

청소기용 터보팬의 공력소음 발생에 관한 수치적 연구

전완호* — 김창준** — 류호선***

A Numerical Study on the Generation of Aeroacoustic Sound from Centrifugal Fans

Wan-Ho Jeon*, Chang-Joon Kim**, Ho-Seon Rew***

Key Words : Centrifugal Fan(원심팬), Fan Noise(팬 소음), Unsteady flow field(비정상 유동장), Acoustic analogy(음향 유추), Vacuum cleaner(청소기)

ABSTRACT

A new method to calculate the aeroacoustic pressure of a centrifugal fan was developed. The fan consists of an impeller, diffuser and circular casing. Due to the high rotating velocity and the small gap between the impeller and diffuser, the centrifugal fan makes very high noise level at BPF and its harmonic frequencies. The aeroacoustic pressure is calculated acoustic analogy. In this paper, only dipole term is considered in the equation. The acoustics generated by moving impeller and stationary diffuser is calculated separately. The unsteady flow field data is calculated by the vortex method. The predicted acoustic pressure agrees very well to the measured data. The difference of the two is smaller than 3dBA.

1. 서 론

청소기에 사용되는 원심팬은 임펠러와 디퓨저 그리고 원형의 케이싱을 가지고 있다. 이런 원심팬은 점점 크기가 작아지고 있으며 그로 인해서 회전속도가 점차 증가하고, 최근 35000rpm 이상에서 작동하는 경우도 많이 발생하고 있다. 빠른 회전속도 때문에 청소기에 사용되는 원심팬은 소음이라는 큰 문제를 발생시키고 있으며, 현재 청소기의 저소음화가 가장 큰 문제가 되고 있다. 원심팬의 대부분의 소음은 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 토온소음과 입구 유동의 불안정과 임펠러 깃에서의 박리 그리고 난류 등에 의한 광역소

음이다. 성능의 향상을 위해서 임펠러와 디퓨저 간극이 점차 작아지는 최근의 경향은 토온소음을 더욱 증가시키는 원인이 되고 있다.

청소기 소음에 대한 대부분의 연구는 소음원을 규명하는 부분⁽¹⁾⁽²⁾과 저소음화에 대한 부분⁽³⁾으로 나눌 수 있다. 그러나, 대부분의 저소음화에 대한 연구는 설계자에게 단편적인 지식은 줄 수 있지만 설계단계에서 사용할 수 있는 도구가 되지 않는다 그래서 설계 단계에서 사용할 수 있는 공력소음을 해석할 수치적 방법을 정립하는 일은 청소기와 관련된 설계나 연구를 하는데 필수적이라 할 수 있다.

임펠러와 볼류트가 있는 일반적인 원심팬의 경우는 이미 소음예측 방법이 정립되어 있고, 소음 예측이 수행되었다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 그러나, 디퓨저가 있고 케이싱이 원형인 경우는 비정상 유동해석이 복잡하기 때문에 아직 해석이 수행되지 않고 있다. 본 논문은 청소기용 원심팬의 공력소음-특히 토온소음을 해석하는 방법을 정립하고, 모델 제품에 대해서 실험한 결과와 해석 결과를 비교한다. 임펠

* 정회원, LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

E-mail : whjeon@lge.com

Tel : (02) 818-7993, Fax : (02) 867-9629

** LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

*** 정회원, LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

러와 디퓨저 그리고 원형 케이싱이 있는 팬의 소음을 예측하기 위해서 기본적으로 디퓨저가 없고 볼류트가 있는 터보팬의 소음을 예측하는 방법을 적용한다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 이 방법은 유동장을 비정상 유동 계산에 많이 사용되는 이산와류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러 깃에서의 비정상 압력 교란에 의한 소음을 예측하는 방법이다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃과 디퓨저 깃에서의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson의 방법으로 예측한다.⁽⁶⁾ Lowson의 방법은 무한경계에서 이극이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 계산된 음압을 실험치와 비교하여 만족할 만한 결과를 얻었다.

1.1 청소기용 원심팬의 소음 특성

청소기용 원심팬은 30,000rpm 이상의 고속으로 회전하기 때문에 대부분의 소음은 유동에 의한 공력소음이다. 이러한 소음을 수치적으로 예측하기 위해서는 비정상 유동장에 대한 정보가 필요하며 이런 정보는 비정상 수치해석을 통해서 얻을 수 있다.

