

경사지게 설치된 평행류형 알루미늄 열교환기의 공기측 전열 성능

김도영, 조진표, 김내현[†], 박내현^{*}, 황준현^{*}
 인천대학교 기계공학과, ^{*}(주)LG전자

Air-side Performance of Aluminum Heat Exchangers at Different Inclination Angles

Do-Young Kim, Jin-Pyo Cho, Nae-Hyun Kim[†], Nae-Hyun Park^{**}, Jun-Hyun Hwang^{**}
Graduate School of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 402-749, Korea
^{*}Department of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 402-749, Korea
^{**}LG electronics, Changwon, Korea

(Received October 28, 2007; revision received January 22, 2008)

ABSTRACT: The effect of inclination angle on the heat transfer and pressure drop characteristics of the brazed aluminum heat exchangers is experimentally investigated. Three samples having different fin pitches (1.25, 1.5 and 2.0 mm) were tested. Results show that heat transfer coefficient is not affected by the inclination angle. However, the friction factor increases as the inclination angle increases with negligible difference between the forward and backward inclination. Both the heat transfer coefficient and the friction factor are the smallest at $F_p = 1.5$ mm, followed by $F_p = 2.0$ mm and 1.25 mm. Possible explanation is provided considering the louver layout. Comparison with existing correlations is also made.

Key words: Louver fin(루버핀), Brazed aluminum heat exchanger(평행류형 알루미늄 열교환기), Flat tube(평판관), Inclination(경사)

기 호 설 명

| | | | |
|-------|------------------------------|-----------|--|
| A | : 열전달면적 [m ²] | j | : Colburn j 인자 [Eq.(14)] |
| c_p | : 비열 [J /kg °C] | k | : 열전도도[W/mK] |
| C_r | : 열용량비 [Eq. (6)] | L_i | : 루버 길이 [mm] |
| D_h | : 수력직경 [m] | L_p | : 루버 피치 [mm] |
| F_D | : 유동방향의 핀길이 [m] | \dot{m} | : 질량 유량 [kg/s] |
| F_p | : 핀 피치 [mm] | NTU | : 전달 단위수 [Eq.(7)] |
| f | : 공기측 마찰계수 [Eq.(15)] | Pr | : Prandtl 수 |
| f_i | : 관내측 마찰계수 [Eq.(10)] | Q | : 전열량 [W] |
| H | : 핀 높이 [mm] | Re_{Lp} | : L_p 에 기초한 Reynolds수[$=V_{max}L_p/\nu$] |
| h | : 열전달계수 [W/m ² K] | S_1 | : 입출구 방향전환 루버길이 [m] |
| | | S_2 | : 중앙 방향전환 루버 길이 [m] |
| | | t | : 관벽두께 [m] |
| | | T | : 온도 [K] |
| | | T_p | : 관 피치 [m] |
| | | t_f | : 핀 두께 [m] |

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

U : 총합 열전달계수 [$W/m^2 K$]
 V_{max} : 최대 공기 속도 [m/s]

그리스 문자

α : 루버각 [deg]
 β : 경사각 [deg]
 ϵ : 유용도 [Eq.(5)]
 ΔP : 압력손실 [Pa]
 n : 핀효율 [Eq. (12)]
 n_o : 표면효율 [Eq. (11)]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ν : 점성계수 [m^2/s]
 σ : 축소계수

하첨자

c : 열교환기 코어
 i : 관내측
 in : 입구
 f : 핀
 m : 평균
 max : 최대
 min : 최소
 o : 공기측
 out : 출구
 t : 관

