

# 스윙을 가진 냉각탑용 축류팬의 성능 특성에 관한 수치해석적 연구 Numerical Investigation of Performance Characteristics for Cooling Tower Axial Fans with Sweep

오 건 제  
K. J. Oh

(접수일 : 2009년 6월 23일, 수정일 : 2009년 7월 17일, 채택확정 : 2009년 7월 17일)

**Key Words** : Cooling Tower Axial Fan(냉각탑용 축류팬), Sweep(스윙), Numerical Analysis(수치해석), Performance Analysis(성능해석), Total Pressure Rise(전압상승), Hydraulic Efficiency(수력효율), Sound Pressure Level(음압레벨)

**Abstract** : The purpose of this numerical study was to investigate performance characteristics for cooling tower axial fans with sweep. Performance data for the fans with various sweep angles were obtained in terms of the setting angle at a constant flow rate. Viscous flow calculations were carried out to obtain performance data of the total pressure rise and hydraulic efficiency. A solution of the Ffowcs Williams-Hawkings equations was used to calculate the sound pressure level at three times fan diameter away from the fan. The calculated performance data well represented performance characteristics of the cooling tower axial fan. The total pressure rise and hydraulic efficiency at the same setting angle decreased with sweep angle. Sound pressure level slightly decreased for the fan with a sweep angle of 10 degree. No significant effect of the sweep geometry was found on the sound pressure level.

## 1. 서 론

냉각탑에 사용되는 축류팬은 공기를 강제로 순환 시켜서 고온의 물을 냉각 시키는 역할을 하는 냉각탑의 중요한 요소 기기이다. 냉각탑의 냉각 작용은 증진물 주위에서 이루어지며, 고온의 물과 저온의 공기가 접촉하면서 열전달에 의한 증발 작용과 감열에 의해서 물의 온도가 내려간다. 이러한 열전달에 의한 냉각 작용은 증진물 주위를 흐르는 공기의 양과 속도에 의해서 결정된다. 따라서 냉각탑의 효율을 높이기 위해서는 더 많은 양의 공기가 필요하고 이를 위해서는 공기를 순환시키는 팬의 성능을 높여야 한다. 현재 냉각탑에 사용되는 팬은 주로 유리섬유강화플라스틱(Fiber Glass Reinforced Plastic: F.R.P.)을 사용하는 것이 보통이고, 또한 동익의 각도를 자유롭게 조절할 수 있도록 하여 설계 조건 변화에 대해서 사용하기가 매우 편리하도록

되어있다.

스윙 형상은 축류형 송풍기에서 나오는 소음을 줄이기 위하여 사용되는 방법 중의 하나로 소음원의 위치 변화에 의한 소음 저감 효과가 있다.<sup>1)</sup> 처음에는 충격과를 동반하는 고속의 압축성유동에 적용되었으나 소음 저감 효과가 알려지면서 자동차 엔진 냉각용 팬, 가전용 팬과 같은 소형 팬에도 많이 사용되고 있다. 스윙을 가진 축류팬과 관련된 연구 결과를 보면 김광용 외 3인<sup>2)</sup>, 서성진 외 3인<sup>3)</sup>, 신형기 외 3인<sup>4)</sup> 등이 있다. 김광용 외 3인<sup>2)</sup>은 최적화기법을 이용해서 스윙을 가진 자동차용 냉각팬을 개발하였다. 서성진 외 3인<sup>3)</sup>은 전압 효율의 최적화를 통해서 스윙을 가진 축류형 송풍기를 개발하였다. 또한 신형기 외 3인<sup>4)</sup>은 비점성 유동해석, 음향 상사법 등을 이용해서 축류형 송풍기를 설계하는 방법을 제시하였다. 위의 결과 들은 주어진 설계 조건에서 성능이 최적화된 팬을 설계하는 방법에 대한 것으로 동익의 설치각이 변하는 냉각탑용 축류팬의 성능해석 및 스윙 형상에 대한 구체적인 연구 결과는 없다.

오건제(책임저자) : 경남대학교 기계자동차공학부  
E-mail : ohkj@kyungnam.ac.kr, Tel : 055-249-2616

본 논문에서는 동익의 설치각이 변하는 냉각탑용 축류팬의 성능 특성을 해석하고 스윙 형상이 팬 성능에 미치는 영향에 대해서 연구하였다. 성능 해석은 점성유동 해석법을 사용하였으며 유동 해석 결과로부터 설치각 변화에 따른 전압상승, 효율 등의 성능변수를 구하였다. 또한 소음 해석은 Ffowcs Williams-Hawkings 방정식의 해를 이용하여 구하였다.

