

진공청소기용 저소음 터보팬 내부 유동 특성 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*** and Wan Ho Jeon****

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

Abstract

The study of the flow characteristics in two types of turbo-fans for a vacuum cleaner was performed in a previous study. In present study an analysis of a new modified model to reduce fan noise was performed by using CFD. The characteristics of three models calculated for various rotating speeds and flow rates are obtained and compared with available measured data. The results show that the modified model gives stable flow characteristics in operating range than the original model, while 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 thus the peak pressure at BPF can be relieved, it is anticipated that the modified model gives much lower noise level with similar performance than the original one, which remains to be verified by unsteady computation and measurements.

1. 서론

고속으로 회전하는 터보팬의 내부 유동 해석은 터보팬뿐만 아니라 팬이 사용되는 제품 전체의 성능 파악에 매우 중요한 의미를 갖는다. 특히 임펠러와 디퓨저 사이에서의 유동 간섭은 팬의 소음과 밀접한 연관이 있다. 본 연구에 앞서 이전의 연구에서는 진공청소기에 사용되는 크기와 디퓨저, 리턴채널의 블레이드 개수가 다른 모델 I, 모델 II 등 두 가지 종류의 터보팬 내부의 유동을 수행하여 각각의 유동 특성을 비교하고 성능 곡선 도출하여 실험값과 비교한바 있다.^[1] 그 결과 터보팬의 각 구성 요소의 내부뿐만 아니라 임펠러와 디퓨저 사이에서 상당히 심한 유동 간섭이 발생함을 파악하였다.

이러한 팬의 내부 유동 간섭에 관한 연구는 국내외로 활발하게 진행되고 있다. Hillewaert 등^[2]은 수치해석을 통한 원심 압축기의 임펠러와 볼류트의 간섭을 고찰하여 임펠러와 디퓨저 내부 유동을 3차원 적으로 해석하고 그 결과를 실험 결과와 비교하였다. Tuncer 등^[3]은 'overset grid'의 개념을 도입하여 일정한 주기로 진동하는 블레이드 주위의 유동을 해석하였으며, 김세진 등^[4]은 원심팬 볼류트의 내부 유동에 대한 수치해석을 통하여 볼류트 내부의 불안정성에 대해서 연구하였다. 이경훈 등^[5]은 실험을 통한 원심형 터보기계의 임펠러-볼류트 유동간섭에 대한 연구를 수행하여 볼류트 설치 유무에 따른 디퓨저 내부 유동의 불안정과의 관계를 고찰하였다. 전완호 등^[6]은 청소기용 터보팬의 비정상 유동장과 공력 소음을 해석하여 임펠러 내부에서의

발생하는 소음이 디퓨저 내부에서의 소음보다 더 심한 사실을 확인하였다.

본 연구에서는 기존의 진공청소기에 사용되는 두 가지 터보팬의 유동 해석에 이어 새로 설계된 모델의 터보팬 유동 해석을 수행하여 터보팬 내부의 속도장과 압력분포, 그리고 임펠러 출구에서의 유동각을 계산하였다. 그리고 선행 연구에서 얻은 두 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

본 연구에서는 터보팬의 소음을 줄이기 위하여 모델 II의 임펠러와 디퓨저 블레이드를 수정한 모델 III에 대한 수치해석을 수행하였다. 표1은 모델 I, 모델 II, 모델 III 각각의 크기와 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널의 유로 개수 및 실제 계산에 적용된 유로의 개수를 나타낸 것이다. 모델 I의 경우 임펠러와 디퓨저 그리고 리턴 채널 모두 반경 방향으로 주기 경계 조건을 적용하여 임펠러와 리턴 채널은 각각 한 개의 유로를 계산하고 디퓨저는 두 개의 유로만을 계산했다. 그러나 모델 II와 모델 III의 경우에는 총 열 여섯 개의 리턴 채널 중, 여덟 개의 쌍이 각각 다른 형상이므로 디퓨저와 리턴 채널은 전체 유로를 계산하였다. 그리고 각각의 모델에 대해서 임펠러의 입구와 리턴채널의 출구에 각각 10 cm 길이의 유체 셀을 덧붙여서 유동의 입구부와 출

* 서강대학교 기계공학과 대학원, a_zzii@freechal.com

** 서강대학교 기계공학과 대학원, cjkim@lge.co.kr

*** 서강대학교 기계공학과, nhur@ccs.sogang.ac.kr

**** LG Electronics Inc., whjeon@lge.com

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

구부를 그림 1과 같이 모델링 하였다. 모델 III의 격자수는 890,000여개를 사용하였다.

