

무작위 날개 배열을 갖는 횡단류 팬의 개발: 무작위 배열의 선정

A Study on the Development of a Cross-Flow Fan with a Random Distribution of Blades : Study on the Determination of Random Distribution

구형모*, 최원석, 최중부, 이진교 (삼성전자 공조기기사업부 개발팀)

H.M. Koo , W.S. Choi , J.B. Choi, J.K. Lee (Airconditioning Division, Samsung Electronics),

Key Words : Cross-flow Fan(횡단류팬), Performance Characteristics(성능 특성), Noise Characteristics(소음 특성), Random Distribution(무작위 배열), Blade Passing Frequency(익통과 주파수)

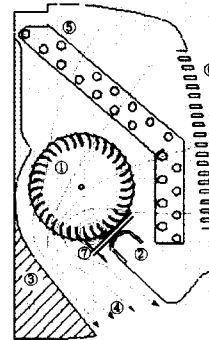
ABSTRACT : A cross-flow fan often generates discrete noise call blade passing frequency tones. Several methods have been investigated to reduce this BPF noise, where the random distribution of blades is the most promising one. A simple and effective algorithm to determine a random distribution of blades is proposed which considers fan performance as well as noise characteristics. The proposed method is verified by a simple numerical model and is applied in manufacturing cross-flow fan samples. Also some experiments are carried out and the experimental results are analyzed.

1. 서론

관류(貫流)팬 또는 접선(tangential)팬이라고도 불리는 횡단류팬은 회전축의 주위에 다수의 날개가 부착되어 구성되는 구조로서 축 대칭성을 갖는 축류 또는 원심식 유체 기계와는 근본적으로 다른 작동 원리로서 유동을 형성한다. 효율은 비교적 낮으나 1953 Eck 에 의해서 내부 유동을 구성하는 편심와 구조가 발견되면서부터 활발하게 연구가 진행되어 현재에는 전자기기등에 널리 사용되고 있다. 현재 횡단류팬이 사용되는 에어컨 시스템의 개발은 에너지 효율 향상, 구조의 소형화 및 저소음화등의 방향으로 추진되고 있으며 이에 따라서 기기의 성능과 소음 특성을 결정하는 가장 중요한 부품인 횡단류팬에 대한 연구가 중요한 과제가 되고 있다.

횡단류팬을 이용한 에어컨 팬덕트시스템의 구성은 Fig.1 과 같이 횡단류팬과 공기의 토출을 형성하는 스크롤(scroll) 및 횡단류팬 주위의 와유동(vortex flow)를 안정화시켜주는 역할의 스테빌라이저(stabilizer)등으로 구성되며 이들의 기하학적인 형상과 상대적인 위치등에 의해서 성능과 소음 특성등이 결정된다.

횡단류팬 시스템의 소음 및 저소음화에 대한 연구는 주로 가정용 공조기 산업이 가장 발달되어 있는 일본에서의 연구가 주류를 이루고 있으며 현재까지 연구로서는 횡단류팬의 기본적인 유동장을 파악하여 설계 기준을 제시하는 교과서적인 연구 결과⁽¹⁾와 일반적인 팬 날개를 팬 원주상



- ① : cross-flow fan
- ② : stabilizer
- ③ : scroll
- ④ : flow exit
- ⑤ : heat exchanger
- ⑥ : inlet grill
- ⑦ : fan-stabilizer gap

Fig.1 Schematic view of airconditioner indoor unit.