## 2. 축류팬 모델

### 2.1 모델 형상

본 연구에서 사용한 축류팬 모델은 주로 대형 냉각탑에 사용되는 직경( $D_o$ ) 4.27 [m], 유량 10,000 [ $m^3/min$ ]의 대형 팬으로 설치각을 조절하여 여러 범위의 전압상승에 쓰일 수 있다. 팬의 주요 설계변수는 전압상승 279.02 [Pa], 회전수 250 [rpm], 날개 수 6개, 허브비 0.3이다. 설계 방법은 각 반경에서 1 차원 익열 유동에 대한 관계식으로부터 코드길이와 스테저각(코드가 축방향과 이루는 각도)  $\xi$ 를 구한 후에, NACA 4409 익형을 사용하여 팬 형상을 결정하였다.<sup>5-7)</sup> 축류팬은 팁에서의 스테저각이 허브에서의 스테저각 보다 크기 때문에 팁에서의 스테저각( $\xi_{tip}$ )과 각 반경에서의 스테저각( $\xi$ )의 차이를 트위스트각(twist angle)  $\xi_T$ 를 정의할 수 있으며, 또한 실제 사용 시에 기준이 되는 설치각(setting angle)  $\xi_S$ 을 팁에서의 스테저각을 이용하여 다음과 같이 정의하였다.

$$\xi_T = \xi_{tip} - \xi \quad (1)$$

$$\xi_S = \pi/2 - \xi_{tip} \quad (2)$$

설계된 팬의 형상을 보면 전압상승 279.02 [Pa]에 대해서 설치각이 19.4°이며, 각 반경( $r$ )에서 구한 코드길이와 트위스트각의 분포를 Fig. 1에 나타내었다. 코드길이는 팁으로 갈수록 감소하고 있으며 허브와 팁에서 스테저각의 차이를 보여주는 트위스트각은 허브로 갈수록 증가하고 있음을 알 수 있다.

### 2.2 팬의 스윙 형상

스윙은 각 반경의 익열 내에서 익형을 허브 중심 축으로부터 회전 방향 또는 회전 반대 방향으로 이동시킨 형상을 의미한다. 스윙을 가진 팬의 형상은 전체적으로 반경 방향을 따라서 회전 방향 또는 회전

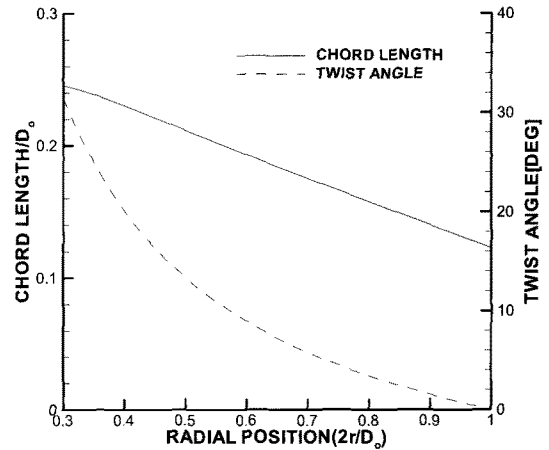


Fig. 1 Variations of chord length and twist angle for fan model

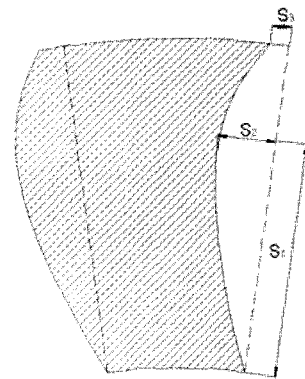


Fig. 2 Design parameters for sweep geometry

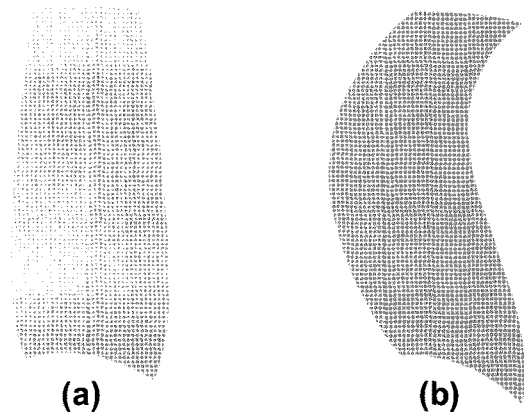


Fig. 3 View of the fan model((a)  $S_a=0^\circ$ , (b)  $S_a=10^\circ$ )

