

청소기의 공력소음 특성 파악 및 저소음화에 관한 연구

A Study on the Identification of Aeroacoustic Noise and Noise Reduction for a Vacuum Cleaner

전원호* · 백승조** · 김창준** 허남건***

Wan-Ho Jeon, Seung-Jo Beak, Chang-Joon Jim and Nahm-Keon Hur

Key Words : Vacuum Cleaner(진공청소기), Turbo Fan(터보팬), Aeroacoustic Noise(공력소음), Noise Reduction(소음저감), Tone Noise(토운 소음)

ABSTRACT

The vacuum cleaner that has no dust bag generates very high level annoying noise. The dominant noise source is the 2nd BPF tone of the rotating impeller. In order to reduce the noise, we identify the acoustic characteristics and reduce the noise of the vacuum cleaner and centrifugal fan. The resonance phenomenon is observed in blade passages and we found out that the resonance frequency is very close to the 2nd BPF. In order to reduce this high-level peak noise, new impeller is designed in this paper. The trailing edge of new impeller is inclined and this makes the flow interactions between the rotating impeller and the stationary diffuser vane occurs with some phase shift. The performance of new impeller is similar to the old one but the overall SPL is reduced about 3.6dBA. The SPL of BPF is reduced about 6dBA and 2nd BPF is reduced about 20dBA. The vacuum cleaner, which uses newly developed centrifugal fan, generate more comfortable noise than the old model and the strong tonal sound was dramatically reduced.

1. 서론

청소기는 우리의 일상생활에서 꼭 필요한 가전 제품 중 하나이다. 그러나, 성능향상을 위한 과도한 회전속도 때문에 큰 소음이 발생하며, 그로 인해서 사용자에게 큰 불편을 초래하고 있다. 청소기는 핵심부품인 원심팬과 유로 그리고 먼지봉투 등으로 이루어져 있다. 이 중에서 가장 중요한 부품이 원심팬이고, 대부분의 소음은 원심팬에서 발생한다. 이런 소음은 주로 30,000rpm 이 넘는 속도로 회전하는 임펠러와 성능향상을 위해서 작은 간격을 두고 설치한 디퓨저의 공기역학적인 상호작용에 의해서 발생하는 유동소음이다.

일반적인 원심팬 소음에 관한 연구는 주로 소음 저감 방법과 실험적 해석 기법의 개발에 중점을 두고 이루어 졌다.^{1,2)} 이러한 방법은 소음 저감 기술만 증가 시켰을 뿐, 소음원이나 소음 발생 기구에 대한 아무런 정보도 주지 못했다. 원심팬 소음에 대한 체계적인 연구는 음향학적 상사법칙으로 70년대부터 80년대 초까지 연구가 되었다. Chanaud³⁾ 는 팬소음은 이극특성을 가진다는 연구 결과를 발표했으며, 광범위한 상사성에 대한 연구

는 Weidemann이 시작하였다.⁴⁾ 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.⁵⁾ 또한 1982년에는 광역 소음에 적용하였다.⁶⁾ 그러나, 이런 모든 연구가 저속의 볼류트를 가진 원심팬에 대한 것이고, 청소기용 원심팬의 경우는 그 큰 소음 레벨과 사용자의 불편에도 불구하고 아직까지 많은 연구가 수행되지 않았다. 이것은 빠른 속도로 회전하는 진공청소기의 소음 원인을 정확히 규명하기가 쉽지 않고, 팬 자체의 소음과 청소기에 들어가서 작동할 때의 소음이 많은 차이가 있으며 청소기용 원심팬의 공력소음 특성에 대한 기본적인 연구가 부족하기 때문이다.

