

등/부등피치 횡류팬의 유동 소음 특성

조 용, 문 영 준*, 박 진 무*

고려대학교 대학원 기계공학과, *고려대학교 기계공학과

Flow Induced Noise Characteristics of the Cross Flow Fan with Uniform/Random Pitch Blades

Yong Cho, Young J. Moon*, Jin Moo Park*

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received November 24, 2000; revision received May 15, 2001)

ABSTRACT: The flow induced noise of the cross-flow fan with uniform/random pitch blades is predicted by computational methods. With the time dependent surface pressure data obtained by solving the incompressible Navier-Stokes equations in moving coordinates, the acoustic pressure is predicted by the Ffowcs Williams-Hawkings equation. The positions of the blade noise source are identified through an investigation of the acoustic pressure history induced by one blade, and it is confirmed that the dominant noise source is near the stabilizer. Since the acoustic pressure of the random pitch fan fluctuates according to the blade passing, the dominant BPF noise of the uniform pitch fan is modulated into some reduced discrete noises which have multiples of a 50 Hz difference from BPF.

Key words: Cross flow fan(횡류팬), BPF(날개 통과 주파수), Flow induced noise(유동 소음), Discrete noise(이산 소음), Noise source(소음원), Random pitch(부등피치)

1. 서 론

전형적인 가정용 에어컨 실내기에 사용된 횡류팬의 2차원 단면과 LDV로 측정된 속도 분포가 Fig. 1에 나타나 있다. 횡류팬의 임펠러는 긴 실린더 형태이므로 compact한 공조기기를 제작하기 적절하고, 이로 인해 주로 실내용 공조기에 사용되어 상대적으로 소음에 대한 관심이 높다.

대부분의 공조용 팬들이 rotor-stator 상호작용에 의해 소음이 많이 발생하듯 횡류팬도 임펠러 블레이드와 스테빌라이저의 상호작용에 의해서 주 소음이 발생하게 된다. 블레이드 피치 간격이 일

정한 등피치 임펠러가 일정한 속도로 회전을 하게 되면, 블레이드와 스테빌라이저가 규칙적인 상호작용을 하게 되어 BPF에 해당하는 톤 소음이 발생하는 문제점이 나타나게 된다. 따라서, 이러한 BPF 톤 소음을 줄이기 위하여 블레이드의 피치 간격을 조절하거나,⁽¹⁾ 스테빌라이저의 형상을 변형하는 방법^(1,2)이 연구되어 왔다. 횡류팬뿐만 아니라 축류팬⁽³⁾과 반경류팬⁽⁴⁾에서도 이론과 실험을 통해 블레이드 피치 간격과 톤 소음과의 관계를 파악하여 BPF 소음을 줄이려는 연구가 수행되어 왔으며, Mellin and Sovran⁽³⁾은 톤 소음을 최소화할 수 있는 피치 간격 모델을 제시하였다.

본 연구에서는 비정상 전산해석을 수행하여 얻은 비정상 압력 데이터를 근거로 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 방정식을 이용하여 횡류팬에서 발생하는 소음을 수치적으로 예측하였다. 블레이

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3358; fax: +82-2-926-9290

E-mail address: yjmoon@korea.ac.kr

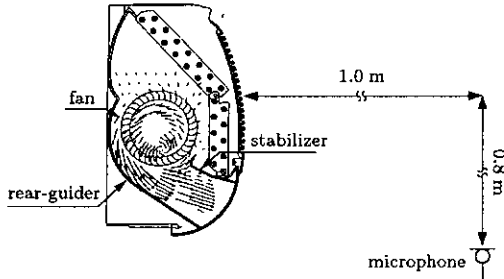


Fig. 1 A typical cross-flow fan configuration and the position of noise prediction.

드 하나가 발생하는 음압을 관찰하여 횡류팬 소음원의 위치를 파악하고, 비정상 유동 해석 결과물 통해 소음 발생 원인을 밝혀내었다. 또한, 등피치팬과 두 종류의 부등피치 팬에서 발생하는 소음을 성분별로 분석하고, 마지막으로 각 팬에서 발생하는 소음 스펙트럼을 서로 비교하고 고찰하였다.

