

루프형 세관 히트 파이프의 열전달특성에 관한 연구

윤 석 훈* · 최 재 혁**
(1999년 2월 25일 접수)

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

Suck Hun Yoon and Jae Hyuck Choi

Key Words: Heat Transfer Characteristics(열전달특성), Loop Type Capillary Heat Pipe(루프형 세관 히트 파이프), Fill Charge Ratio(충전율), Working Fluid(작동액), Effective Thermal Conductivity(유효열전도계수)

Abstract

In this paper, heat transfer characteristics of a loop type capillary heat pipe were experimentally investigated for the effect of several fill charge ratios of working fluid and heat loads. This type of heat pipe consists of a heating section, a cooling section and an adiabatic section. 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 70mm. Experiments were performed to measure the temperature distributions and the pressure variation of the heat pipe. 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 was found that heat transfer characteristics of this type heat pipe were very excellent. As shown by this experimental study, this type of heat pipe operates by oscillatory flow caused by pressure and temperature oscillations.

기호설명

A : 히트 파이프 내부 유로 단면적 [m^2]
 A_B : 가열부 열전달면적 [m^2]
 A_C : 냉각부 열전달면적 [m^2]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 h_B : 평균 비등열전달계수 [W/m^2K]
 h_C : 평균 응축열전달계수 [W/m^2K]
 k_{eff} : 유효 열전도계수 [W/mK]
 L : 히트 파이프 길이 [m]
 N : 히트 파이프 열 수
 P : 압력 [Pa]

Q : 가열량 [W]
 q : 열유속 [W/m^2]
 r_{MAX} : 관의 최대직경 [m]
 T_C : 냉각부 평균온도 [$^{\circ}C$]
 T_E : 단열부 평균온도 [$^{\circ}C$]
 T_H : 가열부 평균온도 [$^{\circ}C$]
 a : 작동액의 충전율 [%]
 ρ_l : 액체밀도 [kg/m^3]
 ρ_v : 증기의 밀도 [kg/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]

* 회원, 한국해양대학교 운항시스템공학부
E-mail : shyoon@hanaka.kmaritime.ac.kr
TEL : (051)404-3985 FAX : (051)410-4288
** 한국해양대학교 대학원

1. 서론

현대의 전자·음향·전기 기기는 시대의 요청에 따라서 점점 소형·고출력화하고 있으며 이러

한 기기의 소자로부터 발생하는 발열량은 계속적으로 증가하고 있는 실정이다.^(1,2) 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 저온 측이 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)⁽³⁻⁵⁾가 있으며, 이러한 히트 파이프는 짧은 역사에도 불구하고 다양한 용도로 널리 사용되고 있다. 그러나 이러한 히트 파이프는 응축액의 환류를 위하여 복잡한 형상의 위크가 필요할뿐만 아니라 불응축가스의 혼입에 의하여 성능이 크게 저하하며, 관의 직경이 매우 작은 초소형 히트 파이프의 제작이 매우 곤란한 단점을 지니고 있다.

루프형 세관 히트 파이프란 직경이 매우 작은 루프형 관의 내부에 일정량의 작동액이 충전되어 있으며, 일반적으로 가열부와 단열부 및 냉각부로 이루어져 있다. 이러한 히트 파이프는 관의 가열부에서 발생하는 증기의 기포가 급격히 팽창한 후 단열부와 냉각부를 거치는 사이 다시 축소되거나 파괴된다. 이러한 현상으로 인하여 작동유체에 압력과의 파동이 발생하여 작동액과 기포군이 관 내부를 순환하거나 축방향진동을 일으켜 열전달을 촉진⁽⁶⁻⁸⁾시키며, 이와 같은 작동특성에 의하여 본 히트 파이프를 자르진동 히트 파이프(oscillating heat pipe)라고 부르기도 한다.

