

단을 가진 수평축의 비틀림진동 측정에 관한 연구¹⁾²⁾⁶⁾

A Study on the Torsional Vibration Measurement of the Horizontal Shaft with Disks

박 일 수*(동아대 대학원) · 안 찬 우 · 김 현 수 · 김 중 완(동아대)
I. S. Park · C. W. Ahn · H. S. Kim · J. W. Kim(Dong-A Univ.)

ABSTRACT

This paper was presented for the experimental results of torsional vibrations of the horizontal rotating shaft with three disks. The torsional vibrations meter used is a laser system for non-contact measurement of torsional angular vibration velocity and torsional angular vibration displacement. The distance between the disks was changed; the one that had 76mm of disk distance was called basic model, and another that had 106mm of disk distance wide model, and the other that had 46mm of disk distance narrow model. In each model, outer diameter of the disk was 40mm. And 45mm, or 50mm was also used to extend the effective range of frequencies.

The angular vibration displacement and the angular vibration velocity in its torsional vibration were measured to obtain the stable and the unstable regions.

Key Words : Torsional Vibration(비틀림진동), Torsional Vibration Meter(비틀림진동계), Doppler Shift (도플러변환), Photodiode(광다이오드), Torsional Angular Vibration Displacement(비틀림진동 각변위), Torsional Angular Vibration Velocity(비틀림진동 각속도)

1. 서 론

최근 기계의 고속화에 따라서 진동과 소음이 많이 발생하고 있다. 그러므로 이에 대한 대책에 많은 연구와 관심을 가지고 있으며, 진동과 소음은 기계 정밀도의 저하, 기계 수명 단축, 작업 능률의 저하, 청력 장애 등 정신적으로나 육체적으로 많은 악영향¹⁾을 미치고 있다. 특히, 산업기계와 운반 및 수송기계에서 동력전달장치로 사용되는 회전축은 진동과 소음을 많이 발생하고 있으며 이로 인한 정밀도 저하 및 수명 단축이 발생되므로 이에 대한 연구가 필요하다²⁾.

회전체에 대한 연구의 궁극적 목표의 하나는 진동과 소음의 감소이다. 이는 진동이 회전체의 경량화, 고속화 등 회전체의 효율을 높이기 위한 노력에 장애 요인으로 작용하기 때문이다. 비틀림진동의 해석에서 가장 중요한 것 중의 하나가 회전축인데, 기동 및 정지시에 비틀림진동의 고유진동수 부근에서 과도한 응력이 회전축에 발생하여 기계정렬 및 성능을 저하시키고 2차적으로는 균열을 초래하여 수명을 감소시키거나, 파괴로 인하여 동력기관에 심각한 영향을 준다.

이 밖에 비틀림진동은 회전기계에서 발생하는 다른 원인의 진동과 합성될 때 예상하지 못한 문제를 발생한다³⁾.

회전축계의 위치제어를 고속으로 행하는 경우에 발생하는 비틀림진동은 회전축계를 구성하는 커플링과

축자체의 파손의 원인이 된다. 회전축계의 비틀림진동에 관한 연구는 지금까지 많은 발전이 있었다^{4~9)}.

진동특성에 관한 지금까지의 전통적인 응력해석방법에 의하면 축계의 강도는 충분한 안전도내에 있었기 때문에, 그 원인은 상당히 오랫동안 불가사의한 문제로 여겨왔다. 그러나, 근년에 이르러 이것은 회전축계의 비틀림진동에 발생하는 공진현상에 의하여 비틀림진동 응력이 예상했던 값보다 컸기 때문이라는 것이 밝혀졌다. 비틀림진동의 해석은 운동에 의해서 발생하는 관성모멘트의 변화를 무시하고 이것을 단순한 선형진동으로 다루었기 때문에 종래의 응력해석방법으로는 이러한 공진의 현상을 해석할 수 없었다.

