

(기술논문)

## 저소음 패키지 에어컨 실내외기 개발에 관한 연구

김 장 권\*

(1995년 2월 9일 접수)

### Study on the Development for Low Noise Indoor and Outdoor Package Air-Conditioner

Jang Kweon Kim

**Key Words :** Sirocco Fan(다익팬), Axial Fan(축류팬), PAC(패키지 에어컨), System Resistance(시스템저항), Noise Spectra(소음스펙트럼), Fan Design(팬설계), Aspect Ratio(형상비)

#### Abstract

The purpose of this study was to reduce the airborne noise emitted from the package air-conditioner(PAC). therefore, the optimum design methods of the fans and the flow-paths were investigated experimentally through the analysis of the noise problems caused by the conventional PAC system, and the fan performance tests and the system resistance measurements of the parts which belong to the flow-paths of the PAC were used to study these noise problems. As a result, through the optimized flow-paths of the new PAC system with the lowest system resistance, and by adjusting and matching the operating point of each fan to each PAC system, the airborne noise reductions from the new indoor PAC and the outdoor one were achieved upto 5.5 dBA and 6.6 dBA respectively in overall noise level as compared with the conventional PAC system.

기 호 설 명			
A	: 패키지 에어컨의 흡입구 그릴면적	[cm <sup>3</sup> ]	R : 임의 각도 $\theta'$ 에 대한 스크롤 곡률반경 [m]
b	: 팬 폭	[m]	S : 소음크기 [dBA]
B	: 스크롤(scroll) 폭	[m]	s : 팁(tip) 틈새 [m]
D	: 직경	[m]	T : 팬 토크(torque) [kgfm]
D <sub>1</sub>	: 팬 내경	[m]	t : 날개(blade) 두께 [m]
D <sub>2</sub>	: 팬 외경	[m]	Z : 팬 날개수 [-]
F	: 주파수	[Hz]	$\alpha$ : 스크롤 팽창각도 ( $\alpha = \tan^{-1}(2R/D_2 * (1 + \pi\theta'/180))$ ) [°]
g	: 중력가속도	[m/sec <sup>2</sup> ]	$\beta_1$ : 날개 입구각도 [°]
N	: 회전수	[rpm]	$\beta_2$ : 날개 출구각도 [°]
P	: 압력	[mmAq]	$\gamma$ : 공기 비중량 [kgf/m <sup>3</sup> ]
Q	: 풍량	[m <sup>3</sup> /min]	$\theta$ : 날개 취부각도 [°]
			$\theta'$ : 임의곡률 R에 대응하는 스크롤 전개각도 [°]

\*회원, LG전자(주), 생활시스템연구소(창원)

⊙	: 팬과 이루는 스크롤의 최소틈새부(cut-off) 각도	[°]
Φ	: 유량계수(flow coefficient)	
	$\left[ = \frac{4 \cdot Q}{\pi^2 D_2^3 N} \right]$	[-]
Ψ	: 압력계수(pressure coefficient)	[-]
	$\left[ = \frac{2g \cdot P}{\gamma (\pi D_2 \cdot N / 60)^2} \right]$	
λ	: 동력계수(power coefficient)	
	$\left[ = \frac{\Phi \cdot \Psi t}{\eta t} \right]$	[-]
η	: 압력효율(pressure efficiency)	[%]
	$\left[ = \frac{P \cdot Q}{2\pi N T} \right]$	
O.P.	: 팬 운전점(fan operating point)	
하첨자		
h	: 허브	
n	: 소음	
o	: 오리피스	
s	: static	
max	: maximum	
smax	: maximum static	
t	: 총합	

## 1. 서 론

국내의 패키지 에어컨(package air conditioner, 이하 PAC라 함)의 시장수요 구조는 크게 업소용과 가정용으로 양분되어 있으며, 최근 들어 중형 모델인 2-3 마력급에서는 가정용으로 보급이 확대되고 있다. 이같은 현상은 소비자들의 소득수준 증대와 대형 아파트 선호 및 국내의 기후가 대기환경 변화에 따라 아열대성으로 변해간다는 장기 기후변화 예측에 의해, 향후에도 중·대용량급을 중심으로 해서 판매가 지속될 것으로 예상된다.

