

진동형 히트 파이프에서 튜브의 지름과 개수에 따른 전산 열유동해석

한 성 현,¹ 최 종 욱,^{*2} 김 성 초²

¹순천대학교 대학원 우주항공공학과

²순천대학교 기계우주항공공학부

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THERMAL FLOW WITH VARYING THE DIAMETER AND THE NUMBER OF TUBES IN PULSATING HEAT PIPES

S.H. Han,¹ J.W. Choi^{*2} and S.C. Kim²

¹Dept. of Aerospace Engineering, Graduate School, Suncheon National Univ.

²School of Mechanical and Aerospace Engineering, Suncheon National Univ.

In this paper, heat transfer characteristics of pulsating heat pipes are investigated with the diameter and the number of tubes through the computational analysis of thermal flow. The numerical simulation includes the phase change process with VOF model using OpenFOAM software. The numerical code is modified for the phase change to occur with saturation temperature. The numerical results are compared with the previous ones to validate the present code. The reasonable results have been obtained based on the mass transfer time relaxation parameter considering the density ratio. When the ratio of length to diameter and the number of tubes are on the decrease, the thermal resistances also tends to decrease in the pulsating heat pipes. These numerical results will supply the base line data to design and to manufacture the pulsating heat pipe.

Key Words : 진동형 히트 파이프(Pulsating Heat Pipe), 열전달 특성(Heat Transfer Characteristics), 상변화(Phase Change), VOF 모델(VOF Model), 열저항(Thermal Resistance)

1. 서 론

최근 전자기기는 소형화되며 단위 면적 당 열 발생량이 지속적으로 증가하고 있다. 따라서 발열 관리가 전자기기의 성능 한계를 결정하는 중요한 요인이 된다. 진동형 히트 파이프(Pulsating heat pipe)[1]는 증발부와 응축부의 압력 차이를 이용하여 열을 전달하는 2상(Two phase) 열전달 장치로써 발열 관리를 효율적으로 개선할 수 있다. 기존 히트 파이프(Conventional heat pipe)와 비교하면 진동형 히트 파이프는 Wick 구조가 없고, 구불구불한 여러 개의 곡관을 가진 모세관으로 구성된다. 또한, 높은 열전달률, 간단한 구조, 작은 크

기, 가벼운 무게, 좋은 열성능 그리고 낮은 제작비용의 특징을 갖는다.

진동형 히트 파이프에 대한 연구는 다양하게 이루어져 왔다. Xu and Zhang[2]은 진동형 히트 파이프의 스타트업(Start-up) 과정과 안정적인 열적 진동에 관한 연구를 수행하였다. 낮은 가열 동력(Low heating power)에서 유체 내부 온도의 오버슈트(Overshoot) 현상이 발생한 뒤 안정된 열적 진동 주기가 나타났고, 높은 가열 동력(High heating power)에서 매끄러운 진동 과도기를 거친 뒤 안정된 열적 진동 주기가 나타났다. 그리고 낮은 가열 동력에서 진동 흐름은 랜덤 형태로 넓은 주파수 범위에 걸쳐 일어나지만, 높은 가열 동력에서 진동 흐름은 준평형 형태임을 보였다.

Lee[3]는 다양한 충전율(Filling ratio)에서 유입 동력을 변화시키면서 진동형 히트 파이프의 열저항 경향을 분석하였다. 이때, 작동유체로 에탄올을 사용하였으며, 유입 동력을 5 ~ 82 W로 설정하였다. 열성능은 충전율이 57%, 유입 파워가 40

Received: March 3, 2016, Revised: March 31, 2016,

Accepted: March 31, 2016.

* Corresponding author, E-mail: choijw99@scnu.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksce.2016.21.1.086>

© KSCFE 2016

W일 때 가장 높게 나타났다. 충전율이 낮을 때는 기포의 증발과 응축이 더 잘 일어나지만, 액체의 질량이 낮아 현열 전달(Sensible heat transfer) 비율이 낮아졌다. 반면에 충전율이 높을 때는 액체의 질량이 증가하지만 기포가 증발부에서 발생하는 양과 2상 유동의 평균속도가 줄어들게 되어 진동형 히트 파이프의 성능이 감소했다.

Lin et al.[4]은 안지름과 세로길이에 따른 소형 진동형 히트 파이프의 열전달 성능을 조사하였다. 안지름 0.4, 0.8, 1.3, 1.8 mm, 세로길이 100, 150, 200 mm의 형상에 대하여 작동유체를 물로 하여 실험하였다. 이 연구에서는 안지름이 커질수록, 총길이가 작아질수록 소형 진동형 히트 파이프는 더 좋은 열전달 성능을 나타냈다.