사용된 원심팬은 임펠러 깃이 9개이며, 출구 직경이 0.109m이다. 이 임펠러와 디퓨저, 가이드 베인의 자세한 형상이 그림 1에 있다. 디퓨저 깃의 개수는 16개이다. 임펠러와 디퓨저가 결합되어서 원심팬이 되고 이것이 모터와 결합된 단품형태가 그림 2에 있다. 이 단품형태로 작동되어 소음이 측정된다.

이 임펠러가 26760rpm으로 회전할 경우 측정된 소음 신호가 그림 3에 있다. 측정은 그림 2와 같

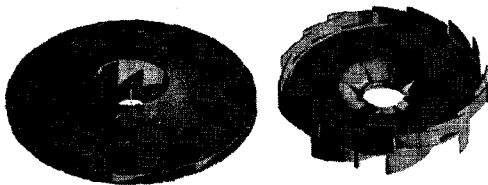


Fig. 1 The designed shapes of impeller and diffuser.

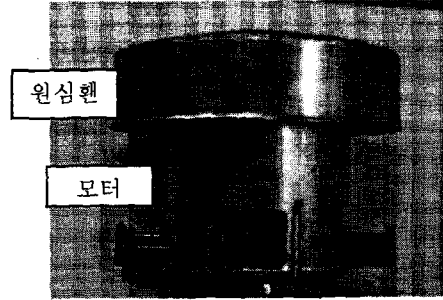


Fig. 2 Overview of the centrifugal fan used in vacuum cleaner..

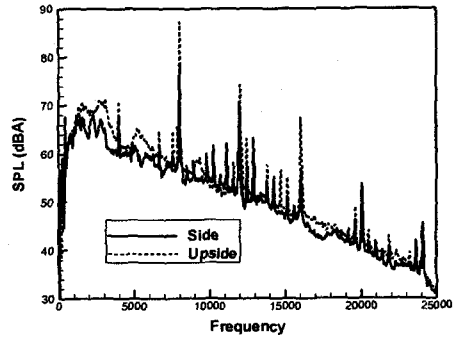


Fig. 3 Measured acoustic spectrum.

은 상태에서 측면과 위쪽으로 1m 떨어진 지점에서 측정된 것이다. 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 피크들이 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한 BPF 보다는 그 조화주파수의 피크들이 더 큰 값을 가짐을 확인할 수 있다.

1.2 시로코 팬의 유동장 해석

본 논문의 유동장 해석에 사용된 방법은 이산와류법으로 비정상 상태의 유동장을 해석하는데 많이 사용되는 방법이고, 원심팬의 경우 유동장 해석에 계속 사용되고 있는 방법이다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾

원심팬의 임펠러 직경은 0.109(m), 내경은 0.035(m)이고 입구각과 출구각은 17°와 25°이다. 임펠러와 디퓨저 사이의 간격은 0.0015(m)이다. 흐름은 이차원 비정상 비점성 흐름으로 가정한다. 임펠러의 각 깃은 이산와류법으로 모사하고, 임펠러는 일정한 회전 각속도로 회전하며, 매시간 임펠러의 깃 끝전에서 후류와류가 흘러져서 이동한다. 디퓨저 역시 이산와류로 모사하고 매시간 디퓨저 깃 끝전에서 후류와류가 흘러져서 이동한다. 원형 케이싱은 용출패널(source panel)로 모사한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 한 제어점에서 유도된 속도를 계산하면 다음과 같다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾

$$\begin{aligned} \bar{U}(\bar{x}_c; t)_j = & \bar{U}_Q(\bar{x}_c; t)_j + \bar{U}_{bv}(\bar{x}_c; t)_j \\ & + \bar{U}_{wv}(\bar{x}_c; t)_j + \bar{U}_{sp}(\bar{x}_c; t)_j \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 하첨자 Q, bv, wv, sp 는 각각 용출점, 구속와류, 후류와류 그리고 용출패널을 나타낸 것이다. 즉, 우변의 첫 항부터 용출점에 의한 유도속도, 임펠러의 구속와류에 의한 유도속도, 흘러진 후류에 의한 유도속도 그리고 케이싱을 모사한 용출패널에 의한 유도속도를 나타낸다.