2. 수치해석 기법

2.1 비정상 유동 해석

실제로 회전을 하는 팬 부분과 고정되어 있는 케이싱의 상호작용을 고려하기 위하여 이동좌표계에 기반한 2차원 비압축성, 점성 Navier-Stokes 방정식을 이동좌표계를 사용하여 풀고, 경계면에서는 형상 함수 보간법을 이용한 미끄러짐 격자(sliding mesh)기법을 사용하였다. 비정상 해석은 projection method의 일종인 SMAC 기법을 이용하여 계산하였으며, 시간 적분에는 외재적 4단계 Runge-Kutta 방법을 사용하였다. 대류항 계산에는 2차 풍상 차분법을 적용하였고, 집중격자계에서 발생할 여지가 있는 압력장 떨림 현상을 제거하기 위하여 운동량 선형보간법(momentum linear interpolation)을 사용하였다.

2.2 유동 소음 해석

본 연구에서는 유동 상사 이론에 기반을 두고 입의의 방향으로 이동하는 소음원에서 발생하는 소음을 예측할 수 있는 FW-H 방정식을 이용하여 회전하는 횡류팬에서 발생하는 소음을 예측하였다. Farassat⁽⁵⁾와 Succì⁽⁶⁾는 전산해석이 용이하도록 FW-H 방정식의 해를 재구성하여 식(1)~(4)의 형태로 나타내었다.

$$p'(\vec{r}, t) = \sum_{i=1}^{n_s} [p'_{r,i}(t) + p'_{m,i}(t) + p'_{u,i}(t)] \quad (1)$$

여기서, i 는 움직이는 물체에서의 각 소음원을 나타낸다. 우변의 첫 번째 항은 블레이드 두께에 의한 질량 유량과 관련된 단극자 소음으로 식(2)로 표현되고, 두 번째와 세 번째 항은 블레이드에 작용하는 힘과 관련된 쌍극자 형태의 소음으로 각각 식(3)과 식(4)로서 근접장 소음과 원거리장 소음을 나타낸다.

$$p'_{r,i}(t) = \frac{\rho V_0}{4\pi} \left[\frac{1}{r} \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{1}{1-M_r} \right) \right) \right]_{ret} \quad (2)$$

$$p'_{m,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{r^2} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left(\vec{r}_i \cdot \vec{f}_i \frac{1 - \vec{M}_i \cdot \vec{M}_i}{1 - M_r} - \vec{f}_i \cdot \vec{M}_i \right) \right]_{ret} \quad (3)$$

$$p'_{u,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{r} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left(\frac{\vec{r}_i}{C_0} \frac{\partial \vec{f}_i}{\partial \tau} + \frac{\vec{r}_i \vec{f}_i}{1 - M_r} \left(\frac{\vec{r}_i}{C_0} \cdot \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} \right) \right) \right]_{ret} \quad (4)$$

여기서, V_0 는 물체의 체적이고, \vec{f}_i 는 물체 표면이 유체에 작용하는 힘 벡터이다. 또한, \vec{M}_i , $\partial \vec{M}_i / \partial \tau$, $M_r (= \vec{r}_i \cdot \vec{M}_i)$ 은 움직이는 물체의 속도, 가속도, 그리고 상대 마하 수를 나타낸다.

모든 소음은 지연된 시간에서 계산되었으며, $L_p = 10 \log_{10} (p'/p_{ref})^2$ ($p_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ [Pa])으로 계산된 음압 수준은 MATLAB V.5.1의 FFT 알고리즘을 사용하여 음압 수준 스펙트럼을 얻었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 등/부등피치 임펠러

본 연구에 사용된 등피치 임펠러와 두 가지 형태의 부등피치 임펠러의 2차원 단면 모양을 Fig. 2에 나타내었다. 임펠러는 모두 동일한 형상의 35개 블레이드로 구성되어 있으며, 임펠러 외경과 내경은 각각 106.0 mm, 81.62 mm, 폭 방향 길

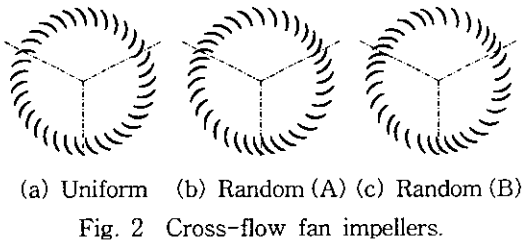


Fig. 2 Cross-flow fan impellers.

