

불균일 난류 유입유동이 프로펠러형 송풍기의 톤소음에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

이승배* · 김광용* · 양귀철**

An Experimental Study on the Effects of Non-uniform Inlet Flows upon Tonal Radiation from an Axial-type Propeller Fan

Seungbae Lee*, Kwang-Yong Kim*, Gwi-Chul Yang**

Key Words: Tonal Noise(순음형 소음), Turbulence Intensity(난류강도), Propeller Fan(프로펠러형 팬)

ABSTRACT

The acoustic signatures from a propeller fan under non-uniform inlet flow conditions were measured to reveal the mechanism for tonal radiation. Experimental studies were carried out by generating non-uniform turbulent flows with circumferential and radial components of harmonic incoming gust deliberately. This paper reports the measured acoustic power exponents and cross-spectra for circumferential and radial disturbances at a specified flow-rate coefficient.

1. 서 론

프로펠러와 프로펠러형 송풍기는 전자가 추력을 이용하는 항공기 및 선박 등에 응용되는 반면, 후자는 효과적인 냉각을 목적으로 하는 가전 제품, 특히 에어컨 실외기 등에 활용되고 있다. 최근 프로펠러형 팬의 소음감소는 에어컨 실외기가 주로 밀집된 아파트 지역에 설치되기 때문에 쾌적한 주거환경의 확보를 위해 그 중요도가 증가하고 있다. 또한 최근 들어 프로펠러형 팬의 저부하에서의 비교적 큰 유량특성으로 인해 적용 범위가 확대되고 있으며, 제품의 소형화 설계로

인해 좁은 공간에 설치됨에 따라 구조물로 인한 불균일 입구유동으로 인한 토널소음이 증가하게 된다. 1965년 Chanaud⁽¹⁾는 케이싱이 없는 원심형 임펠러 근처에 쉼기형 장애물을 설치하여 이산(discrete)소음 증가를 측정하였다.

Longhouse(1976)⁽²⁾는 저속의 축류형 송풍기 날개 앞에 원형봉을 설치하여 불균일 입구유동시의 회전 소음(rotational noise) 증가를 보고 한 바 있다. 이러한 불균일 입구유동은 불균일 평균유입속도에 의해 회전차 영각의 주기적 변화로 인한 결집(compact) 소음원 성분과 유입난류의 에디(eddy) 크기가 임펠러 길이 차원보다 작은 난류에 의해 국부적인 압력변동으로 나타나는 소음원 성분으로 구분된다. 따라서 본 연구에서는 이러한 불균일 입구 난류유동 존재시, 송풍기 소음의

* 인하대학교 기계공학과

** 인하대학원 기계공학과

음향학적 상사성의 관점에서 이산(discrete) 주파수 소음에너지 증가의 정량적 평가와 함께 각각의 불균일 입구조건에 따른 소음원 특성을 주로 교호스펙트럼(cross-spectrum)을 통하여 분석하였다.

2. 웬 소음의 측정

송풍기 소음파워레벨을 측정하는 방법은 크게 잔향실에서 소음파워를 측정하는 방법, 무향실과 같은 자유음장에서 측정하는 방법, 소음 강도(sound intensity)를 측정하는 방법으로 나누어진다. 또한 ISO 5136⁽³⁾은 등가직경이 100 mm 이상인 웬의 덕트내부 측정법(induct method)을 그리고 ISO 10302⁽⁴⁾는 100 mm 이하의 소형웬에 대한 측정방법을 다룬다. 이러한 소음은 여러 마이크로폰 위치에서 1/3 옥타브 밴드의 소음음압레벨로 측정되며, 웬 이외의 모터나 동력전달 장치에 의한 소음도 포함될 수 있다. ISO 5801⁽⁵⁾에 의하면 웬의 취부상태에 따라 4가지 종류로 분류되며, 본 실험에서는 C형인 덕트 입구부(ducted inlet), 자유 출구부(free outlet)의 것을 선택하였다.

2.1. 실험장치 및 측정방법

본 실험에서 사용된 프로펠러형 웬은 에어컨 실외기에 사용되는 것으로서, 직경(D)이 400 mm이며 날개의 수가 3개이다. 이 웬은 허브와 반경비가 0.29이며, 설계 회전속도, $N=800 \text{ rev/min}$ 이며 유량계수($\phi=Q/(ND^3)$)는 0.43, 정압상승(ΔP_s)에 기초한 압력계수($\Psi=\Delta P_s/(\rho ND^2)$)는 1.33이다. 익현(chord) 길이의 변화는 허브에서부터 날개 끝단까지 64 mm에서 292 mm까지 변화하며, 현절비(solidity)는 0.611 에서 0.697 까지 변화한다. 본 실험에서는 유동제어기 후류에서의 측방향 평균속도 및 난류강도 분포를 측정하기 위하여 I형 열선 센서를 이용하였으며, Kanomax사의 선형화 장치를 통한 전기신호는 SRS사의 신호 분석기(Model

SR780)를 통하여 저장한 후에 분석되었다.

