

<응용논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.2.205

ISSN 1226-4881

이중 블레이드 팬이 장착된 진공청소기 브러쉬의 유동소음 특성

박이선* · 손채훈*† · 오장근**

* 세종대학교 기계공학과, ** 삼성광주전자 청소기개발그룹

Characteristics of Flow-Induced Noise in the Suction Nozzle of a Vacuum Cleaner with a Double-Blade Fan

I Sun Park*, Chae Hoon Sohn*†, and Jang Keun Oh**

* Dept. of Mechanical Engineering, Sejong Univ.,

** Group of Vacuum Cleaner R&D, Samsung Gwangju Electronics

(Received February 19, 2010 ; Revised November 22, 2010 ; Accepted November 22, 2010)

Key Words: Flow-Induced Noise(유동기인 소음), Vacuum Cleaner(진공청소기), Suction Nozzle(흡입 노즐), Flow Resistance(유동 저항), Double-Blade Fan(이중 블레이드 팬)

초록: 진공청소기 브러쉬의 소음원인과 소음특성에 관하여 고찰하였다. 먼저, 소음원인을 분석하기위해서 수치해석 결과를 토대로 유동저항을 분석하였다. 그 결과 청소기 브러쉬 소음의 주요 원인은 팬회전에 의한 톤소음이 아니고, 브러쉬 내부의 유체역학적인 특성에 의한 유동저항 증가로 인해서 발생하는 유동소음임을 알 수 있었으며, 그 타당성을 무향실에서 음향파워 측정 실험을 통해서 확인하였다. 다음으로, 소음측정 실험을 통해서 브러쉬의 최적 설계를 통해 저감할 수 있는 최대 소음저감 한계가 4 dBA 임을 확인하였다. 팬 블레이드 개수, 공기 흡입구 확장에 따른 소음 특성을 분석하였고, 이로부터 소음저감 한계가 너무 작아서 팬 블레이드 개수, 공기 흡입구 확장에 따른 소음 저감량이 2 dBA 이내로 작은 것을 알 수 있었다.

Abstract: The characteristics of noise generation in the suction nozzle of a vacuum cleaner are analyzed numerically and experimentally. First, the flow resistance induced by each element in the suction nozzle of a vacuum cleaner with a double-blade rotary fan is investigated numerically and its relation with flow-induced noise and suction performance is examined in an anechoic room. The flow resistance and vorticity in the suction nozzle are calculated, and it is found that they are closely related to flow-induced noise and that the upper limit of noise reduction is only 4 dBA. This upper limit can be achieved by changing the design of the brush nozzle. Two methods for noise reduction by enlargement of flow-inlet area and by optimization of the number of blades are tested. Finally, the effects of each method are verified experimentally.

- 기호설명 -

1. 서론

- L_{pi} : i 번째의 마이크로폰 위치에 배경소음을 보정한 음압(dB)
- L_w : 측정대상의 음향파워 레벨(dB)
- S_1 : 시험구의 면적
- S_2 : 기준면적(1 m²)
- $|\bar{U}|$: 해석대상 브러쉬의 평균 속력
- $|\bar{U}_{BN}|$: 기본 노즐, 즉 브러쉬에서 팬을 제거한 상태에서의 평균속력

진공청소기의 주요기술은 성숙단계에 이르렀지만, 큰 소음 발생은 여전히 문제가 되고 있다. 진공청소기에서는 원심팬(centrifugal fan)이 30,000 ~ 40,000 RPM 정도의 고속으로 회전하여 많은 공기를 빠르게 흡입하므로, 그 특성상 주요 소음원인이 유동과의 강한 연관성을 갖는 유동기인 소음(flow-induced noise)이라고 알려져 있다. 진공청소기의 소음원은 일반적으로 본체 내부에 존재하는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동소음과 브러쉬의 흡입 노즐에서 발생하는 유동소음으로 분

† Corresponding Author, chsohn@sejong.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

류할 수 있으며,^[1,2] 유동소음 해석을 통하여 유동소음의 특성을 파악할 수가 있다.

소음 해석을 위해서는 격자가 상당히 조밀하게 형성이 되어야하고, 유동장에서 음압을 분리하기 위해서는 시간과 공간에 대해서 각각 4차, 6차 이상의 정확도를 갖는 시간에 대한 적분식과 공간에 대한 차분식을 적용하여야 한다. 이러한 이유로 비정상(unsteady) 소음 해석에는 상당한 계산시간이 소요되고, 많은 노력이 요구된다.^[3-6] 청소기의 노즐 내부는 여러가지 요소로 구성되어 있고, 이로 인해 유동의 흐름은 저항을 받게 된다. 소음 발생의 근본 원인은 압력과 속도의 변화이므로, 유로 저항에 의해 소음의 발생 정도와 경향을 공학적으로 판정할 수 있다.^[4,7] 본 연구에서는 이러한 접근법을 토대로, 비정상 유동소음 해석이 아닌 정상상태(steady state)의 수치해석을 수행하고, 이로부터 유로 저항(flow resistance)을 정량화하여 유동 소음 발생의 경향을 파악하고자 한다.

본 연구에서, 청소기 본체 내부에 존재하는 원심팬에 의해 발생하는 소음보다 큰 소음을 발생시키는 청소기 브러쉬의 주요 소음원인과 소음특성을 분석하였다. 유로 저항(flow resistance)을 분석하여 유동 소음원의 특성을 파악하고, 무향실에서 소음측정 실험을 통해서 수치해석 결과의 타당성을 검증하였다. 또한, 소음 개선을 위한 연구의 일환으로 연구대상 브러쉬의 최대 소음저감한계 특성을 실험적으로 파악하고, 팬 블레이드 개수, 공기 흡입구 확장에 따른 브러쉬의 소음 발생 특성을 고찰하였다.

