

진공청소기 흡입유로의 공력소음 개선

Reduction of Aeroacoustic Noise from Intake Head of a Vacuum Cleaner

구 정 수† · 황 원 곁* · 오 일 권* · 오 장 근** · 송 화 규**
 Jeong-Su Koo, Won-Gul Hwang, Il-Kwon Oh, Jang-Guen Oh, Hwa-Gyu Song

Key Words : Vacuum Cleaner(진공청소기), Intake Head(흡입유로), Fluid Analysis(유동해석), Aeroacoustic Noise(공력소음)

ABSTRACT

The aeroacoustic noise from intake head of a vacuum cleaner is caused by complicated transient pressure fluctuation and it greatly affects the overall SPL of the vacuum cleaner. In this study, we intended to decrease the overall SPL by reducing the aeroacoustic noise from intake head. In the first the place, we analyzed the aeroacoustic noise from the unsteady fluid analysis of intake head. And then, we grasped the dominant frequency band from the aeroacoustic noise by comparing the spectrum distributions between examinations and analyses. Also, we systematically investigated the aeroacoustic noise sources from each part composing the intake head. Consequently, we redesigned each part of the dominant noise sources and suggested the modified intake head, resulting in the reduction of the overall SPL by 3.6dB(A).

1. 서론

진공청소기에서 저감해야 할 가장 큰 소음원은 모터의 고속회전에 의한 기계적 소음과 흡입유로의 구조적 형상 및 비정상(transient) 유동특성에 기인하는 공력소음으로 나눌 수 있다. 모터의 고속회전에 의한 기계적 소음은 모터 자체의 진동/소음 저감, 임펠러와 디퓨저 저소음 설계 등에 의해 상당 부분 저감 방법론이 개발된 상태이다. 흡입유로에서 발생하는 공력소음은 상대적으로 소홀하게 다루어져 왔으나 소음레벨이 무시못할 정도에 이르게 됨에 따라 이의 저감 방법 개발이 매우 중요하게 되었다.

따라서 본 연구에서는 흡입유로에서 발생하는 공력소음을 저감하기 위해서 해석과 실험을 통해 공력소음의 주파수 영역을 파악하고 이에 따라 소음을 저감하고자 하였다. 이를 위해서 비정상 유동장 해석을 바탕으로 공력소음을 해석한 결과와 실험결과를 비교·검토하여 공력소음에 의한 주파수 특성을 파악하였다. 또한 흡입유로를 구성하고 있는 각각의 요소에 의해 발생하는 공력소음과 그에 대한 소음원이 전체소음에 미치는 기여도를 체계적으로 파악하여 지배적인 소음을 유발하는 부분을 재설계하였다. 그 후 기존 성능대비 공력소음을 향상시킨 저소음 형상을 제안하여 형상 변경 따른 외부 방사소음 결과를 비교하고 실험을 통하여 이를 검증하였다.

2. 흡입유로 유동 및 공력소음 해석

2.1 해석모델 및 조건

유입부 체적은 처음 유동해석을 수행했을 때에 풍동실험과 유사한 조건에서 해석될 수 있도록 진공청소기 흡입유로보다 3 배의 체적으로 모델링하였다. 해석한 결과를 바탕으로 유동해석 시간을 단축하고자 압력이 $1.0e^{-4}Pa$ 이 되는 지점을 기준으로 그림 2.1 과 같이 너비 850mm, 높이 400mm, 길이 800mm 로 유입부를 모델링하였다. 이때의 Elements 는 470 만개이며, 해석 소요 시간은 약 100 시간이다.

