

루프형 2상 유동 열사이폰 열교환기에 관한 연구

이 기 우[†], 박 기 호, 이 석 호

한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

Study on Two-Phase Loop Thermosyphon Heat Exchanger

Ki-Woo Lee[†], Ki-Ho Park, Seok-Ho Rhi

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

(Received June 10, 2002; revision received July 15, 2002)

ABSTRACT: A heat exchanger (100,000 W) using two-phase loop thermosyphons (TLT) was developed as a waste heat recovery system. An experimental and simulation study was carried out on the heat transfer characteristics of TLT heat exchanger, and the results from the experiments were used to see the possibility which the TLT heat exchanger could be an alternate solution for waste heat recovery system. The experimental results showed the provisional results as a waste heat recovery system. Also computer simulation code can predict the TLT system about the effects of various variables for the operation. Computer simulation results based on the thermal resistance networks were compared with the experimental results. The study clearly shows that the computer simulation for the TLT heat exchanger can predict the most cases of the affecting parameters involved, provided that correct empirical correlations are used.

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

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]

Bo : 비등수, $q/\dot{m}\Delta H$

$Exp.$: Experiment

Fr : Froude 수, u_i^2/gD

G : 질량유속 [kg/m^2s]

h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]

h : 열전달계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]

k : 열전도계수 [$W/m\text{ }^\circ C$]

l : 길이 [m]

p : 압력 [Pa]

Pr : Prandtl 수, $\mu c_p/k$

q : 열유속 [W/m^2]

Q : 열전달량 [W]

R : 열저항 [$^\circ C/W$]

$Sim.$: Simulation

t : 온도 [$^\circ C$]

t_{air} : 주변 공기온도 [$^\circ C$]

t_c : 냉각 유체온도 [$^\circ C$]

Δt_{h-c} : 열원과 냉각유체 사이 온도차 [$^\circ C$]

u : 속도 [m/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3166; fax: +82-42-860-3133

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

- U : 총 열전달계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]
 V : 체적 [m^3]
 V_{WF} : 작동유체 주입량 [ml]
 WF : working fluid
 x : 건조

그리스 문자

- α : 보이드율
 μ : 점성계수 [Ns/m^2]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 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
 sat : saturation
 T : total
 tp : two phase flow

1. 서론

2상 유동 루프형 열사이폰을 이용함으로써 대용량의 닥트나 복잡한 기계적설비의 설치를 필요로 하지 않으면서도 충분히 폐열의 회수를 통해 에너지 절약효과를 기대할 수 있다는 유리한 면이 있다. 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 응

축부, 그리고 작동유체가 증발부와 응축부 사이를 유동할 수 있는 유로인 수송부로 나누어져 있다.

루프형 열사이폰의 열전달성능은 형태, 크기, 열사이폰 각 부분의 재질, 모양, 작동유체의 종류 및 주입량, 그리고 각 부품의 접촉저항 등 수많은 요소들의 영향을 받으며, 각 변수들의 잘못된 선택은 시스템 전체 성능을 크게 떨어뜨릴 수 있다.⁽¹⁾

일반적으로 2상 유동을 동반하는 루프형 열사이폰에서의 열전달은 열유속, 압력, 물질유량, 건조도, 보이드율(void fraction), 작동유체의 열성질(Thermal property)과 재질, 주변의 물리적 형태, 그리고 다른 많은 요인들에 의해 좌우된다.^(1,2,3)

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.

본 연구는 산업체에서 많이 활용되고 있는 보일러 및 열풍로에서 폐열로 배출되는 에너지의 재활용을 목적으로 2상 유동 루프형 열사이폰을 이용한 폐열회수용 열교환기의 개발과 그 성능에 대한 실험적 그리고 최적설계를 위한 설계 프로그램의 개발을 주된 목적으로 한다.

