

송풍기 소음 규격 동향 및 팬소음 이론

Perspective of international standard for the determination of fan sound power level and fan noise theory

이 승 배
S. B. Lee

인하대학교 공과대학 기계공학과



- 1962년생
- 유동소음 및 송풍기등의 유체 기계 소음 예측 및 저소음설계에 관심이 있다.

1. 머리말

유체기계중의 하나가 팬(fan)일 것이다. ISO 13349에 나타난 팬의 정의를 살펴보면, “팬은 기계적인 에너지를 받아서 날개(blade)들과 함께 취부된 한 개 혹은 여러 회전차(impeller)에 의해 공기 혹은 다른 기체가 연속적으로 흐르도록 기계에너지를 사용하며 단위질량당 열에너지가 25KJ/Kg내의 범위를 갖는다” 라고 설명된다. 일반적으로 국내에서는 토출압력이 1,000mmAq (10KPa) 이하의 것을 팬이라 하고, 1,000~10,000 mmAq(10~100kPa) 범위의 것을 블로워라고 한다. 팬을 포함한 이러한 송풍기는 회전차를 통과하는 기류의 방향에 따라 축류식, 원심식, 사류식, 횡류식으로 다시 구분된다.

국내에는 약 수백개의 송풍기 제조 회사가 있으며, 이들 대부분은 외국회사의 자료를 이용하여 송풍기를 제작하거나, 설계된 제품을 스캐치하여 제작하고 있으며 시험설비도 갖추지 못하고 있는 곳이 대부분이다. 송풍기 기술은 크게 설계 기술과 생산(제조)기술로 나눌수 있으며, 설계기술은 유체역학적 설계, 저소음설계, 베어링등 로터부 저진동설계등 여러 종류의 핵심기술로 이루어진다. 송풍기를 제작, 판매하는 중소기업뿐만

아니라 여러 종류의 소형팬을 사용하는 대기업 중심의 가전업체에서도 제품을 설계하는 과정에서 외국과의 기술제휴로 그 설계 데이터를 들여 오거나, 타 회사의 자료를 입수하여 유체기계의 기본이론을 바탕으로 이를 응용, 생산을 해 오고 있다. 그러나 송풍기의 용도가 다양해지고 개방된 시장내에서 그 기술경쟁 또한 치열해짐에 따라 생산기술에 의한 가격경쟁력 이외에 성능, 소음이나 품질차별화를 더불어 요구하고 있다.

따라서 본 소고에서는 먼저 ISO 중심의 팬소음 측정 규격의 동향을 살펴본 후에, 주로 축류형 및 원심형의 송풍기 소음이론 및 이에 준한 저소음 설계방법에 대해 고찰하려고 한다.

2. 송풍기 소음측정 규격(ISO) 동향

송풍기 소음과워레벨을 측정하는 방법은 크게 잔향실에서 소음과워를 측정하는 방법, 무향실과 같은 자유음장에서 측정하는 방법, 소음 강도(sound intensity)를 측정하는 방법으로 나누어지며, 특히 ISO 5136⁽¹⁾은 등가직경이 10mm 이상인 팬의 덕트내부 측정법(induct method)을 그리고 ISO 10302⁽²⁾는 100mm 이하의 소형팬에 대한 측정방법을 다룬다. 소음은 여러 마이크

로폰 위치에서 1/3 옥타브 밴드의 소음음압레벨로 측정되며, 팬 이외의 모터나 동력전달장치에 의한 소음도 포함될 수 있다. ISO 5801⁽³⁾에 의하면 팬의 취부상태에 따라 4가지 종류로 분류되며, A형은 자유 입구부(free inlet), 자유 출구부(free outlet)의 것, B형은 자유 입구부(free inlet), 덕트 출구부(ducted outlet)의 것, C형은 덕트 입구부(ducted inlet), 자유 출구부(free outlet)의 것, 그리고 D형은 덕트입구부, 덕트 출구부로 구성된다. 따라서 4가지 형태의 팬 설치상태에 따라서 각각 3가지의 소음측정법이 표 1과 같이 정의될 수 있다.

팬소음의 1/1 옥타브측정시에는 중심주파수가 63Hz에서 8,000Hz까지, 그리고 1/3 옥타브측정시에는 50Hz에서 10,000Hz까지의 범위를 갖는다. 이러한 주파수 범위에 대하여 표 1에 나타난 바와 같이 자유 입구부 혹은 자유 출구부에서의 소음파워는 입구 혹은 출구부에 설치된 자유음장이나 잔향실에서 측정하게 된다. 그러나 자유 입·출구부가 설치된 상황에 따라 덕트 Casing이나

동력전달장치 등의 소음이 함께 측정될 상황에 대하여 추가로 소음파워레벨이 정의되어 있다. 또한 덕트로 연결된 입·출구부에서는 무반사장치(anechoic termination)가 설치된 덕트 시험부에서의 소음파워를 측정토록 한다. 이러한 무반사장치는 유동저항조절용 밸브와 함께 표 2의 음압반사계수(pressure reflection coefficient)내의 값을 갖도록 ISO 5136은 규정하고 있다. 또한 입·출구부 및 케이싱으로 부터의 소음강도(sound intensity)를 이용하여 파워를 측정할 때는 소음원을 감싸는 표면 위의 값들을 적분하며, 이 방법은 주위 환경에 영향을 받지 않는 반면, 측정표면 근처에 반사 고체면이 있을 경우에 약간 크게 계측한다.