이는 340.0 mm이다.

등피치 임펠러는 블레이드 피치 간격이 10.286° ($=360^\circ/35$)로 일정한 반면, 부등피치 임펠러는 블레이드 피치 간격이 변화하면서 전체적으로 3 등분된 형상을 나타내고 있다. A 형식 부등피치 임펠러는 피치 변화가 대칭적으로 나타날 수 있도록 삼각함수를 이용하여 $b_i = [360/Z + \{Z/(3 \times 2\pi)\} \times \cos(3 \times 2\pi/Z \times (i - 0.5))] \times \pi/180$ 와 같은 블레이드 피치 간격을 구성하였다. 한편, B 형식 부등피치 임펠러의 피치 간격은 Boltezar et al.⁽⁴⁾ 이 반경류팬에서 톤 소음을 줄일 수 있도록 최적화한 블레이드 피치 간격을 횡류팬 블레이드에 적절하게 재구성하였다.

3.2 비정상 전산해석

본 연구는 횡류팬 입구에 설치된 열교환기와 그릴의 효과를 제외하며, Fig. 3에 나타난 횡류팬 형상과 같이 임펠러, 스테빌라이저, 그리고 rear-guarder로만 간략하게 구성된 횡류팬을 고려하였다. 횡류팬의 임펠러는 1,000 rpm의 일정한 속도로 회전하고, 임펠러 블레이드 코드 길이와 블레이드 끝단 속도를 기준으로 한 Reynolds 수는 5,300이며 내부 유동은 층류로 가정되었다. 또한,

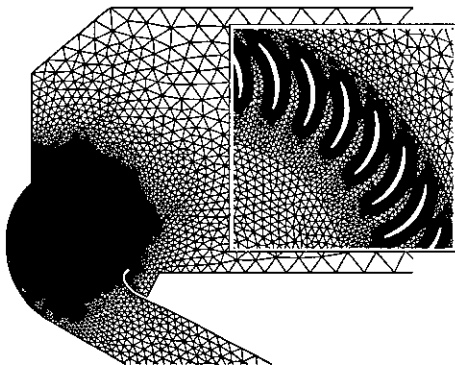


Fig. 3 Triangular meshes (uniform pitch).

횡류팬 임펠러는 축 방향으로 길고, 축과 수직인 방향으로 주 유동이 흐르기 때문에 2차원 유동으로 가정되었다.

횡류팬 임펠러가 실제로 회전하는 것을 고려하기 위하여 블레이드와 함께 회전하는 부분과 고정된 부분으로 나누어 격자를 구성하였다. Fig. 3은 횡류팬의 삼각형 격자와 블레이드 주변의 조밀한 격자를 확대하여 나타내고 있다. Yamafuji⁽⁷⁾의 실험에서 이미 관찰되었듯이 많은 블레이드에서 발생한 작은 와류가 모여서 팬의 성능과 밀접한 편심와류를 형성하기 때문에 보다 정확한 성능 예측을 위해서는 블레이드 주변의 점성 유동을 세밀히 분석하는 것이 중요하다. 따라서, 블레이드 주변에 미세한 격자를 사용하여 회전하는 임펠러 부분에 41,196개의 삼각형을 사용하였으며, 고정된 부분에는 6,996개의 삼각형을 사용하였다.