본 연구에서는, 3개의 단을 가진 수평회전축을 여러 가지 회전속도에서 회전시킬 때 수평축에서 발생하는 비틀림진동 각변위와 비틀림진동 각속도를 구하고자 한다. 실험은 수평축을 일정한 회전수로 유지시킨후 각변위와 각속도를 측정하였으며, 비틀림진동 해석을 하기 위하여 축의 길이는 400mm로 하고 축부의 직경은 25mm로 하였다. 직경이 50mm, 45mm, 40mm로 3개의 단을 부착하였고, 단의 간격이 76mm인 기본시험편(Basic model)을 가공하여 비틀림진동을 측정하고, 기본시험편을 분석하여 단의 간격이 106mm인 Wide model과 46mm인 Narrow model을 추가 가공하여 같은 조건으로 실험하여 비교 고찰하였다. 이와 같이 수평축으로부터 발생하는 비틀림진동 각변위와 비틀림진동 각속도를 측정하여 안정성

을 고찰하고 가장 효과적인 모델을 구하기 위하여 비틀림진동 실험을 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 비틀림진동계의 원리

레이저를 이용한 비틀림 진동계는 비틀림진동의 각 변위와 각속도를 회전하는 물체에 직접 접촉하지 않고, 레이저 시스템을 이용하여 측정할 수 있는 비틀림진동 측정 장치이다. 측정은 시험 표면으로부터 5~50cm의 거리에서 이루어지며, 진동수의 범위는 0.3~1000Hz이고 비틀림진동 각속도는 0.3~7000°/sec, 비틀림진동 각변위는 0.01~12° 까지 측정이 가능하다.

Fig. 1은 비틀림 진동계의 전자 및 광학 체계의 개략도이다. 레이저 빔은 거리가 d만큼 떨어진 2개의 똑같은 크기의 평행 빔으로써, 회전하는 물체의 표면인 A, B지점에 부딪치며 분리되어 진다. 거리 d는 회전하는 물체의 임의의 점에서 A, B지점까지의 거리 벡터인 $|\vec{R}_A|$, $|\vec{R}_B|$ 로써 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$d = |\vec{R}_A| \cos \alpha_A + |\vec{R}_B| \cos \alpha_B \quad (1)$$

Fig. 1에서 회전하는 축에 대하여 A와 B의 각 점에서 동시에 발생되는 속도들 $|\vec{V}_A|$ 와 $|\vec{V}_B|$ 로 각각 정의한다. 또한, 회전하는 물체는 자체적으로 $|\vec{V}_x| + |\vec{V}_y|$ 의 속도를 가지게 된다. 각 각의 빔은 단지 x축 방향의 속도 성분만을 가지고 있다.

$$V_A = -|\vec{V}_A| \cos \alpha_A - |\vec{V}_x| = -\omega |\vec{R}_A| \cos \alpha_A - |\vec{V}_x| \quad (2)$$

$$V_B = |\vec{V}_B| \cos \alpha_B - |\vec{V}_x| = \omega |\vec{R}_B| \cos \alpha_B - |\vec{V}_x| \quad (3)$$

회전하는 물체의 속도에서 기인한 도플러 변환된 진동수는 파장 λ 와 속도로써 다음과 같이 표시된다.

$$f_A = \frac{2V_A}{\lambda}, \quad f_B = \frac{2V_B}{\lambda} \quad (4)$$

이와 같이 진동수가 변조된 신호는 요구되는 각진동 정보를 가지고 있지만, 그 진동수는 10^{14} Hz의 범위에 있기 때문에, 그 신호를 직접 변조시키기에는 적합하지 못하다. 따라서 그 빔들이 광다이오드에 도달하였을 때는 도플러 변환된 2개의 진동수의 차이 값인 비트 진동수, 즉 f_D 로써 변조되어 출력 단자를 생성시키며, 2개의 진동수는 결합되어 헤테로다인효과를 일으키게 된다.

$$\begin{aligned} f_D &= f_B - f_A \\ &= \frac{2(V_B - V_A)}{\lambda} \\ &= \frac{2\omega(|\vec{R}_A| \cos \alpha_A + |\vec{R}_B| \cos \alpha_B)}{\lambda} \\ &= \frac{2\omega d}{\lambda} \end{aligned} \quad (5)$$

비트 진동수는 회전하는 물체의 속도 ω 의 편차에 비례하여 직접 변화되며, 회전하는 물체의 어떠한 강제 운동 ($|\vec{V}_x| + |\vec{V}_y|$)에 대하여도 독립적이다.

