

<논 문>

# 수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 유사법칙 적용

## An Application of the Acoustic Similarity Law to Centrifugal Fan Noise by Numerical Calculation

전 완 호\* · 이 덕 주\*\*

Wan-Ho Jeon and Duck-Joo Lee

(1999년 5월 18일 접수 : 1999년 9월 1일 심사완료)

**Key Words** : Centrifugal Fan(원심팬), Fan Noise(팬 소음), Similarity Law(상사법칙), Impeller(임펠러), DVM(이산와류법), Acoustic analogy(음향학적 유사성)

### 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 researches 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. Lowson's method is used to predict the acoustic source. 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 sound.

### 기 호 설 명

$a_0$  : 음속(speed of sound)  
 $D$  : 임펠러 직경  
 $F_i$  : 힘(force)  
 $F$  : 스펙트럴 분포 함수(spectral distribution function)  
 $G$  : 음향학적 주파수 반응 함수(acoustic frequency response function)

$He$  : 헬름홀쯔 수 (Helmholtz number)  
 $Ma$  : 마하수 (mach number)  
 $Re$  : 레이놀즈 수(Reynolds number)  
 $St$  : 스트로울 수(strouhal number)  
 $U$  : 유동 속도(flow velocity)  
 $W$  : 음압파워(acoustic power)

### 그리스 문자

$\phi$  : 유량계수(flow coefficient)  
 $\lambda$  : 음파길이(wave length)  
 $\nu$  : 동점성 계수

\* 한국과학기술원 항공우주공학과

\*\* 정회원. 한국과학기술원 항공우주공학과 교수

## 하첨자

- $bv$  : 구속와류(bound vortex)  
 $wv$  : 후류와류(wake vortex)  
 $sp$  : 용출패널(source panel)  
 $Q$  : 용출점(point source)

## 1. 서론

유체기계에 많이 사용되는 원심팬의 경우, 소요 동력과 임펠러의 회전 각속도가 증가할수록 소음문제가 심각해지고 있다. 그래서 60년대 초부터 원심팬 소음을 해석하고, 소음원을 규명하려는 연구가 있어왔다. 그러나, 이러한 연구는 축류팬의 경우처럼 체계적이고 광범위하게 이루어지지 못했다. 결과적으로 항공기 엔진에 주로 사용되어 사용 초기부터 소음이 주요 관심사였던 축류팬은 소음원과 해석기법이 거의 정립되어 있으나, 원심팬은 일련의 간헐적인 연구만 이루어졌고 체계적인 소음원 확립이나 해석기법이 정립되지 못했다. 물론 원심팬이 축류팬에 비해서 구조가 복잡하고, 유동을 해석하는 기법이 아직 저조한 것도 원심팬 소음에 관한 연구가 부진한 이유가 된다. 따라서, 본 논문에서는 원심팬의 소음 해석 기법을 개발하고, 그것을 자유공간에서 웨지와 상호작용하면서 작동하는 임펠러의 소음 실험치와 비교한다. 또한, 지금까지 계속 연구되고 있는 상사법(similarity laws)을 계산결과에 적용하여 수치기법에 의한 원심팬 소음의 상사법을 검증하는 것을 목적으로 한다.

원심팬 소음에 관한 연구는 주로 소음 저감 방법과 실험 해석 기법의 개발에 중점을 두고 이루어졌다<sup>(1~6)</sup>. 소음 저감 방법은 컷오프(cutoff) 간격을 증가시키고<sup>(1~3)</sup>, 임펠러 깃과 컷오프를 기울이고<sup>(1~4)</sup>, 깃의 앞뒤에 mesh를 설치하고<sup>(1,2)</sup>, 깃을 비대칭적으로 배치시키며<sup>(1,2)</sup> 능동 소음 제어 기법(ANC)<sup>(1,2,5,6)</sup>을 사용하는 방법 등이 있다. 그러나 이러한 방법은 소음 저감 기술만 개발시켰을 뿐, 소음원이나 소음 발생 기구에 대한 아무런 정보도 주지 못했다. 원심팬 소음의 실험적 해석방법에 대한 연구는 Madison에 의해 1949년 시작되었다<sup>(7)</sup>. 그 이후 Maling이 1963년 Buckingham PI 법칙에 의해 전향 굽음깃(forward curved blade)을 가진 원심송풍기의 광역 소음에 대한 차원해석을 수행하여 간단한 식을 만들었다<sup>(8)</sup>. Chanaud는 앞쪽굽음깃 원심팬에 대한 실험에서 팬소음은 이극특성을 가진다고 결론내렸다<sup>(9)</sup>.

좀 더 광범위한 상사성에 대한 연구는 Weidemann에 의한 연구에서 시작되었다<sup>(10)</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>(7)</sup>. 또한 1982년에는 광역소음도에 적용하였다<sup>(11)</sup>. 그 후 회전실속(rotating stall)과 광역소음에 대한 연구가 상사법칙을 이용하여 계속 진행 중에 있다<sup>(12~14)</sup>.

원심팬의 음향장을 수치적으로 예측하는 것은 고차의 Navier-Stokes 방정식을 푸는 전산공력음향학(Computational AeroAcoustics : CAA)의 방법과 음향학적 상사성을 이용하여 유동장의 자료로 음향 방정식을 푸는 두 가지 방법이 있다. 그러나, N-S 방정식을 이용한 방법은 대칭 흐름인 임펠러에만 적용되었고, 아직 비대칭 원심팬의 비정상 유동을 해석하기엔 많은 어려움이 따른다. 따라서, 본 연구는 유동장을 간단히 해석하여 소음 계산에 필요한 힘의 변화를 계산한 후 음향상사를 이용하여 음향장을 계산하는 방법을 이용한다. 즉, 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>(15,16)</sup>. 본 논문에서는 위 방법으로 Weidemann의 원심팬에 대한 유동 해석과 음향예측을 수행한 후 실험과 수치 계산 결과를 비교하고, 토음소음에 대한 음향학적 상사법칙을 적용한다.

## 2. 본론

### 2.1 연구에 사용된 무차원 변수

제일 중요한 변수로는 소음의 발생과 관련 있는 스트랄 수( $St$  : Strouhal number)이다. 스트라울 수는 유동소음의 연구에서 주로 많이 사용되는 무차원 수로 다음과 같이 정의된다.

$$St = \frac{fD}{U} \quad (1)$$

여기서,  $D$ 는 물체의 특성길이를 나타내고,  $U$ 는 유동속도이다. 이 변수는 주파수를 무차원화 한 것으로 유동이 있는 실린더에서 발생하는 소리를 무차원화하는데 쓰인다.

