

에어컨용 직교류팬의 저소음화를 위한 실험적 연구

An experimental study for noise reduction of the cross-flow fan of the room air-conditioners

구 형 모*
H. M. Koo

Key words: Cross-flow fan(직교류팬), Source spectral distribution function(음원 주파수 분포함수), Velocity auto-spectrum(속도자기스펙트럼), Noise reduction(소음 저감)

ABSTRACT

Present study explains some experimental results on the aerodynamic noise of the cross-flow fan usually installed in the indoor unit of the room air-conditioners and provides a simple reduction method of radiating sound to decrease the total noise level. The spectrums of the noise of the cross-flow fan were analyzed by the spectral decomposition method to characterize the generated sound. The unsteady fluctuating flow field was also measured using the I-type hot-wire probe. Comparing the spectral characteristics of the sound and the flow velocity, a useful noise reduction method was proposed which bounds the region with a fence where the flow fluctuations were noticeably changed in the same fashion as the source spectral distribution functions vary. To validate the proposed method for reducing noise generated by the cross-flow fan, the sound pressure levels of the cross-flow fan system were compared of the experimental rig with and without the bounding fence for various flow rates.

기 호 설 명

a : 음속 [340 m/s]
BPF : 익통과 주파수 [Blade Passing Frequency, Hz], BPF=NZ
 Q : 유량 [m³/sec]
 ΔP_t : 팬 전압력 상승 [mmAq]
 D : 팬 직경 [m]
 f : 주파수 [Hz]

Δf_{ref} : 주파수 분해도 [Hz]
 $F^2(St, \phi)$: 음원 주파수 분포함수
 $G^2(He, \phi, x/D)$: 시스템 주파수 응답함수
(System frequency response function)
 $G_{vu}(f)$: 속도 스펙트럼
He : Helmholtz 수, $He = \frac{fD}{a}$
 L_{pp} : 음압수준 스펙트랄 텐시티
 N, n : 팬 회전수 [rpm, or rps]
 p_{ref} : 음압 기준 압력 [20 μ Pa]
 S_{pp} : 음압 자기스펙트랄 텐시티
St : Strouhal 수

* 정희원, 삼성전자 주식회사 냉공조 사업부 에어컨 개발그룹

$$St = \frac{fD}{V_{tip}} \frac{\pi}{Z} = \frac{f}{BPF}$$

x/D : 측정점 위치 좌표

V_{tip} : 팬 날개 끝단 속도 [m/s]

Z : 팬의 날개 수

그리스 문자

ϕ : 유량계수 (flow coefficient)

ψ : 압력계수 (total pressure coefficient)

η : 효율 (efficiency)

1. 서론

가전제품의 정속운전에 대한 소비자들의 욕구가 증가하면서 업계에서는 제품의 개발단계에서 저소음화에 대한 많은 노력이 경주되고 있다. 가정에서 사용되는 가전제품 중에서 소음을 발생시키는 주된 기기 중의 하나로서 룸에어컨을 들 수 있으며, 에어컨의 개발이나 제조단계에서는 소음의 저감이 중요한 목표가 되고 있다. 에어컨의 소음은 콤프레셔와 팬-덕트 등 공기유로를 구성하는 부품에서 발생한다. 분리형 에어컨의 실내기에서는 열교환기로의 실내공기 순환을 위하여 일반적으로 직교류팬을 사용하고 있다. 따라서 에어컨의 소음 저감을 위하여 소음원 중의 하나인 직교류팬의 저소음화가 필수적이다.

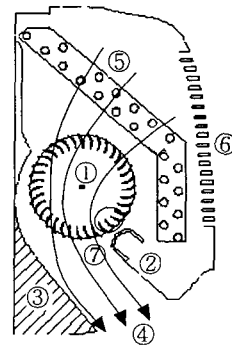
직교류팬을 이용한 에어컨의 공기순환 구조는 스크롤과 스테빌라이저 및 팬의 상류에 설치되는 열교환기등으로 이루어진다. 이들 중 스크롤은 팬에 의해 발생한 동압을 정압의 상승으로 변환시켜 주고, 스테빌라이저는 직교류팬 유동장의 특성인 편심와의 위치를 고정시키는 역할을 한다 (Fig. 1).

직교류팬에서 발생하는 소음은 팬의 성능과 효율에 관계없이 음향파위의 많은 부분이 익통과 주파수 (Blade Passing Frequency, BPF) 부근의 저주파수 영역에 분포되어 있으며 이로 인하여 직교류팬은 높은 압력상승이나 회전수에서의 사용이 제한되고 있다⁽¹⁾.

