

두 개의 열원이 부착된 히트파이프의 동작 특성

박종흥* · 노홍구* · 이재현**

(1997년 4월 8일 접수)

Operating Characteristics of a Heat Pipe with Two Heat Sources

Jong Heung Park, Hong-Koo Noh and Jae-Heon Lee

Key Words : Heat Pipe(히트파이프), Multiple Heat Sources(다중 열원), Switching Heat Source(열원 교체)

Abstract

Numerical and experimental studies on a heat pipe with two heat sources have been performed to investigate the operating characteristics. Numerical analysis was performed based on the cylindrical two-dimensional incompressible laminar flow for the vapor space and the conjugate heat transfer for the entire heat pipe. Experimental study with a 0.45 m length copper-water heat pipe was also performed to validate the numerical modeling for the heat input range from 29 W to 47 W on each heater. As results, the temperature profiles at the outer wall for the single active heat source as well as the temperature profiles for the switching operation between two heat sources are suggested. Due to the axial conduction, it is found that the temperature drop between the evaporator and the condenser appears small when the heat source closer to the condenser is turned on. For the switching operation in the present study, the transient time is about 700s and the temperatures at the locations of both heat source are same in 130s after switching.

기호 설명

A : 면적 [m^2]
 c_p : 정압 비열 [$J/(kg K)$]
 h_{fg} : 잠열 [J/kg]
 k : 열전도 계수 [$W/(m K)$]
 L : 히트파이프 길이 [m]
 \dot{m} : 증기-심지 경계의 질량 유속 [$kg/(m^2 s)$]
 p : 압력 [N/m^2]
 q : 열 유속 [W/m^2]
 Q : 열량 [W]
 r : 반경 방향 좌표 [m]
 R : 증기의 기체 상수
 R_H : 히터의 열저항 [K/W]

R_o : 히트파이프 외벽의 반경 [m]
 R_v : 증기 공간의 반경 [m]
 R_w : 벽-심지 경계의 반경 [m]
 t : 시간 [s]
 T : 온도 [K]
 v : 반경 방향 속도 [m/s]
 w : 축 방향 속도 [m/s]
 z : 축 방향 좌표 [m]
 ϵ : 오차 (%)
 φ : 기공비 (porosity)
 μ : 점성 계수 [$kg/(m s)$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

A : 열원 교체 전

*회원, 한국전자통신연구원

**회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

B : 열원 교체 후
eff : 유효 (effective)
exp : 실험
H1 : 히터 1
H2 : 히터 2
lw : 심지 또는 심지의 액상 작동 유체
num : 수치해석
o : 기준 값
s : 심지의 교체 또는 포화
v : 증기
w : 벽

1. 서 론

히트파이프의 응용 분야가 다양해지면서 히트파이프에 주어지는 열 환경도 많이 바뀌어졌다. 히트파이프의 한 쪽에 열원이 있어 증발부가 되고 반대 쪽이 응축부가 되는 전형적인 응용보다는 열원의 수가 많아지는 다중 열원에서의 히트파이프 응용이 점차 증가하고 있는 것이다. 히트파이프가 중요한 열제어 임무를 담당하는 위성 분야에서도 한 개의 히트파이프에 다중 열원이 설치된 경우는 많이 볼 수 있다. 통신 중계기의 고출력 증폭기, 전원 공급기 등과 같은 부품들은 통상 히트파이프 관벨에 설치되고 있으며, 이 때에 히트파이프에는 여러 개의 부품들이 동시에 배치되므로 다중 열원이 있는 히트파이프에 해당된다. 또한 통신 채널을 변경하기 위해 작동 중인 장비를 끄고 예비 장비를 가동시키면, 이 장비들이 부착된 히트파이프에는 열원의 위치가 바뀌게 되므로, 히트파이프에는 새로운 환경에 맞추어 천이 과정 동작이 진행된다. 히트파이프에 대한 많은 연구가 진행되어 왔음에도 불구하고 이와 같은 다중 열원이나 열원이 교체되었을 때의 히트파이프 동작 특성에 대해서는 활발히 연구된 바가 없는 실정이다. 그러므로 히트파이프의 응용 분야를 넓히기 위해서는 다중 열원을 갖는 히트파이프 동작 특성을 연구하는 것이 나름대로 큰 의미가 있다고 할 수 있을 것이다.

다중 열원을 갖는 히트파이프 동작에 대한 연구들은 크게 정상 상태 동작을 대상으로 한 연구와 천이 과정 동작을 대상으로 한 연구들로 구분될 수 있다. 정상 상태 동작에 대한 연구로서, Gernert⁽¹⁾는 단일 열원을 갖는 히트파이프 이론으로부터 중첩법을 이용한 수학적 모델을 제시하고 길이 1.5

m인 구리-물 히트파이프를 이용한 실험을 통해 그 타당성을 규명하였다. 이 연구에서는 다섯 개의 열원에 총 1000 W의 열량을 주고 외벽의 온도와 증기의 온도를 측정하였으며 연구 대상 히트파이프의 성능 한계를 제시하였다. Faghri와 Buchko⁽²⁾는 히트파이프 벽에서 발생하는 전도 열전달과 심지에서 발생하는 유동 및 내부 증기 공간의 압축성을 포함한 수학적 모델링을 제시하고, 모델링의 타당성을 증명하기 위해 길이 1 m인 구리-물 히트파이프를 이용해 실험을 수행하였다. 이 실험에서는 네 개의 열원을 한 개의 히트파이프에 배치하고 총 97 W에서 200 W 범위의 열량을 주어 온도를 측정하였다. 연구 결과 히트파이프에 주어질 수 있는 최대 열 용량은 열원의 위치에 따라 달라진다는 것을 알아내었다. 부준홍과 진승환⁽³⁾은 저온용 히트파이프의 성능해석을 위한 이론체계를 정립하고 사용하기 편리한 성능 해석 컴퓨터 코드를 개발한 바가 있고, 이진원⁽⁴⁾은 우주용 VCHP (Variable Conductance Heat Pipe)의 설계 방법을 제안한 바가 있다. 천이 과정 동작을 대상으로 한 연구들 중에서 Cao와 Faghri⁽⁵⁾는 히트파이프 증기 공간에 대한 2차원 압축성 모델을 개발하여 열량 변화에 대한 천이 과정 연구를 수행한 바 있다. 이 연구에서는 계산 대상으로 소듐(Sodium)을 작동 유체로 하는 길이 0.7 m의 고온용 스테인레스 스틸 히트파이프를 선정하였으며 증발부의 열량이 623 W에서 770 W로 바뀌는 열량 증가(pulsed heat input) 조건에 대해 계산을 수행하였다. 그 결과 응축부 외벽의 경계 조건에 따라 천이 시간과 온도 분포가 다소 차이가 나는 것을 알아내었고, 정상 상태까지 도달하는 시간은 수백 초가 소요되는 것으로 보고하였다. 박종홍과 이재현⁽⁶⁾은 고온용 히트파이프에서 히트파이프 좌우로 대칭적으로 설치된 두 개의 열원이 상호 교체될 때의 천이 과정의 동작 특성을 수치적으로 연구한 바가 있다.