청소기용 원심팬에 관한 최근의 연구로는 Cudina 교수가 수행한 저유량일 때 발생하는 청소기용 원심팬의 스톨에 의한 소음에 관한 연구⁷⁾와, 청소기용 원심팬의 저소음화 방법들에 대한 연구⁸⁾와 수치기법을 이용한 소음해석 등이 있다.¹⁰⁾ 그러나, 이러한 연구들은 소음 발생과 공력소음 특성에 대한 기본적인 이해 없이 저소음화 기법을 제시하여 경우에 따라서 효과를 본 것이다.

본 연구는 먼지봉투 없는 청소기에 대한 저소음화를 목적으로 하여, 청소기와 사용된 원심팬의 소음특성 파악 및 sound quality 적용으로 인한 소음원 파악 그리고 새로운 임펠러 개발로 인한 저소음화를 다루고 있다. 새로운 임펠러를 청소기에

* LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소
E-mail : whjeon@lge.com
Tel : (02) 818-7883, Fax : (02) 867-9629

** LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

*** 서강대학교 기계공학과

적용한 결과 전체소음레벨은 약 3.5dB(A)정도 비소음레벨은 약 2dB(A)정도 감소하였으며, 사람 귀에 거슬리는 강한 피크소음이 사라졌음을 확인했다.

2. 본 론

2.1 먼지봉투 없는 청소기

청소기의 소음원은 청소기 안에 장착된 원심팬과 모터이다. 먼지봉투 없는 청소기는 최강모드로 작동시 “짹”하는 고주파 소음이 발생해서 소비자들의 불편을 초래하고 있다. 이 청소기의 유로가 Fig 1에 있다. 그림에서 외부에서 흡입된 먼지는 먼지통에 걸러지고 원심팬을 지나서 외부로 방사되게 된다. 기존 먼지봉투가 있는 청소기는 원심팬의 앞부분에 흡음역활을 하는 먼지봉투로 인해서 외부 방사소리가 많이 감소하였으나, 이 경우는 원심팬에서 발생한 소리가 유로를 타고 외부로 바로 방사할 수 있는 구조를 가지고 있다. 그러므로 원심팬의 저소음화는 아주 중요하다고 할 수 있다.

먼지봉투 없는 진공청소기에 사용된 원심팬은 Fig. 2 (a)에서 보듯이 임펠러에 디퓨저와 가이드베인 그리고 모터부의 유로로 이루어져 있다. 이 모두가 하나로 결합된 것이 Fig 2 (b)의 원심팬이며 청소기 내부에서 이 상태로 작동된다. 임펠러의 직경은 9개이고, 디퓨저는 16개이다. 또한, 임펠러 직경은 0.109(m), 내경은 0.035(m)이고 입구각과 출구각은 17°와 25°이다. 임펠러와 디퓨저 사이의 간격은 0.0015(m)이다.

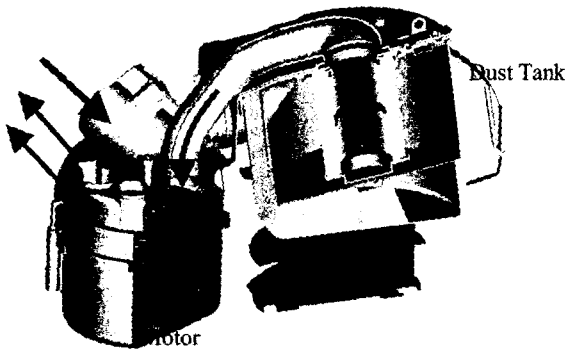
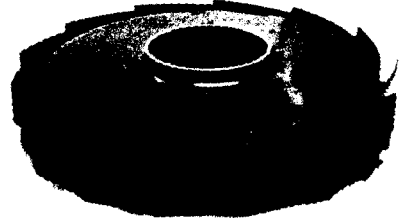


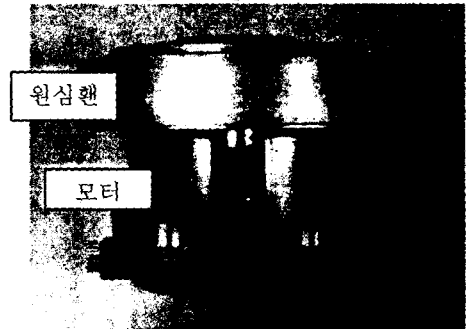
Fig. 1. The flow path of vacuum cleaner.

