

산업용 터보팬의 진동절연에 관한 연구

박익필*·김동영*·권용수*·안찬우**

The Study on Vibration Isolation of Industrial Turbo-fan

Ik-pil Park, Dong-young Kim, Yong-soo Kwon, Chan-woo Ahn

Key Words: Turbo-fan(터보팬), Vibration isolation(진동절연), Order tracking(오더 트래킹), Vibration isolator(방진재), Damping ratio(감쇠율)

Abstract

A turbo-fan is easily exposed to noise and vibration as against other industrial machines and the majority of them is subject to be damaged by vibration. The most usual problem of vibration in a turbo-fan is resonance so the case of being composed of iron sheet structure with low strength like a turbo-fan should be taken seriously. In this paper, FFT(Fast Fourier Transform) and Order tracking method were used to analyze factors of vibration in a turbo-fan and hereby with proper selection of vibration isolator, we wanted to reduce vibration of base. After Order tracking, we knew resonance occurred in rotational frequency 23 Hz(1400 rpm) at the casing and the bearing. After the test of base vibration using vibration isolators, the spring isolator was more effective than the rubber isolator in the base vibration and the vibration isolating is more effective in the case that the isolating pad is adhered to the bottom of the isolating spring.

1. 서 론

터보팬은 산업 전반에 걸쳐 매우 폭 넓게 사용되고 있으며, 그 용도에 따라 매우 다양한 형태로 설계, 제작되고 있음에도 불구하고 저진동에 대한 문제는 아직도 많은 연구를 필요로 하고 있다⁽¹⁾.

그러나 터보팬의 역학적 설계기술은 고도의 기계진동학적 지식을 필요로 하며, 매우 진보된 설계기술을 통해서 환경소음규제 강화에 따른 저진동, 저소음화 요구를 만족시켜야 한다.

터보팬은 일반적인 산업기계와는 달리 소음, 진동에 쉽게 노출되어 있고 터보팬의 대부분이

진동에 의해 손상되는 경우가 많다.

터보팬에서 가장 많이 발생되는 진동 문제는 공진이다. 즉, 불평형 진동이나 축 정렬불량 또는 벨트, 풀리에 의한 진동이 근본적인 원인이라고 할 수 있다. 이 외에 모터나 베어링 같은 터보팬 부품 불량에 의한 불규칙적인 진동도 있다.

이러한 진동문제를 해결하기 위해서는 이들 진동원인을 파악하여 이에 적합한 해석방법과 저감 대책을 수립해야 한다.

본 논문에서는 FFT Analyzer와 Order Analyzer를 이용하여 터보팬 자체의 진동을 측정 및 분석하였고 기반으로의 진동 전달 경로 차단을 위해서 몇 가지의 방진 재료(방진 고무, 방진 스프링 및 방진 패드)를 이용하여 적절한 방진재를 선정하고자 하였다.

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 동아대학교 기계산업시스템 공학부

2. 진동원인 분석

2.1 제품 사용 또는 운용상의 문제

모든 회전체는 자중에 의한 처짐이 발생하며, 6개월 이상 가동 않고 방치할 경우 영구변형이 발생할 수 있다. 이 터보팬의 경우 산업현장에서 계속 가동되므로 영구변형의 가능성은 거의 없다고 할 수 있다⁽²⁾.

2.2 불균형 진동

진동발생 원인의 가장 일반적인 형태가 불균형에 의한 진동이다.(전체의 약 40%). 회전기계 부품의 정밀도가 낮거나 각 부품의 결합상태가 불량한 경우에 불균형이 생기게 되는데 이러한 불균형은 회전체의 회전 주파수와 동일한 주파수를 갖는 가진력으로 가진하는 결과를 초래하므로 회전체의 기본 회전수에 해당되는 주파수의 진동을 발생시키게 된다. 또한 회전체의 축이 중심축에 대하여 임의의 각을 이루며 회전하게 되면 질량 불균형에 의해서 기본 회전수의 2배에 이르는 진동이 발생된다.

