

# PF 열교환기의 열전달과 압력강하 특성 실험 연구

엄유식, 서동남, 박경만, 이상재\*, 김대훈\*, 권영철\*\*,†

선문대학교 대학원, \*한국산업기술시험원, \*\*선문대학교 기계공학과

## Experimental of Study on Heat Transfer and Pressure drop of PF Heat Exchangers

Y.S. Um, D.N. Seo, K.M. Park, S.J. Lee\*, D.H. Kim\*, Y.C. Kwon\*\*

Graduate school, Sunmoon University, Chungnam

\* Korea Testing Laboratory, Seoul 152-848, Korea

\*\* Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam

**ABSTRACT:** In the present study, the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of the fin-tube and PF heat exchangers have been experimentally investigated under the cooling standard condition. Fin type of PF heat exchanger is a triangler and squarer form. The experimental data of the slit fin-tube and two kinds of PF heat exchangers are measured using the air-enthalpy calorimeter and the constant temperature water bath. As the inlet air velocity increases, the heat transfer rate and pressure drop of the heat exchanger increased. The heat transfer rate and pressure drop of PF-2 heat exchanger of the squarer fin is larger than that of PF-1 heat exchanger of the triangler fin. As the inlet air temperature increases, the heat transfer rate decreases and the pressure drop is nearly uniform.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Heat Transfer(열전달), Pressure drop(압력강하), Fin-tube(핀-관), Parallel flow(평행류)

기 호 설 명	
$A$	: 공기측 열전달면적[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	: 정압비열 [J/kg °C]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$\Delta P$	: 공기측 압력강하[Pa]
$Q$	: 열전달량 [kW]
$T$	: 온도 [°C]
$V$	: 유입공기속도 [m/s]

### 하첨자

$a$	: 공기
$i$	: 입구
$o$	: 출구
$w$	: 물

### 1. 서 론

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 대한 인간의 욕구가 증가되면서 공조시스템은 가정 및 산업 전반에 걸쳐 사용이 증가되고 있다. 이에 에너지 수요도 급격히 팽창하여 공조기의 에너지 소비량이 건물에서 소비되는 전체 에너지의 절반을 차지하고 있는 실정이다. 에너지의 급격한 수요 증

† Corresponding author

Tel.:+ 82-41-530-2396;fax: + 82-41-530-2981

E-mail address: yckweon1@sunmoon.ac.kr

가로 에너지 부족 현상이 야기됨에 따라 정부에서는 에너지소비 효율 등급제를 시행하는 등 공조기의 에너지소비효율에 대한 규제를 강화하고 있다. 에너지를 효율적으로 이용하고 재료비를 절감하기 위한 열교환기 고효율화, 소형화 연구는 그동안 국내외에서 꾸준히 수행되고 있다.

가정용 공조기에는 주로 핀-관형 열교환기가 사용되고 있다. 핀-관 열교환기는 냉매가 흐르는 원형의 구리관과 공기측의 알루미늄 핀이 기계적인 확관에 의해 접합되어 제작되는데, 원관 후류에서의 유동저항의 증가와 전열성능의 감소, 그리고 기계적 확관에 의한 접촉열저항의 존재로 성능향상에 한계가 있다. 그리고 구리원관의 벤딩, 알루미늄 핀의 삽입 및 확관에 의한 접합, 배관용접 표면처리 및 세척, 진공 테스트 등 생산공정이 다소 복잡하여 자동화에 어려움이 있다. 이러한 단점은 자동차용 응축기를 적용함으로써 개선될 수 있는데, 미세유로를 가진 PF(parallel flow) 열교환기는 냉매측의 수력직경이 작고 공기측의 열유동 특성이 기존의 핀-관 열교환기보다 우수할 뿐 아니라 핀과 평판관(flat tube)을 일체로 브레이징하여 제작하기 때문에 고성능의 소형 열교환기의 개발 및 자동화에 이점이 있다. 또한 열교환기 전체가 알루미늄으로만 제작되기 때문에 열교환기의 중량도 크게 줄일 수 있고 재활용성이 기존의 핀-관 열교환기보다 우수하며, 냉매 충전량도 적어 친환경 제품의 개발이 강조되고 있는 현재 상황에 잘 부합된다<sup>(1)</sup>. Webb and Jung<sup>(2)</sup>은 알루미늄 열교환기를 가정용 열교환기에 적용하기 위한 시험을 수행하였는데 핀-관 열교환기에 비해 50% 정도 성능을 향상시킬 수 있음을 보였다. Bae and Han<sup>(3)</sup>은 차량용 응축기의 가정용 공조기 적용에 대한 연구를 보고하였다. Kim et al<sup>(4)</sup>은 평판관형 알루미늄 열교환기의 단품 및 공조기의 응축기로 적용한 시스템의 성능시험을 수행하였는데 50%정도의 체적에서 동일 성능을 낸다고 보고하였고, Cho et al.<sup>(5)</sup>은 알루미늄 열교환기의 단품 시험 및 중대형 에어컨 적용 시험을 수행하여 열교환기 체적은 기존 핀-관 열교환기의 38% 수준일 때 동일한 냉방능력을 얻을 수 있다고 보고하였다.