본 루프형 세관 히트 파이프가 기존의 히트 파이프와 달리 위크가 없음에도 불구하고 관 내부에서 효과적으로 작동하기 위해서는 핵비동이 이루어진 이후 기포가 파괴되지 않고 계속 커져서 플러그류(Plug flow)가 되어 피스톤 형태의 기포로 성장되어야 충분한 구동력을 얻을 수 있다. 이와

같은 유동이 이루어지기 위해서, 細田 등⁽⁹⁾은 증기플러그(vapor plug)이 발생하기 위한 히트 파이프의 최대 반경을 구하는 다음 식을 유도하였다.

$$r_{MAX} = 0.92 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (1)$$

상기 식에 의하면 313K의 포화수를 기준으로 할 때 관의 최대반경이 약 $2.7 \times 10^{-3} \text{m}$ 가 된다.

본 히트 파이프는 복잡한 형상의 위크가 필요 없으므로 구조가 간단하며, 신뢰성이 우수할뿐만 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 그 가능성이 발표된 이후, 일부 연구자들에 의하여 기초연구가 진행되고 있다.

Chandratilleke 등⁽¹⁰⁾은 내경 2.4mm의 관을 이용하여 초저온환경 하에서의 사용을 목적으로 액체 질소를 작동액으로 사용한 연구를 수행하였고, 宮崎 등⁽¹¹⁾은 R134a와 R142b를 이용하여 내경 2.0mm 동파이프 내부의 압력과의 파동에 관하여 연구하였으며, 西尾 등⁽¹²⁾은 내경 2.0mm의 동파이프 및 내경 2.5mm의 유리관을, 魏 등⁽¹³⁾은 내경 2mm~1mm의 동파이프를 이용하여 유효열전도계수와 관 내부의 유동특성에 관하여 연구를 수행하였다. 이러한 기초연구를 통하여 본 히트 파이프가 비교적 우수한 성능을 갖고 있음이 확인되고 있으나 관 내부에서의 정확한 유동특성과 제반 작동조건에 대한 열전달특성 등에 관한 체계적인 연구자료는 매우 부족한 실정이다.

따라서 본 연구의 목적은 전형적인 히트 파이프의 단점을 보완할 수 있는 가능성을 갖고 있는 루프형 세관 히트 파이프를 개발하기 위한 기초 자료를 확보하는 것이다. 이를 위하여 단순한 형태의 루프형 세관 히트 파이프를 제작하였으며, 작동액의 충전율과 가열량 변화가 본 히트 파이프의 열전달특성에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험장치의 개략도이다. 본 그림에

서, ⑥은 실험장치의 본체인 루프형 세관 히트 파이프이며, ⑦은 소선의 직경이 각각 $50\mu\text{m}$ 인 C-A 열전대(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 가열량을 조절하기 위한 전압조정기이며, ⑩은 가열량을 계산하기 위한 멀티미터이다. ⑤는 히트 파이프의 냉각부에 공급되는 냉각수의 온도를 일정하게 유지시키기 위한 정밀 항온조이고, ④는 공급되는 냉각수의 유량을 측정하기 위한 유량계이며, ③은 히트 파이프 내부의 불용축가스, 즉 공기를 제거하여 고진공을 유지시키기 위한 진공펌프이다.

Fig. 2는 본 실험장치의 본체에 해당되는 루프형 세관 히트 파이프의 상세도이다. 본 히트 파이프의 작동액으로는 증류수를 사용하였고, 외경 0.0032m, 내경 0.002m의 동파이프를 이용하여 제작하였으며, 가열부 10턴(10 turns)과 냉각부 9턴 등 총 19턴이 되도록 구성하였다. 본 그림의 ①은 가열부, ②는 단열부, ③은 냉각부이며, ④는 작동액 주입용 주입구, ⑤는 히트 파이프 내부압력 측정을 위한 압력변환기이다.

