

<논 문>

## 진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석

An Analysis of Flow and Noise Source for Vacuum Cleaner Centrifugal Fan

전완호\* · 유기완\* · 이덕주\*\* · 이승갑\*\*\*

Wan-Ho Jeon Ki-Wahn Ryu Duck-Joo Lee Seung-Kap Lee

(1996년 10월 10일 접수 : 1997년 1월 9일 심사완료)

**Key Words :** Centrifugal Fan(원심팬), BPF(Blade Passage Frequency, 블레이드 통과 주파수), Bound Vortex(구속와), Discrete Vortex Method(이산와류법), Acoustic Source(음원), Acoustic Pressure(음압)

### ABSTRACT

Centrifugal fans are widely used due to their ability to achieve relatively high pressure ratios in a short axial distance compared to axial fans. Because of their widespread use, the noise generated by these machines causes one of serious problems. In general, 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 periodic flow discharged radially from the impeller and the stator blades or the cutoff. But in vacuum cleaner fan the noise is dominated by not only the discrete tones of BPF but also broadband frequencies. In this study we investigate the mechanism of broadband noise and predict for the unsteady flow field and the acoustic pressure field associated with the centrifugal fan. DVM (discrete vortex method) is used to calculate the flow field and the Lawson's method is used to predict the acoustic pressures. From the results we find that the broadband noise of a circular casing centrifugal fan is due to the unsteady force fluctuation around the impeller blades related to the vortex shedding. The unsteady forces associated with the shed vortices at impeller are related to the interactions to the diffuser and the exit.

### 1. 서 론

가전제품 중 가장 시끄러운 진공청소기의 경우 소음을 발생시키는 주 원인인 원심팬(centrifugal fan)이 고속으로 회전하며, 구조가 복잡하고 이로 인한 내부유동이 복잡하기 때문에 소음원을 고려한 소음에 대한 연구가 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다. 특히 소음 해석에 필수적인 유동의 해석이 어렵

기 때문에 수치적인 소음 해석은 음원에 대한 고려가 없이 케이싱의 공명(resonance)이나, 소음전파에 대한 연구만 이루어지고 대부분은 실험에 의존하고 있다. 계산에 의한 예측은 주파수나 시간에 따른 음압분포가 아니라 전체 총 소음데시벨을 결과로만 하는 성능 예측이 주를 이루고 있다<sup>(1)</sup>. 실험에 의한 해석도 실제 개념에 입각한 해석이 아니라, 기존의 모델에 대한 소음을 측정하고 다른 모델의 소음과 비교하여 기초자료를 구축하는 정도의 실험이 행해지고 있다. 그러나 보다 안락한 생활을 추구하는 현재로서는 소음연구에 대한 기초연구가 시급한 실정이다.

원심팬의 소음은 톤소음 (tonal noise)과 광역소음 (broadband noise)으로 크게 나눌 수 있다. 일반

\*한국과학기술원 항공우주공학과 대학원

\*\*정회원, 한국과학기술원 항공우주공학과

\*\*\*삼성전자 생활시스템 연구소 열유체 그룹

적으로 케이싱의 존재에 의한 차단 (cut-off, tongue)이 있는 원심팬은 날개깃통과 주파수 (BPF: blade passage frequency)의 토온소음이 지배적이다. 그러나 진공청소기에 사용되는 원형 케이싱의 원심팬은 차단이 없이 원형 케이싱으로만 싸여 있기 때문에 날개깃 통과 주파수 뿐만 아니라 광역소음도 지배적이다. 이러한 광역소음의 저감을 위해서는 소음원의 발생기구를 이해하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 이러한 원심팬의 소음을 규명하고, 먼 거리의 음압 특성을 예측하는 것을 주 목적으로 한다.

원심팬의 음향장을 수치적으로 모사하는 것은 고차의 Navier-Stocks 방정식을 푸는 전산공력음향학 (CAA, Computational Aero-Acoustics)의 방법과 유동장의 유동 데이터를 이용하여 음향 방정식을 푸는 두 가지 방법이 있다. 그러나, Navier-Stokes 방정식을 이용한 원심팬 해석은 임펠러의 해석수준에 있으므로 케이싱이 있는 원심팬의 비정상유동 해석은 현재의 기술로는 어렵다. 따라서, 본 연구는 유동장을 이산와류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러 깃에서 비정상 압력의 교란에 의한 소음을 예측하는 것을 목적으로 한다. 이것을 위해서 매 시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘을 구해서 저장하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리 (far field) 음향장을 Lowson의 방법으로 예측한다. Lowson의 방법은 무한경계에서 쌍극(dipole)이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.