본 연구에서는 가정용 공조기의 응축기로 널리 적용되고 있는 핀-관 열교환기와 최근 적용되고 있는 알루미늄 PF 열교환기의 성능을 평가하기

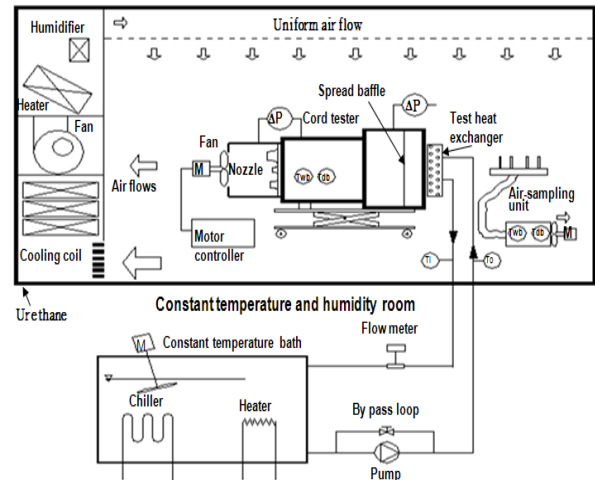


Fig. 1 Schematic diagram of calorimeter.

위하여, 동일 전면면적의 핀-관 열교환기, 그리고 삼각형 및 사각형 형태의 2종의 PF 열교환기의 형상에 따른 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하를 비교 분석하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

본 연구에서 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하를 측정하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터(Fig. 1)를 사용하였고, 열량계산을 위하여 KS C 9306에서 규정한 시험방법을 따랐다.<sup>(6)</sup>

실험에 사용된 칼로리미터는 온습도 조절이 가능한 항온항습 챔버로 냉동기, 가열기 및 가습기 등으로 구성되어 있어, 실내의 온습도를 일정한 상태로 제어하여 실험하고자 하는 열교환기 전면 입구공기의 조건을 원하는 상태로 설정할 수 있다. 성능측정부는 흡입형의 코드테스터로 항온항습 챔버 내에 설치되어 있으며 열교환기를 통과한 공기풍량, 온습도를 측정함으로써 열교환기 능력을 계산할 수 있다. 항온항습 챔버 외부에는 물을 이용한 열교환기의 성능시험을 목적으로 대용량의 항온수조가 설치되어 있어, 열교환기 입구측 물의 유량 및 온도를 제어할 수 있다. 온도 제어는 PID 제어에 의해 설정치 온도를 자동으로 제어한다. 또한 차압계를 이용하여 실험 열교환기에서 발생하는 압력강하를 측정한다. 저항 온도계와 유량계, 차압계에서 발생된 신호와 실내측 풍량측정장치에서 발생된 공기의 온도 및

Table 1 Specifications of heat exchanger

	Fin-tube	PF-1	PF-2
Size (W*H*D,mm)	430*380*25	430*380*16	430*380*16
Number of row	2	1	1
Tube size(mm)	Ø7	16*1.8	16*1.8
Fin type	slit	louver (triangle)	louver (square)
Fin pitch(mm)	1.25	2.35	2.35

