

팬이 장착된 진공청소기 흡입 노즐내 유로 유동 소음해석

Numerical Analysis of Flow-Induced Noise in Suction Nozzle of a Vacuum Cleaner with a Rotary Fan

박이선* · 손채훈† · 이성철** · 오장근**

I Sun Park, Chae Hoon Sohn, Sungcheol Lee and Jangkeun Oh

Key Words : Flow-Induced Noise(유동기인 소음), Suction Nozzle(흡입 노즐), Flow Resistance(유동저항), Vorticity(와류강도)

ABSTRACT

Flow resistance induced by each element in suction nozzle of a vacuum cleaner with a rotary fan is investigated numerically and its relation with flow-induced noise is examined. Flow resistance and vorticity in suction nozzle are calculated and it is found that they are closely related with flow-induced noise. From numerical results, it is suggested that reduction of flow resistance effectively increases air-suction performance and decreases sound pressure level of noise generated in the suction nozzle.

2. 지배방정식과 수치해법

1. 서론

진공청소기의 주요기술은 성숙단계에 이르렀지만, 여전히 큰 소음이 문제가 되고 있다. 진공청소기는 원심팬(centrifugal fan)이 30,000~40,000 RPM 정도의 고속회전으로 많은 공기를 빠르게 흡입하므로, 그 특성상 주요 소음 원인이 유동과의 강한 연관성을 갖는 유동소음(flow-induced noise)으로 알려져 있다. 진공청소기의 소음원은 일반적으로 본체 내부에 존재하는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동소음⁽¹⁾과 브러쉬의 흡입 노즐에서 발생하는 유동소음으로 분류할 수가 있으며, 일반적으로는 본체 내부에 존재하는 원심팬의 소음이 지배적이다.⁽²⁾

그러나, 본 연구에서는 원심팬의 소음원보다 큰 이불브러쉬의 주요 소음원인을 분석하기위해서 정상상태(steady state)의 수치해석⁽³⁾을 수행하였으며, 주요 소음원인으로 예측되는 이불 브러쉬 내부에 장착된 팬을 중심으로 이불 브러쉬 각 요소의 유동저항^(4,5,6)(flow resistance), 와도(vorticity)와 압력장을 분석하였다.

본 연구에서는 연속방정식과 운동량 방정식, 즉 Navier-Stokes 방정식⁽⁷⁾의 풀이를 통해 브러쉬내 유동장을 모사하였다. Navier-Stokes 방정식은 다음과 같이 유도할 수 있으며, 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}((\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}\mu(\frac{\partial u_m}{\partial x_m})\delta_{ij}) + \rho f_i \quad (1)$$

여기에서 u_i 는 i 방향으로의 순간 가속도, u_j 는 j 방향으로의 순간 가속도를 의미하며, ρ 는 유체의 밀도, f_i 는 i 방향의 체적력을 나타낸다. Navier-Stokes 방정식은 비선형성과 경계조건의 복잡성이 결부되어 정확한 해석 해를 얻기가 불가능하므로, 수치해석적인 방법으로 해를 구한다.

3. 해석대상 브러쉬와 경계조건

해석 영역으로는 이불 브러쉬의 흡입구부터 브러쉬의 연장관까지에서 주요 유동 부분을 채택하였으며, 브러쉬의 형상과 격자체를 Fig 1a과 같이 나타내었다. 격자수는 약 20 만개를 생성하여 수치해석에 사용하였다.