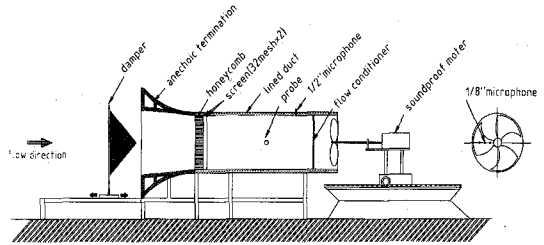


Fig. 1 Schematic of In-duct Measurement Set-up with flow conditioner and Anechoic Termination

웬소음 측정용 덕트로 연결된 입구부에는 무반사장치(anechoic termination)가 설치되어 덕트 시험부에서의 소음파워를 측정토록 하였다. 이러한 무반사장치는 유동저항 조절용 밸브와 함께 최대 음압반사계수(pressure reflection coefficient)가 0.4 이하가 되도록 ISO 5136은 규정하고 있다. 본 실험에서 사용한 무반사 덕트 및 소음 측정 장치도는 Fig. 1에 나타나 있다. 그러나 본 실험장치를 썩기형 흡음재(200×200×425 mm)를 제외한 유효크기가 3500×3600×2000 mm, 압소음 20 dB 이하인 반무향실에 설치하기 위하여 ISO 5136에서 정하고 있는 시험부 덕트의 길이인 6D 이상을 만족시키지 못하였다. 따라서 이로 인한 소음파워 측정의 오차를 가능한 한 줄이기 위해 기공률(porosity)이 약 0.6인 흡음덕트를 설치하였다.

2.2. 음향학적 상사성

주어진 시스템 혹은 제품에서 요구되어지는 성능을 만족하는 웬을 설계 및 개발하는 단계에서는 웬에 의해 발생하는 소음레벨을 예측 및 평가하는 문제가 대두된다. 이와 같은 평가는 주어진 시스템에 필요한 웬의 적용성이나, 만약 필요하다면 소음저감을 위한 최적화 방법을 선택하는데 요구된다. 따라서 음향학적 상사성에 기초를 둔

다양한 근사화된 계산방법이나, 공기역학과 웬의 소음변수들 사이의 실험적인 관계식들이 매우 유용하게 활용되어진다.

Madison(1949)⁽⁶⁾은 웬으로부터 발생하는 소음 파워가 $(\Delta P_s)^2 Q$ 에 비례한다고 하는 웬소음법칙을 발표하였다. 여기서 ΔP_s 는 웬에 의한 정압상승, Q 는 유량이다. 이 관계는 로터를 지나는 공기유동이 기하학적 상사성을 갖는 웬들에서는 상사하다는 가정에서 유도되었으며, 임펠러 끝단속도, V_{tip} ,와 임펠러 직경, D 으로 표시하면 $D^2(V_{tip})^5$ 에 비례하게 된다. Maling(1963)⁽⁷⁾은 무반사 출구를 갖는 원심형 송풍기에 대하여 파이(II) 이론을 적용하여 전체 광대역 소음파워는 $D^{0.33}(V_{tip})^{5.67}$ 에 비례한다고 하였다. 따라서 웬소음파워의 날개끝단 지수는 자유음장의 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 웬소음파워가 주로 이극원에 해당하는 마하수의 6승에 비례한다는 가정 자체도 완전한 이론적 바탕이 아니다. 이러한 소음법칙 지수에서의 불일치는 주로 고려되는 주파수범위, 유량계수의 범위, 그리고 웬의 크기의 다양한 범위에서 기인되어 진다. 축류형 송풍기의 불균일 입구유동의 경우에 대하여 Longhouse(1976)⁽²⁾는 고유량계수에서 토널성분의 회전 소음이 증가하며, 소음파워의 속도지수는 작동 유량계수에서 약 4.86의 값을 얻었다. 따라서 이는 주로 유입되는 난류량의 주기적인 변동에 의한 것으로 파악되어져야 한다.