Charoensawan and Terdtoon[5]은 넓은 범위에서 단힌 루프 진동형 히트 파이프의 열성능이 변수들(안지름, 곡관의 수, 작동유체, 경사각)에 얼마만큼 의존하는지 실험으로 연구하였다. 여기서, 작동유체의 열역학적 특성은 진동형 히트 파이프를 작동시키는데 중요한 영향을 미쳤다. 또한, 곡관 개수에 따라 수직 상태와 수평 상태일 때 성능의 차이를 줄여 주었다.

Lin et al.[6]은 다양한 안지름과 세로길이에 따른 실험 결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 수치해석에서는 Fluent의 VOF(Volume of fluid) 모델과 Mixture 모델이 사용되었다. 그 결과, Mixture 모델이 소형 진동형 히트 파이프의 시뮬레이션에 적합하였다.

지금까지 언급된 다양한 실험과 해석적인 연구를 통해 진동형 히트 파이프의 충전율, 경사각, 안지름, 길이, 작동유체의 종류 등이 열전달 성능 및 작동에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그러나 대부분의 연구가 동일한 열전달 면적이 아닌 동일한 형상에 대하여 여러 변수들을 변화시키면서 수행되었다. 이러한 까닭에 증발부와 응축부의 열전달 면적도 여러 변수들과 함께 변화하게 된다. 이러한 결과들은 상대적인 값으로는 타당하나 절대적인 값으로는 사용될 수 없다. 실제로 발열부의 면적이 고정된 상태에서 열을 신속하게 제거할 수 있는 진동형 히트 파이프를 제작하는 것이 일반적이다.

이 연구에서는 진동형 히트 파이프의 증발부와 응축부에 대한 열전달 면적을 동일하게 선택한 후, 직경에 대한 길이의 비와 곡관 개수에 따른 열전달 성능을 예측하였다. 전산 열유동해석에는 OpenFOAM(version 2.3.1)[7] 코드를 사용하였으며, 기존 소스 코드에 대하여 포화온도에 따른 상변화 과정을 추가하였다. 한편, 상변화 과정에서 물과 증기의 질량비 보존을 고려한 매개변수 값을 사용하였으며, 수정된 수치해석 코드에 대한 검증을 위하여 기존의 연구결과[6]와 비교하였다.

2. 형상 모델링

전산 열유동해석을 위한 진동형 히트 파이프의 개략도는

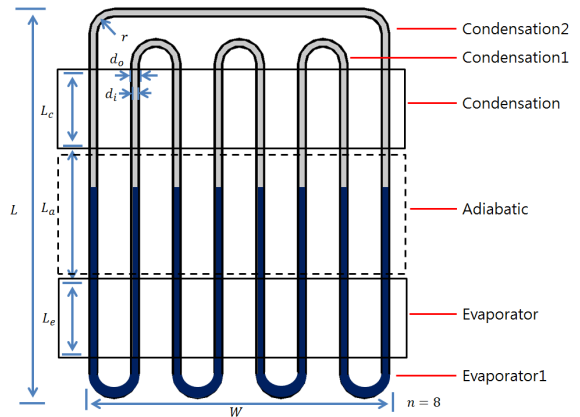


Fig. 1 Schematic of pulsating heat pipe

Fig. 1과 같으며, 크게 증발부 (Evaporator), 단열부 (Adiabatic), 응축부 (Condensation)로 구성된다. 여기서, d_i 는 안지름, d_o 는 바깥지름, n 은 튜브 개수, r 은 곡률, W 는 가로길이, L 은 세로길이, L_e 는 증발부의 길이, L_c 는 응축부의 길이, L_a 는 단열부의 길이를 각각 나타낸다. 참고로, 이 진동형 히트 파이프는 수직 상태로 배열되고 하단 가열 모드로 작동된다.

진동형 히트 파이프가 구동되기 위해서는 기존 히트 파이프의 안지름 보다 상대적으로 작아야 하며, 식 (1)을 만족해야 한다[8].

$$d_i \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \tag{1}$$

여기서, σ 는 표면장력, g 는 중력, ρ 은 밀도, 아래 첨자 l 와 v 은 각각 액체상과 증기상을 나타낸다.

