

가변 컨덕턴스 히트파이프의 열특성에 관한 해석

김 근 오*, 김 무 근**, 박 병 규*

*한국기계연구원 열유체환경연구부, **인제대학교 기계자동차공학부

Analysis on the Thermal Characteristics of Variable Conductance Heat Pipe

Geun Oh Kim*, Moo Geun Kim**, Byung Kyu PARK*

*Department of Thermal, Fluid & Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

**School of Mechanical & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

(Received October 12, 2000; revision received November 3, 2000)

ABSTRACT: The operation characteristics of variable conductance heat pipe (VCHP) were numerically investigated by using 1-dimensional diffuse-front model. For different boundary conditions, the amount of non-condensable gas charge and dimension of gas reservoir were obtained by iterative calculation. It is found that the amount of non-condensable gas charge and dimensions of gas reservoir have an effect on the temperature control of condenser for the given operating condition of VCHP. The numerical results show that the VCHP has an excellent capability of temperature control when subjected to a change in the heat input.

Key words: Heat pipe(히트파이프), Variable conductance(가변 컨덕턴스), Non-condensable gas(불응축가스), Control sensitivity(제어 감도)

기 호 설 명

<p>A : 단면적 [m^2]</p> <p>C : 열전도도와 면적의 곱</p> <p>C_p : 핀의 둘레길이(perimeter) [m]</p> <p>D : 작동유체에 대한 불응축가스의 확산계수</p> <p>d : 와의 와이어 지름 [m]</p> <p>h : 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]</p> <p>h_{fg} : 잠열</p> <p>k : 열전도도 [$W/m \cdot ^\circ C$]</p> <p>L : 길이 [m]</p> <p>M : 불응축가스의 몰 충전량 [mol]</p> <p>m : 질량 [kg]</p>	<p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s]</p> <p>P : 압력 [kPa]</p> <p>Q : 열전달량 [W]</p> <p>q : 열유속 [W/m^2]</p> <p>R : 기체상수</p> <p>R_u : 일반 기체상수</p> <p>T : 온도 [$^\circ C$]</p> <p>T_c : 제어설정온도 [$^\circ C$]</p> <p>V : 몰평균 속도 [mol/s]</p> <p>V_r : 불응축가스 저장부의 부피 [m^3]</p> <p>V_c : 응축부 부피 [m^3]</p> <p>x : 몰분율</p> <p>z : 축방향 좌표</p>
--	--

† Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

그리스 문자

δ : 와의 두께

- ϵ : 방사율
 η : 판의 효율
 Φ : 물분을 변수
 σ : Stefan-Boltzmann 상수

하첨자

- a : 활성영역
 abs : 외기
 c : 응축부
 ev : 증발부
 g : 불응축가스
 i : 위과 작동유체의 경계면
 ia : 비활성영역
 r : 가스 저장부
 s : 열침(heat sink)
 sat : 포화상태
 v : 작동유체 증기
 w : 히트파이프 벽면

1. 서 론

히트파이프의 작동온도범위는 작동유체, 열원과 열침조건에 의하여 결정되어진다. 통상적으로 히트파이프의 컨덕턴스는 거의 일정하므로 입력되는 열부하가 변하면, 즉 증발부의 열유속이 변하면 응축부 온도도 변하게 된다. 그러나 입력 열부하가 변동하더라도 응축부 또는 증발부 온도가 일정하게 유지되는 기능이 필요한 경우가 있으며, 이러한 목적으로 고안된 장치를 가변 컨덕턴스 히트파이프(VCHP)라 부른다.

가변 컨덕턴스 히트파이프는 열원이나 열침조건에 관계없이 작동온도를 일정한 온도로 유지하거나, 열전달량을 변화시키기 위한 목적으로 고안되었으며, 이와 같이 열원이나 열침의 온도, 또는 열전달량을 제어하기 위한 방법으로서 일반적으로 불응축가스 또는 파인액에 의하여 응축부의 유효 열전달 면적을 증가, 감소시키는 방법이 있다. 가변 컨덕턴스 히트파이프는 보통 히트파이프에 불응축가스를 충전시키고 응축부 말단에 불응축가스 저장부를 두고 있다. 즉, 불응축가스나 액체를 응축부 말단에 설치한 저장부로부터 출입

시킴으로써 응축부의 유효 열전달 면적을 증감시키게 된다. 히트파이프의 온도나 열전달량을 제어하는 방식으로 자기제어형과 귀환제어형이 있다. 전자는 통상 히트파이프에 적당량의 불응축가스를 봉입하여 자기제어가 가능하도록 만든 것이며, 후자는 온도 검출부로부터 신호를 다른 힘으로 바꾸어 가스나 액체를 강제적으로 출입시키는 방식이다.

가변 컨덕턴스 히트파이프는 Grover⁽¹⁾에 의하여 처음으로 실용 가능성이 제시되었고, Katzoff⁽²⁾는 가변 열전도체로서 히트파이프를 이용하여 온도제어를 할 수 있다고 제안하였다. 또한 Bienert et al.⁽³⁾이 가스 저장부를 두어 온도제어 성능을 향상시킴으로써 가변 컨덕턴스 히트파이프에 대한 보편적 형태를 갖추게 되었다.

