

# 관통유동 해석 방법을 이용한 축류형 팬의 소음예측

이 찬\* , 정동규\*\* , 홍순성\*\*

## The Prediction of the Axial Flow Fan Noise by Using Through-Flow Analysis Method

Chan Lee\* , Dong-Gyu Chung\*\* and Soon-Seong Hong\*\*

**Key Words:** Through-Flow Method(관통유동방법), Vortex Shedding(와류 떨어짐), Wake Vortex(후류 와류), Karman Vortex Street(Karman 와류 거리), Thin Airfoil Theory(박형 날개 이론), Dipole Source(쌍극자 음원)

### **ABSTRACT**

A noise prediction method of axial flow fan is developed by incorporating through-flow method and vortex shedding noise model. Fan noise is assumed to be generated due to the pressure fluctuation induced by wake vortices of fan blades and radiate as dipole distribution. The wake vortices are analyzed by combining Karman vortex street model and through-flow analysis results, and the vortex-induced fluctuating pressure on blade surface is calculated by thin airfoil theory. The predicted sound pressure levels and directivity patterns of fan noise by the present method are favorably compared with fan noise test data. Furthermore, the present method is shown to be very useful for predicting the aero-acoustic performance map of the fan operated at off-design point.

### **1. 서론**

공기조화용 설비에 광범위하게 사용되는 축류 팬은 공기를 일정한 압력과 유량으로 원하는 공간에 공급하는데 필수적인 장비이다. 축류 팬의 기능은 회전하는 익렬 내로 공기를 유입하여, 부하조건에 맞는 토출 압력과 유량을 가지는 공기를 송풍

하는 것이다. 그러나 팬 내부의 공기와 익렬 간의 공기역학적 작용은 공기의 비정상적인 압력 섭동(unsteady pressure fluctuation)을 불가피하게 초래하며, 이로 인해 팬 소음이 발생하게 된다. 이러한 이유로, 최근 들어 점증하는 환경 친화적인 제품에 대한 수요자들의 요구는 팬 설계자나 팬을 응용한 시스템 설계자들에게 팬 소음 저감의 문제를 새로이 대두시키고 있으며, 이러한 추세는 앞으로 더욱 강화될 전망이다.

\* 정희원, 수원대학교 공과대학, 기계공학과

\*\* CFTech 연구개발부

그러므로, 본 연구의 목적은 축류 팬(axial flow fan)의 소음 특성을 이론적으로 예측할 수 있는 해석방법의 제안에 그 주안점을 둔다. 팬의 소음을 예측하기 위해서는 팬 내부의 유동장 정보의 확보가 필수적이므로, 본 연구는 우선적으로 팬의 내부 유동장을 관통유동해석방법에 의해 구하였다. 이렇게 구하여진 유동장 예측결과를 바탕으로, 팬 블레이드 표면의 섭동압력 및 양력분포는 블레이드 후류 내에서 와류거리(vortex street)를 가정하는 와류 떨어짐(vortex shedding) 모델과 박형 날개이론을 적용하여 구하고, 더 나아가 음압의 레벨 및 방향성은 소음의 쌍극자 방사형태를 가정하여 구하였다.

## 2. 관통유동해석방법

축류형 팬 블레이드가 형성하는 유로는 블레이드의 날개길이방향(spanwise) 뒤틀림과 시위길이방향(chordwise)의 격임으로 인해 매우 복잡한 3차원 형상을 가지므로, 관통유동해석방법에서는 이러한 3차원 유동장을 해석하기 위해서 유동장을 Fig.1 과 같이 블레이드와 블레이드 사이의 유면(S<sub>1</sub>)과 블레이드 날개길이 방향의 유면(S<sub>2</sub>)으로 나누어 생각한다.

즉 S<sub>1</sub> 면의 유동을 접선방향으로 평균한후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S<sub>2</sub> 면은 팬 블레이드 내부 유동장을 대표하게된다. 일반적인 유동 지배방정식인 Navier Stokes equation 에서 점성항을 무시하고, 접선방향으로 평균한 S<sub>2</sub> 면에서의 유동방정식은 식(1) 처럼 표현된다[1].

