

# 핀칼라와 튜브의 간극에 따른 열교환기의 열전달 특성

박 영 민, 정 영 만, 이 재 근<sup>†</sup>, 박 내 현\*

부산대학교 기계공학과, \*LG 전자

## Heat Transfer Characteristic of Finned-tube Heat Exchangers with Different Clearance between Fin Collar and Tube Surface

Youngmin Park, Youngman Jeong, Jaekeun Lee<sup>†</sup>, Naehyun Park\*

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan 609-735, Korea

\*Digital Appliance Laboratory, LG Electronics, Gyeongnam 641-711, Korea

**ABSTRACT:** Finned-tube heat exchangers are often made with aluminum fins and copper tubes. Usually the contact between fin collar and tube surface for finned tube heat exchanger is secured by mechanical expansion of the tubes. The objective of the present study is to apprehend how much effect clearance has on the performance of heat exchanger. This effect is studied using an experimental approach. The thermal fluid measurements are made using a psychometric calorimeter. Frontal air velocity varies in the range from 1.0m/s to 3.0 m/s. The heat transfer rate of sample which has bigger clearance is only 27% compare with the other's in dry condition. In wet condition, its heat transfer rate is 78% compare with the other's.

**Key words:** heat exchanger(열교환기), Clearance(간극), Performance evaluation(성능 평가), j factor, f factor

### 기 호 설 명

$A$ : 전열면적 [ $m^2$ ]	$L$ : 유동방향길이 [ $m$ ]
$C_p$ : 정압비열 [ $kJ/kg K$ ]	$m$ : 질량유량 [ $kg/h$ ]
$D_h$ : 수력직경 [ $m$ ]	$Nu$ : Nusselt 수
$d$ : 직경 [ $m$ ]	$Pr$ : Prandtl 수
$f$ : 마찰계수	$Re$ : Reynolds 수
$H$ : 핀 높이 [ $m$ ]	$St$ : Stanton 수
$h$ : 대류열전달계수 [ $W/m^2\text{°C}$ ]	$T$ : 온도 [ $\text{°C}$ ]
$j$ : Colburn j factor	$U$ : 총괄열전달계수 [ $W/m^2\text{°C}$ ]
$k$ : 열전도계수 [ $W/m\text{°C}$ ]	$V$ : 공기풍속 [ $m/s$ ]

### 그리스 문자

<sup>†</sup> Corresponding author	$\eta$ : 핀효율
Tel.: +82-51-510-2455; fax: +82-51-582-6368	$\delta$ : 두께 [ $m$ ]
E-mail address: jklee@pusan.ac.kr	$\rho$ : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

## 하첨자

- a : 공기
- c : 핀칼라
- f : 핀
- i : 내부
- o : 외부
- w : 물

### 1. 서론

열교환기는 한 유체에서 다른 유체로 두 유체가 섞이지 않게 분리된 격벽이나 간접적인 접촉을 통해 효과적으로 열을 전달할 수 있게 만들어진 장치이다. 환-관 열교환기는 공기조화, 공간 난방, 냉동, 화학 플랜트, 발전소 등의 넓은 분야에서 사용되고 있다. 일반적으로 핀-관 열교환기의 재질은 핀 부분은 알루미늄, 관 부분은 구리를 사용한다. 핀-관 열교환기는 핀에 관을 삽입한 후 기계적인 확관을 통해 핀과 튜브를 결합하여 제작한다. 이 때 열교환기의 전체 열저항에서 핀과 관 사이의 접촉열저항은 무시할 수 없기 때문에 다양하게 연구되어 왔다.

Jeong et al.<sup>(1)</sup>은 핀의 종류, 튜브의 제조방법

그리고 확관비에 따른 열교환기의 접촉열저항을 평가하였다. Elsherbini et al.<sup>(2)</sup>은 핀칼라가 없는 핀과 관이 모두 알루미늄인 열교환기에서 건표면과 착상조건에서 접촉열저항에 대해 비교하였다. Cheng et al.<sup>(3)</sup>은 전기도금 물질에 따른 전기도금이 접촉열저항에 미치는 영향을 평가하였다. Dart<sup>(4)</sup>는 핀과 튜브의 기계적인 결합과 납땀에 따른 접촉열저항을 평가하였다.