본 연구에서는 히트파이프의 응용 분야를 확대하고 열설계의 최적화를 위해 Fig. 1에 나타난 바와 같이 히트파이프의 한 쪽에 두 개의 열원이 동시에 부착되었을 때, 열원의 분포와 열원의 교체가 히트파이프 동작에 주는 영향을 파악하고자 한다. 그림에서 히터 1과 히터 2로 명명된 두 개의 열원은 각각 독립적으로 가열된다. 열원 교체 과정에서는 열원 교체 전 (before switching)에는 히트파이프 왼쪽 끝단에 부착된 히터 1이 켜져 있으며, 열원 교

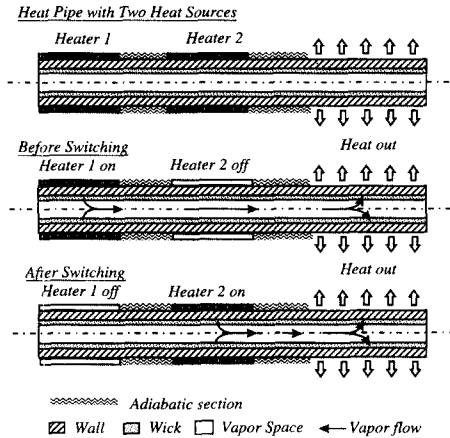


Fig. 1 Schematic drawing for a heat pipe with two heat sources and switching operation.

체 후 (after switching)에는 그림의 히트파이프 중간 부분에 부착된 히터 2가 켜져 있게 된다. 열원 교체 전에는 증기 공간에서 증기가 오른쪽으로 흐르고 있으며, 히터가 켜져 있는 히트파이프 왼쪽 외벽의 온도가 가장 높고 오른쪽으로 갈수록 낮은 온도를 갖게 될 것이다. 최종적으로는 온도가 가장 낮은 주위 (ambient)로 열이 전달되게 된다. 그러나 열원 교체 후의 히트파이프 동작이나 히트파이프 중간 위치에 열원을 배치하는 경우의 온도 분포에 대해서는 알려진 바 없어서 온도 분포 등의 동작 특성을 예측하기 어렵게 된다. 이상과 같은 열원 교체는 반대 방향, 즉 히터 2에서 히터 1로 교체될 수도 있다.

본 연구에서는 두 개의 열원이 부착된 히트파이프에 대해 히트파이프의 벽, 심지 및 증기 공간을 수학적으로 모델링하고 복합 열전달 문제로 간주한 수치해석적 풀이가 시도되었다. 또한 물을 작동 유체로 하는 길이 0.45 m의 구리 히트파이프를 이용한 실험을 통해 수치해석의 타당성을 검증하고자 하였다.

2. 이론적 연구

2.1 계산 모델

본 연구에서 선정한 히트파이프 모델을 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 히트파이프의 왼쪽 끝 중심부의 위치를 원점으로 하였으며 r 과 z 는 각각 반경 방향과 축 방향 좌표이며, v 와 w 는 각각 반경 방향과 축 방향 속도를 의미한다. 또한 R_v , R_w

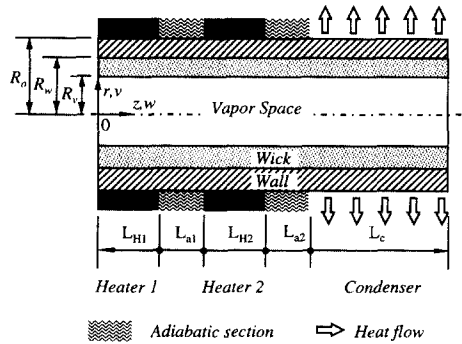


Fig. 2 Heat pipe model and coordinate system.

및 R_0 는 히트파이프 중심선에서 각각 증기-심지 경계면까지의 반경, 심지-벽 경계면까지의 반경 및 히트파이프 외벽까지의 반경을 의미한다. L_{H1} 과 L_{H2} 는 각각 히터 1과 히터 2의 길이, L_{a1} 와 L_{a2} 는 단열부의 길이 및 L_c 는 응축부의 길이를 의미한다. 그림에 나타낸 히트파이프는 반경 방향으로는 벽, 심지 및 증기 공간 구분되고 벽은 구리, 심지는 구리 스크린 망 (screen wire)과 액상의 물, 그리고 증기 공간은 증기 상태의 물로 구성되어 있다. 작동 유체인 물은 심지에서 액체 상태로, 증기 공간에는 포화 증기 상태로 있어 열역학적으로 평형을 이루고 있다. 이 상태에서 히터가 켜지게 되면 심지에 포화되어 있는 물이 증발하게 되고 증기는 증기 공간을 통해 반대편으로 이동하게 된다. 이동된 증기는 응축부에서 응축하면서 잠열을 히트파이프 벽으로 전달하고, 최종적으로 외벽을 통해 가장 온도가 낮은 외기로 열이 전달된다. 또한 응축된 유체는 심지를 통해 되돌아간다.

2.2 지배 방정식

본 연구는 크게 두 가지 경우로 구분된다. 첫째는 두 개의 열원이 각각 가열될 때의 히트파이프 온도 분포를 파악하는 경우와 둘째는 두 개의 열원이 상호 교체될 때 온도 분포 변화 과정을 파악하는 경우이다. 이를 위해 열원 분포에 따른 온도 계산은 정상 상태 지배 방정식을 이용한 모델링을 이용하며, 열원 교체에 따른 온도 계산은 천이 과정 지배 방정식을 이용한 모델링을 이용한다. 히트파이프의 동작을 예측하기 위한 수학적 모델링은 지금까지 많이 개발되어 왔으나^(5~8) 본 연구에서는 고온용과 저온용 히트파이프에서 비교적 만족할 만한 결과를 보였던 Chen과 Faghri⁽⁸⁾의 방법을 이용

한다. 이 방법에 따라 지배 방정식은 히트파이프 증기 공간, 심지 영역 및 벽 영역으로 구분하여 기술될 수 있다.

2.2.1 증기 공간

본 계산 모델의 증기 공간에 대해 증발량을 기준으로 1차원적인 계산을 수행한 결과, 증기 유동에 대한 Reynolds수가 200 정도이었으며 중심선에서의 Mach 수는 최대 0.01을 넘지 않는 것으로 확인되었다. 그러므로 증기 공간의 유동은 비압축성 층류 유동으로 간주되며^(9,10) 시간, t 에 따라 변하는 축 대칭 원통좌표계(r - z 좌표계)에서의 반경 방향 속도 v , 축 방향 속도 w , 압력 p 및 온도 T 를 해석하기 위한 비정상 상태 비압축성 층류 유동의 연속 방정식, 운동량 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같다.⁽¹¹⁾

$$\left\{ \frac{\partial \rho}{\partial t} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (1)$$

$$\left\{ \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v^2) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v w) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r v)}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (2)$$

$$\left\{ \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w^2) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r w)}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$(\rho c_p) \left\{ \left[\frac{\partial T}{\partial t} \right] + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right\} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

여기서 ρ , μ , c_p 및 k 는 각각 증기의 밀도, 점성 계수, 비열 및 열전도 계수이며 { }로 구분된 항들은 비정상항으로서 정상 상태 해석에서는 무시된다.