구동조건을 만족하고 증발부의 열전달 면적이 동일할 때, 직경과 곡관 개수에 따른 3가지 형상에 대한 모델링을 수행하였다. 형상과 관련된 값은 Table 1과 같으며, 설계 및 격자

Table 1 Dimensions of pulsating heat pipe

Case	Parameter	Value
(a)	Length/inner diameter(L/d_i)	150
	Number of tubes(n)	10
	Bend/turn curvature radius(r)	0.00544(m)
(b)	Length/inner diameter(L/d_i)	100
	Number of tubes(n)	8
	Bend/turn curvature radius(r)	0.00696(m)
(c)	Length/inner diameter(L/d_i)	37.5
	Number of tubes(n)	4
	Bend/turn curvature radius(r)	0.0158(m)

생성은 Salome[9]을 이용하였다. 전산 열유동해석 영역은 상변화가 일어나는 유체영역뿐만 아니라 튜브의 열전도를 고려한 고체영역까지 포함하였다.

3. 계산 모델

3.1 지배방정식

진동형 히트 파이프 안에서 상변화를 고려한 질량보존 방정식은 식 (2)와 식 (3)과 같다.

$$\frac{1}{\rho_l} \left[\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_l \alpha_l \vec{U}_l) \right] = \dot{m} \quad (2)$$

$$\frac{1}{\rho_v} \left[\frac{\partial(\rho_v \alpha_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \alpha_v \vec{U}_v) \right] = -\dot{m} \quad (3)$$

여기서, α_l 는 액체상의 체적분율(Volume fraction), α_v 는 증기상의 체적분율, t 는 시간, U_l 은 액체상의 속도, U_v 는 증기상의 속도이다. 오른쪽 항은 전체 소스 (Source)항으로 $\dot{m} = \dot{m}_e - \dot{m}_c$ 이다. 이때, \dot{m}_c 는 응축 과정에서 상변화시 생성되는 질량 전달량이고, \dot{m}_e 는 증발 과정에서 상변화시 생성되는 질량 전달량이다.

액체상과 증기상의 체적분율은 식 (4)를 만족하며, 액체상만 존재할 때는 $\alpha_l = 1$, $\alpha_v = 0$ 이고, 증기상만 존재할 때는 $\alpha_l = 0$, $\alpha_v = 1$ 이다. 한편, 액체상과 증기상의 경계면에서는 $0 < \alpha_v < 1$ 이다.

$$\alpha_l + \alpha_v = 1 \quad (4)$$

진동형 히트 파이프 안에서 압력 차이에 의한 운동량 방정식은 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \vec{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T)] \\ + \vec{\rho}g + \sigma \kappa \nabla \alpha \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, p 는 압력, μ 는 점성계수, κ 는 표면곡률을 나타낸다. 식 (5)에서 사용된 밀도와 점성계수는 체적분율을 고려하였으며, 각각 식 (6)과 식 (7)과 같다.

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (6)$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (7)$$

또한, 진동형 히트 파이프 벽면과 액체상과의 표면장력 계산에는 CSF(Continuum surface force) 모델[10]이 사용되었다.

고체영역을 포함한 진동형 히트 파이프내의 열전달 해석을 위한 에너지 방정식은 식 (8)과 같다.

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} - \nabla \cdot (\rho C_p T \vec{U}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{m} H \quad (8)$$

여기서, C_p 는 정적비열, T 는 온도, k 는 열전도계수, H 는 증발잠열을 나타낸다. 정적비열과 열전도계수는 체적분율을 고려하였으며, 각각 식 (9)와 식 (10)과 같다.

$$C_p = \alpha_l C_{p,l} + \alpha_v C_{p,v} \quad (9)$$

$$k = \alpha_l k_l + \alpha_v k_v \quad (10)$$

3.2 상변화 방정식

진동형 히트 파이프에서 고체영역의 열전달과정과 포화온도에 따른 상변화 과정을 모사하기 위하여 OpenFOAM (Version 2.3.1)에서 제공하는 솔버(Solver) 중 chtMultiRegionFoam에 phaseChangeTwoPhaseMixtures와 twoPhaseMixture-Thermo 솔버를 병합하였다. 여기서, chtMultiRegionFoam은 고체영역과 유체영역 사이의 열전달 해석을 수행할 수 있고, phaseChangeTwoPhaseMixtures와 twoPhaseMixture-Thermo는 상변화 과정을 수행할 수 있다.

