

## 진공청소기용 원심팬 주위의 유동해석을 통한 성능개선

박진우,<sup>\*1</sup> 기민철,<sup>2</sup> 박형구<sup>3</sup>

### THE PERFORMANCE IMPROVEMENT OF VACUUM CLEANER BY ANALYSIS OF THE FLOW AROUND CENTRIFUGAL FAN

J.W. Park,<sup>\*1</sup> M.C. Ki<sup>2</sup> and H.K. Park<sup>3</sup>

*A cleaner has trouble with too much noise and power consumption. To solve these problems, the investigation for motors, which are the main component of vacuum cleaner, is required. However, it is difficult to analyze the flow by the experimental means because of the high speed of the fan rotation ranging from 30,000 rpm to 50,000 rpm. Moreover it takes much time to perform the numerical simulation for the flow. In this research, it is aimed to analyse the flow through the centrifugal fan which is believed to be a main noise source, by the computational method.*

*The efficiency of the centrifugal fan is affected by friction loss, shock loss and so on. Those losses depend on factors like the velocity of impeller, blade shape and etc. Accordingly, the influence of the shape of impeller on the flow is investigated in this study. The computational analysis was done by changing impeller shapes. The flow around the centrifugal fan is simulated by applying the moving mesh. To verify the validity of the computation results, the air flow rate and the pressure field to the cleaner is compared with the experimental data. All simulations are performed by using commercial code SC/Tetra. The calculated results show good agreement with the experimental ones qualitatively and it is believed to be promising to use computational simulation in the improvement of the vacuum cleaner performance.*

**Key Words :** 진공청소기(Vacuum Cleaner), 원심팬(Centrifugal Fan), 전산해석(Computational Analysis), 스크루 테트라(SC/Tetra)

## 1. 서 론

청소기는 가전제품 중 거의 모든 가정에 보급이 될 만큼 일반화된 전자제품이다. 일반적으로 청소기에 사용되는 팬의 주목적은 청소를 위한 먼지흡입이다. 하지만 이런 목적을 위해 사용되는 청소기는 소음뿐만 아니라 전력소비도 심하여 문제가 제기되고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 청소기의 주요 핵심부품인 모터에 대한 연구가 필수적이다. 그러나 모터 내 원심팬의 회전이 30,000~50,000rpm에 달하는 고속회전에 따라 유동해석을 실험으로 증명하기도 힘들뿐더러 전산해석을 통한 해석에도 많은 소요시간이 필요하다는

문제점을 안고 있다. 따라서 이제까지의 원심팬 주위의 유동장 해석은 정상상태(steady state)의 수치해석[1-2]과 이산와류법(discrete vortex method)을 이용한 비정상 공기력 계산[3] 등이 주를 이루고 있다. 그러나 보다 정확한 유동장을 모사하기 위해서는 실제 현상과 비슷한 조건으로의 해석이 필요하다고 판단된다.

이번 연구에서는 현재 시판되는 청소기용 원심팬 주위의 유동을 전산해석 상용코드인 SC/Tetra를 이용하여 해석하고 흡입성능향상을 위한 개선방향을 제시해보고자 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 진공청소기 구조

진공청소기의 일반적인 구조는 Fig. 1과 같이 이루어져 있

1 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과  
2 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과  
3 정회원, 전남대학교 공과대학 기계시스템공학부 교수  
\* Corresponding author, E-mail: jwpark@chonnam.ac.kr

