{\circ}\text{C} \sim 90^{\circ}\text{C}$ 범위에서 실험데이터를 산출하였다. 작동유체로 사용되어진 증류수의 봉입량은 25%인 경우이다. 벽면온도에 있어서 두 경우 모두 증발부에 비하여 응축부에서의 온도분포가 다소 불균일함을 알 수 있는데 이와 같은 현상은 내부 증기의 유동과 응축된 작동유체가 귀환하는 과정에서 응축부로 상승하는 증기와 증발부로 하강하는 응축액간에 파동이 생겨 안정적인 작동이 이루어지지 못하기 때문이며, 또한 응축액이 튜브 벽면을 따라 하부 방향으로 유동할 때 리브릿과 같은 불규칙한 유동에 의해 기인된 것으로 보인다. 또한 증기온도에 있어서는 두 씨모사이폰 모두 가열수 온도의 변화에 따라 증기온도가 증가함을 나타내고 있으며, 온도분포도 균일함을 나타내고 있는데 이것은 두 씨모사이폰이 비교적 안정적으로 작동하였음을 보여주는 것이다.

Fig. 4.6~Fig. 4.7은 수직상태에서 두 씨모사이폰의 벽면 온도분포를 비교한 것이다. 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 80°C 로 일정하게 유지하였고 작동유체의 봉입율은 총체적의 25%와 30%이다. 두 봉입량에 있어서 모두 나선에 비해 직선 그루브형 씨모사이폰이 대체적으로 응축부 벽면온도 분포가 높게 나타났으며, 증발부 벽면온도 분포는 낮게 나타났다. 이것은 증발부에서 발생한 포화증기가 응축부로 상승하여 응축부의 챔버에 순환하는 냉각수로 열전달이 되는 과정에서 나선에 비해 직선 그루브를 가지는 씨모사이폰이 보다 많은 포화증기를 응축부로 상승시키는 것으로 고려된다.

또한, Fig. 4.8~Fig. 4.9는 80°C 의 가열수 온도와 30%의 봉입량을 고정한

상태에서 $10^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 까지 써모사이폰의 경사각을 변화시킨 것 중 10° , 30° , 40° , 70° 의 네 가지 조건에서 실험 데이터를 산출하였다. 여기서 나선 그루브를 갖는 써모사이폰은 30° 에서, 직선 그루브를 갖는 써모사이폰은 40° 에서 다른 경사각에 비해 응축부 벽면온도 분포가 높게 나타났으며, 반면에 증발부 벽면온도 분포는 낮게 나타났다. 이와 같은 결과로 응축부에서의 벽면 온도분포와 응축부의 챔버에 유동하는 냉각수의 온도차가 크게됨으로써 열전달 성능이 각 경사각의 경우에 높게 나타남을 예측할 수 있다.

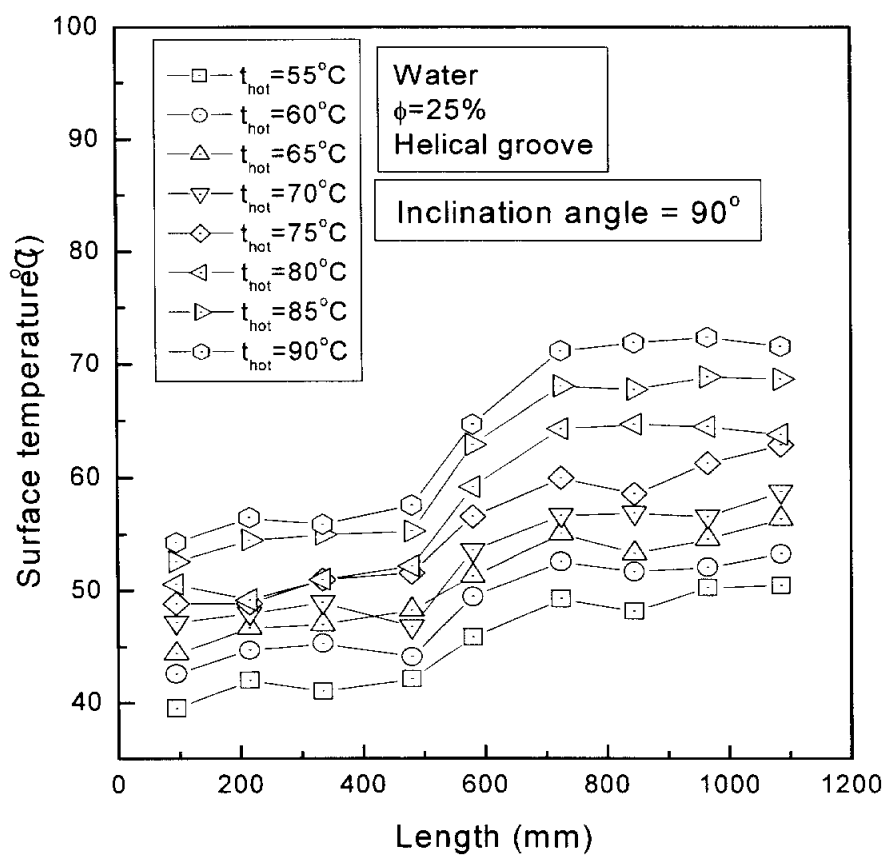


Fig. 4.2 Temperature distribution along the length of helical grooved thermosyphon

