

## 진공청소기용 저소음 터보팬 내부 유동 해석

이기춘\* · 김창준\* · 허남건\*\* · 전완호\*\*\*

### Flow Analysis of a Low-Noise Turbo Fan for a Vacuum Cleaner

Ki-Choon Lee\*, Chang-Jun Kim\*, Nahmkeon Hur\*\*, Wan-Ho Jeon\*\*\*

*Key Words: Turbo Fan (터보팬), Rotating Reference Frame (회전 기준 좌표계), Mixing Plane Approach (혼합면 접근법), BPF (익 교차 진동수)*

#### ABSTRACT

In this study an analysis of the flow characteristics in three types of turbo-fans for a vacuum cleaner was performed by using CFD. The characteristics of three models calculated for various rotating speed for flow rates are obtained and compared with measured data. The mixing plane approach is applied to compute the flow between impeller and diffuser. The results show that the model that is modified to reduce fan noise gives stable flow characteristics in operating range than the original model, with both models show similar performance characteristics at the range of high flow rate. Since in the modified model it takes much longer for an impeller blade to pass a diffuser blade than in the original model, and the peak pressure at BPF can be relieved, it is anticipated that the modified model give much lower noise level with similar performance than the original one, which remains to be verified by unsteady computation and measurements. The good agreement between the predictions and measurement results confirms the validity of this study.

#### 1. 서론

원심형 터보팬은 임펠러, 디퓨저, 리턴채널로 구성되어 있으며, 임펠러 입구 영역에서 매우 낮은 압력이 요구되므로 약 40000 rpm 정도의 고속으로 회전하게 된다. 임펠러와 디퓨저 블레이드의 개수 차이와 임펠러 출구 유동각의 불균일성은 임펠러와 디퓨저 사이의 유동 간섭의 원인이 되며, 이러한 유동 간섭은 팬의 소음과 밀접한 연관이 있다. 특히 진공청소

기용 터보팬의 임펠러는 peak 소음이 광역 소음보다 우세하므로 이를 줄이는 것이 매우 중요하다. 따라서 이러한 터보팬의 내부 유동 해석은 터보팬뿐만이 아니라 팬이 사용되는 제품 전체의 성능 파악에 매우 중요하며, 이와 관련된 연구들이 활발하게 진행되어 왔다.

Hillewaert 등<sup>(1)</sup>은 수치해석을 통한 원심 압축기의 임펠러와 볼류트의 간섭을 고찰하여 임펠러와 디퓨저 내부 유동을 3차원적으로 해석하고 그 결과를 실험 결과와 비교하였다. Tuncer 등<sup>(2)</sup>은 'overset grid'의 개념을 도입하여 일정한 주기로 진동하는 블레이드 주위의 유동을 해석하였으며, 김세진 등<sup>(3)</sup>은 원심팬 볼류트의 내부 유동에 대한 수치해석을 통하여 볼류트 내부의

\* 서강대학교 기계공학과 대학원

\*\* 서강대학교 기계공학과

\*\*\* LG Electronics Inc.

책임저자 E-mail : nhur@ccs.sogang.ac.kr

불안정성에 대해서 연구하였다. 이경훈 등<sup>(4)</sup>은 실험을 통한 원심형 터보기계의 임펠러-블류트 유동간섭에 대한 연구를 수행하여 블루트 설치 유무에 따른 디퓨저 내부 유동의 불안정과의 관계를 고찰하였다. 소음에 관한 연구로는 전완호 등<sup>(5)</sup>이 청소기용 터보팬의 비정상 유동장과 공력 소음을 해석하여 임펠러 내부에서 발생하는 소음이 디퓨저 내부에서의 소음보다 더 심한 사실을 확인하였다.

본 연구에서는 진공청소기에 사용되는 세 가지 터보팬의 임펠러, 디퓨저, 리턴 채널의 내부 유동 해석을 동시에 수행하여 팬 내부의 속도장과 압력분포 그리고 임펠러 출구에서의 유동각을 계산하였다. 해석 대상은 국내 전자업체의 진공청소기에 사용되는 모델로서 임펠러, 디퓨저, 리턴 채널의 형상이 다른 두 가지 모델과 팬의 소음을 줄이기 위해 그 중 한 가지 모델을 수정한 또 다른 모델이다. 마지막으로 선행 연구에서 얻은 세 가지 모델의 해석 결과와 본 연구에서 얻은 수치 해석 결과를 비교 분석하여 새로 설계된 모델의 타당성을 검토하였다.

