

## 축류형 팬의 저소음화에 관한 연구 A Study on the Noise Reduction of Axial Flow Fan

오재응\*, 이승종\*, 이상환\*\*, 이동익\*\*\*, 김철환\*\*\*  
J. E. Oh, S. J. Yi, S. H. Lee, D. I. Lee, C. H. Kim

**Key words** : Axial Fan(축류형 팬), Fan Noise(팬 소음), Design Parameters(설계 변수), Turbulent Noise(난류소음)

### Abstract

Axial fans are very useful cooling devices being widely used in many electric and industrial machinery. However those are often accompanying annoying noise. Many efforts have been devoted in order to reduce the fan noise. In this study, the procedure was divided into two major parts in considering effects of design parameters of axial fan concerned with noise ; the fan theory and the Fukano's fan noise study. By using the fan theory we defined stagger angle, camber angle, blade inlet and outlet angle for studying low noise fan. Then the effects of such angles on the flow rate and static pressure were investigated. By using the Fukano's fan noise theory, the relations of the chord length, the rotational speed and the number of blades vs. fan noise are investigated.

### 1. 서 론

가전제품이나 정보기기는 가정이나 직장 등의 일상 생활공간속에 놓여 있고, 생활환경의 향상이란 관점에서 정음화(靜音化)가 강하게 요구되고 있다. 이들 기기(機器)의 부품으로서, 냉각 또는 송풍용으로 이용되는 팬 가운데 소형 축류형 팬은 환풍기나 선풍기 등에도 이용되며, 특히 정음화의 가치가 크다고 할 수 있다. 또한, 최근에는 전자기기 등의 발열방지(發熱防止) 대책으로 가격이 저렴한 소형팬이 많이 사용되고 있는 가운데 팬 소음의 저감에 대한 사회적인 요구는 계속 높아져 가고 있지만, 그에 대한 일반적인 대책은 아직 확립되어 있지 않다. 그 이유는 소음의 발생기구가 명확하게

밝혀지지 않았고, 소음에 기여하는 인자가 여러곳에 산재해 있기 때문이다.<sup>1-3)</sup> 송풍기 및 팬의 설계 및 제작 기술에 대해서도 선진국에서는 일찍부터 관심을 기울여, 유동현상 및 저소음화에 대한 체계적인 연구를 바탕으로 여러가지 우수한 모델을 독자적으로 개발해 오고 있다. 최근 발표된 팬 소음과 관련된 연구는 1976년 R. E. Longhouse의 와류발산 소음(vortex shedding noise)이 총합소음도(overall noise level)에 5~22dB의 영향을 미친다고 보고되었으며<sup>4)</sup>, 1973년에서 1978년 사이에 발표된 T. Fukano의 세 편의 논문<sup>5-7)</sup>에서 와류발산에 의한 난류소음의 모델링을 통해 팬 소음의 예측을 시도하였고<sup>6)</sup>, 이 예측식에 의해 날개수, 코-드 길이, 회전속도, 날개두께등의 소음에 대한 영향을 발표한 바 있다.<sup>7)</sup> 본 연구에서는 저압 축류형 소형팬에 대하여 팬 설계 이론<sup>8-9)</sup>을 통한 익형 설계의 기본 개념을 정립하고, Fukano의 팬소음에 관한 연구를

\* 한양대학교 자동차공학과 교수  
\*\* 한양대학교 기계설계학과 교수  
\*\*\* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원생

바탕으로한 소형팬의 유량, 정압 변화에 따른 날개각 변화 시뮬레이션 및 날개수, 팁 직경, 회전속도, 날개두께 변화에 따른 팬소음 예측 시뮬레이션을 통한 축류형 팬의 성능 및 소음특성을 고찰하여 독자모델 개발을 위한 기틀을 마련하고자 하였다.

2. 팬 설계이론에 의한 날개각의 결정

2.1 날개 단면형상과 유동각 및 날개각

Fig.1은 팬 날개의 단면 형상을 나타내며, 그에 따른 유동각과 날개각을 정의하고 있다.

