

슬릿핀-관 열교환기의 설계조건에서 공기측 압력강하 산출

조성철 · 김창덕* · 김창업** · 권정태*** · 임효재***†

롯데건설(주) 플랜트사업본부, *한국산업단지공단 클러스터추진팀, **호서대학교 전기공학과,
***호서대학교 기계공학과

(2007년 6월 4일 접수, 2007년 9월 7일 채택)

Evaluation of Air-side Friction Characteristics on Design Conditions of Slit Fin and Tube Heat Exchanger

Sung Chul Cho, Chang Duk Kim*, Chang Eob Kim**, Jeong Tae Kwon***
and Hyo Jae Lim***†

Plant Div., LOTTE Engineering&Construction, Seoul 137-030, Korea

*Cluster Promotion Team, Korea Industrial Complex Corp., Seoul 152-848, Korea

**Department of Electrical Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea

(Received 4 June 2007; Accepted 7 September 2007)

요 약

본 연구에서는 슬릿 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하 특성을 실험적으로 고찰하였다. 물을 작동유체로 사용한 기존의 실험은 공기측 압력강하에 대해 일관된 방법을 제시하지 못하고 있다. 따라서 본 연구에서는 R22를 적용하여 핀-관 열교환기의 진표면과 습표면에 공기측의 압력강하 특성을 나타내는 표준 방법을 제시하고자 하였다. 기존의 실험 상관식과 본 연구에서 제시한 실험 데이터를 증발기와 응축기의 설계조건에서 레이놀즈수와 f -factor의 관계식으로 나타내었다. 본 실험은 공기의 속도가 0.38~1.6 m/s 일 때 냉매의 질량 유속 범위를 150~250 kg/m²s로 하여 수행하였다.

주요어 : 슬릿핀-관 열교환기, 공기측, 마찰계수, 증발기, 응축기, 압력강하

Abstract— An experimental study on the air-side pressure drop of slit fin-tube heat exchanger has been carried out. The data reduction methodology for air-side pressure drop in the literature is not based on a consistent approach. This paper focuses on method of data reduction to obtain the air-side performance of fin-tube heat exchanger using R22 and recommends standard procedures for dry and wet surface pressure drop estimation in fin-tube heat exchanger. A comparison was made between the predictions of previously proposed empirical correlations and experimental data for the air-side pressure drop on design conditions of condenser and evaporator. Results are pre-sented as plots of friction f -factor against Reynolds number based on the fin collar outside diameter and compared with previous studies. The data covers a range of refrigerant mass fluxes of 150~250 kg/m²s with air flows at velocity ranges from 0.38 m/s to 1.6 m/s.

Key words : Slit fin-tube heat exchanger, Air-side, f -factor, Evaporator, Condenser, Pressure drop

†To whom correspondence should be addressed.

Department of Mechanical Engineering, Hoseo University,

Asan 336-795, Korea

Tel: 041-540-5802

E-mail: hjlim@hoseo.edu

1. 서 론

일반적으로 원형 동관과 알루미늄 환으로 이루어진 환-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)는 기하학적인 복잡성과 작동유체의 상변화에 따른 해석상의 어려움으로 인하여 열교환기의 각 유형별 열전달량과 압력강하의 특성 산출은 실험적인 방법에 의존하고 있다. 또한, 대부분의 건·습표면에서의 공기측 열전달 및 압력강하의 특성 산출은 실험데이터 처리의 편리성과 작동유체의 불확실성이 작다는 이유로 단상류의 물을 사용한다.^{[1][4]} 그러나 동일한 환형상, 관배열을 갖는 열교환기의 공개된 공기측 열전달 및 압력강하 데이터는 연구자와 가정 및 모델링 등의 실험데이터 처리 방법에 따라 다르게 나타난다.^{[5][6]} Wang *et al.*^[7]은 이러한 결과의 원인을 접촉열 저항, 실험데이터 처리방법, 공기와 물의 열저항, 관내측 열전달계수, 실험의 불확실성이라고 주장하였다.

