

룸에어컨 소음저감을 위한 Stabilizer 에 관한 연구

^o서상호*, 이내영*, 이진하*, 진심원*, 임금식*

(A Study of Stabilizer for the Noise Reduction in Room Air Conditioner)

(Sang-Ho Seo, Nae-Young Lee, Jin-Ha Lee, Sim-Won Chin, Keum-Sik Im)

1. 서론

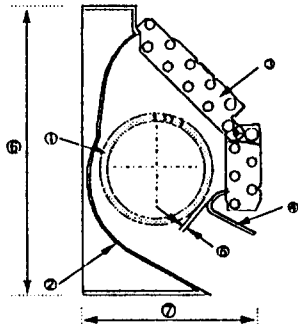
Room Air Conditioner(이하 RAC)실내기는 열교환기, Cross Flow FAN(이하 CFF), 곡물, Stabilizer(이하 STB) 등 여러 설계인자가 소음, 풍량 및 압력 등에 상호 복합적으로 연성(Coupled)되어 있어 각 인자가 성능에 미치는 영향을 정량적으로 밝혀 내기가 쉽지 않다. 따라서 RAC 실내기의 고성능 및 저소음화를 실현하기 위해서는 실내기를 구성하는 각 인자 간의 상호 관련성 및 각 인자가 소음·성능 등에 미치는 영향을 체계적으로 분석하는 것이 필수적이다.

본 연구에서는 설계인자중 소음 및 풍량에 민감한 영향을 주는 STB 위치 및 형상에 관하여 자세히 다루고자 한다. STB 위치의 적절한 범위를 설정하기 위해 Laser Doppler Velocimeter(이하 LDV)를 이용하여 곡물발 실내기 내부의 유속분포 및 속도 벡터를 측정하였고, CFF 내부 Vortex의 정확한 위치를 찾아 냈다. 또한 실내기 저소음화를 위한 소음원 규명 측면에서 실내기 내부의 난류도와 관련하여 속도 Fluctuation 을 정의하고, 실험을 통해 구하였다.

2. 설계인자 및 실험방법

2.1 실내기 설계인자

Fig. 1은 고품량 저소음 RAC 실내기를 설계할 때 고려할 수 있는 각 요소부품인 열교환기(HEX), CFF, 곡물, STB 등을 도시하였다.



- ① CFF, ②곡물, ③열교환기, ④ STB,
- ⑤ STB GAP, ⑥ SET 높이, ⑦ SET 폭

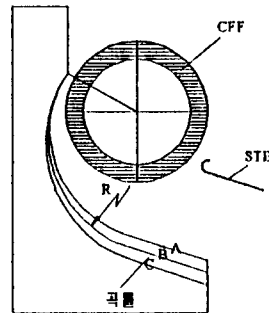
Fig. 1 실내기 설계인자

2.2 고려된 설계인자

2.2.1 곡물

본 실험에서 고려된 설계인자는 곡물, STB 위치 및 STB 형상 등이다.

먼저 곡물에 대한 형상을 Fig. 2에 나타 냈다. 곡물은 실내기 내부 특정위치에 곡물의 중심이 위치하고 일정한 반경을 가지는 것으로 토출면적에 따라 다음 3가지, 즉 Type-A, -B, -C를 선정하였다.



R: 곡물반경

Fig. 2 곡물 형상

2.2.2 STB 위치 및 형상

STB 위치와 형상은 실내기 유로상에서 유동의 흡입과 토출의 면적을 결정짓는 중요인자이며, CFF와 STB가 가장 가까이 위치하는 영역에서 발생하는 복잡한 유동과도 관련되어 풍량 및 소음에 매우 민감한 영향을 주는 인자이다.

따라서 STB 위치에 다른 영향을 고찰하기 위해 유로상에서 형성되어지는 흡입 및 토출면적의 비로써 α (=흡입면적/토출면적)를 정의하고, α 의 변경에 따른 풍량 및 소음의 변화를 실험을 통해 고찰하였다.