2.3 축중심 불량(Misalignment)에 의한 진동

진동원인 중 불균형 다음으로 가장 높은 비율을 차지하는 것이 축중심 불량에 의한 진동이다(전체의 30%). 축중심이 정확하지 않으면 베어링 수명에 직접적인 영향을 주게 되고 베어링에 주기적인 하중을 가하기 때문에 베어링 볼과 내외륜의 마멸을 촉진하게 된다⁽³⁾.

2.4 공진(Resonance)

공진은 외부 가진력의 주파수가 계의 고유진동수와 일치하게 되면 진폭이 급격하게 상승하는 현상이다. 따라서 공진 현상이 일어나면 기계 파손 등 막대한 피해를 입게 된다. 그러나 회전수가 약간만 변해도 진동이 급격히 감소하는 특징을 갖는다.

터보팬과 같이 철판구조로 되어 있는 경우 일반적인 모터 회전수 1,800 rpm(30 Hz)나 3,600 rpm(60 Hz)과 같은 저주파 영역에서 고유진동수를 갖고 있는 경우가 많기 때문에 공진 발생 가능성이 매우 높다. 본 실험에 사용된 터보팬의 회전수는 1,640 rpm(27.5 Hz)이다.

2.5 임펠러

임펠러와 공기 사이에 생기는 주기적인 압력 변동과 임펠러 선단에서 발생하는 와류 때문에 진동 및 소음이 발생하게 된다. 이 압력 변동은 터보팬의 회전수에 임펠러 날개 수를 곱한 주파수를 기본주파수로 하는 고조파를 발생시키게 된다.

2.6 몇 가지 고장 진단

회전체의 경우 진동 발생 원인을 알 수 있는 경우가 있는데, 회전부품이 불균형을 이루며 회전하는 경우에는 1×rpm 성분이 스펙트럼 상에 두드러지게 나타나고 이 경우에 기계가 심하게 진동하게 되는 경우가 대부분이다.

축 중심 불량인 경우엔 대개의 경우 1×rpm 이지만 2, 3, 4×rpm 성분이 두드러지는 경우도 있다. 회전요소(볼, 롤러 등) 손상인 경우에는 베어링에서 종종 공진이 고주파에서 발생한다. 이 공진 주파수는 Fig. 1의 베어링의 경우에 다음과 같은 식⁽⁴⁾으로 구할 수 있다.

$$\text{외륜 결함 } f = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta\right) \quad (1)$$

$$\text{내륜 결함 } f = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta\right) \quad (2)$$

$$\text{볼의 결함 } f = \frac{PD}{BD} f_r \left|1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos \beta\right)^2\right| \quad (3)$$

$$f_r = N/60$$

f = 공진주파수[Hz]

n = 볼 또는 롤러의 개수

f_r = 상대회전 주파수[Hz]

N = 회전속도[rpm]

BD = 볼의 직경(Ball Diameter)

PD = 피치의 직경 (Pitch Diameter)

β = 접촉각(Contact angle)

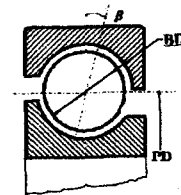


Fig. 1 Resonance frequency of bearing

본 실험에 사용된 터보팬의 볼 베어링(6311)의 경우 $n=8$, $f_r=27.3$ Hz, $N=1640$ rpm, $BD=28.5$ mm, $PD=87.5$ mm 이므로 외륜 결함은 73.63 Hz, 내륜 결함은 144.77 Hz, 볼의 결함은 7.95 Hz로 계산되었다.

베어링 하우징 안의 저널 베어링이 느슨해 진 경우에는 축 회전수의 정확히 1/2, 1/3×rpm 성분이 두드러진다⁽⁵⁾. 유막선회(Oil film whirl) 또는 저널 베어링에 문제가 있는 경우에는 축 회전 속도의 반 정도보다 약간 낮은(42~48%) 성분이 두드러지게 나타나는데, 이것은 고속 회전기계인 터보팬에 적용된다. 기어가 손상되었거나 파손된 경우에는 회전수×기어 잇수 만큼의 주파수가 조화(harmonic) 성분으로 나타난다. 전기적으로 발생하는 진동이면 1×rpm 또는 동기(synchronous) 주파수의 1, 2배 성분으로 나타나게 되는데 전기적인 특성 때문에 가동 중에 전원을 차단시키게 되면 이 성분은 완전히 사라진다는 특징을 가지고 있다.

