

열사이펀의 형상비와 충전율에 따른 열전달 성능 해석

김 영 철,¹ 최 종 욱,^{*2} 김 성 초²

¹순천대학교 대학원 우주항공공학과

²순천대학교 기계우주항공공학부

ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE WITH ASPECT AND FILLING RATIOS IN THERMOSYPHON

Y.C. Kim,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.

Thermal-fluid analysis is performed numerically to figure out the characteristics of heat transfer in a thermosyphon varying with the aspect ratio of geometry and the filling ratio of working fluid. The computational results are reasonable compared with the experimental data and visualized. The thermal resistance and the convective heat transfer coefficients are evaluated with the aspect ratio of thermosyphon and the filling ratio of working fluid, respectively. In conclusion, the thermal resistance decreases as the length of evaporator increases. However, the variation of a condenser length is nearly independent on the thermal resistance. In order to raise the performance of thermosyphon, the working fluid needs to be filled over 75%. In addition, Nusselt numbers in the evaporator and the condenser show 275 and 304, respectively.

Key Words : 히트파이프(Heat Pipe), 열사이펀(Thermosyphon), 형상비(Aspect Ratio), 충전율(Filling Ratio), 열저항(Thermal Resistance), 대류열전달계수(Convective Heat Transfer Coefficient)

1. 서 론

히트파이프는 증발부와 응축부의 온도차에 의하여 작동되는 장치이다. 이것은 외부 구동력이 필요하지 않으며, 작은 온도차이만으로도 지속적인 열전달 현상을 유지할 수 있는 특징을 가진다. 히트파이프는 대류 현상이 없는 우주공간에서 인공위성의 전자부품에 대한 냉각을 위하여 개발되었으며, 원자로, 열교환기, 전자기기, 물 가열시스템, 지상 열펌프, 태양열 발전소 등 다양한 분야에 열전달 성능을 향상시키는데 응용되고 있다.

히트파이프는 작동유체의 귀환방법에 따라 표준 히트파이프(standard heat pipe)와 열사이펀(thermosyphon)으로 구분될 수 있다. 표준 히트파이프[1]는 응축된 액체를 증발부로 이동시

키기 위하여 모세관 힘을 이용하는 반면, 열사이펀[2]은 중력을 이용한다. 표준 히트파이프에서 모세관 힘을 이용하기 위해서는 히트파이프 내부 벽면에 다공성 구조의 워(wick)이 필요하며, 이러한 워는 메쉬(mesh) 혹은 그루브(groove) 형태를 갖는다. 열사이펀은 워가 필요하지 않으며, 중력을 이용하여 작동 유체를 이동시키기 때문에 각각 상단부에는 응축부를, 하단부에는 증발부를 위치시키는 것이 일반적이다.

한편, 비교적 단순하고 제작이 용이한 열사이펀에 대한 연구는 지금까지 활발히 진행되어 왔다. Zhang et al.[3]은 FTPCT(flat two-phase closed thermosyphon)에서 내부 표면과 작동 유체의 종류가 열전달 특성에 미치는 영향을 알아보았다. 매끄러운 표면보다는 그루브 표면에서, 물보다는 에탄올을 사용했을 때 비교적 더 좋은 열전달 성능을 나타냈다.

Fadhl et al.[4]은 TPCT(two-phase closed thermosyphon)에 대하여 실험과 수치해석을 이용하여 연구를 수행하였다. 실험에 대한 수치해석의 오차율은 증발부, 단열부, 응축부에서 각각 7.9%, 9.9%, 1.9%로 나타났다. Humnic and Humnic[5]은 TPCT에서 작동유체가 나노유체일 때, 나노입자의 농도가 중

Received: January 30, 2015, Revised: March 24, 2015,

Accepted: March 24, 2015.

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

DOI http://dx.doi.org/10.6112/ksfce.2015.20.1.092

© KSCFE 2015

가할수록 열전달 성능이 높게 나타나는 것을 밝혔다.

Noic[6]는 VIPCT(vertical two-phase closed thermosyphon)에서 작동유체의 충전율(filling ratio)과 열사이펀의 형상비(aspect ratio)가 열전달 특성에 미치는 영향을 알아보았다. 충전율이 30%, 60%, 90%일 때, 최대 열전달 성능을 나타내는 형상비는 각각 9.8, 11.8, 7.45로 나타났다.

