

다양한 규모의 루프형 2상 유동 열사이폰의 시뮬레이션

이 석 호[†], 이 기 우

한국에너지기술연구원

Simulation Study on Various Scale of Two-Phase Loop Thermosyphons

Seok-ho Rhi, Ki-woo Lee

*Korea Institute of Energy Research, Waste Heat Utilization Research Center,
Jang-dong 71-2, Yusong-gu, Daejeon 305-343, Korea*

(Received March 5, 2002; revision received April 17, 2002)

ABSTRACT: An experimental and analytical study was made on the heat transfer characteristics of one small (150 W), two medium (60 and 1,500 W, respectively) and two large (7,500 and 100,000 W) two-phase loop thermosyphons (TLT), and the results from the experiments were used to see if a computer simulation code alone for such TLT heat transfer systems would give any meaningful quantitative results without being accompanied with some benchmark experimental verification. Two simulation methods were used for the analysis of the systems, i.e., the lumped and the sectorial thermal resistance methods. The study clearly shows that the computer simulation for the three TLTs can predict the most cases of the affecting parameters involved, provided that correct empirical correlations are used. To do so, however, the interior temperature distribution had to be verified by experiment.

Key words: Two-phase loop thermosyphon(루프형 2상 유동 열사이폰), Simulation(시뮬레이션)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]

Bo : 비등수, $q/\dot{m}\Delta H$

Exp. : Experiment

Fl : flux 수, $G\lambda/q$

Fr : Froude 수, u_l^2/gD

G : 질량유속 [kg/m^2s]

h : 열전달계수 [W/m^2C]

H : 엔탈피 [J/kg]

h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]

l : 길이 [m]

LSL : Large scale two-phase loop thermosyphon

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

MSL : Medium scale two-phase loop thermosyphon

p : 압력 [Pa]

Pr : Prandtl 수, $\mu c_p/k$

q : 열유속 [W/m^2]

Q : 열전달량 [W]

R : 열저항 [C/W]

Sim. : Simulation

SSL : Small scale two-phase loop thermosyphon

t : 온도 [C]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3165; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: srhi@kier.re.kr

- t_{air} : 주변공기온도 [°C]
- t_c : 냉각유체온도 [°C]
- t_{h-c} : 열원과 냉각유체 사이 온도차 [°C]
- TLT : Two-phase loop thermosyphon
- u : 속도 [m/s]
- U : 총 열전달계수 [W/m²°C]
- V : 체적 [m³]
- V_{WF} : 작동유체 주입량 [ml]
- WF : working fluid
- x : 건도
- y : y -axis, 루프의 수직방향축

그리스 문자

- α : 보이드율
- μ : 점성계수 [Ns/m²]
- ν : 동점성계수 [m²/s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- F : 표면장력 [N/m]

하첨자

- c : condenser section, cold
- $cond$: condensation
- $conv$: convection
- ev : evaporator section or heated zone
- f : frictional
- g : gas, vapor
- h : heater
- l : liquid
- mac : macro
- max : maximum
- mic : micro
- mis : miscellaneous
- T : total
- tp : two phase flow

1. 서 론

2상 유동 루프형 열사이폰(two-phase loop thermosyphon)은 루프 내에서 작동유체의 연속적인

2상 유동현상(two-phase process)에 따라 작동유체의 잠열을 이용해서 열원(heat source)으로부터 방열부(heat sink)로 열을 전달하는 장치이다. 여타 다른 열교환장치와 같이 루프형 열사이폰 역시 크게 열원인 증발부와 방열부인 응축부, 그리고 작동유체가 증발부와 응축부 사이를 유동할 수 있는 유로인 수송부로 나누어져 있다.

루프형 열사이폰의 열전달성능은 형태, 크기, 열사이폰 각 부분의 재질, 모양, 작동유체 종류 및 주입량, 그리고 각 부품의 접촉 저항 등 수많은 요소들의 영향을 받으며, 각 변수들의 잘못된 선택은 시스템 전체성능을 크게 떨어뜨리게 된다.

본 연구의 주된 목적은 60 W부터 100,000 W까지 다섯 가지의 서로 다른 규모의 루프형 열사이폰 열전달 시스템들의 실험결과⁽¹⁻⁶⁾를 이용하여 시뮬레이션을 통해서 열전달성능을 예측하고자 한다. 다섯 가지 규모의 루프형 열사이폰의 작동유체로 물, R-134a, Aceton, 에탄올, R-11, R-113, FC-72, 그리고 FC-87 등 다양한 종류의 유체가 이용되었으며, 시뮬레이션을 위해서는 Lumped 방법과 Sectorial 방법이 사용되었다.

