공학석사 학위논문

루프형 세관 히트 파이프의 열전달 특성에 관한 연구

A Study on the Heat Transfer Characteristic of Loop Type Capillary Heat Pipe

지도교수 윤 석 훈

2000년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과 최 재 혁

本 論文을 崔宰赫의 工學碩士 學位論文으로 認准함

主審 南 青 都 *(印)*

副審 吳 喆 *(印)*

副審 尹 錫 勳 *(印)*

1999年 12月 27日

韓國海洋大學校 大學院

機關工學科 崔 宰 赫

목　　차

Abstract

Heat pipes have a very excellent heat transfer performance. They are utilized latent heat for heat transfer. But existing heat pipes have several defects in spite of excellent heat transfer performance.

The Loop type capillary heat pipe is an epoch-making heat pipe and it is removed several defects of existing heat pipes. This study is performed to obtain the foundation materials about the loop type capillary heat pipe.

In this paper, heat transfer characteristics of loop type capillary heat pipe is experimentally investigated for the effect of several charge quantity ratios of working fluid and heat loads. And characteristics of temperature oscillation on looped capillary heat pipe are experimentally analyzed by means of the deterministic's manner on chaotic dynamics. Heat loads and working fluid were changed from 100W to 600W and 20% to 80%. Water was used as working fluid inside heat pipe. This type heat pipe consists of a heating section, a cooling section and an adiabatic section. A heating section is processed a copper block and an electric heater is inserted inside a copper block. An adiabatic section consists of very excellent insulations like ceramic insulation. A cooling section is made a

transparent acryl plate. The heat pipe used has a 0.002m internal diameter, a 0.34m length in one turn and consists of 19 turns. Heating and cooling sections each have a length of 0.07m. Adibatic section has a length of 0.2m. Experiments were performed to measure the temperature and the pressure variation of heat pipe. A K-type thermocouple is adhere to a heating section, a cooling section and an adiabatic section. A pressure tranducer adhere to an upper end of the cooling section. And then, After the heat pipe is done a stationary state, Data were sampled 1000, 1000, 4000 by 3, 9, 135Hz respectively. This study was made use of a mean value of each section. Heat transfer performance, effective thermal conductivity, boiling heat transfer and condensation heat transfer coefficients were calculated for various operating conditions of heat pipe and it is found that heat transfer characteristics of this type heat pipe is very excellent. An effective thermal conductivity was thousands as much as that of copper. As this experimental results, this type heat pipe operates by the oscillatory flow caused by the pressure and temperature oscillation. Besides the looped heat pipe was operated by self-excited oscillation and circulation of working fluid, and oscillation of capillary heat pipes assumed chaotic behavior.

기호설명

A	: 히트파이프 내부 유로 단면적	[㎡]
A_B	: 가열부 열전달 면적	[㎡]
A_c	: 냉각부 열전달 면적	[㎡]
g	: 중력 가속도	[㎨]
h_B	: 평균 비등 열전달 계수	[W/㎡K]
h_c	: 평균 응축 열전달 계수	[W/㎡K]
k_{eff}	: 유효열전도계수	[W/mK]
L	: 히트파이프 길이	[m]
N	: 히트파이프 턴(turn) 수	
P	: 압력	[Pa]
Q	: 가열량	[W]
q	: 열유속	[W/㎡]
r_{max}	: 관의 최대 직경	[m]
T_C	: 냉각부 평균온도	[K]
T_E	: 단열부 평균온도	[K]
T_H	: 가열부 평균온도	[K]
α	: 작동액의 충전율	[%]
ρ_ℓ	: 액체 밀도	[kg/㎥]
ρ_υ	: 증기 밀도	[kg/㎥]
σ	: 표면장력	[N/m]

Ł : **라프라스 길이** [m]

d : **관내경** [m]

P_σ : **표면장력에 의한 상승 압력** [Pa]

제 1 장 서론

1.1 연구의 목적

현대의 전자 · 음향 · 전기기기는 시대의 요청에 따라서 점점 소형 · 고출력화 하고 있으며 이러한 기기의 소자로부터 발생하는 발열량은 계속적으로 증가하고 있는 실정이다. 그러나 기기의 소형화 경향 때문에 기기에서 발생하는 열량을 신속히 처리하기 위한 냉각장치를 기기의 발열소자 부근에 적절히 배치하는 것은 매우 어려우므로 발열소자로부터 적당한 거리에 설치된 방열부까지 이러한 열을 효과적으로 이송하는 것이 매우 중요한 문제이다. 또한 대기가 존재하지 않는 우주공간에서 우주 기기의 방열, 태양의 직사광선을 직접 받는 고온측과 그 반대측인 저온측이 존재하는 인공위성에서의 방열 또는 극한 환경에서 작동하는 로봇의 방열문제 등을 효과적으로 해결하기 위해서는 기존의 히트 파이프와 달리 구조가 간단하고 신뢰성이 우수한 고성능 열 이송장치가 필요하다.

지금까지 많이 사용되고 있는 열 이송장치로는 위크(wick)라고 부르는 다공성 물질을 내장한 용기를 진공으로 하고 작동유체를 충전하여 위크의 모세관현상에 의하여 응축액을 환류시키는 히트 파이프(Heat pipe)(1) (4)가 있으며, 이러한 히트 파이프는 많은 장점으로 인하여 짧은

역사에도 불구하고 다양한 용도로 널리 사용되고 있다. 그러나 이러한 히트 파이프는 응축액의 환류를 위하여 복잡한 형상의 위크가 필요할 뿐만 아니라 장시간 사용시 불응축 가스의 혼입에 의하여 성능이 크게 저하하며, 관의 직경이 매우 작은 초소형 히트 파이프의 제작이 곤란한 단점을 지니고 있다.(5)

본 루프형 세관 히트 파이프는 복잡한 형상의 위크가 필요 없으므로 구조가 간단하며 신뢰성이 우수할 뿐만 아니라 제작단가가 매우 저렴하고 기존의 히트 파이프보다 소형으로 제작할 수 있다는 장점을 갖고 있다. 따라서 이러한 루프형 세관 히트 파이프가 실용화될 수 있다면 기존의 히트 파이프의 결점을 보완할 수 있는 획기적인 열이송장치로 이용될 수 있을 것이다.

이에 관한 연구는, 약 10여 년 전 赤地(6)에 의하여 그 가능성이 발표된후, 일부 연구자들에 의하여 기초연구가 진행되고 있다.

Chandratilleke(7)는 초저온환경 하에서의 사용을 목적으로 액체질소를 작동액으로 사용한 연구를 수행하였고, 宮崎(8)는 R134a와 R142b를 이용하여 관 내부의 압력파의 파동에 관하여 연구하였으며, 西尾(9)와 前澤(10)은 유효열전도계수와 관 내부 유동특성에 관하여 연구를 수행하였다. 그리고 Miyasaka(11)는 미소 중력하에서 관경이 5mm와 7mm의 기포구동형 열이송관의 가시화 실험을 행하였고, 미소 중력이 되면 기포가 모여 피스톤형류(Piston type flow)의 형태가 되는 현상을 촬영하는데 성공하였다. 이러한 기초연구를 통하여 본 히트 파이프가 비교적 우수한

성능을 갖고 있음이 확인되고 있으나 관 내부에서의 정확한 유동특성과 제반 작동조건에 대한 열전달특성 등에 관한 연구자료는 아직까지 매우 부족한 실정이다.(12),(13)

이에 본 연구의 목적은 전형적인 히트 파이프의 단점을 보완할 수 있는 가능성을 갖고 있는 루프형 세관 히트 파이프를 개발하기 위한 기초자료를 확보하는데 있다. 이를 위하여 단순한 형태의 루프형 세관 히트 파이프를 제작하였으며, 작동액의 충전율과 가열량 변화에 따른 열저항, 유효열전도계수, 비등열전달계수, 응축열전달계수를 구하여 본 히트 파이프의 열전달 특성을 조사하고, 통계적 방법을 이용하여 관 내부의 거동의 특성을 밝혔다.

1.2 히트 파이프의 개요

히트파이프는 1942년 GM사의 Gaugler가 고안하였지만 1965년에 Cotter가 이에 관한 기초이론을 발표한 이래 NASA를 중심으로 연구개발이 진행되어 우주개발에 이용되기 시작하였으며, 최근에는 I.C 등 전자부품의 냉각용, 공기조화의 열교환기 및 중저온 폐열의 회수 이용분야 등에 광범위하게 사용되고 있다.(14)

히트 파이프는 밀폐된 용기를 진공으로 한 후 작동액을 주입한 열이송장치로서, 작동유체의 증발과 응축이 별도의 외부동력 없이 이루어지는 열전달 기구이다. 히트 파이프를 구성하는 주요요소는 밀폐용기(Container), 위크(Wick), 작동유체(Working fluid)의 세 요소로 구성되어 있다. 히트 파이프는 작동유체의 빙점과 비등온도에 따라서 극저온, 저온, 고온용으로 구분한다. 산업적 측면에서 볼 때 위 세 가지 히트 파이프 가운데 저온용 히트 파이프의 응용성이 가장 높고, 따라서 지금까지의 연구도 저온용 히트 파이프에 대해서 가장 많이 수행되어 왔다.(15),(16)

히트 파이프의 기본구조는 Fig. 1.1과 같다. 기본원리는 밀폐된 용기내에 다공성 모세관 위크를 설치하여 이 위크에 작동유체를 액상으로 포화시키고 외부 열원으로 가열하면 그 부위의 작동유체는 증발된다.

따라서 압력차에 의하여 증발부로부터 응축부로 증기가 이동한다. 이

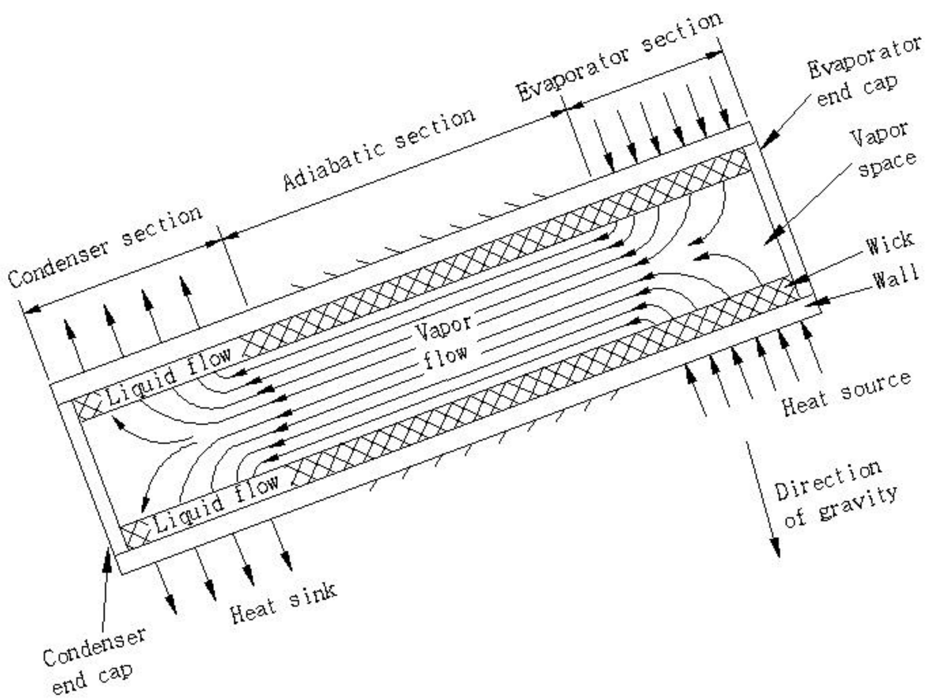


Fig. 1.1 Conventional capillary-driven heat pipe

증기는 응축부로 이동한 후 냉각되는 과정에서 증발잠열이 히트 파이프 주위에 전달되어 다시 액체 상태로 변화된다. 응축된 액체는 히트 파이프가 수직일 경우 중력에 의해 다시 증발부로 벽을 타고 내려와 계속적인 열수송이 일어난다. 그러나 다공성 모세관 위크를 설치하면 반드시 수직의 형태로 설치하지 않아도 모세관 현상에 의해 액체는 증발부로 이동한다. Fig. 1.2와 같이 위크가 없는 히트 파이프를 서모사이폰(Thermosyphon)이라 부른다.

이러한 히트 파이프의 특징을 요약하면 다음과 같다.

(1)잠열에 의한 대량의 열수송이 가능하다.

(2)온도분포가 균일하다.

(3)경량이며 구조가 간단하다.

(4)응답이 빠르다.

(5)가열부와 냉각부를 분리하는 것이 가능하다.

(6)위크식 히트 파이프의 경우 가열부와 냉각부의 위치전환이 가능하다.

이와 같은 많은 장점에도 불구하고 종래의 히트 파이프는 다음과 같은 단점을 지니고 있다.

(1) 각종 히트 파이프의 한계에 의하여 제약을 받는다.

(2) 장시간 사용시 신뢰성이 저하하며 제작단가가 고가이다.

(3) 히트 파이프의 길이와 직경에 제약을 받는다.

Fig. 1.3은 본 연구 대상인 루프형 세관 히트 파이프의 개략도이며,

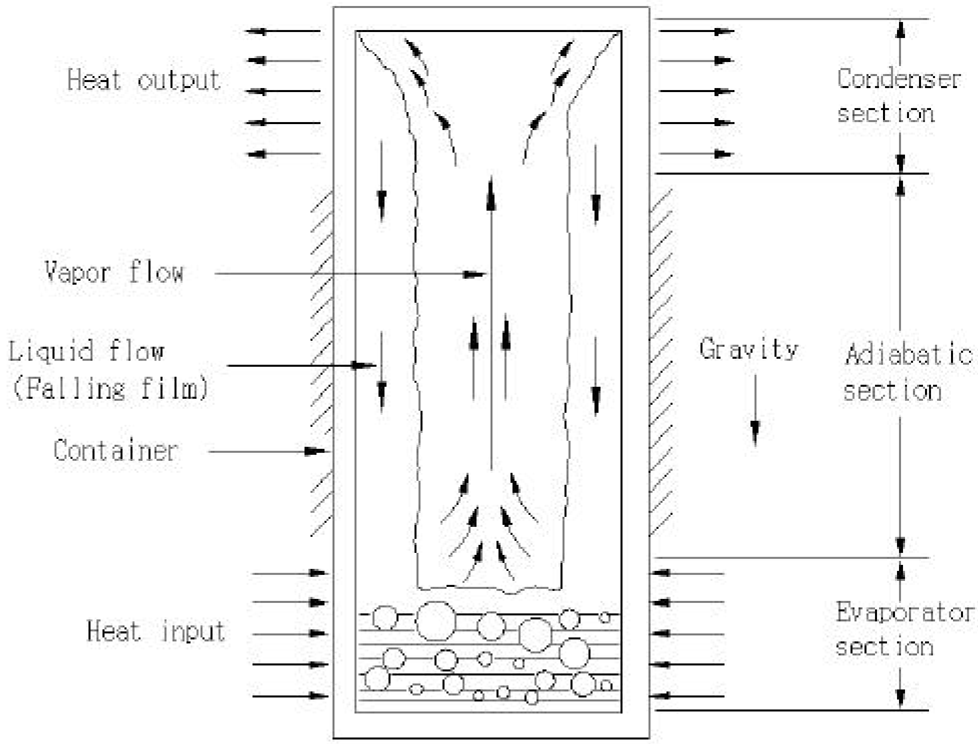


Fig. 1.2 Gravity-assisted wickless heat pipe

작동 유체를 충전한 세관(細管)이 가열부와 냉각부 사이를 수 회에 걸쳐 왕복하는 구조로 되어 있다.