본 연구에서는 우선 실험을 통해 제작된 열교환기의 성능 및 여러 변수들의 영향을 관찰하였으며, 성능평가를 위한 시뮬레이션은 참고문헌^(1,3,4)에서 언급되어진 방법에 의해 수행하여, 실험결과와의 비교를 통해 시뮬레이션의 검증을 수행하였다.

2. 실험장치

Fig. 1은 실험을 위해 제작된 2상 루프형 열사이폰 열교환기 시스템을 보여주고 있다. 2상 루프형 열사이폰 열교환기는 가열부인 증발부와 냉각부인 응축부를 분리해서 설치하며, 증발부와 응축부는 여러 개의 관들로 형성된 관의 집합체로서 상하에 모여 있는 관들을 통해 서로 연결되어 통하도록 이루어져 있다. 그리고 증발부와 응축

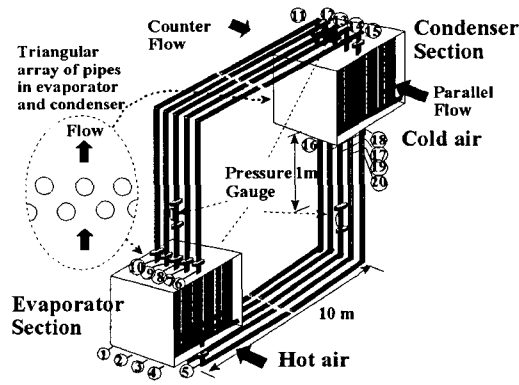


Fig. 1 Test loop type heat exchanger.

부는 작동유체의 유동을 담당하는 수송관이 서로 연결되어 있고, 응축부에는 불응축가스를 모으는 관과 배기밸브들이 배치되어 있다.

루프형 열사이폰 열교환기에서는 열사이폰의 특성상 작동유체의 순환을 위한 압력차이를 얻기 위해 응축부가 반드시 증발부보다 높이 설치되어야 하며, 본 연구를 위하여 제작한 100,000 W급 루프형 열사이폰 열교환기의 증발부는 외경이 27.2 mm인 탄소강관 외부에 흰(fin)을 부착하여 길이 800 mm인 파이프를 12열로 배치한 것을 1단으로 하여 서로 독립적으로 5단을 조합하여 구성하였으며, 이때 배기가스가 유동하는 단과 단 사이의 파이프 배열은 Fig. 1에 보이는 것처럼 삼각배열로 하였다.

또한, 응축부는 증발부와 같은 파이프를 사용하였으며, 단지 1단을 11열로 하여 증발부와 같이 5단으로 하여 삼각배열로 하였다. 그리고 증발부에는 작동유체의 충진률을 가시화할 수 있도록 각각의 단에서 작동유체가 유동하는 증발부 입구의 헤더와 출구의 헤더를 76.4 mm인 테프론(Teflon) 튜브를 연결하였으며, 응축부에는 작동유체를 응축하고 불응축가스를 배기할 수 있도록 각 단마다 배기밸브를 부착하였다.

Fig. 1에 보이는 것처럼 100,000 W급의 루프형 열사이폰 열교환기의 성능시험을 위해서 증발부와 응축부의 높이차는 1 m로 하고, 설치거리는 10 m를 유지하도록 충분히 분리하여 설치하였다. 증발부와 응축부를 연결하는 수송관은 열교환기 구성에 사용한 파이프와 같은 크기인 외경 27.2 mm인 파이프로서 5개의 관으로 서로 독립되게 연결하였으며, 증발부에서 배기가스(hot air)가 들

어가는 첫번째 단의 증기유동관 내의 압력이 가장 높게 나타나므로 배기가스의 온도가 갑자기 높아져 압력상승으로 인한 파이프의 파열을 방지할 수 있도록 안전밸브(20 kg/cm²)를 증기유동관 상부에 설치하였다. 그리고 작동유체를 배출할 수 있도록 액체유동관 하부에 배출밸브를 부착하였다.

