

# 웨지가 있는 원심 임펠러의 유동 및 방사 음향장 해석 (I)

- 유동장 및 소음원 해석 -

전 완 호\* . 이 덕 주†  
 (2000년 9월 9일 접수, 2001년 6월 22일 심사완료)

## An Analysis of the Flow Field and Radiation Acoustic Field of a Centrifugal Impeller with Wedge (I)

- An Analysis of the Flow Field and Aeroacoustic Source -

Wan Ho Jeon and Duck-Joo Lee

**Key Words :** Centrifugal Fan (원심팬), Flow Field(유동장), Free Field(자유음장), Discrete Vortex Method(이산와류법), Acoustic Analogy(음향유추)

### Abstract

Centrifugal fans are widely used and the noise generated by these machines causes one of the most serious problems. In general, the centrifugal fan noise is often dominated by tones at BPF(blade passage frequency) and its higher harmonics. This is a consequence of the strong interaction between the flow discharged from the impeller and the cutoff in the casing. However, only a few research have been carried out on predicting the noise because of the difficulty in obtaining detailed information about the flow field and casing effects on noise radiation. The objective of this study is to understand the generation mechanism of sound and to develop a prediction method for the unsteady flow field and the acoustic pressure field of a centrifugal fan. We assume that the impeller rotates with a constant angular velocity and the flow field of the impeller is incompressible and inviscid. So, a discrete vortex method (DVM) is used to model the centrifugal fan and to calculate the flow field. The force of each element on the blade is calculated by the unsteady Bernoulli equation. Lawson's method is used to predict the acoustic source. In order to compare the experimental data, a centrifugal impeller and wedge introduced by Weidemann are used in the numerical calculation and the results are compared with the experimental data. Reasonable results are obtained not only for the peak frequencies but also for the amplitudes of the tonal

기호설명

$a_0$  : 음속(speed of Sound)  
 $b$  : 임펠러 폭(width)  
 $C$  : 임펠러의 코드 길이(chord length)  
 $D$  : 임펠러 직경  
 $\hat{D}$  : 특성길이(characteristic length)  
 $F$  : 힘(force)

$F(St)$  : 음원 함수  
 $G(He)$  : 음향학적 주파수 반응 함수(acoustic frequency response function)  
 $He$  : 헬름홀츠 수(Helmholtz Number)  
 $Ma$  : 마하수(Mach Number)  
 $Re$  : 레이놀즈 수(Reynolds Number)  
 $St$  : 스트라울 수(Strouhal Number)  
 $W$  : 음압 파워  
 $Z$  : 임펠러의 날개 수

\* LG 전자 디지털 어플라이언스연구소

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 항공우주공학과  
 E-mail : djlee@mail.kaist.ac.kr  
 TEL : (042)869-3716 FAX : (042)8693781

그리스문자

$\Omega$  : 회전각속도(angular velocity)

$\phi$	: 유량 계수
$\lambda$	: 음파의 길이(wave length)
$\psi$	: 압력 계수
$v$	: 동점성 계수
하첨자	
$bv$	: 구속와류(Bound Vortex)
$wv$	: 후류와류(Wake Vortex)
$sp$	: 용출패널(Source Panel)
$Q$	: 용출점(Point Source)

## 1. 서론

팬이 우리가 주거하는 공간에 있기 때문에(컴퓨터, 가전제품, 환풍기 등), 팬 소음은 사람에게 직접적으로 영향을 미치는 가장 큰 소음원이 된다. 특히 이러한 팬 소음은 짧은 시간만 작동을 하는 소음이 아니라 계속 켜 두어야 하는 소음원으로 조금만 큰 팬 소음도 사람에게 많은 영향을 준다.

이런 팬 소음은 축 편심에 의한 진동 소음과, 유동에 의한 유동소음이 있는데 대형팬은 진동 소음과 유동 소음이 동시에 존재하지만 중소형 팬은 유동 소음이 우세하다. 유동 소음은 공력음향학이라는 학문의 한 분야로 유동에 대한 정보가 있어야 정확한 소음원을 파악하고, 특성도 예측이 가능하다. 유동과의 강한 연관성 때문에 지금까지 팬의 유동 소음에 대한 연구가 미약하였다. 특히, 원심팬의 경우는 케이싱이 소음원인 임펠러를 완전히 덮고 있어서, 소음원의 발생을 예측하더라도 케이싱에 의한 산란이나 회절 효과를 고려할 수 없기 때문에 연구가 미비한 실정이다.