에 비균일적으로 배치하는 방법으로 축류 팬등에 적용이 가능한 저소음화 방법⁽²⁾을 확장하여 횡단류팬의 날개를 비균일적으로 배치하여 익통과 주파수를 변조하거나, 팬 날개를 무작위적으로 배열하는 기법을 이용하여 특정 주파수 소음 성분의 에너지 분산을 통해 청감 소음을 향상시키는 방법의 개발에 대한 연구^{(3), (4), (5), (6)} 등이 수행되어 왔다. 그리고 횡단류팬 시스템의 전체적인 소음 성분을 저감하기 위하여 시스템을 구성하는 팬과 스테빌라이저 및 스크롤의 형상에 따른 난류 소

음과 특정 주파수 소음 특성에 대한 연구^{(7), (8), (9)} 등이 수행되어 왔다. 이와 더불어 최근 들어서 공조 산업의 발달과 더불어 한국에서도 에어컨의 소음과 관련하여 횡단류팬 시스템의 설계 인자에 대한 연구⁽¹⁰⁾등을 비롯하여 활발한 연구가 진행되고 있으며 가장 최근에는 스테빌라이저의 형상을 변형하여 특정 주파수 소음 성분을 저감하는 방법에 대한 연구⁽¹¹⁾등이 수행되었다.

본 연구에서는 횡단류팬의 소음을 구성하는 성분 중에서 청감상으로 높은 불쾌감을 주는 익통과 주파수 소음의 저감 방법의 하나인 날개의 무작위 배열 방법에 대해서 설명한다.

2. 횡단류팬의 소음 특성

일반적으로 횡단류팬 시스템의 소음은 모든 유체 기계의 소음과 마찬가지로 유동의 난류 성분에 기인하는 광대역 소음과 특정한 주파수 특성을 갖는 소음 성분으로 구분할 수가 있다. 유동의 난류 성분이 유발하는 광대역 소음은 횡단류팬의 성능 특성과 연관되어 비소음 수준(specific noise level)을 결정하는 주된 인자가 되며 주로 팬 날개의 유동 특성과 스크롤 및 스테빌라이저의 형상에 의해서 결정된다. 후자의 특정 주파수 소음은 회전수와 날개수의 곱을 기본 주파수(익통과 주파수, **Blade Passing Frequency**)로 하고 그 정수배의 주파수 성분에서 피크 값을 나타내는 규칙적인 형태를 보이며 횡단류팬의 날개가 스테빌라이저를 통과할 때 최저점에서 공기 흐름의 가속과 감속에 의한 압력의 규칙적인 변동이 원인이 되는 것으로 청감적으로 가장 거슬리는 소음 성분이다. 주어진 횡단류팬 시스템에서 성능을 높이기 위하여서 일반적으로 팬과 스테빌라이저 사이의 간격을 감소시켜서 스테빌라이저 부근의 팬 원주상에 생성되는 와의 강도를 증가시키는 방법을 사용한다. 그러나 이 경우 앞서 설명한 BPF 소음이 급격하게 증가하는 현상이 발생하게 된다(Fig.2)

본 연구에서는 현재 가정용 에어컨에서 사용하고 있는 횡단류팬의 특정 주파수 즉 익통과 주파수 소음 성분을 저감하기 위하여, Mellin⁽²⁾의 비균일 배열 기법을 확장한 林^(5,6)의 무작위 배열법을 좀더 적용하기 쉽고 성능과 소음 특성면에서 적합한 날개의 무작위적 배열 방법에 대하여 연구한다.

3. 무작위 피치 횡단류팬의 구성

횡단류팬과 스테빌라이저 사이의 간격을 감소시켜 높은 성능과 효율을 얻는 상태에서 필연적으로 높아지는 BPF 소음을 줄이기 위한 여러 가지 방법들이 고안되어 왔다. 그 중에서도 특히 횡단류팬의 원주상에 팬날개를 배열할 때 일정한 각도(등 피치)가 아닌 부등 피치 혹은 무작위적인