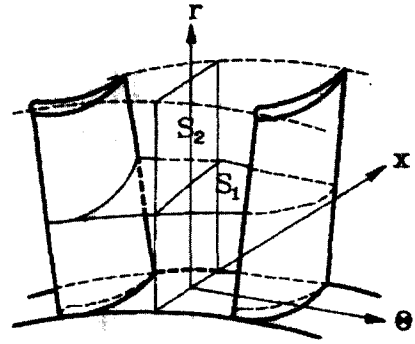


Fig.1 Flow Surfaces in Fan Blade Rows

$$\frac{dV_m^2}{dr} + 2\cos^2\beta \left( -\frac{\sin\phi}{V_m} + \frac{\cos\phi}{r_c} + \frac{1}{2\cos^2\beta} \frac{d\ln Q}{dr} \right) + \frac{1}{2} \left( \frac{d\tan^2\beta}{dr} + \frac{\tan^2\beta}{r} + \frac{2Q\tan\beta}{V_m} \right) V_m^2 = 2\cos^2\beta \left( \frac{1}{Q} \frac{dIQ}{dr} + \frac{U^2}{2} \frac{d\ln Q}{dr} \right), \quad (1)$$

여기서 m 은 유체의 축 방향과 반경방향 유속이 이루는 자오선면(meridional plane)상의 좌표를 의미하며,

$$\frac{\sin\phi}{V_m} \frac{dV_m}{dm} = - \frac{\left( 1 + M_\theta^2 + \frac{r}{r_c \cos\phi} \right) \frac{\sin^2\phi}{r} + \tan\phi \frac{d\phi}{dr}}{1 - M_m^2}$$

$$Q = (P_0/P_{01})^{x-1/x} / (T_0/T_{01}), \quad I = C_p T_{01} - U_1 V_{\theta 1},$$

$$\tan\beta = \frac{V_\theta}{V_m} \quad (2)$$

식(1), (2) 는 블레이드 출구의 유동장 분포를 얻는데 사용되는데, 이때 정체점 온도는 팬 회전 블레이드를 거치며 공기가 받게되는 일을 표현하

는 Euler의 일 관계식을 사용하여 결정할 수 있다.

$$C_p(T_{02} - T_{01}) = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}, \quad (3)$$

이때 1, 2 는 주어진 유선을 따라 유체가 거치게 되는 블레이드 입, 출구 지점을 의미한다.

식(1)-(3) 은 블레이드 날개길이방향에 대한 초기치문제(initial value problem)의 형태를 가지므로, 블레이드 허브반경에서의 속도가 주어지면 반경방향으로의 수치적 적분을 통해 각 유선에서의 속도, 온도, 압력 및 유동각을 구할수 있다. 그러므로 본 해석방법에서는 허브의 유속을 임의로 가정한 후 구하여진 유동장 결과가 식(4) 와 같은 질량 보존관계식에 부합하는지를 검토한후, 허브의 속도 값을 조절하여 수렴될 때 까지 반복계산을 수행한다.

$$m = 2\pi \int_{hub}^{tip} \rho V_m \cos \phi r dr = const \quad (4)$$

블레이드를 거친 공기는 정체점 온도가 상승하는 것과 동시에 압력도 상승하게 되나, 블레이드내부를 거치는 유동의 점성에 따른 비가역성으로 인해 전 압력손실이 발생된다. 그러나, 본 방법의 유도과정에서는 점성효과를 고려하지 않기 때문에, 식(2)에서 Q 를 계산하는데 압력손실효과를 고려하는 간접적인 방법이 사용될 수 있다. 즉, 블레이드를 통과하는 공기의 온도상승에 등엔트로피 관계식을 적용하여 얻어진 공기압력에 압력손실을 고려할 수 있으며, 이때 압력손실은 블레이드의 기하학적 형상(시위길이, 블레이드 간격, 블레이드 설치각도 등), 블레이드 단면의 익형 및 유동변수들

의 함수로 표현되는 실험적 상관관계식들을 이용하여 구하였다[2].

