

## 평행류 열교환기가 적용된 무선통신 중계기 냉각용 슬림형 공조기

조진표, 김내현<sup>†</sup>  
인천대학교 기계공학과

### Slim Air-Conditioner with Parallel Flow Heat Exchangers for Cooling of Telecommunication Cabinet

J.-P. Cho, N.-H. Kim<sup>†</sup>

*Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 420-749, Korea*

*(Received November 3, 2008; revision received December 29, 2008)*

**ABSTRACT:** Slim telecommunication cabinet cooler, equipped with parallel flow heat exchangers and operating with R-22, is developed. The performance is compared with imported one, equipped with fin-tube heat exchangers and operating with R-134a. Test results show that the newly-developed cooler increases the cooling capacity by 6% and EER by 33%. The refrigerant charge for the developed cooler is 500 g compared with 1250 g for the imported one. The adoption of parallel flow heat exchanger appears to have reduced the refrigerant charge. In addition, it is shown that the reduced air flow rates through parallel heat exchangers as compared with those through fin-tube heat exchangers are beneficial to the reduction of the equipment noise.

**Key words:** Parallel flow heat exchanger(평행류 열교환기), Telecommunication cabinet cooler(중계기 냉각기), Cooling capacity(냉방능력), EER(에너지소비효율), Fin-tube heat exchanger(핀-튜브 열교환기)

#### 기 호 설 명

- $q_{tci}$  : 실내측 냉방능력 [W]
- $h_{a1}$  : 흡입측 엔탈피 [J/kg]
- $h_{a2}$  : 토출측 엔탈피 [J/kg]
- $v_n$  : 노즐부 습공기 비체적 [ $m^3/kg$ ]
- $W_n$  : 노즐부 절대습도 [kg/kg]
- $Q_{mi}$  : 흡입측 공기량 [ $m^3/s$ ]
- $C$  : 노즐 축소 계수 [dimensionless]
- $A_n$  : 노즐 면적 [ $m^2$ ]
- $P_v$  : 노즐 양단 차압 [Pa]

#### 1. 서 론

우리나라는 세계최초로 CDMA 방식의 디지털 회선집속 방식을 상용화하였고 이후 이동통신 가입자는 기하급수적으로 늘어 현재 2,500만 명을 넘고 있다. 단말기에서 나오는 신호를 수신하고 이를 증폭하여 재송출하는 중계기는 이동통신 시스템의 핵심 구성요소이다. 이동통신의 특성상 중계기를 옥외에 설치하는데, 대기 중의 먼지와 같은 오염 물질로부터 보호하여야 하고, 외부의 전자파로부터 격리하여야 하며, 그 밖의 다른 위해 요소로부터 보호하여야 한다. 이 같은 이유로 중계기의 합체를 밀폐형으로 제작한다.

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

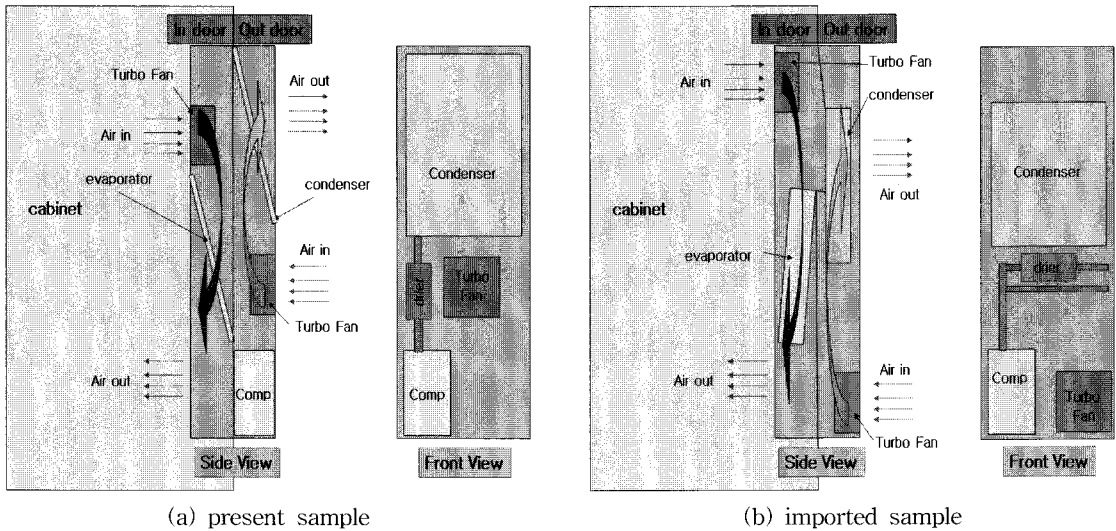


Fig. 1 Layout of the telecommunication cabinet cooler.