가변 컨덕턴스 히트파이프에 대한 수치해석을 위하여 Marcus et al.⁽⁴⁾이 평면 선단모델(flat-front model)을 처음으로 제시하였고, Edwards and Marcus⁽⁵⁾는 파이프 벽면으로의 열전도를 고려한 1차원 확산면 선단모델(diffuse-front model)을 제안하였다. 또한 Somogyi et al.⁽⁶⁾과 Tien et al.⁽⁷⁾이 2차원 확산면 선단모델을 해석하여 증기와 가스 영역에서의 열전달과 물질전달에 관하여 연구하였으며, 이후 Shimoji et al.⁽⁸⁾은 동일한 모델을 사용하여 가변 컨덕턴스 히트파이프의 증발부 온도에 대한 수치적 연구를 행하였다. 최근 Harley and Faghri⁽⁹⁾는 파이프 벽면의 전도효과와 2차원 비정상 증기유동의 대류, 확산효과를 고려한 모델을 사용하여 가스 충전 히트파이프에 대한 수치모사를 하였다.

일반적으로 가변 컨덕턴스 히트파이프는 열원으로부터의 열부하가 변화하여도 증발부의 온도를 일정온도영역으로 유지할 수 있으므로 히트파이프의 시동이 어려운 경우나 전자제품, 우주선 등과 같이 매우 고성능의 열환경 제어가 요구되는 분야에 적용되고 있다. 따라서 가변 컨덕턴스 히트파이프의 성능은 적용 시스템에 매우 중요한 영향을 미치게 되므로 이에 관한 연구의 필요성이 크다.

본 연구에서는 Edwards and Marcus⁽⁵⁾의 1차원 확산면 선단 해석모델을 채택하고 작동유체와 불응축가스로서 각각 물과 질소를 사용한 경우에 히트파이프 축방향으로의 벽면 온도분포와 확산영역에서 증기 및 불응축가스의 분포를 살펴보

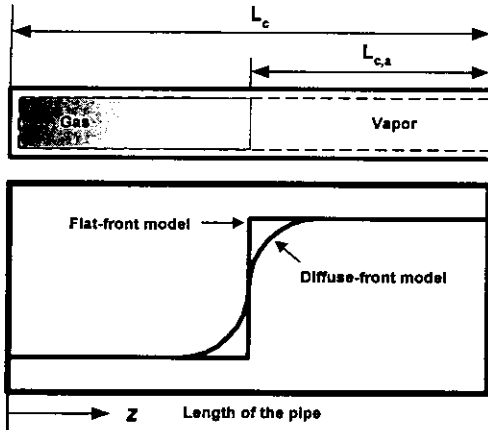


Fig. 1 Heat pipe wall temperature distributions along the condenser.

고, 작동조건과 제어설정온도가 주어졌을 때 불응축가스 저장부의 부피와 불응축가스 충전량을 구하여 열부하에 따른 증발부 온도변화와 불응축가스 충전량의 관계에 대하여 고찰하였다.

2. 이론 및 해석방법

2.1 기본이론

가변 컨덕턴스 히트파이프의 구조는 보통 히트파이프에 불응축가스를 충전할 수 있는 응축부 말단에 가스 저장부가 부착된 형태로 가스 저장부의 위치와 벽의 부착유무에 따라 여러 종류로 나누어진다.

일반적으로 가변 컨덕턴스 히트파이프는 분자량이 비슷한 작동유체와 불응축가스를 한 쌍으로 사용한다. 가변 컨덕턴스 히트파이프가 작동하면 불응축가스는 작동유체에 의하여 히트파이프의 응축부 말단과 저장부로 이동되며, 불응축가스로 채워진 영역에서는 작동유체의 증기가 응축하지 못하므로 열을 방출할 수 없게 된다. 또한 열부하가 증가하면 히트파이프의 활성영역에서의 증기압력이 상승하여 불응축가스를 응축부 말단으로 이송하게 되므로 응축부 활성영역의 길이가 증가하고 응축부 접촉면 열저항을 감소시키는 효과를 갖는다. 따라서 열부하가 증가하면 응축부 접촉면 열저항을 감소시켜 방출하는 열이 많게 되므로 증발부 온도의 증가를 감소시키게 된다. 반면 열부하가 감소하면 증발부의 압력이 하강하므로 불응축가스가

응축부 말단에서 증발부 쪽으로 이동하게 되어 응축부 접촉면 열저항을 상승시키므로 증발부의 온도가 열부하에 관계없이 일정하게 유지된다.

Fig. 1은 평면 선단모델과 확산면 선단모델에 의한 히트파이프 벽면의 온도분포를 나타내고 있다. 평면 선단모델은 가변 컨덕턴스 히트파이프의 기본특성을 이해하기 위하여 불연속적인 평면 선단이 존재한다고 가정하고 해석하는 방법이며, 확산면 선단모델은 작동유체의 증기와 불응축가스의 경계면에서 확산이 발생하여 연속적인 농도변화와 온도분포를 가진다는 해석방법이다. 본 논문에서는 보다 실제적인 현상을 파악하기 위하여 확산면 선단모델을 채택하였다.