증발부와 응축부를 연결한 수송부에서의 누설이 발생하지 않도록 고압질소로서 확인한 후 증기 및 액체유동관으로 작동유체가 유동할 때 관 외부로의 열손실을 줄이기 위해 두께 25 mm의 유리섬유로서 단열처리하였다.

루프형 열사이폰 열교환기는 증발부와 응축부가 서로 멀리 떨어져 설치되므로 배기가스를 공급하는 닥트와 예열공급하는 닥트도 분리되어 설치하게 된다. 따라서, 증발부 및 응축부의 닥트는 개방형 송풍기가 빨아들이도록 구성하였다. 루프형 열사이폰 열교환기는 배기가스의 배열을 회수하는 데에 이용되므로 성능시험에서도 이와 같은 배기가스의 열원을 공급할 수 있도록 노(furnace)를 설치하였으며, 증발부의 가열을 위하여 최대 150,000 kcal/hr의 열량을 발생시킬 수 있는 오일 버너를 사용하였다. 그리고 증발부에 들어가는 배기가스의 온도가 300℃ 이상으로 올라가면 작동유체의 포화압력이 높아져 열교환기가 파손되는 위험을 초래할 수가 있어서 배기가스가 증발부에 들어가기 전에 3단 댐퍼를 설치하여 온도조절기를 이용해서 배기가스의 공급이 안정적으로 이루어지도록 구성하였다.

또한, 응축부에 공급되는 공기의 온도를 실험 조건에 맞추기 위해서 응축부 입구측에 공기-물 열교환기를 설치하고, 증발부 출구에서 배기가스를 2차적으로 공기-물 열교환기를 사용해서 열을 회수하고 필요한 열량만 응축부 입구의 열교환기에 전달하고 초과되는 열량은 방열기를 설치하여 방열시키도록 하였다. 성능 실험장치에서 각각의 실험 데이터들을 측정하기 위하여 증발부의 작동유체 출구에 Pressure Transducer(P21AA, 0~20 kg/cm²)를 배기가스 입구측으로부터 1단, 3단, 5단에 설치하여 작동유체의 포화증기압력을 측정하고 포화온도와 비교 검토되도록 하였으며, 증기 및 액체유동관의 압력강하를 측정하기 위하여 증발부와 응축부 입출구에 차압 Transducer(0~1000 mm H₂O)를 3단에 각각 1개씩 설치하였다.

증발부 내의 입출구와 응축부 내의 입출구에 열전대(K-type sheath dirt. 1.6 mm OD)를 각각 1점씩 27개를 관 내에 삽입하였다.

증발부의 배기가스 및 응축부의 공기의 온도를 측정하기 위해서 입출구에 각각 3점씩 열전대(K-Type 0.3 mm OD)를 설치하고, 공기-물 열교환기의 공기측과 물측의 온도도 측정하기 위해서 열전대를 설치하였으며, 물측의 유량은 물유량계(1.2~7.0 m³/h)를 증발부측 열교환기와 응축부측 열교환기에 설치하여 공기-물 열교환기에서의 교환열량을 계산할 수 있도록 하였다. 따라서 실험 데이터들은 Hybrid Recorder(30채널) 2대를 이용하여 측정 및 기록하였다. 또한, 루프형 열사이폰 열교환기의 증발부의 배기가스와 응축부의 공기 유량을 측정하기 위해서 200℃까지 측정이 가능한 열선풍속계(V-02-AND)를 사용하였으며, 증발부와 응축부의 송풍압력강하는 Micromanometer (max. 199.9 mm H₂O)를 사용하여 측정하였다.