작동유체로 물을 적용한 기존의 실험연구로서 McQuiston^[11]은 5개의 환-관 열교환기에 대하여 건표면과 습표면에서 공기측 열전달계수와 압력강하의 상관관계식을 제시하였으며, Mirth and Ramadhyani^{[9][10]}은 공기의 상대습도가 증발기(웨이브-환 열교환기)의 성능에 미치는 영향을 제시하였다.

이에 본 연구에서는 실제 제조 양산공정으로부터 슬릿환-관 열교환기를 직접 제작하여 작동유체로 냉매를 사용한 증발기와 응축기의 설계조건에서 실험을 수행한 후 Fanning 마찰계수 f -factor값의 산출하고자 한다. 산출된 f -factor 값은 물을 작동유체로 구한 건·습표면, 평판환, 슬릿환, 스피어슬릿환의 실험 결과와 비교하여 제안방법의 신뢰성을 검증하여 공기측 성능평가방법의 타당성을 제시하고자 한다.

2. 실험

2-1. 시험 열교환기 및 실험장치

본 연구에서 사용한 시험 열교환기는 대향류 형태인 슬릿환-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세환(micro-fin)이 가공되어 있는 관외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿환-관 열교환기의 환형상과 형상특성의 세부 제원을 각각 Fig. 1과 Table 1에 정리하였다.

실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터(inverter)에 의해 공기유속이 조절되고, 시험부(test section)를 지난 공기는 항온항습실과 연결된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에

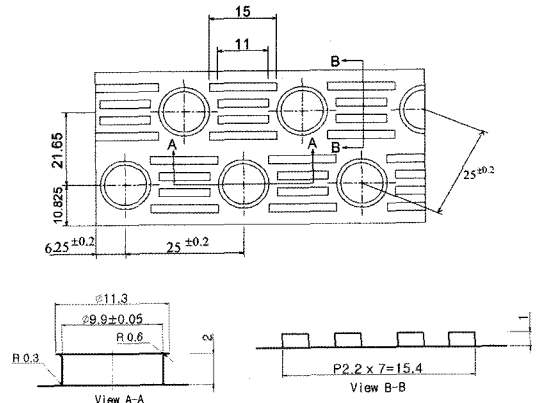


Fig. 1. Details of the slit fin configuration (all dimensions in mm).

Table 1. Specification of the test heat exchanger.

Heat exchanger		Height×Width×Depth (mm)	400×400×80
Heat exchanger		Number of tubes for row	16
Heat exchanger		Number of tube rows	3
Heat exchanger		Tube rows alignment	Staggered type
Tube		Outside diameter (mm)	9.52
Tube		Fin root diameter (mm)	8.52
Tube		Equivalent diameter (mm)	8.54
Tube		Minimum wall thickness (mm)	0.3
Tube		Number of fins	60
Tube		Helix angle (°)	18.0
Tube		Fin angle (°)	53
Tube		Fin height (mm)	0.2
Tube		Expansion rate of tube	1.05
Tube		Material	Copper
Fin		Horizontal tube spacing (mm)	25
Fin		Vertical tube spacing (mm)	21.65
Fin		Fin density (fins/m)	493
Fin		Fin type	Slit
Fin		Material	Aluminium

의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 증발기와 응축기의 설계조건을 유지하기 위한 유입 냉매의 건도(quality)와 과열도는 각각 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계 및 냉매가시창을 설치하였다. 그 외의 본 실험장치의 세부적인 구성, 개략도 및 설명은 Kim *et al.*^[11]의 논문에 기술되어 있다.

2-2. 실험조건 및 방법

본 연구에서 실험조건은 Table 2와 같으며, 응축기와 증발기의 설계조건은 각 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속을 변화시키는 방법을 사용하였다. 즉, 냉매의 질량유속 변화에 따른 출구 과열도 조건을 만족

Table 2. Experimental conditions.