흡입구의 경계조건은 inlet 조건으로 total pressure

† 책임저자, 조선대학교 항공우주공학과
E-mail : chsohn@chosun.ac.kr
Tel : (062) 230-7123, Fax : (062) 230-7123

* 조선대학교 대학원 항공우주공학과

** 삼성광주전자, 청소기개발그룹

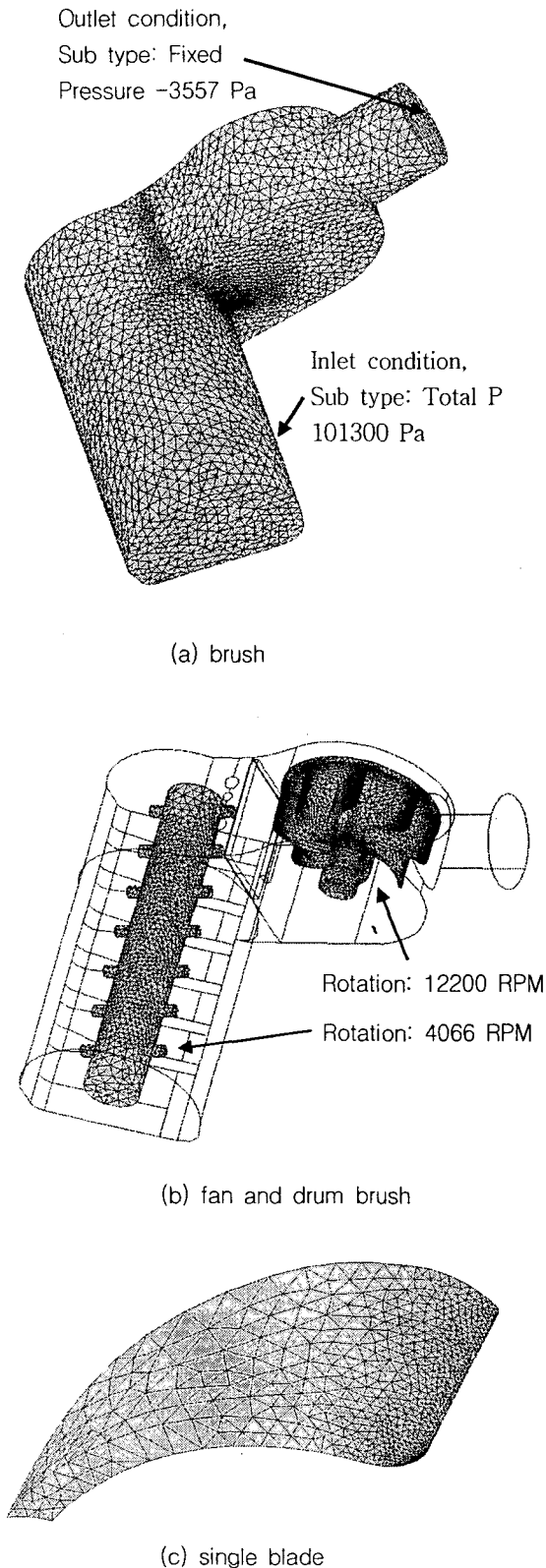


Fig. 1 Geometries and computational grids of brush, fan and drum brush

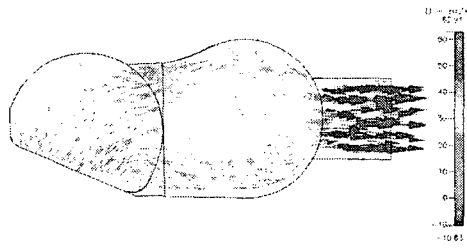
101300 Pa을 부여하고, 연장관은 outlet 조건으로 fixed pressure의 $-363\text{mmH}_2\text{O}$ (-3557 Pa)로 설정하였다. 이불 브러쉬는 이불의 먼지제거에 용이하도록 설계된 특수 브러쉬로 내부의 드럼 브러쉬(drum brush)가 회전하여 이불의 먼지를 제거하여 흡입한다. 드럼 브러쉬의 동력을 제공하는 팬이 장착되어 빠르게 흡입되는 유체로 인해서 12200 RPM으로 고속회전을 한다. 팬과 드럼 브러쉬는 벨트로 연결이 되어 있으며, 기어비는 1:3이다. Fig 1b에 팬과 드럼 브러쉬를 나타내었다. 팬소음과 밀접한 관계가 있는 블레이드 끝부분(Fig 1c)은 조밀하게 격자를 생성하여 소음 특성을 반영하였다.

