

〈논 문〉

## 산업용 송풍기의 진동저감에 관한 연구

### A Study on Vibration Reduction of an Industrial Fan

송 승 훈\* · 김 회 룡\*\* · 정 진 태\*\*\*

S. H. Song, H. R. Kim and Jintai Chung

(2000년 1월 17일 접수 ; 2000년 5월 10일 심사완료)

**Key Words :** Industrial Fan(산업용 송풍기), Vibration Reduction(진동저감), Modal analysis(모드해석), Signal Analysis(신호분석)

#### ABSTRACT

Vibrations of a fan are often generated by mechanical unbalance, magnetic force and air flow. These vibrations depend on the design of a fan, the machining accuracy of each element and assembled conditions. An experimental study is carried out to reduce the vibration and noise of an industrial fan in this paper. In order to identify the vibration sources of a fan, the signal analysis and system analysis are performed. It is shown that the industrial fan studied in this paper has a natural frequency at 144 Hz and resonance occurs when the running speed of the fan is 1750 rpm. The results may be helpful to design a fan with low vibration and noise.

#### 1. 서 론

산업용 송풍기는 지하철 역사, 공항, 지하도, 업무용 빌딩, 호텔 등 우리의 일상 생활과 밀접한 건축물들과 각종 산업현장의 사무용 건물, 업무용 시설 등에서 쾌적한 생활 환경을 조성하기 위해서 사용 되며 또한 온 습도에 민감한 전자 자동제어 설비의 정상적인 가동을 위해 급배기 및 환기를 포함한 공기조화장치로 널리 사용된다. 원자력 및 화력발전소에서는 공기 공급용으로 사용되며 화학, 제지, 광산, 제철, 유리, 섬유나 식품 등의 제조 공정용으로 그리고 녹제거, 집진, 탈취 등의 공해방지 시설용 등 산업 전반에 걸쳐 사용되는 중요한 기계 장비이다. 이와 같이 다양한 용도로 인하여 송풍기의 송풍능력 뿐만 아니라 사용에 있어서 안정성 및 정숙성이 필수적으로 요구된다.

회전기계의 진동원을 찾기 위해 정진태 등<sup>(1)</sup>은 신호분석

을 통해 각 부분품의 진동 기여도를 측정함으로써 진동원을 규명하였고 Landgraf<sup>(2)</sup>는 산업용 송풍기와 같은 거대 구조물의 모드해석을 위한 가진원으로 충격흡진기를 가진 충격장치로 사용하였다. 본 연구에서는 산업용 송풍기의 안정성 및 정숙성을 향상시키기 위한 한 단계로써 송풍기의 진동원을 규명할 수 있는 주파수 분석법과 모드 해석법을 실험적 방법으로 수행하였다.

#### 2. 송풍기의 진동원

산업용 송풍기의 진동은 기계적 요인, 통풍에 관계된 원인 그리고 자기적 요인으로 발생될 수 있다. 회전 기계에서 회전하는 기계부품의 낮은 가공 정밀도와 기계부품의 결합상태 미비로 인해 불균형이 야기된다. 이러한 회전기계에서 질량 불균형은 회전체의 각속도에 해당하는 회전주파수와 동일한 주파수를 갖는 가진력으로 가진하는 결과를 가져와 회전체의 기본회전수에 해당하는 주파수의 진동을 발생시킨다. 회전체의 축이 중심축에 대하여 임의의 각도를 이루며 회전할 때는 질량 불균형에 의하여 기본 회전주

\* 정희원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\* 주식회사 태일송풍기

\*\*\* 정희원, 한양대학교 기계공학과

파수의 2배에 해당하는 고조파를 갖는 진동이 발생한다.

송풍기의 구성 부품 중 베어링은 볼, 롤러나 내륜, 외륜 또는 리테이너의 결합에 의해 특정한 주파수를 갖는 진동이 발생한다.

- ▶ 외륜의 결합 :  $\frac{n}{2} \frac{N}{60} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \theta\right)$
- ▶ 내륜의 결합 :  $\frac{n}{2} \frac{N}{60} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \theta\right)$
- ▶ 볼의 결합 :  $\frac{D}{2} \frac{N}{60} \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \theta\right]$
- ▶ 리테이너의 결합 :  $\frac{N}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \theta\right)$

여기서,  $n$ 은 베어링 볼의 개수,  $N$ 은 회전속도(rpm),  $d$ 는 볼의 직경,  $D$ 는 베어링의 피치직경, 그리고  $\theta$ 는 회전요소의 접촉각을 나타낸다. 이와 같은 가진성분은 베어링 자체의 결합에 기인할 수도 있으나 대부분 조립이나 취급 불량에 기인한다.