이 연구에서는 포화온도에 따라 증발과 응축이 발생하도록 식 (11)과 식 (12)를 이용하여 관련 솔버를 수정하였다. 이러한 식들은 액체와 증기 사이에 질량 전달량을 나타낸다. Lee[11]의 모델에 따르면 상변화 과정에서 질량 전달은 주로 포화 온도에 의존하는 것으로 나타났다.

$$\dot{m}_e = \begin{cases} \beta_e \alpha_l \rho_l \left| \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \right| & T \geq T_{sat} \\ 0 & T < T_{sat} \end{cases} \quad (11)$$

$$\dot{m}_c = \begin{cases} 0 & T \geq T_{sat} \\ \beta_c \alpha_v \rho_v \left| \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \right| & T < T_{sat} \end{cases} \quad (12)$$

여기서, β_e 와 β_c 는 질량 전달량과 직접 관계있는 매개변수이

고, 아래첨자 *sat*는 포화상태를 나타낸다. 만약, 매개변수 값이 너무 크거나 너무 작게 되면 적절한 상변화량을 반영할 수 없다. 한편, 상변화시 질량비를 보존하기 위하여 식 (13)을 이용하여 응축 질량 매개변수 값을 구하였으며, 증발 매개변수 값은 0.1을 사용하였다[12].

$$\beta_c = \beta_e \frac{\rho_l}{\rho_v} \tag{13}$$

4. 수치해석 코드 검증

4.1 계산조건

고체영역에서 열전달과 포화온도에 따른 상변화 과정이 반영된 수치해석 코드에 대한 검증을 위하여 기존 연구결과[6]와 비교하였다. 진동형 히트 파이프의 형상에 대하여 d_i 는 0.0013 m, d_o 는 0.0025 m, L_e 는 0.02 m, L_c 는 0.02 m, L_a 는 0.04 m, W 는 0.92 m, 그리고 상부 곡판과 하부 곡판의 길이는 각각 0.1 m이다. 여기서, 계산에 필요한 상태량은 Table 2와 같다.

초기 온도의 경우에 계산시간을 단축하기 위하여 포화온도인 303 K에 근접하도록 물에 대하여 302 K, 증기에 대하여 304 K로 각각 설정하였다. 고체 영역의 경우에 인접한 물 또는 증기의 온도로 설정하였다. 여기서, 진동형 히트 파이프 내 물의 충전율은 50%이다.

경계조건으로 증발부의 열유속을 31,890.9 W/m², 응축부 파이프 외벽 대류 열전달계수를 4,000 W/m²K, 주위 온도를 298 K로 부여하였다. 나머지 영역에서는 파이프 외벽 대류 열전달계수를 5 W/m²K, 주위온도를 298 K로 설정하였다. 여기서, 표면장력은 0.07 N/m, 유체와 벽면과의 접촉각은 40°, 증발 잠열은 2,445,000 J/kg이다. 비정상 상태(Unsteady state)로 계산을 수행하였으며, 수렴조건을 고려하여 시간 간격은 0.0005 s로 설정하였다.

Table 2 Properties of fluid and solid for calculation

Parameter	Property (unit)
Liquid(water)	$\rho_l = 998 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
	$\mu_l = 1.003 \times 10^{-3} \text{ (kg/m}\cdot\text{s)}$
	$C_{p,l} = 4182 \text{ (J/kg}\cdot\text{k)}$
	Pr = 6.9909
Vapor(water-vapor)	$\rho_v = 0.5542 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
	$\mu_v = 1.34 \times 10^{-5} \text{ (kg/m}\cdot\text{s)}$
	$C_{p,v} = 2014 \text{ (J/kg}\cdot\text{k)}$
	Pr = 1.034
Solid(copper)	$k_s = 387.6 \text{ (W/m}\cdot\text{k)}$
Latent heat	$H = 2,455,000 \text{ (J/kg)}$

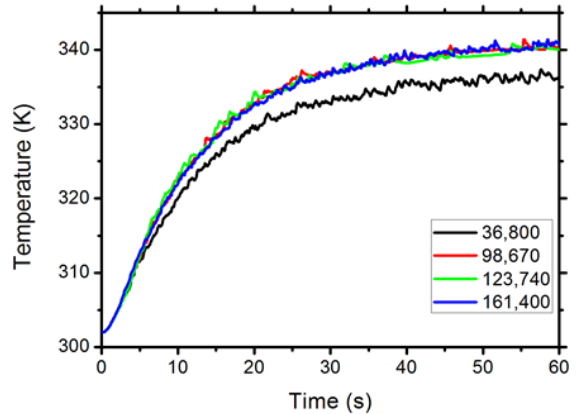


Fig. 2 Temperature profiles with the number of meshes

4.2 격자 독립성

수치해석 결과의 정확성을 높이기 위하여 격자 독립성 시험을 수행하였다. 진동형 히트 파이프의 형상이 $L/d_i = 76.9$, $n = 8$ 일 때, 격자수를 36,800개, 98,670개, 123,740개, 161,400개로 각각 생성한 후 Evaporator1의 최하단부 평균 온도를 구하였다. 그 결과는 Fig. 2와 같으며, 격자수가 98,670개 이상인 경우 거의 비슷한 온도 변화를 보였다. 이러한 이유로, 약 100,000개의 격자를 생성하여 수치해석을 수행하였다.