현재까지 직교류팬의 저소음화 연구는 두 가지 방향으로 진행되어 왔다. 첫째는 팬의 익통과 주파수와 그 배수(harmonics) 소음 성분의 저감을 위주로 연구가 진행되었다. 이 방법들은 팬의 날

개를 무작위적(random)으로 배열하거나⁽²⁾, 경사진 날개 형상⁽³⁾, 또는 경사진 형상의 스테빌라이저를 이용하는 것^(4, 5)으로서 근본적으로 주파수 영역에서의 변조 기법(modulation)을 기본으로 한다. 이들 방법은 BPF와 그 배수 성분에 집중된 음향에너지를 주변 주파수 영역으로 분산시키기 때문에 이론적으로는 전체 음압수준 값(overall sound pressure level)은 영향을 받지 않는다. 둘째, 직교류팬과 덕트를 구성하는 부품의 최적화를 통하여 공기역학적 효율을 높이고 이에 따라서 비소음수준(specific sound pressure level)을 저감하는 방법이다. 현재까지 날개⁽⁶⁾, 스테빌라이저⁽⁷⁾, 및 스크롤⁽⁸⁾의 형상에 대해서 설계 인자의 최적화를 수행한 연구가 발표되어 있다. 이들 연구의 결과는 직교류팬의 설계단계에서 많은 도움을 주고 있으나 소음의 주파수 성분과의 관계가 명확하게 정립되어 있지 못하여 팬-덕트 시스템의 형상설계가 최적화된 이후에 저소음화 과정이 더 이상 진행되기 어려운 점이 있다. 또한 이상의 연구는 소음원에 대한 정확한 파악이나 발생 현상의 분석을 위주로 한 것이 아니기 때문에 소음원의 억제등에 필요한 정보를 제공하지는 못한다.

본 연구에서는 직교류팬의 소음수준을 저감하기 위하여 다음과 같은 순서로 연구를 수행하였다. 우선 직교류팬의 성능곡선 상에서 팬의 실제 동작영역에서 특정한 점들을 선정하여 음향 스펙



- | | |
|------------------|----------------------|
| ① cross-flow fan | ⑤ heat exchanger |
| ② stabilizer | ⑥ inlet grill |
| ③ scroll | ⑦ fan-stabilizer gap |
| ④ flow exit | (ε) |

Fig. 1 Schematic view of air-conditioner indoor unit.

트럼을 측정하였다. 이들 스펙트럼은 실험장치의 음향학적인 특성을 포함하고 있기 때문에 스펙트럼 분리기법(spectral decomposition method)를 이용하여 음원의 특성을 부하조건에 따라서 분석한다. 또한 열선 유속계를 이용하여 팬의 입구와 출구 영역에서 각각의 작동점에서의 공기속도 스펙트럼을 측정한다. 이들 두 가지 스펙트럼을 비교함으로써 소음의 발생과 관련이 있는 영역을 파악하였고, 이를 이용하여 간단한 저소음화 기법을 개발하였다. 또한 이를 직교류팬에 적용하여 소음 저감 효과를 확인할 수 있었다.

2. 실험방법 및 실험장치

2.1 실험장치

팬의 성능측정을 위해서 ASHRAE standard (51-1985, Laboratory Methods of Testing Fans for Rating)에 의거한 토출식 성능시험장치를 사용하였고, 이 장치의 끝에 에어컨 실내기 구조를 모사하는 실험장치를 부착하였다. 이 실험장치는 직교류팬의 주요구성부품(팬, 스크롤, 및 스테빌라이저) 등을 부착할 수 있게 하였고 팬의 상류측에는 스크린을 설치하여 에어컨용 열교환기 또는 스크린 등의 저항을 부과할 수 있도록 구성하였다(Fig. 2). 실험에 사용된 직교류팬은 날개 수 35 개, 날개의 부착각이 27°이며, 직경이 35 mm 이고 전체 길이는 네 개의 블록으로 구성되어 있으며, BPF 성분소음을 저감하기 위하여 각 블록의 날개가 인접한 블록의 날개와 반파치 엇갈려

제작되었다⁽³⁾. 여기에서 직교류팬의 파치는 날개 사이의 평균 각이며 본 연구에서 사용된 팬의 경우 360°/35≃10.3°이다. 그리고 팬의 회전축에 두 개의 커플링을 이용하여 서보모터(TOEI, 0.4 kW, 4000 rpm)와 토크메타(ONOSOKI, 5 Kgf-cm)를 연결하여 팬의 회전수를 조절함과 동시에 토크를 측정하여 공기역학적 효율을 계산하였다. 팬의 성능은 무차원 양인 유량계수 ϕ , 압력계수 ψ , 및 효율 η 등으로 표현하며 다음과 같이 정의된다.