위와 같은 방법으로 팬소음을 측정할 경우 팬의 작동조건, 특 팬회전수, 입구부 유량, 입구부 압력, 밀도 등을 반드시 확인, 기록해 두어야 한다. 또한 측정된 회전수에서의 소음파워레벨을 5% 내의 다른 회전수에서의 소음파워로 환산할 때는 각각의 1/3 옥타브밴드에 대하여 다음의 식을

표 1 송풍기 설치 형태에 따른 소음파워레벨의 표기 방법

installation and drive type	symbols	remarks
A	$L(A_i)$	free-inlet sound power level for A installation
	$L_w(A_o)$	free-outlet sound power level for A installation
	$L_w(TOT)$	free-inlet, free-outlet, casing and drive sound power level for A installation
B	$L_w(B_i)$	free-inlet sound power level for B installation
	$L_w(B_i)C$	free-inlet sound power level plus casing radiated noise for B installation
	$L_w(B_o)$	ducted outlet sound power level for B installation
C	$L_w(C_i)$	ducted inlet sound power level for C installation
	$L_w(C_o)$	free-outlet sound power level for C installation
	$L_w(C_o)C$	free-outlet sound power level plus casing radiated noise for C installation
D	$L_w(D_i)$	ducted inlet sound power level for D installation
	$L_w(D_o)$	ducted outlet sound power level for D installation
	$L_w(caS)$	casing radiated sound power level for D installation

표 2. 덕트내 측정방법에서 무반사장치의 옥타브별 최대 음압반사계수

one-third octave band center frequency(Hz)	50	63	80	100	>125
maximum pressure reflection coefficient	0.4	0.35	0.3	0.25	0.15

이용할 수 있다.

$$L_{wo} - L_{wi} = 50 \times \log \left[\frac{N_o}{N_i} \right] \quad (1)$$

그러나 상기식은 A 가중의 소음레벨을 스케일링하는데 적용할 수 없다.

3. 팬 소음 이론

공력소음을 연구하는 방법은 크게 두가지로 대변된다(Goldstein⁽⁴⁾, 1976). 그 첫째는 움직이는 매질속에 있는 고체경계면에 적용하는 압력변동의 영향을 선형화하는 방법이며, 둘째는 Lighthill⁽⁵⁾ (1952)이 제안한 바와 같이 지배방정식으로 부터 유도된 소음상사식을 사용하는 것이다. 여기서서는 회전하는 팬날개에 의한 소음을 연구하기 위해 후자의 방법을 택하기로 한다.

라이트힐 이론에 기초하여 Curl⁽⁶⁾(1955)은 정지하고 있는 물체표면에 있는 경우로 확장하였고, Ffowcs Williams와 Hawkins⁽⁷⁾(1969)는 비정지 매질속에 움직이는 고체표면에 의한 소음식을 유도하였다. 즉 움직이는 물체의 표면을 $f(\vec{x}, t) = 0$ 으로 표시한다면, 질량 및 운동량 보존방정식은 다음과 같이 물체의 존재로 인한 생성항을 갖는다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = \rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i + p_{ij}) = p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \quad (3)$$

식 (2)와 (3)을 이용하여 비균일 파동식을 구하면, Ffowcs Williams-Hawkins(FW-H) 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_o^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_j \partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right] + \left[\rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right] \quad (4)$$

식 (4)의 첫째항은 라이트힐 방정식의 생성항과 같은 변동하는 레이놀즈응력에 의한 소음인 사극소음원이며, 둘째항은 물체표면에 의해 유체에 작용하는 단위면적당 이극소음원 강도들의 분포에 의한 소음을 나타내며, 셋째항은 물체의 표면에서 수직방향으로의 가속도에 의한 단극소음원의 기여를 나타낸다. 이러한 FW-H 방정식의 단극소음원과 쌍극소음원에 대하여 Farassat⁽⁸⁾ (1981)은 다음과 같이 각각 두께소음 및 부하소음을 구하였다(식 4 및 식 5).

$$p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int_s \left[\frac{\rho_o u_n}{r|1-M_r|} \right] dS(\vec{y}) \quad (5)$$

$$p'(\vec{x}, t) = \frac{-1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_s \left[\frac{\rho_o n_i}{r|1-M_r|} \right] dS(\vec{y}) \quad (6)$$

여기서 M_r 은 \vec{y} 의 위치에 있는 소음원의 \vec{x} 의 위치에 있는 관측자 방향으로의 속도성분 마하수이다.

또한 식 (4)을 풀기 위하여 비균질 방정식에 대한 그린함수 G를 도입하여 경계적분법을 사용하여도 앞서 구한 해를 구할 수 있다. 상기 방정식을 팬 소음원에 적용할 경우 가장 소음에의 기여도가 큰 것은 부하소음이며, 식 (6)에서 볼 수 있는 것처럼, 산업용 및 공조용 송풍기들의 날개 끝단 마하수가 대체로 0.3 이하의 아음속이므로 대류속도인 1- M_r 의 영향을 많이 받지 않는다. 그러나 임펠러가 회전함에 따라 소음원이 시간에 따라 주기적으로 회전하므로 정상상태의 유동의 경우에도 임펠러에 걸리는 정상 양력에 의해 소음이 발생하게 된다.