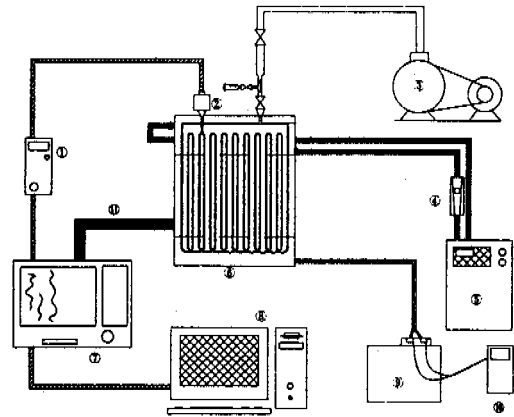
본 히트 파이프의 가열부는 동 블럭(copper block) 내부에 내장된 전기히터에 의하여 가열되도록 하였으며, 전압조정기에 의하여 가열량을 조절하였다. 또한 단열부는 히트 파이프 내부에서의 열 이송 중에 열이 외부로 손실되는 것을 방지하기 위하여 성능이 우수한 단열재로 충분히 단열하였다. 냉각부는 아크릴 판으로 제작하였으며, 정밀 항온조에서 일정한 온도로 조절된 냉각수에 의하여 냉각되도록 되어 있다.

본 히트 파이프 상부에는 불용축가스를 제거하고 작동액을 효과적으로 충전하기 위한 작동액 주입장치와 히트 파이프 내부의 진공도를 측정하기 위한 압력변환기를 설치하기 위하여 각각의 연결부를 가공하였다.

또한 가열부 0.07m, 단열부 0.2m, 냉각부 0.07m로써, 본 히트 파이프의 총 높이는 0.34m이며, 이러한 히트 파이프를 제작하기 위하여 소요된 동파이프의 총 길이는 7.11m이다.

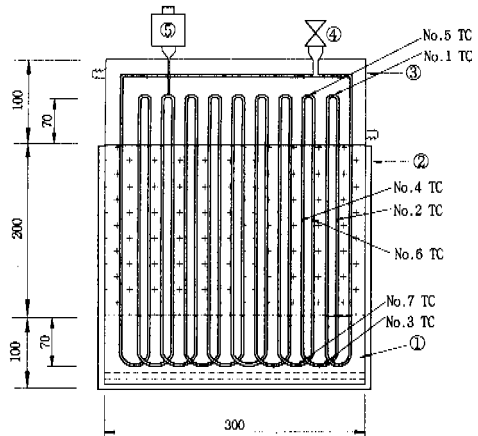
2.2 실험방법

본 실험에서는 히트파이프 내부의 전 체적을 기준으로 하는 작동액의 충전율을 20~80% 범위



- ① Signal conditioner
- ② Pressure transducer
- ③ Vacuum pump
- ④ Flow meter
- ⑤ Water bath
- ⑥ Heat pipe body
- ⑦ Pen recorder
- ⑧ Personal computer
- ⑨ Voltage regulator
- ⑩ Multimeter
- ⑪ C-A thermocouple

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



- ① Heating section
- ② Adiabatic section
- ③ Cooling section
- ④ Filling port
- ⑤ Pressure transducer

Fig. 2 A drawing of loop type capillary heat pipe

내에서 10% 간격으로 변경하였고, 가열부의 가열량은 100~600W 까지 100W 씩 증가시키면서 실험을 수행하였다. 실험중 히트 파이프의 각부 온도를 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 가열부에 2

개, 단열부에 3개, 냉각부에 2개의 C-A 열전대를 각각 설치하였다. 냉각수 입구온도는 정밀항온조에서 30℃로 조절하여 2~4L/min의 유량으로 히트 파이프의 냉각부에 공급하였으며, 실험 중 냉각수 입·출구 온도차는 최대 2℃ 정도였다.

작동액의 원활한 주입을 위하여 작동액 충전장치를 별도로 제작하여 사용하였으며, 진공펌프에 의하여 0.5Torr의 진공을 유지한 상태에서 소형 주사기에 의하여 계량된 작동액을 이 충전장치에 의하여 히트 파이프 내부로 주입하였다.