입구에서 임펠러로 들어온 유동은 디퓨저를 지나서 유로가 180도 바뀌면서 가이드 베인을 통해서 모터를 냉각시키면서 코어부로 지나간다. 이때

주된 소음은 높은 rpm으로 회전하는 임펠러와 가까이 있는 디퓨저간의 상호작용에 의해서 발생하며, 입구부의 박리와 난류 그리고 코어를 지나는 유동의 강한 난류특성 때문에 발생한다.



(a) shapes of impeller and diffuser.



(b) centrifugal fan combined with motor part

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

2.2 진공청소기의 소음원

진공청소기를 무향실에 두고 1m 떨어진 위치에서 측정한 소음이 Fig 3과 같다. 그림에서 원심팬만 작동시킨 것과 원심팬이 청소기에 장착되어 청소기를 작동시킨 경우의 소음을 비교하고 있다. 청소기에 장착한 것은 최강모드로 작동을 시킨 경우이다.

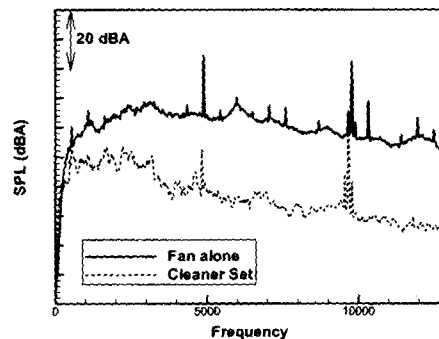


Fig. 3 Measured SPL of the centrifugal fan and vacuum cleaner.

그림에서 원심팬의 소음 특성(실선)을 살펴보면 피크가 우세한 특성을 가지고 있음을 확인할 수 있다. 이 피크는 임펠러의 회전속도와 깃 수로 계산할 수 있는 날개통과주파수(BPF : Blade Passing Frequency)와 동일하다. 또한, 모든 주파수 영역에 걸쳐서 광역소음이 일정레벨로 존재하고 있음을 확인할 수 있다. 이 원심팬이 청소기안에 장착되면 청소기 내부의 흡음처리와 차음에 의해서 고주파수 소음은 약 20dBA정도 감소한다. 그러나 피크는 여전히 큰 값으로 존재하게 된다.

청소기의 소음에서 문제가 되는 강한 고주파 피크소음이 어느 주파수이고 어떤 소음인지를 확인하기 위해서 MTS의 sound quality를 사용하였다. Fig 4는 sound quality를 이용해서 시간에 따른 주파수별 SPL 값을 본 것으로 4800Hz에 있는 빨간 줄이 BPF피크이고 9600Hz 부근의 빨간 줄이 2nd BPF의 피크이다. X축은 시간(sec)을 나타내고 y축은 주파수를 나타내며 빨간색은 높은 SPL값을 나타낸다. 작동시간 내내 두 주파수가 우세한 소음 원인을 확인할 수 있다.

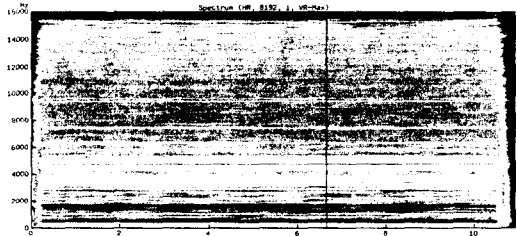


Fig. 4 Measured SPL for 10 seconds

어느 주파수가 문제가 되는 소리인가를 확인하기 위해서 sound quality내의 필터를 사용해서 2nd BPF 피크를 제거한 후 소리를 들어보았다. 이 경우 기존의 청소기에 존재하는 강한 피크 소음인 쇠소리가 사라졌음을 확인할 수 있다. 즉 청소기에서 문제가 되는 소리는 9600Hz 부근에 존재하는 아주 큰 2nd BPF 피크에 의한 소음이다.

