

# 고속 회전용 모터의 진동 측정 및 평가기술



김재열

조선대학교 기전공학과

## 1. 서론

현재 가전제품의 기술개발은 고효율화, 다기능화와 더불어 환경문제를 고려하는 방향으로 진행되고 있다. 소음이란 개인의 입장에서 보면 자신이 원하지 않는 불쾌한 소리이다. 여러 가지가 거론되고 있는 환경문제 중에서 제품의 소음에 대한 문제도 이제는 성능의 관점에서와 더불어 환경문제로 인식되어야 한다. 특히 가전제품에 있어서 저소음의 성능은 판매력에 직접적인 영향을 미치는 중요한 판매전략으로 대두되고 있는 실정이다. 이것은 개인의 생활환경보장이 존중되는 사회 인식 속에서 가전 제품으로 인해 발생하는 소음으로 인해 사용자 자신은 물론, 주위 사람들에게도 피해를 끼쳐 소비자 불만 요소의 중요한 하나로 인식되고 있기 때문이다.

진공청소기는 가전 제품 중에서 우리의 일상생활에서 꼭 필요한 가전제품의 하나이다. 그러나, 성능향상을 위한 과도한 회전 속도 때문에 큰 소음을 유발하며 그로 인해서 사용자에게 소음으로 인한 큰 불편을 초래하고 있다. 이것은

진공청소기 내에 있는 모터가 30000 ~ 35000 rpm의 고속회전을 통해서 축에 연결되어 있는 임펠러를 회전시켜 공기를 흡입, 배출시키는 일련의 작동을 하면서 여러 가지 진동 및 유체소음을 일으키기 때문이다. 이러한 소음으로 인하여 사용자의 귀에 매우 민감하게 작용하여 불쾌함과 짜증을 유발시켜 수면방해, 대화방해, 작업능률의 저하 등을 일으키며 정신적, 육체적인 피해, 스트레스의 원인이 되고 있다. 진공청소기의 사용시 이러한 소음은 쾌적한 사용 환경에 큰 영향을 미친다.

진공청소기의 소음을 발생시키는 주원인인 원심팬(centrifugal fan)은 구조가 복잡하고, 고속으로 회전하며, 내부유동이 복잡하기 때문에 소음에 대한 연구가 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다. 특히 소음 해석에 필수적인 유동의 해석이 어렵기 때문에 수치적인 해석은 거의 이루어지지 않고, 실험에 의한 해석이나 소음저감 방법에 주류를 이루고 있다. 이러한 방법은 소음 저감 기술만 증가 시켰을 뿐만 아니라 소음 원이나 소음 발생 기구에 대한 아무런 정보도 주지 못했다.

개인의 쾌적한 생활환경이 보장되는 현대 사회에서 이러한 가전 기기의 소음은 모터의 회전에 의한 진동소음과 공기 또는 물 흐름에 의한 유체소음이 대부분인데, 모터를 동력원으로 하고 있는 가전 제품 중에서 고속으로 회전하는 진공청소기의 모터는 타제품에 비하여 소음이 월등히 크기 때문에 청소기의 소음을 획기적으로 감소시켜 사용자에게 쾌적한 생활환경을 제공하기 위해 또한 날로 증가하고 있는 소비자의 안목과 선택의 조건을 충족시키기 위해 소음 해석과 기초 연구가 급속히 진행되어야 한다.

이러한 진공청소기의 소음은 원심팬의 구조가 복잡하고, 고속으로 회전하며, 내부유동이 복잡해서 소음에 연구가 제대로 이루어지지 않고 있는 실정인데, 소음의 원인을 크게 두 가지로 나누어 보면, 하나는 유체가 흡배기 과정에서 압축 후 팽창과정에서 발생하는 급격한 압력변화에 따른 유체소음, 두 번째는 모터의 제작시 공차 등에 의한 모터 자체의 진동으로 야기되는 진동소음이다.

이 두 가지의 소음 원인 중 첫 번째의 경우인 즉, 원심팬 내의 임펠러와 디퓨저의 상호 작용에 의한 유체 소음이 소음 문제를 일으키는 가장 큰 원인이 되고 있다. 이것은 원심팬 내에서 더 많은 압력차이를 발생하기 위해서 임펠러와 디퓨저 간격을 점차 작아지게 하는 최근의 경향이 소음을 더욱 증가시키는 원인이 되고 있다.

청소기 소음에 대한 연구의 대부분은 소음원을 규명하는 부분과 저소음화에 대한 부분으로 나눌 수 있다. 첫 번째의 경우는 설계단계에서 사용할 수 있는 유체소음을 해석할 수 지적 방법을 정립하는 일이고 이것은 청소기와 관련된 설계나 연구를 하는데 필수적이라 할 수 있다. 두 번째의 저소음화에 대한 연구는 청소기의 내부 구조를 개선시켜 소음을 저감시키는 방법은 그 동안 많은 실험들을 통하여 청소기의 구조적인 결합으로 인한 한계가 있기 때문에 소음원인 팬 모터의 소음특성을 개선하는 방법과 팬 모터로부터 발생된 소음이 밖으로 전달되는 경로를 적절하게 차단하는 방법으로 나누어 연구되고 있는데 이것은 설계자에게 단편적인 지식을 줄 수는 있지만 설계단계에서 사용하게 되지는 못했다.

본 연구에서는 진공청소기의 원심팬에서 발생하는 압력 변화에 따른 유체소음의 원인을 규명하고 이를 수치적인 해석을 통한 분석과 이것을 회전하고 있는 정류자나 모터

축의 진동측정이 가능한 3차원 레이저 측정기를 통한 주파수특성과 진공청소기 팬 모터의 소음의 발생원인이 되는 임펠러(Impeller)와 디퓨저(Diffuser)가 있는 부분을 2차원 모델링 하여 유동장에서의 압력과 속도의 변화 그리고 주파수 특성을 비교하여 소음의 원인을 분석하고자 한다.

본 연구에서는 일반적으로 가정에서 사용하는 진공청소기의 내부 Fan 모터 중 하나를 선정하고, 소음을 유발시키는 부분이 어디인지 측정하여 모터의 모델링과 유동해석을 통하여 소음의 원인을 분석하고 소음을 저감시키고자 다음과 같은 실험을 실시하였다.