날개의 각 부분을 구성하는 설계인자들에 대한 값들은 다음 Table 1과 같이 결정한다.<sup>9)</sup>

2.2 압력관계와 속도벡터

팬 전후에서 발새하는 전압 상승과 정압차를 설명하면 Fig.2와 같다.

팬 전후의 단면 전체에 대한 압력 분포가 균일하다고 가정하고, 베르누이 방정식을 적용하면,

$$\begin{aligned}
 H_1 &= p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 \\
 &= p_1 + \frac{1}{2} \rho V_a^2 + \frac{1}{2} \rho V_{\theta 1}^2
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 H_2 &= p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \\
 &= p_2 + \frac{1}{2} \rho V_a^2 + \frac{1}{2} \rho V_{\theta 2}^2
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

여기서,

- $H_1$  : ①에서의 전압(total pressure, Pa)
- $H_2$  : ②에서의 전압(total pressure, Pa)
- $p_1$  : ①에서의 정압(static pressure, Pa)
- $p_2$  : ②에서의 정압(static pressure, Pa)
- $V_{\theta 1}$  : 입구 스윙 속도(inlet swirl velocity, m/sec)
- $V_{\theta 2}$  : 출구 스윙 속도(outlet swirl velocity, m/sec)

통과 전후에 대한 전압상승(total pressure rise)은,

$$H_2 - H_1 = (p_2 - p_1) + \frac{1}{2} \rho (V_{\theta 2}^2 - V_{\theta 1}^2)
 \tag{3}$$

그리고, 정압차( $p_2 - p_1$ )은,

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho (W_1^2 - W_2^2)
 \tag{4}$$

여기서,

- $W_1$  : 유입류의 날개(blade)에 대한 상대속도(m/sec)
- $W_2$  : 유출류의 날개(blade)에 대한 상대속도(m/sec)

로 나타낸다.<sup>9)</sup>

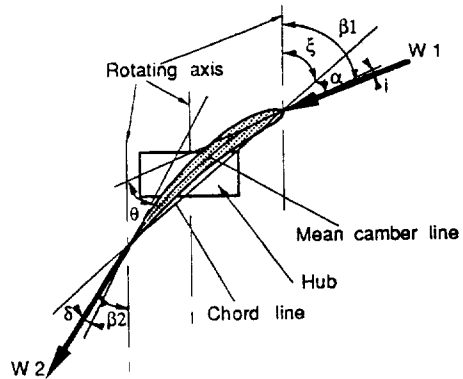


Fig.1 Relative flow angle and blade angle

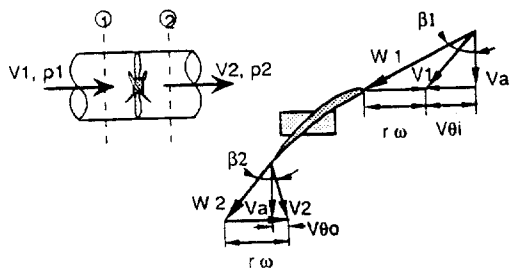


Fig.2 Velocity Vectors

Table 1 Factors which determine the design parameters of fan blade.

