진공청소기 흡입 노즐의 저소음화를 위한 유동 해석

엄 윤 섭 • 김 대 식 • 박 병 일
(LG전자 리빙시스템연구소)

1. 머 리 말

진공청소기에서 발생하는 주 소음원은 휀(fan)에 의한 공력 소음 및 모터의 진동에 기인하는 청소기 본체의 소음과 청소기 흡입 노즐(nozzle)에서 발생하는 공력 소음으로 나눌 수 있다. 청소기 본체의 주 소음원인 원심 휀(centrifugal fan)은 고속으로 회전하며 구조가 복잡함으로 인해 소음 해석에 필수적인 유동의 해석이 어려우나 이산 와류법을 이용한 소음원 해석[1] 등의 연구가 진행중이다[2~4]. 진공청소기 노즐부에서는 일반적인 분류(jet)의[5~7] 토출과는 상이하게 공기를 흡입하는 구조로 소음 발생 기구의 모델링(modeling)에 대한 연구는 거의 전무하다. 공력 소음은 Litghthill에 의하면 비정상 유체가 운동할 때 나타나는 변형에 기인 한다고 하며 주변에 고정 경계면이 없는 상태에서 유체가 흐를 때 발생하는 소음을 이론적으로 연구하였다[8]. 그 후 Curle에 의해서 고체 벽면의 영향을 고려한 방정식의 해가 구해졌다[9]. 공력 소음을 유발하는 비정상 유체의 흐름은 난류 현상으로써 난류를 해석하기 위하여 첫째, 통계 처리에 의한 방법으로 난류 현상을 정상적(statioary) 흐름으로 가정하여 실험에 의한 많은 연구가 되어지고 있다[10].

둘째, 파동 현상의 수학적 해석 방법으로 Rayleigh의 와류의 불안정성에 대한 연구를[11] 시작으로 발전되어 왔다.

셋째, 실험값에 상응하는 통계 변수에 의해 수학적 모델링 기법을 적용하는 방법으로 Navier-Stokes방정식을 해석하는 많은 연구가 수행되고 있다[12].

Curle에 의하면 공력 소음을 예측하기 위한 차원 해석에서 단극자(monopole), 쌍극자(dipole), 사극자(quadrupole)소음원의 소음 파워(power)는 각각의 유속의 4, 6, 8승에 비례하는 것으로 알려져 있다. 따라서 청소기 노즐부의 저소음화를 위하여 노즐과 바닥면 사이의 유속 분포를 알아야 하며 본 연구에서는 노즐과 바닥면 사이의 유동장을 표준 k-ε 난류모델을 사용하여 3차원 수치 해석하였다. 또한 실험을 통하여 노즐과 바닥면 사이의 간격에 따라 바닥면에서의 압력을 측정하여 수치해석과 비교 검정하였고 포그(fog)에 의하여 유동장을 가시화 하였다.

기 호 설 명

C_μ, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$	: 난류 모델 상수
f	: 마찰 계수(frivtion factor)
k	: 난류 운동 에너지
r	: 반경 방향 좌표
r_0	: 연장관의 반경
$\overline{V}$	: 관내 평균 속도
$\vec{V}_i$	: 평균 속도 성분
σ_k, σ_ε	: 난류 Prandtl상수
ν	: 동점성 계수
ε	: 난류 운동 에너지 감쇠율

2. 본 론

2.1 난류모델

Launder and Spalding[13]에 의해 해석되어 적용된 k-ε 모델의 기본방정식은 운동방정식, 운동량방정식(momentum equation) 그리고 난류운동에너지(turbulent kinetic

energy)와 난류운동 에너지 감쇠율(dissipation rate of turbulent kinetic energy)에 관한 두개의 전달방정식 등으로 구성되어 있다. 비압축성 정상유동에 대한 기본적인 연속방정식과 운동량방정식은 다음과 같다.