일반적으로 2상 유동을 동반하는 루프형 열사이폰에서의 열전달은 열유속, 압력, 물질유량, 건도, 보이드율(void fraction), 작동유체의 열성질(thermal property)과 재질, 주변의 물리적 형태, 그리고 다른 많은 요인들에 의해 좌우된다.^(1,5,7)

루프형 열사이폰과 같은 2상 유동 열전달 시스템의 시뮬레이션에서는 증발, 응축, 그리고 대류 등의 열전달계수식들, 압력강하식과 보이드율식 등 많은 수의 실험식들이 필요하게 되며, 이는 2상 유동 시스템의 시뮬레이션을 복잡하고 어렵게 하는 요인으로 작용하게 된다. 더욱이 각 식들은 유동양식(flow pattern)과 시스템 구조에 따라 서로 다른 식들을 요구하기 때문에 2상 유동 열사이폰의 시뮬레이션을 수행하는 데 있어서 큰 어려움으로 작용하고 있다. 2상 유동이 관련된 루프형 열사이폰의 분석을 위한 각 식들은 이론적인 분석에 의한 식들을 찾기가 어렵기 때문에 많은 실험식들을 이용해야 하는 어려움이 있다.^(6,8-10) 더욱이 각각의 실험식들이 최초 만들어진 조건이 서로 다르기 때문에 새로운 조건에 적용하기 위해서는 조심스러움이 있다. 기존에 개발 발표된 많은 실험식들이 최초 만들어진 조건에서는 좋은 결과를 제시했는지라도 서로 다른 조건에서는 많

은 차이를 보여주고 있기 때문에 사용상에 문제가 있음을 참고문헌^(11,12)에서는 지적하고 있다.

본 연구에서는 서로 규모가 다른 다섯 가지 2상 유동 루프형 열사이폰들의 시뮬레이션을 Lumped와 Sectorial의 두 가지 방법에 의해 수행하였으며, 시뮬레이션 결과는 실험을 통해 얻어진 결과들에 의해 검증되어지도록 하였다.

2. 실험장치

본 연구에서 수행된 루프형 열사이폰들은 Table 1에서 볼 수 있듯이 다섯 가지 규모로 60 W에서 100,000 W까지의 열전달능력을 갖는 시스템들이며, 한 개의 소형, 두 개의 중형, 그리고 두 개의 대형 루프형 열사이폰들이다. 다섯 가지의 루프형 열사이폰 시스템들의 각각은 루프 전체 크기와 증발부, 그리고 응축부의 기하학적 형태의 차이는 있으나 모두가 증발부가 하부에 그리고 응축부가 상부에 위치하는 형태이며, 증발부와 응축부 사이를 관으로 연결한 형태이다. 루프형 열사이폰들의 구분은 증발부의 열전달면적과 전체 시스템의 열전달능력에 의해 그 규모가 구분되었다. 150 W의 소형 루프형 열사이폰은 전자부품의 냉각용으로 개발되었으며, 60 W급은 냉장고를 위한 장치이며(Case1은 냉장실, Case2는 냉동실), 1,500 W, 7,500 W, 그리고 100,000 W급은 폐열 회수용 열교환장치를 위해 개발된 장치이다. 다섯 가지 규모의 루프형 열사이폰들에 대한 자세한 설명은 참고문헌⁽¹⁻⁶⁾에 자세히 기록되어 있다.

실험에서 열전달량은 루프 시스템에 공급된 열유속을 계산함으로써 얻어졌다. 각 루프 시스템들은 전체 루프를 따라서 단열이 되었기 때문에 외부로의 열손실은 무시되었다. 실험으로부터 발생

되는 오차는 주로 온도와 공급되는 전기의 전압과 전류 측정과정에서 발생하는 것으로 관찰되었다. 측정과정에서 측정변동량(fluctuation)은 ± 0.2 V(전압), ± 0.01 A(전류), 그리고 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ (온도)로 관찰되었다.

3. 시뮬레이션 방법

2상 유동 루프형 열사이폰에서, 특히 증발부에 유동 비등이 관련됐을 경우를 위해 열저항 네트워크(thermal resistance network)를 기반으로 하는 Lumped와 Sectorial 방법으로 구분되는 두 가지 시뮬레이션 방법이 고려되었다. 두 가지 시뮬레이션 방법의 중요한 차이는 2상 유동 구간에서의 시뮬레이션 과정을 어떻게 다루냐에 있다. 시뮬레이션 방법은 SSL일 경우를 위하여 참고문헌⁽⁸⁾에서 시뮬레이션 수행과정을 찾아볼 수 있으며, 참고문헌^(6,9,10)에서 MSL과 LSL II를 위한 시뮬레이션 과정을 참고할 수 있다.

먼저, 시뮬레이션을 위해서는 다음의 질량, 운동량, 에너지 보존법칙을 만족시켜야 한다.

질량 보존식 :

$$\frac{dm}{dy} = 0 \quad (1)$$

운동량 보존식 :

$$-\frac{dp}{dy} = \left(\frac{dp}{dy}\right)_f + G^2 \frac{d}{dy} \left\{ \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right\} + g \sin \theta [a \rho_g + (1-\alpha) \rho_l] + \left(\frac{dp}{dy}\right)_{mis} \quad (2)$$

운동량방정식의 전체 압력강하는 마찰, 가속도, 중력, 그리고 기타 다른 영향에 의한 압력강하의 합을 의미한다.

