

레이저 계측기를 이용한 축의 비틀림 진동에 관한 실험적 기초 연구

The Experimental and Basic Study on Torsional Vibration of Horizontal Rotating Shaft using a Laser Measuring Equipment

박 일 수
I. S. Park

(접수일 : 2008년 10월 31일, 수정일 : 2009년 2월 16일, 채택확정 : 2009년 2월 27일)

Key Words : Torsional Vibration(비틀림 진동), Torsional Vibration Meter(비틀림 진동계), Doppler Transform(도플러 변환), Angular Vibration Displacement(각진동 변위), Angular Vibration Velocity(각 진동 속도), FFT(Fast Fourier Transform)

Abstract : In this study, the nose of cam in the automobile engine was modelled into circular disk to analyze the torsional vibration of the cam shaft. The distance between disks was fixed, but the diameter of disks was changed. The torsional vibration of the cam shaft was studied experimentally by the motion of the modelled disk with changing the disk diameter. And the sizes of the modelled disk were selected not to show the natural frequencies over all the experimental ranges. The torsional vibration meter used in this study has a laser system with non-contact measurement method, which can measure both torsional angular vibration velocity and torsional angular vibration displacement simultaneously. The Experimental analysis shows that the characteristics of the torsional vibration in the horizontal rotating shaft can be considerably affected by the arrangement of the modelled disks.

1. 서 론

산업기계 및 수송기계에서 주로 동력 전달장치로 사용되는 축은 저속영역 및 고속영역에서 운전되는 경우가 많다. 따라서 운전시 발생하는 진동과 소음은 기계장치의 정밀도 저하, 수명단축 또는 인간에게 미치는 여러 가지 악영향 등의 원인을 제공하고 있다^{1,2)}.

따라서 회전체의 진동과 소음을 저감시키는 영향요소와 회전체의 경량화, 정밀화를 위한 연구가 점차 활기를 띠고 있다. 회전체의 운전시 발생하는 진동은 굽힘에 의한 진동 및 휘돌림과 비틀림에 의한 진동으로 나눌 수 있다³⁾. 회전축의 기동 및 정지 또는 운전시에 비틀림 진동의 고유진동수 부근에서 과도한 응력이 회전축에 발생하여 기계정렬 및 성능을 저하시키고 균열과 파괴를 일으키기도 한다.⁴⁾

이것은 회전축계의 비틀림 진동에 의해 발생하는

공진현상에 의해 비틀림 진동 응력이 예상했던 값보다 컸기 때문이다. 또한, 회전기계에서 발생하는 다른 원인의 진동과 합성될 때 예상하지 못한 문제를 발생한다⁵⁻⁸⁾.

이 연구에서는 자동차기관 캠축의 비틀림 진동을 대상으로 하여 캠축의 캠코에 해당하는 부분을 원판으로 모델링하였고, 원판 크기의 변화에 따른 원판의 운동을 비접촉식 진동계로 계측하여 축의 비틀림 진동을 고찰하였다. 실험모델은 고유진동해석을 행하여, 실험회전영역에 고유진동수가 포함되지 않도록 선정하였다.

그리고 이 연구는 다음 연구의 선행적 기초연구로 다음 보고서에서는 실제 캠축을 모델링하여 강제진동 및 과도진동을 이론적으로 해석하고 실험결과와 비교 검토한 연구 결과를 발표할 예정이다.

2. 이론적 해석

Fig. 1과 같은 비틀림 진동계의 운동방정식은 다음과 같다.

박일수(책임저자) : 동명대학교 냉동공조공학과
E-mail : pis@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1685

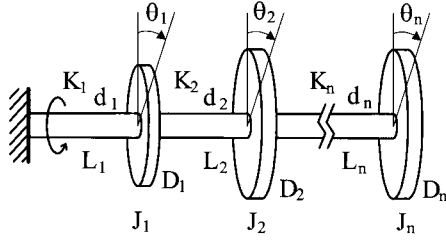


Fig. 1 Schematic diagram of torsional vibration system

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 &= -K_1 \theta_1 + K_2 (\theta_2 - \theta_1) \\ J_2 \ddot{\theta}_2 &= -K_2 (\theta_2 - \theta_1) + K_3 (\theta_3 - \theta_2) \\ &\vdots \\ J_n \ddot{\theta}_n &= -K_n (\theta_n - \theta_{n-1}) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, J_1, J_2, \dots, J_n 는 질량관성모멘트이고 K_1, K_2, \dots, K_n 는 비틀림 스프링상수이다. 질량관성모멘트 J_i 와 비틀림 스프링상수 K_i 구하면,

$$K_i = G \frac{I_{P_i}}{L_i}, \quad J_i = \frac{m_i}{2} \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 = \frac{m_i D_i^2}{8} \quad (2)$$