7개의 열전대와 압력변환기에 의하여 측정된 온도와 압력은 3, 9, 135Hz의 샘플링속도로 각각 1000, 1000, 4000개의 데이터를 취하여 컴퓨터에 저장되도록 하였으며, 본 연구의 모든 계산에서는 이렇게 측정된 데이터의 평균값을 이용하였다. 또한 실험의 신뢰성을 향상시키기 위하여 동일한 조건하에서 2회의 실험을 수행하여 실험 결과의 일관성을 비교·검토하였다. 그리고 충전율을 변경할 때에는 히트 파이프가 완전히 냉각된 후 작동액을 주입하였으며, 히트 파이프를 작동시켜 충분한 시간이 경과한 후 정상상태가 이루어진 상태에서 데이터를 측정하였다.

불용축가스인 공기가 히트 파이프의 내부에 존재하면 열전달특성에 큰 영향을 미치므로 작동액 충전 전에 공기의 완전 배제를 위하여 세심한 주의를 기울였으며, 작동액의 충전율에 해당하는 정확한 량의 물이 충전될 수 있도록 여러 번의 사전 실험을 반복하여 실험의 신뢰성이 확보될 수 있도록 최선을 다하였다.

본 실험에서는 충전율을 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80%로 하였으며, 히트 파이프 내부의 총 체적이 $2.234 \times 10^{-5} m^3$ 이므로 이를 기준으로 하여 충전할 작동액의 체적을 구하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 충전율과 가열량에 따른 각부 온도분포 및 압력변화

Fig. 3은 충전율이 30%이며 가열량이 400W 인 경우의 가열부 및 냉각부의 실제온도변화를 나타낸 그림이다.

본 그림에서 알 수 있는 바와 같이 루프형 세관 히트 파이프 내부에서는 매우 불규칙한 파형

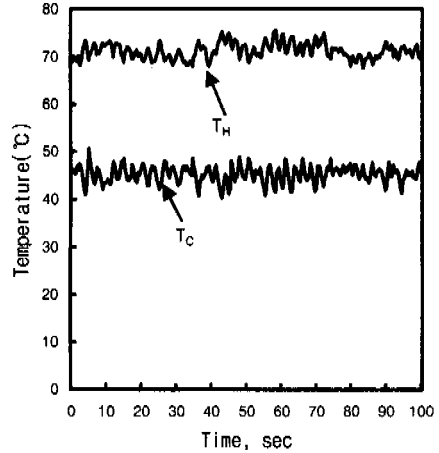


Fig. 3 Temperatures of a heating section and a cooling section

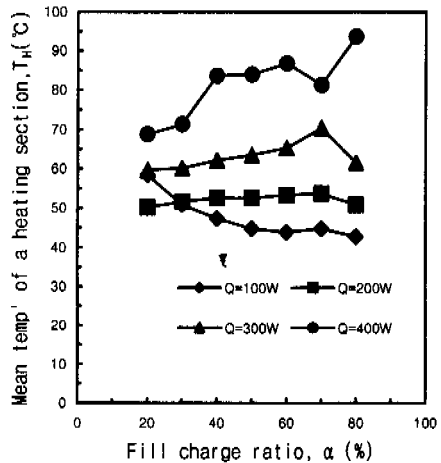


Fig. 4 Mean temperature of a heating section versus fill charge ratios

으로 빠른 온도변화가 이루어지고 있으며, 이러한 변화는 관 내부에서의 기포거동과 액체유동 및 압력과의 파동에 의한 작동액의 순환 및 진동 현상에 기인한 것이다. Fig. 4와 Fig. 5는 작동액의 충전율에 따른 가열부와 냉각부의 평균온도를 나타낸 그림이다.

냉각부 평균온도는 충전율에 따른 차이가 크지 않은 반면 가열부 평균온도는 가열량이 증가할수록 충전율이 큰 영역에서 큰 비율로 상승하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 경향은 본 히트 파