그러나, 본 연구와 같은 원심팬의 경우  $\pi/Z$ 를 곱해서 다음과 같이 정의한다.

$$St = \frac{\pi fD}{ZU} = \frac{f\bar{D}}{U} \quad (2)$$

이것은 특성길이를  $\bar{D}(=\pi D/Z)$ 로 나타낸 것으로 날개통과주파수인 경우 1값을 갖도록 바꾼 것이다. 즉,  $St$  수가 1이면 날개통과주파수이고, 2이면 그 첫 번째 하모닉 주파수를 나타낸다.

다음으로는 소음의 발생과는 상관없이 오직 소음의 방향성과 물체에 의한 공명에 관계되는 변수를 살펴보자. 이 변수는 헬름홀츠 공명기의 공명주파수를 무차원화해서 나온 변수로 헬름홀츠 수(He : Helmholtz number)라고 하고 다음과 같이 정의한다.

$$He = \frac{D}{\lambda} = \frac{fD}{a_0} = \frac{Z}{\pi} Ma \cdot St \quad (3)$$

이 변수 역시 주파수를 무차원 한 것이나, 물체의 운동과 관련된 변수는 고려되지 않았다. 즉 이 변수와 관련 있는 항은 물체의 길이와 파장만 관련 있는 것으로 주로 소음의 방향성이나 물체에 의한 공명 등의 현상과 관련이 있다.

## 2.2 원심팬 소음의 상사법칙

과거에는 음향장에 대한 아무런 정보도 없을 때 원심팬의 소리에 대한 연구는 제작해서 측정해보는 것이 유일한 방법이었다. 그러나, 몇 가지 팬의 음향을 측정하고 그 데이터를 이용하여 비슷한 크기와 작동조건에서 원심팬의 소리를 예측할 수 있는 방법이 필요하게 되었고, 그것이 상사법칙이다. 이러한 상사법칙은 원심팬의 소음원의 특성을 파악하고 이해하는데 많은 기여를 하였고 아직도 많은 분야에서 계속 연구되어지고 있다.

최초로 "fan sound law"를 만들고자 하는 시도가 1949년 Madison 에 의해서 시작되었다. 지름이 비슷한 팬들이 성능곡선의 같은 점에서 작동할 때(유량-수두곡선에서 같은 점) 점성효과를 무시한다는 가정 하에서 전체음향 출력  $W$ 은 체적유량  $Q$ 에 비례하

고 정압 차이  $\Delta P_s$ 의 제곱에 비례한다는 것을 알아냈다<sup>(7)</sup>.

$$W \sim (\Delta P_s)^2 Q \quad (4)$$

여기서 유량은 면적과 속도의 곱이고, 정압은 유체의 밀도와 속도의 제곱의 곱과 같은 차원이므로 위 식을 임펠러 끝전속도  $U$ 와 지름  $D$ 로 다시 쓰면 다음과 같다.

$$W \sim D^2 U^5 \quad (5)$$

이것이 Madison의 기본 공식이다. 그러나, 이런 식은 다양한 형상의 팬소음을 예측하는데 그리 만족스럽지 않았다.

Maling은 1963년 Buckingham PI 법칙에 의해서 광역소음에 대해서 차원해석을 수행하였다<sup>(8)</sup>. 앞쪽 굽음기를 가진 원심송풍기 세 개를 실험하여 식을 완성시켰다. Maling은 레이놀즈수(Reynolds number)의 영향을 무시하고, 광역소음에 영향을 주는 변수를 송풍기 임펠러의 지름, 회전속도, 유량, 유체밀도, 유체의 점성, 송풍기에 의해 발생한 정압, 임펠러를 둘러주는 동력으로 보고 차원해석을 하였다. Maling은 무차원 음향파워밀도함수(normalized power spectral density)  $E/\rho c^2 D^3$ 을 그의 식에서 사용했고, 차원 해석으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

$$E/\rho c^2 D^3 = Ma^3 g(\varphi, St) \quad (6)$$

최저 주파수 한계(lower frequency limit)  $f_a$  이상의 주파수에서 방사되는 음향파워를 계산하면 다음과 같았다.

$$W_{f_a-\infty} = \frac{1}{\pi} \rho a_0^2 D^2 Ma^4 \int_{f_a}^{\infty} g(st) d(st) \quad (7)$$

실험에 의한 데이터를 이용하여  $g \sim St^{-2.67}$ 을 구해서 식을 완성시킨 것이 아래에 있다

$$W_{f_a-\infty} \sim D^{0.33} U^{5.67} \quad \text{for } \varphi, f_a = \text{const} \quad (8)$$

여기서  $D$ 는 임펠러의 지름을,  $U$ 는 임펠러의 끝 전 속도를 나타내고  $\varphi$ 는 일반적인 유량계수를,  $f_a$ 는 최저 주파수 한계(lower frequency limit)을 나타낸다.  $D$ 와  $U$ 의 지수는 실험에 의하여 결정된 것이다.

위에서 보듯이 음향소리출력이  $U^5$ 에 비례하는 것은 단극(monopole)의  $U^4$ 에 비례하는 것과 다르

고 이극의  $U^6$ 에 비례하는 것, 사극(quadrupole)의  $U^8$ 에 비례하는 것과는 다르다. 이것을 확인하기 위하여 1965년에 Chanaud가 앞쪽 굽음깃을 가진 케이싱이 없는 임펠러를 이용하여 실험하였다<sup>(9)</sup>. 토온소음을 발생시키기 위하여 웨지(wedge)가 사용되었다. 전체 소음에 대한 측정은 Madison의  $U^5$ 에 비례하는 결과가 나왔다. 그러나, 100 Hz 이하의 주파수를 제거하였을 때 끝단 속도의 지수가 6을 약간 넘는 값에 비례하는 결과를 얻었다. 결국, Chanaud는 웬소음에 일반적인 이극특성을 적용할 수 있다고 결론 내렸다<sup>(9)</sup>.