합체 내의 발열은 이동통신기의 회선 처리 능력이 증가함에 따라 계속 증가한다.<sup>(1)</sup> 이 열을 적절히 외부로 방출해 주지 않으면 중계기 내의 온도가 상승하여 전자장치 오작동의 원인이 된다. 일반적으로 중계기 내부에 장착되는 전자소자의 작동 상한 온도는 60℃ 정도이다. 중계기에서 발생하는 열은 출력신호가 작은 소형인 경우 수십에서 수백 W이고, 중형인 경우 수백 W에서 1kW 내외, 광통신에 사용되는 대형인 경우 1~4 kW 정도 된다.<sup>(1)</sup> 비교적 발열량이 적은 소형 중계기에서는 내부 발열을 합체 외벽에 방열 핀을 부착하여 자연대류에 의해 처리하고, 중형 중계기의 경우는 방열 핀 또는 팬을 사용하여 외기로 합체를 냉각한다. 대형 중계기에 있어서는 외기 냉각만으로는 부족하므로 공조기(에어컨)를 사용하여 합체를 냉각한다.<sup>(1)</sup> 최근에는 열싸이폰,<sup>(2)</sup> 액체냉각<sup>(3,4)</sup> 등의 냉각방안이 제시되기도 하였다.

합체 냉각용 공조기와 가정용 창문형 공조기의 큰 차이점은 공조기의 깊이에 있다. 창문형 공조기의 경우 증발기와 응축기를 제품 외측에 수직으로 설치하고 그 사이에 팬과 압축기를 장착하여 가로×세로×깊이가 대략 70×70×100 cm 정도의 직육면체로 제작한다. 이러한 형상에서는 공기가 열교환기에 직각으로 공급되므로 전열성능도 좋아지고 압력손실도 줄일 수 있다. 하지만 합체 냉각용 공조기의 경우, 합체 내부에 중계기를 설치할 공간을 확보하고 합체 외부로 뿜출되는

부분을 줄이기 위하여, 공조기의 깊이를 최소화한다. 현재 국내에는 독일제 합체 냉각용 공조기를 수입, 사용하고 있다. 이 공조기는 원형 핀-관 열교환기를 증발기와 응축기로 사용하는데 합체의 깊이를 최소화(대략 30 cm)하기 위하여 공기를 증발기와 응축기의 상부 또는 하부에서 공급한다(Fig. 1(b) 참조). 이러한 형상에서는 열교환기를 통과하는 공기층 압력손실이 현저히 증가하게 된다.

이와 같은 문제점은 알루미늄 평행류형 열교환기를 사용하면 현저히 개선될 수 있다. Webb과 Jung<sup>(5)</sup>은 평행류형 열교환기를 사용하여 핀-관 열교환기보다 체적을 50% 정도까지 줄일 수 있다고 보고하였다. 본 연구에서는 평행류형 열교환기를 증발기와 응축기로 사용하는 냉방능력 1.6 kW급 합체 냉각용 공조기를 개발하고 그 성능을 기존 수입품과 비교하였다.

## 2. 수입품 및 개발품 사양

Fig. 1에 수입품과 개발품 공조기의 개략도를 나타내었다. Table 1에는 부품의 상세한 사양을 나타내었다. 두 제품 모두 깊이는 30 cm이다. 수입품의 경우 좁은 두께로 인하여 증발기 (310 x 250 x 50 mm)와 응축기 (300 x 400 x 66 mm)를 거의 수직으로 설치하며 공기를 열교환기의 상부 또는 하부에서 공급한다. 따라서 공기의 통과유

로가 길어지고 압력손실이 증가하게 된다. 이 때문에 고정압용 터보 팬을 사용하는데 이로 인하여 소음이 증가하는 문제가 발생한다. 증발기, 응축기 및 팬의 상세 사양을 Table 1에 나타내었다.