4.3 결과 비교

본 연구의 Evaporator1 최하단부 평균 온도 계산 결과를 기존의 실험 및 계산 결과[6]와 비교하여 Table 3에 나타냈다. 기존 연구는 Fluent의 VOF 모델과 Mixture 모델을 적용하여 실험결과와 비교하였으며, VOF 모델에서는 큰 오차를 보였으나, Mixture 모델에서는 실험결과와 비슷한 결과가 얻어졌다. 그러나 본 연구의 경우에 VOF 모델이 물과 증기를 확실하게 구분하여 주기 때문에 실제 거동을 가시화 하는데 더 적합한 모델이라고 볼 수 있다.

이 연구에서 결과는 OpenFOAM VOF 모델을 이용한 것으로, 실험결과와 비교하였을 때 2%내의 오차를 보였다. VOF

Table 3 Comparison between numerical and experimental results

	Evaporator1	Condensation1,2
Experimental results[6]	336.7 K	306.7 K
Fluent VOF model[6]	396.9 K (Error = 17.9%)	362.3 K (Error = 18.1%)
Fluent Mixture model[6]	331.2 K (Error = -1.63%)	311.6 K (Error = -1.60%)
OpenFOAM VOF model[present]	332.5 K (Error = -1.25%)	300.7 K (Error = -1.96%)

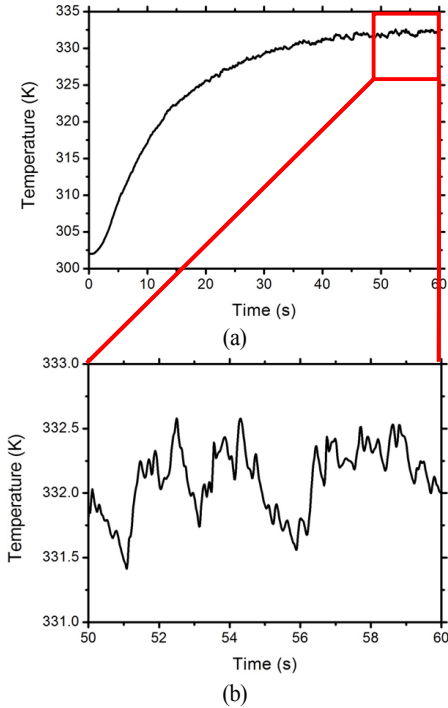


Fig. 3 Temperature profile of pulsating heat pipe with time at $L/d_i = 150$ and $n = 10$

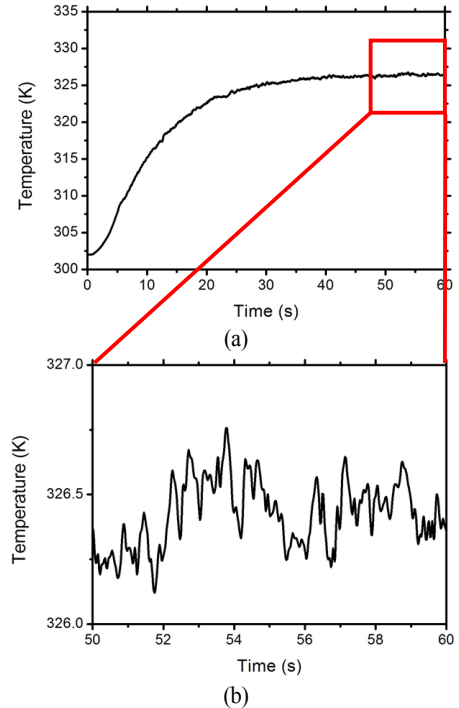


Fig. 4 Temperature profile of pulsating heat pipe with time at $L/d_i = 100$ and $n = 8$

모델임에도 불구하고 오차를 줄일 수 있었던 이유는 상변화 시 질량비 보존을 고려한 식 (3)을 이용하였기 때문이다. 결과적으로 이와 같은 오차의 범위는 이 연구에서 수정된 수치 해석 코드가 진동형 히트 파이프의 열유동 해석에서 적절한 결과를 얻을 수 있다는 것을 의미한다고 볼 수 있다.