넓은 범위의 임펠러 크기에 따른 측정을 바탕으로 한 상사성에 대한 연구가 1970년 Weidemann에 의해서 이루어 졌다<sup>(10)</sup>. Weidemann는 케이싱이 없는 후향 굽음깃(backward curved blade)을 가진 임펠러를 자유공간에서 실험하였다. 또한, 토온소음을 발생시키기 위하여 사각형 웨지를 사용했다. Weidemann에 의해 도출된 음압과 무차원 변수간의 관계는 다음과 같다.

$$K = F(Ma, Re, St, x_i / D, \varphi)$$

where  $K_d = \frac{\Delta \tilde{P}}{P_0}$  for the discrete frequency sound,

$$K_r = \frac{\Delta \tilde{P} / P_0}{\left(\frac{\Delta f D}{U}\right)^{1/2}} \quad (9)$$

여기서  $\Delta \tilde{P}$ 는 측정된 음압의 rms(root mean square) 값이고,  $P_0$ 는 기준압력이다. 측정위치  $x_i / D$ 와 유량계수 그리고 작동유체가 일정하다. 이 공식은 음압의 발생에 관한 항만 정리한 것이고 시스템 주파수 특성 함수의 형태로  $He$ 수의 성분이 첨가된다. 이 함수는  $G(He)$ 로 표시되며, 어느 주파수에서 공명효과 때문에 음압의 크기가 영향을 받는지 혹은 어느 주파수에서 특정한 방향으로 음압이 방사하는지 등을 나타낸다. 이 항까지 고려하면 위 공식의 우측 항은 아래와 같이 된다.

$$K = Ma^\alpha Re^\beta F(St)G(He) \quad (10)$$

위 공식에 있는 무차원 변수는 아래와 같이 정의된다.

$$Re = \frac{UD}{\nu}, Ma = \frac{U}{c}, St = \frac{fD\pi}{UZ}, He = \frac{D}{\lambda} \quad (11)$$

여기에서,  $\nu$ 와  $\lambda$ 는 동점성 계수와 음파의 파장을 나타내고,  $Z$ 는 깃의 개수를 나타낸다. 또,  $St$ 는 스트랄 수(Strouhal number)로서 값이 1인 것은 날개통과 주파수를 나타내고,  $He$ 는 헬름홀츠 수(Helmholtz number)로서 임펠러 직경과 방사되는 파장의 비이다. 스트랄 수는 음원과 관련 있고, 헬름홀츠 수는  $U$ 가 없으므로 오직 음압의 방사에만 기여하는 변수이다. 위식의 첫 두 항은 끝단 속도(tip mach number)와 점성효과 그리고 임펠러 직경의 효과 등을 나타낸다. 그리고,  $F(St)$ 는 생성된 소리의 스펙트럴(spectral) 분포를 나타내고,  $G(He)$ 는 기하학적 형상에 관계된 변수이다. 즉, 첫 세 항이 소리의 생성에 관련된 항이고 나머지 한 항이 소리의 방사특성, 공명 등과 관계 있는 항이다.

Weidemann의 실험결과는 토온소음에 대하여  $\alpha_d = 2.6$ ,  $\beta_d = 0.2$ 이고, 광역소음에 대하여  $\alpha_r = 2.6$ ,  $\beta_r = 0.0$ 이다. 토온소음의 경우 방사되는 음향파위는 다음과 같다.

$$W \sim U^{5.6} D^{2.4} \quad (12)$$

이러한 Weidemann공식의 장점은 웬소음을 소음 발생에 관한 항과 소음방사에 관한 항으로 나누어서 생각하는 것이다. 이후 Weidemann의 결과를 이용하여 실험으로  $F(St)$ 과  $G(He)$ 를 찾는 연구가 계속되었다. 1975년에 Neise가 Weidemann의 결과를 이용하여 날개통과 주파수와 그 조화 주파수소음에 관계된 상사법칙을 실험을 통하여 확인하였다<sup>(7)</sup>. 즉, 직경이 140, 280 mm인 원심펌프의 토온소음 측정에서 음향파위의  $U^{5.6}$  비례를 확인하고,  $F$ 와  $G$ 함수의 특성을 확인했다. 또한, 1982년에는 상사법칙을 이용하여 원심팬의 광역소음에 대하여 연구하였다<sup>(11)</sup>. 본 논문에서 사용되는 상사법칙도 식 (10)의 형태이다.

결국 상사법칙은 식 (10)을 완성하여서 다른 형상과 작동조건의 원심팬의 소음을 예측하는 것이다. 본 연구는 식 (10)에서 소음의 발생과 관련 있는 항인  $F$ 함수를 수치적으로 계산하여 실험에 의한 결과와 비교함으로써 수치기법에 의해 소음원 함수를 구하여 상사법칙을 완성하는데 그 목표가 있다. 또한, 본 연구에 사용된 형상이 토온소음이 지배적으로 발생하는 형상이므로 토온소음에 대해서 주로 연구한다.

### 2.3 원심팬의 유동장 해석

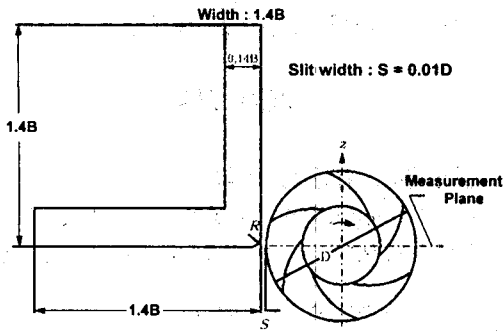


Fig. 1 Dimensions of the impeller and wedge<sup>(10)</sup>

본 논문의 유동장 해석에 사용된 방법은 이산와류 방법으로 비정상 상태의 유동장을 해석하는데 많이 사용되는 방법이고, 원심팬의 경우 유동장 해석에 계속 사용되고 있는 방법이다<sup>(15~18)</sup>. 원심팬은 Fig. 1과 같이 임펠러에 사각형 웨지가 있는 Weidemann이 실험한 형상이다. 원심팬의 직경은 0.28 m, 내경은 0.112 m이고 입구각과 출구각은 23.4°와 33.5°이다. 임펠러와 웨지의 간격은 0.0028 m이다. 임펠러는 같은 유량계수(flow coefficient)에서 작동하며, 유량계수는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D b V_{ip}} \approx 0.14 \quad (13)$$

흐름은 이차원, 비정상, 비점성 흐름으로 가정한다. 임펠러의 각 깃은 이산와류로 모사하고, 임펠러는 일정한 회전 각속도로 회전하며, 매 시간 임펠러의 깃 끝전에서 후류와류가 흘러져서 이동한다. 웨지는 용출패널(source panel)로 모사한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 임의의 한 제어점에서 유도된 속도를 계산하면 다음과 같다<sup>(15,16)</sup>.

$$\begin{aligned} \vec{U}(\vec{x}_c; t)_j = & \vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{bv}(\vec{x}_c; t)_j \\ & + \vec{U}_{wv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)의 우변의 하첨자는 각각 용출점, 구속와류, 후류와류 그리고 용출패널을 나타내는 것으로, 각 항은 용출점에 의한 유도속도, 임펠러의 구속와류에 의한 유도속도, 흘러진 후류에 의한 유도속도 그리고 웨지를 모사한 용출패널에 의한 유도속도를 나타낸다. 자세한 내용은 참고문헌 (15)에 있으므로 생략한다.

