

# 이중 블레이드 팬이 장착된 진공청소기 흡입 노즐내 유로 유동 소음 및 팬 성능 해석

박이선\*·손채훈†·이성철\*\*·오장근\*\*

## Numerical Analysis of Flow-Induced Noise and Fan Performance in Suction Nozzle of a Vacuum Cleaner with a Double-Blade Fan

I Sun Park, Chae Hoon Sohn, Sung Cheol Lee and Jang Keun Oh

**Key Words:** Flow-Induced Noise(유동기인 소음), Suction Nozzle(흡입 노즐), Flow Resistance(유동 저항), Cross-Flow Fan(횡류팬)

### Abstract

Rotary performance and flow resistance induced by each element in suction nozzle of a vacuum cleaner with a double-blade rotary fan are investigated numerically and its relation with flow-induced noise and rotary performance is examined. Flow resistance and vorticity in suction nozzle are calculated and it is found that they are closely related with flow-induced noise. Gap between double blades, adoption of cross-flow fan, enlargement of flow inlet area, and optimization of blade number are tested for noise reduction. Finally, the effects of each method are verified experimentally. It is found that several combinations of the proposed methods can be adopted for noise reduction although the degree of reduction is not much.

### 1. 서 론

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 노즐

에서 발생하는 유동소음으로 분류할 수가 있으며, 일반적으로는 본체 내부에 존재하는 원심팬의 소음이 지배적이다[2].

그러나, 본 연구에서는 원심팬의 소음원보다 큰 물결레 브러쉬의 주요 소음원인을 분석하기 위해서 정상상태(steady state)의 수치해석[3]을 수행하였으며, 주요 소음원인으로 예측되는 물결레 브러쉬 내부에 장착된 이중 블레이드 팬을 중심으로 물결레 브러쉬 각 요소의 유동저항(flow resistance)[4,5,6], 와도(vorticity)와 압력장을 분석하고 실험적으로 타당성을 검증하였다.

### 2. 지배방정식과 수치해법

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

---

† 정회원, 세종대학교 기계항공우주공학부  
E-mail : chsohn@sejong.ac.kr  
TEL : (02)3408-3788 FAX : (02)3408-3333  
\* 조선대학교 일반대학원 항공우주공학과  
\*\* 삼성광주전자, 청소기개발그룹

---

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right) \delta_{ij} \right) + \rho f_i$$

여기에서  $u_i$ 는  $i$  방향으로의 순간 가속도,  $u_j$ 는  $j$  방향으로의 순간 가속도를 의미하며,  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $f_i$ 는  $j$  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 물걸레 브러쉬의 흡입구부터 브러쉬의 연장관까지에서 주요 유동 부분을 채택하였으며, Fig. 1에 이중블레이드 팬(Fig.1a)과 물