4. 결과 및 논의

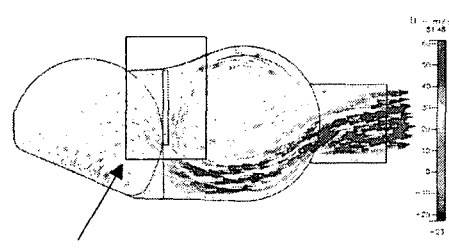
진공청소기의 브러쉬는 그 특성상 얇고, 작아야한다. 그러므로 유로가 아주 복잡하고, 바닥면과 밀착되어 흡입구가 좁아진 상태에서 30 l/s 이상 많은 양의 공기를 흡입함으로써 급격한 압력구배와 강한 와류가 형성되어 유체소음이 발생한다. 그러므로 소음원인 분석에 있어서, 유동가시화가 필수적이지만, 브러쉬안의 유체 속도가 40 m/s 이상 형성되는 브러쉬 내부의 유동을 fog generator를 사용하여 실험적으로 유동가시화를 하는 데에는 큰 어려움이 있기 때문에, 수치해석을 수행하였다.

Figure 2는 브러쉬 안에 형성되는 유동저항을 분석하기 위해서, 브러쉬 내부의 팬, 드럼 브러쉬, guide block을 유체역학적 특성을 갖는 주요 변수로 보고, 각각의 요소(element)들의 존재 유무에 따른 정상상태 해석(steady state analysis)를 수행하여 속도장, 압력장, 와도장(vorticity field)를 나타내었다. 여기에 12200 RPM의 고속 회전하는 팬이 주요 유동소음의 원인으로 예측되어 팬의 회전과 정지 상태에서 각각의 유동저항과 와류강도를 수치해석의 결과를 토대로 계산하였다. Fig 2a에서 Fig 2f에 나타낸바와 같이 각각의 요소들의 존재 유무에 따른 속도(U) 벡터장으로 흡입구로부터 빨려들어오는 많은 양의 공기는 드럼 브러쉬에 의해 1차 저항을 받고, 2차적으로 guide block에 의해서 상당히 많은 유동저항을 받는다. 그리고 복잡한 팬의 형상으로 인해서 결과적으로 큰 유로 저항을 받아서 강한와류와 급격한 압력구배가 형성되어 유동소음의 원인으로 작용한다. Fig 2e에서 Fig 2j까지를 살펴보면, 드럼 브러쉬, guide-block, fan이 모두 존재하는 브러쉬에서 팬이 12200 RPM의 고속 회전을 할 경우와 정지 상태에 있을 경우에 대해서, 속도벡터장과 와도장(vorticity field), 압력장을 나타내었다. 예측과는 달리 팬의 고속회전과 정지상태의 속도장, 와도장, 압력장이 상당히 유사한 것으로 보아 일반적으로 팬소음의 원인으로 알려진 팬의 회전이 아님을 알 수 있다.