루프형 세관 히트 파이프란 직경이 매우 작은 루프형 관의 내부에 일정량의 작동액이 충전되어 있으며, 일반적으로 가열부와 단열부 및 냉각부로 이루어져 있다. 이러한 히트 파이프에서는 관의 직경이 매우작으므로 직경이 충분히 성장하지 못하고 관의 상하 방향으로 기포의 크기가 팽창하여 피스톤 형태의 모양을 하게 된다. 이러한 기포들은 관의 여러 부분에서 동시 다발적으로 발생 성장하여 응축부로 이동하며 응축부에서는 냉각에 의하여 기포의 크기가 축소되어 파괴된다. 이러한 현상으로 인하여 작동유체에 압력파가 발생하여 작동액과 기포군이 관 내부를 순환하거나 축방향진동을 일으켜 열전달을 촉진(17) (19)시키며, 이와 같은 작동특성에 의하여 본 히트 파이프를 자려진동 히트 파이프(Self oscillating heat pipe)라고 부르기도 한다.

루프형 세관 히트 파이프의 작동원리는 다음과 같다. 기액이상류가 유동하는 수평 관 내부에서 중력에 의하여 기액이 분리되는 성층류가 아닌 Fig. 1.4(a)와 같은 피스톤형류(Piston type flow)가 형성되기 위해서는 관의 직경이 일정치 이하가 되어야 한다.(18)

Fig. 1.4(b)에서, P1점과 P2점에서의 중력에 의한 압력차 ΔP는 다음과 같다.

$$\Delta P = P2 - P1 = \rho g d \tag{1.1}$$

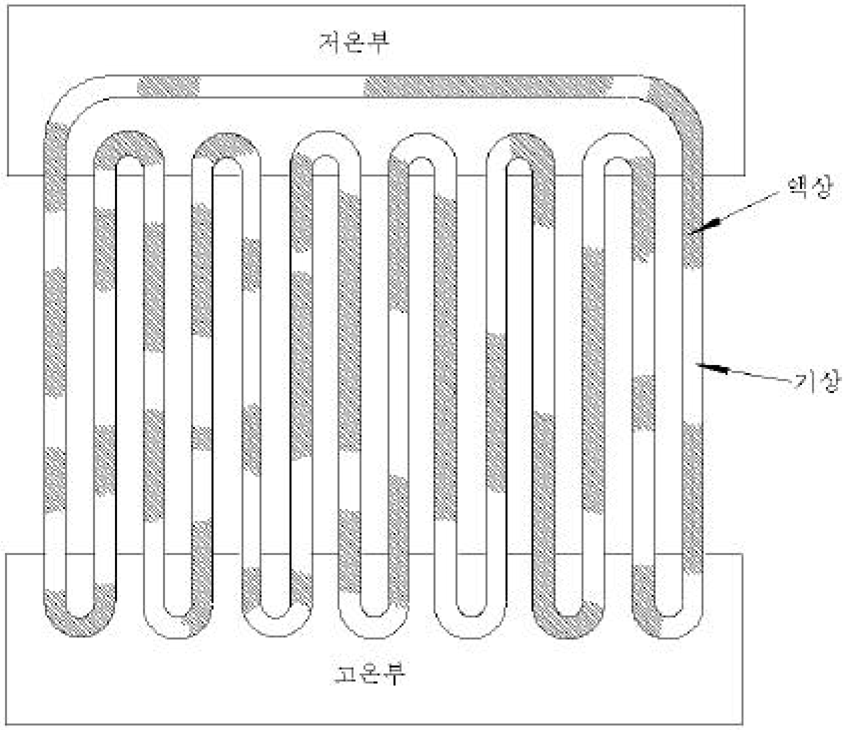


Fig. 1.3 Structure of loop type heat pipe

또한 기포의 표면장력에 의한 상승압력 P σ는 다음과 같다.

$$P_{\sigma} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \sigma \pi d$$

$$P_{\sigma} = \frac{4\sigma}{d} \qquad (1.2)$$

따라서 기포가 중력에 의하여 파괴되지 않고 피스톤형류(Piston type flow)의 형태를 유지하기 위해서는 다음 조건이 성립하여야 한다.

$$P\sigma > \Delta P \qquad (1.3)$$

$$\frac{4\sigma}{d} > \rho g d$$

$$d^2 < \frac{4\sigma}{\rho g}$$

$$d < 2\sqrt{\frac{\sigma}{\rho g}} \qquad (1.4)$$

따라서 다음 식으로 정의되는 라프라스 길이(18)(Laplace constant)를 고려하면 루프형 세관 히트 파이프의 내경은 라프라스 길이의 2배 이상이어야 원활한 작동특성을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

$$Ł = \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_{\ell} - \rho_{v}) \cdot g}} \qquad (1.5)$$

Ł: 라프라스 길이, σ: 표면장력, ρ_{ℓ}: 액체 밀도, ρ_{v}: 기체밀도

g: 중력 가속도

즉 관의 내경이 식 (1.4)를 만족해야만 중력에 의한 성층류가 되지 않고 Fig. 1.4(a)와 같은 피스턴형 기포형상을 유지할 수 있다. 상기 과정은 수평관으르 기준으로 하여 유도하였지만, 수직관이나 경사관의 경우에는 수평관보다 피스턴형 기포형상을 유지하기가 더욱 더 용이하므로 관의 직경에 대한 식 (1.4)는 수직관이나 경사관의 경우에도 항상 성립한다. 또한 표준상태보다 중력이 작은 인공위성과 같은 곳에서는 보다 더 굵은 직경의 관을 사용하여도 피스턴형류(Piston type flow)가 형성될 수 있다.

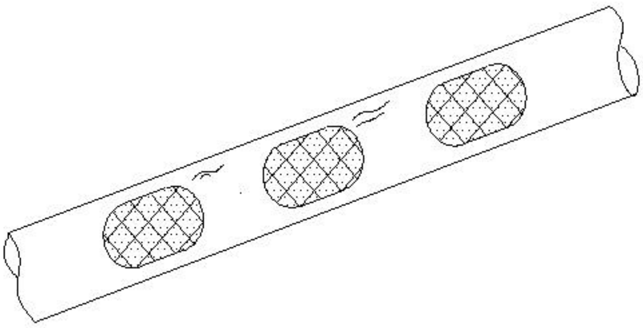
루프형 세관 히트 파이프는 종래의 히트 파이프와 비교해 다음과 같은 장점을 갖고 있다.

(1) 히트 파이프의 구조가 간단하다.

(2) 루프 길이에 제한이 없으므로 설치장소에 제한을 받지 않는다.

(3) 관 직경을 가늘게 할 수 있다.

(4) 제작 단가가 저렴하다.



1.3 종래의 연구

루프형 세관 히트 파이프에 대한 연구는 아직 매우 부족한 실정이므로 루프형 세관 히트 파이프 관련 자료는 상당히 부족한 상태며 내부의 작동 특성이나 유동에 관해서도 확실히 밝혀진 바가 없다.

종래의 연구방법 및 연구 결과를 살펴보면, Chandratilleke(7)은 4K 77K의 온도 범위에서 작동하는 루프형 세관 히트 파이프를 처음으로 개발하였으며 이러한 연구를 통하여 루프형 세관 히트 파이프의 직경은 라프라스 길이의 1.5 2배로 할 필요가 있다는 것을 밝혔다. 네온(28K), 수소(15K), 헬륨(4K)과 같은 작동액을 사용한 루프형 세관 히트 파이프에 대한 연구를 수행하여, 이러한 루프형 세관 히트 파이프는 동일한 크기의 다른 히트 파이프보다 5 30배의 열수송능력이 있다는 것을 증명하였다.

前澤(10)은 진동형 히트 파이프에 있어서 관경의 차이에 의한 전열특성 실험을 수행하였다. 그 결과 열저항 값은 내경 2mm의 경우 0.08K/W, 내경 1mm의 경우 0.8K/W이하로 상당히 낮아 히트 파이프의 열수송능력이 뛰어남을 확인하였다. 또한 히트파이프 내부의 온도분포에 관한 통계 해석을 통하여 관 내부의 유동이 매우 불규칙한 상태임을 확인하였다.

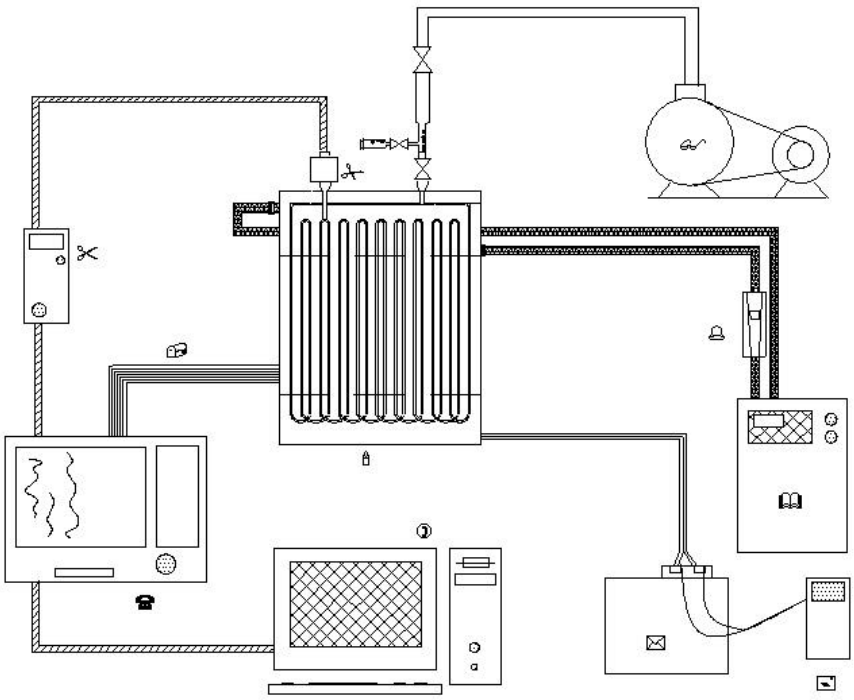
魏(19)은 외경 3mm · 내경 2mm, 외경 2mm · 내경 1.6mm, 외경 2m m · 내경 1mm 3종류의 히트 파이프에 작동액 R142b를 40%씩 충전하여 각각의 전열 특성을 비교하였다. 그 결과 관경이 작을수록 우수한 열전달 특성을 가지고 있음을 밝혔고, 히트 파이프를 경사하여 작동할 때는 관경에 관계없이 30 60도에서 열전달 특성이 최대가 됨을 확인하였다.

제 2 장 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 2.1은 실험장치의 전체 배치도를 나타낸다. 그림에서, ⑥은 실험장치의 본체인 루프형 세관 히트 파이프이며, ⑦은 소선의 직경이 50μm인 C-A열전대(C-A thermocouple) ⑪과 루프형 세관 히트 파이프의 내압을 측정하기 위한 압력변환기 ②로부터 전달된 측정데이터를 처리하기 위한 개인용 컴퓨터이다. 또한 ⑨는 히트 파이프의 가열부에 공급되는 열량을 조절하기 위한 전압조정기(Slidac)이며, ⑩은 가열량을 계산하기 위한 멀티메터이다. ⑤는 히트 파이프의 냉각부에 공급되는 냉각수의 온도를 일정하게 유지시키기 위한 항온조이고, ④는 공급되는 냉각수의 유량을 측정하기 위한 유량계이며, ③은 히트 파이프 내부의 불응축가스, 즉 공기를 제거하여 고진공을 유지시키기 위한 진공펌프이다. 또한 냉각부의 입구 온도를 측정하기 위한 디지털 온도계를 설치하였다.

Fig. 2.2는 실험장치의 본체에 해당되는 루프형 세관 히트 파이프의 상세도이며, 히트 파이프의 작동액으로는 물을 사용하였다. 히트 파이프는 외경 0.0032m, 내경 0.002m의 동파이프로 제작하였으며, 가열부 10턴(10 turns)과 냉각부 9턴 등 총 19턴이 되도록 제작하였다. 그림의 ①은 가열부, ②는 단열부, ③은 냉각부이며, ④는 작동액 주입용 주입구, ⑤는 히트 파이프 내부압력 측정을 위한 압력변환기이다.



① Signal conditioner ② Pressure tranducer

③ Vacuum pump ④ Flow meter

⑤ Water bath ⑥ Heat pipe boby

⑦ Pen recorder ⑧ Personal computer

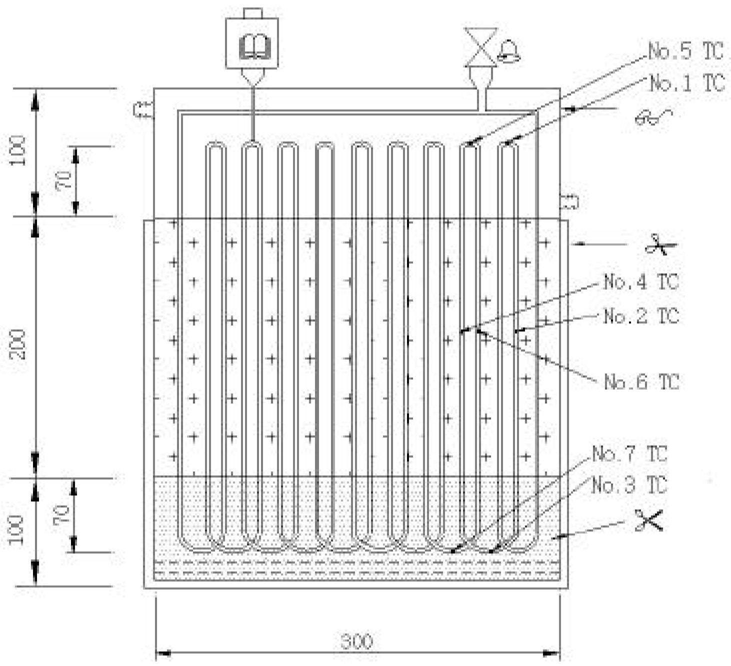
⑨ Slidac ⑩ Multimeter

⑪ Thermocouple

Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus

히트 파이프의 가열부는 동 블럭(copper block)을 가공하여 내부홈에 동관을 삽입하고 동관표면으로부터 5mm 아래부분에 지름12.7mm의 구멍을 뚫어 히터를 내장하여 이 전기히터로 가열하였다. 또한 단열부는 히트 파이프 내부에서의 열 이송 중에 열이 외부로 손실되는 것을 방지하기 위하여 성능이 우수한 단열재로 단열하였다. 냉각부는 두께 10mm의 투명 아크릴 판으로 제작하였으며, 항온조에서 소정의 온도로 조절된 냉각수에 의하여 냉각되도록 되어 있다.