많은 연구자들이 여러 가지 다른 방법을 통해 접촉열저항에 대해 평가하였다. 그러나 열교환기의 성능에 미치는 영향에 관한 연구는 많지 않았다. 본 연구에서는 핀칼라와 튜브의 간극에 따라 열교환기의 성능에 미치는 영향을 평가해 보았다. 두 종류의 시료가 사용되었는데, 하나는 일반적인 핀-관 열교환기이고, 다른 하나는 동일한 열교환기에서 확관공정만 실시하지 않은 열교환기이다.

### 2. 실험

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 핀-관 열교환기 성능 평가 장치로서 풍동, AHU, 에어샘플러, 향온수조, 물 펌프, 데이터 획득 장치로 이루어져 있다. 열교환기 입구 공기상태는 AHU를 통해 유지되고 있다. 공기 측의 입·출구의 건구와 습구

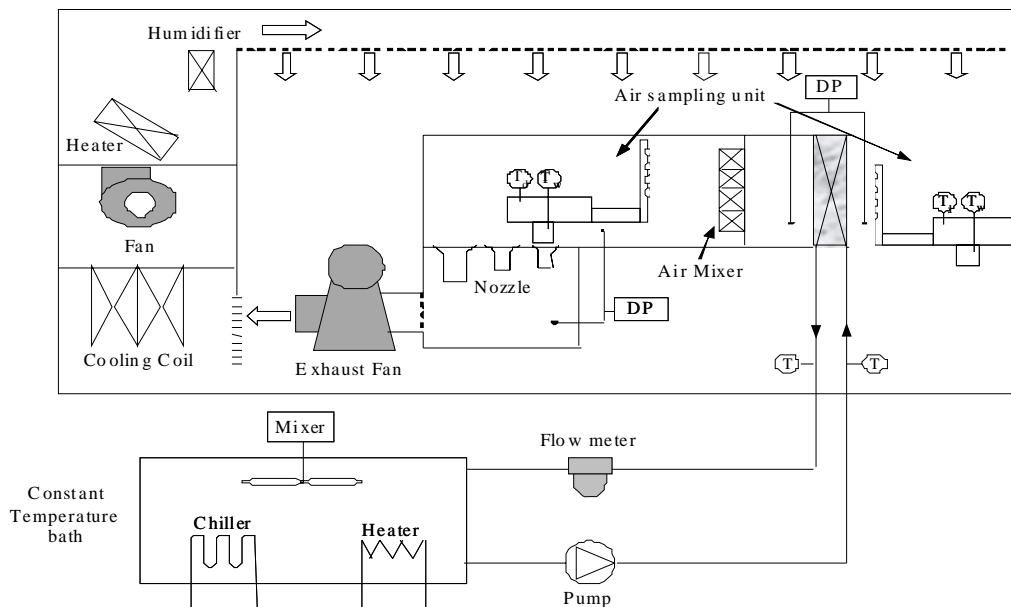


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

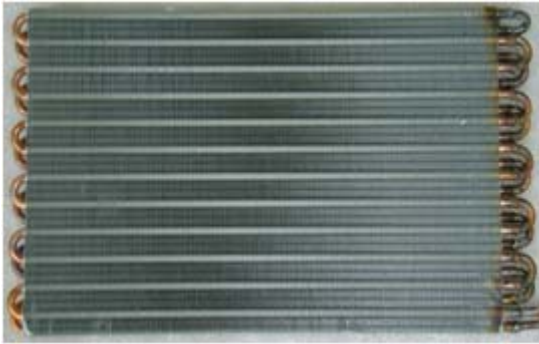


Fig. 2 A fin-tube heat exchanger in the experimental with geometric details given in Table 1.

온도는 두 개의 에어샘플러의 의해 측정되고 있다. 열교환기를 통과하는 공기 측의 압력강하는 차압계를 통해 측정되고, 풍량은 노즐을 지나는 공기의 압력차에 의해 측정된다. 열교환기의 물 측 입구 조건은 항온조와 물 펌프의 유량 조절에 의해 유지된다.