최근들어, 소비자들이 기기 운전중에 쉽게 느낄 수 있는 소음에 대한 관심이 증대됨에 따라, 소음에 대한 불만 해소는 고효율화, 절전화 및 환경보호 측면 못지않게 매우 중요한 사안으로 보고 있다. 따라서, 본 연구에서는 가정에서 안락한 냉방을 즐길 수 있으면서, 위의 문제점들을 동시에 해결할 수 있는 세계 최고수준인 소음목표치 44 dBA 이하에 맞는 신모델 2-3 마력 실내기와 2.5 마력급 실외기 제품을 선진수준에 버금가는 소음치까지 낮추는데 주력하였다.

한편, PAC의 실내기 및 실외기를 저소음화하기 위해서 기존 제품의 소음원 현상분석을 실시한 결과, 실내기 주 소음원은 다익팬의 구동에 의한 송풍 소음으로 나타났으며, 실외기의 주 소음원은 콤프레서의 구동 및 배관계 진동에 의한 소음과 축류팬(axial fan) 구동에 의한 송풍소음으로 나타났다. 그밖에는 모터측에서 120 Hz 고조파음이 존재<sup>(2)</sup>하는 것으로 확인되었다.

따라서 본 연구에서는 실내기의 소음저감을 만족하는 제품의 신설계를 목적으로 시스템 유로저항 손실이 적고, 응축수의 배출 성능도 개선되며, 기존모델과 디자인 측면에서도 차별화된 수 있는 새로운 유로구조를 연구하였다. 또한 이 유로구조에서 다익팬이 최적으로 운전될 수 있도록 다구저실 형계획법을 팬 설계에 적용하여, 저소음화에 대응하는 모델개발에 노력하였다. 한편, 실외기의 경우는 기존 제품에서 유로내 구성부품인 전면부그릴, 마운트모터, 모터 등을 정압 손실이 최소화되도록<sup>(3)</sup> 적정크기를 선정할 후, 관련 부품들을 최적조건으로 조립하여 송풍소음을 저감시키고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 측정방법

본 연구에서 PAC 풍량측정 및 송풍기의 공력 성능 등을 얻기 위해 사용한 실험장치와 측정방법은 문헌<sup>(4)</sup>를 참고하였다.

한편, 소음을 측정하기 위해서는 무향실(암소음이 14 dBA, cutoff 주파수가 250 Hz)과 FFT(fast-fourier transform) 분석기를 사용하였다.

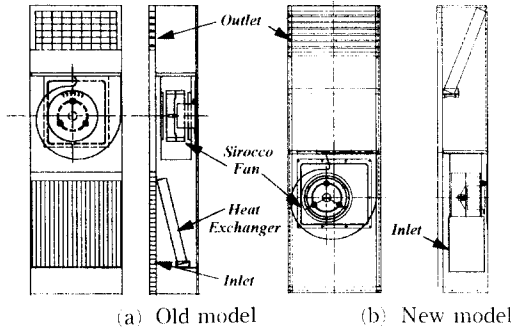
## 3. 저소음 설계 적용방안

### 3.1 실내기의 경우

Fig. 1(a)와 (b)는 각각 기존 및 신규 PAC 실내기로서, 기존 실내기는 열교환기가 공기 흡입측(inlet)인 실내기 하부에 설치되어 있고, 다익팬은 열교환기 상부에 설치되어 있음을 알 수 있다. 그러나 신규 실내기는 열교환기가 토출측(outlet)에 설치되어 있고, 다익팬은 열교환기 하부에 설치되어 있다. Fig. 1(a)의 기존 실내기 유로구조에서 발생하는 문제점은 다익팬이 열교환기 상부에 설치되기 때문에 팬으로 유입되는 열교환기 상단부와 다익팬 하단부 사이의 공기 흡입유로 공간이 협소해진다는 점이다. 또한 한정된 제품 단면의 폭과

**Table 1** Comparison of indoor PAC's specification

Parts	Old PAC	New PAC	Index
PAC size (mm <sup>3</sup> )	1750 (H) * 500 (W) * 320 (D)	1750 (H) * 550 (W) * 300 (D)	D : Depth H : Height W : Width
Inlet size (mm <sup>2</sup> )	670 (H) * 420 (W)	300 (H) * 120 (W)	
Outlet size (mm <sup>2</sup> )	230 (H) * 440 (W)	280 (H) * 495 (W)	