Weidemann(1971)⁽⁸⁾은 회전하는 원심형 송풍기 임펠러 근처에 설치된 직사각형 쇄기형 장애물에 의한 이산소음은 회전수의 약 5.6승에 비례함을 측정하였다. 지금까지 발표된 불균일 유입유동에 의한 이산소음파워의 지수는 약 4.6에서 6.0까지의 넓은 산포범위를 갖으며, 불균일 평균유입속도 및 난류강도에 의한 경우의 구분이 불명확하다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2(b)에 보여지는 바와 같이 반경 방향으로의 난류강도의 변화가 존

재하는 유입 유동을 만들기 위하여 반경방향의 입구유동 제어부(radial flow conditioner) 세 종류($P_r=1,2,3$)와 회전방향으로 변동하는 난류량 및 평균 유동속도 분포를 갖는 회전방향의 입구유동 제어부(circumferential flow conditioner) 세 가지($P_\theta=1, 2, 4$)에 대하여 웬 유입 유동 분포 및 소음파워를 측정하였다. 여기서 P_r 은 반경방향에 대한 막힘부의 개수를 의미한다.

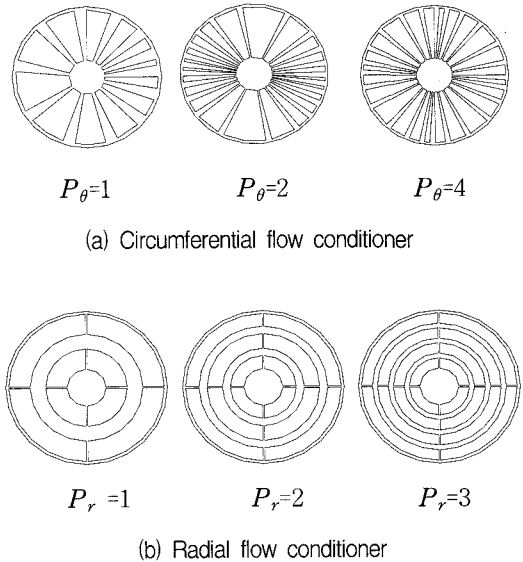


Fig. 2 Flow conditioners designed to generate non-uniform inflows

2.3. 불균일 유입 유동소음의 이론적 고찰

웬의 정상소음원은 회전하는 날개 위의 관찰자에게 일정하게 나타난다. 이 소음원은 웬의 회전에 의한 주기적인 소음을 발생한다. 이러한 정상소음원은 세 종류로 보통 분류된다. 즉 선형 두께(thickness)소음, 선형 하중(load)소음, 비선형적 사극(quadrupole)소음원이다. 두께소음은 통과하는 날개 요소의 체적에 의해 밀려나는 공기의 주기적인 변형으로부터 발생한다. 이러한 두

계소음은 단극소음원의 분포로 나타나며 그 주파수 특성은 날개 단면형상에 좌우되어진다. 대부분의 소형 팬들은 영각과 캠버를 가지는 얇은 판의 디자인을 가지므로, 에어포일 형상의 날개와는 다른 주파수 특성을 갖는다. 선형 하중 소음(Gutin-noise)은 각 날개 요소 주변의 압력장에 의한 항력과 양력 요소로 구성된다.

비정상 소음원은 회전하는 좌표계 위에서 시간에 따라 변화한다. 주기적인 날개 부하의 전형적인 예로는 입구 유동의 원주방향으로의 불균일과 샤프트 영각으로부터의 영향 등이다. 부하의 불규칙한 변화는 일반적으로 광대역(broadband)소음을 야기하는 날개 위의 이차적 유동 및 와류탈락 등에 의해 일어난다. 본 연구에서와 같은 불균일한 유입유동에 의한 주기적인 가진을 고려하기 위하여 날개의 형상을 가장 단순화하여 면적 A_b 의 평판이라고 가정한다. 평판에 수직인 유동속도를 $u(t)$ 라 하면,

$$u(t) = u_\omega \cdot e^{-i\omega t} \quad (1)$$

여기서 요동성분의 파장인 Λ 는 평균유입속도 U 와 요동주파수 ω 의 함수인 $2\pi U/\omega$ 로 표시되며, 만일 평판으로 가정된 임펠러 면적의 길이차원보다 훨씬 크다고 가정하면, 요동속도는 회전차 영각을 주기적으로 변화시키는 역할을 하게 된다. 따라서 날개 단면에 작용하는 요동력 f_ω 는 저주파에 대해 Wagner 등(1996)⁽⁹⁾에 의하면 다음과 같이 표시된다.