축의 정렬불량(misalignment)은 송풍기의 베어링 수명에 직접적인 영향을 줄뿐만 아니라 베어링에 주기적인 하중을 가하기 때문에 볼과 내외륜의 마멸을 촉진한다. 축의 정렬불량은 송풍기의 회전체 제작시 여러 가지 원인에 의해 나타나는데, 이를 각도 어긋남(angular misalignment)과 축간 어긋남(offset misalignment)으로 분류할 수 있으며 통상 이 두가지의 조합으로 나타난다. 회전축의 어긋남에 의해 발생하는 진동은 회전속도에 대한 기본주파수의 고조파들로 나타나며, 특히 각도 어긋남이 있으면 축방향 진동을 유발하기 때문에 축방향 진동을 측정하면 쉽게 규명할 수 있다.

송풍기의 경우 회전날개가 소음 및 진동에 큰 영향을 끼친다. 일반적으로 회전날개에 의해 공기의 주기적인 압력변동과 날개 선단에서 발생하는 와류 때문에 진동 및 소음이 발생한다. 주기적인 공기압력의 변동은 송풍기의 회전수에 날개수를 곱한 주파수를 기본주파수(blade passing frequency)로 하는 고조파를 발생시키며, 와류유동성분은 일반적으로 광대역의 진동 및 소음을 발생시킨다.

송풍기 모터의 브러시와 정류자 편이 서로 접촉하여 진동과 소음을 유발할 수 있는데, 이들 진동은 송풍기 회전수에 정류자 편수를 곱하여 얻어지는 진동수를 기본주파수로 하는 고조파의 성분을 일반적으로 갖는다. 브러시와 정류자의 진동은 송풍기 모터의 성능과 수명에 직접적인 관련을 갖는 중요한 사항이다.

한편, 전자기적인 진동은 송풍기 모터에서 가장 중요한 진동원인 중의 하나이다. 전자기적인 원인은 단순히 제조상의 문제에서 발생하는 것 외에 원리적으로 피할 수 없이 나타나기 때문에 구동원리의 차이를 갖는 직류전동기

와 교류유도전동기에서 진동성분이 다르게 나타난다. 일반적으로 직류전동기에서 발생하는 진동주파수는 다음과 같다.

- ▶ 회전수  $\times (2 \times \text{상수}) \times \text{극대수}$ , 그리고 이것의 고조파 성분
- ▶ 회전수  $\times \text{slot 수}$ 와 극수의 최소공배수, 그리고 이것의 고조파 성분
- ▶ 회전수  $\times \text{구동회로의 상수}$ , 그리고 이것의 고조파 성분
- ▶ 회전수  $\times \text{계자극수}$ , 그리고 이것의 고조파 성분
- ▶ 회전수  $\times 2$ , 그리고 이것의 고조파 성분
- ▶ Pulse width modulation 방식에 의한 고주파수

이에 반해 교류유도전동기의 전자기적인 진동성분은 다음과 같다.

- ▶  $f_1 = \left[ \frac{nZ_r}{p} (1-s) + k \right] f, k = -2, 0, 2$
- ▶  $f_2 = (nZ_s + m) \frac{f}{p}, m = -1, 0, 1, n = 1, 2, 3$
- ▶ 전원주파수의 2배 성분
- ▶ 회전주파수의 2배 성분

여기서,  $Z_r$ 과  $Z_s$ 는 회전자 및 고정자의 슬롯 수,  $p$ ,  $s$ ,와  $f$ 는 각각 극대수, 슬립 그리고 전원주파수를 나타낸다.

### 3. 실험 장치 및 측정

운전중인 송풍기에는 다양한 진동원 및 경로가 있기 때문에 진동 저감 대책을 강구하기 위해서는 우선 발생원에 대한 각 부품 별 진동 기여도를 측정하여야 한다. 본 논문에서는 송풍기의 진동원을 객관적으로 규명하기 위하여 회전속도를 350 rpm에서 1950 rpm까지 100 rpm간격으로 증가시켜가며 진동신호에 대한 분석을 하였다<sup>(3)</sup>. 송풍기를 구동하기 위해 최대속도가 2000 rpm인 AC 전동기를 사용하였다. 또한 주위 환경의 진동영향을 최소화하기 위해서 강성이 매우 큰 지지대위에 송풍기를 설치하였다. 본 실험에서의 송풍기는 총 20개의 날개를 가지고 있다.