이러한 연구의 연장선상에서 Clark과 Ribner⁽⁹⁾ (1969)는 난류유동에서의 에어포일의 변동 양력과 원거리장의 소음의 직접적인 관계를 실험적으로 검증하였다. 한편 Sharland⁽¹⁰⁾(1963)는 Curl⁽³⁾(1955)의 유동중에 놓여진 물체 표면에 의한 소음을 당시에 많이 사용되던 비균질 파동방정식과 조합하여 축류팬에서의 소음을 예측하는데 적용하였다. 그에 따르면 팬에 의한 소음의 파워는 식 (7)과 같이 코드길이, 임펠러에 작용하는 변동양력계수의 제곱 그리고 임펠러에 작용하는 변동양력계수의 제곱 그리고 임펠러의 속도의 4승에 비례하며 각 소음원들의 기여를 날개의 길이

방향으로 적분한 크기를 갖는다는 것이다.

$$E = \frac{\rho_o}{48\pi a_o^3} \int_{SPAN} CU^4(x_2) S_c \left(x_2 \frac{\partial C_L}{\partial t} \right) \left\langle \left[\frac{\partial C_L}{\partial t} \right]^2 \right\rangle dx_2 \quad (7)$$

따라서 팬의 형상에 따른 상관면적 S_c 와 변동 양력의 기본적 시간스케일을 구하면 주어진 작동 조건에서의 소음의 예측 및 비교가 가능하므로 많은 연구자들이 사용하여 왔다. 그러나 Fukano⁽¹¹⁾ (1975) 등의 방법에서는 유량계수가 변하면서 유동모드가 바뀔에 따라 상관면적 및 스트롤수가 변화하는 현상을 설명하기는 쉽지가 않다. 또한 Fujita와 Kovaznay⁽¹²⁾ (1974)는 Curl의 공식을 확장하여 근거리장에서는 시간에 따른 양력변동 구배의 크기뿐만 아니라 양력변동량 자체도 소음에 기여한다는 것을 밝혀냈다.

4. 송풍기 소음특성

대부분의 송풍기의 작동마하수는 0.1에서 0.3 이므로 비압축성유동으로 가정할 수 있다. 날개의 유입유동은 불가피하게 설치된 구굴의 후류 등으로 인해 불균일하게 되며, 이로 인한 날개 주위의 비정상유동은 소음방사에 기여하게 된다. 또한 회전차 주위의 경계층은 주로 난류경계층으로 결국 날개 후단(trailing edge)에서 매우 강한 소음방사를 야기시킨다.

4.1 유입난류소음(inflow-turbulence noise)

날개의 형상을 가장 단순화하여 면적 A_o 의 평판이라고 가정하자. 평판에 수직한 요동 속도를 $u(t)$ 라 하면,

$$u(t) = u_o \cdot e^{-i\omega t} \quad (8)$$

여기서 요동성분의 파장인 A 는 평균유입속도 U 와 요동주파수 ω 의 함수인 $2\pi U/\omega$ 로 표시되며, 만일 평판으로 가정된 회전차 면적의 길이차원보다 훨씬 크다고 가정하면, 요동속도는 회전차 영각을 주기적으로 변화시키는 역할을 하게

된다. 따라서 날개 단면에 작용하는 요동력 f_o 는 저주파에 대해 다음과 같이 표시된다.

$$f_o = 2\pi \frac{u_o \rho_o u^2 A_o}{U} \cdot \frac{1}{(1+2\pi k)^{0.5}}, \quad \hat{k} = \frac{\omega C}{2U} \quad (9)$$

여기서 방사되는 소음의 파장은 요동성분의 파장보다 $1/M$ 배 크기 때문에 평판날개는 컴팩트(compact)하다고 말한다. 또한 이로부터 방사되는 인텐시티(intensity)를 계산하면,

$$I \sim \rho_o c_o^3 M^4 \left(\frac{A_o}{A \cdot r} \right)^2 \alpha^2 \cdot \cos^2(\phi) \quad (10)$$

여기서 α 는 무차원 난류강도이다. 따라서 불균일 난류유입유동에서 컴팩트 소음원일 경우에는 마하수의 6승에 비례하게 된다. 이때에는 저주파의 소음이 중요해지며 회전차에 작용하는 이극소음원으로서의 모델링이 매우 용이하다.

그러나 유입되는 난류 에디 크기가 회전차 길이보다 작아지게 되면 사정은 달라진다. 즉, 유입 난류 에디는 전체적인 공력으로 날개에 작용하는 것이 아니라 국부적인 압력변동으로 나타나며 고주파수의 특성을 갖게 되어 더 이상 컴팩트하지 않다. 이러한 비결집(non-compact) 소음원은 모델링이 용이치 않으며, 날개의 기하학적 특성에 따라 상이한 방사 패턴을 보이며 인텐시티도 마하수의 6승이 아닌 5승에 비례하게 된다.

