한국소음진동공학회지 제 6 권 제 5 호, pp. 661~669, 1996.

〈論 文〉

축류 휀의 공력-음향학적 성능 예측방법 및 매개변수 연구

Aero-acoustic Performance Prediction Method and Parametric Studies of Axial Flow Fan

이 찬*
Chan-Lee

(1996년 7월 2일 접수 ; 1996년 9월 11일 심사완료)

Key Words : Aero-acoustic Performance(공력-음향학적 성능), Quasi 3-D Flow Analysis(준 3차원 유동해석), Pressure Loss(압력손실), Dipole Distribution(쌍극자분포), Wake Vortex Street(후류 와류거리), Thin Airfoil Theory(박형날개이론), Parametric Study(매개변수연구)

ABSTRACT

Proposed is an aero-acoustic performance prediction method of axial fan. The fan aerodynamic performance is predicted by combining pitch-averaged quasi 3-D flow analysis with pressure loss models for blade boundary layer and wake, secondary flow, endwall boundary layer and tip leakage flows. Fan noise is assumed to be radiated as dipole distribution type, and its generation is assumed to be mainly due to the vortex street shed from blade trailing edge. The fluctuating pressure and lift on the blade surface are analyzed by incorporating the wake vortex street model with thin airfoil theory. The aero-acoustic performance prediction results by the present method are in good agreement with the measured results of several axial fans. With the present prediction method, parametric studies are carried out to investigate the effects of blade chord length and spacing on the efficiency and the noise level of fan. In the case of lightly loaded fan, both efficiency improvement and noise reduction can be achieved by decreasing chord length or by increasing blade spacing. However, when fan is designed at highly loaded condition, the noise reduction by increasing blade spacing penalizes the attaninable efficiciency of fan.

기 호 설 명

a_0 : 음속
c : 블레이드 시위길이
C_p : 공기의 비열
C_L : 변동 양력계수
d_{te} : 블레이드 뒷전두께
e : 블레이드의 음동력
E : 팬의 음동력
f : 떨어짐 주파수
I : 로탈피[식 (2)에서 정의]
M : 마하수
m : 자오선면 좌표 또는 유량
P : 압력
r : 반경방향 좌표
r_c : 유선의 곡률반경
S : 블레이드 날개 표면
S_c : 상관 면적
T : 온도
t : 시간
U : 블레이드 회전속도
V : 공기 유속
x : 축방향 좌표

*정회원, 수원대학교 기계공학과

β : 유동각
δ : 경계층 두께
ρ : 공기 밀도
ϕ : 유선 기울기
θ : 운동량 두께
Ω : 회전속도
ω : 각 주파수
κ : 공기의 비열비
γ : 구속와도

하첨자
0 : 정체점
1 : 블레이드 입구
2 : 블레이드 출구
l : 블레이드 아랫면
m : 자오선
u : 블레이드 윗면
θ : 접선

1. 서 론

공기조화 시스템 및 가전설비등에 사용되는 축류 휀은 공기를 일정한 압력과 유량으로 원하는 공간에 공급하는데 필수적인 장비이다. 축류형 휀의 기능은 회전하는 익렬내로 공기를 유입하여, 부하조건에 맞는 토출압력과 유량을 가지는 공기를 송풍하는 것이다. 그러나 이러한 휀 내부의 공기와 익렬간의 공기역학적 작용은 공기의 비정상적인 압력섭동(unsteady pressure fluctuation)을 불가피하게 초래하며, 이로 인해 휀 소음이 발생하게 된다. 얼마전 까지만해도 휀 설계자의 궁극적인 목표는 휀의 공기역학적 효율을 향상시키는데 있었다. 그러나, 최근들어 점증하는 환경친화적인 제품에 대한 수요자들의 요구는 휀 설계자나 휀을 응용한 시스템 설계자들에게 휀 소음 저감의 문제를 새로이 대두시키고 있으며, 이러한 추세는 앞으로 더욱 강화될 전망이다. 즉, 이제는 팬의 설계단계에서부터 휀의 공력-음향학적 성능(효율 및 소음)을 동시에 최적화할 필요가 있는 것이다.

휀은 기본적으로 유량조건과 휀 블레이드 설계형상에 의해 공기역학적 성능변수(토출압력, 효율 및 소요동력)가 결정되는 특징을 가진다. 그러나 휀의 성능변수는, 각각의 휀의 설계사양 및 요구조건에 따라 좌우되므로, 대부분의 경우 많은 노력과 비용이 필요한 풍동실험을 통해 얻어지고 있다. 이러한 이유로, 휀을 제작하는 산업체의 입장에서는 설계변수에 따라 휀 성능이 어떻게 변화되는지를 파악하는 작업이 개발비용면에서 큰 부담으로 작용하여, 대부분의 국산 휀들은 그 성능자료들을 찾아보기 어려운 실정이다. 그리고 이러한 휀 성능에 대한 기술자료의 부족은 시스템의 효율적인 설계에 큰 장애요인으로 작용하고 있다. 그러므로, 휀설계시 성능변수를 이론적으로 예측할 수 있다면, 이러한 성능변수 예측결과는 시스템 설계뿐만이 아니라 휀 자체의 최적 형상설계에도 큰 도움이 될수 있을 것이다.