Parameter	Variable	Condenser	Evaporator
Air side	Dry bulb temperature	35°C	27°C
	Web bulb temperature	24°C	-
	Relative humidity	-	40, 50%
	Air face velocity	0.6~1.6 m/s	0.38~1.6 m/s
Refrigerant side	Refrigerant	R22	R22
	Refrigerant massflux	150, 200, 250 kg/ms ²	150, 200, 250 kg/m ² s
	Quality at the evaporator inlet	-	0.2°C
	Evaporation temperature	-	7°C
	Superheat at the evaporator outlet	-	5°C
	Condensation temperature	50°C	-
	Inlet superheat	10°C	-
	Subcooling temperature	5°C	-

Table 3. Correlations of evaporator and condenser used for data reduction.

Test conditions	Source	Remarks
Wet	$j=19.36Re_{D_c}^{j_1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{1.352} \left(\frac{P_i}{P_c}\right)^{0.6795} N^{-1.291}$ Wang <i>et al.</i> ^[12]	Plain fin
	$j=0.108Re_{D_c}^{-0.29} \left(\frac{P_i}{P_f}\right)^{P_1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-1.084} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{-0.786} \left(\frac{F_p}{P_i}\right)^{P_2}$ Wang <i>et al.</i> ^[13]	
	Dry	$j=j_p F_j$ Nakayama and Xu ^[14]
	$j=1.6409Re_{D_c}^{j_1} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{1.16} \left(\frac{P_i}{P_f}\right)^{1.37} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{j_2} N^{j_3}$ Wang <i>et al.</i> ^[15]	
	$j=5.98Re_{D_c}^{j_1} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j_2} N^{j_3} \left(\frac{S_w}{S_h}\right)^{j_4} \left(\frac{P_i}{P_f}\right)^{0.804}$ Du <i>et al.</i> ^[16]	Super slit fin

하기 위한 공기유속의 측정으로부터 공기측 압력강하의 산출이 이루어진다.

Fanning 마찰계수 *f*-factor는 공기측 압력강하 Δ*P*_a을 이용하여 환-관 열교환기의 입구 및 출구 손실계수의 영향을 무시한 Kays and London^[17]식을 사용하였다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_i} \left[\frac{2P_i \Delta P_a}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{P_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (2)$$

증발기와 응축기의 실험데이터 처리결과를 검증할 위해 물을 작동유체로 사용하여 계산된 다양한 환의 건·습 표면에서의 공기측 압력강하 상관관계식은 Table 3에서 정리하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 증발기의 *f*-factor 산출

Fig. 2는 증발기의 설계조건에서 냉매의 질량유속과 공기유속에 따른 공기측 압력강하(Δ*P*_a)와 핀칼라 두께를 포함한 관외경 기준의 레이놀즈수로부터 Fanning 마찰계수 *f*-factor값을 산출한 결과이다.

일반적으로 동일한 공기유속과 냉매의 질량유속 조건에서 공기의 상대습도가 클수록 공기측 압력강하와 증발기 출구의 과열도는 상승하나 본 연구와 같이 각 냉매의 질량유속에 따라 증발기 출구의 과열도를 5°C로 고정한 경우 상대습도가 증가할수록 필요한 공기유속은 작아진다. 따라서 상대습도 50%에서 공기측 압력강하와 *f*-factor값은 40%보다 각각 평균 20.8, 10.5% 작았으며, *f*-factor값은 공기유속이 작을수록 공기의 상대습도 영향

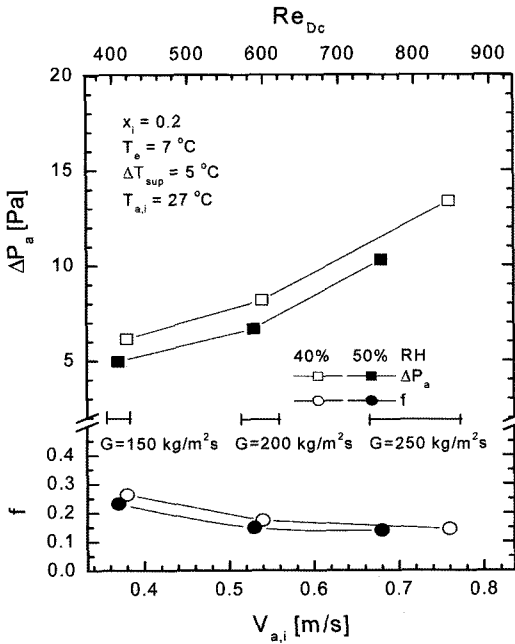


Fig. 2. Air-side f -factor against air face velocity of evaporator.