| Factor                           | Equation  |   |
|----------------------------------|---|---|
| Mean axial velocity, $\bar{V}_a$ | $\bar{V}_a = \frac{Q}{\pi(R_t^2 - R_h^2)}$                                      | $Q$ : flow rate(m <sup>3</sup> /sec)<br>$R_t$ : tip radius(m)<br>$R_h$ : hub radius(m)  |
| Inlet swirl velocity, $V_{v_1}$  | $V_{v_1} = \epsilon_1 \cdot \bar{V}_a$  | $\epsilon_1$ : inlet swirl coefficient  |
| Outlet swirl velocity, $V_{v_2}$ | $V_{v_2} = \epsilon_2 \cdot \bar{V}_a$  | $\epsilon_2$ : outlet swirl coefficient   |
| Blade inlet angle, $\beta_1$     | $\tan \beta_1 = \frac{r\omega + V_{v_1}}{V_a}$                                  | $V_a$ : axial velocity<br>$\omega$ : $\frac{2\pi \times R.P.M.}{60}$  |
| Blade outlet angle, $\beta_2$    | $\tan \beta_2 = \frac{r\omega - V_{v_2}}{V_a}$                                  |   |
| Camber angle, $\theta$           | $\theta = (\beta_1 - \beta_2) + (\delta - i)$                                   | $\delta$ : deviation angle<br>$i$ : incidence angle   |
| Stagger angle, $\xi$             | $\xi = (\beta_1 - i) - \frac{\theta}{2}$  |   |
| Deviation angle, $\delta$        | $\delta = m\theta \sqrt{\frac{c}{p}}$   | $m = f(\xi)$<br>$c$ : chord length(m)<br>$p$ : pitch(m)   |
| Attack angle, $\alpha$           | $\alpha = \beta_1 - \xi$  |   |
| Chord length, $L$                | $L = [c/p(H) + \{c/p(T) - c/p(H)\} \cdot r_n] \times \frac{2\pi r}{B} + f(ext)$ | $c/p(T)$ : chord-pitch ratio at tip<br>$c/p(H)$ : chord-pitch ratio at hub<br>$B$ : number of blade<br>$f(ext)$ : extension function<br>$r_n = \frac{(r - R_h)}{(R_t - R_h)}$ |

3. 유량, 압력과 날개각과 관계

앞서 설명한 날개각 계산식을 바탕으로하여 유량 및 정압의 변화가 날개각의 변화에 어떠한 영향을 주는지에 대해 알아 보았다. 시뮬레이션의 주요 조건은 Table 2와 같다.

3.1 풍량변화에 따른 날개각의 변화

정압을 2.5(mmAq)로 일정하게 하고, 풍량을 0.1~

Table 2 Conditions of blade angle change simulation

|   | Design factor          | Design value             |
|---|------------------------|--------------------------|
| 1 | number of blade        | 4                        |
| 2 | Rotation speed(R.P.M.) | 2500                     |
| 3 | Static pressure        | 2.5[mmAq]                |
| 4 | flow rate              | 1.0[m <sup>3</sup> /min] |
| 5 | Tip diameter           | 110[mm]                  |
| 6 | Hub diameter           | 25[mm]                   |

2.0(m<sup>3</sup>/min)의 범위에서 0.1(m<sup>3</sup>/min)씩 변화시키면서 캠버각(camber angle)의 변화를 Fig.3에, 설치각(stagger angle)의 변화를 Fig.4에, 그리고 유입각(blade inlet angle)과 유출각(blade outlet angle)의 변화를 Fig.5에 각각 나타내었다.

그림에서 캠버각과 설치각은 모두 유량변화에 많은 영향을 미치며, 입구각과 출구각의 차이가 커질수록 유량도 많이 발생함을 알 수 있다.

### 3.2 정압변화에 따른 날개각의 변화

풍량을 1.0(m<sup>3</sup>/min)로 일정하게 하고, 정압을 1.5~3.5(mmAq)의 범위에서 0.1(mmAq)씩 변화시키면서 캠버각(camber angle)의 변화를 Fig.6에, 설치각(stagger angle)의 변화를 Fig.7에, 그리고 유입각과 유출각의 변화를 Fig.8에 각각 나타내었다.

