

컴퓨터 CPU 냉각용 방열기의 열유동특성에 관한 연구

차 동 안, 권 오 경[†], 윤 재 호
한국생산기술연구원 에너지설비센터

A Study on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of Radiator for Computer CPU Cooling

Dong-An Cha, Oh-Kyung Kwon[†], Jae-Ho Yun

Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

(Received June 28, 2010; revision received September 3, 2010)

ABSTRACT: The performance of louver-finned flat-tube and fin and tube radiators for computer CPU liquid cooling was experimentally investigated. In this study, 7 samples of radiators with different shape and pass number (1, 2, 10) were tested in a wind tunnel. The experiments were conducted under the different air velocity ranged from 1 to 4 m/s. The water flow rate through a pass was 1.2 LPM. Inlet temperatures of air and water were 20°C and 30°C respectively. It was found that the best performance was observed in the louver-finned flat-tube sample considering pressure drop and heat transfer coefficient.

Key words: Computer CPU(컴퓨터 CPU), Flat-tube(평판관형), Liquid cooling(수냉식 냉각), Louver-fin(루버 휨), Radiator(방열기)

기 호 설 명

A_i : 물 측 표면적 [mm^2]
 A_o : 공기 측 표면적 [mm^2]
 F_D : 유동방향의 휨 길이 [mm]
 F_P : 휨 피치 [mm]
 H : 휨 높이 [mm]
 L_p : 루버피치 [mm]
 h_i : 물 측 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]
 h_o : 공기 측 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]
 P : 압력 [Pa]
 Re_{L_p} : 루버피치 기준 레이놀즈수
 ΔT_{lm} : 대수평균온도차 [$^{\circ}\text{C}$]
 UA : 총괄열전달계수 [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]

그리스 문자

η : 휨 효율

하첨자

e : 루버 끝단
 i : 물측
 o : 공기측
 $s1$: 루버가 없는 휨
 $s2$: 방향전환 루버

1. 서 론

컴퓨터의 소형화, 고밀도화 추세는 부품별 소비전력의 밀도를 높이고 이에 따른 급격한 발열량의 증가를 초래하기 때문에 효율적인 냉각방법의 개발이 요구된다. 컴퓨터 내부에서 발생된 열이 주위의 냉

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: kwonok@kitech.re.kr

각유체로 적절히 방출되지 못하면 기기 내부의 온도상승을 유발해 컴퓨터 부품의 원활한 작동과 성능이 유지될 수 없기 때문이다. 실제로 전자칩의 작동온도가 설계온도보다 약 10℃ 높아지면 칩의 수명이 50% 이상 감소한다는 보고도 있다.⁽¹⁾ 특히, 단위면적당 발열량이 급격히 증가하고 있기 때문에 컴퓨터의 안정적인 작동을 위해서는 제품의 허용온도를 유지하기 위한 고성능 냉각기술의 개발이 시급하다고 할 수 있다.

컴퓨터 CPU 냉각방식에는 크게 공기를 이용하는 방식이 보편화되어 사용되고 있으며, 최근에는 미세채널을 이용하여 물로 냉각하는 수냉식 방식⁽²⁾과 압축기를 이용하여 냉각하는 방식의 연구⁽³⁾가 활발히 진행되고 있다.

컴퓨터의 보급 수량이 늘어나고 높은 성능이 요구됨에 따라 PC 내부 발열량도 급격히 증가하고 있으며, 초기의 공기를 이용하는 방식에서 냉각성능이 뛰어난 수냉식 냉각방식으로 점차 변화하고 있다.

Fig. 1에서 보는바와 같이 수냉식 냉각 방식은 워터블록, 방열기, 펌프(pump), 배관으로 구성되며 소형 펌프를 이용하여 물이나 다른 성분의 유체를 순환시키고 발열부에서 워터블록으로 제거한 열을 방열기를 통하여 상대적으로 온도가 낮은 본체 외부의 공기와 열교환으로 유체의 온도를 낮게 만들어 줌으로써 발열부를 낮은 온도로 유지하는 방식이다. 수냉식 냉각방식에서 발열부와 접촉하는 워터블록도 중요한 부분이지만 효율적으로 유체와 외부의 공기를 열교환 시킬 수 있는 방열기도 대단히 중요한 요소이다.