반대 방향으로 휘어지게 된다. 본 연구에서는 회전 방향으로 휘어지는 형상을 사용하였으며 스윙의 분포는 Fig. 2에 표시한 바와 같이 포물선형으로 하였다. Fig. 2에서  $S_1$ 은 꼭지점의 위치를 나타내고  $S_2$ 는 꼭지점에서 스윙된 각도,  $S_3$ 는 팁에서 스윙된 각도를 나타낸다. 허브에서 스윙된 각도는 영이기 때

문에 꼭지점  $S_1$ 과 다른 조건 1개만 추가하면 포물선형 스윙 형태가 결정된다. 여기서는 꼭지점의 위치를  $S_1/D_o = 0.2$ 로 하고 다음과 같이 꼭지점과 팁에서 스윙된 각도의 차이를 나타내는  $S_2 - S_3$ 를 스윙각  $S_d$ 로 정의하여 변수로 사용하였다.

$$S_d = S_2 - S_3 \quad (3)$$

식 (3)에서 정의한 스윙각은 반경 방향으로 휘는 스윙의 정도를 표시한다. Fig. 3에 스윙이 없는 경우(스윙각  $0^\circ$ )와 스윙각이  $10^\circ$ 인 경우에 대한 휠의 형상을 나타내었다.

### 3. 성능해석

#### 3.1 점성유동 해석

본 연구에서는 에너지 전달과 관련된 축류휠의 성능 변수 들을 해석하기 위하여 축류휠 주위의 정상 비압축성 난류유동을  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하여 수치해석하였다. 지배방정식을 유한체적법<sup>8)</sup>, 하이브리드 수치기법<sup>8)</sup>, SIMPLE 기법<sup>8)</sup> 등을 사용하여 대수방정식으로 변환한 후에 본인 등<sup>9)</sup>이 자체 개발한 코드를 사용하여 계산하였다.

유동계산 모델은 케이싱 내에서 축류휠이 작동하는 경우이다. 입구면과 출구면은 휠으로부터 휠 외주 직경의 0.3배 떨어진 곳에 위치하며, 케이싱과 휠 사이의 틈 간격은 휠 외주 직경의 0.00703배로 하였다. 유동계산은 휠의 외주직경을 기준길이, 휠의 팁속도를 기준속도로 하여 무차원화 시킨 상태에서 하였다. 점성의 영향을 나타내는 레이놀즈수는 날개의 외주 직경과 팁속도를 기준으로  $1.602 \times 10^7$ 이며, 유량은 설계 유량에 맞추어서  $10,000 \text{ [m}^3/\text{min}]$ 으로 하였다.

계산영역은 6개의 날개가 대칭적으로 위치하기 때문에 주기 경계면을 경계로 하여 전체 영역의 1/6만 해석하게 된다. 격자계는 휠 날개의 흡입면과 압력면 사이의 영역에 대하여 날개의 퍼치 방향으로 H형 형태의 격자계를 사용하였다. 격자수는 축방향, 반경방향, 원주방향으로 (73, 77, 72)개의 격자를 사용하였다. 입구면, 출구면, 케이싱면, 흡입면 등에서 사용된 격자계의 모습을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 X 방향은 축방향으로 공기의 유동 방향이며, 날개의 회전 방향은 Y 방향에서 Z 방향으로 향하는 방향이다. 입구 경계조건은 균일 유동을 가정하였고, 출구면에서는 Neumann 조건을 사용하였

다. 또한 케이싱, 날개 등의 벽면에서는 벽법칙을 적용하였으며 주기 경계면에서는 주기 경계조건을 사용하였다.

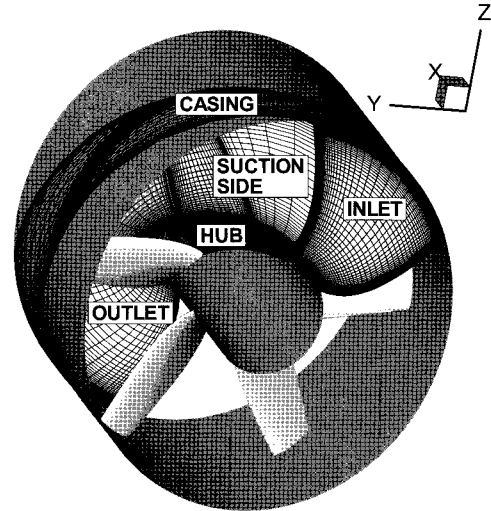


Fig. 4 View of grids on the inlet, outlet, hub, casing, and suction side periodic plane