1. 진동 및 소음 측정을 위해 일반적으로 가정에서 사용되고 있는 진공청소기의 Fan motor를 선정한다.
2. 비접촉식 3차원 레이저 진동 측정기(Polytec-PSV300)와 Reference 진동측정용 접촉식 가속도계를 사용하여 모터에서 발생하는 진동을 측정한다.
3. 측정물과 1.5 m 떨어진 지점에서 마이크로폰(Cirrus-ZE901)을 이용하여 소음측정을 한다.
4. 2차원 모델링을 하여 Rotational fluid와 Stational fluid를 분리하여 meshing 작업을 한다.
5. 진공청소기용 Fan 모터의 내부 유동해석 데이터를 획득하고, 유동해석 데이터를 이용하여 공력소음 데이터를 예측한다.
6. 3차원 레이저 진동 측정기로부터 측정한 진동데이터, 마이크로폰으로부터 측정한 소음데이터, 유동해석을 통한 공력소음 데이터를 비교 분석한다.
7. 3가지 데이터의 비교 분석을 통하여 진공청소기의 주요 진동 및 소음의 원인을 규명하고, 소음저감 대책을 제시한다.

## 2. 진동 및 소음 측정

### 2.1 3차원 레이저 진동 측정

모터는 Fig. 1에서 나타난 것과 같이 크게 케이싱, 임펠러(Impeller), 디퓨저(Diffuser), 축 및 베어링 등 기구부

와 아마츄어, 펄드, 정류자, 브러쉬 및 전기부로 이루어져 있다. 모터의 공력소음은 임펠러를 통과한 공기가 디퓨저와 주기적으로 충돌하면서 발생하는 진동소음은 케이스의 안내벽을 통하여 모터의 상단에서 하단으로 전달된다. 본 논문에서 측정하고자 하는 모터의 제원은 임펠러 갯이 9개, 디퓨저 갯이 15개이다.

진동을 측정하기 위해 10분 이상 모터를 회전시켜 모터를 안정화시켰으며, 모터의 앞쪽으로부터 1 m 떨어진 위치에서 진동을 측정하였다. 측정한 모터는 회전수 34000 rpm의 고속 회전을 하며, 220V, 60 kHz의 교류전원으로 작동시켰다. 외부로부터의 진동 유입을 방지하기 위해 방진 테이블과 우레탄 패드를 사용하였다. 진동 측정 장비로는 3차원 레이저 진동 측정기(PSV300)와 기준(Reference) 진동 측정용 접촉식 가속도계를 사용하였다. 모터의 진동 측정 부위는 4파트로 나누어서 Fig. 2와 같이 전체 케이스, 베어링, 정류자, 브러쉬 등을 측정 하였다.

먼저 케이스 전체영역의 진동모드를 관찰함으로써 각 주파수 성분이 주로 어디 부위에 존재하는가를살펴보았다. 또한 30개의 포인트를 선택하여 특정 포인트에서의 주파수 성분을 관찰하였다.

먼저 전체영역에 대한 진동 스펙트럼을 관찰하여 피크가 일어나는 주파수 대역을 찾아내었다. Fig. 3에서 보는 것처럼 120 Hz, 240 Hz, 360 Hz, 480 Hz, 570 Hz, 1.710 kHz, 2.510 kHz, 4.000 kHz, 4.572 kHz, 5.130 kHz, 6.270 kHz, 10.26 kHz, 12.54 kHz, 15.39 kHz에서 피크값이 관찰되었다.

고주파 영역에서의 진동 측정 결과에서 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz의 진동은 9개의 임펠러의 출구로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개 전면부와의 간섭에 의해서 발생하는 BPF소음에 의한 진동과 하모닉 주파수 소음에 의한 진동이다. 이것은 임펠러 및 디퓨저의 날개 면에서의 박리와 후류에 의한 와류에 의해서 발생된다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 5.13 kHz의 진동을 각 측정 포인트를 비교하면 모터 상부 케이스 쪽에서 멀어 질수록 진동의 크기가 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 디퓨저로부터 멀어 질수록 유체의 난류유동이 감소함으로써 BPF의 고주파 소음은 감소되고 있기 때문이다. 그리고 회전 진동과 임펠러

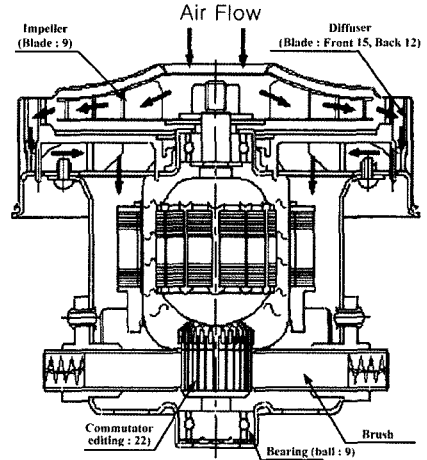


Fig. 1 Structure of fan motor in a vacuum cleaner

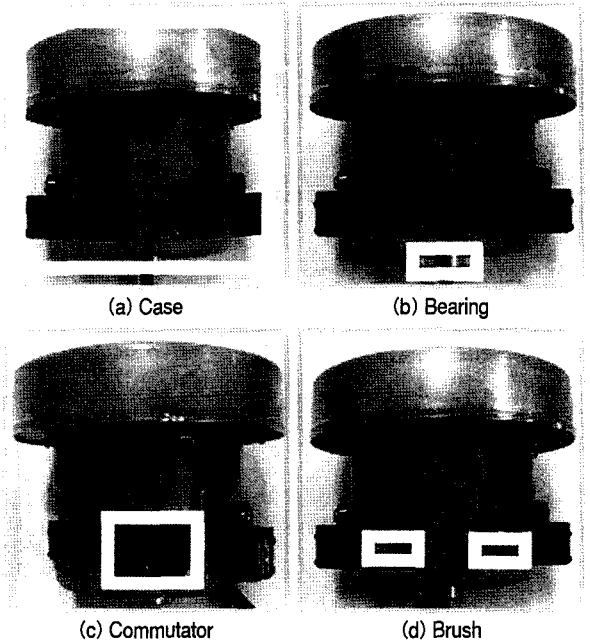


Fig. 2 Vibration Measurement area of fan motor

와 디퓨저 사이에서 발생하는 진동의 2차 하모닉 진동은 2.510 kHz, 4.000 kHz, 4.572 kHz, 6.270 kHz 등이 관찰 되었다.