지금까지 공조용 에어컨과 자동차용 방열기에 적용되는 평판관형 루버핀⁽⁴⁻⁵⁾과 핀관형⁽⁶⁾에 관한 연구는 활발히 진행되고 있지만, 컴퓨터 냉각용에 적용가능한 방열기에 관한 연구는 대단히 부족한 실정이다.

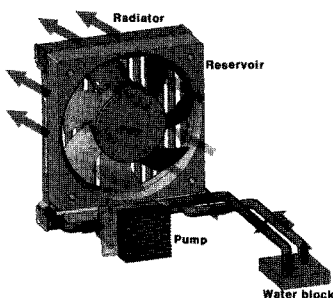


Fig. 1 Layout of liquid cooling system.

본 연구에서는 컴퓨터 CPU 발열량 150 W급 이상의 방열기를 설계하기 위해서 자동차용으로 사용되는 방열기의 크기를 120×120 mm로 컴퓨터 CPU 수냉식 냉각용으로 축소 제작하였다. 실험에 사용된 열교환기는 평판관형 루버핀과 핀관형 총 7종류이며 풍속과 유량을 변화 시켰을 때 열전달과 유동 특성을 비교 평가함으로써 컴퓨터 CPU 수냉식 냉각방식의 설계 자료로 활용하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에서는 흡입형 풍동(wind tunnel) 실험 장치를 구성하여 사용하였으며 Fig. 2는 본 실험의 대상인 컴퓨터 CPU 냉각용 방열기의 실험장치 개략도를 나타낸 것이다.

실험장치는 크게 송풍장치, 덕트, 시험부, 온수공급을 위한 항온조와 자료획득 장치로 구성되어 있다. 물측의 경우 온도와 유량을 일정하게 유지하도록 항온조, 기어펌프, 디지털 유량계, 차압계 등을 설치하였으며, 공기측은 일정 풍속을 유지할 수 있도록 팬(fan) inverter를 설치하고 터널로 유입되는 온도는 항온·항습기를 이용하여 일정하게 제어하였다. 그리고 다점 풍속계와 마이크로 마노미터로 유입공기의 풍속과 시험부의 입·출구 공기의 차압을 측정하도록 하였고 각각 5개의 T-type 열전대를 설치하여 입·출구 공기의 온도를 측정하고 이 온도도 유체의 혼합평균 온도(bulk temperature)를 결정하였다

2.2 실험방법

Table 1은 실험에 사용된 방열기의 사양을 나타낸 것이다. 실험대상 방열기는 팬레저버 사양(120×120 mm)에 맞추기 위해서 열교환기 종류에 상관없이 전면면적을 동일하게(0.0127~0.0129 m²) 제작하였다. 또한 열교환기의 폭은 제작여건을 고려하여 평판관형 루버핀의 경우 19 mm, 핀튜브형인 경우에는 27.5 mm로 차이가 있다.

평판관형 루버핀은 평판관의 폭이 19 mm, 9 홀인 1pass(시편 1), 2pass(시편 2) 2종류와 시편 2와 동일하면서 실제 쿨링 시스템과 같이 팬이 부착된다고 가정하여 팬 모터 허브 부를 막은(시편 6) 3가지 종류를 실험하였다. 핀관형에서는 FPI(Fin Pitch Inch)