2.2.2 심지 영역

히트파이프가 동작되면 심지에는 작동 유체가 응축부에서 가열부로 흐르게 되며, Cao와 Faghri⁽⁵⁾가 지적한 바와 같이 저온용 히트파이프에서는 이 유동이 온도장에 주는 영향을 무시할 수 없게 된다. 그러나 본 연구에서 채택한 히트파이프의 열량 범위인 29 W에서 47 W인 경우에 작동 유체인 물의 증발 및 응축량을 심지 단면적으로 나누어 유속을 계산해 보면 최대 4×10^{-4} m/s 정도로 나타난다. 이 정도의 유속은 기존 연구들에서 채택한 열

량 범위인 수백 Watts 열량에서 나타나는 심지 유동에 비해 상당히 작은 값이다. 그러므로 본 연구에서는 심지 유동이 온도장에 주는 영향이 무시할 정도로 작다고 가정하였다. 이것은 심지 유동이 중요하지 않다는 의미는 아니며 열량 범위가 큰 경우에는 이 심지에서의 유동이 반드시 고려되어야 할 것이다. 또한 실험 대상 히트파이프 내부에 있는 스크린 망 형태의 심지에서 모세관 한계⁽¹⁰⁾를 검토해 보면 임계 열량이 300 W이므로 본 연구에서 채택한 히트파이프는 모세관 한계에 의한 동작 실패는 없다고 판단된다. 따라서 심지에서는 전도 열 전달만 고려되어 에너지 방정식이 다음과 같이 선정되었다.

$$(\rho c_p)_{eff} \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} = k_{eff} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

여기서도 { }로 구분된 항은 비정상항으로서 정상 상태 해석에서는 무시된다. 천이 과정 해석에 사용되는 유효 열용량 $(\rho c)_{eff}$ 는 심지를 구성하고 있는 구리 망과 작동 유체인 물의 열용량을 심지의 기공율(porosity), ϕ 로 배분한 값으로서 다음과 같이 정의된다.^(10,12)

$$(\rho c_p)_{eff} = \phi (\rho c_p)_l + (1 - \phi) (\rho c_p)_s \quad (6)$$

식 (6)에서 하첨자 l 은 심지에 있는 액상의 물을, 하첨자 s 는 심지를 구성하는 구리 망을 의미한다. 식 (5)에서 유효 열전도 계수, k_{eff} 는 심지를 구성하는 재료와 종류에 따라 각각 정해지며 여기서는 스크린 망으로 구성되어 있으므로 다음 식을 이용하여 계산된다.^(10,12)

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_s) - (1 - \phi)(k_l - k_s)]}{[(k_l + k_s) + (1 - \phi)(k_l - k_s)]} \quad (7)$$

2.2.3 벽 영역

히트파이프 벽은 구리로 구성되어 있고 순수하게 전도 열 전달만 존재하므로 이에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$(\rho c_p)_w \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} = k_w \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (8)$$

여기서 하첨자 w 는 히트파이프 벽을 의미하며, 이 식에서도 { }로 구분된 항은 비정상항으로서 정상 상태 해석에서는 사용되지 않는다.

2.3 경계조건

본 계산에 필요한 경계 조건은 히트파이프 양단, 중심선, 증기-심지 경계 및 히트파이프 외벽에 모두 주어져야 한다. 먼저 히트파이프 양단에는 다음과 같은 접촉 조건과 단열 조건이 주어진다.

$$v=w=0, \frac{\partial T}{\partial z}=0 \text{ at } z=0, L \quad (9)$$

히트파이프 중심선에는 대칭 조건이 주어진다.

$$\frac{\partial w}{\partial r}=0, v=0, \frac{\partial T}{\partial r}=0 \text{ at } r=0 \quad (10)$$

증기-심지간의 경계에서는 주어진 압력과 온도가 열역학적으로 평형을 이루면서 응축과 증발이 일어나기 때문에 경계 조건을 정하기가 쉽지 않다. 그러나 히트파이프가 동작하고 있을 때에는 증기-심지간 경계에서 온도와 증기 압력이 항상 포화 상태로 유지된다는 점을 감안하여 다음과 같은 Clausius-Clapeyron 관계식⁽¹²⁾을 이용하여 온도 경계 조건으로 사용한다.

$$T = \frac{1}{(1/T_0) - (R/h_{fg}) \ln(p_v/p_0)} \text{ at } r=R_v \quad (11)$$

여기서 T_0 , p_0 , p_v 및 R 은 각각 증기 물성치 표의 기준 온도, 기준 압력, 경계면의 증기 압력 및 증기의 기체 상수를 의미하며, h_{fg} 는 작동 유체의 잠열을 의미한다. 증기-심지 경계면에서 잠열은 증발이 일어나는 곳에서는 음의 값으로, 응축이 일어나는 곳에서는 양의 값으로 추가하였다.

또한 이 증기-심지간의 경계에서 속도 경계 조건은 증발과 응축 과정에서 일어나는 질량 유량을 이용해서 주게 되며 다음과 같이 정의된다.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho} = (k_v \frac{\partial T_v}{\partial r} - k_{eff} \frac{\partial T_{lw}}{\partial r}) / (\rho h_{fg})$$

$$w=0 \text{ at } r=R_v \quad (12)$$

여기서 T_v 및 T_{lw} 은 증기의 온도 및 심지 내의 액체 온도를 의미한다. Fig. 2의 좌표계를 기준으로 보면 증발부의 증기-심지 경계면에서는 경계 속도가 음수가 되어 작동 유체가 증기 공간으로 취출(blowing)되고 응축기에서는 양수가 되어 심지로 흡입(suction)된다.

히트파이프 벽과 심지간의 경계에서는 다음 조건이 주어진다.

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = k_{eff} \frac{\partial T_{lw}}{\partial r} \text{ at } r=R_w \quad (13)$$

히트파이프 외벽 경계에서는 가열되는 히터로부터 히트파이프 외벽에 들어오거나 나가는 열량은 외벽에 균일하게 분포되었다고 가정하여 다음과 같은 균일 열 유속 조건을 사용한다.

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = \frac{Q}{A} \text{ at } r=R_o \quad (14)$$

여기서 Q 는 히터로부터 들어오는 열량($Q>0$) 또는 응축부에서 방출되는 열량($Q<0$)이며, A 는 부품이 부착된 위치에서의 히트파이프 외벽 면적 또는 응축부의 방출 면적이다. 단열된 위치에서는 $Q=0$ 이 된다. 열원이 교체되는 과정에서는 열원이 교체되어도 히터 자체가 가열되는 과정이 있기 때문에 히트파이프의 천이 과정에 영향을 주게 된다. 이를 반영하기 위해 본 연구에서는 열원이 교체된 후 히터로부터 히트파이프에 주어지는 열량을 집중 열용량(lumped heat capacitance) 개념을 이용하여 계산하였다. 시간 $t=0$ 에서 열량이 Q_A 에서 Q_B 로 변환 경우에 임의 물체의 집중 열용량법에 의한 에너지 방정식은 다음과 같다.⁽¹³⁾