그림에서 정압변화는 캠버각의 변화에는 관계하

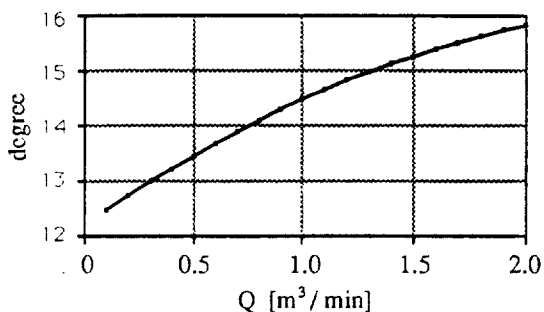


Fig.3 Camber angle change with flow rate

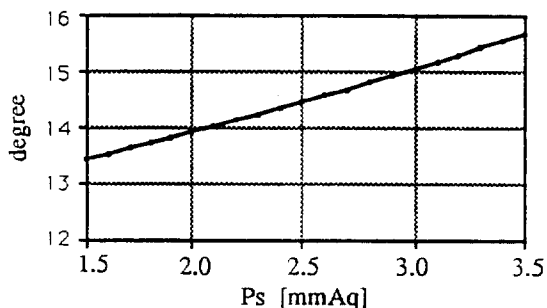


Fig.6 Camber angle change with static pressure

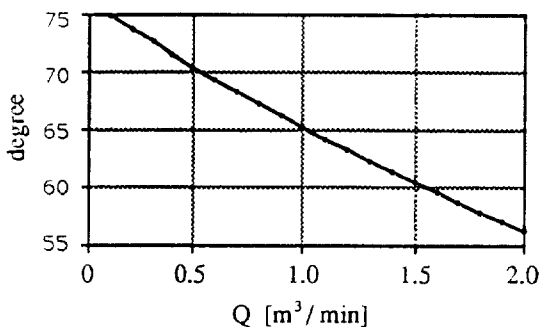


Fig.4 Stagger angle change with flow rate

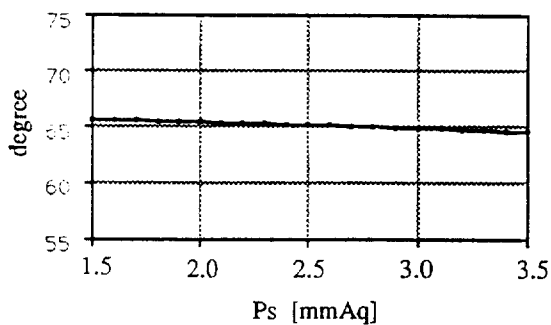


Fig.7 Stagger angle change with static pressure

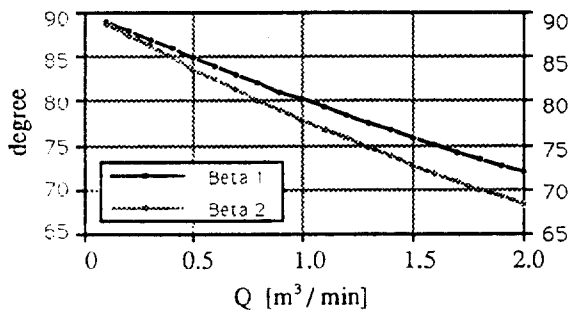


Fig.5 Blade inlet and outlet angle change with flow rate

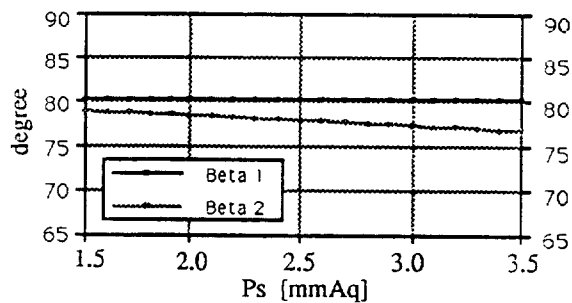


Fig.8 Blade inlet and outlet angle change with static pressure

지만 설치각에는 거의 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 입구각과 출구각의 차가 커질수록 정압도 커지지만 입구각은 거의 변화하지 않고 있다.

4. 설계인자변화에 따른 팬소음의 변화

날개수, 회전수, 날개두께, 유량 및 정압변화에 따른 음압 레벨(SPL)의 변화를 Table 2와 같은 조건에서 시뮬레이션을 해 보았다.