4.2 날개후단(trailing edge) 소음

임펠러 주위의 난류 자체는 많은 부분이 소리로 방사되어 나가지 못하나, 사극소음원인 난류가 날개 후단과 만나게 되면 강한 이극소음원으로 방사된다. 이러한 날개후단 소음은 Ffowcs Williams와 Hall⁽¹³⁾ (1970)에 의해 처음으로 연구되었으며, 그들에 따르면 후단에 수직하게 놓인 종방향 사극원 및 양방향(lateral) 사극원 모두 $(2k_o r_o)^{-3}$ 배 만큼 원거리 강도가 증가한다. 여기서 r_o 는 임펠러 후단으로 부터의 거리이며, 소음파장에 비해 훨씬 짧다고 가정된다. 또한 소음강도는 유동속도의 5승에 그리고 난류강도의 제

꿈, 후단 경계층두께 및 횡방향 상관거리에 비례하게 된다.

4.3 끝단 소음 (tip noise)

날개의 끝단에서는 압력면과 흡입면 사이의 큰 압력차이로 인하여 날개 끝단 주위로 강한 끝단 와류가 발생한다. 이러한 끝단와류는 난류경계층이 날개후단과 상호작용으로 인한 소음을 발생시키는 것처럼, 임펠러 끝단과 상호작용 소음을 방지하게 된다. 이러한 끝단소음에 대해서는 아직도 정립된 이론이 없으며 단지 와류의 대류속도 및 상관거리에 의해 영향을 받을 것이라는 추측 뿐이다.

4.4 박리 및 실속(separation/stall) 소음

임펠러의 영각이 증가하여 어떤 점을 넘어서면 실속이라는 현상이 발생하며 날개주위의 매우 불안정한 비정상 상태의 유동이 발생한다. 이 때에는 낮은 영각의 날개후단 소음에 비해 약 10dB 이상의 광역소음이 발생한다.

5. 팬소음의 음향학적 상사성

주문 생산하는 중소기업체에서 발주된 팬의 성능을 만족하도록 설계를 하거나, 가전업체 등의 각 제품에 필요한 팬의 설계와 개발의 단계에서 팬에 의해 발생하는 예측 소음레벨을 평가하는

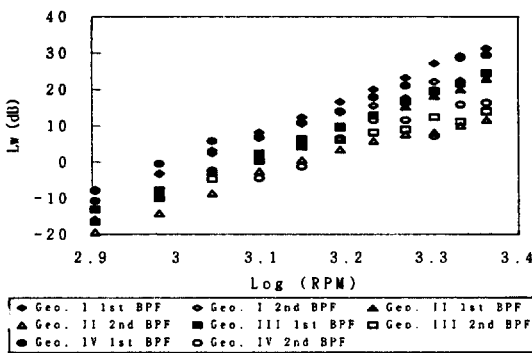


그림 1 프로펠러형(Geo. I, II, III) 및 원심형 팬(Geo. IV)의 팬회전수에 따른 날개통과주파수에서의 소음파워의 변화

문제가 대두된다. 이와 같은 평가는 주어진 시스템에 필요한 팬의 적용성이나, 만약 필요하다면 소음저감을 위한 최적화 방법을 선택하는데 요구된다. 따라서 음향학적 상사성에 기초를 둔 다양한 근사화된 계산방법이나, 공기역학과 팬의 소음변수들 사이의 실험적인 관계식들이 매우 유용하게 활용되어 진다. 예를 들면 축류팬의 경우 다른 변수들을 고정시키고 로터의 반경을 두배로 만들면 소음이 약 6dB가량 증가하며, 날개수를 두배로 만들면 3dB가량, 날개코드길이를 두배로 길게하면 약 3dB가량, 대표적인 피치각을 1° 증가시키면 2dB 가량 증가한다는 등의 기본적인 예측이다.

Madison⁽¹⁴⁾(1949)은 팬으로부터 발생하는 소음파워가 (ΔP_s)²Q에 비례한다고 하는 팬소음법칙을 확립하였다. 여기서 ΔP_s 는 팬에 의한 정압 상승, Q는 유량이다. 이 관계는 로터를 지나는 공기유동이 기하학적 상사성을 갖는 팬들에서는 상사하다는 가정에서 유도되었으며, 임펠러 끝단 속도, V_{tip} 와 임펠러 직경, D,으로 표시하면 $D^2 (V_{tip})^5$ 에 비례하게 된다. Maling⁽¹⁵⁾(1963)은 II 이론을 사용하여 소음파워는 $D^{0.33} (V_{tip})^{5.67}$ 에 비례한다고 하였다. 따라서 팬소음파워의 날개끝단 지수는 자유유장의 단극음원의 지수인 (V_{tip})의 4승도, 쌍극음원의 (V_{tip})의 6승도, 더욱이 사극음원의 (V_{tip})의 8승도 아님을 알 수 있다. 물론 이것은 소음상사성을 나타내는 식에 포함된 레이놀즈수의 영향이나, 일반적으로 팬소음파워가 주로 이극원에 해당하는 마하수의 3승에 비례한다는 가정 자체도 완전한 이론적 바탕이 아니다. 이러한 소음법칙 지수에서의 불일치는 주로 고려되는 주파수범위, 유량계수의 범위, 그리고 팬의 크기의 다양한 범위에서 기인되어 진다. Lee (1995)⁽¹⁶⁾에 의하면 소형 원심팬의 경우는 유량 범위에 관계없이 소음파워가 (V_{tip})의 6.68승에 비례한다고 하였다. 상기의 예측 기술은 주로 원심형 팬에 적용되는 것으로, 축류형 팬의 경우에는 약간 낮은 지수값을 갖으며 특히 풍량이 50m³/min 이하의 프로펠러형팬에서는 유량범위에 따라서 팬날개위의 유동모드의 변화로 인한 상사성 지수의 급격한 변화가 있게 된다. 예를 들면 냉