앞서 언급한 관통류 해석방식은 웬 소음예측에 필요한 웬 블레이드 날개길이 방향의 속도분포 및 블레이드 후류의 경계층 두께 등을 구하는데 사용된다.

### 3. 웬 소음 생성 및 방사 모델

앞서 구한 웬 유동장 해석결과는 정상상태를 가정한 결과이나, 실제로는 웬 블레이드 표면에서의 난류 유동이 가지는 압력변동에 의해 소음이 발생한다. 일반적으로 난류소음은 유속이 음속에 비해 충분히 작은 웬의 경우에는 쌍극자 음원(dipole distribution)으로 분류되고, 웬 블레이드 1개의 쌍극자 음원으로부터 발생하는 음동력은 다음과 같이 표현된다.

$$e = \frac{1}{12\pi \rho a_0^3} \int_S \int_S \frac{\partial p(x, y, t)}{\partial t} \frac{\partial p(x', y', t)}{\partial t} dS dS' \quad (5)$$

또한 Sharland[3] 는 음동력을 블레이드 표면의 섭동 압력에 대한 상관면적(correlation area)과 양력계수를 이용하여 다음과 같이 표현하였다.

$$e = \frac{\rho}{48\pi a_0^3} \int_{span} c_l^2 S_c \left\langle \left[ \frac{\partial C_L}{\partial t} \right]^2 \right\rangle dy \quad (6)$$

이때 y 는 블레이드 날개길이 방향의 좌표를 의미하며, 식(6) 으로부터 웬 블레이드에서 생성되는 음동력을 알기 위해서는 날개길이 방향에 따른 블레이드 표면의 압력 섭동에 따른 양력계수( $C_L$ )

와 상관면적(Sc) 에 대한 모델링이 필요하다.

그런데 난류소음은 블레이드에 유입되는 유동의 난류성분(incoming turbulence)과 블레이드 후류에서 방출되는 와류(vortex)에 의한 경우로 분류된다. 대부분의 경우 쉐어로 유입되는 공기의 난류성분이 크지 않으므로, 식(6)에서 나타나는 쉐어의 양력 섭동은 블레이드에서 떨어져 나가는 후류내의 와류에 의해 주로 야기된다. 이러한 이유로, 본 연구에서는 쉐어 소음의 해석모형으로서 Lee, Chung 및 Kim[4] 에 의해 제안된 와류 떨어짐(vortex shedding)모델을 이용하였다.

블레이드 후류의 형태는 주로 2차원 Karman 와류거리(vortex street)에 의해 지배되고 블레이드 날개길이 방향 와류간의 상관관계는 무시할 만큼 작다. Fig.3 은 3차원 쉐어 블레이드 임의의 반경지점에서의 블레이드의 단면을 보여주고 있으며, 이러한 각 단면에서의 소음성분을 날개길이방향으로 합쳐줌으로써 쉐어 블레이드 전체의 소음을 구할수 있다. Fig.3에서 볼 수 있듯이, 블레이드 표면에서 성장한 경계층은 블레이드 뒷전(trailing edge)에서 와류 떨어짐을 유발하며, 즉 경계층내의 구속와도(bound vorticity)가 후류내의 규칙적인 와류거리로 변환된다. 와류는 블레이드 경계층의 60% 지점에서 떨어져 나가므로, 후류내 다른열에 속한 와류간의 거리(b)는 다음과 같다.

$$b = 0.6(\delta_u + \delta_l) + d_{te} \quad (7)$$

여기서  $\delta_u$  및  $\delta_l$  은 블레이드 위, 아래 표면의 후류 경계층 두께를,  $d_{te}$  는 블레이드 뒷전 두께를 나타낸다.