(연속방정식)

$$\frac{\partial U_I}{\partial X_I} = 0 \tag{1}$$

(운동량방정식)

$$U_i \frac{\partial U_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j}\left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial X_j} - \overline{U_i U_j}\right) \tag{2}$$

여기서 U_i , U_j 와 u_i , u_j 는 평균속도성분과 난류 섭동성분을 의미하며 P는 압력을 ρ 와 μ는 유체의 밀도와 점성계수를 나타낸다. 식 (2) 의 레이놀즈 응력은 일반적으로 부시네스크(Boussinesq)의 와점성 가정에 의해 다음과 같이 모델링 된다.

$$-\overline{U_i U_j} = \nu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \tag{3}$$

2-방정식 모델은 와점성계수 (eddy viscosity)를

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4}$$

와 같이 정의하며 여기서 k와 ε은 다음과 같은 전달방정식(transport equation)의 해를 구함으로써 얻어진다.

$$\frac{D_k}{D_t} = -\overline{\frac{\partial}{\partial X_i}\left[U_i\left(\frac{U_i U_j}{2} + \frac{P}{p}\right)\right]} + P_k - \varepsilon \tag{5}$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = -\overline{\frac{\partial}{\partial X_i}(\varepsilon' U_i)} + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}P_k - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{6}$$

식에서 P_k 는 평균유동에 의한 난류에너지의 생성항(production term)이며

$$P_k = \nu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}\right)\frac{\partial U_i}{\partial X_j} \tag{7}$$

와 같이 된다. 기존의 표준 k-ε 모델에서는 식 (5) 와 (6)의 우변 첫째항을각각 다음과 같이 모델링 하였다.

표 1 Values of the constants in the k-ε model

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92

$$-\overline{u_i\left(\frac{u_i u_j}{2} + \frac{P}{\rho}\right)} = \frac{C_\mu}{\sigma_k}\frac{k^2}{\varepsilon}\frac{\partial k}{\partial X_i} \tag{8}$$

$$-\overline{\varepsilon' u_i} = \frac{C_\mu}{\sigma_\varepsilon}\frac{k^2}{\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial X_i} \tag{9}$$

식 (4) (9)에 나타나는 실험상수값은 Table 1 에 주어지는 바와 같다.

2.2 수치해석 방법

청소기 노즐의 기하학적 구조는 중앙선을 기준으로 좌우 대칭이므로 반쪽 부분만을 계산하였다. 그림 1은 본 연구에서 계산을 위해 잡은 격자의 분포를 나타낸 것으로서 노즐과 바닥면 사이는 속도 구배가 매우 심하므로 조밀한 배열을 하였으며 전체 요소(element)의 수는 노즐의 종류에 따라 4,000~75000개로 하였다.

지배 방정식의 수치해석은 유한체적법으로 해석하였고 격자(grid)의 발생은 다중 블럭(multi block)에 의한 곡선 격자(body fitting) 좌표계를 사용하였으며 SIMPLE Algorithm[14]을 적용하였다. 본 연구에서는 상용 패키지인 FLOW3D를 사용하여 계산을 하였다. 지배 정식을 해석하기 위한 각 항목

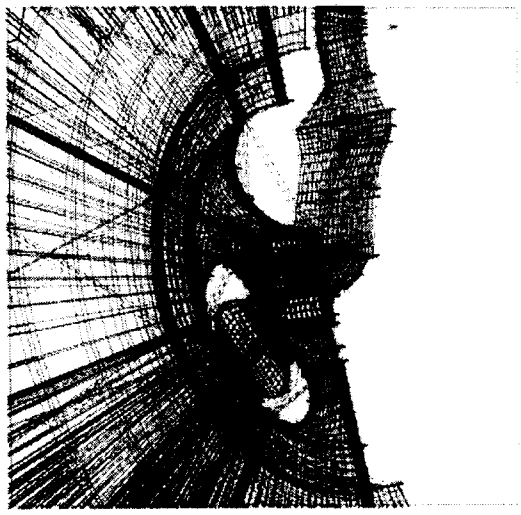

그림 1 Grid distribution

별 차분화 scheme은 표 2 에 주어진다.