에너지 보존식 :

$$\frac{dH}{dy} = \frac{q\pi D}{GA} \quad (3)$$

시뮬레이션은 1차원적으로 해석되었으며, 2상 유동 구간에서는 Lumped 방법과 Sectorial 방법에 의해 분석되었다. Lumped 방법과 Sectorial 방법에 의한 시뮬레이션의 논리적인 수행과정은 전체적으로 에너지, 질량, 운동량의 평형을 만족

Table 1 Test two-phase loop thermosyphons

Type	Abbreviated designation	Heat transfer surface area, m ²	Max. heat transfer rate, W
Small scale	SSL ^(1,5)	0.00123	150
Medium scale	MSL I ^(2,5)	1.53 (Case1) 0.89 (Case2)	60
	MSL II ^(3,5)	0.019	1,500
Large scale	LSL I ^(3,5)	0.0095	7,500
	LSL II ^(4,6)	3.31	100,000

시켜야 하며, 루프 전체를 통하여 계산된 압력강하의 값의 합이 영($\sum p=0$)이 되어야 시뮬레이션이 수행될 수 있도록 구성되어 있다. 시뮬레이션 과정은 먼저 증발부 유체 입력부에서의 초기 압력, 온도, 질량유량을 계산하게 된다. 그리고 열전달량과 증발부로부터 배출되는 유체의 출구상태를 계산하게 된다. 다음으로는 증발부와 응축부 사이의 압력강하와 열손실 등을 계산하게 된다. 연속적으로 응축부로 유입 그리고 배출되는 유체의 상태를 계산하게 되고, 열전달 및 압력강하량을 계산하게 된다. 응축부를 통과해서 다시 증발부로 돌아오는 유체의 상태와 압력강하 등을 계산하게 되고, 최종적으로 증발부로 회귀한 유체는 루프를 한번 순환하게 되며, 압력강하의 합이 영이 될 때까지 이전 질량유량의 값을 변화시키며 계산이 계속 이루어지며, 최종적으로 수렴이 이루어지게 되면 시뮬레이션의 한 과정은 완성되게 된다.^(4,8,10)

먼저 Fig. 1에서 보여지듯이 Lumped 방법은 증발부에서 발생하는 다양한 유동양식을 고려하지 않고, 하나의 열전달 구역으로 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다. 이 방법은 증발부에서 발생하는 복잡한 유동양식 및 열전달현상을 증발부 전체적으로 하나의 열전달 구역으로 규명하기 때문에 그 단순함에 있어서 유리한 면이 있다.

다른 한 방법인 Sectorial 방법으로 루프형 열사이폰의 증발부에서 발생하는 열전달현상은 유

동비등(flow boiling)이기 때문에 시스템 내에서 발생하는 모든 2상 유동양식을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하였다. Sectorial 방법에서는 2상 유동 비등현상으로 증발부 내에서 발생 가능한 모든 현상을 고려하여 수행되었다. Fig. 1에 보이는 것처럼 단상 액체유동, 기포류, 슬러그류, 환상류, 액적류, 그리고 단상 기체유동 같은 유동양식들과 그 유동양식들 사이의 천이경계, 그리고 2상 유동에 관계하는 많은 변수들을 모두 체계적으로 고려하여 Sectorial 방법을 수행하였다.^(8,10)

본 연구에서의 시뮬레이션 방법들은 기본적으로 열저항 네트워크에 의해 수행되었다. 루프형 열사이폰 전체 시스템 열저항은 다음 식(4)로 표현할 수 있다.

$$R_T = \frac{1}{UA} = \sum R_i \quad (4)$$

그리고 전체 열전달량은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q = \frac{\Delta t_{h-c}}{R_T} \quad (5)$$

시뮬레이션을 위한 중요 열저항들은 증발 열저항(R_{ev}), 응축 열저항(R_{cond}), 그리고 응축부 외벽의 핀(fin)부의 강제대류 열저항(R_{conv})이다.

Lumped와 Sectorial 방법에 의한 시뮬레이션을 위해서는 증발, 응축, 그리고 강제대류 열저항을 규명하기 위해 다양한 열전달계수식들이 필요하게 되며, 이들 실험식들은 예전 연구자료로부터 수집되었다.^(5,13,24) Lumped 방법을 위해서는 10개의 강제대류비등 열전달계수 실험식들이 사용되었으며, 각각의 식들은 식(6)~(15)에 나타내었다.

Chen⁽¹³⁾ :

$$h_{tp} = h_{mic} + h_{mac} \quad (6)$$

Shah⁽¹⁴⁾ :

$$h_{tp} = \max [h_c, h_{nb}] \quad (7)$$

h_{tp} 값은 강제대류비등 열전달계수, h_c 와 핵비등에 의한 열전달계수, h_{nb} 와의 사이에서 최대값으로 결정된다.

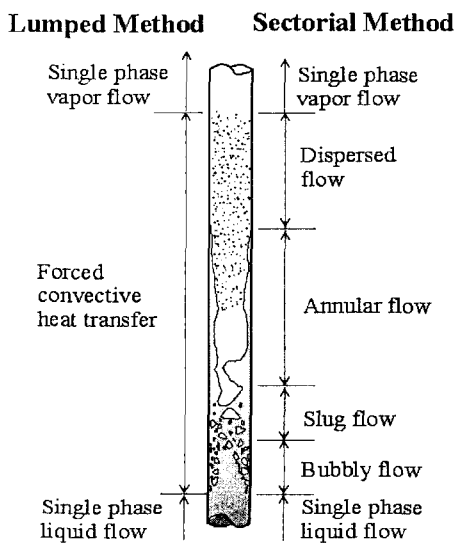


Fig. 1 Simulation methods.