2. 연구방법

2.1 수치해석 방법

본 연구에서는 연속방정식과 운동량 방정식, 즉 Navier-Stokes 방정식의 풀이를 통해 브러쉬내 유동장을 모사하였다.^[8] 연구 대상으로, 진공청소기 고유의 기능인 먼지 흡입과 동시에 물을 함유한 걸레가 브러쉬 바닥에 장착되어 물걸레가 고속으로 회전하여 바닥을 닦아주는 기능을 동시에 수행하는 브러쉬를 선정하였고, 그 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 해석 영역으로 브러쉬의 흡입구부터 브러쉬의 연장관까지의 부분을 채택하였으며, Fig. 2에 이중블레이드 팬(Fig. 2(a))과 브러쉬의 주 유동부분(Fig. 2(b))에 대하여 생성한 격자

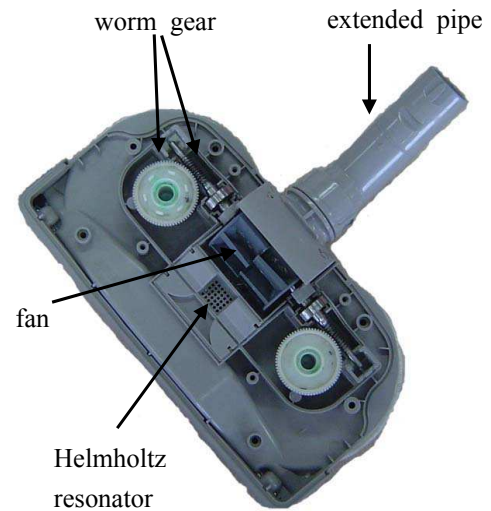


Fig. 1 A model suction nozzle with a damp-cloth brush

를 나타내었다. 팬 소음과 밀접한 관계가 있는 블레이드 끝부분은 조밀하게 격자를 생성하였다. 격자수는 약 20만개로, 이를 더 증가시켜도 해의 변화가 충분히 작음을 확인하였다. 공간차분에는 2차 정확도를 갖는 전방차분법(upwind difference scheme)을 사용하였다. 난류 모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델과 벽함수를 사용하였다.^[8]

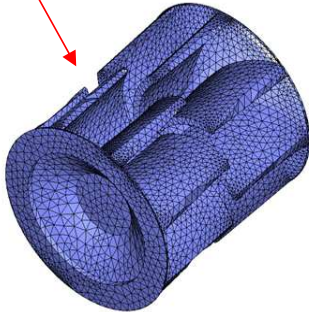
흡입구의 경계조건은 입구(inlet) 조건으로 전압(total pressure)을 101,300 Pa로 부여하고, 연장관은 출구(outlet) 조건으로 정압을 100,144 Pa(저진공 상태)로 설정하였다. 브러쉬는, 물걸레의 고속회전으로 물걸레질과 이물질 흡입에 용이하도록 설계된 특수 브러쉬로서 내부의 이중 블레이드 팬(double-blade fan)이 11,200 RPM 이상으로 회전하여 물걸레를 큰 토크로 회전시킨다. 이중 블레이드 팬과 물걸레는 웜기어로 연결이 되어 동력전달이 되며, 기어비는 1:70으로 팬이 70번 회전하면 물걸레가 1번 회전하도록 설계되었다. 팬의 회전을 고려하는 복잡한 과도 해석(transient analysis)을 수행하는 대신, 회전 좌표계에서의 정상상태 지배방정식을 푼 후, 절대 속도를 구하는 방법을 사용하였다.

본 연구에서는 위와 같은 방법과 모델을 채택하여 CFD-ACE[9]라는 수치해석 코드를 solver로 사용하여 계산을 수행하였다. 관련된 수치기법들은 참고문헌 [9]에 자세히 기술되어 있다.

2.2 실험적 방법

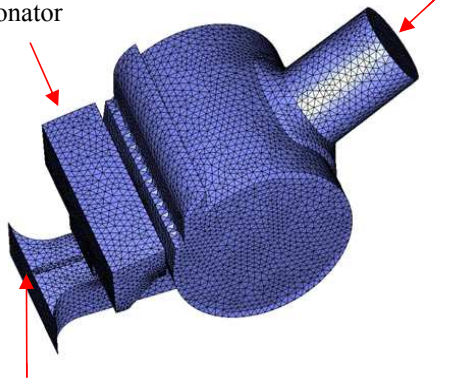
유동장 해석을 통해서 브러쉬의 흡입구에서 방

Rotation: 11,200 RPM



(a) Double-blade fan

Outlet condition, Sub type: Fixed Pressure 100,144 Pa
Helmholtz resonator



Inlet condition, Sub type: Total P 101,300 Pa

(b) Main flow part

Fig. 2 Geometry and computational grids of a damp-cloth brush

출되는 소음을 정량적으로 평가하기에는 어려움이 있으므로, 수치해석 결과의 타당성 검증을 위해 음향파워 측정 실험을 수행하여 최종 평가를 하였다. Fig. 3에 나타낸 것과 같이 가로 5 m, 세로 4 m, 높이 5 m인 무향실에서 소음을 측정하였다. 소음 측정전에 무향실의 배경소음은 18 dB(A)이고, 소음 측정 대상인 청소기의 체적이 무향실 체적의 2% 이내임을 확인하였다. 내부의 온도는 섭씨 20도를 유지하였다.