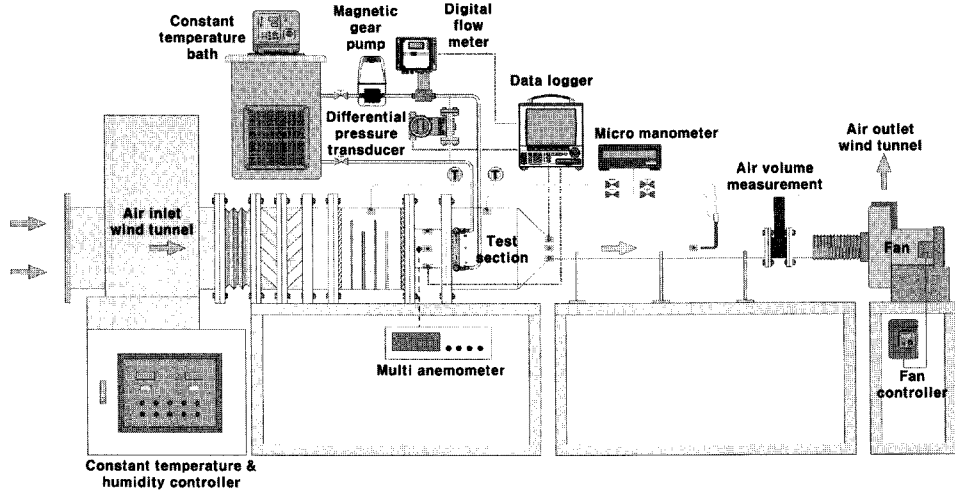


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

가 다른 64 fin(시편 3), 72 fin(시편 4), 83 fin(시편 5) 3가지 종류와 팬 모터 허브 부를 막은 64 fin(시편 7) 총 4가지 종류를 실험하였다.

Table 2의 실험조건과 같이 항온조에서 물의 온도를 일정하게 유지한 후 펌프를 가동시켜 유량을 조절하였다. 그리고 풍동을 가동시켜 시험부에서 풍속을 측정하여 일정 풍속으로 유지하도록 한 후 항온항습기를 가동시켜 터널 입구공기의 온도를 20℃로 일정하게 조절하였다. 유입되는 공기와 물의 온도가 일정해지면 열전달률 이용하여 입구와 출구의 온도를 측정하였다. 방열기의 열적성능을 비교하기 위해

서 각 시편을 교체하여 실험하였고 시험부의 온도변화가 ±0.5℃이내, 압력은 ±5 kPa이내의 범위에 있을 때 정상상태에 도달하였다고 판단하고 이 때 부터 데이터를 측정하여 데이터 레코더(MV200 30CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다.

계측장비의 오차로써 유량은 ±0.1%, 온도는 ±0.15%, 압력은 ±0.1%이다. 실험 데이터에 대한 불확실성⁽⁷⁾ 해석을 통해서 열전달률 ±0.76%, 열전달계수 ±1.07%, j인자(j factor) ±1.08%, f인자(f factor) ±0.22%의 값을 가진다.

Table 1 Specifications of radiator

Sample No.1	Sample No.2	Sample No.3	Sample No.4	Sample No.5	Sample No.6	Sample No.7
118×110 mm Fin pitch : 1.5 mm L_p , angel : 1.5 mm, 20°		115×110 mm L_p : 1.8 mm 64 Fin	115×110 mm L_p : 1.8 mm 72 Fin	115×110 mm L_p : 1.8 mm 83 Fin	118×110 mm Fan attachment	115×110 mm Fan attachment
Front area : 0.0129 m ² Depth : 19.0 mm		0.0127 m ² 27.5 mm	0.0127 m ² 27.5 mm	0.0127 m ² 27.5 mm	0.0129 m ² 19.0 mm	0.0127 m ² 27.5 mm
1 Pass	2 Pass	10 Pass			2 Pass	10 Pass

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Air inlet temp(°C)	20
Air velocity(m/s)	1, 2, 3, 4
Water inlet temp(°C)	30
Water flow rate(LPM)	1.2

2.3 실험결과 처리

열전달량은 물측과 공기측의 평균값을 사용하였고 \dot{m}_o , \dot{m}_i 와 $c_{p,o}$, $c_{p,i}$ 는 공기와 물의 질량유량과 정압비열이다. T_o , T_i 는 공기와 물의 온도이다.

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

$$Q_o = \dot{m}c_{p,o}(T_{o2} - T_{o1}) \quad (2)$$

$$Q_i = \dot{m}c_{p,i}(T_{i1} - T_{i2}) \quad (3)$$

총괄 열전달계수를 구하기 위해서 대수 평균온도차를 이용하여 식(4)와 같이 구하였다.