$$f_\omega = 2\pi \frac{u_\omega}{U} \cdot \frac{\rho_0 U^2 A_b}{2} \cdot \frac{1}{(1 + 2\pi k)^{0.5}}, \quad k = \frac{\omega C}{2U} \quad (2)$$

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

$$I \sim \rho_0 c_0^3 M^6 \left(\frac{A_b}{\Lambda \cdot r}\right)^2 a^2 \cdot \cos^2(\phi) \quad (3)$$

여기서 a 는 무차원 난류강도, C 는 팬의 익현 길이(chord length), c_0 는 음속, r 은 소음원으로 부터의 측정거리, 그리고 Λ 는 파장을 의미한다. 따라서 본 실험에서와 같이 회전방향으로의 불균일 입구유동의 주기 P_b 가 1인 경우에는 결집성의 가정이 가능하며 따라서 마하수(M)의 약 6승에 비례하게 된다. 이 때에는 저주파의 소음이 중요하며 임펠러에 작용하는 이극소음원으로의 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 결집성을 보이지 않는다. 이러한 비결집(non-compact) 소음원은 모델링이 용이치 않으며, 날개의 기하학적 특성에 따라 상이한 방사패턴을 보이며 강도도 마하수의 6승이 아닌 약 5승에 비례하게 됨이 알려져 있다.⁽¹⁰⁾

2.4. 유입유동 및 소음파워 측정결과

본 연구에서 사용한 프로펠러형 팬의 성능곡선은 Fig. 3에 나타나 있다. 각 유동제어부는 팬으로부터 상류 0.15D에 위치한다. 상류에 위치한 유동제어부에 의한 팬으로의 불균일 유입유동의 측정은 I형 열선유속계를 이용하여 이루어졌다. 여기에서 $P_r=1$ 일 때 주기가 1.5이며, $P_r=2$ 일 때 주기가 2, 그리고 $P_r=3$ 일 때는 주기가 거의 나타나지 않았다. Fig. 4는 반경방향의 유동제어부 후류 0.15D 위치에서 측정된 평균속도 분포를 보여준다. 여기서 U_{ave} 는 속도(U)의 평균속도, r 는 팬중심으로의 거리, r_h 는 팬허브의 반경, r_t 는 팬의 최대 반경이다. 각각의 유동제어부 설치시 측정 유량계수의 범위를 0.35 부근의 값으로 정

하여 성능곡선상의 부하의 영향이 없도록 하였다. 이 유량계수 범위는 덕트출구부에 설치된 프로펠러형 팬의 후류 주유동이 반경류에서 축방향으로 바뀌는 상대적으로 불안정한 영역에 속한다. 불균일 유입유동의 경우 평균 난류유입강도가 약 1%인 덕트부에 반경방향 유동제어부를 설치할 경우 약 17~18%의 단면평균 난류강도를 얻었다.

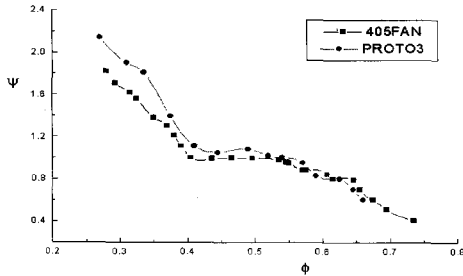


Fig. 3 Performance curve of propeller fan employed (tested :405fan)

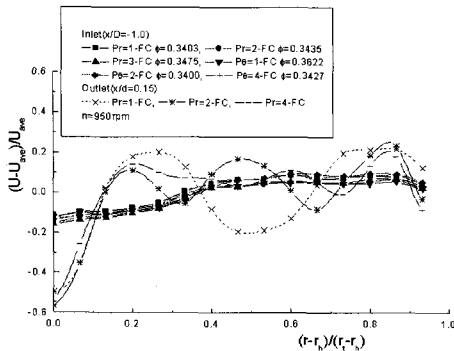


Fig. 4 Distributions of mean axial velocity for three radial flow conditioners

Fig. 5는 이러한 반경방향의 유입난류강도 분포를 보여준다. 또한 원주방향으로의 주기 P_θ 가 각각 1, 2, 4인 유동제어부 후류에서 시간평균 유입속도는 원주방향으로 덕트 내부평균속도 대비 15%에서 40%까지 변화하였다.