2.3경계조건

진공 청소기 노즐의 모양은 그림 2 와 같다. 입구조건은 노즐의 연장관 출구에 위치하며 풍량 2.2㎥/min에서 Fully Developed 내부 유동의 난류 속도 분포로 가정하여 입구 경계 조건으로 하였고 출구 조건은 노즐 외곽

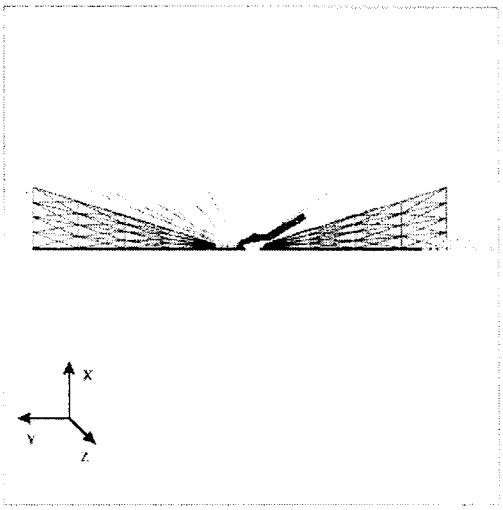

그림 2 Geometry of suction nozzle

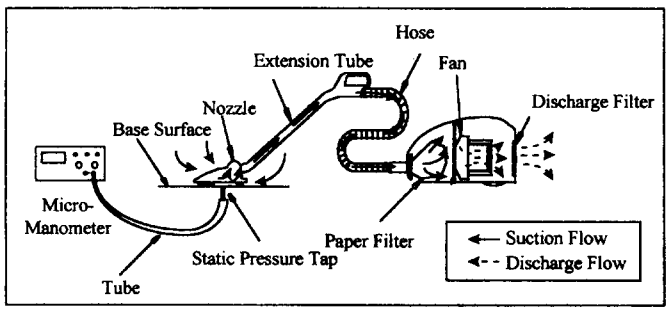

그림 3 Experimental apparatus of static pressure measurement

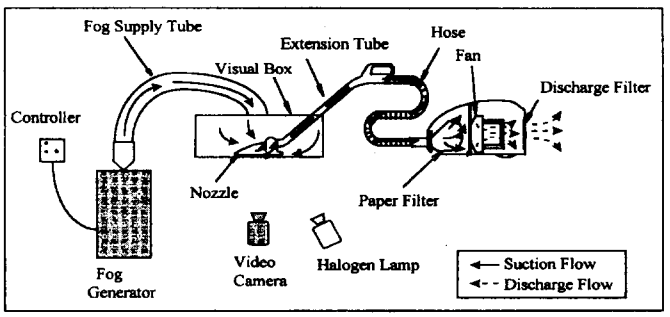

그림 4 Experimental apparatus of visualization

1m지점에서의 대기압 조건으로 가정하였다. 벽면 조건은 벽면 전단응력에 의한 벽면 함수를 사용하였다. 또한 중앙선을 기준으로 좌우 대칭이므로 한쪽 면을 대칭 조건으로 하였다. 입구와 출구에서의 각 지배방정식에 대한 경계 조건을 표 3에 나타내었다.

2.4 실험 장치 및 방법

노즐이 놓이는 바닥면의 압력을 측정하기 위하여 그림 3의 실험 장치도에서와 같이 두께 5 mm의 PVC평판에 직경 1 mm의 구멍을 가진 정압용 탭(tab)을 설치하여 비닐 튜브로 압력계와 연결하였다. 압력 측정은 노즐을 10 mm의 간격으로 이동하면서 바닥면 전체의 압력 분포를 측정 하였다. 이때 압력 측정기는 10000 Pa 까지 측정 가능한 Furness사의 FCO13 미세압력계(micro manometer)를 사용하였다.