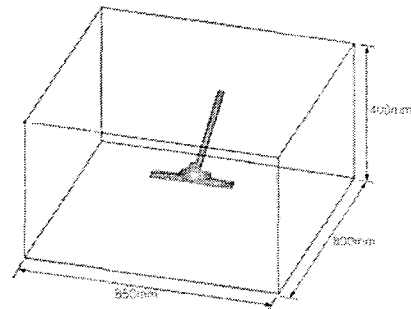


Fig.2.1 Intake head model for fluid analysis

비정상상태의 유동해석 조건으로 공기는 난류 및 압축성 유체로 간주하였다. 해석 대상에 필요한 초기 조건에 대해서는 20℃의 공기의 물성치를 사용하였다. 경계조건으로는 파이프 토출단에 $-0.04952kg/s$ 의 질량유량을 부여하였으며, 유입부는 0Pa 의 정압으로 부여하였다. Turbulence model 은 MP k- ϵ 이며 비정상상태 유동해석을 위한 시간 간격은 3×10^{-5} 이다.

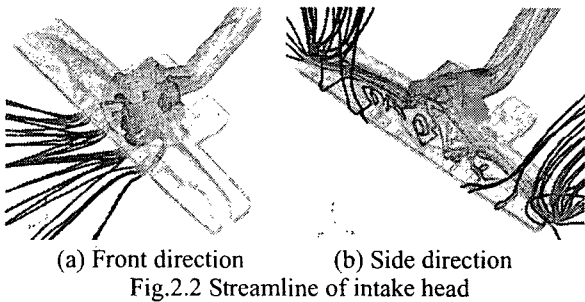
† 전남대학교 기계공학과 대학원
 E-mail : kkujeong@paran.com
 Tel : (062) 530-0211, Fax : (062) 530-1689

* 전남대학교 기계시스템공학부

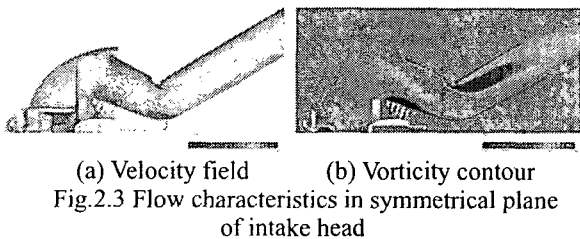
** 삼성광주전자㈜

2.2 비정상상태 유동해석

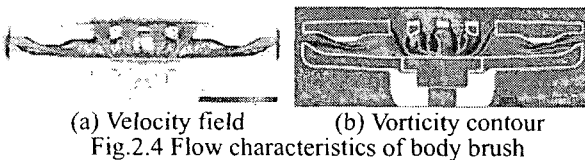
비정상상태에서 해석한 결과중 흡입유로의 유선은 그림 2.2 와 같다. 흡입유로에서 유속이 강하게 나타나는 부분은 파이프 목 부분과 바디브러쉬 밀 부분의 세로방향 유로임을 알 수 있다. 또한 측방향에서 유입되고 있는 유선은 커버홀더내에서 부드러운 패적을 그리는 반면에 전방향에서 유입되고 있는 유선은 복잡한 패적을 그리고 있어 전방향의 유로를 재설계해야 함을 나타내고 있다.



흡입유로의 대칭인 평면을 설정하여 속도장 및 와도분포를 그림 2.3 과 같이 나타내었다. 속도는 파이프 목 부분에서 가장 높게 나타나고 있으며, 목 직후에 강한 유동박리가 형성되고 있다. 이는 U 자형으로 이루어진 기하학적 형상과 단면적 감소에 따른 결과이다. 와도는 목 직후에서 발생하는 유동박리에 영향을 받아 그림(b)와 같이 강력하게 형성되고 있으며 이러한 와도는 공력소음 유발에 지대한 영향을 미치리라 판단된다.



바디브러쉬의 밀면 형상이 유동에 미치는 영향을 나타내고자 설정한 평면이다. 그림 2.4 의 (a)를 보면, 가로방향의 유로에서 나타나는 속도보다는 세로방향의 유로에서 나타나는 속도가 높게 형성되고 있다. 세로방향 유로의 높은 속도는 돌출부 형상에 의해 강한 유동박리를 발생시키고 있으며, 이는 와도분포 그림에서 분명하게 나타나고 있다.