#### 3.2 소음해석

휠 주위에는 날개의 회전, 날개 끝단에서 발생하는 와류, 난류 등에 의해서 소음이 발생한다. 소음은 이러한 소음원으로부터 나타나는 압력 또는 밀도의 변동량을 이용하여 음압레벨을 계산하면 해석할 수 있다. 여기서는 덕트 및 허브의 영향을 무시하고 휠의 영향만 고려하였으며, 소음원으로부터 나오는 압력의 변동량을 Succi, Farassat 등이 제시한 Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) 방정식의 해를 이용하여 소음을 계산하였다.<sup>10,11)</sup> 이 방법은 난류의 영향을 무시하고 비압축성유동에 대해서 결집 소음원을 가정하여 하여 얻은 결과이며, 대형 휠의 경우 비교적 난류의 영향이 적기 때문에 잘 적용될 수 있을 것으로 생각한다. 위의 방법을 사용하면 임의의 위치  $\vec{x}$ 에서 관찰되는 소음원  $\vec{y}_i$ 에 의한 압력 변동에 대한 식은 다음과 같이 표시된다<sup>10)</sup>.

$$p(\vec{x}, t) = \sum_{i=1}^{n_s} \frac{\rho V_0}{4\pi r(1-M_r)} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \right) \right) + \sum_{i=1}^{n_s} \frac{1}{4\pi(1-M_r)^2 r^2} \left( \vec{r}_i \cdot \vec{f}_i \frac{1-\vec{M}_i \cdot \vec{M}_i}{1-M_r} - \vec{f}_i \cdot \vec{M}_i \right) + \sum_{i=1}^{n_s} \frac{1}{4\pi(1-M_r)^2 r} \left( \vec{r}_i \cdot \frac{\partial \vec{f}_i}{\partial \tau} + \frac{\vec{r}_i \cdot \vec{f}_i}{1-M_r} \left( \frac{\vec{r}_i}{c_0} \cdot \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} \right) \right) \quad (4)$$

여기서  $c_0$ 는 음속,  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $V_0$ 는 날개 단면의 부피이고,  $\vec{M}_i = \partial \vec{y}_i / \partial \tau / c_0$ ,  $r = |\vec{x} - \vec{y}_i|$ ,  $\vec{r}_i = (\vec{x} - \vec{y}_i) / r$ ,  $M_r = \vec{r}_i \cdot \vec{M}_i$ 이다. 또한 날개가 회전하는 경우에는 소음원이 움직이기 때문에 지연 시간을 고려해야 한다. 즉 소음이 발생하는 시간을  $\tau$ 라 하면, 소음에 의한 압력변동이 관찰자에 전달된 시간  $t$ 는  $t = \tau + r/c_0$ 의 관계로 표시된다. 식 (4)에서 첫 번째 항은 날개가 회전하면서 발생하는 두께소음(thickness noise)을 나타내고, 나머지 두 항은 날개에 의해서 유체에 작용하는 힘  $\vec{f}_i$ 에 의한 근거리 소음(near field noise)과 원거리 소음(far field noise)을 각각 나타낸다.  $\vec{f}_i$ 는 시간평균 성분  $\overrightarrow{f_{S,i}}(\vec{y}_i)$ 와 변동성분  $\overrightarrow{f_{U,i}}(\vec{y}_i, \tau)$ 으로 나눌 수 있다. 시간평균 성분은 점성유동 해석으로부터 구한 결과를 사용하였다. 변동성분은 소음원에 의해서 시간에 따라 변동하는 성분으로 날개 끝단에서 발생하는 끝단소음 만을 고려하였으며 Lawson의 모델을 사용하여 다음과 같이 가정하였다<sup>10)</sup>.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{f}_i(\vec{y}_i, \tau) &= \overrightarrow{f_{S,i}}(\vec{y}_i) + \overrightarrow{f_{U,i}}(\vec{y}_i, \tau) \\ &= \overrightarrow{f_{S,i}}(\vec{y}_i)[1 + C_s \cos(\omega_i \cdot \tau)] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\omega_i = 2\pi \cdot \frac{0.02UM^{-0.6}}{\delta^*} \quad (6)$$

