

PF열교환기의 습표면 성능시험

조진표*, 김내현**, 최국광*** (인천대원, 인천대학교, 인천대학교)

Wet Surface Performance Test of PF Heat Exchanger

J. P. Cho, N. H. Kim, K. K. choi

Key words: PF Heat Exchanger(Parallel Flow 평행류형 열교환기), Wet Surface(습표면)

ABSTRACT

In this study, the wet surface heat transfer coefficients and friction factors of PF heat exchangers are presented. Two sample with different fin pitch(1.25mm, 1.5mm) were tested. Tests were conducted in a open loop wind tunnel. The wet surface heat transfer coefficient was reduced following the procedure given in ARI 410-81. Results showed that the heat transfer coefficients of the heat exchanger with 1.5mm fin pitch were approximately the same as those with 1.25mm fin pitch, except at low reynolds number($Re < 100$), where the heat transfer coefficients of 1.5mm fin pitch were slightly higher than those with 1.25mm fin pitch. The friction factors of the 1.25mm fin pitch, however was 120 % to 160 % higher than those of the 1.5mm fin pitch. The wet surface heat transfer coefficients were lower than those of the dry surface. The wet surface friction factors, however, were higher than those of the dry surface.

기호설명

A	: 열전달면적 [m^2]	m''	: 포화엔탈피선의 구배 [$J/kg K$]
A_c	: 최소유동면적 [m^2]	N	: 루버갯수 [EA]
C	: 열용량[W/K]	Pr	: Prandtl수
c_p	: 비열 [$J/kg K$]	ΔP	: 압력손실 [Pa]
c_{pm}	: 습공기비열 [$J/kg K$]	Q	: 열전달량[W]
Fd	: 유동방향의 핀 깊이 [mm]	R	: 열저항 [$m^2 K/W$]
Fp	: 핀 피치 [mm]	S1	: 핀의 입출구 영역의 길이 [mm]
H	: 핀 높이 [mm]	S2	: 핀의 유동 전환 지점의 길이 [mm]
Lp	: 유동방향의 핀 길이 [mm]	Theta	: 루버 앵글각 [$^\circ$]
Ll	: 루버부의 길이 [mm]	X	: 측정위치에서의 공기의 절대습도
\dot{m}	: 유량 [kg/s]	f	: 마찰계수
		j	: Colburn j인자
		hal	: 실내측 흡입공기 엔탈피 [kcal/kg]
		ha2	: 실내측 토출공기 엔탈피 [kcal/kg]
		σ	: 유동면적 축소비
		G_{max}	: 최소면적을 흐르는 질량유량

* 인천대학교 대학원
 ** 인천대학교
 *** 인천대학교

- η_f : 핀효율
- η_w : 습표면효율
- ρ : 밀도[kg/m³]

1. 서론

에너지를 효율적으로 이용하고 재료비를 절감하기 위하여 열교환기를 고효율화, 소형화 하려는 연구는 지난 수 십년간 미국, 일본등 구미 선진국을 중심으로 꾸준히 수행되어 오고 있다. 공조기에 사용되는 열교환기 관내측으로는 냉매가 증발 또는 응축을 하며 핀 사이를 흐르는 공기와 열교환을 한다. 이 경우 대부분의 열저항은 공기측에 있고 따라서 공기측 전열 성능을 향상시키기 위해서 여러 종류의 핀들이 사용되고 있다. 열교환기는 크게 응축기와 증발기로 나눌 수 있는데 가정용 에어컨의 냉방 운전시 응축기는 실외측에 위치해서 고온 고압의 냉매가스를 고온 고압의 액냉매로 만들어 주고 냉매의 열을 방출하는 역할을 하고 증발기는 저온 저압의 액냉매를 저온 저압의 냉매 가스로 상변화를 일으키면서 주위의 열을 빼앗아 냉방을 하게된다. 이때 증발기의 표면은 습표면 열교환기가 되는데 열 및 물질전달을 동시에 고려해 주어야한다. 핀-관 열교환기의 습표면 전열성능에 대해서는 그간 많은 연구가 수행되어 왔다. 평판핀의 경우 액막이 표면조도역할을하여 일반적으로 건표면 보다 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있으나^(1,2) 핀 밀도가 큰 경우는 감소하기도 한다.^(3,4) 김내현⁽⁵⁾ 등은 고성능 핀-관 열교환기의 습표면 시험에서는 건표면과 유사하다고 보고하였다. 본 연구에서 사용된 PF열교환기의 기존연구로는 Chang 과 Wang⁽⁶⁾은 27종의 열교환기에 대하여 면적비 개념을 도입하여 j, f인자에 대한 상관식을 구하였고 Webb 과 Jung⁽⁷⁾은 가정용에어컨에 적용하기위한 시험을 수행하여 핀-관열교환기와 비교하였고 습표면 시험을통하여 응축수가 압출튜브를 따라서 비교적 잘 배출된다고 보고하였다. Chiou⁽⁸⁾ 등은 자동차용 증발기에 사용되는 써팬타