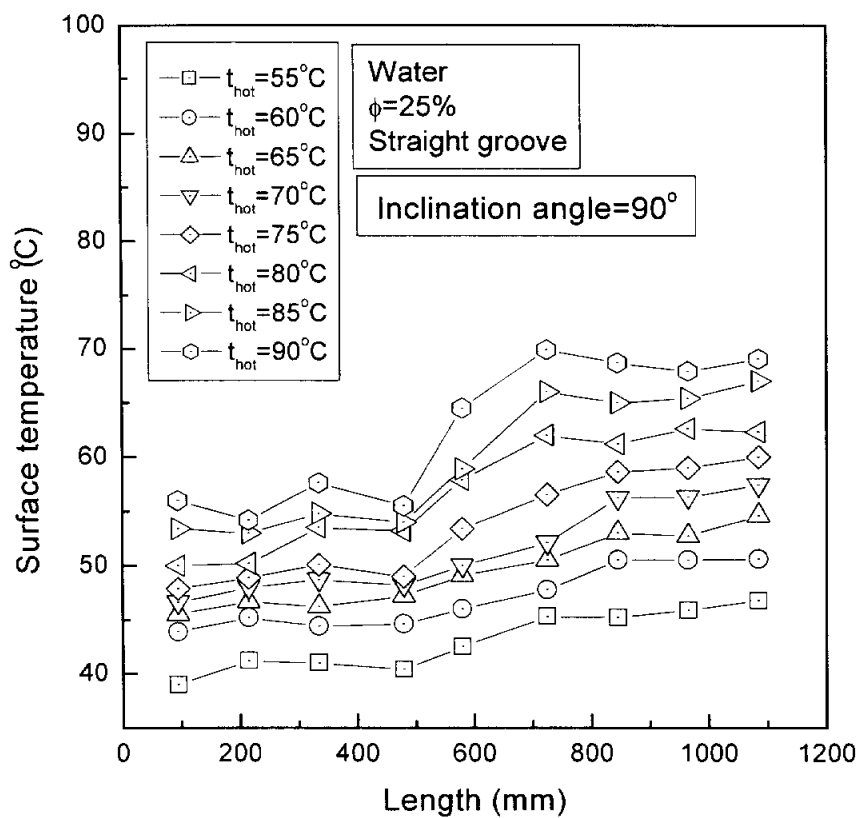


Fig. 4.3 Temperature distribution along the length of straight grooved thermosyphon