임펠러가 회전하기 시작하여 6바퀴 이상 회전하면 준 정상상태에 도달하게 되는데, 준 정상상태에 도달한 후 시간 평균된 압력 상승값을 Fig. 4에 실험값과 함께 비교하여 나타내었다. 여기서, $\phi (= Q/(V_{tip}DL))$ 는 유량계수이고, $\Psi_s (= \Delta P_s / (0.5 \rho V_{tip}^2))$ 은 정압계수이다. 등피치 팬의 전산 해석결과를 실험값과 비교해 보면 저유량($\phi < 0.3$)인 경우에는 실험값에 비하여 압력 상승값을 낮게 예측하고 있지만, 고 유량인 경우에는 타당한 예측을 하고 있다. 이는 저 유량의 경우에는 rear-guarder 근처에서 주기적으로 박리 유동이 발생하여 이러한 불안정한 유동을 예측하기가 어려웠지만, 고유량의 경우에는 Fig. 5(a)에서 보여주는 바와 같이 유동이 안정적이어서 압력 상승값을 보다 정확하게 예측할 수 있었기 때문이다. 한편,

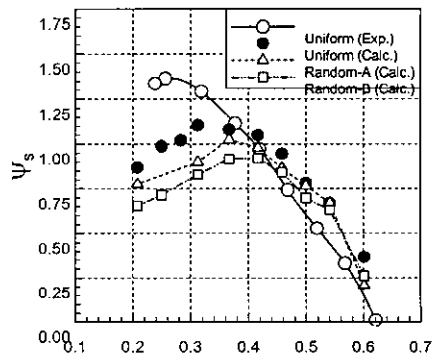


Fig. 4 Fan performances.

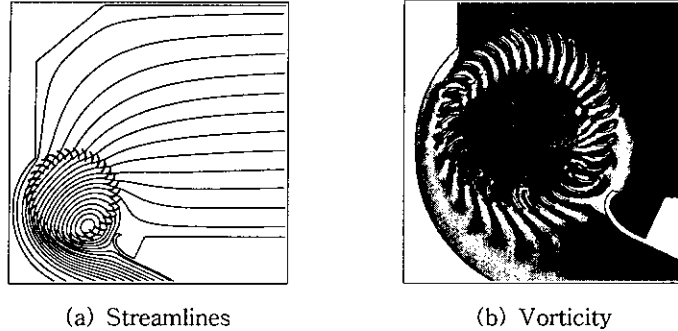


Fig. 5 Instantaneous flow patterns at a quasisteady state (uniform pitch, $\phi=0.602$).

A와 B 형식 부등피치 팬은 저유량에서 등피치 팬에 비하여 비교적 성능이 낮게 예측되었으며, 특히 블레이드 피치 간격이 더 불규칙한 B 형식 부등피치 팬은 저유량에서 A 형식 부등피치 팬보다 조금 더 낮은 성능이 예측되었다. 하지만, A와 B 형식 부등피치 팬 모두 실제 운전 조건 ($0.4 < \phi < 0.5$)인 고유량에서는 거의 성능에 대한 차이가 나타나지 않고 있어, 등피치 팬 대신 부등피치 팬을 사용하더라도 횡류팬의 기본적인 성능은 변함없이 유지할 수 있는 것으로 확인되었다.

Fig. 5는 고유량($\phi=0.602$)인 경우 준 정상상태에서의 순간적인 유선 패턴과 와도 선도를 보여주고 있다. 순간적인 유선 패턴은 편심와류의 크기와 중심 위치를 나타내고 있을 뿐 아니라 닫힌 유선으로 표현된 재순환류와 입구에서 출구로 이어지는 유선으로 표현된 관류로 구분되는 유동 패턴을 보여준다. 순간적인 와도 선도는 출구 쪽 블레이드에서 토출되는 와류와 임펠러 중심을 기준으로 3시와 4시 방향 사이의 블레이드에서 발생하는 박리 유동 등에 대한 횡류팬 내부의 와류 거동을 잘 나타내고 있다. Fig. 5(b)에서 보여지는 블레이드 통과 후류와 스테빌라이저와의 상호작용은 스테빌라이저에서의 압력 요동을 발생시켜 유동 소음을 일으키는 원인이 된다.