3. 실험장치 및 특성

본 실험에 사용된 실험장치를 Fig. 2에 나타내었다. 터보팬의 회전속도는 Tacho probe(B&K, M M 0024)를 이용해서 측정하였고 자체 진동 레벨 측정을 위해서 Fig. 3과 같이 모터, 베어링 및 케이싱 상단 3개 부분에 진동계(RION, VM-61)로 진동을 측정하였다.

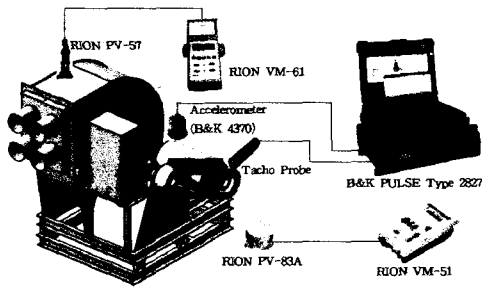


Fig. 2 Test equipment setup for signal analysis

주파수 분석과 Order tracking을 위해서 측정 위치 중 베어링, 모터 및 케이싱 상단 3개 부분에 가속도계(B&K, 4370)를 이용하여 진동 가속도 신호를 측정하였고, 이렇게 측정된 신호 분석(Signal analysis)은 PULSE(B&K, type 2827)를 이용하였다.

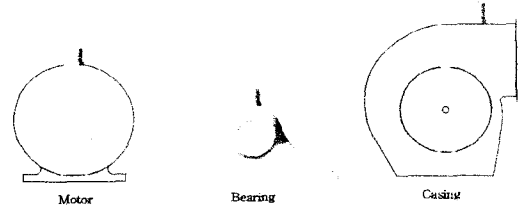


Fig. 3 Measuring point of each part of the turbo-fan

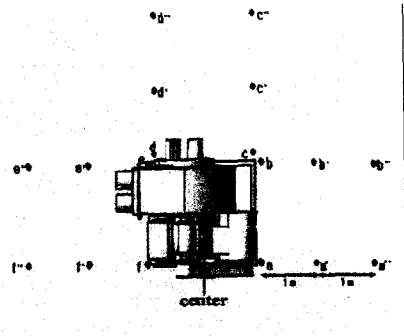


Fig. 4 Test points of base

기반진동 측정을 위해서 터보팬 기반을 Fig. 4 처럼 1m 단위로 구분한 후에 각 지점의 진동 가속도 레벨 (Vibration acceleration level)을 진동레벨계(RION, VM-51)를 이용해서 측정하였다.

4. 실험 및 측정

4.1 초기상태의 진동특성

Table 1 The specification of turbo-fan

Type	Turbo fan
RPM	1640
Mass	800 kg
Motor	15 kW

본 연구에 사용된 터보팬의 제원을 Table 1에 나타내었다. 터보팬의 진동특성을 고찰하기 위해 초기 방진고무가 달린 상태에서 터보팬의 자체진동을 분석하였다. 터보팬 각 부품 중 베어링, 모

터, 케이싱에서의 진동의 크기는 Table 2와 같다.

터보팬의 베어링 상자 위에서 전진동(全振動)은 Table 2에 나타난 바와 같이 1640 rpm에서 30 μ m이다. 이 수치는 한국 산업규격 KS B 6311 “송풍기의 시험 및 검사방법”에서 제시한 진동의 허용값 한도 중 양호한 영역에 속한다⁽⁶⁾.

Table 2 Result of measuring vibration of each parts

Position	Bearing	Motor	Casing
Acceleration [m/s ²]	1.6	5.0	18~20
Velocity [m/s]	0.06	0.07	0.2~0.25
Displacement [m]	0.03×10^{-3}	0.03×10^{-3}	0.07×10^{-3}

각 부품별 진동을 측정해본 결과 케이싱의 상단 부분이 가장 큰 것으로 밝혀졌다. 이것은 공기유동으로 인한 압력변동에 기인한 진동과, 상대적으로 얇은 케이싱의 철판 두께로 인해서 진동 측정값이 높게 발생하는 것으로 사료된다.