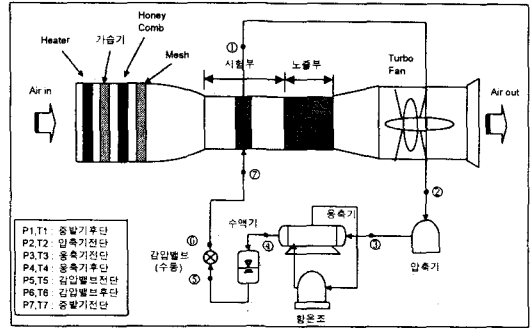


Fig. 1 Schematic drawing of the experimental setup.

인형 알루미늄 열교환기에 대한 습표면 시험에서 습표면의 열전달계수가 건표면에 비해 증가한다고 보고하였다. 국내에서는 김만희⁽⁹⁾ 등이 루버핀의 기하학적형상 특히 유동깊이에 따른 알루미늄 열교환기의 습표면 열전달 및 압력강하 특성을 고찰하였는데 습표면 열전달계수가 건표면에 비해 작게 나타남을 보고하였다. 본 연구는 기준이 되는 루버형상에 핀피치가 다른 2개의 PF열교환기를 제작하여 전방풍속 0.7 ~ 2.5m/s, 입구 건구온도 27 °C, 상대습도를 50, 60, 70%로 바꾸어가며 시험을 수행하였으며 시험결과를 j, f인자로 나타내었다.

Table 1 Geometric dimensions of the PF heat exchanger.

항목	PF#1	PF#2
Fd [mm]	20	20
Theta[°]	25	25
S1 [mm]	1.41	1.41
S2 [mm]	0.8	0.8
Lp [mm]	1.14	1.14
Fp [mm]	1.25	1.5
N [EA]	13	13
LI [mm]	7.3	7.3
H [mm]	9	9
크기[mm]	180*135*20(W*H*D)	

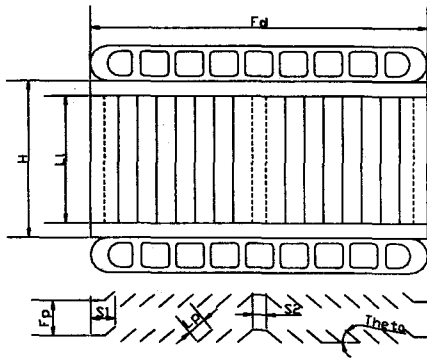


Fig. 2 Definition of geometric parameters.

2. 실험장치

시험장치는 Fig. 1에 보여진다. 구성은 공기를 송풍시키고 풍량을 측정하는 풍동과 열교환기 관내로 냉매를 공급하는 냉동사이클 그리고 온도, 압력, 습도, 유량등을 측정하는 계측장치와 자료 획득장치로 구성된다. 흡입된 공기는 시험부 전방에 위치하는 가습챔버에서 일정한 온도와 습도를 가지고 Honey Comb과 Mesh부를 통과해서 균일한 유동으로 시험부로 이동한다. 시험부에서의 온도는 증발기 전단에 4곳 후단의 6곳을 측정하였고 습도는 전면과 후면에서 각각 1개소를 측정하였다. 공기 풍량은 풍동 후단의 노즐을 장착하여 JISB-8615에 의한 계산방법으로 측정하였다. 냉동 사이클의 구성은 압축기, 증발기, 응축기 및 팽창밸브의 4가지 요소로 구성되어 있고 냉매측의 조건은 압축기의 회전수와 응축기측의 항온조의 유량 및 온도를 조절하여 증발기측의 과열도와 응축기 후반의 과냉도를 일정하게 유지시켰다. 본 실험에서는 증발기 출구 과열도를 3 °C로 일정하게 유지시켰다. 증발기 입구와 출구의 엔탈피는 측정된 온도와 압력을 이용하여 Reppro 6.0을 사용하여 구했다.