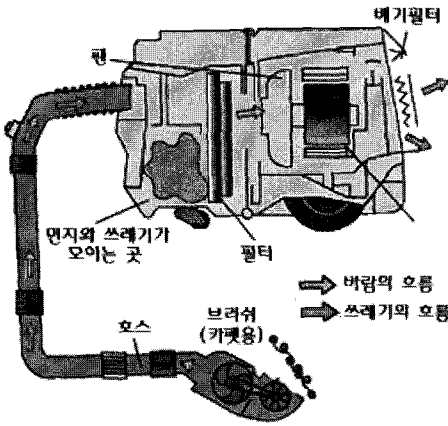


Fig. 1 Schematic of vacuum cleaner

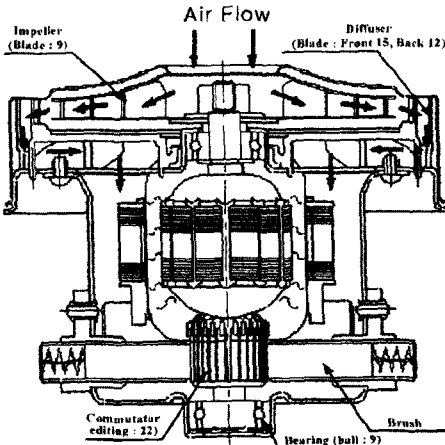


Fig. 2 Schematic of fan motor in a vacuum cleaner

으며 크게 공기 흡입구, 모터, 팬(회전날개), 필터, 먼지받이, 케이스, 배기구 등으로 구분되어진다. 진공청소기 주변 공기의 흐름과 먼지의 흐름방향은 공기흡입구에서 배기필터로 이어진다. 청소기 유동해석을 위해서는 공기흡입구부터 시작하여 배기구까지의 전체적인 유동해석이 필요하다. 하지만 팬 주위의 유동이 청소기 전체 유동장에 지배적인 영향을 준다. 그러므로 소음과 유동손실 문제점을 파악하고 흡입효율의 개선을 피하고자 본 연구의 주 해석 모델을 팬 주변으로 국한하였다.

Fig. 2는 진공청소기용 모터를 상세히 나타낸 그림이다. 30,000~50,000rpm 정도의 고속으로 회전하는 회전차(impeller)에 의해 유동이 발생하며 압력차로 인해 입구 노즐부분부터 모터까지 흡입되는 구조를 지니고 있다. 이 유동이 회전차를 지나 안내깃(diffuser)을 통과하여 최종적으로 배기부분으로 이어

진다[4]. 이러한 구조에서 팬 내부의 수력손실(hydraulic loss)을 최소화할 수 있도록 설계되어야만 흡입효율을 극대화할 수 있다. 따라서 고효율, 저소음의 원심팬을 설계하기 위해서는 반드시 팬 내부 유동장의 이해가 선행되어야 한다[5].

### 2.2 지배방정식 및 난류모델

30,000rpm 이상으로 회전하는 회전차에 의해 마하수(Mach Number)가 0.3보다 크기 때문에 압축성 비정상 상태의 불규칙적인 유동이지만, 전체 유동장에서 압축성 부분이 회전차의 끝단 일부에 속하므로 유동장을 비압축성으로 계산하였다. 또한 난류문제를 풀기 위하여 난류 유동에 적절히 시간 평균을 취하면 그 유동량은 평균속도 등 평균적인 물리량으로 표시가 가능하며, 이때 새로운 미지수인 레이놀즈 응력이 나타나게 된다. 이러한 레이놀즈 응력은 요동하는 속도성분으로부터 발생하며 이 미지수를 해석하기 위해서는 모델링이 필요하다. 아직 정확한 난류 현상을 예측할 수 있는 모델은 개발되어 있지 않으며 최근 공학적으로 많이 사용되고 있는  $k-\epsilon$  방정식 모델이다.[6] 본 연구에 사용된 지배방정식과  $k-\epsilon$  방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_T - \rho \epsilon \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + \rho (G_s - G_{s1} - G_{s2} - G_{s3} - \epsilon) \tag{4}$$

식 (1)은 연속방정식이며, 식 (2)은 운동량방정식, 그리고 식 (3), (4)은  $k-\epsilon$  방정식을 나타낸다. 풀고자 하는 변수는 압력, 각 방향의 속도, 난류의 정도이므로 위의 식들에 적합한 계수를 사용하여 계산을 수행하였다.