Kandlikar⁽¹⁵⁾ :

$$h_{tp} = h_l [C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{le})^{C_3} C_3 Bo^{C_4} F_K] \quad (8)$$

$$Co = \left\{ \frac{(1-x)}{x} \right\}^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$$

여기서 C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 는 작동유체의 종류에 따라 결정되는 상수이며, F_K 는 비등상태에 따라 결정되는 상수이다.

Gungor and Winterton⁽¹⁶⁾ :

$$h_{tp} = h_l \left\{ 1 + 3000 Bo^{0.86} + \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \right\} \quad (9)$$

Ananiev⁽¹⁷⁾ :

$$h_{tp} = h_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_{av}} \right)^{0.5} \quad (10)$$

Crain and Bell⁽¹⁸⁾ :

$$h_{tp} = 0.0587 \left(\frac{k_l}{D} \right) Re_l^{0.85} Pr^{0.4} \left(\frac{d}{D} \right)^{0.1} x^{-7.6} \quad (11)$$

Sekeguchi⁽¹⁹⁾ :

$$h_{tp} = 2.5 h_l \left(\frac{1}{X_H} \right)^{2/3} \quad (12)$$

Pujol and Stenning⁽²⁰⁾ :

$$h_{tp} = 4.0 h_l \left(\frac{1}{X_H} \right)^{0.37} \quad (13)$$

Schrock and Grossman⁽²¹⁾ :

$$h_{tp} = 7.39 h_l \left\{ Bo + 0.0015 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{6700} \right\} \quad (14)$$

$$X_H = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.1}$$

Wright⁽²²⁾ :

$$h_{tp} = 6.7 h_l \left\{ Bo + 0.0035 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{6700} \right\} \quad (15)$$

Sectorial 방법을 위해서는 환상류일 경우를 위한 2개의 비등 열전달계수식들이 사용되었다. 사용된 식들은 다음과 같다.

Lavin and Young⁽²³⁾ :

$$\frac{h_{tp}}{h_l} \left(\frac{m h_{fk}}{q} \right) = C_2 \left[\frac{1+x}{1-x} \right]^{1.16} \quad (16)$$

Rhee and Young⁽²⁴⁾ :

$$h_{tp} = 59.03 h_l \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{0.81} Fr^{0.3} \quad (17)$$

응축 열전달식을 위해서는 4개의 실험식들이 사용되었으며, 강제대류 열전달을 위해서는 3개의 식들이 사용되었다.

Sectorial 방법에서는 증발부의 열전달현상에 따라 다양한 유동양식에 의해서 결정되어야 하며, 2상 유동 루프형 열사이폰에서 가능한 모든 현상이 고려될 수 있으나, 본 시뮬레이션 연구에서는 증발부가 Fig. 1에서 보여지는 것처럼 6개의 유동양식에 따라 구분이 된다. 각 유동양식에서의 열전달계수식, 압력강하식, 보이드율식, 그리고 각 유동양식 사이의 천이경계를 규명짓는 식들이 예전 연구자료로부터 수집되어 사용되었다. 각 관련식들은 참고문헌⁽⁵⁾에서 찾아볼 수 있다. 시뮬레이션은 열전달계수식들 이외의 많은 변수들의 실험식들이 사용되었으나, 본 연구논문에서는 열전달계수식들에만 중점을 두려한다.

4. 결과 및 고찰

시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교되었다. 시뮬레이션 결과는 실험결과에 의해 검증되었을 경우에만 그 유용성이 입증되었다. 다섯 가지 루프형 열사이폰의 실험결과와 시뮬레이션 결과 사이의 비교가 만들어졌으며, SSL의 경우를 위해서만 Fig. 2에 여러 열전달식들의 시뮬레이션 결과치와 비교되었다. 아울러 응축부에 사용된 응축 열전달계수식은 식(18)의 Nusselt⁽²⁵⁾의 식을 사용하였으며, 응축부 외벽을 통한 대류 열전달계수식은 식(19)의 Knudson⁽²⁵⁾의 식을 사용하였다.

$$h_{cond} = 0.943 \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{fk}}{\mu_l \Delta t_{sat} l_c} \right]^{0.25} \quad (18)$$

$$\frac{h_{conv} d}{k_f} = C \left(\frac{u_\infty d}{\nu_f} \right)^n Pr^{1/3} \quad (19)$$

$$C = 0.683, n = 0.466 \text{ for } 40 < Re < 4000$$

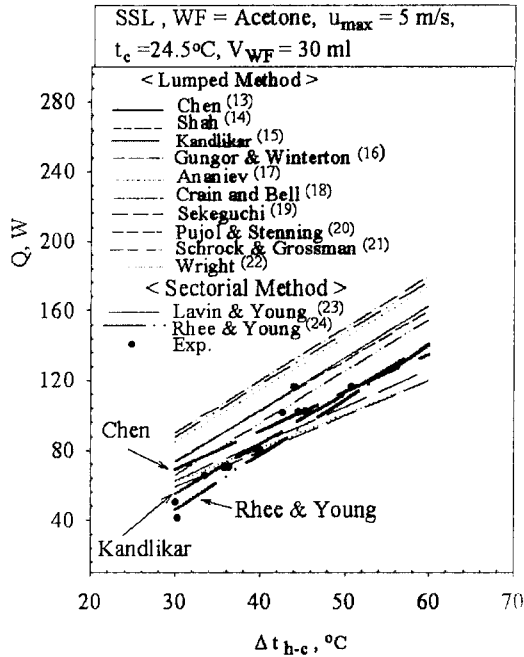


Fig. 2 Comparison between experiment and simulation with various correlations.