Fig. 1은 실험 장치를 보여준다. 송풍기의 회전속도는 섬광속도계(stroboscope)를 이용하여 측정하였고 송풍기 부품 중 송풍기 케이싱, 베어링 케이싱, 그리고 모터의 케이싱에 가속도계(B & K 4383)를 반경 방향으로 부착하여 진동신호를 측정하였다. 이 신호는 조건 증폭기(B & K 2635)에 의하여 증폭되어 주파수 분석기(HP 35670A)로 전달되어 분석된다. Fig. 2는 송풍기의 부품별 가속도계의 부착 위치를 보여준다. Fig. 3은 송풍기의 정격 운전 속도인 1750 rpm에서 얻은 주파수 분석 결과이다. 본 실험에서는 모두 가속도에 관한 측정을 하였다.

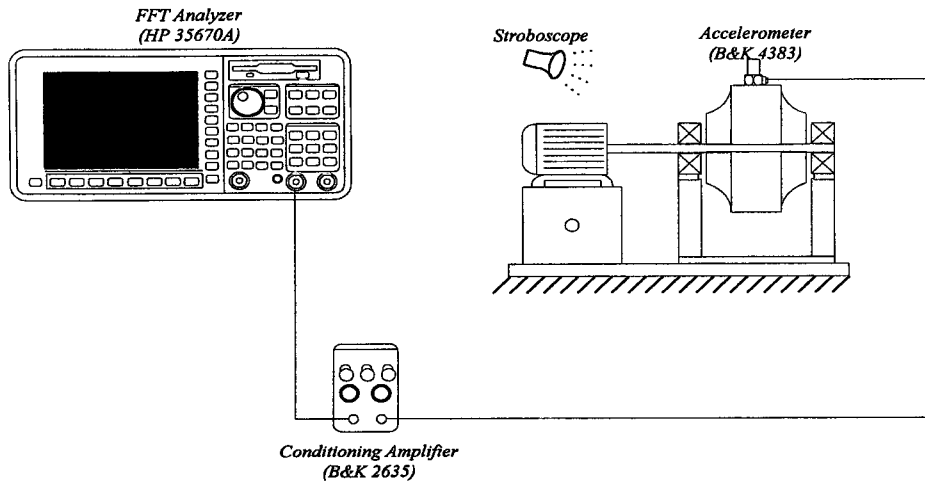


Fig. 1 Test equipment set-up for signal analysis

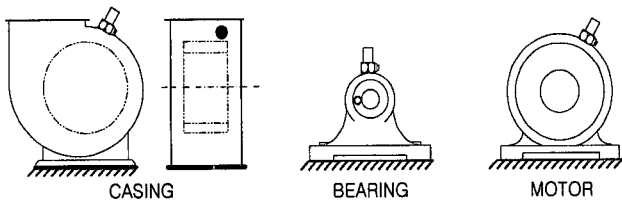


Fig. 2 Measured position of the fan for signal analysis

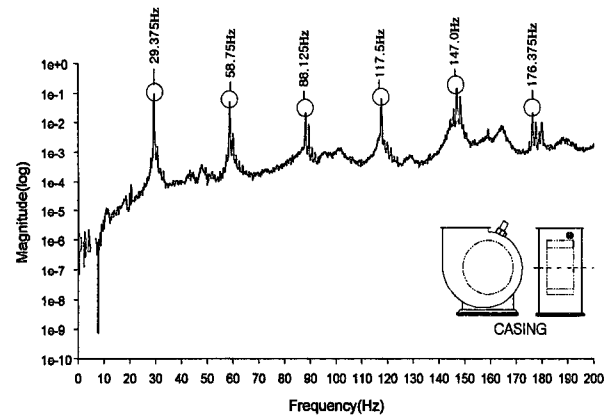


Fig. 3 Vibration signal of casing in operating(1750 rpm)