이다. 그리고 식 (2)에서 $I_{P_i} (= \pi \frac{d_i^4}{32})$ 는 극관성모멘트이며, G 는 횡탄성계수이고, L_i 는 수평축의 길이이다. D_i 는 원판의 직경이고, m_i 는 원판의 질량이다. 식 (1)을 정리하면,

$$[M] \ddot{\theta} + [K] \theta = 0 \quad (3)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & J_n \end{bmatrix}, \quad [K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \dots & 0 \\ -K_2 & K_2 + K_3 - K_3 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & -K_3 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & K_n \end{bmatrix}$$

식 (3)에서

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \Theta_1 \cos(\omega t + \phi) \\ \theta_2 &= \Theta_2 \cos(\omega t + \phi) \\ &\vdots \\ \theta_n &= \Theta_n \cos(\omega t + \phi) \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)과 같이 단순조화운동이라 가정하고, 식 (3)에 대입하면,

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 J_1 + K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \dots & 0 \\ -K_2 & -\omega^2 J_2 + K_2 + K_3 - K_3 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & -K_3 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -\omega^2 J_n + K_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \\ \vdots \\ \Theta_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

식 (5)에서 진동수방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{vmatrix} -\omega^2 J_1 + K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \dots & 0 \\ -K_2 & -\omega^2 J_2 + K_2 + K_3 - K_3 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & -K_3 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -\omega^2 J_n + K_n \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

식 (6)에 의해서 고유진동수를 구한다. Fig. 2에 실험에 사용된 3가지 형식의 모델조건을 나타내었다.

Fig. 2의 3가지 형식의 모델들의 질량관성모멘트와 비틀림 스프링 상수값을 구하고, 왼쪽 끝단은 고정단으로 하고, 오른쪽 끝단은 자유단으로 간주하여 고유진동수를 구하였다.

이때, 오른쪽단의 축은 마지막 원판 D_3 에 부가하여 3가지 모델에 대하여 구한 고유진동수는 Table 1과 같다.

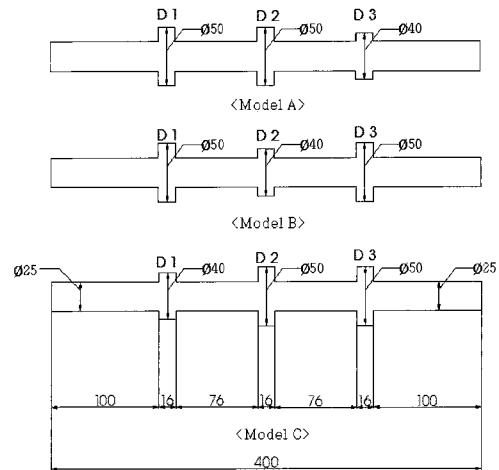


Fig. 2 Schematic diagram of experimental models

Table 1 Natural frequencies of experimental model

Item	Natural Frequencies(Hz)		
	f_1	f_2	f_3
Model A	1,568.44	4,503.45	6,555.91
Model B	1,482.07	4,235.72	8,743.11
Model C	1,399.58	4,784.11	8,197.28

Table 1의 각 모델의 고유진동수는 실험회전수영역보다 훨씬 높아 실험회전수영역에 고유진동수가 포함되지 않음을 확인하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

레이저시스템을 이용한 비틀림 진동계는 회전하

는 물체에 직접 접촉하지 않고, 비틀림 진동의 각변위와 각속도를 측정할 수 있는 비틀림 진동 측정 장치이다. 측정은 원판의 원주표면으로부터 50~500 mm의 거리에서 이루어지며, 측정 가능한 진동수의 범위는 0.3~1000 Hz이고 비틀림 진동 각속도는 0.3~7000 deg/sec, 비틀림 진동 각변위는 0.01~12 deg이다.

Fig. 3은 본 실험에 사용된 실험 장치의 개략도이다. 비틀림 진동은 속도제어 서어보계에 있어 고성능의 서어보 기술을 실현하는데 장애가 되고 있다. 그래서, 본 실험장치에서는 모든 운전영역에서 RPM의 순간적 변동을 방지하고 정속성을 유지시키기 위해 회전축의 구동장치로 AC서어보 모터를 구동장치로 사용하였다. 또한, 속도제어기는 디지털 제어방식을 사용하여 정확한 회전수를 얻을 수 있었고, 정속성 또한 우수한 결과를 얻었다. 시험편은 크기가 다른 3개의 원판이 부착된 수평축으로써 SM45C를 사용하여 1차 기계가공 하였으며, 진직도와 진원도를 확보하기 위하여 2차 연마가공한 후 원판은 링 체결방식으로 수평축에 결합하였다. 비틀림 진동 측정은 비틀림 진동 변환기에서 발생하는 10 mm간격인 두 개의 레이저 빔을 회전하는 물체에 투사시켜 비틀림 진동 변환기로 산란되어 돌아오는 레이저 빔을 도플러 변환에 의해 주파수로 변환된 회전체의 RPM, 비틀림 진동 각속도, 비틀림 진동 각변위를 비틀림 진동계에서 측정하였다. 또한, FFT 분석기로 비틀림 진동계에서 측정된 RPM, 비틀림 진동 각속도, 비틀림 진동 각변위 등을 분석하고 분석된 값을 내장된 프린터를 이용하여 출력하였다.