KS A ISO 3745^[10] 규격에 따라 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 무향실내 반구면상의 10개 지점에 마이크로폰(40AE, piezoelectric type, Grass Co.)을 설치하였다. 소음 측정에는 먼저, 파워미터를

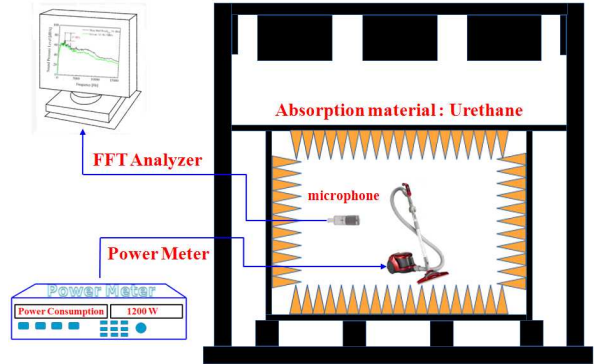


Fig. 3 Schematic diagram for the noise measurement in an anechoic room

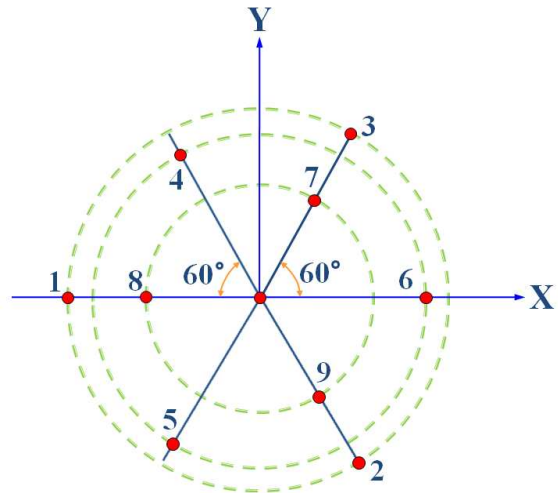
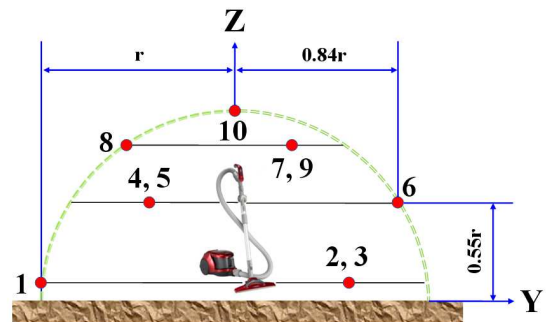


Fig. 4 Measurement positions of microphones in the hemisphere

이용하여 청소기의 소비전력을 1,200 W로 일정하게 유지한 후 3분 이상 청소기를 가동시켜 안정화시킨 이후에 일정한 소음이 방사될 때에 KS C IEC 60704^[11] 규격에 따라 청소기 소음을 마이크로폰으로 측정하였다. 실시간 FFT 분석기(Disc-16, Racal-Heim Co.)를 통해서 주파수 분석된 신호를 10초 동안 평균하였다. 특히 브러쉬만의 소음을 측정하기 위해서 청소기 본체를 Fig. 5

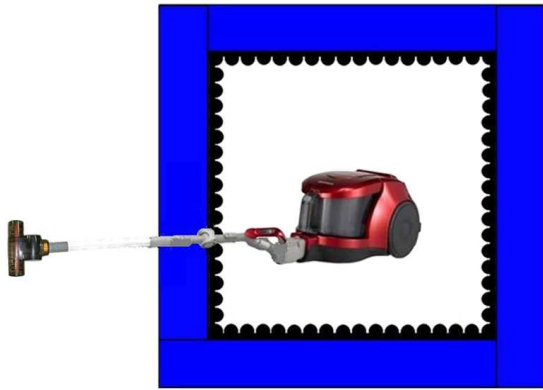


Fig. 5 Main body of the vacuum cleaner isolated by an enclosure

와 같이 우레탄 폼 흡음재가 충전된 흡음 박스 (체적 1 m³의 정육면체)에 격리하여 본체에서 발생하는 소음을 충분히 차단시킨 후 소음을 측정하였다. 측정된 음압은 아래의 식을 사용하여 음향파워 레벨로 환산하였다.

음향파워 레벨은 다음의 방법으로 계산한다. 마이크로폰 위치가 구면에서 동일한 부분 면적에 대응하고 있을 때에 표면의 음압도 L_{pf} 를 얻기 위하여 아래의 식 (1)을 사용한다.

$$L_{pf} = 10 \log \left(\frac{1}{N} \right) \left(\sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{pi}} \right) \quad (1)$$

여기에서 L_{pf} 는 구면상의 표면 음압도(dB), L_{pi} 는 i 번째의 마이크로폰 위치에 대한 배경소음을 보정한 음압도(dB), N 은 마이크로폰의 개수를 나타낸다. 음향파워 레벨은 식 (2)와 같이 계산한다.

$$L_W = L_{pf} + 10 \log \left(\frac{S_1}{S_2} \right) + C \quad (2)$$

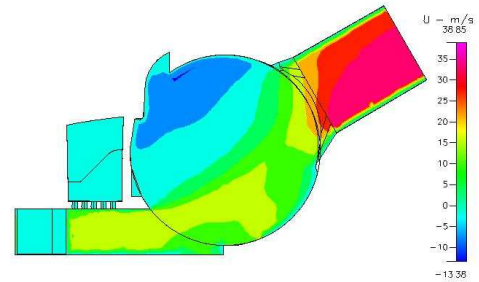
여기에서 L_W 는 측정대상의 음향파워 레벨(dB), S_1 는 시험구의 면적, S_2 는 기준면적(1 m²), C 는 온도 및 대기압의 영향에 대한 보정항(dB)을 각각 나타낸다.

