

# 유냉각기의 열전달 촉진에 관한 연구 A Study on Heat Transfer Enhancement of Oil Cooler

조동현 · 임태우  
D. H. Cho and T. W. Lim

(접수일 : 2010년 05월 04일, 수정일 : 2010년 10월 15일, 채택일 : 2010년 10월 28일)

**Key Words** : Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Oil Cooler(유냉각기), Plate Finned Tube(판형 핀 관), Shell-and-Tube(원통 다관형)

**Abstract** : A shell-and-tube oil cooler with plate fins was suggested to improve the defect of the conventional shell-and-tube oil cooler. Experiments were conducted to evaluate the heat transfer performance on the shell side of shell-and-plate finned tube oil cooler 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. From the experiment of shell-and-tube oil cooler, it was found that the heat transfer coefficient of oil cooler with 9 tubes, as oil flow rate was increased, was approximately 140% and 250% higher than that of 13 and 19 tubes, respectively. The heat transfer coefficient at the water flow rate of 3m<sup>3</sup>/h, also was 120% and 140% higher than that of 2.4 and 1.8m<sup>3</sup>/h, respectively.

## 1. 서 론

원통 다관형(shell-and-tube) 유냉각기는 사출기, 압출기, 프레스, 콤프레서, 유압 작동유, 열매체유 냉각 등 많은 공업 분야에서 사용되고 있으며, 이들의 적용은 냉동 및 공기조화 시스템에도 또한 널리 보급되어 있다. 이러한 열교환기<sup>1-4)</sup>를 모델링하거나 제작할 때뿐만 아니라, 교육용 실습을 목적으로 컴퓨터 프로그래밍 소프트웨어가 개발되어 사용되고 있다. 열교환기 설계 핸드북<sup>5)</sup>에는 열교환기 설계 및 계산 시에 적용할 수 있는 여러 가지 상관식이 제공될 뿐만 아니라, 원통측 열전달계수 및 압력강하를 결정할 수 있는 상관식들이 제시되어 있다. 유냉각기의 장점은 고온, 고압과 다양한 유체에 적용가능하며, 다양한 크기와 저렴한 가격으로 제작이 가능하나, 체적에 비해 열전달 성능이 떨어지는 단점을 가지고 있다<sup>6-7)</sup>. 따라서 최근의 열교환기 개발 추세는 크기와 비용을 줄인 열교환기가 기존의 열교환기와 동일한 열전달 성능을 내도록 하는 것이다<sup>8)</sup>.

현재까지 열교환기의 성능을 예측하기 위해 이론적인 연구뿐만 아니라 수많은 실험적인 연구가 수행되어 왔으며, 대표적인 예로 매끈한(smooth) 튜브를 대신해 코러게이트(corrugated) 튜브와 마이크로 핀(micro-fin)<sup>9-10)</sup> 튜브와 같은 여러 가지 기술을 적용하여 열전달 촉진을 위해 노력해 왔다. 핀 형상, 튜브 치수 그리고 유체의 종류에 따라 열교환기의 성능에 미치는 영향에 관한 이론적이고 실험적인 연구도 수행되었다<sup>11-12)</sup>.

본 연구에서는 원통 다관형 유냉각기 다음으로 많이 사용되는 판형 열교환기를 응용하여 열전달 성능을 더욱 향상시킬 목적으로 원통 다관형 유냉각기에 판형 핀을 부착한 원통-판형 핀 다관(shell-and-plate finned tube) 유냉각기를 제작하였다. 판형 열교환기는 구조가 간단하고 온도 차가 낮은 경우에도 적용 가능하며, 단위 체적당 전열밀도가 높아 원통 다관형 유냉각기의 단점을 보완해 줄 수 있다.

이렇게 제작된 원통 다관형 유냉각기의 열전달 성능을 평가하기 위해 본 연구에서는 원통-판형 핀 다관 유냉각기 시스템을 구성하였으며, 원통 측에는 고온의 오일이 흐르고 판 내부에는 냉각수가 흐르게 되어 있어 관벽과 판형 핀을 통해 열전달이 일어난다. 따라서 본 연구에서는 산업 현장에서 주로

임태우(교신저자) : 한국해양대학교 기관시스템공학부  
E-mail : kyunlim@hhu.ac.kr, Tel : 051-404-3985  
조동현 : 대전대학교 컴퓨터기계설계공학과