가변 컨덕턴스 히트파이프를 해석하기 위해 축방향의 열전도가 미소하다고 가정하면, 작동유체 증기로부터 응축부 열침으로의 열전달량은 식(1)과 같이 표시할 수 있다.

$$Q = hC_p L_{c,a} (T_{v,a} - T_{s,c}) \quad (1)$$

응축부 활성영역의 길이를 결정하기 위하여 불응축가스의 상태식을 적용하고 이러한 상태식을 응축부의 비활성영역과 가스 저장부에도 적용하면 식(2)와 같다.

$$m_g = \frac{P_{g,r}}{R_g T_{g,r}} V_r + \frac{P_{g,ia}}{R_g T_{g,ia}} A_v (L_c - L_{c,a}) \quad (2)$$

히트파이프의 응축부와 가스 저장부의 전압력이 같다고 볼 수 있고 응축부 활성영역에서의 증기압력과 같으므로 저장부와 응축부 비활성영역에서의 가스 분압은 식(3)으로 계산된다.

$$P_{g,r} = P_{v,a} - P_{v,r}, \quad P_{g,ia} = P_{v,a} - P_{v,ia} \quad (3)$$

식(3)을 식(2)에 치환하여 정리하면 응축부 활성영역의 길이는 식(4)와 같다.

$$L_{c,a} = L_c - \frac{m_g R_g T_{g,ia}}{(P_{v,a} - P_{v,ia}) A_v} + \frac{V_r T_{g,i} (P_{v,a} - P_{v,r})}{A_v T_{g,r} (P_{v,a} - P_{v,ia})} \quad (4)$$

따라서 식(4)를 식(1)에 치환하면 히트파이프 증

기로부터 열침으로의 열전달량은 식(5)와 같은 형태로 표시할 수 있다.

$$Q = hC_p(T_{v,a} - T_{s,c}) \left[L_c - \frac{m_g R_g T_{g,ia}}{(P_{v,a} - P_{v,ia}) A_v} + \frac{V_r T_{g,i} (P_{v,a} - P_{v,r})}{A_v T_{g,r} (P_{v,a} - P_{v,ia})} \right] \quad (5)$$

웍을 가진 저장부가 있는 경우에 가스 저장부와 응축부 비활성영역이 열침과 평형을 이루므로 저장부와 응축부 비활성영역의 가스 온도는 열침온도와 같으며, 또한 이 두 영역의 증기압력은 열침온도의 포화압력과 같다. 따라서 식(5)는 식(6)과 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

$$Q = hC_p(T_{v,a} - T_{s,c}) \left[L_c + \frac{V_r}{A_v} - \frac{m_g R_g T_{s,c}}{(P_{v,a} - P_{v,s}) A_v} \right] \quad (6)$$

또한 가변 컨덕턴스 히트파이프의 최대 열부하조건에서 응축부 활성영역의 길이는 전체 응축부 길이와 같으므로 히트파이프의 최대 열전달량은 식(7)과 같다.

$$Q_{\max} = hC_p(T_{v,a,\max} - T_{s,c}) L_c \quad (7)$$

식(6)을 식(7)로 나눈 후에 정리하면 식(8)을 얻을 수 있다.

$$\frac{T_{v,a} - T_{s,c}}{T_{v,a,\max} - T_{s,c}} = \frac{Q}{Q_{\max}} \left[\frac{V_c/V_r}{1 + \frac{V_c}{V_r} - \frac{m_g R_g T_{s,c}}{V_r (P_{v,a} - P_{v,s})}} \right] \quad (8)$$

식(8)로부터 m_g/V_r 은 주어진 열침 조건에서 작동하게 될 기준온도 $T_{v,a,\max}$ 를 결정한다. 그리고 V_c/V_r 가 작아지면 증발부 온도가 증발부 압력에 크게 영향을 받게 되어 Q 에 따른 증발부 온도의 변화가 작아짐을 알 수 있다.

2.2 기본가정 및 해석방법

본 연구에서 해석하고자 하는 가변 컨덕턴스 히트파이프의 개략적 형태는 Fig. 2와 같으며, 기하학적 형상과 물성치는 Table 1에 나타나 있다. 수치해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- (1) 파이프의 지름이 길이에 비하여 상대적으로 작다. 즉 1차원 정상 상태로 가정한다.
- (2) 웍의 열저항이 작아 응축부 벽면 온도가 위크의 접촉면 온도와 같다 ($T_w = T_i$).
- (3) 축방향으로의 증기 압력 강하가 작다.
- (4) $z=0$ 에서, 즉 응축부 좌측 끝단에서 벽면의 온도 구배가 0이다.
- (5) 축방향 길이 z 에 대한 T_w 와 T_i 의 1차 미분값, 즉 온도 구배가 같다.

히프 파이프 응축부에서 복사와 대류에 의하여 열을 방출한다고 가정하면 응축부 미소길이 dz 로부터의 열손실은 식(9)와 같다.

$$dQ = [\epsilon\sigma T_w^4 + h(T_w - T_{s,c}) - q_{\text{abs}}] \eta C_p dz \quad (9)$$

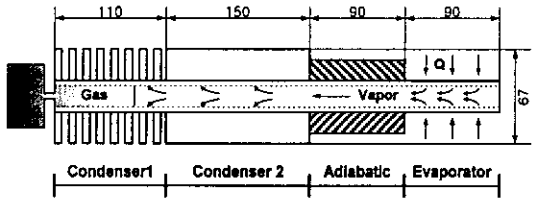


Fig. 2 Schematic diagram of VCHP.