비틀림진동 각변위는 각변위가 일정한 주기로 변화되는 것을 의미하며 다음과 같은 식으로 표현된다.

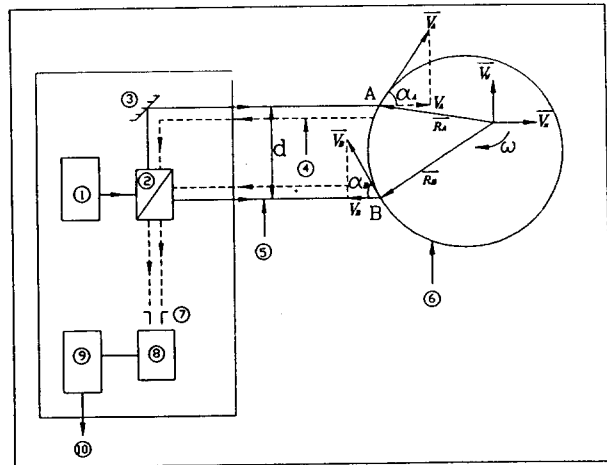
$$\theta(t) = a_1 \sin \omega t + a_2 \sin \omega t + \dots \quad (6)$$

($\theta(t)$: 각진동 변위, a_i : 진폭, ω : 각속도, t: 시간)

비틀림진동 각속도는 각속도가 일정한 주기로 변화되는 것을 의미하며, 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\theta(t) = a_1 \omega \cos \omega t + a_2 \omega \cos \omega t + \dots \quad (7)$$

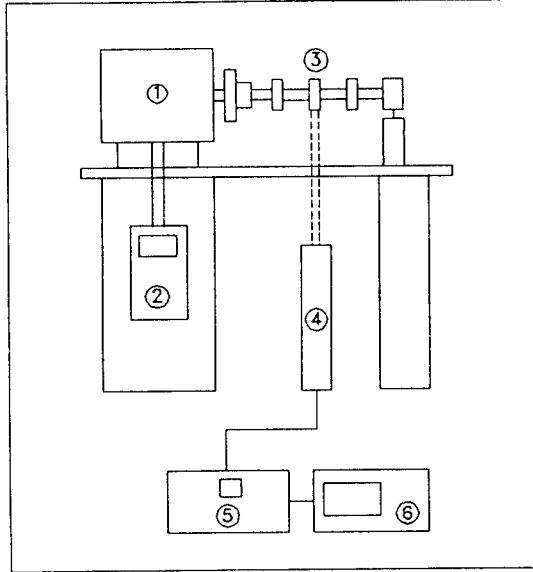
($\theta(t)$: 각진동 속도, a_i : 진폭, ω : 각속도, t: 시간)



- ① Laser
- ② Beam splitter
- ③ Mirror
- ④ Backscattered light
- ⑤ Incident laser beam
- ⑥ Rotating shaft (Arbitrary cross-section)
- ⑦ Aperture
- ⑧ Photodiode
- ⑨ Signal processing electronics
- ⑩ Angular velocity output

Fig. 1 Schematic of the arrangement of the electronic & optical components

2.2 실험장치



- ① Motor ② Speed controller ③ Horizontal shaft
- ④ Torsional vibration transducer
- ⑤ Torsional vibration meter
- ⑥ Fast fourier transformation spectrum analyzer

Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

Fig. 2는 본 실험에 사용된 실험 장치의 개략도이다. ①은 AC서어보 모터이다. 비틀림진동은 속도제어 서어보계에 있어 고성능의 서어보 기술을 실현하는데 장애가 되고 있다. 서어보 모터를 구동장치로 사용하는 속도제어는 정보기기를 포함하여 로보트, 속도제어 기기 등의 기계장치에 공통으로 이용되는 기본기술이며, 점차 높은 정확성을 꾀하면서 고속화 시키는 방향으로 나아가고 있다. 비틀림진동은 속도제어 뿐만 아니라, 정지상태에서 순간적으로 일정한 속도로 기동하거나, 일정한 속도에서 순간적으로 변속하는 속도제어의 역할을 원만히 수행하여야 한다. 그래서, 본 실험 장치에서는 이런 특성을 고려하여 AC서어보 모터를 사용하였다.

