

## 진공청소기 원심팬의 유동과 소음 해석

°전 완호°, 이 덕주\*\*, 유 기완\*\*\*

(An Analysis of Flow and Noise for Vacuum Cleaner Centrifugal Fan)

(Wan-Ho Jeon, Duck-Joo Lee, Ki-Wahn Ryu)

### 1. 서론

가전제품 중 가장 시끄러운 진공청소기의 경우 소음을 발생시키는 주 원인인 원심팬(centrifugal fan)이 구조가 복잡하고, 고속으로 회전하며, 내부유동이 복잡하기 때문에 소음에 대한 연구가 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다. 특히 소음 해석에 필수적인 유동의 해석이 어렵기 때문에 수치적인 해석은 거의 이루어지지 않고, 실험에 의한 해석이 주류를 이루고 있다. 실험에 의한 해석도 실제 개념에 입각한 해석이 아니라, 기존의 모델에 대한 소음을 측정하고 다른 모델의 소음과 비교하여 기초 자료를 구축하는 정도의 실험이 행하여지고 있다. 그러나 소비자의 안목과 선택의 조건은 날로 증가하고 있어 소음 해석에 대한 기초 연구가 시급한 실정이다.

원심팬의 소음은 톤소음(tonal noise)과 광역소음(broadband noise)으로 크게 나눌 수 있다. 일반적인 케이싱을 가진 원심팬은 BPF(blade Passage Frequency)라는 톤소음이 지배적이다. 그러나 진공청소기에 사용되는 원형케이싱의 원심팬은 광역소음이 지배적이다. 이러한 광역소음의 저감을 위해서는 소음의 발생기구를 이해하는 것이 중요하다. 본 논문은 이러한 원심팬의 소음원을 규명하고, 먼 거리의 음압 특성을 예측하는 것을 목적으로 한다.

원심팬의 음향장을 수치적으로 모사하는 것은 고차의 Navier-Stocks 방정식을 푸는 CAA (Computational AeroAcoustics)의 방법과 유동장의 기본 data를 이용하여 음향 방정식을 푸는 두 가지 방법이 있다. 본 연구는 유동장을 이산화법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러의 이극에 의한 소음을 예측하는 것을 목적으로 한다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘

- 한국과학기술원 항공우주공학과
- \*\* 한국과학기술원 항공우주공학과 교수
- \*\*\* 한국과학기술원 항공우주공학과

을 구해서 저장하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson이 유도한 수식에 의하여 예측한다. Lowson의 방법은 무한경계에서 이극이 움직이는 경우의 음향장이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.

### 2. 본론

#### 2-1. 원심팬의 유동장 해석

원심팬은 유체의 흐름을 유도하는 인듀서(inducer), 유체에 에너지를 전달해주는 임펠러, 임펠러에서 가속된 유체를 확산시키는 디퓨저(diffuser)와 유체를 모아 주는 케이싱으로 구성되어 있다. 진공청소기에서 사용되는 원심팬은 그림 1에서 처럼 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.

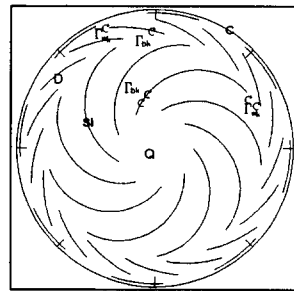


그림 1. 진공청소기 원심팬의 형상과 그 모델

원심팬의 입구흐름은 세기  $Q$ 를 갖는 용출점(point source)으로 모델화하고 임펠러는 일정한 회전각속도  $\Omega$ 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 본포 시키고, 3/4점에 제어점(control point)를 둔다. 후류는 매 시간마다 Kelvin조건을 만족 시키기 위하여 임펠러와 디퓨저 간의 뒷전에서 이산 와류로 모델화하여 생성되어 흘러진다. 흘러진 와류는 매 시간마다 유도속도(induced velocity)에 의하여 이동한다. 케이싱은 일정 크기를 가진 용출패널로 모델화하고 제어점은 중앙에 둔다. 본 연구는 유동의 배출은 sink패널로 모델화 하고, 출구는 일정 영역을 정하여 주어서 그 영역을 통과하면 출구로 나갔다고 간주하였다.