3. 결과 및 논의

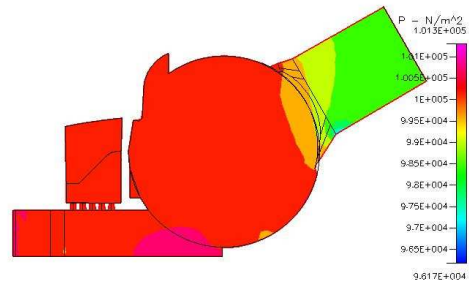
3.1 브러시의 소음원

3.1.1 수치해석 결과 및 분석

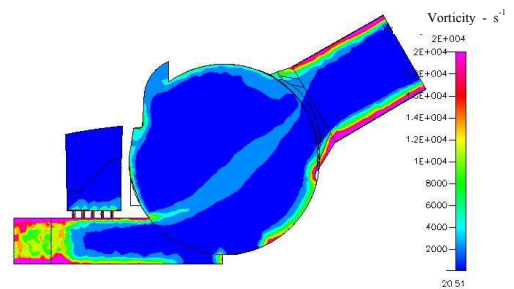
진공청소기의 브러시는 그 요구조건상 얇고, 작아야한다. 그러므로 유로가 아주 복잡하고, 바닥면과 밀착되어 흡입구가 좁아진 상태에서 30



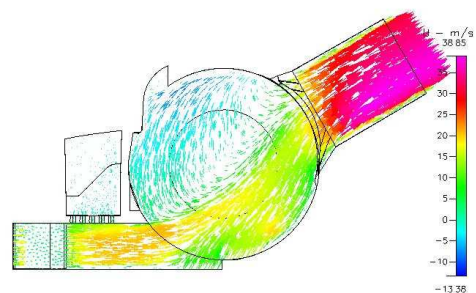
(a) Velocity field(U)



(b) Pressure field



(c) Vorticity field



(d) Velocity vector field(U)

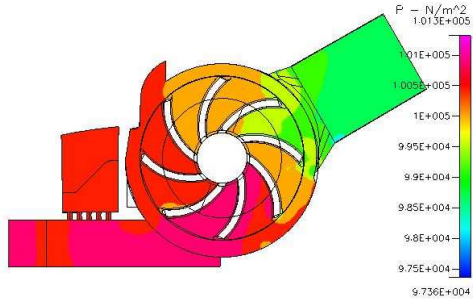
Fig. 6 Velocity field(U), pressure field and vorticity field in a brush nozzle without a fan

l/s 이상의 많은 양의 공기를 흡입하기 때문에, 브러시 내부에서 급격한 압력구배와 강한 와류가 형성이 되어 유체소음이 발생한다.

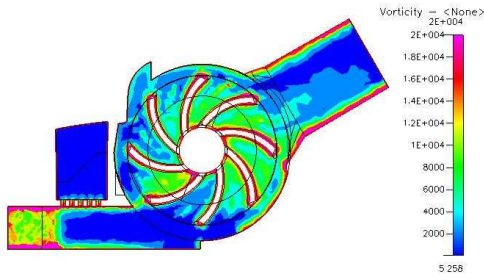
브러시 안에 형성되는 유동저항에 이중 블레이드



(a) Velocity Field(U)



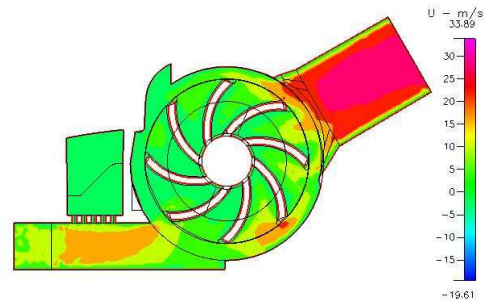
(b) Pressure Field



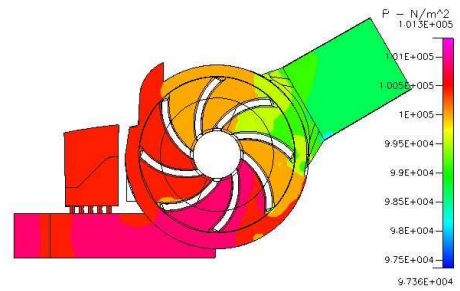
(c) Vorticity Field

Fig. 7 Velocity field((U), pressure field and vorticity field in a brush nozzle with a rotary fan

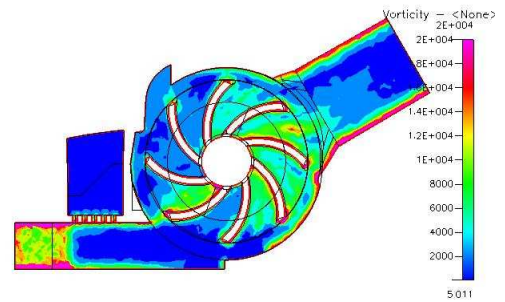
팬이 큰 영향을 끼칠 것으로 판단된다. 이 팬의 효과를 분석하기 위해서, 브러쉬 내부에 이중 블레이드 팬이 존재하지 않는 경우와 존재는 하되 팬이 정지하고 있는 경우, 회전하고 있는 경우의 각각에 대해 속도장, 압력장, 와도장(vorticity field)을 Figs. 6~8에 나타내었다. 블레이드의 기본 개수는 8개이다. 이를 통해 기본적인 유동 양상을 파악할 수 있다. 여기에 11,200 RPM의 고속으로 회전하는 팬이 주요 유동소음의 원인으로 예측되어 팬의 회전과 정지 상태에서 각각의 유동저항과 와류강도를 수치해석의 결과를 토대로 계산하였다. Figs. 6, 7에 나타난, 이중 블레이드 팬의 존재 유무에 따른 속도(U) 벡터장을 보면, 흡입구로부터 빨려 들어오는 많은 양의 공기는 이중 블레이드 팬에 의해서 상당히 많은 유동저항을 받는다. 결과적으로, 강한와류와 급격