## 2. 수치해석

본 연구에서는 STAR-CD를 사용하였으며 임펠러와 디퓨저 사이의 비정상 상태의 유동을 무시하고 팬의 회전 속도를 고려하여 정상상태, 압축성 유동으로 가정하였다. 해석은 SIMPLE 알고리즘과  $k-\epsilon$  난류 모델을 적용하였다.

### 2.1 팬 모델 및 계산 격자

세 가지 모델의 크기와 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널의 유로 개수 및 실제 계산에 적용된 유로의 개수를 Table 1에 나타냈다. 모델 I의 경우 임펠러와 디퓨저 그리고 리턴 채널 모두 임펠러와 리턴 채널은 각각 한 개의 유로를 계산하고 디퓨저는 두 개의 유로만을 계산했다. 그러나 모델 II와 모델 III의 경우에는 여덟 개의 쌍이 각각 다른 형상이므로 디퓨저와 리턴 채널은 전체 유로를 계산하였다. 각각의 모델에 대해서 임펠러의 입구와 리턴 채널의 출구에 각각 10 cm 길이의 유체 셀을 덧붙여서 유동의 입구부와 출구부를 Fig. 1과 같이 모델링 하였다. 모델 I의 해석 격자수는 400,000 여개이며 모델 II와 모델 III의 경우에는 890,000 여개를 사용하였다.

Table 1 Geometry and computational domain of fans

	Fan type	model I	model II	model III
Impeller	Outer Diameter(mm)	109.7	94.9	95
	Number of Blades	9	9	9
	Number of Computed Passages	1	1	1
Diffuser	Outer Diameter(mm)	124.0	113.5	113.5
	Number of Blades	16	13	13
	Number of Computed Passages	2	13	13
Return Channel	Outer Diameter(mm)	124.0	109.8	109.8
	Number of Blades	8	16	16
	Number of Computed Passages	1	16	16

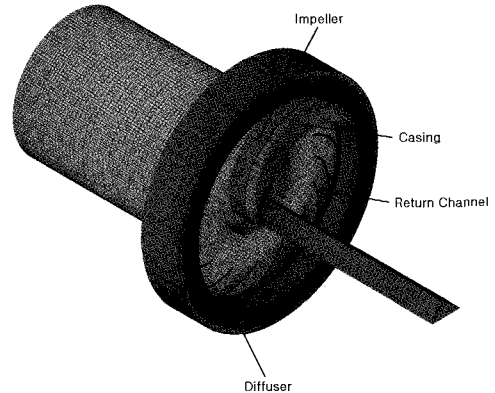


Fig. 1 Computational mesh of model II and model III

### 2.2 경계 조건 및 계산

유동이 유입되는 팬의 입구 부분에는 입구 경계 조건을, 출구부분에는 대기압으로 가정하여 압력 경계 조건을 적용하였다. 모델 III의 경우 case 17을 제외한 나머지 경우에는 출구부분에 출구 경계 조건을 적용하였다. 임펠러의 회전 효과를 모델링하기 위해서 'Rotating reference frame'을 사용하였다. 세 가지 모델 모두 임펠러와 디퓨저의 블레이드 개수가 각각 다르므로 'Mixing

Table 2 Computational cases

Case	Fan type		N(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /min)	
1	model I		41280	0.59	
2			38930	0.96	
3			37470	1.37	
4			36280	1.79	
5			35230	2.24	
6	14	model II	model III	45240	0.25
7	15			43200	0.59
8	16			41190	0.98
9	17			39360	1.46
10	18			37970	1.91
11	19			36520	2.39
12	20			35930	2.60
13	21			35150	3.10