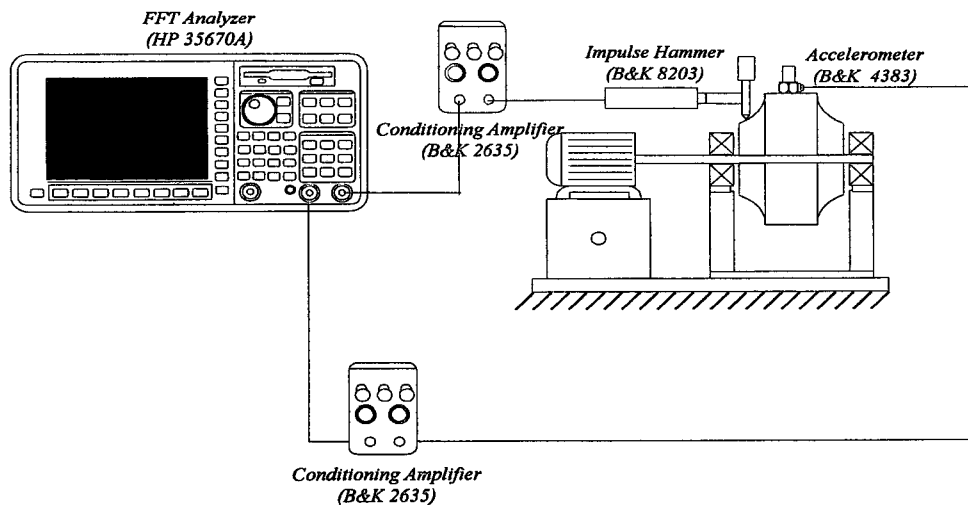


Fig. 4 Test equipment set-up for system analysis

송풍기의 진동 특성을 개선하기 위한 송풍기의 케이싱, 베드 등의 구조변경을 위해서 기본적으로 구해야 하는 동적 특성은 고유진동수와 모드형상(mode shape)이다. 이러한 동적 특성을 구하기 위해서 모드실험 및 해석이 필수적이다<sup>(4)</sup>. 본 연구에서 송풍기를 구성하고 있는 각 부품에 대한 모드실험을 충격해머(impact hammer)를 이용하여 수행하였다. Fig. 4는 충격해머를 이용한 모드해석 실험 장치를 보여준다.

송풍기는 평판, 원통 및 H빔 등 복잡한 형상들의 조합으로 이루어진 구조물이기 때문에 각 부분별로 송풍기의 모드 실험을 행하였다. Fig. 5는 실험에서 사용되어진 송풍기와 모드실험을 한 곳들을 표시해 주고 있다. 송풍기가 바닥에 고정되지 않은 상태의 경계조건으로 A면은 164개의 점, B면은 88개의 점, C면은 6개의 점 그리고 D, E면은 4개의 점에 각각 충격해머로 충격을 가하고 응답신호를 가속도계로 받아들여 스펙트럼 분석기에 의해 주파수 전달함수를 구하였다.

저차의 모드가 동적특성에 지배적으로 작용하므로 송풍기 각 부분별 고유진동수를 최저차 고유진동수부터 실효성이 있는 범위 내에서 최대 4차 고유진동수까지 Table 1에서 보여주고 있다. Table 1에 나열되어있는 송풍기의 고유진동수와 일치하는 송풍기 가진력이 있다면 공진의 효과를 나타내므로 그에 해당하는 고유형상을 조사하여 설계변경에 반영하면 공진을 피할 수 있게 되어 진동저감의 효과를 얻을 수 있다.

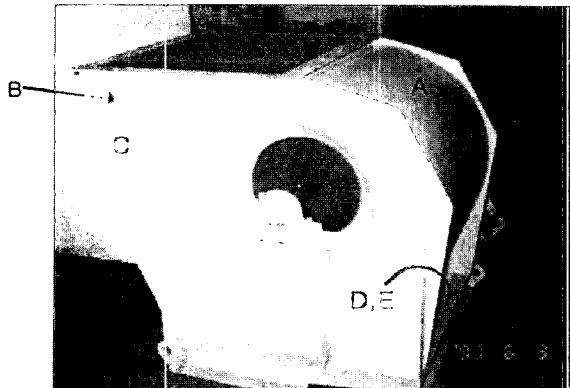


Fig. 5 Measured parts of a fan for system analysis

Table 1 Natural frequencies of the fan

	Part A	Part B	Part C	Part D	Part E
1 st	144 Hz	92 Hz	143 Hz	370 Hz 이상	370 Hz 이상
2 nd	159 Hz	147 Hz	188 Hz		
3 rd	190 Hz	226 Hz	225 Hz		
4 th	202 Hz		319 Hz		

#### 4. 결과 및 고찰

Fig. 6~8은 1×, 2×, 3× 등 조화(harmonic)성분의 거동이 뚜렷하게 나타난 전동기, 베어링, 케이싱에서의 waterfall plot이다. 수평축은 주파수를 나타내고 수직축은 회전수를 나타내는데, 여기서 회전수에 따른 일련의 피크가 직선 상에 나타나는 것을 볼 수 있다. 이것은 직선 상의 각 피크가 회전수와 선형적인 비례관계가 있음을 의미하며 각 직선에 적혀있는 번호는 송풍기 회전수에 해당하는 기본 주파수의 배수, 즉 고조파의 수를 나타낸다.

