

비정렬 격자기법을 이용한 횡류팬(Cross-Flow Fan)의 비정상 유동해석

NUMERICAL PREDICTION OF THE CROSS-FLOW FAN PERFORMANCE AND
NOISE CHARACTERISTICS BY UNSTRUCTURED FLOW SOLVER ALGORITHM

조 용¹⁾, 문영준²⁾

Yong Cho and Young J. Moon

The cross-flow fan performance and its sound noise characteristics are predicted by computational methods. The unsteady incompressible Navier-Stokes equations in moving coordinates are solved by a SMAC method on unstructured triangular meshes, using a sliding mesh technique at the interface between the domain rotating with blades and the rest stationary part. The computationally predicted fan performance was favorably compared with experiment, and some numerical aspects of simulating the cross-flow fan are discussed. With the computed unsteady flow field, aeroacoustic sound noise of the fan is predicted by the Lighthill-Curle equation. The unsteady surface pressure fluctuations on stabilizer enables a prediction of BPF noise of the uniform pitch blade fan quite accurately. The aeroacoustic sound noise characteristics of both uniform and random pitch blade fans are also examined by SPL spectrum analysis.

1. 서론

횡류팬은 가정용 에어컨의 실내기, 건물 입구에서 외부공기를 차단하는 에어커튼, 자동차용 환기팬, 산업용 환기팬으로 널리 사용되고 있다. 그림 1은 횡류팬, 열교환기, stabilizer, rearguide로 구성된 전형적인 실내용 에어컨의 단면을 보여주고 있으며 LDV로 측정된 내부 속도장을 나타내고 있다. 횡류팬은 내부 유로의 형상이 복잡하여 주로 PTV나 LDV를 이용하여 내부유동을 측정하였으며[1, 2, 3], 중요한 설계변수를 설정하는데도 실험에 의존해 왔다[4, 5]. 그러나 최근에는 상용코드를 이용한 비정상 전산해석을 수행하기도 하였다[6, 7, 8]. 한편, 에어컨에서 유동소음이 발생하는 원인을 살펴보면 i) 회전하는 블레이드에서 떨어져 나온 vortex와 stabilizer의 상호작용, ii) 입구의 그릴과 열교환기의 튜브에서 떨어져 나오는 vortex shedding, 그리고 iii) 떨어져 나오는 이러한 vortex들과 회전하는 블레이드와의 충돌로 인한 비정상적인 상호작용 등이 있을 것이다. 등피치 블레이드를 가진 횡류팬의 SPL(Sound Pressure Level) 스펙트럼을 나타내면 BPF(Blade Passing Frequency)로 나타나는 대략 600Hz정도의 이산소음과 500~3000Hz사이의 광대역소음이 나타나는 것을 알 수 있다.

본 연구의 목적은 두가지로 i) 회전하는 횡류팬의 유동장을 전산해석하여 팬의 성능을 나타내는 P-Q선도에서 실험데이터와 비교함으로써 기법의 정확성을 검증하고자 하였고, ii)

1) 고려대학교 기계공학과 대학원

2) 고려대학교 기계공학과 (136-701, 서울특별시 성북구 안암5가 1)

비정상 진전해석 결과를 가지고 Lighthill-Curle 방정식을 이용하여 팬의 쌍극자 형태의 유동소음을 예측하고 SPL 스펙트럼을 통해 등피치 팬과 부등피치 팬의 소음특성을 조사해 보았다.

2. 지배방정식 및 수치해석기법

2.1. 이동좌표계 상의 Navier Stokes 방정식

지배방정식은 시간중속 2차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식으로, 이동좌표계는 고려하여 식사의 이동속도 \vec{w} 를 (w_x, w_y) 라 하면 식교좌표계에 대한 연속방정식과 운동량 방정식은 아래 식(1)과 같이 보존형 벡터 폼의 무차원화된 형태로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} = \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} \right) \quad (1)$$

여기에서 나타난 총속변수 벡터 Q , 대류량 벡터 F 와 G , 점성량 벡터 F_v 와 G_v 는 다음과 같이 정의된다.