여기서  $U$ 는 날개면으로 들어오는 유체의 유동 속도,  $M$ 은 마하수,  $\delta^*$ 는 날개면 끝에서 경계층의 배제두께를 나타낸다. 경계층의 배제두께는 날개를 평판으로 가정하고 날개의 코드길이  $l$ , 레이놀즈수  $Re_l$ 을 사용하여  $\delta^* = (0.37lRe_l^{-0.2})/8$ 로 구하였다. 또한  $C_s$ 는 Wright<sup>6)</sup>가 제시한 팬 소음에 대한 실험식을 이용하여 보정하였으며  $C_s = 0.009417$ 로 하였다. 팬의 소음은 일반적으로 음압레벨(Sound Pressure Level: SPL)로 표시되며, 임의의 위치  $\vec{x}$ 에서 구해진 음압레벨  $L_p(\vec{x})$ 는 일정 시간  $T$  동안 압력의 변화를 구한 후에 다음 식을 이용하면 구할 수 있다.<sup>10)</sup>

$$L_p(\vec{x}) = 10 \cdot \log_{10} \left[ \frac{\int_0^T p^2(\vec{x}, t) dt / T}{p_{ref}^2} \right] \quad (7)$$

여기서  $\hat{p}_{ref}$ 는 음압레벨의 기준값으로  $2 \times 10^{-5}$  [Pa]이다.

### 4. 계산결과 및 검토

팬의 성능 특성을 해석하기 위해서 일정 유량 조건(10,000 [m<sup>3</sup>/min])에서 설치각을 15°~22° 범위 내에서 변화시키면서 계산하였다. 또한, 스윙 형상이 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 앞에서 정의한 스윙각을 0°, 5°, 10°, 15° 등으로 변화시켜 4가지 경우에 대해서 계산하였다.

Fig. 5에 팬 주위의 압력 변화를 살펴보기 위해서 설치각 20°에 대해서 회전방향 및 반경방향으로 평균된 압력 값을 축 방향을 따라서 나타내었다. 압력은 공기의 밀도와 팁 속도를 기준으로 무차원화하였으며 입구면 평균 압력을 기준점으로 사용하였다. 압력 변화를 보면 팬 영역을 통과하면서 압력이 급격히 상승하는 것을 볼 수 있다. 이러한 압력 상승은 팬으로부터 전달된 운동에너지에 의해서 유체의 전압이 높아진 결과이며 케이싱 내에서 작동하는 팬 주위의 전형적인 압력 변화를 잘 보여주고 있다. 스윙 형상이 압력 변화에 미치는 영향을 보면 스윙각이 커질수록 압력 상승이 감소함을 알 수 있다. 스윙각이 커질수록 팬 입구에서 손실이 커지면서 압력이 더 낮아지며, 팬 영역에서 압력 상승이 둔화되고 있음을 볼 수 있다.

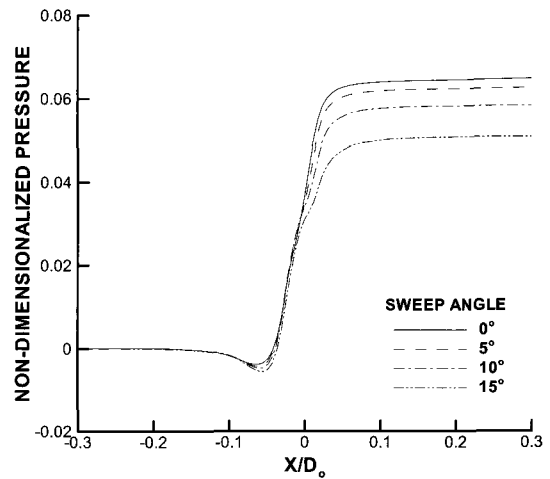


Fig. 5 Variations of circumferentially and radially averaged non-dimensionalized pressure for  $\xi_s=20^\circ$  and different sweep angles

Fig. 6에 각 스윙각의 경우에 대해서 설치각 변화에 따른 전압상승의 변화를 나타내었다. 냉각탑용 축류팬의 경우 주어진 전압상승에 맞도록 설치각을 결정해야 하기 때문에 설치각과 전압상승의 관계는