히트 파이프 상부에는 불응축가스를 제거하고 작동액을 효과적으로 충전하기 위한 작동액 주입장치와 히트 파이프 내부의 진공도를 측정하기 위한 압력변환기를 설치하기 위하여 각 연결부를 가공하였다. 또한 가열부 0.07m, 단열부 0.2m, 냉각부 0.07m로써, 히트 파이프의 총 높이는 0.34m이며, 이러한 히트 파이프를 제작하기 위하여 소요된 동관의 총 길이는 7.11m이다.



① Heating section ② Adiabatic section

③ Cooling section ④ Filling port

⑤ Pressure tranducer

Fig. 2.2 A drawing of loop type capillary heat pipe

2.2 실험 방법

본 실험에서는 작동액의 충전율을 20 80%까지 10% 간격으로 변경하였고, 가열부의 가열량은 100 600W 까지 100W 씩 변화시키면서 실험을 수행하였다. 실험 중 히트 파이프의 각 부 온도를 측정하기 위하여 Fig. 2.2에 나타낸 것과 같이 가열부에 2개, 단열부에 3개, 냉각부에 2개의 열전대를 설치하였다. 냉각수 입구온도는 표준온도계를 항온조 내부에 고정시켜 30℃로 조절하였으며, 냉각수 출구온도를 휴대용 온도계로 측정한 결과, 실험 중 냉각수 입·출구 온도차는 2℃ 4℃ 이었다. 이 때 냉각수의 유량은 모든 실험에서 2ℓ/*min* - 4ℓ/*min*으로 고정하였다.

작동액의 원활한 주입을 위하여 작동액 충전장치를 제작하여 사용하였으며, 진공펌프에 의하여 99.9% 정도의 진공도를 유지한 상태에서 소형 주사기에 의하여 계량된 작동액을 이 충전장치에 의하여 히트 파이프 내부로 주입하였다.

7개의 열전대와 압력변환기에 의하여 측정된 온도와 압력은 3, 9, 135Hz의 속도로 각각 1000, 1000, 4000개의 데이터를 취하여 컴퓨터에 저장 하였으며, 본 연구의 모든 계산에는 이렇게 측정된 각 부 데이터의 평균값을 이용하였다. 또한 실험의 신뢰성을 향상시키기 위하여 동일한 조건하에서 2회의 실험을 수행하여 실험결과의 일관성을 비교·검

토하였고, 충전율을 변경할 때에는 히트 파이프가 완전히 냉각된 후 작동액을 주입하였으며, 히트 파이프를 작동시켜 정상상태에서 실험을 수행하였다.

불응축가스인 공기가 히트 파이프의 내부에 존재하면 열전달특성에 큰 영향을 미치므로 작동액 충전 전에 공기를 완전히 배제하기 위하여 수 회 진공 펌프를 작동하여 공기를 배제하였다.

본 실험에서는 충전율을 20 80%의 범위에서 10% 간격으로 하였으며, 히트 파이프 내부의 총 체적을 기준으로 하여 충전할 작동액의 체적을 결정하였다.

제 3 장 실험 결과 및 검토

3.1 충전율과 가열량에 따른 각 부 온도 및 압력 변화

3.1.1 온도 변화

Fig. 3.1 Fig. 3.4는 충전율을 일정히 하고 가열량을 변화시킨 경우 가열부 온도 변화를 나타낸 그림이다. Fig. 3.1은 α=30%일 때의 결과로써, 가열량이 증가할수록 전반적으로 내부온도가 증가하고 있으며 Q=100W일 때는 온도 변화 폭이 클뿐만 아니라 온도 변화 주기가 매우 느림을 알 수 있다. 이것은 가열량이 작은 경우, 기포의 발생과 성장이 충분하지 못함으로 인하여 압력파와 유체진동을 전파할 능력이 저하하여 작동액과 기포의 유속이 느려져서 작동액과 기포가 활발히 순환하지 못하기 때문이다. 따라서 Q=100W는 본 히트파이프를 원활히 작동 시키기에는 부족한 가열량이라 할 수 있다.

Fig. 3.2 Fig. 3.4는 α=50, 60, 80%일 때의 결과이다. 세 그림 모두 가열량이 클수록 온도가 증가함을 알 수 있다. Fig. 3.4에서 Q=100W일 때 작은 진폭의 느린 주기로 온도가 변화하고 있는데, 이것은 관내 작동액의 비율이 기포비율에 비해 상대적으로 커 작동유체와 기포가 순환하면서 발생하는 진동이 작동유체에 흡수되고 관내 공간부족으로 인하여 빠른 속도의 활발한 작동이 일어나지 못하기 때문이다.

Fig. 3.5와 Fig. 3.6은 α=30%와 60%일 때의 냉각부 온도 변화를 나타낸 결과이다. 두 그림 모두 가열량이 증가할수록 온도가 증가하고 있으나 동일한 충전율일 때의 가열부 온도 변화와 비교해 볼 때 가열량에 따른 온도변화 폭이 매우 작으며, 이러한 현상은 본 실험장치의 냉각수 열용량이 매우 크기 때문이다.

Fig. 3.7 Fig. 3.10은 가열량을 일정히 하고 충전율을 변화시킨 경우 가열부 온도 변화를 나타낸 결과이다.

Fig. 3.7은 Q=100W일 때의 결과로써, α=30%일 때 비교적 온도 변화 범위가 클 뿐 α=50, 70%에서는 온도 변화 범위가 거의 동일하다. α=30%일 때 온도변화가 매우 불규칙한 것은 Fig. 3.1에서 설명한 바와 같이 Q=100W에서는 가열량의 부족으로 인하여 히트 파이프 내부의 기포발생이 활발하지 못하여 작동액의 순환이 원활하게 이루어지지 않기 때문이다. 반면 α=50, 70%일 경우에는 작동액의 량은 약간 증가하였으나 가열량은 Q=100W로 일정하므로 가열량이 상대적으로 더욱 더 부족한 경우이다. 따라서 관 내부에서 기포는 거의 발생하지 않고 작동액의 온도차에 의한 순환에 의하여 현열수송이 지배적인 상태이므로 가열부온도는 매우 낮은 상태를 유지하며 전체적인 온도변화 폭도 매우 작은 상태를 유지하고 있다.

Fig. 3.8은 Q=200W일 때의 결과로써, 모든 충전율에 대하여 균일한 온도분포를 보이고 있으며, 전체적으로 히트 파이프 내부에서의 열이송이 원활하게 이루어지고 있음을 보이고 있다.

Fig. 3.9와 Fig. 3.10은 Q=300, 400W일 때의 가열부 온도분포를 나타내고 있으며, 충전율이 증가할수록 가열부 온도가 매우 크게 상승하고 있다. 동일한 가열량에 대한 이와 같은 온도분포현상은 작동액의 충전율이 증가할수록 히트 파이프의 열이송능력이 저하하여 가열부에 공급되는 열을 원활하게 냉각부로 수송하지 못함을 의미한다. 따라서 루프형 세관 히트 파이프의 경우 일정치 이상으로 작동액의 충전율을 크게 하는 것은 오히려 히트 파이프의 성능을 저하시키는 결과를 초래함을 알 수 있다.

Fig. 3.11 Fig. 3.12는 Q=200, 400W일 때 각 충전율에 따른 냉각부 온도 변화를 나타낸 결과로써, 두 그림 모두 충전율에 따른 냉각부의 온도 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 본 실험장치의 경우 가열량에 비하여 냉각수의 열용량이 매우 커서 히트 파이프의 열이송량을 냉각부에서 충분히 소화할 수 있는 상태이기 때문이다.

3.1.2 압력 변화

Fig. 3.13 Fig. 3.16은 충전율이 일정할 때 각 가열량의 변화에 따른 히트 파이프 내부의 압력 변화를 나타낸 결과이다. Fig. 3.13은 α=30%일 때의 결과로써, 가열량이 증가할수록 압력도 그에 비례하여 전반적으로 증가함을 알 수 있다. 특히 Q=100W일 때 압력 변화 폭이 매우 크며 불규칙한 것은 Fig. 3.1 과 Fig. 3.7에서 설명한 바와 같이 가열량이 작은 경우에는 기포의 발생과 성장이 충분하지 못하고 작동액과