개발품에서는 증발기와 응축기에 평행류형 열교환기를 적용하여 압력손실을 줄이고 공기유로를 개선하였다. 평행류형 열교환기는 고성능 루버핀과 평판관으로 제작된 열교환기로, 자동차 공조기의 응축기로 사용되고 있고, 가정용 공조기의 응축기로 일부 적용되고 있다. Fig. 2에 본 연구에 사용된 루버핀과 평판관의 상세도를 나타내었다. 루버핀은 루버핏치 1.2mm, 루버각 30° 유동깊이는 20mm이고, 평판관은 두께 2.0mm,

폭 20mm로 관 내측 수력직경은 1.43mm이다. 평행류 열교환기에서는, 평판관의 작은 수력 직경으로 인한 과도한 관 내측 압력 손실을 방지하기 위하여, 헤더를 사용하여 유량을 여러 개의 관에 분지한다. Fig. 3에 응축기와 증발기 적용시 냉매측 회로 구성을 나타내었다. 증발기는 350 x 375 x 20mm이고, 응축기는 350 x 375 x 20mm(작은 사이즈)와 350 x 550 x 20mm(큰 사이즈) 두 종류로 제작하였다. 냉매측은 모두 4패스로 구성되어 있는데 응축기의 경우 응축이 진행되면서 유속이 줄어들기 때문에 패스당 평판관 수를 14-10-7-4(큰 사이즈의 경우는 18-15-10-4)로 감소시켜 나갔다. 증발기의 경우는 반대로 4-7-10-14로 늘려나갔

Table 1 Specification of the present and imported samples

Specification		Present sample	Imported sample
Comp	Maker	LG elec.	Japan
	Model No.	QK 104 KAC	KB134 VPD
	Type	Rotary type	Rotary type
	Capacitor	15 $\mu$ F 370 VAC	16 $\mu$ F 450 VAC
Evap.	W * H * D	350mm*375mm*20mm (4Pass, 14 10-7-4)	310mm*250mm*50mm (4R-4S-2C, I.D. 7.0 $\phi$ )
	Type	Aluminum PF type	Fin and Tube type
	Fin Pitch and Shape	13mm, louver	1.8mm, wavy fin
	Motor Maker	JC INTERNATIONAL	EBM
Cond.	Model No.	M15 190	R2E220 AA40-A8
	Motor rpm	220V : 2568 rpm	220V : 2301 rpm
	Capacitor	2 $\mu$ F 400VAC 50Hz	2 $\mu$ F 400VAC 50Hz
	Fan Size $\phi$ * d	190mm*45mm	220mm*64mm
TXV	W * H * D	350mm*375mm*20mm (4Pass, 14 10-7-4) 350mm*550mm*20mm (4Pass, 18-15 10-4)	300mm*400mm*66mm (3R 16S-1C, I.D. 9.52 $\phi$ )
	Type	AL PF TYPE	Fin and Tube Type
	Fin Pitch and Shape	13mm, louver	1.8mm, wavy fin
	Motor Maker	JC INTERNATIONAL	EBM
Refr.	Model No.	M35 225	R2E225-AU64-41
	Motor rpm	220V : 2684 rpm	220V : 2676 rpm
	Capacitor	4.0 $\mu$ F 450 VAC 50/60 Hz	4.0 $\mu$ F 450VAC 50/60Hz
	Fan Size $\phi$ * d	227mm*63mm	220mm*90mm
Maker	SAGINOMIYA	GERMANY	
Model No.	VPX-340513HC	TLK-00037	
Refr.		R-22	134a

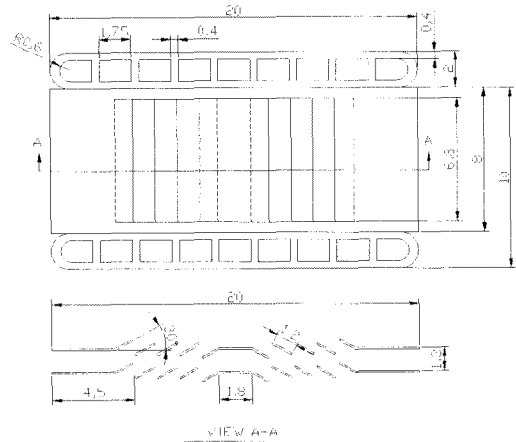


Fig. 2 Louvered-fin and flat tube geometry of the brazed aluminum heat exchanger.