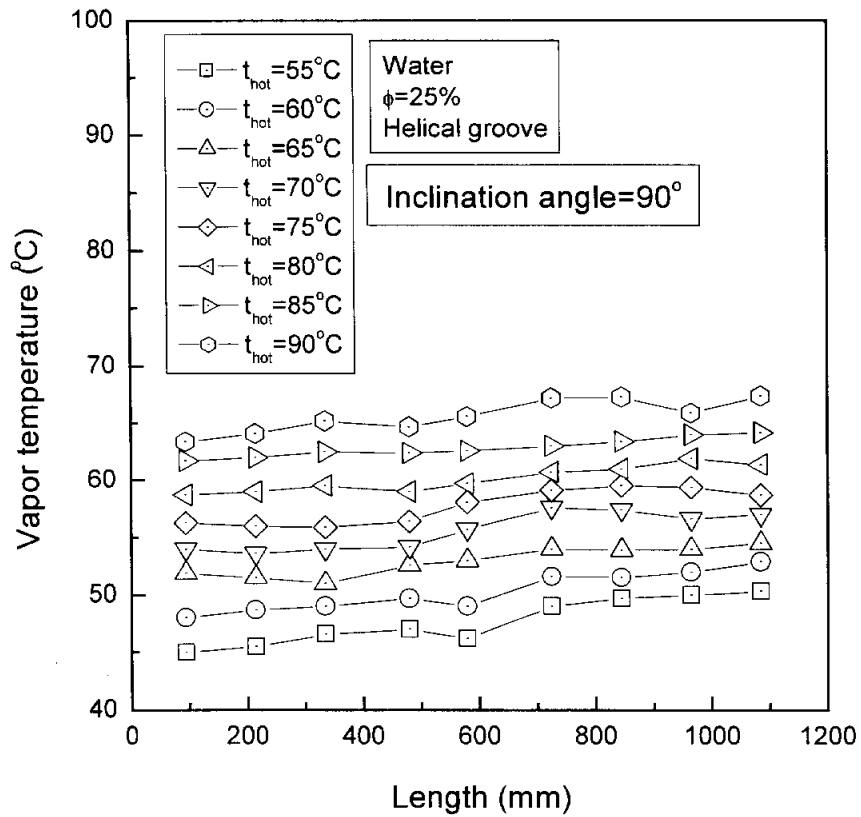


Fig. 4.4 Vapor temperature distribution inside of helical grooved thermosyphon

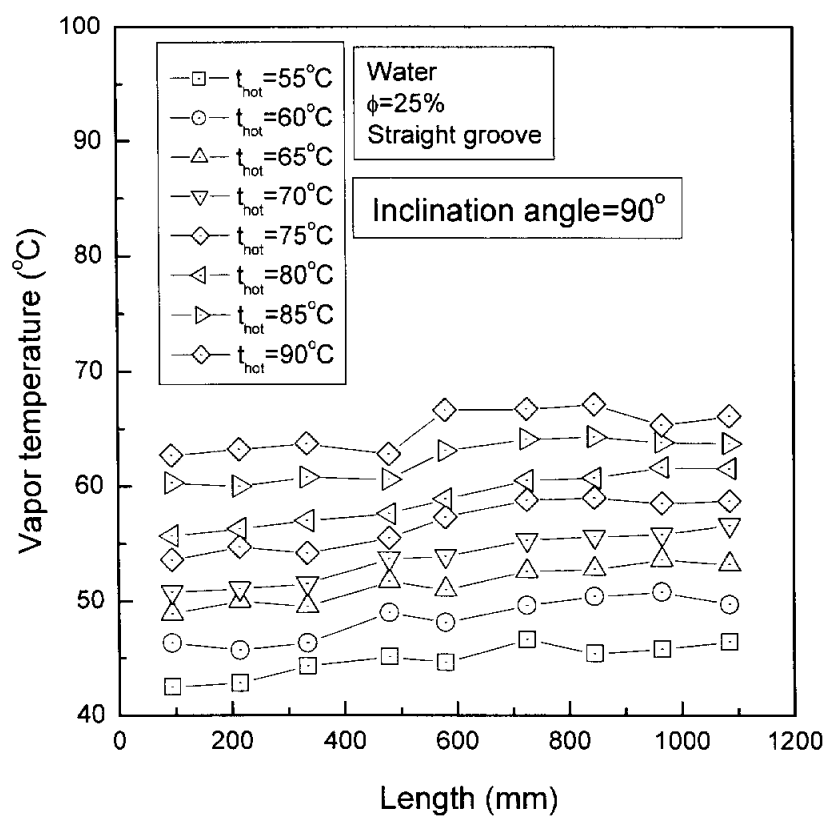


Fig. 4.5 Vapor temperature distribution inside of straight grooved thermosyphon

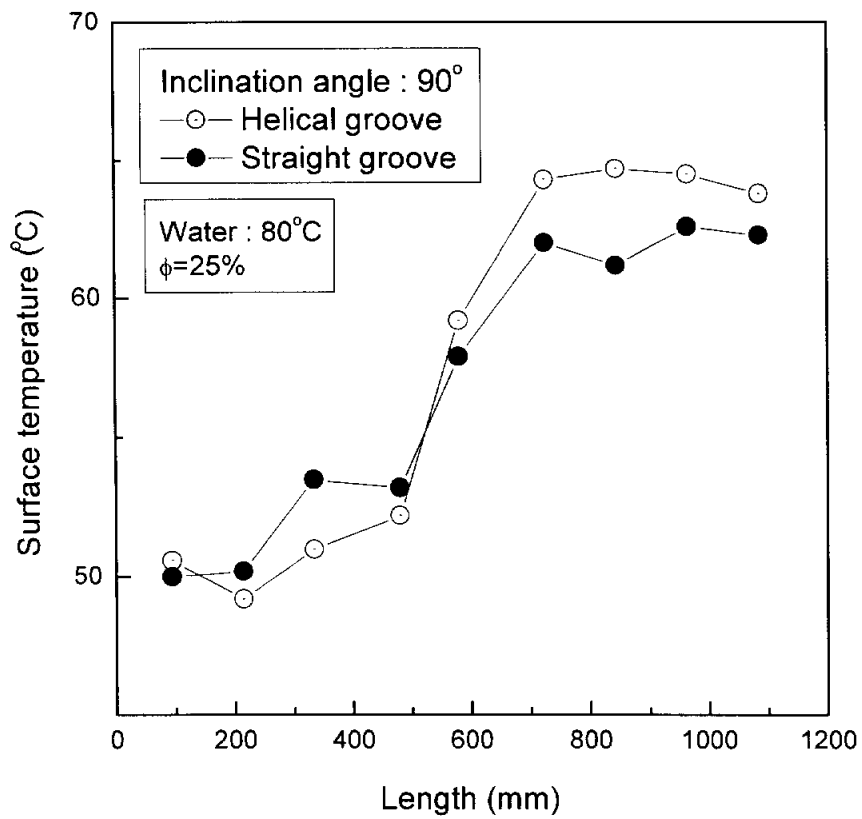


Fig. 4.6 Temperature distribution along the length of two thermosyphons

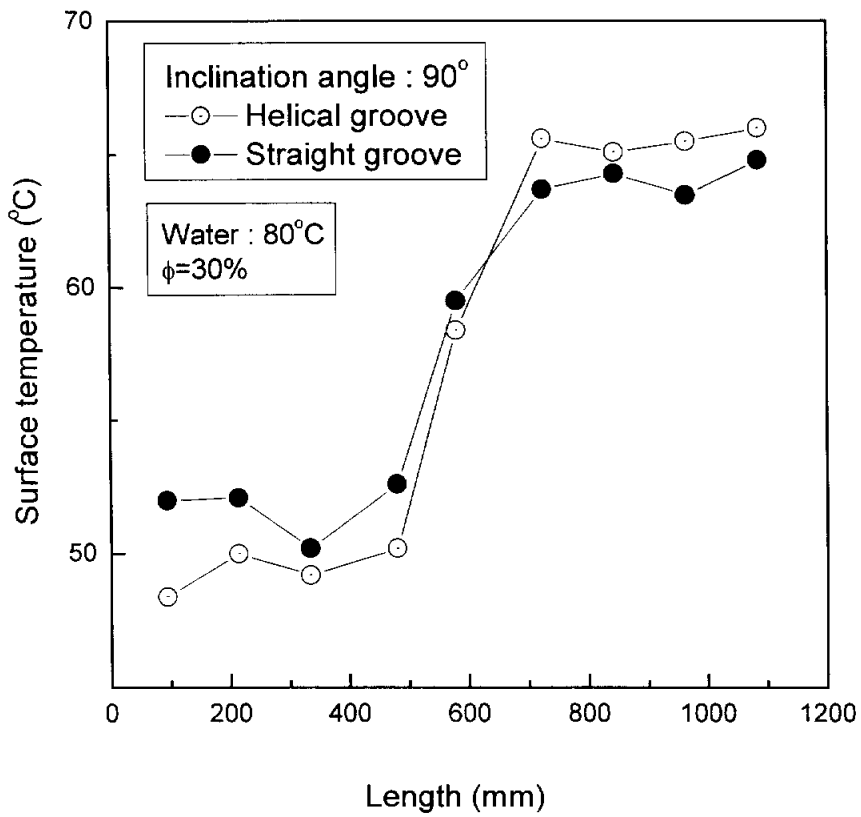


Fig. 4.7 Temperature distribution along the length of two thermosyphons

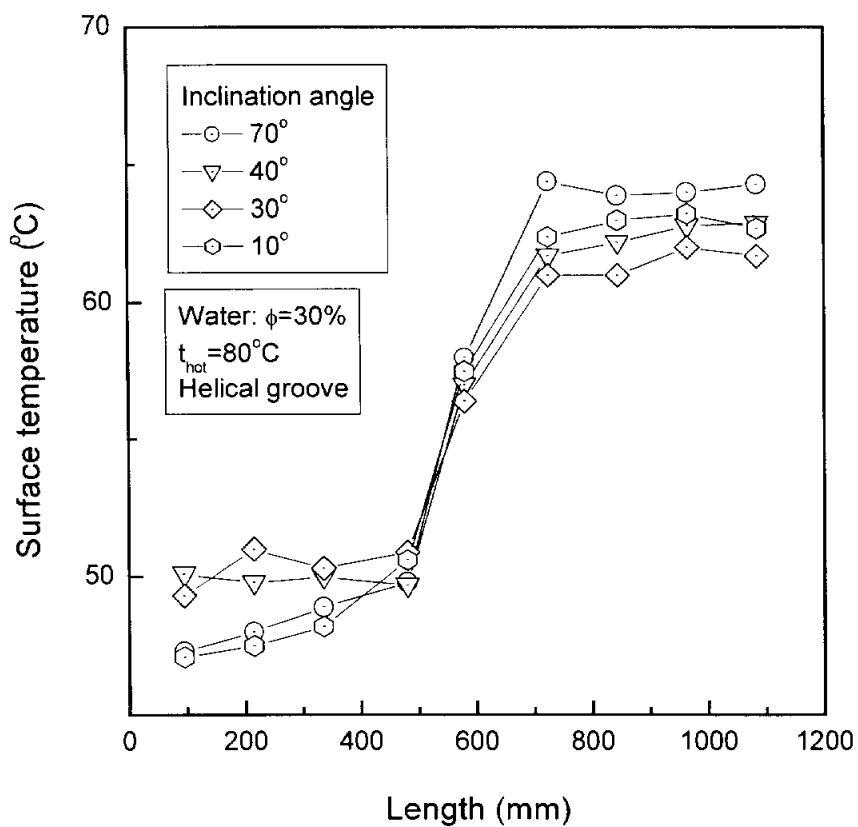


Fig. 4.8 Temperature distribution along the length of helical grooved thermosyphon