기타 다른 규모의 열사이폰에 대한 시뮬레이션 결과는 최적의 실험식들의 조합을 가지고 수행된 열전달 성능 예측결과와 실험결과 사이의 비교만을 제시하였다.

열저항 네트워크에 기본을 둔 시뮬레이션의 성공 여부는 여러 열저항 계산에 필요한 실험식들의 올바른 선택에 달려 있다. 먼저 Lumped 방법에 있어서 10개의 h_{tp} , 3개의 h_{cond} , 그리고 3개의 h_{conv} 들이 사용되었으며, 이는 90개의 가능한 조합을 이룰 수 있으며, 만약 압력강하와 보이드율 등과 같이 여타 다른 변수들과의 조합을 고려한다면 그 조합은 헤아리기 힘들 것이다. 본 연구에서는 식(18)의 응축 열전달계수와 식(19)의 응축부 외벽의 대류 열전달계수를 하나의 식으로 고정하고 시뮬레이션을 수행하였으며, 각 조합에 대한 시뮬레이션을 수행한 결과를 Fig. 2에서 볼 수 있다. Fig. 2는 실험식들에 대한 수정 없이 계산된 값들을 비교한 것으로, Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실험값들과 비교해 본다면 Lumped 방법일 경우 Kandlikar⁽¹⁵⁾의 비등 열전달계수식과 Nusselt⁽²⁵⁾의 h_{cond} , Knudson⁽²⁵⁾의 h_{conv} 의 조합에 의한 시뮬레이션 결과가 실험값과 가까운 결과를 보여주었으

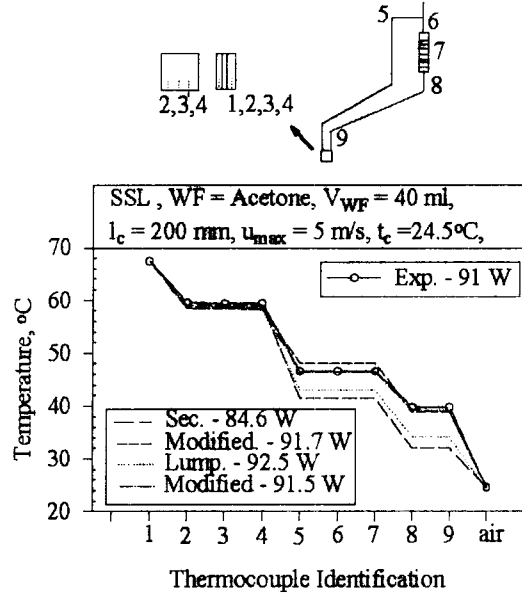


Fig. 3 Temperature distribution.

며, MSL I의 경우를 제외한 다른 루프를 통한 시뮬레이션들도 정도의 차이는 있으나 Fig. 2와 유사한 경향을 보여주었다. MSL I의 경우에는 식(6)의 Chen⁽¹³⁾의 비등 열전달계수식에 의한 시뮬레이션 결과가 더 나은 결과를 보여주었다. 각각의 루프들에 대해 Fig. 2와 같은 방법으로 시뮬레이션을 통해 실험결과와 좋은 일치치를 보이는 최적의 식들을 찾았으며, MSL I을 제외한 모든 루프에 대하여 Kandlikar⁽¹⁵⁾의 식에 의한 시뮬레이션 결과가 실험값과 좋은 일치치를 보였다.

Sectorial 방법일 경우에는 다른 유동양식에 관계되는 식들은 하나로 설정해 놓고, 환상류 영역에서의 식들만을 고려했을 때 식(16)의 Rhee and Young⁽²⁴⁾의 열전달계수식과 Nusselt⁽²⁵⁾의 h_{cond} , Knudson⁽²⁵⁾의 h_{conv} 의 조합이 실험결과와 좋은 일치치를 보였다. 이렇게 얻어진 조합들을 이용해 루프 내부의 온도분포에 대한 시뮬레이션이 이루어졌으며, Fig. 3에서 볼 수 있듯이 최적의 조합으로부터 얻어진 결과일지라도 루프의 내부 온도분포를 비교해 보면 약간의 차이를 관찰할 수 있다.