PF열교환기의 자세한 형상은 Fig. 2와 Table 1에 보여진다. PF열교환기의 설치는 Fig. 3에서와 같이 헤더파이프가 상하로 위치하도록 설치했다. 이는 증발기 표면에 응축하는 응축수를 적절하게 배출시키기 위함이다. 냉매는 아래쪽 파

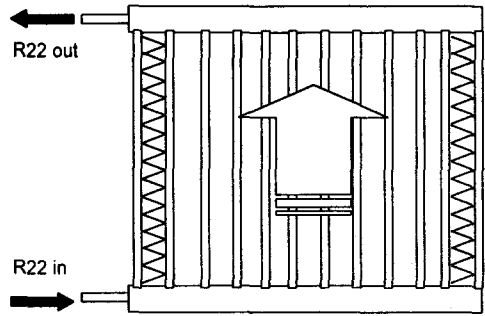


Fig. 3 Sketch of the sample core installed in the test section

이프가 흡입되어 평판관을 통과하여 위쪽 파이프로 나온다. 시험부 전방부의 공기유속은 0.7 - 2.5m/s를 6구간으로 나눠서 측정하였으며 입구 건구온도 27 °C에 상대습도를 50, 60, 70%로 바꾸어가며 시험을 수행하였다. 시험 데이터의 측정은 각 풍속에 따라 측정하려는 온도와 상대습도가 도달했을 때 그 상태를 30분 이상 유지시킨 후에 초당 열 개의 데이터를 3 분동안 순차적으로 받아들이며 평균값을 취했다. 시험값은 풍속을 올리면서 측정하고 내리면서 측정하여 그 평균값을 취해 사용했으며 그 오차는 5%내에서 일치하였다.

3. 습표면 열전달계수

본 실험해석시 총열량 Q 는 공기엔탈피법을 사용하여 JISB-8615법에 의해 구했다. 습표면 공기측 전열량은 현열과(Q_{sen}), 잠열(Q_{lat})로 구분할 수 있으며 다음과 같이 표현된다.

$$Q = \dot{m} \frac{(ha_1 - ha_2)}{\nu_n(1 + X_n)} \quad (1)$$

$$Q_{sen} = \dot{m} C_{p_a} \frac{(T_{a1} - T_{a2})}{\nu_n(1 + X_n)} \quad (2)$$

$$Q_{lat} = Q - Q_{sen} \quad (3)$$

여기서 ν_n 은 노즐부의 비체적, X_n 은 노즐부의 절대습도이다.

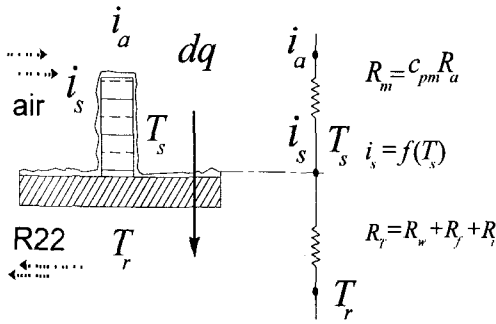


Fig. 4 Heat transfer from air to water through wet surface.

핀-관 열교환기에서 공기측 열전달계수를 직접 측정하기는 매우 어렵다. 따라서 건표면의 경우는 측정이 용이한 총합열전달계수로부터 관 내측 열전달계수, 관벽 저항 등을 빼어 공기측 열전달계수를 구하는 것이 일반적 과정이다. 습표면에서의 열전달은 Fig. 4에 개략적으로 보듯이 공기로부터 습표면으로, 습표면에서 핀을 통하여 관내의 냉매로 일어난다. 공기로부터 습표면으로의 열전달은 공기와 습표면의 엔탈피 차에 의하여 구동되고 습표면에서 냉매까지의 열전달은 습표면과 냉각수의 온도차에 의하여 구동되므로 건표면에서 사용되는 총합열전달계수의 개념이 적용되기는 힘들고 엔탈피차나 온도차 중의 하나를 사용하여 전열량을 계산하여야 한다. 이를 위해서는 엔탈피차와 온도차의 경계가 되는 습표면의 상태 (온도와 엔탈피) 를 알아야하는데 그 상태를 구하는 절차는 ARI Standard 410-81⁽¹⁰⁾ 에 자세히 기술되어 있다. 개략적인 절차는 다음과 같다.