대부분의 회전체에 대한 소음해석은 주파수 영역에서 이루어지고 있고<sup>(2)</sup>, 그 예로 헬리콥터의 로터나 프로펠러 등과 같이 날개 깃이 스캔 방향으로 일직선이라는 가정이 타당성을 갖는 형상이다. 또한 로터나 프로펠러는 디스크 면에 대해서 수직인 방향으로 추력을 내는 역할을 한다는게 두드러진 특징이다. 그러나 원심팬의 경우엔 날개깃이 어떤 곡률을 갖고 휘어져 있으며 날개 익면에 수직인 방향이 디스크면상에 놓이는 경우라 할 수 있고, 따라서 익면의 하중분포에 의한 작용력의 방향이 디스크면에 수직인 성분은 미미한 영향밖에 없다는 특성을 갖는다. 이러한 형상은 하나의 임펠러를 놓고 볼 때 스캔 방향으로 어떠한 위상차를 갖게 되고 이 위상차는 형상에 의존하므로 주파수 분석에서 접근이 용이하지 않게 된다. 따라서 본 연구에서는 주파수 영역이 아닌 실시간 영역에서 음장해석을 시도하기로 한

다. 음장 해석은 공력 해석을 기초로하여 비정상적인 하중의 변화와 회전에 의한 힘 벡터의 방향 변화를 고려하여 소음원, 즉 공력 계산 시간에 지연시간을 고려하여 원거리에서 음압을 예측하기로 한다. 아울러 주파수 영역으로 계산 결과를 변환하여 날개깃 통과 주파수의 특성을 살펴보기로 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 원심팬의 유동장 해석

원심팬은 유체의 흐름을 유도하는 인듀서(inducer), 유체에 에너지를 전달해주는 임펠러(impeller), 임펠러에서 가속된 유체를 확산시키는 디퓨저(diffuser)와 유체를 모아 주는 케이싱으로 구성되어 있다. 진공청소기에서 사용되는 원심팬은 Fig.1과 같이 원형케이싱 C와 디퓨저 D 그리고 임펠러 깃으로 구성되어 있다. 다른 원심팬과의 차이는 케이싱이 원형으로 되어서 유동이 그림에 수직한 출구를 통하여 임펠러나 케이싱에 수직하게 배출된다는 것이다.

원심팬의 입구흐름은 세기  $Q$ 를 갖는 용출점(point source/sink)으로 모델화하고 임펠러는 일정한 회전 각속도  $\Omega$ 로 회전한다고 가정한다. 임펠러는  $NB$ 개의 깃을 가지며 깃은 얇다고 가정하고 각 깃은  $nc$ 개의 요소로 나눈다. 디퓨저 역시  $ND$ 개의 깃을 가지며 각 깃은  $nc$ 개의 요소로 나눈다. 각 요소의 1/4점에 구속와류(bound vortex)를 분포 시키고, 3/4점에 제어점(control point)를 둔다. 후류는 매 시간마다 Kelvin조건을 만족시키기 위하여 임펠러와 디퓨

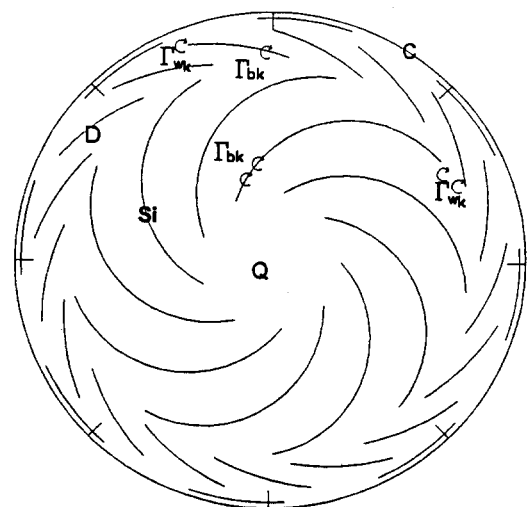


Fig. 1 Geometry of annular casing centrifugal fan

저 깃의 뒷전에서 이산와류로 모델화하여 생성되어 흘러진다. 흘러진 와류 (shedding vortex)는 매 시간마다 유도속도(induced velocity)에 의하여 이동한다. 케이싱은 일정 크기를 가진 용출패널로 모델화하고 제어점은 그 패널의 중앙에 둔다. 본 연구는 유동의 배출은 용출패널(sink)로 모델화 하고, 출구는 일정 영역을 정하여 주어서 그 영역을 통과하면 출구로 나간다고 간주한다. 흐름은 이차원, 비정상, 비점성 흐름으로 가정한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 한 제어점  $\vec{x}_c$ 에서 유도된 속도를 계산하면 다음과 같다.

$$\vec{U}(\vec{x}_c; t)_j = \vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{bv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{wv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j \quad (1)$$