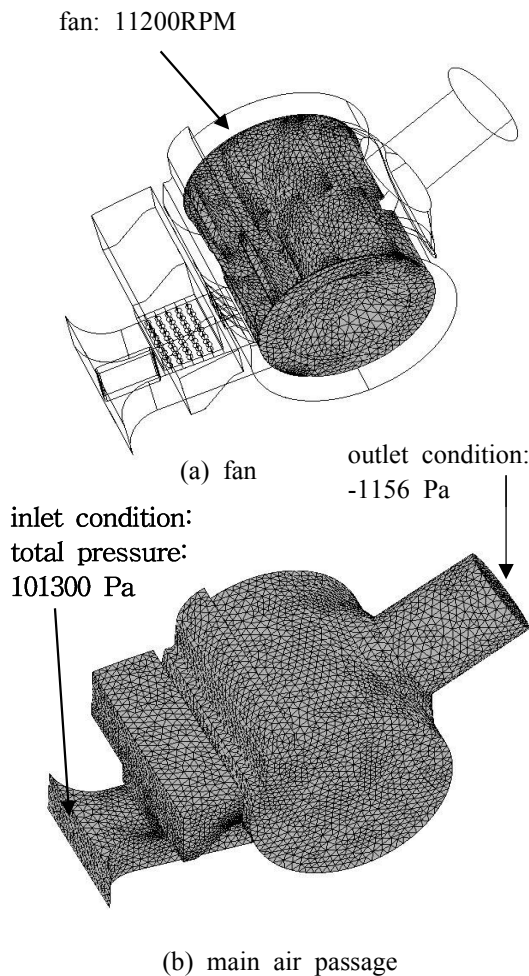


Fig. 1 Computational grids of base brush

걸레 브러쉬의 주유동(Fig.1b) 부분에 대하여 격자를 생성하여 나타내었다. 팬 소음과 밀접한 관계가 있는 블레이드 끝부분은 조밀하게 격자를 생성하여 소음 특성을 반영하였다. 격자수는 약 20만개로 더 증가하여도 수치해석의 해의 변화가 충분히 작음을 확인하였다.

흡입구의 경계조건은 inlet 조건으로 total pressure 101300 Pa을 부여하고, 연장관은 outlet 조건으로 fixed pressure의 -118 mmH<sub>2</sub>O (-1156 Pa)로 설정하였다. 물걸레 브러쉬는 물걸레의 고속 회전으로 물걸레질과 이물질 흡입에 용이하도록 설계된 특수 브러쉬로 내부의 이중 블레이드 팬(double-blade fan)이 11200RPM 이상으로 회전하여 물걸레를 큰 토크로 회전시킨다. 이중 블레이드 팬과 물걸레는 웜기어로 연결이 되어 동력전달이 되며, 기어비는 1:70으로 팬이 70번 회전하면 물걸레가 1번 회전한다.

### 4. 결과 및 논의

#### 4.1 이중 블레이드 팬 성능 분석

물걸레 브러쉬 내부에 장착된 이중 블레이드 팬의 회전 성능을 분석하기 위하여 블레이드 번호를 그림 Fig. 2에 나타내었고, 블레이드 전후면의 압력차를 계산하여 table 1에 나타내었다. Table 1을 보면, 팬 중심과 연장관 중심을 연결한 선의 윗 부분의 블레이드는 음압(negative pressure)이 걸리는 것을 알 수 있고, 음압은 팬의 회전을 방해하는 힘으로써 양압의 50%정도의 큰 부분을 차지하는 것을 알 수 있다. 그러므로 팬 성능을 저하시키는 주요 원인을 많은 양의 공기를 흡입하는 브러쉬 내부의 급격한 유로 변화에 따른 블레이드 표면에 걸리는 음압임을 알 수 있다. 가시적인 확인을 위하여 양압이 크게 걸리는 1번

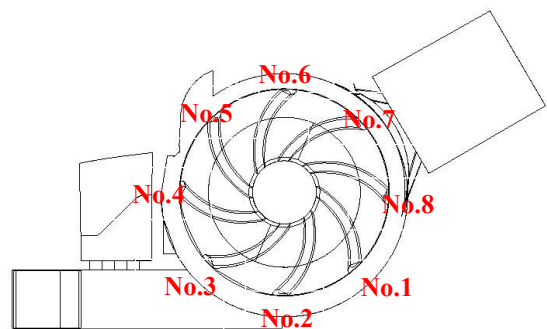
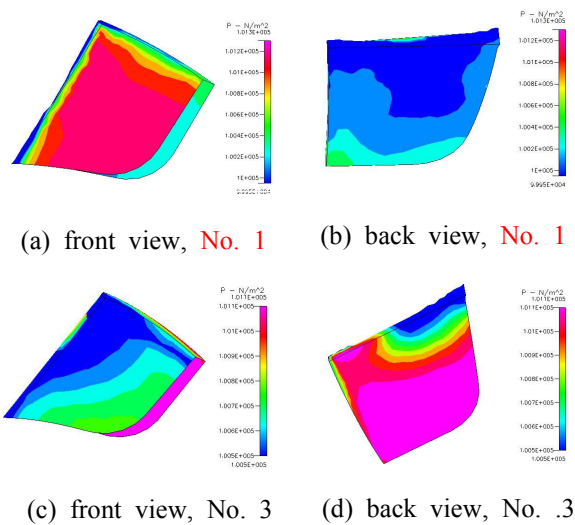