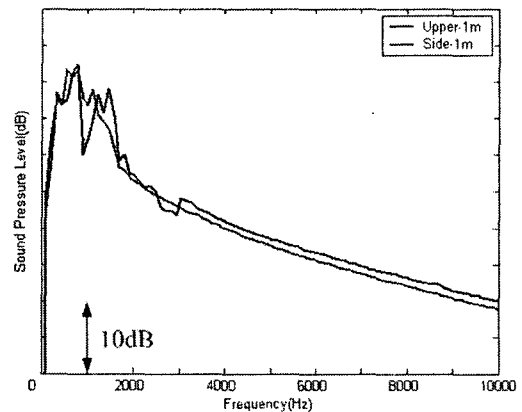


2.3 공력소음원 및 기여도

공력소음 해석을 위한 Aeroacoustic source 는 Dipole source 을 사용하였으며, Aeroacoustic solver 는 Ffowcw-Williams-Hawkings(1st order)를 사용하였다.

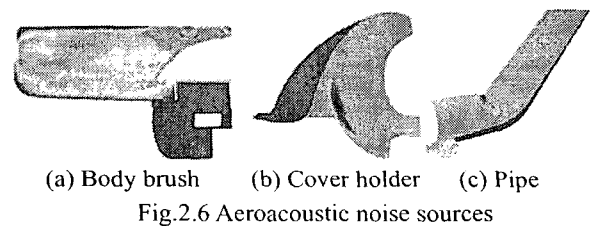
마이크로폰 위치는 KS C 9101 의 부속서 2(규정)에 명시되어 있는 진공청소기 소음 측정 방법에 따라, 상부와 측면 1m 지점에 위치시켰다.

전체소음은 상부 1m 에서 해석한 결과가 측면 1m 에서 해석한 결과보다 더 높게 나타나고 있다. 공력소음이 지배적으로 나타나는 영역대는 그림 2.5 와 같이 2000Hz 이하이며, 70dB 이상의 높은 소음을 유발하는 영역대는 650Hz 에서 800Hz 이다.



흡입유로에서 나타나는 전체소음에 대해 각 부분에서 나타나는 소음이 전체소음에 미치는 기여도 및 각 부분의 소음원을 파악하고자 한다. 이는 흡입유로의 전체소음과 각 부분에서 나타나는 음압레벨 및 시간에 따른 음향압력을 상호 비교 분석함으로써 파악할 수 있다.

바디브러쉬에서 나타나는 공력소음원은 그림 2.6 의 (a)에서 볼 수 있듯이 밀부분인 세로방향 유로 4 개 중, 양쪽 측면의 돌출부 끝단에서 가장 크게 나타나고 있다. 커버홀더의 주 소음원은 그림(b)와 같이 양쪽의 곡면 부분이며, 파이프는 그림(c)에 나타난 바와 같이 U 자형의 목 부위에서 공력소음이 크게 발생하고 있다.



각 부분의 공력소음을 해석하여 그림 2.7 과 같이 흡입유로의 전체소음(Total-SPL)과 비교하였을 때에, 상부 1m 에서의 전체소음은 바디브러쉬의 영향이 지배적이며 측면 1m 에서 나타나는 전체소음은 파이프의 영향이 지배적임을 알 수 있다. 또한 그림 2.8 의 시간간격에 따른 음향압력의 변동에 있어서도 상부 1m 에서 해석한 결과를 보면, 압력의 변동폭은 -0.48 에서 0.43 까지 그 변동폭이 다른 부분보다 크게 나타나고 있으며 측면 1m 에 있어서는 파이프의 변동폭이 -0.60 에서 0.39 까지 다른 부분의 측면 결과보다 크게 나타나고 있다.

따라서 각 파트에 의한 공력소음 기여도는 바디브러쉬가 상부 마이크로폰에 가장 지배적인 영향을 미치고 있으며 측면 마이크로폰에 대해서는 파이프가 가장 큰 소음을 유발하고 있다. 이는 바디브러쉬와 파이프의 재설계에 대한 필요성을 나타내고 있다.