### 2.3 수치해석 방법

터보기계의 내부 유동장을 해석할 때 사용되는 CFD기법에

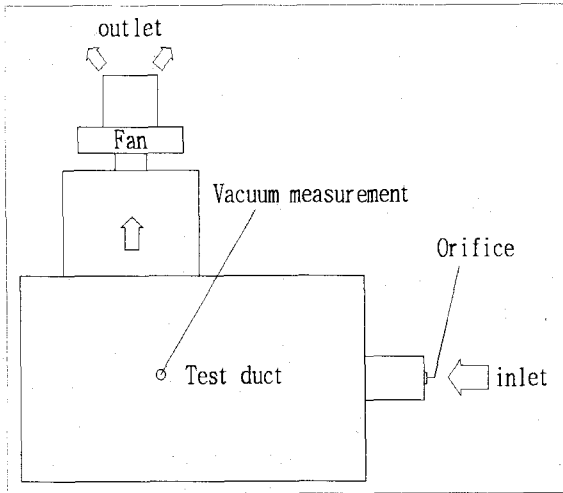


Fig. 3 Experiment device base on ASTM

는 여러 방법이 있지만 본 연구에서는 비정상상태 이동격자법(moving mesh method)을 이용하였다. 이 방법은 해석 시 계산 소요시간이 매우 크다는 단점이 있지만 고성능 컴퓨터를 이용하면 실제문제와 가장 유사한 조건으로 빠르게 해석을 할 수 있는 장점이 있다[7]. 또한 압력보정방법으로는 SIMPELC 알고리즘[8]을 사용하였다.

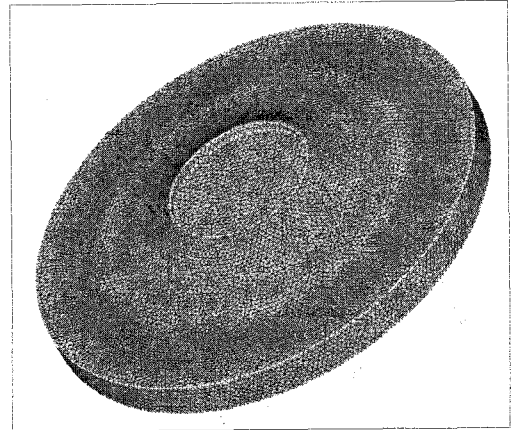
## 2.4 실험장치 구성 및 실험값

실험장치로는 성능을 측정하기 위해 Orifice방식을 이용하고 ASTM(American Society for Testing and Materials)기준에 의거해 구성하였다. Fig. 3은 ASTM기준에 의한 실험장치를 나타낸 것이다. 팬의 회전에 따라 입구로부터 공기가 흡입되어 실험장치를 지나 모터를 통과하여 출구로 빠져나가는 유로를 형성한다. Orifice외경을 15.88mm, 19.05mm, 22.03mm로 변경하면서 입구의 유량변화와 진공도 및 모터의 소비전류를 측정하였다. 유량은 ASTM F558-88에 명시된 계산법에 의해 계산되었다.

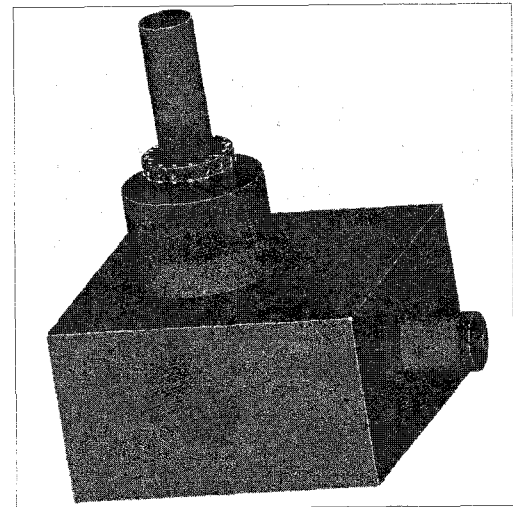
실험은 대기압에서 진행되었으며 온도는 건구 24도, 습구 19도에서 각 5회씩 실험 후 입구유량과 진공도에 대한 평균값과 보정값을 Table 1에 수록하였다.