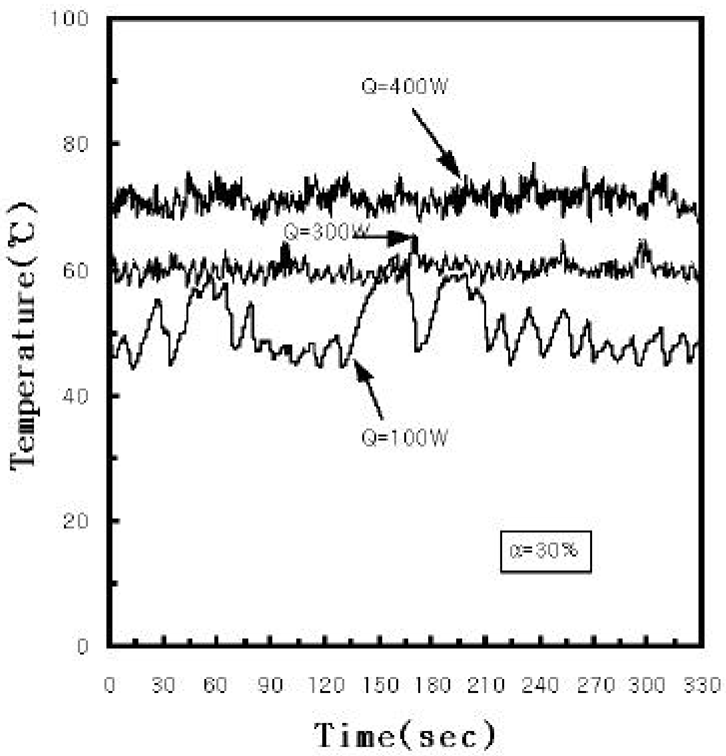


Fig. 3.1 A temperature variation of heating section

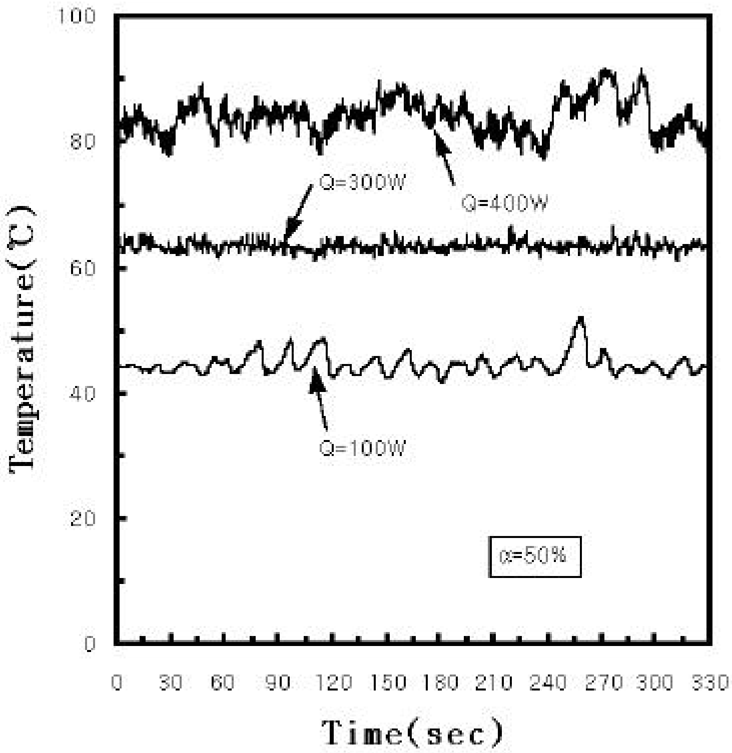


Fig. 3.2 A temperature variation of heating section

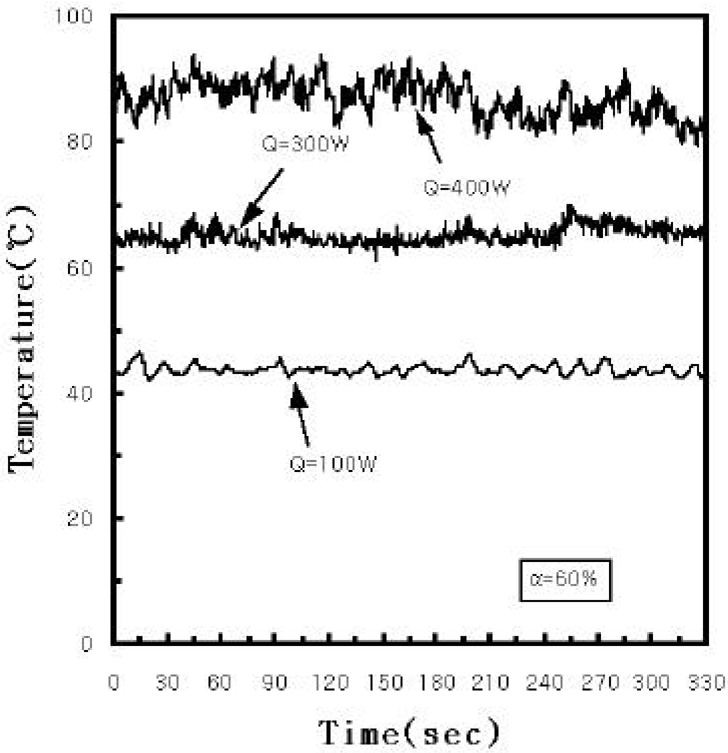


Fig. 3.3 A temperature variation of heating section

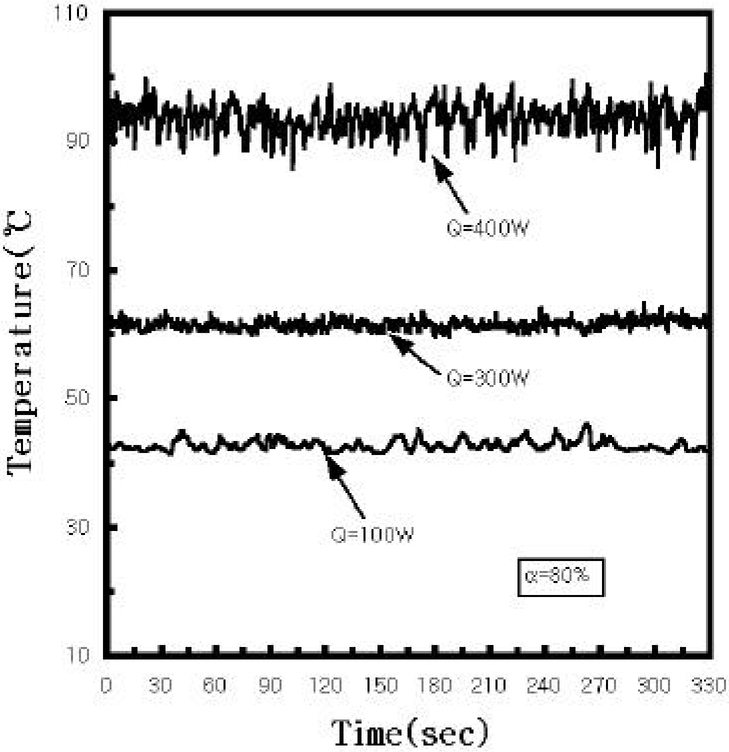


Fig. 3.4 A temperature variation of heating section

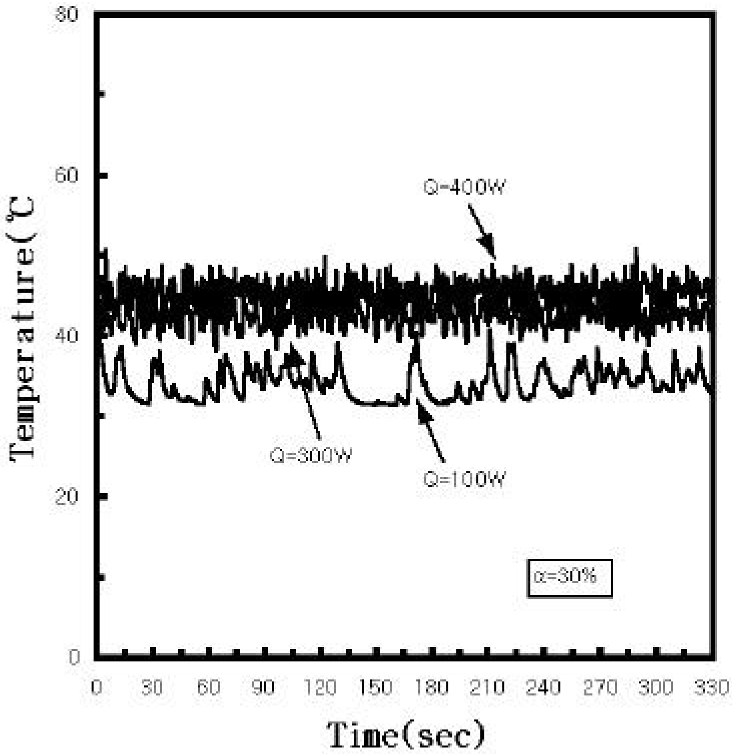


Fig. 3.5 A temperature variation of cooling section

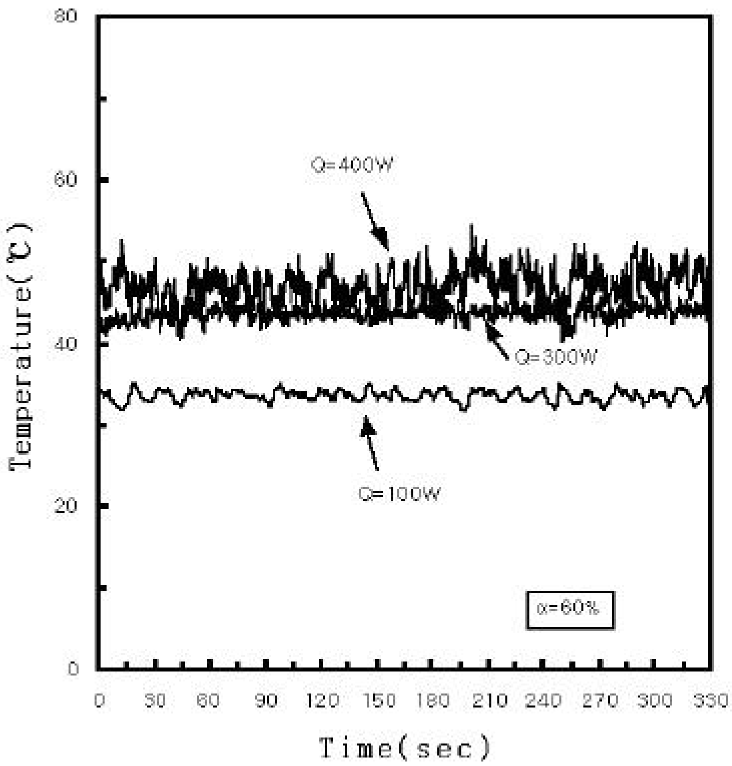


Fig. 3.6 A temperature variation of cooling section

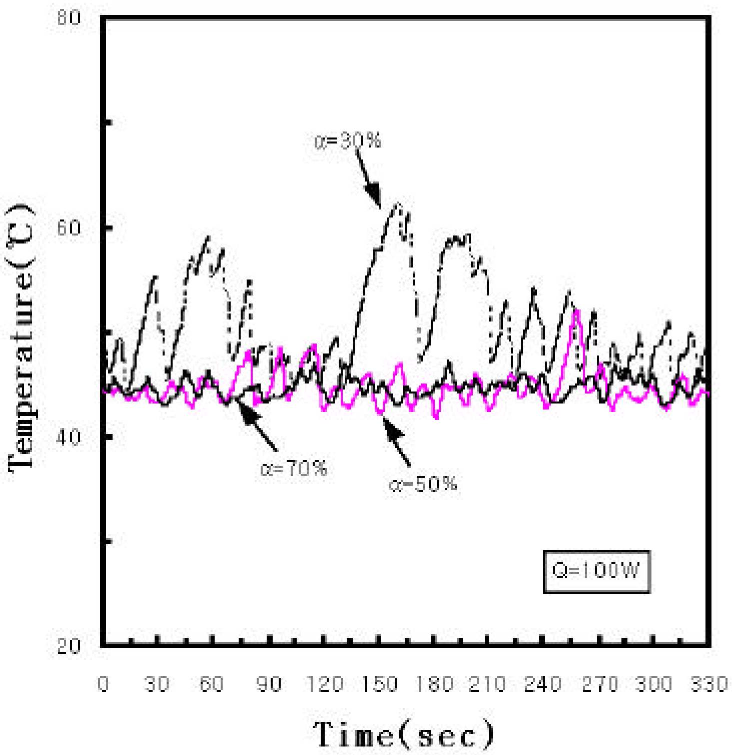


Fig. 3.7 A temperature variation of heating section

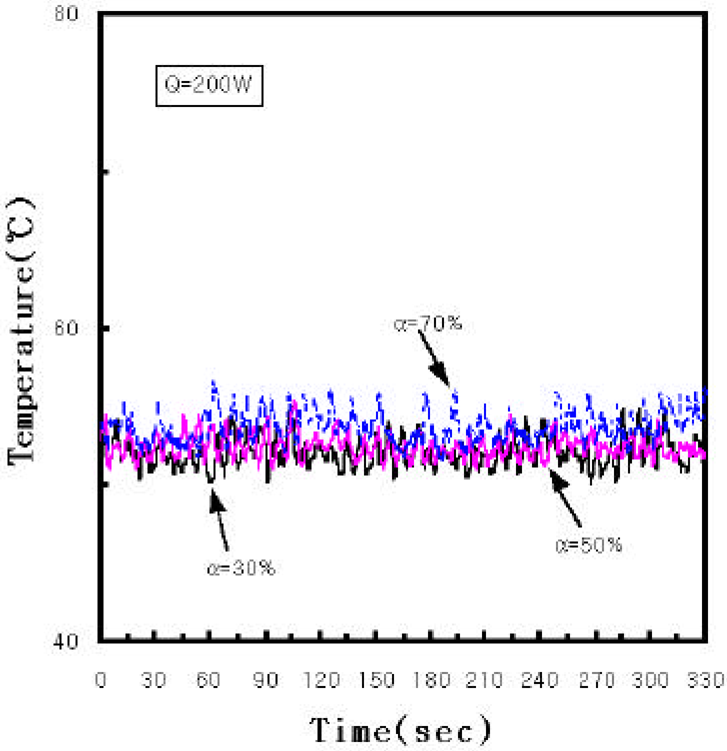


Fig. 3.8 A temperature variation of heating section

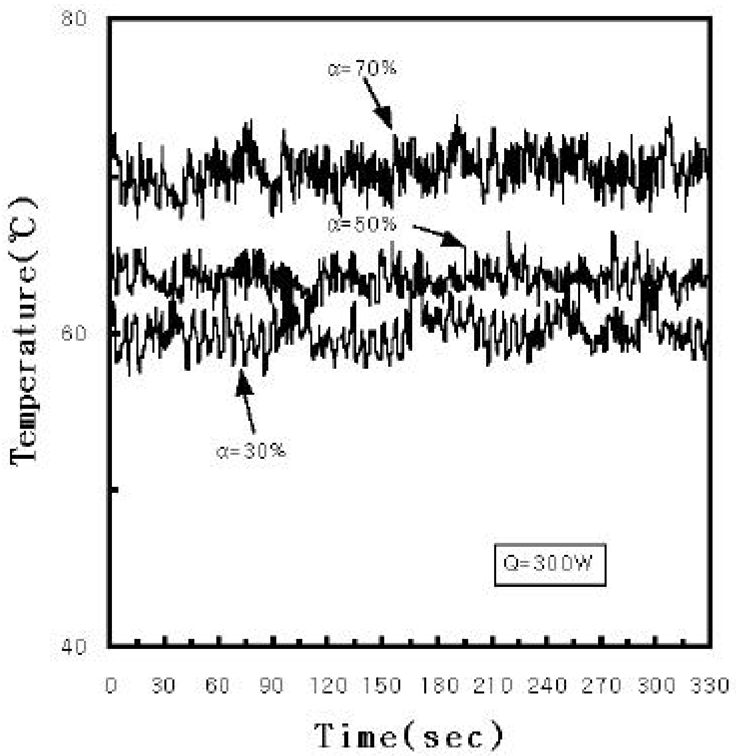


Fig. 3.9 A temperature variation of heating section

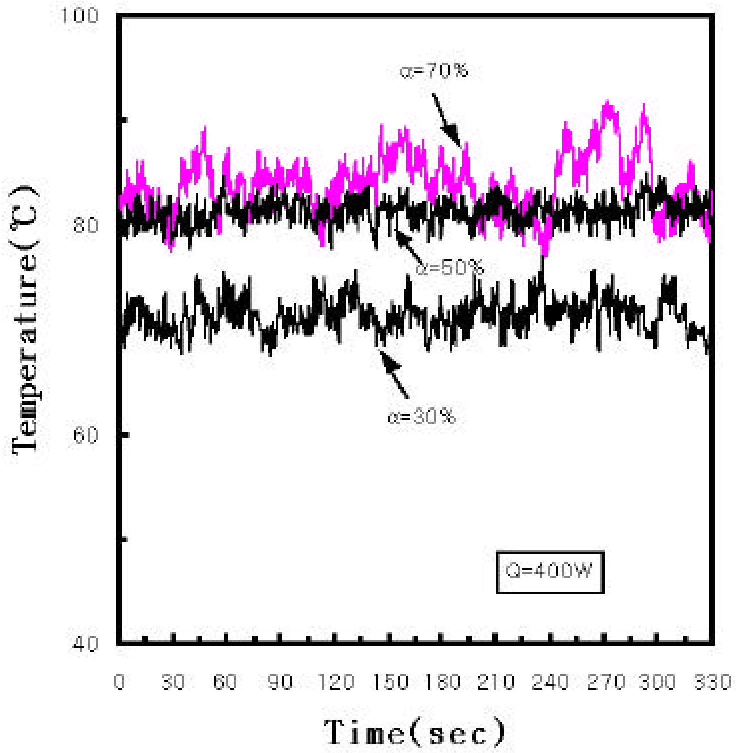


Fig. 3.10 A temperature variation of heating section

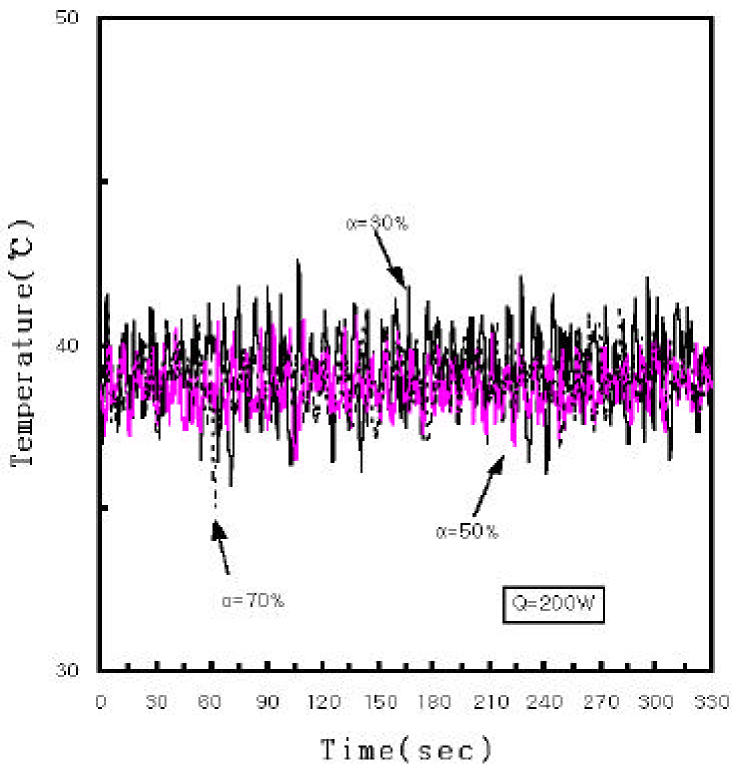


Fig. 3.11 A temperature variation of cooling section

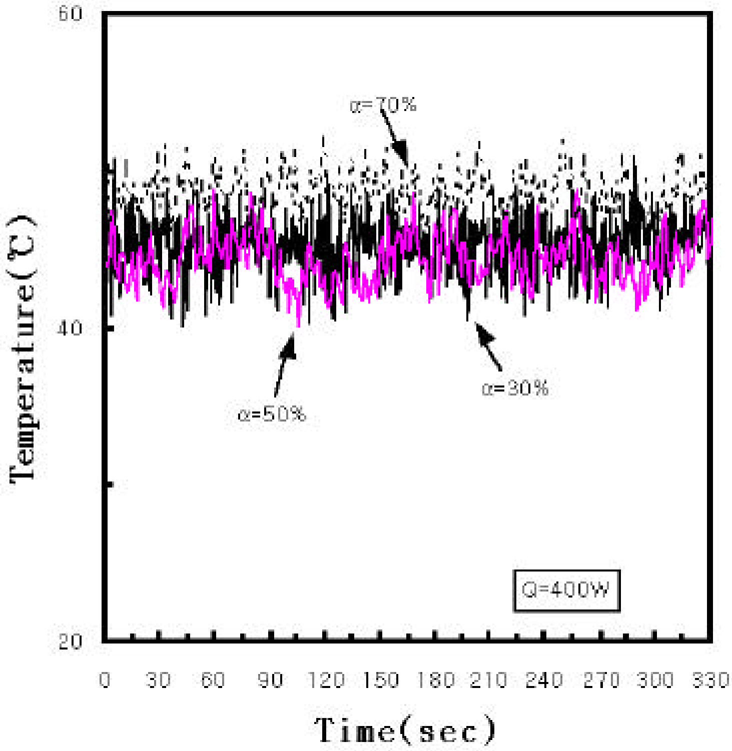


Fig. 3.12 A temperature variation of cooling section

기포의 유속이 느려 활발한 순환이 이루어지지 않기 때문이다.