구속와류와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점 $\bar{x}_{cj} (j=1, \dots, nc)$ 에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건과 총 순환(total circulation)이 보존되어야 한다는 Kelvin조건에 의해서 구해진다. ⁽⁴⁾⁽⁵⁾

$$\begin{aligned} g(\bar{x}_c; t)_j = & \bar{U}(\bar{x}_c; t)_j \cdot \bar{n}(\bar{x}_c)_j \\ = & \begin{cases} \Omega(\bar{n}(\bar{x}_c)_j \times \bar{x}_{cj}(t)) \cdot \bar{x}_{cj}(t) \in S_i(t) & i=1, \dots, Z \\ 0, & \bar{x}_{cj}(t) \in C \text{ and } D \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\left[\bar{U}_Q(\bar{x}_c; t)_j + \bar{U}_{bv}(\bar{x}_c; t)_j + \bar{U}_{wv}(\bar{x}_c; t)_j + \bar{U}_{sp}(\bar{x}_c; t)_j \right] \bar{n}(\bar{x}_c)_j (3) - g(\bar{x}_c; t)_j = 0$$

여기서 C 는 케이싱을 D 는 디퓨저 깃을 나타내며, S_i 는 임펠러 깃을 나타낸다.

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. ⁽⁴⁾⁽⁵⁾

유체기계는 유체에 에너지를 공급해 주는 기계이다. 그러므로, 유체기계가 유체에 해준 일을 예측하는 것은 무척 중요하며 수두로 표시된다. 유체기계의 이론적 수두(theoretical head : H_{th})는 다음과 같이 계산한다.

$$H_{th} = \frac{T\Omega}{\rho g Q} \quad (4)$$

여기서 g 는 중력 가속도이고 ρ 는 유체의 밀도이다. 임펠러에 의해서 유체가 받는 토크는 다음과 같다.

$$T = \sum_{j=1}^{NBnc} (F_{nj}(\bar{x}_{cj} \cdot \bar{r}_j)) \quad (5)$$

F_{nj} 는 그 패널에 수직인 힘의 성분을 나타내고, 비정상 베르누이 공식(unsteady Bernoulli's

equation)으로 계산한다.

$$F_{nj} = \rho \left\{ \bar{u}(\bar{x}_c) \cdot \bar{r} \frac{\Gamma_{bj}}{\Delta s_j} + \frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^j \Gamma_{bk} \right\} \Delta s_j \quad (6)$$

여기서, \bar{r}_j 는 j 번째 요소의 접선벡터를 나타내고, Δs_j 는 j 번째 요소의 길이를 나타낸다.

1.3 청소기용 원심팬의 음향장 해석

본 논문에서 계산하는 음향장은 임펠러가 회전하면서 디퓨저와 상호작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. 특히 사용된 형상과 같이 임펠러와 디퓨저가 가까이 있는 경우는 토음 소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 예측이 가능하다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극 소음이 우세하다는 가정하에 Lowson의 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다. ⁽⁶⁾

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

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다. 여기서 a_o 는 음속(speed of sound)을 나타내고, F_i 는 힘이 r 은 관찰자와 음원 간의 거리를 나타낸다. 또, x 는 관찰자의 위치를 y 는 음원의 위치를 나타낸다. ⁽⁶⁾

위의 밀도는 압력과 다음과 같은 관계가 있다.

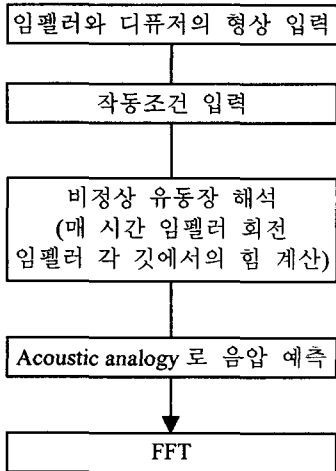
$$P = a_o^2 \rho \quad (8)$$

식 (7)은 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이자다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식(7)을 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

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

$$f_{imp} = a_o / D, \quad f_w = a_o / C \quad (9)$$

이 f_{imp} 보다 작은 주파수에서는 임펠러 전체가 하나의 음원으로 가정되어서 컴팩의 가정이 성립된다.⁽⁷⁾ 그러나, f_{imp} 보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 각 깃에서의 위상 변화 등이 모두 고려되어야 한다. 또한, f_w 보다 작은 주파수에서는 깃 전체가 하나의 음원으로 가정되어도 웬 소음을 충분히 예측할 수 있다. 그러나, f_w 보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 깃의 코드 방향으로의 힘의 변화를 모두 고려해야 웬 소음을 예측할 수 있다. 일반적으로 원심팬의 경우는 코드가 충분히 작으므로 깃을 하나의 점 음원으로 고려해도 충분한 정확도로 계산이 가능하다.