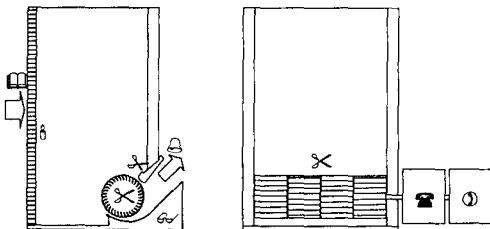
$$\phi = \frac{Q}{\pi N D^2 L} \tag{1}$$

$$\psi = \frac{\Delta P_t}{\rho N^2 D^2 / 2} \tag{2}$$

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta P_t}{2\pi TN} \tag{3}$$

여기서 L은 직교류팬의 축방향 길이를 표시하며 T는 팬의 토크를 의미한다.

실험장치의 소음은 암소음과 cut-off 주파수가 각각 15 dB와 125 Hz인 5 m×5 m×3 m 크기의 무향실에 Fig. 2의 실내기 장치를 설치하여 측정하였다. 이 경우에 서보모터와 토크메타에서 발생하는 기계적 소음의 영향을 제거하기 위하여 동일한 실험 장치에 에어컨의 실내기에 사용되는 저소음 교류모터를 부착하여 이용하였다. 이 때 모터에서 발생하는 기계적 소음 값은 실험에서 측정하고자 하는 소음수준에 비해 무시될 수 있었으며 회전수는 PID(proportional integrated differentiation) 제어를 통하여 원하는 값에 일정하게 고정되었다. 또한 모든 음압의 값은 실험장치의 후방 50 cm 지점에 B&K 1/2" 마이크로폰을 설치하여 그 신호를 B&K 2032 파형 분석기를 이용하여 측정하였다.



- ① cross-flow fan
- ② stabilizer
- ③ casing
- ④ flow exit
- ⑤ flow from the fan tester
- ⑥ screen
- ⑦ torque meter
- ⑧ servo-motor

Fig. 2 The experimental rig to simulate the indoor unit.

3. 직교류팬의 소음 및 유동특성

직교류팬의 소음특성을 파악하기 위해서는 소음 주파수 분포의 분석이 필수적이다. 그러나 본 연구에서와 같이 실험장치를 이용하여 팬의 소음 특성을 분석하는 경우 실험장치에 의해 음의 전

달 특성이 변화하여 순수하게 웬에 의한 소음발산을 분석하기 어렵다. 특히 웬에 의해서 방사되는 소음은 전달 경로뿐만 아니라 유량의 변화에 의해서도 영향을 받는다. 따라서 본 연구에서는 주파수 분리기법을 이용하여 실험장치의 음향학적 간섭이나 유량의 변화에 따른 영향을 제거하여 웬에 의해 발생하는 소음을 분리하여 분석하였다.

3.1 주파수 분리 기법

주파수 분리 기법은 기본적으로 Weidemann⁽⁹⁾에 의한 음향 상사법칙에 근거를 두고 있으며 Mongeau^(10, 11)가 이산주파수 뿐만 아니라 광대역 소음까지도 적용이 가능하도록 수정하였다. 이 기법을 이용하여 서로 다른 회전수에서 공통된 음향추세를 제거할 수 있으며, 음향응답 효과와 공기역학적 소음 발생현상의 특성을 밝힐 수 있다. 본 연구에서 사용한 주파수 분리 기법을 정리하면 다음과 같다⁽¹¹⁾.

차원해석을 통하여 음압 자기 스펙트럼 밀도 S_{pp} 를 웬의 특성길이인 웬직경 D 와 특성속도인 날개 끝단속도 V_{tip} 으로 표현하면

$$S_{pp}(f, V_{tip}, \phi, x) \sim [\rho_o \cdot V_{tip}^2]^2 \cdot (D/V_{tip}) \quad (4)$$

S_{pp} 는 음의 발생과 전파를 별개의 독립된 현상으로 구분하여 다음과 같이 두개의 무차원 함수의 곱으로 구성된다고 가정한다.

$$\frac{S_{pp}(f, V_{tip}, \phi, x)}{[\rho_o \cdot V_{tip}^2]^2 (D/V_{tip})} = G^2(He, \phi, x/D) \cdot F^2(St, \phi) \quad (5)$$

여기서 $G^2(He, \phi, x/D)$ 는 시스템 주파수 응답 함수라고 정의하며, 음이 전파되는 기하학적 경계 조건과 유량에 의한 유동 조건에 의해서 음이 방사되는 특성을 결정한다. 그리고 $F^2(St, \phi)$ 는 음원만의 특성을 나타내는 음원 주파수 분포 함수(SSDF)이며, 웬 주위유동의 교란과 관련된 음의 발생을 나타낸다.