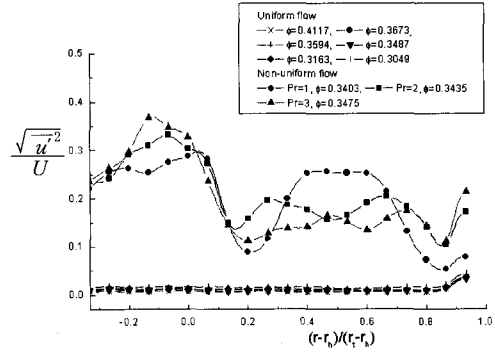


Fig. 5 Distributions of turbulence intensity for three radial flow conditioners

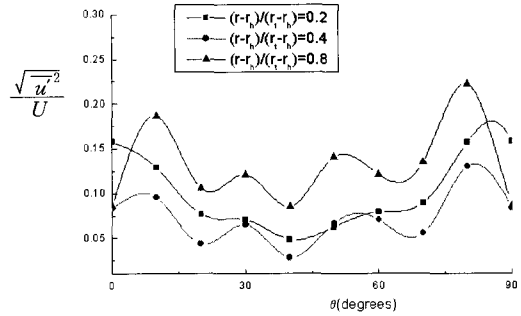


Fig. 6 Distributions of turbulence intensity in azimuthal direction for the case of $P_\theta=2$

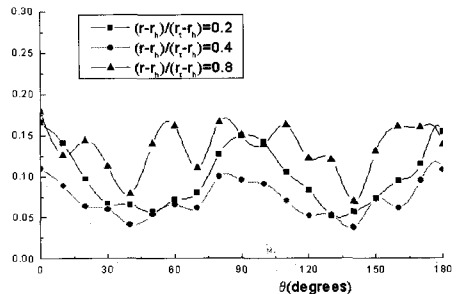


Fig. 7 Distributions of turbulence intensity in azimuthal direction for the case of $P_\theta=4$

Table. 1 Sound power indices of rotational speeds for the cases of non-uniform inflow condition

| | ϕ | T.I. (turbulence intensity) | Sound power slope(m) | |
|--------------|--------|--------------------------------|----------------------|-----------|
| | | | In-duct | Far-field |
| $P_r=1$ | 0.340 | 17.112 | 4.513 | 5.675 |
| $P_r=2$ | 0.344 | 18.210 | 4.951 | 5.691 |
| $P_r=3$ | 0.348 | 16.951 | 5.117 | 5.956 |
| $P_\theta=1$ | 0.362 | 16.502 | 5.562 | 5.930 |
| $P_\theta=2$ | 0.340 | 18.494 | 5.065 | 6.044 |
| $P_\theta=3$ | 0.343 | 14.017 | 5.166 | 5.772 |

Fig. 6과 Fig. 7은 P_θ 가 2와 4인 경우에 대한 주기 내에서의 난류 강도변화를 각각 보여준다. P_θ 가 2인 경우 한 주기 내에서의 난류강도 변화가 매우 불규칙하여, 같은 유량계수를 갖으며 비슷한 난류강도의 다른 경우보다 토널소음의 기여가 적으리라고 예상된다. Table 1은 각 유동 제어기에서 불균일 입구 유동시 프로펠러형 팬의 회전수 변화에 따르는 소음 파워의 지수 분포를 보여준다. 소음파워 측정은 인덕트(in-duct)방법을 이용하였으며, 자유음장의 고정된 위치에서의 음압레벨 측정 결과와 비교하였다. 자유음장에서 측정된 소음파워의 회전수에 대한 지수는 모든 경우에 대하여 약 6.0 근처의 값을 보이며, 이는 인덕트 방법과 비교하여 상대적으로 모터소음의 기여가 포함되어 높게 나타난 결과로 여겨진다. 그러나 인덕트 방법으로 측정된 결과는 앞서 2.3 절에서 살펴본 바와 같이 반경방향 유동제어부에 의한 높은 난류강도에도 불구하고 5.0 근처의 낮은 지수값을 보이고 있다. 이는 유입되는 난류에 의해 인한 국부적인 임펠러 압력변동이 비결집되어 방사된 결과로 임펠러 회전수의 5승을 보인다. 회전방향의 유동제어부에 의한 소음파워는 회전방향의 시간 평균속도의 변화로 임펠러에 입사되는 영각이 주기적으로 변하면서 가진하는 이극자(Dipole) 소음원의 영향으로 소음

파워지수가 P_θ 가 1인 경우 5.5까지 증가하였다. P_θ 가 2, 4인 경우는 요동성분의 파장인 Λ 가 날개코드보다 크지 않는 비결집의 영향으로 난류강도에 의한 소음방사와 비슷한 결과를 가져왔다. 또한 P_r 이 1인 경우의 낮은 지수값은 Strouhal수가 약 1.54 부근에서 불안정 모드가 발생하면서 높은 난류강도에도 불구하고 낮은 소음지수를 낸 것으로 여겨진다. 이는 최근 Krane(1995) 등이 축류형팬에서 유량계수가 0.3 일 때 Strouhal수가 1.53 부근에서 회전하는 불안정성을 발표한 결과와 매우 잘 일치한다. Fig. 8은 이러한 소음파워의 선형적 변화를 정리하여 보여준다.