팬과 같은 유체기계는 16 세기 광산의 환기 시스템에 사용되는 것이 그 남아있는 기록의 시작이다.<sup>(1)</sup> 이런 팬소음이 관심을 끌기 시작한 것은 60 년도 되지 않는다. 그 전에는 시끄러워야 많은 일을 하는 것으로 생각되었다. 팬 소음에 대한 최초의 의미 있는 연구는 1930 년대에 Madison<sup>(2)</sup>과 Deming<sup>(3)</sup>에 의한 연구이다. 이 때 음향파위가 임펠러 속도의 5 승에 비례한다는 것이 측정되었다. 그 후, 1930 년대부터 1940 년대에 걸쳐서 측정에 의한 소음원 확인에 대한 연구가 급속하게 진행되었다. 소음연구에 가장 큰 자극이 된 사건은 피스톤 엔진에 의한 프로펠러 비행기의 등장이다. 이 시기에 나온 이론적 배경에 대한 중요한 초기의 연구는 Gutin 의 논문이다.<sup>(4)</sup> 이 연구는 실험에 의한 연구가 대부분이고, 이론에 대한 연구가 절실히 필요한 시기에 발표된 이론적인 논문이라서 더

의미가 깊다.

원심팬 소음에 관한 연구는 주로 소음 저감 방법과 실험적 해석 기법의 개발에 중점을 두고 이루어 졌다.<sup>(5,6)</sup> 이러한 방법은 소음 저감 기술만 증가 시켰을 뿐, 소음원이나 소음 발생 기구에 대한 아무런 정보도 주지 못했다. Chanaud<sup>(7)</sup>는 팬소음은 이극특성을 가진다는 연구결과를 발표했으며, 광범위한 상사성에 대한 연구는 Weidemann이 시작하였다.<sup>(8)</sup> Weidemann은 소음 신호를 여러 무차원 변수를 지닌 함수의 곱으로 표시하면서 원심팬의 소음발생에 관여하는 함수와 방사에 관여하는 함수를 분리했다. 1975년에 Neise가 Weidemann의 결과를 이용하여 날개통과주파수(blade passage frequency)와 그 조화주파수에 적용하여 상사법칙을 확인했다.<sup>(9)</sup> 또한 1982년에는 광역소음에 적용하였다.<sup>(10)</sup>

최근 컴퓨터의 발달과 더불어 유동장의 정보가 해석되기 시작하면서 Lighthill 방정식이 해석되고 있다. 그러나, 이러한 방정식은 소음원 이외의 물체가 있는 경우에 대해서 적용할 수 없는 단점이 있다. 즉, 임펠러나 로터의 유동장을 해석한 후, 음원을 예측해도 케이싱이나 덕트를 통한 외부로의 방사는 해석할 수 없다. 이러한 한계를 극복하기 위해 새롭게 개발되고 있는 CAA (Computational AeroAcoustics)<sup>(11)</sup>는 많은 가능성이 있는 방법이지만 아직까지는 송풍기나 팬의 소음원 해석 및 규명에 적용하기는 어렵다. 최근 CFD 를 이용한 시로코팬의 해석이 수행되고 음향유추로 소음이 계산된 논문이 있지만 케이싱이나 기타 음향학적 특징을 고려하지 않아서 실험자료와 차이가 있다.<sup>(12)</sup> 그래서, 본 연구에서는 음향학적 유추법을 이용해서 자유공간에서의 음원을 계산한 후, 음원 격자라는 음원을 이용해서 경계요소법과 결합하여 원심팬 음향장을 푸는 방법을 소개하고자 한다.

본 연구에서 음향유추에 필요한 유동장은 비정상 유동 계산에 많이 사용된 이산와류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러 깃에서 비정상 압력의 교란에 의한 소음을 예측한다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson의 방법으로 예측한다. Lowson의 방법은 무한경계에서 이극이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.<sup>(13)</sup> 이 방법으로 Weidemann의 실험에 의한 acoustic similarity law를 수치적으로 검증한 논문이 최근 저자에 의해서 발표되었다.<sup>(14,15)</sup> 웨