휀의 소음원은 크게 휀 회전수에 비례하여 회전수의 정수배 형태로 나타나는 깃통과주파수(blade passing frequency)의 소음과 휀 블레이드 표면을 거치는 공기의 압력섭동(pressure fluctuation)에 의해 광범위한 주파수대에 걸쳐 나타나는 난류소음으로 구분된다[1]. 깃통과주파수의 소음은 휀의 기본 회전수(fundamental rotational frequency)에서 가장 크고, 그 정수배에서 점차적으로 감소하는 경향을 보인다. 이러한 소음의 크기는 주로 블레이드의 숫자와 회전수에 비례하는 양상을 보이므로, 비교적 회전수가 낮은 공기조화용 휀의 경우는 깃통과주파수 소음성분이 총소음레벨(overall noise level)에 미치는 기여도가 난류소음성분에 의한것에 비해 충분히 작은 경우가 대부분이다. 그러므로, 저회전수 휀의 소음예측을 위해서는 휀 블레이드표면에서의 비 정상적으로 나타나는 공기역학적 압력섭동에 대한 모델링이 우선적이다. 그러나, 이러한 비정상적 압력섭동은 휀의 공기역학적 설계변수인 블레이드수, 블레이드 시위길이(chord length), 익렬충실도(solidity) 및 부하조건과도 매우 긴밀한 연관관계를 가진다[2].

그러므로, 본 연구의 목적은 축류 휀(axial fan)의 설계조건에 따른 공력-음향학적 성능특성(토출압력, 효율, 소요동력 및 소음도)을 이론적으로 예측할 수 있는 해석방법의 제안에 그 주안점을 둔다. 우선적으로 휀의 설계점 성능예측을 위해서는, 휀 블레이드 내부유동장을 대표할 수 있는 접선방향 평균유면(pitch averaged stream surface)에 대한 준3차원 해석방식에 블레이드 사이를 거치는 공기의 압력손실을 평가하기 위한 상관관계식들을 결합하여, 휀의 설계점 토출압력, 효율 및 소요동력을 계산한다. 앞서 언급한 준3차원 유동해석방식에 의해 팬 내부유동장에 대한 해석결과(유속/압력분포등)가 얻어지면, 이러한 유동장 예측결과를 바탕으로 팬블레이드 표면의 섭동압력 및 양력분포는 블레이드 뒷전

(trailing edge)에서 떨어져 나가 후류내에서 와류거리(vortex street)를 가정하는 와류이탈(votrex shedding) 모델과 박형날개이론을 적용하여 구하고, 더 나아가 총음 압레벨(overall sound pressure level: OASPL)로 나타나는 소음도는 소음의 쌍극자 방사형태를 가정하여 구할 수 있다. 이렇게 확립된 공력-음향학적 성능해석방법을 이용한 매개변수 연구결과를 바탕으로, 본 연구에서는 다양한 부하조건을 가지는 축류 홴의 고효율, 저소음 작동을 위한 블레이드 설계변수들(시위길이 및 블레이드간격)의 최적화를 시도하였다.

2. 공기역학적 해석

축류형 홴은 회전축에 다수의 블레이드가 방사형으로 설치되어 일정한 회전수로 회전하고, 이때 블레이드 사이를 통과하는 공기가 회전 블레이드로 부터 에너지를 전달받아 압축된후 출구에서 송출되는 구조를 가진다. 축류형 홴 블레이드가 형성하는 유로는 블레이드의 날개길이방향 뒤틀림과 시위길이(chord length)방향의 꺽임으로 인해 매우 복잡한 3차원 형상을 가지므로, 이러한 유로내의 유동장을 해석하기 위해서는 유동장을 Fig. 1과 같이 블레이드와 블레이드 사이의 유면(S_1)과 블레이드 날개길이 방향의 유면(S_2)으로 나누어 생각하는 근사적인 방법이 흔히 사용된다. 그러므로 S_1 면의 유동을 접선방향으로 평균한후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S_2 면은 홴 블레이드 내부 유동장을 대표하게 된다. 일반적인 유동 지배방정식인 Navier-Stokes equation에서 점성항을 무시하고, 접선방향으로 평균한 S_2면에서의 유동방정식은 식 (1) 처럼 표현된다[3].

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

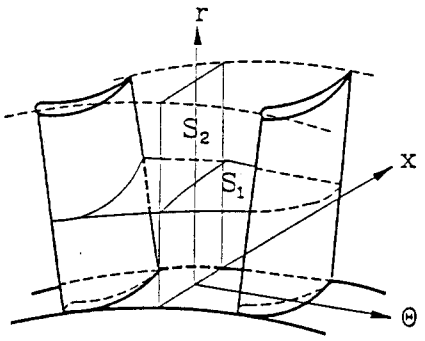

Fig. 1 Quasi 3-D flow surfaces of axial flow fan

여기서 m은 유체의 축방향과 반경방향 유속이 이루는 자오선면(meridional plane)상의 좌표를 의미하며,

$$\frac{\sin\phi}{V_m}\frac{dV_m}{dm}=-\frac{\left(1+M_\theta^2+\frac{r}{r_c\cos\phi}\right)\frac{\sin^2\phi}{r}+\tan\phi\frac{d\phi}{dr}}{1-M_m^2},$$
$$Q=(P_0/P_{01})^{k-1/k}/(T_0/T_{01}),$$
$$I=C_pT_{01}-U_1V_{\theta 1},$$
$$\tan\beta=\frac{V_\theta}{V_m}. \quad (2)$$