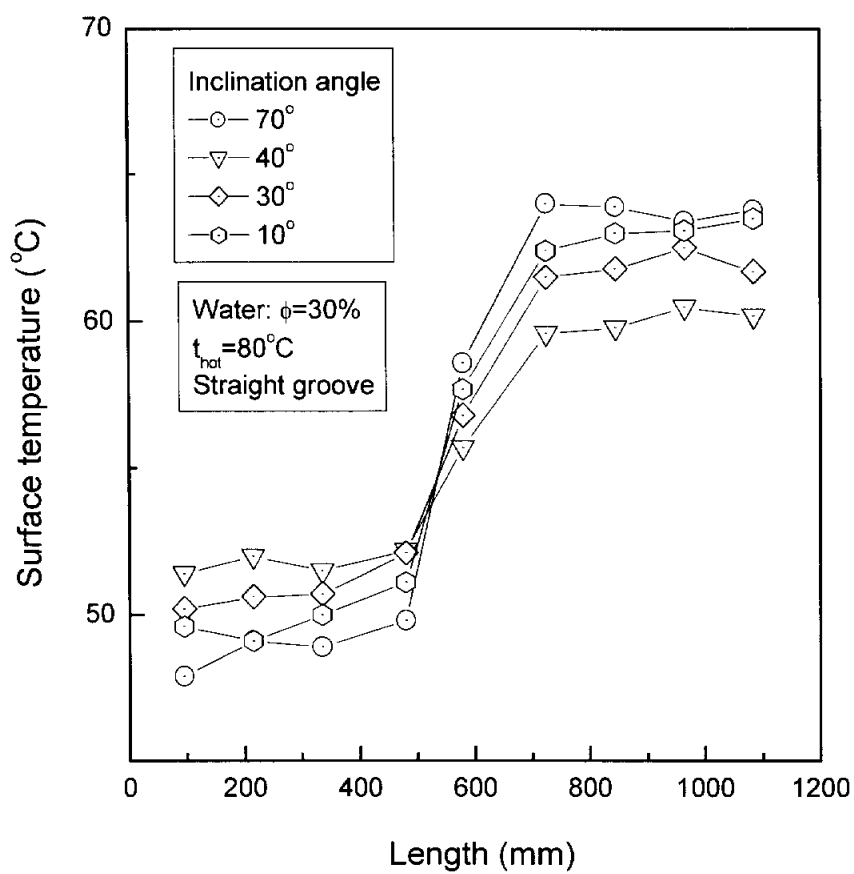


Fig. 4.9 Temperature distribution along the length of straight grooved thermosyphon

4-3 비등 및 응축 열전달 계수

Fig. 4.13~Fig. 4.14는 Imura의 비등이론식과 Nusselt의 막응축식에 대하여 실험결과를 비교한 그림이다. 또한 씨모사이폰의 작동성능에 있어서 그루브의 영향을 비교해 보기 위하여 내표면과 외표면이 모두 평평한 평관의 실험데이터가 삽입되어 졌다. 작동유체의 봉입율은 씨모사이폰의 총체적의 30%를 봉입하였고, 가열수의 온도를 변수로 하여 실험데이터를 산출하였다. 비등 열전달 계수값은 비등과정의 복잡성 때문에 순수 비등 이론식이 아닌 경험식에 의해 구한다. 일반적으로, 이상 밀폐 씨모사이폰 내부에서의 비등은 진공에 의해 대기압보다 낮은 압력에서 발생하지만, 개방 씨모사이폰은 대기압하에서 비등이 발생한다. 개방 씨모사이폰에 대하여, Imura는 차원해석을 토대로 하여 식(4.3)과 같이 비등 대류 열전달 계수를 구할 수 있는 경험식을 세웠다.

$$h_e = 0.32X \left(\frac{P_{sat}}{P_{atm}} \right)^{0.3} \quad (4.3)$$

여기서, $X = \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l}$ 이며, Fig. 4.13에서 나타낸바와 같이

Imura의 이론 비등열전달 계수값에 평관을 제외한 본 연구의 실험값들은 모두 높게 나타났다.

또한, 씨모사이폰 내부에 작동유체의 양이 적을 경우 응축부에서는 막응축이 형성되지만, 작동유체의 양이 증가함에 따라 기액이 혼합된 이상유동이 발생하게 된다. 그러나 막응축이 형성되는 것으로 고려하고, 막응축이

층류이며, 응축액막의 두께가 튜브의 내부 직경에 비해 아주 얇을 때 이상 밀폐 써모사이폰에 Nusselt의 막응축식(4.4)을 적용할 수 있다.

$$h_c = 0.943 \left[\frac{\rho_l^2 g h_{fg} k_l^3}{L_c \mu_l (t_{sc} - t_{wc})} \right]^{1/4} \quad (4.4)$$

Fig. 4.14는 이론식(4.4)와 실험값을 비교한 결과를 나타낸다. 응축 열전달 계수 역시 이론식보다 높은 결과를 나타내었다. 또한 평관에 비해 실험 전범위에 걸쳐서 높게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 이와 같은 실험조건에서 평관형 써모사이폰에 비해 직선 및 나선 그루브형 써모사이폰이 높음을 알 수 있으며, 특히 나선에 비해 직선 그루브형 써모사이폰의 열전달 계수가 높게 나타남을 알 수 있다.