3.2 실험방법

실험 장치에 모터와 수평축을 커플링으로 고정시킨 후 수평축의 회전속도를 600 rpm에서 100 rpm 간격으로 증가시키면서 수평축 자체의 비틀림 진동 특성을 실험하였다. 단 실험의 안전을 위해 회전속도를 600 rpm에서 1500 rpm까지 측정하였다. 레이저 계측기는 비틀림 진동 변환기의 광전 변환기로 되돌아오게 하기 위하여 회전축 링 부분의 표면에 미세한 유리구슬 층이 부착된 반사성이 높은 역반사 테이프(B&K QA0214)를 부착시켰다. 비틀림 진동 변환기와 측정면 사이의 거리는 30 cm의 거리를 두고, 측정의 방향은 목표물과 레이저 광선이 90°의 각을 이루도록 하였다. 비틀림 진동계의 측정 모드

를 회전속도로 고정하고, 수평축의 RPM을 측정하고 회전속도를 일정하게 한 후 원판의 각변위와 각속도의 변화를 측정하였다. 계속적으로 변화되는 원판의 각변위와 각속도 변화의 최대값을 읽기 위하여 피크홀드 기능을 사용하여 피크치를 읽었고, 오차를 줄이기 위하여 각각의 지점에서 5회씩 반복 측정하였다.

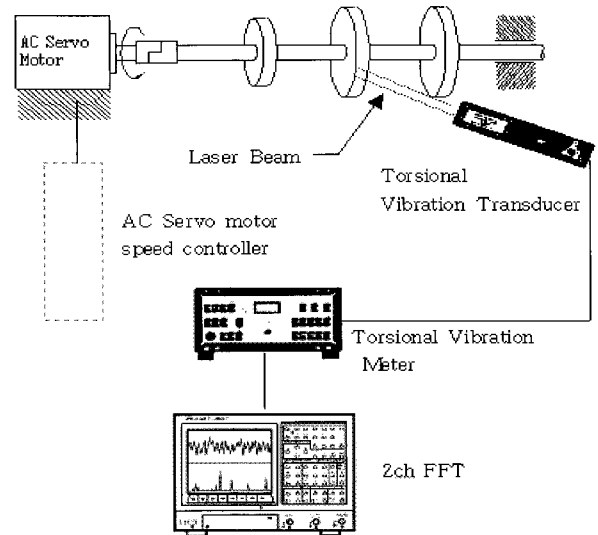


Fig. 3 Schematic diagram of experimental setup

4. 각 모델별 결과 고찰

4.1 비틀림 진동 각변위

Fig. 4는 모델 A일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 비틀림 진동 각변위를 계측한 것이다. 800 rpm일 때 각 원판의 각변위의 변화가 작아 축이 거의 비틀리지 않는 상태로 회전함을 알 수 있다. 그러나 1000 rpm에서는 원판 D_2 와 D_3 는 각변위가 같아 두 원판을 연결하는 축은 거의 비틀림 진동이 일어나지 않고 있으나 원판 D_1 과는 상당한 각변위의 차이를 보이고 있어, 원판 D_1 과 D_2 사이의 축이 상대적으로 비틀림 진동의 진폭이 큼을 알 수 있다. 마찬가지로, 1300 rpm에서는 원판 D_1 과 D_3 의 각변위는 차이가 없으나 원판 D_2 와는 역시 각변위의 차이가 커서 원판 D_1 과 D_2 그리고 D_2 와 D_3 를 연결하는 두 축 모두 비틀림 진동의 상대진폭이 큼을 알 수 있다. 이와 같은 경향은 1400 rpm에서도 거의 마찬가지로 알 수 있다.