식 (1), (2)는 블레이드 출구의 유동장 분포를 얻는데 사용되는데, 이때 정체점 온도는 홴 회전블레이드을 거치며 공기가 받게되는 일을 표현하는 Euler의 일관계식을 사용하여 결정할 수 있다.

$$C_p(T_{02}-T_{01})=U_2V_{\theta 2}-U_1V_{\theta 1}, \quad (3)$$

이때 1, 2는 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 가정한후 구하여진 유동장결과가 식 (4)와 같은 질량보존관계식에 부합하는지를 검토한후, 허브의 속도값을 조절하여 수렴될때 까지 반복계산을 수행한다.

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

블레이드를 거친 공기는 정체점온도가 상승하는 것과 동시에 압력도 상승하게 되나, 블레이드 내부를 거치는 유동의 점성에 따른 비가역성으로 인해 전압력손실이 발생된다. 그러나, 본 방법의 유도과정에서는 점성효과를 고려하지 않기 때문에, 식 (2)에서 Q를 계산하는데 압력손실효과를 고려하는 간접적인 방법이 사용될 수 있다. 즉, 블레이드를 통과하는 공기의 온도상승에 등엔트로피 관계식을 적용하여 얻어진 공기압력에 압력손실을 고려할수 있으며, 이때 압력손실은 블레이드의 기하학적 형상(시위길이, 블레이드 간격, 블레이드 설치각도 등) 및 유동변수들의 함수로 표현되는 실험적 상관관계식을 이용하여 구할 수 있다. Fig. 2와 Table 1은

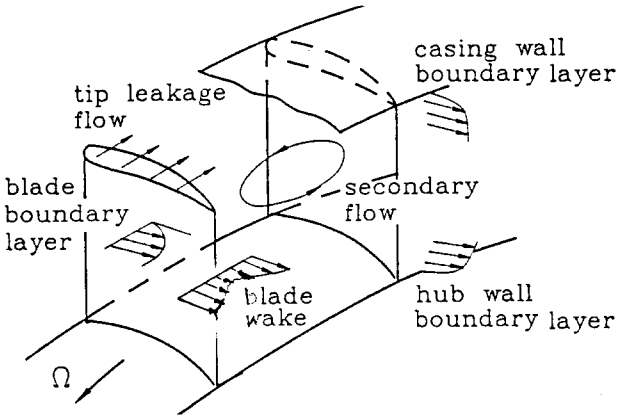

Fig. 2 Pressure loss sources in axial flow fan

Table 1 Sources and correlations of the pressure losses within axial fan blades

Pressure loss source	Used correlation
Blade boundary layer and wake flows	Lieblein[4] and Lee[5]
Secondary flow within blades	Lee and Chung[6]
Hub and casing boundary layer flows	Howell[7]
Leakage flow at blade tip	Fujii[7]

휀 블레이드를 거치는 공기의 압력손실 요인과 각각의 압력손실을 예측하는데 사용된 상관관계식을 보여주고 있다.

앞서 언급한 해석방식에 의해 구해진 휀 블레이드의 유동장결과를 바탕으로 휀의 효율은 다음과 같이 구해진다.

$$\eta=\frac{PR^{(\kappa-1)/\kappa}-1}{TR-1}, \tag{5}$$

이때 PR, TR은 압축비, 온도비의 질량평균값으로 다음과 같고, k는 공기의 비열비(specific heat ratio)이다.

$$PR=\frac{2\pi}{m}\int_{hub}^{tip}\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}}\right)\rho V_m\cos\phi r dr, \tag{6}$$

$$TR=\frac{2\pi}{m}\int_{hub}^{tip}\left(\frac{T_{o2}}{T_{o1}}\right)\rho V_m\cos\phi r dr. \tag{7}$$

3. 음향학적 해석

2장에서 구한 유동장 해석결과는 정상상태를 가정한 결과이나, 실제로는 휀 블레이드 표면에서의 난류유동이 가지는 압력변동에 의해 소음이 발생한다. Curle과 Doak의 이론에 따르면[8], 일반적으로 난류소음은 유속이 음속에 비해 충분히 작은 휀의 경우에는 쌍극자 음원(dipole distribution)으로 분류되고, 휀 블레이드 1개의 쌍극자 음원으로부터 발생되는 소음에너지(e)는 다음과 같이 표현된다.

$$e=\frac{1}{12\pi\rho a_0^3}\int_s\int_{s'}\frac{\partial}{\partial t}p(x,\ y,\ t)\frac{\partial}{\partial t}p(x',\ y',\ t)\,dSdS', \tag{8}$$

Sharland[8]는 식 (8)의 소음에너지를 블레이드 표면의 양력변동을 이용하여 다음과 같이 나타내고 있다.

$$e=\frac{\rho}{48\pi a_0^3}\int_{span}cV^4S_c\overline{\langle[\frac{\partial C_L}{\partial t}]^2\rangle}dr,$$
$$=\frac{\rho}{48\pi a_0^3}\int_{span}c(V_m^2+V^2{}_\theta)^2S_c\overline{\langle[\frac{\partial C_L}{\partial t}]^2\rangle}dr. \tag{9}$$

여기서 공기의 속도성분은 2장의 공기역학적 해석으로 구해지므로, 소음에너지를 알기 위해서는 블레이드 표면의 양력변동항과 변동압력의 상관면적(correlation area), S_c, 에 대한 모델링이 필요하다.