S_{pp} 를 음압수준 스펙트랄 밀도 L_{pp} 로 변환하면

$$L_{pp} = 10 \log [S_{pp} \Delta f_{ref} / p_{ref}^2] \quad (6)$$

식(5)를 대입하여 두 무차원 함수와 음압값과의 관계를 다음과 같이 변환할 수 있다.

$$20 \log G(He) = L_{pp}(f, V_{tip}) - 30 \log V_{tip}$$

$$- 10 \log \frac{\rho_o^2 D \Delta f_{ref}}{p_{ref}^2} - 20 \log F(St) \quad (7)$$

식 (7)은 선정된 유량계수, ϕ 와 고정된 마이크로폰의 측정점 x/D 에서 음압레벨 L_{pp} 와 두 함수의 관계를 주어진 주파수 값에 대응하는 두 무차원 수 He 와 St 의 관계로 나타낸 것이다. 여기에서 여러 회전수의 소음 주파수 스펙트럼을 식 (7)에 대입하여 선정된 유량계수 값에 대한 $20 \log F(St)$ 형상을 구할 수 있다.

본 연구에서는 이상과 같은 과정을 Bent등⁽¹²⁾이 제안한 수치적 적분법을 이용하여 알고리즘을 구성하여 사용하였다.

Table 1 Specification of the load conditions.

| | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| ϕ | 0.724 | 0.650 | 0.584 | 0.517 | 0.471 |
| η (%) | 13.8 | 21.7 | 27.6 | 34.4 | 36.7 |

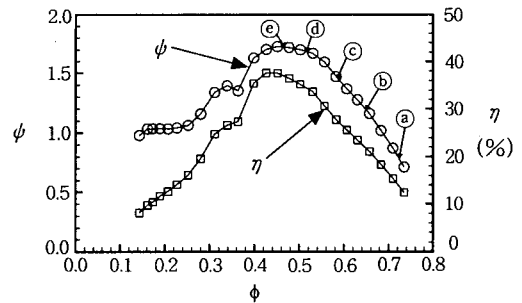


Fig. 3 The non-dimensional performance curve of the cross-flow fan used in this study.

3.2 직교류팬의 소음특성

본 연구에서 사용된 직교류팬의 무차원 성능곡선이 Fig. 3에 나타나 있다. 직교류팬의 소음특성을 다양한 부하 조건에서 파악하기 위하여 위의 성능곡선 상에서 대표적인 부하점들을 선정하여 소음의 주파수 특성을 측정하였다. 각 부하점들의 사양은 Table 1과 같다.

실험에서 고려된 작동점들은 모두 직교류팬의 안정된 동작 영역인 최대압력점의 오른쪽 영역에 포함되도록 선정하였다.

직교류팬을 1210 rpm으로 회전시킬 때 이상의 작동점 중 ㉑와 ㉒, 및 무부하 조건에서의 소음 스펙트럼을 Fig. 4에 표시하였다. 이 스펙트럼들을 비교하면 작동점 간의 유량차이에 의해서 전체 음압수준(overall sound pressure level) 값이 변화하는 것은 명확하게 알 수 있으나 뚜렷한 차

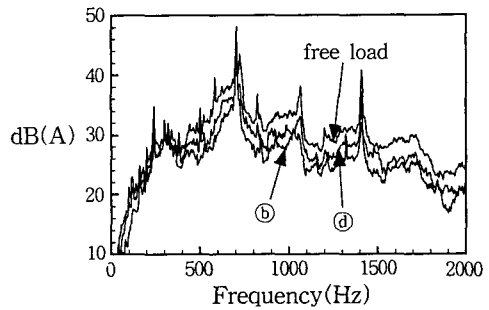


Fig. 4 The comparison of the A-weighted sound spectrums of the cross-flow fan at various operating points at 1210 rpm.