4.1 난류소음 모델링

본 연구에서의 소음예측 시뮬레이션은 난류소음을 이용한 팬소음의 예측이었다. 날개 통과 주파수에 의한 간섭소음이 저주파 영역에서 지배적인 반면, 난류소음은 특히 중·고주파영역의 팬소음에 크게 영향을 미친다. 저주파 영역의 간섭소음은 날개통과 주파수에 의해 지배적인 영향을 받기 때문에 특정주파수가 문제될 경우 날개수와 회전수의 조절에 의해 제어가 가능하지만, 중·고주파 영역의 난류소음은 이에 관여하는 인자가 매우 많으므로 제어가 용이하지 않다. 유동장에 놓인 평판에서 발생하는 난류소음의 음원에 대한 연구는 이미 Lighthill, Doak, Curl 등에 의해 발표되었고, 이어 Sharland는 날개에 유입되는 유동의 속도가 음속보다는 충분히 작다는 가정하에 난류소음 에너지 E를 날개의 양력변동으로 부터 다음식으로 유도하였다.<sup>10)</sup>

$$E = \frac{\rho_0}{48\pi a_0^3} \times \int_{SPAN} CW^4 S_c \left\langle \left[ \frac{\partial C_L}{\partial t} \right]^2 \right\rangle dy \quad (5)$$

여기서,

- C : 코드 길이(chord length)
- W : 물체에 대한 유동의 상대속도
- S<sub>c</sub> : 압력의 상관면적
- C<sub>L</sub> : 양력계수
- y : 날개길이 방향의 좌표
- ρ<sub>0</sub> : 공기의 밀도
- a<sub>0</sub> : 음 속

이에 대하여 Fukano는 익소(翼素)의 후류에서

방출되는 와(渦)에 의한 음향 에너지를 유도하기 위해 다음 가정을 세웠다.<sup>6)</sup>

$$S_c = C \left( \frac{D}{4} \right) \quad (6)$$

$$\overline{\left( \frac{\partial C_L}{\partial t} \right)^2} = \left( \frac{D}{C} \right)^2 \frac{\omega^2}{2} = \frac{D^2 (2\pi f)^2}{2C^2} \quad (7)$$

$$f = 0.2 \left( \frac{W}{D} \right) \quad (8)$$

이 가정에 의해 익소에서 발생하는 소음에너지는,

$$\Delta E = \frac{\pi \rho_0}{2400 a_0^3} DW^6 \Delta R \quad (9)$$

여기서 ΔR은 날개의 길이 방향에 수직하게 절단되는 익소(翼素)의 폭이 된다. 익소와 익소의 폭의 결정에 대해서는 Fig.9에 나타내었다. 따라서 날개 전체에서 발생하는 소음에너지는

$$E = \frac{\pi \rho_0}{2400 a_0^3} \int_{SPAN} DW^6 dR \quad (10)$$

가 되고 날개수가 B인 팬에 대해서는

$$E = \frac{\pi B \rho_0}{2400 a_0^3} \int_{SPAN} DW^6 dR \quad (11)$$

후류의 두께 D는 날개두께 D<sub>t</sub>와 날개의 압력면 및 부압면상에 발달하는 경계층의 배제두께 δ<sub>tp</sub><sup>\*</sup>와 δ<sub>ts</sub><sup>\*</sup>의 합으로 정의한다.

$$D = D_t + \delta_{tp}^* + \delta_{ts}^* \quad (12)$$

여기서,

- D<sub>t</sub> : 날개 두께(m)
- δ<sub>tp</sub><sup>\*</sup> : 압력면상에 발달한 경계층의 배제두께(m)
- δ<sub>ts</sub><sup>\*</sup> : 부압면상에 발달한 경계층의 배제두께(m)

압력구배가 매우 작기 때문에,

$$\delta_{ip}^* = \delta_{is}^* = \delta^* \quad (13) \quad \text{레벨을 유도하였다.}$$

로 들 수 있고 이때  $\delta^*$ 는

$$\delta^* = \frac{0.37}{8} CR_x^{-0.2} \quad (14)$$

로 들 수 있다. 이때,  $R_x$ 는 코-드 길이(chord length)에 근거한 레이놀즈수(Reynolds number)를 나타낸다. 따라서 후류의 폭  $D$ 는 다음식과 같이 된다.

$$D = D_1 + \frac{0.37C}{4} R_x^{-0.2} \quad (15)$$

송풍기의 경우, 생성된 전 난류 에너지의 반이 벨 마우스단에서 방사된다고 하면 후류의 와(過)에 의한 소음 에너지와 음압과의 관계는 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{E}{2} = \frac{4\pi}{3} \frac{z^2}{\rho_0 a_0} \bar{p}^2 \quad (16)$$