구속와류와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점  $\vec{x}_a(j=1, \dots, n_c)$ 에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건과 total circulation이 보존되어야 한다는 Kelvin조건에 의해

서 구해진다<sup>(15,16)</sup>.

여기서 구해진 후류와류는 매 시간 흘러지고, 그 점에서의 유도속도에 의해서 이동한다. 후류와류의 이동에 사용한 방법은 2차의 Runge-Kutta 방법이다. 또한 매시간 음향장 계산에 필요한 깃의 힘을 비정상 베르누이 공식에 의해서 계산한다<sup>(15)</sup>.

## 2.4 원심팬의 음향장 계산

본 논문에서 계산하는 음향장은 임펠러가 회전하면서 웨지와 상호작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. 특히 사용된 형상과 같이 임펠러와 웨지가 가까이 있는 경우는 토온소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 예측이 가능하다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson의 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다<sup>(19)</sup>.

$$\rho - \rho_0 = \left[ \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (15)$$

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 음원간의 거리를 나타낸다. 또,  $x$ 는 관찰자의 위치를  $y$ 는 음원의 위치를 나타내며  $M_r$ 은 다음과 같이 정의된다<sup>(19)</sup>.

$$M_r = \frac{(x_i - y_i)}{r} M_i \quad (16)$$

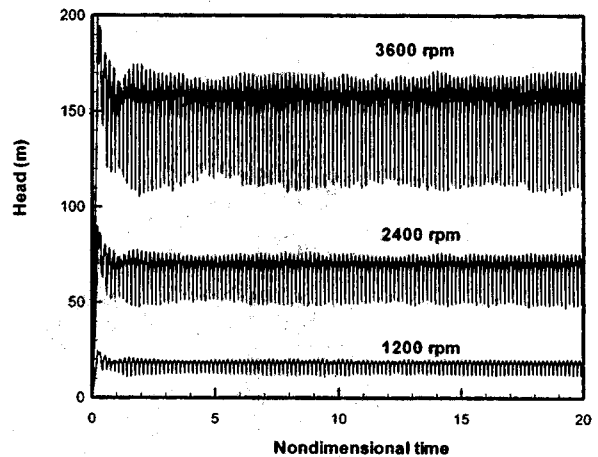


Fig. 2 Variations of head with time at different rpm.

위의 밀도는 압력과 다음과 같은 관계가 있다.

$$P = a_0^2 \rho \quad (17)$$

식 (15)는 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식 (15)를 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임

펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

### 3. 계산 결과

#### 3.1 원심팬의 유동장 해석

계산은 Weidemann이 실험한 형상(Fig. 1)에 대하여 수행하였으며, 임펠러의 직경은 0.28 m이고,

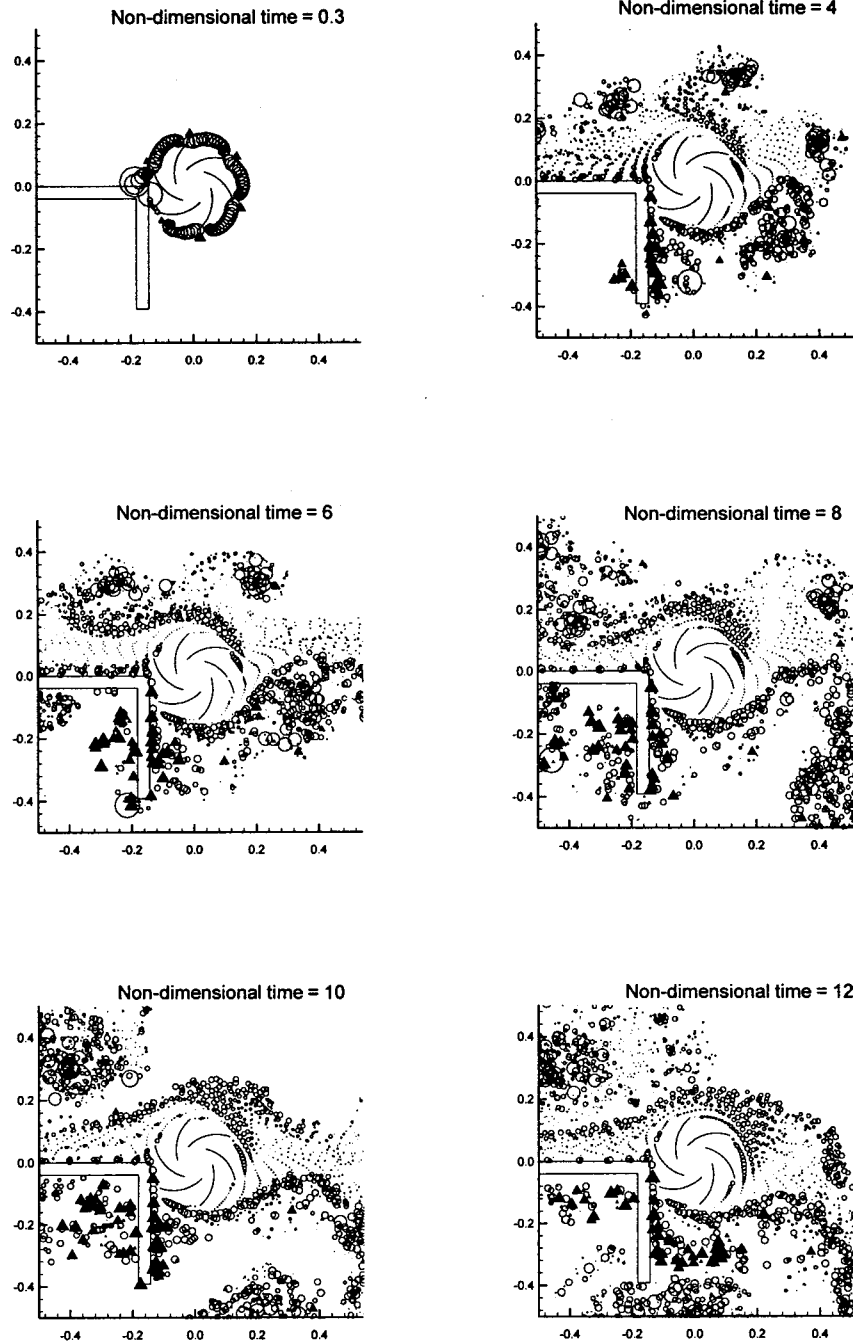


Fig. 3 Distribution of shed vortices with time.(3000 rpm)

회전 각속도는 1200 rpm에서 4100 rpm 까지 증가 시키면서 해석하였다. 해석은 무차원 시간(임펠러가 한 바퀴 회전하면 1)으로 30까지 계산하였고, 원심팬의 성능을 나타내는 수두도 계산하였다.