Table 1 Dimensions and materials of VCHP

Working fluid	H ₂ O
Non-condensable gas	N ₂
Material of pipe	SUS 304
Material of wick	Brass
Length of evaporator	90 mm
Length of adiabatic section	90 mm
Length of condenser 1	110 mm
Length of condenser 2	150 mm
Outside diameter of pipe	7 mm
inside diameter of pipe	6 mm
Wall thickness of pipe	0.5 mm
Mesh number of wick	200 mesh
Conductivity of pipe wall	16.26 W/m · °C

식(9)를 선형화시키면 식(10)과 같다.

$$dQ = h_c dz (T_w - T_c) \quad (10)$$

여기서, $h_c = h_c(z) = [4\epsilon\sigma T_i^3 + h] \eta C_p$

$$T_c = T_c(z) = \frac{3\epsilon\sigma T_i^4 + q_{abs} + hT_{s,c}}{4\epsilon\sigma T_i^3 + h}$$

응축부 미소 체적에 대한 열 평형식은 식(11)과 같이 나타난다.

$$C \frac{d^2 T_w}{dz^2} + K(T_i - T_w) - h_c(T_w - T_c) = 0 \quad (11)$$

$$\text{여기서, } K = \frac{2\pi k_c}{\ln \frac{d_i + \delta}{d_i}}, \quad C = \sum k_n A_{c,n}$$

벽의 접촉면 온도 T_i 는 접촉면에서 증기분압에 대한 포화온도이다. 증기의 압력손실을 무시하고, Clausius-Clapeyron 관계로부터 유도된 증기압 법칙을 적용하면 접촉면에서의 불응축가스 물분율과 접촉면 온도의 관계는 식(12)와 같다.

$$x_i = 1 - \exp \left[- \left(\frac{h_{fg}}{RT_{ev}} \right) \left(\frac{T_{ev}}{T_i} - 1 \right) \right] \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } T_i &= \frac{T_{ev}}{1 + \frac{RT_{ev}}{h_{fg}} \ln \frac{1}{1-x_i}} \\ &= \frac{T_{ev}}{1 + \frac{T_{ev}}{T_{sat}} \ln \frac{1}{1-x_i}} \end{aligned}$$

파이프 내에서 불응축가스의 보존법칙을 적용하면 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$-CD \frac{dx_s}{dz} - CVx_b = 0 \quad (13)$$

응축부 영역에서 반경방향의 속도가 매우 작으므로 불응축가스 평균 물분율과 공간 물분율, 벽면 물분율값이 모두 같다. 따라서 식(13)에 $A_c M$ 을 곱하고,

$$\Phi = \ln \frac{1}{x}, \quad x = e^{(-\Phi)} \quad (14)$$

식(14)를 사용하면, 식(13)은 식(15)와 같다.

$$\dot{m} = CA_c MV = A_c MD \frac{d\Phi}{dz} \quad (15)$$

질량 보존에 의하여 식(16)과 같이 나타난다.

$$\frac{d\dot{m}}{dz} = K(T_i - T_w)/h_{fg} \quad (16)$$

식(11), (15), (16)은 T_w , Φ , m 에 대한 연립 미분방정식이고 T_i 는 식(12), (14)에 의하여 Φ 와 비선형의 관계에 있고 식(11), (15), (16)에 대한 경계조건은 응축부 말단에서 질량유량 $\dot{m} = 0$ 이며, 다음의 두 식(17), (18) 중에서 하나를 선택하고 연립 1차 비선형 미분방정식을 4차 Runge-Kutta 방법으로 계산을 수행한다.

$$Q = \int_0^L h_c (T_w - T_c) dz \quad (17)$$

$$M = A_c \int_0^L [P_i(T_i(z))/R_u T_i] dz \quad (18)$$

2.3. 저장부의 크기와 불응축가스 충전량의 결정

가변 컨덕턴스 히트파이프는 일반적으로 부하상태에 따라 불응축가스에 의해 작동유체가 응축부에서 완전히 차단되는 최소 열부하(full-off condition)상태와 작동유체에 의해 불응축가스가 응축부 끝단으로 밀려 응축부 전체에 작동유체가 작용하는 최대 열부하(full-on condition)상태가 있다. 응축부의 최대 열부하상태와 최소 열부하상태에 대하여 저장부의 크기를 0으로 놓고 계산을 수행하여 파이프 내의 가스 충전량을 구한다. 응축부의 최대 열부하상태에서는 파이프내에 가스가 전혀 없어야 하지만 확산에 의하여 어느 정도 존재하며 최소 열부하상태에서도 응축부에 증기가 있게 된다. 두 가지 극단 경우에 대하여 불응축가스 충전량을 구하는 계산 과정은 다음과 같다.

(1) 최대 열부하상태와 최소 열부하상태에서 응

축부의 양단에 증기와 가스의 평면 선단이 형성되므로 이러한 평면 선단을 형성시키는 열부하를 구하면 Q_{max} 와 Q_{min} 을 얻는다.

(2) $V_r=0$ 으로 놓고 최대 열부하상태와 최소 열부하상태에 대하여 계산을 수행하여 각각에 대한 파이프 내의 가스충전량 M_{max} 와 M_{min} 을 구한다.

(3) 히트파이프와 저장부 내의 불응축가스의 전체 물수는 일정하므로 식(19), (20)을 사용한다.

$$M = V_r \left(\frac{P_{g,r}}{R_u T_r} \right)_{max} + M_{max} \quad (19)$$

$$M = V_r \left(\frac{P_{g,r}}{R_u T_r} \right)_{min} + M_{min} \quad (20)$$

2.4 응축부의 특성

가변 컨덕턴스 히트파이프에서 열침으로의 열 전달은 핀을 통한 자연대류와 복사 에 의하여 이루어진다. Fig. 2에서 보듯이 응축부 2에는 평판 핀을 부착하고 응축부 1에서 분할된 핀을 부착하여, 응축부 2에서는 방열핀의 역할을 하게 하고 응축부 1에서는 축방향으로의 열전도를 줄이도록 하여 열체어 특성을 향상시켰다. 핀의 축방향 유효 열전도도는 평판핀의 경우에 핀재료의 열전도도가 되지만 핀이 분할되어져 있는 경우에는 매우 낮은 열전도도를 갖는다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3과 Fig. 4는 증발부의 제어설정온도가 60℃이고 최소 열부하상태일 때의 운전특성들을 나타낸 것이다. 저장부의 크기를 0으로 놓고 계산을 수행하여, 응축부가 최소 열부하상태인 경우 평면 선단이 응축부 2의 우측 끝에 있는 것으로 가정하여 계산을 수행하였다.