그림 4의 가시화 장치에 의해서 노즐로 유입되는 공기의 유동을 가시화 하였다. 포그

표 2 Differencing scheme in governing equation

항 목	scheme
속 도	Hybrid
난류 운동에너지	Hybrid
난류 운동에너지 감쇠율	Hybrid
압 력	Central Difference

표 3 Boundary condition for the flow geometry

항목	경 계 조 건	
입구조건	속 도	$\vec{V_i} = \vec{V}(1+1.326\sqrt{f}) - 2.04\sqrt{f}\log_{10}\frac{r_0}{r_0 - r}$
	난류 운동에너지	$\vec{k} = 0.002\vec{V}^2$
	난류 운동 에너지감쇠율	$\vec{\varepsilon_i} = \frac{\vec{k}_e^{1.5}}{0.3d}$
출구조건	압 력	$\frac{\partial P}{\partial X_i} = 0$
	속 도	$\frac{\partial \vec{U}}{\partial X_i} = 0$
	난류 운동에너지	$\frac{\partial \vec{k}}{\partial X_i} = 0$
	난류 운동 에너지 감쇠율	$\frac{\partial \vec{\varepsilon}}{\partial X_i} = 0$

발생기에 의해 발생된 포그가 공급관을 통해 투명 상자에 유입되어 투명 상자와 노즐 사이를 통과할 때 할로겐 램프(lamp)의 광원을 이용하여 비디오 카메라 촬영하였다. 가시화를 위한 포그(fog)는 파라핀계 오일인 SAFEX-INSIDE NEBELFLUID "STANDARD"를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

기존 노즐이 놓이는 바닥면의 압력 측정 결과는 그림 5로써 전체면적의 약 90%이상에서 압력이 -100 Pa 이하로써 흠이 있는 구역에서의 청소가 가능하며 흡입구 부근 A와 B지점에서 -1900 ~ -1750 Pa 의 최저 압력이 된다. 그림 6 은 수치해석 결과로써 실험에 의한 그림 5과 비교하여 보면 -100 Pa 이하의 영역이 약 85% 정도로써 실험결과와 거의 일치하며 C지점에서 최저 압력이 -1500 Pa로써 조금 높게 나와 있으나 전체 압력 분포 및 크기가 매우 잘 일치하고 있다. 그림 7은 포그(fog)에 의한 가시화 사진이다. D지점에서 강한 와류(Vortex)가 보인다. 그림 8은 수치해석 결과로써 바닥면 3mm 높이 지점에서의 속도 분포도 이다. 그림 7의 가시화 사진에서와 같이 E지점에서 강한 와류를 보여주고 있으며, F지점에서는 유로가 좁아지면서 약 40 m/s의 매우 빠른 속도로 공기가 흡입되어 지고 있다. 따라서 속도가 빠름에 따라 압력은 떨어지게 되어 그림 5 그림 6 에서 처럼 최저 압력이 발생하게 된다.

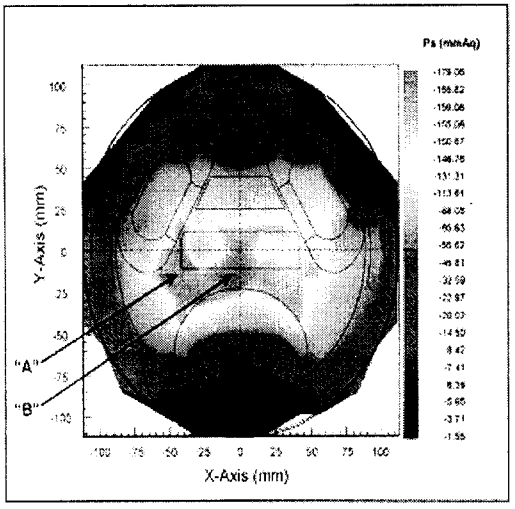

그림 5 Pressure distribution of old nozzle (experimental result)