위의 계산을 순서대로 나타내면 그림 4 와 같다.

Fig. 4 Flow chart for aeroacoustic calculation

2. 계산결과

2.1 원심팬 비정상 유동장 해석

계산은 설계되고 제작된 형상(그림 4)에 대해서 수행하였으며, 임펠러의 직경은 0.109(m)이고, 회전 각속도는 26760rpm 과 29730rpm 그리고 34000rpm 에 대해서 해석하였다. 해석은 무차원 시간(임펠러가 한 바퀴 회전하면 1)으로 20 까지 계산하였고, 팬의 성능을 나타내는 수두도 계산하였다. 임펠러가 한 바퀴 회전하는데 180 번의 시간 전진으로 계산이 수행되어서 유동계산에 사용된 시간간격은 $1.24 \times 10^{-5} \text{sec}$ 이다. 계산은 Pentium PC 로 약 4 시간 정도 소요되었다.

계산된 수두의 시간에 따른 변화가 그림 5 에 있다. 그림에서 무차원 시간은 시간을 임펠러가 한 회전 하는데 걸리는 시간으로 무차원한 것으로 무차원 시간 1 은 임펠러의 한바퀴 회전에 해당한다. 본 연구에서는 임펠러의 회전각속도가 0 부터 26760rpm 까지 서서히 변하므로 수두 역시 서서히 증가하면서 무차원시간 2 까지 천이 현상을 보이고 그 이후부터 주기적인 특성이 나타남을 확인할 수 있다.

각 깃에서 흘러지는 후류와류의 세기가 그림 6 에 있다. 그림에서 모든 깃이 비정상 거동을 나타내며, 무차원시간 2 까지는 비정상상태가 지속됨을 알 수 있다. 무차원시간 2 이후는 주기적으로 비슷한 형태의 후류가 흘러짐을 확인할 수 있다. 그러므로 소음에 사용되는 유동자료는 무차원시간 2 이후의 값이어야 한다. 그림 6 (b)를 보면 한 회전을 할 때 임펠러에서 16 번의 주기적인 교란이 존재함을 확인할 수 있다. 이런 강한 주기적인 교란이 피크소음을 발생한다. 그림 7 에 무차원시간 1 동안 디퓨저에서 흘러지는 후류와류의 세기가 있다. 디퓨저 역시 임펠러와의 상호작용에 의해서 후류와류가 주기적으로 변하고 있음을 확인할 수 있다

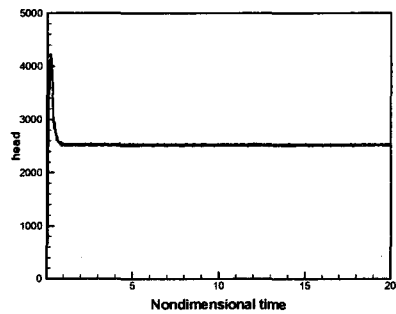
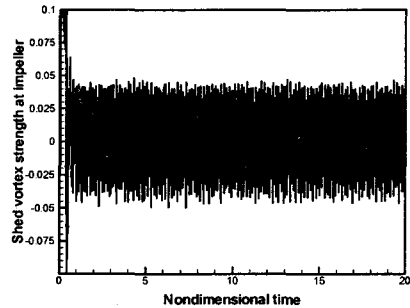
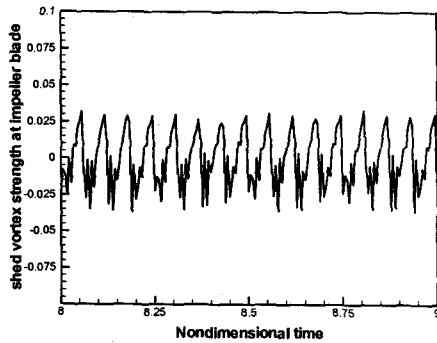


Fig. 5 variation of head with nondimensional time.



(a) up to nondimensional time 20.



(b) from nondimensional time 8 to 9.