여기서, 각 항은 용출점, 구속와류, 후류와류, 용출패널에 의한 유도속도를 의미한다<sup>(3, 4)</sup>. 여기서 각 항들을 표현하면,

$$\vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j = \frac{Qx_{cj}}{2\pi r_j^2} \hat{i} + \frac{Qy_{cj}}{2\pi r_j^2} \hat{j} \quad (2a)$$

$$\vec{U}_{bv}(\vec{x}_c; t)_j = \sum_{k=1}^{Z \times nc} \left( \frac{\Gamma_{bk}(y_{cj} - y_{bk})}{2\pi r_{jk}^2} \hat{i} - \frac{\Gamma_{bk}(x_{cj} - x_{bk})}{2\pi r_{jk}^2} \hat{j} \right) \quad (2b)$$

$$\vec{U}_{wv}(\vec{x}_c; t)_j = \sum_{k=1}^{Z \times nv} \left( \frac{\Gamma_{wk}(y_{cj} - y_{wk})}{2\pi r_{jk}^2} \hat{i} - \frac{\Gamma_{wk}(x_{cj} - x_{wk})}{2\pi r_{jk}^2} \hat{j} \right) \quad (2c)$$

$$\vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j = \sum_{k=1}^{ns} \sigma_k (I_{1jk} \hat{i} + I_{2jk} \hat{j}) \quad j=1, 2, \dots, nt \quad (2d)$$

여기서,

$$\begin{aligned} I_{1jk} &= (u_{pjk} \hat{i} + v_{pjk} \hat{j}) \cdot \vec{r}_j \\ I_{2jk} &= (u_{pjk} \hat{i} + v_{pjk} \hat{j}) \cdot \vec{n}_j \\ u_{pjk} &= \frac{\sigma_k}{4\pi} \ln \left( \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \\ v_{pjk} &= \frac{\sigma_k}{4\pi} (\theta_2 - \theta_1) \end{aligned} \quad (2f)$$

이다. 식 (1)에서 우변의 각 항들은 용출점 Q에 의한 유도속도, 임펠러와 디퓨저의 구속와류(bound vortex)에 의한 유도속도, 흘러진 후류(wake)에 의한 유도속도 그리고 케이싱을 모사한 용출패널(source panel)에 의한 유도속도를 각각 나타낸다. 여기서,  $\Gamma$ 는 와류의 세기를 나타내며,  $\sigma$ 는 용출패널의 세기를 나타내고,  $ns$ 는 용출패널의 갯수를,  $Z$ 는 임펠러와 디퓨저의 깃의 갯수를 나타낸다. 즉, 임펠러 깃의 수가  $NB$ 개이고 디퓨저가  $ND$ 개이며,

각 깃의 요소수가 같다고 하면  $Z$ 는  $NB$ 와  $ND$ 의 합이 된다. 임펠러와 디퓨저는 구속와류에 의한 유도속도항을 사용하고, 임펠러와 디퓨저에서 흘러지는 후류와류는 후류와류에 의한 유도속도의 식을 이용한다.

구속와류와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점  $\vec{x}_{cj}(j=1, \dots, nc)$ 에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건과 전체 순환강도가 보존되어야 한다는 Kelvin조건에 의해서 구해진다<sup>(3, 4)</sup>. 즉,

$$g(\vec{x}_c; t)_j = \vec{U}(\vec{x}_c; t)_j \cdot \vec{n}(\vec{x}_c)_j = \begin{cases} \Omega (\vec{n}(\vec{x}_c)_j \times \vec{x}_{cj}(t)), & \vec{x}_{cj}(t) \in S_i(t) \\ 0, & \vec{x}_{cj}(t) \in C \end{cases} \quad i=1, \dots, Z \quad (3a)$$

$$[\vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{bv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{wv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j] \cdot \vec{n}(\vec{x}_c)_j - g(\vec{x}_c; t)_j = 0 \quad (3b)$$

$$\frac{D\Gamma_m(t)}{Dt} = 0 \quad (4a)$$

$$\left[ \sum_{k=1}^{nc} \Gamma_{bk}(t) + \sum_{k=1}^{nv} \Gamma_{wk}(t) \right]_m = 0 \quad (4b)$$

위 두 식 (3b)와 (4a)를 동시에 풀어서 구속와류의 세기  $\Gamma_{bk}$ 와 이번에 흘러지는 후류와류의 세기  $\Gamma_{wk}$ 를 구할 수 있다. 이 식들은 이번 시간의 모든 값을 이용하여 다음 시간의 값을 구하는 순차적 시간 적분법에 의하여 매 시간마다 계산된다. 이 방법을 식으로 나타내면 아래와 같다.

$$\vec{U}(\vec{x}_c; k\Delta t) = \vec{U}^{(k)}(\vec{x}_c) \quad (5)$$

여기서  $k$ 는 이번 시간의 값을 나타내는 첨자이고, 이 값을 이용하여 다음 시간( $k+1$ )의 값을 구한다. 위의 식들을 풀어서 매 시간마다 생성되는 후류와류는 그 점에서의 유도속도에 의하여 이동시킨다. 와류의 위치는 2차 Runge-Kutta식을 이용하여 구한다.