여기서,

$z$ : 측정거리(m)

$p$ : 측정점의 음압(Pa)

이들을 음압 레벨로 고치기 위해서 다음식을 이용하면,

$$SPL = 10 \log_{10} \left( \frac{\bar{p}^2}{p_0^2} \right) \quad (dB) \quad (17)$$

여기에서  $p_0$ 는 기준음압을 나타내며 값은  $2 \times 10^{-5}$  [Pa]이다. 그러므로 송풍기에서 발생하는 소음은 다음식으로 표현할 수 있다.

$$SPL = 10 \log_{10} \left( \frac{3\rho_0 a_0 E}{8\pi z^2 p_0^2} \right) \quad (dB) \quad (18)$$

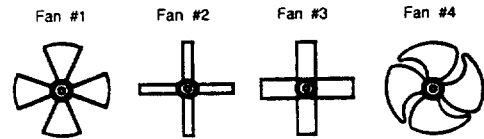
이상에서 Fukano의 가정에 의해 날개의 후연에서 방출되는 후류의 두께로 소음에너지를 계산하고 이 소음에너지를 이용하여 송풍기에서 방출되는 소음

#### 4/2 난류소음 예측 시뮬레이션

본 절에서는 4.1절에서 설명한 난류소음 모델링을 바탕으로 하여 난류소음을 이용하여 팬 소음을 예측하였다. 난류소음은 전주파수영역에 걸쳐 나타나는 소음이며, 특히, 중·고주파 대역에서 지배적인 경향을 보이는 소음이다. 저주파 영역에서 지배적인 경향을 갖는 이산주파수 소음은 날개수와 회전수의 곱에 의해 결정되므로 이 소음의 영향이 심각할 경우에는 이들의 값을 조정하여 그 주파수를 쉽게 이동시킬 수 있고, 특히 덕트내에서는 간섭에 의하여 감쇠가 크게 일어나므로, 결과적으로 원거리장에까지 영향을 미치는 것은 주로 난류소음으로 생각할 수 있다. 따라서 본 절에서는 난류소음 예측식을 이용하여 구성한 알고리즘을 바탕으로 하여 난류소음 예측 모듈을 작성하였다. 팬 소음 예측을 위한 시뮬레이션의 조건은 Table 3과 같다.

Fan #1, Fan #2, Fan #3은 코-드 길이(chord length)의 영향을 알아보기 위한 가상 팬이며 Fan #4는 실제 사용되고 있는 팬의 형상과 유사한 치수 및 사양을 갖는 팬이다. 이렇게 하여 날개의 형상에

Table 3 Conditions of simulation for fan noise prediction



| Simulation fan Specification and conditions    | Simulation fan |             |             |             |
|--|----------------|-------------|-------------|-------------|
|  | Fan #1         | Fan #2      | Fan #3      | Fan #4      |
| Tip Diameter [mm]                              | 110            | 110         | 110         | 110         |
| Hub Diameter [mm]                              | 25             | 25          | 25          | 25          |
| c/p ratio at Tip                               | 0.5            |             |             |             |
| c/p ratio at Hub                               | 0.5            | 0.5         | 1.0         | 0.87        |
| Numbers of Blade                               | 2 ~ 6          | 2 ~ 6       | 2 ~ 6       | 2 ~ 6       |
| Rotation speed (R.P.M.)                        | 1500 ~ 3000    | 1500 ~ 3000 | 1500 ~ 3000 | 1500 ~ 3000 |
| Speed of sound [m/s] (at 20 °C)                | 343            | 343         | 343         | 343         |
| Density of Air [kg/m <sup>3</sup> ] (at 20 °C) | 1.21           | 1.21        | 1.21        | 1.21        |
| Viscosity of Air [Pa·s] (at 20 °C)             | 0.0000181      | 0.0000181   | 0.0000181   | 0.0000181   |
| Measuring Distance [m]                         | 0.5            | 0.5         | 0.5         | 0.5         |