Amatachaya and Srimuang[7]는 FTPCT와 CTPCT(conventional two-phase closed thermosyphon)에 대하여 앞에서 언급한 매개 변수가 열전달 성능에 미치는 영향을 연구하였다. 충전율이 60%이고 증발부 길이가 238 mm일 때 FTPCT의 열전달 성능이 CTPCT보다 높게 나타났다. 또한, 충전율이 증가함에 따라 열전달 계수는 증가하였으며, 형상비가 증가함에 따라 열유속도 증가하였으나 최대 형상비에서 약간 감소하였다.

이와 같이 이전 연구에 따르면 열사이펀의 형상비와 충전율이 열전달 성능에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그러나, 지금까지 연구에서 열사이펀의 형상비를 증발부로 한정하여 왔으며, 또한 특정 경우에 대한 결과만을 제시하여 왔다.

이 연구에서는 열사이펀의 증발부, 단열부, 응축부 모두를 포함한 형상비와 충전율에 대한 열전달 특성을 파악하고, 그 결과를 일반화하고자 한다.

열사이펀에 대한 전산 열유동 해석은 2차원, 비정상상태, 비압축성, 2상(two-phase) 유체에 대하여 수행되었으며, 상변화를 고려한 증발 및 응축과정을 포함하였다. 전산 열유동해석 도구로 상용소프트웨어인 ANSYS FLUENT 14.0[8]을 사용하였으며, 자유표면 처리를 위하여 VOF(volume of fluid) 모델을 사용하였다. 또한, 상변화에서 질량 및 열전달 과정은 UDF(user-define function)로 처리하였고, 전산 열유동 해석에 대한 결과를 검증하기 위하여 Fadhil et al.[4]이 수행한 실험 결과와 비교하였다.

2. 계산모델

2.1 지배방정식

열사이펀의 전산 열유동 해석을 위한 연속방정식은 식 (1), (2)와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_L \rho_L) + \nabla \cdot (\alpha_L \rho_L \vec{u}_L) = S_{ML} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_V \rho_V) + \nabla \cdot (\alpha_V \rho_V \vec{u}_V) = S_{MV} \quad (2)$$

여기서, t 는 시간, α 는 체적분율(volume fraction), ρ 는 밀도, u 는 속도, 아래첨자 L 과 V 는 각각 액체상과 증기상을 나타

낸다. 또한, S_M 은 증발 및 응축과정에서 상변화시 질량 전달량을 나타내는 원천(source)항이다. 식 (3)은 모든 유체의 체적분율의 합은 1이라는 것을 나타낸다.

$$\alpha_L + \alpha_V = 1 \quad (3)$$

수치계산에서 셀에 대한 α_L 값이 1이면 액체상을 나타내며, α_L 값이 0이면 증기상을 나타낸다. 참고로, VOF 모델에서는 자유표면을 나타내는 경계에서만 α_L 값이 0과 1사이의 값을 갖는다. 셀에서 밀도값은 식 (4)를 이용하여 구해질 수 있다.

$$\rho = \alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V \quad (4)$$

운동량 방정식은 식 (5)와 같으며, 외력으로 압력(p), 점성력, 중력(g), 표면장력(F_{CSF})을 고려하였다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) \\ &= -\nabla p + \nabla \cdot \mu [(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \vec{I}] \\ & \quad + \rho \vec{g} + F_{CSF} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, \vec{I} 는 단위 텐서를 나타내며, μ 는 절대점성계수로 식 (6)을 이용하여 구해질 수 있다. 표면장력은 CSF(continuum surface force) 모델을 적용한 식 (7)을 사용하여 계산되었다[9].

$$\mu = \alpha_L \mu_L + (1 - \alpha_L) \mu_V \quad (6)$$

$$F_{CSF} = \sigma_{LV} \frac{\alpha_L \rho_L \kappa_V \nabla \alpha_V + \alpha_V \rho_V \kappa_L \nabla \alpha_L}{\frac{1}{2}(\rho_L + \rho_V)} \quad (7)$$

여기서, σ_{LV} 는 액체상에서 증기상으로 변할 때 표면장력계수이고, κ 는 표면곡률을 나타낸다. 수치계산에서 표면장력계수는 온도(T)의 함수로 나타낸 식 (8)이 이용되었다.