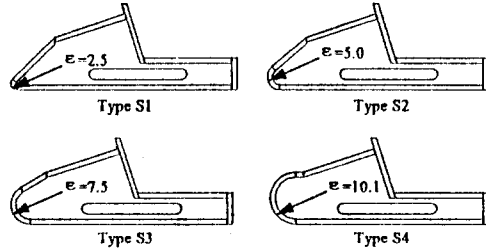
실내기 CFF 내부에서 발생하는 Vortex는 유동의 토출영역에서의 Backflow를 형성시켜 풍량에 민감한 영향을 주며, 이때 STB 형상은 유선의 곡률 반지름, Backflow의 확산, 유로 흡입영역에서의 Large Vortex의 발생 등과 관련된 것으로 알려져 있다.¹⁾

따라서 본 실험에서는 STB GAP을 일정하게 유지하며 STB 끝 단에서의 형상을 Fig. 3과 같이 Round형과 쐐기형으로 크게 나누어 총 8종(Type S1 ~ S8)의 형상을 고려하였다.

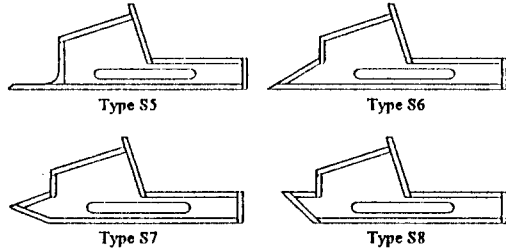
* LG 전자 생활시스템연구소

Round 형 STB 형상은 Fig. 3(A)와 같이 CFF 직경과 STB 끝 단에서의 반경과의 비율 ϵ 으로 정의하여, $\epsilon=2.5$ (Type-S1)에서 $\epsilon=10.1$ (Type-S4)까지 4가지 형상을 그 대상으로 하였다.

뺨기형은 STB 끝 단에서 Fig. 3 (B)와 같은 날카로운 뺨기 모양을 가지며($\epsilon \approx 0$) 뺨기의 위치에 따른 영향을 고찰하려 하였다.



(A) Round 형 (S1 ~ S4)



(B) 뺨기형 (S5 ~ S8)

Fig. 3 STB 형상

2.3 실험방법

2.3.1 LDV(Laser Doppler Velocimeter)

LDV는 유체와 함께 움직이는 입자에 Laser Beam을 비추어 입자의 움직임으로 인한 산란광의 주파수 변화를 검출하여 유체의 속도를 측정하는 정밀계측기를 말한다.

실내기 내부의 정량적인 유속분포, 속도벡터 및 CFF 내부의 정확한 Vortex 위치를 규명하기 위해 DANTEC사의 Particle Dynamic Analyzer를 이용하였다. 이는 액체나 기체성 유동 속의 구형 입자의 크기와 속도를 동시에 측정하는 것으로 Laser Doppler 풍속측정법(Laser Doppler Anemometry)에서 나온 위상 Doppler 풍속측정법에 기초한다.

실내기 속도벡터는 SET 길이방향으로 큰 변화가 없는 2차원 유동으로 가정할 수 있으므로 실제 길이의 약 1/10 크기의 중심 단면에서 측정하였다.

각 위치에서의 속도 V 는 다음 식(1)과 같이 약 5000개 데이터를 평균하여 구하였으며, 유동장에서 원할한 입자를 생성하고 신속한 Sampling을 위해 Smoke Generator를 사용하였다.

$$V = \frac{\sum_{i=1}^{5000} U_i \Delta t_i}{\sum_{i=1}^{5000} \Delta t_i} \quad \text{식(1)}$$

where, V = Mean Velocity

U_i = Velocity component of i^{th} particle

Δt_i = transient time of i^{th} particle (for the residence time weighting) interval time ($t_i - t_{i-1}$)

측정위치는 실내기를 크게 6개 구역으로 나누어 열교환기 입·출구, 상부 흡입부, 하부 토출부, CFF 원주 외경, CFF 내부, 그리고 토출구 등 총 120여 측정점을 선택하였다.