## 2.2 원심환의 성능 계산

터보기계의 성능은 유량과 압력(수두 : head)로 나타내고, 터보기계의 수두는 다음과 같이 계산한다<sup>(3, 4)</sup>.

$$H = \frac{TQ}{\rho g Q} \quad (6)$$

여기서,  $g$ 는 중력가속도를 나타내고,  $\rho$ 는 유체의 밀도이다. 임펠러에 대하여 유체가 받는 토크  $T$ 는 다음과 같다.

$$T = \sum_{j=1}^{NB \times nc} \vec{F}_{nj} \times \vec{x}_{cj} \quad (7)$$

여기서,  $\vec{F}_{nj}$ 는  $j$ 번째 요소에 수직한 힘의 성분을 나타내며, 비정상 베르누이 공식에 의하여 다음과 같이 계산된다.

$$\vec{F}_{nj} = \rho(\vec{U}(\vec{x}_c) \cdot \vec{\tau}_j \frac{\Gamma_{bj}}{\Delta S_j} + \frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^j \Gamma_{bk}) \Delta S_j \quad (8)$$

여기서,  $\vec{\tau}_j$ 는  $j$ 번째 요소의 접선벡터를,  $\Delta S_j$ 는  $j$ 번째 요소의 길이를 나타낸다.

### 2.3 원심핵의 소음 해석

초기의 원심핵 음향장에 대한 연구는 상사법칙(similarity law)에 의한 것이 많다. Chanaud<sup>(5)</sup>는 앞쪽 굽음깃 임펠러를 이용한 실험에서 100Hz 이하의 주파수 성분을 제거했을 때 전체소리출력(overall sound power)이  $U^6$ 에 비례한다는 결과를 얻었다. 즉, 원심핵 소음에 일반적인 이극특성(dipole characteristic)을 적용할 수 있다고 결론 내렸다. 그 후에도 Neise<sup>(6,7)</sup>, Mongeau<sup>(8)</sup> 등 많은 사람이 소리출력이 임펠러깃 끝전속도의 몇 승에 비례하는가 하는 자료를 발표했지만 대부분 5승에서 6승 근처에 퍼져 있다. 본 연구에서는 위의 특성을 고려하여 원심핵의 음향장에서 단극(monopole)이나 사극(quadrupole)보다는 이극특성이 우세하다는 가정하에 움직이는 이극에 의한 음향장을 예측하기로 한다.

Lowson에 의하여 유도된 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 알아보기로 한다<sup>(9)</sup>. 우선 기본 식을 살펴보면, 유량 보존법칙의 텐서 형태는,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = Q \quad (9)$$

또, 운동량 보존의 법칙을 쓰면,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} P_{ij} = F_i \quad (10)$$

여기서  $F_i$ 는 유체에 작용하는 외력을 나타낸다. 식 (10)을 다시 쓰면,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + a_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_i}(T_{ij}) + F_i \quad (11)$$

여기서,  $T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij}$ 이다. 위 식 (9)와 (11)에서  $\rho u_i$ 를 제거하면,

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (12)$$

식 (12)의 왼쪽 항은 정지한 매질에서의 음파 전달 방정식이고, 오른쪽 항은 유체에서의 여러 음원들을 나타내고 있다. 오른쪽의 첫 항은 사극 음원에 의한 영향을, 두 번째 항은 이극에 의한 것을 나타내고 마지막 항은 단극에 의한 영향을 나타낸다. 본 연구에서는 이극에 의한 영향이 우세한 특성을 갖는 문제이므로 이극 항만 고려하기로 한다.

식 (12)의 음원항이  $g(y)$ 라고 하면 해는 다음과 같다.

$$\rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \left[ \frac{g}{r} \right] dV(y) \quad (13)$$

위 식에서 사각가로 [ ]는 지연시간(retarded time)에서의 값  $t' = t - r/a_0$ 을 나타내고,  $t$ 와  $r$ 은 각각 관측 시간과 음원에서 관찰점까지의 거리를 나타낸다. 이 식을 이용하여 점 힘이 움직일 때의 음향장을 구하기로 한다. 분포된 힘(distributed force)에 의한 음향장의 영향은 식 (13)에서  $g$ 를 다음과 같이 둬으로써 계산될 수 있다.