Fig. 3의 Lump.와 Sec.은 Lumped와 Sectorial 방법들에 의해서 실험식들의 수정 없이 사용된 시뮬레이션 결과이며, Modified는 Fig. 3의 결과와 같이 온도분포값들이 시뮬레이션 결과와 실험값들이 일치하도록 실험식들의 수정을 통해 시뮬레

이전을 수행한 결과이다. 실험식들의 수정은 식 (20)의 Park⁽²⁶⁾의 방법에 의해 열전달관계식의 수정을 통해 다시 시뮬레이션이 이루어졌다. 최적의 수정상수값들을 찾기 위하여 Fig. 3과 같이 수정상수값들을 변화시켜 가며 시뮬레이션 결과가 실험값과 가까워질 때까지 반복적으로 이루어졌으며, 각 루프들을 위해 Fig. 2와 같은 방법이 수행되었다. 각 루프들에 대한 수정을 위한 상수값들은 작동유체와 루프 규모에 따라 다른 값들을 보여주었으며, 모든 루프에 대해 Fig. 2의 방법에 따라 수 많은 반복적인 계산 과정을 통하여 얻어졌다. 각 수정 상수 값들은 Table 2에 나타내었다.

$$h_m = C_m x_m^n \quad (20)$$

식(20)에서 C 와 n 은 수정상수들이며, x 는 원래의 식, 그리고 m 은 비등, 응축, 대류열전달을 의미한다. 본 연구논문에서는 응축과 대류열전달 상수는 본 연구에서 큰 영향을 미치지 않았기 때문에 비등현상에만 관점을 두었다.

각 식들의 수정을 통해 얻은 결과는 Fig. 3에 보이는 것처럼 실험결과와 좋은 일치율을 보여주었다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 Lumped 방법은 열

Table 2 Correction factors for heat transfer coefficient correlation ($n=1$)

Type	Method	Correction factor
SSL	Lumped	1.3 (water)
		1.2 (acetone)
	Sectorial	2.3 (FC-87)
		4.0 (water)
MSL I (water)	Lumped	2.2
	Sectorial	1
MSL II (water)	Lumped	0.5
	Sectorial	0.24
LSL I (water)	Lumped	2.5
	Sectorial	2.5
LSL II (water)	Lumped	0.47
	Sectorial	1.4

전달계수식에 따라 결과에서 실험결과와 많은 차이를 보여주고 있으나 Sectorial 방법은 실험결과와 좋은 일치율을 보여주었다. Lumped 방법의 경우에는 열전달계수식의 선택에 신중을 기해야 할 것을 보여준다.

Fig. 4부터 Fig. 8까지는 Fig. 2와 Fig. 3에 의

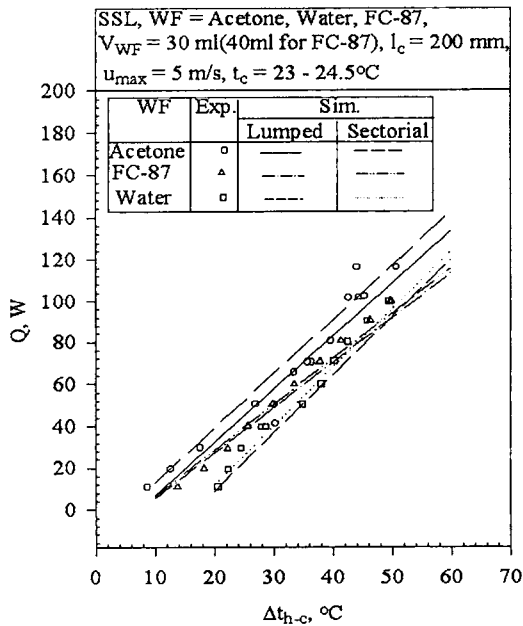


Fig. 4 Effect of Δt_{h-c} on Q (SSL).

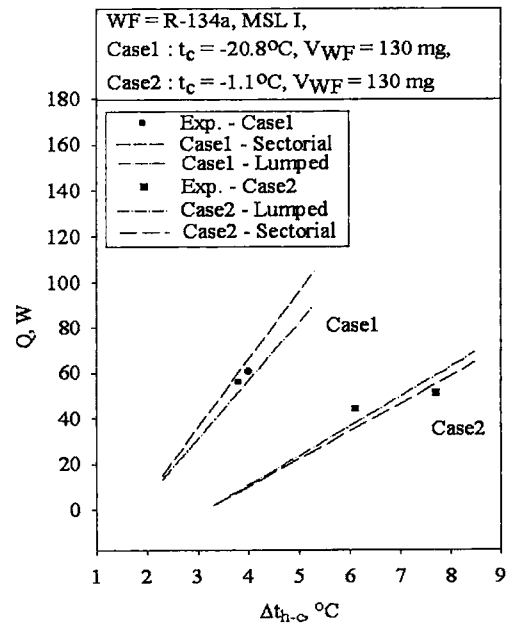


Fig. 5 Effect of Δt_{h-c} on Q (MSL I).

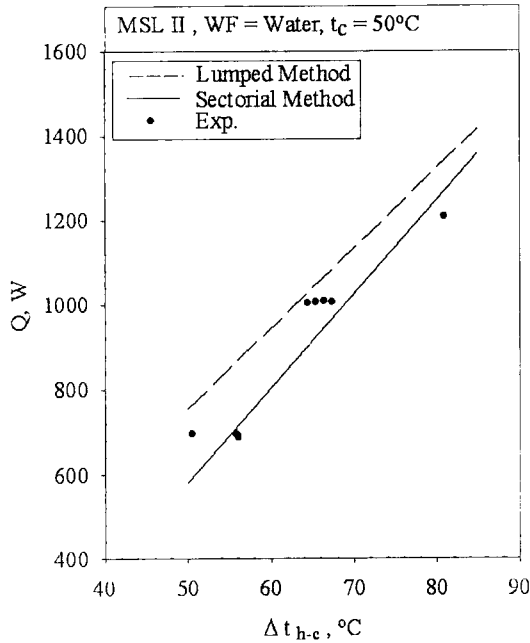


Fig. 6 Effect of Δt_{h-c} on Q (MSL II).