오차를 분석하기 위해 본 실험장치의 uncertainty를 계산 하였다. Kline and McClintock<sup>(5)</sup>이 제안한 방법에 의해 계산되어진 본 실험에서 열전달률의 오차는 1.6%이다.

Fig. 2는 실험에서 사용된 열교환기의 사진이다. Table 1은 열교환기 외부 Spec.을 나타내고 있다. 두 종류의 열교환기 실험에 사용되었다. HEX A는 일반적인 핀-관 열교환기로 핀과 튜브의 간극은 0으로 간주할 수 있다. 반면에 HEX B는 확관 공정을 거치지 않은 열교환기이기 때문에 핀과 튜브사이 0.1mm의 간극이 존재한다. Fig. 3은 실험에 사용된 열교환기 단면의 모습을 나타내고 있다. Table 2에는 핀칼라와 튜브의 제원을 나타내었다.

본 실험에서 시험조건은 다음과 같다.

1) 건표면 조건 (Dry condition)

입구공기온도: DB 35 ± 0.2°C

WB 24 ± 0.2°C

전면풍속 : 1.0 ~ 3.0 ± 0.01 m/s

Table 1 Geometric details of the heat exchanger.

Width [mm]	Height [mm]	Depth [mm]	Fin type	Tube row	Tube column
400	252	25	Slit	2	12

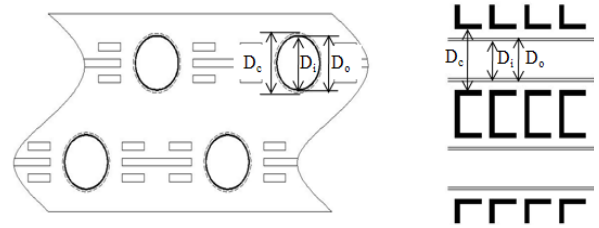


Fig. 3 Schematic of cross section of heat exchanger with geometric details given in Table 2.

입구수온 : 50 ± 0.2°C

물측 질량유량 : 333 ± 0.5 kg/h

2) 습표면 조건 (Wet condition)

입구공기온도 : DB 27 ± 0.2°C

WB 19.5 ± 0.2°C

전면풍속 : 1.0 ~ 3.0 ± 0.01 m/s

입구수온 : 5 ± 0.2°C

물측 질량유량 : 333 ± 0.5 kg/h

열전달률은 공기측과 물측의 입·출구 온도차에 의해 각각 계산할 수 있다.  $Q_a$ 와  $Q_w$ 는 각각 공기와 물측의 열전달률로 다음과 같이 표현된다.

$$Q = (Q_a + Q_w)/2 \quad (1)$$

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (2)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3)$$

공기와 물측의 입·출구온도가 측정되기 때문에 대수평균온도차( $\Delta T_{lm}$ )에 의해 열전달률을 계산할 수 있다.

Table 2 Geometric details of tube and fin collar in heat exchangers.

	$d_i$ [mm]	$d_o$ [mm]	$d_c$ [mm]	Clearance between $d_o$ and $d_c$ [mm]
HEX A	6.68	7.37	7.37	0
HEX B	6.44	7.00	7.10	0.1

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (4)$$

공기층의 열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_a = \frac{1}{\eta A_o} \left[ \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_w A_i} - \frac{1}{h_c A_c} \right]^{-1} \quad (5)$$

접촉열저항은 식(6)<sup>(6)</sup>에 의해 계산되었다.

$$\frac{h_c}{\delta_f} = 1.38 \times 10^{11} \Delta D_o + 1.62 \times 10^7 \quad (6)$$

표면효율과 핀효율은 다음의 관계식<sup>(7)</sup>에 의해 계산되었다.

$$\eta_a = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (7)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (8)$$

$$m = \left[ \frac{2h_o}{k_f \delta_f} \left( 1 + \frac{\delta_f}{F_d} \right) \right]^{1/2} \quad (9)$$

$$l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (10)$$

물층의 대류열전달계수는 Gnielinski<sup>(8)</sup>의 관계식에 의해 계산하였다.