3.3 유동 소음 특성

전형적인 횡류팬에서 발생하는 유동 소음은 BPF로 나타나는 이산 소음과 300~3,000 Hz에서 나타나는 광대역 소음으로 나누어진다. 횡류팬 소음은 1,000 rpm, $\phi=0.602$ 인 경우, 팬 입구 중앙에서 전방으로 1.0m, 하방으로 0.8m 떨어진 지점에서 예측되었다(Fig. 1 참조). 먼저 횡류팬

에서 발생하는 소음원을 찾아보기 위하여, 임펠러 중심에서 3시 방향을 기준으로 한 개의 블레이드가 회전하면서 발생하는 음압 요동을 예측하여 Fig. 6에 나타내었다. 임펠러는 35개의 블레이드로 구성되어 있어, 등피치 팬의 경우 블레이드 피치 간격인 10.286° 내에서 나타나는 음압 요동이 BPF에 해당하는 음압 요동으로 나타나게 된다. 이와 같은 BPF 음압 요동은 Fig. 6에서 307° (I), 0° (II), 133° (III) 위치일 때 나타난다. 스테빌라이저와 rear-guider에 근접한 I, III 위치는 회전하는 블레이드와 고정된 물체의 비정상 상호작용에 의하여 소음이 발생하는 반면, II 위치에서는 스테빌라이저를 지난 재순환 유동과 횡류팬 입구 유동이 접하는 경계에서 발생한 자유 전단층 와류 유동(vortex sheet)이 임펠러 블레이드와 충돌하여 소음이 발생되는데, 이는 Fig. 5(b)에서 확인할 수 있다. 한편, 스테빌라이저와 근접한 I 위치에서 발생하는 음압 요동은 블레이드 피치 간격 내에서 가장 급격한 변화를 나타내어 블레이드 소음의 주 소음원으로 예측된다.

회전하는 35개의 등피치 블레이드에서 발생하는 음압을 Fig. 7에 나타내어 각 성분별 음압 요

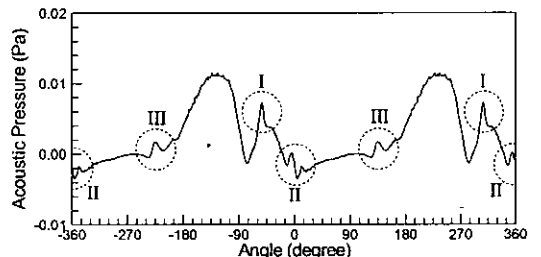


Fig. 6 Acoustic pressure distribution along the rotational angle (uniform pitch, $\phi=0.602$).

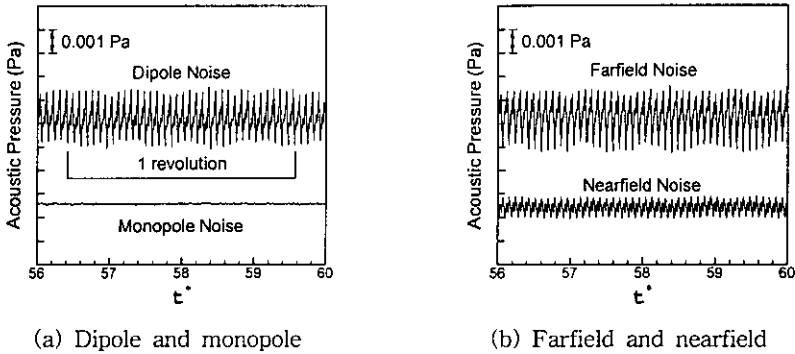


Fig. 7 Blade noises (uniform pitch).