계산된 수두의 시간에 따른 변화는 Fig. 2와 같다. 그림에서는 1200, 2400, 3600 rpm에 대한 값만 나와 있다. 수두의 변화를 살펴보면 시간에 따라 심한 비정상 상태를 나타내는 것이 보인다. 또한 회전 각속도가 증가할수록 평균 수두가 증가하면서, 비정상 교란 값도 커짐을 알 수 있다. 소음에 영향을 주는 것은 수두의 평균값이 아닌 교란 값이므로 회전 각속도가 증가할수록 소음도 커질 것을 예측할 수 있다. 또한 수두곡선의 변화를 보면 초기의 과도(transient)상태인 3초 정도가 지나면 거의 일정한 패턴의 변화를 보이고 있다. 그러므로, 소음 계산에 사용되는 유동자료는 무차원시간 3초 이후의 자료이어야 한다.

3000 rpm의 회전 각속도로 회전할 때 흘러지는 후류 와류의 분포가 Fig. 3에 무차원 시간에 따라 나타나 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(1회전에 6번씩) 수두의 비정상 교란도 이러한 상호작용 때문이다. 무차원 시간 12초의 그림에서 후류의 분포가 웨지 부근을 제외하고는 안정된 것을 확인할 수 있다.

### 3.2 원심팬의 소음 해석

Weidemann이 3000 rpm일 때 소음을 측정 한 자료가 Fig. 4에 있다. Fig. 4에서는 300 Hz와 그 조화 주파수에서 피크가 생기는 것을 볼 수 있고, 이 원심팬의 소음 특성은 BPF의 토은 소음이 아주 지배적이다.

앞의 수두 변화에서 살펴보았듯이 소음 계산은 무차원 시간 3 이상의 유동장을 이용해야 과도신호가 계산에 사용되지 않는다. 그래서 본 연구는 무차원 시간 4부터 29까지의 25 동안의 유동장 자료를 가지고 Lowson공식을 이용하여 관찰점에서 음압 신호를 예측했다. 3000 rpm의 경우 계산된 음압 신호의 시간 변화와 주파수 대역 소음이 Fig. 5에 있다. Fig.

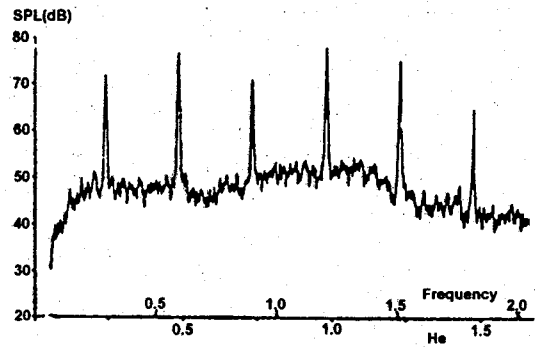
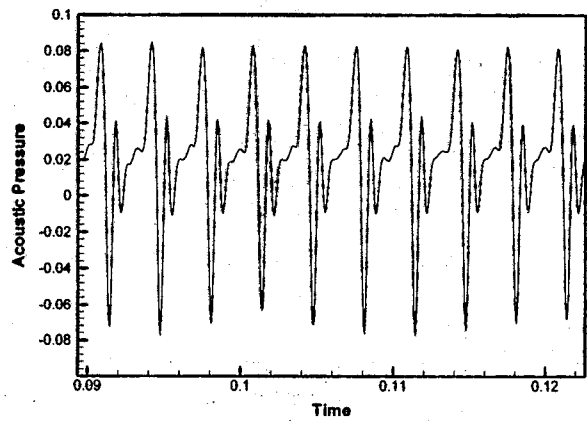
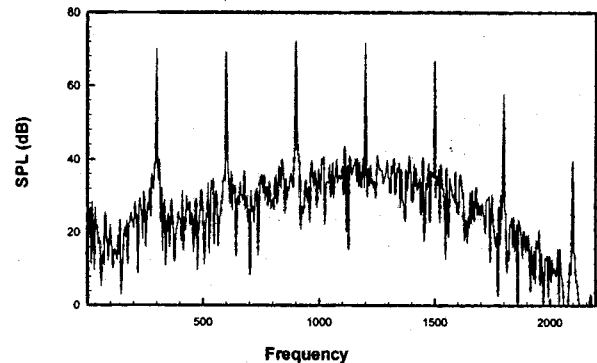


Fig. 4 Measured noise spectrum by Weidemann<sup>(10)</sup>  
Rotating velocity is 3000 rpm (BPF : 300 Hz)



(a) Time signal of the calculated sound pressure



(b) FFT of the calculated sound pressure

Fig. 5 Predicted sound pressure at 3000 rpm

5와 Fig. 4의 주파수 대역 신호를 비교해 보면 피크의 위치와 크기가 거의 일치함을 볼 수 있다. 그러나 6번째 조화주파수 이후는 계산에 의한 예측치가 실험치의 값보다 작게 예측됨을 확인할 수 있다. 이런 결과를 토대로 본 연구는 5번째 피크만을 고려하여 상사법칙을 만들었다. 식 (10)의 마하수 지수인

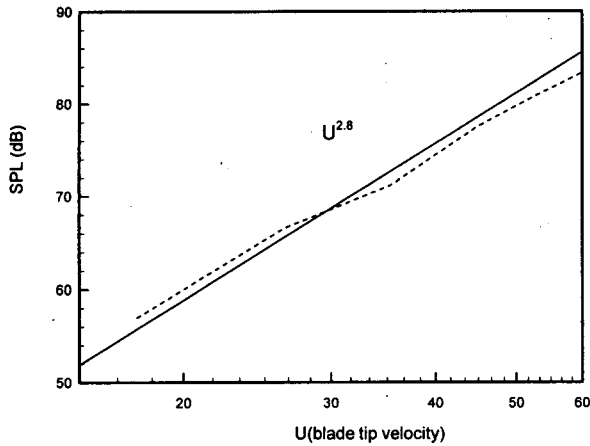


Fig. 6 Determination of the exponent of Mach Number (Dashed : Calculated)