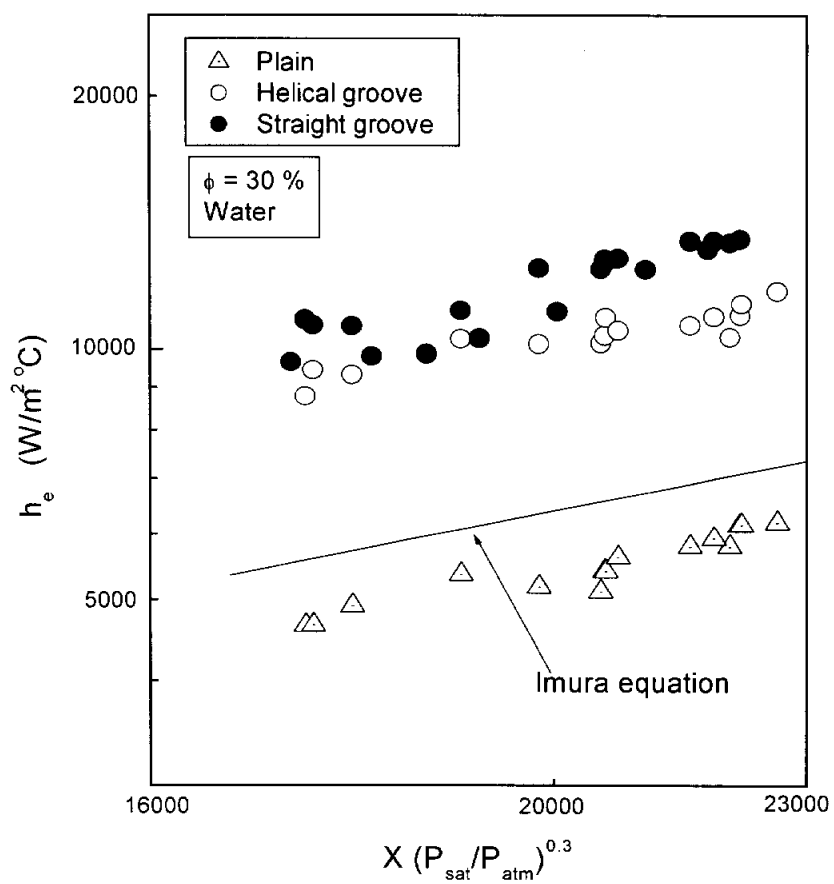


Fig. 4.10 Comparison of the experimental data with Imura's correlation

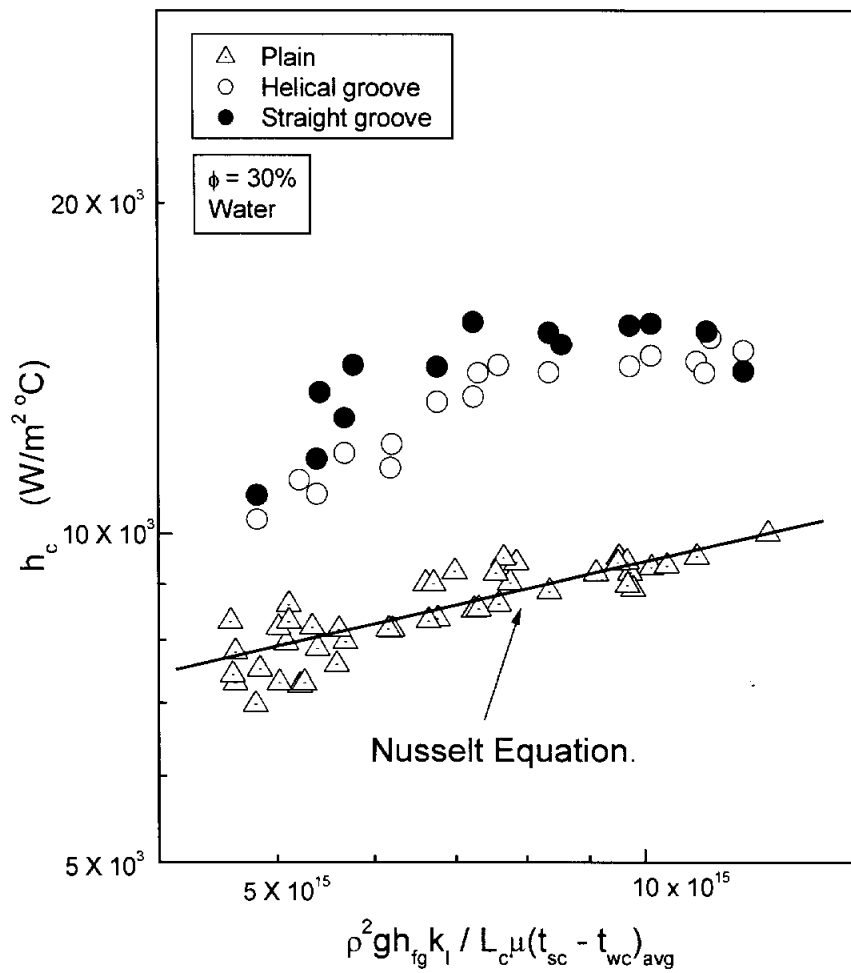


Fig. 4.11 Comparison of the experimental data with Nusselt's equation

4-4 변수에 따른 열전달율

Fig. 4.12~Fig. 4.17은 포화증기 온도변화, 가열수 변화, 경사각 그리고 작동유체의 체적에 따라 직선 그루브형 써모사이폰과 나선 그루브형 써모사이폰의 열전달율을 비교한 것이다. Fig. 4.12는 증발부의 벽면온도와 포화증기 온도차에 대한 비등 열유속의 변화를 나타내는데, 초과온도가 증가함에 따라 비등 열유속은 증가하였고, 전 범위에 있어서 직선 그루브형 써모사이폰의 비등 열유속이 높게 나타나 나선에 비해 열전달 성능측면에서 다소 뛰어난 것으로 고려된다. Fig. 4.13~Fig. 4.14는 두 써모사이폰의 경사각 변화($10^{\circ} \sim 90^{\circ}$)에 대한 응축 열유속의 변화를 나타낸다. 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60°C 와 80°C 의 두 가지 조건에서 실험결과를 산출하였다. 실험 결과는 경사각이 30° 및 40° 를 기준으로 하여 낮은 경사각 범위에서는 나선 그루브형 써모사이폰의 열전달율이 비슷하거나 높았으나, 반대로 높은 경사각범위에서는 직선 그루브형 써모사이폰의 열전달율이 상대적으로 높은 경향을 보였다. 결과로부터 최고 응축 열유속을 나타내는 경사각은 나선 그루브형 써모사이폰의 경우 25° 와 30° 인 반면, 직선 그루브형 써모사이폰은 다소 높은 40° 로 나타났다.

Fig. 4.15~Fig. 4.17은 작동유체의 체적변화에 대한 열 유속을 비교하여 나타낸 것이다. 작동유체의 봉입율은 써모사이폰의 총체적의 10%, 20%, 25%, 30%, 40%의 다섯 가지 조건에서 작동유체의 봉입율 변화에 대한 응축 열전달 성능을 분석하였다. 작동유체의 봉입율이 10%와 40%인 경우에 응축 열전달 성능이 낮게 나타났다. 이와 같은 결과는 작동유체의 체적이 소량인 경우 드라이아웃 현상과 증발부의 비등 열전달 표면적이 감소함으로써 응축 열전달 성능이 크게 감소하는 것으로 고려된다. 그리고 대체적으

로 10%에서 30%까지 작동유체의 봉입율을 증가시키면 이에 비례하여 응축 열전달 성능이 증가하였으나, 30%에서 40%로 증가시켰을 때는 오히려 체적의 증가량에 비례하여 점차적으로 응축 열전달 성능이 감소하였다. 이것은 작동유체의 체적이 어느 한계이상 증가하게 되면 기-액이 혼합된 2상류가 응축부로 상승되어 응축 열전달 성능을 크게 감소시키는 것으로 고려된다. 전 범위의 실험조건에서 작동유체의 봉입율은 직선 및 나선 그루브형 써모사이폰 모두 30%에서 최대 응축 열전달 성능을 나타내었다.