2.3 원심팬의 소음특성

원심팬의 소음특성을 파악하기 위해서 원심팬만 있는 경우에 rpm에 따라서 소음을 측정하였다. 결과가 Fig 5에 있다. 그림에서 30,000rpm의 경우 2nd BPF(약 9000Hz)가 아주 큰 값을 가지면서 전체 소음레벨이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 뒤에 자세히 기술하겠지만 공명현상으로 약 9000~10,000Hz사이에 존재한다. 피크가 이 주파수 영역을 벗어나면 다시 작은 값으로 돌아가는 것을

확인할 수 있다.

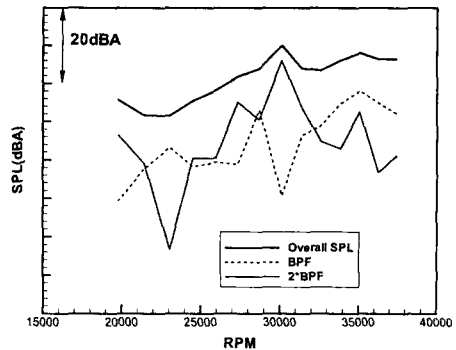


Fig. 5 Measured SPL with changing the operating rpm.

이런 강한 피크 소음은 임펠러와 디퓨저가 상호작용하면서 발생한다. Fig 6과 같이 임펠러와 디퓨저가 간격이 아주 작게 배치되어 있고 임펠러가 고속으로 회전하면 매 순간 임펠러가 디퓨저와 만날때마다 강한 pulse와 같은 상호작용이 발생한다. 이런 상호작용이 임펠러의 폭 전체에서 주기적으로 벌어지기 때문에 BPF의 피크소음이 발생한다.

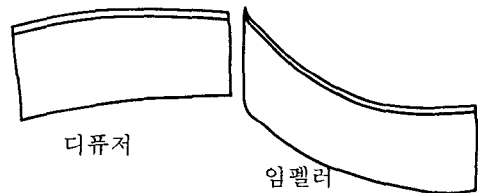


Fig. 6 The strong interaction between the impeller and diffuser

3. 소음 특성 파악 및 저소음화

3.1 공명 소음

Sugimura 와 Watanabe 의 논문을 보면 청소기 원심팬에서 발생된 고주파수의 파장이 원심팬의 특성길이와 비슷하기 때문에 공명현상이 발생하고 이것을 피하기 위해서 디퓨저에 구멍을 내는 방법을 제안하고 있다.⁸⁾ 본 연구에서 사용된 청소기 원심팬의 한 모델에서도 이와 비슷한 공명현상이 나타났다. 원심팬 소음을 측정한 Fig 5 을 보면 30140rpm의 경우에 BPF2 와 Overall SPL 이 급격하게 커지는 것을 확인할 수 있다.

Sugimura 와 Watanabe 의 논문에 따르면 공명이

일어날 수 있는 회전주파수는 다음의 공식에 의해서 계산될 수 있다.

$$N = \left(\frac{n+1/2}{s} \right) \left\{ \frac{30}{Z(l+\delta)} \right\} \left\{ a(1-M^2) \right\} \quad (1)$$

여기서, N 은 회전주파수이고 s 는 BPF는 1, 이차 BPF는 2의 값이다. Z 는 깃 수이고, l 은 임펠러의 유포중 공명 발생할 수 있는 겹치는 부분의 길이이고 δ 는 끝단의 보정치(end correction)으로 다음 식으로 계산된다.

$$\delta = \frac{b}{2} \left(\frac{1}{\pi} + \frac{2}{\pi} \log_e \frac{2a}{b} \right) \quad (2)$$

여기서 a 는 넓은쪽 길이이고 b 는 좁은쪽 길이이다.