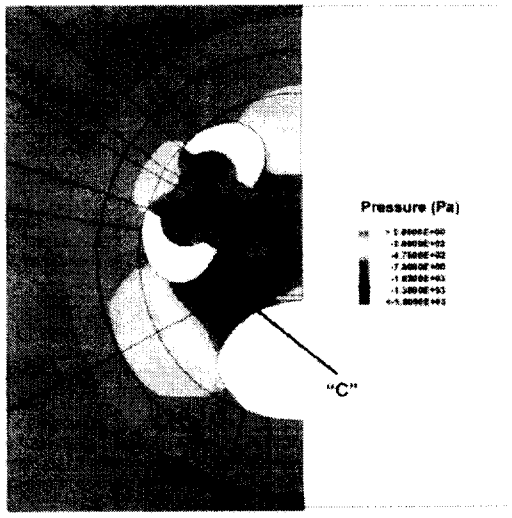

그림 6 Pressure distribution of old nozzle at x=3 mm

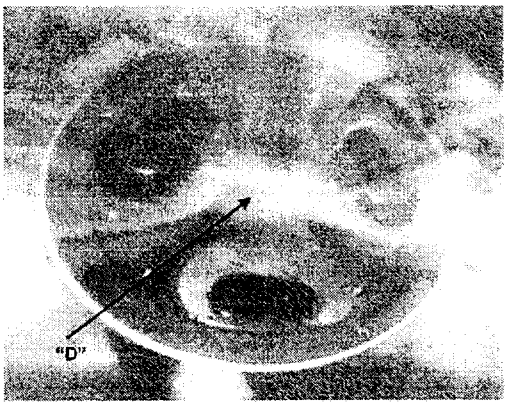

그림 7 Fog visualization of nozzle

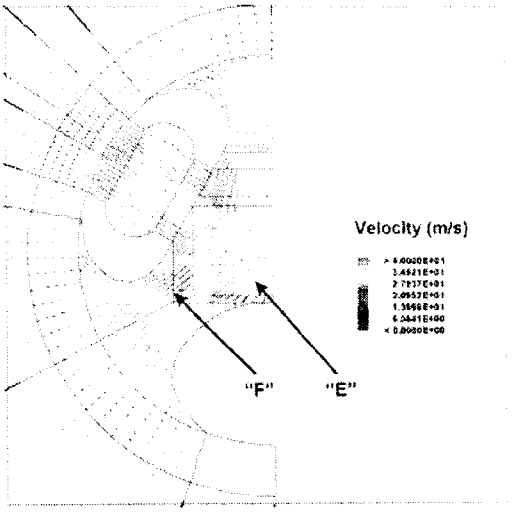

그림 8 Velocity vectors at x=3 mm

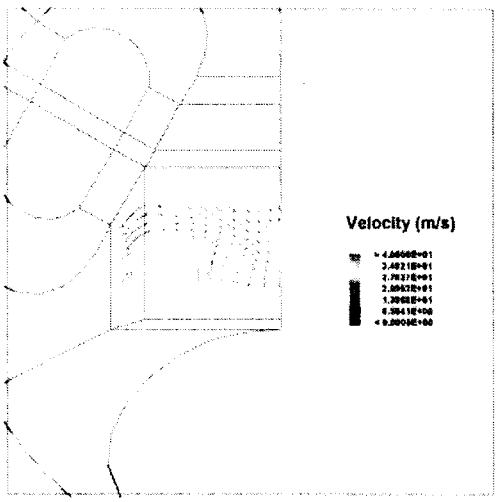

그림 9 Velocity vectors at x=10 mm

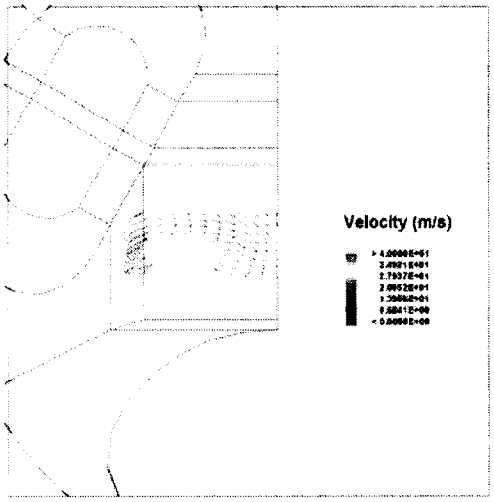

그림 10 Velocity vectors at x=13 mm

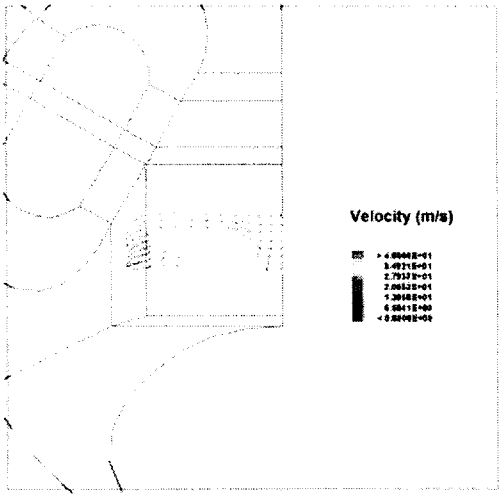

그림 11 Velocity vectors at x=20 mm

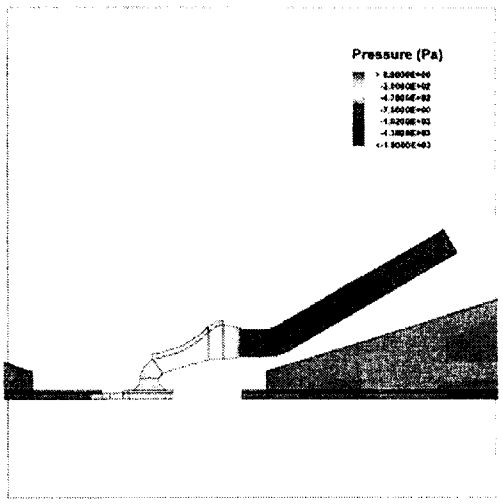

그림 12 Pressure distribution at z=0 mm

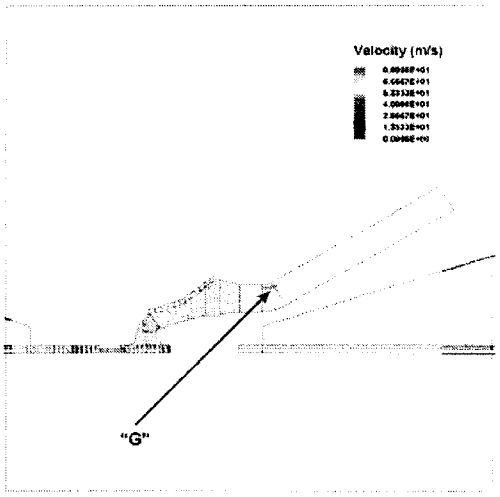

그림 13 Velocity vectors at z=0 mm

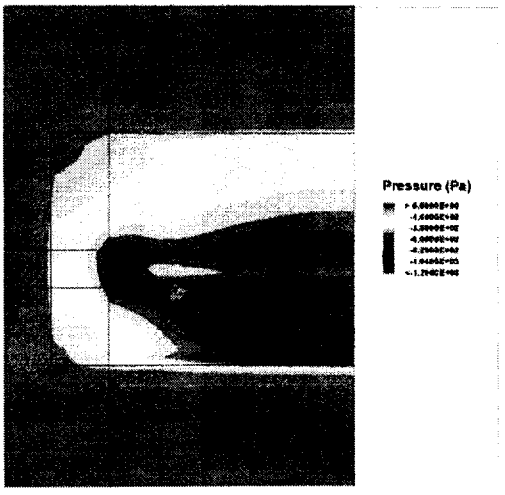

그림 14 Pressure distribution at x=0 mm

그림 9는 바닥면에서 10 mm지점의 노즐 흡입구에서 속도 분포도로써 노즐의 바닥면에서 생성된 와류가 연장되어 나타나고 있다. 그림 10 과 그림 11은 각각 바닥면에서 13mm, 20 mm 지점에서의 속도 분포도로써 20 mm 지점까지 와류가 존재하고 있음을 알 수 있다. 그림 12와 그림 13은 노즐의 중앙 전단면에서의 압력 분포도 및 속도 분포도로써 연장관이 굽어지는 지점 G에서 80 m/s 의 최대 유속이 되고 -6000 Pa의 최저 압력이 발생하고 있다. 그림 5과 그림 6에서 처럼 불균일한 압력 구배와 그림 7과 그림 8에서 보여주는 강한 와류의 영향으로 청소기 흡입 효율이 떨어지고 소음이 발생한다. 따라서 청소기의 저소음 및 고 효율화를 위하여 이러한 불 균일 압력과 와류를 제거한 새로운 형태의 사각노즐이 그림 14로써 수치해석에 의한 바닥면과 노즐 사이의 압력 분포도 이다. 전체의 압력이 고르게 분포하며 최저 압력이 약 -700 Pa 정도이다. 기존 노즐과 새로운 노즐의 소음 측정 결과 동일 풍량에서 약 8 dBA의 소음 저감 효과가 있었다.