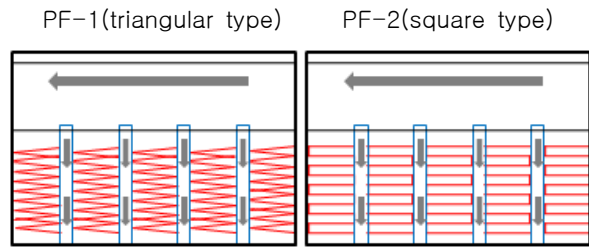


Fig. 2 Fin shape of PF heat exchanger

풍량 신호는 디지털 기록계로 보내어지고 GPIB 통신을 통해 컴퓨터에 입력되어 능력계산을 수행하도록 프로그램화되어 있다.

실험연구에 사용된 열교환기는 챔버 내의 코드 테스트에 부착되었으며, 열교환기와 코드테스터 입구부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 주위를 최대한 밀폐하였고, 열교환기의 U밴드 및 헤더부와 입출구 관로 부분의 열 출입을 최소화하기 위해 단열재를 이용하여 마감처리 하였다. Table. 1은 본 연구에 사용된 열교환기의 사양으로 PF 열교환기 체적은 핀-관 열교환기의 63% 크기이다. Fig. 2는 PF 열교환기의 핀 모양(삼각형, 사각형)을 개념적으로 나타낸 것이다.

## 2.2 실험방법

열교환기 성능을 측정하는 실험에는 여러 가지 방법이 있는데 위해 상사법칙을 이용한 확대모형 실험과 열교환기를 물로 직접 실험하여 공기측 성능을 산출하는 방식이 가장 많이 사용되고 있다. 또한 열 및 물질전달의 상사성을 이용하는 나프탈렌 승화법과 열교환기의 입구유속, 입출구 온도 및 압력 등을 직접 측정하여 열교환기 성능을 평가한다. 본 연구에서는 물을 이용하여 공기의 입구유속, 입출구 온도 및 압력 등을 직접 측정하여 평가하는 방법으로 실험을 수행하였다.

Table 2 Test conditions of heat exchanger

Air-side		Water-side	
Temperature(°C)	25~40	Temperature(°C)	75
Relative humidity(%)	40	Flow rate(lpm)	12
Velocity(m/s)	1.5~3.0		

이 방법은 실물 열교환기를 이용함으로써 실제와 가장 가까운 결과를 얻을 수 있고, 물을 이용함으로써 관내측 열전달계수의 불확실성을 줄일 수 있는 이점을 가지고 있다. 실험데이터는 공기의 온도 및 유속, 물의 입구온도와 유량이 정상상태에 도달한 후, 온도변동이 ±0.1°C 이내로 안정되면 공기의 풍량 및 입출구 건습구온도, 압력차, 물의 유량 및 입출구 온도를 측정하였다. 공기측과 물측의 열평형(heat balance)은 최대 5% 이내에서 일치하는 실험값만을 선택적으로 획득하였다. Table. 2에 명시된 바와 같이 KS C 9306에 규정된 여름철 냉방표준 온도조건(건구온도 35°C, 습도 40%)을 기준으로, 건구온도를 25~40°C 범위에서 5°C씩 변화를 주었고, 물측 입구 온도는 냉매시스템에서 응축기 입구 온도가 70~80°C 범위임을 고려하여 75°C로 설정하였다. 물 유량은 12 l/min이며, 전면 공기유속은 1.5~3.0 m/s로 0.5 m/s씩 변화를 주어 열교환기의 성능을 측정하였다.

## 2.3 실험결과 처리방법

본 실험에서는 응축기의 공기 및 물측 입출구 온도를 측정하고, 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 공기측에서 얻은 열전달량( $Q_a$ )과 물측에서 잃은 열전달량( $Q_w$ )을 구하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

실험의 신뢰도를 확보하기 위하여 측정된 공기와 물의 열전달량은 다음과 같은 열평형식을 사용하였다.