Fig. 4 의 습표면에서 전열량 dq 는 식 (4) 로 나타내진다.

$$dq = \frac{i_a - i_s}{c_{pm} R_a} = \frac{T_s - T_r}{R_w + R_f + R_r} \quad (4)$$

또는

$$\frac{R_w + R_f + R_r}{c_{pm} R_a} = \frac{T_s - T_r}{i_a - i_s} \quad (5)$$

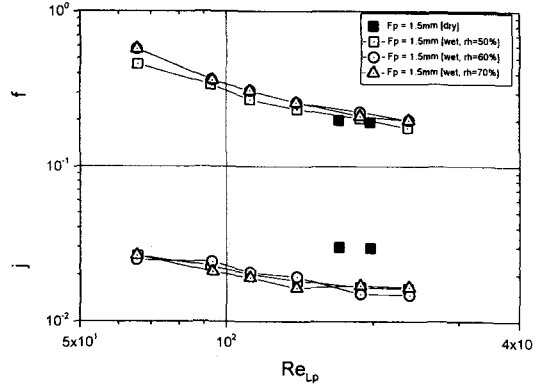


Fig. 5 Graph showing the effect of the relative humidity on the wet and dry surface j & f factor.

$$i_s = \text{func}(T_s) \quad (6)$$

여기서 i_a 는 공기의 엔탈피, i_s 는 습표면 포화공기 엔탈피, c_{pm} 은 습공기의 비열, T_s 는 습표면의 포화 온도, T_r 은 냉매의 온도이고, R_w 는 벽면 저항, R_f 는 핀저항, R_r 는 관 내측 저항, R_a 는 공기측 저항으로 아래 식들로 표현된다. 식 (6) 은 습표면의 포화온도와 포화 엔탈피의 관계식으로 습공기 선도로부터 구해진다.⁽¹¹⁾ 습표면의 온도와 엔탈피는 식 (5) 와 (6)을 연립하여 풀면 구할 수 있다.

$$R_a = \frac{1}{h_w A_o} \quad (7)$$

$$R_f = \frac{1 - \eta_w}{\eta_w} \frac{1}{h_{eff} A_o} \quad (8)$$

$$R_r = \frac{1}{h_r A_r} \quad (9)$$

$$h_{eff} = \frac{m' h_w}{c_{pm}} \quad (10)$$

여기서 h_w 는 습표면의 열전달계수, h_{eff} 는 유효

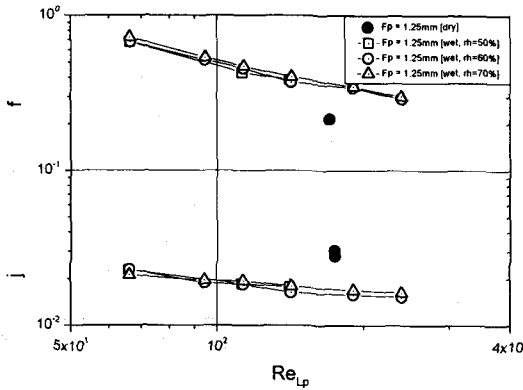


Fig. 6 Graph showing the effect of the relative humidity on the wet and dry surface j & f factor.

열전달계수를 나타내고 η_w 는 습표면 효율로 다음 식으로 구해진다.⁽¹¹⁾

$$\eta_w = \frac{\eta_f A_f + A_t}{A_o} \quad (11)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{eff}}{k_f t}} \quad (13)$$

핀에서의 열전달은 온도차가 아니라 엔탈피 차에 의하여 구동되기 때문에 핀효율을 구할 때 식 (13) 에 보이듯이 유효열전달계수 h_{eff} 를 사용하여야한다. 유효열전달계수는 식 (10) 에 나타나 있듯이 열전달계수 h_w 를 엔탈피와 온도를 관련시켜주는 m (습공기 선도에서 포화엔탈피 - 포화온도선의 구배) 으로 보정하여 구한다.