또한 12.54 kHz 는 570 Hz × 22로써 정류자의 편심 22개와 브러쉬의 접촉에 의한 진동이며 모터 상부까지 전

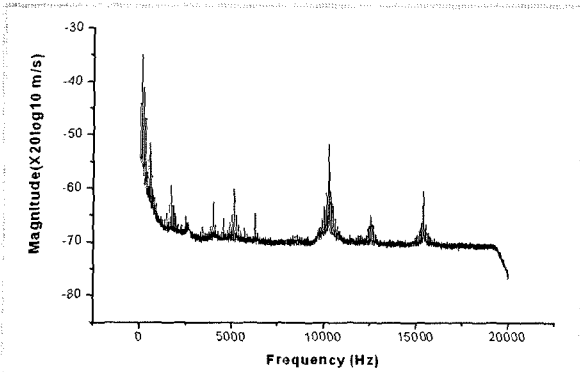
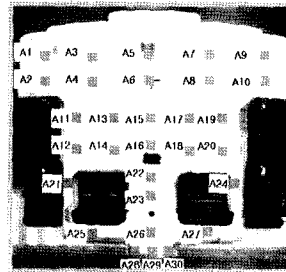
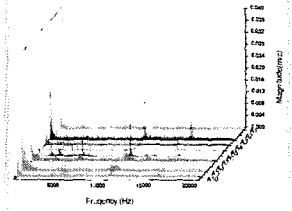


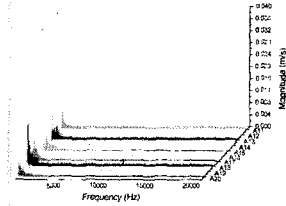
Fig. 3 The spectrum of fan motor case



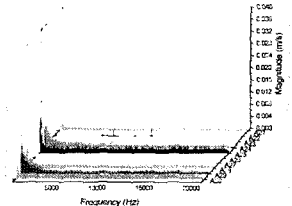
(a) Measuring point



(b) FFT of Point A1~A10



(c) FFT of Point A11~A20



(d) FFT of Point A21~A30

Fig. 5 The Spectrum of specification point (Case)

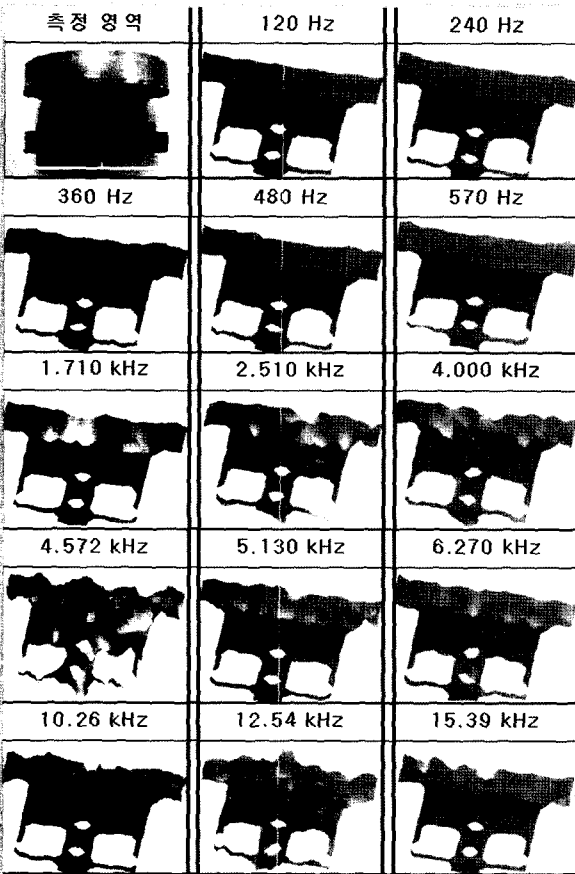


Fig. 4 3-D vibrating mode of fan motor

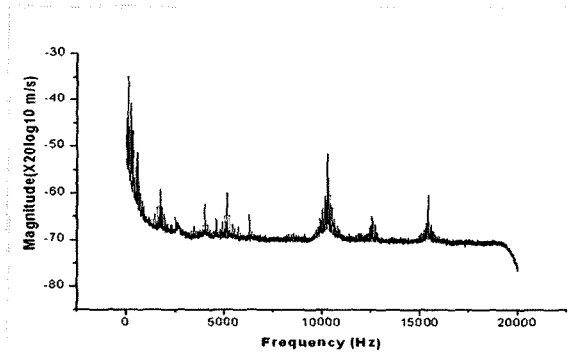


Fig. 6 The Spectrum of fan motor bearing

관찰할 수 있었으며, 특히 유체 소음 중 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개와의 간섭으로 발생되는 BPF 소음과 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개와 부딪히고 날개를 통과하면서 1 kHz 이상의 주파수 대역에서 발생하는 난류소음에 의한 진동을 정확히 구별할 수 있었다.

베어링에서의 진동 피크 값은 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 120 Hz, 240 Hz, 360 Hz, 480 Hz, 570 Hz, 1.719 kHz, 5.131 kHz, 10.26 kHz에서 발생하였으며, 전원주파수를 제외한 영역에서는 문제시되는 주파수는 존재하지 않았다.

파된 것으로 사료된다. 이상의 진동측정 실험결과 고속 회전 모터의 기계적인 진동과 유체 소음에 의한 진동을 모두

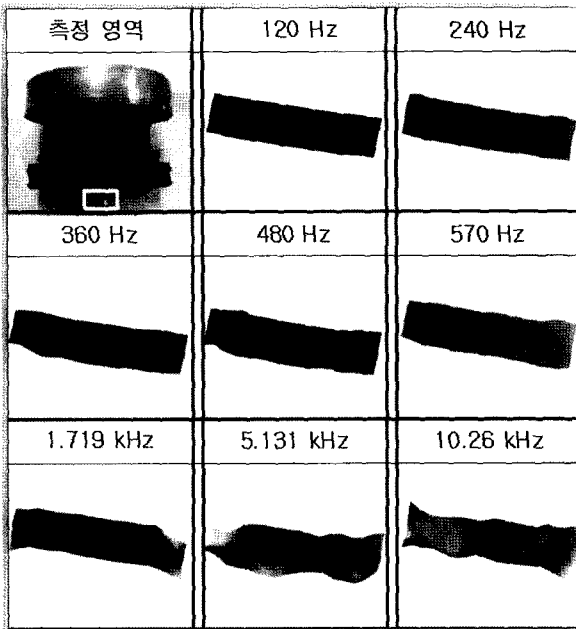


Fig. 7 3D Vibrating mode of fan motor bearing

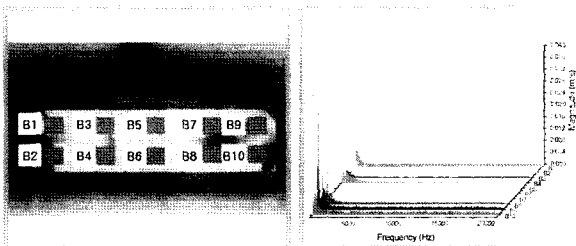


Fig. 8 The Spectrum of specification point (on bearing)