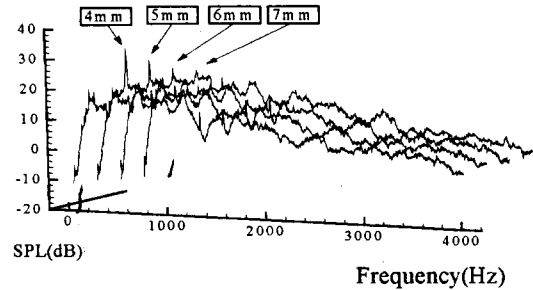
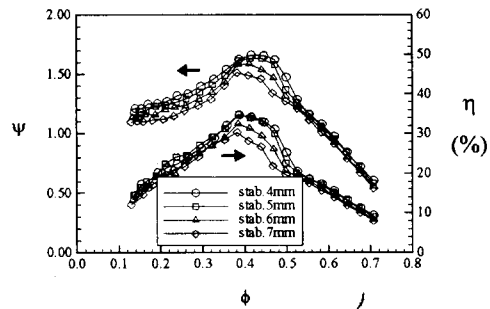


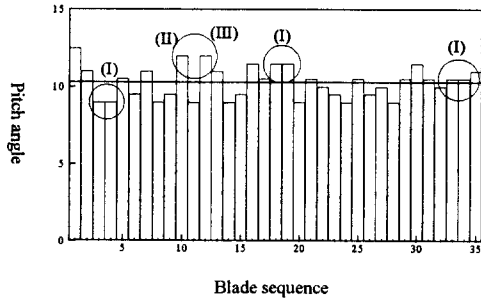
Fig.2 Performance and noise characteristics of cross-flow fan with various stabilizer gaps.

배열로 설치하면 위의 규칙적인 BPF 소음의 발생 자체는 억제할 수 없으나 스펙트럼상에서 익통과 주파수 및 정수배 주파수의 피크 값이 갖는 음향 에너지를 넓은 대역에 분산시켜서 특정 주파수의 음압 레벨을 감소시키는 방법이 고안되어 왔다.

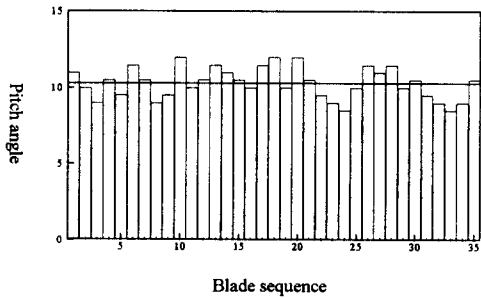
무작위 횡단류팬을 개발하기 위해서는 주어진 개수의 날개를 팬원주상에 배열하는 알고리즘이 요구된다. 물론 순수한 의미에서의 무작위 피치의 구성은 단순히 날개 수만큼의 무작위수를 구하여 이 숫자들의 가중평균(weighted average)를 이용하여 360° 를 날개 수로 분할하는 방법을 사용할 수 있으나 팬의 성능과 제조공정상의 편의성등을 고려하여 평균 피치각($360^\circ / \text{날개수}$)를 중심으로 몇개의 각도를 설정하고 이 각도들을 무작위로 배열하는 방법이 개발되어 있다. 이 방법을 이용하여 날개와 날개의 사이각 즉 피치각을 구성한 예가 Fig.3의 (a)에 표현되어 있다. 이 배열은 평균 피치각 $10.29^\circ (=360^\circ / 35, \text{날개수})$ 를 중심으로 8개의 각을 선정하여 날개를 무작위로 원주상에 배열한 것으로 실제적으로 한 업체에서 용하고 있는 배열이다. 그러나 이 배열은 다음과 같은 불합리한 특성이 나타나는 것을 알 수 있다.

- ① 각도의 값들이 평균 피치각을 중심으로 한쪽으로 편향되어(viased) 구성되어 있다.
- ② Fig.3의 (1)과 같이 피치각이 급격하게 변화하는 점이 있다.

- ③ Fig.3의 (II)와 같이 동일한 피치각이 중복되어 사용되는 곳이 다수 있다.
- ④ Fig.3의 (III)과 같이 ②의 현상이 중복되어 발생하는 곳이 있다.



(a) Conventional distribution



(a) Improved distribution

Fig.3 Random distributions of pitch angles.