②는 속도제어기이다. 기존 사용된 조절기에서는 순간적인 정속기능이 아날로그제어방식으로 정확한 회전수를 나타내는데 예로 사항이 많았으나 실험장치에 사용된 속도제어기는 디지털제어방식으로 정확한 회전수를 얻을 수 있고, 정속기능이 우수한 것이다.

③은 단을 가진 축으로써 수평축을 선반으로 먼저 가공하고 비틀림을 제거하기 위하여 제 2차 연마가공하였으며 단의 부분은 링식으로 만들어 결합하였다. 시험편의 재질은 기계구조용 탄소강재(SM45C)를 사용하였다. 수평축은 각 지점마다 원판을 각각 3개를 결합하였고, 시험편은 Basic model, Wide model, Narrow model별로 9가지 조건으로 실험하였다.

④는 비틀림 진동계(B&K 2523)의 레이저발생기로 10mm간격인 2개의 레이저 빔을 회전하는 물체에 투사시키는 장치로써 후방에서 산란되어 돌아오는 빔을 주파수로 변조시켜 비틀림진동 각속도와 비틀림진동 각변위를 출력할 수 있도록 하는 장치이다. ⑤는 비틀림 진동계의 변환기로 신호를 입력받아 회전 속도, 비틀림진동 각속도, 비틀림진동 각변위를 디지털로 출력하는 장치이다.

⑥은 2채널 FFT 분석기(SA-74A)이고 비틀림 진동계에서 측정된 회전속도, 비틀림진동 각속도, 비틀림진동 각변위 등을 분석하고 분석된 값을 내장된 프린터를 이용하여 출력할 수 있다.

2.3 실험방법

실험 장치에 모터와 수평축을 커플링으로 고정시킨 후 수평축의 회전속도를 600rpm에서 100rpm간격으로 1500rpm까지 증가 시키면서 수평축 자체의 비틀림진동 특성을 비틀림 진동계를 이용하여 실험하였다.

레이저 빔이 비틀림진동 변환기의 광전 변환기로 되돌아오게 하기 위하여 목표물의 표면에 미세한 유리 구슬 층이 부착된 반사성이 높은 역반사 테이프(B&K QA0214)를 부착시켰다. 비틀림진동 변환기와 고정축 표면 사이의 작동 거리는 5~50cm이며, 본 실험에서는 약 30cm의 거리를 두고 측정을 실시하였다. 비틀림진동 변환기를 삼각대의 중심부에 조립시키고, 비틀림진동의 미세한 측정이 가능하도록 안정된 상태를 유지시켰다. 측정의 방향은 목표물과 레이저 광선이 90°의 각을 이루도록 하였다. 측정은 3가지 모델축 링부분에 역반사테이프를 부착하여 측정을 실시하였다.

비틀림 진동계의 측정 모드를 회전속도로 고정하고, 수평축의 회전속도를 측정하였다. 그리고 회전 속도를 일정하게 한 후 수평축의 비틀림진동 각변위를 측정하였다. 측정모드를 비틀림진동 각변위로 선택하고 0~10000 m°의 범위에서 비틀림진동 각변위를 측정하였다. 계속적으로 변화되는 비틀림진동 각변위의 최대 값을 읽기 위하여 피크 홀드의 기능을 사용하여 최대치를 읽었다. 600rpm에서 100rpm간격으로 1500 rpm까지 각각의 지점에서 5회씩 측정하였다. 보다 정확한 측정을 위하여 수 회 반복 측정하였다.

비틀림 진동계의 측정 모드를 비틀림진동 각속도로 선택하고 10000 %/sec의 범위에서 비틀림진동 각속도를 측정하였다. 계속적으로 변화되는 비틀림진동 각속도의 최대 값을 읽기 위하여 피크 홀드의 기능을 사용하여 최대치를 읽었다. 600rpm에서 100rpm간격으로 1500rpm까지 각각의 지점에서 5회씩 측정하였다.