Fig. 3.14 Fig. 3.16은 충전율 50, 60, 80%일 때의 결과로써, 그림에서 보는 바와 같이 가열량이 커질수록 그에 비례하여 압력도 급상승하고 있다. 이와 같은 현상은 충전율이 커질수록 관 내부의 공간이 감소하므로 기포가 발생하여 성장할 수 있는 체적이 감소하기 때문이다. 특히 α=80%, Q=400W일 때는 대기압에 가까운 압력까지 상승하고 있으며, 이러한 상태에 도달한다는 것은 히트 파이프의 기능을 상실하는 작동한계상태가 되었음을 의미한다. 이와 같은 현상은 앞에서 고찰한 히트 파이프 각 부의 온도변화와 동일한 의미를 갖는 결과로써 충전율이 일정치 이상으로 상승하면 히트 파이프의 성능에 부정적인 영향을 미침을 알 수 있다.

Fig. 3.17 Fig. 3.20은 가열량이 일정할 때 충전율에 대한 압력 변화를 나타낸 것으로써, 전체적으로 충전율과 압력변화와의 관계는 앞에서 언급한 바와 같다. Fig. 3.18과 Fig. 3.19에서 α=70%일 때 순간적으로 압력이 급격히 상승한 후 즉시 다시 저하하는 시각들이 존재하고 있는데, 이는 특정 지점에서 기포가 발생한 후 매우 빠른 속도로 성장하는 과정에서 관 내부 공간 부족으로 순간적으로 관 내부압력이 급상승하기 때문으로 생각된다.