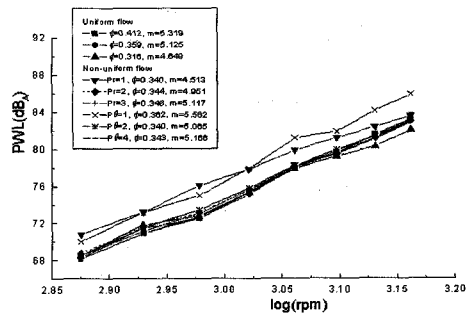


Fig. 8 Measured sound power levels with respect to rotational speeds from on In-duct method

3. 교호스펙트럼 측정 결과 및 고찰

위에서 살펴 본 바와 같이 유동제어부 설치로 인해 반경방향의 시간평균속도 분포 및 난류강도 분포가 변화하게 된다. 따라서 이들로 인한 소음파워 지수에의 기여를 파악하기 위하여 날개 후류 근거리장(near-field)에 1/8 압력형 마이크로폰 센서를 설치한 후, 덕트 벽면에 설치한 마이크로폰과의 교호스펙트럼을 구하였다. 근거리장 측정용 압력센서는 B&K 4138 모델로 센서 앞에 노즈콘(nose-cone)이라고 부르는 캡이 설치되어 있어 센서 주위의 자려소음을 저감토록 설계되어

있다.

이러한 근거리장 센서를 임펠러 후연(trailing edge)에서 후류로 약 0.0375 D 떨어진 곳에 위치시켜 임펠러 허브에서 끝단까지 이동하면서 덕트 내부 마이크로폰과의 교호스펙트럼을 측정하였다. 위와 같은 방법으로 측정된 교호스펙트럼 $S_{pp}(\omega)$ 는 각 반경위치에서의 임펠러 회전속도 V_c 와 익현길이(C)를 이용하여 다음과 같이 무차원화였다.

$$S_{pp}^*(\omega) = S_{pp}(\omega) / [(\rho V_c^2)^2 (C/V_c)] \quad (4)$$

Table 2 Sound energies at tonal components of each Strouhal number for the cases of uniform and non-uniform inflow conditions

| | $\frac{(r-r_h)}{(r_i-r_h)}$ | St=1 | St =1.54 | St=2 | St =2.67 | St=3 | St=4 |
|----------------|-----------------------------|--------|----------|--------|----------|--------|--------|
| uniform flow | 0.4 | -10.97 | | -10.12 | -10.71 | -12.67 | -17.24 |
| | 0.6 | -15.79 | | -11.23 | -7.96 | -14.27 | -15.66 |
| | 0.8 | -19.43 | | -19.95 | -10.86 | -19.28 | -19.46 |
| | 1.0 | -24.85 | | -20.65 | -13.16 | -20.07 | -19.62 |
| $P_r = 1$ | 0.4 | -14.29 | -14.32 | -12.21 | -12.67 | -13.22 | -15.37 |
| | 0.6 | -18.79 | -15.14 | -15.31 | -11.27 | -13.37 | -15.57 |
| | 0.8 | -21.96 | -15.96 | -20.78 | -12.76 | -18.50 | -18.03 |
| | 1.0 | -33.06 | -18.89 | -17.49 | -15.88 | -22.98 | -18.04 |
| $P_r = 2$ | 0.4 | -20.95 | | -11.39 | -11.55 | -13.28 | -16.34 |
| | 0.6 | -24.66 | | -13.0 | -11.15 | -13.30 | -15.04 |
| | 0.8 | -27.66 | | -18.52 | -13.26 | -17.59 | -16.01 |
| | 1.0 | -32.05 | | -15.43 | -15.73 | -20.83 | -16.03 |
| $P_r = 3$ | 0.4 | 11.39 | | -10.58 | -11.55 | -12.15 | -16.04 |
| | 0.6 | -15.37 | | -12.46 | -10.56 | -12.99 | -14.87 |
| | 0.8 | -18.54 | | -22.45 | -13.26 | -17.19 | -18.98 |
| | 1.0 | -24.98 | | -21.22 | -15.84 | -19.13 | -18.98 |
| $P_\theta = 1$ | 0.4 | 0.35 | | 2.3 | -9.57 | 4.29 | -6.56 |
| | 0.6 | -0.79 | | -0.16 | -10.00 | -4.51 | -9.94 |
| | 0.8 | -8.42 | | -7.56 | -13.60 | -10.0 | -13.31 |
| | 1.0 | -10.52 | | -11.55 | -15.82 | -7.54 | -15.74 |
| $P_\theta = 2$ | 0.4 | -8.42 | | -8.55 | -9.93 | -11.64 | -12.15 |
| | 0.6 | -12.5 | | -12.98 | -10.06 | -11.42 | -10.63 |
| | 0.8 | -14.70 | | -12.56 | -12.61 | -15.40 | -16.43 |
| | 1.0 | -20.30 | | -17.99 | -15.46 | -18.79 | -16.97 |
| $P_\theta = 4$ | 0.4 | -14.36 | | -4.32 | -11.48 | -12.74 | -12.13 |
| | 0.6 | -17.84 | | -7.54 | -10.12 | -13.80 | -12.80 |
| | 0.8 | -21.92 | | -17.45 | -13.59 | -16.71 | -15.96 |
| | 1.0 | -22.00 | | -18.75 | -16.41 | -15.75 | -16.76 |