4. 맺 음 말

진공청소기 흡입 노즐의 저소음화 설계를 위하여 k -ε 모델에 의한 난류유동을 해석한 결과 실험과 매우 잘 일치하였다. 기존의 흡입 노즐에서는

(1) 바닥면과 흡입 노즐 사이에 급격한 압력 변화와 매우 강한 부압이 형성 되었다.

(2) 노즐의 전방과 측면에서 흡입된 공기가 노즐의 흡입구로 들어갈 때 매우 강한 와류가 발생하고 있다.

(3) 노즐의 흡입구에서 발생한 와류는 약 20 mm정도 수송되고 있다.

따라서 흡입 노즐의 저소음화를 위하여서는 급격한 압력 변동과 와류발생을 없애주어야 하며 이러한 방법에 의해서 흡입 노즐의 소음을 약 8 dBA정도 저감 시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, 1997, 진공청소기 원심의 유동과 소음원 해석, 한국소음진동공학회지, 제 7권, 제 1호, pp. 99~106.

(2) R. X. Meyer. 1958, The Effect of Makes on the Transient Pressure and Velocity Distributions in Turbomachines, Trans. ASME, pp. 1544~ 1552.

(3) Meng Wang, 1995, Aerodynamic Sound of Flow Past an Airfoil, Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, pp. 1~15.

(4) N. A. Cumpsty, 1997, Review-Acrifical Review of Turbomachinery Noise, Trans ASME Journal of Fluids Engineering(JFE), pp. 278~293.

(5) H. S. Ribner, 1964, The Generation of Sound by Turbulent Jets, Advances in Applied Mechanics, Academic Press, pp. 103~182.