매우 중요하게 취급된다. 전압상승은 공기에 전달된 전체 에너지를 표시하며 본 모델의 경우 팬이 케이싱 내에서 작동하기 때문에 입·출구 각 경계면에서의 평균 압력을 이용하면 구할 수 있다. 우선 설치각과 전압상승의 관계를 보면 동익이 변하는 축류팬의 성능 특성을 잘 보여주고 있다. 설치각을 증가시키면 거의 선형적으로 전압상승이 증가하고 설치각이 어느 정도 이상 커져서 22° 정도가 되면 상승폭이 둔화됨을 볼 수 있다. 또한 설계점에서 보면 전압상승 값이 설계값(설치각 19.4°, 설계 전압 279.02 [Pa])과 비교하여 낮음을 볼 수 있으며, 설계점에서의 값을 얻으려면 설계점 보다 설치각을 약 2° 정도 증가시켜야 함을 알 수 있다. 스위프의 영향을 보면 스위프각이 증가할수록 전압상승이 감소함을 볼 수 있으며 감소폭도 스위프각이 커질수록 커짐을 알 수 있다. 스위프각은 반경 방향으로 팬의 휘어진 정도를 나타내기 때문에 스위프에 의한 기하학적 변화가 에너지 전달에는 비효율적임을 나타내 주고 있다.

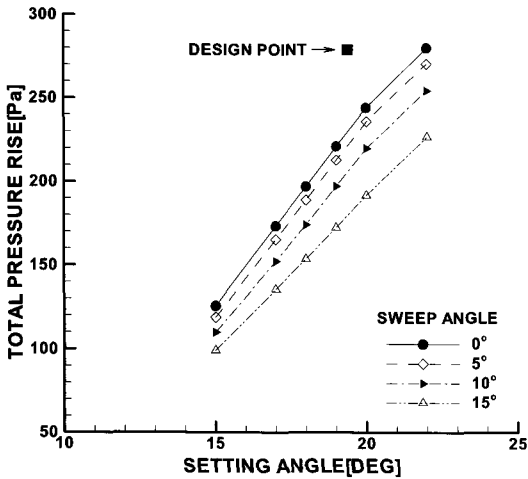


Fig. 6 Variations of total pressure rise with setting angle for different sweep angles

Fig. 7에 설치각 변화에 따른 수력효율의 변화를 나타내었다. 수력효율은 에너지 전달 과정에서 발생하는 수력 손실을 나타내는 것으로 팬에 사용하는 모터의 동력을 결정하는 중요한 자료가 된다. 수력효율은 팬에서 공급된 동력과 공기가 실제로 얻은 에너지의 비이며, 유량, 전압상승, 축동력을 이용하면 계산할 수 있다. 설치각의 영향을 보면 설계점 근처의 19°, 20°에서 최대값을 나타내며 설계점에서 멀어지는 15°와 22°에서 급격히 감소함을 볼 수 있다. 스위프각이 수력효율에 미치는 영향을 보면 스위프

각이 커질수록 수력효율이 낮으며 스위프각이 15°의 경우 상대적으로 큰 폭으로 감소함을 볼 수 있다. 이는 스위프 형상에 의해서 유동 손실이 증가하기 때문이며 따라서 에너지 전달 측면에서 보면 스위프 형상이 비효율적임을 알 수 있다.

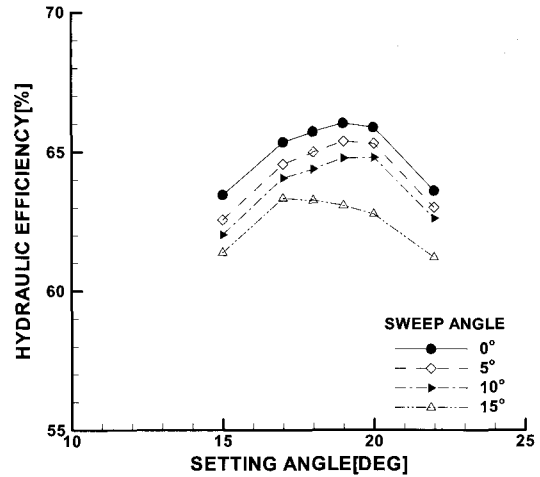


Fig. 7 Variations of hydraulic efficiency with setting angle for different sweep angles