$$\sigma_{LV} = 0.09805856 - 1.845 \times 10^{-5} T - 2.3 \times 10^{-7} T^2 \quad (8)$$

열사이펀 안에서 온도값을 구하기 위한 에너지 방정식은 식 (9)와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\vec{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_E \quad (9)$$

여기서, E 는 단위질량당 총 에너지, k 는 열전도계수, S_E 는 증발과 응축과정에서 상변화 때 열전달량을 계산하는데 필요한 원천항이다. E 와 k 는 체적분율을 고려하면 식 (10)-(11)로 나타낼 수 있다.

$$E = \frac{\alpha_L \rho_L E_L + (1 - \alpha_L) \rho_V E_V}{\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V} \quad (10)$$

$$= \frac{[\alpha_L \rho_L C_{p,L} + (1 - \alpha_L) \rho_V C_{p,V}](T - T_{SAT})}{\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V}$$

$$k = \alpha_L k_L + (1 - \alpha_L) k_V \quad (11)$$

여기서, C_p 는 정압비열이고, 아래첨자 SAT 는 포화상태를 나타낸다.

2.2 상변화 과정에서 질량 및 열전달량

열사이편에서 상변화에 의한 증발량 및 응축량은 Schepper et al.[10]이 제안하였던 포화온도 조건에 의하여 계산되었다. 증발 및 응축과정에서 연속방정식과 에너지방정식에 대한 원천항은 Table 1과 같다. 식 (12)와 식 (13)은 혼합물 온도 (T_{MX})가 포화온도(T_{SAT})보다 클 경우에 상변화 때 발생하는 질량전달량을 나타내고, 식 (14)와 식 (15)는 혼합물 온도가 포화온도보다 작을 때, 상변화에서 발생하는 질량 전달량을 나타낸다. 또한, 식 (16)과 식 (17)은 질량 전달과정에서 발생하는 열전달량을 나타낸다. 한편, 질량 전달량과 직접 관계가 있는 매개변수 β 는 일반적으로 증기상의 밀도가 약 0.5 kg/m³이고, 액체상의 밀도가 약 1,000 kg/m³이므로 상변화시 질량비를 보존하기 위하여, 증발 매개변수(β_e) 값을 0.1, 응축 매개변수(β_c) 값을 200으로 설정하였다[11]. 여기서, ΔH 는 엔탈피를 나타낸다.

Table 1 Source terms in phase change process

Process	Condition	Phase	Source term
Evaporation (Mass)	$T_{MX} > T_{SAT}$	Liquid	$S_M = -\beta_e \alpha_L \rho_L \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right $ (12)
		Vapor	$S_M = \beta_c \alpha_V \rho_V \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right $ (13)
Condensation (Mass)	$T_{MX} < T_{SAT}$	Liquid	$S_M = \beta_c \alpha_V \rho_V \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right $ (14)
		Vapor	$S_M = -\beta_e \alpha_L \rho_L \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right $ (15)
Evaporation (Energy)	$T_{MX} > T_{SAT}$		$S_E = -\beta_e \alpha_L \rho_L \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right \Delta H$ (16)
Condensation (Energy)	$T_{MX} < T_{SAT}$		$S_E = \beta_c \alpha_V \rho_V \left \frac{T_{MX} - T_{SAT}}{T_{SAT}} \right \Delta H$ (17)