이점은 구분할 수가 없다. 이들 스펙트럼을 분석하기 위하여 각각의 부하점에서 1105~1350 rpm

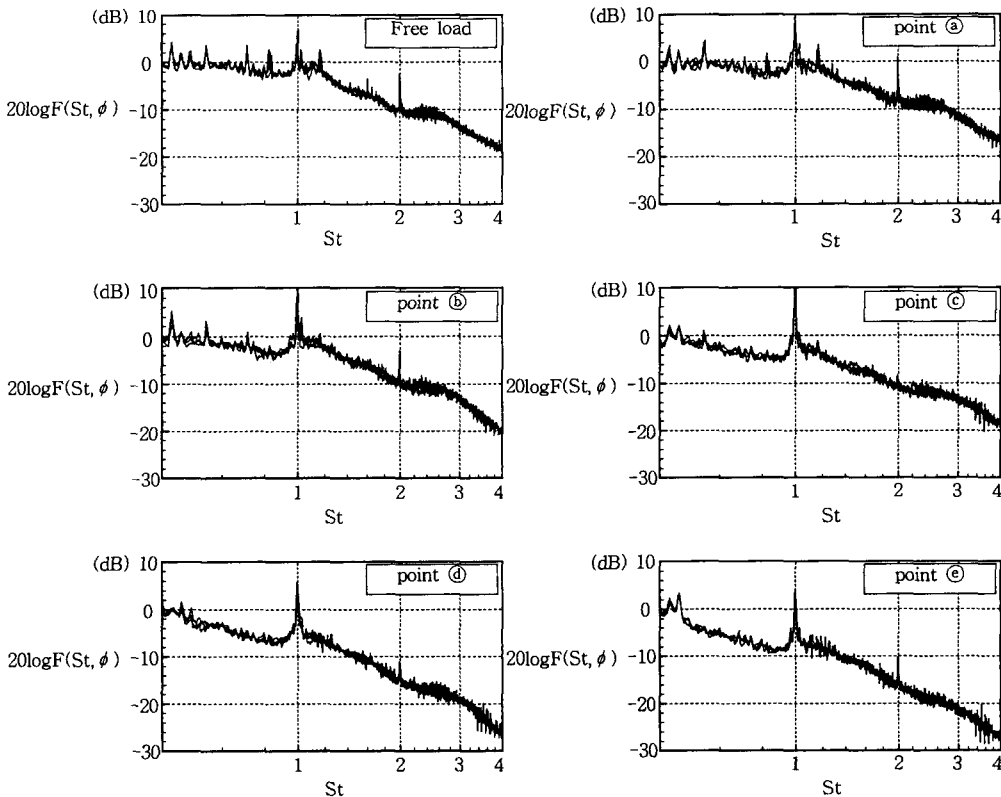


Fig. 5 The source spectral distribution functions of the sound generated by the cross-flow fan at various operating points of Fig. 3.

까지 35 rpm간격으로 회전수를 변화시켜 가며 측정된 소음스펙트럼들로부터 전 절에서 설명한 주파수 분리 기법을 이용하여 구한 음원주파수 특성 함수를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5의 free load 및 ㉔~㉖ 점의 그래프들은 실험장치의 음향학적인 특성을 제거한 상태에서 순수하게 팬 및 주변덕트 구조와의 상호 작용에 의해서 발생하는 음의 크기와 주파수 특성을 나타내며 각 궤적은 서로 다른 작동점에서의 SSDF를 나타낸 것으로서 유량이나 효율 변화에 따른 전체적인 수준과 형상의 변화를 명확하게 보여주며, 이를 이용하여 소음의 특성과 발생기구를 유추할 수 있다. 이들 음원 주파수 분포함수의 특성을 분석해 보면 Fig. 3의 free load 점 및 ㉔ 점과 ㉖ 점을 포함하는 고유량 영역에서는 BPF와 그 배수의 이산 주파수 성분이 뚜렷하고, 다시 팬 회전수의 배수 성분들이 비교적 작은 크기로 다수 존재하는 것을 알 수가 있다. 이는 일반적으로 팬 주위의 회전하는 유동과 고정된 덕트 부품과의 상호 간섭에 기인한다고 알려져 있다⁽¹³⁾. 이 성분들은 유량이 감소하면 (또는 효율이 증가하면), 점차 감소하는 경향을 보여 준다⁽¹⁴⁾. 부하점의 변화에 따른 음원 주파수 분포함수의 변화를 분석해 보면 다음과 같은 특징을 알 수가 있다. 첫째, 고주파수 영역($St > 1$ 이후의 영역)의 성분들은 유량의 감소에 따라서 전체적으로 균일하게 기울기를 유지하는 상태로 수준값이 감소한다. 그러나 저주파 영역($St \leq 1$)에서는 유량의 감소에 따라서 음압 레벨의 감소 폭이 상대적으로 더욱 큰 것을 알 수가 있다.