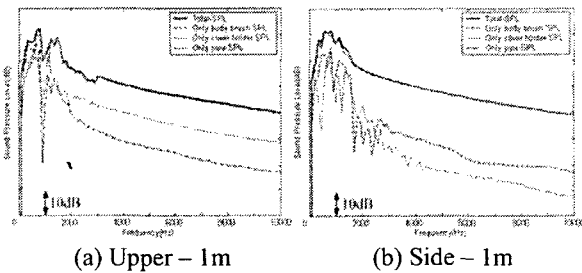


Fig.2.7 Comparison of SPL by intake head & each part

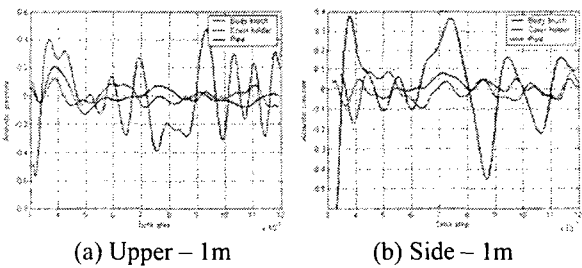


Fig.2.8 Comparison of acoustic pressure by each part

3. 흡입유로 소음 측정

기존모델의 흡입유로 소음은 음압과 음향파워 두가지로 측정했다. 음압은 두 지점을 측정하여 해석한 결과와 비교·검토하기 위함이고, 음향파워는 10 지점을 측정하여 정확한 소음 결과를 얻기 위함이다. 그림 3.1 은 흡입유로만의 소음을 측정하기 위하여 본체 및 흡입호스를 흡음처리한 것이다.

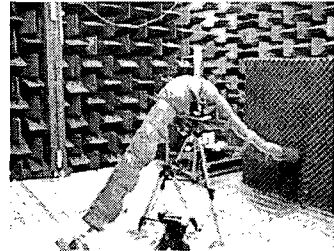


Fig.3.1 Experimental set up for noise measurement

3.1 음압

흡입유로에서 발생하는 전체소음의 스펙트럼은 마이크로폰의 위치에 따라 그림 3.2 와 같이 나타나고 있으며, 지배적인 소음은 2000Hz 이하에서 발생하고 있다. 또한 600Hz 에서 800Hz 사이에 피크소음이 발생하고 있으며, 그 크기는 상부가 68.9dB 이고 측면이 64.3dB 이다.

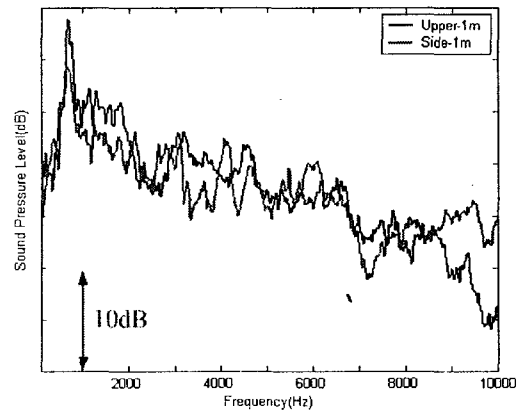


Fig.3.2 Noise measurement, sound pressure

그림 3.3 은 음압으로 측정된 실험 결과와 공력소음을 해석한 결과를 비교한 것이다. 실험과 해석에 의한 전체소음은 상부 1m 에서 0.1dB 가, 측면에서는 1.4dB 의 차이로 흡사하게 나타나고 있다. 또한 실험과 해석의 스펙트럼이 전반적으로 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 위의 결과로 볼 때 지배적인 공력소음을 유발하는 영역대는 2000Hz 이하인 것으로 판단되며, 기존모델의 공력소음을 해석한 결과를 바탕으로 개선안의 비교 및 검토가 타당하리라 사료된다.