각 LDV 측정점에서의 속도 Fluctuation V_F 을 다음 식(2)와 같이 정의하여 실내기 소음원에 대한 접근을 시도하였다.

$$V_F = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{5000} [(U_i - V)^2 \Delta t_i]}{\sum_{i=1}^{5000} \Delta t_i}} \quad \text{식(2)}$$

where, V_F = Velocity Fluctuation

2.3.2 실험방법

실내기 소음은 광대역소음(Broad Band Noise)과 BPF 및 이의 하모닉성분인 이산주파수소음(Discrete Frequency Noise)으로 크게 나눌 수 있는데, BPF음(Blade Passing Frequency Noise)은 FAN 날개수와 RPM으로 결정되는 회전소음이다. 특히 BPF음은 인간의 청각을 자극하는 피크음으로서 총합소음과 아울러 소음저감의 주 대상이 되고 있다. 인자별 BPF소음의 영향을 분석하기 위해 BPF를 중심으로 300Hz 대역의 음을 계산하여 비교하였다.

실험에 사용된 CFF는 날개수 35개이며 날개 취부각에 따라 2종류를 선택하였으며, 그 외 주요 실험인자와 실험 FLOW를 요약하면 다음 TABLE 1와 같다.

TABLE 1 주요 설계인자

길이 [mm]	높이 [mm]	폭 [mm]	CFF 직경 [mm]	CFF 길이 [mm]	회전수 [RPM]
70	290	180	100	63	1000

설계인자 변경에 따른 공력특성을 나타내기 위해 원주속도 U , 유량계수 Φ 와 압력계수 Ψ_s 를 다음 식(3), 식(4), 그리고 식(5)에 나타 냈다.

$$U = \pi DN / 60 \quad \text{식(3)}$$

$$\Phi = \frac{Q}{\pi D^2 N \times 60} = \frac{Q}{IDU} \quad \text{식(4)}$$

$$\Psi_s = \frac{P}{(\gamma/2g)\pi^2 D^2 N^2 / 3600} = \frac{P}{(\gamma/2g)U^2} \quad \text{식(5)}$$

where, N : CFF회전수[RPM], D : CFF외경,
 l : CFF 길이, ν : 비중량 g : 중력가속도

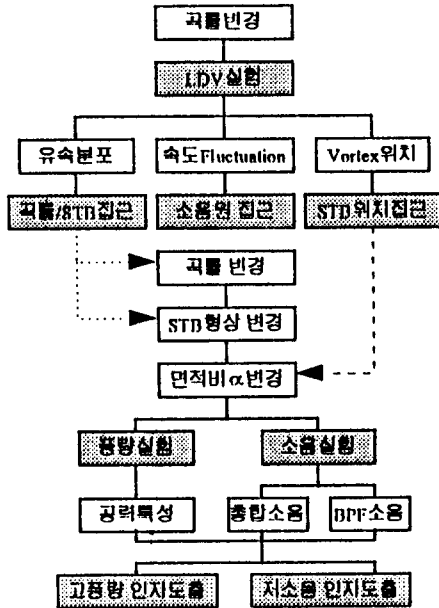
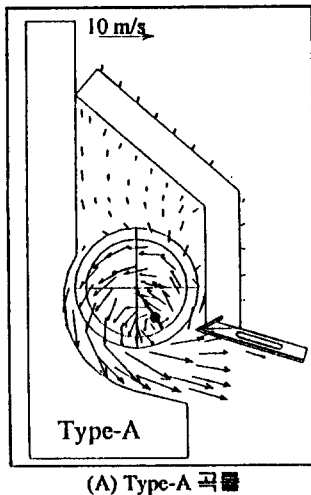