이 큰 것은 정류자와 브러시가 접촉하면서 발생하는 스파크로 인한 레이저의 난반사 때문으로 사료된다. Fig. 10은 정류자의 진동모드를 보여주고 있으며, Fig. 11은 각 포인트별 진동 스펙트럼을 보여주고 있다.

Fig. 12에서 확인할 수 있듯이 브러쉬에서도 정류자와 마찬가지로 570 Hz를 주기의 피크가 관찰 되었다. 이것은 회전체인 정류자와 직접 접촉을 하기 때문에 발생 할 것이다. 12.54 kHz의 피크는 정류자와 접촉하면서 브러쉬에 전파된 진동이다. Fig. 13은 브러쉬의 진동모드를 보여주고 있으며, Fig. 14는 각 포인트별 진동 스펙트럼을 보여주고 있다.

## 2.2 소음측정

소음측정은 팬모터와 1 m 떨어진 위치에서 측정하였으

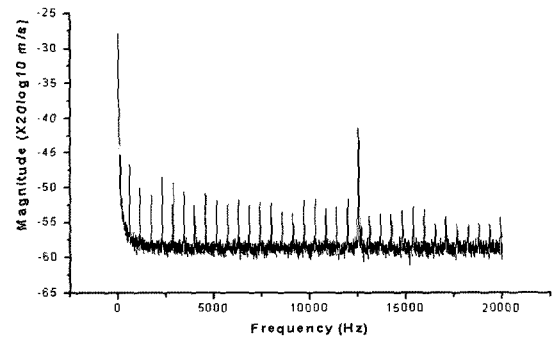


Fig. 9 The spectrum of fan motor

5.13 kHz, 10.26 kHz의 피크는 모터 상부의 진동이 전파된 것으로 피크 값은 미약 하였다. 570 Hz, 1.719 kHz는 회전진동이다. 모터의 불평형과 관계가 있을 것이다. Fig. 7은 베어링의 각 주파수별 진동모드를 보여주고 있으며, Fig. 8은 각 포인트별 진동 스펙트럼을 보여주고 있다.

정류자에서는 Fig. 9와 같이 570 Hz의 주기를 가지고 반복적으로 피크가 발생하였다. 이것은 모터가 34000 rpm으로 회전하면서 발생하는 회전진동이며, 정류자가 회전체이기 때문에 두드러지게 관찰된 것이다. 12.54 kHz 피크는 정류자 22개와 브러쉬 2개가 접촉하면서 발생하는 진동이다. 그리고 C1과C2의 피크값이 다른 포인트에 비해 값

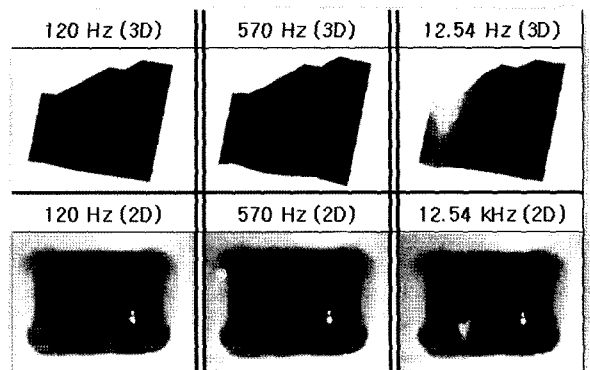
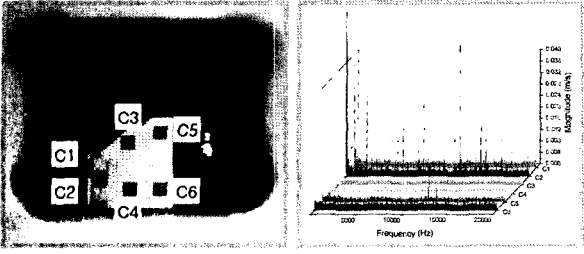
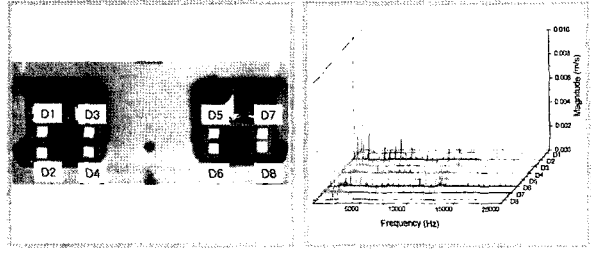


Fig. 10 2-D and 3-D vibrating mode of fan motor commutator



(a) Measuring point (b) FFT of Point C1~C10  
Fig. 11 FFT of specification point (on commutator)



(a) Measuring point (b) FFT of Point D1~D10  
Fig. 14 The spectrum of specification point (on Brush)