Table 1 Experiment result(Average)

Orifice diameter (mm)	Measured value of vacuum (mmH <sub>2</sub> O)	Corrected value of vacuum (mmH <sub>2</sub> O)	flow rate (m <sup>3</sup> /min)	RPM
15.88	2,554	2,600	1.41	37,386
19.05	2,053	2,090	1.82	35,973
22.03	1,564	1,592	2.18	35,120



(a) Centrifugal fan



(b) Experiment device

Fig. 4 Computational grid

## 2.5 계산조건 및 계산격자

계산 영역의 입구와 출구에는 대기압조건을 주었다. 원심 팬에 대하여는 35,000~37,000rpm의 회전조건 그리고 안내깃, 노즐 및 덮개에는 no-slip경계조건을 적용하였다. 난류모델로는 일반적으로 가장 많이 사용되는 Standard  $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 계산격자에는 Fig. 4(a)와 같이 팬 주변에 세밀한 계산을 수행하기 위하여 약 51만개를 집중시켰으며, 노즐과 나머지 유동해석부위에는 약 286만개의 격자를 생성하여 전체적으로 약 337만개를 생성하였다. 전산해석은 Pentium4(D 3.2GHz, 3.24GB RAM)에서 이루어졌다. 1cycle당 2°의 팬 회전에 따른 계산을 수행하였으며 계산시간은 각 해석조건에 따라 대략 30시간씩 소요되었다. Fig. 4(b)는 팬과 전체부분에 대한 격자를 나타낸 그림이다.

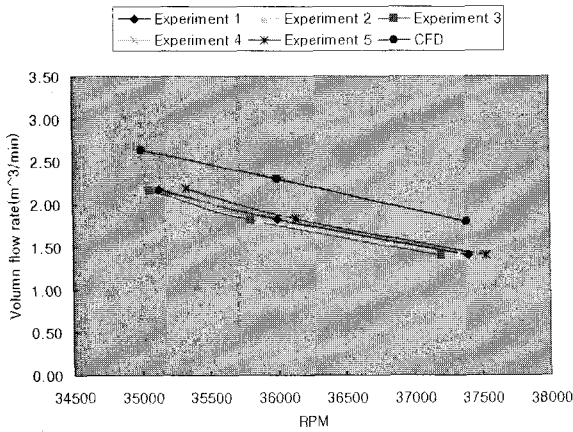


Fig. 5 Compare RPM with flow rate

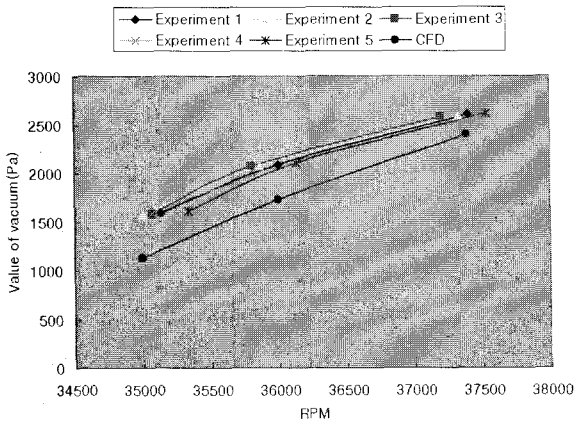


Fig. 6 Compare RPM with value of vacuum

### 3. 유동해석 결과 및 고찰

유동해석 결과는 비압축성 비정상상태에서 유동이 없는 초기 조건에서부터 회전차를 회전시켜 유동이 완전 발달할 때까지 이루어졌다.

#### 3.1 실험 결과와 유동해석 결과 비교

Fig. 5-6에는 원심팬의 회전속도를 변경하면서 흡입유량과 진공도에 대한 실험값과 유동해석 결과값에 대한 비교곡선을 나타내었다. 실험결과와 유동해석 결과가 정량적으로 15~20% 정도 오차를 보인다. 이 오차에는 여러 변수가 작용하는데 시험오차, 수치해석 오차 등이 이에 포함된다. 하지만 정성적으로는 결과가 일치함을 알 수 있으며 이를 통하여 전산해석의 신뢰성을 확보하였다.