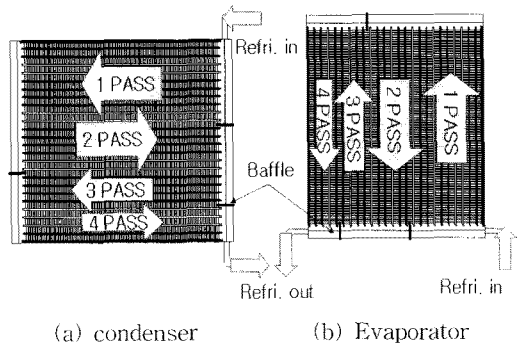


Fig. 3 Sketch of the aluminum heat exchangers installed in the cooler.

다. 증발기의 경우, 공기측 결로수의 배출을 용이하게 하기 위하여, 평판관을 수직으로(헤더를 수평으로) 설치하였다. 반면에 응축기의 경우는, 냉매 흐름에 도움이 되도록 평판관을 수평으로 설치하였다. 수입품에서는 0.8마력, R-134a로터리 압축기가 사용되었으나 개발품에서는 적당한 R-134a 국산 압축기가 없어서 국내 조달이 가능한 R-22 압축기로 대체하였다. 팽창장치로는 과열도 5°도의 온도 감응식 팽창변을 사용하였다. 열교환기, 압축기, 팽창장치의 상세 사양을 Table 1에 나타내었다.

### 3. 시험장치

평행류형 응축기와 증발기가 장착된 두 종류의 개발품과 핀-관 열교환기를 사용한 수입품에 대하여 냉방능력시험을 수행하였다. 시험에 사용된 평행류형 열교환기의 체적은 증발기의 경우 핀-관 열교환기의 67.7%이고, 응축기의 경우는 작은 사이즈와 큰 사이즈에서 각각 33.1%와 48.1%이다. Cho et al.<sup>(6-7)</sup>은 평행류 열교환기를 가정용 공조기에 적용한 시험에서 핀-관 열교환기의 37%~40%의 체적에서 동일한 성능이 나타난다고 보고하였다. 냉매 충전량변화 실험은 Cho et al.<sup>(6-7)</sup>의 연구결과를 바탕으로 핀-관 열교환기의 50~60% 수준인 400 g~600 g 사이에서 수행되었다.

Fig. 4에 시험장치를 나타내었다. 실험장치는 2실 칼로리미터로 항온항습 챔버, 흡입식 풍동, 온도측정 샘플러, 자료획득 장치로 구성되어 있다. KS C 9306<sup>(8)</sup> 조건하에서 실험을 수행하였고, Table 2에 실험조건을 정리하였다. 시료의 냉방능력은 증발기 풍량과 입출구 온습도로부터 다음 식으로

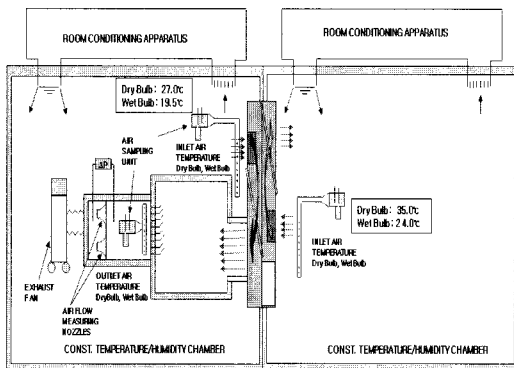


Fig. 4 Psychrometric calorimeter.