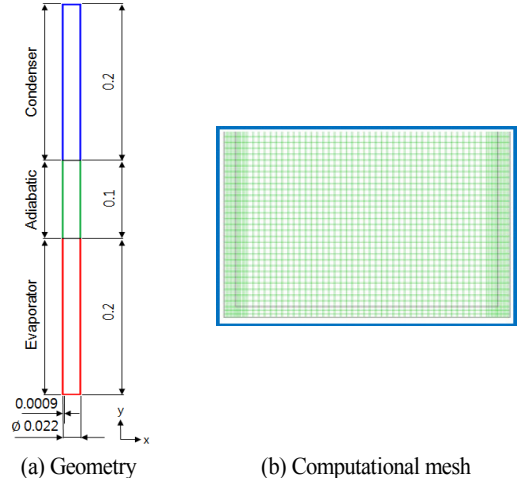


Fig. 1 Geometry and computational mesh of thermosyphon

3. 수치해석 검증

3.1 계산조건

검증을 위하여 수치해석 모델에 대한 결과를 실험결과[4]와 비교하였다. 이전 연구에서 사용된 열사이편의 형상은 Fig. 1(a)와 같으며, 전체 길이는 0.5 m이고, 증발부, 단열부, 응축부의 길이는 각각 0.2 m, 0.1 m, 0.2 m이다. 또한, 열사이편의 안지름과 바깥지름은 각각 0.0202 m, 0.02 m이고, 구리 튜브로 이루어져 있다. 수치해석을 위한 격자는 Fig. 1(b)와 같으며, 증발과 응축이 일어나는 벽면에 대하여 조밀하게 구성되었다. 수치계산을 위한 작동유체와 구리 튜브에 대한 상태값은 Table 2와 같으며, 여기서 물의 밀도는 온도에 의존한다.

Table 2 Properties of fluid and solid for calculation

Parameter	Property(unit)
Liquid (Water)	$\rho_L = 859.0083 + 1.252209 T - 0.0026429 T^2$ (kg/m ³)
	$\mu_L = 1.003 \times 10^{-3}$ (kg/m·s)
	$k_L = 0.6$ (W/m·K)
	$C_{p,L} = 4,182$ (J/kg·K)
Vapor (Water-vapor)	$\rho_V = 0.5542$ (kg/m ³)
	$\mu_V = 1.34 \times 10^{-5}$ (kg/m·s)
	$k_V = 0.0261$ (W/m·K)
	$C_{p,V} = 1,563.077 + 1.603755 T - 0.002932784 T^2 + 3.216101 \times 10^{-6} T^3 - 1.156827 \times 10^{-9} T^4$ (J/kg·K)
Solid (Copper)	$k_s = 387.6$ (W/m·K)
Vaporization enthalpy	$\Delta H = 2,455,000$ (J/kg)

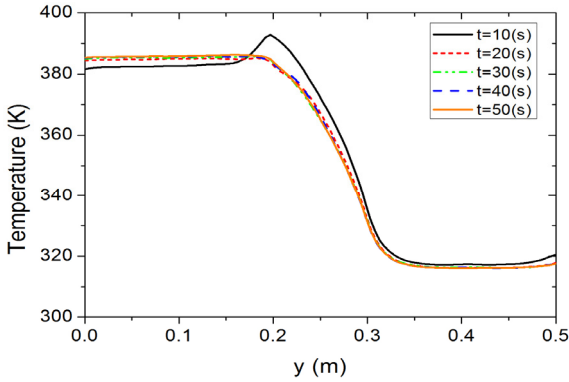


Fig. 2 Temperature profiles along the outer wall of thermosyphon with time

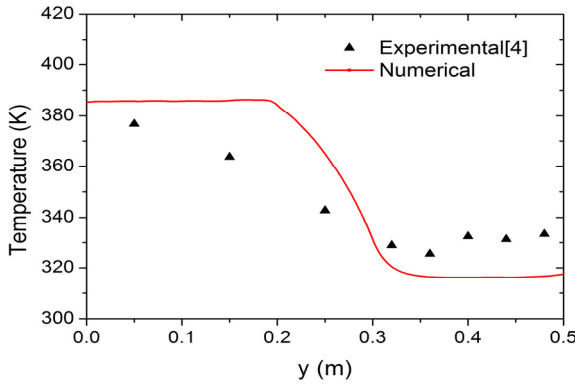


Fig. 3 Comparison of temperature values between experimental and numerical

연속방정식과 운동량방정식의 해를 구하기 위한 작동유체의 초기 속도조건을 0 m/s로 설정하였으며, 에너지방정식의 해를 구하기 위한 초기 온도조건을 작동유체가 물인 경우에 372 K, 증기인 경우에 374 K, 고체영역인 경우에 물 또는 증기영역과 인접한 온도로 각각 설정하였다. 또한, 내부 압력을 포화온도 373 K에서 101,325 Pa로 설정하였으며, 충전율은 50%이다.