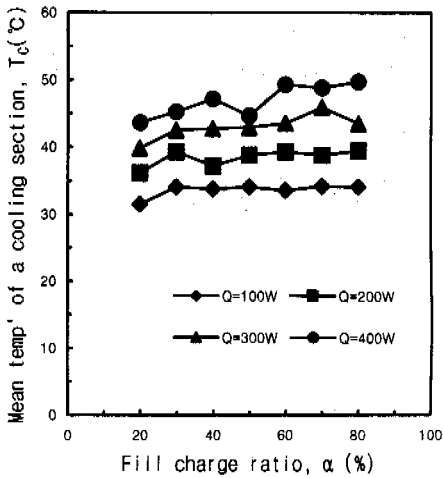


Fig. 5 Mean temperature of a cooling section versus fill charge ratios

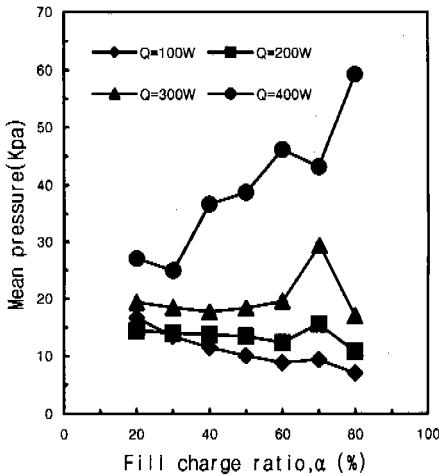


Fig. 6 Mean pressures in heat pipe

이프가 가열량 증가로 인하여 서서히 작동한계에 근접해 가고 있음을 나타내며, 작동액의 충전율이 일정치 이상으로 커지면 충전율이 작은 경우보다 열이송능력이 오히려 저하함을 의미한다.

Fig. 6은 충전율과 가열량에 따른 히트 파이프 내부의 평균압력의 변화현상을 나타내고 있다. 가열량이 작은 경우에는 충전율에 따른 내부압력 변화가 크지 않은 반면 가열량이 일정치 이상으로 증가하면 충전율이 커질수록 내부압력이 급격히 증가하여 히트 파이프의 진공도가 매우 저하

하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 4에 나타난 바와 같이 가열량이 증가할수록 큰 충전율 영역에서 먼저 히트 파이프의 작동한계에 도달하고 있음을 의미하며, 실제 실험에서도 충전율 60% 이상에서는 $Q=600W$ 정도로 가열시 히트 파이프 내부의 진공이 완전히 파괴되고 가열부 온도가 급상승하여 실험이 불가능하였다. 이와 같이 충전율이 커질수록 비교적 작은 가열열유속에서 관 내부의 압력이 대기압 이상으로 급격히 상승하여 작동한계상태에 도달하는 이유는 충전율이 커질수록 관 내부의 유동체적이 저하하므로 작동액의 유동성능이 저하함은 물론 열유속의 증가로 인한 기포의 활발한 발생으로 인하여 관 내부압력이 급격히 상승하기 때문이다. 본 연구의 범위 내에서 정상작동중의 히트파이프 내부 절대압력은 Fig. 6에 나타난 바와 같이 약 10~70kPa 정도이다.

3.2 루프형 세관 히트 파이프의 열전달특성

Fig. 7은 가열량 Q 에 대한 유효열전도계수 k_{eff} 의 변화를 나타낸 그림이다. 본 그림의 유효열전도계수는 다음 식에 의하여 계산하였으며, 가열부 평균온도 T_H 와 냉각부 평균온도 T_C 는 Fig. 2의 No. 3, No. 7 열전대 및 No. 1, No. 5 열전대로 측정한 1000개씩의 데이터를 각각 평균한 온도를 사용하였다.

$$Q = NAq = N A k_{eff} \frac{(T_H - T_C)}{L} \quad (2)$$

상기 식에서 Q 는 전체 가열량, q 는 열유속을 의미하며, L 은 루프형 세관 히트 파이프의 길이, 즉 T_H 와 T_C 의 측정점 사이의 거리를 의미한다. 또한 N 은 본 히트 파이프의 열 수를 의미하며, 본 실험 장치의 경우 총 20열로 구성되어 있다. 그리고 A 는 히트 파이프의 내부 유로 단면적이다.