Fig. 6 variation of shed vortex strength of impeller with nondimensional time

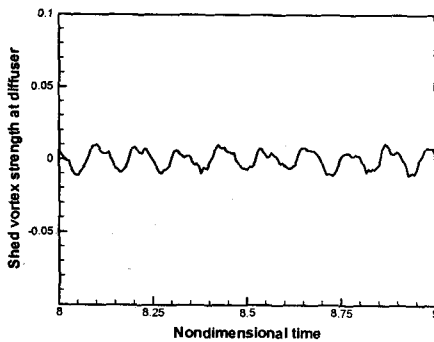
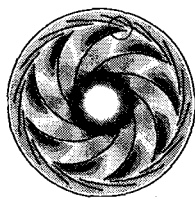
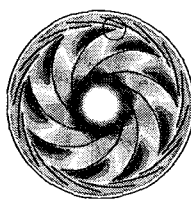


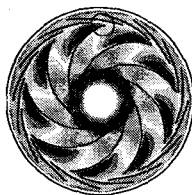
Fig. 7 variation of shed vortex strength of diffuser with nondimensional time



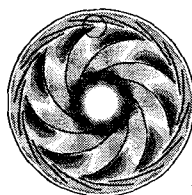
(a) time/T = 6.0



(b) time/T = 6.022



(c) time/T = 6.044



(d) time/T = 6.066

Fig. 8 Contour plot of absolute velocity magnitude.

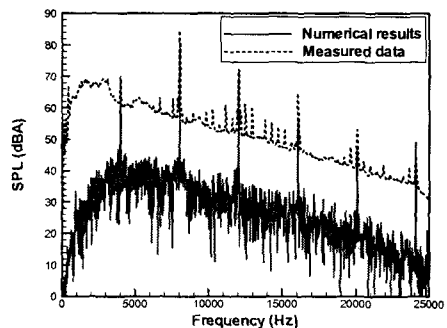
그림 8 에 시간이 지남에 따른 임펠러 주위의 절대속도의 크기가 나타나 있다. 원으로 표시된 임펠러가 시간에 따라서 이동하고 있으며, 디퓨저와 상호작용하면서 속도의 분포가 달라짐을 확인할 수 있다.

2.2 원심팬의 소음 해석

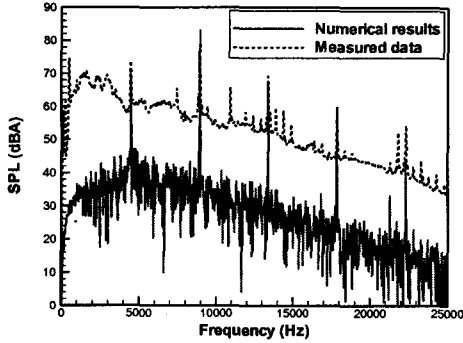
모델 원심팬이 26760rpm 으로 회전할 때 측정된 음압 스펙트럼이 그림 3 에 있다. 그림에서 BPF(4014 Hz)보다 2nd BPF(8028 Hz)가 더 큰 피크를 가지고 있으며, 디퓨저에 의한 피크(7138 Hz)도 아주 작게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 1~3kHz 사이에 존재하는 소음은 입구 유동의 박리나 깃 사이의 박리에 의한 광역소음으로 추정된다. 측정된 것과 동일 rpm 으로 해석한 결과가 그림 9 (a)에 있다. 그림에서 광역소음은 본 유동해석 방법이 난류나 박리를 해석할 수 없는 방법이기 때문에 실험치와 큰 차이를 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 만약 광역소음을 정확하게 예측하려면 LES 나 DNS 를 이용한 유동해석이 수행되어야 한다. 원래 연구 목적이었던 피크 소음은 거의 비슷한 값을 보여주고 있다. 표 1 에 각 피크의 SPL 을 실험값과 비교하였다.

29730rpm 으로 회전할 때의 실험값과 계산 결과의 비교가 그림 9 (b)에 있다. 피크 소음의 경우는 거의 비슷한 값으로 예측됨을 다시 한번 확인할 수 있다.

본 계산에서 광역소음에 대한 음압 예측이 빠진 것과 케이싱에 의한 산란, 반사 효과가 고려되지 않은 것이 피크소음에서 발생하는 값 차이의 원인이 된다.



(a) at 26760 rpm case



(b) at 29730 rpm case

Fig. 9 Comparison of the measured SPL with the numerical result.

Table 1. Comparison of the predicted acoustic pressure with the measured one.