흐름은 이차원, 비정상, 비점성 흐름으로 가정한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 한 제어점  $\bar{x}_j$ 에서 유도된 속도를 계산하면 다음과 같다.

$$\vec{U}(\bar{x}_j; t) = \vec{U}_o(\bar{x}_j; t) + \vec{U}_m(\bar{x}_j; t) + \vec{U}_w(\bar{x}_j; t) + \vec{U}_p(\bar{x}_j; t) \quad (1)$$

여기서, 각 항은 용출점, 구속와류, 후류와류, 용출패널에 의한 유도속도를 의미한다.[1,2]

구속와류와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점  $\bar{x}_j$  ( $j=1, \dots, nc$ )에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건과 total circulation이 보존되어야 한다는 Kelvin조건에 의해서 구해진다.[1,2]

이 식들은 이번 시간의 모든 값을 이용하여 다음 시간의 값을 구하는 time-marching 방법에 의하여 매 시간마다 계산된다. 또한 매 시간마다 생성되는 후류와류는 그 점에서의 유도속도에 의하여 이동한다. 와류의 위치는 2nd order Runge-Kutta식을 이용하여 구한다.

## 2-2. 성능계산

터보기계의 성능은 유량과 압력(수두 : head)로 나타내고, 터보기계의 수두는 다음과 같이 계산한다.[1,2]

$$H = \frac{T\Omega}{\rho g Q} \quad (2)$$

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

$$T = \sum_{j=1}^{NB \times nc} \vec{F}_N \times \bar{x}_j \quad (3)$$

여기서  $\vec{F}_N$ 는 j번째 요소에 수직인 힘의 성분을 나타내고, 비정상 베르누이 공식에 의하여 계산한다.

## 2-3. 원심팬의 소음 해석

초기의 원심팬 음향장에 대한 연구는 상사법칙(similarity law)에 의한 것이 많다. Chanaud는 앞쪽급 음깃 임펠러를 이용한 실험에서 100Hz 이하의 주파수 성분을 제거했을 때 전체소리출력(overall sound power)이  $U^6$ 에 비례한다는 결과를 얻었다.[3] 즉, 원심팬 소음에 일반적인 이극특성(dipole characteristic)을 적용할 수 있다고 결론 내렸다. 그 후에도 Neise[4,5], Mongeau[6] 등 많은 사람이 소리출력이 임펠러깃 끝전속도의 몇 승에 비례하는가 하는 자료를 발표했지만 대부분 5승에서 6승 근처에 퍼져 있다. 본 논문에서는 원심팬의 음향장에서 단극(monopole)이나 사극(quadrupole)보다는 이극특성이 우세하다는 가정하에 움직이는 이극에 의한 음향장을 예측한다.

1965년에 Lowson이 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 유도하였다.[7] 우선 기본공식을 살펴보면 다음과 같다.

유량보존의 법칙을 텐서로 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = Q \quad (4)$$

또, 운동량 보존의 법칙을 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} P_{ij} = F_i \quad (5)$$

여기서  $F$ 는 유체에 작용하는 외력을 나타낸다.

공식 (5)를 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + a_o^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_i} (T_{ij}) + F_i \quad (6)$$

where  $T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_o^2 \rho \delta_{ij}$

위 공식 (4)와 (6)에서  $\rho v_i$ 를 제거하면

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_o^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (7)$$

식 (7)의 왼쪽 항은 정지한 매질에서의 음파전달 방정식이고, 오른쪽 항은 유체에서의 여러 음원들을 나타내고 있다. 오른쪽의 첫 항은 사극음원에 의한 영향을, 두 번째 항은 이극에 의한 것을 나타내고 마지막 항은 단극에 의한 영향을 나타낸다. 본 연구에서는 이극에 의한 영향이 우세하다고 가정하였으므로 이극만 고려한다.

식 (7)의 음원항이  $g(y)$  라면 해는 다음과 같다.

$$\rho - \rho_o = \frac{1}{4\pi a_o^2} \int_V \left[ \frac{g}{r} \right] dv(\bar{y}) \quad (8)$$

위 식에서 사자가로[]는 지연시간(retarded time)에서의 값  $t' = t - r/a_0$  을 나타내고, t 와 r은 각각 관측 시간과 음원에서 관찰점까지의 거리를 나타낸다.

이 식을 이용하여 점 힘이 움직일 때의 음향장을 구하면 다음과 같다.

