

판형 핀을 가진 원통-다관형 열교환기의 열전달 특성에 관한 연구

임태우¹, 조동현^{2*}

Study on Heat Transfer Characteristic of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Plate Fin

Tae-Woo Lim¹ and Dong-Hyun Cho^{2*}

요약 본 논문은 세 개의 서로 다른 관수(9, 13 그리고 19)를 가지는 원통-판형 핀 관의 원통 측에서의 열전달 성능을 실험적 방법으로 평가하였다. 관외를 흐르는 오일은 관내를 흐르는 냉각수에 의해 냉각된다. 오일 쿨러의 원통-다관형 열교환기는 단일 셸 통로와 두 개의 관 통로로 구성되며, 관 내경은 8.82mm, 관 길이는 575mm이다. 오일의 질량 유량은 1.2~6.0m³/h이며, 냉각수의 질량 유량은 0.6~3.0m³/h이다. 실험결과 9개의 관수를 가지는 열교환기의 총합 열전달계수는 13개와 19개의 관수의 열전달계수보다 각각 약 1.8배와 2.3배 높게 나타났다.

Abstract In this work, the experimental investigation was carried out to evaluate the heat transfer performance on the shell side of shell-and-plate finned tube heat exchanger with three different tube numbers(9, 13 and 19). Oil flowing on the shell side was cooled by cold water flowing inside the tubes. A shell-and-tube heat exchanger of an oil cooler consisted of one shell pass and two tube passes with the inner tube diameter of 8.82 mm and the tube length of 575 mm. Mass flow rate was varied from 1.2 to 6.0 m³/h for oil and from 0.6 to 3.0 m³/h for cold water, respectively. From the experiment of shell-and-plate finned tube heat exchanger, the overall heat transfer coefficient of heat exchanger with 9 tubes was compared with that of 13 and 19 tubes. It was found that the heat transfer coefficients in shell side of heat exchanger with 9 plate finned tubes showed averagely 1.8 times and 2.3 times higher than those of 13 and 19 tubes, respectively.

Key Words : Shell-and-tube, Oil cooler, Overall heat transfer coefficient, Plate finned tube, heat exchanger

1. 서론

동력 설비, 가스 터빈 등에서 원통 다관형(shell-and-tube) 열교환기의 적용 사례는 이미 잘 알려져 있으며, 그 중에서 오일 쿨러, 응축기, 증기 발생기, 그리고 예열기는 그 대표적인 예라 할 수 있다. 오늘날 원통 다관형 열교환기는 전체 산업용 열교환기의 60%이상을 차지하고 있으며, 특히 원통 다관형 오일 쿨러는 사출기, 압출기, 프레스, 압축기, 유압 작동유, 열매체유 냉각 등 많은 공업 분야에서 응용되고 있다고 할 수 있다. 또한 이들의 적용은 냉동 및 공기조화 시스템에도 널리 보급되어져 있다. 이러한 오일 쿨러의 장점은 고온, 고압과 다

양한 유체에 적용가능하며, 다양한 크기와 저렴한 가격으로 제작이 가능하나, 체체에 비해 열전달 성능이 떨어지는 단점을 가지고 있다[1,2].

따라서 최근의 열교환기 개발 추세는 크기와 비용을 줄인 열교환기가 기존의 열교환기와 동일한 열전달 성능을 내도록 하는 것이다[3].

현재까지 열교환기의 성능을 예측하기 위해 이론적인 연구뿐만 아니라 수많은 실험적인 연구가 수행되어 왔으며, 대표적인 예로 매끈한(smooth) 튜브를 대신해 코르게이트(corrugated) 튜브와 마이크로 핀(micro-fin)[4,5] 튜브와 같은 여러 가지 기술을 적용하여 열전달 촉진을 위해 노력해 왔다. 핀 형상, 튜브 치수 그리고 유체의 종류에

본 논문은 2006년도 중소기업청 산학협력실 지원사업으로 이루어졌음.