지배방정식의 해를 구하기 위한 벽면에서 경계조건으로 열사이펀 내부 벽면의 경우에 점착조건을 부여하였으며, 증발부 외부 벽면의 경우에 27,217 W/m²의 열량으로 설정하였다. 또한, 응축부 외부 벽면의 경우에 주위 온도를 309.4 K, 대류 열전달 계수를 1,163.5 W/m²·K로 각각 설정하였으며, 단열부를 포함한 나머지 모든 외부 벽면에 대해서는 단열 조건을 부여하였다. 여기서, 대류 열전달 계수 값은 참고문헌[4]에서 제시된 실험값을 이용하였다.

VOF 모델을 이용한 자유표면에 대한 수치해석을 위하여

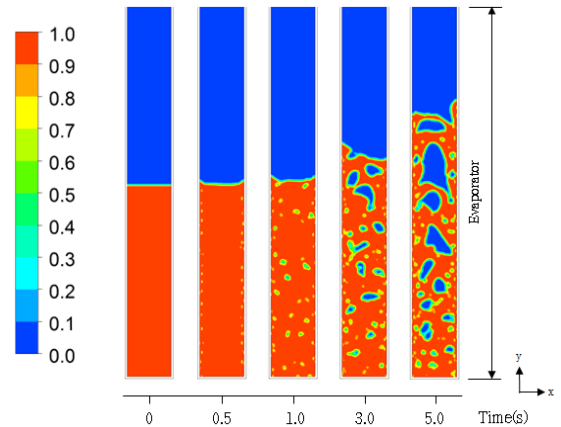


Fig. 4. Liquid volume fraction in the evaporator section with time

비정상상태로 수치계산을 수행하였으며, 초기 시간간격을 0.0005초로 설정하였다. 또한, 계산시간을 단축하기 위하여 Courant 수가 3.0을 초과하지 않는 범위 안에서 시간간격을 조정하였다. 수치해석의 수렴조건은 질량 및 속도는 10⁻⁴, 에너지는 10⁻⁶이다.

정상상태의 수치해석결과를 얻기 위하여, Fig. 2와 같이 열사이펀의 벽면을 따라 온도값을 구하였으며, 그 결과 20초 이후부터는 시간에 따른 온도 변화량이 매우 작게 나타났다. 이 연구에서는 보다 정확한 결과 값을 보여주기 위하여 50초에서 얻은 값을 사용하였다.

3.2 검증결과

수치해석 결과는 Fig. 3와 같이 실험[4]과 비교되었으며, 열사이펀의 증발부, 단열부, 응축부에 대한 평균 오차율은 각각 4.26%, 6.58%, 2.09%로 나타났다. 여기서, 증발부와 단열부에서 오차율이 응축부에서보다 상대적으로 크게 나타났다. 그 이유는 실험의 경우에 열전대(thermocouple)가 증발부에 감긴 열선에 직접적으로 접촉되지 않는 상태에서 온도가 측정되었기 때문이며, 그 결과로 계산된 온도값보다 낮게 측정되었다. 한편, 응축부의 경우에 물재킷(water jacket) 방식으로 냉각하는 관계로 계산조건과 어느 정도 부합하여 상대적으로 오차율이 낮게 나타났다. 이와 같은 오차율은 이 연구에서 수행하는 수치해석 모델이 매우 타당하다는 것을 보여준다.

한편, 열사이펀 안에서 증발과 응축과정에 대한 유동 가시화 결과는 Fig. 4, 5와 같으며, 체적분율은 액체상이 1.0, 기체상이 0.0으로 각각 나타낸다. 증발부에서 시간에 따른 상변화 과정은 Fig. 4와 같으며, 벽면에서 기포가 형성되어 위쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 초기 액체상의 체적분율은 0.2이며, 상변화 과정이 반영된 정상상태에서는 약 0.187로 감소하

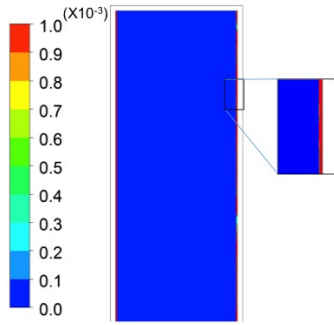


Fig. 5. Liquid volume fraction in the condenser section

였다. 벽면에서 생성된 기포는 응축부까지 이동한 후 Fig. 5에서와 같이 응축부 벽면에서 약 0.23 mm의 필름막 형태의 액체상으로 변화한다. 또한, 필름막 형태의 액체상은 중력에 의하여 다시 증발부로 이동한다.