그리고 잘 알려진 Karman 와류거리의 안정성 연구에 의하면, 서로 같은 열에 속한 와류간 거리(a)는  $b/a = 0.281$  인 경우 안정된 와류구조를 보이며, 주 유동방향에 반대방향으로 와류에 의해 야기되는 전진속도( $V_i$ )는 다음과 같이 표현되고,

$$V_i = \frac{K}{2a} \tanh\left(\frac{\pi b}{a}\right) = \frac{K}{2a} \tanh(\pi s) \quad (8)$$

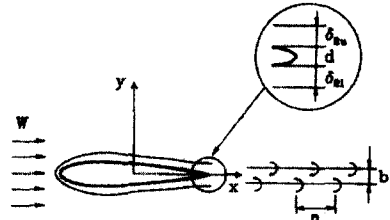


Fig.3 Wake Model of Fan Blade Element

그러므로 이때 와류가 떨어져 나가는 주파수는 아래와 같이 주어 질 수 있다.

$$f = \frac{(V - V_i)}{a} \quad (9)$$

여기서  $V$  는 관통유동해석방법을 이용하여 구하는 블레이드 후방의 유속을 나타낸다.

식(8)-(9)에서 전진속도와 주파수를 구하는데 필요한 와류강도(vortex strength)  $K$  를 구하기 위해, 블레이드 표면을 거치는 공기의 전체 운동량변화가 후류내의 와류들에 의해 야기되는 저항력과 균형을 유지한다는 조건을 사용한다. 그 관계식은 다음과 같으며,

$$D = \rho V^2(\theta_u + \theta_l) = \rho Ks\left(1 - \frac{2V_i}{V}\right) + \frac{\rho K^2}{2\pi a}, \quad (10)$$

여기서 두번째항은 운동량변화를, 세번째항은 와류에 의한 저항력을 나타낸다.

그러므로, 식(10)으로 부터, 블레이드 후류의 두께를 알면 와류강도는 쉽게 구해질 수 있다. 본 연구에서는 블레이드 후류 두께를 평가함에 있어서, 관통유동해석 시 압력손실을 구하는 과정에서 예측된 후류 운동량두께를 식(10)의 계산에 이용하였으며, 참고로 후류 운동량 두께는 블레이드 시위길이 이를 근거한 Reynolds 수, 블레이드의 유동각, 시위길이 및 간격 등의 함수로 표현된다.

블레이드 표면에 발생하는 섭동 압력을 구하기 위해서, 비정상 Bernoulli 방정식으로부터 유도되는 박형 날개이론(thin airfoil theory)을 이용하였고, 이때 블레이드 윗면과 아랫면의 압력차에 의한 압력 섭동은 다음과 같다.

$$\Delta p = -\rho \left[ V\gamma(x, t) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{-c/2}^x \gamma(x', t) dx' \right], \quad (11)$$

이때 쉐인 블레이드 표면에서의 구속 와도(bound vorticity)는 후류 내의 와류들에 의해 야기되는 것으로 간주 할 수 있으며, 또한 본 연구는 구속 와도의 시간에 따른 변화가 주기적이라고 가정하였다. 즉  $\gamma(x, t) = \gamma_{\max}(x) \sin \omega t$ ,  $\omega = 2\pi f$  이다.

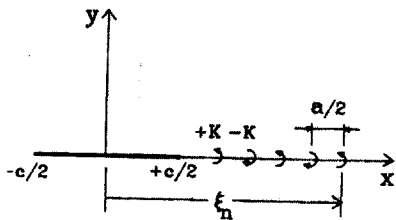


Fig.4 Idealization of Fan Blade Wake Vortices

또한 블레이드 후류 두께가 블레이드 시위길이에 비해 매우 작은 값이므로, 본 연구에서는 블레이드 후류의 와류분포를 Fig.4 와 같이 이상화시켜 생각하였다. 앞서의 이러한 가정들과 Karman 과 Sears 의 비점성 유동 이론에 따르면, 블레이드 단면의 중심으로부터 후방거리  $\xi$  되는 점에 위치한 와류에 의해 야기되는 구속 와도 분포는

$$\gamma_{\max}(x) = \frac{K}{\pi} \sqrt{\frac{c/2-x}{c/2+x}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{\xi_n - x} \sqrt{\frac{\xi_n + c/2}{\xi_n - c/2}}, \quad (12)$$

이때 블레이드 단면의 중심에서 와류까지의 거리는  $\xi_n = c/2 + na/2$  이다.