Table 2 Test conditions

Specification	Test condition
indoor(dry bulb/wet bulb)	27.0 °C/19.5 °C
outdoor(dry bulb/wet bulb)	35.0 °C/24.0 °C
refrigerant charge(import)	1100~1300 g(R-134a)
refrigerant charge(present)	400~600 g(R-22)

부터 계산된다.

노즐차압을 이용하여 공기측 풍량을 측정하였고<sup>(9)</sup> 샘플링 방법으로 입출구 온습도를 측정하였다.<sup>(10)</sup> 공기측 온도 측정에는 정밀도  $\pm 0.01$  °C의 고정된 Pt-100  $\Omega$  센서를 사용하였다. 실험의 오차 해석을 ANSI/ASHRAE 37<sup>(11)</sup>에 따라 수행하였는데 공기측 풍량 측정의 오차는  $\pm 0.5\%$ , 냉방능력의 오차는  $\pm 1.2\%$  이내로 나타났다.

$$q_{tci} = Q_{mi} \frac{(h_{a1} - h_{a2})}{v'_n (1 + W_n)} \quad (1)$$

$$Q_{mi} = CA_n \sqrt{2P_v v'_n} \quad (2)$$

$$v'_n = \frac{v_n}{1 + W_n} \quad (3)$$

### 4. 실험결과 및 고찰

Fig. 5에 개발품에 대하여 R-22 충전량을 400~600 g 사이에서 변화시키며 측정된 냉방능력과 소비동력을 나타내었다. 최적 냉매 충전량은 작은 사이즈의 평행류형 응축기를 사용한 경우 450 g, 큰 사이즈의 평행류형 응축기를 장착한 경우 500 g으로 큰 응축기를 장착한 경우 다소 크게 나타났다. 증기압축식 냉동기에서 냉매충전량이 증가하면 응축기와 증발기에 액체가 몰려 응축압력과 증발압력이 올라간다. Fig. 6에 측정된 증발압력과 응축압력을 나타내었다. 냉매 충전량이 증가함에 따라 응축압력과 증발압력이 증가함을 보인다. 증발압력 (또는 증발온도)이 올라가면 냉매 순환량이 증가하여 총합열전달계수가 증가한다. 하지만 증발기 외측을 흐르는 공기와 냉매의 온도차는 감소하게 된다. 증발기의 냉방능력은 총합열전달계수와 온도차의 곱 ( $Q = UA\Delta T$ )에 비례하므로 냉방능력이 최대가 되는 최적 냉매량이 존재하게 된다. 최대 냉방능력은 작은 응축기를 장착한 경우는 1,715 W, 큰 응축기를 장착한 경우는 1,721 W로 큰 응축기에서 다소 크게 나타났

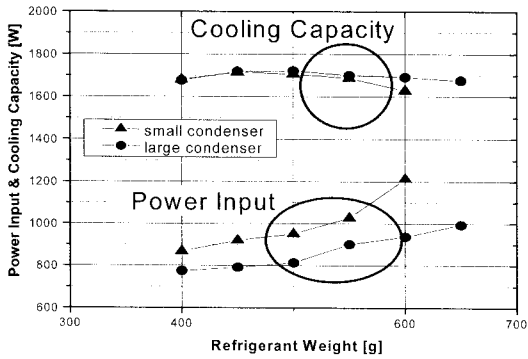


Fig. 5 Cooling capacity and power input for the present samples.

다. 하지만 두 경우 모두 목표치인 1.6 kW를 상회하였다.

Fig. 5에는 소비동력도 나타내었다. 냉매 충전량이 증가할수록 소비동력이 증가함을 알 수 있다. 냉매 충전량이 증가하면 냉매순환량이 증가하고 따라서 소비동력도 증가한다. Fig. 6은 큰 응축기를 사용한 경우에 비하여 작은 응축기를 사용한 경우에 동일한 냉매 충전량에서 소비동력이 더욱 크게 나타남을 보여준다. 이는 동일한 충전량에서 작은 응축기를 사용한 경우 증발온도가 높고 따라서 냉매 순환량이 많아 소비동력이 크게 나타난 것으로 판단된다.