$$Heat\ balance\ (\%) = \frac{Q_a - Q_w}{Q_a} \times 100 \quad (3)$$

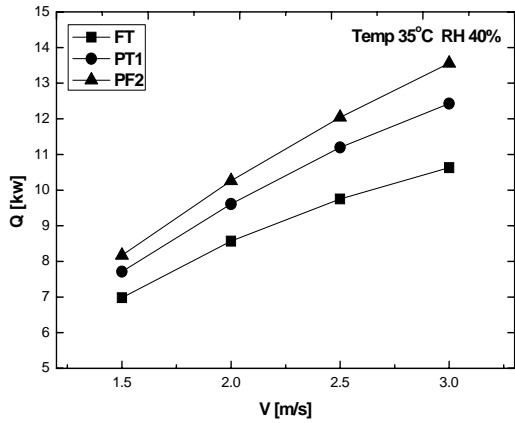


Fig. 3 Heat transfer rate for air velocities

### 3. 실험결과

Fig. 3은 건구온도 35°C, 습도 40%에서 유입 공기 속도 1.5~3.0 m/s에 대한 열전달량을 나타낸 것이다. 유입공기의 속도에 따라 PF-2 열교환기의 열전달량은 핀-관 열교환기에 비해 17~27.5% 크게 나타났고, PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 열전달량보다 10~16% 크게 나타났다. 유입공기의 속도가 증가함에 따라 PF 열교환기와 핀-관 열교환기의 열전달량 차는 점점 크게 나타났다. 이는 공기유속이 증가함에 따라 열전달에 미치는 대류의 영향이 전도에 의한 영향보다 상대적으로 커지므로 공기유속이 증가할수록 차이가 커지는 것으로 판단된다. PF-2 열교환기의 열전달량이 PF-1 열교환기 열전달량보다 6~9% 더 크게 나타났는데, 이는 Fig. 2에서 처럼 핀 모양을 산형에서 사각형으로 바꿔 핀과 튜브의 접촉면적이 증가되어, 핀과 튜브 사이의 열교환이 보다 원활하게 일어났기 때문이다.

Fig. 4는 유입공기 온도 35°C, 상대습도 40%에서 유입공기 속도 1.5~3.0 m/s에 대한 압력강하를 나타낸 것이다. PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 압력강하보다 9~16% 작게 측정되었으며, 이는 Cho et al.<sup>(5)</sup>의 연구결과와 유사한 경향을 보였다. 그러나 PF-2 열교환기의 압력강하는 핀-관 열교환기의 압력강하보다 1~4.7% 크게 관찰되었는데 이는 열교환기의 핀과 관의 조밀도가 핀-관 열교환기보다 크기 때문이며, Kim

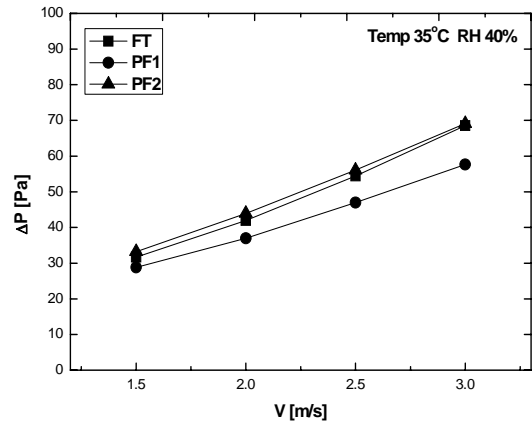


Fig. 4 Air-side pressure drop for air velocities.

at al.<sup>(4)</sup>의 연구결과에서도 열교환기의 체적에 의해 PF 열교환기가 핀-관 열교환기보다 압력강하가 크다고 보고하였다. 핀-관 열교환기의 경우, 유입공기 속도 3.0 m/s에서 PF-2 열교환기와 거의 동일한 압력강하를 보여 그 증가폭이 PF 열교환기에 비해 크게 조사되었다. 공기측의 압력강하는 공기가 열교환기를 통과할 때 발생하는 유로마찰손실과 관의 모양에 따라 결정되는 형상손실로 구분할 수 있는데, PF 열교환기는 핀-관 열교환기에 비해 상대적으로 유로의 마찰에 의한 압력강하가 지배적으로 작용한다. 공기유로에서의 마찰에 의한 압력강하는 핀과 관의 조밀도에 의해 유동저항이 크게 좌우되는데, PF-2 열교환기의 압력강하가 PF-1 열교환기보다 높게 나타난 것은 동일 전면면적에 더 많은 평판관과 핀이 삽입되어 열교환기를 통과하는 공기의 유동저항이 더 크게 작용하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 5는 유입공기 온도 35°C, 상대습도 40%에서 유입공기 속도 1.5~3.0 m/s에 대한 단위 열전달 면적당 열전달량을 나타낸 것이다. 유입공기의 속도에 따라 PF-2 열교환기의 단위 열전달 면적당 열전달량은 핀-관 열교환기의 열전달량보다 61~75% 크게 나타났고, PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 열전달량보다 38~46% 크게 나타났다. PF-2 열교환기의 열전달량은 PF-1 열교환기보다, 12~19% 크게 나타났다. Fig. 6은 유입공기 온도 35°C, 상대습도 40%에서 유입공기 속도 1.5~3.0 m/s에 대한 단위 열전달 면적당 압력강하를 나타낸 것이다. Fig. 4와는 달