송풍기의 부품 즉 케이싱, 베어링 그리고 모터의 반경 방향 주파수 분석 실험의 결과 중 큰 특징은 송풍기의 회전 속도가 약 980~1280 rpm (16 Hz~22 Hz) 사이에서 운전될 때 약 19 Hz의 주파수성분이 주파수 분석그래프에서 가장 높은 peak 값을 가진다는 점이다. 즉, 송풍기의 부품들이 980~1280 rpm 사이에서 운전될 때 약 19 Hz의 주파수를 가지는 진동이 매우 심해짐을 알 수 있는데 이 현상은 송풍기 부품 모두에서 나타나고 있고 특히 전동기에서 두드러지게 나타나고 있었다. 이러한 진동의 원인으로 송풍기가 운전될 때 발생하는 가진 외력이 송풍기 자체의 고유진동수와 일치하여 일어난다고 예측할 수 있다. 즉, 공진현상이 일어난다고 볼 수 있다. 약 19 Hz를 송풍기의 고유진동수라 가정할 경우, 일반 구조물의 진동 허용값 보다 매우 작은 값이므로 강제운동(rigid body motion)을 일으키는 진동수라고 판단할 수 있는데, 강제운동은 송풍기를 흔들리지 않도록 바닥에 고정시켜주는 지지부분이 송풍기를 제대로 고정시켜 주지 못할 때 일어날 수 있는 현상이다. 충격해머를 이용한 모드실험에서는 케이싱, 베어링 그리고 전동기의 고유진동수가 Table 1에서 보는 바와 같이 100 Hz 이상으로 19 Hz에 비해 매우 높게 나타난다. 해머 테스트에서는 구조물의 자체 변형에 의한 진동신호를 얻을 수 있으므로 이러한 강제운동에 관련된 신호의 검출은 셰이커 테스트를 통해 검증해야 하지만 송풍기와 같은 큰 구조물에서의 셰이커 테스트가 용이하지 않으며, 송풍기를 실제 가동 위치에 견고하게 설치할 경우 강제운동에 관한 진동량은 송풍기 자체 고유진동수에 의한 공진에 비해 영향을 크게 미치지 않을 것으로 판단된다.

케이싱에서 관찰된 진동신호에서는 다른 부품 즉, 베어링과 전동기에는 보이지 않는 144 Hz~147 Hz사이의 진동이 관찰되는데 이는 케이싱의 고유한 특성에 의해 발생하는 진동으로 볼 수 있으며, 이 주파수에서는 송풍기의 5× 성분과 공진을 일으켜 문제가 될 수 있다. Fig. 9는 송풍기가 실제로 운전되어지는 속도인 1750 rpm 부근까지의 케이싱에서의 진동 신호들을 조합하여 그려진 waterfall plot이며,