$$Q = \begin{bmatrix} 0 \\ u \\ v \end{bmatrix}, \quad I_m = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} u \\ u(u-w_x) + p \\ v(u-w_x) \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} v \\ u(v-w_y) \\ v(v-w_y) + p \end{bmatrix},$$

$$F_v = I_m \frac{\partial Q}{\partial x}, \quad G_v = I_m \frac{\partial Q}{\partial y} \quad (2)$$

난류방정식으로는 벽함수 처리를 한 표준 $k-\epsilon$ 방정식을 사용하였다. 이동좌표계는 고려한 $k-\epsilon$ 수송방정식을 식교좌표계의 tensor form을 식(3),(4)에 나타내었다.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial (ku_i^r)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\epsilon u_i^r)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right\} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right\} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

여기서, $u_i^r = u_i - w_i$ 는 상대속도를 나타낸다.

평균유동 방정식에서는 유효점성계수 $\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t$ 를 사용하였으며, 난류점성계수는 다음과 같이 정의하였다.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

또한, 나머지 상수들은 $k-\epsilon$ 방정식에서 널리 사용되는 표준상수들을 사용하였다.

2.2. 비정렬 격자에서의 유한체적법

시간진행을 2단계로 나누어 정확도를 높이고 MAC기법에서의 압력의 Poisson 방정식을 간략화 시킨 것이 SMAC 기법이다. 해를 구하는 과정을 간략하게 요약하면 다음과 같다.

주어진 시간 n 단계에서,

i) 외재적 방법으로 운동량 방정식에서 중간속도를 구한다.

$$\frac{\hat{v} - v^n}{\Delta t} = f(v^n, p^n) \quad (6)$$

ii) ϕ 에 대한 Poisson 방정식을 푼다.

$$\nabla^2 \phi = \nabla \cdot \hat{v} \quad (7)$$

iii) 압력을 갱신한다.

$$p^{n+1} = p^n + \frac{\phi}{\Delta t} \quad (8)$$

iv) n+1 단계의 속도를 구해준다.

$$v^{n+1} = v^n - \nabla \phi \quad (9)$$

각각의 시간단계에서 연속방정식을 만족할 때까지 식(6)부터 식(8)을 반복계산한다.

운동량 방정식을 격자 중심식 유한체적법에 기초하여 비정렬 삼각형 격자에 맞도록 지배 방정식을 차분하면 식(10)과 같다.

$$\Omega_i \frac{\Delta Q_i}{\Delta t} = - \sum_{j=k(i)} \left[\left(F - \frac{1}{Re} F_v \right) \Delta y - \left(G - \frac{1}{Re} G_v \right) \Delta x \right]_j \quad (10)$$

여기서, i 는 셀의 인덱스, j 는 이웃하는 셀의 인덱스, k 는 셀과 이웃하는 셀의 관계를 나타내는 함수를 나타내며, Ω 는 셀의 면적을 나타낸다.

이밖에 2차 풍상차분법(second order upwind scheme)을 이용하여 대류항을 계산하였으며 시간적분에는 외재적 4단계 Runge-Kutta 기법을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 횡류팬의 성능예측

본 연구에서 해석 대상으로 정한 횡류팬은 바깥쪽 직경이 106mm, 안쪽 직경이 81.62mm 이고 35개의 블레이드로 구성되어 있으며 1000rpm으로 회전한다. Reynolds 수는 팬의 지름과 날개 끝 속도를 기준으로 하여 약 39300정도의 값을 갖는다. 이번 계산에서는 입구쪽의 열교환기와 그릴을 없애고 단지 팬의 성능만을 전산해석해 보았다.

그림 2는 advancing front method[9]를 사용하여 만든 횡류팬의 삼각형 격자를 보여주고 있다. 블레이드가 회전하기 때문에 격자를 두 부분으로 나누었으며, 회전하는 블레이드 부분과 나머지 고정된 부분에 각각 41,196개와 6,996개의 격자를 사용하였다. 두 부분으로 나누어진 격자의 경계면에서는 그림 3과 같이 각 시간 간격마다 격자가 서로 엇갈려 있기 때문에 형상함수를 이용한 미끄러짐 격자 기법을 사용하여 경계면에서의 함수값과 기울기 값을 보간해 주었다. 형상함수는 A, B, C 세점을 사용하여 P점에서의 값을 구하였으며, benchmark 테스트를 통하여 타당성을 검증하였다.