**Fig. 1** Comparison of flow-path between old model and new one in the indoor part

길이 크기 때문에 팬 스크롤의 확대율을 충분히 확보하지 못하는 결과로 팬 성능이 저하되어 목표로 하고자 하는 저소음 운전에는 한계가 존재하게 된다. 그리고 특히 토출부의 기류가 불균일하게 분포되었을 때는 국부적으로 속도가 센 토출 기류에 의한 이상 송풍소음 등이 존재하기도 한다. 따라서 신규 실내기에서는 이같은 문제점들을 해결하면서 저소음 운전을 하기위해, Fig. 1(b)에서와 같이 팬을 실내기 하부로, 열교환기를 실내기 상부로 각각 설치하여, 흡입구와 토출구를 형성시켰다. Table 1은 기존 및 신규 실내기의 구성요소들의 사양을 비교 정리한 것을 나타내고 있다. 신규 실내기에서는 팬스크롤의 확대율을 적절히 반영키 위해 제품의 폭을 증가시킨 반면, 박형을 고려하여 길이는 축소시키는 유로구조를 채택하였다. 특히, 열교환기를 신규 실내기 상부에 설치함으로써, 토출되는 기류는 열교환기를 통과하기 때문에 정류효과로 균일화되어, 토출소음이 부드럽게 된다. 또 흡입부는 기존 실내기 전면부에 설치된 것을 신규 실내기에서는 양측면부로 나누어 설치하여 흡입 소음이 줄어 들도록 설계하였다. 한편, 신규 실내기에 만족하는 다익팬의 최적화 설계<sup>(5)</sup>를 위해 다구체 실험 계획법을 적용한 결과, 제품의 풍량 및 소음에 가

**Table 2** Comparison of double inlet sirocco fan's specification

Parts	Old fan	New fan
$D_1/D_2$	0.85	0.82
$D_0/D_2$	0.967	0.967
$b/D_2$	0.533	0.567
Z	43	48
$\theta$	24	23.7
$\beta_1$	21.2	22.4
$\beta_2$	162.7	161.6
$t/D_2$	0.01	0.01
$s/D_2$	0.0837	0.06
$\phi$	0	0
$B/D_2$	0.6	0.633
$\alpha$	6.36	9

장 민감하게 영향을 주는 인자들은 임펠러(impeller) 내·외경비, 날개수, 날개폭 등으로 확인되었다. Table 2는 기존 및 신규 실내기에서 적용된 양흡입 다익팬의 사양을 비교 정리한 것을 보여주고 있다.

**3.2 실외기의 경우**

Fig. 2(a)는 축류팬, 모터, 콤프레서, 그릴(grille) 등으로 구성된 기존 PAC 실외기의 유로구조를 나타내고 있다. Fig. 2(a)에서 보는 바와 같이 기존 실외기의 유로상태에서 발생하는 가장 큰 문제점들은, 통풍구 크기가 작은 전면부 그릴의 형상이 채용되고, 모터 및 모터마운트의 크기가 과대하게 설계되어 있기 때문에 유로저항이 크게 형성된다는 것이다. 그 밖에 오리피스(orifice or bellmouth) 외측부에서 발생하는 역류와 배리어

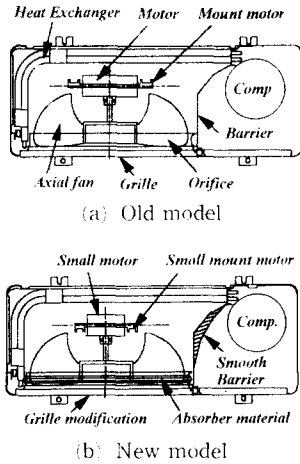
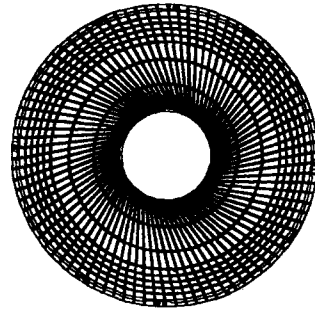