식(11) 과 (12) 를 아래와 같은 변동양력관계식에 대입하여, 변동양력과 양력계수를 구하면,

$$L(t) = \int_{-c/2}^{c/2} \Delta p(x, t) dx \quad (13)$$

$$= -\rho KV \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \left[ (a_n - 1) \sin \omega t + \frac{\omega c}{2V} \left( a_n - \frac{2}{a_n + 1} \right) \cos \omega t \right]$$

그러므로, 양력계수의 정의,  $C_L = L / \frac{1}{2} \rho V^2 c$ , 를 이용하면, 양력계수의 시간변동에 따른 평균치는 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned} \overline{\left( \frac{\partial C_L}{\partial t} \right)^2} &= 2 \left( \frac{KV}{cV} \right)^2 \left[ \left[ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (a_n - 1) \right]^2 \right. \\ &+ \left. \left[ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\omega c}{2V} \left( a_n - \frac{2}{a_n + 1} \right) \right]^2 \right] \quad (14) \end{aligned}$$

마지막으로 식(6)에 나타나는 섭동 압력에 대한 상관편적은 블레이드 시위길이 방향과 날개 길이

방향의 상관 길이의 곱으로 간주될 수 있으며, Brooks 와 Hodgson[5], Mugridge[6]에 의하면, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$L_{span} \approx \frac{2V}{\omega}, \quad L_{chord} \approx \frac{6V_i}{\omega}$$

$$S_c = L_{span}L_{chord} \approx \frac{12VV_i}{\omega^2}, \quad (15)$$

물론 이때 상관면적도 속도 압력과 마찬가지로 팬 블레이드 날개길이방향에 따라 변화된다.

앞서의 식(6)-(15)의 계산과정을 통해, 팬 블레이드 1개의 소음에너지가 구해질수 있으며, 다수의 블레이드로 구성된 실제 팬의 경우에는 각각의 블레이드들이 서로 상관되지 않는 소음원으로 작용하므로, 총 소음에너지(E)는 E=exB 로 표현되고

$$E = \frac{B\rho}{2\pi a_o^3} \int_{span} \frac{K^2 V^3 V_i}{c} \left\{ \left[ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (\alpha_n - 1) \right]^2 + \left[ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\omega c}{2V} \left( \alpha_n - \frac{2}{\alpha_n + 1} \right) \right]^2 \right\} dy \quad (16)$$

이때 B 는 블레이드 숫자이다.

더 나아가 소음의 방사형태를 이상적 쌍극자 분포로 가정하면, 팬 블레이드 표면으로부터 수직한 거리에서의 최대 음압 및 임의 각도에서의 음압은 다음과 같이 구해진다[7].

$$p_{max}^2 = \frac{3\rho a_o}{4\pi r^2} E, \quad (17)$$

$$p^2(r, \theta) = p_{max}^2 \cos^2 \theta \quad (18)$$

이때 r은 팬 블레이드 표면으로부터 음압 관측점까지의 거리를,  $\theta$ 는 블레이드 표면에 수직한 벡터와 음압 관측지점 간에 이루는 각도를 의미한다.

그러므로 팬 소음의 기준인 음압 및 음동력 레벨 (Sound Pressure and Power Levels)은 다음처럼 정의된다.

$$SPL = 10 \log_{10} \left( \frac{p^2}{p_{ref}^2} \right), \quad PWL = 10 \log_{10} \left( \frac{E}{E_{ref}} \right) \quad (19)$$

이때  $p_{ref}$ ,  $E_{ref}$  는 기준음압  $2 \times 10^{-5}$  Pa, 기준 음동력  $10^{-12}$  Watt 를 의미한다.

#### 4. 예측결과 및 검토

Fig.5 는 서로 다른 설계 사양을 가지는 8개의 축류 팬들에 대해 본 방법에 의한 소음 예측 결과들과 실험결과들[6,8,9,10,11]을 비교하고 있다.