Fig. 3은 최소 열부하상태에서 히트파이프 축방향으로의 벽면 온도분포와 열전달량을 나타내고 있다. 히트파이프 벽면의 온도는 응축부 1영역에서 온도가 서서히 상승한 후 응축부 2영역과의 경계에서 급격하게 상승하는 경향을 나타내며 응축부 2영역에서는 계속해서 온도가 상승하며 단열영역에서는 60℃로 증발부의 온도와 같게 된

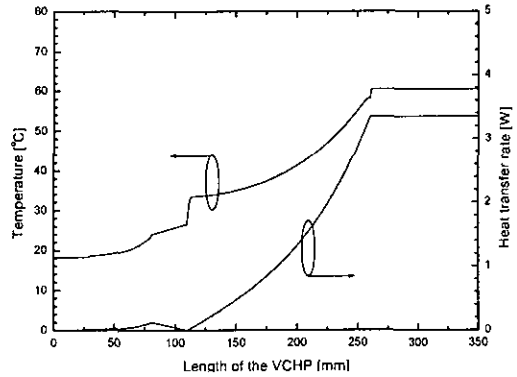


Fig. 3 The temperature and heat transfer rate along the heat pipe (full-off condition).

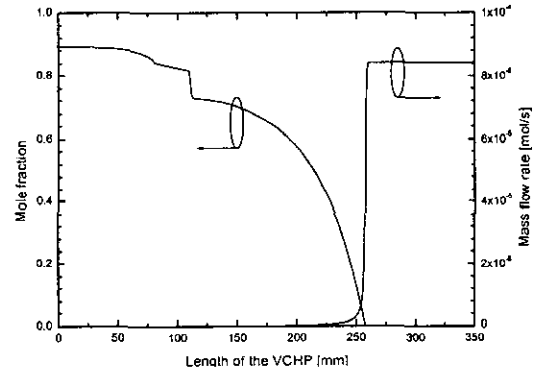


Fig. 4 Mole fraction of non-condensable gas and mass flow rate of vapor along the heat pipe (full-off condition).

다. 이와 같이 응축부에서 온도가 증가하는 것은 증기와 불응축가스의 경계면이 단열부와 응축부 2의 경계에서 형성되어 작동유체의 응축에 의한 잠열로 열을 전달시키지 못하고 히트파이프 벽면을 따른 전도로만 열을 전달하고 있기 때문이다. 열전달량의 경우에는 응축부 1에서는 거의 열전달량이 없으며 응축부 2에서는 온도와 같이 상승하고 있다. 또한 응축부 1과 응축부 2의 경계면에서 벽면온도의 급격하게 상승하는 것은 응축부 1은 분할핀 형태이며 응축부 2는 평판핀 형태로 응축부 1에서는 열전도 저항이 커지기 때문이다.

Fig. 4는 최소 열부하상태에서 불응축가스의 물분율과 작동유체 증기의 질량유량을 나타낸 것이다. 불응축가스의 물분율은 응축부 1의 좌측 끝단에서 서서히 감소하여, 응축부 2에서 급격히

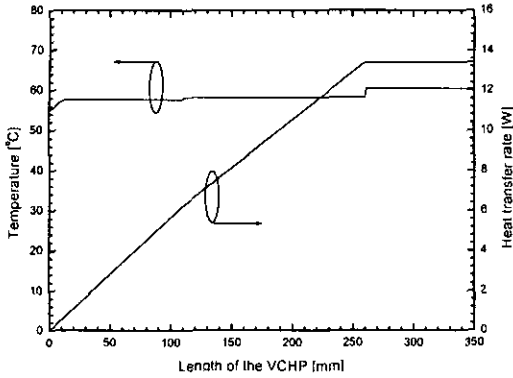


Fig. 5 The temperature and heat transfer rate along the heat pipe (full-on condition).

감소하며 응축부 2와 단열부의 경계면에서는 불응축가스가 존재하지 않게 된다. 증발부에서 증발하여 이송되었던 작동유체는 불응축가스의 경계면에서 유량이 급격하게 감소하여 응축부영역으로 이송이 되지 못하고 있다. 또한 불응축가스의 물분율과 작동유체 증기의 질량유량이 경계면에서 겹쳐지는 부분은 확산에 의한 영향이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 증발부의 제어설정온도가 60°C이고 최대 열부하상태일 때의 특성들을 나타낸 것이다. Fig. 5는 히트파이프 축방향으로의 벽면 온도분포와 열전달량을 나타내고 있으며 히트파이프 벽면의 온도는 거의 제어설정온도와 동일하게 나타나고 있다. 열전달도 응축부영역 전체에서 나타나고 있으며 일반적인 히트파이프 운전특성과 일치하고 있다. 단열부, 응축부 1, 응축부 2의 경계에서 약간의 온도상승이 나타나는 것은 히트파이프에 부착되어 있는 핀 형상 때문이며 응축부 1의 좌측 끝단에서의 온도하강은 불응축가스가 확산에 의해서 응축부 1의 좌측끝단에 존재하고 있기 때문이다.