그런데 난류소음은 블레이드에 유입되는 유동의 난류성분(incoming trubulence)과 블레이드 후류에서 방출되는 와류(vortex)에 의한 경우로 분류된다. 대부분의 경우 휀으로 유입되는 공기의 난류성분이 크지 않으므로, 식 (9)에서 나타나는 휀의 양력변동은 블레이드에서 떨어져 나가는 후류내의 와류에 의해 주로 야기된다. 본 연구에서는 휀 소음의 해석모형으로서 Lee, Chung 및 Kim[9]에 의해 제안된 와류이탈(vortex shedding)모델을 이용하였으며, 모델의 대략적인 내용은 다음과 같다 :

휀 블레이드나 날개의 후류에 대한 실험결과들에 따르면, 블레이드 후류의 형태는 주로 2차원 Karman 와류거리(vortex street)에 의해 지배되고 블레이드 날개길이 방향 와류간의 상관관계는 무시할만큼 작다. Fig. 3은 3차원 휀 블레이드 임의의 반경지점에서의 블레이드의 단면을 보여주고 있으며, 이러한 각 단면에서의 소음성분을 날개길이방향으로 합쳐줌으로써 휀 블레이드 전체의 소음을 구할 수 있다. Fig. 3에서 볼수 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% 지점

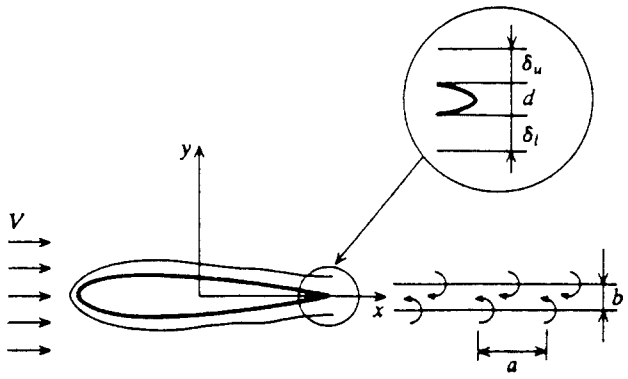

Fig. 3 Blade boundary layer and wake vortex street

에서 떨어져 나가므로, 후류내 다른 열에 속한 와류간의 거리(b)는 다음과 같다.

$$b=0.6(\delta_u+\delta_l)+d_{te}, \tag{10}$$

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, 주유동방향에 반대방향으로 와류에 의해 야기되는 전진속도(V_i)는 다음과 같이 표현되고,

$$V_i=\frac{K}{2a}\tanh\left(\frac{\pi b}{a}\right)=\frac{K}{2a}\tanh(\pi s), \tag{11}$$

그러므로 이때 와류가 떨어져 나가는 주파수는 다음과 같이 주어질수 있다.

$$f=\frac{(V-V_i)}{a}. \tag{12}$$

식 (11)과 (12)에서 전진속도와 주파수를 구하는데 필요한 와류강도(vortex strength) K를 구하기 위해, 블레이드 표면을 거치는 공기의 전체 운동량 변화가 후류내의 와류들에 의해 야기되는 저항력과 균형을 유지한다는 조건을 사용한다. 그 관계식은 다음과 같으며,

$$D=\rho V^2(\theta_u+\theta_l)=\rho Ks\left(1-\frac{2V_i}{V}\right)+\frac{\rho K^2}{2\pi a}, \tag{13}$$

여기서 두번째항은 운동량변화를, 세번째항은 와류에 의한 저항력을 나타내며, 식 (13)을 와류강도에 대해 풀어 다시 쓰면,

$$K=\frac{V[\pi sa-\sqrt{(\pi sa)^2-2\pi a(\theta_u+\theta_l)(2\pi s\tanh\ \pi s-1)}]}{2\pi s\tanh\ \pi s-1}, \tag{14}$$

즉 블레이드 후류의 두께를 알면, 식 (14)로부터 와류강도는 쉽게 구해질수 있다. 본 연구에서는 블레이드 후류두께를 평가함에 있어서, 2장의 공기역학적 해석시 압력손실을 구하는 과정에서 사용되는 후류 운동량두께 계산식을 이용하였으며 이 계산식은 블레이드 시위길이를 근거한 Reynolds 수, 블레이드의 유동각, 시위길이 및 간격등의 함수로 표현된다.