유량이 7.22 CMM과 3.75 CMM인 두가지의 경우에 대하여 등피치 블레이드로 구성된 횡류팬 계산결과를 그림 4에 나타내었다. 이 때 등압력선과 유선을 보면 각각 vortex eye의 위치와 rear guide 근처에서의 유동 특성을 알 수 있다. 유량이 많은 7.22 CMM의 경우, vortex eye 중심의 위치는 stabilizer 가까이 있고 유선은 rear guide에 잘 붙어있다. 반면에 유량이 적은 3.75 CMM인 경우에는 rear guide 근처에서 크게 박리된 유동을 볼 수 있으며 이러한 이유로 vortex eye는 stabilizer 위쪽으로 밀려 올라가게 되었다. 이 경우에는 비정상 특성이 매우 크게 되어 유량이 많은 경우에 비하여 정확한 예측을 하지 못하였다. 비정상상태 유동 계산결과를 실험데이터와 비교하여 그림 5에 나타내었다. 블레이드 주변에 조밀한 격자를 사용한 경우와 성긴격자를 사용한 경우의 계산결과가 실험데이터와 함께 나타나 있

으며, 성긴격자의 경우 실험결과와 잘 일치하지 않고 있다. 이는 횡류팬의 전산해석시 블레이드 주변의 점성 효과가 팬 성능 예측에 중요한 인자가 된다는 것을 나타내고 있다.

3-2. 횡류팬의 유동소음 특성

본 연구에서는 유량이 7.22 CMM인 경우, 등피치 블레이드와 부등피치 블레이드의 두가지 경우에 관해 유동소음 특성을 조사하였다. 등피치 블레이드와 부등피치 블레이드로 구성된 팬의 형상이 그림 6에 나타나 있다. 부등피치 팬의 경우 블레이드의 간격이 한바퀴 동안 대략 세 부분으로 나누어져 있다. 이 두 팬의 경우에 대하여, stabilizer에서의 시간에 따른 압력 요동을 그림 7에 나타내었다. 등피치 팬의 경우 규칙적인 압력 요동이 반복되고 있는 반면에 부등피치 팬의 경우 임의대로 압력이 요동하고 있다. 등피치 팬의 규칙적인 압력 요동의 진동수는 35개의 등피치 블레이드를 가진 팬이 1000 RPM에서 회전하는 경우의 BPF를 정확하게 나타내고 있다. 반면에, 부등피치 팬의 경우 대략 BPF보다 조금씩 크고 작은 진동수와 50Hz의 진동수로 나누어져 있다. 여기에서 50Hz의 진동수가 나타난 이유는 부등피치 블레이드로 구성된 팬이 대략 한바퀴를 3등분한 형상으로 되어 있기 때문이다.

등피치 블레이드와 부등피치 블레이드로 구성된 두가지 팬의 주파수 특성은 그림 8에 나타난 SPL 스펙트럼을 보면 구분이 된다. 이러한 팬의 음압은 Lighthill-Curle 방정식[10]의 2차원 형태인 식(11)에 의하여 계산된 것이다.

$$p(\vec{r}, t) = \frac{1}{4\pi C_0} \oint \frac{\vec{n} \cdot \vec{r}}{r^2} \frac{\partial P_s}{\partial t} ds \quad (11)$$

여기서, C_0 는 음속, \vec{r} 은 소음원로부터 관측자까지의 위치벡터, \vec{n} 은 소음원의 표면에서 바깥쪽을 향한 수직벡터 그리고 P_s 는 순간 표면압력이다. 식(11)의 방정식은 쌍극자(Dipole) 형태의 소음만 계산할 수 있으며, 등피치 팬의 경우 BPF에서 34dB의 이산소음이 나오는 반면 부등피치 팬에서는 피크로 나타나는 이산소음이 광대역소음으로 변환되어 소음 강도가 약화되었다. 그러나 현재 전산해석 결과에서는 부등피치 블레이드의 영향이 뚜렷하게 나타나지 않고 있다.

4. 결론

비정렬 삼각형 격자를 사용하여 횡류팬의 성능과 유동소음 특성을 예측해 보았다. 예측된 팬의 성능은 대체로 실험결과와 일치하였다. Lighthill-Curle 방정식을 이용한 등피치 팬과 부등피치 팬의 dipole 형태의 유동소음 예측은 횡류팬의 전형적인 소음특성을 잘 보여주었지만 아직 유동소음 실험 데이터와의 검증 및 엄밀한 분석은 연구 중에 있다.