장고, 전자렌지등에 사용되는 소형프로펠러팬은 유량계수($\phi=Q/(ND^3)$)가 약 0.3이내에서 작동하여 축방향의 유동보다는 반경방향의 유동이 우세하며, 에어컨 실외기와 같이 고유량계수에서 작동하는 프로펠러팬은 축방향의 유동이 약간 우세한 축류팬의 유동패턴을 갖는다(강신형 등⁽¹⁷⁾, 1996). 따라서 소음도 작동유량 범위에 알맞은 상사식의 계수를 선택하는 것이 바람직하다. 또한 산업용 송풍기에 대해서는 식 (11)을 이용하여 소음예측이 가능하다(ASHRAE⁽¹⁸⁾, 1984).

$$L_w = C_f + 10 \text{Log}_{10} Q + 20 \text{Log}_{10} P + E/3 - 48 \text{dB} \quad (11)$$

여기서 C_f 는 송풍기의 종류에 따라 옥타브별로 주어진 상수이며, Q 는 유량(m^3/s), P 는 정압(Pa), E 는 최고효율(%)을 나타낸다.

6. 팬소음 실험 및 계산

난류유동소음중 팬날개에 의한 소음과 같은 로터(rotor) 소음은 임펠러가 난류유동장을 통과함으로써 발생하는 비정상적 표면압력분포의 유입난류소음(inflow-turbulence noise)과 난류경계층 및 날개후단과의 상호작용에 의한 날개후단소음, 삼차원 비정상 끝단(tip)유동으로 인한 끝단소음, 그리고 비정상적 혹은 주기적인 부하로 인한 이산소음으로 구분된다.

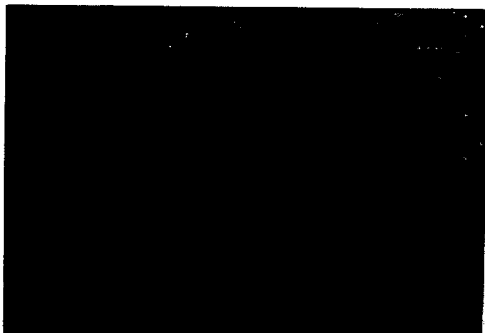
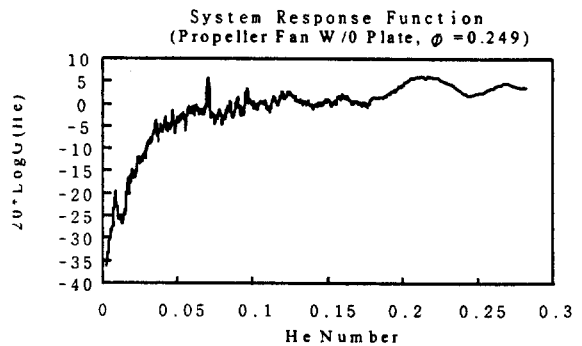
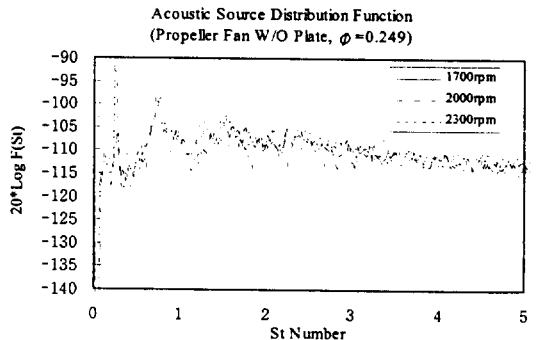


그림 2 프로펠러형 팬에서의 끝단 유동가시화 (cavitation bubble method, $\phi=0.4$)

Lee⁽¹⁹⁾(1995)는 팬에서의 광대역 소음 및 이산소음을 소음원함수와 소음전파함수로 분해하여, 각 유량계수에 따른 소음의 특성으로부터 날개주위의 유동구조를 제안하였다. 또한 최근 연구에서 Lee⁽²⁰⁾(1996)는 소음원의 방향성 특성을 파악하기 위해, 교호상관계수기법(cross-correlation)을 이용하여 조직화된 유동구조로 인한 소음방향성을 계측하였다. 최근 선진국에서는 항공기 터보프롭팬이나 헬리콥터 날개의 소음을 해석하여 예측하는 기술을 자동차용 라디에타 냉각팬의 저소음 설계에 적용하는 등 이 분야의 연구가 더욱 활발해 지고 있다. 즉 회전하는 날개에 의한 광대역소음은 날개위에 이극소음원을 분포시키는 Ffowcs Williams⁽⁷⁾(1969)의 방법과 이차원 및 삼차원 에어포일 소음실험에서 얻어진



(a) 시스템 전달함수



(b) 소음원함수

그림 3 프로펠러형 팬에서의 시스템전달 함수 및 소음원 함수

결과를 스케일링하는 시성적 방법으로 크게 양분된다. 그러나 상기방법 모두 날개주위의 정확한 난류유동장으로 부터 계산된 날개표면 변동압력을 이용하는 원거리장 소음계산과는 거리가 있다.