2.2 경계 조건 및 계산

유동이 유입되는 팬의 입구부에는 입구 경계 조건을, 출구부에는 대기압 상태로 가정하여 압력 경계 조건을 적용하였다. 그러나 모델 III의 경우 case17을 제외한 나머지 경우에는 출구부분에 출구 경계 조건을 적용하였다. 임펠러의 회전 효과를 위하여 'Rotating reference frame'을 사용하였다. 해석 모델 모두 임펠러와 디퓨저의 블레이드 개수가 다르므로 'Mixing plane approach'를 적용하여 계산을 수행하였다. 이에 대한 자세한 내용은 참고문헌[1]을 참고하기 바란다. 입구 조건과 회전하는 영역의 벽 조건에는 임펠러 회전에 의한 상대 속도의 영향을 고려하기 위하여 회전 반대 방향으로의 회전 속도를 주었으며 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널 일부분의 계산 영역으로 전체 영역의 계산 효과를 얻기 위해서 회전 방향으로 주기 경계 조건을 사용하였다. 표 2는 본 연구의 해석 대상을 나타낸 것이며, 계산은 본 연구실이 보유하고 있는 Intel Pentium III 850MHz 14CPU Linux cluster를 사용하였다. 모델 I은 하나의 해석 대상 당 세 개의 CPU를 사용하여 평균 17시간이 소요되었으며 모델 II의 경우 네 개의 CPU를 사용하여 평균 20시간이 소요되었다. 모델 III은 case17의 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

모델 II와 모델 III의 가장 큰 차이점은 블레이드의 형상이다.

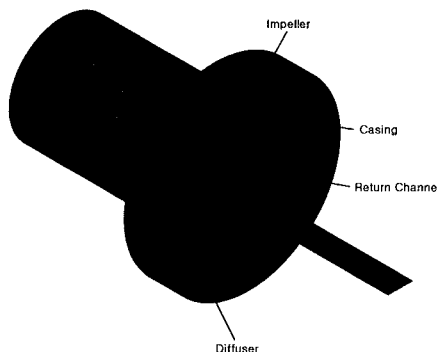
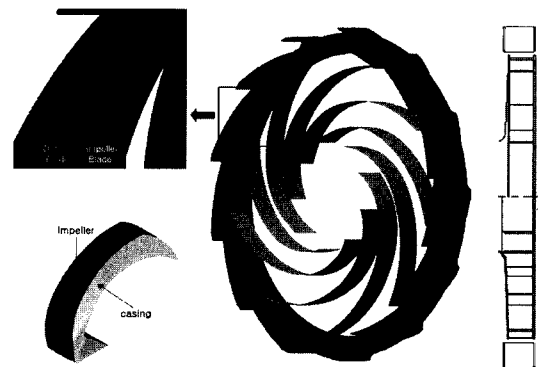


Fig. 1 Computational meshes of model II

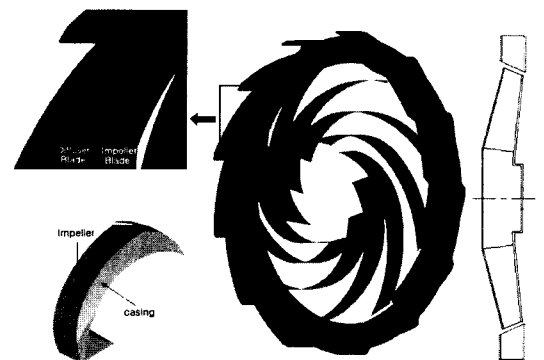
Table 2 Computational cases

Case	Fan type	N(rpm)	Q(m ³ /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

그림 2는 두 모델의 임펠러와 디퓨저 블레이드 형상과 임펠러의 차이를 나타낸 것이다. 기존의 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 완화시