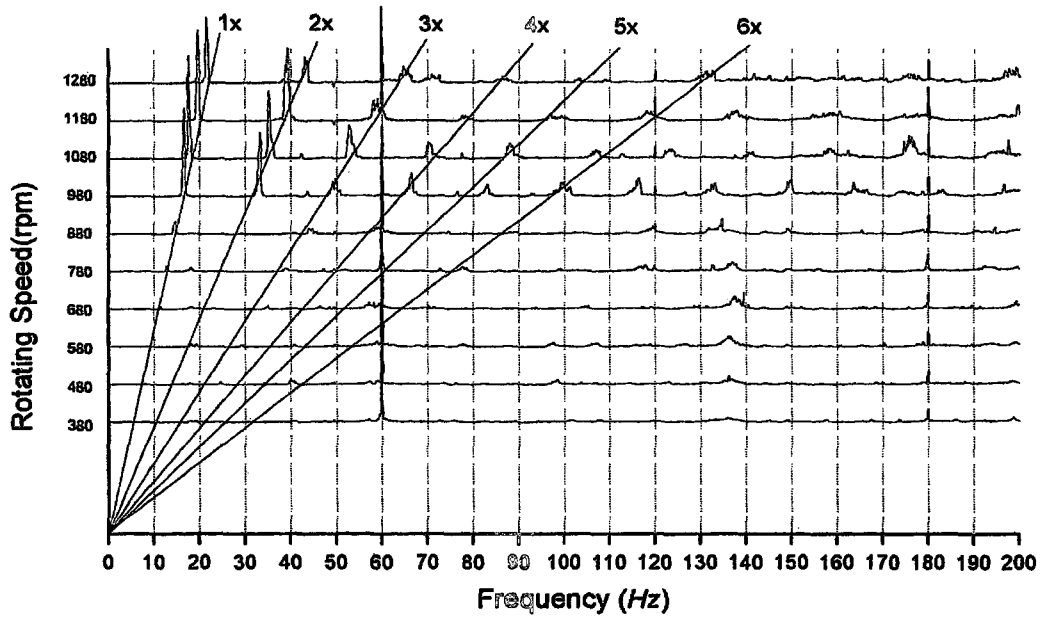


Fig. 6 Vibration spectrum map of casing

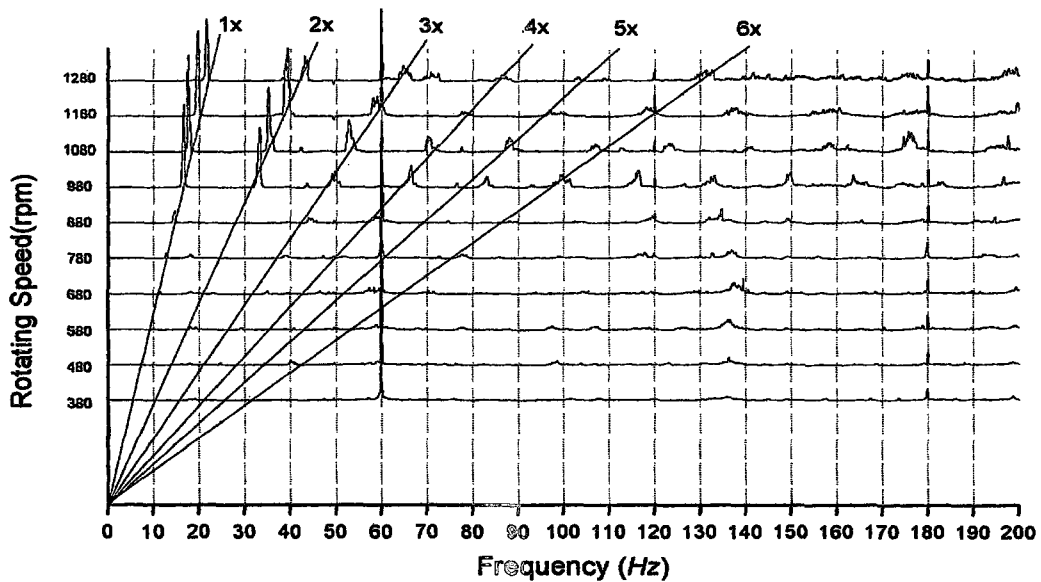


Fig. 7 Vibration spectrum map of bearing

실제 운전되어지는 속도 1750 rpm에서 케이싱의 고유진동수에 해당하는 144 Hz~147 Hz에서의 공진효과가 크게 작용하고 있는 것을 보여주고 있다. 이는 송풍기의 안정성 및 정숙성에 문제가 있음을 나타낸다. 따라서 본 논문에서는 가장 큰 문제가 되는 케이싱에서 송풍기 운전속도의 진

동 성분 중 5X성분의 주파수와 고유진동수의 일치로 인하여 발생하는 공진효과를 피하기 위한 구조변경을 목적으로 케이싱의 고유진동수 144 Hz부근에서 해머 테스트에 의해 진동모드를 구하였다<sup>(5)</sup>. Fig. 10은 part A에서 144 Hz성분의 진동모드를 단면으로 보여주고 있으며 Fig. 11은 part