3. 각 모델별 결과고찰

3.1 비틀림진동 각변위

Fig. 3은 $\phi 50$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측 지점에서 비틀림진동 각변위를 나타낸 것이다. 800rpm 일 때 좌측지점에서는 각 측정지점마다 가장 안정적인 값을 보이고 있다. 또한 각 지점별로 비틀림진동 각변위값을 비교하면 좌측지점에서 비틀림진동 각변위가 급격한 변화를 나타낸다.

Fig. 4는 $\phi 40$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측 지점에서 비틀림진동 각변위를 나타낸 것이다. 각 지점마다 600rpm에서 1100rpm까지는 거의 같은 변화 경향을 보이고 있으나, 1200rpm과 1300rpm에서 변위값의 변화폭이 다르게 나타내고 있다. 이 모델에서는 1200rpm과 1300rpm사이에서 가장 큰 각변위값이 차이를 나타내고 있다.

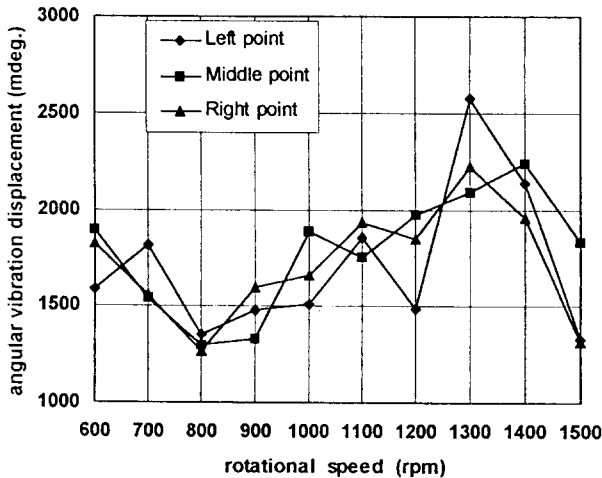


Fig. 3 Thegraph of angular vibration displacement in the $\phi 50$ horizontal shaft(Basic model)

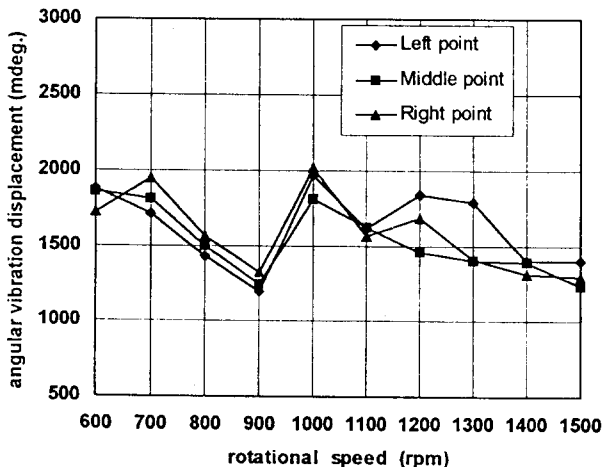


Fig. 4 The graph of angular vibration displacement in the $\phi 40$ horizontal shaft(wide model)

Fig. 5는 $\phi 45$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측 지점에서 비틀림진동 각변위를 나타낸 것이다. 각 지점마다 비슷한 경향을 나타내고 있으며, 1300rpm에서 각 지점의 최대 각변위값을 나타내고 있다. 여기서는 900rpm에서 가장 안정된 각변위값을 나타내는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 Wide model의 $\phi 40$ 수평축의 비틀림진동 각변위가 최소값과 최대값을 나타낼 때 주파수 분석한 결과이다. (a)는 900rpm일 때 좌측지점에서 최소값을 나타낸 것이고, (b)는 1000rpm일 때 우측지점에서 최대값을 나타낸 것이다. 최소값을 보일 땐 안정성을 보이고 있으나, 최대값에서는 변화값의 차이가 많이 발생하여 파형이 불안정성을 보이고 있다.