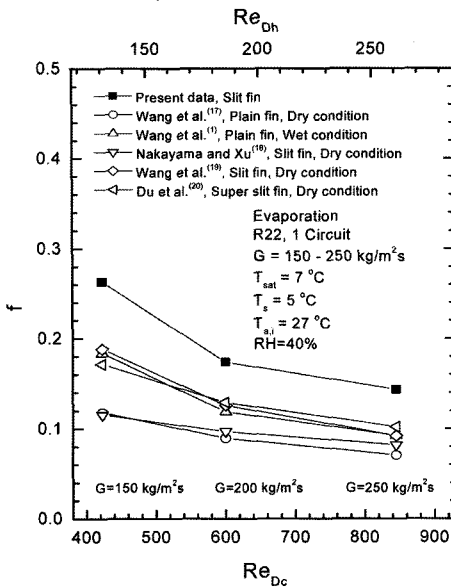
이 크게 나타났다.

Fig. 3은 증발기의 설계조건에서 공기의 상대습도를 40%(a) 및 50%(b)로 구분하고 다양한 환형상에서 구한

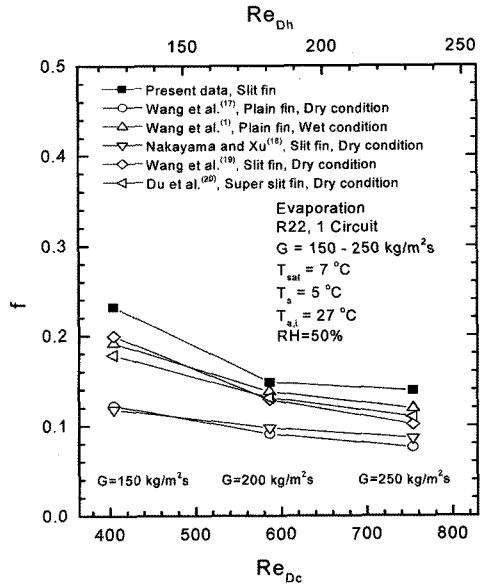
실험결과의 f -factor값을 비교 도시한 것이다. 상대습도 40%(a)의 경우 시험 열교환기(슬릿핀)의 f -factor값은 Wang et al.^[13](평판핀), Wang et al.^[12](습표면의 평판핀), Nakayama and Xu^[14](슬릿핀), Wang et al.^[15](슬릿핀), Du et al.^[16](슈퍼슬릿핀)보다 각각 평균 209, 47, 97, 43, 44%, 상대습도 50%(a)에서는 79, 16, 72, 21, 24% 높게 나타났다. 이와 같이 상대습도 50%에서의 f -factor 값이 40%보다 작은 이유는 동일한 출구 과열도 5°C를 유지하기 위한 공기유속이 감소하였기 때문이다.

3-2. 응축기의 f -factor 산출

Fig. 4는 응축기의 설계조건에서 냉매의 질량유속과 공기유속에 따른 공기측 압력강하(ΔP_a)를 보여주고 있다. 공기측 압력강하는 모든 냉매의 질량유속 범위에서 공기유속이 증가할수록 단조 증가하였으며, 냉매의 질량유속과 공기유속이 클수록 변화폭이 상승하였다. 특히 냉매의 질량유속 250 kg/m²s의 경우 압력강하는 150,200 kg/m²s보다 각각 평균 4.2,1.9% 증가하였다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 2상유동영역이 증가하여 공기와의 열전달이 향상되기 때문이다. 즉, 출구의 공기온도가 높아져서 공기의 비체적과 속도를 증가시켜 공기의 유동저항이 증가하므로 공기측 압력강하는 크게 나타나는 것이다. 이러한 효과를 보다 더 명확히 규명하기 위하여 공기와 흰의 온도가 동일하도록 관내 냉매의 유동이 없을 경우와 비교한 결과, 공기측 압력강하는 질량유속



(a) RH=40%



(b) RH=50%

Fig. 3. Comparison of the experimental f -factor with other f -factor correlations of evaporator.