5. 결과 및 고찰

진동형 히트 파이프에 대하여 열전달 면적이 동일할 때, 직경과 튜브 개수에 따른 3가지 형상에 대하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 3는 $L/d_i = 150$, $n = 10$ 일 때, Fig. 4는 $L/d_i = 100$, $n = 8$ 일 때, Fig. 5는 $L/d_i = 37.5$, $n = 4$ 일 때, 시간에 따른 Evaporator1 최하단부의 평균 온도변화를 각각 나타낸다. 여기서, (a)는 0 ~ 60초 사이의 온도변화를 나타낸 것이고, (b)는 정상상태 구간인 50 ~ 60초에서 온도변화를 확대하여 나타낸 것이다. 작동유체가 증발부에서 응축부로의 열수송을 진행하면서 온도에서 맥동현상이 나타났다. Fig. 3-5의 확대 그림에서 온도의 맥동 그래프의 고점은 증기가, 저점은 물이 지나가는 것을 나타낸다.

진동형 히트 파이프 내 작동유체의 거동을 보기 위하여, 액체상에 대한 체적분율을 Fig. 6-8에 나타내었다. 그림에서

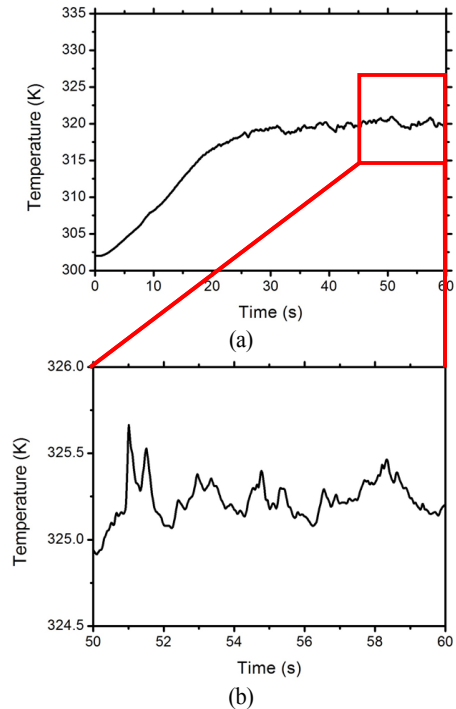


Fig. 5 Temperature profile of pulsating heat pipe with time at $L/d_i = 37.5$ and $n = 4$

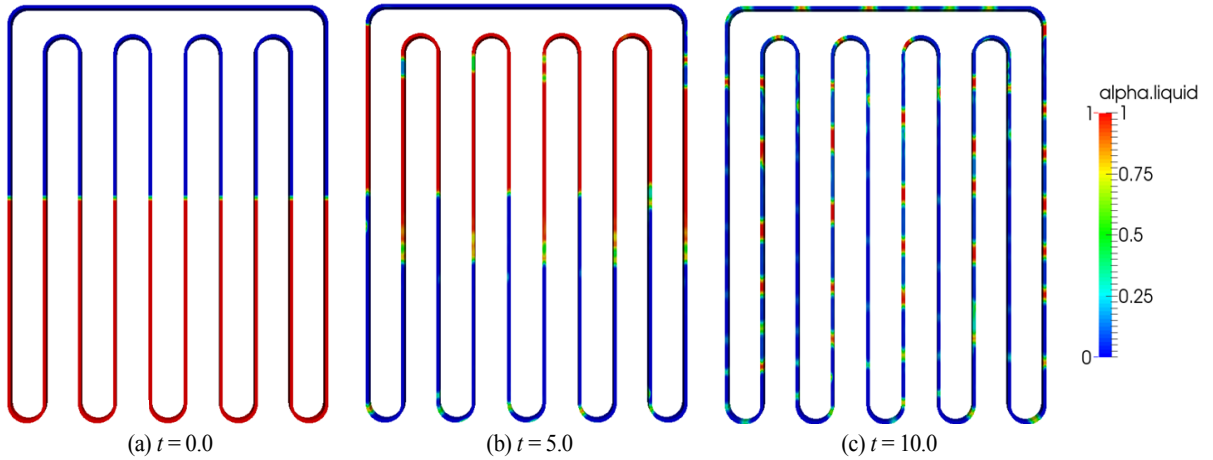


Fig. 6 Variations of liquid volume fraction with time at $L/d_i = 150$ and $n = 10$