등의 진폭 크기를 비교하였다. 쌍극자 소음의 음압 요동은 1.2×10^{-3} Pa의 진폭을 가지고 BPF에 해당하는 규칙적인 요동을 나타내고 있고, 단극자 소음은 음압 요동의 진폭이 매우 작게 예측되었다. 이러한 FW-H식의 예측 결과를 통해 저속으로 회전하는 블레이드 소음은 쌍극자 소음이 지배적이라는 사실이 재확인되었다. 한편, 블레이드 근접장 소음의 진폭이 원거리장 소음 진폭의 1/3 정도인 0.4×10^{-3} Pa로 나타났고 원거리장 소음과 근접장 소음 모두 BPF와 일치하는 음압 요동을 나타내었다.

블레이드 피치 간격에 의해 임펠러 출구 후류의 세기와 폭 크기가 달라지기 때문에 부등피치 팬을 사용하게 되면 스테빌라이저 위의 압력 요동이 불규칙하게 발생하여 BPF 톤 소음을 변형시킬 수 있게 된다. 따라서, 본 연구에서는 Fig. 2에 나타난 A와 B 형식 부등피치 팬을 사용하여 부등피치 팬의 소음 특성을 조사해 보았다.

등피치 팬과 A, B 형식 부등피치 팬에 대하여 35개 블레이드와 스테빌라이저에서 발생하는 음

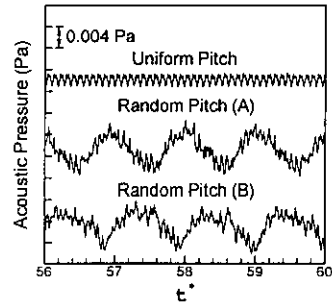


Fig. 8 Acoustic pressure for the uniform and random pitch fans (1,000 rpm, $\phi=0.602$).

압을 모두 합하여 Fig. 8에 나타내었다. 등피치 팬은 블레이드 통과에 의한 BPF 음압 요동이 규칙적으로 나타나고, 부등피치 팬은 블레이드 통과에 의한 음압 요동이 불규칙할 뿐 아니라 팬의 3등분된 기하학적 형상에 의한 음압 요동이 함께 나타나고 있다.

세 종류의 팬에서 발생하는 음압 요동을 주파수 영역으로 스펙트럼 변환한 음압 수준 스펙트

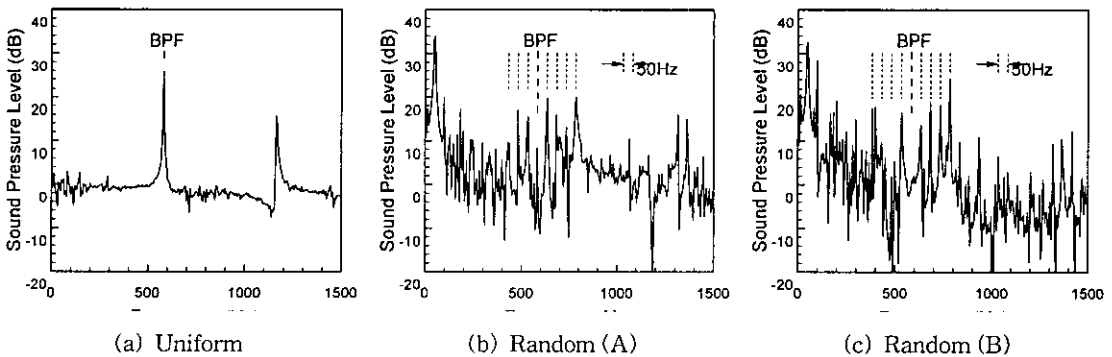


Fig. 9 SPL spectra for the uniform and two random pitch fans.