Fig. 2 Comparison of flow-path between old model and new one in the outdoor part

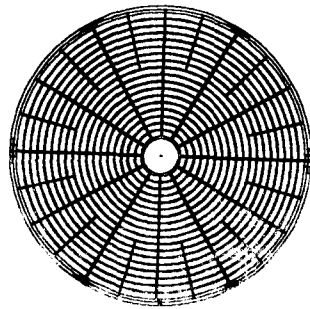
(barrier) 격일부에서 발생하는 유동박리현상때문에 흡입기류의 유입이 제한되는 현상을 생각할 수 있다. 결국 기존 설비에에서는 이로 인해 높은 회전수의 팬 구동에 의한 부하가 형성되어 동소음이 크게 발생하는 것으로 판단할 수 있다. 따라서, 신규 설비에에서는 기존 설비가 외곽코킹을 변경없이 각 부품들을 적당 크기로 재설계를 통해서 유로지형 개선 및 벽리 등에 의한 와(vortex) 코킹을 최소화하고, 팬 주위 기류의 흡토층 상태를 개선시킴으로서 유동소음을 저감시키고자 하였다.

Fig. 2(b)는 축플랜, 콤프레서, 개선된 모터 및 그릴 등으로 구성된 신규 PAC 설비기의 유로구조를 나타내고 있다. 신규 설비기에서는 기존설비기 모터코킹 대비 약 15% 줄어든 모터를 채용하였으며, 모터마운트의 폭도 약 32% 줄이면서 보강용 급형 형상부를 유동방향에 정반대로 격이 적용하였다. 또 배리어는 격일폭도를 약 10% 더 크게 하여(이음반경이 커지도록) 유동이 부드럽게 베기 나가지도록 설계하였다. 한편, Fig. 3(a)와 (b)는 각각 기존 및 신규 설비기에 적용한 전면부 그릴의 형상을 나타낸 것이다. 신규 설비기에서 적용한 전면부 그릴은 Fig. 3(b)에서 이와 같은 형상 채용으로 기존 대비 약 18% 더 큰 개구면적을 확보할 수 있도록 설계하였다. 그밖에 오리피스 외측의 와우 모서리 부분에서 발생하는 재순환 와소음 등을 제거시키고자, 두께 약 10 mm인 흡음재로 오리피스 외측 링태를 둘러 쌓았다.

끝으로 변경된 내부 부품들에 의해 얻어지는 유



(a) Old model



(b) New model

Fig. 3 Comparison of grille between old model and new one in the outdoor part

로 저항에서 팬이 가장 높은 효율로 운전되도록, 축류팬부의 설치길이를 최적 상태로 결정하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 PAC 실내기 및 실외기 정압손실 비교

Fig. 4와 5는 각각 Fig. 1인 기존 및 신규 실내기 와 Fig. 2인 설비기 유로구조상에서 손실되는 정압손실을 송풍기 시험장치로부터 얻어 나타낸 것들로서, 기존 실내기의 경우는 동일 풍량(18.5 m<sup>3</sup>/min) 대비 기존보다 약 8.8% 저항손실이 줄어든 결과를 알 수 있다. 한편 신규 설비기에서는 동일 풍량(40 m<sup>3</sup>/min)에서 기존보다 약 27% 저항손실이 개선된 결과를 알 수 있다.

##### 4.2 팬 및 제품 성능특성 비교

Fig. 6과 7은 기존 및 신규 실내기에서 적용된 다익팬들의 무차원 공력특성치인 유량계수에 대한 정압계수( $\Psi_s$ ), 동력계수( $\lambda$ ), 전압효율( $\eta_t$ )들을 나타낸 것들로서, 적용된 상세 설계인자 비교는

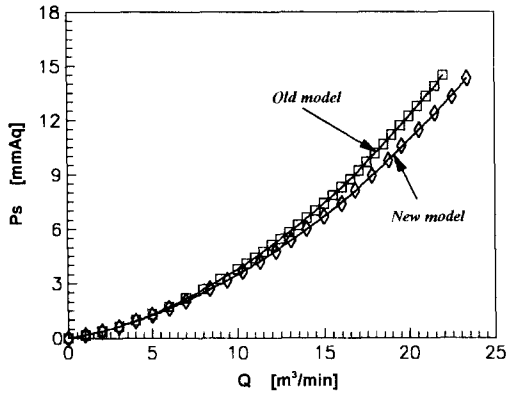


Fig. 4 Comparison of system resistance curves between old model and new one in the indoor part