$$g = -\partial F_i / \partial y_i \quad (14)$$

그러면 음향장은 다음과 같이 표현이 가능해진다.

$$\rho - \rho_0 = -\frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial F_i}{\partial y_i} \right] dV \quad (15)$$

위 식의 힘 분포를 한 힘에 대한 식으로 바꾸려면 삼차원 Dirac delta 함수  $\delta$ 를 사용하면 된다. 즉,  $F_i$ 를  $F_i \delta$ 로 교체함으로써  $F_i$ 는 오직 시간만의 함수로 생각할 수 있다. Dirac delta 함수  $\delta$ 를 식 (15)에 대입하면 다음과 같다.

$$\rho - \rho_0 = -\frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial(F_i \delta)}{\partial y_i} \right] dV \quad (16)$$

여기서,  $[\delta] = \delta(\vec{y} - \vec{y}_o(t - r/a_0))$ 이며, 기타 위 식의 유도에 사용된 변수는 Fig. 2에 나타내었다. 위 식을 Green의 2차 정리를 사용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\rho - \rho_0 = \left[ \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^2 r^2 (1 - M_r)^2} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (17)$$

여기서  $M_r = (x_i - y_i) M_i / r$ 로 정의된다. 음압은 밀도와 다음과 같은 관계가 있다.

$$P = a_0^2 \rho \quad (18)$$

위의 압력은 시간 영역에서 계산되며, 주파수 특성을 알기 위해서는 푸리에 변환을 시켜 주어야 한

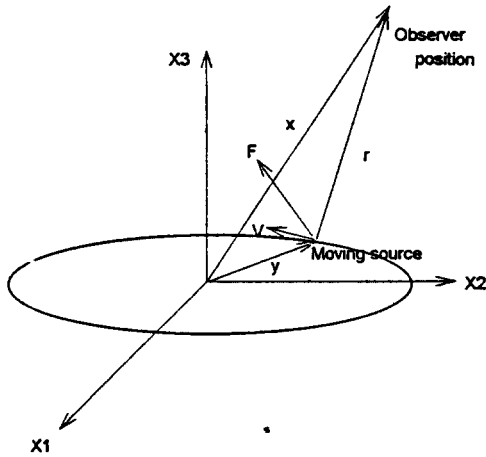


Fig. 2 Variables for acoustic calculations

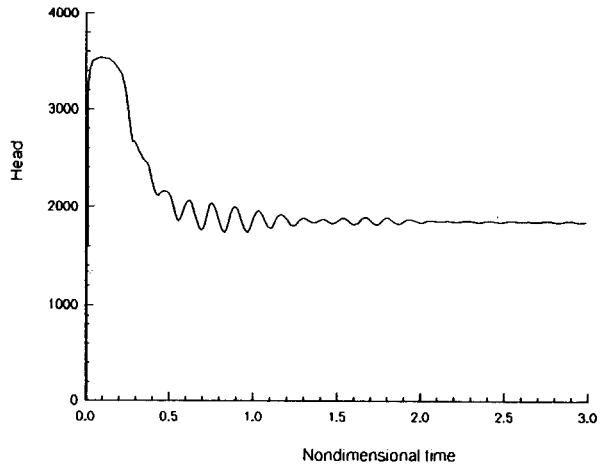


Fig. 3 Time variation of the head for the impeller without cowling

다. 또, 압력은 로그 스케일로 바꾸어야 알기 쉬우므로 아래의 공식에 의하여 데시벨(decibel) 스케일로 바꾸어 준다.

$$SPL = 10 \log \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^2 \quad (19)$$

여기서,  $P_{ref} = 2 \times 10^{-5} (N/m^2)$ 이다.

식 (17)은 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이 다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식 (17)을 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

### 3. 계산결과

#### 3.1 임펠러의 해석

해석에 사용된 임펠러는 진공청소기에 사용되는 원심팬의 임펠러 형상을 들었고 그 제원은 Table 1과 같이 하였다. 작동 조건으로 이 임펠러는 30,000

Table 1 Dimensions of the impeller

Dimensions	Value
Inner diameter (m)	0.039
Outer diameter (m)	0.109
Inlet width (m)	0.0125
Outlet width (m)	0.0046
Inlet angle (deg)	41.5
Outlet angle (deg)	10.0
Blade number	9

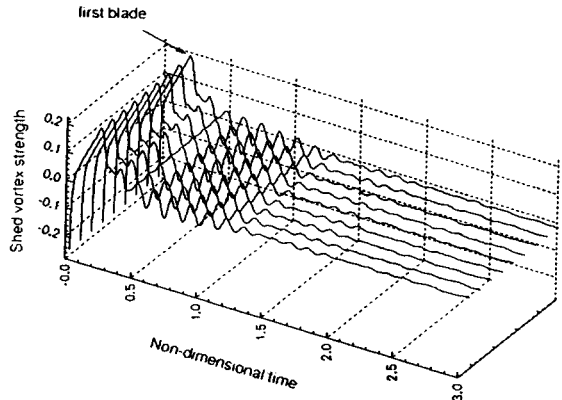


Fig. 4 Time variation of the strength of the wake for the impeller without cowling