Fig. 4 실험 FLOW

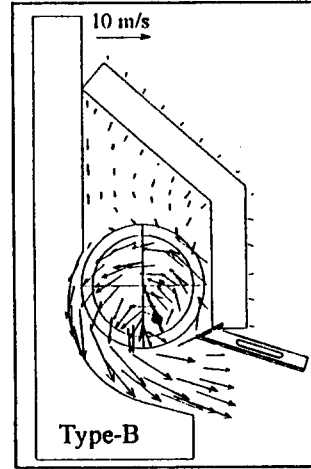
3. 실험결과 및 고찰

3.1 실내기 유속분포

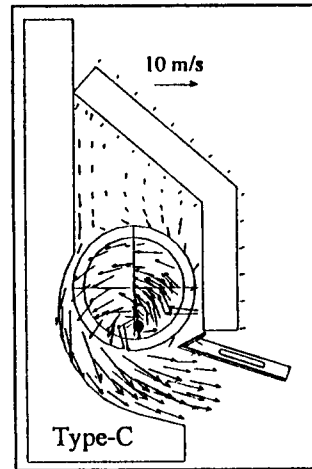
LDV 실험을 통해 3 가지 곡률에 대한 실내기 내부 유동의 유속분포를 Fig. 5 (A), (B), (C)에 나타 냈다. 특히 CFF 내부에 발생하는 Vortex 위치는 STB 위치를 결정짓는 중요한 기초자료로서 활용되며, 이의 정확한 위치를 극좌표(r, θ)를 통해 TABLE 2에 나타냈다.



(A) Type-A 곡률



(B) Type-B 곡률



(C) Type-C 곡률

Fig. 5 곡률에 따른 내부유속분포

TABLE 2 곡률에 따른 Vortex 위치

	Type-A	Type-B	Type-C
r	32mm	29mm	32mm
θ	-63 °	-69 °	-88 °

열교환기 입·출구의 유속분포는 냉동 사이클상 균일한 냉매분지를 위한 기초자료로서 고효율화에 필수적이다. 열교환기 상·하단에서 유속차이가 발생할 경우 유속이 큰 열교환기단에서는 증발이 빨리 일어나 관내 냉매압이 상승하고 그 결과 냉매가 적게 분지되어 냉방능력의 저하 등의 문제가 될 수 있기 때문이다. 그러나 상·하단에서 평균 1m/s 내외의 균일한 유속분포를 가지고 있다.

또한 상부 흡입부에서의 유동 또한 비교적 안정적인 FLOW를 형성하고 Leading Edge 부근에서의 2차 Vortex도 발생하지 않고 있다.

하부 토출부의 유동을 살펴보면, CFF를 이탈한 유동이 STB 끝 단의 밑면과 부딪히는 현상을 볼 수 있는데 유동소음 발생의 한 원인으로 분석된다.

곡률에 따른 Vortex의 위치는 명확히 가시적으로 구별되어진다. 곡률에 따라 Vortex의 위치 r 은 큰 변화가 없으나, 각도 θ 는 곡률반경이 커질수록 시계방향으로 증가하고 있다. 즉 하부토출면인 곡률이 아래로 내려갈수록 Vortex의 위치도 따라 내려감을 의미하며 이는 실내기의 STB 위치를 선정할 때 곡률에 따라 적절히 조절해야 함을 의미한다.

3.2 실내기 속도 Fluctuation

식(2)에 의해 정의한 실내기 내부유속에 대한 속도 Fluctuation을 구한 결과를 다음 Fig. 6에 나타냈다.