$$Nu_w = \frac{\frac{f_w}{8} (Re_{Dh,w} - 1000) Pr_w}{1 + 12.7 \sqrt{f_w/8} (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

$$f_w = (0.79 \ln(Re_{Dh,w}) - 1.64)^{-2} \quad (12)$$

공기층 열전달계수와 압력강하는 j-factor와 f-factor로 나타낼 수 있다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{h_a}{\rho_a C_{p,a} V_{max}} \quad (13)$$

$$f = \frac{\Delta P_a D_{h,a}}{2 \rho_a V_{max}^2 L} \quad (14)$$

### 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 일반적인 열교환기와 확장되지 않은 열교환기의 열전달률, 공기층 압력강하, j-factor, f-factor를 비교하였다.

Fig. 4a는 건표면 조건에서 열교환기 전면풍속에 따른 두 열교환기의 열전달률을 나타낸 그래프이다. HEX B의 열전달률은 HEX A와 비교하였을 때 약 27% 수준이다. 그러나 Fig. 4b의 습표면 조건에서는 HEX B가 HEX A의 78% 수준의 열전달률을 보였다. 그 원인으로 예상되는 것은 습표면 시험시 공기보다 약 20배<sup>(13)</sup> 정도 열전

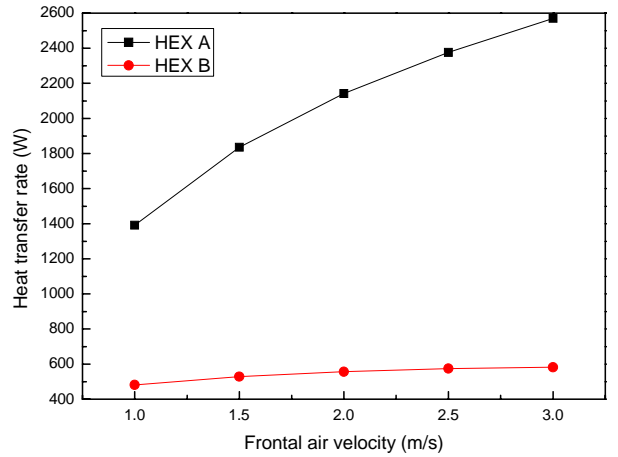


Fig. 4a Variation of heat transfer rate with frontal air velocity in dry condition.

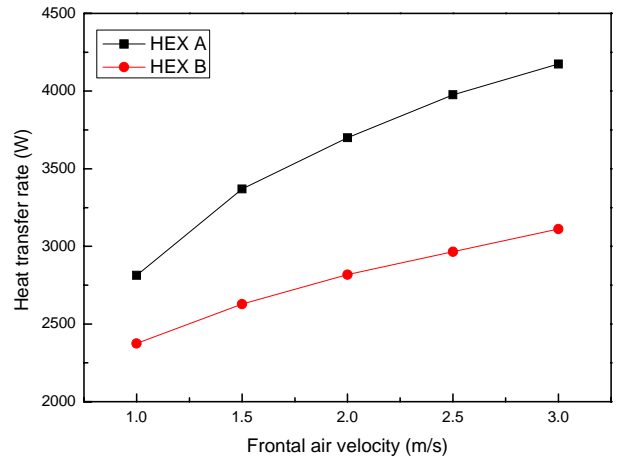


Fig. 4b Variation of heat transfer rate with frontal air velocity in wet condition.

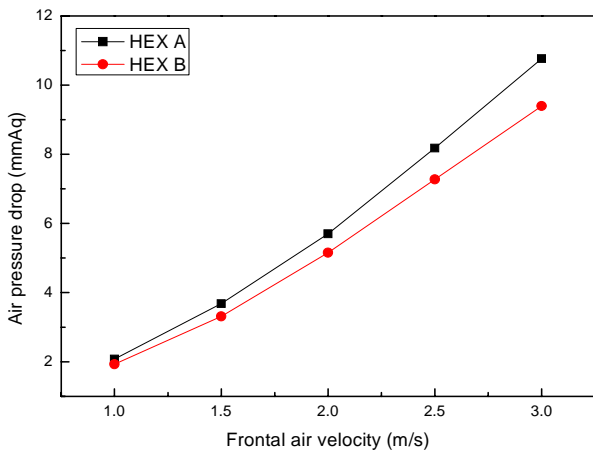


Fig. 5b Variation of air pressure drop with frontal air velocity in wet condition.