럼을 Fig. 9에 나타내었다. 등피치 팬에서는 583 Hz(=1,000 rpm/60 s×35)의 BPF 성분과 1차 조화 성분의 톤 소음만이 뚜렷하게 나타난다. 반면에 부등피치 팬에서는 팬의 3등분된 기하학적 형상으로 인하여 50 Hz(=1,000 rpm/60 s×3)의 저주파수 소음이 발생하기 때문에, 이 저주파수 소음이 톤 소음을 변조시켜서 BPF 톤 소음과 50 Hz의 정수배만큼 차이가 있는 주변의 이산 소음으로 분산되어 나타났다. 사인함수 형태로 피치 간격을 구성한 A 형식 부등피치 팬의 경우에 톤 소음이 BPF를 중심으로 대칭된 형태의 이산 소음으로 분산되는 경향을 나타내었고, 보다 불규칙한 피치 간격을 가진 B 형식 부등피치 팬의 경우에는 이산 소음이 BPF를 기준으로 고주파수 영역으로 치우친 경향을 나타내었다. 한편, 등피치 팬의 최대 음압 수준은 BPF에서 25.8 dB로 나타났으며, A와 B 형식 부등피치 팬은 사람의 귀에 거스르지 않는 50 Hz의 음압 요동을 일으키면서 BPF 소음을 주변의 이산 소음으로 분산시켰기 때문에 최대 음압 수준이 20.1 dB와 24.2 dB로 등피치 팬보다 낮게 나타났다. 성능과 소음의 전산 해석 결과를 종합해 볼 경우, A 형식 부등피치 팬을 사용하면 등피치 팬과 비교하여 성능의 저하 없이 BPF 톤 소음을 5.7 dB만큼 줄일 수 있는 것으로 예측된다.

4. 결 론

2차원 비정상 전산해석을 수행하여 얻은 압력 데이터를 기반으로 FW-H식을 이용하여 등/부등피치 횡류팬의 유동 소음 특성을 분석하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 블레이드 한 개에서 발생하는 음압 요동과 비정상 전산 해석 결과를 분석하여 소음원의 위치(307°, 0°, 133°)를 찾고, 각 소음원의 소음 발생 원인을 알아내었다. 307°와 133° 위치에서는 회전하는 블레이드와 고정된 물체의 비정상 상호작용에 의해서 소음이 발생한 반면, 0° 위치에서는 제순환 유동과 입구 유동의 경계면에서 발생하는 자유 전단층 와류 유동(vortex sheet)이 임펠러 블레이드와 충돌하여 소음이 발생하였다.

(2) 비정상 전산 해석과 FW-H식을 이용한 소음 해석 결과에 의하면, 부등피치 팬에서는 3등분된 기하학적 형상으로 인하여 BPF 톤 소음과

50 Hz(=1,000 rpm/60 s×3)의 정수배만큼 차이가 있는 주변의 이산 소음으로 분산되어 최대 음압 수준이 감소되는 현상을 확인하였고, A 형식 부등피치 팬의 경우 등피치 팬과 비교하여 성능 저하 없이 BPF 톤 소음을 5.7 dB만큼 줄일 수 있는 것으로 예측되었다.

후 기

본 연구는 1999년도 학술진흥재단 중점연구소 지원과제(97-005-E00199) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Lee, D. S., Chen, P. H. and Miao, J. M., 1997, Noise Reduction of a Cross-Flow Fan, *Journal of Chinese Institute of Engineers*, Vol. 20, No. 3, pp. 265-273.
2. Koo, H. M., 2000, Discrete Frequency Noise Reduction of the Cross-Flow Fan of the Split Type Room Air-Conditioners Using the Skewed Stabilizers, *JSME International Journal, Series C*, Vol. 43, No. 1, pp. 104-109.
3. Mellin, R. C. and Sovran, G., 1970, Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamics Noise Generated by Fan Rotor, *Journal of Basic Engineering*, Vol. 92, No. 1, pp. 143-154.
4. Boltezar, M., Mesaric, M. and Kuhelj, A., 1998, The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated from Radial Fans, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 216, No. 4, pp. 697-711.
5. Farassat, F., 1981, Linear Acoustic Formulas for Calculation of Rotating Blade Noise, *AIAA Journal*, Vol. 19, No. 9, pp. 1122-1130.
6. Succi, G. P., 1979, Design of Quiet Efficient Propellers, SAE 790584, pp. 2039-2052.
7. Yamafuji, K., 1975, Studies on the Flow of Cross-Flow Impellers (1st Report, Experimental Study), *Bulletin of the JSME*, Vol. 18, No. 123, pp. 1018-1025.