3.1.3 온도 및 압력 평균값

Fig. 3.21 과 Fig. 3.22는 작동액의 충전율에 따른 가열부와 냉각부의

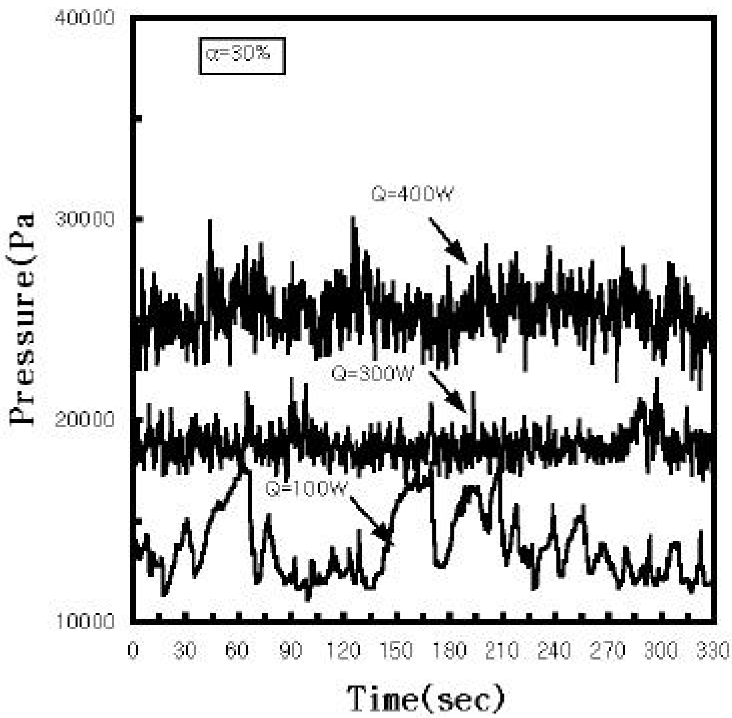


Fig. 3.13 A variation of pressure

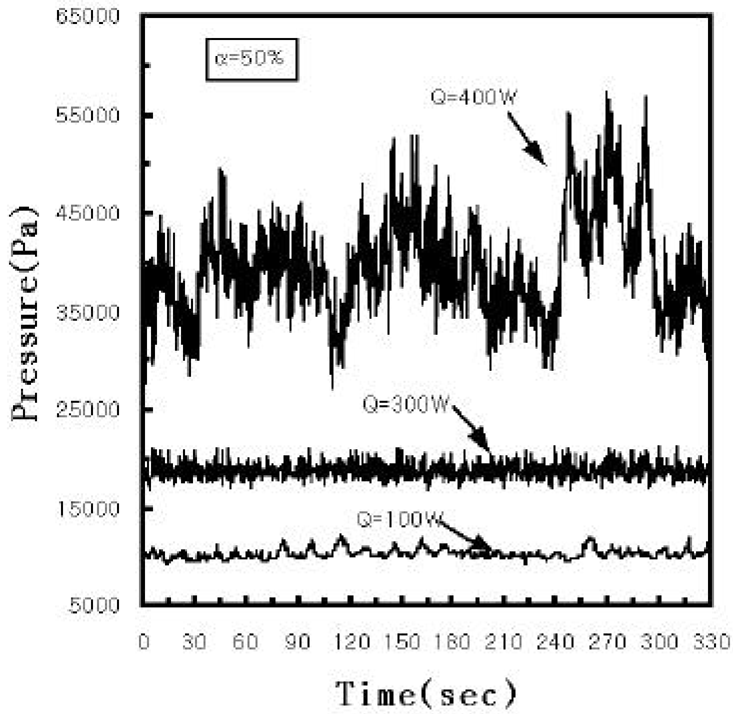


Fig. 3.14 A variation of pressure

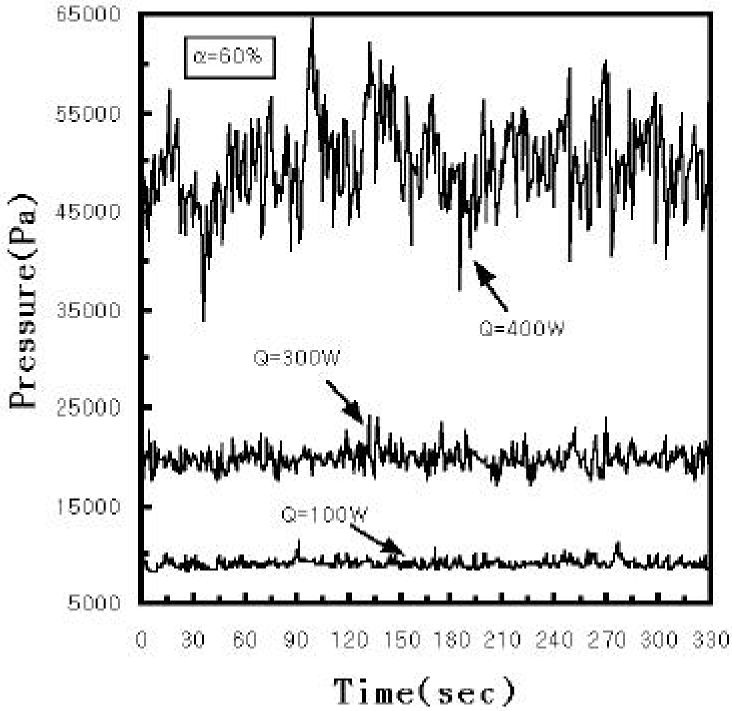


Fig. 3.15 A variation of pressure

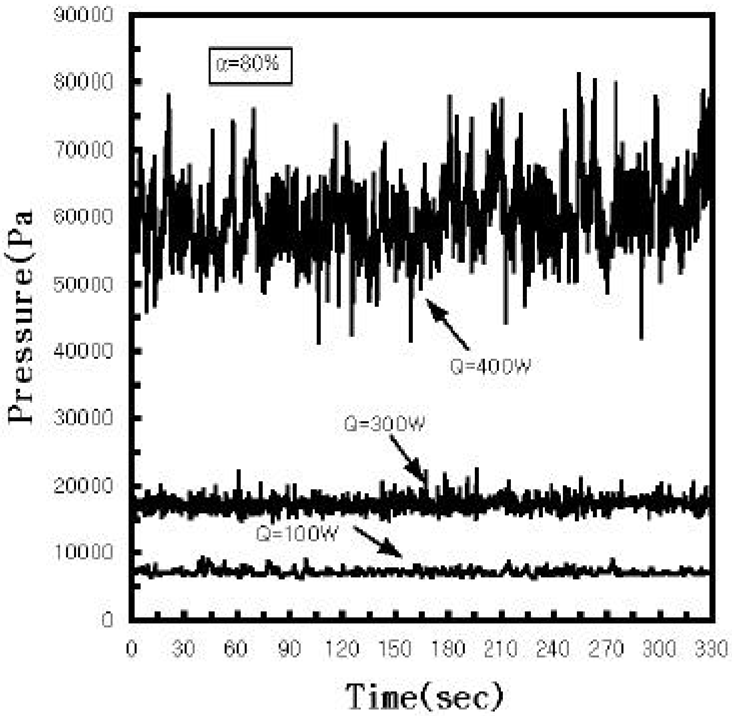


Fig. 3.16 A variation of pressure

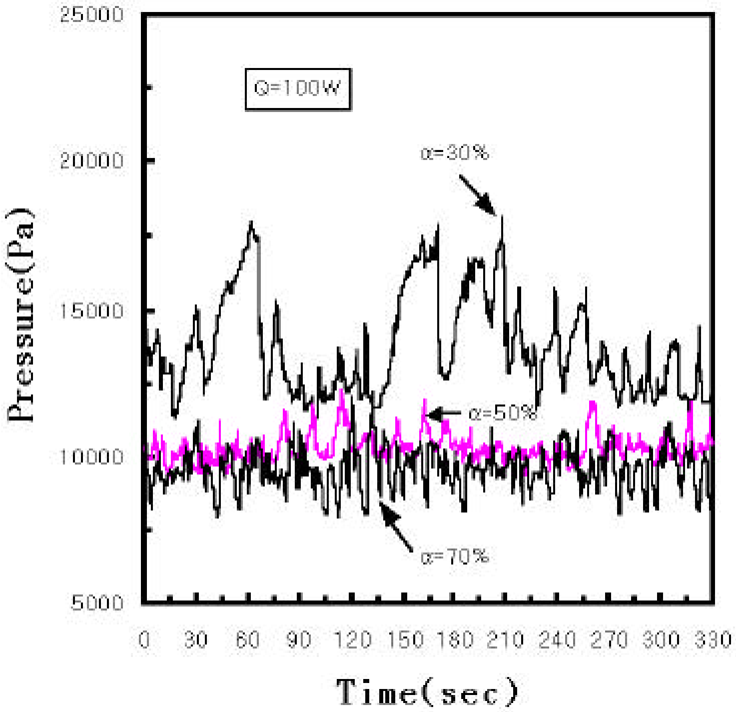


Fig. 3.17 A variation of pressure

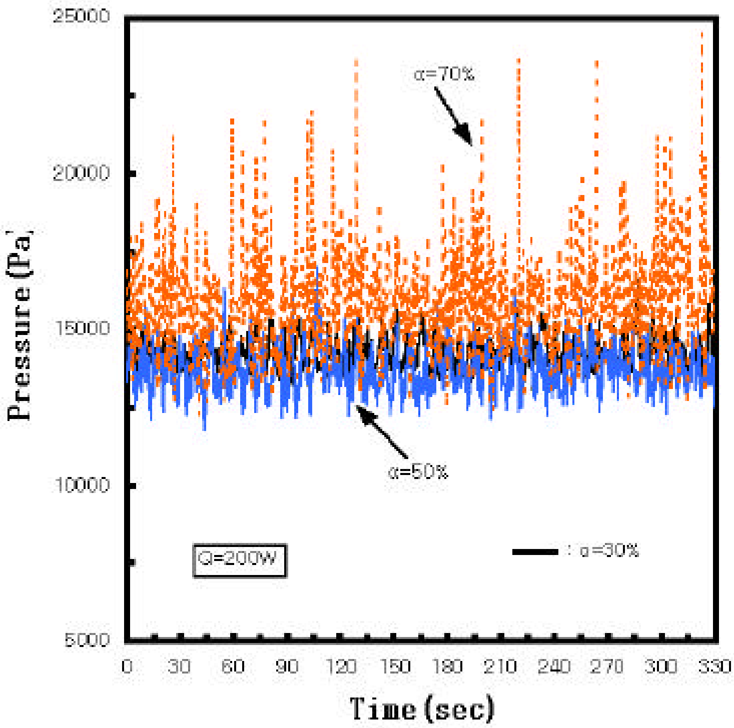


Fig. 3.18 A variation of pressure

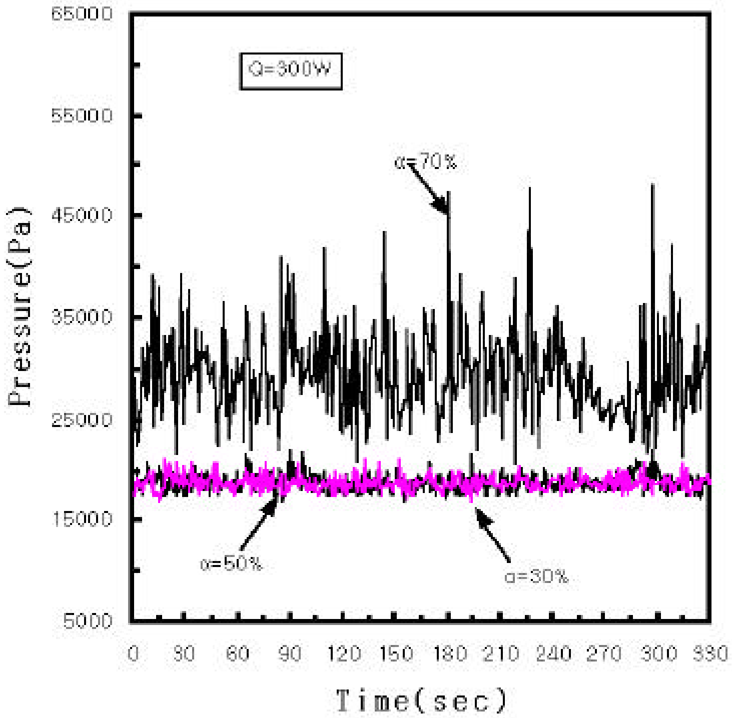


Fig. 3.19 A variation of pressure

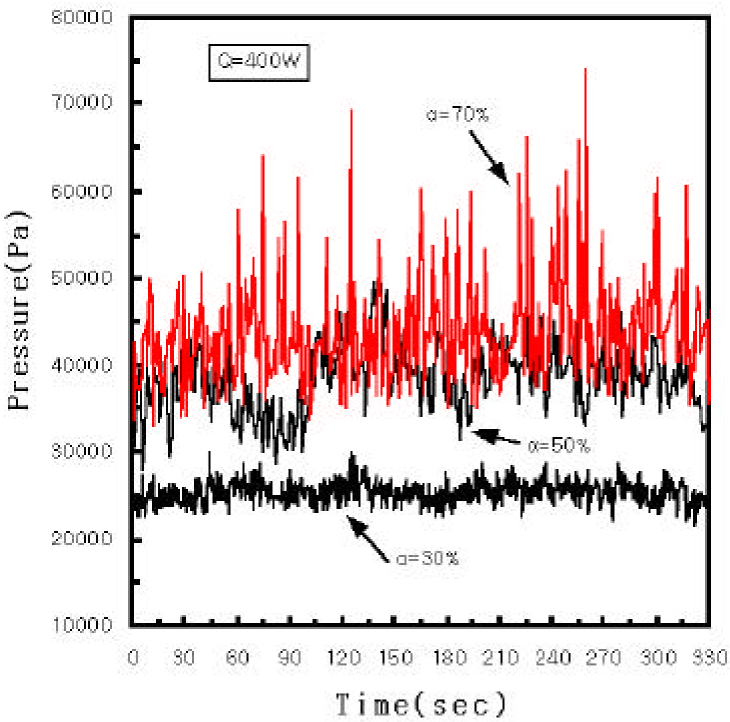


Fig. 3.20 A variation of pressure

평균 온도를 나타낸 것이다. Fig. 3.21의 냉각부 평균온도는 충전율에 따른 차이가 크지 않은 반면 Fig. 3.22의 가열부 평균온도는 가열량이 증가할수록 충전율이 큰 영역에서 큰 비율로 상승하는 경향을 나타내고 있다. 충전율에 따른 냉각부 평균온도가 큰 차이가 없는 것은 앞에서 언급한 바와 같이 열이송량에 비하여 냉각수의 열용량이 매우 크기 때문이다. 특히 Q=400W의 경우, 충전율이 증가할수록 가열부 평균온도가 냉각부 평균온도의 증가폭에 비하여 급격히 상승하는 것은 냉각부에서 충분한 냉각이 이루어지고 있음에도 불구하고 작동액의 충전량이 매우 많음으로 인하여 기포의 발생, 성장 및 이동 등에 의한 기포구동력과 작동액의 순환이 원활하지 못함으로 인하여 열이송능력이 저하하였기 때문이다.

Fig. 3.23은 충전율과 가열량에 따른 히트 파이프 내부의 평균 압력을 나타내고 있다. Q=100, 200W 경우에는 충전율에 따른 내부압력변화가 크지 않은 반면 Q=400W일 때는 충전율이 클수록 내부압력이 급격히 증가하여 히트 파이프의 진공도가 매우 저하하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 3.22에 나타난 경향과 동일한 결과로 루프형 세관 히트 파이프가 일정치 이상의 충전율에서는 열이송능력이 저하하며, 이와 같은 현상에 의하여 히트 파이프 내부의 진공도가 급격히 떨어지고 가열부의 온도가 급상승하여 오히려 성능이 저하한다는 것을 의미한다.

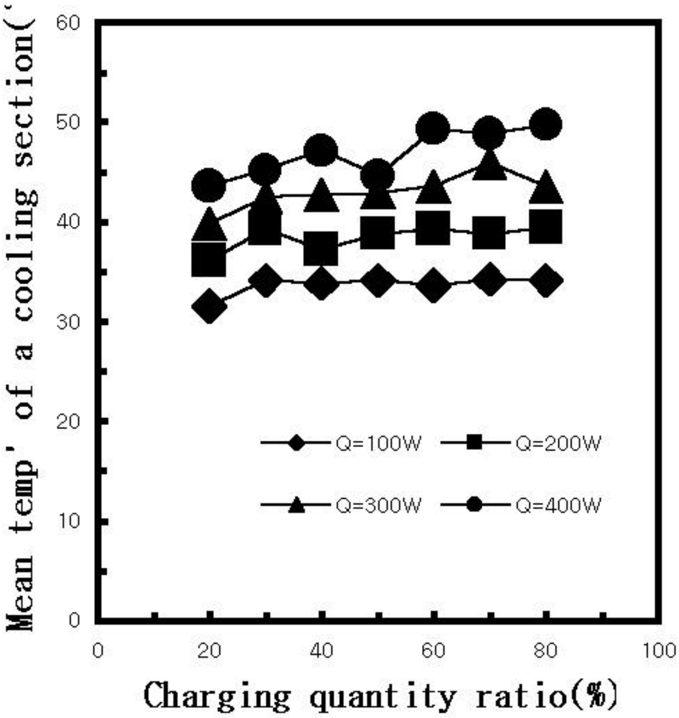


Fig. 3.21 Mean temperature of a cooling section

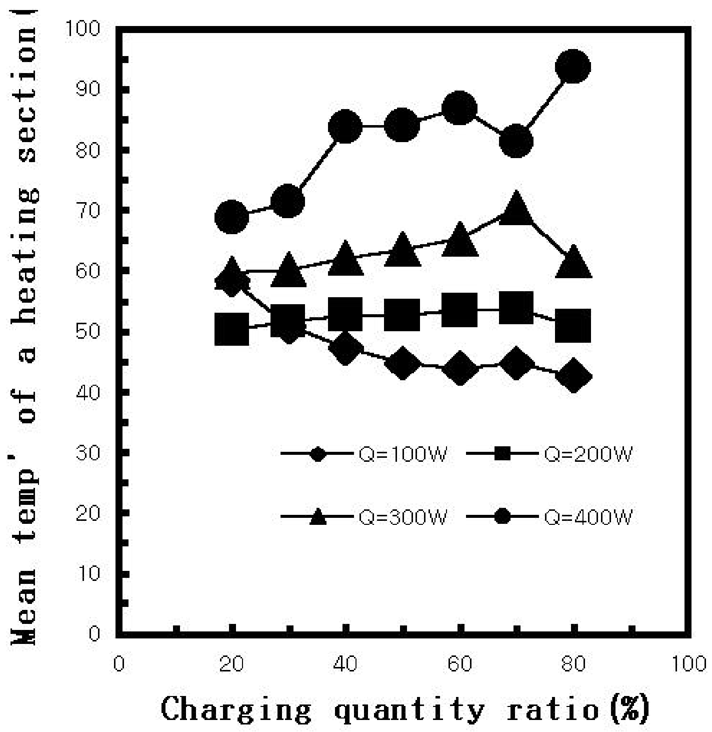


Fig. 3.22 Mean temperature of a heating section

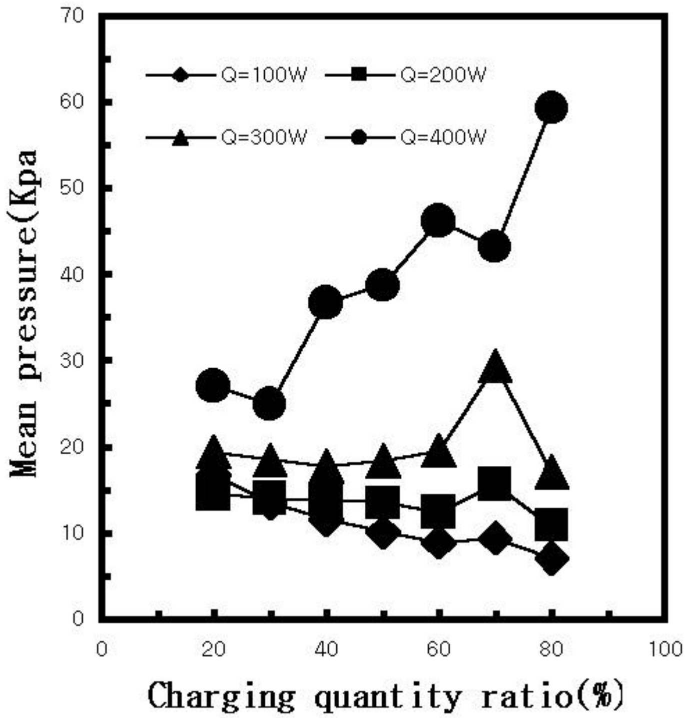


Fig. 3.23 Mean pressure in heat pipe

3.1.4 표준편차

Fig. 3.24 Fig. 3.26은 온도와 압력 변동의 표준편차를 나타낸 그림이다. 표준 편차는 진폭의 평균과 같은 것이므로 변동의 격함을 알 수 있으며, 본 계산에서는 각 부의 온도 및 압력측정값을 이용하여 표준편차를 구하였다.

Fig. 3.24와 Fig. 3.25는 가열부와 냉각부 온도의 표준편차를 나타낸 결과이다. 가열량에 대해서는 증가하지만, 충전율에는 그다지 강한 의존성이 나타나지 않음을 알 수 있다. 낮은 충전율에서 Q=100W일 때 다소 큰 값을 가지고 있는데 이것은 Fig. 3.1과 Fig. 3.7에서 설명한 바와 같이 Q=100W는 본 히트 파이프를 원활히 작동시키기에는 다소 부족한 가열량으로서 관내의 작동액 및 기포의 유동이 활발히 이루어지지 못하여 불규칙한 온도 변화가 일어나기 때문이다.

Fig. 3.26은 관 내부압력의 표준편차를 나타낸 그림이다. 가열량이 클수록 표준편차가 증가하며, 특히 충전율이 클수록 큰 가열량 영역에서 급격히 증가함을 알 수 있다.

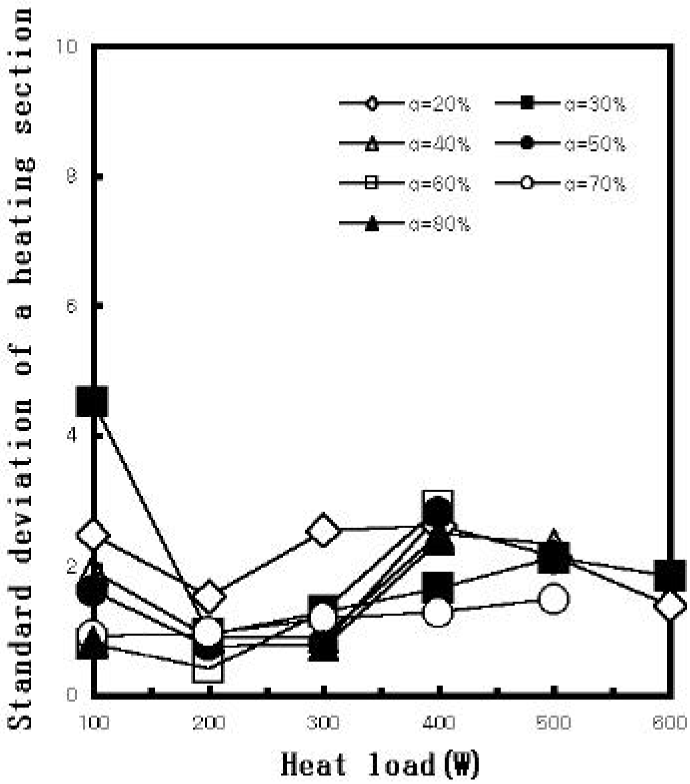


Fig. 3.24 Standard deviation of a heating section

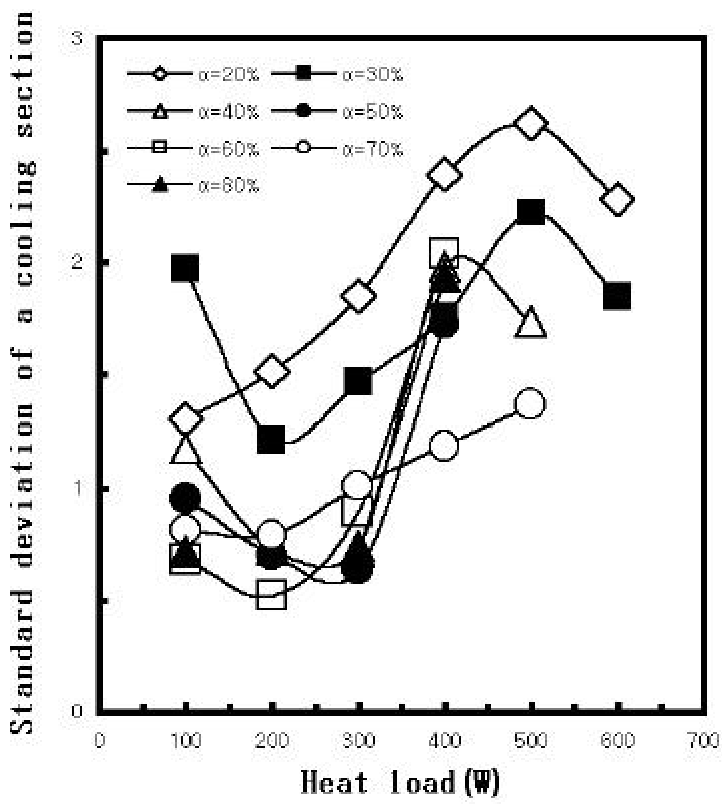


Fig. 3.25 Standard deviation of a cooling section

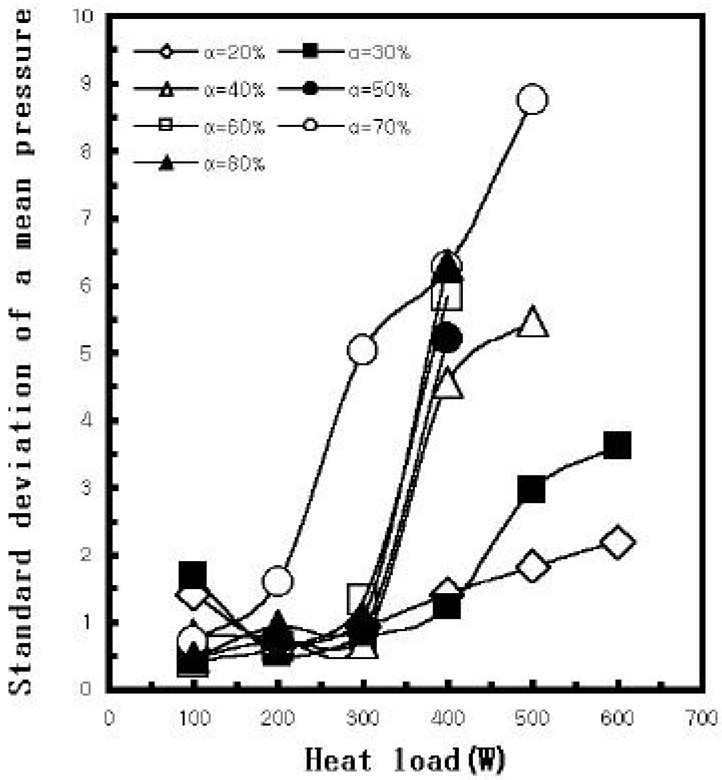


Fig. 3.26 Standard deviation of a mean pressure

3.2 루프형 세관 히트 파이프의 열전달특성

3.2.1 열저항

Fig. 3.27은 가열량 Q에 따른 열저항을 나타낸 것으로서, 다음식을 이용하였다.

$$R = \frac{T_h - T_c}{Q} \quad (3.1)$$

R:열저항, Th:가열부 평균온도, Tc냉각부 평균온도, Q:가열량

가열량이 증가함에 따라 열저항은 감소하다가 다시 약간 증가하는 경향을 나타내고 있다. 모든 충전율에 대해서 200W에서 최소 열저항값을 나타내며 충전율에 관계없이 열저항 값은 0.06K/W로 상당히 낮은 값을 가짐을 알 수 있다.