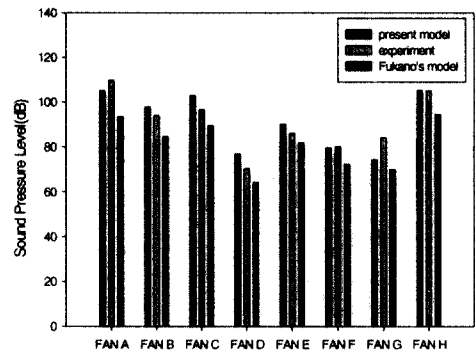


Fig.5 Comparison of Fan Noise Levels

예측결과들이 실험결과와 비교하여 최대 10% 오

차 이내에서 잘 일치하고 있으며, Fukano의 예측 모델[10]에 비해 본 방법의 예측 정확도가 우수함을 알 수 있었다.

Figs.6 과 7 은 본 방법에 의한 소음의 방향성 예측결과들을 보여주고 있으며, 예측결과가 실험결과간에 잘 일치함을 알 수 있었다.

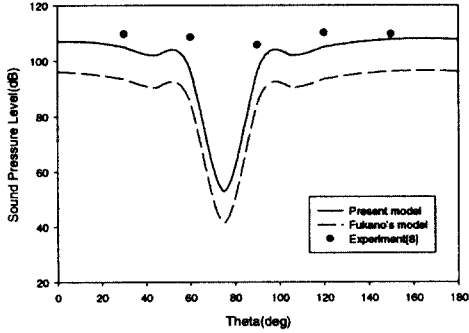


Fig.6 Directivity Pattern of Noise from Fan A

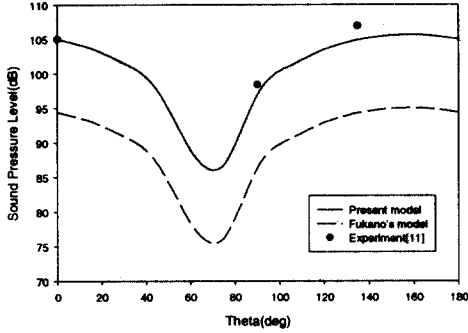


Fig.7 Directivity Pattern of Noise from Fan H

축류 팬의 작동조건에 따른 탈설제점 성능 및 소음레벨 변화에 대한 예측 결과가 Fig.8에 표현되어 있다. Fig.8에서 보여지듯이, 유량 변화에 따른

팬의 토출압력, 효율을 본 방법이 잘 예측하고 있으며 소음레벨의 변화도 타당하게 예측되고 있다. 그러나 소음레벨의 예측치가 저 유량 범위에서 실험결과에 비해 낮게 나타나는 결과는 저 유량 조건에서 팬이 작동할 때 생기는 실속(stall) 현상에 의한 소음 증가를 본 해석 방법상에서 고려하지 못하고 있기 때문이다.