plane approach'를 적용하였다. 이에 대한 자세한 내용은 참고문헌<sup>7)</sup>을 참고하기 바란다. 입구 경계 조건과 회전하는 영역의 벽 경계에는 임펠러 회전에 의한 상대 속도를 고려해 주기 위하여 회전 반대 방향으로의 회전 속도를 넣어주었으며 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널의 일부분 계산 영역으로 전체 영역의 계산 효과를 얻기 위하여 회전 방향으로 주기 경계 조건을 사용하였다. Table 2는 본 연구의 해석 대상을 나타낸 것이다. 계산은 본 연구실이 보유하고 있는 Intel Pentium III 1GHz 20 CPUs Linux cluster를 사용하였다. 모델 I은 하나의 해석 대상 당 세 개의 CPU를 사용하여 평균 17시간이, 모델 II의 경우 네 개의 CPU를 사용하여 평균 20시간이 소요되었다. 모델 III은 case 17의 경우 여섯 개의 CPU를 사용하여 17시간, 나머지 경우에는 각각 세 개의 CPU를 사용하여 평균 15시간이 소요되었다.

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 모델 II와 모델 III의 형상 비교

Fig. 2는 두 모델의 임펠러와 디퓨저 블레이드와 임펠러의 형상 차이를 나타낸 것이다. 모델 II의 경우 임펠러와 디퓨저의 블레이드가 축방향으로 평행한 간격으로 교차하는 반면에 모델 III의 블레이드는 서로 엇갈리며 교차하게 된다. 이는 임펠러와 디퓨저가 접하는 면이 동일 반경 상에 있지 않고, 즉, 임펠러의 허브 쪽이 쉬라우드 쪽보다는 반경방향으로 안쪽에서 디퓨저와 접하기 때문이다. 따라서 모델 II에서는 하나의 임펠러 블레이드와 디퓨저 블레이드가 순간적으로 교차하게 되지만, 모델 III에서는 블레이드의 교차가 임펠러 허브에서부터 쉬라우드까지 일정한 시간동안 진행되게 된다. 이는 임펠러와 디퓨저의 블레이드가 교차되는 주기인 BPF에서의 압력변동을 상당히 완화시킬 수 있어 임펠러와 디퓨저 사이의 유동간섭에 따른 소음을 줄일 수 있을 것이다.

#### 3.2 임펠러와 디퓨저 내부의 상대 속도

전체 해석 결과 중 저유량, 중간유량, 고유량 범위에 대한 결과를 비교 분석 하였다. Fig. 3은 세 가지 모델의 임펠러와 디퓨저 내부의 상대 속도를 임펠러의 축방향 두께의 중앙 지점에서 나타낸 결과이다. 전체적인 특징을 살펴보면 모델 I에 비해 모델 II의 경우 임펠러 출구에서의 유동이 디퓨저 내부로 원활