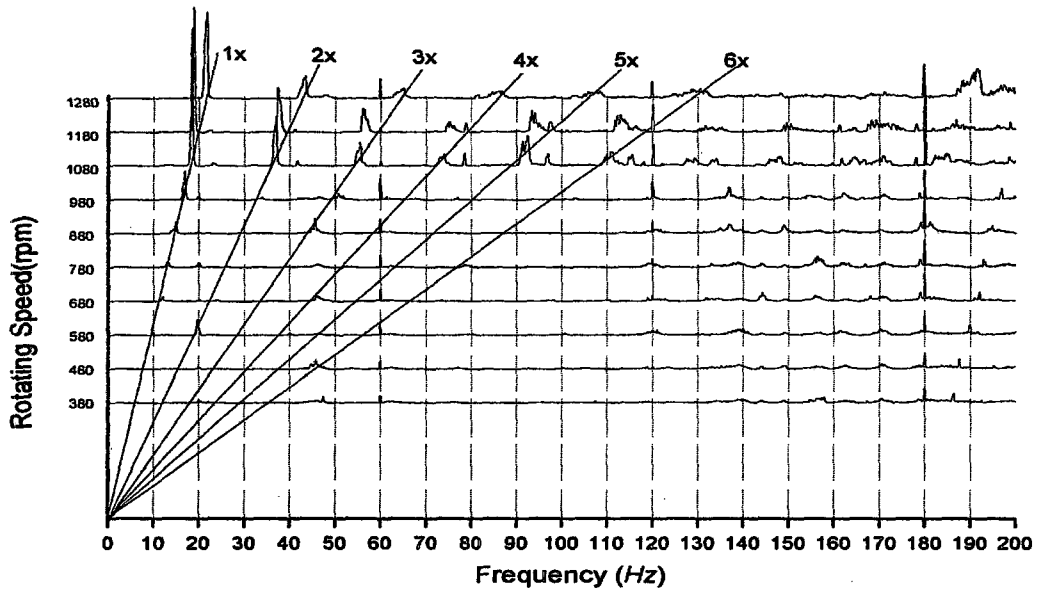


Fig. 8 Vibration spectrum map of motor

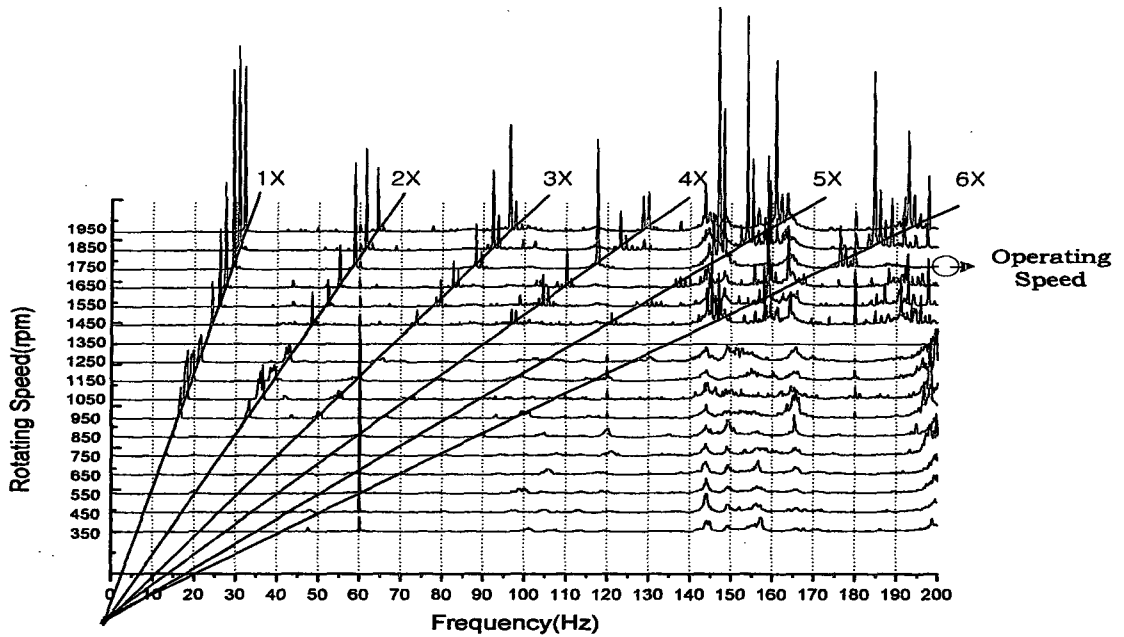


Fig. 9 Vibration spectrum map of casing

A의 진동모드를 3차원 평면으로 보여주고 있다. Fig. 13은 송풍기 케이싱에서 part B를 나타며 part B에서의 92 Hz와 147 Hz에 대한 진동모드를 2차원 평면위에 등고선 형태의 그래프로 나타냈다. 92 Hz에서의 진동모드를 보면 0.6으로 적혀있는 선이 가장 많이 올라온 곳이고 하단부 0.0으로 표시되어 있는 직선부위는 part B면 중에서 평판에서 곡면

으로 바뀌는 부분이며 강성이 증가하여 92 Hz성분의 진동이 나타나고 있지 않다. 147 Hz에서의 진동모드를 보면 가운데 세로축으로 0.0으로 표시되어있는 선을 이 모드에 대한 노드점(nodal point)으로 볼 수 있다. 이 노드점을 기준으로 1이라 보이는 원형선은 면 위로 올라오는 방향이고 -1이라 보이는 원형선은 면 아래로 내려가는 방향을 나타

낸다. Fig. 14에서는 147 Hz성분의 진동모드를 3차원 평면으로 보여주고 있으며 Top이라 적혀있는 곳은 송풍기에서 공기가 유출되는 출구가 있는 곳이다.

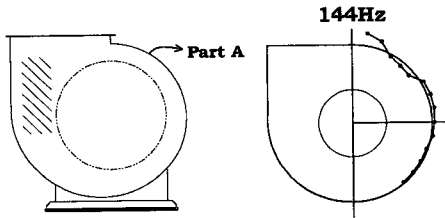


Fig. 10 First mode shape of part A(a cross section)

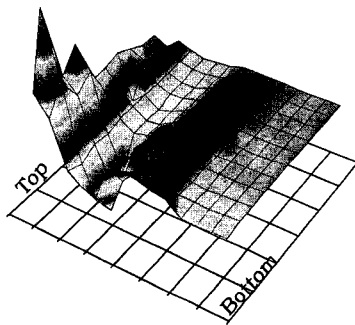


Fig. 11 First mode shape for part A (3 dimension)