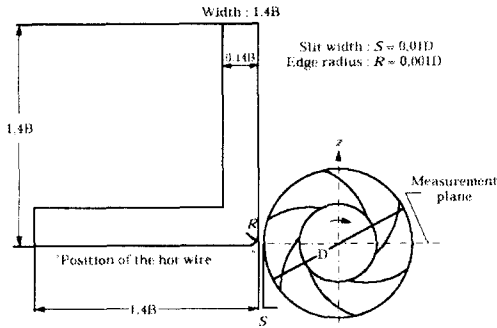


Fig. 1 Dimensions of the impeller and wedge.<sup>(8)</sup>

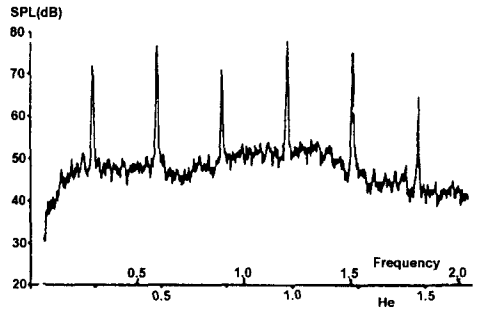


Fig. 2 Measured noise spectrum by Weidmann.<sup>(8)</sup>

지에 의한 산란이나 회절 반사에 의한 효과를 고려하기 위해서 음향장 해석에 많이 사용되는 경계요소법을 도입하여 원심팬 음원에 의한 음향장 해석을 수행한다. 이 방법은 본 논문의 두 번째 부분에서 자세히 다룬다. 본 논문에서는 위 방법으로 원심형 임펠러에 대한 유동해석과 음향예측을 수행한 후 실험결과와 수치 계산 결과를 비교한다. 이 원심 임펠러의 경우 토운소음이 지배적인 특성을 보인다.<sup>(8)</sup>

## 2. 본 론

### 2.1 원심형 임펠러의 형상 및 소음 특성

연구에 사용된 원심형 임펠러는 Fig. 1과 같이 임펠러에 사각형 웨지가 있는 Weidmann이 실험한 형상이다. 원심팬의 직경은 0.28(m), 내경은 0.112(m)이고 입구각과 출구각은 23.4°와 33.5°이다. 임펠러와 웨지의 간격은 0.0028(m)이다. 임펠러는 같은 유량계수(flow coefficient)에서 작동하며, 유량계수는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D b V_{sp}} \approx 0.14 \quad (1)$$

원심팬의 경우 Re 수는 대략 10<sup>5</sup> 정도로 임펠러를 통과한 흐름은 거의 난류이다. 그러나, 난류소음보다는 토운소음이 지배적인 경우가 많다. 토운소음은 깃 힘의 비정상 변동에 의해 발생하므로 점성효과를 고려하지 않아도 계산이 가능하다. 본 연구에 사용된 임펠러도 Fig. 2 에서 보는 바와 같이 토운소음이 지배적이다. Fig. 2 의 경우 회전각속도는 3000rpm 이고 BPF 인 300Hz 와 그 조화주파수에서 피크가 생기는 것을 볼 수 있다.

### 2.2 원심팬의 유동장 해석

본 논문의 유동장 해석에 사용된 방법은 이산와류법으로 비정상 상태의 유동장을 해석하는데 많이 사용되는 방법이고, 원심팬의 경우 유동장 해석에 계속 사용되고 있는 방법이다.<sup>(14,15)</sup>

흐름은 이차원, 비정상, 비점성 흐름으로 가정한다. 임펠러의 각 깃은 이산와류로 모사하고, 임펠러는 일정한 회전 각속도로 회전하며, 매 시간 임펠러의 깃 끝전에서 후류 와류가 흘러져서 이동한다. 웨지는 용출패널(source panel)로 모사한다.

위의 모델을 이용하여 임펠러의 임의의 한 점에서의 유동속도를 계산하면 다음과 같다.<sup>(14,15)</sup>

$$\vec{u}(\vec{x}_c; t) = \vec{u}_o(\vec{x}_c; t) + \vec{u}_{hw}(\vec{x}_c; t) + \vec{u}_{sp}(\vec{x}_c; t) + \vec{u}_{wp}(\vec{x}_c; t) \quad (2)$$

첫 항은 입류 유동을 모사한 용출 패널에 의한 유도속도를 나타내고, 두 번째 항은 임펠러와 같이 하중이 걸리는 깃을 모사한 구속와류에 의한 유도속도를, 세 번째 항은 깃에서 흘러지는 후류와류에 의한 유도속도를 나타내며 마지막 항은 케이스와 출구를 모사하는 용출패널에 의한 유도속도를 나타낸다.<sup>(14,15)</sup>