1. 서 론

핀-관 열교환기는 가정용 공조기의 응축기나 증발기로 널리 사용되고 있다. 냉매와 공기의 열교환의 경우 공기측에 대부분의 열저항이 있게 되고 이를 줄이기 위하여 고성능 핀, 소구경관 등 여러가지 방법이 사용되고 있다. 하지만 핀-관 열교환기는 핀과 관 사이에 접촉저항이 존재하고 관 후방에서 전열 성능이 감소하는 등 고효율화, 소형화에는 한계가 있다. 이러한 단점은 납작한 평판관을 사용하고 핀과 관을 브레이징한 알루미늄 열교환기를 사용하면 개선될 수 있다. 알루미늄 열교환기는 그간 자동차용 응축기로 널리 사용되어 왔다. 알루미늄 열교환기에서는 평판관 내로 냉매가 흐르고 공기측에는 루버핀이 사용된다. 최근들어 알루미늄 열교환기를 가정용공조기

에 적용하려는 시도가 있다. Webb and Jung⁽¹⁾은 평판관 열교환기는 기존 핀-관 열교환기의 절반의 체적으로 동일성능을 낼 수 있다고 보고하였다. Webb and Lee⁽²⁾는 866 fins per meter의 핀 피치를 가진 알루미늄 열교환기와 7.0mm 원관에 1024 fins per meter의 핀 피치를 가진 핀-관 열교환기의 성능을 비교하였는데 알루미늄 열교환기가 50%가량 재료를 절감할 수 있음을 보고하였다. 최근들어 가정용 공조기의 실내기가 천정 매립형으로 개발되고 있다. 이 경우 천정고의 제약 때문에 증발기가 경사지게 설치된다.

알루미늄 열교환기에 사용되는 루버 핀의 전열 성능에 대한 연구는 Davenport⁽³⁾를 필두로 하여 많은 연구자들이 실험을 통해서나^(1, 4-8) 해석적으로⁽⁹⁾ 또는 수치해석을 사용하여⁽¹⁰⁻¹⁷⁾ 수행하여 왔다. 하지만 대부분의 연구는 열교환기가 유입방향에 직각으로 설치된 상태에서 수행되었고 경사지게 설치된 경우에 대한 연구는 매우 드물다. Osada et al.⁽¹⁸⁾은 단일 열의 루버 핀(유동 깊이 58, 70 mm, 핀 피치 3.0~4.0 mm)에 실험을 통하여 유입방향과 반대 방향으로 경사지게 설치된 경우 전열성능이 개선된다고 보고하였다. Kim 등⁽¹⁹⁾은 유동깊이 20 mm, 핀 피치 1.4 mm, 루버각 27°인 알루미늄 열교환기를 경사각 $-60^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ 범위에서 실험을 수행하였는데 열전달계수에 미치는 영향은 미미하나 압력손실의 경우는 경사각이 커질수록 증가한다고 보고하였다. 이러한 경향은 관군으로 구성된 열교환기^(20, 21)에서도 유사하게 나타났다. 하지만 핀-관 열교환기의 경우 Chang et al.⁽²²⁾은 경사각이 증가할수록 열전달계수와 마찰계수가 감소한다고 보고하였다. 그 이유로 경사각이 증가함에 따라 관군의 배열이 초기의 엇갈림 배열에서 정렬 배열로 변화하기 때 문이라고 설명하였다.

상기 문헌 조사 결과 알루미늄 열교환기의 경사각에 대한 연구는 Kim et al.⁽¹⁹⁾이 유일함을 알 수 있다. 하지만 그들은 유동깊이 20 mm, 핀 피치 1.4 mm, 루버각 27°인 하나의 시료에 대해서만 실험을 수행하였다. 본 연구에서는 유동 깊이 34 mm, 루버각 22°이고 핀 피치가 1.25 mm, 1.5 mm, 2.0 mm인 세 종류의 시료에 대하여 경사각을 경사각 $-60^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ 범위에서 실험을 수행하였다.