다음으로 소음 성능을 살펴보았다. 팬의 소음 성능은 앞에서 정의한 음압레벨로 나타난다. 음압레벨은 위치의 함수로 팬으로부터 떨어진 거리와 방향에 따라서 다른 값을 가진다. 여기서는 팬 중심으로 부터 일정한 반경을 가진 구의 표면을 따라서 여러 방향에서 구한 음압레벨 값을 평균한 평균 음압레벨을 사용하였다. Fig. 8에 팬 중심으로부터 팬 지름의 3배 떨어진 위치에서 계산한 평균 음압레벨을 나타내었다. 음압레벨은 일반적으로 유량과 전압상승의 함수이므로 설치각 대신에 전압상승의 변화에 따라 표시하였다. 또한 음압레벨과 전압상승은 일반적으로 대수적인 관계를 가지기 때문에 전압상승을 대수 좌표계에 나타내었다. 계산 결과를 보면 음압레벨이 전압상승의 대수값과 거의 비례적인 관계에 있음을 볼 수 있으며 축류팬의 소음 특성을 잘 보여주고 있다. 스위프각의 영향을 보면 스위프가 없는 경우에 비해서 스위프각이 10°의 경우 음압레벨이 약간 감소함을 나타내고 있다. 이는 스위프에 의해서 소음원의 위치가 변하면서 위상 간섭에 의해서 소음이 감소한 것으로 생각한다. 그러나 전체적으로 보면 스위프에 의한 음압레벨의 변화는 거의 없음을 알 수 있다. 대형 팬의 경우 스위프에 의한 소음 저감 효과가 줄어드는 것은 소음원의 진동 주파수와 관계가 있

다. 식 (6)에서 보면  $\delta^* \propto l(Re_l)^{-0.2} \propto D_o(Re_l)^{-0.2}$ 이고,  $U \propto nD_o$ 이므로 팬의 회전수  $n$ 에 대한 소음원의 진동 주파수  $\omega_i/2\pi$ 의 비는  $(Re_l)^{0.2}$ 에 비례하고, 레이놀즈수가 높은 대형 팬의 경우 소음원의 진동 주파수가 팬의 회전수에 비하여 상대적으로 높아지면서 소음원의 위치 변화에 의한 소음 저감 효과가 감소된 것으로 생각한다. 따라서 본 축류팬 모델과 같은 대형 팬의 경우 스윙에 의한 소음 저감 효과는 크게 기대할 수 없을 것으로 판단된다.

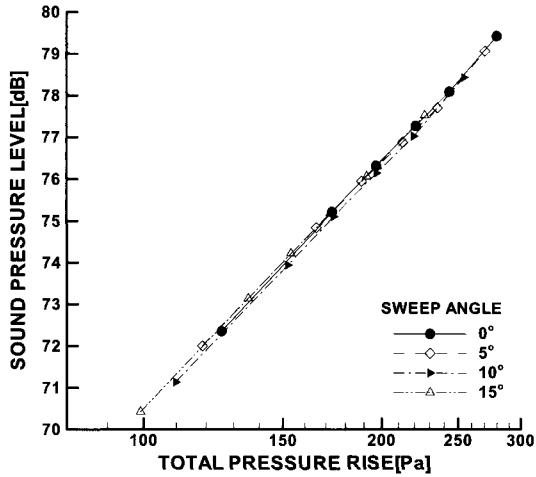


Fig. 8 Variations of averaged sound pressure level with total pressure rise for different sweep angles at three times fan diameter away from the fan

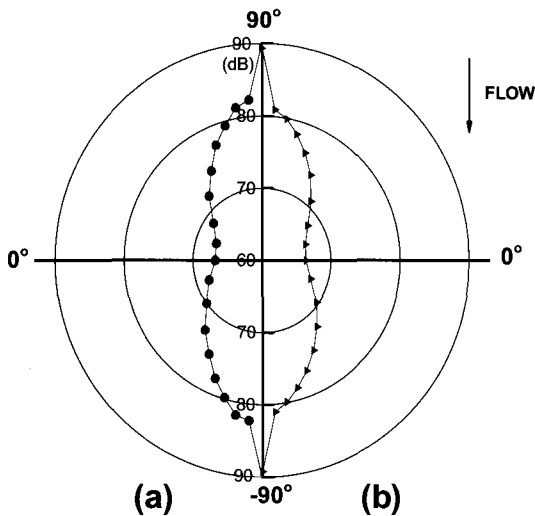


Fig. 9 Directivity patterns of sound pressure level at three times fan diameter away from the fan((a)  $S_d=0^\circ$ ,  $\xi_s=20^\circ$ , (b)  $S_d=10^\circ$ ,  $\xi_s=20^\circ$ )