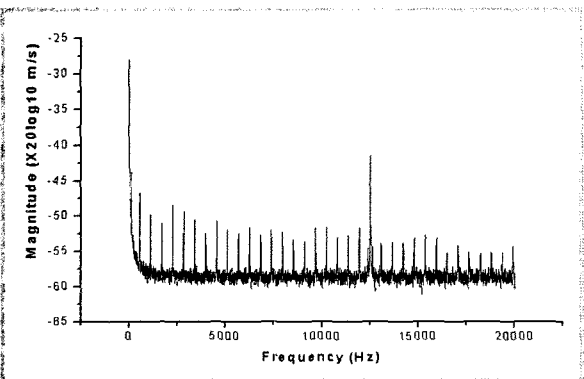


Fig. 12 The spectrum of fan motor brush

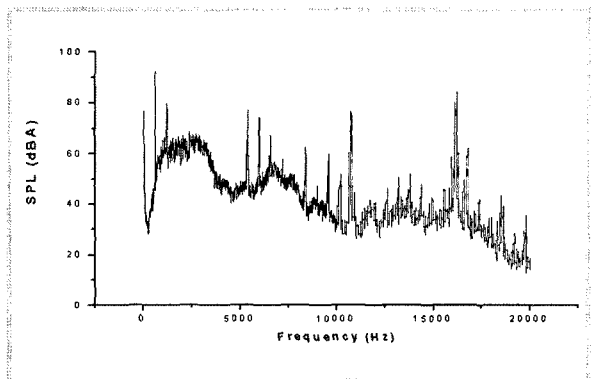


Fig. 15 The spectrum of noise

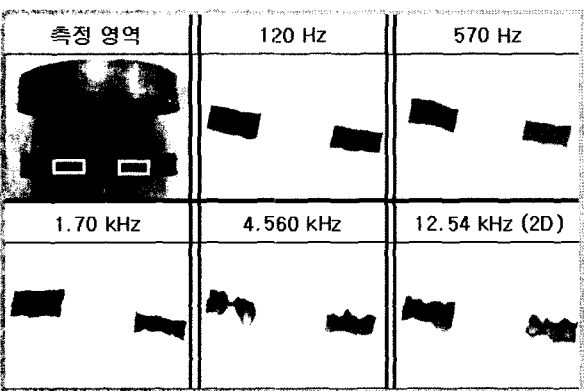


Fig. 13 3-D vibrating mode of fan motor brush

며, 소음 데이터는 579 Hz, 1.14 kHz, 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz 의 주파수 영역에서 큰 피크 값을 관찰할 수 있었다. Fig. 15의 소음측정 데이터와 모터 전체케이스의 진동측정 데이터를 비교해 보면 비슷한 주파수 영역에서 피크가 발생하는 것을 알 수 있다. 570 Hz, 1.14 kHz의 피크는 모터 회전속도에 의한 것이며, 소음 피크값은 크지

만 불쾌감을 주는 주파수는 아니며, 청소기 외부 케이스에 의해 상당 부분 방음된다. 여기서 가장 문제시되는 소음은 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz 대역의 소음이다. 가장 인간의 귀에 거슬리며, 청소기 외부 케이스를 덮은 후에도 크게 존재하는 소음이기 때문에 반듯이 이 소음을 줄이는 대책이 필요할 것이다.

이상의 진공청소기용 팬 모터의 3차원 레이저 진동 측정기를 이용한 진동측정과 마이크론을 이용한 소음 측정의 결과 고속 회전 모터의 진동 특성은 일반 송풍기의 진동특성과 같이 광대역 주파수의 유체소음과 이산 주파수 소음인 BPF 소음 의한 진동이 상당히 크다는 것을 검증할 수 있었다. 또한공기의 유동과 케이스의 진동은 밀접한 관계가 있었으며, 유동에 의해서 케이스의 진동이 발생됨을 확인할 수 있었다. 이러한 결과는 고속 회전 모터의 공력소음에 대한 소음분석을 실질적인 방법을 통해 충분히 해결할 수 있다는 것을 알 수 있었다.

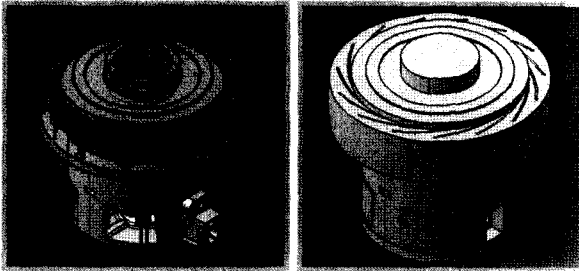


Fig. 16 Vacuum cleaner motor external form third dimension modelling  
 Fig. 17 Vacuum cleaner motor flow field third dimension modelling

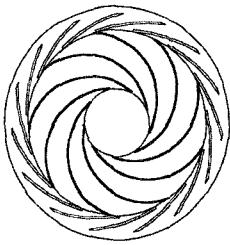


Fig. 18 Vacuum cleaner motor flow field 2-D modelling

### 3. 임펠러와 디퓨저의 내부 유동 해석

제1절의 실험 결과와 같이 진공청소기용 팬 모터의 소음의 원인은 임펠러와 디퓨저간의 압력 발생을 위해 간극을 줄임으로써 발생하는 소음이 모터의 주된 소음이라고 생각할 수 있다. 이 절에서는 2장에서 실험한 결과를 바탕으로 진공청소기 팬 모터의 모델링을 하고, 유동 해석을 위해 사용된 pre-processor는 Gambit, Tgrid를 이용하였다. Solver 및 post-processor는 Fluent를 이용하였다.

#### 3.1 진공청소기 팬 모터의 모델링

Fig. 16, 17은 모터의 3차원 모델이며, 앞서 측정된 모터 케이싱부의 진동 데이터를 분석한 결과, 주된 소음의 원인은 임펠러와 디퓨저 사이에서 발생하는 공력소음으로 확인되었다. 따라서, 유동해석을 위한 모델링은 3차원 모델의 임펠러의 디퓨저 단면을 2차원 형상화 한 것이며 유동해석에 적용하였다. 임펠러와 디퓨저의 2차원 형상은 Fig. 18 과 같다.

### 3.2 진공청소기 팬 모터의 유동장 해석

이러한 공력 소음의 이론적 분석을 위해 유동해석을 수행하였다. 사용된 Pre-processor는 Gambit, Tgrid를 이용하였으며, Solver 및 Post-processor는 Fluent를 이용하였다.

유동해석은 비정상 유동에서 물체의 표면인 모든 제어점에서 그 점에 수직인 상대속도가 0이라는 경계조건과 각 깃에서 흘러지는 모든 후류는 Total circulation이 보존되어야 한다는 Kelvin 조건을 주었다. 또한 공력소음 예측은 이산와류법과 Lawson법을 이용하여 계산하였다<sup>(4-5)</sup>.