3. 실험방법

루프형 열사이폰 열교환기의 성능실험에 있어서 초기작동온도는 매우 중요한데 그 목적은 관 내에 모여 있는 불응축가스를 배출하고 정상상태에서 일정한 진공도를 유지하도록 하는 것이다. 우선 작동유체로서 증류수를 각 단마다 증발부내 체적의 75% 정도를 증발부의 측면에 부착된 수위계로서 확인하여 충액하며, 충액이 완료되면 응

축부에 부착된 배기밸브를 닫는다. 증발부에 들어가는 배기가스의 온도를 200~300℃ 정도로 유지하고 일정량의 배기가스가 증발부를 유동하도록 하고 응축부에는 공기가 유동하지 않도록 한다. 증발부 내의 작동유체의 온도가 125℃에 이르면 응축부에 부착된 배기밸브를 이용하여 1차 배기를 하고, 작동유체 온도가 175℃에 이르면 2차 배기를 한 후 배기밸브를 굳게 닫는다. 이에 응축부의 입출구에서 작동유체의 온도가 증발부의 출구와 거의 일치하는가를 확인한 후 초기작동을 완료한다. 이와 같은 작동은 열교환기 5개의 단에 대하여 순차적으로 시행하여야 한다. 증발부 및 응축부에서의 각 단마다 작동유체의 입출구온도를 비교하고, 열유속에 따른 증기의 포화온도를 측정계산하며, 그리고 전체 열전달량은 다음과 같이 계산되었다.

$$Q = \frac{\Delta t_{h-c}}{R_T} \quad (1)$$

4. 시뮬레이션

2상 유동 루프형 열사이폰에서, 특히 증발부에 유동비등이 관련됐을 경우를 위해 열저항 네트워크(thermal resistance network)를 기반으로 하는 시뮬레이션 방법이 고려되었다. 시뮬레이션 방법은 참고문헌^(1,3,4)에서 시뮬레이션 수행과정을 찾아볼 수 있으며, 아울러 Fig. 2에 순서도를 통하

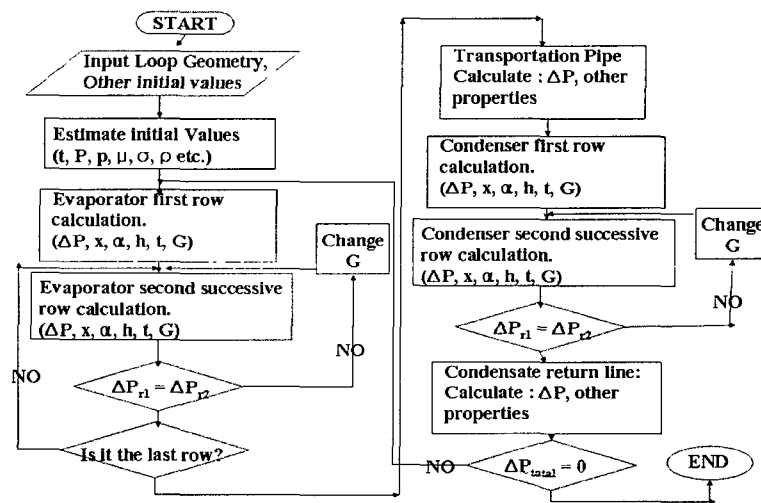


Fig. 2 Simulation flow chart.

여 시뮬레이션 과정을 나타내었다. 참고문헌^(1,2,3)에서 다룬 증발부와 응축부가 단일 관으로 구성된 2상 유동 루프형 열사이폰과 달리 다관으로 구성된 증발부와 응축부를 가졌을 경우에는 단일 관일 경우보다 반복 계산과정이 많이 필요하며, 계산의 수렴에 많은 시간을 소요하게 되는 어려움이 있다. 시뮬레이션 과정은 먼저 증발부의 유체 입력부에서의 초기압력, 온도, 질량유량을 계산하게 된다. 그리고 여러 개의 관들로 구성된 증발부의 각 관들로부터의 열전달량과 압력강하, 질량유량을 비교 계산하게 되며, Fig. 2의 순서도에서 볼 수 있듯이 첫번째 관과 연속되는 관들에서의 압력강하가 일치할 때까지 질량유량을 변화시키며 반복계산을 하게 되며, 계속해서 증발부로부터 배출되는 유체의 출구상태를 계산하게 된다. 다음으로는 증발부와 응축부 사이의 압력강하와 열손실 등을 계산하게 된다. 연속적으로 응축부로 유입 그리고 배출되는 유체의 상태를 계산하게 되고, 응축부에서도 증발부와 동일한 방법으로 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.^(1,3,4)