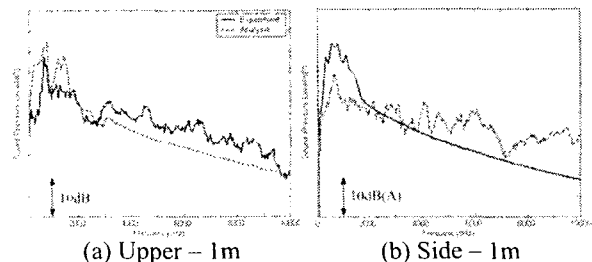


Fig.3.3 Comparison of SPL by experiment & analysis

3.2 음향파워

IEC-704 에 따라 음향파워로 측정된 전체소음의 스펙트럼은 그림 3.4 와 같이 나타나고 있다. 지배적인 공력소음을 유발하는 영역대는 음압으로 측정된 결과와 비슷한 2300Hz 이하이다. 또한 700Hz 에서 1100Hz 사이에서 공력소음에 의한 피크소음이 나타나고 있으며, 930Hz 에서 67.0dB(A) 의 가장 큰 피크소음이 발생하고 있다.

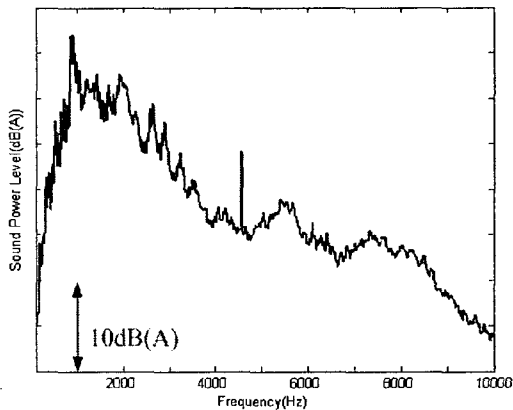


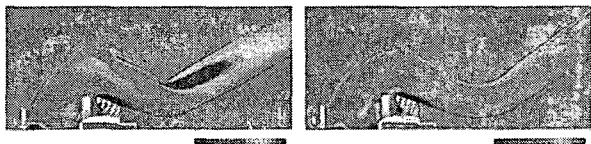
Fig.3.4 Noise measurement, sound power

4. 공력소음 개선

4.1 파이프 재설계

파이프 재설계 모델의 주된 설계 목적은 U 자형의 목에 의해 발생하는 유동박리 형성구간을 회피하는 것이다. 이는 기존 파이프의 목을 중심으로 전·후를 곡선으로 설계함으로써 가능하고 목부분에서의 급격한 단면적 감소에 따른 압력손실을 보상하기 위해서 파이프의 조작성에 문제가 없는 여유 공간을 확보하여 단면적을 넓혀주었다.

기존모델의 비정상상태에서 해석한 결과와 비교해 보면, 그림 4.1 에서 볼 수 있듯이 파이프 재설계 모델은 설계 목적과 부합되게 목 직후에서 와도가 현저히 줄어들었음을 확인 할 수 있다.



(a) Original model (b) Pipe-remodeling

Fig.4.1 Comparison of vorticity contour

기존모델의 공력소음을 해석한 결과중에서 측면 1m 지점의 마이크로폰에 가장 지배적인 소음을 유발하는 부분은 파이프이다. 하지만 파이프 재설계 모델을 해석한 측면 결과는 그림 4.2 와 같으며

기존모델에 비해 3.1dB 가 저감되는 것으로 나타났다. 따라서 전체소음은 기존모델보다 크게 감소할 것으로 예상된다.

파이프 재설계 모델의 전체소음을 음향 파워로 실측한 결과 기존모델에 비해 2.8dB(A)가 저감되는 효과가 나타났다. 이는 지배적인 소음을 유발하는 700Hz 부터 1100Hz 사이에 나타나는 공력소음에 의한 피크소음이 6.9dB(A)가 저감된 결과임을 그림 4.3 을 통해 알 수 있다.