(a) Velocity Field(U)



(b) Pressure Field(U)



(c) Vorticity Field

Fig. 8 Velocity field((U), pressure field and vorticity field in a brush nozzle with a stationary fan

한 압력구배가 형성되어 유동 소음원인으로 작용한다. 이중 블레이드 팬이 존재하는 브러쉬 내부에서 팬이 11,200 RPM의 고속 회전을 할 경우와 정지상태에 있을 경우에 대해서, 속도벡터장과 와도장(vorticity field), 압력장을 Figs. 7, 8에 나타내었다. 예상과는 달리 팬의 고속회전과 정지상태에서의 속도장, 와도장, 압력장이 서로 상당히 유사한 것으로 보아 팬 소음의 원인이 팬의 회전은 아님을 알 수 있다. 정확한 분석을 위해서 Figs. 6 ~ 8에 나타낸 유동장을 토대로 유동저항을 계산하여 table 1에 나타내었다. 유동저항, R은 다음의 식 (3)으로 정의하였다.

$$R = \left(1 - \frac{|\overline{U}|^2}{|\overline{U}_{BN}|^2}\right) \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

Table 1 Each velocity components, velocity magnitudes, and flow resistances

	U [m/s]	V [m/s]	W [m/s]	$ \overline{U} $	R
Baseline Nozzle	27.9	16.4	-0.07	32.36	
Baseline Nozzle + Fan (Rotation)	21.4	11.2	-0.05	24.15	44.3% ↑
Baseline Nozzle + Fan (Stop)	21.4	11.2	0.10	24.73	44.3% ↑

여기서, $|\overline{U}|$ 는 각 해석 대상 브러쉬의 평균 속력, $|\overline{U_{BN}}|$ 은 기본 노즐, 즉 브러쉬에서 팬을 제거한 상태에서의 평균 속력을 의미한다. 평균 속력은 연장관의 끝에서 흡입구 방향으로 5 mm 떨어진 위치의 단면에서의 평균 값을 사용하였다.

Table 1에서 볼 수 있듯이, 팬의 존재에 의해 큰 폭의 유동저항이 발생함을 알 수가 있다. 주목할 점은 팬의 회전상태와 정지상태에서의 유동저항이 유사하다는 점이다. 그러므로, 브러쉬 내부에서 발생하는 유동 소음원은, 팬의 회전이라기보다 좁은 브러쉬 내부의 복잡한 형상과 팬의 복잡한 기하학적인 형상에 의한 유동저항의 증가로 인해 발생하는 유동소음임을 알 수 있다.

3.1.2 실험적 분석

앞서 살펴본 수치해석적 소음원 분석의 타당성을 검증하기 위해서 무향실에서 음향파워를 측정하였다. 청소기를 가동시킨 후, 브러쉬 내부에 장착된 팬이 회전할 때와 강제로 팬을 고정하여 회전하지 않을 때의 소음을 측정하고 주파수 분석을 수행하여 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 먼저, 청소기의 일반적인 작동상태인 팬이 회전할 때의 스펙트럼을 살펴보면, 날개깃 통과 주파수(BPF; blade passage frequency)에 해당하는 톤 소음(tonal noise)이 1,480 Hz에서 관찰되었다. 최저 모드(mode)의 BPF는 ‘팬 회전수 ÷ 60 × 블레이드 개수’로 계산된다. 소음측정 전에 타코미터로 측정한 팬 회전수는 11,000 RPM으로써 날개깃 통과 주파수인 1,480 Hz를 통해서 계산된 팬 회전수 11,100 RPM과 거의 같다. 브러쉬 내부 팬의

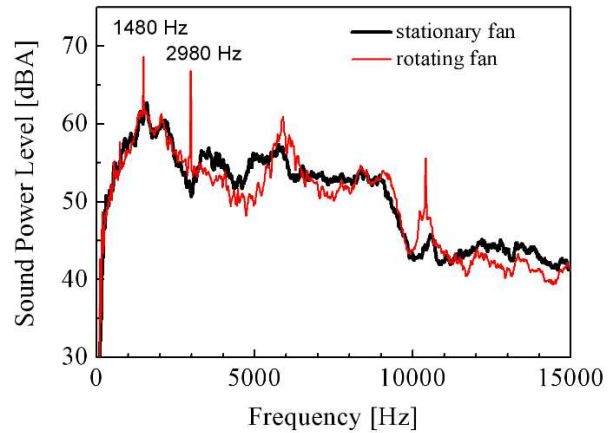


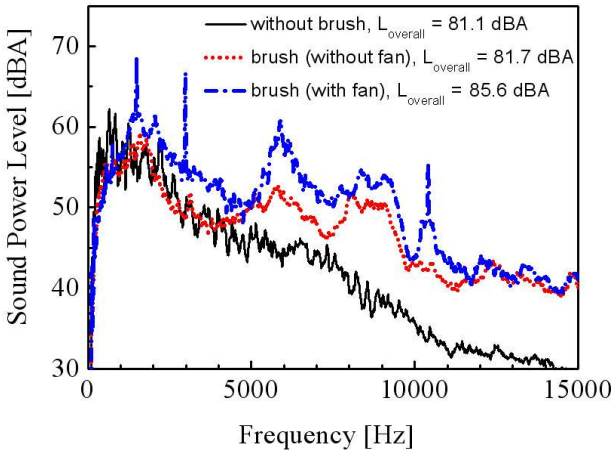
Fig. 9 Measured noise spectrum of a brush in cases of a rotating fan and a stationary fan