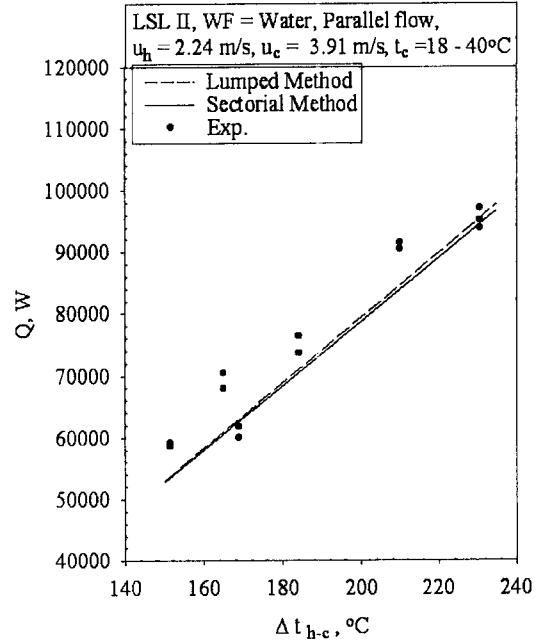


Fig. 8 Effect of Δt_{h-c} on Q (LSL II).

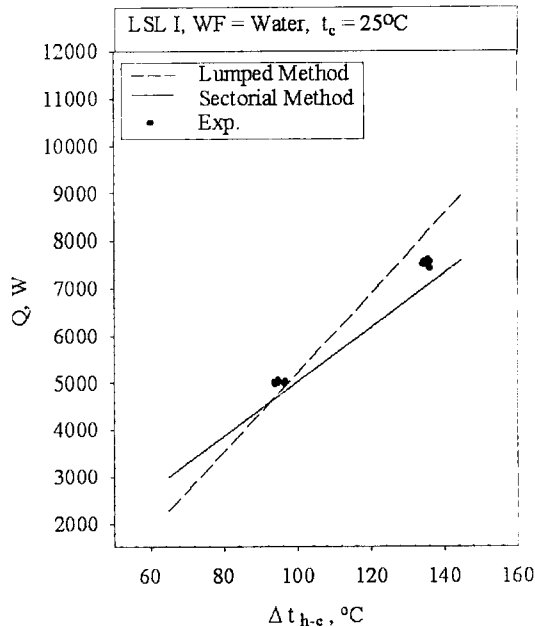


Fig. 7 Effect of Δt_{h-c} on Q (LSL I).

한 방법을 통하여 최적의 조합과 수정을 통하여 각 루프의 시뮬레이션을 통해 열전달성능을 예측한 결과와 실험값들과의 비교를 나타내어 준다.

Fig. 4부터 Fig. 8까지의 그림에서 볼 수 있듯이 Δt_{h-c} 의 증가와 함께 열전달량은 증가함을 보여주고 있다. 두 가지 방법에 의해 수행된 시뮬레이션 결과는 올바른 열전달계수식을 사용하여 시뮬레이션을 수행했을 경우 다섯 가지 규모의 루프형 열사이폰의 결과 모두에서 좋은 일치율을 보여줌을 알 수 있다.

Fig. 8의 100,000 W급 루프는 다섯 개의 루프가 한 쌍을 이루어져 있는 형태로, 일반적인 상업용 열교환기의 구조를 가지고 있으며,⁽⁴⁾ 증발부와 응축부 사이의 열원과 냉매 사이의 흐름이 병류를 이루는 형태를 하고 있다. 대형 루프형 열사이폰에 대한 시뮬레이션을 통하여 얻어진 결과 역시 실험결과와 좋은 일치율을 보여주었다.

5. 결 론

60 W에서 100,000 W급까지의 다섯 가지 서로 다른 규모의 2상 유동 루프형 열사이폰에 대하여 Lumped와 Sectorial 방법의 두 가지 방법에 의해 시뮬레이션을 수행하였다. 두 가지 시뮬레이션 방법에 의한 결과는 관련된 열전달관계식들을 올바르게 선택하였을 경우에 실험결과와 가까운 일치

를 보여주었으며, 올바른 열전달계수식과 실험값과의 비교를 통하여 얻어진 수정상수값을 이용하여 서로 다른 규모의 다섯 가지 루프형 열사이폰의 열전달성능을 예측할 수 있었다.