임펠러가 회전하는 원심팬의 경우는 5절 팬소음의 음향학적 상사성에서 설명한 바와 같이 프로펠러팬보다 소음상사성이 유량계수의 변화에 의한 영향을 적게 받는다. 즉 원심형팬은 임펠러에 가해지는 주기적인 양력의 변화가 날개통과주파수(blade passage frequency)로 나타나며, 임펠러의 회전에 의해 유발된 난류유동의 교란과 임펠러 날개(끝단에서 흘러지는 후류 와류에 의한 비정상압력의 교란은 광대역소음으로 나타난다. 따라서 근사적 소음계산에서 사용되는 압력변동의 상관면적(correlation area)과 와류가 흘러지는 무차원 주파수인 스트롤(strouhal)수가 유량계수에 따른 영향을 받지 않고 일정한 이극소음원 분포를 나타낸다. 따라서 임펠러날개는 이산와류(discrete vortex)로 케이싱은 용출패널(source panel)로 모사하여 임펠러 각 요소에서의 힘을 계산한 후 Lowson⁽²¹⁾(1965) 등의 공식을 사용하여 소음을 예측하는 이덕주⁽²²⁾(1996) 등의 방법은 합리적 접근이다.

7. 팬의 최적설계

축류형 팬의 기능과 관련된 변수들 중 유속관련 변수는 평균축방향 속도(V_a), 유입스윙속도($V_{\theta 1}$, 유출스윙속도($V_{\theta 2}$)가 있으며, 팬 형상과 관련된 변수들로는 날개유입각도(β_1), 날개유출각도(β_2), 캠버각(θ), 스테터각(ξ), 이탈각(δ), 영각(α), 코드길이(L), 코드피치비, 스윙각등이 있다. 따라서 모든 축류형 팬의 설계는 작동점에서 필요한 성능을 발휘하도록 이들 변수들을 조합하는 것이다. 그러나 많은 수의 변수로 인해 각 변수들의 성능에 대한 독립적 영향의 평가는 매우 어려우며, 특히 소음에의 기여도 평가는 거의 연구가 전무한 실정이다. 이러한 축류형 팬의 설계는 다음과 같은 순서로 이루어 지는 것이 바람직하다. 즉 작동점에서의 주어진 유량 Q 및 정

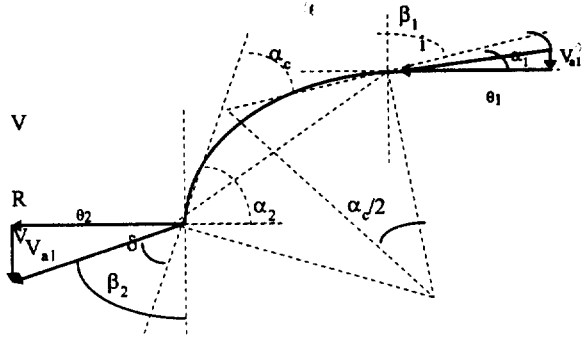


그림 4 팬 날개의 기하학적 변수들

압상승 ΔP 를 이용하여 2차원 설계를 하며 반경 방향으로 피치코드비 등을 변화시켜 나가는 것이다. 이러한 이차원 설계에서 진일보하여 팬 임펠러 내부 유동장을 대표하는 유면에 대한 관통류 해석방법인 유선곡률방법에 여러 손실 모델을 결합하는 방법이 이용되기도 한다.

4절에서 살펴본 바와 같이, 날개끝단소음은 와류대류속도 및 난류강도와 밀접하게 연관되며, 둘 모두 임펠러 에어포일 형상에 영향을 받게 된다. 현재까지는 이러한 후단소음을 가장 줄이는 형상에 대한 정립된 연구는 빈약하나, 날개의 스윙이 이러한 소음의 저감에 기여한다고 알려져 있다.⁽²¹⁾ 또한 둥근 모양의 끝단에서의 삼차원 끝단유동에 의한 소음은 대부분의 영각에서 후단소음을 약간 증가시키는 것으로 파악된다. 일반적으로 팬에 의한 소음은 팬에 걸리는 양력과 밀접하며, 저소음 최적설계는 다음과 같이 수행된다. 먼저 대부분의 날개단면의 캠버는 원형으로 가정할 수 있으며, 앞서 살펴본 이차원설계시에 반경 방향에 따른 양력계수들을 다음 식을 이용하여 구한다.

$$C_L(r,t) = 2(S/C) \cos \beta_m (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad (12)$$

따라서 난류유입소음의 경우는 식(9)을 사용하여 시간에 따른 영각의 변화에 따른 양력계수의 미분값을 임펠러 속도와 함께 반경방향으로 적분하여 소음파워가 최소가 되도록 한다. 또한 날개후단소음은 반경방향에 따른 날개의 캠버의

변화에 따른 후류두께의 변화 및 각 반경에서의 스트롤수에 따른 양력계수의 변화를 구하여 식 (7)으로 부터 소음이 최소화되도록 스위프각을 조정한다. 이승배⁽²³⁾(1997)등은 프로펠러팬의 경우 각 유량계수에서 반경방향의 스트롤수 변화를 예측한 바가 있다. 끝단 유동소음은 가능하면 삼차원 끝단유동이 일어나지 않도록 안쪽으로 굽어진 모양의 압력면을 적용하며 유출스웰에너지가 정압으로 가능하면 많이 회복하도록 설계한다.