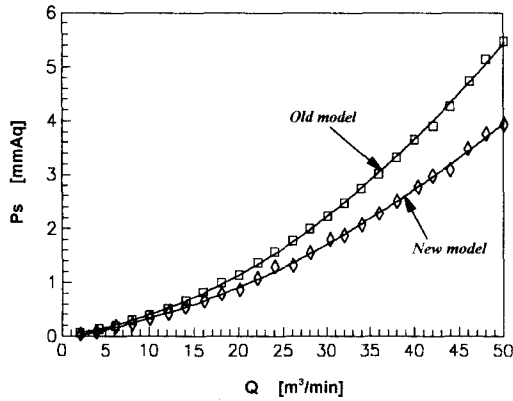


Fig. 5 Comparison of system resistance curves between old model and new one in the outdoor part

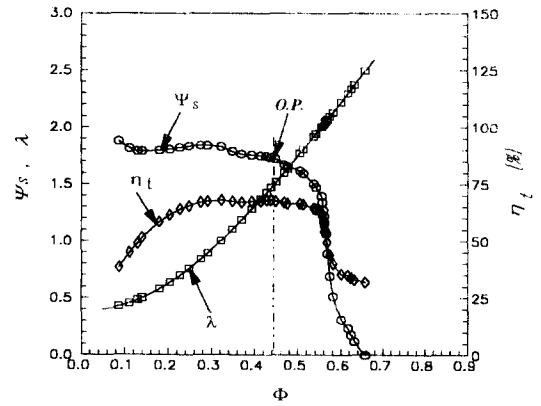


Fig. 6 Profiles of nondimensional sirocco fan's characteristic curves in the old indoor part

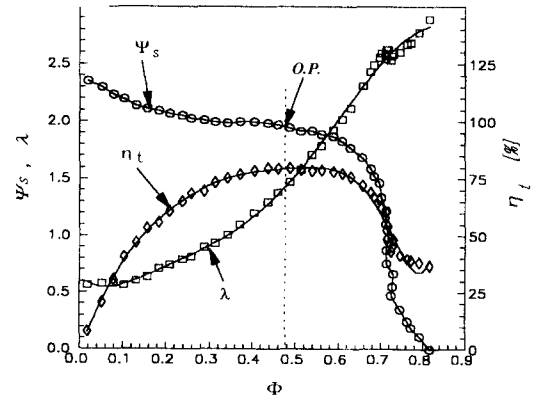


Fig. 7 Profiles of nondimensional sirocco fan's characteristic curves in the new indoor part

Table 3 Comparison of double inlet sirocco fan performance

Model	N (RPM)	Q (CMM)	Ps (mmAq)	Qmax (CMM)	Psmax (mmAq)	Index
Old fan	631	18.5	10.5	27.16	13.19	* CMM = m <sup>3</sup> /min * D <sub>2</sub> (both) = 300 mm
New fan	570	18.5	9.58	30.99	11.59	

Table 2에서 볼 수 있다. 또 운전점을 만족하는 다익팬들의 공력특성치들은 절대값들과 무차원계수 값으로 각각 나타낸 Table 3과 4에서 볼 수 있다.

신규 다익팬의 설계 주안점은 PAC 실내기의 풍량이 18.5 m<sup>3</sup>/min 일때 실내기 유로내에서 각부품들에 의해 손실되는 정압을 팬이 만족하면서 구동될때, 팬의 운전회전수가 가장 낮게 나오도록 하였