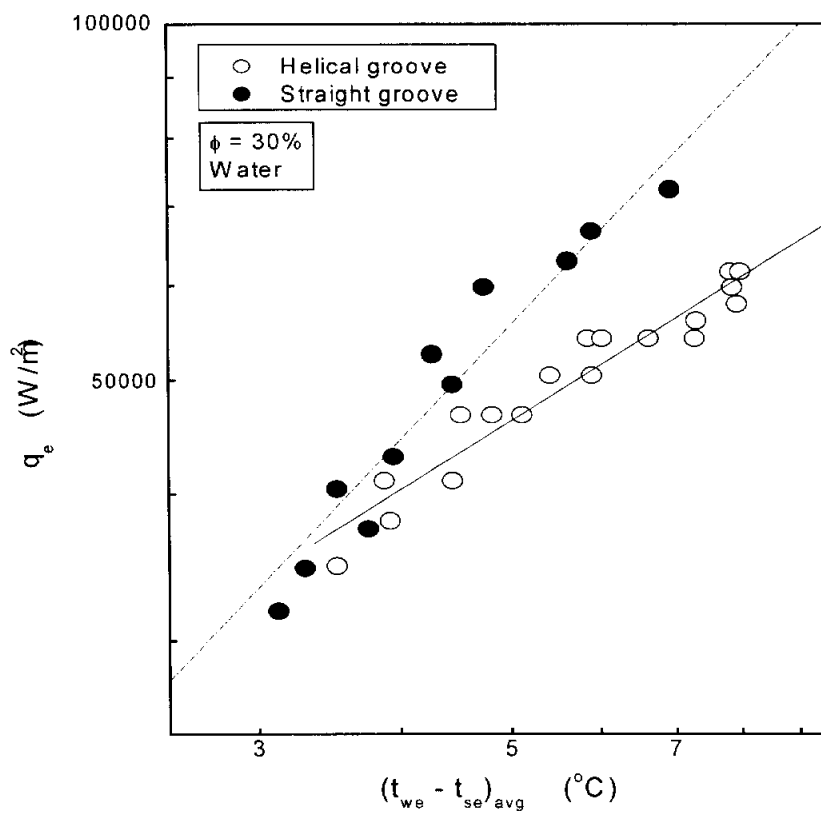


Fig. 4.12 Plot of boiling heat flux vs. excess temperature

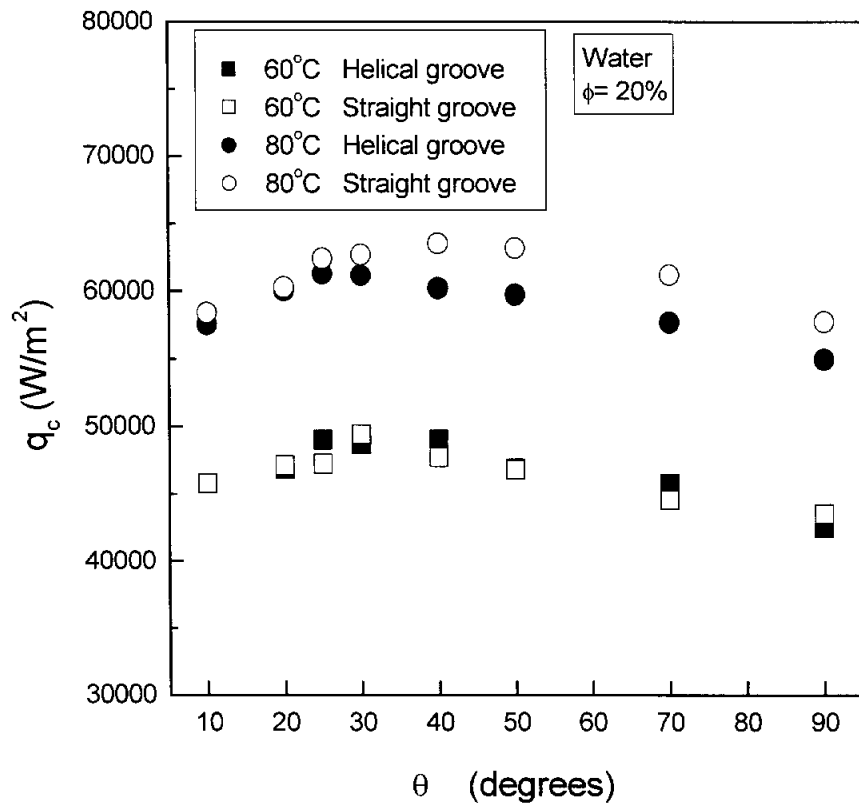


Fig. 4.13 Plot of condensation heat flux vs. inclination angle

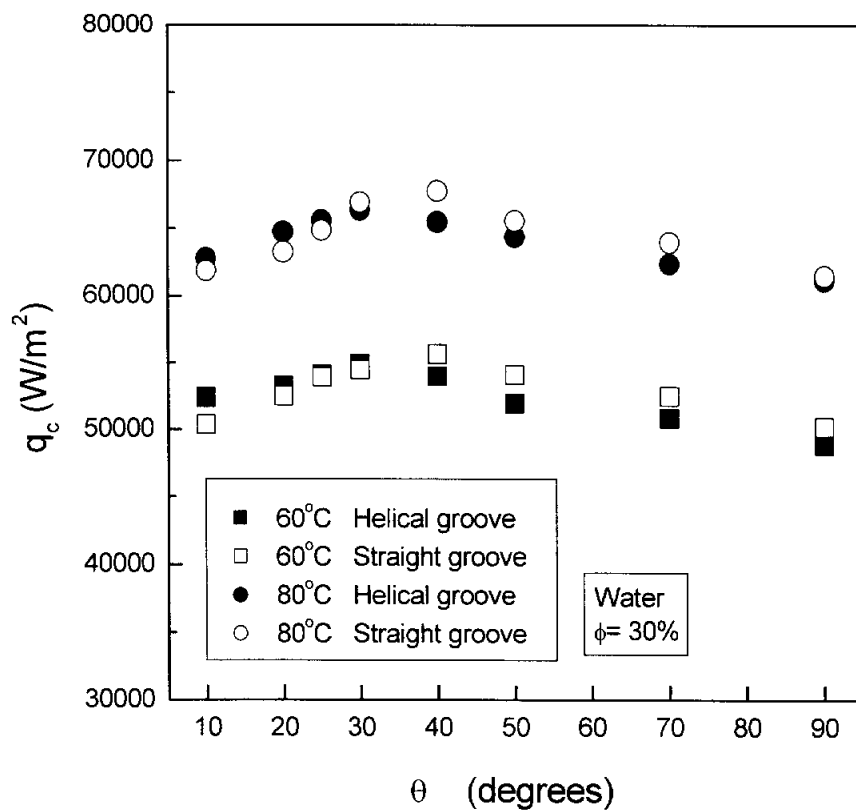


Fig. 4.14 Plot of condensation heat flux vs. inclination angle

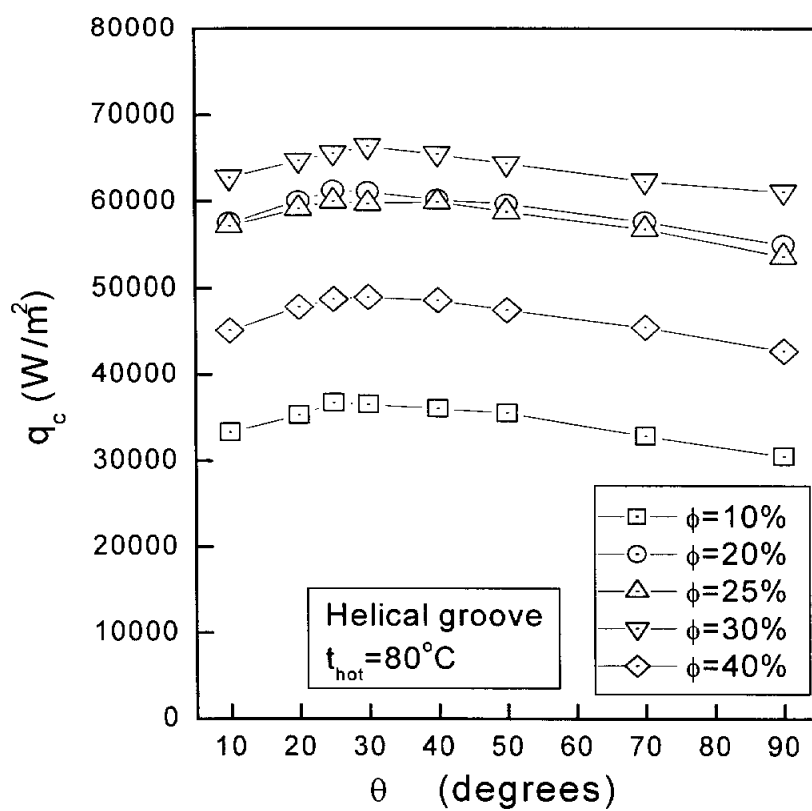


Fig. 4.15 Plot of condensation heat flux vs. inclination angle

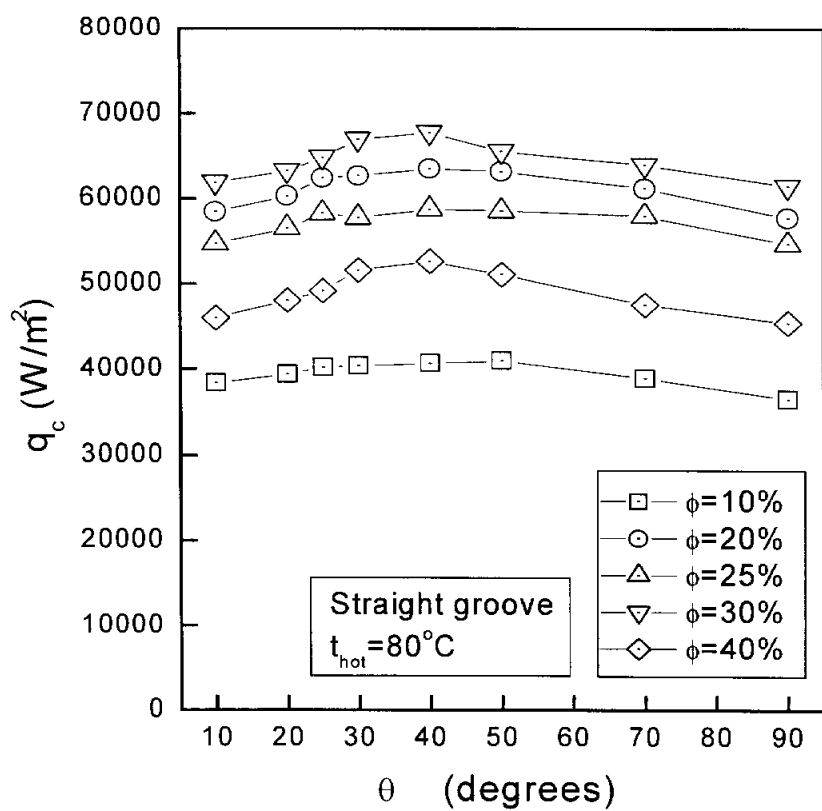


Fig. 4.16 Plot of condensation heat flux vs. inclination angle

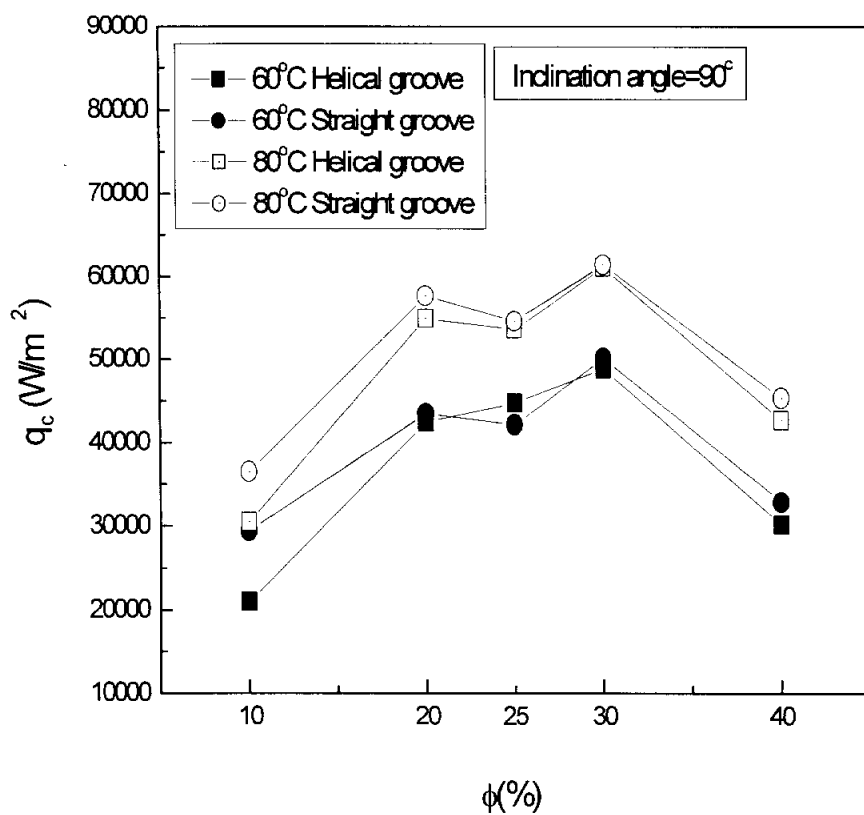


Fig. 4.17 Plot of condensation heat flux vs. fill charge ratio

제 5 장 결 론

튜브 내부의 그루브 형상에 따른 써모사이폰의 전열성능을 비교해 보기 위하여 직선 및 나선 그루브를 가지는 두 종류의 동튜브를 이용하여 써모사이폰을 제작하고 실험적인 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 서로 다른 두 관을 사용한 써모사이폰의 실험에 의한 비등 및 응축 열전달계수는 평관에 비해 실험 전 범위에서 높았으며, 따라서 그루브가 써모사이폰의 열전달성능에 영향을 미치는 중요한 인자임을 확인할 수 있었다.
2. 작동유체의 봉입량을 10, 20, 25, 30 및 40%의 5가지 조건에서 실험한 결과 나선 및 직선 그루브형 써모사이폰의 열전달 성능은 모두 30%에서 최고 높게 나타났다.
3. 써모사이폰의 경사각 범위를 10, 20, 25, 30, 40, 50, 70 및 90 °의 8가지 조건에서 실험한 결과 최대 열전달율을 나타내는 최적의 경사각은 나선 그루브의 경우 25° 와 30° , 직선 그루브의 경우 40° 에서 열전달 성능이 최고로 나타났다.
4. 경사각 30° 및 40° 를 기준으로 경사각이 보다 낮은 범위에서는 나선형이, 반대로 보다 높은 범위에서는 직선형이 상대적으로 높은 전열성능을 보였다.

참고문헌

- [1] Gaugler, R.S., 1944 Heat Transfer Device, Us Patent No.2350348, Applied December 21, 1942. Published June 6.
- [2] Schmidt, E., Proc. Inst. Mech. Eng. ASME Cong. Proc., pp. 361-363, 1951.
- [3] Cohen, H., Baylay, F., J., "Heat Transfer Problems of Liquid Cooled Gas Turbine Blades", Proc. Inst. Mech. Eng., 169-20, pp. 1063-1080, 1955.