$$Q_B - \frac{(T - T_\infty)}{R_H} = c_{pH} \frac{dT}{dt} \quad (15)$$

여기서 R_H 는 히터의 열저항, c_{pH} 는 히터의 비열을 의미한다. 이 온도에 대한 일차 상미분 방정식을 풀 후, 교체되기 전의 열량 Q_A 에서 평형이 된 온도를 초기 온도값으로 두고 열저항 관계식으로부터 온도차와 열량의 관계를 정리하면 다음과 같이 한 개의 히터에 주어지는 열량을 계산할 수 있다.^(5,12)

$$Q = Q_A + (Q_B - Q_A) [1 + \exp(-t/\tau_0)] \quad (16)$$

여기서 Q_A 는 초기 열량, Q_B 는 열원 교체 후 열량으로서, 두 개의 히터가 38 W로 상호 교체되는 경우 커지는 히터는 $Q_A=0$ W, $Q_B=38$ W가 되고 꺼지는 히터는 그 반대가 된다. 따라서 열원이 교체된 후의 천이 과정에서도 히트파이프에 주어지는 총 열량($Q_{H1} + Q_{H2}$)은 38 W로 일정하게 된다. 식 (16)에서 특성 시간 τ_0 는 히터가 가열된 후 정상 상태의 온도까지 도달하는 시간을 의미한다. 본 연구에서는 이 값을 구하기 위해 실험적인 방법을 사용하였으며, 사용된 히터만을 가열하여 정상 상태에 도달하는 시간을 측정된 결과 150초로 나타났다.

2.4 수치해석 방법

본 연구에서 고려하는 히트파이프 모델은 벽 영역, 심지 영역 및 증기 공간이 각각 고유의 물성치를 가지고 있으며, 증기 공간과 심지 사이에는 물질의 이동이 발생된다. 따라서 본 문제는 세 가지 영역을 전체 계산 영역으로 동시에 고려하여야 하는 복합 열전달 문제로 간주된다. 지배 방정식들은 경계 조건과 함께 Rosten과 Spalding⁽¹⁴⁾이 유한 체적법으로 개발한 PHOENICS 열유체 코드로 풀이되며, 운동량 방정식의 풀이에서는 상류 도식이 사용된다. 벽-심지 및 증기 공간-심지의 경계에서는 열전도 계수들의 조화 평균을 이용한다.

본 연구의 계산 과정은 두 단계로 이루어진다. 첫 단계는 한 개의 열원만 가열된 상태에서 히트파이프가 정상적으로 동작할 때의 계산이다. 이 때에는 지배 방정식들에서 비정상항을 사용하지 않으며, 응축부 끝단의 증기-심지 경계에서의 압력을 고정한 후 수치 계산을 수행한다. 두 번째 단계는 첫 단계에서 계산된 압력, 속도 및 온도장을 초기

값으로 하고 열원의 위치만 변경한 뒤 비정상항들이 포함된 지배 방정식을 이용하여 천이 과정의 동작을 계산한다.

전체 계산 영역에서 사용된 격자는 축 방향에 균일한 간격으로 45개가 사용되며, 반경 방향으로는 불균일한 간격으로 증기 공간 15개, 심지 5개 및 벽 5개 등 총 25개가 사용된다. 운동량 방정식을 풀 때에는 오류 시간 이완 계수(false time relaxation factor)를 사용하여 수렴성을 증가시킨다.

3. 실험적 연구

본 연구에서 사용된 수치해석의 타당성 검증을 위해 상용 히트파이프를 이용한 실험이 수행되었다. 실험 장치 구성도를 Fig. 3에 나타내었다. 실험 장치는 크게 실험 대상 히트파이프, 항온조, 전원 공급 장치 및 데이터 처리 장치로 구성된다.

실험 대상으로 선정된 히트파이프는 작동 온도 범위가 40°C에서 180°C 범위로 알려진 구리-물 히트파이프이며 상세한 제원을 Table 1에 나타내었

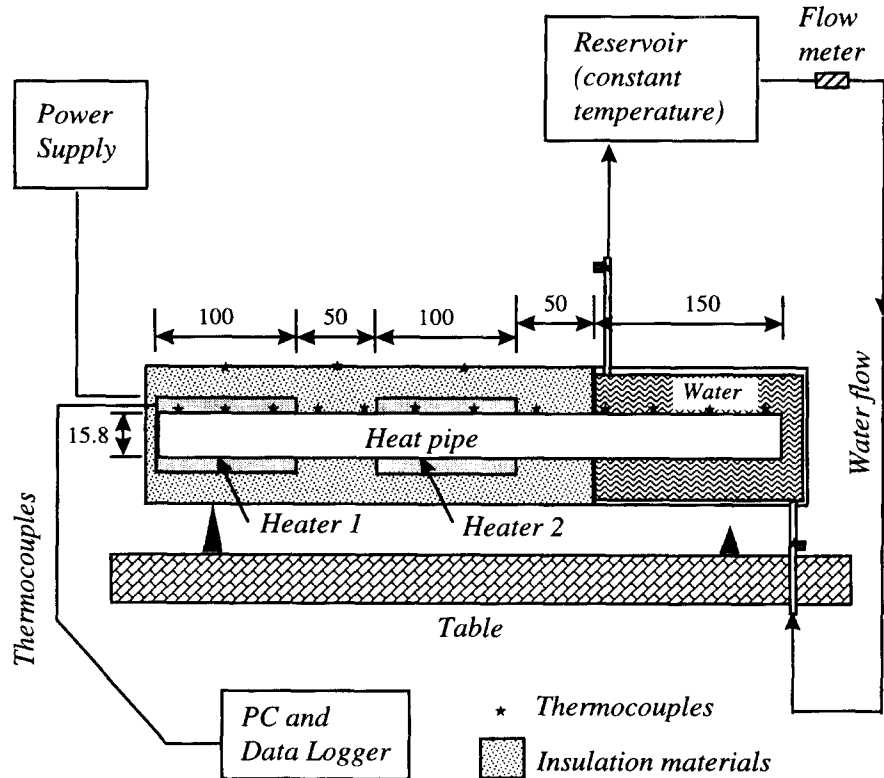


Fig. 3 Experimental apparatus(unit : mm).

Table 1 Summary of experimental heat pipe.

Item	Material and Dimension
Heat pipe wall and End Cap	Copper
Wick material	Copper screen wire
Working fluid	Distilled Water
Length of heat pipe	450 mm
Diameter of heat pipe	15.8 mm
Diameter of vapor space	11.8 mm
Wick thickness (3 layers)	1 mm
Wick screen mesh number	100
Wick porosity	0.83
Wick effective thermal conductivity	0.74 W/mK
Length of heater	100 mm
Length of adiabatic section	50 mm
Length of condenser	150 mm

다. 히트파이프의 외벽은 두께 1 mm의 구리 파이프로 만들어졌으며, 심지는 mesh #100의 구리 망이 세 겹(3 layers)으로 감겨진 형태로 그 두께는 1 mm가 된다. 이 히트파이프 외벽에는 온도를 측정하기 위한 12개의 T 형 열전대가 열전도성이 좋은 에폭시 접착제로 부착되었다. 두 개의 히터는 유연성이 있는 실리콘 고무 절연 히터(전기 저항 58 Ω)를 사용하였으며 축 방향 길이는 100 mm이다. 이 히터는 직류 전원 공급 장치에 의해 전원이 공급되고 전압을 이용하여 10 W에서 60 W까지의 범위에서 열량이 조절된다. 히터 사이의 단열부 길이와 히터 2와 응축부 사이의 단열부 길이는 모두 50 mm로 하였다. 열전대와 히터를 설치한 후에 히터들과 단열부에는 유리 섬유와 단열재를 이용하여 이중으로 단열하였으며, 단열재의 두께는 40 mm이다. 단열재를 통해 외부로 손실되는 열량을 측정하기 위해 단열재 외부 표면에 세 개의 열전대