Fig. 2 Fan blade number

**Table 1** P Distribution on blade surfaces

		No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
<b>Ref_Nozzle: 브러쉬에서 팬을 제거한 상태</b>					
<b>Brush</b>	R	977	244	-465	-83
	L	757	-24	-344	-74
		<b>No. 5</b>	<b>No. 6</b>	<b>No. 7</b>	<b>No. 8</b>
<b>Ref_Nozzle</b>					
<b>Brush (Rotation)</b>	R	-91	-228	-100	437
	L	-139	-254	101	727
		<b>압력차 합계</b>	<b>평균 속도</b>	<b>와도</b>	<b>유동 저항</b>
<b>Ref_Nozzle</b>			32.4	3226	
<b>Brush (Stop)</b>		1439Pa	24.15m/s	7333	44.3%



**Fig. 3** Pressure field of blade surfaces (Nos. 1, 3)

블레이드와 음압이 크게 걸리는 3번 블레이드 표면의 압력장을 Fig. 3에 나타내었다.

4.2 소음 원인 수치해석적 분석 및 실험적검증  
진공청소기의 브러쉬는 그 특성상 얇고, 작아 야한다. 그러므로 유로가 아주 복잡하고, 바닥면 과 밀착되어 흡입구가 좁아진 상태에서 30 이 상 많은 양의 공기를 흡입함으로써 급격한 압력 구배와 강한 와류가 형성되어 유체소음이 발

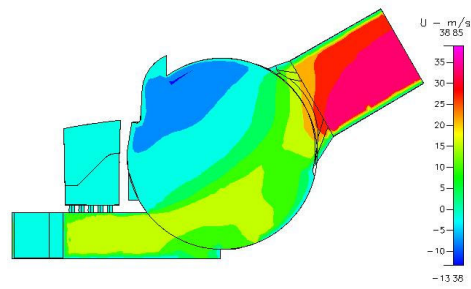
생한다. 그러므로 소음원인 분석에 있어서, 유동 가시화가 필수적이지만, 브러쉬안의 유체 속도가 40 m/s이상 형성되는 브러쉬 내부의 유동을 fog generator를 사용하여 실험적으로 유동가시화를 하는 데에는 큰 어려움이 있기 때문에, 수치해석을 수행하였다.

Figure 4는 브러쉬 안에 형성되는 유동저항을 분석하기위해서, 브러쉬 내부의 이중 블레이드 팬을 유체역학적 특성을 갖는 주요 변수로 보고, 팬의 존재 유무와 팬의 회전(Fig. 5)과 정지 상태 (Fig. 6)의 정상상태 해석(steady state analysis)을 수행하여 속도장, 압력장, 와도장(vorticity field)를 나타내었다. 여기에 11200 RPM의 고속 회전하는 팬이 주요 유동소음의 원인으로 예측되어 팬의 회전과 정지 상태에서 각각의 유동저항과 와류강도를 수치해석의 결과를 토대로 계산하였다. Figures 4, 5에 나타낸바와 같이 이중 블레이드 팬의 존재 유무에 따른 속도(U) 벡터장으로 흡입 구로부터 빨려들어오는 많은 양의 공기는 이중 블레이드 팬에 의해서 상당히 많은 유동저항을 받는다. 결과적으로, 강한와류와 급격한 압력구배가 형성되어 유동 소음의 원인으로 작용한다. Figures 5, 6을 살펴보면, 이중 블레이드 팬이 존재하는 브러쉬 내부에서 팬이 11200 RPM의 고속 회전을 할 경우와 정지상태에 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.