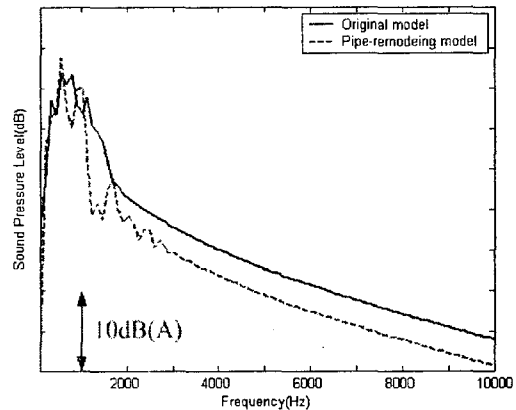


Fig.4.2 Comparison of SPL(Mic : side-1m) of original & pipe-remodeling model, Analysis

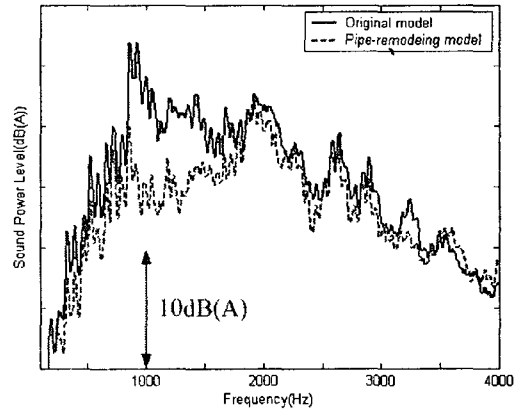


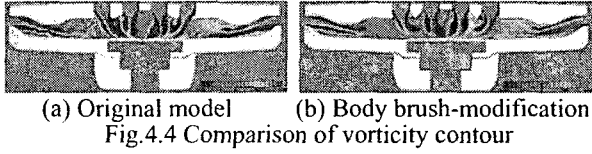
Fig.4.3 Comparison of SPL of original & pipe-remodeling model, Experiment

4.2 바디브러쉬 돌출부 곡선화

바디브러쉬 밀부분의 양옆 돌출부는 강한 유동박리를 유발하고 있어 공력소음 해석 결과 파이프의 목 부분과 함께, 흡입유로의 가장 큰 소음원으로 나타나고 있다. 따라서 육면체 형상의 돌출부를 역삼각 형상으로 곡선화하여 유동박리가 형성되지 않도록 설계하였다.

기존모델에 있어서 육면체 형상의 돌출부에 의해 형성되었던 와도는 그 세기가 강하여 직후에 있던 벽면까지 이어졌다. 하지만 바디브러쉬 돌출

부를 재설계한 후에는 그림 4.4 와 같이 와도의 세기는 감소하여 벽면까지는 이어지지 않고 있음을 확인할 수 있다.



바디브러쉬 돌출부 곡선화 모델의 공력소음을 해석하여 기존모델과 비교한 것을 그림 4.5 에 나타내었다. 기존모델의 바디브러쉬는 상부에서 해석한 전체소음에 지배적인 영향을 미치고 있는 것으로 나타났으며, 돌출부 곡선화 모델은 기존모델에 비해 1.4dB 가 감소하여 소음 개선 가능성을 확인하였다.

바디브러쉬 돌출부 곡선화 모델의 소음을 실측한 결과 기존모델의 전체소음보다 1.0dB(A)가 저감되었다. 그림 4.6 의 스펙트럼을 비교해 보면 돌출부 곡선화 모델은 어느 특정한 영역대에서 소음이 저감된 것이 아니라 광대역적으로 저감된 결과를 확인할 수 있다.