Fig. 5~7은 각각 정상운전시(1640 rpm) 모터, 베어링 및 케이싱 상단에서 측정된 터보팬의 주파수 특성 그래프이다.

Fig. 5는 모터의 주파수 스펙트럼인데 전기적인 특성상 동기(synchronous) 주파수의 2배 성분인 120 Hz에서 피크가 나타나고 있다.

Fig. 6의 베어링에서는 가진 주파수 27 Hz에서 피크가 나타나고 있다. 또한 식 (1)~(3)의 베어링 결함의 이론적인 공진주파수 식으로 계산한 결과와 일치하는 성분이 없음을 알 수 있다.

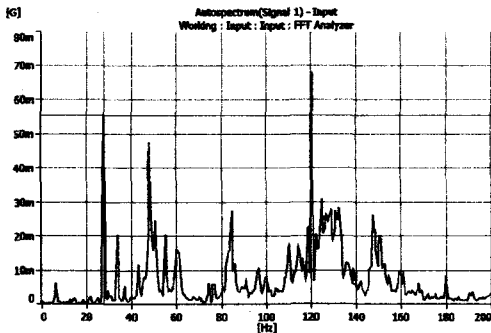


Fig. 5 FFT spectrum of motor in operating

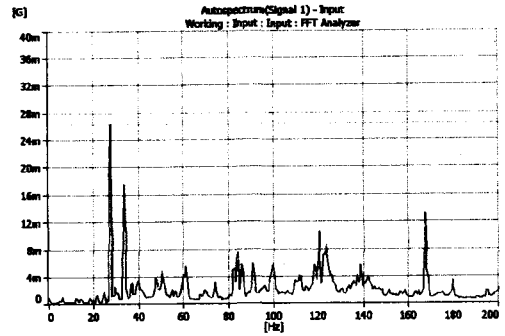


Fig. 6 FFT spectrum of bearing in operating

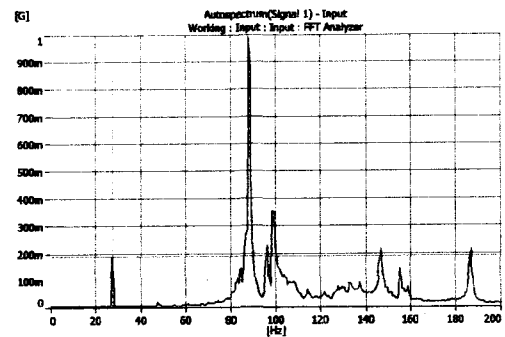


Fig. 7 FFT spectrum of casing in operating

Fig. 7의 케이싱에서는 기본 주파수의 3배 성분인 90 Hz 근방에서 피크가 나타나는데 이것은 축 중심 불량으로 인해 생기는 것으로 사료된다.

4.2 Order tracking

터보팬의 구동시의 진동 특성을 이해하기 위해서 Run-up과 Run-down시에 Order tracking을 하였다. Order tracking은 회전체 진동 해석에 유용한 방법으로 시간에 따라 주파수가 증가하거나 감소하는 경우에 각 오더(Order)별 주파수 특성을 알 수 있는 방법이다.

본 연구에서는 B&K PULSE 2827 내부함수⁽⁷⁾를 이용해서 측정 및 해석을 동시에 수행하였다.