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

관내측 열전달계수 h_i 는 Nusselt수(Nu_{D_h})의 관계식을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_i = \frac{Nu_{D_h} k_w}{D_h} \quad (5)$$

여기서, k_w 는 물의 열전도율이며, Nu_{D_h} ⁽⁸⁾는 식(6) 및 식(7)에서 구하였다.

$$Nu_{D_h} = 7.54 \quad (6)$$

$$+ \frac{0.03(D_h/L)Re_{D_h}Pr}{1.0 + 0.016[(D_h/L)Re_{D_h}Pr]^{2/3}} \quad (Re_{D_h} \leq 2800)$$

$$Nu_{D_h} = \left(\frac{k_i}{D_{hi}}\right) \frac{(Re_{D_{hi}} - 1000)Pr_i(f_i/2)}{1.0 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

$$(3000 < Re_{D_h} \leq 10^6)$$

여기서, f_i 는 관 내부의 마찰계수로써 식(8)과 같

이 구할 수 있다.⁽⁸⁾

$$f_i = (0.79 \ln(Re_{D_h}) - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

공기 측 열전달계수 h_o 는 UA 와 h_i 를 식(9)에 대입하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k_t A_t} \quad (9)$$

여기서, A_t , A_i , k_t , η , t 는 관의 외측면적, 관의 내측면적, 관 열전도계수, 총괄표면효율, 관 벽 두께를 나타낸다.

식(9)에서의 표면효율(η_o)의 계산은 평판관 루버핀 형상에 대해서 Shah⁽⁹⁾에 의해 제안된 핀효율식(10)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (10)$$

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (11)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t} \left(1 + \frac{t}{F_D}\right)} \quad (12)$$

$$l = \frac{H}{2} - t \quad (13)$$

하첨자 f 는 핀을 나타내며 A_f , k_f , t , H 는 핀의 표면적, 핀의 열전달 계수, 핀 두께, 핀 높이를 나타낸다.

공기 측 풍속변화에 따른 루버피치를 기준으로 한 레이놀즈수는 식(14)에 의해 구할 수 있다.

$$Re_{L_p} = \frac{\rho V L_p}{\mu} \quad (14)$$

여기서, V 는 열교환기 전면의 풍속을 나타내고, L_p 는 각 시핀의 루버피치를 나타낸다.

공기 측 열전달특성을 나타내는 j factor는 식(15)에 의해 구할 수 있다.

$$j = \frac{h_o}{\rho_a c_{p_a} V_{max}} Pr^{2/3} \quad (15)$$

여기서, ρ_a , c_{p_a} 와 V_{max} 는 공기의 밀도, 비열 및

열교환기 코어에서의 최대속도이다.

열교환기의 압력강하의 특성을 나타내는 f factor는 식(16)와 같이 나타내었다.

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

여기서, A_c , A_{fr} 와 A 는 최소 자유유동면적, 공기측 전면면적 및 전체 열전달면적을 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 실험결과와 타당성을 확인하기 위해서 관내의 물측과 관외의 공기측 열평형을 나타낸 것이다

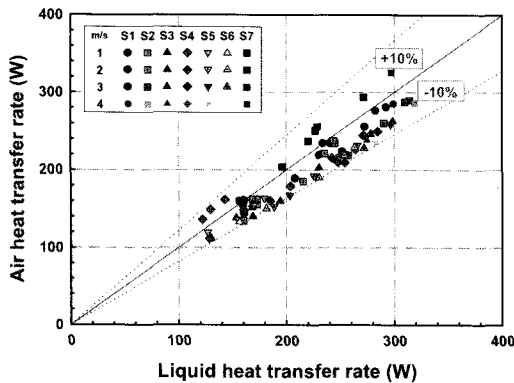


Fig. 3 Heat balance of air to water side.

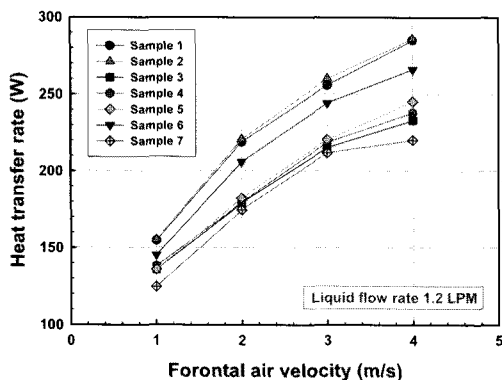


Fig. 4 Variation of air heat transfer rate with frontal air velocity.