무엇보다도 증발부와 응축부가 여러 개의 관으로 연결된 집합체일 경우에는 Fig. 3에서처럼 증발부와 응축부의 입력부의 질량유량이 출구부의 질량유량이 같아야 하며, 첫번째 관과 연속되는 관들의 압력강하가 동일해야 한다는 가정 하에 계산을 반복적으로 비교하며 수행해야 하는 어려움

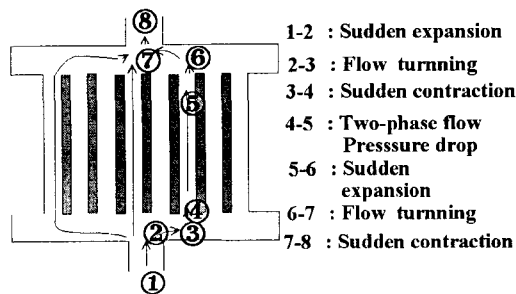


Fig. 3 Pressure drop components of evaporator and condenser.

이 있으며, Fig. 3에 보이는 것처럼 팽창, 수축, 그리고 기타 유동 변동부에 대한 각각의 압력강하식을 이용해 계산해야 한다. 본 연구에서의 시뮬레이션 방법들은 기본적으로 열저항 네트워크에 의해 수행되었다. 루프형 열사이폰 전체 시스템 열저항은 다음 식(2)로 표현할 수 있다.

$$R_T = \frac{1}{UA} = \sum R_i \quad (2)$$

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

2상 유동 비등 열전달계수는 식(3)의 실험결과와의 비교를 통해 얻어진 수정된 Kandlikar^(1,5) 식을 사용했다.

$$h_{tp} = 0.47h_l [C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{le})^{C_3} C_3 Bo^{C_4} F_K] \quad (3)$$

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

여기서 C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 는 작동유체의 종류에 따라 결정되는 상수이며, F_K 는 비등상태에 따라 결정되는 상수이다. 응축열전달계수는 Nusselt⁽⁶⁾의 식을 사용했으며, 시뮬레이션의 자세한 방법은 참고문헌^(1,3,4)을 참고할 수 있다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 4는 본 실험장치의 열전달 성능을 보여주고 있다. 본 실험에서는 Fig. 1의 응축부에 보여지듯이 응축부의 냉각유체의 유동방향을 변화시킴으로써 병류와 향류의 두 가지 유동형태에 대한 실험을 수행하였다. 본 실험을 통해서 병류와 향류의 열전달 성능은 큰 차이는 보여주지 않았으나, Fig. 4에 보이는 것처럼 병류일 경우 약간의 열전달 성능이 뛰어난 것으로 관찰되었다. Fig. 4에 보이는 것처럼 본 실험을 위해 제작된 2상 루프형 열교환기는 병류와 향류일 경우 모두 100,000 W 이상의 열전달 성능을 발휘하는 것으로 관찰되었다. 전체 열전달량은 다섯 단의 루프를 통한 각각의 열전달량의 총합으로 나타낸 것이다.