블레이드 표면상에 발생하는 변동압력 및 양력을 구하기 위해서, 비정상 Bernoulli 방정식으로부터 유도되는 박형 날개이론(thin airfoil theory)을 이용하였고 이때 블레이드 윗면과 아랫면의 압력차에 의한 압력변동은 다음과 같다.

$$\Delta p=-\rho[V\gamma(x,\ t)+\frac{\partial}{\partial t}\int_{-c/2}^{x}\gamma(x',\ t)\,dx'], \tag{15}$$

이때 블레이드표면에서의 구속와도(bound vorticity)는 후류내의 와류들에 의해 야기되는 것으로 간주할수 있으며, Karman과 Sears에 따르면, 블레이드 단면의 중심으로부터 후방거리 ξ되는 점에 위치한 와류에 의해 야기되는 구속와도 분포는

$$\gamma(x)=\frac{K}{\pi(\xi-x)}\sqrt{\frac{c/2-x}{c/2+x}}\sqrt{\frac{\xi+c/2}{\xi-c/2}}. \tag{16}$$

여기서 구속와도의 시간에 따른 변화가 주기적이라고 가정하고, 즉 $\gamma(x,\ t)=\gamma_m(x)\sin\omega t$, $\omega=2\pi f$이고, 블레이드 후류두께가 블레이드 시위길이에 비해 매우 작은 값이므로 블레이드 후류의 와류분포를 Fig. 4와 같이 근사시킬수 있다. 이러한 가정들과 식 (16)의 표현을 이용하여, 블레이드 후방의 후류내 와류들에 의해 야기되는 블레이드표면의 구속와도분포는

$$\begin{aligned}\gamma_m(x)&=\frac{K}{\pi}\sqrt{\frac{c/2-x}{c/2+x}}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n}{\xi_n-x}\sqrt{\frac{\xi_n+c/2}{\xi_n-c/2}},\\&=\frac{K}{\pi}\sqrt{\frac{c/2-x}{c/2+x}}\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\frac{a_n}{\xi_n-x},\end{aligned} \tag{17}$$

이때 블레이드 중심에서 와류까지의 거리는 $\xi_n=c/$

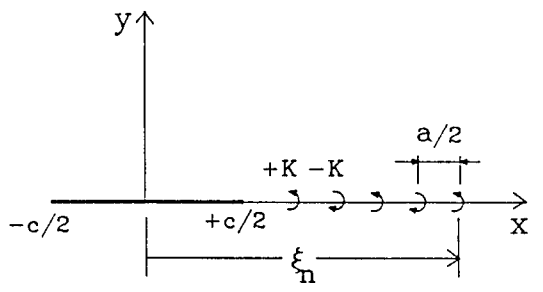

Fig. 4 Idealized model of wake vortex street

$2+na/2$이다.

식 (15)와 (17)을 다음과 같은 변동양력관계식에 대입하여, 변동양력과 양력계수를 구하면,

$$L(t)=\int_{-c/2}^{c/2}\Delta p(x,\ t)\,dx,$$
$$=-\rho KV\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n[(\alpha_n-1)\sin\omega t + \frac{\omega c}{2V}\left(\alpha_n-\frac{2}{\alpha_n+1}\right)\cos\omega t]. \quad (18)$$

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

$$\overline{\left(\frac{\partial C_L}{\partial t}\right)^2}=2\left(\frac{K\omega}{cV}\right)^2\left\{\left[\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n(\alpha_n-1)\right]^2 + \left[\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\frac{\omega c}{2V}\left(\alpha_n-\frac{2}{\alpha_n+1}\right)\right]^2\right\} \quad (19)$$

식 (19)는 블레이드 한 단면을 거치는 공기흐름에 의해 발생되는 양력변동성분을 나타내므로, 2장의 공기역학해석으로부터 구해진 휀 블레이드 각 단면을 지나는 유선에서의 유속 및 후류두께 계산결과를 가지고 식 (19)를 이용하여 각 단면에서의 양력변동을 구할수 있으며, 각 단면의 소음 성분들은 식 (9)의 날개길이방향 적분을 통해 전체소음 에너지를 구하는데 쓰인다. 마지막으로 식 (9)에 나타나는 변동압력간의 상관면적은 Brooks와 Hodgson[10]이 유한한 길이를 가지는 날개에 대해 수행하였던 실험을 통해, 다음처럼 근사되어 진다.

$$S_c=7.37\left(\frac{V_t}{\omega}\right)^2, \quad (20)$$

이때 상관면적도 양력변동계수와 마찬가지로 블레이드 날개길이방향에 따라 변화된다.

앞서의 식 (9)~(20)의 계산과정을 통해, 휀 블레이드 1개의 소음에너지가 구해질수 있으며, 다수의 휀 블레이드로 구성된 실제 휀의 경우에는 각각의 블레이드들이 서로 상관되지 않는 소음원으로 작용하므로, 총 소음에너지(E)는 $E=eN_{blade}$로 표현되고 이때 N_{blade}는 블레이드 숫자이다. 소음의 방사형태를 휀 블레이드 표면으로부터 수직한 먼 거리에서 평균음압이 이상적 쌍극자분포를 가진다고 가정하면, 그때의 음압은 다음과 같이 구해지며

$$\frac{E}{2}=\frac{4\pi}{3}\frac{r^2}{\rho a_0}\overline{p^2}, \quad (21)$$

소음의 기준인 총음압레벨(OASPL:Overall Sound Pressure Level)은 다음처럼 정의된다.

$$OASPL=10\log_{10}\left(\frac{\overline{p^2}}{p_{ref}^2}\right), \quad (22)$$

이때 r은 휀소음의 측정거리를, p_{ref}는 기준압력 $2\times10^{-5}\ Pa$를 의미한다.