값을 결정하기 위하여 회전 각속도를 변화 시키면서 전체 음압 레벨을 계산한 그림이 Fig. 6에 나타나 있다. 음압레벨을 실험치와 동일하게 비교하기 위하여 120 Hz 미만의 값은 고려하지 않았다. 그림에서 계산에 의한 결과는 실험에 의한 결과인 2.8에 비례하는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 본 계산이 한 회전 각속도의 경우 음압을 정확히 예측할 뿐만 아니라 회전 각속도가 증가할 때 발생하는 소음의 경향까지 예측할 수 있음을 나타내고 있다.  $Re$  수의 지수는 실험치인 0.2를 사용한다. 이상을 정리하면 다음의 결과를 얻는다.

$$K_d \sim Ma^{2.6} Re^{0.2} \quad (18)$$

여기서  $K$ 는 식 (9)에서 정의된 것과 같이 음압의 무차원수이다.

### 3.3 원심팬 소음의 상사법칙 적용

본 논문은 우선 BPF와 관련된 피크 주파수만 고려한다. 그러므로 1200 rpm부터 4100 rpm까지 회전 각속도에 따라 계산한 음압 신호를 회전 각속도가 변하는 것에 따라 BPF( $St=1$ )와 5번째 피크( $St=5$ )까지 피크만 그리면 Fig. 7과 같은 그림이 된다. 그림에서는 3000 rpm의 소음 주파수 분석과 같이 그려져 있다. 그림에서  $St=1$ 인 그래프는 회전 각속도가 변하면서 예측된 소음신호 중 BPF에 해당하는 값만을 주파수(혹은  $He$ )에 대해 그린 것이고,  $St=2$ 인 그래프는 두 번째의 피크를 그린 것이다. 그림에서  $St$ 이 1인 BPF나 6인 피크나 다 비슷한 형태의 곡선임을 알 수 있다. 이 곡선들을 하나로

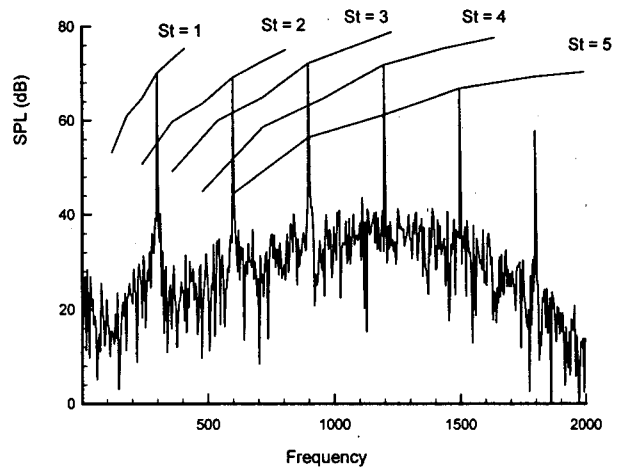


Fig. 7 Sound pressure level of peak frequency by changing rotating rpm.

모이기 위해서 Fig. 7에서 한 주파수에서의  $St$  수의 그래프의 값의 차이를 빼주면 모든  $St$  그래프는 한 곡선으로 모이고 그 형태는 Fig. 8의 (a)와 같이 된다. Fig. 8의 (a) 곡선에서 약  $\pm 3$  dB의 오차로 모두 같은 곡선으로 나타낼 수 있고 이 곡선을  $F_2(He)$  함수라 한다. 이 함수를 구하기 위해 각  $St$  수의 그래프에서 빼 준 값의 차이는  $F_1(St)$  함수로  $St$  수에 대하여 그려지게 된다. 토은 주파수의 값을 구하기 위해서는  $F_1(St)$  함수가  $F_2(He)$  함수에 곱해져야 한다. 이것은 음압이 두 함수의 곱에 비례함을 나타낸다.

$$K_d \sim F_1(St) F_2(He) \quad (19)$$

하첨자  $d$ 는 토은 주파수임을 나타내는 것이다. 함수  $F_2(He)$ 는 Fig. 8의 (a)에서 그려진 것과 같이 다음의 지수함수로 근사화 할 수 있다.

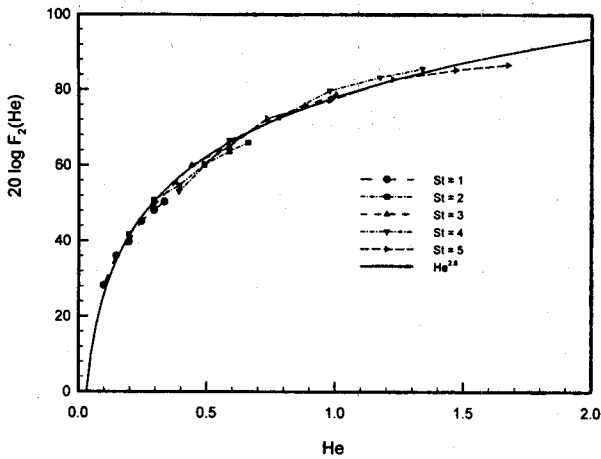
$$He^{2.6} \sim Ma^{2.6} St^{2.6} \quad (20)$$

이제 "system frequency characteristics"  $G$  함수를 다음과 같이  $F_2(He)$  함수를  $He^{2.6}$ 로 나눠준 함수로 정의한다.

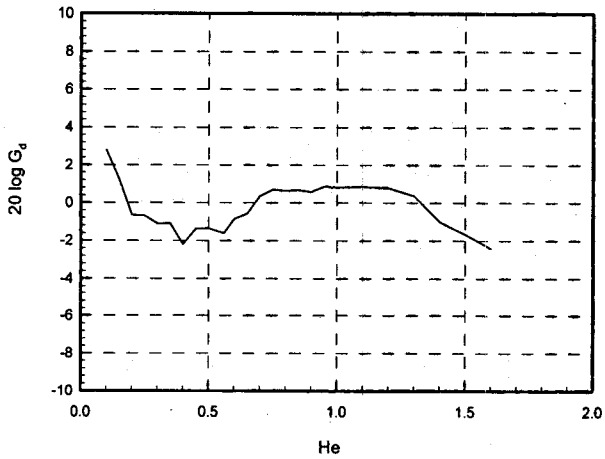
$$G_d(He) = \frac{F_2(He)}{He^{2.6}} \quad (21)$$