본 그림에서 작동액의 충전율에 따른 현저한 변화는 나타나고 있지 않으나 전체적으로 충전율 50% 이하인 경우의 유효열전도계수 k_{eff} 가 큰 값을 갖고 있음을 알 수 있다. 반면, 동일한 조건 하에서 충전율 60% 이상에서는 오히려 유효열전도계수의 크기가 매우 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6에 나타난 바와 같이, 충전율 60% 이상일 때 가열량

Q 가 400W를 초과하는 시점에서 가열부와 냉각부 사이의 온도차가 커지며 히트 파이프 내부의 압력이 급격히 상승하는 것과 기본적으로 동일한 현상이다. 즉, 이러한 현상은 본 히트 파이프의 작동액 충전율이 일정치 이상으로 증가하면 관 내부의 공간부족과 적은 가열량에도 급격히 증가하는 내부압력 등으로 인하여 히트 파이프 내부를 순환하는 작동액과 기포군의 유동속도가 느려져서 열전달능이 급격히 저하함을 의미한다.

그리고 본 그림에 나타난 유효열전도계수는 여러 고체금속 중에서 열전도계수가 가장 큰 금속 중의 하나인 구리의 열전도계수가 약 400W/mK 정도로, 이의 약 1000~2000배에 달하는 크기이므로 본 히트 파이프의 열전달특성이 매우 우수함을 알 수 있다. 루프형 세관 히트파이프의 유효열전도계수에 대한 연구결과는 매우 적으며, 西尾 등⁽¹²⁾은 내경 2.0mm의 동파이프를 대상으로 한 실험에서 유효열전도계수의 범위가 약 $10^5 \sim 10^8$ 범위라고 발표하였다. 또한 魏 등⁽¹³⁾은 내경 2.0, 1.6, 1.0mm의 동파이프를 이용한 실험에서 공기로 응축부를 냉각하였으며, 이때의 유효열전도계수는 $2 \times 10^4 \sim 10^5$ 범위라고 발표하였다.

Fig. 8은 열유속 q 에 대한 평균비등열전달계수 h_B 를 나타낸 그림이다. 일반적으로 히트 파이프가 이상적으로 작동할 경우에는 열전달이 매우 활발하게 이루어지므로 증발부와 응축부의 온도를 각각 거의 등온으로 취급할 수 있다. 또한 본 실험에서 사용한 동파이프는 열전도계수가 매

우를 뿐만 아니라 관의 두께가 0.0006m로써 매우 얇은 관이므로 관의 내면과 외면의 온도는 거의 동일하다고 간주할 수 있다. 실제로 Patankar의 열전도 역문제 수치해법⁽¹⁴⁾을 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 가열부, 냉각부 및 단열부의 관 표면에서 측정된 온도의 평균값인 T_H, T_C, T_E 를 이용하여 다음 식으로부터 각각의 h_B, h_C 를 구하였다.

$$h_B = \frac{Q}{A_B(T_H - T_E)} \tag{3}$$

$$h_C = \frac{Q}{A_C(T_E - T_C)} \tag{4}$$

상기 식에서 A_B 와 A_C 는 각각 가열부와 냉각부의 열전달면적을 의미하며, 가열부와 냉각부의 길이, 턴수, 굴곡부의 곡률반경 등을 고려하여 각각의 면적을 계산하였다.