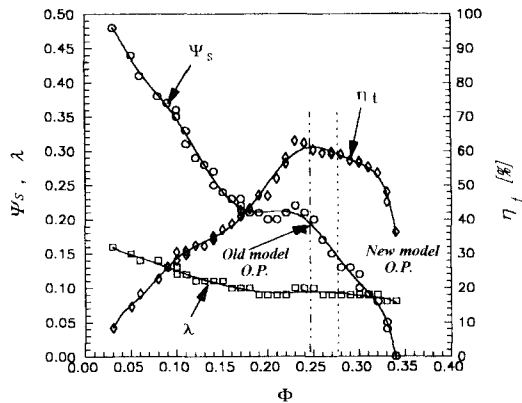
다. 한편, 신규 실내기에서는 폭을 기존 대비 50 mm 더 키웠기 때문에 스크롤 뱅창각도를 종래 6.36°에서 9°까지 증가시킬 수 있었다. 그 결과 Fig. 6과 7에서 알 수 있듯이 신규 팬의 유량대 정압계수 곡선이 크게 증가되었으며, 특히 운전점에서 만족하는 전입효율은 약 12% 증가된 80% 수준까지 사용하고 있어, 고효율로 설계되어 있음을

**Table 4** Comparison of nondimensional double inlet sirocco fan performance at the operating point

Model	$\Phi$	$\Psi_s$	$\lambda$	$\eta_t(\%)$
Old fan	0.44	1.735	1.5	68
New fan	0.487	1.93	1.5	80

**Table 5** Comparison of axial fan geometry and performance

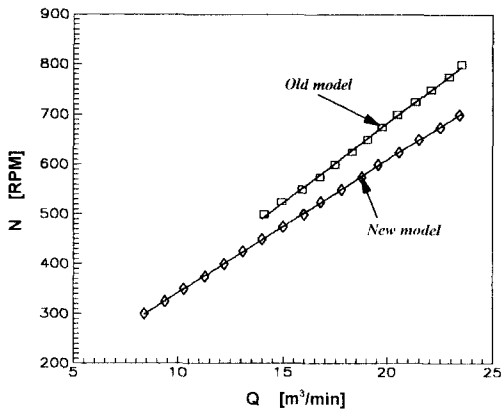
Model	$D_2$ (mm)	$D_h$ (mm)	Z	Q (CMM)	Ps (mmAq)	N (RPM)
Old fan	460	160	3	40	3.7	765
New fan				40	2.7	685



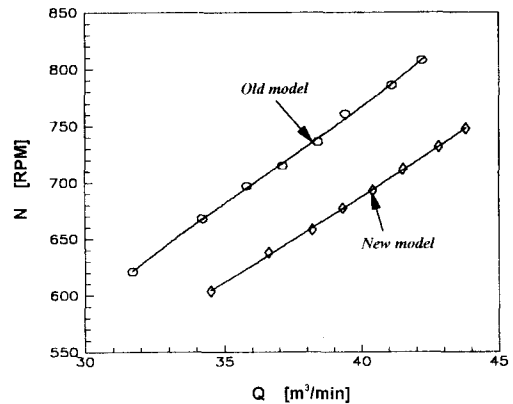
**Fig. 8** Comparison of operating point between old model and new one in the outdoor part

**Table 6** Comparison of nondimensional axial fan performance at the operating point

Model	$\Phi$	$\Psi_s$	$\lambda$	$\eta_t(\%)$
Old fan	0.248	0.2	0.095	61
New fan	0.275	0.15	0.093	60



**Fig. 9** Comparison of flowrate versus rotating speed between old model and new one in the indoor part



**Fig. 10** Comparison of flowrate versus rotating speed between old model and new one in the outdoor part

확인할 수 있다. 따라서, 기존 및 신규 실외기 유로에 적용된 축류팬의 무차원 공력특성치들인 유량계수에 대한 정압계수, 동력계수 및 전압효율들을 나타내고 있다. 또한 기존 및 신규실외기 유로를 만족하는 축류팬의 운전특성치들은 절대값들과 무차원값들로 하여 Table 5와 6으로 요약정리하였다. 이것들로부터, 신규 실외기에서는 유로의 정압 손실이 작아졌기 때문에, 축류팬의 운전점 성능 특성은 기존 실외기의 운전점 대비 정압계수는  $\Psi_s=0.2$ 에서  $\Psi_s=0.15$ 로 작아지고, 유량계수는  $\Phi=0.246$ 에서  $\Phi=0.276$ 으로 커져, 기존 실외기의 운전점보다 우측으로 옮겨졌지만, 안정된 저소음 운전영역으로 판단된다. 또한 기존 및 신규 실외기의 풍량대 팬

확인할 수 있다. 따라서, 기존 및 신규 실내기의 풍량에 따른 팬의 회전수 관계를 나타낸 Fig. 9로부터 알 수 있는 것은 신규 팬을 적용한 실내기의 경우 복표 풍량을 만족하면서도 약 10% 만큼 회전수 저감이 얻어지므로, 그만큼 소음저감이 가능함을 알 수 있다.