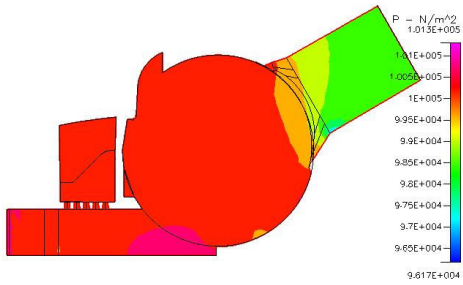
정확한 분석을 위해서 Figs. 4~6에 나타낸 유동장을 토대로 유동저항을 계산하여 table 2에 나타내었다. 유동저항 계산에는 식(2)를 사용하였다.

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

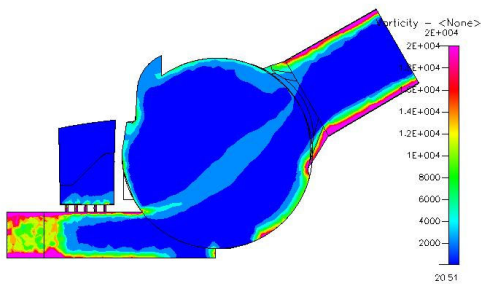
여기서,  $\overline{U}$ 는 주요 변수가되는 팬의 존재 유무에 따른 평균 속력을 의미하고  $U_R$ 은 기존 제품인 브러쉬에서 팬을 제거한 상태에서의 평균속도를 의미한다. 평균속도는 연장관의 끝에서 흡입구 방향으로 5 mm 떨어진 위치의 단면에서의 평균속도를 사용하였다. 또한, R은 유로저항을 나타낸다.



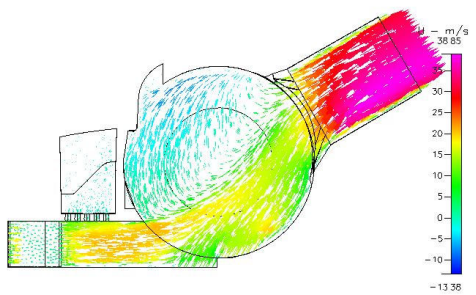
(a) velocity field(U)



(b) pressure field



(c) vorticity field



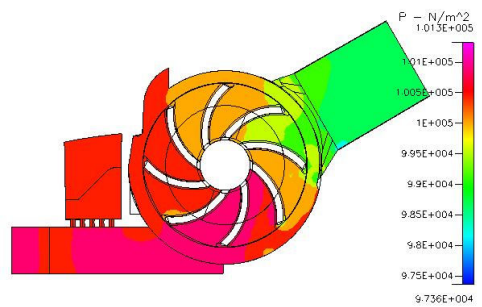
(d) velocity vector field(U)

**Fig. 4** Velocity field((U), pressure field and vorticity field (reference nozzle))

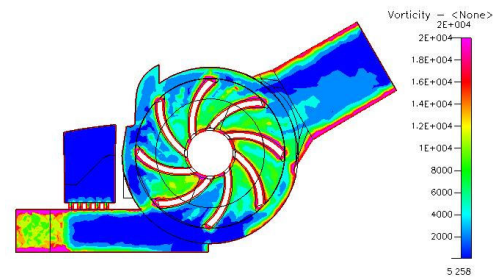
Table 2을 살펴보면, 앞에서 기술한대로 팬의 존재 유무에 따라 큰 폭의 유동저항이 증가함을 알 수가 있다. 흥미로운 점은 팬의 회전일 때와 정지상태에서의 유동저항이 상당히 비슷하다는



(a) velocity Field(U)