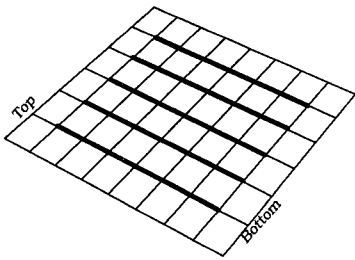


Fig. 12 Structure modification using ribs for part A

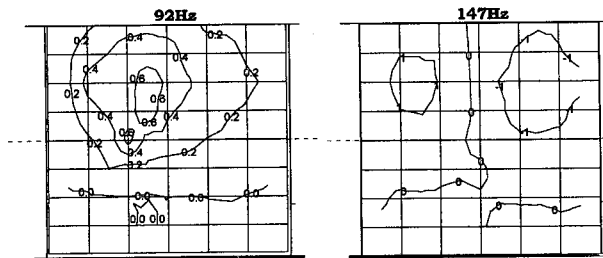


Fig. 13 First and second mode shapes for part B(a cross section)

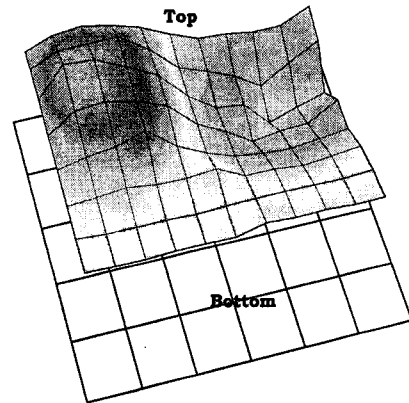


Fig. 14 First and second mode shapes for part B(3 dimension)

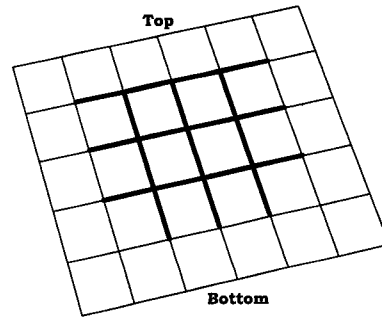


Fig. 15 Structure modification using ribs for part B

송풍기 정격운전 속도인 1750 rpm에서 5×성분에 의해 공진을 일으키는 케이싱의 144 Hz부근의 진동모드로부터 강성을 증가시켜 공진을 피하기 위해, Part A에는 Fig. 12와 같은 형상, 그리고 part B에는 Fig. 15와 같은 형상으로 리브를 부착하는 방법 또는 비딩을 추가하는 방법이 있을 것이다. 이러한 구조변경은 문제가 되는 부분의 강성을 증가시켜 공진점을 효과적으로 피해나갈 수 있는 방법이 된다. 앞에서 구한 144 Hz근방에서의 진동모드는 구조변경의 방법과 방향, 위치에 관한 중요한 정보를 제공한다.

## 5. 결론

많은 회전기계에서는 회전체의 질량 불평형으로 인한 회전속도와 같은 주파수로 나타나는 1×성분과 동적인 질량 불평형으로 인한 회전속도의 2배에 해당하는 2×성분의 진동량이 가장 크게 나타난다. 본 논문에서 실험되어진 산업용 송풍기의 경우에는 정격 회전속도인 1750 rpm에서 회전수 5×성분의 가진력과 송풍기 케이싱의 고유진동수가 일치하여 1×, 2×성분에 비해 더 큰 진동을 발생시키므로 케

이상의 형상을 변경하여 고유진동수를 피하게 함으로써 진동 저감을 이루어 낼 수 있을 것으로 판단된다. 송풍기는 설비 특성상 외부에 설치되는 장비로서 설계 변경시 송풍기의 미관을 고려하는 디자인이 동시에 이루어져야 한다. 향후 유한요소법을 포함한 구조해석 시뮬레이션과 본 논문에서 수행한 실험적인 방법에 의한 접근을 모두 고려하여 산업용 송풍기 진동의 근본 원인과 그 해결책을 찾아야 할 것이다. 이와 더불어 진동원에 대한 대책을 송풍기 개발 단계의 초기 설계에 반영하여 송풍기의 개발비 절감과 동시에 안정성과 정숙성에 대한 신뢰성을 향상시켜야 할 것이다.

### 참 고 문 헌

(1) 정진태, 서상준, 은희준, 1989, "승용차용 교류

발전기의 소음 특성 규명", 대한기계학회논문집 제 13권, 제 1호, pp. 40~47

(2) Landgraf, Michael W., 1997 *Vibration Testing of Heavy Machinery Structures*, Sound and Vibration, pp. 16~18

(3) Ewins, D.J., Ewins, 1986, *Modal Testing, Theory and practice*, Research Studies Press

(4) Randall, R. B., B. Tech., B.A., 1987, *Frequency Analysis*.

(5) Singal, R. K., and K. Williams, 1987, *Vibration Behavior of Stators of Electrical Machines, Part II : Experimental Study*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 115(1), pp. 13~23.