또한 원심형팬의 형상과 관련된 변수들로는 팬의 내경(D_i), 외경(D_o), 입구각(β_1), 출구각(β_o), 입구쪽 폭(b_1), 출구쪽 폭(b_2)등이 있다. 원심형팬은 넓은 유량계수 범위에서 음향학적 상사점을 갖으므로, 이승배⁽²⁴⁾(1995)등은 무차원의 소음과 위스펙트럼을 소음원함수와 소음전파함수로 분해한 후, 고려되는 유량계수의 범위에서 음향학적 상사성을 갖는 소음원함수의 저주파영역에 속한 주요 스트롤수에서의 dB레벨을 목적함수로 정하여 정규근사(formal approximation)방법을 이용하여 최적설계를 수행한 바 있다.

다익팬의 일종인 횡류팬은 일반적으로 얻어지는 압력상승이 동일 주속의 다른 종류 팬에 비해 비교적 높기 때문에 원하는 압력상승을 얻기 위해 팬의 직경과 작동회전수를 작게 할 수 있는 특징을 갖고 있다. 그리고 팬과 함께 유로구조를 형성하는 스테빌라이저와 케이싱등 덕트구조가 횡류팬의 성능 및 소음 특성에 큰 영향을 주므로, 팬날개와 스테빌라이저 구조와의 간섭 등에 대한 연구가 활발하며, 특히 상호간섭에 의한 이차유동의 제어를 통한 소음저감연구가 필요하다.

8. 팬소음저감 및 제어

프로펠러팬과 관련된 소음저감을 위해서 Sato⁽²⁵⁾(1994)등은 벨마우스와 팬의 상대적 무차원 거리비, 무차원 반경비, 무차원 폭비 뿐만 아니라 이차유동이 일어나지 않도록 하는 입구부 설계에 의해 1-2dB의 소음저감을 발표한 바 있다. Hasemann⁽²⁶⁾(1995) 등은 날개 팁간극 유동부근에 난류 발생기를 설치하여 기존에 끝단 유동에 의한 날개통과주파수의 0.7배, 1.4배에서의



그림 5 파형의 프로펠러형 팬의 입구 유입부

협대역소음을 분산시켜 최소 1-2dB의 성과를 거두었다고 보고한 바가 있다. 최근 일본 다이킨사에서 프로펠러팬의 압력면상에 곰보(dimple)형상을 구성하여 난류계층의 발달을 억제시켜 난류소음을 약 2dB가량 개선하였다.

최근에는 Lee(1997)⁽²⁷⁾ 등은 불균일 유동 유입시의 축류형팬으로 부터의 후류유동 및 소음의 특성을 연구하였다. 일반적으로 이러한 축류형 프로펠러팬은 입구 안내부(inlet guide)와 함께 설치되므로, 불균일 유입유동 실험은 다음의 두 가지 방향으로 수행되었다. 첫째는 날개 상류측에 놓여진 실린더 후류에 의한 난류강도의 불균일 유입에 의한 소음 및 유동 특성의 계측이며, 둘째로는 이러한 주기적인 불균일 유입유동으로 인한 소음제어를 위하여 고안된 이산소음저감 목적의 파형 안내부(wavy wall)에 의한 소음제어를 수행하였다. 즉 축류팬에서 회전방향으로 일정한 파수를 갖는 유입유동이 존재할 때, 팬의 날개에 입사하는 영각의 주기적 변화로 인한 날개위의 구조적 유동 변화를 파형 안내부(wavy wall)에 의해 상쇄되는 압력가진을 하였다. 또한 회전하는 날개의 상류부에 실린더등의 물체가 존재할 때, 이 물체 후류에 의해 유입되는 난류강도의 변화시 난류유입소음의 실험적 고찰을 통한 소음 스케일링을 시도한 바 있다.

Fuller⁽²⁸⁾(1996)는 터보팬엔진으로 부터 방사되는 입구측 순유성소음을 능동소음제어를 이용하여 저감하기 위해, 제어음원을 팬입구덕트 주

위에 분포시켜 feedforward 제어시의 성능을 이론적으로 예측하였으며 실제로 성과를 거둔 바 있다. 덕트구조로 연결된 팬소음을 줄이기 위해서 기존의 소극적인 소음기(silencer)를 이용하는 방법과 아울러 능동소음제어를 결합한 복합적 소음저감 노력이 최근 활발히 연구되고 있다.