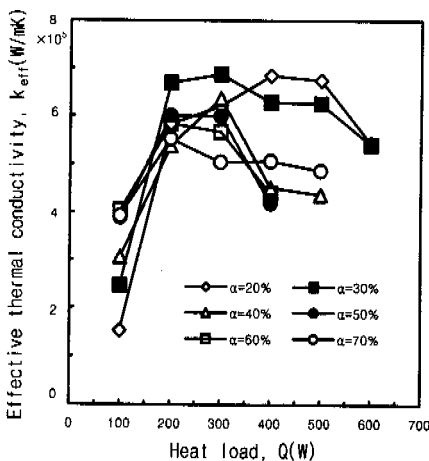


Fig. 7 Effective thermal conductivity of heat pipe

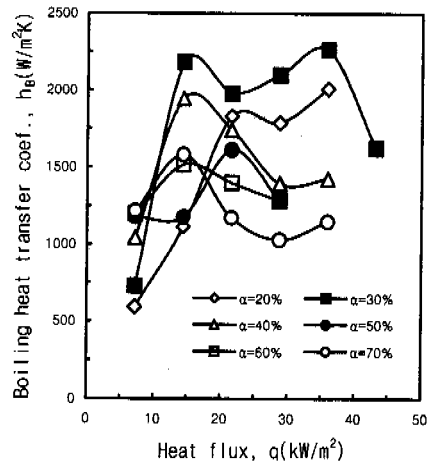


Fig. 8 Boiling heat transfer coefficients of heat pipe

Fig. 9는 작동액의 충전율에 대한 평균비등열전달계수를 나타내는 그림으로써, 열유속이 아주 작은 경우를 제외하고 대부분의 열유속 영역에서 충전율 20~40%일 때 비등열전달계수가 가장 크게 나타나고 있다. 이러한 현상은 Fig. 8의 경향과 동일하며, 일반적으로 루프형 세관 히트 파이프의 경우 작동액의 충전율은 30% 정도를 유지하는 것이 가장 바람직하다는 것을 의미한다.

이와 같이 충전율이 비교적 작은 경우에 평균 비등열전달계수가 큰 값을 갖는 것은 충전율이 작을수록 루프형 세관 히트 파이프 내부에서 상변화가 활발히 이루어질 뿐만 아니라 유동이 활발하여져서 충전율이 큰 경우보다 상대적으로 잠열수송이 큰 비중을 차지하기 때문이다.

Fig. 10은 열유속 q 에 대한 평균응축열전달계수 h_c 를 나타내는 그림으로써, 일정량 이상의 열유속 범위에서는 작동액의 충전율 60%와 70%의 경우가 비교적 응축열전달계수가 다소 크게 나타나고 있으나 전 영역에서 충전율의 영향이 뚜렷한 경향으로 나타나고 있지는 않다. 그러나 충전율이 70%의 경우에는 히트 파이프 내부 공간 부족으로 인하여 가열량을 점차 증가시킬 때 이보다 작은 충전율의 경우에 비하여 가장 먼저 관 내부의 압력이 급상승하여 진공이 파괴되었으며, 본 그림의 자료는 충전율 70%에서 작동불능 상태에 도달하기 직전까지의 열유속만을 다루었

기 때문에 최대열유속이 약 40kW/m^2 정도이지만 충전율이 작은 경우에는 이보다 훨씬 큰 열유속 범위에서도 정상적으로 작동하였다. 즉, 충전율이 응축열전달계수에 미치는 영향은 작지만 충전율이 크게 증가할수록 유체유동공간부족과 내부압력상승 등으로 인하여 비교적 작은 열유속에서 히트파이프가 작동한계에 도달하므로 본 히트 파이프의 경우 일정치 이상으로 충전율을 크게 하는 것은 아주 바람직하지 않다.

4. 결론

직경이 매우 작은 관 내부에서 발생하는 기포의 구동력과 액체유동현상에 의하여 열전달이 이루어지는 루프형 세관 히트 파이프에 관한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 히트파이프의 유효열전도계수는 $5 \times 10^5 \sim 7 \times 10^5 \text{ W/mK}$ 범위를 나타내고 있으며, 이는 열전도계수가 가장 우수한 금속중의 하나인 Cu의 열전도계수보다 1000~2000배 큰 값이다.
- (2) 본 히트파이프의 비등열전달계수는 충전율 30%에서 제일 큰 값을 나타내고 있으며, 이때의 비등열전달계수의 크기는 약 $2000 \sim 2300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 정도이다.
- (3) 충전율이 응축열전달계수에 미치는 영향은 비교적 작으나 충전율이 60% 이상으로 커질수록 관 내부공간부족과 작동액의 유동성능 저하로 인