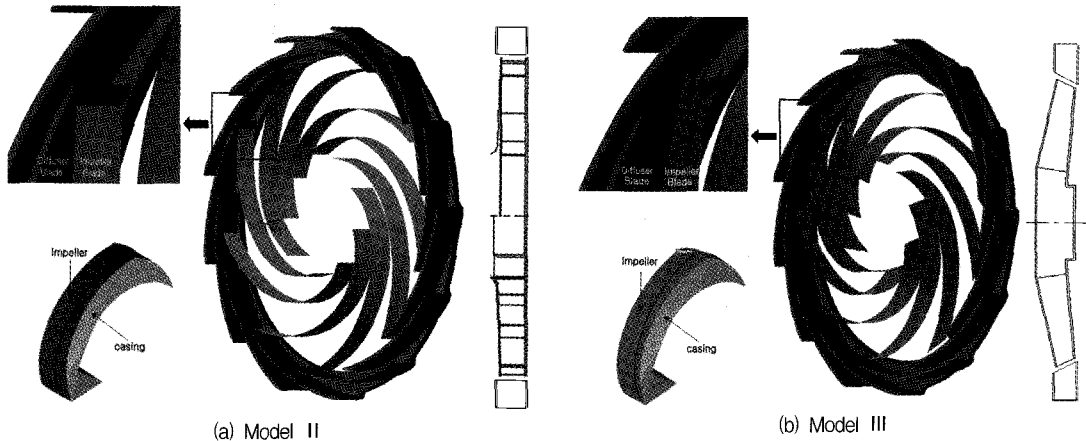


Fig. 2 Impeller and diffuser blade of model II and model III

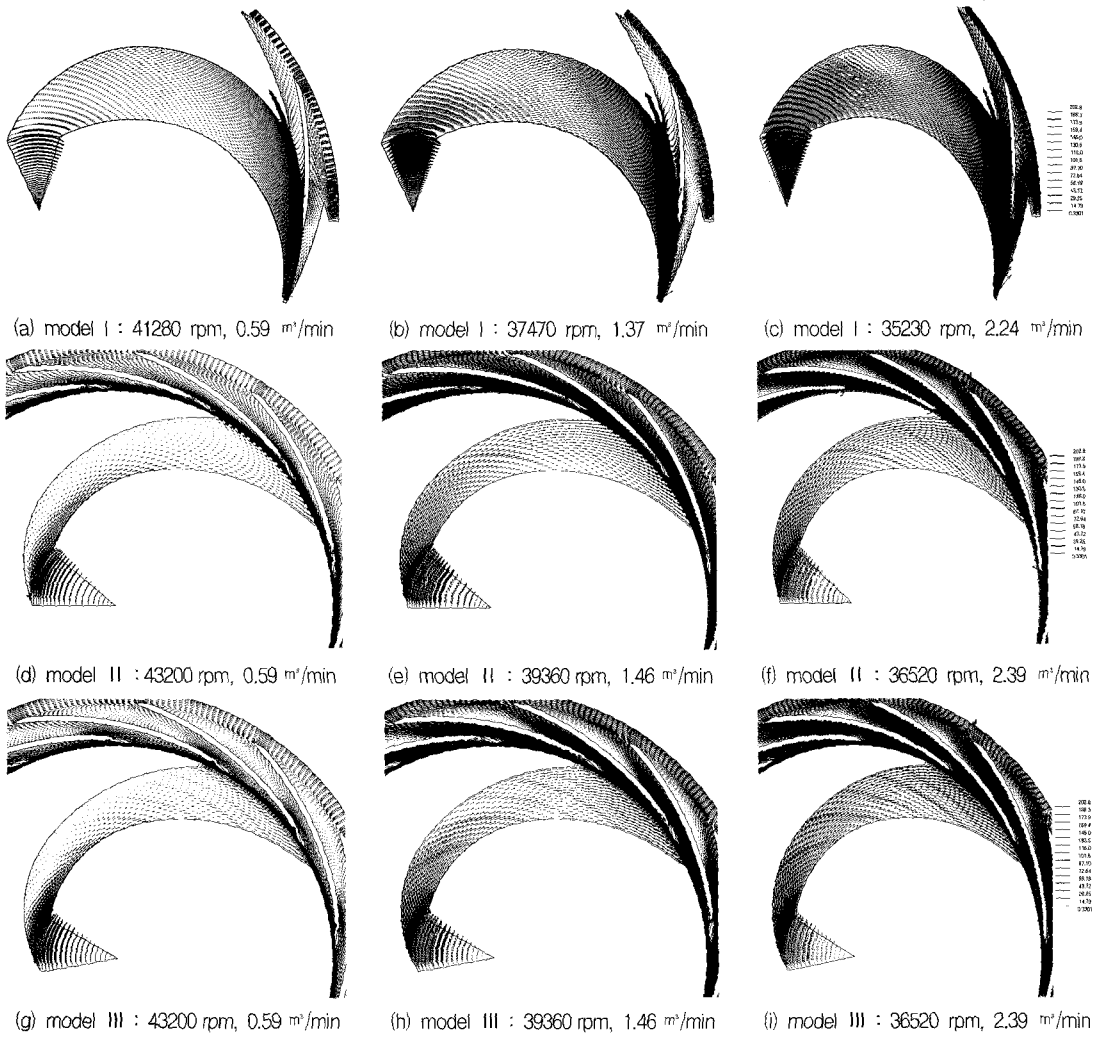


Fig. 3 Velocity vectors in computational frame for two models

하게 유입되는 것을 알 수 있다. 또한 임펠러 내부의 유동 박리가 모델 III에서 많이 개선되었으므로 팬의 소음이 모델 II에 비해 상당히 줄어들 것으로 예상된다. 저유량 조건에서는 임펠러 입구의 유동각이 작아지기 때문에 세 모델 모두 임펠러의 압력면에서 유동 박리가 발생하게 된다. 반면에 유량이 증가하면 임펠러 출구에서의 유동각이 커지므로 디퓨저 흡입면에서의 유동 박리가 발생하게 된다. 이러한 현상은 모델 III에서 가장 심하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 2(b)에서처럼 디퓨저 블레이드가 기울어져 있기 때문이며, 임펠러 출구에서의 유동각과 디퓨저 입구에서의 유동각이 일치하지 않음을 의미한다. 따라