5. 참고문헌

- [1] Tsurusaki, H., Shimizu, H., Thujimoto, Y., Yoshida, Y & Kitagawa, K., "Study of Cross-Flow-Fan Internal Flow by Flow Visualization," Bulletin of the JSME, Vol. 59, No. 568, pp. 3743-3748, 1993.
- [2] Tsurusaki, H., Thujimoto, Y., Yoshida, Y & Kitagawa, "Visualization Measurement and Numerical Analysis of Internal Flow in Cross-Flow Fan," Journal of Fluids

Engineering, Vol. 119, pp. 633-638, 1997.

- [3] Arai, T., Sugiyama, H., Soeharto, Kobayashi, Y., "Flow Visualization and LDV Investigations of Flow Characteristics of Cross Flow Fan," Bulletin of the JSME, Vol. 61, No. 583, pp. 967-973, 1995.
- [4] 박동섭, 맹주성, 이상환, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰," 공기조화 냉동공학회 1995년 하계학술대회논문집 pp. 238-246, 1995.
- [5] 진심원, 이진하, 서상호, 이내영, 임금식, "에어콘용 횡류팬의 고통령화에 대한 실험적 연구," 공기조화 냉동공학회 1995년 동계학술대회논문집, pp. 234-241, 1995.
- [6] 石川 正俊, "Unsteady Flow Analysis around Cross Flow Fan," Proceedings of the 3rd STAR-CD Users' Seminar, Vol. 1, pp. 4.1-4.13, 1996.
- [7] 허남건, 김욱, 강신형, "Cross Flow Fan의 유동 해석," 96 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 9-17, 1996.
- [8] 허남건, 김욱, 강신형, "Cross Flow Fan의 유동 해석 : Blade 형상의 변화에 대한 영향 연구," 97 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 125-132, 1997.
- [9] Peraire, J., Vahdati, M., Morgan, K. & Zienkiewicz, O., "Adaptive Remeshing for Compressible Flow Computations," Journal of Computational Physics, Vol. 77, pp. 449-466, 1987.
- [10] Curle, N., "The Influence of Solid Boundaries Upon Aerodynamics Sound," Proceedings of the Royal Society, Ser. A, Vol. 231, pp. 506-514, 1955.

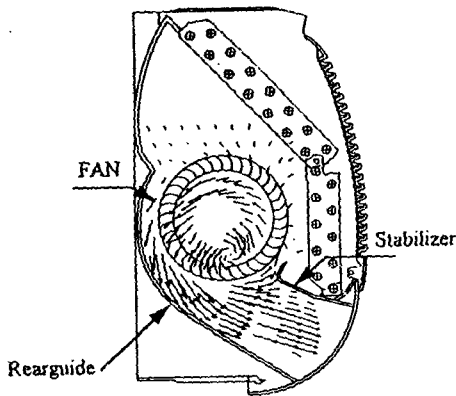


Fig. 1 A typical cross-flow fan configuration and its velocity vector field

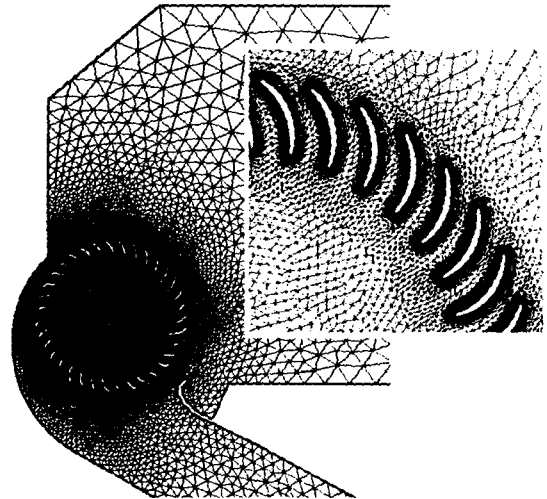


Fig. 2 Triangular meshes for the present test fan and a near view around blades (uniform pitch)