회전수가 시간에 따라 변화하는 것을 고려하면 두 값은 동일하다고 판정할 수 있다. 1차 날개깃 통과 주파수는 1,480 Hz, 2차 날개깃 통과 주파수는 2,980 Hz이며, 3차 이상의 날개깃 통과 주파수에서의 톤소음은 뚜렷하게 측정되지 않았다. 1차 날개깃 통과 주파수에서의 톤소음은 기저소음(광대역소음)보다 6 dBA 가량 높았는데, 이 수치는 일반적인 팬회전 톤 소음이 기저소음에 비해서 20 ~ 30 dBA 가량 높은것에 비하면 상당히 작은 수치이다. 따라서 주파수 분석 결과를 토대로 전체 소음레벨을 산출해 보아도 팬이 회전할 때는 85.6 dBA, 회전하지 않을 때는 85.4 dBA로 팬회전에 의한 톤 소음이 전체 소음레벨에 미치는 영향이 상당히 작다. 이로부터 수치해석적으로 분석된 브러쉬의 소음원이 타당함을 검증할 수 있다. 또한, 팬이 회전하지 않을 때의 주파수 분석 결과를 통해서, 본 연구 대상의 브러쉬에서는 광대역 소음 중에서도 1000 ~ 2000 Hz의 광대역 소음이 지배적으로 발생함을 알 수 있었다.

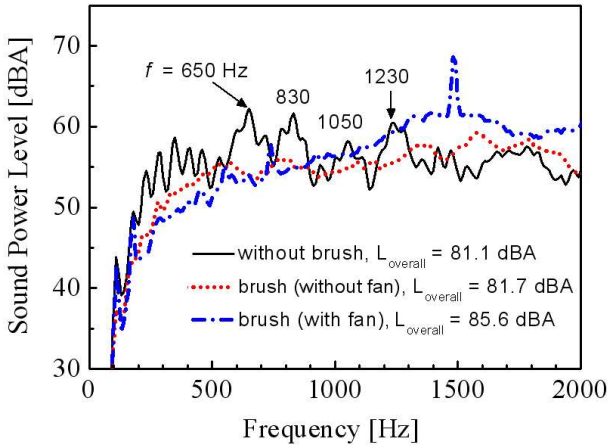
3.2 브러쉬의 소음특성

3.2.1 소음저감 한계특성

소음 분석시 유의할 효과로서 매스킹 효과(masking effect)가 있다. 이것은 소음원이 여러 개 있을 경우, 상대적 우위를 차지하는 소음원이 전체 소음레벨을 좌우하는 효과를 의미한다. 그러므로 청소기에 브러쉬(흡입노즐) 장착 전후의 소음 특성을 분석함으로써 브러쉬만을 설계 변경하여 얻을 수 있는 최대 소음저감 한계를 평가할



(a) In a full range



(b) Below 2,000 Hz

Fig. 10 Measured noise spectrum of vacuum cleaner with/without brush and fan

수 있다. 이렇게 평가한 최대 소음저감 한계가 클수록 브러쉬의 설계 변경을 통해 달성할 수 있는 소음 저감량이 상대적으로 크게된다. 그러나, 최대 소음저감 한계가 작다면 브러쉬의 사양을 대폭 변경하거나 브러쉬를 제거하지 않는 이상 소음을 저감하기 어렵게 된다.

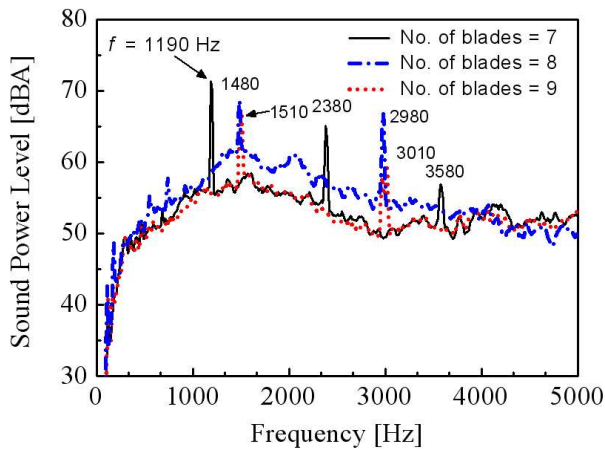
Figure 10은 브러쉬의 최대 소음저감 한계를 분석하고자 청소기 연장관에 브러쉬를 장착하지 않을 때(without brush)와 팬이 제거된 브러쉬를 장착하였을 때, 팬이 브러쉬 내부에 장착되었을 때에 대해서 각각 음향파워를 측정하여 나타내었다. 브러쉬에서 팬을 제거하면 전체 소음레벨, $L_{overall}$ 이 약 4 dBA 감소되는 것을 알 수 있다. 이것은, 팬이 브러쉬 내부의 유로를 상당부분 점유

함으로써 유로 저항의 증가로 인해서 소음이 증가하는데, 큰 유로 저항에 해당하는 팬을 완전히 제거한다고 해도 불과 4 dBA 밖에 저감할 수 없음을 의미한다. 즉, 팬을 최적화하여도 소음 저감 측면에서 보면 그 효과가 작다는 것을 의미한다.