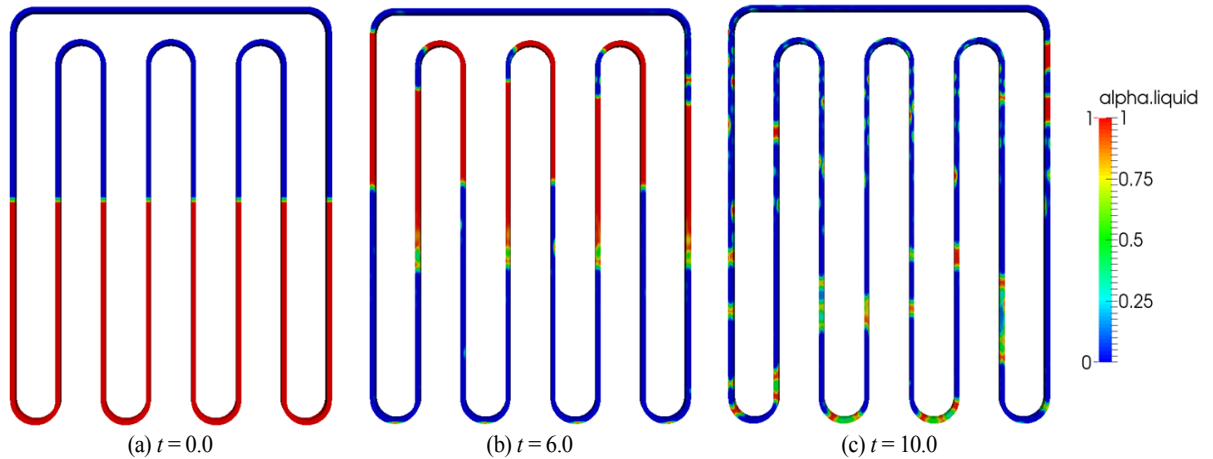


Fig. 7 Variations of liquid volume fraction with time at $L/d_i = 100$ and $n = 8$

(a)는 초기 액체상의 충전율이 50%인 상태를 나타낸 것이고, (b)는 시간이 지나감에 따라 증발부의 열원에 의해 증기 기포가 발생되어 기포와 기포 사이의 상대적인 압력차에 의하여 액체상이 구동됨을 보여준다. 그림에서 (c)의 경우에 액체상이 보다 더 작게 나누어져 구동됨을 알 수 있다. 이로 인하여 증발과 응축이 빠르게 진행되어 온도에 대한 맥동 주기도 빠르게 나타났다.

진동형 히트 파이프의 열전달 성능을 알아보기 위하여, 식 (14)를 이용하여 열저항(R) 값을 구하였고 그 결과를 Table 4에 나타내었다.

$$R = \frac{T_{e,av} - T_{c,av}}{Q} \tag{14}$$

여기서, $T_{e,av}$ 와 $T_{c,av}$ 는 각각 증발부와 응축부의 평균온도이고, Q 는 증발부에 가해지는 열량이다.

열저항 값은 L/d_i , n 이 증가할수록 높아지고, L/d_i , n 이 감소할수록 낮아졌다. 즉, 튜브의 직경이 증가하면 튜브에서 마찰력을 줄일 수 있을 뿐만 아니라 상대적으로 많은 양의 증기를 한꺼번에 발생시킬 수 있어 높은 압력차를 얻어낼 수 있다. 이러한 높은 압력차는 작동유체의 유속을 증가시켜 열수

Table 4 Thermal resistances with L/d_i and n

Case	Parameter	Value
(a)	$L/d_i = 150, n = 10$	0.612 (K/W)
(b)	$L/d_i = 100, n = 8$	0.516 (K/W)
(c)	$L/d_i = 37.5, n = 4$	0.446 (K/W)

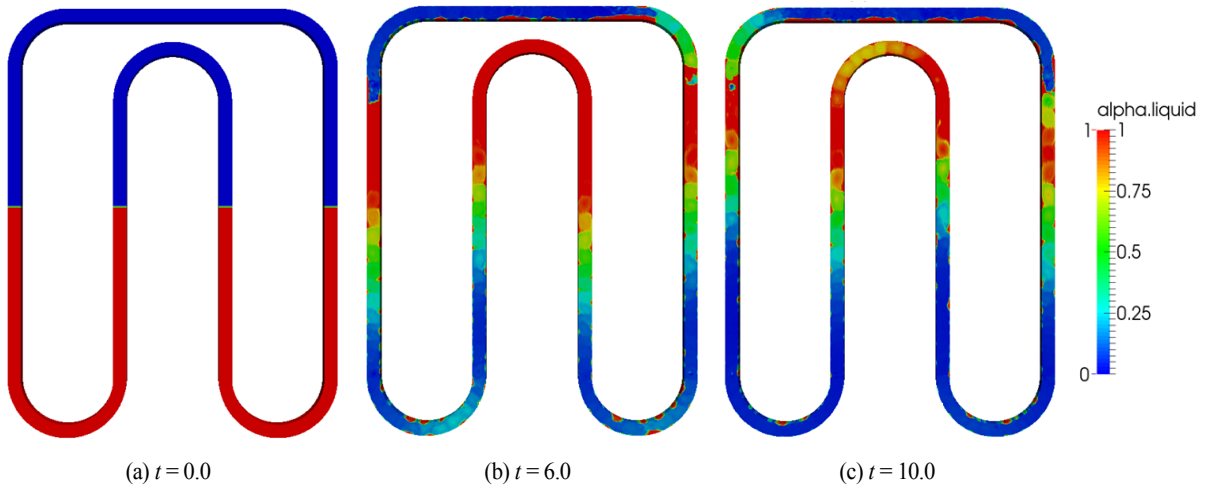


Fig. 8 Variations of liquid volume fraction with time at $L/d_i = 37.5$ and $n = 4$