서 모델 III의 경우 임펠러 내부의 유동 특성은 개선되었지만, 디퓨저 내부의 유동은 오히려 악화되었다고 할 수 있다.

### 3.3 리턴 채널 내부의 유동

해석 결과 세 가지 모델 모두 리턴 채널 출구에서 유동 방향이 반경 방향에서 축 방향으로 바뀌는 과정에서 강한 3차원적 와류가 발생하였다. 또한 리턴 채널의 블레이드 개수가 모델 I에 비해 더 많은 모델 II와 모델 III의 리턴 채널 내부에서는 유동 박리에 의한 실속이 발생하였다.

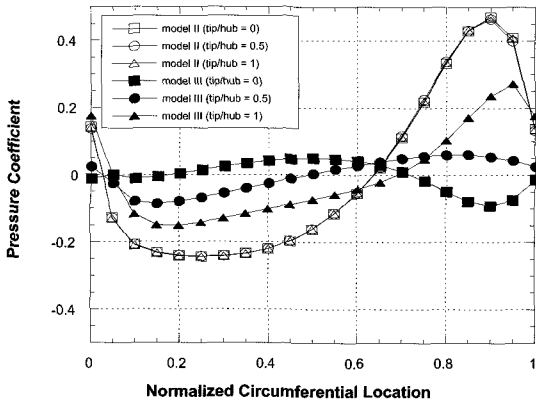


Fig. 4 Pressure coefficient at the diffuser leading edge of model II and model III

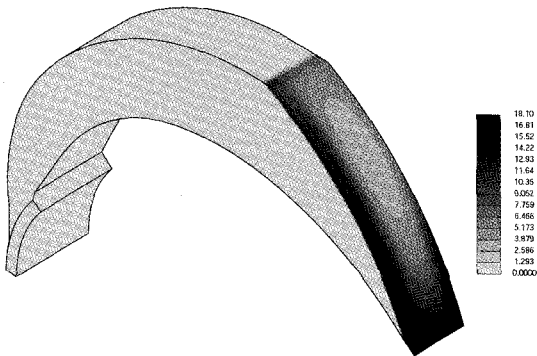


Fig. 5 Flow angle at the impeller exit of model II for 39360 rpm, 2.39 m<sup>3</sup>/min

### 3.4 임펠러와 디퓨저 내부의 압력

모델 II의 경우 모델 I에 비해서 디퓨저 입구의 압력이 국부적으로 높게 나타났다. 이는 임펠러와 디퓨저 사이의 유동 간섭에 의한 것이며 팬 소음에 큰 영향을 미치게 된다. 모델 III은 임펠러와 디퓨저 블레이드의 교차 시간이 모델 II에 비해 더 길기 때문에 디퓨저 입구에서의 불균일한 압력 분포가 많이 개선된 것을 확인 할 수 있었다. Fig. 4는 고유량 조건에서 모델 II와 모델 III의 디퓨저 입구에서의 압력 계수를 나타낸 것이다. 무차원 거리는 디퓨저 하나의 유로에 대해서 디퓨저의 압력면과 흡입면 사이의 위치가 된다. 모델 II의 경우 디퓨저 블레이드의 허브 반경과 쉬라우드 반경이 서로 동일하기 때문에 세 개의 곡선이 거의 비슷한 경향성을 보임을 확인 할 수 있었다. 그러나 블레이드가 기울어져 있는 모델 III의 경우에는 허브와 쉬라우드 사이에서 상당히 큰 차이를 보이고 있