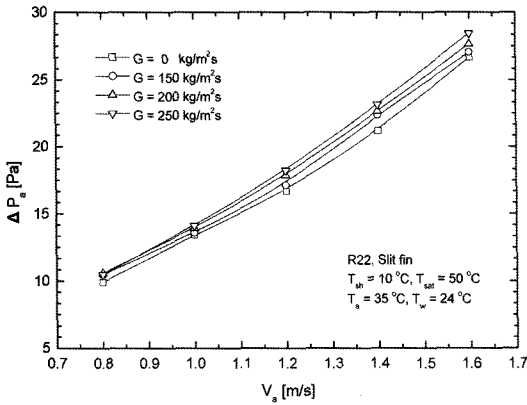


Fig. 4. Air-side pressure drop subjected to change of refrigerant mass flux of con-denser.

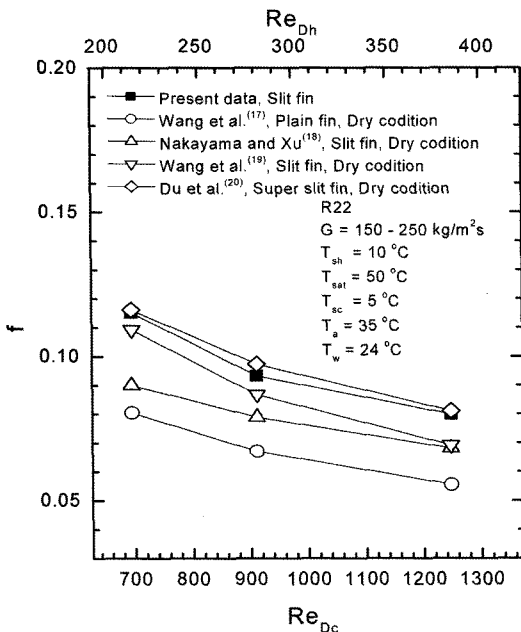


Fig. 5. Comparison of the experimental f -factor with other correlations of condenser.

150, 200, 250 kg/m²s보다 각각 평균 3.1, 5.4, 7.5% 낮아 관내측 질량유속이 공기측 압력강하에 영향이 있음을 확인하였다. 이러한 결과는 물을 사용할 경우 얻을 수 없는 실질적인 현상을 알 수 있다.

Fig. 5는 응축기의 설계조건에서 공기측 압력강하 결과로부터 f -factor값을 산출하고 기존의 공개된 결과와 상호 비교한 것이다. 그림에서 Wang et al.^[17]이 제시한 슬릿핀의 f -factor값은 Nakayama and Xu^[18]보다 평균 12.6%의 크며, 공기의 레이놀즈수가 클수록 상대편차는