4. 결과 및 검토

앞서 2,3장에서 소개한 휀의 공력, 음향학적 해석방법의 예측정확도를 검증하기 위하여, 기존의 휀 실험결과들과 예측결과를 비교, 검토하였다. 우선적으로 휀의 공기역학적 성능해석결과를 NASA의 휀 성능시험결과들[11]과 비교하였다. 성능비교에 사용된 휀들은 서로 다른 설계사양(블레이드 시위길이, 간격, 종횡비 및 익렬설계각)을 가지며, 성능비교변수로는 휀의 효율을 사용하였다. Table 2에서 보여지듯이, 여섯 경우의 예측과 실험결과가 상대오차 최대 2% 이내에서 매우 잘 일치함을 알수 있다.

Table 2 Comparisons of overall desing-point fan efficiencies

NASA fan unit	Overall fan efficiency(%)		
	Present method	Experiment[11]	Relative error(%)
23B-20	90.55	92.10	1.68
24A-20	90.44	92.10	1.80
25A-20B	92.90	93.50	0.64
26B-21	91.90	91.30	0.66
27A-21	90.89	91.30	0.45
28B-22	89.37	90.10	0.81

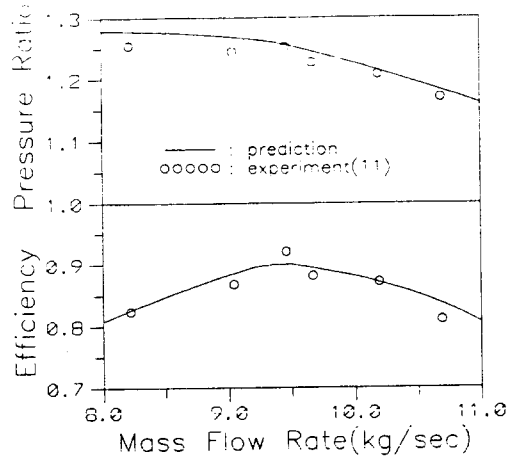

Fig. 5 Performance curve of NASA 23B-20 fan

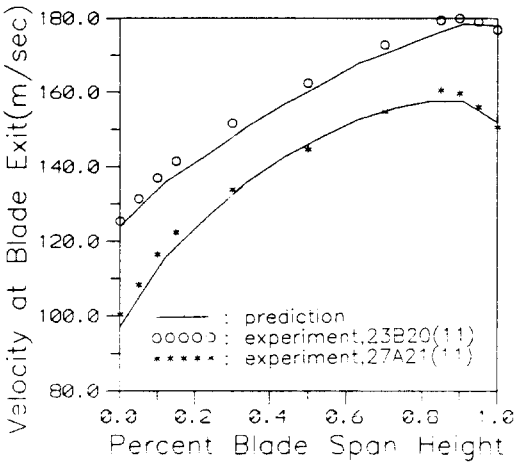

Fig. 6 Spanwise velocity distribution at fan blade exit

Table 2의 설계점 운전조건(이때, 설계점 운전조건은 회전수 9170 RPM, 유량 9.457kg/sec이다)에서의 성능비교결과와 더불어, Fig. 5는 23B-20 홴으로 통과하는 유량을 변경시켰을때 홴의 성능곡선을 보여주고 있다. Fig. 5의 효율 및 압축비 곡선에서 볼수 있듯이, 운전조건의 변화에도 불구하고 성능예측결과가 실험자료에 비해 효율은 최대 7%, 압축비는 최대 2% 상대오차 범위내에서 일치함을 알 수 있다.

앞서 살펴본 홴 전체성능 예측결과와는 달리, Fig. 6는 홴 23B-20 및 27A-21의 홴 블레이드 출구에서의 날개길이방향 유속분포를 보여주고 있다. 블레이드 허브에서 팁사이를 통과하는 공기가 날개길이방향을 따라 속도가 변화하는 양상을 본 해석방법이 잘 예측함을 볼 수 있으며, 이러한 결과는 본 해석방식에 따른 예측결과가 소음해석을 위한 공기역학적 자료로도 신뢰성있게 사용될수 있음을 의미한다.

다음으로 본 방법의 소음해석모델에 대한 타당성을 검토하기 위해, 몇가지 홴 소음측정결과와 예측결과를 비교하였다. 참고문헌중에 홴의 공기역학적 성능과 소음을 동시에 측정, 제시한 자료를 찾아보기 어려워, 홴 소음예측결과는 앞서의 NASA 홴과는 다른 저회전수 홴들의 소음측정결과들[12,13]과 비교하였다. Table 3은 서로 다른 설계사양을 가지는 5가지 홴들의 소음에 대한 예측/실험 비교결과로서, 본 방법에 의한 예측오차가 최대 4% 상대오차 범위내에 있음을 보여준다.

앞서 검증된 축류형 홴의 공력-음향학적 성능예측방법을 바탕으로, 홴 설계변수가 효율 및 소음에 미

Table 3 Comparisons of overall sound pressure levels of fans

Test fan unit	Overall sound pressure level(dB)		
	Present method	Experiment[12,13]	Relative error(%)
Mugridge #1	86.96	86.00	1.10
Mugridge #2	78.07	80.00	2.41
Mugridge #3	81.69	84.00	2.75
Longhouse #1	94.09	94.00	0.10
Longhouse #2	91.17	87.70	3.96

* Note:Design data of test fans are cited from ref. (12) & (13).