(6) M. J. Lighthill, 1963, Jet Noise, AIAA , Vol. 1, No. 7, pp. 1507~1517.

(7) M .J. Fisher, P. A. Lush and M. Happer Bourne, 1973, Jet Noise, Journal of Sound and Vibration, Vol. 28, No. 3, pp. 563~585.

(8) M. J. Lighthill, 1961, Sound Generated Aerodynamically, The Bakerian Lecture, pp. 146~182.

(9) N. Curle, 1955, The Influence of Solid Boundaries Upon Aerodynamic Sound, Proceeding of Royal Society of London, Series A, 231, pp. 505~514.

(10) H. Tennekes and J. L. Lumely, A First Course in Turbulence, MIT Press.

(11) Reyleigh, Lord, 1896, The Theory of Sound, 2nd ed., MacMillan.

(12) Patankar, S. V., Basu, D. K. and Alpay, S. A., 1977, Prediction of the Three Dimensional Velocity Field of a Deflected Turbulent jet, J. Fluid Eng., Vol. 3, pp. 269~289.

(13) Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, The Numerical Computation of Turbulent Flows, Comp. Math. In App. Mech. And Eng., Vol. 3, pp. 269~289.

(14) Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, pp. 126.

(15) L.Daugherty and Joseph B. Franzini, 1965, Fluid Mechanics With Engineerin Applications, McGraw-Hill, pp.208~211.