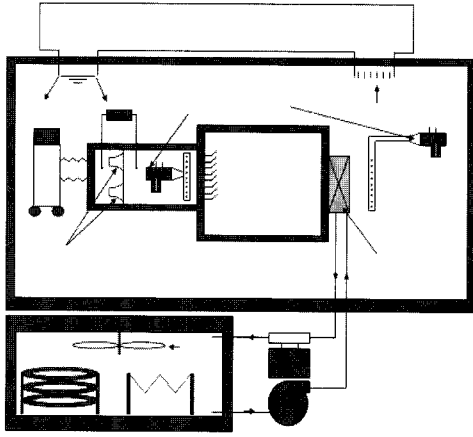


Fig. 3 Schematic drawing of the apparatus.

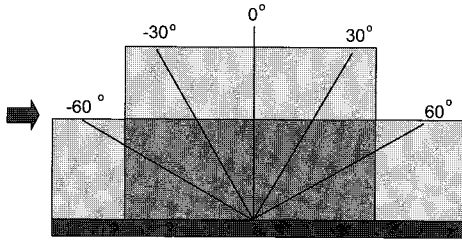


Fig. 4 A sketch showing the installation of the sample.

2.3 자료처리

시료의 전열량은 관내측과 공기측의 평균값을 사용하였다.

$$Q = (Q_o + Q_i)/2 \quad (1)$$

$$Q_o = \dot{m}_o c_{p,o} (T_{o,out} - T_{o,in}) \quad (2)$$

$$Q_i = \dot{m}_i c_{p,i} (T_{i,in} - T_{i,out}) \quad (3)$$

시료의 UA 값은 비혼합-비혼합 직교류의 -NTU 관계식으로부터 구해진다.

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{C_r} \{ \exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \} \right] \quad (4)$$

$$\epsilon = Q/Q_{\max} \quad (5)$$

$$C_r = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{\min} NTU \quad (7)$$

공기측 열전달계수 h_o 는 전체 열저항으로부터 관내측과 관벽의 열저항을 빼내어 아래식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k_i A_t} \quad (8)$$

관내측 열전달계수는 Gnielinski⁽²⁵⁾식으로부터 구하였다.

$$h_i = \left(\frac{k_i}{D_{h,i}} \right) \frac{(\text{Re}_{D_{h,i}} - 1000) \text{Pr}_i (f_i/2)}{1.0 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (\text{Pr}_i^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$f_i = [1.58 \ln(\text{Re}_{D_{h,i}} - 3.27)]^{-2} \quad (10)$$

실험중 관 내측의 Reynolds수는 6,000을 유지하였는데 이 값이 본 실험장치에서 얻을 수 있는 최대값이었다. 관내측의 수력직경이 매우 작기 때문에 허용된 압력손실 하에서 얻을 수 있는 고온수 유속엔 한계가 있었다. 실험중 관내측 열저항은 전체 열저항의 8%내를 유지하였다. 표면효율은 식(11)로부터 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (11)$$

핀효율은 Shah⁽²⁶⁾의 제안에 따라 아래식에서 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t} \left(1 + \frac{t}{F_D}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - t \quad (13)$$

열교환기 실험에서는 열전달계수는 Colburn j 인자로 나타내는 것이 일반적이다.

$$\text{Re}_{L_p} = \frac{V_{\max} L_p}{\nu} \quad (14)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_o V_{\max} c_{p,o}} \text{Pr}_o^{2/3} \quad (15)$$

여기서 V_{\max} 는 최대유속으로 모든 유동이 루버를 통과할 때 얻어지는 값이다. 마찰계수는 다음 식으로 구한다.