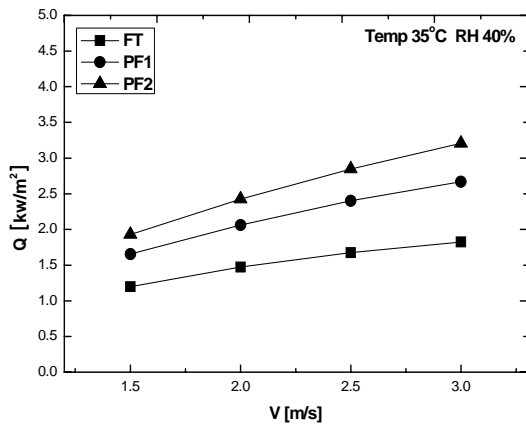


Fig. 5 Heat transfer rate per unit heat transfer area for air velocities

리 유입공기의 속도에 따라 PF-2 열교환기의 단위 열전달 면적당 압력강하는 핀-관 열교환기의 압력강하보다 38~44% 크게 나타났고, PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 압력강하보다 8~14% 크게 나타났다. PF-2 열교환기의 압력강하는 PF-1 열교환기보다, 27~36% 크게 나타났다. PF 열교환기의 압력강하가 핀-관 열교환기보다 크게 나타난 것은 PF 열교환기에 사용된 루버핀은 핀-관 열교환기에 사용된 슬릿핀보다 난류강도를 촉진시켜 압력강하가 증가하였다.

Fig. 7은 유입공기 속도 2.0 m/s에서 유입공기 온도 25~40°C, 상대습도 40%에 대한 열전달량을 나타낸 것이다. 유입공기 온도가 증가할수록 열전달량은 감소하였다. 한편, PF-2 열교환기의 열전달량은 핀-관 열교환기의 열전달량보다 21

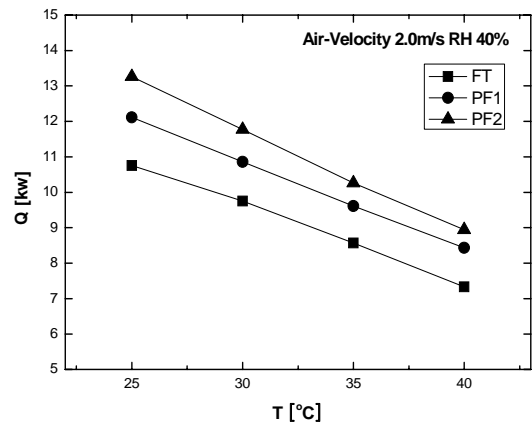


Fig. 7 Heat transfer rate for indoor temperatures.

~22% 크게 나타났고, PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 열전달량보다 13~15% 크게 나타났다. PF-2 열교환기의 열전달량은 PF-1 열교환기보다 6~10% 정도 크게 나타났다.