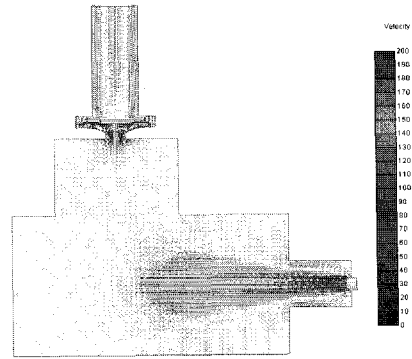


Fig. 7 Velocity vector

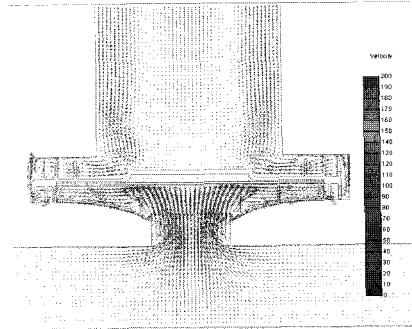


Fig. 8 Velocity vector of surrounding motor

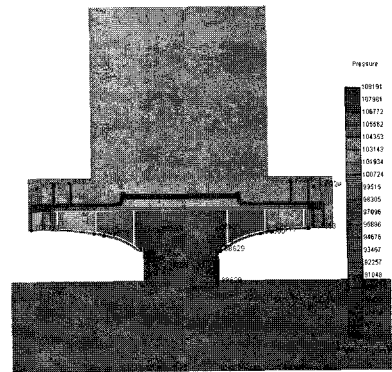


Fig. 9 Pressure contour of surrounding motor

#### 3.2 전산해석 결과

실험장치 입구의 orifice 직경이 22.23mm일 때의 전산해석 결과, 속도벡터가 Fig. 7-8과 같이 구해졌다. 입구부분에서 빠르게 공기가 흡입되어 원심팬을 지나 후류부분으로 빠져나감을 알 수 있다. Fig.9는 모터 주변의 압력분포를 표현한 것이다. 덕트(duct) 내 압력이 일정한 진공을 유지하고 있으며 이 부분의 압력을 기준으로 전산해석과 실험값을 비교하였다.