다. 실험대상 7종류의 모든 시편에 대해서 수행되었으며, 물측과 공기측의 열평형이 $\pm 10\%$ 내에 위치하므로 실험데이터를 신뢰할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 4는 공기의 전면풍속에 대한 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 관내의 물측 유량은 1.2 LPM으로 고정된 상태에서 풍속이 증가함에 따라 열전달량은 증가하는 경향을 보이며, 풍속 1 m/s에서 최소 125 W, 풍속 4 m/s에서 최대 286 W의 열전달량을 나타내어 설계치를 만족함을 확인할 수 있었다. 또한 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다 약 15~25% 정도의 높은 열전달량을 나타내었다.

Fig. 5는 공기의 전면풍속에 대한 압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 풍속이 증가함에 따라 압력강하는 증대하는 경향을 보이며, 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다도 압력강하가 작게 나타나 압력강하 측면에서도 유리함을 알 수 있다. 그리고 실제

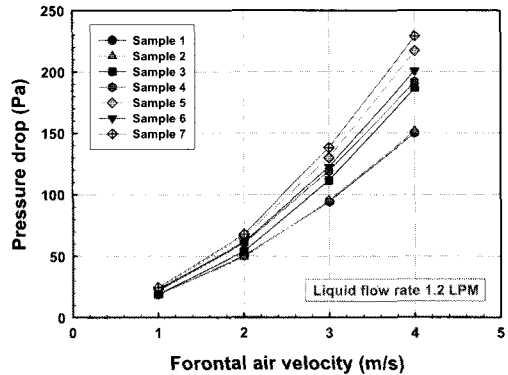


Fig. 5 Variation of air pressure drop with frontal air velocity.

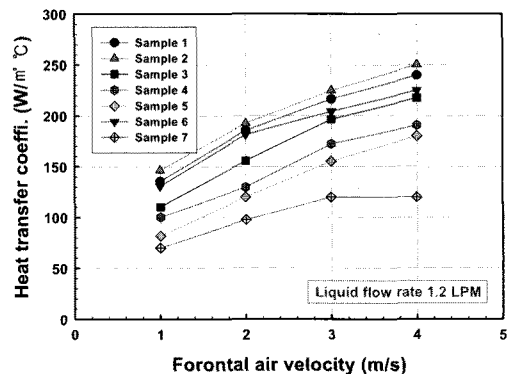


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with frontal air velocity.

팬 모터가 설치된 환경으로 조성한 시편 비교에서는 동일한 평판관형 루버핀을 사용하는 시편 2와 허브부를 설치한 시편 6의 경우 압력강하가 평균 21.6%로 크게 증가하였고, 핀 관을 사용한 시편 3과 동일한 핀관에 허브부를 설치한 시편 7은 압력강하가 평균 5.2%로 비교적 작게 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 6은 공기의 전면풍속에 대한 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 풍속이 증가함에 따라 3 m/s까지는 열전달계수가 크게 증가하는 경향을 보이다가 4 m/s에서는 그 증가폭이 둔화됨을 알 수 있다. 이것은 관내의 물층 유량은 1.2 LPM으로 고정된 상태에서 공기 측의 전면풍속이 증가 되더라도 얻을 수 있는 열전달량에는 한계가 있기 때문으로 판단된다. Fig. 4의 열전달량과 마찬가지로 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다 약 13~25% 정도의 높은 열전달특성을 나타내었다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각의 시편이 공기측 전면면

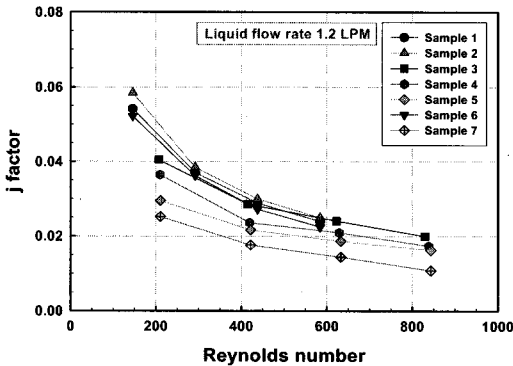


Fig. 7 Variation of j factor with the Reynolds number.