분포된 힘(distributed force)에 의한 음향장의 영향은 식 (8)에서 g 를 다음과 같이 뚫으로써 계산될 수 있다.

$$g = -\partial F_i / \partial y_i \quad (9)$$

그러면 음향장은 다음과 같이 표현된다.

$$\rho - \rho_0 = -\frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial F_i}{\partial y_i} \right] dv \quad (10)$$

위식의 힘 분포를 한 힘에 대한 식으로 바꾸려면 삼차원 Dirac delta function  $\delta$  을 사용하면 된다. 즉, F 를  $F\delta$  로 교체함으로써 F 는 오직 시간만의 함수로 생각할 수 있다. Dirac delta function 을 식 (10)에 대입하면 다음과 같다.

$$\rho - \rho_0 = -\frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial F_i \delta}{\partial y_i} \right] dv \quad (11)$$

where,  $\delta = \delta(x - \bar{x}_0)$   
 $F$ : function of time only

위 식의 유도에 사용된 변수는 그림 2에 있다.

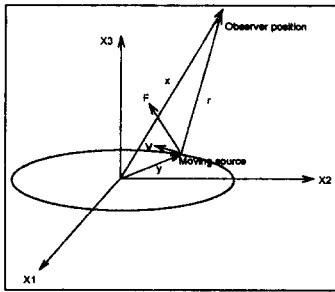


그림 2. 음향장 계산에 사용되는 변수

위식을 Green의 2차 정리를 사용하여 정리하면 다음과 같다.

$$\rho - \rho_0 = \left[ \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} \left( 1 + \frac{M_r}{1 - M_r} \right) + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \left( 1 + \frac{M_r}{1 - M_r} \right) \right\} \right] \quad (12)$$

여기서  $M_r$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$M_r = \frac{(x_i - y_i)}{r} M_i \quad (13)$$

위의 밀도는 압력과 다음과 같은 관계가 있다.

$$P = a_0^2 \rho \quad (14)$$

위의 압력은 시간 영역에서 계산되며, 주파수 특성을 알기 위해서는 푸리에 변환을 시켜 주어야 한다. 또, 압력은 로그 스케일로 바꾸어야 알기 쉬우므로 아래의 공식에 의하여 데시벨(decibel) 스케일로 바꾸어 준다.

$$SPL = 10 \text{Log} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^2 \quad (15)$$

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

식 (12)는 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식 (12)를 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

### 3. 계산결과

#### 3.1 임펠러의 해석

해석에 사용된 임펠러는 삼성전자의 진공청소기에 사용되는 원심팬의 임펠러로 재원은 표. 1에 있다.

표 1. 임펠러의 재원

	재원
임펠러 내경 (m)	0.039
임펠러 외경 (m)	0.109
임펠러 입구 폭 (m)	0.0125
임펠러 출구 폭 (m)	0.0046
임펠러 입구각 (deg)	41.5
임펠러 출구각 (deg)	10.0
임펠러 깃의 수	9

이 임펠러는 30000 rpm으로 회전하며, 유량은 1.36 ~ 2.526(m<sup>3</sup>/min)이다. 유량이 1.748 m<sup>3</sup>/min일 때의 시간에 따른 수두의 변화가 그림 3에 있다. 이 때 계산된 평균수두는 1870(m) 이고, 압력은 2247 mmAq이다. 실험에 의해서 측정된 압력은 1556 mmAq로 계

산치가 약 700 mmAq 높게나온다. 이것은 임펠러 깃에서 점성 등으로 손실되는 압력으로 예상된다. 그림에서 slowly start 한 후의 천이상태(transient state)를 거쳐서 일정한 값에 수렴함을 알 수 있다. 그림 4에 있는 흘러지는 후류와류의 세기 변화는 모든 깃에서 같은 값이 흘러짐을 알 수 있다. 후류와류 입자의 시간에 따른 분포가 그림 5에 있다. 그림에서 삼각형으로 표시된 입자가 시계방향으로 회전하는 입자이다. 임펠러만 있는 경우의 먼 거리에서 계산한 음압의 주파수 성분이 그림 6에 있다. 관찰점은 임펠러의 원점에서 1.15(m) 떨어진 위치에 있는 점으로 하였다. 그림에서 피크는 4500Hz(500x9)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 임펠러뿐만 아니라 디퓨저에서도 흘러지고, 임펠러는 매 시간 회전한다. 출구를 통과한 후류입자는 제거시키고, 계산은 무차원 시간 3까지 수행하였다. 디퓨저의 제원은 표 2에 있다.