Table 2는 각각의 유동제어부를 웬 상류에 위

치시켰을 때 토널 주파수 성분들의 에너지 크기를 보여준다. Subramanian과 Atassi(1991)는 회전방향의 불균일 유입유동에서는 날개통과주파수 (blade passage frequency)의 p배인 주 토널성분과 (p-1)배, (p+1)배의 부 토널성분이 존재하며, 반경방향의 불균일 유입유동은 토널소음에 큰 영향을 주지 못한다고 하였다.

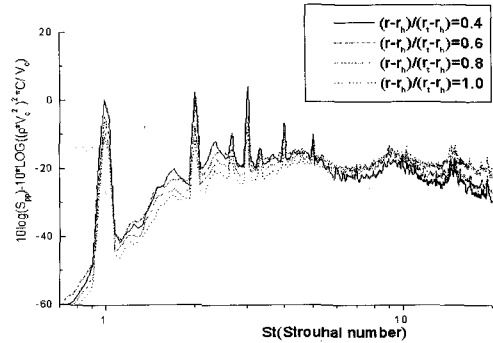


Fig. 9 Normalized Cross-spectra in terms of Strouhal number for the case of $P_\theta=1$

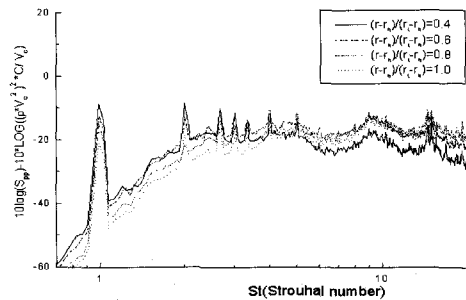


Fig. 10 Normalized Cross-spectra in terms of Strouhal number for the case of $P_\theta=2$

Fig. 9는 회전 방향으로의 불균일 유동의 주기 P_θ 가 1인 경우에 대한 교호스펙트럼 결과를 보여주고 있다. Strouhal수가 1부터 5까지의 정수인 이산주파수에서 뚜렷한 소음에너지가 보여주고 있다. 따라서 이 경우 소음파워 지수의 증가는 토널소음의 증가에서 기인하였다고 확인할 수 있

었다. 반면, Fig. 10과 Fig. 11에 보여지는 P_0 가 각각 2와 4인 경우에는 P_0 가 1인 경우보다 이산 주파수에서 낮은 에너지레벨을 보여준다. 또한 반경방향의 불균일 주기 P_r 이 1인 경우에는 Fig. 12에 나타난 바와 같이 Strouhal수 1.54 부근의 이산주파수에서 큰 에너지를 보여주며, 기타 날개통과주파수의 정수배에서 상대적으로 낮은 에너지 레벨로 인해 소음파워지수가 낮게 나타났다. 반경방향의 불균일 주기인 P_r 이 3인 경우에는 허브근처의 반경위치에서 Fig. 5에 나타난 바와 같이 매우 불균일한 유입유동으로 인해 Strouhal수가 1인 이산주파수에서의 에너지증가로 나타났으며 소음파워지수 증가를 초래했다.