상기의 특성 중에서 ①과 ②는 성능과 연관되어서 그리고 ③과 ④는 소음적인 측면에서 단점을 갖는 구조이다. 실제로도 이 배열을 사용하는 횡단류팬의 성능 특성은 다른 팬에 비해서 열세인 성능 특성을 갖고있는 것으로 밝혀졌다.

본 연구에서는 무작위 피치 횡단류팬을 개발함에 있어서 상기의 단점들을 제거하기 위한 알고리즘을 구성하였다. 즉 컴퓨터의 FORTRAN 언어에서 제공되는 무작위 숫자 발생기를 이용하여 다음과 같은 순서의 알고리즘을 개발하고 이를 사용하여 성능을 고려한 무작위 피치각의 배열을 구성하였다.

- ① Seed 숫자 입력 : computerized random number generator
- ② 무작위 숫자 배열 구성 (날개 수)
- ③ 각 숫자에 대해서 특정한 피치각 부여, $\Delta\theta_i$

위에서 얻어진 무작위 피치각에 대해서 다음과 같은 조건식을 적용하였다.

- ④ $\sum \Delta\theta_i = 360^\circ$
- ⑤ $\Delta\theta_{i-1} \neq \Delta\theta_i$
- ⑥ $abs(\Delta\theta_{i-1} - \Delta\theta_i) \leq \Delta\theta_{max}$
($\Delta\theta_{max} = 3.0^\circ$)
- ⑦ $abs(\Delta\theta_{i-1} - \Delta\theta_i) < \delta\theta_{max}$, and
 $abs(\Delta\theta_i - \Delta\theta_{i+1}) < \delta\theta_{max}$ ($= 2.5^\circ$)

위의 조건 중에서 ④는 피치각의 합이 360° 를 구성하는 단순한 구조적인 조건이고 ⑤~⑦은 앞서 설명한 바와 같이 기존 구성된 무작위 숫자 배열이 지니고 있는 단점을 회피하기 위한 수학적 표현이다. Seed 숫자의 입력 후 얻어진 무작위 피치각의 배열이 ④~⑦의 조건 중의 하나라도 충족하지 못한다면 새로운 seed 숫자를 이용하여 ①~③의 과정을 되풀이 한다. 16bit의 processor를 갖춘 PC를 이용하여 위의 알고리즘을 사용하면 얻을 수 있는 무작위 피치각 배열은 전체 $2^{16} - 1 = 65535$ 개의 set 중 10개를 넘지 않는다. 이들 중에서 정적 균형(static balance)를 고려하여 한 set를 선정된 것이 Fig.3의 (b)에 표현되어 있다. 그림에서 알 수 있듯이 (a)에서 나타난 단점들이 모두 제거되었고, (a)와 (b)의 배열을 적용하여 횡단류팬 샘플을 제작하고 성능과 소음 특성에 관한 실험을 수행하였다.

4. 음향이론해석

횡단류팬의 날개가 스테빌라이저를 통과할 때 스테빌라이저 주변의 각 점에서 발생하는 압력의 맥동을 식(1)과 같은 간단한 단극자 음원(monopole)로 가정하여 단순화된 음향 모델을 설정할 수가 있다⁽³⁾

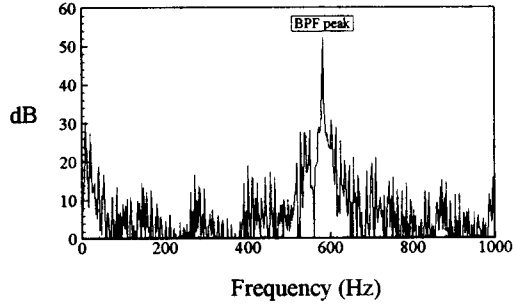
$$p(t) = Const. \left[\cos\left(\frac{2\pi}{\theta_i} T_i\right) + \frac{1}{4} \cos\left(\frac{4\pi}{\theta_i} T_i\right) \right] \quad (1)$$

여기에서 $p(t)$ 는 시간에 따른 압력 변동, θ_i 는 (i)와 (i+1)번째 날개 사이의 피치각 또는 사이각, 그리고 T_i 는 식 (2)로 표현되어 팬의 회전에 따른 시간을 나타낸다.