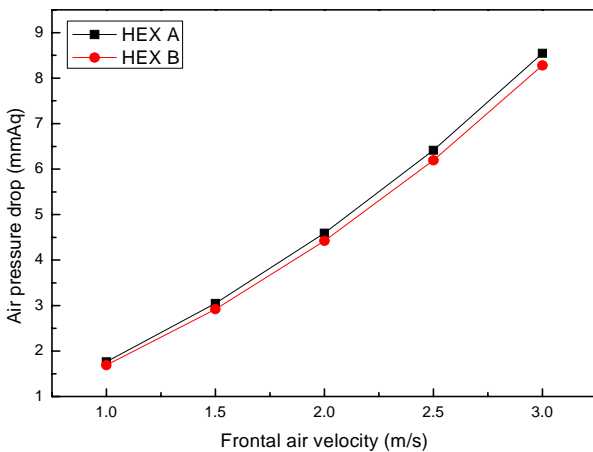


Fig. 5a Variation of air pressure drop with frontal air velocity in dry condition.

도도가 높은 응축수가 핀칼라와 튜브표면 사이의 빈 공간 존재함으로써 열저항을 줄여 주었기 때문이다.

Fig. 5a는 건표면 조건에서 열교환기 전면풍속에 따른 공기측 압력 강하를 보여주는 그래프이다. HEX A가 HEX B에 비해 압력강하가 약간 더 높다. 그것은 HEX A의 튜브가 확관공정에 의해 HEX B 보다 지름이 더 크기 때문에 HEX A의 공기측의 최소자유유동면적이 HEX B보다 더 작기 때문이다. Fig. 5b의 습표면 시험에서는 HEX A와 HEX B의 차이가 더 증가하였다. 그것은 HEX A의 열전달률이 HEX B보다 더 크기 때문에 응축수가 더 많이 발생하여서 공기의 유동을 방해하여 항력이 증가하였기 때문이다.

Fig. 6은 700~2700사이의 공기측 레이놀즈수에

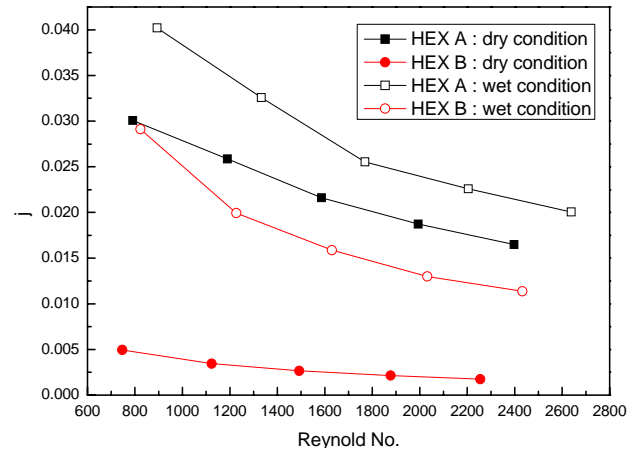


Fig. 6a Variation of j-factor with Reynolds number.

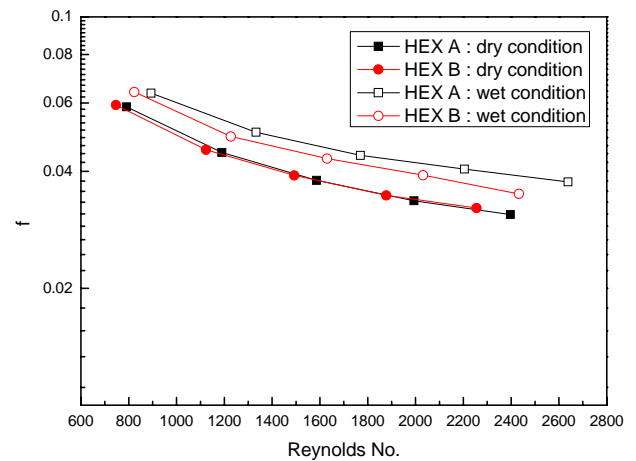


Fig. 6b Variation of f-factor with Reynolds number.