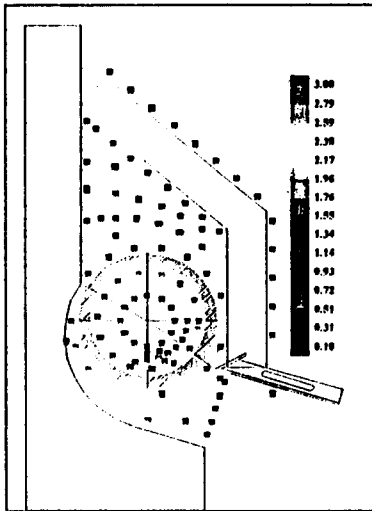


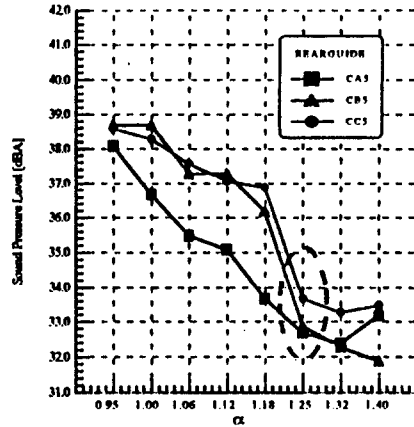
Fig. 6 실내기 속도 Fluctuation

실내기 열교환기의 입·출구 영역에서는 속도 Fluctuation이 별로 크지 않고 비교적 안정적인 유동 현상을 보이고 있으며, 열교환기와 CFF 흡입까지의 상부 흡입유동도 안정적인을 나타낸다.

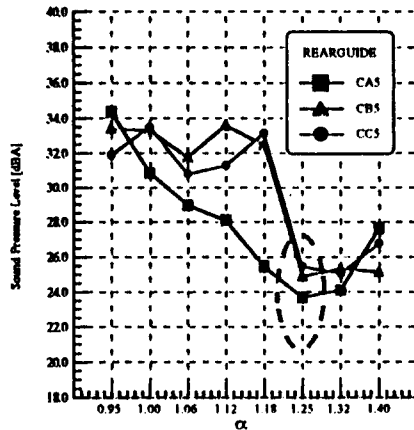
그러나 하부 토출부는 Fluctuation이 1.5 이상으로 유동의 불안정함이 다른 영역과 비해 두드러지게 나타나고 있다. 이는 실내기 유동소음의 발생 메커니즘이 실내기 하부토출부에 위치하고 있으며 이 유동소음을 저감하기 위해서는 CFF, 곡률 및 STB 통과와의 상호 관련 인자간의 복합 해석을 통해서 가능함을 나타낸다.

3.3 흡·토출면적비 α 에 따른 영향

STB 위치에 따른 α 의 변화에 따른 소음 및 공력 특성예의 영향을 3 가지 곡률에 대해 고찰하였으며, 이를 다음 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다.



(A) 총합소음



(B) BPF 소음

Fig. 7 α 에 따른 소음

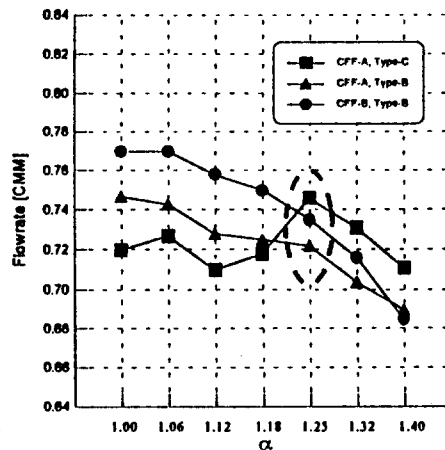


Fig. 8 α 에 따른 풍량

α 가 증가할수록 투출면적이 감소하여 총합소음이 저감 되는 경향이 뚜렷하며, 특히 α 가 1.25로 변할 때 급격히 낮아지고 있으며 곡률의 팽창반경이 커질수록 저감의 폭이 두드러진다. 또한 1.25 이상에서는 α 증가에 따른 소음 변화가 거의 없다.

α 에 따른 BPF 대역의 소음을 보면, α 가 0.95 ~ 1.18 범위에서 팽창반경이 보다 큰 Type-B와 -C인 경우 α 가 증가할 때 소음이 증가하거나 감소하는 일정한 경향이 없다. 그러나 $\alpha=1.25$ 를 기점으로 하여 BPF 음이 급격히 저감 되고 있으며, 1.25 이상에서는 α 가 증가할 때 소음이 오히려 증가하는 경향을 보이고 있다.