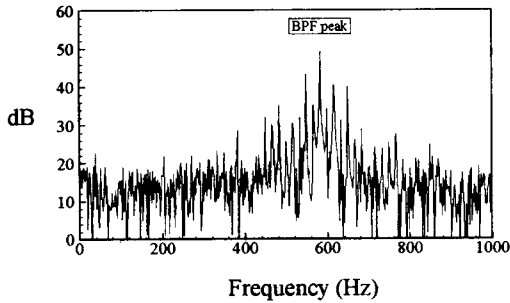
$$T_i = 2\pi Nt - (2\pi m + \sum_{k=1}^{i-1} \theta_k) \quad (2)$$

(N: 회전수, m: some integers 1,2,3, ...)

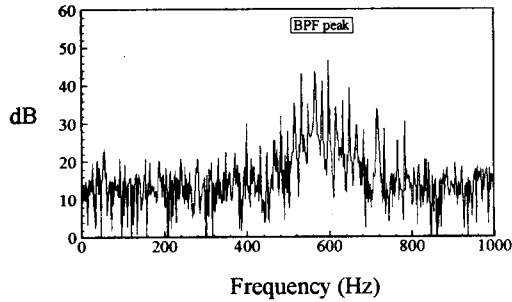
물론 현재까지의 이론적 또는 실험적인 연구의 결과 스테빌라이저에서 발생하는 음파는 쌍극자 음원(dipole)의 특성을 가진다고 알려져 있으나 단순하게 주파수 특성만을 파악하기 위해서는 단극자음원의 가정만으로 충분하다고 사료된다. 또한 이러한 음원에서 발생하는 음파가 구상파(spherical wave)의 형태로 외부로 전파된다고 가정



(a) Even distribution



(b) Conventional random distribution



(c) Improved random distribution

Fig.4 Frequency characteristics of numerical models.

하여 팬의 폭(span)에 대하여 식(1)로 주어진 각점 음원의 영향을 적분 형태로 구하여 앞 절에서 구성한 날개의 배열들에 대한 주파수 특성을 고찰하였다. 이때 식(1)에 의해서 시간에 따른 수치적 압력 값의 푸리에 변환 (Fourier transform)은 상용 프로그램인 Mathematica 를 사용하였다.

Fig.4 의 계산은 횡단류팬의 날개수가 35 이고 회전수가 1000rpm 인 경우에 대한 것으로 익통과 주파수는 583Hz 인 경우에 해당한다. 계산의 결과로부터 무작위 배열을 갖는 횡단류팬의 익통과 주파수 소음 성분이 감소하는 것을 볼 수 있으며

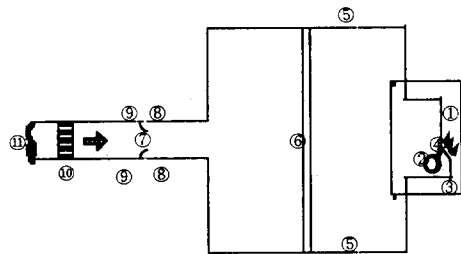
음향 에너지가 주파수 범위에 걸쳐서 분산되는 것을 명확하게 보여준다. 또한 본 연구에서 제안된 알고리즘에 의한 무작위 배열의 경우 BPF 소음 성분의 음향 에너지가 분산되는 형태가 상대적으로 양호하다는 것을 알 수가 있다.

5. 실험방법 및 실험장치

앞 절에서 수치적으로 확인한 무작위 배열의 횡단류팬의 성능과 소음 특성을 실험적으로 확인하기 위하여 다음과 같은 팬성능 실험 장치와 무향실을 이용하여 실험을 수행하였다.