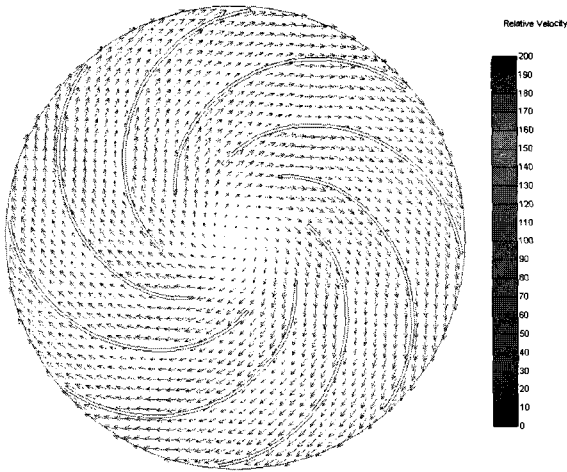


Fig. 10 Relative velocity of fan

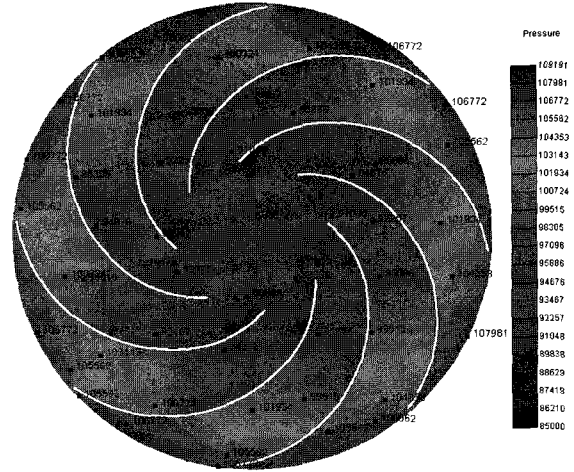


Fig. 12 Pressure contour of fan

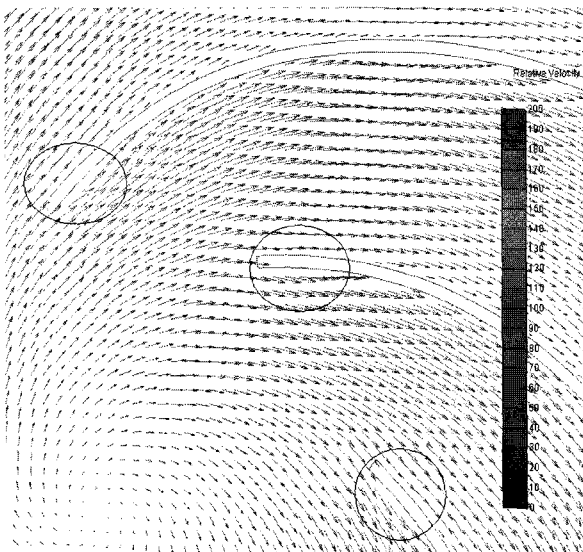


Fig. 11 Relative velocity of fan(detail)

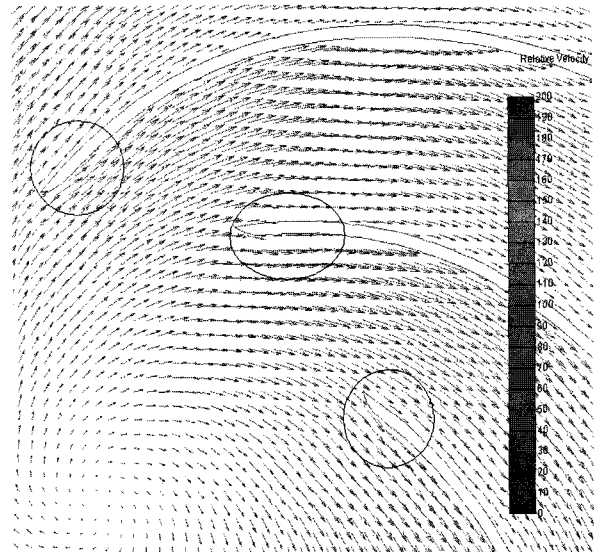


Fig. 13 Modified relative velocity of fan(inlet)

Fig. 10은 원심팬 주위의 상대속도를 표현한 것이다. 안내깃의 입구부터 후류부분까지 고른 상대속도 분포를 보인다. 하지만 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 안내깃 입구 쪽에서의 유동박리현상이 존재함을 알 수 있다. 또한 Fig.12에서는 압력분포가 안내깃의 입구와 출구부분이 고르지 못함을 알 수 있다. 압력분포가 고르지 못한 것은 곧 유동장 내 유동손실을 유발함과 동시에 소음원이 된다고 판단된다. 이러한 문제해결을 위해 안내깃 입·출구의 각도 및 형상을 변경하여 유동박리를 해결할 필요가 있다.

### 3.3 안내깃 형상 변경의 영향

안내깃 시작부분의 형상을 변경해 보면서 전산해석을 수행하여 보았다. 안내깃 끝단부분에서 시작하였으며 기존 직각형에서 반지름 6mm의 유선형으로 형상변경을 하였다. 그 결과 Fig. 11에서 나타났던 입구 쪽에서의 유동박리현상이 Fig.13에서 볼 수 있듯이 일부 해결됨을 확인할 수 있다. 흡입 유량도 약 1.66%의 효율이 증가되었다.

또한 디퓨저 쪽으로 빠져나가는 안내깃 부분에 대해서도 Fig.14와 같이 안내깃 끝단을 20°~25°정도 굽힘 처리하여 전산해석을 수행했다.