α 에 따른 풍량의 변화를 보면 α 가 증가할수록 대체로 풍량이 감소하는 경향을 보인다. FAN CFF-A와 곡률 Type-C인 경우, 최대 풍량을 만족하는 최적의 α 값이 존재함을 알 수 있다.

α 변화에 따른 소음 및 풍량변화실험을 통해 알 수 있는 것은 α 가 증가할수록 일반적으로 소음이 낮아지는 반면, 풍량도 동시에 떨어진다는 것이다. 따라서 설계자의 입장에서 풍량과 소음의 절충을 고려해야 하는데 본 연구에서 제시하는 기준은 소음저감비와 풍량저감비를 비교하는 것이다. 즉 $\alpha=1.25$ 부근에서 풍량이 떨어지는 비율보다 소음이 낮아지는 비가 훨씬 크기 때문에 이 부근에서 α 값을 적절히 결정하는 것이 바람직하다고 사료된다.

3.4 STB 형상에 따른 영향

STB 형상에 따른 소음, 운전점 풍량 및 공력특성의 영향을 다음 Fig. 9 ~ Fig. 12에 나타 냈다.

STB 형상에 대한 실험에서 STB의 위치는 α 변경실험을 통해 결정된 값으로 선택하였다.

STB 형상에 따른 총합소음의 경향은 CFF 날개 취부각과 무관하게 뾰기형보다 Round 형이 다소 낮은 소음특성을 가진다.

Round 형에서는 e 값이 커질수록 총합소음이 낮아지나, 특정 e 이상에서는 오히려 증가하는 경향을 가진다. 본 실험에서 고려된 형상 중에서는 $e=7.5$ 인 S3이 가장 낮은 소음을 가지며 $e=0$ 인 뾰기형 S6보다 약 1.5dB ~ 2.0dB 정도 낮은 소음특성을 가진다.

뾰기형에서는 뾰기의 위치가 위로 올라갈수록 소음이 증가하는 경향이 뚜렷하며, 위치에 따라 2.0dB ~ 2.5dB 정도 소음 차이를 보인다.

1차 BPF 소음은 CFF 날개취부각에 따라 전혀 다른 양상을 보이고 있다. 즉 CFF-A인 경우 Round 형은 뾰기형보다 소음이 높은 반면, CFF-B일 때는 반대로 뾰기형이 높은 결과를 가져온다.

이는 CFF 날개취부각에 따라 적절한 STB 형상을 고려 해야만 1차 BPF 음을 줄일 수 있음을 의미하는 것으로 정확한 원인 규명에 대해서는 향후 더욱 많은 연구가 수행되어야 할 것이다.