사용되고 있는 관 직경에 3종류의 관수(9, 13 그리고 19)를 제작하여 각각에 대한 원통 축(관외) 대류열전달계수를 비교·분석하는 것을 목적으로 한다. 먼저, 냉각수 유량 변화에 따른 열전달 성능을 관측하였으며, 그리고 관외부에 판형 핀이 부착된 원통-다관형 유냉각기의 오일 유량에 따른 원통 축(관외) 대류열전달계수의 변화와, 오일 입구 측 온도 변화에 따른 열전달 성능을 비교·분석하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 판형 핀이 부착된 원통-다관형 열교환기의 열전달 성능 평가를 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. Fig. 2는 본 연구에서 구성한 원통 다관형 열교환 시스템의 실제 사진을 나타내며, 주요 구성요소로는 오일저장탱크, 오일펌프, 오일가열시스템, 오일순환배관시스템, 성능실험용 유냉각기, 오일유량계, 오일온도컨트롤시스템, 냉각수저장탱크, 냉각수펌프, 냉각수순환배관시스템, 냉각수유량계, 오일차압계, 냉각수차압계, 냉각수온도컨트롤시스템, 열교환기 전용 실험데이터 분석처리시스템으로 이루어져있다. Fig. 3은 시험부인 원통-판형 핀 관 열교환기 내의 판형 핀 관의 실제 사진을 나타내며, Table 1에 원통-판형 핀 관 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 원통축 직경은 핀 수 9, 13 그리고 19에 대하여 각각  $\phi 80$ ,  $\phi 104$  그리고  $\phi 129$  이다.

본 연구에서 사용한 오일은 유압작동유인 ISOVG46을 사용하였다. 오일탱크 내부에 설치되어 있는 오일가열시스템에 의해 오일을 가열하여 일정 온도까지 상승시킨 후 오일펌프를 작동하여 오일순환 배관시스템에 순환시키도록 구성하여 실험을 수행하였다. 그리고 시험용 유냉각기 입구에 설치된 오일온도컨트롤시스템에 의해 오일온도를 일정하게 유지하도록 하였으며, 오일의 입·출구온도는 Pt 100Ω 저항온도센서를 설치하여 측정하였다. 그리고 시험용 유냉각기에 유동하는 오일의 차압은 차압계를 설치하여 측정하였으며, 시험용 유냉각기의 입·출구 압력은 브로돈 압력계를 설치하여 측정하였다.