¹한국해양대학교 기관시스템공학부

²대진대 컴퓨터응용기계설계학과

*교신저자: 조동현(chodh@daejin.ac.kr)

접수일 08년 10월 16일

수정일 09년 01월 02일

게재확정일 09년 01월 16일

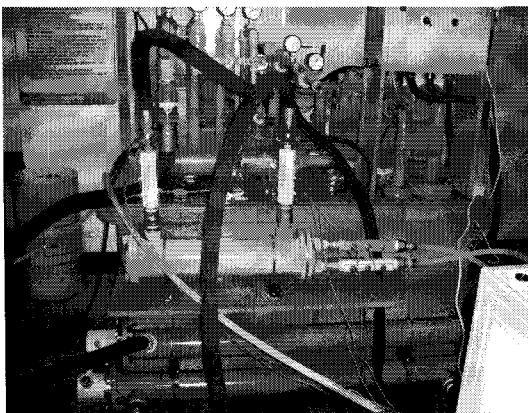
따라 열교환기의 성능에 미치는 영향에 관한 이론적이고 실험적인 연구도 수행되었다[6,7].

본 연구에서는 원통-다관형 열교환기 다음으로 많이 사용되는 관형 열교환기를 응용하여 열전달 성능을 더욱 향상시킬 목적으로 원통-다관형 열교환기에 관형 핀을 부착한 원통-관형 핀 다관(shell-and-plate finned tube) 열교환기를 제작하였다. 관형 열교환기는 구조가 간단하고 온도 차가 낮은 경우에도 적용 가능하며, 단위 체적당 전 열밀도가 높아 원통-다관형 열교환기의 단점을 보완해 줄 수 있다.

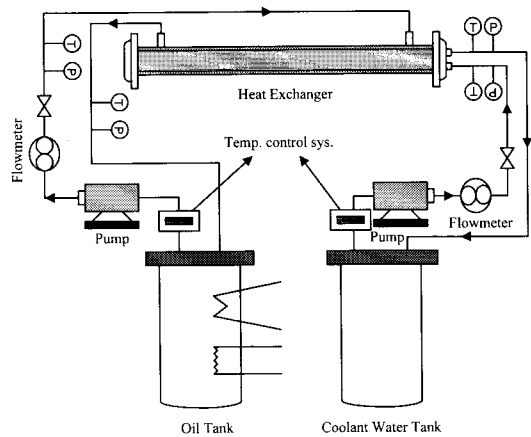
원통-다관형 열교환기의 열전달 성능을 평가하기 위해 원통-관형 핀 다관 열교환기 시스템을 구성하였으며, 원통 측에는 고온의 오일이 흐르고 관 내부에는 냉각수가 흐르게 되어 있어 관벽과 관형 핀을 통해 열전달이 일어나게 된다. 따라서 본 연구에서는 우선 관형 핀이 부착된 원통-다관 열교환기의 오일 측 입구 온도와 오일 유량을 변화시켜 얻은 실험결과로부터 원통 내 3종류의 관수(9, 13 그리고 19)들 각각에 대한 원통 측(관외) 총합열전달 계수를 비교·분석하였다. 그리고 관의 크기와 배틀의 수는 동일하게 하였다.

2. 실험장치 및 방법

[그림 1]은 관형 핀이 부착된 원통-다관형 열교환기의 열전달 성능 평가를 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. [그림 2]는 본 연구에서 구성한 원통-다관형 열교환 시스템의 실제 사진을 나타내며, 주요 구성요소로는 오일저장 탱크, 오일펌프, 오일가열시스템, 오일순환배관시스템, 성능실험용 오일쿨러, 오일유량계, 오일온도컨트롤시스템, 냉각수저장탱크, 냉각수펌프, 냉각수순환