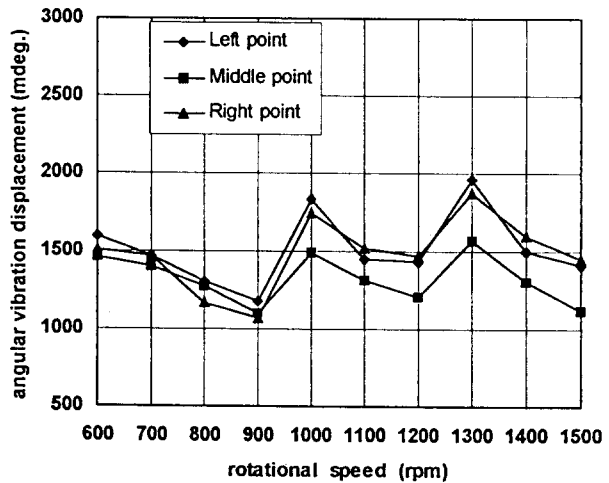
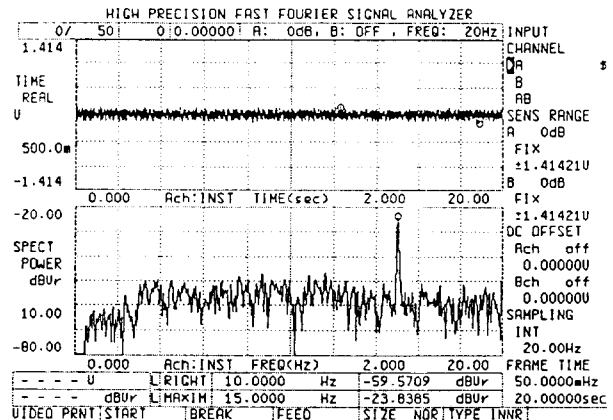
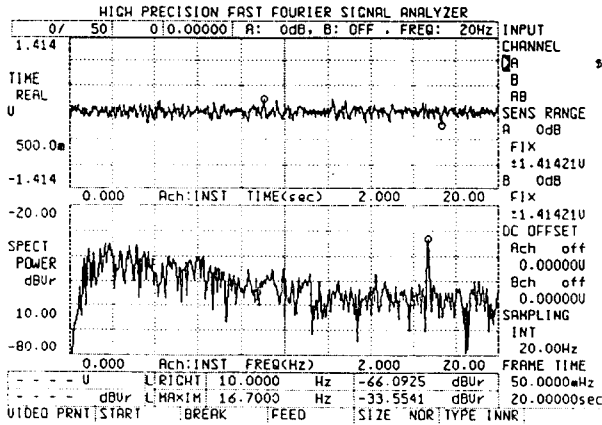


Fig. 5 The graph of angular vibration displacement in the $\phi 45$ horizontal shaft(narrow model)



(a) Minimum value(900rpm, left point)



(b) Maximum value(1000rpm, right point)

Fig. 6 FFT spectrum analyzer in the wide model $\phi 40$ horizontal shaft(angular displacement)

3.2 비틀림진동 각속도

Fig. 7은 $\phi 50$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측 지점에서 비틀림진동 각속도의 변화값을 나타낸 것이다. 각 측정지점별로 비교적 같은 변화를 나타내고 있으며, 안정적인 모습을 보여주고 있다. 1000rpm에서 각 측정지점의 각속도값이 최대값을 나타내고 있다. Fig. 8은 $\phi 40$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측지점에서 비틀림진동 각속도의 변화값을 나타낸 것이다. 여기서도 역시 각 측정지점별로 각속도값이 비교적 같은 경향을 나타내고 있다. 또한 1200rpm에서는 각 측정지점마다 거의 같은 각속도값을 나타내고 있다.

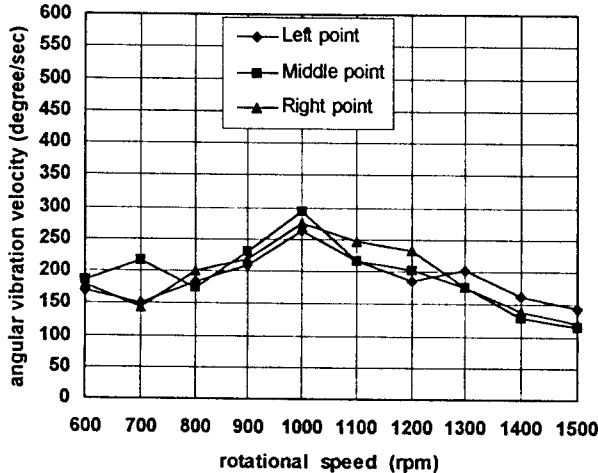


Fig. 7 The graph of angular vibration velocity in the $\phi 50$ horizontal shaft(Basic model)