증가하였다. 실험결과 f -factor값은 Du et al.^[16]의 슈퍼슬릿핀보다 평균 2% 작고 Wang et al.^[13]의 평판핀보다 42.3% 크게 나타났다. 또한 Nakayama and Xu^[14]와 Wang et al.^[15]의 슬릿핀보다 각각 평균 22.4%, 8.6% 높게 나타나서 R22를 적용하여 구한 f -factor값은 물을 이용하여 산출한 기존의 f -factor값과 원형상 변화에 따른 경향이 일치하였다. 따라서 작동유체로 냉매를 사용할 경우 Du et al.^[16]이 제시한 슈퍼슬릿핀보다 공기측 압력강하는 유리한 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 냉매 R22를 적용한 슬릿핀 관 열교환기의 증발기와 응축기 설계조건에서 공기측 압력강하를 산출하였고 작동유체로 물을 사용하여 계산된 기존의 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 증발기의 설계조건에서 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s, 공기의 상대습도 50%에서 공기측 압력강하와 f -factor값은 40%보다 각각 평균 20.8, 10.5% 작았으며, f -factor값은 공기유속이 작을수록 공기의 상대습도 영향이 크게 나타났다.
- (2) 증발기의 설계조건에서 습표면의 공기측 압력강하는 건표면보다 상대적으로 크며, 공기유속이 작을수록 상대습도의 영향은 큰 것으로 나타났다. 또한, 상대습도 50%에서의 공기측 압력강하는 동일한 출구 과열도 5°C를 유지하기 위한 공기유속이 상대습도 40%보다 감소하여 작게 나타났다.
- (3) 증발기와 응축기의 설계조건에서 구한 f -factor값은 물을 이용하여 산출한 f -factor값과 원의 표면상태(건·습표면) 및 형상(평판핀, 슬릿핀, 슈퍼슬릿핀)에 따른 특성 경향이 일치하였다.
- (4) 실제적인 성능판단이 가능한 증발기와 응축기 설계조건에서 공기측 압력강하를 산출하는 것이 바람직하다.

감사의 글

본 연구는 산업자원부의 지원에 의하여 기초전력연구원(R-2005-7-088) 주관으로 수행된 과제임.

기호설명

- f : Fanning 마찰계수
- G : 질량유속[kg/m²s]
- P : 압력[kPa]
- Re : 레이놀즈수(Reynolds number)
- RH : 상대습도[%]

V : 유속[m/s]
x : 진도

그리스 문자

Δ : 차이
 ρ : 밀도[kg/m³]
 σ : 전면면적과 최소유동면적의 비

하첨자

a : 공기
c : 접촉, 최소유동단면적
Dc : 환칼라 두께를 포함한 관외경
Dh : 수력직경
e : 증발
fr : 전면
i : 입구
m : 평균
o : 관외부
sat : 포화
sup : 과열증기

참고문헌

1. McQuiston, F.C. Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Transactions, 1978, 84, 266.
2. Kayansayan, N. Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 1993, 6, 263.
3. Seshimo, Y.; Fujii, M. An experimental study of the performance of plate fin and tube heat exchanger at low Reynolds number, in: Proceeding of the 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1991, 4, 449.
4. Wang, C.C.; Hsieh, Y.C.; Chang, Y.J.; Lin, Y.T. Sensible heat and friction characterization of plate finned-tube heat exchangers having plain fins, International Journal of Refrigeration, 1996, 19, 223.
5. Gray, D.L.; Webb, R.L. Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchangers having plain fins, Proceedings 8th International Heat Transfer Conference, 1986, 6, 2745.
6. Wang, C.C.; Hsieh, Y.C.; Lin, Y.T. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, ASME, Journal of Heat Transfer, 1997, 119, 109.
7. Wang, C.C.; Webb, R.L.; Chi, K.Y. Data reduction air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 2000, 21, 218.
8. McQuiston, F.C. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Transactions, 1978, 84, 294.
9. Mirth, D.R.; Ramadhyani, S. Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions, International Journal of Heat and Fluid Flow, 1993, 14, 391.
10. Mirth, D.R.; Ramadhyani, S. Correlation for predicting the air side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils, Experimental Heat Transfer, 1994, 7, 143.
11. Kim, C.D.; Jeon, C.D.; Lee, J. Effects of the temperature glide and superheat of R407C on the performance of evaporator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2003, 15(10), 852.
12. Wang, C.C.; Lin, Y.T.; Lee, C.J. An airside correlation for plain fin-and-heat exchangers in wet conditions, International Journal of Heat Transfer, 2000, 43, 1869.
13. Wang, C.C.; Chi, K.Y.; Chang, C.J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part : Correlation, 2000, 43, 2693.
14. Nakayama; Xu. Enhanced fins for air-cooled heat exchangers-heat transfer and friction correlations, 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1983, 495.
15. Wang, C.C.; Tao, W.H.; Chang, C.J. An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 1999, 22, 595.
16. Du, Y.J.; Wang, C.C. An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43, 4475.
17. Kays, W.M.; London, A.L. Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.