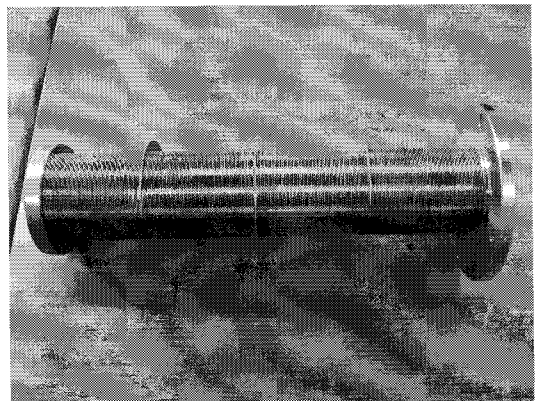


[그림 1] 실험장치의 개략도

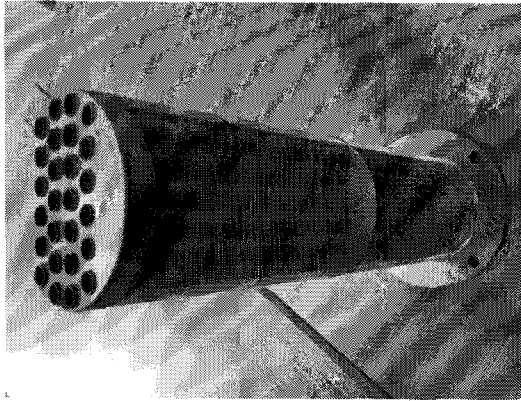


[그림 2] 원통-다관형 열교환 시스템 사진

배관시스템, 냉각수유량계, 오일차압계, 냉각수차압계, 냉각수온도컨트롤시스템, 열교환기 전용 실험데이터 분석처리시스템으로 이루어져 있다. [그림 3]은 시험부인 원통-관형 핀 열교환기 내의 관형 핀 관의 실제 사진을 나타내며, <표 1>에 원통-관형 핀 열교환기의 주요치수가 표시되어 있다. 관의 외경은 9.52mm로 동일하며, 핀 두께(t)도 0.15mm로 모두 같으며, 핀 피치(p)는 관수 9, 13 그리고 19에 대하여 각각 1.6, 2, 그리고 2.3mm로 다르게 되어 있다. 또한, 1m당 핀 수도 관수 9, 13 그리고 19에 대하여 각각 625, 500 그리고 435개로 관수 9일 때 핀 면적이 가장 크다. 원통-다관형 열교환기의 원통측 직경은 핀 수 9, 13 그리고 19에 대하여 각각 $\phi 80$, $\phi 104$ 그리고 $\phi 129$ 이다.



(a) 정면 사진



(b) 측면 사진

[그림 3] 판형 핀이 부착된 관

[표 1] 판형 핀이 부착된 관의 주요치수

Number of tube	d_i (mm)	d_o (mm)	t (mm)	p (mm)	L (mm)
9	8.82	9.52	0.15	1.6	575
13	8.82	9.52	0.15	2	575
19	8.82	9.52	0.15	2.3	575



[그림 4] 데이터 분석처리 시스템

본 연구에서 사용한 오일은 유압작동유인 ISOVG46을 사용하였다. 오일탱크 내부에 설치되어 있는 오일가열시스템에 의해 오일을 가열하여 일정온도까지 상승시킨 후 오일펌프를 작동하여 오일순환 배관시스템에 순환시키도록 구성하여 실험을 수행하였다. 그리고 시험용 오일쿨러 입구에 설치된 오일온도컨트롤시스템에 의해 오일온도를 일정하게 유지하도록 하였으며, 오일의 입·출구온도는 Pt 100Ω 저항온도센서를 설치하여 측정하였다. 그리고 시험

용 오일쿨러에 유동하는 오일의 차압은 차압계를 설치하여 차압을 측정하였으며, 시험용 오일쿨러의 입·출구 압력은 브로돈압력계를 설치하여 측정하였다.