앞서 측정된 모터 케이싱부의 진동 데이터를 분석한 결과, 주된 소음의 원인은 임펠러와 디퓨저 사이에서 발생하는 공력소음으로 확인 하였다. 따라서 유동해석을 위한 모델링은 임펠러의 디퓨저 단면을 2차원 형상화 하여 유동해석에 적용하였다. 또한 강한 피크소음의 원인이 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 하모닉 성분이기 때문에 이러한 작용을 피하기 위해 임펠러 깃의 간격을 등간격과 비등간격으로 모델링 하여 유동해석을 수행하였다. 임펠러와 디퓨저

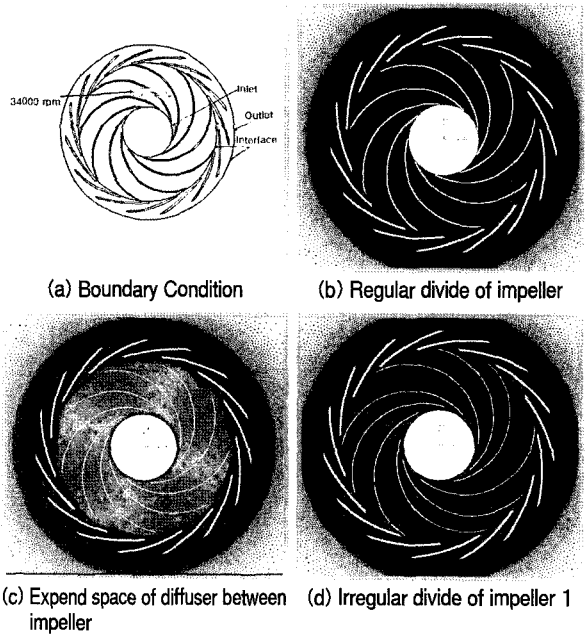


Fig. 19 Vacuum cleaner motor flow field 2-D modelling and Boundary condition

의 2차원 형상과 경계조건, 임펠러의 등간격 모델링과 비등간격의 모델링은 Fig. 19와 같다. Pre-processor에서의 모델링 경계조건은 Solver에서 구체적으로 주어질 항목을 설정해 주는 것이다. 즉, 유동의 입구와 출구, Rotational fluid 및 Stational fluid의 분리 설정 및 경계 설정을 하는 것이다. 여기서, 입구(Inlet)는 임펠러의 안쪽을 설정하였으며, 출구(Outlet)는 모터 바깥쪽의 1.5 m 떨어진 부분으로 설정하였다. 이것은 출구의 압력 조건을 0으로 하기 위한 것이다. 또한, Rotational fluid는 임펠러로, Stational fluid는 디퓨저로 설정하였으며, 그 경계는 각각의 Wall에 대해 Interface 조건으로 설정하였다. 유동장 해석은 Fluent를 이용하여 임펠러와 디퓨저를 해석하였다. Sliding Mesh 방법을 이용해서 비정상 유동을 해석하였고 임펠러와 디퓨저의 위치, 압력은 소음 해석을 위해서 UDF(User Define Function) 기능을 이용하여 매시간 저장하여 관찰하였다.

먼저 임펠러 깃의 등간격 유동해석을 수행하였다. Fig. 20은 속도장에서의 속도의 변화를 나타내어 주고 있다. 내부 유동장의 속도는 그림과 같이 34000 rpm로 회전하는 임펠러와 흡입구로 들어와 임펠러의 날개 바깥쪽으로 배출되어 감으로써 속도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 임펠러의 회전 속도와 임펠러와 디퓨저 사이의 높은 압력 발생 때문인 것으로 사료된다. Fig. 20은 속도장에서 임펠러와 디퓨저의 깃의 경계에 대한 부분의 속도를 보여주고 있다. Fig. 21은 속도장의 벡터 값이다. Fig. 22에서 피크 부분은 디퓨저의 깃과 임펠러의 깃이 접하는 부분이며, 다른 부분보다 깃과 깃 사이에서 속도가 빨라지는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 Fig. 22 (a)와 (b)를 비교해보면 큰 압력을 얻기 위해서 임펠러와 디퓨저 사이의 간격을 줄임으로써 이 부분에서 큰 압력이 발생하게 되어 압력 차로 인한 속도의 변화가 나타나는 것을 알 수 있었다. 또한 Fig. 22 (a)와 (c)를 보면 임펠러깃이 비등간격일때 깃이 접할 때의 속도는 크게 차이나지 않지만 다른 위치에 있을 때는 속도가 골고루 분포되는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 깃과 깃의 규칙적인 충돌을 피하였기 때문으로 사료된다.

Fig. 23은 전체의 유동장에 걸쳐 압력의 변화를 보여주고 있으며 Fig. 24는 압력의 벡터 값을 보여주고 있다. 속

도장과 마찬가지로 전체 유동장 내에서 임펠러와 디퓨저 깃 사이의 압력이 가장 큰 것을 확인할 수 있었다. 속도장과 같이 임펠러와 디퓨저에서 흘러지는 후류 와류의 세기가 인접한 깃의 값이 다를 수 있다. 또한 임펠러에서 흘러지는 후류 와류가 디퓨저에서 흘러지는 후류 와류의 세기보다 더 큰 교란을 받음을 알 수 있다. 이러한 교란은 깃의 비정상 힘의 교란을 가져오고 결국 원형 케이싱의 원심팬에서 공력 소음으로 나타난다. Fig. 25 (a)와 (b)를 비교해보면 디퓨저와 임펠러의 간극이 클때 유동압력이 낮아지는 것을 확인할 수 있으며, (c)를 살펴보면 유동압력 값은 (a)와 차이가 없지만 전체적인 압력분포가 완만해진 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 26~27은 디퓨저에 가해지는 Force 변동을 보여주고 있다. 이것은 앞서 설명한 UDF 기능에서 매시간 저장한 데이터를 나타낸 것이며, 디퓨저의 Force 변동이 임펠러의 등간격일 때는 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz 로 고주파수 대역에서 5.13 kHz의 간격으로 변동하는 것을 볼 수 있다. 이렇게 5.13 kHz의 간격으로 주파수의 변동이 높은 피크 값을 나타내는데 이는 진공청소기 팬 모터의 소음 중에서 이산주파수 소음인 BPF 소음이다. BPF 소음은 디퓨저와 임펠러 사이에서 일어나는 주파수로 임펠러가 회전하면서 규칙적으로 디퓨저 깃과 만나는 지점에서 일종의 공명을 일으켜서 나는 소음으로 보인다. 이런 소음이 일어나는 원인은 진공청소기 팬 모터의 흡입력을 높이기 위해서 디퓨저와 임펠러 사이의 간극을 작게 함으로써 소음값이 커지면서 문제시 되고 있지만 근본적인 이유는 디퓨저 깃과 임펠러 깃의 규칙적인 유동의 충돌에 의해 발생하는 것이다. 이러한 규칙적인 충돌을 피하기 위해 임펠러 깃을 비등간격으로 설계하여 해석한 결과 Fig. 26~27의 (b)와 같이 펄스변동이 (a)에 비해 크게 줄어든 것을 확인할 수 있었다.