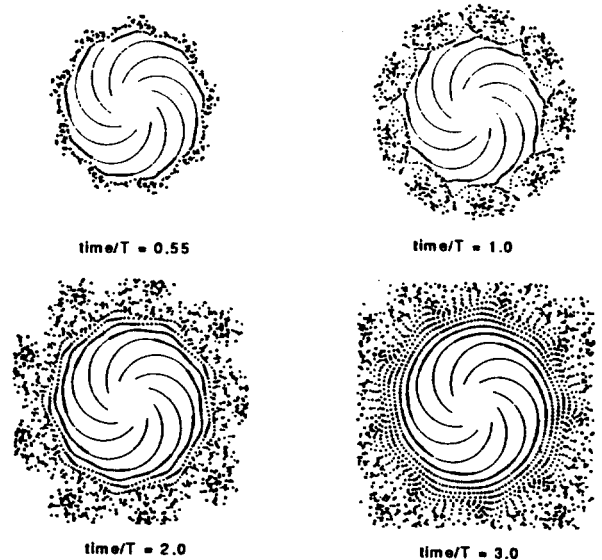


Fig. 5 Spatial distribution of the discrete vortices shed from the trailing edges of the impeller

rpm으로 회전하며, 유량은 1.36~2.526 (m<sup>3</sup>/min)라고 가정함이 값은 실제 사용되고 있는 진공청소기에 준하는 값이다. 유량이 1.748 m<sup>3</sup>/min일 때의 시간에 따른 수두의 변화가 Fig. 3에 있다. 이 때 계산된 평균 수두는 1,870 (m)이고, 압력은 2,247 mmAq이다. 보통 실험에 의해서 측정된 압력보다 계산에 의한 예측치가 약간 높게 나오는 경향이 있는데, 이것은 임펠러 기에서 점성등으로 손실되는 압력으로 예상된다. 그림에서 수두가 천천히 회전한 후의 천이 상태(transient state)를 거쳐서 일정한 값에 수렴함을 알 수 있다. Fig. 4에 있는 흘러지는 후류와류의 세기 변화는 모든 기에서 같은 값이 흘러짐을 알 수 있다. 후류와류 입자의 시간에 따른 분포가 Fig. 5에 있다. 그림에서 삼각형으로 표시된 입자가 시계방향으로 회전하는 입자이다. 임펠러만 있는 경우의 먼 거리에서 계산한 음압의 주파수 성분이 Fig. 6에 있다. 관찰점은 임펠러의 원점에서 1.15(m) 떨어진 위치에 있는 점으로 하였다. 그림에서 피크는 4,500 Hz (500×9=회전각속도×기의 개수)이고, 그 조화 주파수는 거의 나타나지 않는다. 이 피크치는 임펠러의 주기적인 교란만을 나타내고 있다.

3.2 전체 원심팬의 해석

계산한 진공청소기의 원심팬은 임펠러, 디퓨저, 케이싱, 출구까지 모두 포함한 것이다. 후류와류는 임펠러 뿐만 아니라 디퓨저에서도 흘러지고, 임펠러는 매 시간 회전한다. 출구를 통과한 후류입자는 제 거시기고, 계산은 무차원 시간 3까지 수행하였다. 디퓨저의 제원은 Table 2에 보인 것처럼 하기로 한다.