회전수의 관계를 나타낸 Fig. 10 으로부터 알 수 있는 것은 신규 실외기의 운전회전수는 기존 실외기 보다 약 10.5 % 만큼 낮아져 그만큼 저소음화 효과를 기대할 수 있음을 알 수 있다.

4.3 PAC 실내기 및 실외기 소음특성 비교

Fig. 11은 신규 실내기 세트의 흡입구가 양측면 하부에 설치됨으로 인해, 흡입구에 설치되는 필터 및 집진장치 등에 의해 최소로 필요한 유효 면적에 따른 소음과 회전수 변화를 나타낸 것이다. 신규 실내기 세트에서는 개구면적을 충분히 확보할 경우 (약 60 cm<sup>2</sup>인 경우) 약 42.5 dBA까지 소음크기를 얻을 수 있지만, 흡입구측에 각종 기능장치 및 필터 등을 설치할 때의 악조건들을 감안하여, 유로의 개구면적을 약 41.2 cm<sup>2</sup>정도로 고정하고 소음치를 확인한 결과, 약 43.9 dBA까지 소음크기를 얻을 수 있었다. 따라서 기존 및 신규실내기에서 1/3옥타

브(octave)로 측정된 소음세기를 나타낸 Fig. 12의 실내기 소음 스펙트럼으로부터 알 수 있듯이 기존 실내기의 소음은 49.4 dBA로 또 신규 실내기의 소음은 43.9 dBA로 각각 나타나 소음개선효과는 약 5.5 dBA로 확인할 수 있었다. 이같은 소음저감현상은 유로개선 등에 의한 운전회전수 저하 등으로 인해 전 주파수 대역에서 현저히 이루어졌으며, 특히 500 Hz 이상의 고주파수 대역에서 소음저감이크음을 알 수 있다. 이것은 실내기 토출측 기류가 열교환기를 거치면서 균일한 크기로 분배되어 토출되기 때문에 그만큼 소음이 부드럽게된 결과로 볼 수 있다.

Fig. 13은 기존 및 신규실외기에서 1/3옥타브로 측정된 소음 스펙트럼 결과를 나타낸 것으로서, 전 주파수 대역에서 신규 실외기의 경우, 소음저감이 현저히 이루어짐을 알 수 있다. 따라서 기존실외기의 소음은 53.8 dBA로, 그리고 신규 실외기의 소음은 47.2 dBA로 각각 나타나, 소음개선 효과는 약 6.6 dBA가 얻어졌으며, 이것은 신규 실외기내 각 부품들의 유로 시스템저항 손실을 최소화시켜, 축류팬의 운전회전수를 약 10.5 % 낮춘 결과와 팬 부하특성을 최적으로 반영하여 모터를 신규개발함으로써, 120 Hz의 고주파음도 전체소음치에 비해 약 10 dBA 이상 차이가 나도록 저감한 결과로서 기인된 것으로 판단된다. 또한, 실외기에서도 500 Hz 이상의 주파수 대역에서 현저한 소음개선효과가 보이는 현상은 토출측 그림의 형상이 반경 방향으로 균일한 개구면적을 갖기 때문에, 토출되는 기류속도가 보다 균일하게 되고, 오리피스 외측부에 흡음재를 설치함으로써, 비대칭부 끝단에서 발생될 수 있는 와방출 등에 의한 이상소음 등이 제거된 결과로 판단된다.