## 4. 결론

본 논문에서는 34000 rpm으로 회전하는 진공 청소기용 팬 모터의 3차원레이저 진동 측정기를 이용한 Motor



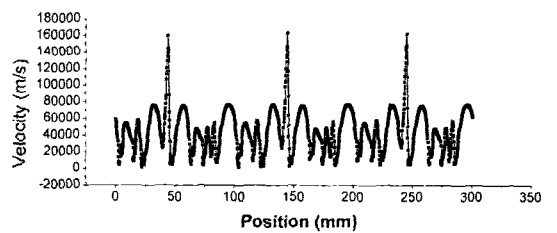
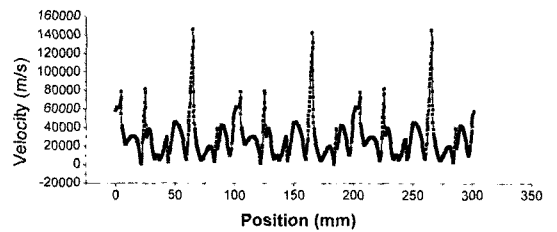
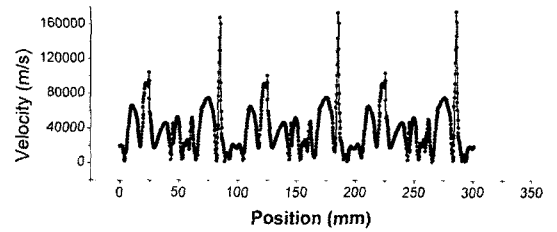
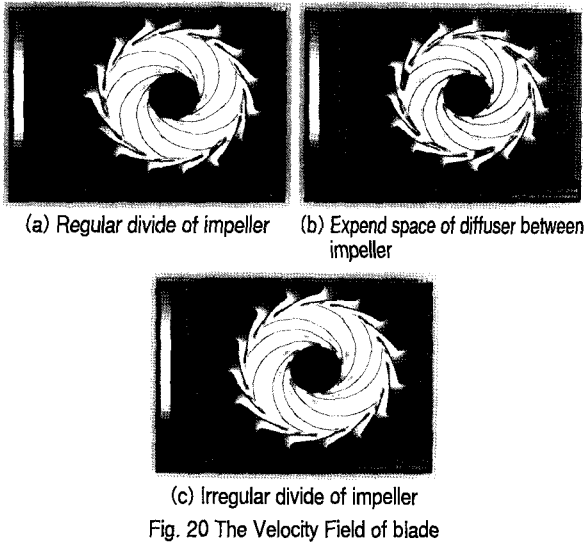


Fig. 22 Flow velocity of diffuser between impeller

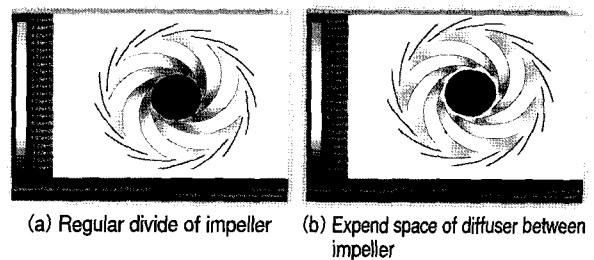
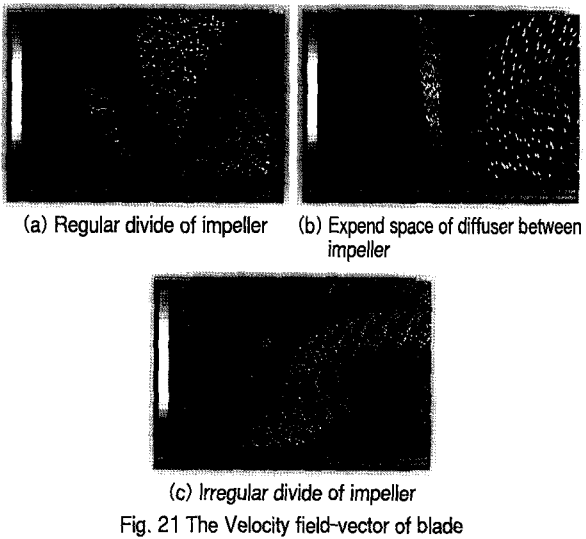
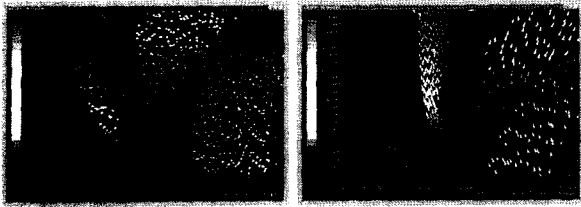


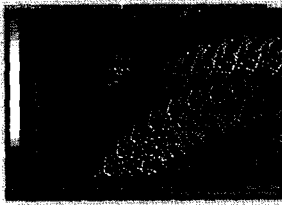
Fig. 23 Total pressure field

Casing 진동 측정과 유동장 해석을 통한 공력 소음 예측 등을 수행하여 유체의 유동에 따른 소음과 진동의 연관성을 분석하였고, 소음의 원인을 규명하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

1. 3차원레이저 진동측정기(PSV300)를 이용하여 측정된 전체 케이싱의 진동 데이터를 분석한 결과 교류전원 주파수를 제외하고 문제시되는 주파수는 12.4 kHz,