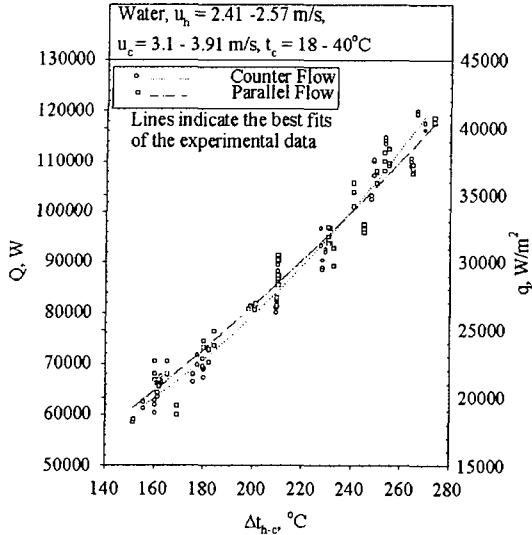


Fig. 4 Heat transfer performance.

Fig. 5는 본 실험장치에서 응축부의 냉각유체의 유속을 변화시킬 경우에 열전달 성능에 미치는 영향을 보여주고 있다. 그림에 보이는 것처럼 병류일 경우 응축부의 유입공기의 유속이 2.5 m/s에서 4.0 m/s로 증가할 경우에 동일한 Δt_{h-c} 에서 열전달 성능은 향상되는 것으로 나타나고 있으며, 이는 응축부의 열저항이 감소하게 되므로 증발부와 응축부의 압력차가 커지게 되고 결국에는 작동유체의 순환을 원활하게 하여 열전달 성능의 향상을 이루게 하는 것으로 알 수 있다.

Fig. 6은 본 연구에서 사용된 2상 루프형 열사이론 열교환기 시스템의 처음 공급열량을 바꾸고 나서부터 전체 루프 시스템을 통하여 온도변화를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 루프형 열사이론은 초기 공급열량의 변화와 함께 20여분이

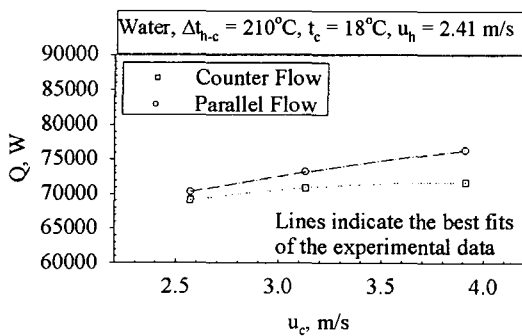


Fig. 5 Effect of u_c .

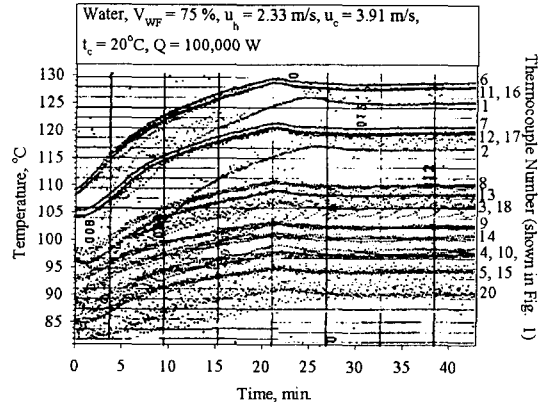


Fig. 6 Transient behavior from startup.

지난 후 온도가 최고점까지 상승 후 약간의 온도강하와 함께 안정상태에 이르는 것으로 관찰되었다. 최고점까지의 온도상승 후 약간의 온도강하를 갖는 것은 작동유체가 물일 경우에 증발부에서 기포가 형성되어 소멸될 때까지 온도와 압력이 상승하게 되고, 최종적으로 기포의 소멸 후 정상적으로 증기의 상승과 함께 루프 내의 작동유체의 순환이 시작되는 시점으로 예측되었다. 2상 루프형 열사이론 열교환기의 안정작동에 있어서 유동불안정의 심각함은 참고문헌^(2,7)에서 이미 알려져 있다. Fig. 7은 공급열량에 따른 증기수송관