Fig. 6은 히트파이프 축방향으로의 불응축가스 물분율과 작동유체 증기의 질량유량을 나타낸 것으로 최소 열부하상태와는 달리 응축부 1의 좌측 끝단에 불응축가스가 약간 존재하고 있으며 작동유체 증기가 응축부의 좌측 끝단까지 이송되어 응축하므로 많은 열을 전달시키고 있다. 그리고 응축부 1의 좌측 끝단에 확산에 의한 불응축가스의 존재도 확인할 수 있다. 이와 같이 최소 열부하상태와 최대 열부하상태에서 히트파이프를 해석해 본 결과, 응축부의 제어설정온도를 60°C로

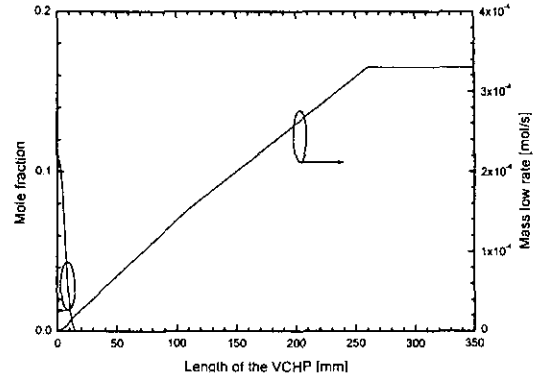


Fig. 6 Mole fraction of non-condensable gas and mass flow rate of vapor along the heat pipe (full-on condition).

하였을 경우는 13.39 W와 0.0129 W를 얻었으며 70°C인 경우는 17.3 W와 0.0142 W이었다.

최대 열부하상태와 최소 열부하상태일 때의 응축부 양끝에서의 작동유체 증기와 불응축가스의 온도를 구하고, 히트파이프 내의 불응축가스 충전량을 구한 값으로 저장부의 크기와 전체 불응축가스 충전량을 구하면 제어설정온도가 60°C인 경우에는 39.6 cm³과 0.3128×10⁻³ mol이고 제어설정온도 70°C인 경우에는 66.4 cm³과 0.7911×10⁻³ mol로 계산되었으며 Table 2에 그 값들을 표시하였다. 이와 같이 계산된 불응축가스 충전량과 저장부의 크기를 가진 가변 컨덕턴스 히트파이프 모델을 가지고 성능 예측을 수행하였다.

Table 2 The operation characteristics of VCHP for different control temperature

		$T_c=60^\circ\text{C}$	$T_c=70^\circ\text{C}$
full-on	Q [W]	13.4	17.3
	T [°C]	55.3	64.0
	M [mol]	0.1012×10^{-6}	0.1573×10^{-6}
full-off	Q [W]	0.0129	0.0142
	T [°C]	18.3	18.3
	M [mol]	0.3375×10^{-4}	0.5400×10^{-4}
Volume of the reservoir [cm ³]		39.6	66.4
Amount of the non-condensable gas [mol]		0.3128×10^{-3}	0.7911×10^{-3}

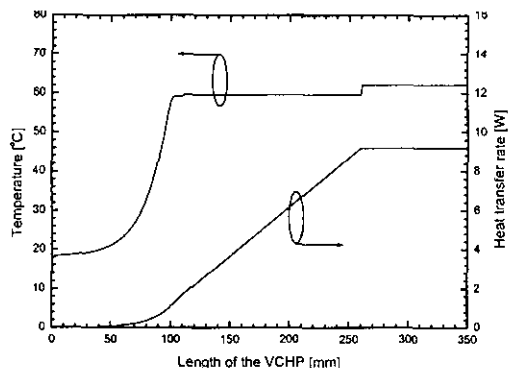


Fig. 7 The temperature and heat transfer rate along the heat pipe ($Q=9.18\text{ W}$, $T_c=60^\circ\text{C}$).

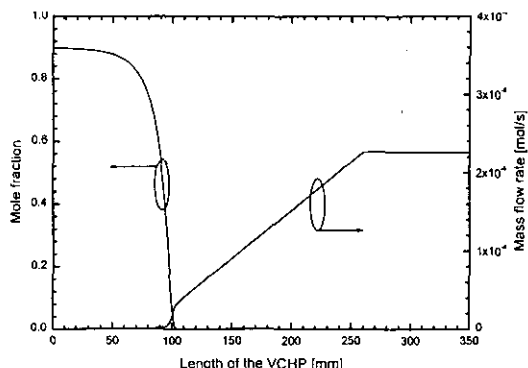


Fig. 9 Mole fraction of non-condensable gas and mass flow rate of vapor along the heat pipe ($Q=9.18\text{ W}$, $T_c=60^\circ\text{C}$).

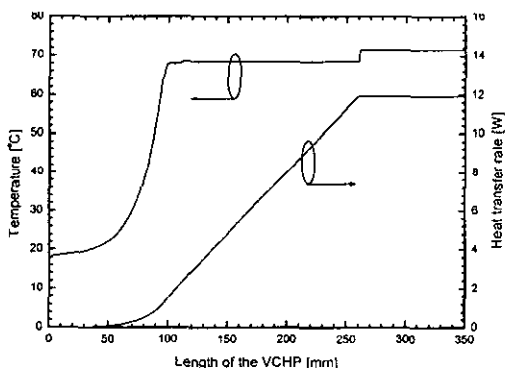


Fig. 8 The temperature and heat transfer rate along the heat pipe ($Q=11.93\text{ W}$, $T_c=70^\circ\text{C}$).