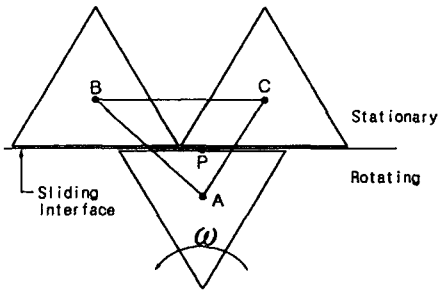


Fig. 3 A sliding mesh interface and interpolation

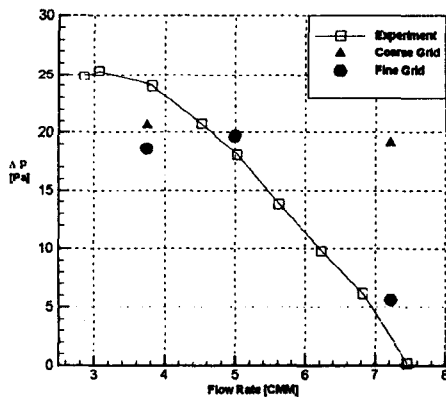


Fig. 5 Fan performance curve predictions

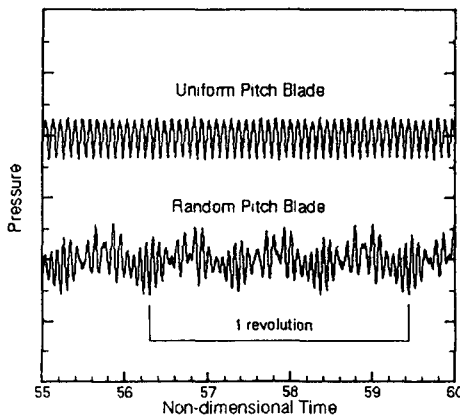
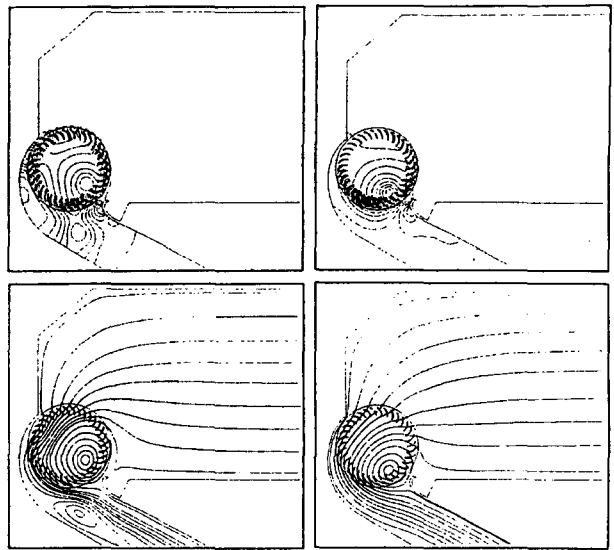


Fig. 7 Time history of surface pressure fluctuations on stabilizer



Q = 3.75 CMM

Q = 7.22 CMM

Fig. 4 Pressure contours and streamline patterns at a quasi-steady state (flow rates at 3.75 & 7.22 CMM's)

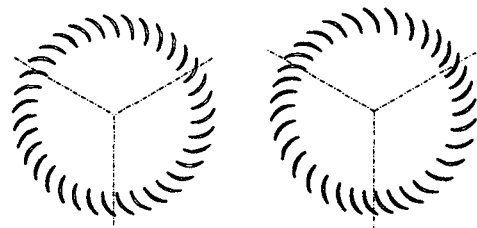


Fig. 6 A profile of uniform and random pitch blades

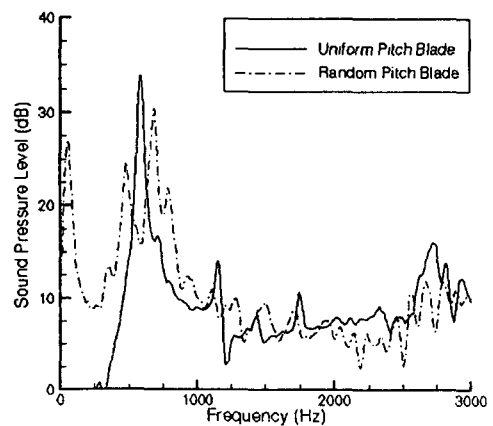


Fig. 8 Sound pressure level spectrum comparison (uniform and random pitch blades)