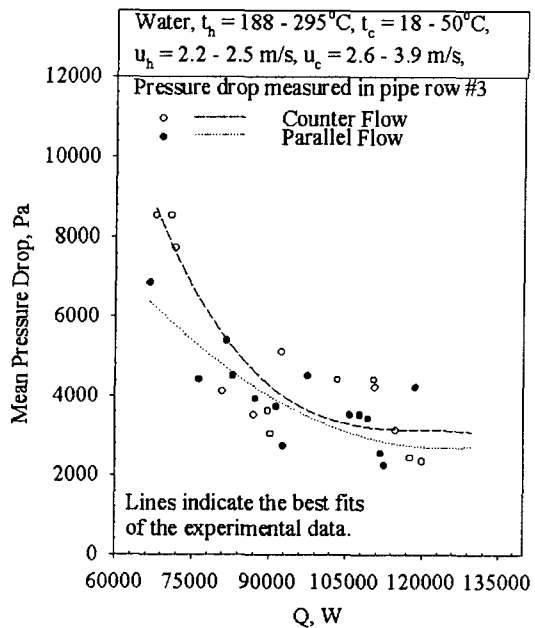


Fig. 7 Effect of Q on pressure drop.

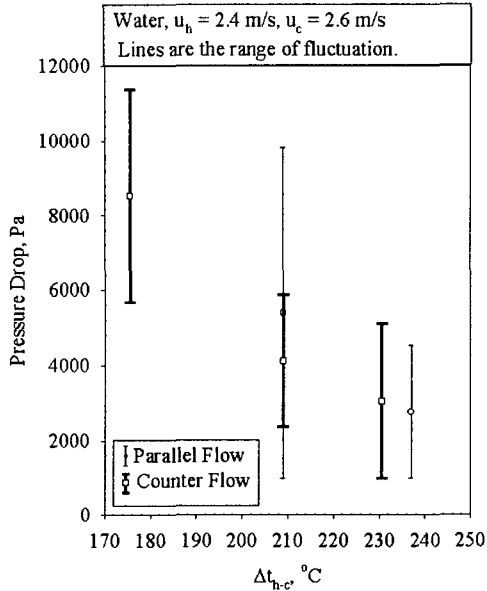


Fig. 8 Effect of Q on instability.

에서의 압력강하의 변화를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 공급열량의 증가는 증발부로부터 배출되는 증기의 유속을 증가시키게 되어 압력강하는 공급열량의 증가와 함께 감소하는 것으로 나타나고 있다. 제 3단의 루프에서 측정된 압력강하는 병류일 경우 향류일 경우보다 압력강하가 다소 낮은 것으로 나타나고 있다.

Fig. 8은 열교환기의 병류와 향류일 경우 각각에 대하여 제 3단 루프에서의 증기수송관과 액체수송관에서의 유동불안정 현상인 압력강하의 진동현상을 진폭의 비교를 통해 알아보았다. 이런

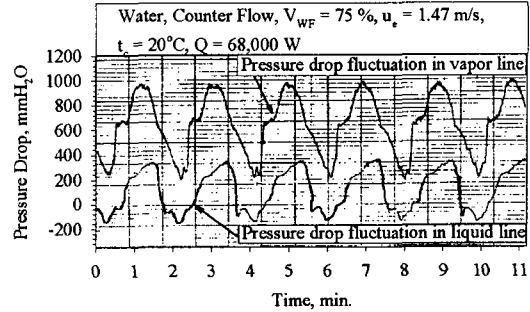
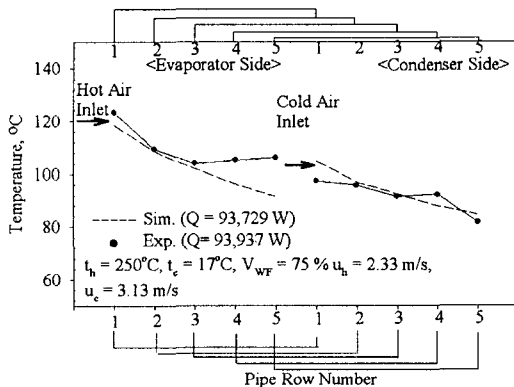