구속와류  $\Gamma_m$  의 크기는 두 개의 조건에 의해서 얻어진다. 첫번째 조건은 물체의 표면인 모든 제어점에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건이다. 임펠러 깃에서의 상대속도는 절대속도에서 임펠러의 회전에 의한 속도를 빼서 구한다.

$$g(\vec{x}_c; t) = \vec{u}(\vec{x}_c; t) \cdot \vec{n}(\vec{x}_c; t) = \begin{cases} \Omega \times (\vec{n}(\vec{x}_c; t) \cdot \vec{x}_c(t)) & \text{Impeller} \\ 0, & \text{Wedge} \end{cases} \quad (3)$$

이 식을 식 (2)와 같이 쓰면 다음과 같이 된다.

$$\bar{u}(\bar{x}_j; t) \cdot \bar{n}(\bar{x}_j) - g(\bar{x}_j; t) = 0 \tag{4}$$

$j = 1, 2, \dots, nt$

여기서  $\bar{n}(\bar{x}_j)$ 는  $j$  번째 요소에 수직한 벡터이다. 두 번째 조건은 각 깃에서 흘러지는 모든 후류는 total circulation 이 보존되어야 한다는 Kelvin 조건이다. 이 조건을 각 깃에 대해서 적용하면

$$\frac{D\Gamma(t)}{Dt} = 0 \tag{5}$$

여기서  $\Gamma$ 는 깃과 깃에서 흘러진 모든 와도의 세기의 합이다. 구해진 후류 와류는 매 시간 흘러지고, 그 점에서의 유도속도에 의해서 이동한다. 후류 와류의 이동에 사용한 방법은 2차의 Runge-Kutta 방법이다. 또한 매시간 음향장 계산에 필요한 깃의 힘을 비정상 베르누이 공식에 의해서 계산한다.<sup>(14)(15)</sup>

2.3 원심팬의 소음원 및 자유음장의 음압 해석

본 논문에서 해석하고자 하는 원심형 임펠러의 소음 특성은 Fig. 2에서 확인하듯이 토온소음이 지배적이다. 이러한 토온소음은 임펠러가 회전하면서 웨지와 상호 작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. Noise는 팬의 경우 이극이 주된 소음의 원인이 되고 특히, 비정상 회전 힘에 의한 소음이 주된 소음원이라고 밝혔다.<sup>(16)</sup> 특히 사용된 형상과 같이 임펠러와 웨지가 가까이 있는 경우는 토온소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 예측이 가능하다.

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_j^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \tag{6}$$

여기서 왼쪽항은 정지한 매질에서의 음파전달 방정식이고, 오른쪽 항은 유체내에서의 여러 음원들을 나타낸다. 첫 항은 사극음원(quadrapole)에 의한 영향을 나타내고, 두 번째 항은 이극(dipole)에 의한 영향을 마지막 항은 단극(monopole)에 의한 영향을 나타낸다. 팬 소음과 같이 이극이 우세한 경우는 단극과 사극의 영향은 무시할 수 있다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson이 움직이는 점 힘(point force)에

의한 음향장을 예측하는 식을 유도했다. 이 식은 다음과 같다.<sup>(13,15)</sup>

$$\rho - \rho_0 = \left[ \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \tag{7}$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다. 여기서  $a_0$ 는 음속(speed of sound)을 나타내고,  $F_i$ 는 힘을  $r$ 은 관찰자와 음원 간의 거리를 나타낸다. 또,  $x$ 는 관찰자의 위치를  $y$ 는 음원의 위치를 낸다.<sup>(13,15)</sup> 여기서  $F$ 는 유동 해석에서 계산한 각 깃에서의 힘이 사용되며, 매 시간 각 깃 요소에서의 힘이 모두 필요하다.

일반적으로 관심 있는 주파수에 따라서 공력음원의 컴팩(compact) 여부가 결정된다. 이것을 결정하는 변수는 음파의 길이( $\lambda$ )와 임펠러의 직경( $D$ ) 그리고 임펠러 깃의 코드 길이( $C$ )이다. 즉, 임펠러 직경을 기준으로 변이 주파수(transition frequency)를 계산하면 다음과 같다.

$$f_{imp} = a_0 / D \tag{8}$$

이  $f_{imp}$  보다 작은 주파수에서는 임펠러 전체가 하나의 음원으로 가정되어서 컴팩의 가정이 성립된다. 그러나,  $f_{imp}$  보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 각 깃에서의 위상 변화 등이 모두 고려되어야 한다.