5.1 성능측정방법 및 실험장치

본 연구에서 사용한 실험 장치는 일반적인 팬성능 실험 장치 (fan tester)와 횡단류팬시스템을 모사할 수 있는 실험 장치로 구성되어 있다. 팬성능 실험 장치는 ASHREA 표준을 근거로 하여 제작하였으며, 유량을 측정할 수 있도록 $\phi 80\text{mm}$ 인 노즐부가 상류부에 설치되어 있고 후방의 settling chamber 내에서 팬의 정압을 측정한다. 팬성능 실험 장치 내부에서 발생하는 정압의 손실을 보상하기 위하여 흡입구에는 보조 송풍기(3HP, 250mmAq)가 설치되었으며 실험 장치의 후방에는 횡단류팬 시스템 실험 장치가 설치될 수 있도록 후방 토출형으로 선정하였다.(Fig.5)



- ① : experimental rig
- ② : cross-flow fan
- ③ : casing
- ④ : stabilizer
- ⑤ : static pressure hole
- ⑥ : screen
- ⑦ : nozzle($\phi 80$)
- ⑧ : downstream pressure hole of the nozzle
- ⑨ : upstream pressure hole of the nozzle
- ⑩ : honeycomb section
- ⑪ : flow from auxiliary(booster) fan and damper

Fig.5 Fan performance test system.

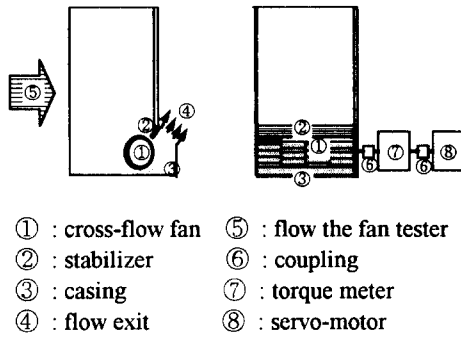


Fig.6 Cross-flow fan system apparatus.

에어콘에서 사용되는 횡단류팬은 주로 다수 개의 블럭을 초음파 용착하여 제작하여 사용하기 때문에 팬 전체를 사용하는 실험 장치의 구성은 비효율적이다. 따라서 본 연구에서는 4 개의 블럭으로 횡단류팬 샘플을 제작하여(블럭당 75mm) 사용하였으며 팬의 단면은 직경 95mm 인 원주상에 원형 캠버와 13mm 의 코드 길이를 갖는 날개를 35 개 배열한 형상으로 구성되어 있다. 또한 횡단류 팬의 구동과 팬의 토크 측정을 위해서 횡단류팬의 축에 토크 미터(ONOSOKI, 5Kgf-cm)와 서보모터 (VLBSE-02020, 東榮전기, 0.4kW, 2000 rpm)를 커플링을 사용하여 연결하였다. (Fig.6)

5.2 소음 측정 방법

소음의 측정은 cut-off 주파수가 125 Hz 이고 암소음 값이 15dB 인 무향실(5m×5m×3m)에 횡단류팬 시스템을 설치하여 실제 에어컨에서 관찰되는 크기의 시스템저항(또는 압력손실)을 상류에 설치하여 측정하였다. 주파수특성을 파악하기 위하여 LMS 장비를 이용하였고 모든 소음은 B&K 1/2" 소음계로 측정하였다. 이때 횡단류팬 시스템의 상류 덕트에서 발생하는 공명(resonance) 등의 영향은 일단 무시하고 횡단류팬의 BPF 성분만을 고려하여 측정하였다.