Fig. 8~13은 각각 Run-up 및 Run-down시에 모터에서 Order tracking을 한 후 그 결과를 나타낸 것이다. 가로축은 Order를 나타내고 세로축은 rpm을 의미한다. Z 축은 진동 가속도[G]를 나타낸

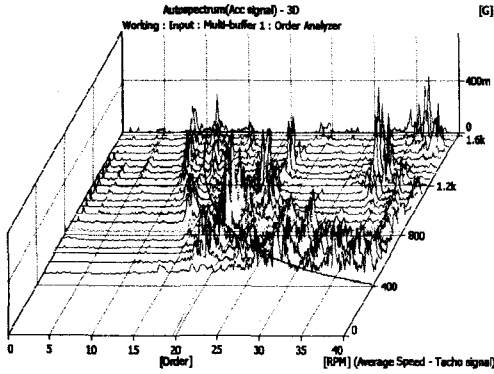


Fig. 8 Order tracking of the motor in running up

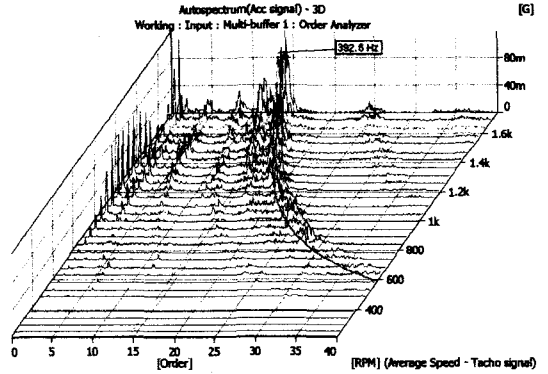


Fig. 11 Order tracking of the motor in running down

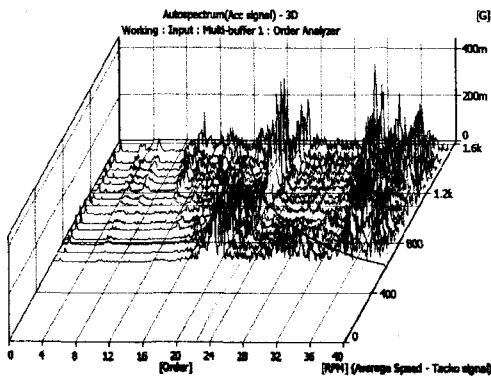


Fig. 9 Order tracking of the casing in running up

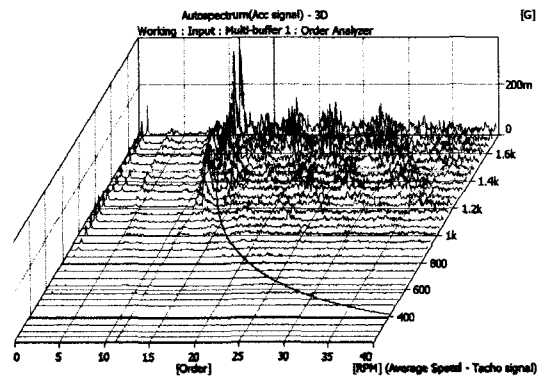


Fig. 12 Order tracking of the casing in running down

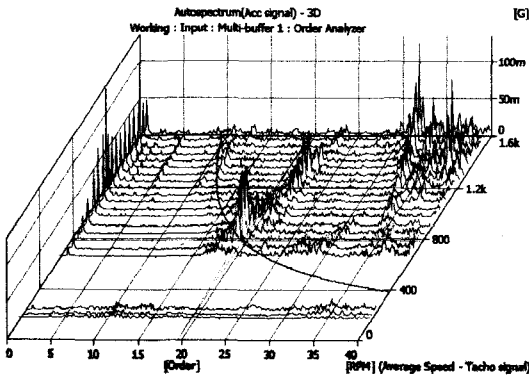


Fig. 10 Order tracking of the bearing in running up

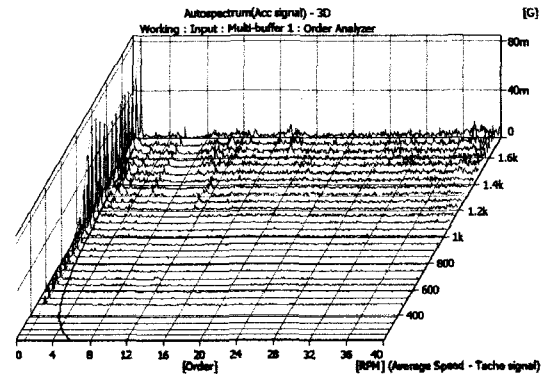


Fig. 13 Order tracking of the bearing in running down

다. 가운데 사선으로 그어진 선은 같은 주파수를 가지는 점들을 이은 선이다. 40 Order까지 실험한 결과 Run-up 시에 840 rpm 근방에서 모터, 케이싱 및 베어링에서 동일하게 가속도 값이 급증하는 구간이 발견되었다. 이것은 모터의 변속 구간이며 14 Hz 정도의 저주파에서 피크치가 나타나므로