	Measured	Calculated
BPF (4014Hz)	69.3 dBA	69.5 dBA
2 nd BPF (8028Hz)	84.0 dBA	80.8 dBA
3 rd BPF (12042 Hz)	72.2 dBA	71.9 dBA

디퓨저가 전체 음압에 미치는 영향을 파악하기 위해서 임펠러에 의한 음압만 계산한 결과와 디퓨저까지 고려한 음압 예측 결과를 비교하였다. 그림 10 에서 BPF 는 임펠러만 고려한 경우 63.4dBA 에서 69.7dBA 로 약 6dBA 증가하고, 2nd BPF 는 83dBA 에서 81dBA 로 약 2dBA 감소하였다. 또한, 3rd BPF 는 66.5dBA 에서 71.5dBA 로 약 5dBA 증가하였으며, 광역소음도 약 10dBA 정도 증가하는 경향을 보인다. 이것으로 정확한 원심팬 공력소음을 예측하기 위해서는 디퓨저의 정확한 모델과 디퓨저에서 발생하는 공력소음도 고려한 소음 예측이 필요함을 확인할 수 있다.

34000rpm 으로 회전할 경우 해석 결과가 그림 11 에 있다. 그림에서 x 축은 주파수를 BPF 로 나눈 $St(\text{Strouhal})$ 수이다. 그림에서 BPF 에 해당하는 피크 외에 디퓨저에 해당하는 피크도 나타나고 있다.

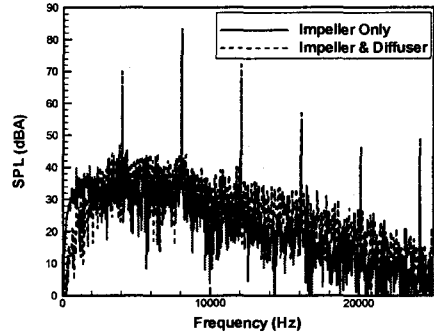


Fig. 10 Comparison of the SPL of impeller with the impeller and diffuser case.

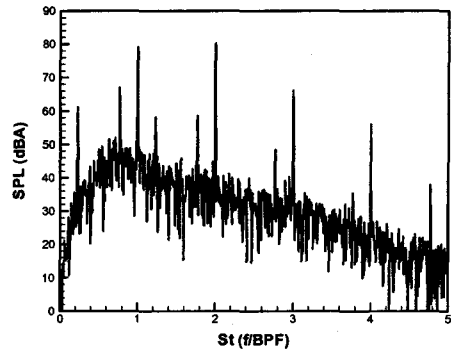


Fig. 11 Acoustic spectrum at 34000rpm case.

3. 결론

(1) 30,000rpm 이상에서 작동하면서 사용자에게 많은 불편을 주는 진공청소기 원심팬의 비정상 유동장과 소음을 해석하는 기법을 개발하였다. 이 원심팬은 임펠러, 디퓨저 그리고 원형의 케이싱으로 구성되어 있다.

(2) 임펠러에서 발생하는 소음이 디퓨저보다 더 크게 방사하는 것을 확인했다, 그러나, 정확한 소음 예측을 위해서는 디퓨저의 정확한 모델과 해석이 필요하다.

(3) 예측 기법을 현재 개발중인 청소기 원심팬에 적용한 결과 피크소음은 4dBA 이내로 예측하였다. 그러나, 광역소음은 약 20dBA 정도의 차이가 있다. 광역소음을 정확하게 예측하기 위해서는 LES 나 DNS 를 이용한 비정상 난류 유동해석이 필요하다.

참고문헌

- (1) Mirko Cudina and Jurij Prezeli, 2001, "Noise generation by rotating stall and surge in a vacuum cleaner suction unit," The 8th International Congress on Sound and Vibration, pp.471-478.
- (2) Kazuyuki Sugimura and Masatoshi Watanabe, 2000, "A study on suppressing acoustic resonance of interaction tones from a centrifugal motor fan," The 7th International Congress on Sound and Vibration, pp.1259-1266.
- (3) G. Lauchle, T.Brungart, 2000, "Modifications of a vacuum cleaner for noise control," The 29th international congress on noise control engineering
- (4) Wan-Ho Jeon, Duck-Joo Lee, 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
- (5) Wan Ho Jeon, Duck Joo Lee, 2000, "An analysis of generation and radiation of sound for a centrifugal fan," SEVENTH INTERNATIONAL CONGRESS ON SOUND AND VIBRATION, Germany, pp.1235~1242.
- (6) M.V. Lowson, 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Sei. A. 286, pp.559-572
- (7) 전완호, 이덕주, 2001, "웨지가 있는 원심 임펠러의 유동 및 방사 음향장 해석(I)," 대한기계학회논문집(B), 제 25 권 제 9 호, pp.1157~1164.