임펠러 깃의 코드를 기준으로 변이 주파수를 계산하면 다음과 같다.

$$f_b = a_0 / C \tag{9}$$

이  $f_b$  보다 작은 주파수에서는 깃 전체가 하나의 음원으로 가정되어도 팬 소음을 충분히 예측할 수 있다. 그러나,  $f_b$  보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 깃의 코드 방향으로 힘의 변화를 모두 고려해야 팬 소음을 예측할 수 있다. 본 계산에 사용된 형상의 경우  $f_b$  이 약 3400Hz 정도 되므로 각 깃을 여러 개의 요소로 나누어서 계산하면 충분한 정확도로 계산이 가능하다.

식 (7)은 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나

누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식 (7)을 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다. 또한 이 식은 자유공간이라는 가정하에 소음원의 방사를 예측하는 식으로 물체가 있는 경우 물체와의 상호작용에 의한 방사효과는 해석할 수 없다.

### 3. 계산 결과

#### 3.1 Lowson 방정식의 검증

Lowson의 방정식을 검증하기 위한 문제로 점 힘(point force) 하나가 움직이고 있는 경우의 음향장을 예측해 보자. 자유공간에서 점 힘이  $\Omega$  (rad/sec)의 회전 각속도로 원점에서 거리  $a$  인 원을 그리며 회전하고 있고 관찰자가 먼 거리에 있다면, 이 점 힘에 의한 음향장은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 P(r,t) &= -\frac{F\Omega}{4\pi a_o r} \left[ \frac{\cos\theta}{(1+M\sin\theta)^3} \right] \\
 &= -\frac{F\Omega}{4\pi a_o r} \left[ \frac{\cos\Omega t}{(1+M\sin\Omega t)^3} \right]
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

검증문제는 크기 100 인 한 개의 점 힘이 반경 0.05(m)인 원을 그리며  $20\pi$ (rad/sec)로 회전할 때 관찰점(10,0)에서의 음압을 식 (10)을 이용해서 구한 것과 매시간 각 힘과 좌표를 저장한 후 Lowson의 방정식에 의해서 예측한 값을 비교하였다. Fig. 3에 그 비교결과가 있으며 실선이 식 (10)으로 구한 음압이고, 점이 Lowson의 방정식을 이용한 계산이다. 두 결과가 일치하는 것을 확인할 수 있다.

점 힘 두 개가 180도의 차이를 두고 같은 속도로 움직이는 경우의 비교가 Fig. 4에 있다. 그림에서 두 힘이 회전하므로 음압신호의 주파수가 2배가 되는 것을 확인할 수 있다. 또한 식 (10)의 음압과 Lowson의 방정식으로 해석한 결과가 일치함을 확인할 수 있다.

#### 3.2 원심현의 유동장 해석

계산은 Weidemann이 실험한 형상(Fig. 1)에 대하여 수행하였다. 임펠러의 직경은 0.28(m)이고, 회전 각속도는 1200 rpm에서 4100 rpm까지 증가시키면서 해석하였다. 해석은 무차원 시간(임펠러가 한 바퀴 회전하면 1)으로 30까지 계산했다.

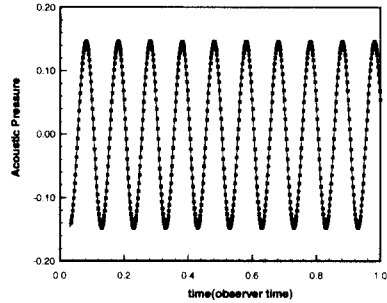


Fig. 3 Validation of the Lowson's equation. Line is the simple solution and the dot is the numerical solution. Only one point force is moving a circle.  $F = 100, a = 0.1, r = 10, \Omega = 20\pi$ (rad/sec)

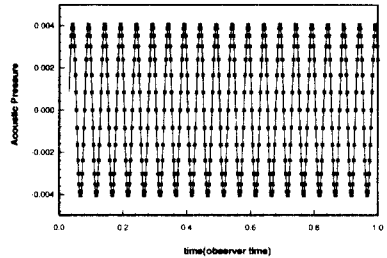


Fig. 4 Validation of the Lowson's equation. Line is the simple solution and the dot is the numerical solution. Two point forces with 180° phase difference is moving a circle.  $F = 100, a = 0.1, r = 10, \Omega = 20\pi$ (rad/sec)