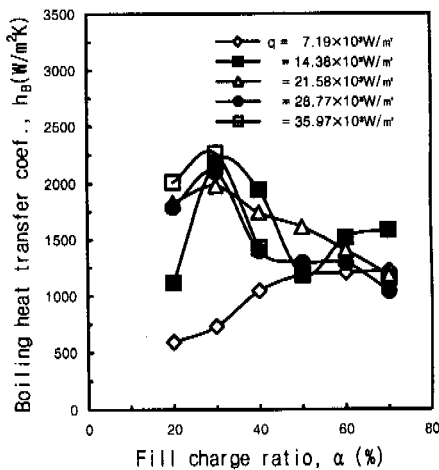


Fig. 9 Effects of fill charge ratio on boiling heat transfer coefficients

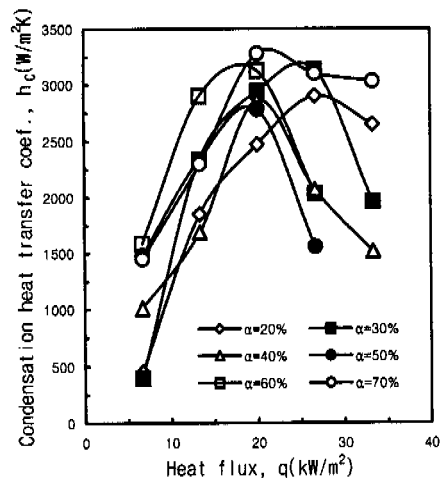


Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients of heat pipe

하여 비교적 작은 열유속에서도 작동불능상태가 된다.

(4) 루프형 세관 히트 파이프는 작동액 충전율이 30% 정도에서 가장 우수한 열전달성능을 나타내고 있으며, 이러한 경향은 본 히트 파이프 내부에서의 열이송능력에 액체이동에 의한 현열이송 보다 기포거동에 의한 잠열이송이 더 큰 영향을 미침을 의미한다.

후 기

본 연구는 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Won Tae Kim, Kyu Sub Song and Young Lee, 1998, "Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (I)," *KSME International Journal*, Vol. 12, No. 5, pp. 928~941
- (2) Won Tae Kim, Kyu Sub Song and Young Lee, 1998, "Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (II)," *KSME International Journal*, Vol. 12, No. 5, pp. 942~955
- (3) Peterson G. P., 1994, *An Introduction to Heat Pipe*, John Wiley & Sons, Inc.
- (4) Amir Faghri, 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis
- (5) 부준홍, 1998, "히트파이프의 기본 원리와 설계 체계," 대한기계학회 '98년도 열공학부문 학술강연회 강연집, pp. 3~18
- (6) Hisateru Akachi, 1990, "Structure of a Heat Pipe," United States Patent, Patent no. 4921041
- (7) 赤地久輝, 1988, "ループ型細管ヒートパイプ," 일본 공개특허공보(A), 昭63-318493
- (8) 小泉尙夫, 1992, "冷却装置および温度制御装置," 일본공개특허공보(A), 평4-20788
- (9) 細田稔, 西尾茂文, 白樫了, 1997, "蛇行閉ループ熱輸送デバイスに関する研究," *Transaction of the JSME(B)*, Vo. 64, No. 622, pp. 1845~1851
- (10) Chandratilleke G. R., Ohtani Y., Hatakeyama H., and Nakagome H., 1996, "Development of Looped Heat Pipes for Cryogenic Application," 일본기계학회 제73기통상총회강연회 강연논문집 (VI), pp. 140~143
- (11) 宮崎芳郎, 赤地久輝, 有川政之, 1998, "自勵振動ヒートパイプの研究," 제35회 일본전열심포지움 강연논문집, pp. 531~532
- (12) 西尾茂文, 細田稔, 永田眞一, 渡辺慶太, 1997, "氣泡驅動型熱輸送管," 제34회 일본전열심포지움 강연논문집, pp. 269~270
- (13) 前澤三郎, 和泉智水, 中島亮輔, 魏啓陽, 1997, "振動型ヒートパイプのカオス特性," 제34회 일본전열심포지움 강연논문집, pp. 275~276
- (14) Suhas V. Patankar, 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," McGRAW-HILL book co.