위의 식으로 계산하면 임펠러에 의한 공명은 8940Hz 부근에서 존재하며 29810rpm의 작동 영역에서 공명이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig 5에서 보면 공명 발생 회전수와 주파수가 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다.

3.2 임펠러 작동회전수 변화에 따른 소음 변화

임펠러의 상사법칙에서 임펠러가 회전속도의 몇승에 비례하는가를 확인하는 것은 아주 중요한 작업이다. 이것은 원심팬의 저소음화를 위한 방향을 제시할 수 있는 기본적인 수치가 되기 때문이다. 일반적으로 각각의 팬마다 비례하는 수치가 다르기 때문에 2승에서 3승 사이의 값으로 나타난다는 것만 알려져 있다.¹¹⁾

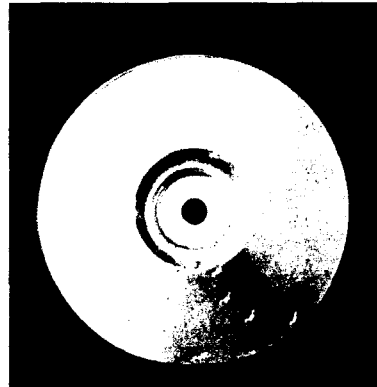
원심팬을 무향실에서 회전속도를 바꾸어가면서 음압을 측정하였다. Fig. 5는 그 결과를 나타낸 것으로 전체 음압 레벨의 변화와 주요 주파수의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 30,000rpm의 경우 이상피크가 존재하는 것을 제외하고는 회전속도가 증가할수록 음압이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이 이상피크는 3.1절에서 언급한 깃 사이의 공명 현상에 의한 것이다.

전체음압레벨의 변화값을 이용해서 계산해보면 다음 식 (3)과 같이 음압이 마하수의 2.0승에 비례함을 확인할 수 있다.

$$K \sim Ma^{2.0} \quad (3)$$

3.3 저소음 임펠러 설계

원심팬의 2nd BPF가 임펠러의 공명주파수를 가진해서 큰 피크소음이 발생하는 것을 방지하기 위해서 원심팬의 피크소음을 저감할 수 있는 새로운 개념의 임펠러를 설계하고 실험하였다. 새로운 임펠러는 Fig 6과 같이 임펠러와 디퓨저가 강한 상호작용하는 것을 방지하기 위해서 임펠러의 끝단을 기울이게 설계하면서, 허브부의 직경을 작게 설계해서 유속이 빠른 허브부의 상호작용 크기를 줄였다. 제작된 새로운 임펠러 I형상이 Fig 7에 있다. 그림에서 임펠러와 디퓨저가 상호작용을 할 때 기울어진 만큼 순차적으로 상호작용이 일어나기 때문에 강한 pulse와 같은 상호작용은 많이 줄어들 것을 예상할 수 있다.



(a) Top view of the designed impeller



(b) Side view of the designed impeller

Fig. 7 Shape of the newly designed impeller I.

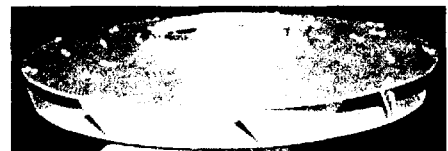


Fig. 8 Shape of the newly designed impeller II.

임펠러 I은 기존의 임펠러 폭을 8mm에서 6mm로 바꾸었다. 새로 설계된 임펠러 II는 임펠러의 폭을 8mm로 그대로 둔 상태에서 출구부를 기울인 모델이며 Fig. 8에 있다.