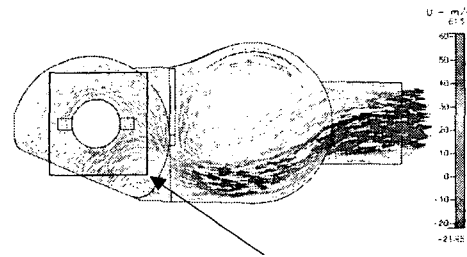
정확한 분석을 위해서 Fig 2에 나타낸 유동장을 토대로



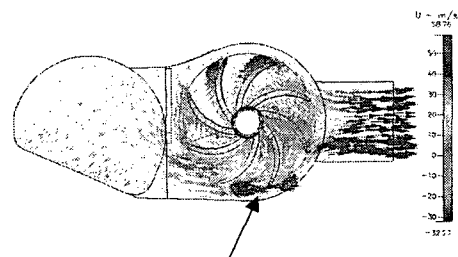
(a) Reference Nozzle



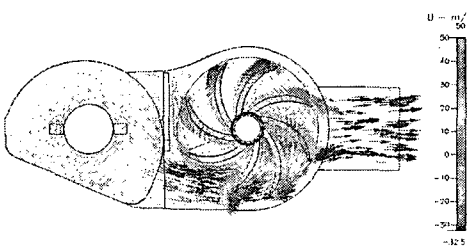
(b) Guide Block



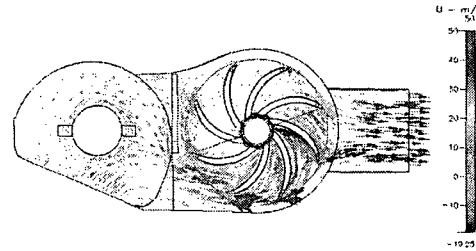
(c) Guide Block + Drum brush (Rotation)



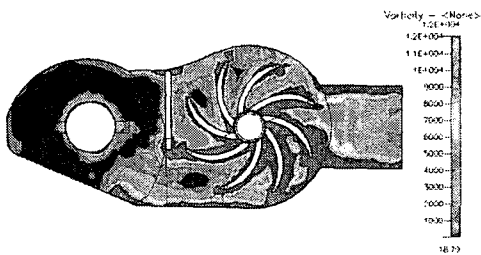
(d) Guide Block + fan (Rotation)



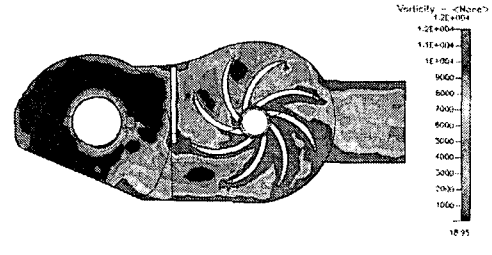
(e) Brush (Drum brush, fan Rotation)



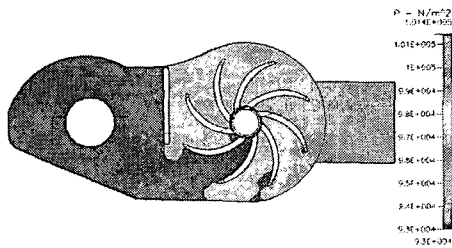
(f) Brush (Drum brush, fan Stop)



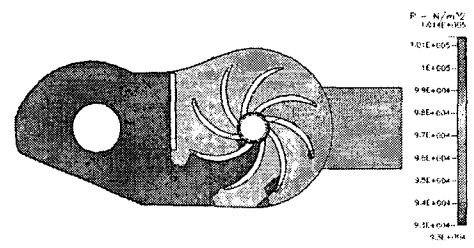
(g) Vorticity field in Brush (Rotation)



(h) Vorticity field in Brush (Stop)



(i) Pressure field in Brush (Rotation)



(j) Pressure field in Brush (Stop)

Fig. 2 U vector(a-f), vorticity(g, h) and pressure fields(i, j) in brush

Table. 1 Flow resistance generated by each element

	U [m/s]	V [m/s]	W [m/s]	\bar{U}	R
Reference Nozzle	42.06	-0.18	0.04	42.06	
Ref+Block	35.38	1.88	0.20	35.43	29.1% ↑
Ref+Block+Drum	34.69	1.39	0.41	34.73	31.9% ↑
Ref+Block+Fan	29.33	-0.37	0.12	29.34	51.3% ↑
Brush (fan Rotation)	26.75	0.03	-0.86	26.77	59.5% ↑
Brush (fan Stop)	26.91	0.08	-0.94	26.93	59% ↑

유동저항을 계산하여 table 1에 나타내었다. 유동저항 계산에는 식(2)를 사용하였다.

$$R = (1 - \frac{\bar{U}^2}{U_R^2}) \times 100 \quad [\%] \quad (2)$$

여기서, \bar{U} 는 주요 변수가 되는 guide block, 드럼 브러쉬, 팬의 존재 유무에 따른 평균 속력을 의미하고 U_R 은 기존 제품인 브러쉬에서 guide block, 드럼 브러쉬, 팬을 모두 제거한 상태에서의 평균속도를 의미한다. 평균속도는 연장관의 끝에서 흡입구 방향으로 5 mm 떨어진 위치의 단면에서의 평균 속도를 사용하였다. 또한, R은 유로저항을 나타낸다.