표 2. 디퓨저의 제원

	제원
임펠러 내경 (m)	0.12
임펠러 외경 (m)	0.14
임펠러 입구각 (deg)	15.0
임펠러 출구각 (deg)	15.0
임펠러 깃의 수	17

임펠러와 디퓨저에서 흘러지는 후류와류의 세기가 그림 7과 8에 있다. 모든 깃의 값이 모두 다름을 알 수 있다. 또한, 디퓨저에서 흘러지는 후류와류가 임펠러에서 흘러지는 후류와류의 세기보다 더 큰 교란을 받음을 보이고 있다. 이러한 교란은 깃의 비정상 힘의 교란을 가져오고 결국 원형 케이싱의 원심팬에서 광역소음으로 나타난다. 무차원 시간 3 일대의 후류와류입자의 분포가 그림 9에 있다. 매 시간 임펠러와 디퓨저 깃의 각 요소에 걸리는 힘의 data를 이용해서 Lowson의 공식을 이용하여 먼 거리의 음압신호를 예측한 것이 그림 10과 11이다. 주파수 특성을 보면 거의 모든 주파수에서 큰 값이 존재

하는 광역소음의 특성을 보이고 있음을 알 수 있다. 이것은 그림 12의 실험치와도 근접한다. 실험치는 BPF와 디퓨저에 의한 피크도 보이나 계산에 의한 예측치는 두 피크가 4500Hz와 8500Hz로 주변 소음에 묻혀서 거의 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. 결론

본 연구에서는 30000 rpm으로 회전하는 진공청소기 원심팬의 유동장을 임펠러, 디퓨저, 케이싱을 모두 고려하여 해석하였다. 또한 삼차원으로 배출되는 출구를 간단한 sink 패널로 모델하여 출구의 효과를 충분히 고려하였다. 해석된 유동장 자료를 이용하여 먼 거리에서의 음압을 예측하였다. 예측된 음압자료는 FFT를 이용하여 측정된 값과 주파수 영역에서 비교하였다. 또한 진공청소기 원심팬의 측정자료에서 보이는 광역소음특성이 임펠러에서 흘러지는 후류와류의 교란에 의한 임펠러와 디퓨저 깃의 비정상 힘이 주된 원인임을 밝혔다.

## 후기

본 연구는 1994년도 삼성전자 생활 SYSTEM 연구소의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

### Reference

1. M. Kiya and A.Kusaka, "Discrete Vortex Simulation of Separated Unsteady Flow in a Centrifugal Impeller," Soviet Union - Japan Symposium on Computational Fluid Dynamics, September 1988, pp1-7.
2. 전완호, 이덕주, "이산와류법을 이용한 비정상상태 원심형 터보기계 해석", 대한기계학회 94년도 춘계 학술대회논문집(II), pp.393-397
3. R. C. Chanaud, "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 37, 1965, pp.969-974.

4. W. Neise, "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," Journal of Sound and Vibration, Vol. 43, No. 1, 1975, pp.61-75.