6. 실험 결과 및 분석

6-1 성능 특성

본 연구에서 제안한 무작위 배열 선정에 관한 방법은 기본적으로는 날개의 등피치 배열에 의해서 발생하는 익통과 주파수 소음 성분을 제거하는 것이 아니라 음향에너지를 비교적 넓은 주파수 대역으로 분산시켜서 청감 상으로 불쾌감을 주는 성분을 저감하는 것이다. 따라서 횡단류팬의 공기역학적인 특성에는 되도록 변화를 주지 않는 상태에서 소음을 저감해야 한다. Fig.7 의 성능실험 결과로부터 일단 횡단류팬의 날개가 팬원주 상에서 비균일적으로 배열이 되면 팬의 성능이 저하

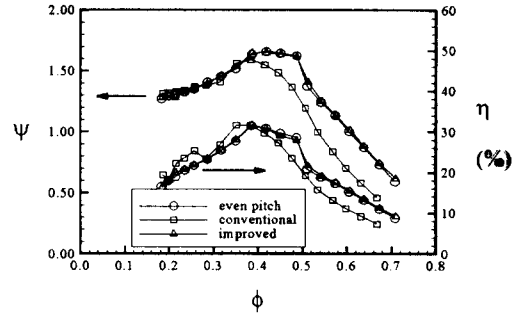


Fig.7 Performance characteristics for sample fans.

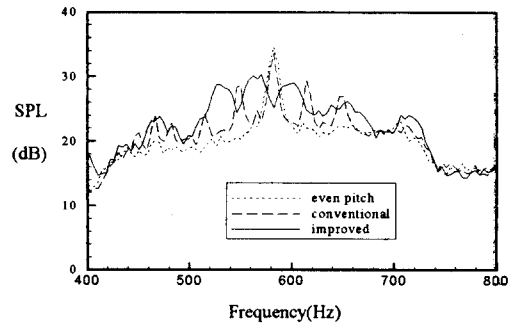


Fig.8 Noise characteristics for sample fans.

되는 것을 볼 수가 있으며 이는 이미 알고리즘을 구성할 때 예상되었던 결과이다. 그러나 이점을 고려하여 선정된 개선된 무작위 배열에 의한 횡단류팬은 공기역학적인 특성이 균일 배열의 경우와 비교해서 거의 변화가 없음을 알 수가 있다. 이는 본 연구에서 제안된 날개의 배열이 급격한 피치각의 변화를 억제하는 제한 조건을 만족시키기 때문이라고 추정되며, 급격한 피치각의 변화는 성능의 저하를 야기한다는 것을 역으로 보여주고 있다.

6-2 소음 특성

무작위 날개 배열을 갖는 횡단류팬의 소음 특성은 Fig.4 의 간단한 수치적 모델 해석의 결과에서도 알 수 있듯이 특정 주파수 음향 에너지의 분산을 통하여 음압 수준을 저감한다. 본 연구에서 제작한 횡단류팬 시스템을 이용한 소음값의 주파수 특성이 Fig.8 에 나타나 있다. Fig.8 의 소음 스펙트럼은 익통과 주파수를 위주로 한 저주파 대역의 일정한 범위를 확대한 것으로서 주파수 분해성은 2Hz 이고 각각의 횡단류팬 샘플에 대한 소음 주파수 특성을 나타낸다.

Fig.8의 결과에서 균일한 피치각을 갖는 횡단류팬 시스템의 경우는 Fig.2의 소음 특성 그림과 마찬가지로 익통과 주파수에서의 음압치가 피크값을 나타내는 것을 볼 수가 있으며 일단 날개가 비균일하게 배열되면 특정 주파수의 음향 파워가 주변의 주파수 대역으로 분산되는 것을 알 수가 있다. 또한 본 연구에서 선정한 두 가지 무작위 배열의 차이점을 분석해보면 무작위 배열의 선정시 3절에서 제안한 제한 조건을 적용한 개선된 배열의 경우가 좀더 넓은 대역으로 에너지를 분산시켜서 피크 값의 저감 효과가 우수함을 보여 준다.

7. 결론

이상의 결과로부터 날개의 무작위 배열을 갖는 횡단류팬에 대해서 다음과 같은 결론들을 도출할 수가 있다.