4. 열사이편의 형상비와 충전율의 변화

열사이편의 형상비와 충전율이 열전달 특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여, 먼저 응축부의 길이(L_c)를 0.2 m로 고정하고 증발부의 길이(L_e)를 각각 0.15 m, 0.2 m, 0.25 m로 변경하면서 수치계산을 수행하였다. 그 다음으로 증발부의 길이를 0.2 m로 고정하고 응축부의 길이를 각각 0.15 m, 0.2 m, 0.25 m로 바꾸면서 수치계산을 반복하였다. 마지막으로 동일한 길이를 갖는 증발부와 응축부에 대하여 단열부의 길이를 0.15 m, 0.10 m, 0.05 m로 설정한 후 수치계산을 진행하였다. 여기서, 일관성 있는 비교를 위하여 열사이편의 총 길이를 0.5 m로 모두 동일하게 고정하였다.

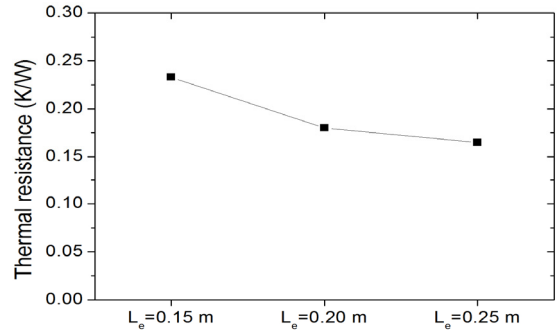
열사이편의 충전율(증발부의 부피에 대한 액체상의 부피비)은 검증 모델에 대하여 작동유체를 증발부의 25%, 40%, 50%, 60%, 75%, 100%로 각각 설정하고 수치계산을 수행하였다. 한편, 충전율을 제외한 초기조건 및 경계조건은 수치해석 검증 모델 조건과 동일하게 설정되었다.

5. 결과 및 고찰

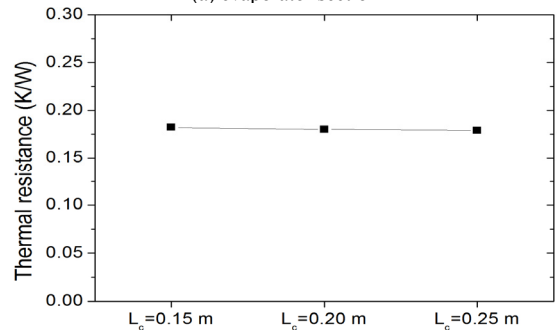
5.1 열사이편의 형상비 변화

열사이편의 열전달 성능은 식 (18)과 같은 열저항(R) 식을 이용하여 나타낼 수 있다.

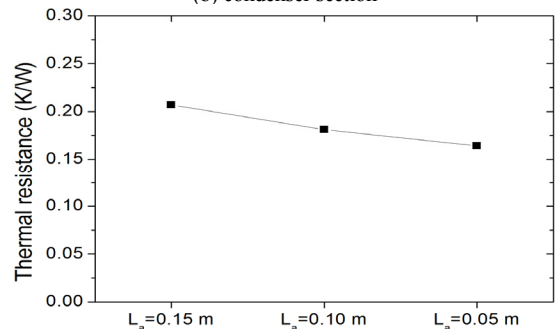
$$R = \frac{T_{e,av} - T_{c,av}}{Q_e} \tag{18}$$



(a) evaporator section



(b) condenser section



(c) adiabatic section

Fig. 6 Thermal resistances with aspect ratio

여기서, $T_{e,av}$ 와 $T_{c,av}$ 는 각각 증발부와 응축부의 평균온도를 나타내며, Q_e 는 증발부에 가해지는 열량이다.