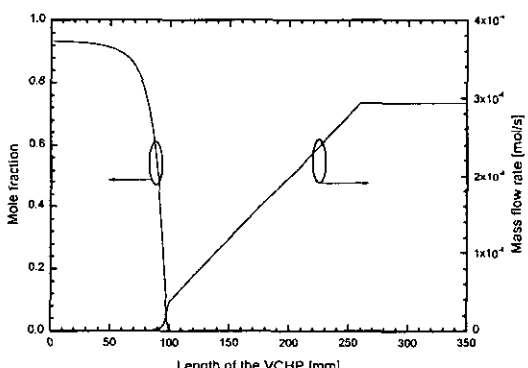


Fig. 10 Mole fraction of non-condensable gas and mass flow rate vapor along the heat pipe ($Q=11.93\text{ W}$, $T_c=70^\circ\text{C}$).

이러한 가변 컨덕턴스 히트파이프 모델을 사용하여 열부하가 각각 9.18 W와 11.93 W로 주었을 때의 가변 컨덕턴스 히트파이프의 여러 가지 특성을 예측하였다.

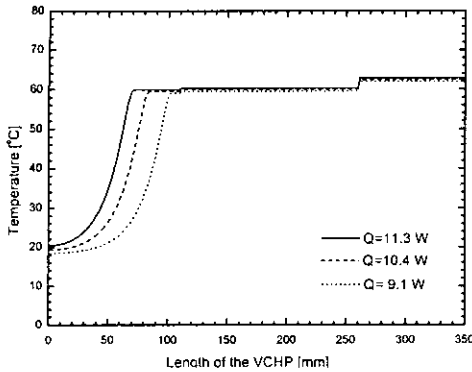
Fig. 7은 증발부의 제어설정온도가 60°C일 때의 열전달량과 히트파이프 벽면 온도분포를 나타낸 것으로 열전달량은 응축부의 좌측 끝으로부터 약 80 mm 지점에서 급격히 증가함을 알 수 있다. 이는 불응축가스와 작동유체 증기의 경계면이 80 mm 근처에서 형성되므로 그 이전에는 응축부에서 외부로의 열전달이 이루어지지 않음을 알 수 있다. 그리고 온도의 변화도 이 부근에서 시작된다.

Fig. 8은 증발부의 제어설정온도가 70°C일 때

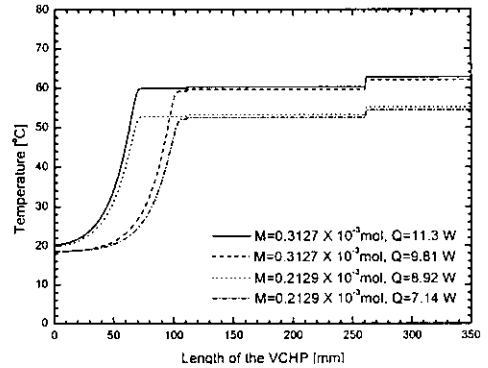
의 열전달량과 히트파이프 벽면 온도분포를 나타낸 것으로 제어설정온도가 60°C인 경우와 유사하며 단열부의 온도가 70°C로 유지되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 증발부의 제어설정온도가 60°C와 70°C일 때의 불응축가스 물분율과 작동유체 증기의 질량유량을 나타낸 것이다. 불응축가스와 작동유체 증기의 경계면이 형성되는 지점에서 물분율의 급격한 감소, 그리고 작동유체 증기의 질량유량의 급격한 증가가 나타난다.

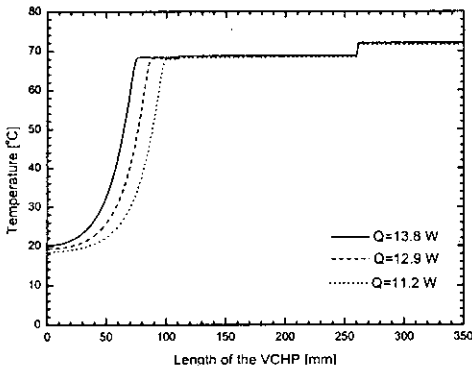
Fig. 11은 열입력이 다른 경우 히트파이프의 축방향으로의 벽면 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 11(a)는 증발부의 제어설정온도가 60°C일 때의 열부하의 변화에 따른 히트파이프의 벽면 온



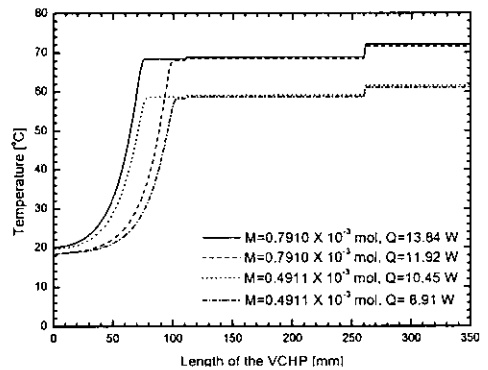
(a) $T_c = 60^\circ\text{C}$



(a) $T_c = 60^\circ\text{C}$



(b) $T_c = 70^\circ\text{C}$



(b) $T_c = 70^\circ\text{C}$

Fig. 11 Wall temperature profiles of VCHP for different heat input.