전열 실험자료로부터 열전달 계수를 구하기 위해서는 실험이 수행된 열교환기에 대한 열적 해석이 수행되어야 한다. 여기서는 ϵ -NTU 관계식을 사용하였다. 열교환기의 유용도 ϵ 은 실제 전열량과 최대가능한 전열량의 비를 의미하고 NTU는 열교환기의 열적크기를 의미하는데 직교류에서의 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같이 정의된다.

$$UA = \frac{1}{R_a C_{pm}} \quad (14)$$

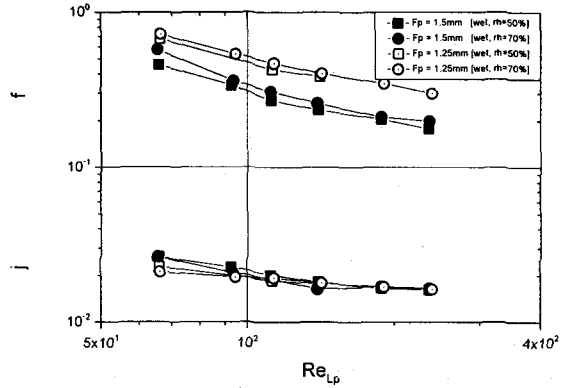


Fig. 7 Graph showing the effect of the fin Pitches on the wet surface j & f factor.

$$NTU = \frac{UA}{C_{air}} \quad (15)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{R_c} (\exp(-R_c NTU) - 1)\right] \quad (\dot{m}_a > \dot{m}_s) \quad (16)$$

$$\epsilon = \frac{1}{R_c} [1 - \exp(R_c (\exp(-NTU) - 1))] \quad (\dot{m}_a \leq \dot{m}_s) \quad (17)$$

$$Q = \epsilon C_{air} (i_a - i_s) \quad (18)$$

습표면의 열전달계수 h_w 는 다음과 같이 구한다. 우선 h_w 를 가정하고 식 (7) 에서 개별요소 R_a 를 구한다. 이 R_a 를 사용하여 식 (15) 에서 NTU 를, 식 (16), (17)에서 ϵ 를 구하고 식 (18) 에서 Q 를 구한다. 전열량 Q 은 공기측에서 구한 전열량 Q 와 같아야 하므로 반복계산으로 이를 만족시키는 h_w 를 구한다. 이때 관내측 열전달계수 h_r 은 건도를 0.5로 가정하여 Kandlikar⁽¹³⁾ 상관식으로 구하였다.

실험중 90%이상의 열저항은 공기측에 있었다. 공기측전열 실험자료는 j 인자로 표시하는데 다음과 같이 정의된다.

$$j = \frac{h_w Pr^{2/3}}{G_{max} C_{pm}} \quad (22)$$

마찰계수 f는 압력손실 자료로부터 아래식을 사용하여 구하였다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[\frac{2\rho_i \Delta p}{G_{\max}^2} - (1 - \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + (1 - \sigma^2) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (23)$$

여기서 h_w 는 습표면 열전달계수, A_c 는 최소유동면적, A_o 는 총표면적, ρ_i 는 입구 공기의 밀도, ρ_o 는 출구 공기의 밀도, σ 는 유동면적 축소비 (contraction ratio), G_{\max} 는 최소면적을 흐르는 질량 유량이다.

4. 실험결과

본 연구에서 실험한 PF열교환기 샘플에 대한 실험결과가 Fig. 5에서 Fig. 7에 보여진다. 전 범위에서 습표면의 열전달계수는 건표면의 값보다 작고 마찰계수는 건표면의 값보다 증가함을 보여준다. Chiou⁽⁸⁾ 등은 자동차 증발기로 사용되는 써펜타인형 열교환기 실험에서 습표면의 열전달 계수가 건표면에 비하여 증가한다고 보고하였고 김만희⁽⁹⁾ 등은 본 실험과 유사한 열교환기 실험에서 그 반대의 결과를 보고하기도 하였다.

Fig. 5는 핀피치가 1.5mm인 경우 상대습도가 습표면의 전열성능에 미치는 영향을 보여준다. 마찰계수는 상대습도가 60%, 70%인 경우가 50%에 비하여 다소 증가함을 보여주는데 열전달계수는 상대습도의 영향을 거의 찾아볼 수가 없다.