를 추가로 설치하여 온도를 측정하였다. 여기서 측정된 온도와 히트파이프 외벽에서 측정된 온도와의 차이를 이용해 단열재를 통해 대기 중으로 손실되는 열량을 계산하였다. 이 열손실은 히터의 열량에 따라 다소 차이가 있었으며 평균적으로 히터 열량의 약 5% 정도로 나타났다. 응축부에는 직경 50 mm의 유리관을 설치하여 항온조로부터 일정 온도의 냉각수가 공급되도록 하였다. 이 냉각수는 히트파이프 온도 분포에 영향을 주지 않도록 순환유량을 조절해야 하며, 히트파이프 자체의 동작을 파악하기 위해서는 가급적 냉각수에 의한 열저항을 일정하게 유지하여야 한다. 이를 위해 본 실험에서는 냉각수 유량을 2 liter/min로 유지하였으며 이 때에 응축부를 가로지르는 냉각수의 수직 방향 속도는 0.04 m/s로 환산된다. 응축부 외벽의 온도와 냉각수의 온도차는 히터의 열량에 따라 $7^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ 이었으며 유리관 입출구의 냉각수 온도차는 1°C 정도이었다. 이와 같은 실험 장치는 실험대 위에 수평으로 설치되었으며 열전대들은 데이터 처리 장치에 연결되어 각 측정 위치의 온도를 기록하고 통계적으로 처리되었다. 항온조는 물 온도가 0.5°C 범위 내에서 유지되도록 예열 히터가 설치되어 있으며 유량계가 설치되어 유량을 조절할 수 있도록 하였다.

일반적으로 히트파이프는 사용 온도, 주어지는 열량 및 기계적 구성 등의 운용 조건에 따라 성능이 달라지며, 특히 적정 동작 온도 범위를 벗어나면 제 성능을 발휘하지 못하게 된다. 따라서 본 실험을 하기 전에 본 연구 대상 히트파이프가 정상적으로 동작하는지 확인할 필요가 있으며, 이를 위해 예비 실험을 수행하였다. 예비 실험에서는 히터 1만 38 W로 가열한 상태에서 냉각수의 온도를 40°C 에서 75°C 범위에서 단계적 변화시키고 각 단계마다 정상 상태에서 히트파이프 외벽의 온도를 측정하였다. 이 때에 냉각수의 유량은 2 liter/min로 일정하게 유지하여 응축부 열저항을 일정하게 하였다. 냉각수의 온도 변화에 대해 히터 1($z=0.07$ m), 단열부($z=0.23$ m) 및 응축부($z=0.39$ m) 위치의 온도 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 냉각수의 온도가 증가함에 따라 세 위치의 온도가 상승하고 있으며, 세 위치의 온도차가 일정하게 유지되고 있음을 알 수 있다. 히트파이프 내부에서 증발과 응축이 정상적으로 발생하지 않으면 이러한 균일한 온도차는 나타나지

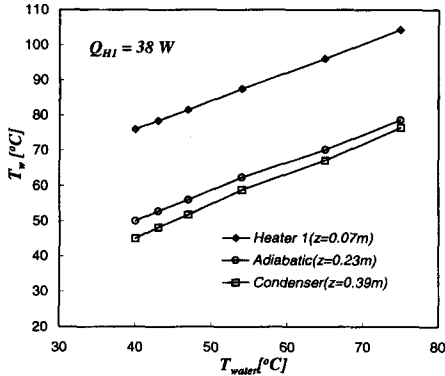


Fig. 4 Wall temperature profiles with cooling water temperature.

않을 것이다. 또한 일차원적인 계산에 의하면 히트파이프가 동작하지 않을 경우 38 W의 열량에서 가열부와 응축부의 온도차는 170°C 정도로 나타나는 것으로 확인되었다. 그러나 그림에 나타난 바와 같이 냉각수의 온도가 40°C에서 75°C인 범위에서 본 연구 대상 히트파이프는 이 온도 차이가 30°C 정도이므로 정상적으로 동작하고 있음을 알 수 있다. 이를 근거로 본 실험에서는 냉각수 온도를 40°C에서 45°C인 범위에서 유지하였다. 또한 냉각수의 유량도 2 liter/min로 고정하였다.

히트파이프에 주어지는 순수 열량은 29 W, 38 W 및 47 W인 세 가지 경우로 선정하였고, 실험은 정상 상태 동작 실험과 천이 과정 동작 실험으로 구분하여 수행하였다. 정상 상태 동작 실험은 히터 1 또는 히터 2가 켜진 경우에 대하여 각각 외벽의 온도를 측정하였으며, 천이 과정 동작 실험은 하나의 히터가 켜진 상태에서 정상 상태가 된 후 순간적으로 켜진 히터를 끄고 다른 히터를 켜서 열원을 교체하였으며, 열원 교체 시점을 $t=0s$ 로 하여 시간에 따른 외벽의 온도를 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 정상 상태의 히트파이프 동작

수치해석에서 예측된 온도와 실험에서 측정된 온도를 비교하여 본 수치해석의 타당성 증명하고자 한다. 이를 위해 히터 1에만 38 W로 가열한 경우에 대하여 히트파이프 외벽에서 나타난 정상 상태 축 방향 온도 분포를 Fig.5에 나타내었다. 가열되는 히터 1 위치의 최고 온도와 응축부 최저 온도와

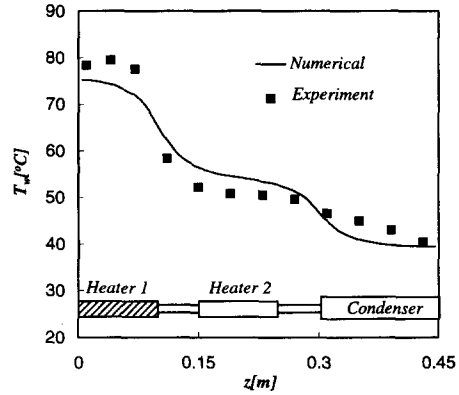


Fig. 5 Steady state temperature profile at the outer wall with 38W heat input on Heater 1.