송 능력을 높게 된다. 또한, 튜브의 개수가 감소하면 관의 마찰저항이 작아지게 되고 마찬가지로 열저항 값을 낮추게 된다. 결국 진동형 히트 파이프의 열전달 성능은 작동유체의 유속에 의존됨을 알 수 있다. 한편, 관의 지름을 진동형 히트 파이프가 구동되기 위한 조건인 식 (1)을 만족하는 최대값으로 설계하는 것이 가장 높은 열전달 성능을 갖게 한다는 것을 알 수 있다.

6. 결 론

진동형 히트 파이프의 지름과 튜브 개수에 따른 열전달 성능을 알아보기 위하여, 열전달 면적을 동일하게 모델링한 3가지 경우에 대하여 전산 열유동해석을 수행하였다. 이를 위하여 기존의 소스 코드에 포화온도에 따른 상변화 과정을 추가하였으며, 진동형 히트 파이프의 거동을 모사할 수 있는 VOF 모델에 상변화 때 질량비 보존을 고려하여 실험결과에 근접한 결과를 얻어냈다. 기존 히트 파이프의 경우에 상변화 과정에서 잠열이 열전달 성능에 많은 영향이 주었으나, 진동형 히트 파이프에서는 증기와 증기 사이의 상대적인 압력차로 인한 작동유체의 유속이 열전달 성능에 큰 영향을 주는 것으로 나타났다. 결론적으로 진동형 히트 파이프의 성능을 높이기 위해서는 튜브의 직경은 크게, 개수는 적게 제작하는 것이 중요하며, 튜브 직경은 진동형 거동이 일어나기 위한 조건을 만족해야 한다. 앞으로 진동형 히트 파이프의 실제 거동을 보다 정확하게 모사하기 위하여, 증기압력과 포화온도에 따른 밀도 변화를 고려하고, 최종적으로 압력, 속도, 온도 변화를 정량적으로 구하는 연구를 수행할 예정이다.

Note

This paper is a revised version of a first author's master's thesis submitted to Sunchon National University, February 2016.

References

- [1] 1990, Akachi, H., United States Patent, Patent No.4921041.
- [2] 2005, Xu, J.L. and Zhang, X.M., "Start-up and steady thermal oscillation of a pulsating heat pipe," *Heat and Mass Transfer*, Vol.41, pp.685-694.
- [3] 2012, Lee, J.S., "Effect of heat flux and filling ratio on the thermal performance of a pulsating heat pipe," *Masters Thesis*, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon, Korea.
- [4] 2011, Lin, Z., Wang, S., Chen, J., Huo, J., Hu, Y. and Zhang, W., "Experimental study on effective range of miniature oscillating heat pipes," *Applied Thermal Engineering*, Vol.31, pp.880-886.
- [5] 2008, Charoensawan, P. and Terdtoon, P., "Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes," *Applied Thermal Engineering*, Vol.28, pp.460-466.
- [6] 2013, Lin, Z., Wang, S., Ryo, S. and Zhang, L.W., "Simulation of a miniature oscillating heat pipe in bottom heating mode using CFD modeling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.57, pp.642-656.
- [7] 2014, OpenFOAM Foundation, OpenFOAM version 2.3.1,

User and Programmer's Guides.

- [8] 2003, Khandekar, S. and Groll, M., "On the definition of pulsating heat pipes: an overview," *Proc. 5th Minsk International Seminar*, Minsk, Belarus.
- [9] Salome, <http://www.salome-platform.org/>
- [10] 1992, Brackbill, J.U., Kothe, D.B. and Zemach, C., "A continuum method for modeling surface tension," *Journal of Computational Physics*, Vol.100, pp.335-354.
- [11] 1980, Lee, W.H., "A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling," *Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications*, Vol.1, Hemisphere Publishing, Washington, DC.
- [12] 2015, Kim, Y., Choi, J., Kim, S. and Zhang, Y., "Effects of mass transfer time relaxation parameters on condensation in a thermosyphon," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.29, pp5497-5505.