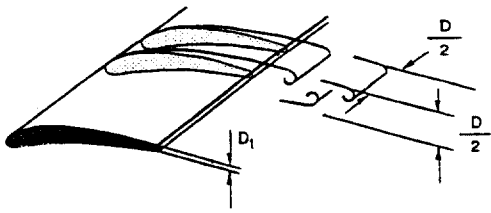


Fig.9 Decision of element width of blade by the wake width

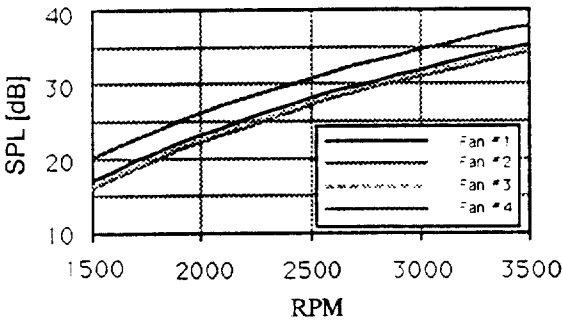


Fig.10 Comparison of SPL of Fan #1, Fan #2, Fan #3 and Fan #4 by the change of RPM

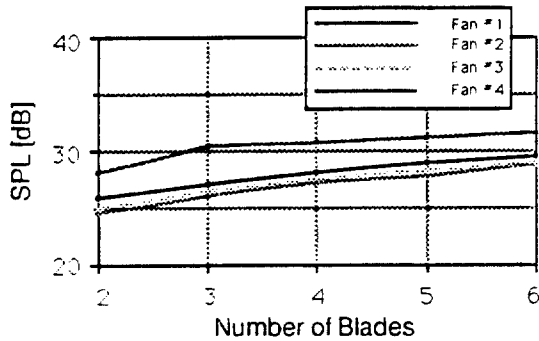


Fig.11 Comparison of SPL of Fan #1, Fan #2, Fan #3 and Fan #4 by the Number of blades

다른 팬 소음의 변화를 비교하기 쉽도록 하였다. Fig.10은 Fukano의 난류소음 예측식에 의해 FAN #1, FAN #2, FAN #3, FAN #4의 회전속도 변화에 따른 소음레벨의 변화를 나타낸 그림이다. 전체적인 소음레벨이 FAN #2, FAN #3, FAN #1, FAN #4의 순으로 큰 것으로 보아 코-드 길이

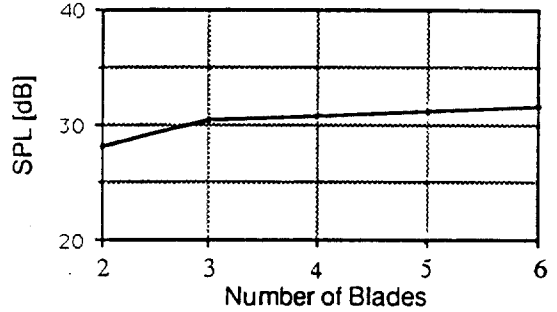


Fig.12 SPL change with Number of Blades of Fan #4

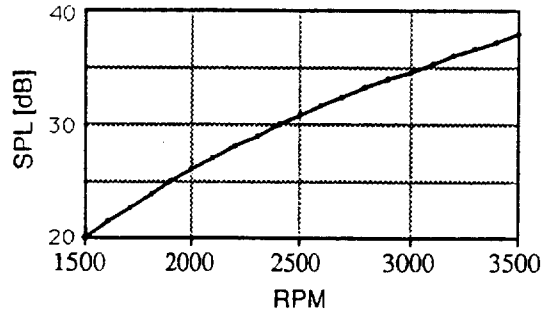


Fig.13 SPL change with RPM of Fan #4

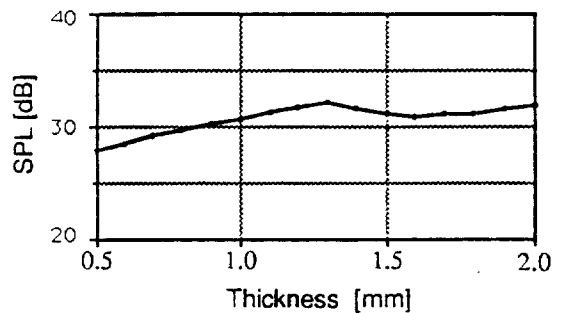


Fig.14 SPL change with blade thickness of Fan #4

(chord length)의 영향이 팬 소음에 큰 것으로 생각할 수 있다.