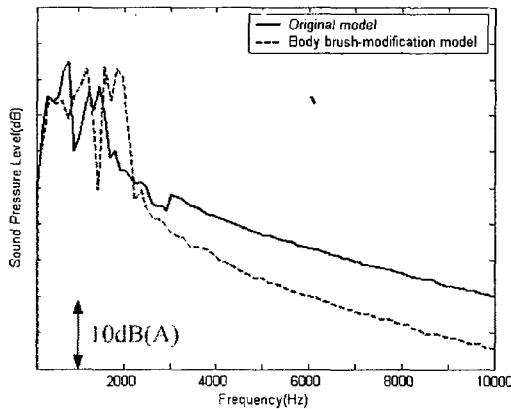


Fig.4.5 Comparison of SPL (Mic : upper-1m) of original & body brush-modification model, Analysis

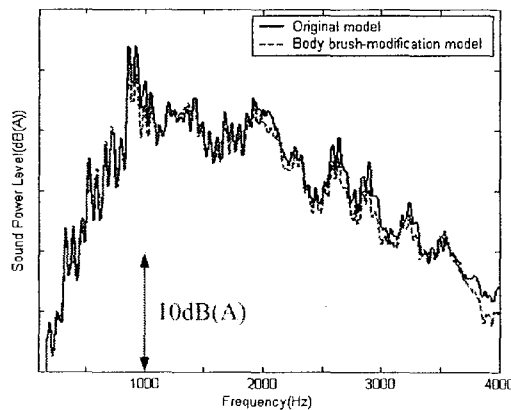


Fig.4.6 Comparison of SPL of original & body brush-modification model, Experiment

4.3 공명기 설계

Helmholtz 공명기는 조그만 홀을 가진 밀폐된 공간 모양으로 구성된 장치로써 조정실에서 발생되는 매우 특별한 정상파가 유입단면을 통해서 공명기 안으로 들어오면 그 정상파의 파형에 대한 새로운 역상(Out of Phase)형태의 진동으로 변하여 공명기 밖으로 산출되어 나온다. 따라서 특정한 주파수에 대한 위상변이(Phase Cancellation)가 발생하여 조정실 안에서의 특정 정상파가 소멸하게 되는 원리이다. Helmholtz 공명기의 공명주파수는

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{V}} \quad (4.1)$$

이다. c 는 공기의 음속이며 V 는 공명 체적이다. 음향전달률 c_0 는

$$c_0 = \frac{A}{l + 2\beta r} \quad (4.2)$$

이며 A 는 유입단면적, β 는 판단 보정치=0.85 이다.

공명주파수는 기존모델에서 67.0dB 의 가장 큰 피크소음이 발생하는 930Hz 로 설정하였다. 공명체적으로 사용한 부분은 바디브러쉬와 커버홀더를 체결할 때에 형성되는 빈 공간으로 체적은 38642.0mm³ 이다. 유입단면의 길이는 커버홀더의 두께인 1.6mm 이다. 따라서 공명주파수 관계식과 음향전달률 식에 의해 유입단면의 지름은 13.8mm 임을 알 수 있다.

공명기를 설계한 모델을 소음 측정된 결과 기존 모델에 비해 공명기 설계 모델은 1.4dB(A)가 감소하였다. 그림 4.7 과 같이 기존모델의 930Hz 에서 나타나던 67.0dB(A)의 피크소음은 공명기를 설계하였을 경우에 58.0dB(A)로 감소하여 특정 영역대의 피크소음을 저감하는데는 탁월한 효과가 있는 것을 알 수 있다.

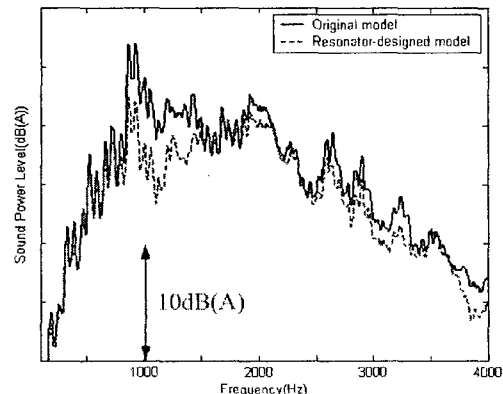


Fig.4.7 Comparison of SPL of original & resonator-designed model, Experiment

4.4 조합모델

조합모델은 파이프 재설계 모델과 바디브러쉬 돌출부 곡선화 모델, 그리고 공명기 설계 모델을 하나의 모델로 제작하였다.