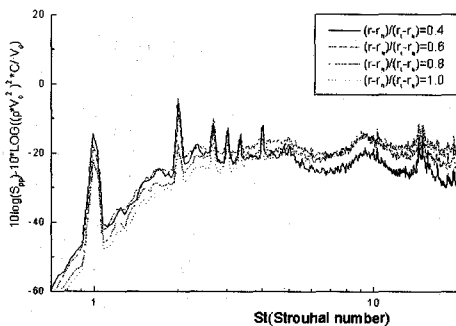


Fig. 11 Normalized Cross-spectra in terms of Strouhal number for the case of $P_0=4$

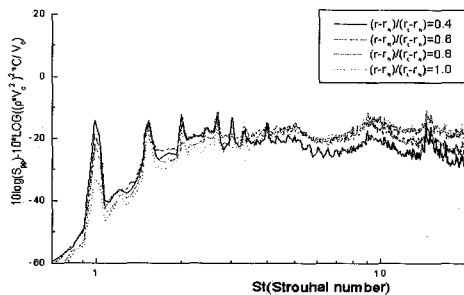


Fig. 12 Normalized Cross-spectra in terms of Strouhal number for the case of $P_r=1$

4. 결론

본 연구는 불균일 유입유동에 의한 토널소음 증가를 연구하기 위하여 반경방향 및 원주방향으로의 유입유동 제어장치를 설계하여 각각의 경우에 대하여 불균일 난류 유동분포와 이들로 인한 소음파워를 측정하였다. 또한 동일한 유량계수에서 반경 및 원주방향의 불균일 유입유동에 의한 소음파워 지수의 변화를 설명하기 위하여, 근거리장에 설치된 압력센서와 덕트 내의 벽면에 위치한 마이크로폰 센서와의 교호스펙트럼을 측정하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

첫째, 반경방향의 불균일 유동의 난류 강도는 임펠러의 국부적인 고주파수 압력변동의 비결집 소음방사를 초래하여 소음파워($P \propto V_{tip}^m$)는 임펠러 속도의 5승에 비례하였다.

둘째, 회전방향의 불균일 유동의 주기인 P_0 가 1일 때 날개통과주파수에서 가장 큰 이산소음을 일으켰으며, 회전방향으로의 주기적 이극자 소음원의 가진으로 소음파워지수(m)가 5.5로 나타났다.

끝으로 인덕트 방법에서의 소음원 함수를 측정하기 위해 사용된 근거리장과 덕트벽면에서의 교호스펙트럼 측정을 통하여 각 불균일 형태의 토널성분 기여도를 평가할 수 있었다.

후 기

본 과제는 교육부 기계공학분야 연구지원과제 (과제번호:ME96-B-08)로 수행되었으며, 관계기관에 깊은 감사를 표합니다.

참고문헌

- (1) Chanaud, R.C., 1965, "Aerodynamic sound from centrifugal-fan rotors," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 37, pp. 969-974

- (2) Longhouse, R.E., 1976, "Noise mechanism separation and design considerations for low tip-speed, axial-flow fans," J. Sound and Vib., Vol. 48, pp. 461-474
- (3) International Standards Organization, 1990, ISO 5136 Acoustics-Determination of Sound Power Radiated into a Duct by Fans-In-duct Method
- (4) International Standards Organization, 1996, ISO 10302 Acoustics-Method for the Measurement of Airborne Noise Omitted by Small Airmoving Devices
- (5) International Standards Organization, 1997, ISO 5801 Industrial Fans-Performance Testing Using Standardised Airways
- (6) Madison, R.D., 1949, Fan Engineering, Fifth Edition, Buffalo Forge Company, U.S.A.
- (7) Maling, G.C., 1963, "Dimensional Analysis of Blower Noise," Journal of Acoust. Soc. Am., Vol. 35, pp.1556
- (8) Weidemann, J., 1971, Analysis of the relations between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors, NASA-TT-F-13798
- (9) Wagner, S., Bareib. G., Guidati, G., 1996, Wind turbine noise, Springer-Verlag Berlin
- (10) Ffowcs Williams, J.E., Hall, L.H., 1970, "Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of scattered half plane," J. Fluid Mech., Vol. 40, No. 4, pp.657-670
- (11) Subramanian S., Atassi H.M., 1991, "Acoustic radiation from a propeller blade encountering a high frequency gust," NCA-Vol. 11/FED-Vol. 130., Flow Noise Modeling, Measurement, and Control, pp.119-127
- (12) Krane, M.H., Bent, P.H., Quinlan, D.A., 1995, "Rotating instability waves as a noise source in a ducted axial fan," NCA-Vol. 21, Proceedings of the ASME Noise Control and Acoustics Division.