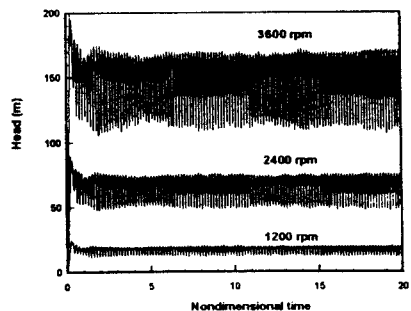


Fig. 5 Variations of head with time for different rpm

매시간 수두의 변화가 Fig. 5에 있다. 그림에서 초기 무차원 시간 3 정도는 임펠러의 초기 회전에 의해 과도(transien)한 변화를 보이다가 그 이후에

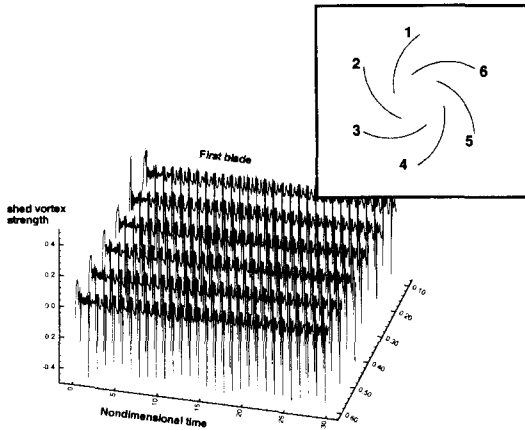


Fig. 6 Variations of the shed vortex strength with time at each blade

주기적으로 변화하는 것을 확인할 수 있다.

매시간 흘러지는 후류와류의 크기가 Fig. 6 에 있다. 흘러지는 후류와류의 크기는 그 시간에서의 깃의 힘의 변화와 연관이 있다.

Fig. 6 에서 매시간 와류가 서로 다른 세기로 흘러지는 것을 확인할 수 있다. 그림에서 z 축으로의 변화가 각 깃의 차이를 나타낸다. 즉, 그림 상부의 임펠러 1 이라고 써어있는 깃의 변화가 z 가 0.1 일 때의 값이고, 6 이라고 쓴 깃의 후류 와류 세기의 변화가 z 가 0.6 일 때의 값이다.

3000rpm 의 회전 각속도로 회전할 때 흘러지는 후류 와류의 분포가 Fig. 7 에 무차원 시간에 따라 있다. 그림에서 사용된 기호 중 원은 시계방향으로 회전하는 와류이고 삼각형은 반시계 방향으로 회전하는 와류이다. 또한 기호의 크기는 와류의 세기를 나타낸다. 임펠러는 반시계 방향으로 회전한다.

임펠러의 깃이 웨지를 지나갈 때 흘러지는 와류의 방향이 시계방향(원)에서 반시계 방향(삼각형)으로 바뀌는 것과 와류의 세기가 커지는 것을 확인할 수 있다. 이러한 변화는 주기적으로 이루어지며(1 회전에 6 번씩) 수두의 비정상 교란도 이러한 상호작용 때문이다. 무차원 시간 12 초의 그림에서 후류의 분포가 웨지 부근을 제외하고는 안정된 것을 확인할 수 있다.

### 3.3 원심팬의 자유음장 소음 해석

Weidemann 이 소음을 측정 한 것이 Fig. 2 에

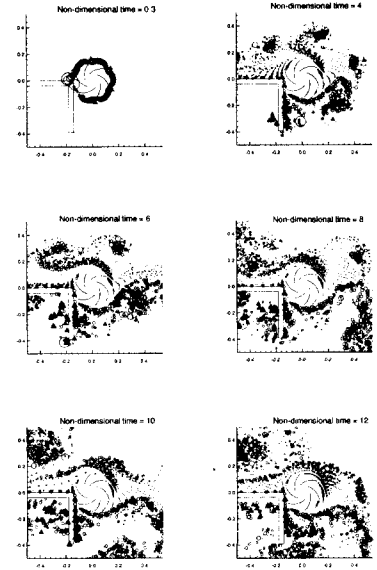


Fig. 7 Distribution of shed vortices with time. (3000 rpm)