9. 맺음말

본 소고에서는 송풍기 관련 산업체 및 가전업체의 최근 국내의 시장경쟁력 확보를 위해 최근 ISO 중심의 소음규격 방향 및 팬소음 이론, 저소음 설계에 대한 최근 연구동향을 간략하게 살펴 보았다. 따라서 체계적인 소음평가와 저감을 위한 연구에 대한 집중적 투자와 아울러 현실적 여건을 고려한 팬소음 평가 규격의 국내 표준화 작업이 절실하다 하겠다.

참 고 문 헌

1. International Standards Organization, 1990, ISO 5136 Acoustics-Determination of Sound Power Radiated into a Duct by Fans - In-duct Method.
2. International Standards Organization, 1996, ISO 10302 Acoustics-Method for the Measurement of Airborne Noise Omitted by Small Airmoving Devices.
3. International Standards Organization, 1997, ISO 5801 Industrial Fans-Performance Testing Using Standardised Airways.
4. Goldstein, M.E., 1976, *Aeroacoustics*, McGraw Hill, New York.
5. Lighthill, M. J., 1952, "On the Sound Generated Aerodynamically," Proc. Roy. Soc. Lond., A211, p. 564.
6. Curle, N., 1955, "The Influence of Solid Boundaries Upon Aerodynamic Sound," *Proceedings of Roy. Soc.*, Ser, A, Vol. 231, p. 506.
7. Ffowcs Williams, J.E., Hawkings, D.L.,

- 1969, "Theory Relating to the Noise of Rotating Machinery," *Journal of Sound and Vib.*, Vol. 10, p. 10.
8. Farassat, F. 1981, "Linear Acoustic Formulas for Calculation of Rotating Blade Noise," *AIAA J.* Vol. 19, No. 9, p. 1122.
9. Clark, P.J.F., Ribner, H.S., 1969, "Direct Correlation of Fluctuating Lift with Radiated Sound for an Airfoil in Turbulent Flow," *J.A.S.A.*, Vol. 46, p. 802.
10. Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," *J. Sound and Vib.*, Vol. 1, p. 302.
11. Fukano, T., Kodama, Y., Takamatsu, Y., 1978, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans," *J. Sound and Vib.*, Vol. 56, p. 261.
12. Fujita, H., Kovaznay, L.S.G., 1974, "Unsteady Lift and Radiated Sound from a Wake Cutting Airfoil," *AIAA J.*, Vol. 12, p. 1216.
13. Ffowcs Williams, J.E., Hall, L.H., 1970, "Aerodynamic Sound Generation by Turbulent Flow in the Vicinity of a Scattered Half Plane," *J. Fluid Mech.* Vol. 40, No. 4., p. 657.
14. Madison, R.D., 1949, *Fan Engineering*, Fifth Edition, Buffalo Forge Company, U. S.A.
15. Maling, G.C., 1963, "Dimensional Analysis of Blower Noise," *Journal of Acoust. Soc. Am.*, Vol. 35, p. 1556.
16. Lee, S., Jin, S.-H., 1995, "An Experimental Study of Flow Structures in Small Cooling Fans Using Acoustical Similarity," *ASME NCA* Vol. 21.
17. 강신형, 김진권, 이승배, 1996, "뒷판이 소형프로펠라 팬의 성능특성에 미치는 영향," 대한기계학회논문집 제20권 4호, p. 1491.
18. ASHRAE(American Society of Heating and Refrigeration Engineers), 1984. *Systems*

Handbook.

19. Lee, S., Jin, S.-H., Choi, J.-K., Kim, Y.-C., 1996, "The Cross-correlation of Fluctuating Lift with Radiated Sound in Cooling Fan," *ASME FED* Vol. 237.
20. Lawson, M.V., 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London*, Ser. A. Vol. 286, p. 559.
21. 이덕주, 전완호, 1995, 저소음 원심팬 개발을 위한 유동 및 소음해석, 한국과학기술원 연구보고서.
22. Agboola, F., Wright, T., 1995, "The Acoustic Properties of Low Speed Axial Fans with Swept Blades," *ASME NCA* Vol. 21, p. 11.
23. 이승배 외 4인, 1997, "에어컨 실외기에서의 유동소음," 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, p. 594.
24. 이승배, 김용철, 이승갑, 박윤서, 1995, "최적화 알고리즘을 이용한 저소음 원심팬 형상 최적설계," 대한기계학회 추계학술대회논문집(II), p. 521.
25. Sato, S., Kinoshita, K., 1994, "Improvement in Performance of Propeller Fans for Outdoor Units of Airconditioners," *Proc. of The 4th Asian Int'l Conference on Fluid Machinery*, p. 166.
26. Hasemann, H., Hagelstein, D., Rautenberg, M., 1995, "Noise Reduction in Axial Cooling Fans," *Proc. Second Int'l Conf. on Pumps and Fans*. p. 713.
27. Lee, S., 1997, "Noise Reduction and Control in a Propeller Fan," *Proceedings of the Fifth Asian Int'l Conf. on Fluid Machinery*, Vol. 3, p. 779.
28. Risi, J.D., Burdisso, R.A., Fuller, C.R., 1996, "Analytical Investigation of Active Control of Radiated Inlet Fan," *J. Acoust. Soc.Am.*, Vol. 99, p. 408.