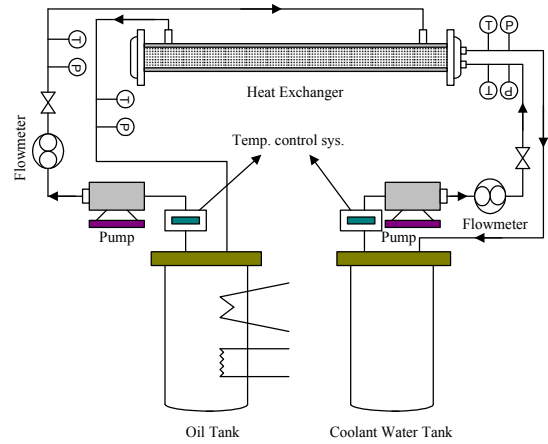


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

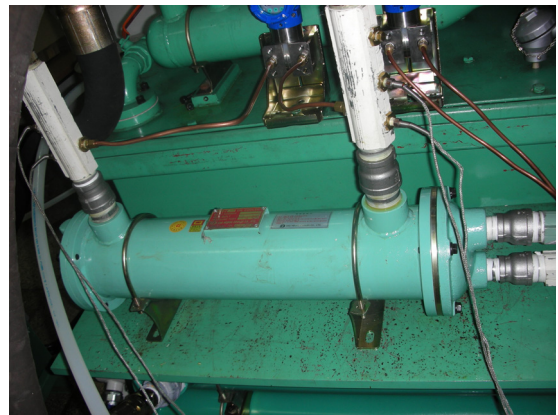


Fig. 2 Photograph of shell-and tube heat exchanger



Fig. 3 Photograph of plate finned tube

Table 1 Characteristic dimensions of shell-and-plate finned tube heat exchangers

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



Fig. 4 Data acquisition system

오일 냉각용 냉각수는 냉각수펌프를 작동하여 냉각수순환 배관시스템에 순환시키도록 구성하여 실험을 수행하였다. 시험용 유냉각기 입구에 설치된 냉각수 온도컨트롤시스템에 의해 냉각수 온도를 일정하게 유지하도록 하였으며, 냉각수의 입·출구 온도는 Pt 100Ω 저항 온도센서를 설치하여 측정하였다. 유냉각기 입구에 유입되는 냉각수 온도는 18°C로 일정하게 유지한 상태에서 실험을 수행하였으며, 냉각수의 유량은 0.6 ~ 3.0 m<sup>3</sup>/h의 범위에서 5가지 조건에서 실험을 수행하였다. 그리고 유냉각기 입구에 유입되는 온도는 30°C~90°C 범위에서 변화시키면서 실험을 수행하였으며, 오일의 유량은 1.2~6.0 m<sup>3</sup>/h의 범위에서 6가지 조건에서 실험을 수행하였다. 오일의 입·출구 온도 및 압력, 오일 유량, 유냉각기 입·출구차압, 냉각수의 입·출구 온도 및 압력, 냉각수 유량, 냉각수 입·출구차압 등의 모든 실험데이터는 정상상태에서 측정하였다. 그리고 이와 같이 구성된 실험장치로부터 측정된 모든 실험데이터는 Fig. 4에 나타난 원통-다관형 열교환기 전용 실험데이터 분석처리시스템으로 전송되어 실험데이터가 자동으로 저장 및 처리되도록 구성하였다.

본 연구에서 제작된 열교환기를 작동하는데 있어 원통 측 열전달계수의 불확실성(uncertainty)은 Kline 과 McClintock<sup>13)</sup>에 설명된 절차에 따라 평가하였다. 온도의 최대 오차는 0.02°C, 냉각수 유량과 오일 유량의 최대오차는 각각 0.002 m<sup>3</sup>/h와 0.003 m<sup>3</sup>/h였다.

### 3. 결과 및 고찰

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

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

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

여기서  $Q_w$ 와  $Q_{oil}$ 은 물과 오일의 열전달율(J/s)을 나타내고,  $\overline{V}$ 는 체적유량(m<sup>3</sup>/s)을 나타낸다.

오일과 물의 열역학적 물성치와 전달 물성치는 시험부 입·출구 온도의 평균값을 사용하여 결정하였다. 열교환기의 총합열전달계수( $U$ )는 대수평균온도차(LMTD)를 사용하여 다음 식에 의해 결정된다.

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

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

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

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

여기서  $Q$ 는 관측과 원통측의 열전달율의 평균값을 나타내며,  $A_o$ 는 관의 바깥 표면적을 나타내고,  $F$ 는 단일 셸과 2패스의 다관에 대한 열교환기 설계<sup>7)</sup>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 총합 열전달계수는 다음 식과 같다.

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

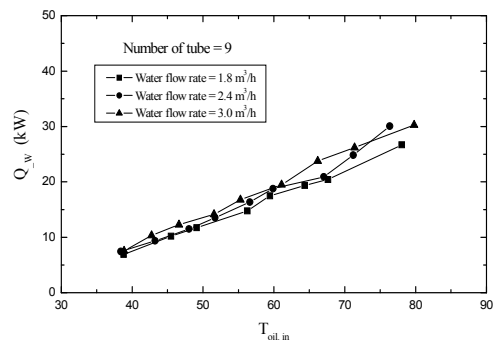


Fig. 5 heat transfer rate with respect to oil inlet temperature

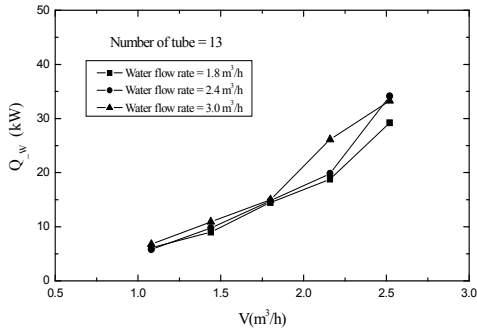


Fig. 6 heat transfer rate with respect to oil flow rate

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.

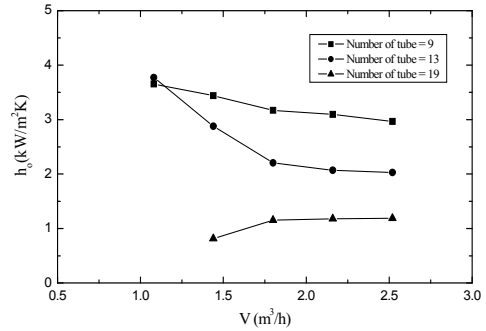
$$h_i = 0.023 \frac{k_w}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (11)$$

식(11)을 식(8)에 대입함으로써 원통측 대류열전달 계수,  $h_o$ 를 구할 수 있다.