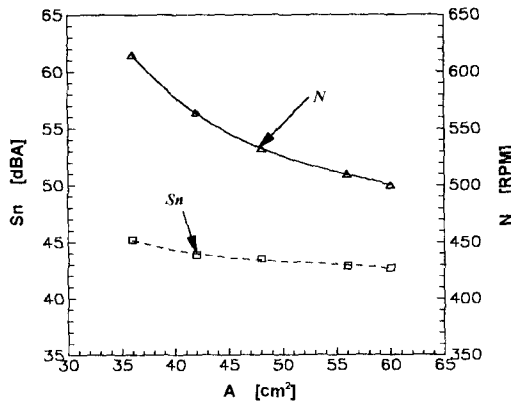


Fig. 11 Relation of noise and rotating speed according to the variation of the effective inlet area in the new indoor part

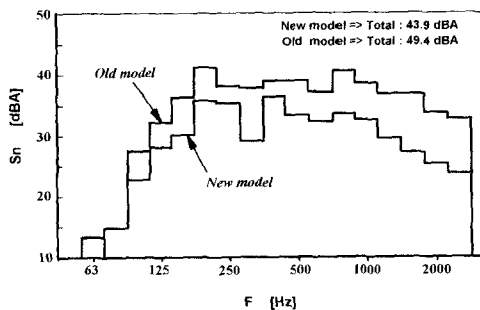


Fig. 12 Comparison of noise spectra between old model and new one in the indoor part

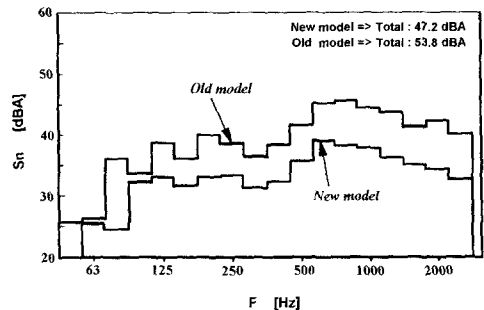


Fig. 13 Comparison of noise spectra between old model and new one in the outdoor part

## 5. 결 론

PAC의 실내기 신규 설계적용과 실외기 기존제품 개선의 과정을 통해 제품내 각 유로구성 부품들의 저항손실 요인들을 개선하여, 유로저항손실을 최소화 시키고 최적으로 운전하도록 팬을 설계함으로써, 기존대비 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 다익팬의 스크롤 팽창각도 9°적용과 팬의 다구찌 실험계획법 적용으로 최적화 설계한 결과, 유량대 정압특성이 크게 개선되어 운전점에서 전압효율은 약 12 % 증가된 80 % 수준까지 가능함을 확인하였다.

(2) 실내기 세트의 적정 크기변경(폭중대, 깊이 축소)과 유로내 열교환기를 토출측 상부로, 다익팬을 흡입구측 하부로 각각 설치하고, 흡입구를 세트 양측면에 설치함으로써, 동일 풍량대비 약 10 % 회전수 저감을 통해 전주파수 대역에서 현저한 소음저감이 이루어져, 전체적으로는 약 5.5 dBA의 소음저감효과를 얻었다.

(3) 실외기 세트내 부품들이 차지하는 유로저항치가 최소화되도록, 설계적용하고, 축류팬의 운전점을 변경시킨 결과, 유로저항은 약 27 % 개선되

어 운전회전수는 약 10.5 % 낮아지고, 전주파수 대역에서 현저한 소음저감이 이루어져, 전체적으로는 약 6.6 dBA의 소음저감효과를 얻었다.

## 참고문헌

- (1) 森主 憲, 1991, "特集: 低騒音化の 基礎技術" J. IEE, Japan, Vol. 111, No. 8, pp. 644~651.
- (2) 김장권, 1993, "에어콘의 소음저감 문제," 대한기계학회지, 제33권, 제2호, pp. 171~182.
- (3) Ken'ichi Ozeki, 1985, "グクト用 換氣扇の 靜音化 技術," Toshiba Review, 제40권, 제9호, pp. 748~750.
- (4) 김장권, 1995, "저소음 패키지 에어컨 개발에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제19권, 제10호, pp. 2710~2719.
- (5) 生井武文, 井上雅弘, 1988, "タ-ボ 送風機と 壓縮機," Corona社.
- (6) Shigeru Akaike, Koji Kikuyama, Yutaka Hasegawa and Kazutoshi Kuwayama, 1994 "Rotational Noise Reduction for Axial Flow Fans," 일본기계학회논문집, 제60권, 제572호, pp. 212~217.