3.2.2 유효 열전도 계수

Fig. 3.28은 가열량 Q에 대한 유효열전도계수 k_{eff} 의 변화를 나타낸 것이다. 본 그림의 유효열전도계수는 다음 식에 의하여 계산하였다.

$$Q = NAq = NAk_{eff}\frac{(T_H - T_C)}{L} \quad (3.2)$$

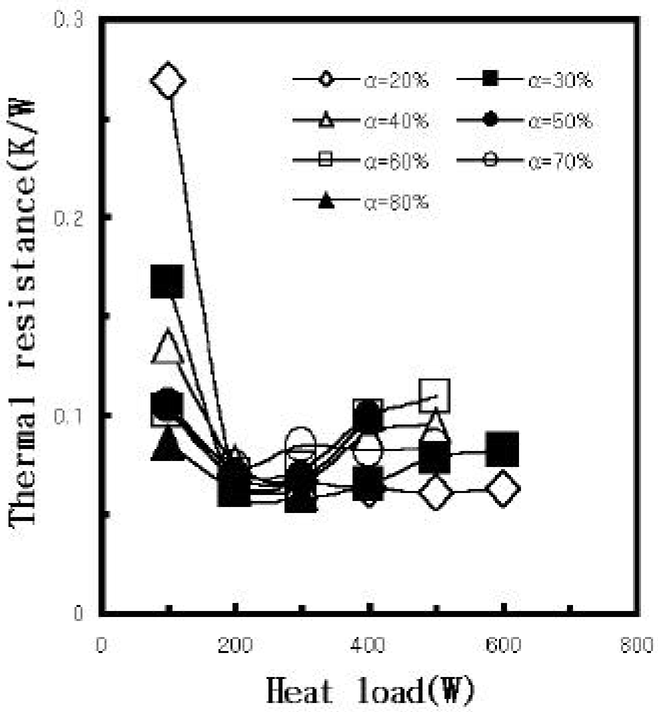


Fig. 3.27 Thermal resistance on heat loads

Q: 가열량, q: 열유속, TH: 가열부 평균온도, TC: 냉각부 평균온도, L: TH와 TC의 측정점 사이의 거리, N: 히트 파이프 턴수, A: 히트 파이프 내부 유로 단면적

Fig. 3.28에서 작동액의 충전율에 따른 현저한 변화는 나타나고 있지 않으나 전체적으로 α=50% 이하인 경우의 유효열전도계수 *keff* 가 큰 값을 갖고 있음을 알 수 있다. 반면, 동일한 조건하에서 α=60% 이상에서는 오히려 유효열전도계수의 크기가 매우 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 Fig. 3.21 Fig. 3.23에 나타난 바와 같이, α=60% 이상일 때 가열량 *Q*가 400W를 초과하는 시점에서 가열부와 냉각부 사이의 온도차가 커지며 히트 파이프 내부의 진공도가 급격히 저하하는 작동한계의 초기현상이 나타나고 있다. 이것은 본 히트 파이프의 작동액, 충전율이 일정치 이상이 되면 관 내부의 공간부족과 적은 가열량에도 급격히 증가하는 내부 압력 등으로 인하여 히트 파이프 내부를 순환하는 작동액과 기포군의 유동속도가 느려져서 열전달성능이 급격히 저하함을 의미한다. 그러나 이 정도의 충전율도 전형적인 히트 파이프나 써모사이펀의 충전율보다는 매우 큰 값이며, 그림에 나타난 유효열전도계수는 여러 고체금속 중에서 열전도계수가 가장 큰 은이나 구리보다 수 천 배의 크기이므로 본 히트 파이프의 열전달특성이 매우 우수함을 알 수 있다.

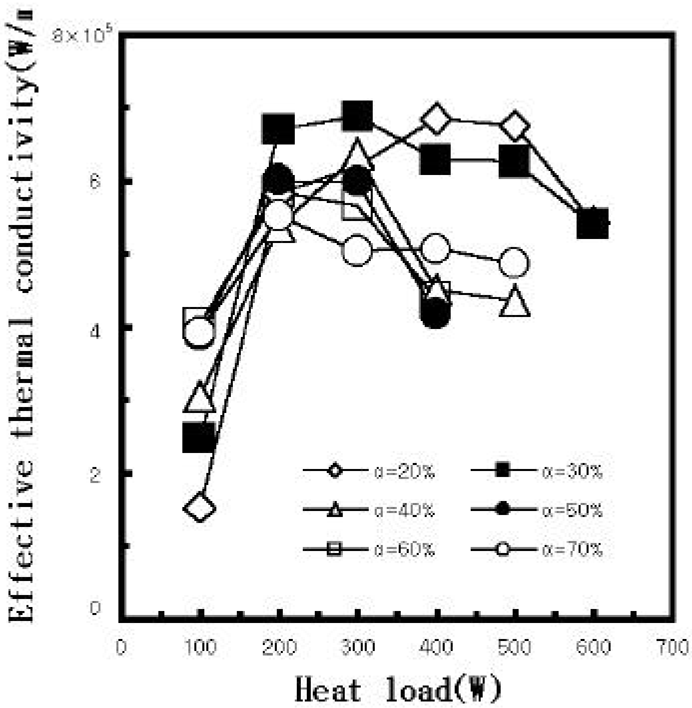


Fig. 3.28 Effective thermal conductivity of heat pipe

3.2.3 비등 열전달 계수

Fig. 3.29는 열유속 q에 대한 평균 비등열전달계수 h_B 를 나타낸 결과이다. 일반적으로 히트 파이프가 정상적으로 작동할 경우에는 열전달이 매우 활발하게 이루어지므로 증발부와 응축부의 온도를 각각 거의 등온으로 취급할 수 있다. 또한 본 연구에서 사용한 동파이프는 열전도계수가 매우 클 뿐만 아니라 관의 두께가 6×10^{-3}m로 매우 얇은 관이므로 관의 내면과 외면의 온도는 거의 동일하다고 간주할 수 있다. 실제로 열전도 역문제 수치해법을 이용하여 관 표면의 측정온도로부터 관 내면의 온도를 계산한 결과 관 내·외면의 온도차이는 0.5℃ 미만이었다. 또한 이와 같은 계산결과로 미루어 볼 때 관 내부의 증기포 및 유동액체의 온도는 단열부 표면의 측정온도와 거의 동일할 것으로 예측할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 가열부와 냉각부 및 단열부의 관 표면에서 측정한 온도의 평균값인 T_H, T_E를 이용하여 다음 식으로부터 h_B 를 구하였다.

$$h_B = \frac{Q}{A_B(T_H - T_E)} \tag{3.3}$$

Q: 가열량, T_H: 가열부 평균온도, T_E: 단열부 평균온도, A_B :가열부의 열전달 면적

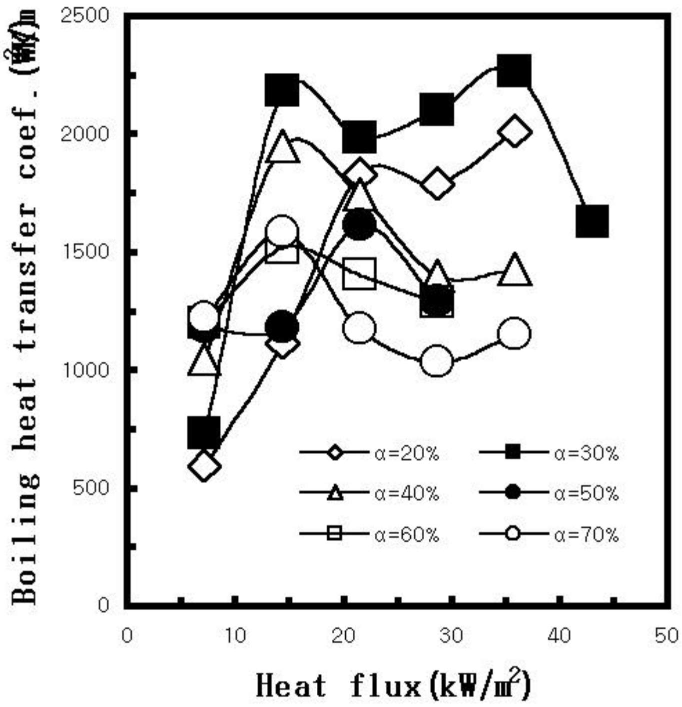


Fig. 3.29 Boiling heat transfer coefficients of heat pipe

상기 식에서 AB는 가열부의 길이, 턴수, 굴곡부의 곡률반경 등을 고려하여 각각의 면적을 계산하였다.

Fig. 3.30은 작동액의 충전율에 대한 비등열전달계수를 나타내는 그림으로써, 열유속이 아주 작은 경우를 제외하고 대부분의 열유속영역에서 충전율 20 40%일 때 가장 비등열전달계수가 크게 나타난다. 이것은 Fig. 3.28의 경향과 동일하며, 일반적으로 루프형 세관 히트 파이프의 경우 작동액의 충전율은 30% 정도를 유지하는 것이 가장 바람직하다는 것을 알 수 있다. 일반적으로 충전율이 낮게 되면 관 내부에서의 유동속도는 증가하는 반면 열을 수송하는 액체의 절대량이 부족하게 되므로 이러한 두 가지 요소를 고려할 때 충전율이 약 50% 정도에서 가장 우수한 열전달성능을 나타낼 것으로 예측할 수 있다. 그러나 본 그림에 나타난 바와 같이 충전율이 비교적 적은 경우에 비등열전달계수가 큰 값을 갖는 것은 충전율이 적을수록 루프형 세관 히트 파이프 내부에서 상변화가 활발히 이루어질 뿐만 아니라 유동이 빨라져서 충전율이 큰 경우보다 잠열수송이 큰 비중을 차지하기 때문이다.

3.2.4 응축 열전달 계수

Fig. 3.31은 열유속 q에 대한 평균응축열전달계수 hC 를 나타내는 그림이다. 본 그림의 응축열전달계수는 다음 식과 같다.

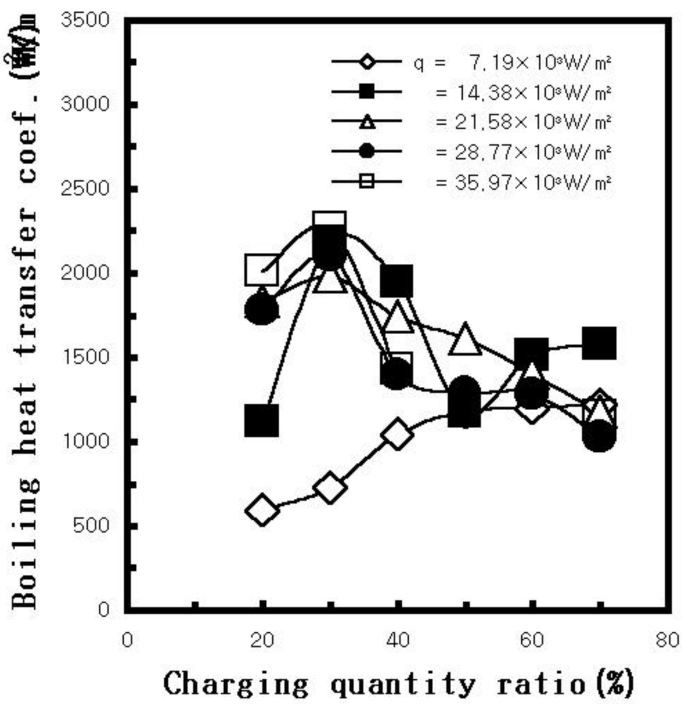


Fig. 3.30 Effect of charge quantity ratio on boiling heat transfer coefficients

$$h_C = \frac{Q}{A_C(T_E - T_C)} \tag{3.4}$$

Tc: 냉각부 온도 평균값, Ac: 냉각부 면적, TE: 단열부 온도

Fig. 3.31에서 알 수 있는바와 같이 일정량 이상의 열유속 범위에서는 작동액의 충전율 60%와 70%의 경우가 비교적 응축열전달계수가 다소 크게 나타나고 있으나 전 영역에서 충전율의 영향이 뚜렷한 경향으로 나타나고 있지 않다. 이는 유효열전도계수와 비등열전달계수의 경향과는 다소 차이가 있는 현상으로써, 비등열전달계수가 응축열전달계수 보다 유효열전도계수에 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

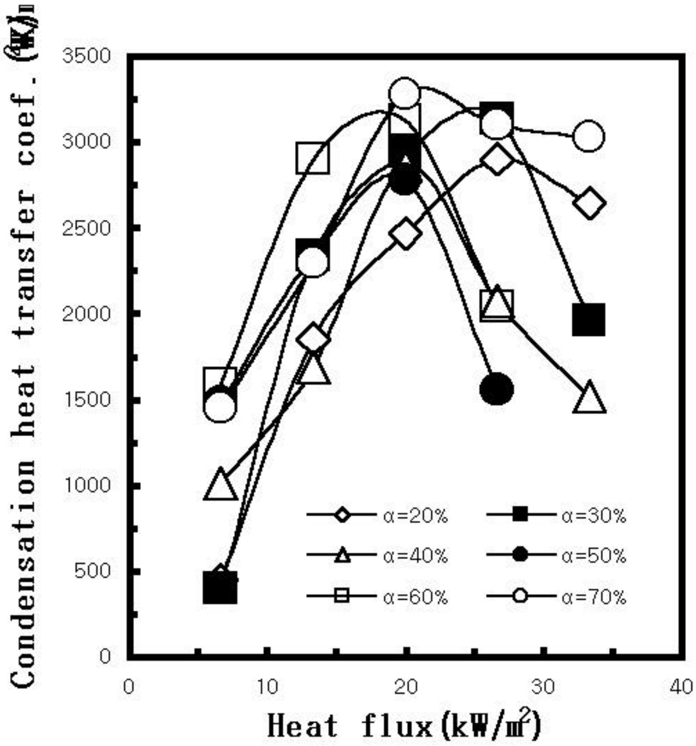


Fig. 3.31 Condensation heat transfer coefficients of heat pipe

3.3 실험 결과의 통계적 해석

루프형 세관 히트 파이프 내부에서 매우 불규칙하게 변화하는 온도 및 압력측정치를 이용한 통계적 해석을 통하여 관 내부유동특성을 파악하였다.