Fig. 5는 또한 냉매 충전량을 400 g에서 600 g으로 증가시켰을 때 소비동력의 증가량이 작은 응축기를 사용한 경우 40%(868 W에서 1,212 W), 큰 응축기를 사용한 경우에 21%(778 W에서 938 W) 증가하였음을 보여준다. 이는 작은 응축기를

사용한 경우 냉매 충전에 따른 증발온도의 증가량이 커서(즉, 냉매순환량의 증가량이 커서) 소비동력이 현저히 크게 증가한 것으로 판단된다. Fig. 6에 냉매 충전량에 따른 증발압력의 증가량을 나타내었는데 작은 응축기를 사용한 경우 현저히 큼을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 작은 응축기를 사용한 경우에 비하여 큰 응축기를 사용한 경우에 동일한 충전량에서 응축압력과 증발압력이 낮음을 보여준다. 이는 큰 응축기를 사용한 경우 체적당 액체 냉매량이 적기 때문에 판단된다. 또한 큰 응축기를 사용한 경우 400 g에서의 증발압력이 450 g이나 500 g보다 높게 나타났다. 큰 응축기를 사용한 냉동시스템에서 냉매 충전량이 너무 적으면 온도감응식 팽창밸브의 과열도 조절 범위를 넘어설 수가 있고, 이에 따라 팽창밸브의 개도 증가로 냉매 순환량이 증가하여 증발압력이 높아진 것으로 판단되나 명확하지는 않다. Fig. 6은 냉매 충전량을 400 g에서 600 g으로 증가시켰을 때, 작은 응축기를 사용한 경우에 응축압력의 증가량은 36%(1.67 MPa에서 2.27 MPa)이나 증발압력의 증가량은 10%(481 Pa에서 530 Pa)로 응축압력 증가량에 비하여 현저히 작음을 보여준다.

Fig. 7에 에너지소비효율(EER)을 비교하였다. 소비효율은 냉방능력을 소비동력으로 나눈 값이다. 큰 응축기를 사용한 경우 소비효율의 최적치는 냉매충전량 450 g에서 2.17로 나타났다. 최대의 냉방능력은 냉매충전량 500 g에서 나타났다. 작은 응축기를 장착한 경우 소비효율은 400 g에서 1.94로 가장 크고 냉매 충전량을 늘려갈수록 값

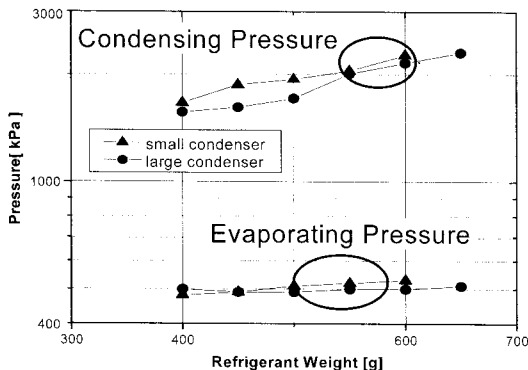


Fig. 6 Condensing and evaporating pressure of the present samples.

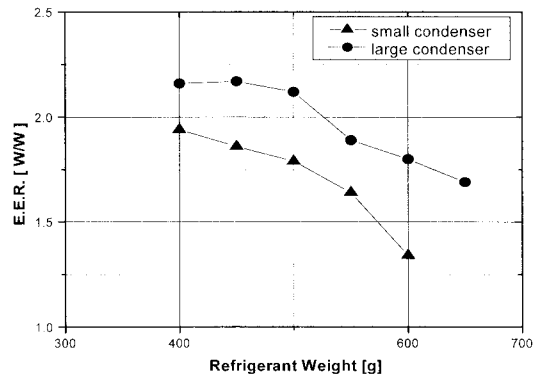


Fig. 7 Energy efficiency ratio of the present samples.

소하였다. 이는 냉매 충전량이 증가함에 따라 소비동력이 현저히 증가하기 때문이다. 따라서 작은 응축기를 사용한 경우 최적의 소비효율을 나타내는 냉매 충전량은 400 g 보다 적을 것으로 사료된다.

수입품에 대해서도 냉매 충전량을 변화시키며 개발품과 동일한 시험을 수행하였다. 수입품의 경우는 냉매 충전량을 1,100 g~1,300 g 사이에서 변화시켰다. 전술한 바와 같이 수입품에는 R-134a 압축기와 원형 핀-관 열교환기가 사용되었다.