강체운동(rigid body motion)을 일으키는 진동수이다. 즉, 터보팬의 바닥 고정시 느슨하면 터보팬 전체가 임의의 방향으로 이동하게 된다⁽⁸⁾. 또한 Fig. 8~10에서는 Run-up 시에 모터, 케이싱 및 베어링에서 동일하게 1400 rpm 근방에서 눈에 띄게 피크치가 높은 것을 볼 수 있다.

즉, 1400 rpm 근방에서 공진을 지난다는 것을 의미한다. Run-down시 모터의 Order tracking인 Fig. 11을 보면 14 Order에서 가속도 레벨이 가장 크고 동일한 주파수(392.6 Hz)를 따라 형성된 것을 볼 수 있다. 그 중 가장 높은 레벨이 나타나는 곳이 1609 rpm(26.82 Hz)이며 이 주파수는 터보팬의 정상진동시의 가진 주파수(27 Hz)와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13에서 Run-down시 베어링에서 1 Order의 피크치가 나타난 것을 볼 수 있다. 즉, 임펠러와 축의 rpm이 감소하면서 베어링 쪽으로 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다.

4.3 기반진동 측정

실험에 사용된 방진재료들은 초기 방진 고무를 비롯해서 U사의 방진 스프링 3종류(S150, S200, S300)와 방진 고무 2종류(R300, R350) 및 방진 패드 등 7종류이며 각 방진재의 특성을 Table 3에 나타내었다. Fig. 4에 따라 측정위치를 결정하고 각각의 방진재료를 이용해서 정상운전시의 기반진동 가속도 레벨 측정결과를 Table 4와 Fig. 14에 나타내었다.

Table 3 Characteristics of vibration isolators

Vibration isolators		Static spring constant, K [kg/m]
Rubber isolator	R300	20833
	R350	30435
Spring isolator	S150	6000
	S200	8000
	S300	12000
Isolating pad	-	-

Fig. 14에서와 같이 방진 고무를 사용한 경우보다 방진 스프링을 사용하였을 때 25~30 dB 정도 더 효과가 있는 것을 알 수 있다.

이 수치는 “소음진동규제법 시행규칙 별표10”의 공업 지역 진동의 한도인 70 dB을 만족하고 있다. 또한 방진 스프링 중에서는 스프링 상수가 감소할수록 진동 전달이 미소한 차이지만 가장 많이 감소하였다. 그러므로 터보팬의 진동 전달 감소를 위해서는 방진 고무보다 방진 스프링을 사용하는 것이 더 효과적임을 알 수 있다.

Table 4 Result of base vibration test using isolators
unit : dB (VAL)

Isolator Test point	Init. test	R300	R350	S150	S200	S300	S300 with isolating pad
	a	95	92.8	89.1	62.5	63.6	61.8
b	98	96.4	92.7	66.2	66.8	66.8	66.8
c	97.9	96.2	92.6	66.3	66.6	66.2	65.5
d	95.3	94.6	91.1	63.6	65.6	64.0	63.3
e	95.2	94.4	90.8	63.7	64.9	64.3	62.6
f	92.8	91.5	87.3	60.2	61.4	60.5	59.3
a'	93.8	91.7	88.2	61.6	62.7	62.0	61.7
b'	98.3	96.2	92.4	66.7	66.4	67.0	66.7
c'	95.5	94.0	90.6	64.0	65.0	64.3	63.2
d'	93	92.2	88.8	61.7	63.0	62.2	61.5
e'	91.8	90.8	87.4	60.8	62.8	61.1	60.2
f'	89	87.2	83.8	58.5	59.2	58.2	57.6
a''	90.3	88.6	85	60.2	60.6	61.0	60.2
b''	96	93.5	89.8	64.7	64.1	65.0	64.0
c''	87	85.8	82.1	56.1	57.3	57.5	56.8
d''	85.2	84.7	81.0	56.4	56.0	55.6	55.2
e''	81.3	80.4	77.4	54.1	55.7	55.3	54.1
f''	78.9	77.2	73.7	52.1	53.4	51.8	51.0
center	96.2	94.9	91.2	64.8	65.6	64.4	63.3