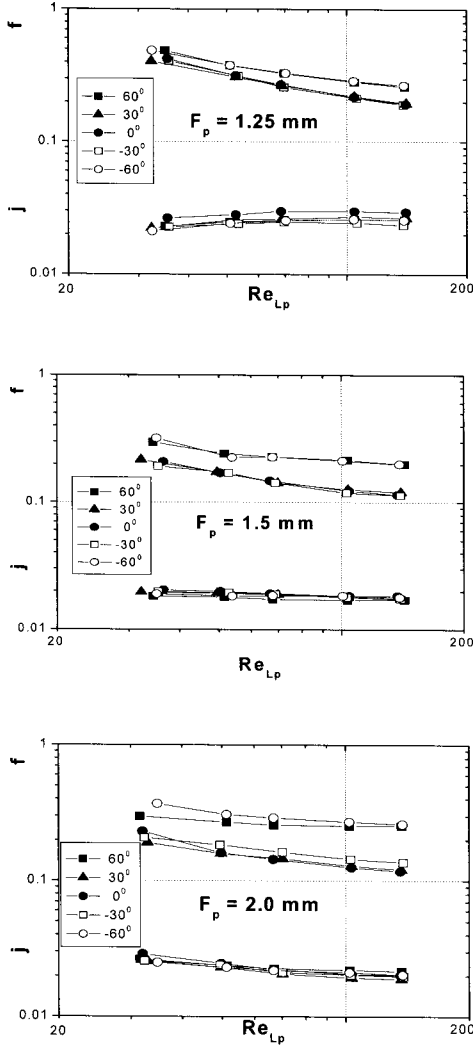


Fig. 5 Graphs showing the effect of inclination angle on j and f factors.

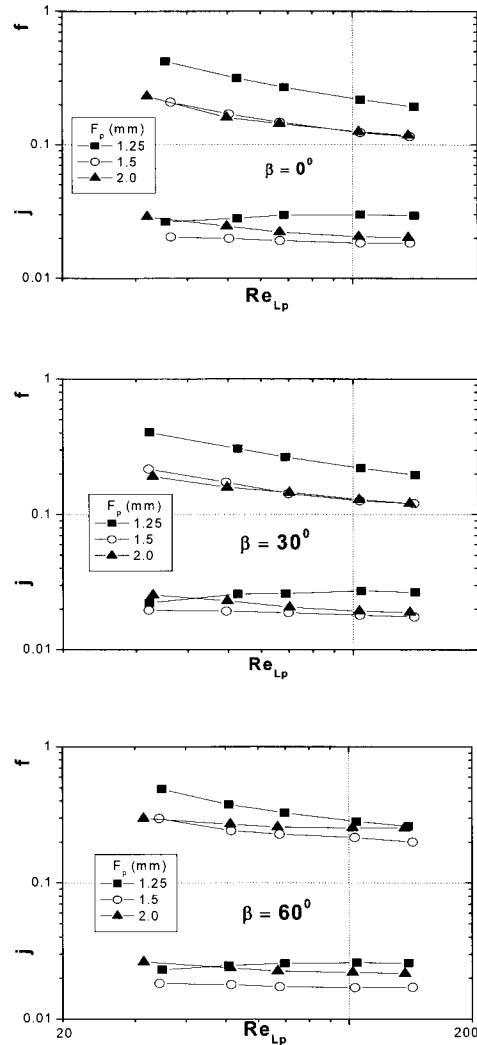


Fig. 6 Graphs showing the effect of fin pitch on j and f factors.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - K_c + 1 - \sigma^2 \right] - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \quad (16)$$

여기서 K_c 와 K_e 는 열교환기 입출구 손실계수로 Kays와 London⁽²⁷⁾의 Fig. 5~Fig. 6로부터 구한다. 본 실험에서는 시료가 설치된 덕트의 입구와 출구의 압력 차를 측정하였다. 따라서 측정되

는 압력손실은 덕트의 압력손실을 포함하게 되는데 시료만의 압력손실을 구하기 위해서는 덕트의 압력손실을 빼어주어야 한다. 덕트의 압력손실은 시료없이 덕트만 설치하여 측정하였다. 식(16)의 ΔP 는 시료만의 압력손실이다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 5에 세 종류의 시료에 대하여 경사각에 따

른 j 인자와 마찰계수를 나타내었다. 이 그림은 j 인자가 경사각에 무관함을 보여준다. Kim et al.⁽¹⁹⁾도 유동깊이 20 mm, 핀 피치 1.4 mm의 평판관 열교환기 시료에 대하여 동일한 경향을 보고한 바 있다. 마찰계수는 경사각이 증가할수록 증가하는데 30°에서는 증가량이 미미하나 60°가 되면 현저히 증가함을 보여준다. 60°의 경우 0°에 비해 압력손실이 핀 피치 1.25 mm에서는 23%, 1.5 mm에서는 61%, 2.0 mm에서는 72% 증가한다. Fig. 5는 경사방향 (+ 또는 -)이 압력손실에 미치는 영향은 미미함을 보여준다.