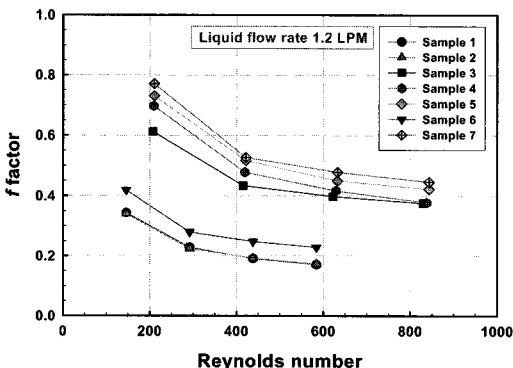


Fig. 8 Variation of f factor with the Reynolds number.

적은 동일하지만 직선유로의 길이가 각각 19 mm, 27.5 mm이고 루버피치가 각각 1.5 mm, 1.8 mm로 상이한 핀으로 제작한 방열기를 무차원 영역에서의 열전달특성과 압력강하특성 비교를 위하여 루버피치 기준 레이놀즈수에 따라 나타낸 것이다. 여기서는 여러 가지 서로 다른 열교환기의 열전달특성과 압력강하특성을 정량적으로 비교하기 위해 식(14)와 식(15)를 이용하여 j factor와 f factor로 나타내었다.

레이놀즈수가 증가함에 따라 j factor와 f factor는 감소되는 일반적인 경향을 보였으며, j factor와 f factor 모두 평판관형 루버핀 방열기가 우수한 성능을 나타내었다. 이것은 Fig. 5와 6의 결과에서 보듯이 열전달계수와 압력강하특성에서 평판관형 루버핀 방열기가 우수하기 때문에 영향을 준 것으로 판단된다.

4. 결 론

컴퓨터 CPU 수냉식 냉각용에 사용하기 위해 선정된 120×120 mm의 평판관형 루버핀과 핀관형 방열기의 열유동특성을 실험적으로 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 풍속에 따라 최소 125 W, 최대 286 W의 열전달량을 나타내어 방열기 설계치를 만족하였으며, 동일한 전면면적 기준에서 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다 약 15~25% 정도의 높은 열전달량을 나타내었다.

(2) 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다도 압력강하가 작게 나타났으며 팬이 부착된 것으로 가정 한 시편 비교에서는 평판관형 루버핀에서 약 21.6%, 핀관형 방열기에서 약 5.2% 정도의 성능저하가 발생하였다.

(3) 열전달계수는 평판관형 루버핀이 핀관형 방열기보다 약 13~25% 정도의 높은 열전달특성을 나타내었다.

(4) 레이놀즈수가 증가함에 따라 j factor와 f factor는 감소되는 일반적인 경향을 보였으며, j factor와 f factor 모두 평판관형 루버핀 방열기가 우수한 성능을 나타내었다.

후 기

본 연구는 산업기술연구회의 협동연구사업(과제 번호 : B551179-05-02-08)의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Hanamann, R. J., 1981, Microelectronic device thermal resistance : A format for standardization, Heat Transfer in Electronic Equipment (ASME HTD-20), pp. 39-48.
2. Kwon, O. K., Choi, M. J., Cha, D. A., and Yun, J. H., 2008, A study on thermal performance of micro channel water block for computer CPU cooling, Transaction of the KSME, Vol. 32, No. 10, pp. 776-783.
3. Schmidt, R., 2000, Low temperature electronic cooling, Electronics Cooling, Vol. 6, No. 3, pp. 1-7.
4. Cho, J. P., Oh, W. K., Kim, N. H., and Youn, B., 2002, Air-side performance of louver-finned flat aluminum heat exchangers at a low velocity region, Transactions of the KSME, Vol. 26, No. 12, pp. 1681-1691.
5. Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2002, Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 390-400.
6. Tang, L. H., Zeng, M., Xie, G. N., and Wang, Q. W., 2009, Fin pattern effects on air side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows, Heat Transfer Engineering, Vol. 30, pp. 171-180.
7. Holman, J. P., 2000, Experimental Method for Engineer, 7th ed., McGraw-Hill, pp. 51-60.
8. Mills, A. F., 1995, Basic Heat and Mass Transfer, Irwin, Chicago, pp. 233-243.
9. Shah, R. K., 1985, Compact heat exchangers in handbook of heat transfer applications, Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N. eds., pp. 181-200.