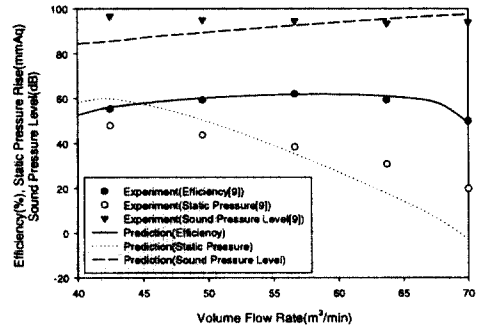


Fig.8 Performance and Noise Level Variations of Fan B at Off-Design Operation

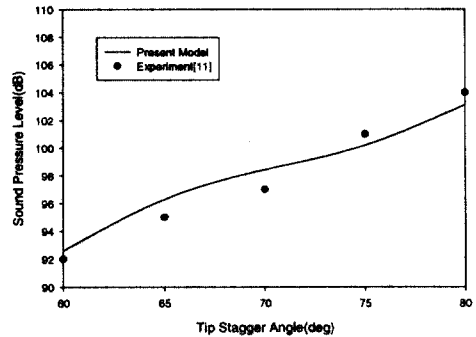


Fig.9 Noise Level Variation with the Stagger Angle of Fan H

Figs. 9 와 10 은 팬의 블레이드 설치각도 (stagger angle) 및 개수를 변화시킬 때 소음의 변화를 예측한 결과들을 보여주고 있다. 그림에서 보여지듯이, 본 방법의 예측결과가 실험 결과와 비교적 잘 일치하고 있으며, 이러한 결과들로부터 본 방법이 축류형 팬의 저소음 설계시 매우 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있다.

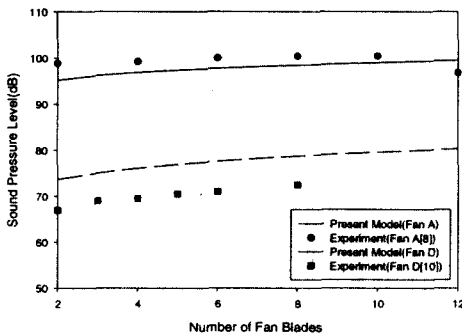


Fig.10 Noise Level Variations with the Number of Blades of Fan A and Fan D

## 5. 결론

공기조화용 축류형 팬의 설계를 위한 소음 예측 기법을 제안하였다. 팬의 유동장 예측은 관통유동 해석방법을 이용하여 수행하였고, 유동장 예측결과를 바탕으로 팬 소음은 쌍극자 방사분포를 가정한 후 공기역학적 해석결과와 블레이드 후류내의 와류 떨어짐 모델을 결합하여 소음 에너지 및 음압 레벨을 결정하였다.

제안된 팬 예측기법의 신뢰도를 확인하기 위하여, 예측결과를 팬의 소음 측정결과와 비교하였으며, 최대 10% 상대오차 범위내에서 잘 일치하였

다. 또한 본 해석방법은 팬 소음의 방향성 및 탈설 계점 소음 특성을 예측하는데 매우 유용함을 보여주었고, 팬 설계변수에 따른 소음 변화를 예측하는데도 비교적 신뢰성 있는 예측결과들을 보여주었다.

## 후기

본 연구는 한국과학기술원 신기술창업 지원단이 지원하는 제6차 중소기업기술무상양허 사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

## 참고문헌

1. Novak, R.A., 1967, "Streamline Curvature Computing Procedure for Fluid Flow Problems," ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, pp.487-490
2. 김성근, 1999, 축류형 송풍기의 성능 예측 방법에 대한 비교 연구 및 설계 개선, 석사학위 논문, 수원대학교
3. Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol.1, pp.302-322
4. Lee, C., Chung, M.K. and Kim, Y.H., 1993, "A Prediction Model for the Vortex Shedding Noise from the Wake of an Airfoil or Axial Flow Fan Blades," J. of Sound & Vibration, Vol.164, pp.327-336
5. Brooks, T.F. and Hodgson, T.H., 1981, "Trailing Edge Noise Prediction from Measured Surface



Pressures," J. of Sound & Vibration, Vol.78, pp.69-117

6. Mugridge,D., 1971, "Acoustic Radiation from Airfoils with Turbulent Boundary Layers," J. of Sound & Vibration, Vol.16, pp.593-614

7. Morse,P.M. and Ingard,K.U., 1968, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill

8. Filleul,N.S., 1966, "An Investigation of Axial Flow Fan Noise," J. of Sound & Vibration, Vol.3, pp.147-165

9. Longhouse,R.E., 1976, "Noise Mechanism Separation and Design Consideration for Low Tip-Speed Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol.48, pp.461-474

10. Fukano,T., Kodama.Y. and Senoo,Y., 1977, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, J. of Sound & Vibration, Vol.50, pp.63-88

11. 손병진 외, 1992, 고효율 저소음 송풍기 개발에 관한 연구, 공업기술개발사업 1차년도 중간보고서, 상공부