Fig. 6(a)는 증발부 길이 변화에 따른 결과이며, 증발부가 증가할수록 전체적인 열저항은 감소한다. Fig. 6(b)는 응축부 길이 변화에 따른 결과이며, 응축부 길이에 따라 열저항은 거의 일정하다. 응축부 길이는 열전달 성능에 영향을 미치지 않는 것으로 나타난다. Fig. 6(c)는 단열부 길이 변화에 따른 결과이며, 단열부 길이가 감소할수록 열저항은 감소한다. 그러나 단열부 길이의 감소는 증발부와 응축부 길이의 증가를 의미하므로, 증발부 길이의 증가에 의한 열저항의 감소로 볼 수 있다. 일반적으로 단열부는 열저항에 영향을 주지 않는

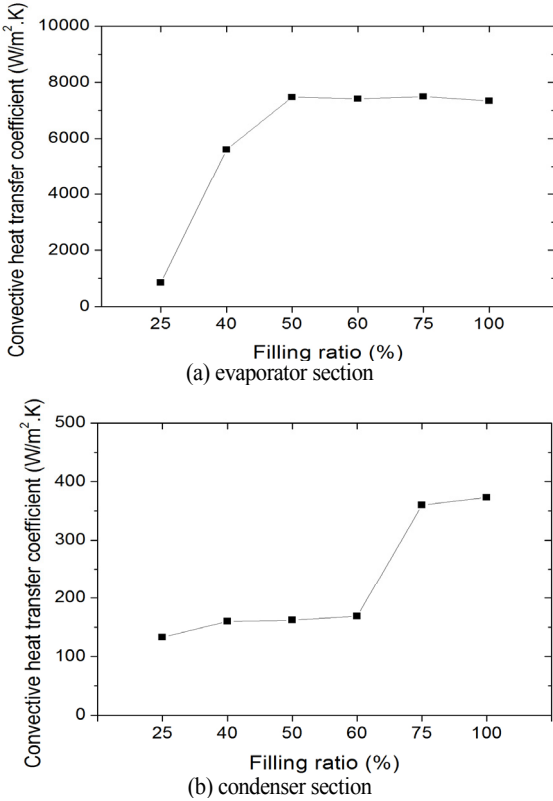


Fig. 7 Convective heat transfer coefficients with filling ratio

다. 결과적으로 열저항의 감소는 열전달 성능의 향상을 의미하므로, 증발부 길이가 증가함에 따라 열사이편의 열전달 성능은 향상된다고 볼 수 있다.

5.2 작동유체의 충전율을 변화

열사이편 안에서 열전달 특성을 작동유체의 충전율에 따라 Fig. 7과 같이 대류 열전달 계수를 통하여 나타낸다. 여기서, 증발부의 대류열전달계수(h_e)와 응축부의 대류열전달계수(h_c)는 식 (19), (20)과 같다.

$$h_e = \frac{Q_e}{2\pi r L_e (T_{e,av} - T_\infty)} \tag{19}$$

$$h_c = \frac{Q_c}{2\pi r L_c (T_{c,av} - T_\infty)} \tag{20}$$

여기서, r 은 열사이편의 반경, T_∞ 는 응축부의 주위 온도, Q_c 는 응축부로부터 나가는 열량을 나타낸다.

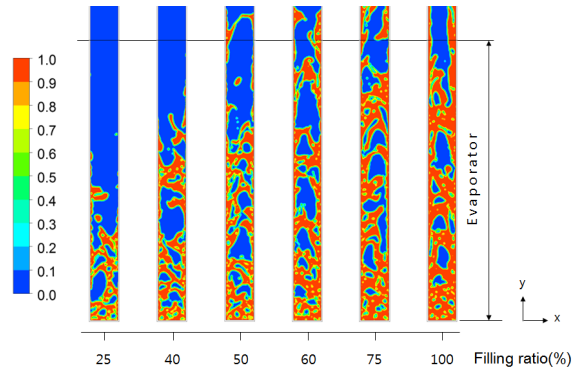


Fig. 8 Liquid volume fraction with filling ratio

증발부에서 충전율에 따른 대류 열전달 계수는 Fig. 7(a)와 같으며, 충전율 50%, 60%, 75%, 100%에서 대류 열전달 계수 값들은 충전율 25%에서 값 보다 약 7배 이상 높게 나타난다. 이것은 Fig. 8과 같이 충전율이 높을수록 액체상이 더 넓은 증발부 벽면에 지속적으로 부착된 관계로 대류 열전달 계수가 높게 나타난 이유로 판단된다.