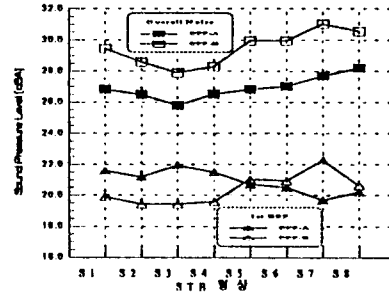


Fig. 9 STB 형상에 따른 소음

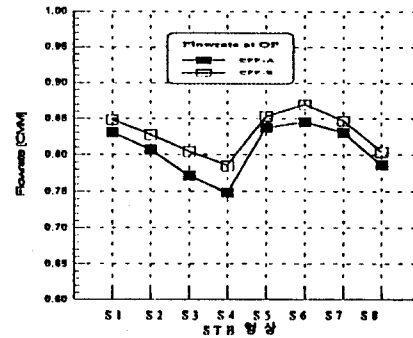


Fig. 10 STB 형상에 따른 풍량

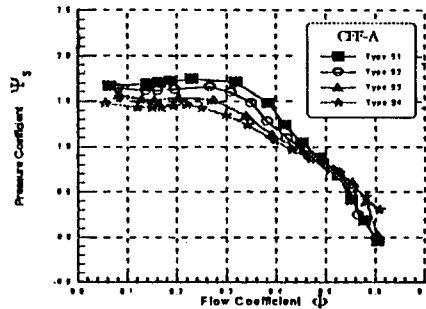


Fig. 11 STB 형상에 따른 공력특성

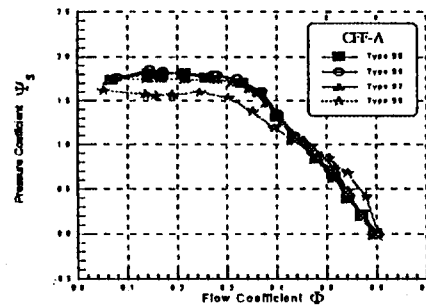


Fig. 12 STB 형상에 따른 공력특성

STB 형상에 따른 풍량 및 공력특성을 살펴보면 뺨기형이 Round 형보다 전반적으로 높은 성능을 가짐을 알 수 있다. 특히 뺨기가 STB 밑 면과 나란하게 위치한 S6 에서 가장 높은 풍량을 내고 있다. 또한 뺨기가 위로 올라갈수록 풍량이 저하되며, 위치에 따라 최고 15%의 풍량 차이를 보이고 있고, 제일 위쪽에 위치한 S8 인 경우 소음과 풍량에 모두 불리한 형상임을 알 수 있다. 또한 S5 와 같이 뺨기가 밑 면에 위치하기는 하나 열교환기와 뺨기 사이에 공동(Cavity)이 존재할 경우도 풍량 감소의 원인이 되기도 한다.

Round 형의 경우 ϵ 이 증가할수록 풍량이 거의 선형적으로 감소하고 있으며, ϵ 이 가장 큰 S4에서 풍량이 가장 작다.

STB 형상에 따른 소음 및 풍량 실험을 고찰한 결과, 소음과 풍량을 동시에 만족시키는 형상을 간단히 결정하지는 못한다. 이는 소음이 낮은 형상에서는 적절한 풍량을 내지 못하고, 고풍량의 STB 형상에서는 소음이 높은 상반된 결과를 초래하기 때문이다.

따라서 설계자의 입장에서 소음과 풍량중에서 무엇을 우선으로 할 것인지에 대해 먼저 검토해야 할 것으로 사료된다.

4. 결 론

RAC 실내기의 저소음화를 위해 여러 설계인자 변경실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. LDV 를 통해 RAC 실내기의 내부 유속분포를 정량적으로 구하였다.
2. 실내기 CFF 내의 Vortex 의 위치는 곡률에 따라 이동하며, 곡률의 팽창반경이 증가할수록 Vortex 위치는 시계방향으로 이동한다.
3. 실내기 내부 속도 Fluctuation 을 측정 한 결과, 열교환기 입·출구, 상부 흡입부 및 CFF 내부에서의 유동은 비교적 안정적이나, CFF 출구에서 곡률로 이어지는 하부 토출부에서는 높은 속도 Fluctuation 지를 관찰할 수 있었다.
4. 흡·토출면적비 α 변화에 따른 소음 및 풍량 실험 결과, α 가 증가할수록 소음과 풍량이 감소하는 경향을 가지나, 총합소음과 BPF 소음이 급격히 감소하면서 풍량은 적절히 유지하는 특정한 α 값이 존재함을 알 수 있었다.
5. STB 형상중 Round 형인 경우, ϵ 이 증가할수록 소음이 감소하나 특정치 이상에서는 오히려 증가하는 경향이 있으며, 뺨기형에서는 뺨기가 위로 위치할수록 소음은 증가하고 풍량은 감소하는 특성이 있음을 알 수 있었다.

6. 참고문헌

[1] 이상환외 2인, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰", 공기조화냉동공학회 추계학술대

회논문집, pp.238-246

[2] Susumu Murata, "An Experimental Study of Cross Flow Fan-1st Report", JSME, Vol.19, No.129, March 1976

[3] Susumu Murata, "An Experimental Study of Cross Flow Fan-2nd Report", JSME, Vol.19, No.129, March 1976

[4] R.V.Hofe, "Low Noise, Compact and Efficient Cooling System With Tangential Flow Fan", SAE, 870983