오일 냉각용 냉각수는 냉각수펌프를 작동하여 냉각수순환 배관시스템에 순환시키도록 구성하여 실험을 수행하였다. 시험용 오일쿨러 입구에 설치된 냉각수온도컨트롤시스템에 의해 냉각수온도를 일정하게 유지하도록 하였으며, 냉각수의 입·출구온도는 Pt 100Ω 저항온도센서를 설치하여 측정하였다. 오일쿨러 입구에 유입되는 냉각수 온도는 18°C로 일정하게 유지한 상태에서 실험을 수행하였으며, 냉각수의 유량은 0.6m³/h~3.0m³/h의 범위에서 5가지 조건에서 실험을 수행하였다. 그리고 오일쿨러 입구에 유입되는 온도는 30°C~90°C 범위에서 변화시키면서 실험을 수행하였으며, 오일의 유량은 1.2m³/h~6.0m³/h의 범위에서 6가지 조건에서 실험을 수행하였다. 오일의 입·출구온도 및 압력, 오일유량, 오일쿨러 입·출구차압, 냉각수의 입·출구온도 및 압력, 냉각수유량, 냉각수 입·출구차압 등의 모든 실험데이터는 정상상태에서 측정하였다. 그리고 이와 같이 구성된 실험장치로부터 측정된 모든 실험데이터는 [그림 4]에 나타난 원통·다관형 열교환기 전용 실험데이터 분석처리시스템으로 전송되어 실험데이터가 자동으로 저장 및 처리되도록 구성하였다.

본 연구에서 제작된 열교환기를 작동하는데 있어 원통측 열전달계수의 불확실성(uncertainty)은 Kline과 McClintock[8]에 설명된 절차에 따라 평가하였다. 온도의 최대 오차는 0.02°C, 냉각수 유량과 오일유량의 최대오차는 각각 0.002 m³/h와 0.003m³/h였다.

3. 결과 및 고찰

원통·다관형 열교환기의 열전달 성능을 평가하기 위해서는 원통 측(관외)의 열전달계수가 결정되어야 한다. 이것을 결정하기 위한 과정으로 우선 관측과 원통측의 열전달율은 다음 식에 의해 정의된다.

$$Q_w = \bar{V}_w \times \rho_w \times C_{p,w} \times (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$Q_{oil} = \bar{V}_{oil} \times \rho_{oil} \times C_{p,oil} \times (T_{oil,in} - T_{oil,out}) \quad (2)$$

여기서 Q_w 와 Q_{oil} 은 물과 오일의 열전달율(J/s)을 나타내고, \bar{V} 는 체적유량(m³/s)을 나타낸다.

오일과 물의 열역학적 물성치와 전달 물성치는 시험부 입·출구 온도의 평균값을 사용하여 결정하였다. 열교환

기의 총합열전달계수(U)는 대수평균온도차(LMTD)를 사용하여 다음 식에 의해 결정된다.

$$U = \frac{Q}{A_o \times F \times LMTD} \quad (3)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = T_{oil,in} - T_{w,out}, \quad \Delta T_2 = T_{oil,out} - T_{w,in} \quad (5)$$

$$A_o = \pi \times d_o \times L \quad (6)$$

여기서 Q 는 관측과 원통측의 열전달율의 평균값을 나타내며, A_o 는 관의 바깥 표면적을 나타내고, F 는 단일 셸과 2패스의 다관에 대한 열교환기 설계(Incropera et al, 1996)를 토대로 한 수정계수로 다음 식으로부터 결정된다.

$$R = \frac{T_{oil,in} - T_{oil,out}}{T_{w,out} - T_{w,in}}, \quad P = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{T_{oil,in} - T_{w,in}} \quad (7)$$

여기서 P 는 온도 효율(Temperature Efficiency)이며, R 은 열용량비(Thermal Capacity Ratio)를 나타낸다.

관의 바깥 표면적을 바탕으로 한 열교환기의 총합열전달계수는 다음 식과 같다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i} R_{wall} + \frac{A_o}{A_i \times h_i} \quad (8)$$

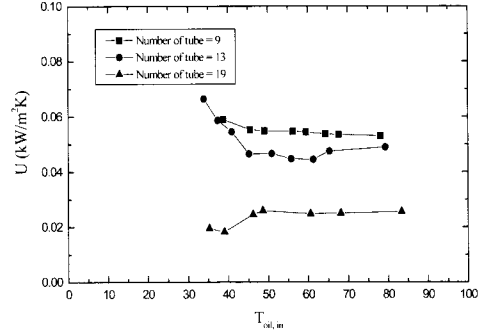
여기서 A_i 는 관내표면을 나타내며, R_{wall} 는 관벽의 열저항을 나타낸다.