(b) pressure Field



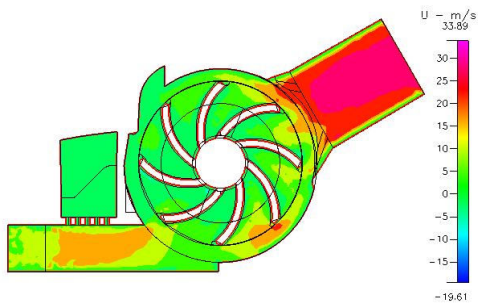
(c) vorticity Field

**Fig. 5** Velocity field((U), pressure field and vorticity field (fan rotation))

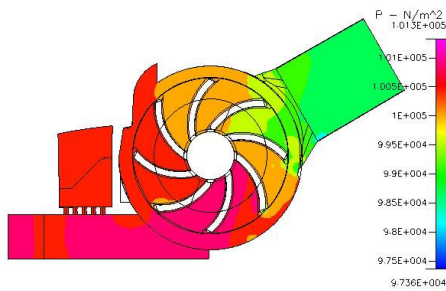
점이다. 그러므로 물걸레 브러쉬 내부에서 발생하는 유동소음의 원인은 팬의 회전에 의한 소음보다 좁은 브러쉬 안에 복잡한 형상과 더불어 팬의 복잡한 기하학적인 형상에 의해서 유동저항의 증가로 인한 유동소음이 지배적임을 알 수 있었다.

앞서 기술한 수치해석적 소음원인 분석의 타당성을 검증하기 위해서 실험을 통하여 확인하였다. 실험은 브러쉬내 팬을 제거하여 소음을 측정하고, 장착된 팬이 회전할 때, 팬이 정지할 때의 소음을 측정하여 전체 소음 레벨의 크기를 분석하여 알 수 있었다. 브러쉬의 소음 측정 결과를 table. 3에 나타내었다. 수치해석에 의한 소음원인으로 추정되었던 것을 팬이 정지 할 때와 팬이 회전 할 때의 전체 소음 레벨이 거의 일치한다는

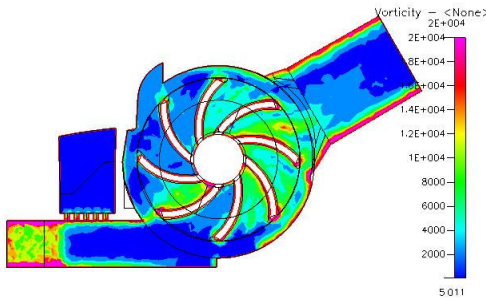




(a) velocity Field(U)



(b) pressure Field(U)



(c) vorticity Field

**Fig. 6** Velocity field((U), pressure field and vorticity field(fan stop)

사실로부터 명확히 알 수가 있었다.

### 5. 결론

진공청소기에서 소음원은 본체 내부에 있는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동소음과 바닥면과 밀착되어 사용되는 브러시의 유동소음으로 크게 분류할 수 있고, 일반적으로는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 유동소음이 지배적이다.

본 연구에서는 본체의 원심팬에 의해서 생성되는 소음원보다 더 큰 물결레 브러시의 소음 원인

**Table. 2** Flow resistance of each element

	U [m/s]	V [m/s]	W [m/s]		R
Reference Nozzle	27.9	16.4	-0.07	32.36	
Brush (Rotation)	21.4	11.2	-0.05	24.15	<b>44.3% ↑</b>
Brush (Stop)	21.4	11.2	0.10	34.73	<b>44.3% ↑</b>

**Table. 3** Noise measurement test

Test No.	시험인자	전체소음레벨
1	Reference Nozzle	81.7 dBA
2	Brush (Rotation)	<b>85.6 dBA</b>
3	Brush (Stop)	<b>85.4 dBA</b>

을 명확하게 분석하기 위해서 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 토대로 유동저항을 분석한 결과, 이중 블레이드 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 이중 블레이드 팬이 존재하기 때문에 유동저항의 증가로 인해서 유동소음이 크게 발생하는 것을 알 수 있었고, 실험을 통하여 그 타당성을 검증하였다.

따라서, 물결레 브러시의 유동소음 저감에 있어서 팬의 주요 설계 변수를 최적화하여 소음을 저감하는 것보다, 음향학적 상사성을 기초로 하여 이중 블레이드 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) 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-Tajacluara, 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", 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", *KSMESpring 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) Kim, K. H., 1998, "Incompressible Flow Simulation of Impeller for Vacuum Cleaner Motor", Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, pp. 17-35