의 차이는 수치해석에서 35.7°C, 실험에서 40°C로 나타났다. 가열부와 응축부의 온도차는 심지의 구조에 따라 크게 달라지며 유효 열전도 계수가 크면 온도차가 작고, 그 값이 작으면 온도차가 커지게 된다. 본 연구에서 채택한 심지에서는 Table 1에 나타낸 바와 같이 세 겹 스크린의 유효 열전도 계수가 비교적 작아 이 온도차가 크게 나타나고 있다. 그림에는 나타나지 않았지만 이 때의 증기 온도는 증기 공간 전 영역에 걸쳐 54°C로 나타나 증기의 온도는 큰 차이가 없는 것으로 확인되었다. 실험 값과 수치해석 값의 차이를 검토하기 위해 오차, ϵ 을 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon = \left| \frac{T_{w,exp} - T_{w,num}}{T_{w,exp}} \right| \times 100 \quad (17)$$

그림에서 이 오차는 히터 1의 가운데 지점($z=0.04$ m)과 응축부 가운데 지점($z=0.35$ m)에서 실험치 기준으로 최대 10%의 오차를 보이고 있으나, 나머지 위치에서는 10% 이내의 오차를 보이면서 실험 값과 일치하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 히터 1이 위치한 외벽에서는 실험 값이 이론 예측 값보다 높게 나타나고, 히터 2를 포함한 단열 위치에서는 실험 값이 이론 예측 값보다 낮게 나타났다. 이러한 경향은 히터를 각각 29 W와 47 W로 가열한 경우에도 동일한 것으로 확인되었다. 일반적으로 히트파이프는 열전달량이 많을수록 성능이 좋다고 할 수 있고 성능이 좋을수록 히트파이프 자체의 가열부와 응축부 사이의 온도차는 작아지게 된다.^(4,10) 이러한 관점에서 보면 실험 대상 히트파이프가 수치해석에서 모델링한 히트파이프 보다 부

분적으로 성능이 떨어진다고 할 수 있다. 이와 같이 히트파이프의 실험 값들이 이론 예측 값들에 비해 성능이 낮게 나타나는 이유는 실제의 히트파이프에서 심지와 내벽의 접촉이 불완전하거나 다중 접의 스크린 망으로 구성된 심지에서 각 층간의 구조가 균일하지 못하기 때문으로 알려져 있다.^(3,15) 본 연구의 실험에서 사용한 히트파이프도 심지를 구성하는 세 겹의 스크린 망이 다소 불완전하여 실험과 수치해석 결과가 다소 차이 나는 것으로 보인다. 응축부 위치에서는 냉각수가 흐르면서 가열되고 있으므로 이 과정에서 냉각수에 노출된 벽이 영향을 받기 때문에 실험 값과 수치해석 값이 차이 나고 있다.

히터 2에만 38 W의 열량을 가했을 때 정상 상태의 축 방향 온도 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 앞에서 히터 1만 가열하는 경우에 대하여 언급한 것처럼 실험용 히트파이프의 불완전한 성능 때문에 실험 값과 수치해석 값이 차이 나고 있다. 또한, 수

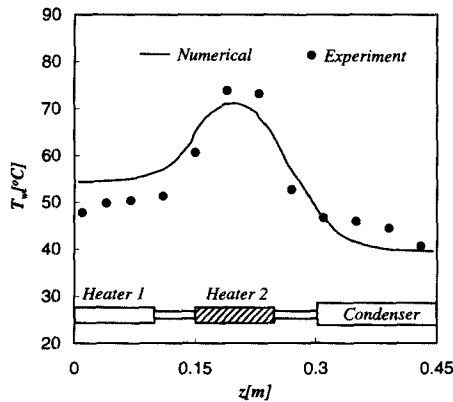


Fig. 6 Steady state temperature profile at the outer wall with 38W heat input on Heater 2.

치해석에서는 히트파이프 양단을 단열 조건으로 하였으나 실험에서는 이 위치에서 다소 열 손실이 있기 때문에 히터 1 끝 단 방향으로 수치해석 값이 실험 값보다 낮게 나타나고 있다.

이상과 같이 히터 1과 히터 2가 각각 가열되는 정상 상태 동작에 대하여 본 연구의 이론적 방법에 의해 예측된 외벽의 온도를 실험과 비교한 결과, 본 연구에서 사용한 이론 예측 방법에서 만족할 만한 수준의 타당성을 확인할 수 있었다.

두 개의 히터를 각각 가열하였을 때 히트파이프 외벽에서 발생하는 온도 특성을 정량적으로 비교하기 위해 본 연구에서 수행한 여섯 가지 경우에 대해 히터 1, 히터 2 및 응축부 각각의 외벽에서 발생한 평균 온도를 Table 2에 나타내었다. 표에 나타낸 바와 같이 동일한 열량이라도 가열 히터 외벽의 평균 온도와 응축부 외벽의 평균 온도와의 차이는 다르게 나타났으며, 히터 1이 가열되는 경우가 히터 2가 가열되는 경우보다 높게 나타났다. 그 이유는 Faghri와 Buchko⁽²⁾의 연구에서 나타난 바와 같이 열원이 히트파이프의 한 쪽 끝 부분에 위치하는 경우보다는 응축부에 가까운 곳에 위치하는 경우에 발생된 열이 벽과 심지를 통해 더 많이 좌우로 전달되기 때문이다. 본 연구에서 사용한 히트파이프에서는 히터가 각각 29 W, 38 W 및 47 W로 가열되는 경우 히터 2를 가열하는 경우가 히터 1을 가열하는 경우보다 최대 온도차가 12.5% 정도 작아지는 것을 알 수 있었다.

히터 1 또는 히터 2를 각각 가열하는 경우에서 히터의 열량 증가에 따라 온도가 변화하는 경향을 알아보기 위해 히터 1과 히터 2의 위치에서 각 히터의 열량 증가에 따른 온도 상승율을 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 가로방향좌표로 나타낸 Q 는

Table 2 Mean temperatures at Heater 1, Heater 2 and condenser.

Case	Heat Input			Mean Temperature			ΔT_{max}
	Heater 1	Heater 2	Total	Heater 1	Heater 2	condenser	
1	29 W	0 W	29 W	65.8°C	51.0°C	40.0°C	25.8°C
2	0 W	29 W	29 W	51.6°C	62.6°C	40.0°C	22.6°C
3	38 W	0 W	38 W	73.8°C	54.5°C	40.0°C	33.8°C
4	0 W	38 W	38 W	55.0°C	69.4°C	40.0°C	29.4°C
5	47 W	0 W	47 W	81.8°C	58.0°C	40.0°C	41.8°C
6	0 W	47 W	47 W	58.8°C	76.5°C	40.0°C	36.5°C

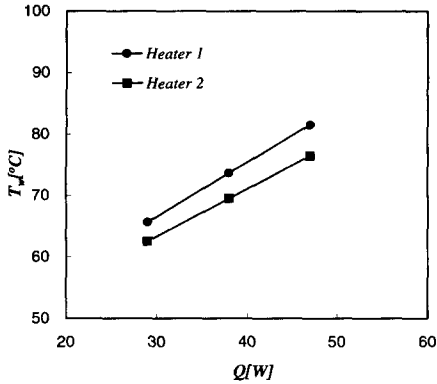


Fig. 7 Mean temperature increase at Heater 1 and Heater 2 with heat input.

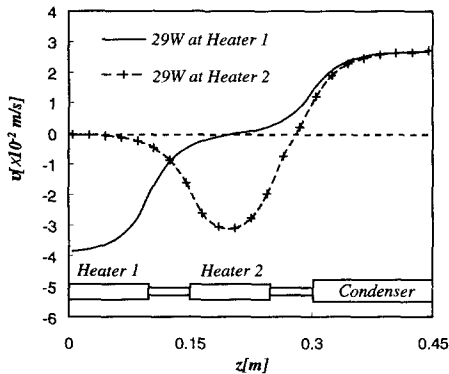


Fig. 8 Radial velocity profiles at vapor-wick interface.