3.3 직교류팬 주위의 유동 변동 특성

유체기계의 소음은 주로 날개 주위 유동의 변동성분과 주변 덕트와의 상호 간섭에 의해서 발생한다. 본 연구에서는 유동 변동성분 주파수 특성을 분석하기 위하여 I형 열선 유속계를 사용하여 직교류팬 주위에서의 속도 스펙트럼, $G_{vv}(f)$ 를 부하조건에 의해서 측정하였다. 측정위치는 Fig. 6에 표시되어 있으며, 정확한 측정점의 각도는 직교류팬의 평균 사이각이 10.3° 이므로 날개 수와의 관계로 정확하게 계산될 수 있다. 유속계의 반경방향 위치는 날개의 끝 단으로부터 2 mm 떨어진 곳이다. Fig. 7에 표현된 속도 스펙

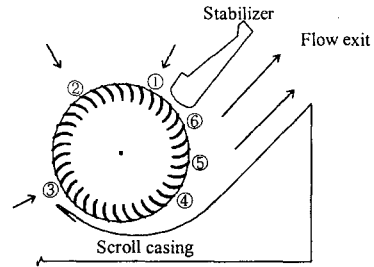


Fig. 6 The measurement locations of the hot wire probe for the fluctuating velocity magnitude spectrums.

트럼은 날개의 끝 단 속도로 무차원화 되어 있으며, 음원 주파수 분포 함수와의 비교가 가능하도록 횡축은 St수의 로그값으로 설정하였다. 또한 부하의 조건에 따른 특성변화를 분석하기 위하여 Fig. 2의 ㉖와 ㉔의 부하상태에서 측정을 수행하였다. 일반적인 예상대로 유동 변동성분의 주파수 분포에서는 BPF와 그 배수성분이 뚜렷하게 크게 나타나며, 이는 유동의 구조가 강한 반복성을 갖고 있음을 의미한다. 또한 부하조건에 따라서는 속도 변동량의 스펙트럼 변화는 팬의 출구보다는 입구 측에서 더욱 명확하게 나타남을 알 수가 있다. 특히 팬 입구유동 영역의 양 끝 단에서는 이 변화가 뚜렷하게 나타난다.

4. 직교류팬의 소음저감

Fig. 5의 음원 주파수 분포함수를 분석해 보면 유량의 감소에 따라서 전체적인 음압수준이 감소하는 것을 알 수 있으며, 특히 저주파수 영역의 음압이 대폭 감소하는 것을 볼 수 있다. 이러한 특징을 Fig. 7의 속도 스펙트럼에서 찾아보면 팬의 입구유동 영역인 ㉑ 지점의 스펙트럼이 유사한 경향을 보이는 것을 알 수가 있다. 이 경우에 ㉑ 부근의 유동 변동량과 소음의 발산이 관계가 있다는 가정 하에 Fig. 8과 같이 이 영역을 가로막는 펜스를 설치하였다. 물론 이 펜스의 길이가 증가하면 팬의 송풍능력(pumping capacity)이 감소하나 이는 팬의 회전수를 증가시킴으로써 원하는 풍량과 압력의 증가를 얻을 수가 있다. 본 연구에서는 사용된 팬의 크기와 관련되어 최적이라

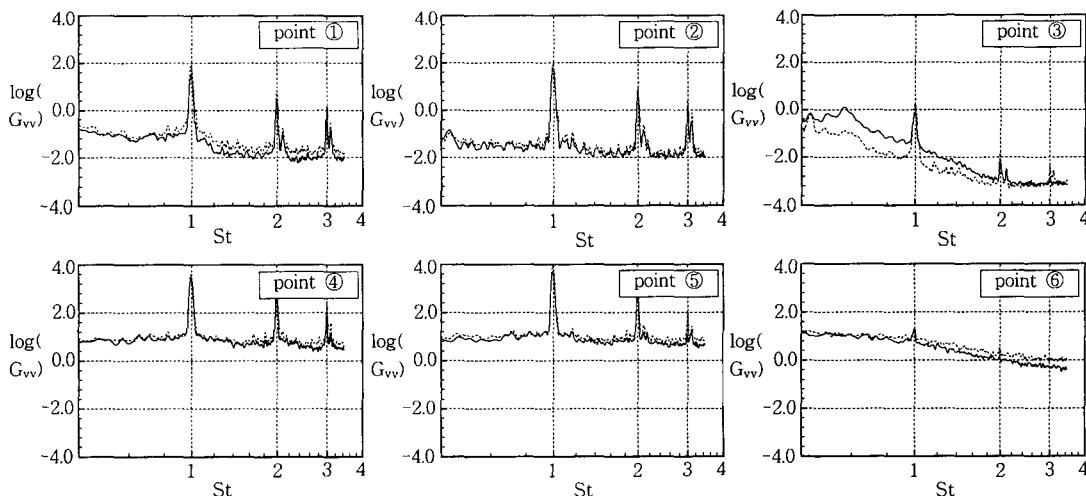


Fig. 7 The velocity magnitude auto-spectra at various locations around the cross-flow fan shown in Fig. 6; dashed line, operating point ①; solid line, operating point ④ of Fig. 3.