본 계산에 의해 정립된  $G$  함수는 Fig. 8의 (b)에 있다.  $G$  함수는 "acoustic frequency response function"이라고도 불리며, 실험의 경우 실험장소의 공명, 방향성 등을 나타낸다. 본 연구는 자유공간에서의 음의 방사이며, 음의 산란, 회절, 공명 등의 효과를 나타





(a) Comparison of curves  $St = \text{const}$  from Fig. 6

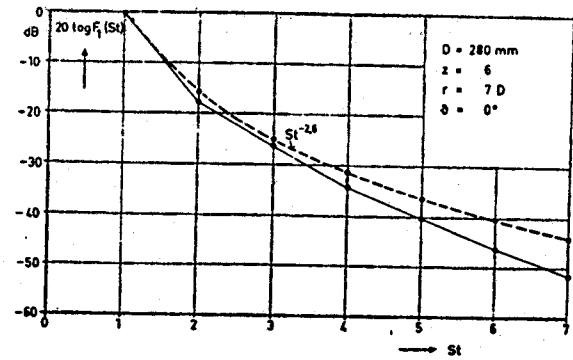


(b) System frequency characteristics

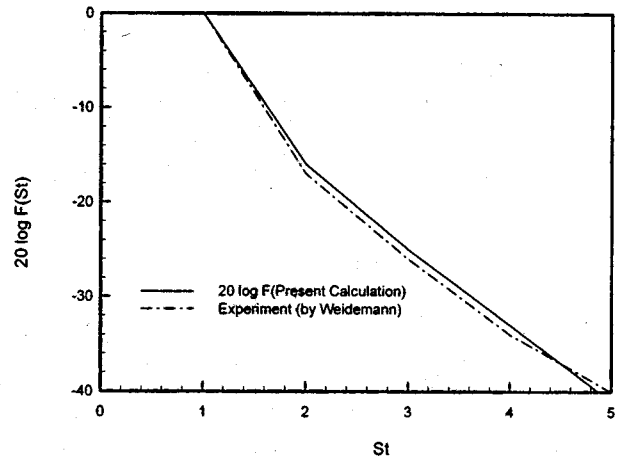
Fig. 8 Comparison of curves  $St = \text{const}$  from Fig. 6.

낼 수 없으므로  $G$ 함수가 거의 평평한 형태임을 알 수 있다.

Fig. 7에서 각  $St = \text{const}$  곡선의 평균 값의 차이인  $F_1(St)$  함수를  $St$ 수에 대하여 그리면 Fig. 9의 (b)와 같이  $F_1(St)$  함수가 된다. Fig. 9의 (a)는 실험에 의해서 Weidemann이 계산된 값이고 (b)는 계산에 의한 예측된 값과 실험값을 비교한 그림이다. Fig. 9의 (b)에서 실험에 의한  $F_1(St)$  함수나 계산에 의한  $F_1(St)$  함수나 거의 동일한 거동을 하는 것을 확인할 수 있다. 차이가 있다면  $St = 2, 3$ 일 때 실험에 의한 값보다 본 계산에 의한 값이 조금 큰 것을 알 수 있다. 이 차이는  $F(St)$  함수에서 확연히 나타나며 Fig. 10에 있다.  $F(St)$ 를 구하려면 다음의 식을 이용한다.



(a) Measured data (by Weidemann<sup>(10)</sup>)



(b) Calculated data

Fig. 9 Average level differences between the curves  $St = \text{const}$  from Fig. 6

$$F_d(St) = \frac{F_1(St)}{St^{-2.6}} \quad (22)$$

$F$ 함수는 "spectral distribution function"이라고 하며 음의 발생을 나타내는 함수이다. 그림에서 실선인 본 계산결과가 파선인 실험결과보다  $St = 2, 3$ 인 곳에서 큰 값을 나타냄을 보여준다. 이것은 본 연구에 사용된 유동해석 기법이 비정상 상태가 크게 예측되는 기법이고, 삼차원 형상을 이차원으로 가정하여 계산하였기 때문에 2번째와 3번째 토온이 실제보다 약 1~1.5 dB정도 크게 예측됨을 나타내고 있다. 그러나, Fig. 10에서 실제로 발생하는 차이는 1 dB 정도로 아주 작은 값이다.

식 (19)는 음압은 두개의 독립함수  $F_1(St)$ 와  $F_2(He)$ 의 곱에 비례함을 알 수 있다. 이 식에 식 (21)과 (22)를 대입하면 다음의 식을 얻는다.

$$K_d \sim St^{-2.6} \cdot F_d(St) \cdot Ma^{2.6} \cdot St^{2.6} \cdot G_d(He) \quad (23)$$

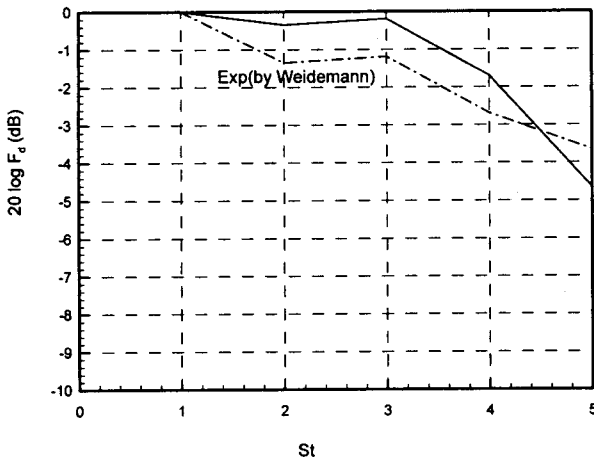


Fig. 10 Calculated and measured  $F$  function  
(Line : Calculated, Dashdot : Experiment by Weidemann)

이제 식 (18)을 고려하면 다음과 같은 결과를 얻는다.

$$K = Ma^\alpha Re^\beta F(St)G(He) \quad (24)$$

여기서 식을 완성하기 위해서는 상수  $k_d$ 를 구해야 한다. 상수를 구하기 위해서 Fig. 7의  $He=1$ ,  $St=3$ 인 값을 대입하자. 이 때 레이놀즈 수와 마하수는 각각  $1.12 \times 10^6$ 와 0.174이고,  $K$ 는 78.8 dB가 된다. Fig. 8과 9에서  $F$ 와  $G$ 함수는 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} F_d(St=3) &= 0.978 \\ G_d(He=1) &= 1.1 \end{aligned} \quad (25)$$

이 값들을 식 (24)에 대입하면  $k_d$ 는  $0.9454/P_o$ 이다. 여기서  $P_o$ 는 표준 대기압이다. 이 상수를 이용하여 상사법칙을 완성시키면 다음과 같은 식이 된다.