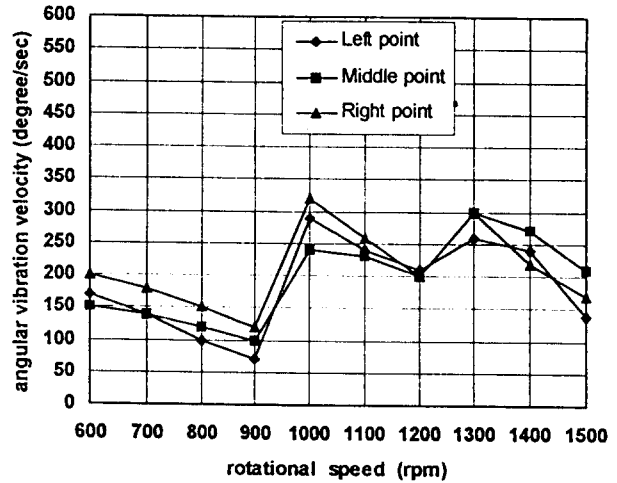


Fig. 8 The graph of angular vibration velocity in the $\phi 40$ horizontal shaft(wide model)

Fig. 9는 $\phi 45$ 의 모델을 좌측지점, 중간지점, 우측 지점에서 비틀림진동 각속도값을 나타낸 것이다. 여기서도 전체적인 각속도값의 변화가 같은 경향을 보이고 있다. 각 지점에서 900rpm일 때 최소값을 나타내고 있다.

Fig. 10은 Wide model의 $\phi 40$ 수평축의 비틀림진동 각속도가 최소값과 최대값을 나타낼 때 주파수 분석한 결과이다. (a)는 900rpm일 때 좌측지점에서 최소값을 나타낸 것이고, (b)는 1000rpm일 때 우측지점에서 최대값을 나타낸 것이다.

여기서는 최소값과 최대값의 변화폭 차이가 크게 나타나지 않아 대체로 전구간에 걸쳐 안정성을 유지하고 있다.

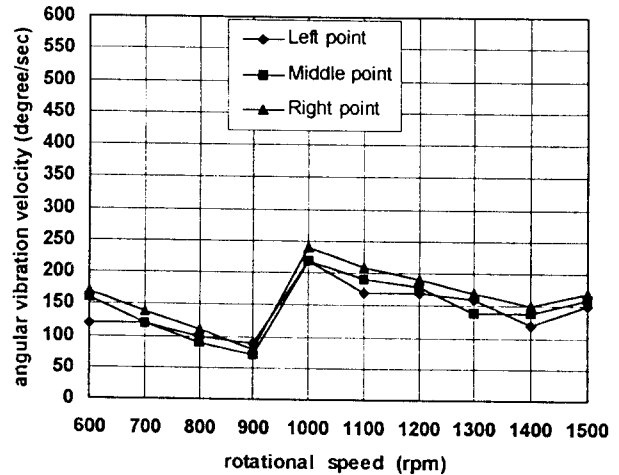
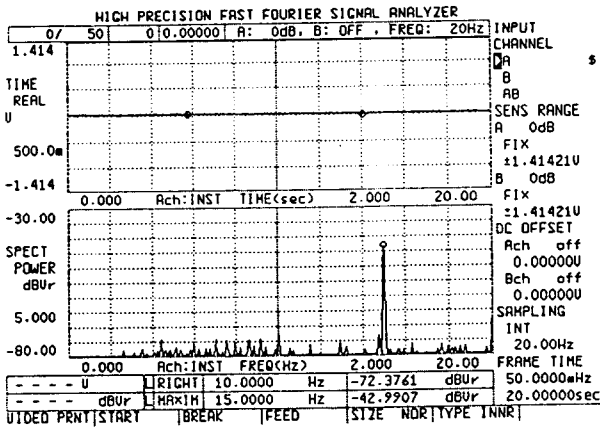
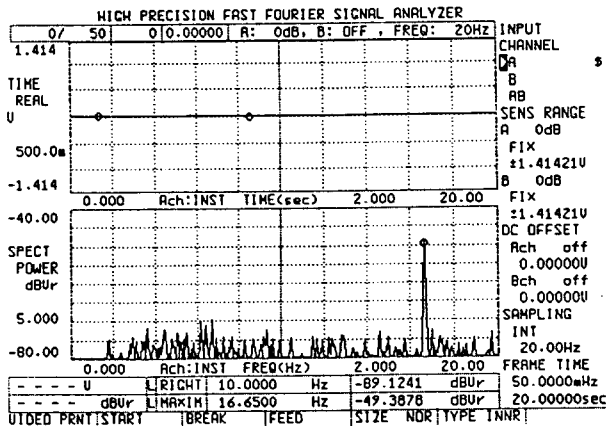