Fig. 6에 설치각 0°, 30°, 60°에서 핀 피치에 따른 j 인자와 마찰계수를 나타내었다. 이 그림은 1.5 mm 핀 피치에서 열전달계수가 가장 작고 1.25 mm에서 열전달계수가 최대가 됨을 보여준다. 2.0 mm의 경우는 1.5 mm보다는 다소 크다. 마찰계수도 동일한 경향을 보인다. 루버 핀의 경우 핀 피치가 감소할수록 유동이 루버를 따라 흐르고 따라서 열전달 성능이 개선되는 것으로 알려져 있다.⁽²⁸⁾ 하지만 본 연구의 결과는 최소 j 와 f 인자가 2.0 mm 핀 피치가 아니고 1.5 mm 핀 피치에서 나타남을 보여주는데 루버 배열로부터 그 이유를 유추할 수 있다. Fig. 7에 세 핀 핀치의 루버 배열을 나타내었다. 모든 경우 루버각은 22°로 동일하다. 이 그림에서 점선은 루버 각을 그린 선이다. Fig. 7은 핀 피치 1.5 mm의 경우 인접한 핀의 루버가 상류 루버의 연장선 상에 놓여 있음을 보여준다. 다른 핀 피치에서는 상류 루버의 연장선이 하류 루버 사이를 통과한다. 루버 유동의 경우 루버를 지나며 생성된 후류가 하류

루버의 전열성능에 큰 영향을 미친다⁽²⁸⁾. 만일 후류가 완전히 소산되지 않아서 하류 루버가 후류 중에 묻힌다면 하류 루버의 전열성능은 현저히 감소하게 된다. 후류가 소산되기 위해서는 소산 거리가 필요하고 이 거리는 유속이 감소할수록 증가하리라 사료된다. 특히 본 연구와 같은 저 Reynolds수 유동의 경우는 상당한 소산거리가 필요하리라 예상되는데 이러한 면에서 핀 피치 1.5 mm는 다른 경우보다 불리하고 따라서 전열성능이 감소하는 것으로 판단된다.

본 실험자료를 Sahnoun and Webb⁽⁹⁾의 해석 모델을 비롯한 기존 상관식들과 비교하였고 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8은 j 인자의 경우 모든 상관식이 실험 자료를 과대 예측함을 보여준다. 이는 본 실험의 Reynolds 수가 30부터 140사이의 저 Reynolds수로 기존 상관식의 적용 범위를 벗어나기 때문으로 판단된다. 기존 상관식인 Chang and Wang,⁽²⁹⁾ Kim and Bullard,⁽³⁰⁾ Achaicha and Cowell⁽⁵⁾ 상관식의 적용범위는 Reynolds수 100이상이고 Sahnoun과 Webb⁽⁹⁾ 모델은 Reynolds수 400이상의 유동가시화 결과⁽²¹⁾를 기초로 개발되었다. Fig. 8은 Reynolds 수가 증가할

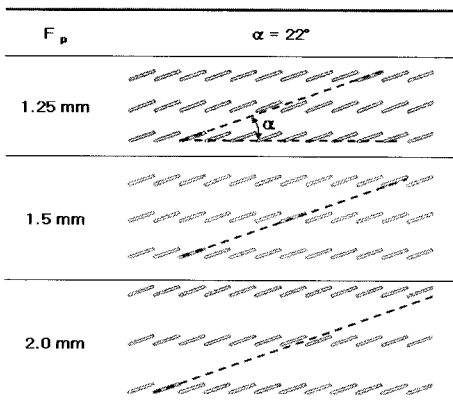


Fig. 7 Louver layout at different fin pitches.