임펠러와 디퓨저에서 흘러지는 후류와류의 세기가

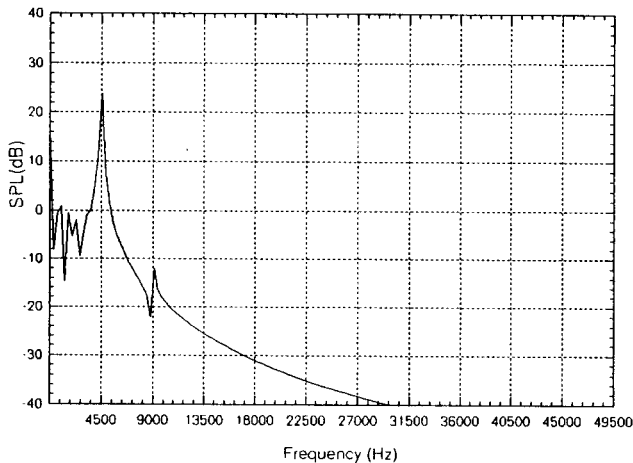


Fig. 6 Far field acoustic pressure spectrum from the impeller without cowling

Fig. 7과 Fig. 8에 있다. 모든 기의 값이 서로 다름을 알 수 있다. 또한, 디퓨저에서 흘러지는 후류와류가 임펠러에서 흘러지는 후류와류의 세기보다 더 큰 교란을 받음을 보이고 있다. 이러한 교란은 기의 비정상 힘의 교란을 가져오고 결국 원형 케이싱의 원심팬에서 광역소음으로 나타난다. 무차원 시간 3 일때의 후류와류입자의 분포가 Fig. 9에 있다. 매 시간 임펠러와 디퓨저 기의 각 요소에 걸리는 힘의 데이

Table 2 Dimensions of the diffuser

Dimensions	Value
Inner diameter (m)	0.12
Outer diameter (m)	0.14
Inlet angle (deg)	15.0
Outlet angle (deg)	15.0
Blade number	17