참고문헌

1. Rhi, S. H., Kim, W. T., Song, K. S. and Lee, Y., 1998, A Design of Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (I): Experiments and Visualization, KSME int. J, Vol. 12, No. 5, pp. 926-941.
2. Lee, J. S., Rhi, S. H., Kwon, J. H. and Lee, Y., 1999, A Use of Two-Phase Loop Thermosyphons for Heat Extraction of Enclosed Spaces: Experiments and Analysis, Proceedings of 11th International Heat Pipe Conference, Vol. 1, Tokyo, September 1999 (B), pp. 82-87.
3. Lee, K. W., Hong, S. H., Chang, K. C., Lee, K. J. and Ra, H. S., 1995, Heat Transporting Technology of Separate Heat Pipe Heat Exchanger, Energy R&D, Vol. 17, No. 2.
4. Lee, K. W., Chang, K. C., Lee, K. J., Ra, H. S. and Hong, S. H., 1998, A Study on the Heat Transfer Characteristic by Counter Flow and Parallel Flow in Separate Heat Pipe Heat Exchanger, Proc. 2nd Heat Pipe Workshop Korea, pp. 22-35.
5. Rhi, S. H., 2000, An Experimental and Analytical (Simulation) Study on Two-Phase Loop Thermosyphons; Very Small to Very Large Systems, Ph.D Thesis, University of Ottawa, Ottawa, Canada.
6. Lee, K. W., Rhi, S. H., Chang, K. C. and Lee, Y., 2000, An Experimental and Simulation Study on Medium and Large Scale Two-Phase Loop Thermosyphons, 6th Int. Heat Pipe Conference, Chiang Mai, November 5 to 9.
7. Ali, A. F. M. and McDonald, T. W., 1977, A Thermosiphon Loop Performance Characteristics: Part 2. Simulation Program, ASHRAE Trans., Vol. 83, Part 2, pp. 260-278.
8. Rhi, S. H., Kim, W. T., Kim, K. S. and Lee, Y., 1998, A Design of Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System (I): Analysis and Simulation, KSME int. J, Vol. 12, No. 5, pp. 942-955.
9. Lee, Y. and Rhi, S. H., 1999, A Limitation of Computer Simulation for Two-Phase Closed Loop Thermosyphons, Proceedings of 11th International Heat Pipe Conference, Vol. 3, Tokyo, September 1999 (A), pp. 31-38.
10. Lee, Y. and Rhi, S. H., 2000, A Lumped and Sectorial (Flow Pattern) Methods for Computer Simulation of Two-Phase Loop Thermosyphons, 6th Int. Heat Pipe Conference, Chiang Mai, November 5 to 9.
11. Hahne, E., Shen, N. and Spindler, K., 1989, A Fully Developed Nucleate Boiling in Upflow and Downflow, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 10, pp. 1799-1808.
12. Isbin, H. S. and Biddle, D., 1979, A Void-Fraction Relationships for Upward Flow of Saturated, Steam-water Mixtures, Int. J. of Multiphase Flow, Vol. 5, pp. 291-299.
13. Chen, J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
14. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, ASHRAE Trans., Vol. 88, No. 1, pp. 185-196.
15. Kandlikar, S. G., 1989, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling that Transfer Inside Vertical and Horizontal Tubes, J. of Heat Transfer, Vol. 1, pp. 311-316.
16. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1985, A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, J. of Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-359.
17. Ananiev, E. P., Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. M., 1961, Heat Transfer in the Presence of Steam Condensation in a Horizontal Tube,

- Int. heat transfer conf., Boulder, Colorado.
 Int. developments in heat transfer, Pt. II,
 Paper 34, pp. 290-295.
18. Crain, B. and Bell, K. J., 1973, Forced Convection Heat Transfer to A Two Phase Mixture of Water and Steam in A Helical Coil, AIChE Sym. Series, Vol. 69, No. 131, pp. 30-36.
 19. Sekeguchi, K., Han, Z. X., Kaji, M., Imasaka, T. and Sumiyoshi, Y., 1992, An Analogy between Heat Transfer and Pressure Drop in Forced Convective Boiling Flow, Dynamics of Two-Phase Flows, CRC Press Inc., pp. 669-688.
 20. Pujol, I. and Stenning, A. W., 1968, Effect of Flow Direction on the Boiling Heat Transfer Coefficient in Vertical Tubes, Int. symp. research in cocurrent gas-liquid flow, Edited by E. Rhodes and D. S. Scott, Plenum press, New York.
 21. Schrock, V. E. and Grossman, L. M., 1959, Forced Convection Boiling Studies. Final Report on Forced Convection Vaporization Project, Lawrence Radiation Lab report #TID-14632.
 22. Wright, R. M., 1962, Downflow Forced Convection of Boiling in Uniformly Heated Tubes, UCRL-9744.
 23. Lavin, J. G. and Young, H. Y., 1965, A Heat Transfer to Evaporating Refrigerants in Two-Phase Flow, A.I.Ch.E. J, Vol 11, No. 6, p. 1124.
 24. Rhee, B. W. and Young, H. Y., 1974, Heat Transfer to Boiling Refrigerants Flowing Inside a Plain Copper Tube, A.I.Ch.E. Symposium, Series 138, Vol. 70, pp. 64-70.
 25. Holman, J. P., 1996, Heat Transfer, 8th ed., McGraw-Hill Book Company, New York.
 26. Park, R. J., 1992, Two-Phase Closed Thermosyphon with Two-Fluid Mixtures, M.A.Sc Thesis, University of Ottawa.