5. W. Neise and B. Barsikow, "Acoustic Similarity Laws for Fans," Trans. of the ASME, Vol. 104, May 1982, pp.162-168.

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

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

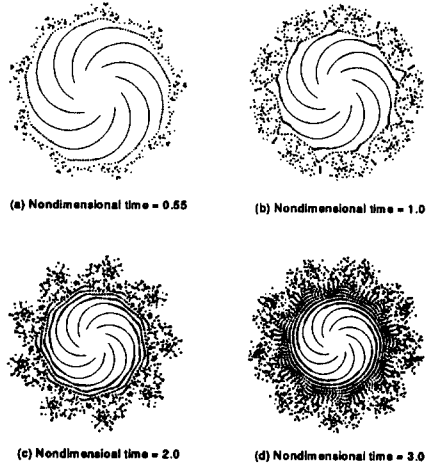


그림 5. 흘러진 후류와류입자의 시간에 따른 분포

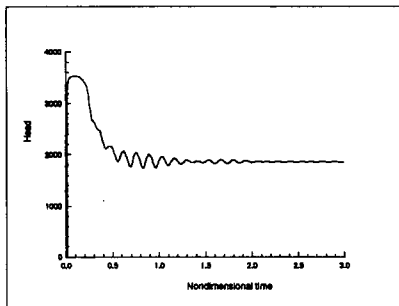


그림 3. 임펠러만 계산할 때 시간에 따른 수두 변화

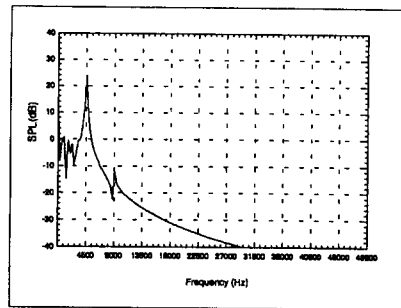


그림 6. 임펠러만 있는 경우 계산한 먼 거리 음압의 주파수 성분

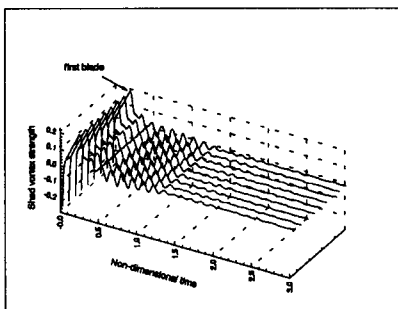


그림 4. 임펠러만 계산할 때 시간에 따른 후류와류의 세기 변화

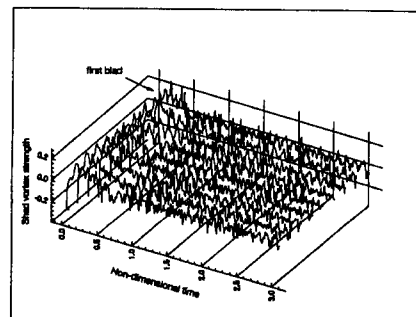


그림 7. 전체 원심팬을 해석할 때 임펠러 기에서 흘러지는 후류와류의 세기 변화

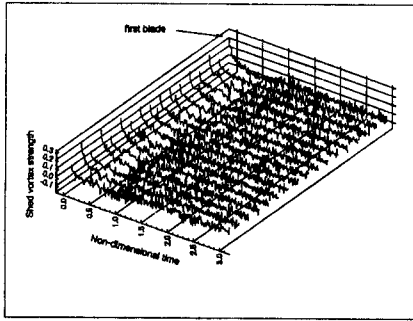


그림 8. 전체 원심팬을 해석할 때 디퓨저지에서 흘러진 후류와류세기의 시간에 따른 변화

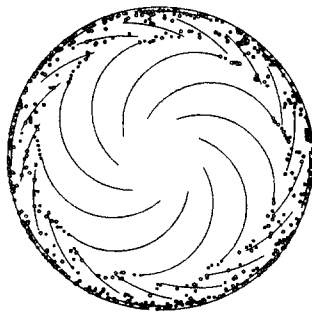


그림 9. 원심팬의 후류와류입자 분포

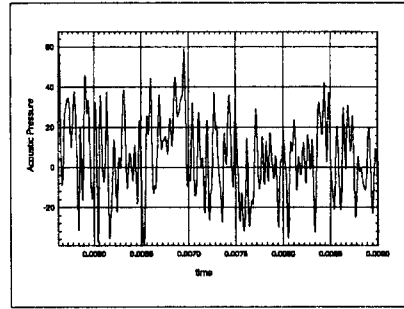


그림 10. 먼 거리에서 예측한 음압신호

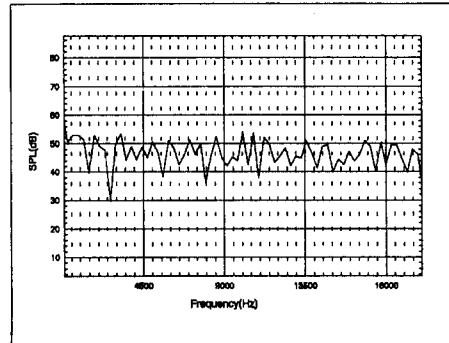


그림 11. 먼 거리에서 예측한 음압의 주파수 성분

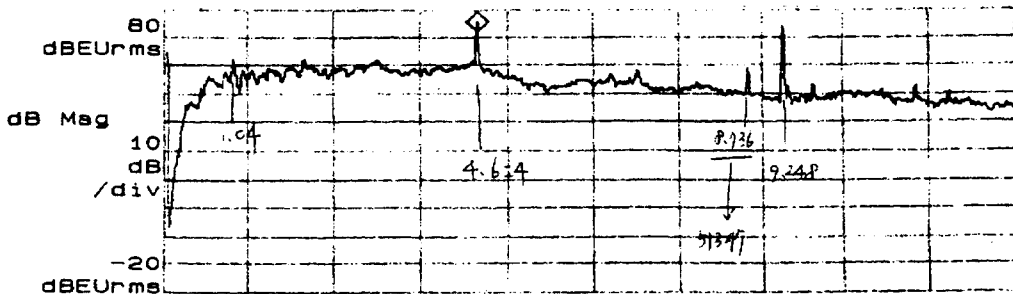


그림 12. 진공청소기 원심팬의 음압 (실험치)