각 히터의 열량을 의미하며 온도는 각 히터 위치의 평균값을 취한 것이다. 열량 증가에 따른 온도 상승율은 히터 1을 가열하는 경우에 열량 10 W 증가에 온도가 9°C 씩 상승하였으며 히터 2를 가열하는 경우에는 10 W 증가에 온도가 7°C 씩 상승하는 것으로 확인되었다.

작동 유체의 증발과 응축은 증기-심지의 경계면에서 발생하므로 이 위치에서의 반경 방향 속도 분포를 살펴보면 증발과 응축이 발생하는 경향을 파악할 수 있다. 이를 위해 히터의 열량이 29W인 경우에 증기-심지 경계면에서 발생하는 반경 방향 속도 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 음의 속도($v < 0$)는 증발을 나타내며 양의 속도($v > 0$)는 응축을 의미한다. 각각의 히터가 가열될 때, 가열되는 히터 위치에서는 음의 속도가 나타나고 응축부에서는 양의 속도가 나타나고 있다. 가열 히터 위치나 응축부 이외의 위치에서도 작지만 증발과

응축이 일어나고 있는데, 이는 벽과 심지에서 통해 열이 축 방향으로 전달되기 때문이다. 히터 1이 가열될 때와 히터 2가 가열될 때 모두 히트파이프에 주어지는 열량이 29 W로 같으므로 증발량은 동일하게 되지만, 히터의 위치가 다르기 때문에 증기-심지 경계면에서 증발량의 분포는 서로 다르게 된다. 그림에서 보는 바와 같이 히터 1이 가열될 때 증발이 발생하는 경계면의 길이는 0.21 m ($0 \text{ m} < z < 0.21 \text{ m}$)로 히터 2가 가열될 때 증발이 발생하는 길이 0.27 m ($0 \text{ m} < z < 0.27 \text{ m}$)에 비해 짧으나, 절대 속도는 히터 1이 가열될 때 히터 1의 시작 위치에서 최대 값을 보이고 있다. 즉, 증기-심지 경계면에서 증발이 발생하는 위치는 히터 2를 가열하는 경우가 히터 1을 가열하는 경우에 비해 더 길게 분포되어 있다고 할 수 있으며, 이는 앞의 온도 분포에서 논의한 바와 같이 벽과 심지를 통한 축 방향 열전달이 있기 때문이다.

이와 같이 히터 1을 가열하는 경우에 비해 히터 2를 가열하는 경우가 열량 증가에 대한 온도 상승율이 낮아지는 것으로 확인되었다. 따라서 전자 산업에 사용되는 히트파이프에서와 같이 동작 온도 범위의 한계가 있는 경우에는 히트파이프의 최고 온도를 제어하기 위해서 응축부에 더 가깝게 열원을 배치하는 것이 전체적으로 낮은 온도를 얻는 방법이라고 할 수 있다.

4.2 천이 과정의 히트파이프 동작

열원 교체 후의 천이 과정에 대한 수치해석의 타당성을 증명하기 위하여 열원이 히터 1에서 히터 2로 교체된 후 시간에 따라 히터 1($z=0.07 \text{ m}$), 히터 2($z=0.19 \text{ m}$) 및 응축부($z=0.43 \text{ m}$) 위치의 외벽 온도 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 앞에서 식 (17)에 정의한 수치해석과 실험의 오차는 최대 10% 이었다. 이와 같은 예측 결과로 보면, 열원 교체 후의 천이 과정 동작에 대해서도 본 연구에서 선정한 이론적 방법이 타당하다고 할 수 있다. 그림에서 열원 교체 후의 온도 변화 과정을 살펴보면 히터 자체의 열용량에 영향을 받아 열원이 교체된 후 히터 1과 히터 2의 외벽에서는 시간에 따라 지수 함수 형태로 온도가 변하고 있으며, 반면에 응축부 위치에서는 순환되는 냉각수로 열이 방출되고 있기 때문에 온도가 변하지 않고 있음을 알 수 있다.

열원 교체 후 히트파이프 외벽의 온도 변화 과정

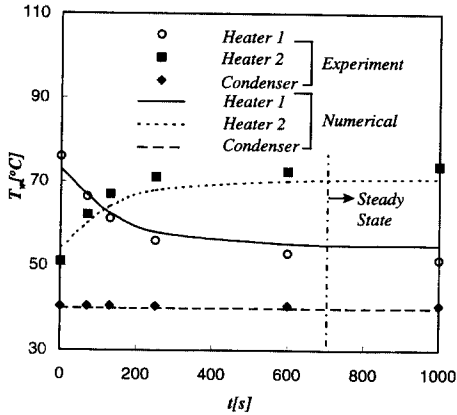


Fig. 9 Transient wall temperatures of Heater 1, Heater 2, and condenser after switching from Heater 1 to Heater 2 with 38W.

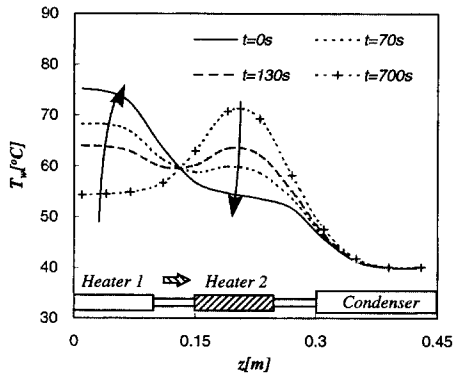


Fig. 10 Transient temperature profiles at the outer wall after switching from Heater 1 to Heater 2 with 38W.

을 알아보기로 한다. 열원이 히터 1에서 히터 2로 교체된 후 축방향 외벽 온도가 시간에 따라 변화는 과정을 수치해석 값을 기준으로 Fig. 10에 나타내었다. 앞의 그림들에서 논의한 바와 같이 천이 과정 중에서도 실험과 수치해석은 약 10%의 오차 범위에서 일치하고 있기 때문에 여기서는 실험 값을 생략하였다. 열원 교체 직전인 0초, 70초, 130초 및 700초가 경과되었을 때의 온도를 각각 대표적으로 표시하였다. 열원이 교체되기 직전의 $t=0s$ 에서의 외벽 온도 분포는 히터 1만 가열된 상태에서의 온도 분포와 동일하며, 열원 교체 후 새로운 정상 상태에 도달한 $t=700s$ 에서는 히터 2만 가열된 상태에서의 외벽 온도 분포와 동일하다. 수치해석 결과 천이 과정 중의 증기 온도는 $54^{\circ}C$ 로 증기 공간 전체에 걸쳐 큰 차이가 없었다. 열원 교체 후 약

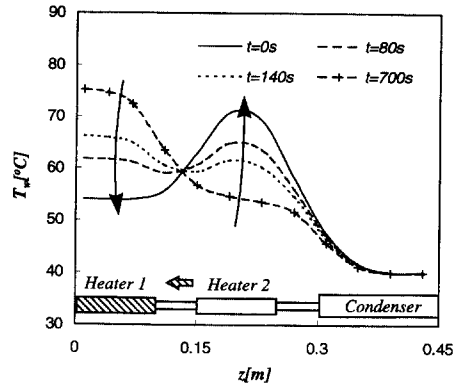


Fig. 11 Transient temperature profiles at the outer wall after switching from Heater 2 to Heater 1 with 38W.