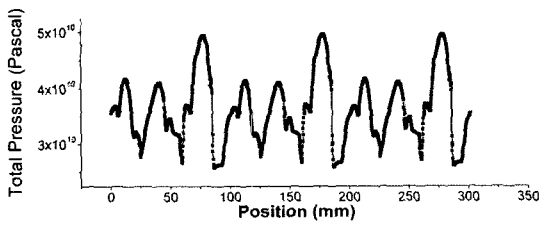


(a) Regular divide of impeller (b) Expend space of diffuser between impeller

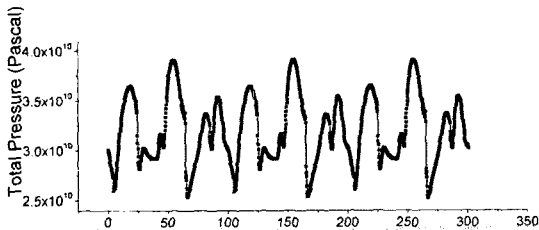


(c) Irregular divide of impeller

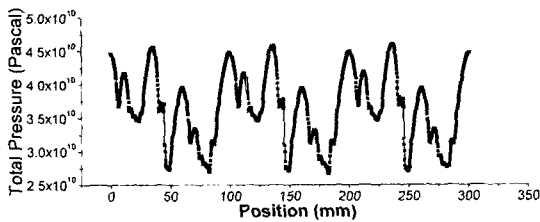
Fig. 24 The total pressure field-vector of blade



(a) Regular divide of impeller

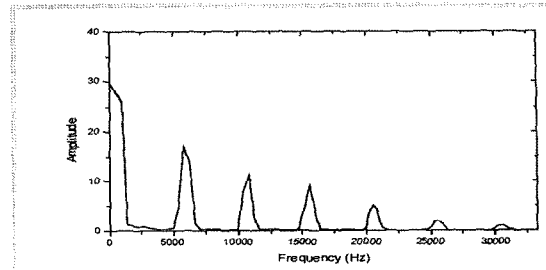


(b) Expend space of diffuser between impeller

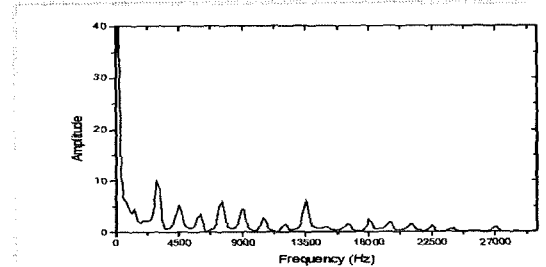


(c) Irregular divide of impeller

Fig. 25 Flow pressure of diffuser between impeller

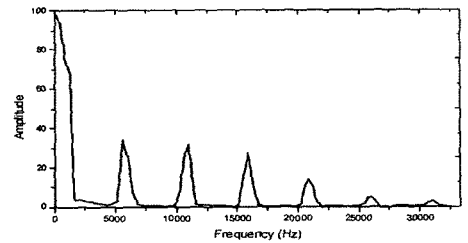


(a) Regular divide of impeller

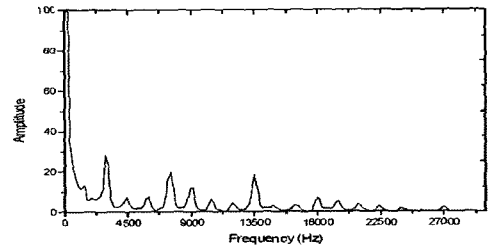


(b) Irregular divide of impeller

Fig. 26 Force change that is imposed to diffuser-X axis



(a) Regular divide of impeller



(b) Irregular divide of impeller

Fig. 27 Force change that is imposed to diffuser-Y axis

- 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz로 확인되었으며 12.4 kHz는 정류자와 브러쉬간의 접촉에 의한 주파수이며, 5.13 kHz, 10.26 kHz, 15.39 kHz의 주파수는 임펠러의 디퓨저간의 BPF 소음으로 확인되었다.
- 2차원으로 모델링한 진공청소기 팬 모터의 유동장을 해석하고 속도장, 압력장, 그리고 디퓨저의 force 변동을 고찰해 본 결과 디퓨저와 임펠러 사이에서 가장 큰 속도의 변화와 높은 압력을 확인할 수 있었다. 이러한 결과를 토대로 디퓨저의 force 변동 그래프를 PSV 300으로 측정된 진동데이터와 비교해보면 두 측정치에서 5.13 kHz 주기로 고주파수 영역에서 높은 피크 값을 확인할 수 있었고, 이는 임펠러와 디퓨저 사이에서 각 깃이 접할 때마다 일종의 공명을 일으켜서 발생하는 주파수임을 확인하였다.
  - 유동해석을 통해 모터의 흡입력을 높이기 위해 임펠러와 디퓨저간의 간극을 작게 하여 소음이 더욱 커졌다는 것을 확인 할 수 있었으며, 임펠러의 깃이 비동간격일 때 압력과 속도의 큰 변화 없이 피크 소음을 줄일 수 있는 가능성을 제시하였다.

## 후기

본 논문은 과기부 과학재단지정 지역협력 연구센터인 레이저응용신기술연구센터의 2005년도 연구비 지원에 의해 연구되었음.

## 참고 문헌

1. Kim J. Y., Kwac L. K., An J. S., Yang D. J., Song K. S., Park K. H., 2004, "The Flow Analysis and Noise Diagnostic of Vacuum Cleaner Fan Motor", KSMTE, Vol. 13, No. 4, pp. 56~63
2. Morgeau L., Thomson D. E. and McLaughlin D. K., 1993, "Sound Generation by Rotating Stall in Centrifugal Turbomachines", Journal of Sound and Vibration, Vol. 163, No. 1, pp. 1-30
3. Choi I. H., Chae H. K., 1994, "The Study of Noise Reduction Method for Vacuum Cleaner Fan Motor," The Korean Society for Noise and Vibration Engineering Fall Conference, pp. 67~72
4. Jeon W. H., 1994, "An Analysis of Unsteady Flow Fields in a Centrifugal Turbomachine Using a Discrete Vortex Method", KAIST Master Thesis.
5. Jeon W. H., 1998, "An Analysis of Noise Generation and Radiation from Centrifugal Fans with a Casing", KAIST Ph. D. Thesis.
6. Park H., Kim H. S., Kim D. K., 2001, "Development of Testing Evaluation System for Analyzing Squeal Noise Characteristics of the Brake System", KSMTE, Vol. 10, No. 6, pp.21~28