- [4] Larkin, B., S., Trans. Canda. Soc. Mech. Engng., 14-B6, pp. 1-8, 1971
- [5] Lee, Y. and Mital, V., Int. J. of Heat and Mass Transfer. 15-9, pp. 1695-1707, 1707.
- [6] Stret'tsov, A. I., Heat Transf, Soviet Research. 7-1, pp. 23-27, 1975
- [7] Tu, C., Xie, G., Hu, C., Gao, Z. and Hong, R., "The Two Phase Closed Thermosyphon: an Experimental Study with Flow Pattern and Optimum Fill Charge", China-U.S. Seminar on Two-flows and Heat Transfer, Sian, pp. 395-405, 1984.
- [8] Hahne, E. and Gross, U., "The Influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon", 4th IHPC, London, pp. 125-135, 1981.
- [9] 조동현, 권혁홍, "낮은 편을 가진 경사 써모사이폰의 열전달 성능에 관한 실험적 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, Vol 11, No 2, pp. 165-172, 1998.
- [10] 박성현, 2001, "저온용 이상밀폐 써모사이폰의 전열성능에 관한 연구", 부경대학교 대학원 석사학위논문.
- [11] Peterson, G. P. and Ma, H. B., "Experimental Investigation of the

- Maximum Heat Transport in Triangular Groove," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 35, No. 3, pp.740-746, 1996.
- [12] Hong, J., Boo, J. and Jung, Y., "Experimentns on the Thermal Performance of a Thermosyphon in Inner Grooved Copper Tube," Proc. SAREK Summer Conf., pp. 313-317, 1998.
- [13] 한규일, 이석호, 조동현, 이석재, "마이크로 그루브를 가진 열사이폰의 경사각 변화에 대한 응축열전달 특성," 대한설비공학회 하계학술발표 논문집, pp. 1364-1371, 2001.
- [14] 예석수, 2001, "마이크로 그루브형 써모사이폰의 열전달 성능에 관한 연구", 부경대학교 대학원 박사학위논문.
- [15] Hsu, Y. Y., "On the Size of Range of Active Nucleation Cavities on a Heating Surface", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 84, pp. 207-216, 1962.