$$A_i = \pi \times d_i \times L \quad (9)$$

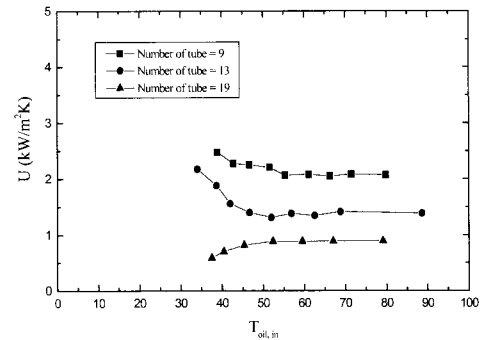
$$R_{wall} = \frac{d_i \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times k_{wall}} \quad (10)$$

식(8)에서 h_i 는 흐름이 완전 발달된 난류 유동에서 널리 사용되는 Dittus-Boelter 상관식을 사용하였으며, 다음 식으로 표현된다.

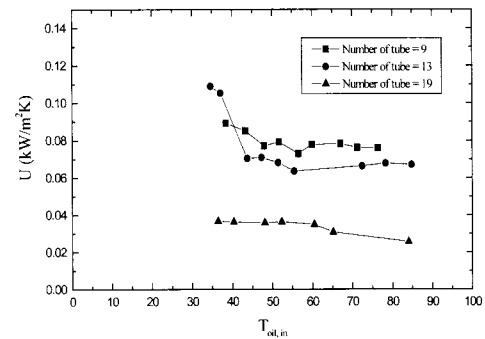
$$h_i = 0.023 \frac{k_w}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad Re > 10,000 \quad (11)$$



(a) Water flow rate = 1.8 m³/h



(b) Water flow rate = 2.4 m³/h

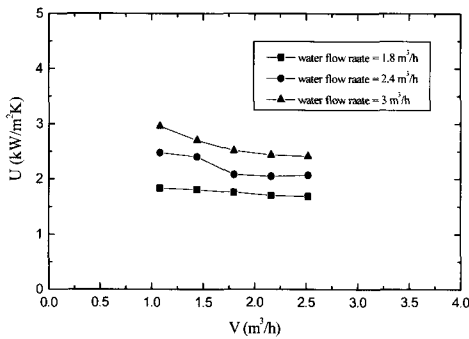


(c) Water flow rate = 3 m³/h

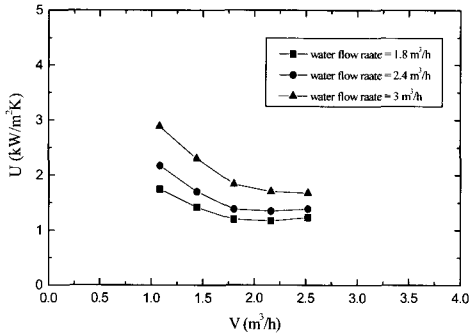
[그림 5] 오일 입구온도 변화에 따른 총합 열전달계수의 변화

[그림 5]는 냉각수의 유량을 1.8, 2.4 그리고 3 m³/h로 각각 고정하고 후 원통 내에 설치된 3종류의 관수(9, 13 그리고 19)대해 오일 입구 측 온도 변화에 따른 총합열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이 오일 입구 온도가 약 42.5°C 이하에서는 열전달계수의 변화가 크며, 42.5°C 이상에서는 거의 완전한 변화를

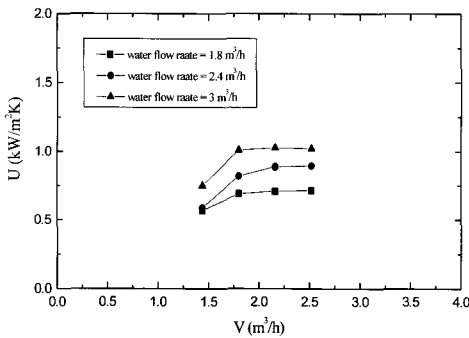
나타내고 있다. 즉, 오일 입구 온도가 42.5°C 이상에서는 시스템이 안정화된다는 것을 알 수 있다. 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기의 열전달계수는 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 1.8배와 2.3배씩 각각 열전달계수가 상승하였다. 이러한 결과는 9개의 관들로 이루어진 열교환기가 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 1m당 핀 개수가 훨씬 많아 접촉 면적이 증가하였기 때문으로 사료된다.