마지막으로 음압 레벨의 방향성을 보기 위해서

Fig. 9에 팬 지름의 3배 떨어진 위치에서 계산한 음압 레벨을 방향에 따라서 표시하였다. 스윙의 영향을 보기 위해서 스윙각  $S_d=0^\circ$  설치각  $\xi_s=20^\circ$ 와 스윙각  $S_d=10^\circ$  설치각  $\xi_s=20^\circ$ 의 두가지 경우를 나타내었다. 여기서  $90^\circ$ 는 상류,  $-90^\circ$ 는 하류,  $0^\circ$ 는 측면을 각각 표시한다. 결과를 보면 팬의 회전축 중심에서 가장 큰 값을 가지고 측면으로 갈수록 감소하는 경향을 보이고 있으며 상·하류는 거의 대칭적으로 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 또한 두 가지 경우를 비교하면 거의 비슷한 분포를 보여주고 있으며 스윙 형상이 음압레벨의 방향성에 미치는 영향은 거의 없음을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 3차원 점성유동 해석과 Ffowcs Williams-Hawkings의 해를 이용하여 스윙을 가진 냉각탑용 대형 축류팬의 성능 변수 들을 해석하였다. 일정한 유량조건에서 스윙각과 설치각을 변화시키면서 성능 변수 들을 계산하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 설치각을 증가시키면 거의 선형적으로 전압상승이 증가하고 설치각이  $22^\circ$  정도가 되면 상승폭이 둔화됨을 알 수 있었다. 수력효율은 설계점 부근  $19^\circ \sim 20^\circ$ 에서 최대값을 가지며 설계점에서 떨어진  $15^\circ$ 와  $22^\circ$ 의 경우 급격히 감소함을 알 수 있었다. 음압레벨은 전압상승의 대수값과 비례함을 알 수 있었다. 이러한 계산 결과 들은 동익이 변하는 축류팬의 성능 특성을 잘 나타내고 있었으며 본 연구의 해석 방법이 냉각탑용 축류팬의 성능 해석에 잘 적용될 수 있음을 알 수 있었다.

2) 스윙각이 커질수록 같은 설치각에 대해서 전압상승과 수력 효율이 감소함을 볼 수 있었으며, 스윙형상은 유동 손실을 증가시킴을 알 수 있었다. 따라서 스윙 형상은 에너지 전달에 효과적이지 않음을 알 수 있었다.

3) 스윙각이  $10^\circ$ 의 경우 팬 중심에서 3배 떨어진 곳에서 구한 평균 음압레벨 값이 약간 감소하였다. 그러나 전체적으로 보면 스윙에 의한 음압레벨의 변화는 거의 없으며 따라서 본 축류팬 모델의 경우 스윙에 의한 소음 저감 효과는 크게 기대할 수 없을 것으로 판단된다. 또한 음압 레벨의 방향성을 보면 회전축 중심에서 최대값을 나타내고 측면으로 갈수록 감소함을 알 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 2008년도 경남대학교 연구년 연구비의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. 이덕주, 전완호, 1999, "송풍기의 공력 소음", 유체기계저널, 제2권, 제3호, pp. 87~98.
2. 김광용, 최재호, 정덕수, 1997, "자동차용 냉각팬의 수치최적설계기법", 유체기계 연구개발협의회 연구발표회 논문집, pp. 133~136.
3. 서성진, 최승만, 김광용, 2004, "형상 최적화를 통한 축류 송풍기의 설계", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 578~582.
4. 신형기, 이수갑, 천승현, 2002, "대형 축류팬 저소음화를 위한 최적설계 연구", 2002년 기계 관련 산학연 연합심포지엄 논문집, pp. 641~645.
5. 오건제, 김선숙, 2007, "냉각탑용 축류형 F.R.P. 팬의 개발", 설비공학회 논문집, pp. 184~196.
6. T. Wright, 1999, "Fluid machinery", CRC Press LLC, Florida, pp. 56-65, pp. 97~108.
7. R. L. Wallis, 1983, "Axial flow fans and ducts", John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 184~196.
8. V. Patankar, 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill Book Company, New York.
9. K. J. Oh and S. H. Kang, 2002, "A Numerical Investigation of Flow and Performance Characteristics of a Small Propeller Fan Using Viscous Flow Calculations", KSME International Journal, Vol. 16, No. 3, pp. 386~394.
10. S. J. Wagner, R. Bareiss and G. Guidati, 1996, "Wind Turbine Noise, Springer-Verlag", New York. pp. 13~20, pp. 98~101, pp. 114~116.
11. 김기황, 2002, "축류형 송풍기 저소음 설계 프로그램의 개발과 팬 성능 및 소음분석", 인하대학교 대학원 기계공학과 석사학위논문.