따라서 j-factor와 f-factor를 보여주고 있다. j-factor와 f-factor는 실험된 레이놀즈수 범위에서 레이놀즈수가 증가함에 따라 감소하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 6a는 건표면과 습표면 조건시 HEX A와 HEX B의 j-factor를 나타내고 있다. 건표면 조건시 HEX B의 j-factor는 HEX A보다 87~89%정도 더 낮다. 습표면 조건에서는 HEX B가 HEX A보다 38~43%정도 더 낮다. 이 현상 역시 열전달률의 차이에 의한 결과이다. Fig. 6b는 f-factor를 나타내고 있다. 건표면 조건에서는 HEX A와 HEX B의 f-factor는 거의 동일한 결과를 보인다. 하지만 습표면 조건에서는 HEX B의 f-factor가 HEX A보다 약간 낮은 값을 보인다. 이것은 응축수의 영향으로 예상된다. HEX A의 열전달률이 HEX B보다 더 크기 때문

에 응축수가 더 많이 발생하고, HEX A의 응축수막의 두께가 HEX B 보다 더 두껍다. 두꺼운 응축수막은 공기흐름을 더 많이 방해할 수 있기 때문에 이러한 원인으로 인해 습표면 조건에서 HEX A의 f-factor는 HEX B보다 더 높은 값을 가지게 된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 핀칼라와 튜브사이의 간극이 다른 두 열교환기의 성능평가를 진행하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 건표면 조건시 HEX B는 HEX A에 비해 27%의 열전달률을 가지고 있다. 습표면 조건시 HEX B는 HEX A에 비해 78%의 열전달률을 가지고 있다.

(2) HEX A의 공기측 압력강하는 HEX B보다 약간 더 발생한다.

(3) 건표면 조건시 HEX B의 j-factor는 HEX A 보다 87~89% 더 낮고, 습표면 조건 시에는 38~43% 더 낮다.

(4) f-factor는 건표면 조건 시에는 HEX A와 HEX B는 차이를 보이지 않다가 습표면 조건에서 HEX B가 HEX A에 비해 약간 더 낮은 값을 보인다.

#### 참고문헌

- Jeong, J., Kim, C. N. and Youn, B., 2006, A study on the thermal contact resistance in fin-tube heat exchangers with 7 mm tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp.1547-1555.
- ElSherbini, A. I., Jacobi, A. M. and Hrnjak, P. S., 2003, Experimental investigation of thermal contact resistance in plain-fin-and-tube evaporators with collarless fins, *International Journal of Refrigeration*, 26, pp.527-536.
- Cheng, W. W. and Madhusudana, C., 2006, Effect of electroplating on the thermal conductance of fin-tube interface, *Applied Thermal Engineering*, 26, pp. 2119-2131.
- Dart, D. M., 1959, Effect of fin bond on heat transfer, *ASHRAE Journal*, 1, pp.67-71.
- Kline, S. L. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineering*, 75, pp. 3-12.
- Sawai, S., Hayashi, T., Ohtake, Y. and Takei, T., 1969, Effect of mechanical bond between fin and tube on heat transfer, *Refrigeration*, 41, pp. 15-21.
- Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact heat exchangers 3rd edition*, McGraw-Hill Book Company.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Engineering*, 16, pp.359-368.
- Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2002, Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 25, pp. 390 - 400.
- Kwon, Y. C., Chang, K. S., Park, B. K., Kwon, J. T. and Jeong, J. H., 2007, Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics of Finned Tube heat Exchangers with Slit Fin or Plain Fin, *Journal of Energy Engineering*, 16, pp. 7-14.
- Wang, C. C., Lee, W. S., Sheu, W. J. and Chang, Y. J., 2002, A comparison of the air side performance of the fin-and tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating, *Applied Thermal Engineering*, 22, pp. 267-278.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W. and Zhou, Y., 2007, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 48, pp. 1506 - 1515.
- NIST, 2006, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, REFPROP 7.1.