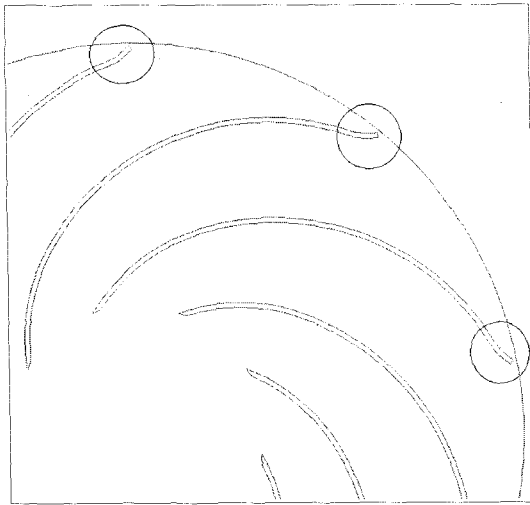


Fig. 14 Modified outlet of fan

원심팬 안내깃의 입구 및 출구 형상변경을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 실험결과와는 약 15%~20%의 오차를 나타내어 정량적인 결과에는 다소 차이가 있었지만 정성적인 결과는 일치함을 알 수 있었다. 이로 인하여 전산해석의 신뢰성을 확보하였다.
- 2) 안내깃 입구를 유선형으로 변경하여 전산해석을 수행하였다. 그 결과 유동박리를 줄일 수 있었으며 기본모델에 비해 약 1.66%의 흡입효율이 상승됨을 확인하였다.
- 3) 안내깃 입구 형상변경과 함께 출구의 형상을 20°~25° 굽힘 처리하여 전산해석을 수행해본 결과 기본모델에 비해 약 4.2%의 흡입효율이 상승됨을 알 수 있었다.
- 4) 이로써 원심팬의 안내깃, 즉 안내깃의 형상이 청소기 전체 유동에 미치는 영향이 지배적임을 확인할 수 있었다.
- 5) 향후 원심팬 안내깃의 형상변경을 통한 성능개선이 다각도로 이루어져야 할 것이다.

참고문헌

- [1] 2003, Jeon, W.H., Baek, S.W. and Kim, C.J., "Analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.268, pp.1025-1035.
- [2] 2006, 박이선, 손채훈, 이성철, 오장근, "팬이 장착된 진공청소기 흡입 노즐내 유로 유동 소음해석," *한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집*, pp.208-211.
- [3] 1997, 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, "진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석," *한국소음진동공학회*, 7권, pp.99-106.
- [4] 2002, 전완호, 백승조, 김창준, 허남건, "청소기 공력소음 특성 파악 및 저소음화에 관한 연구," *한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집*, pp.633-638.
- [5] 2004, 최용규, 박형구 "진공청소기용 원심팬의 성능향상을 위한 유동해석," *한국전산유체공학회, 추계학술대회논문집*, pp.69-72.
- [6] 2005, *SC/Tetra Version6, Basics of CFD Analysis*, pp.5\_40-5\_41.
- [7] 1974, Launder, B.E. and Spalding, D.B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows," *Comp. Math. In app. Mech. And Eng.*, Vol.3, pp.269-289.
- [8] 1995, Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., *An introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method*, LONGMAN, pp.148-150.

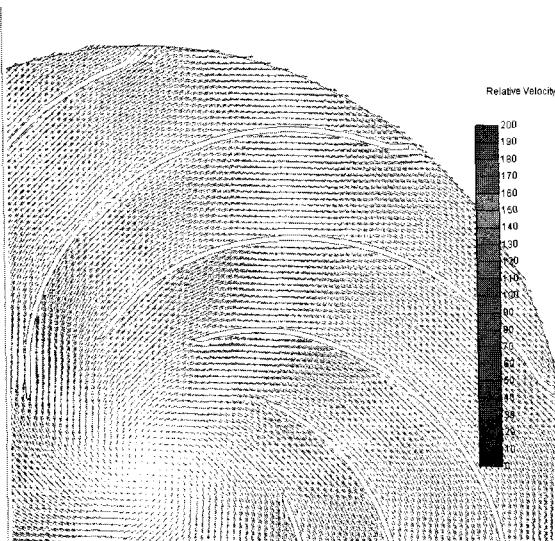


Fig. 15 Modified relative velocity of fan(outlet)

Fig.15에는 안내깃 입·출구 형상이 수정된 원심팬의 상대속도를 표현하였다. 상대속도 분포에서도 유동박리 현상이 기본모델에 비해 현저히 줄어들었음을 확인할 수 있다. 또한 흡입유량도 기본모델에 비해 약 4.2%정도 향상되었음을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 상용코드인 SC/Tetra의 이동격자법을 이용하여 진공청소기용 원심팬 주위의 유동해석을 하였다. 또한