Fig. 8은 유입공기 속도 2.0 m/s에서 유입공기 온도 25~40°C, 상대습도 40%에 대한 압력강하를 나타낸 것이다. PF-2 열교환기의 압력강하는 핀-관 열교환기보다 4.5% 크게 나타났고, PF-1 열교환기는 핀-관 열교환기의 압력강하보다 12% 작게 나타났다. PF-2 열교환기의 압력강하는 PF-1 열교환기보다 18% 정도 크게 나타났다. 유입공기 온도변화에 대한 열교환기의 압력강하는 온도변화에 상관없이 거의 비슷하게 나타났는데, 이는 열교환기의 시험조건이 건표면 상태로 응축수의 생성으로 인한 마찰계수 변화가 없어

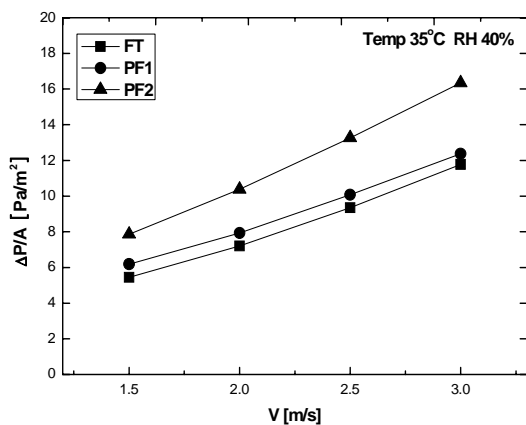


Fig. 6 Air-side pressure drop per unit heat transfer area for air velocities

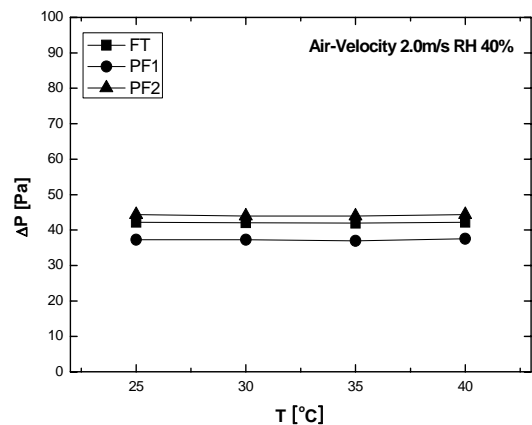


Fig. 8 Air-side pressure drop for indoor temperatures.

일정하게 나타났다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 삼각형과 사각형 핀을 가진 PF 열교환기의 열전달과 압력강하 특성을 조사하기 위하여 핀-관 열교환기와 비교 실험을 수행하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 열교환기의 열전달량은 PF 열교환기가 핀-관 열교환기보다 우수하며, PF-2 열교환기는 PF-1 열교환기의 열전달량보다 6~9% 크게 나타났다.

(2) 공기측의 압력강하는 핀-관 열교환기에 비해 PF-2 열교환기는 1~5% 크게, PF-1 열교환기는 9~16% 작았다. 그리고 PF-2 열교환기는 PF-1 열교환기보다 15~20% 크게 나타났다. PF-1과 PF-2 열교환기의 압력강하는 유입공기 속도가 증가할수록 차이가 줄어들었다.

(3) 사각형 핀이 적용된 PF-2 열교환기는 삼각형 핀 적용한 PF-1 열교환기보다 열전달은 우수하였지만 압력강하도 크게 나타났다.

(4) 유입공기의 온도가 증가할수록 열전달량은 감소하였으며, 압력강하의 변화는 미미하였다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업의 지원에 의해 수행되었습니다.

#### 참고 문헌

1. Chang, Y. J., Wang, C. C. and Chang, W. R., 1996, Air side performance of brazed aluminum heat exchanger, Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 3, pp. 15-28.
2. Webb, R. L. and Jung, S. H., 1992. Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 98, pp. 391-401.
3. Bae, T. S. and Han, C. S., 1996, A feasibility study on room air conditioner with parallel flow condenser, Proceedings of the SAREK, pp. 402-407.
4. Kim, M. H. and Kim, K. J., 1998, Performance evaluation of brazed aluminum heat exchangers for a condenser in Residential air-conditioning applications, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, pp. 44-55.
5. Cho, J. P., Choi, Y. H., Kim, J. H., Kim, N. H. and Kim, J. H., 1999, Performance evaluation of PF-condenser adapted to large size air-conditioner, KSME, pp. 1-6.
6. Korean Standards Association, 2003, KS Air-Conditioner: KS C 9306.
7. Youn, B., 1998, Flow and heat transfer characteristics of cross-flow fin-tube heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, pp. 232-242.