Table 1을 살펴보면, 앞에서 기술한대로 guide block에 의해서 1차적으로 큰 저항을 받고, 드럼 브러쉬에 의한 유동저항은 예측보다 작음을 알 수 있었다. 팬의 의한 유동저항 역시 큰 폭의 증가를 알 수가 있고, 흥미로운 점은 팬의 회전일 때와 정지상태에서의 유동저항이 상당히 비슷하다는 점이다. 그러므로 이불 브러쉬에서 발생하는 유동소음의 원인은 팬의 회전에 의한 소음보다 좁은 브러쉬 안에 복잡한 형상과 더불어 팬의 복잡한 기하학적인 형상에 의해서 유동저항의 증가로 인한 유동소음이 지배적임을 알 수 있었다.

5. 결 론

진공청소기에서 소음원은 본체 내부에 있는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동소음과 바닥면과 밀착되어 사용되는

브러쉬의 유동소음으로 크게 분류할 수 있고, 일반적으로는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 유동소음이 지배적이다.

본 연구에서는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 소음원보다 더 큰 이불 브러쉬의 소음 원인을 명확하게 분석하기 위해서 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 토대로 유동저항을 분석한 결과, 팬으로부터 상당한 소음이 발생하는 것은 사실이지만, 일반적인 팬소음의 원인인 팬의 고속 회전으로 인한 소음보다 좁은 유로와 복잡한 형상을 갖는 브러쉬 안에 복잡한 기하학적 형상을 갖는 팬이 존재하기 때문에 유동저항의 증가로 인해서 유동소음이 크게 발생하는 것을 알 수 있었다.

그러므로, 이불 브러쉬의 유동소음 저감에 있어서 팬의 주요 설계 변수를 최적화하여 소음을 저감하는 것보다, 음향학적 상사성을 기초로 하여 팬의 기존 성능을 유지하고 팬으로 인한 연장관 쪽의 유동저항을 줄임으로써 소음을 저감하는 것이 더욱 효과적일 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2006년도 삼성광주전자의 지원을 받아 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 홍병국, 송화영, 이동훈, 이창근, 김동윤, 2005, "가정용 레인지후드의 소음저감에 관한 연구", 추계학술대회 논문집, 한국소음진동공학회, pp. 449-452
- (2) Sandra Velarde-Suarez, Rafael Ballesteros-Tajacluar, Juan Pablo Nurtado-Cruz, 2006, "Experimental determination of the tonal noise sources in a centrifugal fan," Journal of Sound and Vibration, Vol. 295, pp. 781-796
- (3) Wan Ho Jeon, Seung Jo Baek and Chang Joon kim, 2003, "Analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner," Journal of Sound and Vibration, Vol. 268, pp. 1025-1035
- (4) 박덕배, 1998, "진공청소기의 유로저항 및 유동특성에 관한 연구", 공학석사학위 논문, pp. 4-35
- (5) 박철우, 이상준, 2002, "진공청소기 흡입노즐의 성능향상을 위한 유체역학적 연구", 춘계학술대회 논문집, 대한기계학회, pp. 1826-1830
- (6) 구진희, 이상권, 전완호, 김창준, 2005, "감성공학을 기초한 진공청소기의 음질인덱스 개발", 한국소음진동공학회지, 제15권, 제7호, pp. 821-828
- (7) 김경호, 1998, "진공청소기 모터의 임펠러 내부 유동장 해석", 공학석사학위 논문, pp. 17-35