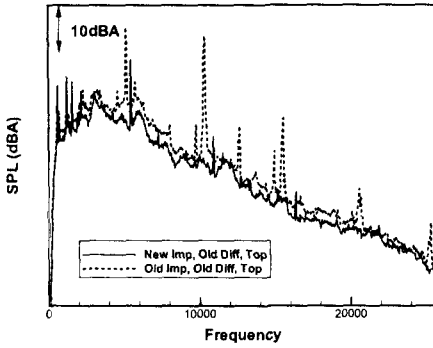
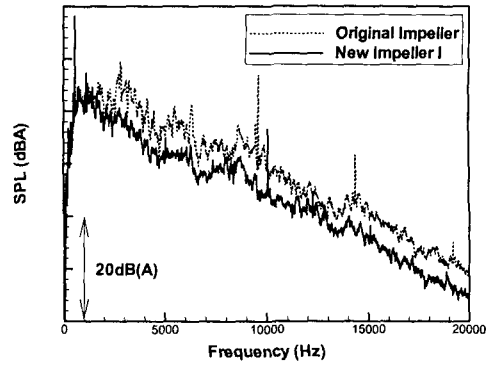


Fig. 9 Comparison of the measured SPL for the original impeller and new impeller

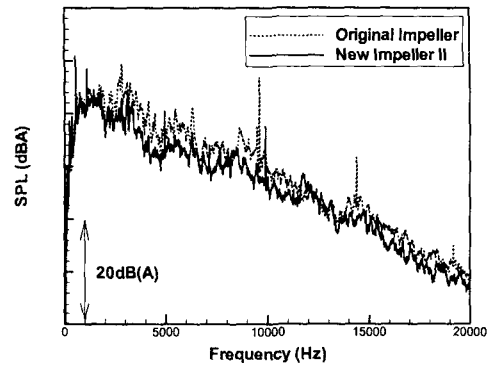
새로운 임펠러를 이용해서 성능과 소음을 측정하였다. 성능의 경우 약 4% 정도의 압력이 저하하였다. Fig 9에 기존과 새로운 임펠러 I에 대해 측정된 소음 결과가 있다. 소음의 경우는 약 3.6dB(A)의 전체소음레벨의 저감이 있었다. 그러나, 피크소음의 경우 BPF는 약 6dB(A), 2nd BPF의 경우는 약 20dB(A)의 큰 저감이 있음을 보여주고 소비자에게 문제가 되던 “짹”하는 첫소리 역시 사라졌음을 확인할 수 있다. Zwicker의 Loudness는 6.0phon 감소함을 확인할 수 있었다. 임펠러 II의 경우도 피크소음이 감소하여 전체소음레벨이 2.3dB(A) 감소하는 비슷한 경향을 나타내고 있다.

3.4 저소음 임펠러 청소기에의 적용

팬 단독으로 작동하는 경우에는 성능곡선의 팬 오른쪽 점인 고유량점에서 작동하게 된다. 3.3절에 있는 Fig. 9의 경우는 이 점에서 작동할 경우의 소음값을 비교한 것이다. 그러나, 청소기에 장착된 상태는 유로저항 때문에 설계점에서 작동하게 된다. 새로운 임펠러를 청소기에 넣고 실험하였을 경우, 전체소음레벨은 3.5dB(A) 감소하였으며, 스펙트럼은 Fig 10과 같이 전체적으로 감소함을 확인할 수 있다. 임펠러 II의 경우도 전체적으로 임펠러 I의 경우와 비슷한 저소음 경향을 보인다. 임펠러 II를 사용한 청소기의 경우 전체소음레벨은 2.7dB(A) 감소하였다.



(a) New Impeller I



(b) New Impeller II

Fig. 10 Comparison of the measured SPL for the vacuum cleaner, which uses original impeller and new impeller

실제 청소기에 장착하여 실험할 경우인 Fig. 10은 청소기 내부 유로의 저항에 의해서 시스템 저항곡선과 팬의 성능곡선이 만나는 점에서 작동하게 된다. 이때 시스템 저항 곡선은 다음과 같은 식으로 계산되었다.

$$\Delta P_s = K_s \times Q^2 = 590.5 Q^2 \quad (4)$$

여기서 ΔP_s 는 정압손실, Q 는 유량으로 m^3/sec 의 단위를 갖는다. 식 (4)의 시스템 저항곡선과 원심팬의 성능곡선이 만나는 점이 청소기 모델에 장착된 팬의 작동점이 된다.