고 선정된 30 mm 길이의 펜스에 대한 실험 결과를 설명한다.

Fig. 9에 펜스를 설치한 경우 서로 다른 두 부하조건에서의 음원 주파수 분포함수가 표현되어 있다. 이 함수들을 Fig. 5의 유사한 작동조건인 ㉔ 및 ㉕와 비교해 보면 음압수준이 상당한 정도로 감소되어 있는 것을 볼 수 있으며 특히 낮은 St값 영역에서의 저감량이 크다는 것을 알 수 있다. Fig. 3의 ㉔ 부하점을 에어컨 열교환기의 전형적인 작동점이라고 간주하여 이를 고정한 상태에서 유량과 소음수준과의 관계를 Fig. 10에 나

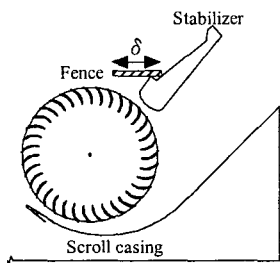


Fig. 8 The fence bounding the flow fluctuating region to reduce the noise generation (δ denotes the fence length).

타내었다. Fig. 10에서 음압수준은 A-가중치 음압을 나타내며 괄호 안의 숫자는 그 점에서의 팬 회전수를 의미한다. 길이 30 mm의 펜스를 설치한 경우에 실험이 수행된 회전수 영역 내에서 전체적으로 2~3 dB(A) 저감되는 것을 볼 수 있다.

위의 두 가지 경우에 대해서 소음의 주파수 특성을 비교하기 위하여 Fig. 10 상에서 비슷한 유량을 갖는 작동점에서의 소음 스펙트럼을 Fig. 11에 표현하였다. 두 스펙트럼을 비교해 보면 우선 비슷한 유량조건에서 고주파수 성분은 거의 차이를 나타내지 않는다. 이는 동일한 유량 조건 하에서는 유동의 요동 성분의 크기가 비슷하므로 난류에 의한 소음의 방사수준이 거의 동일한 수준이라고 판단된다. 그러나 스펙트럼 상에서 저주파수 영역($St \approx 1$ 부근인 영역, 또는 $St < 1$ 인 영역)은 서로 다른 소음 특성을 나타내며 소음 저감 효과가 특히 이 부분에서 얻어지는 것을 알 수 있다. 이로 미루어 펜스를 설치한 경우에 얻어지는 소음 저감 효과는 단지 유량의 감소에 기인하는 것이 아니고 상대적으로 낮은 주파수 소음의 발생 기구를 억제하여 얻어진다고 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 분리형 에어컨의 실내기 유닛

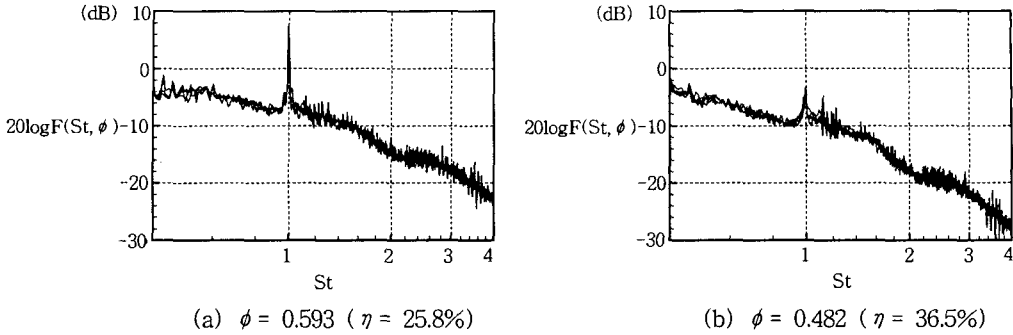


Fig. 9 The source spectral distribution functions at two different operating conditions with the fence of $\delta=30$ mm of Fig. 8.

에서 사용되는 직교류팬의 소음 특성과 저감 방법에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 소음의 발생 기구 또는 영역을 파악하기 위하여 소음 특성을 주파수 분리 기법을 이용하여 분석하였고, 팬 주위 유동장의 교란 성분을 열선 유속계로 측정

하여 주파수 특성을 파악하였다. 이들 두 가지 스펙트럼을 비교하여 소음 발생과 연관되는 영역을 유추하였고, 이 영역에 적절한 크기의 펜스를 설치하여 소음이 저감되는 것을 보였다. 특히 이 방법은 단순히 유량을 감소시켜서 발생하는 소음의 크기를 줄이는 것이 아니고, BPF 부근의 낮은 주파수 영역의 소음 발생과 관련되어 있다고 판단되는 유동영역의 공기 유입을 억제하여 소음의 발생을 저감시키는 것을 알 수 있었다.