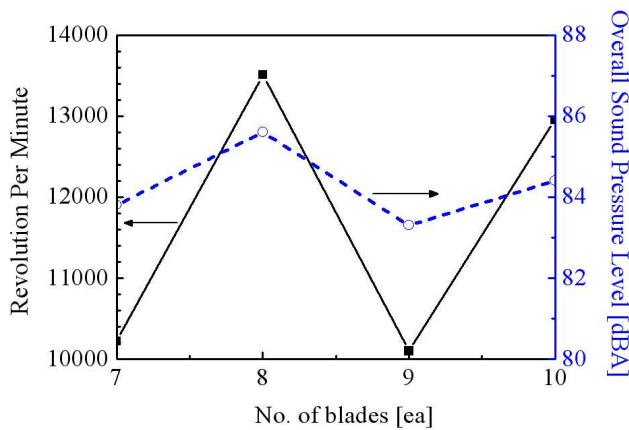
유로 저항 관점에서 살펴보면, 연장관에 브러쉬(흡입노즐)를 장착한다는 것은 공기의 흐름을 방해하는 것으로 유로 저항의 증가를 의미한다. 그러므로 흡입노즐 장착 전후의 전체 소음레벨을 살펴보면 흡입노즐의 유로를 설계 변경하여 얻을 수 있는 소음 저감량을 살펴볼 수 있다. 측정 결과를 나타낸 Fig. 10(a)를 보면, 연장관만 있는 경우와 (팬이 없는) 브러쉬를 장착한 경우에 측정된 전체 소음레벨이 각각 81.1 dBA와 81.7 dBA로 거의 차이가 없다. 즉, 브러쉬의 유무에 따른 추가적인 소음저감 한계는 불과 0.6 dBA이다. 이에 따라, 본 연구 대상인 브러쉬는 유로 저항의 대부분이 팬 자체에 의해서 형성되는 것을 알 수 있었다. 브러쉬가 장착되지 않은 연장관만의 소음측정에 대한 주파수 분석 결과를 보면, 톤 소음이 전체 소음레벨을 결정한다는 것을 알 수 있다. 톤 소음의 정체를 파악하기위해서 주파수 분석의 결과를 자세히 나타낸 Fig 10(b)를 살펴보면, 톤소음의 주파수가 각각 650 Hz, 830 Hz, 1050 Hz, 1230 Hz으로서 길이가 약 1 m 인 연장관(양쪽 끝은 음향학적으로 열린 조건 적용)의 종방향 공진 주파수와 일치하였다.

3.2.2 블레이드 개수에 따른 소음 특성

앞 절에서의 분석 결과를 통해, 브러쉬의 소음은 유동저항에 의해서 대부분 발생하기 때문에 팬의 회전과는 크게 상관관계가 없음을 알았다. 따라서, 팬에 의한 유동 저항은, 팬 블레이드 수에 따른 형상의 변경으로 인해 변화할 것으로 예측된다. 이를 파악하기 위해, 블레이드 개수에 따른 소음 레벨을 측정하여 Fig. 11에 나타내었다. 먼저 블레이드 개수가 7 ~ 9 개 일 때의 주파수 분석 결과를 나타낸 Fig. 11(a)를 살펴보면, 팬 회전에 의한 톤 소음이 발생하는 것을 알 수 있고, 블레이드 개수가 많아지면 최저 모드의 톤 소음의 주파수도 그에 따라 고주파로 이동한다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 팬 회전 소음의 일반적인 특성이다. 블레이드 개수가 7 개인 경우 톤 소음이 상대적으로 커서 청감이 좋지 않



(a)



(b)

Fig. 11 Noise spectrum (a), and overall sound power level (b) as a function of the number of blades

음을 알 수 있다. Fig. 11(b)에는 블레이드 개수에 따른 회전수와 전체 소음레벨을 나타내었다. 블레이드 개수가 7개에서 10개로 변경이 되어도 지속적으로 소음이 증가 또는 감소하는 양상은 보이지 않으며, 전체 소음레벨은 불과 2 dBA의 차이를 보이고 있다. 이것은 일반적인 팬 회전 소음의 특성과 다른 것으로 전체 소음레벨을 결정함에 있어 다른 인자가 복합적으로 작용하고 있음을 의미한다. 즉, 유동저항이 복합적으로 작용하고 있기 때문이라고 판단된다. 블레이드 개수에 따른 소음 저감량은, 브러쉬의 최대 소음저감 한계인 4 dBA를 벗어나지 않음을 알 수 있다.