Fig. 9 The graph of angular vibration velocity in the $\phi 45$ horizontal shaft(narrow model)



(a) Minimum value(900rpm, left point)



(b) Maximum value(1000rpm, right point)

Fig. 10 FFT spectrum analyzer in the wide model ϕ 40 horizontal shaft(angular velocity)

4. 결론

단을 가진 수평축의 비틀림진동 특성을 연구하기 위하여 수평축을 회전수의 변화에 따라 비틀림진동 각변위와 비틀림진동 각속도를 측정하여 안정영역과 불안정영역을 얻기 위하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 각 Model에 있어서 단부분의 직경의 크기와 간격에 관계없이 800rpm부터 900rpm사이에서 가장 안정한 비틀림진동 각변위와 비틀림진동 각속도를 나타내고 있으며, 1200rpm부터 1300rpm 사이에서

가장 불안정한 비틀림진동 각변위와 비틀림진동 각속도를 나타내었다.

2. 비틀림진동 각변위를 측정한 결과, Wide Model에서 단부분의 직경이 ϕ 40인 모델이 가장 안정된 영역을 나타내었다.
3. 비틀림진동 각속도를 측정한 결과, Narrow Model에서 단부분의 직경이 ϕ 40인 모델이 가장 안정된 영역을 나타내었다.
4. 각 Model에 있어서 단부분의 직경이 작을수록 안정적이지만, 단부분의 간격에 따라서 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) 中川泰任, “騒音の諸要因による生理機能(身体的·精神的)의 변화と影響, 公害と対策”, 日本機械學會論文集, Vol. 24, No. 8, pp. 11~14, 1988.
- 2) 박일수, 안찬우, “단축의 비틀림진동 특성에 관한 연구”, 東亞大學校, 生産技術研究所, 第2卷, 第1號, pp. 23~31, 1997.
- 3) 전오성, 김정태, “회전체의 비틀림 고유진동 해석”, 大韓機械學會論文集, 第19卷, 第6號, pp. 1351~1362, 1995.
- 4) 조승호, “비틀림 진동특성을 고려한 서어보모터계의 디지털 최적제어”, 한국정밀공학회지, 제6권, 제4호, pp. 52~60, 1989.
- 5) J. Colding-Jorgensen, “Rotor Whirl Measurements on a Long Rotating Cylinder Partially Filled with Liquid”, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115, pp. 141~143, 1993.
- 6) T. E. McDevitt, G. H. Koopmann, C. B. Burroughs, “Two-Channel Laser Vibrometer Techniques for Vibrational Intensity Measurements, Part 1 : Flexural Intensity”, ASME, Vol. 115, pp. 436~440, 1993.
- 7) J. R. Shadley, B. L. Wilson, M. S. Dorney, “Unstable Self-Excitation of Torsional Vibration in AC Induction Motor Driven Rotational Systems”, ASME, Vol. 114, pp. 226~231, 1992.
- 8) A. Muszynska, J. W. Grant, “Stability and Instability of a Two Fluid-Lubricated Bearings”, ASME, Vol. 113, pp. 316~324, 1991.
- 9) J. H. Wang, M. T. Tsai, “Instability Due to Fluid Leakage of a Rotor System With Anisotropic Support”, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 111, pp. 27~34, 1989.