- ① 횡단류팬의 날개는 균일하게 배치될 때 주어진 형상에서 공기역학적인 특성이 최적이며 비균일 배열을 선택할 때에는 이점을 고려하여 배열을 선정해야 성능의 저하가 최소화된다.
- ② 횡단류팬의 원주 상에 날개를 무작위적으로 배치하여 익통과 주파수 소음 성분의 음향 에너지를 주파수 대역에 분산시켜서 효과적으로 피크값을 저감할 수 있다.
- ③ ②항의 무작위 배열을 선정할 때 성능특성을 고려하여 본 연구에서 제안한 조건을 적용하면 팬의 공기역학적인 성능을 크게 저하시키지 않고 저소음화가 가능하다.
- ④ 횡단류팬과 스테빌라이저 사이에서 발생하는 음압의 맥동을 간단한 단극자 소음원으로 가정하여 횡단류팬의 특성 주파수 소음에 대한 해석이 유용함을 알 수가 있다.

기호설명(Nomenclatures)

- Q : 유량 (flow rate)
 ΔP_t : 팬 전압력 상승(total pressure rise)
D : 팬 직경
N : 팬 회전수
 ϕ : 유량계수 (flow coefficient)

$$\phi = \frac{Q}{\pi N D^2 L}$$
 ψ : 압력계수 (total pressure coefficient)

$$\psi = \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2} \rho N^2 D^2}$$
 η : 효율 (efficiency)
 $\Delta\theta$: 날개 사이각(pitch angle)

abs() : absolute value of ()

참고문헌

- (1) 生井武文, 井上雅弘, タ-ボ送風機と壓縮機, グロナ社, 1988.
- (2) R.C. Mellin and G. Sovran, "Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors," ASME, Journal of Basic Engineering, pp. 143-154, 1970.
- (3) 小林 洋一郎, 永守 朗, 彬山 弘, 新正 隆景, 金野 悟, "ル-ムエアゴン室内機用横流ファンの高性能化に関する研究," 第27回 空気調和・冷凍聯合講演會(東京) 講演論文集, 69-72, 1993.
- (4) 本郷一郎, 若彬晴廣, 長倉進, 掘野博文, 川村清隆, "省エネエアコンの開発," 第29回 空気調和・冷凍聯合講演會(東京) 講演論文集, 85-88, 1995.
- (5) 林 卓郎, 小林 洋一郎, 永守 朗, 掘野博文, "周波數變調による横流ファンの低騒音設計," 日本機械學會論文集(C編), 62卷, 601號, 68-73, 1996.
- (6) 林 卓郎, "空調器機騒音の音質改善," 日本音響學會誌 53卷 6號, 472-476, 1997.
- (7) 深野 徹, 山下 泰, 原 義則, 木下歡治郎, 野見山茂治, "横流ファンの低騒音化に関する研究 (第1報: 舌部及び動翼幾何形狀影響)," タ-ボ機械第20卷第8號, 22-28, 1992.
- (8) 深野 徹, 山下 泰, 原 義則, 木下歡治郎, 野見山茂治, "横流ファンの低騒音化に関する研究 (第2報: 舌部幾何形狀影響)," タ-ボ機械第21卷第6號, 28-35, 1993a.
- (9) 深野 徹, 山下 泰, 原 義則, 木下歡治郎, "横流ファンの低騒音化に関する研究 (第3報: スクロ-ル形狀影響)," タ-ボ機械第21卷第8號, 16-22, 1993b.
- (10) 서상호, 이내영, 이진하, 진심원 및 임금식, "룸에어콘 소음저 감을 위한 stabilizer 에 관한 연구," 한국소음진동공학회 1995년도 추계학술대회논문집, 136-141, 1995.
- (11) Da-Seung Lee, Ming-Shan Jeng and Fanghei Tsau, "Noise reduction of a cross flow fan," Proceedings INTER-NOISE 97, 403-406, 1997.