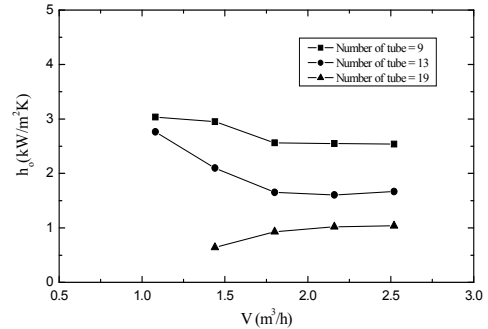
Fig. 5는 원통 내 9개의 관수를 가지는 원통 다관형 유냉각기에 대하여 관내의 냉각수 유량을 1.8, 2.4 그리고 3 m<sup>3</sup>/h으로 각각 고정한 후 오일 입구 온도 변화에 대한 냉각수로의 열전달율을 나타내고 있다. 또한, Fig. 6은 원통 내 13개의 관수를 가지는 원통 다관형 유냉각기에 대하여 관내의 냉각수 유량을 1.8, 2.4 그리고 3 m<sup>3</sup>/h으로 각각 고정한 후 오일 유량 증가에 따른 냉각수로의 열전달율을 나타내고 있다. 그림으로부터 냉각수 유량의 변화는 열전달 성능에 큰영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 관내의 냉각수 유량을 1.8, 2.4 그리고 3m<sup>3</sup>/h으로 각각 고정한 후 원통 내에 설치된 3종류의 관수(9, 13 그리고 19)대해 오일 유량 증가에 따른 원통 측(관외) 대류열전달계수의 변화를 나타낸 것이다.

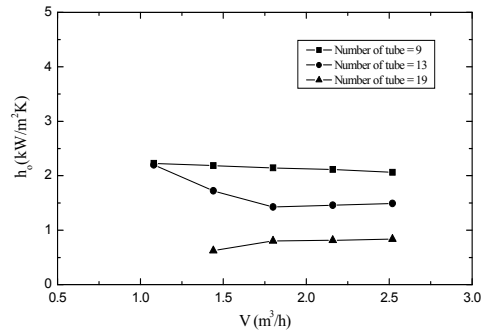
그림으로부터 알 수 있듯이 관수 9와 13의 경우 저 유량영역(약 2.5m<sup>3</sup>/h 이하)에서 대류열전달계수의 변화는 급격히 감소한다는 것을 알 수 있다. 그러나 2.5m<sup>3</sup>/h 이상의 유량에서는 거의 일정한 열전달계수



(a) Water flow rate = 1.8 m<sup>3</sup>/h



(b) Water flow rate = 2.4 m<sup>3</sup>/h

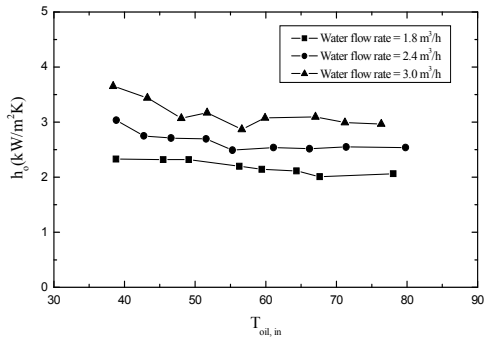


(c) Water flow rate = 3 m<sup>3</sup>/h

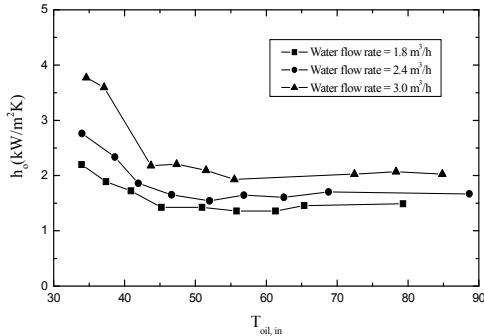
Fig. 7 heat transfer coefficient with respect to oil flow rate

값을 나타내고 있어 시스템이 안정화된다는 것을 알 수 있다. 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기의 대류열전달계수는 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 140%와 250%씩 각각 열전달계수가 상승하였다. 이러한 결과는 9개의 관들로 이루어진 열교환기가 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 1m당 핀 개수가 훨씬 많아 접촉 면적이 증가하였기 때문으로 사료된다.