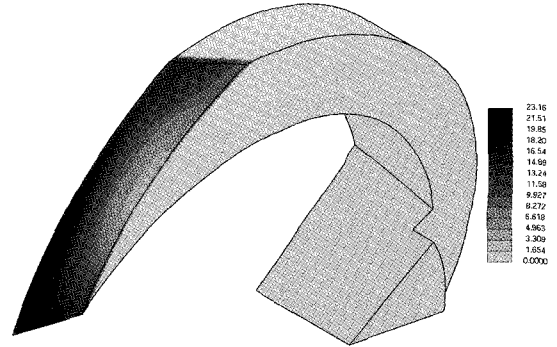


Fig. 6 Flow angle at the impeller exit of model III for 39360 rpm, 2.39 m<sup>3</sup>/min

다. 하지만 원주 방향으로의 압력 계수 변동은 모델 II에 비해서 훨씬 적은 것을 확인 할 수 있다. 일반적으로 팬의 소음은 임펠러 블레이드와 디퓨저 블레이드가 교차할 때 발생하는 압력 변동에 의한 영향이 크기 때문에 모델 III의 소음이 모델 II에 비해 훨씬 줄어들 것으로 예측할 수 있다.

### 3.5 임펠러 출구에서의 유동각

임펠러 출구에서의 유동각과 디퓨저 블레이드 각의 일치 여부는 유동 간섭에 상당한 영향을 미치게 된다. 임펠러 해석 결과 모델 I에서는 고유량의 경우 오히려 유동이 임펠러 출구에서 유입되었다. Fig. 5와 Fig. 6은 고유량 조건에서 모델 II와 모델 III의 임펠러 출구에서의 유동각을 나타낸 것이다. 모델 II에서 축방향과 원주방향으로 불균일한 유동각이 모델 III에서 오히려 더 심해진 것을 확인할 수 있다. 이는 모델 III이 모델 II와는 달리 블레이드의 허브 반경과 쉬라우드 반경이 다른, 기울어진 블레이드 형상에 의한 결과이다. 모델 II에 비해 모델 III이 소음을 줄일 수 있도록 설계되었지만, 이러한 유동각의 불균일성은 추후 개선되어야 할 것이다.

### 3.6 각 모델의 성능 곡선 비교

모델 I, 모델 II, 모델 III의 수치 해석 결과를 각각의 성능 곡선으로 비교하였다. Fig. 7은 세 가지 모델에 대하여 해석으로부터 얻은 유량에 따른 압력을 별도로 수행된 실험 결과<sup>(6)</sup>와 함께 나타낸 것이다. 성능 곡선을 비교한 결과 모델 I과 모델 II 모두 수치해석 결과가 실험 결과와 잘 일치하여 본 연구 결과의 타당

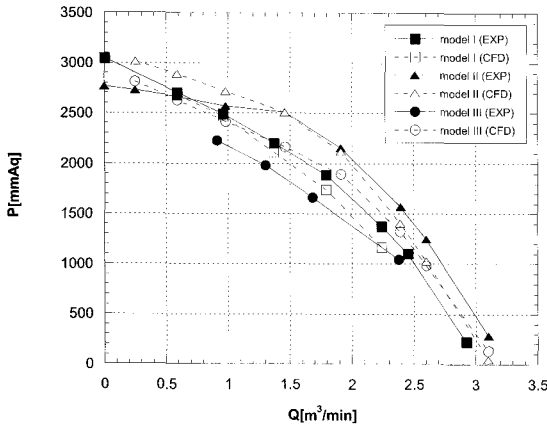


Fig. 7 Comparison of predicted fan performance data with experiments

성을 입증할 수 있었다. 모델 III의 경우 저유량 범위에서 모델 II에 비해 낮은 압력을 나타내고 있는 반면에 고유량 범위에서의 특성은 거의 비슷하게 나타내고 있다. 따라서 비슷한 작동 범위에서 모델 II에 비하여 모델 III이 팬의 소음이 훨씬 유리하다고 할 수 있으며 이는 별도로 수행된 실험 결과에서 확인할 수 있었다.