700초가 경과한 뒤에는 정상 상태 온도의 99.5%에 도달하고 있고, 실험에서도 온도 변화량이 열전대의 측정 오차인 $\pm 0.3^{\circ}C$ 범위내인 것으로 나타났다. 따라서 본 연구 대상 히트파이프는 열원 교체 후 새로운 정상 상태에 도달하는 천이 시간이 약 700초라고 할 수 있다. 그림에서 열원이 히터 1에서 히터 2로 교체된 후 히터 1의 온도가 낮아지고 히터 2의 온도가 높아지고 있는 것은 당연한 결과라고 할 수 있으며, 약 130초 경과 후에는 히터 1과 히터 2 위치의 온도가 유사해졌다. 전체 천이 과정 중 300초 경과 후에 총 온도 변화량의 90%가 변하는 것으로 확인되었다. 히터 1과 히터 2 사이의 단열부 위치인 $z=0.125$ m 지점과 냉각수에 잠겨 있는 응축부의 온도는 천이 과정 중에도 온도가 변하지 않았다.

열원이 히터 2에서 히터 1로 교체된 후 시간에 따라 외벽의 축 방향 온도 분포가 변화는 과정을 수치해석 값을 기준으로 Fig. 11에 나타내었다. 앞의 그림과 마찬가지로 실험 값들의 데이터는 생략하였다. 열원 교체 직전인 0초의 온도와 열원 교체 후 80초, 140초 및 700초가 경과되었을 때의 온도를 각각 대표적으로 표시하였다. 시간이 경과함에 따라 히터 2 위치의 온도는 낮아지고 히터 1 위치의 온도는 높아지고 있다. 그림에 표시하지는 않았지만 히터 1 위치와 히터 2 위치의 온도가 같아지는 시점은 열원 교체 후 130초 후인 것으로 확인되었다. 열원이 교체된 후 새로운 정상 상태에 도달하는 전체 천이 시간은 히터 1에서 히터 2로 교체되는 경우와 그 반대로 교체되는 경우 모두 큰 차이 없이 약 700초가 소요되었다. 이와 같은 천이

과정 특성은 히터에 각각 29 W와 47 W의 열량을 준 경우에도 유사하게 나타났다.

5. 결 론

히트파이프의 응용 분야를 확장하기 위해 두 개의 열원이 부착된 히트파이프의 동작 특성을 이론적으로 예측하였다. 본 연구에서 제시한 수치해석 방법으로 계산한 히트파이프의 외벽 온도 분포를 실험 값과 비교한 결과 만족할 만한 오차 범위 내에서 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 본 모델링을 이용하여 다른 열 환경을 갖는 히트파이프의 동작 특성도 예측할 수 있을 것이다.

본 연구에서 선정된 히트파이프의 동작 특성을 분석한 결과 다음과 같은 주요 결론을 얻었다.

(1) 정상 상태 동작에서는 작동 유체의 원활한 귀환과 벽과 심지에서 발생하는 축 방향 전도 열전달에 의해 열원의 위치 변화가 히트파이프 동작에 영향을 준다는 것을 확인하였다.

(2) 응축부에 가까운 곳에 열원을 배치하는 경우가 가열부와 응축부의 온도차를 작게 할 수 있는 배치 방법이었으며 본 연구 대상 히트파이프에서는 히터 1을 가열하는 경우보다 히터 2를 가열하는 경우에서 최대 온도차가 약 12.5% 정도 작게 나타났다. 또한 히터 1을 가열할 때는 10 W당 9°C가, 히터 2를 가열할 때에는 10 W당 7°C가 상승하였다.

(3) 본 연구 대상 히트파이프는 열원이 교체된 후 새로운 정상 상태에 도달하는 데에는 약 700초의 시간이 소요되었으며, 약 130초 경과 후 히터 1과 히터 2 위치의 온도가 동일해 졌고, 전체 천이 시간의 30%인 300초 동안에 전체 온도 변화량의 90% 이상이 발생하였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술단 '96 국제 공동 연구 과제(965-1000-004-2)의 일부로서 수행되었으며 이에 관계자 제위께 감사드립니다. 또한 미국측의 공동 연구자이며, 본 논문에 조언을 준 Rhode Island 대학의 M. Faghri 교수님에게도 감사를 표합니다.

참고문헌

- (1) Gernert, N. J., 1986, "Analysis and Performance Evaluation of Heat Pipes with Multiple Heat Sources," *AIAA/ASME 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, AIAA-86-1360.
- (2) Faghri, A. and Buchko, M., 1991, Experimental and Numerical Analysis of Low-Temperature Heat Pipes with Multiple Heat Sources, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 728~34.
- (3) 부준홍, 진승환, 1993, "환형 스크린 워를 갖는 저온용 히트파이프의 성능해석과 설계를 위한 컴퓨터 코드의 개발," 대한기계학회논문집, 제17권, 제3호, pp. 698~709.
- (4) 이진원, 1991, 위성체 히트파이프 분석 및 설계 연구, 최종 연구 보고서, 포항공과대학.
- (5) Cao, Y. and Faghri, A., 1990, "Transient Two-Dimensional Compressible Analysis for High Temperature Heat Pipes with a Pulsed Heat Input," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 18, pp. 483~502.
- (6) 박종홍, 이재현, 1997, "열원이 바뀌는 고온용 히트파이프의 천이 과정 동작에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집(B), 제21권, 제1호, pp. 68~78.
- (7) Jang, J. H., Faghri, A., Chang, W. S. and Mahefkey, E. T., 1990, "Mathematical Modeling and Analysis of Heat Pipe Start-up from the Frozen State," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 586~594.
- (8) Chen, M. M. and Faghri, A., 1990, "An Analysis of the Vapor Flow and the Heat Conduction Through the Liquid-Wick and Pipe Wall in a Heat Pipe with Single or Multiple Heat Source," *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 9, pp. 1945~1955.
- (9) Bowman, W. J. and Hitchcock, J., 1988, "Transient Compressible Heat-Pipe Vapor Dynamics," *Proc. of 25th ASME National Heat Transfer Conference*, Vol. 1, pp. 361~365.
- (10) Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1994, *Heat Pipes*, 4th ed., Pergamon, New York, pp. 45~90.

- (11) Ganic, E. N., Hartnett, J. P. and Rohsenow, W. M., 1985, "Basic Concepts of Heat Transfer," in *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, Rohsenow et al., eds., McGraw-Hill, New York.
- (12) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, pp. 136-138, pp. 268~281.
- (13) 이정우, 박희용, 1988, 열전달, 광림사, 서울, pp. 137~140.
- (14) Rosten, H. I. and Spalding D. B., 1990, *Phoenics Training Course Notes CHAM TR/300*, CHAM
- (15) Park, J. H., 1997, "A Study on the Thermal Performance of Heat Pipe for the Optimum Placement of Satellite Equipment," *ETRI Journal*, Vol. 19, No. 2., pp. 59~70.