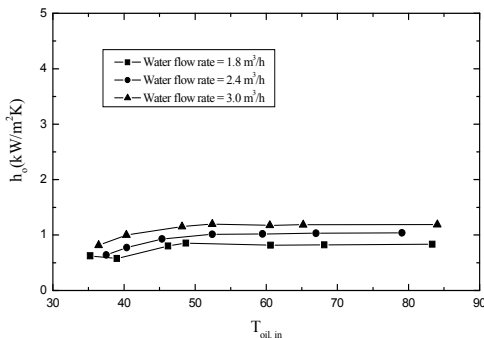
Fig. 8은 원통 내 각각의 관수들의 경우 세 종류의 냉각수 유량을 기준으로 오일 입구 측 온도 변화에 따른 원통 측(관외) 대류열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 8(b)는 (a)와 (c)에 비해 약 42.5°C 이하의 오일 입구 온도에서 열전달계수의 변화가 크게



(a) Number of tube = 9



(b) Number of tube = 13



(c) Number of tube = 19

Fig. 8 heat transfer coefficient with respect to oil inlet temperature

나타났다. 그리고 Fig. 8(c)의 경우는 (a-b)와 달리 42.5°C 이하에서의 열전달계수의 변화는 서서히 증가하고 있다. 이것은 관수가 증가함에 따라 냉각수 유량의 영향을 거의 받지 않는다는 것을 알 수 있다. 그림으로부터 알 수 있듯이 냉각수 유량이 3 m<sup>3</sup>/h인 경우가 2.4와 1.8 m<sup>3</sup>/h보다 대류열전달계수가 약 120%와 140% 높게 나타났다. 그리고 전 냉각수 유량에 대하여 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기의 열전달계수는 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 140%와 240%씩 각각 열전달계수가 상승하였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 원통-다관형 유냉각기 시스템을 구성하여 원통-관형 핀 다관 유냉각기의 열전달 성능을 평가하는 것을 목적으로 여러 작동 조건에서 실험을 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1. 원통 다관형 유냉각기에서 관내 냉각수 유량 변화에 따른 열전달 성능은 큰 차이를 나타내지 않았다.

2. 원통 다관형 유냉각기 열교환기의 오일 유량 증가에 따른 원통 측(관외) 대류열전달계수의 변화는 원통 내 9개의 관들로 이루어진 열교환기가 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 140%와 250% 높게 나타났다. 이것은 9개의 관들로 이루어진 열교환기가 1m당 핀 개수가 훨씬 많아 접촉 면적이 증가하였기 때문으로 사료된다.

3. 원통 내 오일 입구 측 온도 변화에 따른 원통 측(관외) 대류열전달계수의 변화는 냉각수 유량이 3 m<sup>3</sup>/h인 경우가 2.4와 1.8 m<sup>3</sup>/h보다 열전달계수가 약 120%와 140% 높게 나타났으며, 전 냉각수 유량에 대해서 9개의 관수가 13개와 19개의 관들로 이루어진 열교환기보다 약 140%와 240%씩 각각 열전달계수가 상승하였다.

#### 참고 문헌

1. Tabroek, J., Hewitt, G.F., and Afgan, N., 1983, "Heat Exchanger Design: Theory and Practice", Hemisphere Publication, Washington.
2. TEMA, 1988, "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association", seventh ed., New York.
3. Mills, A.F., 1992, "Heat transfers", Irwin, USA.
4. Shah, R. K., and Sekulic, D. P., 2003, "Fundamentals of Heat Exchanger Design", John Wiley and Sons, Inc., NJ.
5. Taborek, J., 1983, "Shell and Tube Heat Exchangers: Single-Phase Flow", Heat Exchanger Design Hand Book, Hemisphere, New York, section 3.3.
6. Walker, G., 1990, "Industrial Heat Exchangers - A Basic Guide, 2nd ed.", Hemisphere Publishing Co., New York.
7. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996,

- "Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed.", John Wiley & Sons Inc., New York.
8. Kovarik, M., 1989, "Optimal Heat Transfer", J. Heat Transfer III, pp. 287-293.
  9. 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, Vol. 40, No. 18, pp. 4345-4357.
  10. Han, D. H., and Lee, K. J., 2005, "Single-Phase Heat Transfer and Flow Characteristics of Micro-Fin Tubes", Appl. Therm. Eng., Vol. 25, pp. 1657-1669.
  11. 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. Vol. 3, pp.1623-1639.
  12. Webb, R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley", New York.
  13. Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953, "Describing uncertainties in single-sample experiments", Mech. Eng. Vol. 1, pp. 3-8.