Fig. 8은 팬의 top 지점에서의 소음을 측정된 실험 결과<sup>(6)</sup>를 FFT 변환을 통해 비교한 그림이다. 모델 III의 경우 모델 II에 비하여 peak 소음뿐만 아니라 광역 소음도 많이 저감된 것으로 보아 임펠러 출구부분을 경사지게 한 효과뿐만 아니라 임펠러 설계가 유로에 맞게 잘 된 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 진공청소기에 사용되는 세 가지 종류 터보팬의 유동 특성을 해석하였다. 수정된 모델의 가장 큰 특징은 임펠러 허브 쪽이 쉬라우드 쪽보다 반경방향으로 안쪽에서 디퓨저와 접한다는 점이다. 따라서 임펠러 블레이드와 디퓨저 블레이드의 교차시간이 길어지고 BPF에서의 압력변동이 완화되어 기존 모델에 비해 소음이 덜 발생하게 된다. 저유량 조건인 경우 임펠러와 디퓨저 블레이드가 축방향으로 평행하게 교차하는 두 가지 모델에서 발생한 임펠러 내부의 유동 박리가 수정된 모델에서 많이 개선되었으나 전체적으로 디퓨저 흡입면에서의 유동 박리는 수정된 모델에서 더 심하게 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 기존에 연구된 두 가지 모델의 임펠러 입구 영역에서 발생했던 불균일한 압력분포는 임펠러와 디퓨저를 수정함

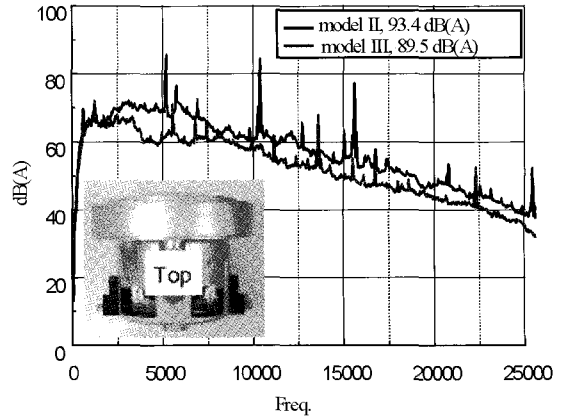


Fig. 8 Comparison of noise level of model II and model III from experiments

으로써 많이 개선되었다. 세 가지 모델에 대하여 유량 변화에 따른 압력을 비교한 결과 저유량 조건에서는 모델 III의 압력이 모델 II에 비해 낮게 나타난 것을 확인할 수 있었다. 그러나 중간유량과 고유량 범위에서는 이 두 가지 모델이 거의 비슷한 압력을 얻을 수 있었다. 이러한 결과를 통해 비슷한 작동 범위에서는 수정된 모델이 기존의 모델에 비하여 소음이 덜 발생할 것으로 예측하고 별도로 수행한 실험 결과를 통하여 확인할 수 있었다. 임펠러와 디퓨저 블레이드의 교차 부분의 형상이 다른 두 가지 모델의 유동 간섭에 의한 구체적인 소음 특성은 비정상 해석을 통하여 확인할 수 있을 것이다.

#### 후 기

본 연구는 (주) LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소의 연구비 지원 하에 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Hillewaert, K, Van den Braembussche, R.A., 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors," Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 603-608.
- (2) Tuncer, I.H., Weber, S., Sanz, W., 1999, "Investigation of Periodic Boundary Conditions in Multi-passage Cascade Flows Using Overset Grids," Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 341-347.

- (3) 김세진, 주원구, 1998, “원심송풍기 벌류트 내부유동의 수치해석적 연구,” 유체기계저널, 제1권 제1호, pp. 64-71.
- (4) 이경훈, 주원구, 2000, “원심형 터보기계의 임펠러-벌류트 유동간섭에 관한 실험적 연구,” 한국유체공학학술대회 논문집, pp. 563-566.
- (5) 전완호, 김창준, 류호선, 2002, “청소기용 터보팬의 비정상 유동장 및 공력 소음 해석,” 유체기계저널, 제5권 제2호, pp. 36-42.
- (6) LG 전자 청소기 사업부 (실험값), 2001.
- (7) 허남건, 원찬식, 이기춘, 2001, “진공청소기용 터보팬의 임펠러-벌류트 내부 유동 해석,” (주) LG 전자 결과 보고서.
- (8) 허남건, 원찬식, 이기춘, 2002, “진공청소기용 터보팬 수정 380모델의 임펠러-벌류트 내부 유동 해석,” (주) LG 전자 결과 보고서.