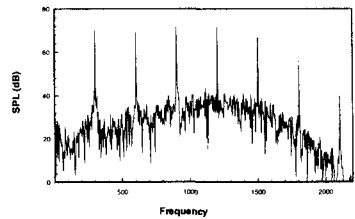
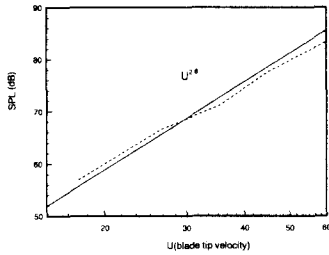


Fig. 8 Predicted sound pressure at 3000 rpm

있다. 이 소음 스펙트럼과 음압값을 비교하기 위해서 3.2 절에서 예측한 유동 자료를 가지고 음압을 예측했다.

소음 계산은 무차원 시간 3 이상의 유동장을 이용해야 과도신호가 계산에 사용되지 않는다. 그래서 본 연구는 무차원 시간 4 부터 29 까지의 25 동안의 유동장 자료를 가지고 Lowson 공식으로 관찰점에서 음압 신호를 예측했다. 3000 rpm 의 경우 계산된 음압 신호의 주파수 대역 소음이 Fig. 8 에 있다. 계산은 시간 영역에서 수행되지만 비교를 위해서 FFT 를 이용해 주파수 영역으로 바꾸었다. Fig. 2 와 8 의 주파수 대역 신호를 비교해 보면 피크의 위치와 크기가 거의 일치함을 볼 수 있다. 그러나 6 번째 조화주파수 이후는 계산에 의한 예



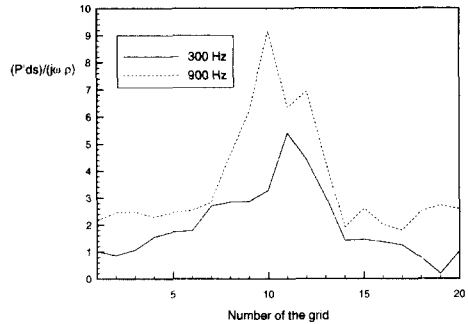
**Fig. 9** Determination of the exponent of Mach number  
(Dashed : Calculated)

측치가 실험치의 값보다 작게 예측됨을 확인할 수 있다.

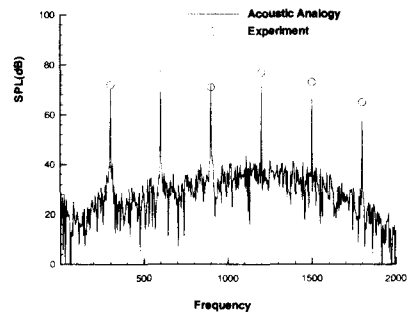
본 방법이 여러 변수가 변할 때도 적용될 수 있나를 확인하기 위해서 회전각속도를 변화시키면서 전체 음압 레벨을 예측한 것이 Fig. 9 이다. 회전각속도는 소음값에 큰 영향을 주는 인자 중 하나이다. Weidemann 은 그의 논문에서 원심형 임펠러의 경우 음압이 회전각속도를 이용해서 계산한 임펠러 끝단 속도의 2.8 승에 비례한다고 밝혔다.<sup>8)</sup> 음압레벨을 실험치와 동일하게 비교하기 위하여 실험과 마찬가지로 120Hz 미만의 값은 고려하지 않았다. 그림에서 계산에 의한 결과는 실험에 의한 결과와 마찬가지로 음압이 임펠러 끝단 속도의 2.8 에 비례하는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 본 계산이 한 회전 각속도의 경우 음압을 정확히 예측할 뿐만 아니라 회전각속도의 변화에 대한 소음 변화의 경향까지도 정확하게 예측할 수 있음을 보여주고 있다.

임펠러에서 발생하는 음압의 방사경로를 확립하기 위해, 음원이 되는 임펠러 근접장의 음압 분포를 그린 것이 Fig. 10 이다. 그림은 BPF 인 300 Hz 와 조화주파수인 900Hz 의 음압을 임펠러 원주 방향으로 20 개의 점에서 계산해서 구한 것이다. 300Hz 의 경우 피크가 나타나는 점이 웨지와 가장 가까운 점이다. 즉, 음원은 웨지가 있는 쪽으로 많이 방사됨을 알 수 있다. 이러한 음원의 방사는 웨지에 의해 반사, 산란 된 후에 전체 음향장에 분포하게 된다.