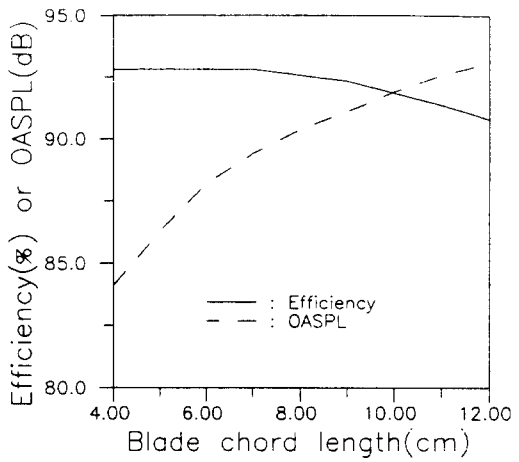

Fig. 7 Effects of blade chord length on the efficiency and noise level of lightly loaded fan

치는 영향을 검토하였다. 축류형 홴을 설계함에 있어서, 설계요구조건인 유량, 회전수, 블레이드 날개길이 및 홴 하중조건이 예비설계(preliminary design)로 부터 구해지면, 그 다음 단계로 익렬(blade row)의 형상을 결정짓는 블레이드 시위길이와 간격을 결정할 필요가 있다. 그러나, 이러한 블레이드 설계변수는 홴의 공력-음향학적 성능에 매우 큰 영향을 미치므로, 홴의 성능 향상 및 소음저감을 위해서는 블레이드 설계변수들에 대한 정량적 매개변수 연구가 필요하다. 그러므로, 본 연구에서는 2, 3장의 해석방법을 이용하여 매개변수 연구를 수행하였고, 매개변수 연구의 대상은 Mugridge #1 홴으로 유량 5.36kg/sec, 회전수 2800rpm, 블레이드 팁의 직경 58cm, 허브/팁의 비율 0.47이며, 홴 하중계수는 0.126과 0.184의 두가지 경우이다[12]. 계산되어지는 홴의 공력-음향학적 성능은 홴 효율과 1.68m에

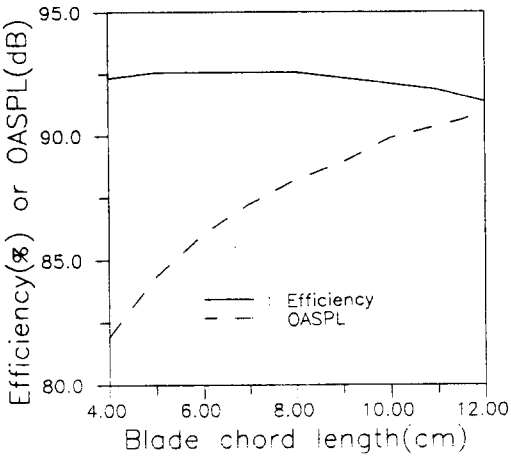

Fig. 8 Effects of blade chord length on the efficiency and noise level of heavily loaded fan

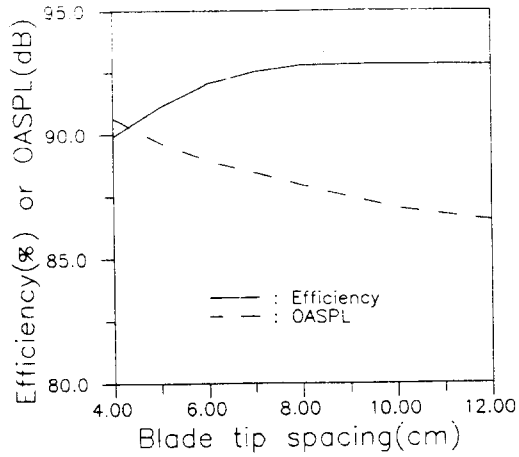

Fig. 9 Effects of blade spacing on the efficiency and noise level of lightly loaded fan

서 측정되는 총음압레벨(OASPL)로 상정하였다.

Figs. 7과 8은 블레이드 시위길이가 2가지 하중조건에서 홴의 공력-음향학적 성능에 미치는 영향을 보여주고 있으며, 시위길이를 증가시킴에 따라 효율은 감소하고 총음압레벨는 증가한다. 이러한 결과는 블레이드 시위길이의 증가는 더욱 두꺼운 블레이드 표면경계층의 성장을 가져와 홴 내부의 압력손실을 증가시켜 효율저하를 유발하며, 반면에 블레이드 후류도 두껍게 형성시켜 소음을 유발하는 와류의 강도도 더욱 크게 만들기 때문이다. 그러나, 동일한 시위길이 조건에서 홴 하중상태가 큰 경우가 작은 경우에 비해 총음압레벨가 작은 것을 볼수 있으며, 이는 홴의 하중조건이 증가할수록 홴 출구의 유속이 줄어들기 때문이다.[2]

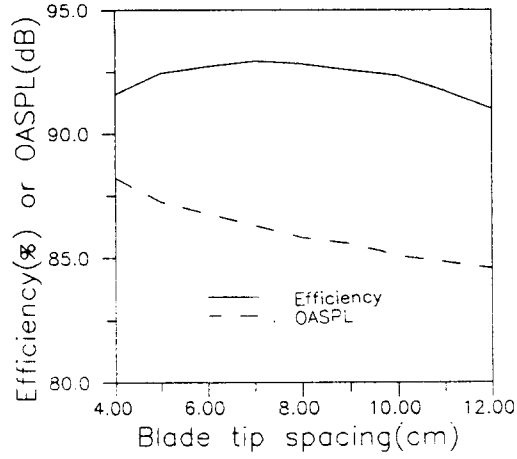

Fig. 10 Effects of blade spacing on the efficiency and noise level of heavily loaded fan