조합모델을 소음 측정된 결과 기존모델에 비해 전체소음이 3.6dB(A)가 저감되었다. 두 모델의 스펙트럼을 그림 4.8 과 같이 비교해 보면, 조합모델은 기존모델의 지배적인 공력소음을 유발하던 700~1100Hz 의 피크소음이 11.7dB(A)가 저감됨과 동시에 광대역에서의 소음이 확연히 줄어들었음을 확인할 수 있다.

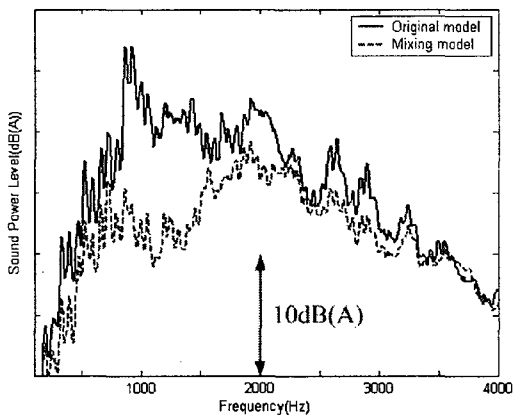


Fig.4.8 Noise comparison of original & mixing model, Experiment

5. 결론

진공청소기 흡입유로의 공력소음을 저감하기 위해서는 먼저 흡입유로에서 발생하는 유동박리와 난류의 복잡한 비정상 유동 변화에서 기인하는 공력소음원을 파악하는 것이 중요하며, 더불어 각 파트의 공력소음원이 전체소음에 미치는 기여도를 체계적으로 분석하는 것 또한 중요하다.

본 연구에서는 흡입유로에서 발생하는 공력소음을 규명하기 위해 비정상상태에서 유동해석을 수행하였으며 이를 바탕으로 공력소음을 해석하였다. 그 결과 공력소음은 2000Hz 이하에서 지배적으로 발생하며 전체소음에 커다란 영향을 미치고 있음을 확인하였다. 또한 공력소음원은 파이프의 U 자형 목부분과 바디브러쉬 밀면 중앙의 양쪽 돌출부 등에서 가장 크게 나타남을 확인하였다. 따라서 지배적인 소음을 유발하는 소음원을 재설계하고 더불어 700~1100Hz 내의 피크소음을 저감하기 위해 공명기를 설계하여 소음 측정된 결과 기존모델에 비해 전체소음이 3.6dB(A) 저감되었다. 특히 기존모델의 공력소음에 의해 930Hz 에서 발생하는 67.0dB(A)의 피크소음은 11.7dB(A)로 크게 저감되

어 사람 귀에 거슬리던 소음도 개선할 수 있었다.

후 기

본 연구는 2005~2006 년도 삼성광주전자 산학협력 및 누리사업에 의해 수행된 연구 결과이며 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Lee S.J. and Daichin, 2005, Experimental Analysis of Flow Fields inside Intake Heads of a Vacuum Cleaner, Journal of Mechanical Science and Technology, pp. 894~904.
- (2) Park, C.W., Lee, S.I., and Lee. S. J., 2004, Experimental Investigation on the Reduction of Aero-acoustic Noise of Vacuum Cleaner Suction Nozzle, KSME International Journal.
- (3) Brungart, T.A. and Lauchle, G.C., 1997, Modifications of a Handheld Vacuum Cleaner for Noise Control, Journal of Noise Control Engineering, pp. 73~78.
- (4) 전완호 등, 2004, “청소기의 공력소음 특성 파악 및 저소음화에 관한 연구,” 한국소음진동공학회논문집, 제 13 권, 제 6 호, pp. 460~466.
- (5) 엄윤섭 등, 1997, “진공청소기 흡입 노즐의 저소음화를 위한 유동해석,” 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 6 호, pp. 888~893.