Fig. 6은 핀피치가 1.25mm인 경우 상대습도가 습표면의 전열성능에 미치는 영향을 보여준다. 마찰계수는 상대습도가 60%, 70%인 경우가 50%에 비하여 다소 증가함을 보여주고 건표면에 비하여 월등히 높게 나타났다. 이번 경우에도 열전달계수에 대한 상대습도의 영향은 거의 찾아볼 수 없다. 핀 피치 1.25mm 일 때 마찰계수가 급격히 증가하는 이유는 핀피치가 작을 때는 응축된 물방울이 작은 핀 사이에 브릿지 역할을 해서 공기층의 압력강화로 나타나는 것으로 사료된다.

Fig. 7은 상대습도가 50%, 70%인 경우에 핀피치의 영향을 보여준다. 전 Reynolds 범위에서 핀피치 1.25mm일 때의 마찰계수가 1.5mm일 때의 마찰계수에 비하여 120 ~ 160% 증가함을 보여준

다. 열전달계수는 저 Reynolds 영역에서 핀피치가 1.5mm일 때가 크나 Reynolds 수가 100이상일 때는 두 핀피치가 유사한 값을 보인다.

4. 결론

본 연구에서는 PF열교환기의 습표면 열전달계수와 마찰계수를 측정하였으며 가정용 에어컨의 증발기로의 적용가능성을 타진하였다. 그 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 습표면 열전달계수는 전반적으로 건표면에 비해 작게 나타났다. 마찰계수는 핀피치가 큰 경우는 건표면과 차이가 크지 않았으나 핀피치가 작은 경우는 큰 차이를 보였다.

(2) 상대습도에 대한 영향에서 열전달계수는 핀 피치에 관계없이 비슷한 경향을 나타냈다. 마찰계수는 상대습도가 높을수록 다소 증가하였다.

(3) 핀 피치 1.25mm일 때의 마찰계수는 1.5mm일 때의 마찰계수 보다 120% - 160% 높게 나타났다.

(4) 열전달계수는 저 Reynolds 영역에서는 핀 피치가 1.5mm일 때가 크나 Reynolds 수가 100이상일 때는 두 핀 피치가 유사한 값을 보인다.

후기

본 연구는 선문대학교 공조기술 연구센터의 열풍동 시험장치를 이용하여 시험하였으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Elmahdy, A. H., 1975, Analytical and Experimental Multi-Row, Finned-Tube Heat Exchanger Performance during Cooling and Dehumidification Process, Ph.D Thesis, Mechanical Engineering Department, Carleton Univ., Ottawa, Canada.
2. Eckels, P.W. and Rabas, T. J., 1987, Dehumidification : On the correlation of Wet and Dry Transport Processes in Plate Finned-Tube Heat Exchangers, J. Heat

- Transfer, Vol. 109, pp. 575-582.
3. McQuiston, F. C., 1978, Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, Pt. 1, pp. 266-293.
 4. McQuiston, F. C., 1978, Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, Part 1., pp. 294-308.
 5. N. H. Kim, J. S. Kim, J. P. Cho, J. H. Yun, J. H. Peck, S. G. Lee, S. B. Nam, H. J. Kwon, Wet surface Performance test of Fin-tube Heat exchangers with slit-wavy fin, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No.2(1997), pp. 153-162
 6. Y. J. Chang, C. C. Wang, Air Side Performance of Brazed Aluminum Heat Exchangers J. Enhanced Heat Transfer 3, pp.15-28(1996)
 7. R.L. Webb and S. H. Jung, 1992 Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 98, Pt. 2, pp.391-401
 8. C. B. Chiou, C.C. Wang, Y. J. Chang, and D. C. Lu, 1994, Experimental Study of Heat transfer and Flow Friction Characteristics of Automotive Evaporators, ASHRAE Trans. Vol. 100, Pt. 2, pp.575-581.
 9. Kim, M. H. 1998, Air -side Wet surface Performance of Aluminum Heat exchanger, Proceedings of the SAREK '98 Winter Annual Conference (II), pp. 669-704.
 10. ARI 410-81, 1981, Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils, Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
 11. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill Co.,
 12. Schmidt, Th. E., 1949, Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces, Refrigeration Engineering, April, pp.351-357.
 13. Kandlikar, S. G., A model for Correlating Flow Boiling Heat Transfer in Augmented Tubes and Compact Evaporators, J. Heat Transfer, vol. 113, pp.966-972(1991)