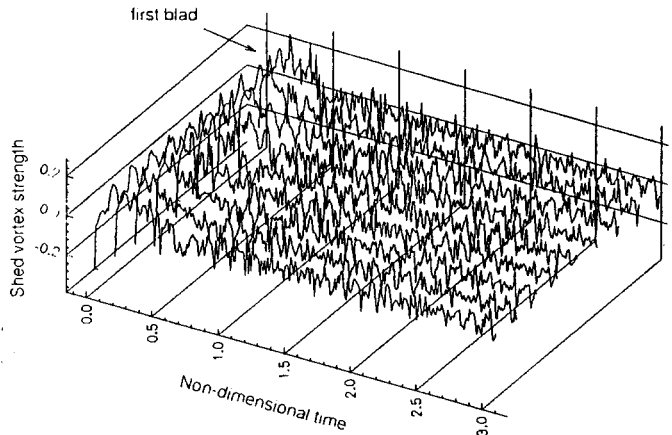


Fig. 7 Time variations of the wake strength shed from each blade of the impeller

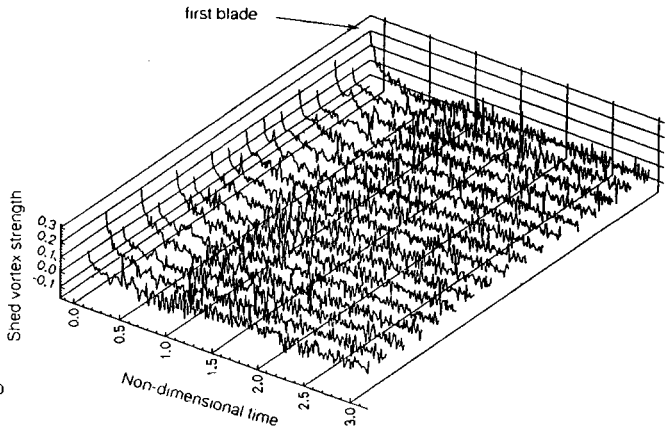


Fig. 8 Time variations of the wake strength shed from each blade of the diffuser

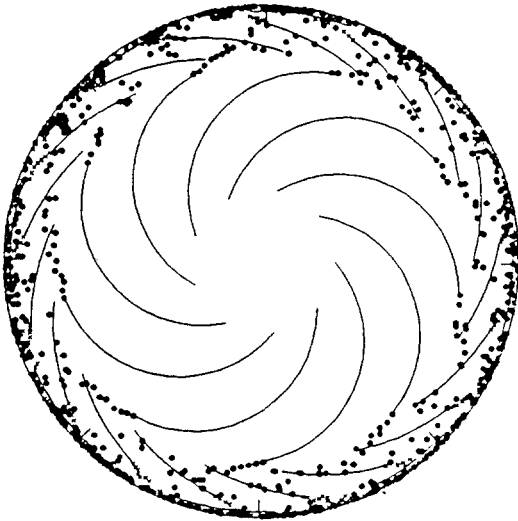


Fig. 9 Distribution of the discrete wake vortices for the centrifugal fan

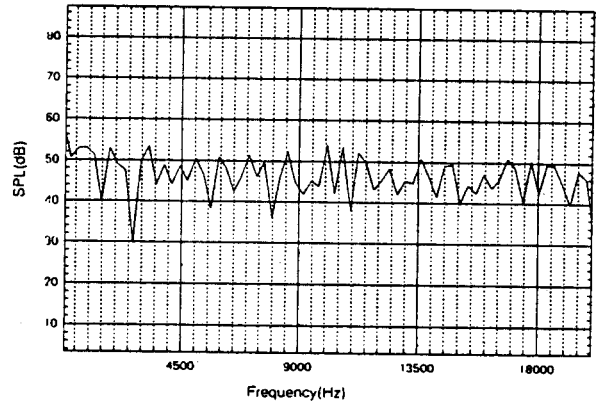


Fig. 11 Acoustic pressure spectrum observed at the far field

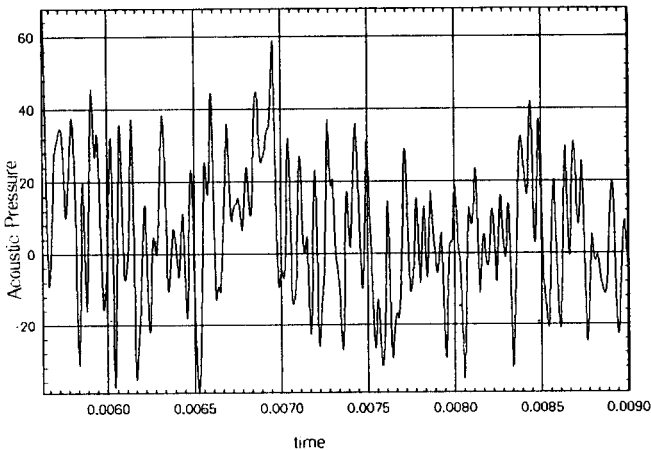


Fig. 10 Acoustic pressure variation observed at the far field

터를 이용해서 Lowson의 식을 이용하여 먼 거리의 음압신호를 예측한 것이 Fig. 10과 Fig. 11이다. 주파수 특성을 보면 거의 모든 주파수에서 큰 값이 존재하는 광역소음의 특성을 보이고 있음을 알 수 있다. 그림에서 BPF와 디퓨저피크가 4,500 Hz와 8,500 Hz 위치에서 발생되어야 하나 주변 소음에 묻혀 보이지 않는다. 이것은 주기적인 교란보다는 비정상적인 교란이 크게 작용하기 때문이다. 이러한 광역소음의 특성은 매 시간 임펠러 깃이 디퓨저나 출구와 상호작용하면서 비정상상태의 교란을 많이 받고 이것이 임펠러 깃의 비정상 힘의 교란을 가져오기 때문이다. 또한, 임펠러의 후류가 디퓨저와 부딪히면서 디퓨저 깃에 비정상 교란을 가져오는 것도 원인이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 고속 회전하는 진공청소기 원심팬의 유동장을 임펠러, 디퓨저, 케이싱을 모두 고려하여 해석하였다. 유동장은 비압축성 비점성 유동이라는 가정하에 이산와류법을 이용하여 비정상 공기력을 계산하였다. 공기가 배출되는 출구는 용출 패널로 간단히 모델화하여 삼차원 출구의 효과를 충분히 고려하였다. 날개깃은 임의의 형태로 곡률을 갖고 구부러져 있다고 보고 예측지점에서의 시간 영역에서 음압분포를 계산하였다. 먼 거리에서 예측된 음압자료는 주파수 영역에서 그 특성을 나타내었고, 그 특성은 날개깃 통과주파수 특성을 잘 나타내고 있음을 검토하였다. 일반적으로 진공청소기 원심팬의 측정자료에서 보이는 광역 소음특성이 본 해석을 통한 예측 결과에서도 나타남을 알 수 있었고, 이는 임펠러에서 흘러지는 후류와류의 교란에 의한 임펠러와 디퓨저 깃의 비정상 힘이 주된 원인임을 알 수 있었다

#### 후 기

본 연구는 삼성전자 생활시스템 연구소의 연구비 지원에 의한 결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Fukano, T., Kodama, Y., and Takamatsu, Y., 1978, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, III: Effects of Rotational Frequency,

- Blade Thickness and Outer Blade Profile," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 56, pp. 261~277.
- (2) Gutin, L., 1948, "On the Sound Field of a Rotating Propeller," NACA TM 1195.
- (3) Kiya, M., and Kusaka, A., 1988, "Discrete Vortex Simulation of Separated Unsteady Flow in a Centrifugal Impeller," *Soviet Union-Japan Symposium on Computational Fluid Dynamics*, September, pp. 1~7.
- (4) 전완호, 이덕주, 1994, "이산와류법을 이용한 비정상상태 원심형 터보기계 해석", *대한기계학회 춘계학술대회논문집(Ⅱ)*, pp. 393~397
- (5) Chanaud, R. C., 1965, "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," *Journal of the Aeroacoustical Society of America*, Vol. 37, pp. 969~974.
- (6) 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.
- (7) Neise, W. and Barsikow, B., 1982, "Acoustic Similarity Laws for Fans," *Trans. of the ASME*, Vol. 104, May, pp. 162~168.
- (8) 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. 1~30.
- (9) Lowson, M. V., 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 286, pp. 559~572.