다음으로 청소기 브러쉬 공기 흡입구의 폭에 따른 소음 특성을 분석하였다. 공기 흡입구는 그 폭이 어느 이상 증가하면 흡입 공기의 유속이 감

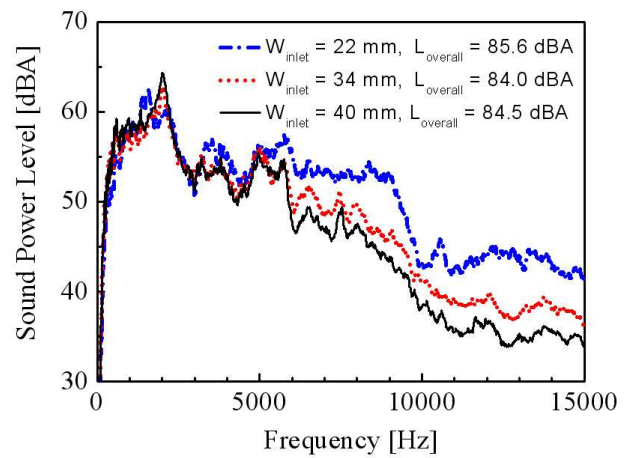


Fig. 12 Noise spectrum as a function of the width of air passage in a brush nozzle

소하므로 이에 따른 소음 특성이 변화할 것이다. 공기 흡입구 폭, W_{inlet} 을 22 ~ 40 mm로 증가시키면서 음향파워를 측정하였다. 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12를 보면 폭이 증가할수록 5,000 Hz 이상의 고주파 소음은 감소하는 것을 알 수 있었다. 그러나, 폭이 변화하여도 전체 소음레벨의 변화가 크지 않아서 흡입구 폭의 변경은 소음개선에 별 효과가 없을 것이다.

4. 결 론

진공청소기에서 소음원은 본체 내부에 있는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동소음과 바닥과 밀착되어 사용되는 브러쉬의 유동소음으로 크게 분류할 수 있다. 일반적으로는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 유동소음이 지배적이다. 그러나, 브러쉬에 팬이 장착되는 특별한 용도의 브러쉬(예, 물걸레 브러쉬)에서는 브러쉬에서 발생하는 소음이 더 지배적이다.

본 연구에서는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 소음보다 더 큰 브러쉬 소음의 소음원과 소음 발생 특성을 명확하게 분석하기 위해서 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 토대로 유동 저항을 분석한 결과, 일반적인 팬 소음의 원인인 팬의 고속 회전으로 인한 소음이 전체 소음레벨에 기여하는 부분은 작고, 좁은 유로와 복잡한 형상을 갖는 브러쉬 내부에 이중 블레이드 팬이 존재하여 유동저항의 증가하기 때문에 큰 유동소음이 발생함을 알았다. 이러한 수치해석 결과의 타당성은 실험을 통하여 검증되었다. 즉, 본 연구에서

채택한 유동 저항 평가에 따른 소음 분석 방법은 공학적으로 소음 특성을 파악하고, 저감 방안을 찾는데 유용하게 활용될 수 있다.

브러쉬의 최적 설계를 통해서 저감할 수 있는 최대 소음저감 한계가 4 dBA임을 소음측정 실험을 통해서 파악하였다. 소음 저감 방안을 찾기 위한 노력의 일환으로 팬 블레이드 개수, 공기 흡입구 확장에 따른 소음 특성을 분석하였다. 이로부터 최대 소음저감 한계가 너무 작아서 팬 블레이드 개수, 공기 흡입구 확장에 따른 소음 저감량이 불과 2 dBA로 작은 것을 알 수 있었다. 결과적으로, 청소기 브러쉬의 소음을 효과적으로 저감하려면 톤 소음을 줄이는 것보다 유동저항을 감소시켜 광대역 소음을 줄이는 것이 효과적임을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Kim, J. Y., Kwac, L. K., An, J. S., Yang, D. J., Song, K. S. and Park, K. H., 2004, "The Flow Analysis for Vibration and Noise Diagnostic of Vacuum Cleaner Fan Motor," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 13, No. 4, pp. 56~63.
- (2) Velarde-Suarez, S., Ballesteros-Tajacluará, R., and Nurtado-Cruz, J. P., 2006, "Experimental Determination of the Tonal Noise Sources in a Centrifugal Fan," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 295, Issues 3-5, pp. 781~796.
- (3) Jeon, W. H., Baek, S. J. and Kim, C. J., 2003, "Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of the Centrifugal Fan in a Vacuum Cleaner," *Journal of Sound and Vibration*, Vol 268, Issues 5, pp. 1025~1035.
- (4) Park, D.-B., 1998, "A Study on Suction Nozzle Flow and Air Passage-Way Resistance of Vacuum Cleaner," M.Sc. Thesis, Intelligent Machinery System, Graduate School, Pusan National University, pp. 4~35.
- (5) Park, C. W. and Lee, S. J., 2002, "Fluid Dynamic Study on the Improvement of Vacuum Cleaner Suction Nozzle Performance," *KSME Spring Conference*, pp. 1826~1830.
- (6) Gu, J.-H., Lee, S.-K., Jeon, W. H. and Kim, C. J., 2005, "Development of Index for Sound Quality Evaluation of Vacuum Cleaner Based on Human Sensibility Engineering," *KSNVE*, Vol. 15, No. 7, pp. 821~828.
- (7) Park, I.-S., Sohn, C. H., Lee, S., Song, H. and Oh, J., 2010, "Flow-Induced Noise in a Suction Nozzle with a Centrifugal Fan of a Vacuum Cleaner and Its Reduction," *Applied Acoustics*, Vol. 71, pp. 460~469.
- (8) Kim, K. H., 1998, "Incompressible Flow Simulation of Impeller for Vacuum Cleaner Motor," M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, pp. 17~35.
- (9) CFD-ACE-GUI Modules Manual, Ver. 2009, ESI-CFD, 2009.
- (10) KS A ISO 3745, 2002, Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Pressure - Precision Methods for Anechoic and Hemi-Anechoic Rooms.
- (11) IEC 60704-1, 1997, Test code for the Determination of Airborne Acoustical Noise -Part 1: General Requirements. Geneva, International Electrotechnical Commission.