위의 식 (4)의 시스템 저항 곡선을 이용해서 원래 원심팬과 새로 설계된 원심팬의 작동조건을 계산한 것이 표 1에 있다. 새로운 임펠러의 경우가 압력과 풍량이 더 낮은 영역에서 작동하고 있음을 확인할 수 있다. 비교를 위해서 원래 원심팬의 작

동조건인 유량 1.61CMM(m^3/sec), 압력이 1534mmAq 일때의 비소음을 식 (5)를 이용해서 계산하면 다음 표 1 의 비소음값과 같다.¹²⁾

$$Lw = 10 \log Q + 20 \log Ps + K_f \quad (5)$$

여기서 Lw 는 측정소음으로 dB(A)이고, Q 는 유량으로 m^3/sec 이며, Ps 는 정압으로 cmAq 의 단위를 사용하였고 K_f 는 비소음으로 dB(A)이다.

Table 1. The specific noise level for newly designed centrifugal impeller

	회전수 rpm	풍량 CMM	정압 mmAq	비소음 dB(A)
Original	31973	1.61	1534	42.1
New I	33573	1.49	1307	40.3
New II	32960	1.56	1446	39.8

표에서 새로운 임펠러의 비소음이 2dB(A)정도 낮은 것을 확인할 수 있다. 즉, 청소기 세트에 장착되었을 경우에도 새로 제안된 원심팬은 큰 성능저하 없이 저소음으로 작동되고 있음을 확인할 수 있다.

4. 결 론

가전제품 중 소비자에게 소음으로 불만이 많은 청소기에 대한 소음특성 파악과 저소음화를 수행하였다. 특히, 청소기 작동 중에 발생하는 귀에 거슬리는 강한 피크소음이 원심팬 BPF 의 2 차 조화 주파수임을 sound quality 를 사용하여 확인하였고, 전체 소음레벨을 강한 피크소음이 지배하고 있음을 확인하였다. 이 강한 피크소음을 줄이기 위해서 임펠러 출구가 경사진 임펠러를 새로 설계하여 팬 단독실험 시 약 3.6dB(A)의 소음 저감 효과가 있음과 특히 강한 피크소음이 많이 감소하였음을 확인하였다.

새로운 임펠러를 청소기에 적용한 결과 전체소음레벨은 약 3.5dB(A)정도 비소음레벨은 약 2dB(A)정도 감소하였으며, 사람 귀에 거슬리는 강한 피크소음이 사라졌음을 확인했다.

참고문헌

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

Vibration, Vol. 45, pp.375-403.
 (2) W. Neise, 1982, "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans," J. of Engineering for Industry, Vol. 104, pp.151-161.
 (3) R. C. Chanaud, 1965, "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," Journal of the Aeroacoustical Society of America, Vol. 37, pp.969-974.
 (4) J. Weidemann, 1971, "Analysis of the relations between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors," NASA TT F-13,798
 (5) W. Neise, 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.
 (6) W. Neise and B. Barsikow, 1982, "Acoustic Similarity Laws for Fans," Trans. of the ASME, Vol. 104, pp.162-168.
 (7) 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.
 (8) 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.
 (9) G. Lauchle, T.Brungart, 2000, "Modifications of a vacuum cleaner for noise control," The 29th international congress on noise control engineering,
 (10) 전완호, 김창준, 류호선, 2001, "청소기용 터보팬의 공력소음 발생에 관한 수치적 연구," 2001년 유체기계연구개발발표회
 (11) 전완호, 이덕주, 1999, "수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용," 한국소음진동공학회지, 제 9권, 제 5호, pp.101~111.
 (12) Terry Wright, Fluid Machinery, CRC Press