(a) Model II



(b) Model III

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

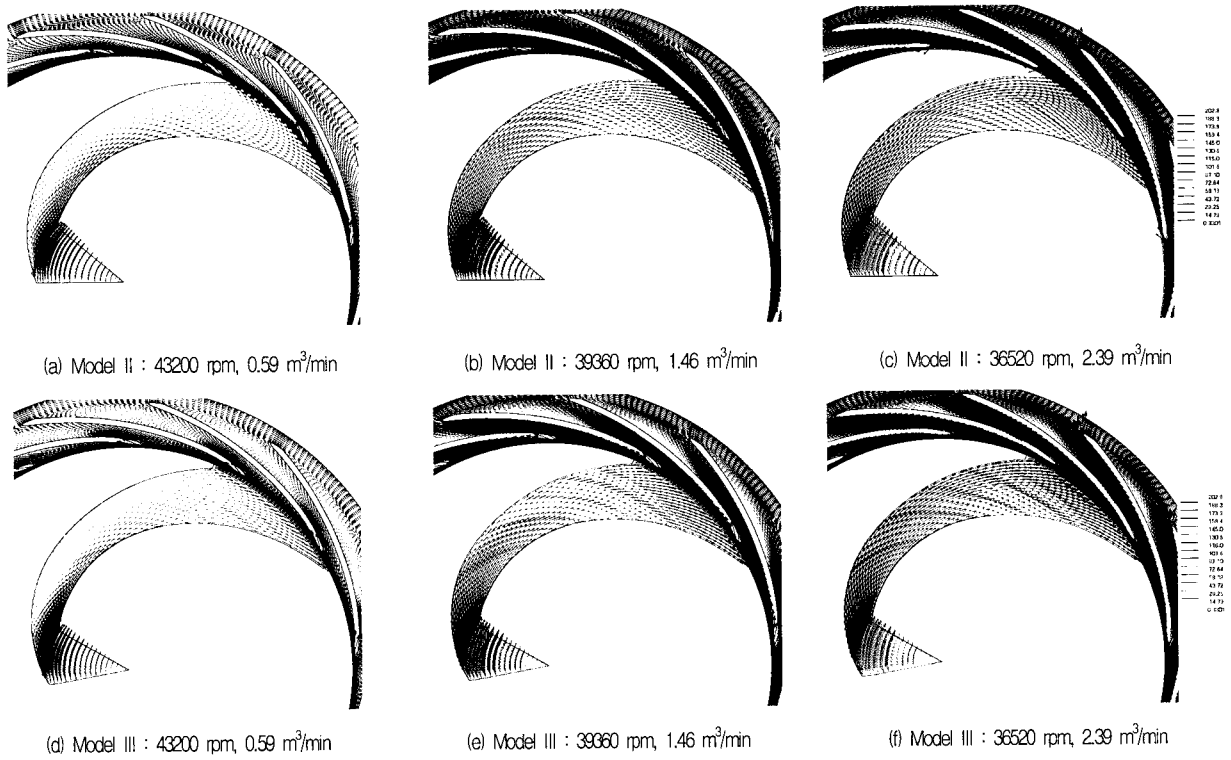


Fig. 3 Velocity vectors in computational frame for two models

킬 수 있어 이에 따른 소음을 줄이는 결과를 가져올 것으로 예상된다.

3.2 임펠러와 디퓨저 내부의 상대 속도

전체 해석 대상 중 저유량, 중간유량, 고유량 범위에 대한 결과를 비교 분석 하였다. 모델 I의 경우에는 임펠러 출구에서의 유동이 디퓨저 내부로 원활하게 유입되지 않는 특성을 보였다.

그림 3은 모델 II와 모델 III의 임펠러와 디퓨저 내부의 상대 속도를 나타낸 것이다. 각각은 임펠러의 축방향 두께의 중앙 지점에서의 결과이다. 전체적으로 임펠러 내부에서 발생한 유동 박리가 모델 III에서 많이 개선된 것을 확인 할 수 있다. 따라서 팬의 소음이 모델 II에 비해서 상당히 줄어들 것으로 예상된다. 그러나 여전히 저유량 조건인 경우 임펠러 입구 유동각이 작아짐에 따라 임펠러의 압력면에서 박리가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 그림 3(d)와 그림 3(e)를 살펴보면 모델 II에 비해 모델 III의 디퓨저 흡입면에서의 유동 박리가 오히려 더욱 심해진 것을 확인할 수 있다. 이는 디퓨저 블레이드가 그림 2(b)에서처럼 기울어져 있기 때문이고 이러한 결과는 임펠러 출구에서의

유동각과 밀접한 관련이 있다.