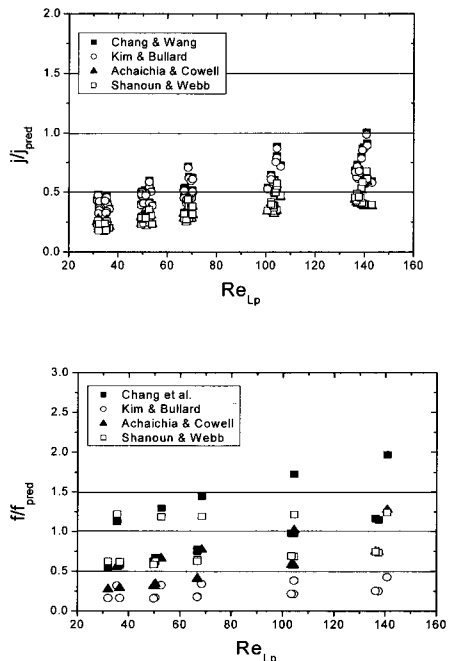


Fig. 8 Present data compared with existing correlations.

수록 상관식들의 예측성능이 개선됨을 보여준다. 마찰계수의 경우는 수직설치(경사각 0°)시 획득된 데이터만을 상관식과 비교하였다. 이는 마찰계수가 j 인자와는 달리 설치각에 따라 영향을 받는 것으로 나타났기 때문이다. 마찰계수의 경우도 대체로 과대 예측하나 Chang et al.,⁽³¹⁾ Sahnoun과 Webb⁽⁹⁾은 일부 데이터를 과소예측함을 보인다. Achaichia와 Cowell⁽⁵⁾ 상관식은 마찰 계수를 과소 예측한다.

4. 결 론

본 연구에서는 경사각이 루버핀 열교환기의 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하였다. 핀 피치가 1.25 mm, 1.5 mm, 2.0 mm 인 세 종류의 시료에 대하여 경사각 $-60^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ 범위에서 실험을 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 경사각이 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만하였다.

(2) 압력 손실은 경사각이 증가하면 증가하였다. 경사각 60° 의 경우 0° 에 비해 핀 피치 1.25 mm에서는 23%, 1.5 mm에서는 61%, 2.0 mm에서는 72% 증가하였다. 또한 설치 방향(전방 기울기 또는 후방 기울기)이 압력손실에 미치는 영향은 무시할 만 하였다.

(3) 핀 피치 1.5 mm에서 열전달계수가 가장 작고 1.25 mm에서 열전달계수가 가장 크게 나타났다. 2.0 mm의 경우도 1.5 mm보다는 다소 크게 나타났는데 이는 핀 피치 1.5 mm의 루버 배열이 다른 경우보다 불리하기 때문으로 판단된다.

(4) 기존 상관식들은 본 데이터를 대체로 과대 예측하였다. 이는 본 실험의 Reynolds 수가 30부터 140사이의 저 Reynolds 수로 기존 상관식의 적용범위를 벗어나기 때문으로 판단된다.