(a) Number of tube = 9



(b) Number of tube = 13



(c) Number of tube = 19

[그림 6] 오일 유량에 따른 총합 열전달계수의 변화

[그림 6]은 원통 내 각각의 관수들의 경우 세 종류의 냉각수 유량을 기준으로 오일 유량

증가에 따른 총합열전달계수의 변화를 나타낸다. 그림 (a)의 경우 저 유량 영역에서 열전달계수의 변화는 그림 (b)와 (c)에 비해 완만하다는 것을 알 수 있다. 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기의 관 내 유속이 13개와 19개의 관들로 이루어진 것 보다 관 내 유속이 증가하였기 때문으로 사료된다. 그림으로부터 알 수 있듯이 냉각수 유량이 3 m³/h인 경우가 2.4와 1.8 m³/h보다 열전달계수가 약 1.2배와 1.7배 높게 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 판형 핀이 부착된 원통-다관형 열교환 시스템을 구성하여 원통-판형 핀 다관 열교환기의 성능을 평가하는 것을 목적으로 여러 작동 조건에서 실험을 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1. 판형 핀이 부착된 원통 다관형 열교환기의 오일 입구 측 온도 변화에 따른 원통 측(관외) 열전달계수의 변화는 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기가 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 1.8배와 2.3배 높게 나타났다.
2. 오일 유량 증가에 따른 원통 측(관외) 열전달계수의 변화는 냉각수 유량이 3 m³/h인 경우가 2.4와 1.8 m³/h보다 열전달계수가 약 1.2배와 1.7배 높게 나타났다.

참고문헌

[1] Walker, G.(1990). Industrial Heat Exchangers - A Basic Guide, 2nd ed., Hemisphere Publishing Co., New York.
 [2] Incropera, F. P. and DeWitt, D. P.(1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Wiley & Sons Inc., New York.
 [3] Kovarik, M.(1989). Optimal Heat Transfer, J. Heat Transfer III. pp.287~293.
 [4] Brognaux, L. J., Webb, R. L., Chamra, L. M., and Chung, B. Y.(1997). Single-Phase Heat Transfer in Micro-Fin Tubes, Int. J. Heat and Mass Transfer, 40(18). pp.4345~4357.
 [5] Han, D. H., and Lee, K. J.(2005). Single-Phase Heat Transfer and Flow Characteristics of Micro-Fin Tubes, Appl. Therm. Eng., 25. pp.1657~1669.
 [6] Newell, T. A., and Shah, R. K.(1999). Refrigerant Heat

Transfer, Pressure Drop, and Void Fraction Effects in Micro Fin Tubes, in: Proceedings of the 2nd International Symposium on Two phase Flow and Experimentation, Edizioni ETS, Italy. 3. pp.1623 ~1639.

- [7] Webb, R. L.(1994). Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley, New York.
- [8] Kline, S. J., and McClintock, F. A.(1953). Describing uncertainties in single-sample experiments, Mech. Eng. 1. pp.3 ~8.
-

임 태 우(Tae-Woo Lim)

[정회원]



- 1997년 2월 : 부경대학교 대학원 기관학과 (공학석사)
- 2002년 3월 : 큐슈대학 대학원 기계공학과 (공학박사)

<관심분야>

열전달, 열교환기, 연료전지

조 동 현(Dong-Hyun Cho)

[정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 대학원 기계설계공학과 (공학석사)
- 1994년 8월 : 부경대학교 대학원 기관공학과 (공학박사)

<관심분야>

열전달, 열교환기, 폐열회수 환기장치