Fig. 8에 냉매 충전량 변화에 따른 수입품의 냉각능력과 소비동력을 나타내었다. 최대의 냉각능력이 나타나는 냉매 충전량은 1,250 g이다. 이때 냉각능력은 1,628 W로 나타났다. 큰 응축기가 장착된 개발품의 경우 최대 냉각능력은 냉매 충전량 500 g에서 1,721 W이었다. 따라서 냉매 충전량은 개발품에서 60% 감소하고 냉각능력은 6% 증가함을 알 수 있다. 상기 비교는 서로 다른 냉매를 사용한 두 시스템에 대한 비교이므로 주의를 요하나, 내부 체적이 작은 평행류형 열교환기를 사용한 것이 냉매 충전량을 줄이는 데에 중요한 역할을 하였다고 판단된다. Cho et al.<sup>(6-7)</sup>도 R-22를 사용하는 가정용 에어컨에서 핀-관 열교환기를 평행류 열교환기로 대체하여 냉매 충전량을 35~53% 감소시켰다고 보고한 바 있다.

Table 3에 큰 응축기를 사용한 개발품과 수입품의 성능을 비교하였다. 여기서 최적 냉매량은 냉방능력이 최대가 되는 냉매 충전량을 말한다. 개발품은 수입품보다 냉각능력이 6% 증가하고 소비효율은 33% 증가하였다..

Fig. 9에는 개발품에 사용된 평행류형 열교환

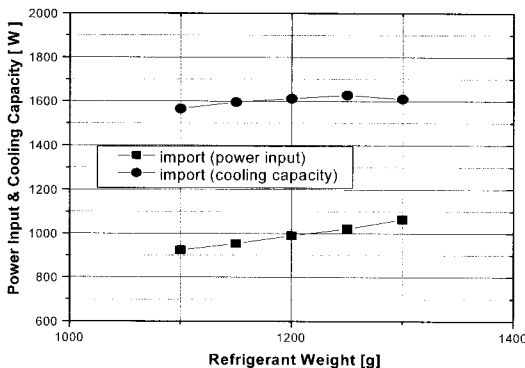


Fig. 8 Cooling capacity and power input for the imported sample.

Table 3 Performance comparison of the present sample with the import sample

Specification	Present (large cond.)	Import
Refrigerant	R-22	R-134a
Heat exchanger	Parallel flow	Fin-tube
Optimum charge(g)	500	1250
Cooling capacity(W)	1721	1628
Power input(W)	813	1021
EER(W/W)	2.12	1.59

기와 수입품에 사용된 핀-튜브 열교환기의 공기측 압력강하를 나타내었다. 이들 열교환기의 사양은 Table 1에 나타나 있다. 개발품의 경우 응축기와 증발기에 동일한 형태(루버핀의 핀 핏치 1.3 mm, 열교환기 깊이 20 mm)의 평행류형 열교환기를 사용하였다. 수입품의 경우, 증발기에는 핀 핏치 1.8 mm, 깊이 50 mm의 핀-관 열교환기를, 응축기에는 핀 핏치 1.8 mm, 깊이 66 mm의 핀-관 열교환기를 사용하였다. 공기측 압력강하 실험은 Fig. 4의 흡입식 풍동에서 수행되었다. Fig. 9로 부터 평행류형 열교환기의 압력강하가 핀-관형 열교환기에 비해서 현저히 적음을 알 수 있다. 따라서 평행류형 열교환기를 사용하면 핀-관 열교환기에 비해 소형 팬을 적용할 수 있어 소음저감의 효과를 볼 수 있다. Table 1에 개발품과 수입품의 팬 사양을 나타내었다. 제품 소음 실험을 무향실에서 수행한 결과 수입품의 실외측 소음치가 76.8 dB이었고 개발품의 경우는 65.0 dB로 11.8 dB 감소함을 확인하였다.