Fig. 12 Wall temperature profiles of VCHP for different gas amount.

도분포를 나타낸다. 열부하 Q 가 9.1 W, 10.4 W, 11.3 W로 변할 때의 온도분포로서 전반적인 온도의 분포는 일정하게 나타나며 열부하가 커지면 온도의 급격한 변화영역인 불응축가스와 작동유체 증기의 경계면이 응축부의 좌측끝단으로 이동하게 된다. 각각의 열부하에 따른 증발부의 온도는 61.55°C, 61.95°C, 62.35°C로 거의 일정하게 나타난다.

Fig. 11(b)은 증발부의 제어설정온도가 70°C일 때 열부하를 11.92 W, 12.89 W, 13.84 W로 변화시

킨 것이다. 증발부 온도는 각각 71.13°C, 71.39°C, 71.65°C로 여기서도 증발부의 온도가 일정하게 나타난다.

Fig. 12는 증발부의 제어설정온도가 각각 60°C와 70°C일 때의 불응축가스의 양이 증발부 온도 변화에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 앞에서 계산으로 설정한 불응축가스의 양을 봉입한 경우와 이보다 불응축가스 충전량을 30% 감소시킨 경우에 대한 증발부의 온도 변화를 나타낸 것으로서 정량으로 불응축가스를 봉입한 경우는 제어설정

Table 3 The operation characteristics of VCHP for different amount of non-condensable gas

Amount of non-condensable gas [$\times 10^{-3}$ mol]	$T_c = 60^\circ\text{C}$				$T_c = 70^\circ\text{C}$			
	0.3127	0.2129	0.7910	0.4911	0.3127	0.2129	0.7910	0.4911
Heat transfer rate [W]	11.3	9.2	8.9	7.1	13.8	11.9	10.5	8.9
Evaporator temperature [°C]	62.6	61.8	54.9	54.1	71.9	71.3	61.2	60.8

온도편차가 약 2°C 정도의 적은 변화를 나타내지만 정량보다 30% 불응축가스 충전량을 감소시킨 경우는 제어설정온도에 도달하지 못하고 편차가 커짐을 알 수 있다. Table 3은 불응축가스 충전량의 감소에 따른 증발부의 온도변화를 나타낸 것이다. 정해진 히트파이프에서 가스충전량을 정량보다 많이 붓입했을 때 열부하가 작은 경우에는 온도 변화량이 거의 같게 나타나지만 열부하가 커질 경우에 가변 컨덕턴스 히트파이프가 작동되지 않게 된다. 따라서 가변 컨덕턴스 히트파이프의 작동조건과 형상에 따라 적절한 불응축가스의 충전량이 존재함을 알 수 있다.

4. 결 론

가변 컨덕턴스 히트파이프의 운전특성을 파악하기 위하여 1차원 확산면 선단모델을 채택하고 정상상태 운전에 대하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 불응축가스 충전량과 저장부의 크기가 가변 컨덕턴스 히트파이프의 온도제어에 큰 영향을 주고 작동조건과 형상에 맞는 적절한 값이 존재한다.

(2) 가변 컨덕턴스 히트파이프 응축부의 최대 열부하상태와 최소 열부하상태에서의 계산 결과를 이용하여 가스충전량과 저장부의 크기를 정하는 것이 바람직하다.

(3) 가변 컨덕턴스 히트파이프의 여러 가지 특성들의 주된 변화가 불응축가스와 작동유체 증기가 접하는 경계면의 확산영역에서 일어난다.

후 기

이 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 중점 국가연구개발사업(온실가스저감기술개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erickson, G. F., 1964, Structure of Very high Thermal

- Conductance, Journal of Applied Physics, Vol. 35.
2. Katzoff, S., 1967, Heat Pipes and Vapor Chambers for Thermal Control of Spacecraft, AIAA Thermophysics Specialist Conference, AIAA 67-310 Apr. 10.
3. Bienert, W., Brennan, P. J. and Kirkpatrick, T. P., 1971, Feedback Controlled Variable Conductance Heat Pipes, AIAA paper No. 71-429.
4. Marcus, B. D. and Fleischman, G. L., Steady-State and Transient Performance of Hot Reservoir Gas-Controlled Heat Pipes, ASME Paper No. 70-HT/Spt-11.
5. Edwards, D. K. and Marcus, B. D., 1972, Heat and Mass Transfer in the vicinity of the vapor-gas front in a Gas-Loaded Heat Pipes, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME. Series C, Vol. 94, No. 2, pp. 155-162.
6. Somogyi, D. and Yen, H. H., 1972, An Approximate Analysis of the Diffusing flow in a self-controlled Heat Pipes, ASME paper No. 72-HT-M.
7. Rohani, A. R. and Tien, C. L., Steady Two-Dimensional Heat and Mass Transfer in the Vapor-Gas Region of a Gas-Loaded heat Pipes, ASME paper No. 72-WA/HT-34.
8. Shimoji, S., Kimura, H. and Matsushita, T., Prediction of Evaporator Temperature of a Gas Loaded Heat Pipes by the Diffuse Front Model, AIAA paper No. 78-410.
9. Harley, C. and Faghri, A., 1994, Transient Two-dimensional Gas-Loaded Heat pipe analysis, ASME J. Heat Transfer, Vol. 116, No. 3.
10. Peterson, G. P., 1994, An Introduction to Heat Pipes, John Wiley and Sons.
11. Edwards, D. K., User's Manual for the TRW Gas Pipe 2 Program, NASA CR-114672.