참고문헌

1. Webb, R. L. and Jung, S. H., 1992, Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 98, No. 2, pp. 391-410.
2. Webb, R. L. and Lee, H., 2001, Brazed aluminum heat exchangers for residential air-conditioning, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 8 pp. 1-14.
3. Davenport, C. J., 1980, Heat transfer and fluid flow in louvered triangular ducts, Ph.D thesis, Lanchester Polytechnic, U. K.
4. Davenport, C. J., 1983, Correlation of heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, AIChE Symp. Ser. Vol. 79 pp. 19-27.
5. Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, Exp. Thermal Fluid Science, Vol. 1 pp. 147-157.
6. Sunden, B. and Svantessen, J., 1992, Correlation of j and f factors for multi-louvered heat transfer surfaces, In : Proceedings of Third UK National Heat Transfer Conference, pp. 805-811.
7. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1996, Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 3, No. 1, pp. 15-28.
8. Kim, M. H. and Park, W. Y., 1998, Air-side heat transfer and pressure drop characteristics of louvered fin heat exchangers, Proceedings of the KSME '98 fall conference, pp. 123-128.
9. Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry, J. Heat Transfer, Vol. 114 pp. 893-900.
10. Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, A finite difference analysis of fully developed periodic laminar flow in inclined louvered arrays, In : Proceedings of Second UK National Heat Transfer Conference, Glasgow, pp. 883-888.
11. Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1990, Research on fins for air-conditioning heat exchangers (first report, numerical analysis of heat transfer on louvered fins), JSME International Journal, Series II, Vol. 33, Paper No. 88-1254A.
12. Suga, K., Aoki, H. and Shingawa, T., 1990,

- Numerical analysis on two dimensional flow and heat transfer on louvered fins using overlaid grids, JSME International Journal, Vol. 33 pp. 122-127.
13. Achaichia, A., Heikal, M. Y., Sulaimna, Y. and Cowell, T. A., 1994, Numerical Investigation of flow and friction in louver fin arrays, In : Proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference, Vol. 4, pp. 333-338.
 14. Tafti, D. K., Wang, G. and Lin, W., 2000, Flow transition in a multi-louvered fin array, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43 pp. 901-919.
 15. Kang C. S. and Choi, T. M., 1993, A basic study on air flow characteristics in louvered fins, KSME J., Vol. 17, No. 5, pp. 1276-1293.
 16. Lee, K. S., Jeon, C. D. and Lee, J. H., 1994, Study of flow structure and pressure drop characteristics in louvered-fin type heat exchanger, J. SAREK, Vol. 6, No. 2, pp. 140-154.
 17. Park, B. S., Cho, J. H. and Han, C. S., 2001, Three dimensional analysis for the performance of the corrugated louver fin for a vehicle heat exchanger. Proceedings of SAREK 2001 summer conference, pp. 431-441.
 18. Osada, H., Aoki, H., Ohara T. and Kuroyanagi, K., 1999, Experimental analysis for enhancing automotive evaporator fin performance, in Proceedings of the International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technologies for the Process Industries, pp. 439-445.
 19. Kim, M. H., Youn, B. and Bullard, C. W., 2001, Effect of inclination on the airside performance of a brazed aluminum heat exchanger under dry and wet conditions, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 44 pp. 4613-4623.
 20. Groehn, H. G., 1983, Heat transfer and flow resistance of yawed tube bundle heat exchangers, Heat Exchanger : Theory and Practice, Hemisphere, Washington, DC, pp. 299-310.
 21. Monheit M. and Freim, J., 1986, Effect of tube bank inclination on the thermal hydraulic performance of air cooled heat exchangers, in Proceedings of 8th Int. Heat Transfer Conf., pp. 2727-2732.
 22. Chang, W. R., Wang, C. C. and Chang, Y. J., 1994, Effect of an inclination angle on the heat transfer and pressure drop characteristics of a wavy finned-tube heat exchanger, ASHRAE Trans., Vol. 100, No. 2, pp. 826-832.
 23. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
 24. ASHRAE Standard 41.2, 1987, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
 25. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
 26. Shah, R. K., 1985, Compact heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications, Rohsenow W. M. et al. eds., pp. 181-200.
 27. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Books.
 28. Webb, R. L., 1990, The flow structure in louvered fin heat exchanger geometry, SAE 900722.
 29. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
 30. Kim M. H. and Bullard, C. W., 2002, Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, Int. J. Refrigeration Vol. 25 pp. 390-400.
 31. Chang, Y. J., Hsu, K. C., Lin, Y. T. and Wang, C. C., 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43 pp. 2237-2243.