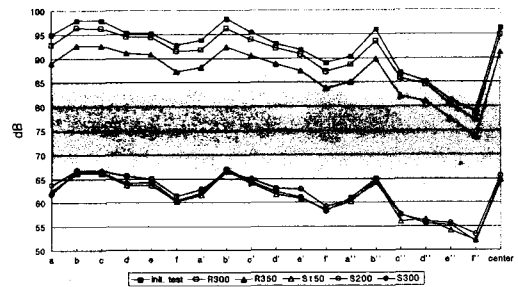


Fig. 14 Result of base vibration test using isolators

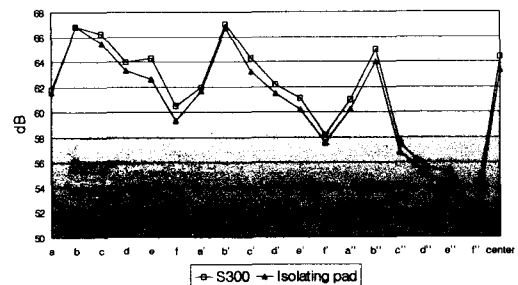


Fig. 15 Result of base vibration test using isolators (S300 & S300 with isolating pad)

방진 스프링의 밑면에 방진 패드를 부착한 경우의 기반 진동 가속도 레벨과 방진스프링만 사용한 경우의 진동 가속도 레벨 측정결과를 Fig. 15에 나타내었다. 방진 스프링 S300과 방진 패드를 조합한 경우가 S300만 사용한 경우 보다 약 1 dB 정도 기반 진동이 감소한 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 산업용 터보팬의 자체진동 특성과 기반진동을 측정하여 이에 따른 적절한 방진재 선정을 통해 기반과의 진동을 절연하기 위하여 연구한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. Order tracking 결과 Run-up시에 베어링, 모터 및 케이싱에서 공통으로 저주파(14 Hz) 공진에 의한 강제 운동과 Run-up시에 1400 rpm 근방에서 케이싱과 베어링이 공진을 겪는다는 것을 확인하였다.
2. 방진 고무 보다 방진 스프링의 진동 가속도 레벨이 25~30 dB 정도 기반 진동 절연에 더 효과적이며 방진 스프링의 밑면에 방진 패드를 부착한 경우, 더 우수한 진동절연 효과를 얻을 수 있었다.

참고문헌

- (1) 이찬, 김광용, 1999, “국내 송풍기 업체의 현황 조사 및 분석”, 유체기계저널, 제 2권, 제 1호, pp. 1~10.
- (2) 김민호, 1999, “소음, 진동을 고려한 송풍기 설계 기술”, 유체기계저널, 제 2권, 제 1호, pp. 1~10.
- (3) 이영섭, 이종원, 1998, “각축어긋남에 의한 2x 축 진동해석”, 한국 소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 194~199.
- (4) 임환조, 김성동, 정선환, 홍성욱, 오길호, 박종희, 1995, “회전체 고장 진단을 위한 진동 신호의 분석”, 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 301~307.
- (5) 정윤성, 왕지남, 김광섭, 1995, “진동의 주파수분석을 통한 결함 식별 —회전기계를 중심으로—”, 한국정밀공학회지, 제 12권, 제 11호, pp. 82~89.
- (6) 한국산업규격 KS B 6311, “송풍기의 시험 및 검사 방법”
- (7) K. R. Fyfe, E. D. S. Munck, 1997, “Analysis of computed Order Tracking”, Mechanical Systems and Signal Processing, 11(2), pp. 187~205.
- (8) 송승훈, 김희룡, 정진태, 2000, “산업용 송풍기의 진동저감에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 3호, pp. 457~464.