3.3 임펠러와 디퓨저 내부의 압력

임펠러 입구에서의 압력은 대기압과 0.2기압에서 0.3기압 정도의 차이로 모델에 따른 큰 차이는 나타나지 않았다. 그러나 저유량 조건에서 모델 I이나 모델 II의 임펠러 입구 영역에서 국부적으로 낮은 압력분포가 나타난 반면에 모델 III에서는 많

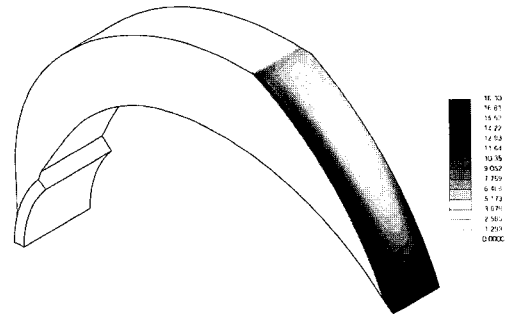


Fig. 5 Flow angle at the impeller exit of model II for 39360 rpm, 2.39 m³/min



Fig. 4 Pressure distribution in impeller and diffuser of model III for 36520 rpm, 2.39 m³/min

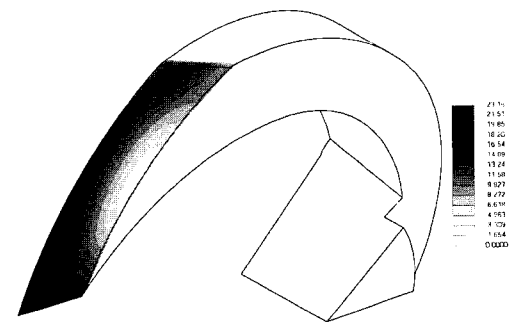


Fig. 6 Flow angle at the impeller exit of model III for 39360 rpm, 2.39 m³/min

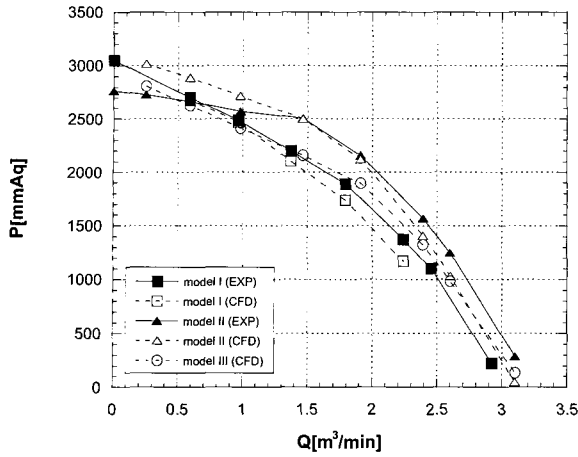


Fig. 7 Comparison of predicted fan performance data with experiments

이 개선된 것을 확인 할 수 있었다. 이는 임펠러 입구에서 유동의 유입 방향이 수직으로 변하는 모델 I과 모델 II와는 달리 모델 III의 경우에는 임펠러가 축방향으로 기울어져 있기 때문에 급격한 유동 방향의 변경이 완화되었기 때문이다. 그림 3(c)와 그림 3(f)를 비교하면 디퓨저 흡입면의 유동 박리가 모델 III에서 줄어든 것을 알 수 있다. 그리고 모델 I과 모델 II에 비하여 그림 4에 나타난 것처럼 BPF에서의 압력변동이 적을 것으로 예상되는 모델 III의 임펠러와 디퓨저 내부의 불균일한 압력 분포가 많이 개선된 사실을 확인 할 수 있다.