Figs. 9와 10은 블레이드 간격이 효율과 총음압레벨에 미치는 영향을 보여주고 있다. Fig. 9에서 보여지듯이, 블레이드 간격이 클수록 소음이 감소되고 효율이 향상된다. 즉, 홴의 주 압력손실 성분인 블레이드 표면경계층의 압력손실이 블레이드 간격이 크면 클수록 줄어들기 때문에 효율향상을 가져오고[14], 반면 블레이드 간격의 증가는 블레이드 갯수의 감소를 의미하므로 그에 따른 소음저하가 가능한 것이다[15]. 반면에, Fig. 10은 고부하 홴 블레이드 간격의 변화에 따라 소음은 저하되지만, 효율은 저부하 홴의 경우와 달리 효율이 최대가 되는 최적점(optimal point)을 가짐을 보여주고 있다. 이러한 현상은 블레이드 간격의 증가에 따라, 블레이드표면 경계층에 의한 압력손실은 감소하나 이와는 달리 2차유동 및 끝벽면 경계층에 의한 압력손실은 증가하기 때문이다. 그리고 이러한 현상은 홴 블레이드 하중조건이 커질수록, 더욱 현저하게 드러난다.

5. 결 론

축류형 홴의 설계를 위한 공력-음향학적 성능예측기법을 제안하였다. 홴의 공기역학적 성능해석은 홴 블레이드 접선방향으로 평균된 준3차원 비점성 유동방정식에 압력손실모델을 결합하여 수행하였고, 소음해석을 위해서는 쌍극자 방사분포를 가정한후 공기역학적 해석결과와 블레이드 후류내의 와류 떨어짐 모델을 결합하여 소음에너지 및 총음압레벨를 결정하였다. 제안된 공력-음향학적 성능예측기법의 신뢰도를 확인하기 위하여, 홴의 효율 및 소음 측정결

과와 비교하였으며, 효율은 최대 7%, 소음은 최대 4% 상대오차 범위내에서 잘 일치하였다.

블레이드 설계변수가 휀 공력-음향학적 성능에 미치는 영향을 검토하기 위해 매개변수연구를 수행하였다. 휀이 저부하조건에서 작동하는 경우에는, 블레이드 시위길이를 줄일수록 또는 블레이드 간격을 늘릴수록, 효율이 향상되고 소음은 저감되었다. 그러나, 고부하 휀의 경우에는 블레이드 간격의 증가에 따라, 소음은 단조 감소되지만 효율은 최적점을 가짐을 발견하였다.

후기

본 논문의 내용은 한국전력공사의 지원에 의하여 기초전력공학공동연구소 주관으로 수행된 연구과제(과제번호 : 96-036)로부터 얻어진 연구결과의 일부임을 밝혀두는 바이며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Gray, L.M., 1983, "A Review of the Physics of Axial Fan Acoustics and Aerodynamics with a View Toward Noise Control," NOISE-CON 83 Proceedings, pp. 187~196.

(2) 이찬, 임진식, 정명균, 1991, "축류압축기 설계시 공력-음향학적 성능최적화에 관한 연구," 한국항공우주학회지, 제19권, 제1호, pp. 1~14.

(3) Novak, R.A., 1967, "Streamline Curvature Computing Procedure for Fluid Flow Problems," ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, pp.487~490.

(4) Lieblein, S., 1960, "Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades," ASME J. of Basic Eng., Vo. 72, pp. 575~587.

(5) 이찬, 1994, "유선곡률방법을 이용한 가스터빈 엔진용 축류압축기의 설계점/탈설계점 성능 해석," 한국항공우주학회지, 제22권, 제1호, pp. 28~37.

(6) Lee, C. and Chung, M.K., 1991, "Secondary Flow Loss and Deviation Models for Through Flow Analysis of Axial Flow Turbomachinery," Mechanics Research Communications, Vol. 18, pp. 403~408.

(7) Lakshminarayana, B. and Holock, J.H., 1963, "Review:Secondary Flows and Losses in Cascades and Axial-Flow Turbomachines," Int. J. of Mechanical Sciences, Vol. 5, pp. 287~307.

(8) Sharland, I. J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol. 1, pp. 302~322.

(9) 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.

(10) 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.

(11) Britsch, W.R. and Osborn, W.M., 1979, Effects of Diffusion Factor, Aspect Ratio and Solidity of Overall Performance of 14 Compressor Middle Stages, NASA TP-1523.

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

(13) 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.

(14) Lim, J.S. and Chung, M.K., 1989, "Design Point Optimization of an Axial Flow Compressor Stage," Int. J. of Heat & Fluid Flow, Vol. 10, pp. 48~58.

(15) Fukano, T., Kodama, Y. and Takamatsu, Y., 1977, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, Part II:Effects of Number of Blades, Chord Length and Camber of Blade," J. of Sound & Vibration, Vol. 50, pp. 75~88.