본 연구에서 개발된 저소음화 기법은 분리형 에어컨용 소형 직교류팬을 대상으로 한 것이나 최적화 연구를 통하여 다른 크기의 직교류팬에도 적용이 가능할 것이다.

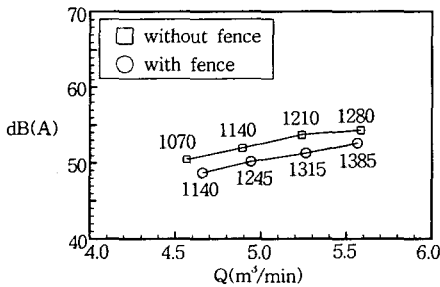


Fig. 10 The sound pressure levels of the cross-flow fan ($\delta=30$ mm).

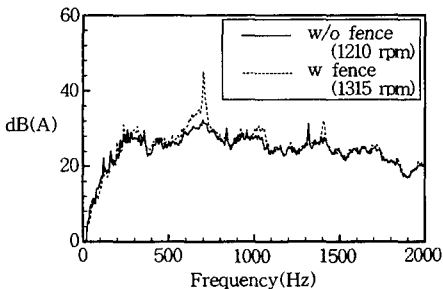


Fig. 11 The comparison of the noise spectrums of the cross-flow fan of the Fig. 10 ($\delta=30$ mm).

참고문헌

1. Ikui Takefumi and Inoue Masahiro, 1988, Turbo-blowers and compressors. Corona Publishing Co., Tokyo Japan, pp. 297-304.
2. Hayashi, T., Kobayashi, Y., Nagamori, A., and Horino, H., 1996, Low-noise design for cross-flow fans based on frequency modulation, Trans. Jpn. soc. mech. Eng. (C), Vol. 62, No. 601, pp. 68-73.
3. Hayashi, T., Kobayashi, Y., Nagamori, A., and Horino, H., 1998, Low-Noise Design for Cross-Flow Fans (Reduction of Blade Passing Tones by Noise Source Interference), Trans. Jpn. soc. mech. Eng. (C), Vol. 64, No. 617, pp. 218-223.
4. Lee, D. S., Jeng, M. S., and Tsau, F., 1997,

- Noise reduction of a cross flow fan, Proceedings, inter-noise 97, pp. 403-406.
5. Koo, H. M., Lee, J. K., Kim, C. H., and You, K. C., 1998, A study on the noise reduction of a cross-flow fan of the air-conditioners using the skewed stabilizers, Proceedings, inter-noise 98, Christchurch, New-Zealand.
 6. Fukano, T., 1992, A study on the noise reduction of the cross-flow fans (1st report; The effects of the rotor blades and the stabilizers), Turbomachinery journal, Vol. 20, No. 8, pp. 22-28.
 7. Fukano, T., 1993, A study on the noise reduction of the cross-flow fans (2nd report; The effects of the profiles of the stabilizers), Turbomachinery journal, Vol. 21, No. 6, pp. 30-35.
 8. Fukano, T., 1993, A study on the noise reduction of the cross-flow fans (3rd report; The effects of the profiles of the scrolls), Turbomachinery journal, Vol. 21, No. 8, pp. 16-22.
 9. Weidemann, J., 1971, Analysis of the relations between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors, NASA technical translation TT F-13, 798.
 10. Mongeau, L., 1991, Experimental study of the mechanism of sound generation by rotating stall in centrifugal turbomachines, Ph.D. Thesis, The Pennsylvania State University, PN, U.S.A.
 11. Mongeau, L., Thompson, D. E., and McLaughlin, D. K., 1995, A method for characterizing aerodynamic sound sources in turbomachines, Journal of sound and vibration, Vol. 181, No. 3, pp. 369-389.
 12. Bent, P. H., and McLaughlin, D. K., 1993, Enhancements to noise sources measurement techniques for turbomachinery, AIAA paper 93-4373.
 13. Mongeau, L., Thompson, D. E., and McLaughlin, D. K., 1993, Sound generation by rotating stall in centrifugal turbo machines, Journal of sound and vibration, Vol. 163, No. 1, pp. 1-30.
 14. 구형모, 최원석, 이진교, 1998, 분리형 에어컨용 직교류팬의 소음특성 분석, 공기조화 냉동 공학회 98동계학술발표회 논문집, pp. 123-128.