3.4 임펠러 출구에서의 유동각

임펠러 출구에서의 유동각과 디퓨저 블레이드 사이의 각도는 디퓨저 내부의 유동 박리와 밀접한 관련이 있다. 전체적으로 모델 I에 비해 모델 II와 모델 III의 임펠러 출구에서 불균일한 유동각이 나타났다. 또한 모델 II와 모델 III은 저유량 조건에서의 유동각이 음수가 되는 영역이 발견되었다. 그림 5와 그림 6은 각각 고유량 조건에서의 모델 II와 모델 III의 임펠러 출구에서의 상대 속도와 원주 속도를 이용하여 유동각을 contour로 나타낸 그림이다. 임펠러 출구 전역에서 축방향과 원주방향 모두 불균일한 유동각이 나타난 모델 II와는 달리 모델 III은 그림 2(b)에서처럼 임펠러의 출구 부분의 블레이드가 기울어져 있기 때문에 축방향으로의 불균일한 유동각이 임펠러의 허브 부분에 편중되어서 나타나고 있다. 따라서 디퓨저 내부에서의 유동 박리가 더 심하게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 즉, 디퓨저 블레이드가 기울어짐에 따라 임펠러 출구에서의 유동각이 원주방향으로는 모델 II에 비해 비교적 균일해졌으나 축방향으로는 오히려 더 불균일해진 점과 이러한 현상이 디퓨저 흡입면에서의 유동 박리를 더 심하게 만든 원인이 되었다.

3.5 각 모델의 성능곡선 비교

성능 특성에 대한 본 연구의 수치해석 결과를 이전에 수행한 해석 결과와 비교하였다. 그림 9는 모델 I, 모델 II, 모델 III에 대하여 해석으로부터 얻은 유량에 따른 압력을 별도로 수행된 실험 결과^[7]와 함께 나타낸 것이다. 성능곡선을 비교한 결과 모델 I과 모델 II 모두 수치해석 결과가 실험 결과와 잘 일치하여 이 수치해석 결과의 타당성을 입증할 수 있었다. 모델 III의 경우 저유량 범위에서 모델 II에 비해서 낮은 압력을 나타내고 있는 반면에 고유량 범위에서의 특성은 거의 비슷하게 나타나고 있다. 따라서 비슷한 작동 범위에서 모델 II에 비하여 모델 III이 팬의 소음이 훨씬 유리하다고 할 수 있으며 이는 별도로 수행된

실험에서 확인할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는, 앞서 수행한 진공청소기에 사용되는 모델 I과 모델 II의 두 가지 종류 터보팬 유동 해석에 이어, 모델 II의 임펠러와 디퓨저를 수정한 모델 III의 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 수정함으로써 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 두가지 모델이 거의 비슷한 압력을 얻을 수 있었다. 이러한 결과를 통해 비슷한 작동 범위에서는 수정된 모델이 기존의 모델에 비하여 소음이 덜 발생할 것으로 예측할 수 있다. 임펠러와 디퓨저 블레이드의 교차 부분의 형상이 다른 두 가지 모델의 유동 간섭에 의한 구체적인 소음 특성은 비정상 해석을 통하여 확인 할 수 있을 것이다.

후기

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

참고문헌

- [1] 이기춘, 허남건, 김창준, 전완호, "진공청소기용 터보팬 내부 유동 해석," 유체기계 연구개발 발표회 논문집 (2001), pp. 63-68.
- [2] Hillewaert, K and Van den Braembussche, R.A., "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors," Journal of Turbomachinery, Vol. 121 (1999), pp. 603-608.
- [3] Tuncer, I.H., Weber, S. and Sanz, W., "Investigation of Periodic Boundary Conditions in Multipassage Cascade Flows Using Overset Grids," Journal of Turbomachinery, Vol. 121 (1999), pp. 341-347.
- [4] 김세진, 주원구, "원심송풍기 별류트 내부유동의 수치해석적 연구," 유체기계저널, 제1권 제1호 (1998), pp. 64-71.
- [5] 이경훈, 주원구, "원심형 터보기계의 임펠러-블류트 유동간섭에 관한 실험적 연구," 한국유체공학회 학술대회 논문집 (2000), pp. 563-566.
- [6] 전완호, 김창준, 류호선, "청소기용 터보팬의 비정상 유동장 및 공력 소음 해석," 유체기계저널, 제5권 제2호 (2002), pp. 36-42.
- [7] LG 전자 청소기 사업부 (실험값) (2001).