Fig. 3.32는 α=70%, Q=100W일 때의 온도 및 압력 변화를 FFT에 의한 파워 스펙트럼(Power spectrum)을 나타낸 결과이다. 파워 스펙트럼은 카오스를 판단하는 가장 간단한 방법으로, 관내의 흐름이 카오스일 경우 그림에서 보는 바와 같이 1/ f의 넓은 띠 모양의 연속스펙트럼을 가진다.(20),(21) 이로서 관내의 유동이 기포군과 작동액에 의한 아주 혼잡한 형태의 카오스 거동을 하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3.33과 Fig. 3.34는 α=70%일 경우 Q=100, 400W일 때 고온부의 시계열자료를 시간지연(Lag time, τ)을 이용하여 2차원상공간도를 나타낸 것이다. Fig. 3.33에서는 소라 형태와 같은 끌개의 형상을 하며 전반적으로 동일한 모양의 원이 반복되는 깨끗한 끌개 형상을 나타내고 있는데, 이것은 관내의 유동이 활발하지 못하고 온도 변화가 큰 폭의 차이 없이 변화하고 있다는 것을 의미한다. Fig. 3.34는 Fig. 3.33과 달리 80 84℃ 부근에서 아주 불규칙하고 랜덤하며 카오스 특유의 기이한 형상(Strange attractor)을 하고 있는데, 이것은 루프형 세관 히트 파이프 내부의 유동은 가열량이 클수록 더 복잡한 형태의 유동 형상이 이

루어지고 있음을 의미한다.

Fig. 3.35는 가열량에 따른 발산 지수(Lyapunov exponent)를 나타낸 결과이다. 발산 지수(Lyapunov exponent)란 초기에는 작은 값으로 떨어져 있는 궤도가 시간이 흐름에 따라 급속하게 멀어지는데 단위시간당 멀어지는 정도를 지수함수로 표현했을 때의 지수값이다.(22)

계의 운동이 확실히 카오스인 것을 증명하기 위해서는 발산 지수(Lyapunov exponent)가 양의 값이어야 한다. 그림에서 보는 바와 같이 가열량에 대해 모두 0이상의 양의 값을 가짐을 알 수 있는데, 이것으로 루프형 세관 히트 파이프 내부의 운동이 주기적이 아닌 카오스적임을 확실히 단정지을 수 있다.

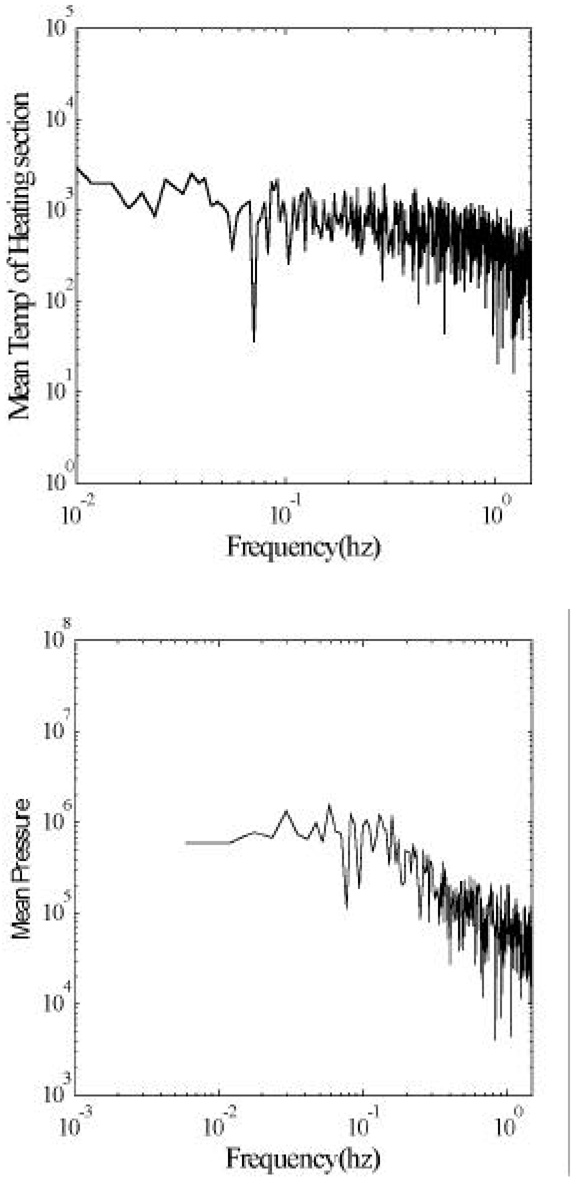


Fig. 3.32 FFT Spectrum (α =70%, Q=100W)

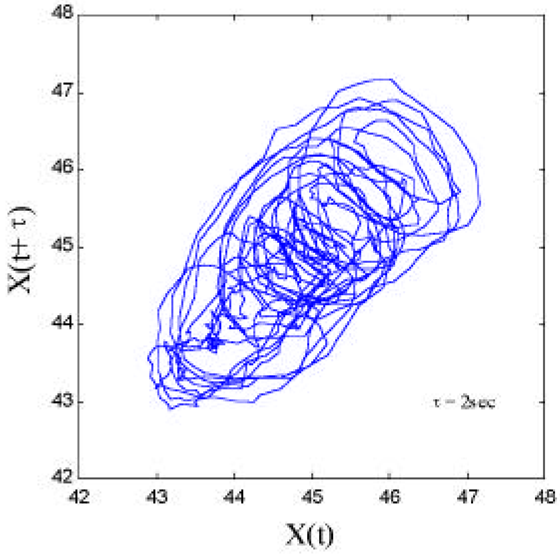


Fig. 3.33 Strange attractor(α =70%, Q=100W)

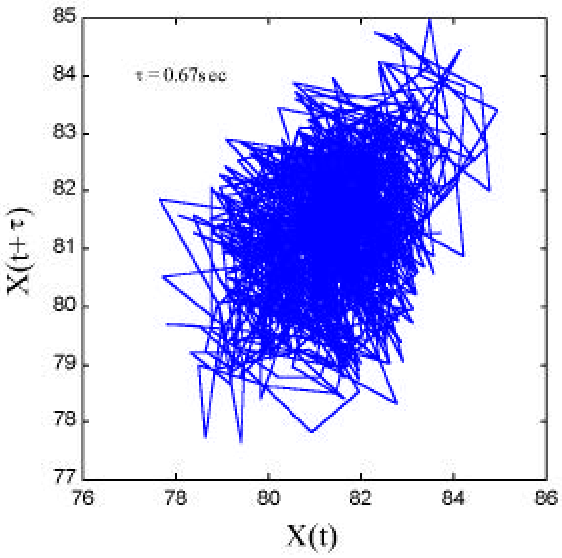


Fig. 3.34 Strange attractor(α =70%, Q=400W)

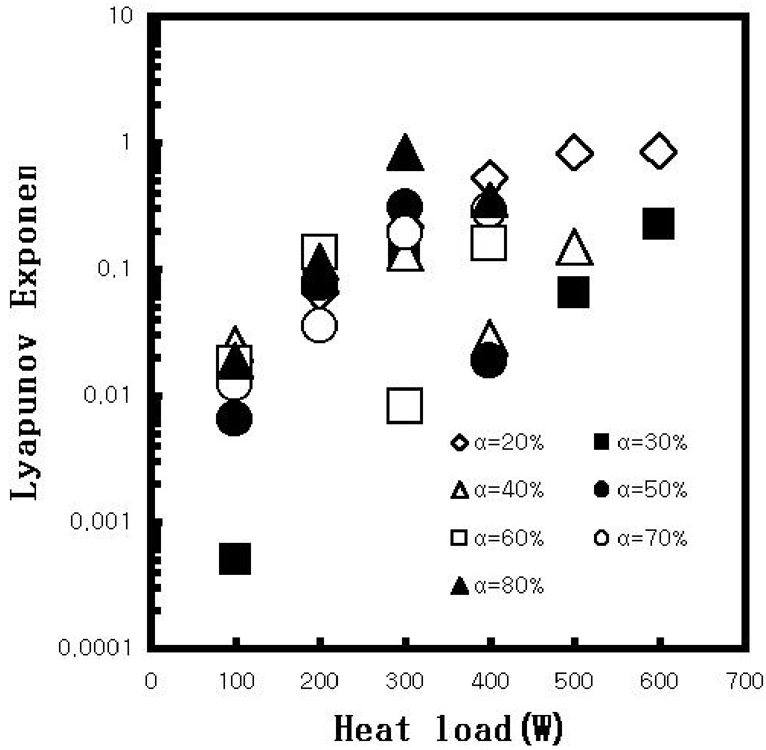


Fig. 3.35 Lyapunov exponent

제 4 장 결론

작동액의 충전율과 히트 파이프에 대한 가열량이 루프형 세관 히트 파이프의 열전달 특성에 미치는 영향에 대한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 루프형 세관 히트파이프의 유효열전도계수는 5×107 7×105 W/mK 범위를 나타내고 있으며, 이는 열전도계수가 가장 우수한 금속중의 하나인 동(銅)의 열전도계수보다 1000 2000배 큰 값이다.

(2) 루프형 세관 히트 파이프의 비등열전달계수는 충전율 30%에서 제일 큰 값을 나타내고 있으며, 이 때의 비등열전달계수의 크기는 약 2000 2300W/m2K정도이다.

(3) 충전율이 60%이상으로 큰 경우에는 관 내부 공간 부족으로 인한 기포의 구동력과 유동성능 저하로 인하여 비교적 작은 열유속에서도 작동불능 상태가 된다.

(4) 작동액의 충전율이 30%일 때 가장 우수한 열전달성능을 나타내고 있으며, 이러한 경향은 본 히트파이프의 열이송능력에 액체이동에 의한 현열이송보다 기포구동에 의한 잠열이송이 더 큰 영향을 미침

을 의미한다.

(5) 통계적 해석을 통하여, 루프형 세관 히트 파이프의 내부는 주기적 유동이 아닌 카오스적 유동을 하며, 가열량이 증가할수록 더 복잡한 카오스 유동이 일어난다.

.

참고문헌

(1) Won Tae Kim, Kyu Sub Song and Young Lee, “Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (I)”, KSME International Journal, Vol.12, No.5, pp.928 941, 1998

(2) Won Tae Kim, Kyu Sub Song and Young Lee, “Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (II)”, KSME International Journal, Vol.12, No.5, pp.942 955, 1998

(3) G. P. Peterson, “An Introduction to Heat Pipe”, John Wiley & Sons, Inc., 1994

(4) Amir Faghri, “Heat Pipe Science and Technology”, Taylor & Francis, 1995

(5) 細田捻, 西尾茂文, 白　了, “蛇行閉ル—プ式熱輸送デバイスに關する研究”, Transaction of the JSME(B), Vo. 64, No. 622, pp.1845 1851, 1997

(6) 赤地久輝, “ル—プ型細管ヒ—トパイプ”、일본 공개특허공보(A), 昭63-318493, 1998

(7) G. R. Chandratilleke, Y. Ohtani, H. Hatakeyama, and H. Nakagome, “Development of Looped Heat Pipes for Cryogenic Application”, 일본기계학회 제73기통상총회강연회 강연논문집(VI) pp.140 143, 1996

(8) 宮崎芳郎, 赤地久輝, 有川政之, “自勵振動ヒ一トパイプの研究”, 第35回 日本傳熱シンポジウン 講演論文集, pp.531 532, 1998

(9) 細田稔, 西尾茂文, 白 了, “氣泡驅動型熱輸送管(流動樣式とモデル)”, 第34回 日本傳熱シンポジウン 講演論文集, pp.267 268, 1997

(10) 前澤三郎, 和泉智水, 中島亮輔, 魏啓陽, “振動型ヒ一トパイプのカオス 特性”, 第34回 日本傳熱シンポジウン 講演論文集, pp.519 520, 1997

(11) Akihiro Miyasaka, “Heat Transfer charactristic of Visible looped Pipes”, 5th International Heat pipe Symposium, 17-20, 1996

(12) 윤석훈, 최재혁, “루프형 세관 히트 파이프의 열전달 특성에 관한 연구”, 대한기계학회 춘계 학술대회 논문집, pp. 600 605, 1999

(13) 윤석훈, 최재혁, “루프형 세관 히트 파이프의 열전달 특성에 관한 연구”, 대한기계학회 투고 중

(14) 장기창, 이기우, 이계중, 라호상, “탄소강관-물 히트 파이프의 열전달 특성에 관한 실험적 연구”, Energy R&D Vol.17, No. 1&2, pp. 91 97, 1995

(15) 부준홍, “히트파이프의 기본원리와 설계 체계”, '98년도 열공학부문 학술강연집 pp. 3 18, 1998

(16) 부준홍, “히이트 파이프의 원리와 이용”, 대한기계학회지 추계집호, pp. 206 213, 1990

(17) Hisateru Akachi, "Structure of a Heat Pipe", United states Patent, Patent no. 4921041, 1990

(18) 小泉尙夫, "冷却裝置および溫度制御裝置", 일본공개특허공보(A), 평4- 20788, 1992

(19) 魏 啓陽, 和泉智水, "ループ型振動ヒートパイプの 傳熱特性" 第35回 日本傳熱シンポジウン 講演論文集, pp.519 520, 1998

(20) 스티븐 켈러트, "카오스란 무엇인가" 범양사, pp. 46 52, 1994

(21) Masahiro Shoji, "BOILING CHAOS AND MODELING", Proceeding of 11th IHTC, Vol. 1, pp. 3 20, 1998

(22) 제임스 글리크, "카오스 현대과학의 혁명" 동문사, pp. 299 331, 1994

맺음말

본 연구 논문이 완성되기까지 배움의 길을 열어 주시고 세심한 관심과 따뜻한 사랑으로 보살펴주신 윤석훈 교수님께 진심으로 감사를 드립니다. 아울러 바쁘신 중에도 논문의 심사를 위해 많은 조언과 자상한 가르침을 주신 남청도 교수님, 오철 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

또한 실험 장치의 제작에 많은 도움을 주신 강재경님, 강병윤님, 박대근님, 박인녕님, 이용섭님, 장유철님께 깊은 감사를 드리며, 전열제어 실험실의 선후배님 및 저의 논문이 있기까지 조언을 아끼지 않은 여러 선후배님께도 감사를 드립니다.

무엇보다도 오늘이 있기까지 헌신적인 사랑과 정성으로 뒷바라지해 주신 아버님, 어머님과 언제나 저의 곁에서 격려를 아끼지 않은 누나, 형님께 이 작은 정성을 드립니다 .

비록 2년이라는 짧은 대학원 생활이었지만 저에게 많은 생각을 할 수 있었던 시간이었습니다. 격려해주시고 아껴주신 모든 분들의 기대에 어긋나지 않도록 최선을 다하여 노력하겠습니다.