- [16] Han, C. Y. and Griffith, P., "The Mechanism of Heat Transfer in Nucleate Pool Boiling", Parts I and II, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp. 887-914, 1965.
- [17] Kutateladze, S. S. and Gogonin, I. I., "Growth Rate and Detachment Diameter of a Vapor Bubble in Free Convection Boiling of a Saturated Liquids", High Temperature, Vol. 17, pp. 667-671, 1979.
- [18] Imura, H., Kusuda, H., Ogata, J., Miyazaki, T. and Sakamoto, N., "Heat Transfer in Two_Phase Closed-Type Thermosyphon", Heat Transfer Japanese Research 8, No. 2, pp. 41-53, 1979.
- [19] Nusselt, W., "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Z. Ver. Deut. Ing., 60, 541, 1916.
- [20] Rohsenow, W. M., "Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation", Trans. ASME, 78, 1645, 1956.

감사의 글

태어나 한번도 접해 보지 못한 분야에 막연한 꿈만 간직한 채 제어기계 공학과 대학원의 문을 두드린 때가 엇그제 같은데 어느덧 그 생활을 마무리하게 되었습니다. 그 동안 저에게 학문적, 정신적으로 도움을 주신 많은 고마운 분들이 생각납니다.

부족한 저를 항상 관심과 격려로 열과 성의를 다하여 지도해주신 한규일 교수님께 진심으로 감사 드립니다. 그리고 항상 웃는 얼굴로 격려해주신 안수길 교수님, 편안한 대화로 지속적인 관심을 보여주신 김시영 교수님, 고성위 교수님, 양주호 교수님, 고대권 교수님, 장지성 교수님께도 감사를 드립니다. 특히, 학업을 시작하면서 논문이 완성되기까지 아낌없는 충고와 학문의 방향을 제시해 주고 자세하게 가르쳐 준 박성현 선배의 관심과 어렵고 힘겨움을 느낄 때마다 힘을 주시고 도움을 주신 예석수 박사님, 임태우 박사님과 조동현 교수님께 감사의 말씀을 전하고 싶습니다.

무엇보다도 생소한 분위기에 쉽게 적응하며 지낼 수 있도록 도움을 준 영원한 친구 승민이와 동기들 그리고 열전달 실험실의 모든 후배님들과 학업외적으로 큰 힘이 되었던 영원한 친구 권현규, 최미애, 권미정, 민은주 등의 친구들에게도 고마움을 전합니다.

마지막으로 항상 믿음을 갖고 저를 바라보며 기도로 이끌어 주신 사랑하는 어머님과 형님, 그리고 형수님과 귀여운 조카 승지에게 감사를 드립니다.