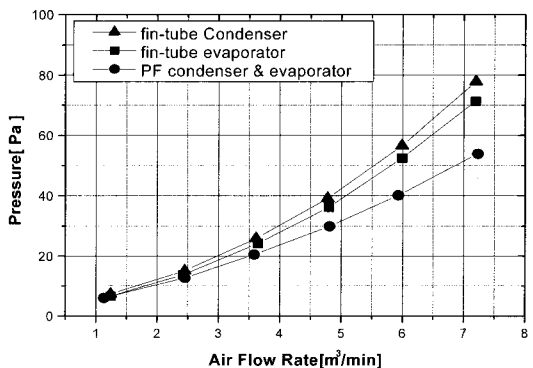


Fig. 9 Comparison of the pressure drop between parallel flow heat exchanger and fin-tube heat exchanger.

4. 결 론

본 연구에서는 R-22를 사용하고 평행류형 열교환기가 적용된 슬립형 중계기용 공조기를 개발하였다. 크기가 다른 두 종류의 응축기가 사용된 개발품에 대하여 냉방능력, 소비전력, 소비효율등을 측정하였다. 또한 이들을 R-134a를 사용하고 핀-관 열교환기가 적용된 기존 수입품과 비교하였다.

(1) 개발품에서는 응축기가 큰 경우 냉방능력과 소비효율이 크게 나타났다. 냉매 충전량 500g에서 최대 냉방능력은 1,721 W, 소비효율은 2.12이었다. 수입품은 냉매 충전량 1,250g에서 최대 냉방능력 1,628 W 소비효율 1.59를 나타내었다. 개발품은 수입품보다 냉각능력이 6% 증가하고 소비효율은 33% 증가하였다.

(2) 개발품의 최적 냉매 충전량은 500g은 수입품 1,250g의 40% 수준이다. 서로 다른 냉매를 사용한 시스템에 대한 비교이긴 하지만, 내부 체적이 작은 평행류형 열교환기를 사용한 것이 냉매 충전량을 줄이는 데에 중요한 역할을 하었다고 판단된다.

(3) 평행류형 응축기가 적용된 개발품에서, 응축기의 크기가 큰 경우 소비전력량이 감소하고 소비효율이 증가하였다.

(4) 핀-관 열교환기를 적용한 수입품보다 평행류형 열교환기를 적용한 개발품에서 공기측 압력손실이 적게 나타났다. 따라서 개발품은 수입품보다 소형 환을 사용할 수 있었고, 그 결과 제품소음을 현저히 줄일 수 있었다.

후 기

본 연구는 2005년도 산·학·연 공동기술개발 컨소시엄사업 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Schmidt, R.R. and Shaukatullah, 2003, Computer and telecommunications equipment room cooling : a review of literature, IEEE Transactions on components and packaging technologies, Vol. 26, No. 1, pp. 89-98.

2. Kang, I.S., Choi, D.K. and Kim, T.Y., 2004, The experimental study on the performance of two-phase loop thermosyphon system for electronic equipment cooling, Trans, B, KSME, Vol. 28, No. 4, pp. 415-424.
3. Jeon, J., Kim, Y., Choi, J.M., Hyun, D.S. and Yun, L., 2007, Performance characteristics of liquid cooling heat exchangers with MPCM slurry designed for telecommunication equipment, Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 710-717.
4. Kim, Y., Choi, J.M., Kang, H., Yoon, J., Kim, Y., Lee, H. and Choi, K., 2006, Performance characteristics of a hybrid air-conditioner for telecommunication equipment rooms, Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 874-880.
5. Webb, R.L. and Jung, S.H., 1992, Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans, Vol. 98, Pt. 2, pp. 391-410.
6. Cho, J.P., Choi, Y.H., Kim, N.H., and Kim, J.H., 1999, Performance evaluation of PF-condenser adapted to package air-conditioner, Proceedings of the SAREK 1999 Winter Annual Conference, pp. 46-51.
7. Cho, J.P., Choi, Y.H., Kim, J.H., Kim, N.H. and Kim, J.H., 2000, Performance evaluation of PF condenser adapted to large size air-conditioner, Proceedings of the KSME 2000 Spring Annual Conference. Vol. I, No. 2, pp. 1-6.
8. KS C 9306 (2002) Air conditioner.
9. ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
10. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
11. ANSI/ASHRAE Standard 37, 2005, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.