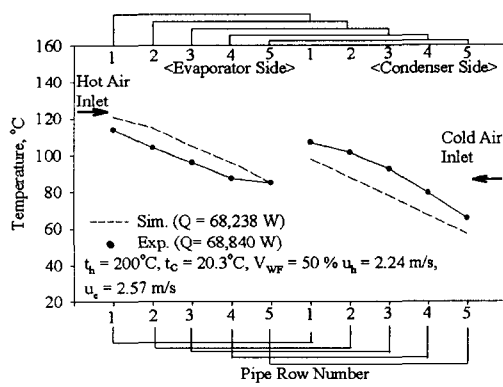
Fig. 9 Pressure drop fluctuation.

진동현상은 공급열량이 낮을 경우 심하게 나타나는 것으로 관찰되었으며, Fig. 9에서 볼 수 있듯이 증기수송관과 액체수송관에서의 압력강하 진동현상은 각각 800과 400 mm H₂O 정도의 진폭을 가지고 연속적으로 진동하는 것으로 관찰되었으며, 이런 현상은 공급열량이 증가할지라도 진동현상은 진폭의 차이는 있을지라도 사라지는 않는 것으로 관찰되었다.

Fig. 10은 주어진 열전달량에 대한 루프의 온도 분포에 대하여 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하여 보았다. 시뮬레이션 결과는 참고문헌^(1,3,4)에 사용된 방법과 앞 절에 설명된 과정에 의해 수행되었으며, 증발부의 2상 유동 열전달계수는 수정된 Kandlikar⁽⁵⁾을 사용하여 시뮬레이션을 수행하여 실험결과와 비교 분석되었다. Fig. 10은 열교환기의 증발부와 응축부에서 다섯 단의 온도 분포를 시뮬레이션 결과와 비교하였다. Fig. 10에서 볼 수 있듯이 병류일 경우가 향류일 경우보다 각 단 사이의 온도차가 심하지 않으며, 시뮬레이



(a) Parallel flow



(b) Counter flow

Fig. 10 Simulation on temperature profile.

선에 의한 온도분포값은 실험결과와 근접한 결과를 보여주었다.

6. 결 론

본 연구에서는 100,000 W급 2상 유동 루프형 열사이폰 열교환기를 설계 제작하였다. 본 연구를 통하여 열사이폰 열교환기가 충분히 폐열회수용으로 이용 가능함을 증명할 수 있었으며, 본 연구를 통하여 개발된 열사이폰식 열교환기는 Δt_{h-c} 가 240℃일 경우에 병류(Parallel flow)와 향류(Counter flow)일 경우의 모두를 통해 100,000 W 이상의 열전달 성능을 발휘함을 보여주었다. 병류일 경우 다섯 개의 루프에서의 내부 작동유체의 온도가 향류일 경우보다 고르게 분포하는 것으로 관찰되었으며, 병류일 경우에 약간의 열전달 성능의 향상이 있는 것으로 관찰되었다.

2상 유동 열사이폰형 열교환기의 운영중에 루프매부의 유동 불안정현상이 관찰되었으나 열교환기 작동에는 큰 영향을 주지 않는 것으로 관찰되었다.

본 연구에서는 향후 열사이폰식 열교환기의 최적설계를 위한 프로그램을 개발하였으며, 본 프로그램을 이용한 시뮬레이션은 실험결과와 비교 검증되었다.

참고문헌

1. Rhi, S.H. and Lee, K.W., 2002, Simulation Study on Various Scale of Two-Phase Loop Thermosyphons, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 398-407.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. Holman, J.P., 1996, Heat Transfer, 8th ed., McGraw-Hill Book Company, New York.
7. Rhi, S.H., 2002, Experimental Study on Instability of Two-Phase Loop Thermosyphons, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 408-414.