그리고, 응축부에서 대류 열전달 계수는 Fig. 7(b)와 같으며, 충전율 75%, 100%에서 대류 열전달 계수 값들은 충전율 25%, 40%, 50%, 60%의 값보다 약 2배 이상 높게 나타난다. 이와 같은 결과로부터 열사이편 안에서 열전달 성능을 높이려면 약 75% 이상의 충전율이 필요한 것을 알 수 있다. 한편, 열사이편 안에서 증발부와 응축부에 대한 대류 열전달 계수를 무차원 수인 Nusselt 수로 나타내면 Table 3와 같으며, 충전율 75%에서 증발부에 대한 Nusselt 수(Nu_e)는 274.9, 응축부에 대한 Nusselt 수(Nu_c)는 303.8로 나타난다.

6. 결론

열사이편에 대하여 증발 및 응축과정을 포함하여 비압축성 2상 유체에 대해 전산 열유동 해석을 수행하였고 실험결과와

Table 3 Nusselt numbers for filling ratio in evaporator and condenser

Filling ratio (%)	Nu_e	Nu_c
25	31.3	112.2
40	205.8	135.3
50	274.2	136.6
60	279.1	143.3
75	274.9	303.8
100	269.3	314.7

비교하여 타당한 결과를 얻었다. 열사이펀의 형상비와 작동유체의 충전율에 따른 열전달 특성에 대해 해석하여 얻은 결과를 다음과 같이 정리한다.

- (1) 열사이펀의 증발부 길이가 증가할수록 열저항은 감소하나, 응축부의 길이 변화는 열저항에 거의 영향을 미치지 않는다.
- (2) 열사이펀 안에서 열전달 성능을 높이기 위해서 작동유체의 충전율이 약 75% 이상 필요한 것을 알 수 있다.
- (3) 작동유체의 충전율이 75%인 경우에 증발부에서 Nusselt 수는 약 275, 응축부에서 Nusselt 수는 약 304이다.

Note

This paper is a revised version of the first author's master's thesis submitted to Sunchon National University, February 2015.

References

- [1] 2010, Kiseev, V.M., Vlassov, V.V., and Muraoka, I., "Experimental Optimization of Capillary Structures for Loop Heat Pipes and Heat Switches," *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, pp.1312-1319.
- [2] 2013, Samba, A., Louahlia-Gualous, H., Masson, S.L., and Northerhauser, D., "Two-phase Thermosyphon Loop for Cooling Outdoor Telecommunication Equipments," *Applied Thermal Engineering*, Vol.50, pp.1351-1360.
- [3] 2008, Zhang, M., Liu, Z., and Ma, G., "The Experimental Investigation on Thermal Performance of a Flat Two-phase Thermosyphon," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.47, pp.1195-1203.
- [4] 2013, Fadhil, B., Wrobel, L.C., and Jouhara, H., "Numerical Modelling of the Temperature Distribution in a Two-phase Closed Thermosyphon," *Applied Thermal Engineering*, Vol.60, pp.122-131.
- [5] 2013, Humenic, G., and Humenic, A., "Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Thermosyphon Heat Pipes Using Nanofluids," *Energy Conversion and Management*, Vol.76, pp.393-399.
- [6] 2005, Noie, S.H., "Heat Transfer Characteristics of a Two-phase Closed Thermosyphon," *Applied Thermal Engineering*, Vol.25, pp.495-506.
- [7] 2010, Amatachaya, P. and Srimuang, W., "Comparative Heat Transfer Characteristics of a Flat Two-phase Closed Thermosyphon (FIPCT) and a Conventional Two-phase Closed Thermosyphon (CTPCT)," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.37, pp.293-298.
- [8] 2011, Ansys Fluent, Theory Guide (Release 14.0) Multiphase Flows, ANSYS Inc., pp.491-616.
- [9] 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.
- [10] 2009, Schepper, S.C.K.D., Heynderickx, G.J., and Marin, G.B., "Modeling the Evaporation of a Hydrocarbon Feedstock in the Convection Section of a Steam Cracker," *Computers & Chemical Engineering*, Vol.33, pp.122-132.
- [11] 2014, Kim, Y., Choi, J., Kim, S., and Zhang, Y., "Effects of Mass Transfer Time Relaxation Parameters on Evaporation and Condensation in a Thermosyphon," *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Submitted on 2014 (Manuscript ID : JEH(T)-12069).