$$\begin{aligned} 20 \log \left( \frac{P}{P_{ref}} \right) &= 20 \log(k_d P_o / P_{ref}) + 20 \log(Ma^{2.6} Re^{0.2}) \\ &\quad + 20 \log F_d + 20 \log G_d \\ &= 93.5 \text{ dB} + 20 \log(Ma^{2.6} Re^{0.2}) \\ &\quad + 20 \log F_d + 20 \log G_d \end{aligned} \quad (26)$$

이 식을 이용하여  $He$ 가 1.0,  $St$ 가 4인 음압 (즉, 3000 rpm으로 회전하는 원심팬 소음의 네번째 피크)의 값을 구해보자. 마하수가 0.13, 레이놀즈 수가  $0.837 \times 10^6$ 인 경우의 값을 상사법칙 식 (26)으로 구해보면 70.2 dB 정도가 나오며 이것은 수치적 계산

치인 71.7 dB에 1.5 dB의 오차로 일치함을 볼 수 있다. 결국, 본 계산에서 나온 결과로 완성된 상사법칙은 식 (26)이며, 수치적 계산에 의해서 상사법칙을 검증하였다. 원심팬의 음향학적 상사법칙은 실험적인 경우와 본 계산에 사용된 수치기법에 의한 경우 모두 적용할 수 있다. 실제로 실험에 의한 원심팬 음원의 해석은 많은 환경적인 요인 때문에 많은 어려움이 따른다. 그러나, 본 연구에서 개발한 수치기법으로 계산하면, 비록 음의 반사와 산란 그리고 공명에 해당하는  $G$ 함수를 예측할 수는 없지만 음원의 발생에 대한 함수인  $F_1(St)$ 와  $F$ 함수는 예측할 수 있다. 그러므로 본 방법은 원심팬 소음의 발생을 연구하는 기법으로 사용될 수 있다.

#### 4. 결 론

원심팬 소음을 해석하는 기법을 개발하고, Weidemann이 실험한 형상에 대해서 해석하고 상사법칙을 적용하였다. 원심팬의 소음 계산은 acoustic analogy의 일종인 Lowson의 방정식을 이용하였고, 필요한 유동장 자료를 얻기 위하여 원심팬의 유동장을 해석했다. 유동장은 비정상 유동 해석에 사용되는 이산와류법을 이용하였고, 무차원 시간 40까지 해석하였다. 계산된 음압을 3000 rpm의 회전 주파수에서 실험치와 비교하여 만족할 만한 예측치를 얻었다. 또한 rpm의 변화 -즉 임펠러 끝단 속도의 변화-에 따른 음압의 변화를 알기 위해 rpm을 1200부터 4100까지 변화시켜가면서 임펠러 끝단 속도와 음압의 관계를 계산하였으며, 실험 결과와 마찬가지로 2.8승의 비례관계를 얻을 수 있었다. 또한 수치계산에 의한 결과로  $F$ 와  $G$ 함수를 계산하여서 상사법칙이 수치기법에 의한 결과에도 적용될 수 있음을 확인했다. 본 수치 기법이 음의 발생을 예측할 수 있으나 음의 공명이나 산란 등의 효과는 고려할 수 없으므로  $G$ 함수는 실험치와는 달리 평평한 값을 얻었으나, 음의 발생에 관한 함수인  $F_1(St)$ 와  $F$ 는 실험치와 거의 동일한 값으로 예측할 수 있다. 즉 본 계산기법이 음의 발생에 해당하는 음원을 정확히 예측할 수 있음을 확인했다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Neise, W., 1976, "Noise Reduction in Centrifugal Fans : A Literature Survey," Journal

of Sound and Vibration, Vol. 45, pp. 375~403.

(2) Neise, W., 1982, "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans," J. of Engineering for Industry, Vol. 104, May, pp. 151~161.

(3) Embleton, T. F., 1963, "Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 35, pp. 700~705.

(4) Lyons, L. A., and Platter, S., 1963, "Effect of Cut-Off Configuration on Pure Tones Generated by Small Centrifugal Blowers," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 35, pp. 1455~1456.

(5) Neise, W., and Koopmann, G. H., 1980, "Reduction of Centrifugal Fan Noise by Using Resonators," Journal of Sound and Vibration, Vol. 73, pp. 297~308.

(6) Koopmann, G. H., Fox, D. J., and Neise, W., 1988, "Active Source Cancellation of the Blade Tone Fundamental and Harmonics in Centrifugal Fans," Journal of Sound and Vibration.

(7) 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.

(8) Maling, G. C., 1963, "Dimensional Analysis of Blower Noise," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 35, pp. 1556~1564.

(9) Chanaud, R. C., 1965, "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 37, pp. 969~974.

(10) 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.

(11) Neise, W., and Barsikow, B., 1982, "Acoustic Similarity Laws for Fans," Trans. of the ASME, Vol. 104, pp. 162~168.

(12) Bent, P. H., McLaughlin, D. K., and Thompson, D. E., 1992, "The Influence of Discharge Configuration on the Generation of Broadband Noise in Centrifugal Turbomachinery," DGLR/AIAA 92-02-099, pp. 607~614.

(13) Mongeau, L., Thomson, D. E., and McLaughlin, D. K., 1993, "Sound Generation by Rotating Stall in Centrifugal Turbomachines," Journal of Sound and Vibration, Vol. 163, No. 1, pp. L~30.

(14) Tetu, L. G., Thompson D. E., and McLaughlin, D. K., 1993, "Aeroacoustic Similarity of Centrifugal Turbomachinery of Different Geometries," AIAA 93-4371.

(15) 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, 1997, "진공 청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 1 호, pp. 99~116.

(16) Jeon, W.-H., Lee, D.-J., 1999, "An Analysis of the Flow and Aerodynamic Acoustic Sources of a Centrifugal Impeller," Journal of Sound and Vibration, 22(3), pp. 505~511.

(17) Kiya, M., and Kusaka, A., 1988, "Discrete-Vortex Simulation of Separated Unsteady Flow in a Centrifugal Impeller," Invited Lecture at Soviet Union-Japan Symposium on Computational Fluid Dynamics, September, pp. 1~5.

(18) Morfiadakis, E. E., Voutsinas, S. G., and Papantonis, D. E., 1991, "Unsteady Flow Calculation in a Radial Flow Centrifugal Pump with Spiral Casing," International J. for Numerical Meth. in Fluids, Vol. 12, pp. 895~908.

(19) Lawson, M. V., 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Ser. A. 286, pp. 559~572.