위와 같은 이유로 본 방법만 이용하면, 웨지에 의한 여러 음향학적 효과를 고려할 수 없기 때문에 실험치와 차이가 발생하게 된다. 자유공간의 예측 음압과 실험값을 동시에 나타내면 Fig. 11 과 같이 고주파 영역에서는 약 4dB 이상의 차이가 발생한다. 이러한 차이는 임펠러 음원의 웨지에



**Fig. 10** The near field acoustic pressure around the impeller



**Fig. 11** Comparison of numerical and experimental acoustic spectra

의한 산란, 반사, 회절 등의 효과를 고려하지 못한 때문이다. 그러므로, 이러한 효과를 고려하면서 원심형 임펠러의 음원을 고려할 수 있는 방법이 필요하다.

#### 4. 결론

원심팬 소음을 해석하는 기법을 개발하고, Weidemann 이 실험한 형상에 대해서 해석하였다. 원심팬의 소음 계산은 acoustic analogy 의 일종인 Lowson 의 방정식을 이용하였고, 필요한 유동장 자료를 얻기 위하여 원심팬의 유동장을 해석했다. 유동장은 비정상 유동 해석에 사용되는 이산와류법을 이용하였고, 무차원 시간 30 까지 해석하였다. 계산된 음압을 3000rpm 의 회전 주파수에서 실험치와 비교하여 만족할 만한 예측치를 얻었다. 또한 rpm 의 변화 - 즉 임펠러 끝단 속도의 변화 -

에 따른 음압의 변화를 알기 위해 rpm 을 1200 부터 4100 까지 변화시키면서 임펠러 끝단 속도와 음압의 관계를 계산하였으며, 실험 결과와 마찬가지로 2.8 승의 비례관계를 얻을 수 있었다.

임펠러 주위의 근접장에서의 음압값을 통해, 발생한 소음원이 웨지쪽으로 많이 방사됨을 확인할 수 있었다. 이러한 음의 방사는 바로 웨지에 의해서 반사, 산란 과정을 통해서 음향장으로 퍼지게 된다. 그러므로, 웨지에 의한 음향학적 효과와 원심형 임펠러의 음원을 모두 고려할 수 있는 방법이 필요하다.

### 참고문헌

- (1) Cory, W. T. W., 1992, "Short History of Mechanical Fans and the Measurement of Their Noise," *An International INCE Symposium*, pp. 3 ~44.
- (2) Madison, R. D., 1949, *Fan Engineering*, Buffalo Forge Company, 5th Edition.
- (3) Deming, A. F., 1938, "Noise from Propellers with Symmetrical Sections at Zero Blade Angle," NASA TN No 679.
- (4) Gutin, L., 1948, "On the Sound Field of a Rotating Airscrew," English Translation NACA TM No. TM1195.
- (5) Neise, W., 1976, "Noise Reduction in Centrifugal Fans : A Literature Survey," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 45, pp.375~403.
- (6) Neise, W., 1982, "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans," *J. of Engineering for Industry*, Vol. 104, pp.151~161.
- (7) Chanaud, R. C., 1965, "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," *Journal of the Aeroacoustical Society of America*, Vol. 37, pp.969~974.
- (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-13,798
- (9) Neise, W., 1975, "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 43, No. 1, pp.61~75.
- (10) Neise, W. and Barsikow, B., 1982, "Acoustic Similarity Laws for Fans," *Trans. of the ASME*, Vol. 104, pp.162~168.
- (11) Kim, J. W., and Lee, D. J., 1995, "Optimized Compact Finite Difference Schemes with Maximum Resolution", *AIAA Journal*, Vol. 34, No. 5.
- (12) Young J., Moon, and Cho Young, 1998, "Numerical Prediction of the Cross-Flow Fan Performances and Noise Characteristics by Unstructured Flow Solver Algorithm," *Proc. of 4th KSME-JSME Fluids Eng. Con.*, pp.185~188
- (13) M.V. Lowson, 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London, Ser. A*. 286, pp.559~572
- (14) 전완호, 이덕주, 1999, "수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용," *한국소음진동공학회지*, 제 9 권, 제 5 호, pp. 101~111.
- (15) Jeon, W. H. and Lee, D. J., 1999, "An Analysis of the Flow and Aerodynamic Acoustic Sources of a Centrifugal Impeller," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 222, No. 3, pp. 505~511.
- (16) Neise, W., 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," *An International INCE Symposium*, pp. 45 ~56