Fig.11는 Fukano의 난류소음 예측식에 의해 FAN #1, FAN #2, FAN #3, FAN #4의 날개수 변화에 따른 소음레벨의 변화를 나타낸 그림이다. 전체적인 소음레벨은 FAN #2, FAN #3, FAN #1, FAN #4

의 순으로 크게 나타나 있고 날개수가 많아질수록 그 차가 조금씩 줄어드는 것으로 보아 날개수보다는 코-드 길이(chord length)가 팬 소음에 더 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. Fig.12, Fig.13, Fig.14는 각각 일반적인 형상을 갖는 Fan #4의 Fukano의 난류소음 예측식에 의한 날개수, 회전속도, 날개두께 변화에 따른 소음레벨의 변화를 나타낸 그림이다.

## 5. 결 론

저소음 축류형 팬의 설계를 위한 3가지 시뮬레이션 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 캠버각(camber angle)이 증가할 때 유량과 정압이 증가하고, 설치각(stagger angle)이 감소할 때 유량은 증가하지만 정압은 거의 변하지 않았다. 그리고, 유입각(blade inlet angle)과 유출각(blade outlet angle)의 차가 커질 때 유량과 압력은 증가하였다.
- 2) 팬소음의 예측을 위해 Fukano의 식을 도입하였으며, 날개수, 회전속도, 날개두께는 모두 팬소음에 영향을 미치며 특히 회전속도에 크게 영향을 받았다.
- 3) 코-드 길이는 팬의 난류 소음에 크게 영향을 미치고, 같은 피치 대 코-드 비(c/p)에서는 날개수를 줄이는 것보다 코-드 길이를 줄이는 것이 더욱 효과적임을 알았다.

## 참 고 문 헌

1. 深野 徹, 兒玉 好雄, 高松 康生, 1985, “低壓軸流送風機の騒音に與える先端すきまの影響”, 日本機械學會論文集(B編), 51券 463號, pp.820-828.
2. 深野 徹, 兒玉 好雄, 1985, “低壓の軸流および斜流送風機騒音の音壓レベルの豫測”, 日本機械學會論文集(B編), 51券 466號, pp.1825-1834.
3. 深野 徹, 川越 和浩, 1990, “プロペラファンの低騒音化に關するの實驗的研究(騒音特性)”, 日本機械學會論文集(B編), 56券 531號, pp.3383-3388.
4. R.E. Longhouse, 1976, “Noise Mechanism-separation and design consideration for low tip speed, axial flow fans”, J. of Sound and Vibration, Vol.48, pp.461-474.
5. 妹尾. 兒玉, 1973, “低壓軸流送風機の騒音に關する研究”, 日本機械學會論文集, 39券 320號, pp. 1246-1254.
6. 深野 徹, 兒玉 好雄, 妹尾 泰利, 1975, “低壓軸流送風機の亂流消音について”, 日本機械學會論文集, 41券 345號, pp.1479-1488.
7. 深野 徹, 兒玉 好雄, 高松 康生, 1978, “低壓軸流送風機の亂流騒音について(第2報, 動翼枚數, 翼弦長およびそりが騒音に與える影響)”, 日本機械學會論文集, 43券 375號, pp.4166-4176.
8. Dr-Ing. Bruno Eck, 1973, “Fans”, Pergamon press, pp.225-316.
9. R. Allan Wallis, 1983, “Axial flow fans and ducts”, John Wiley & Sons, pp.177-183.
10. I.J. Sharland, 1964, “Source of noise in axial flow fans”, J. of Sound and Vibration, Vol. 1, pp.302-322