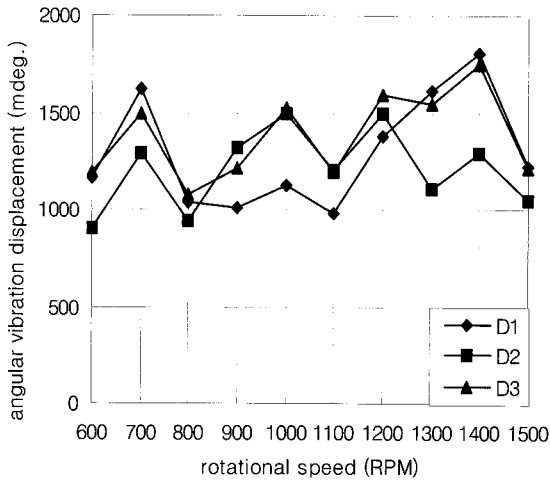


Fig. 4 Experimental results of angular vibration displacements of the model A

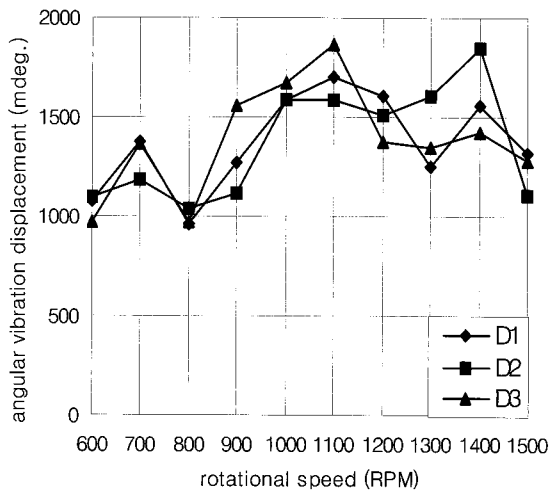


Fig. 5 Experimental results of angular vibration displacements of the model B

Fig. 5는 모델 B일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 비틀림 진동 각변위를 계측한 것이다.

800 rpm일 때 Fig. 4와 같이 각 원판의 각변위의 변화가 작아 축이 거의 비틀리지 않는 상태로 회전함을 알 수 있다. 그러나 900 rpm에서는 원판 D_1 과 D_2 사이의 축보다는 원판 D_2 와 D_3 사이의 축의 비틀림각이 상대적으로 큼을 알 수 있고, 1000 rpm에서는 작아지고 있다. 1100 rpm과 1200 rpm에서는 상대적으로 작은 축의 비틀림 진동을 유지하다가 1300 rpm에서는 원판 D_1 과 D_2 의 사이의 축이 원판 D_2 와 D_3 사이의 축의 비틀림보다 커지고, 1400 rpm에서는 다시 원판 D_2 와 D_3 사이의 축의 비틀림 진폭이 커지는 변화를 보이고 있다.

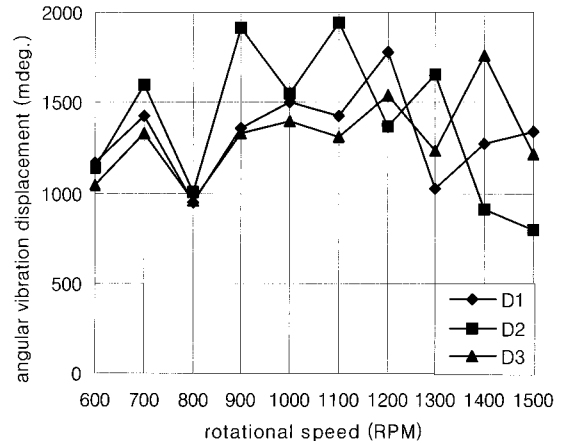
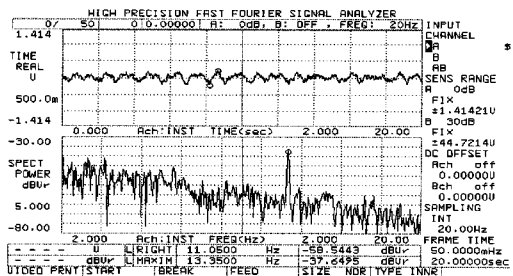


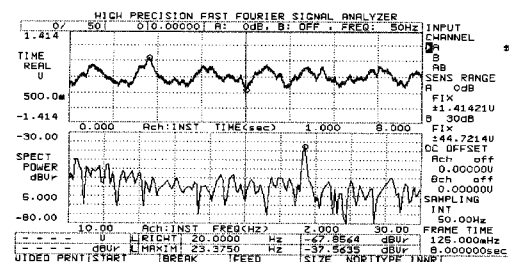
Fig. 6 Experimental results of angular vibration displacements of the model C

Fig. 6은 모델 C일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 비틀림 진동 각변위를 계측한 것이다.

모델 C에서도 800 rpm일 때 각 원판의 각변위의 변화가 작아 축이 거의 비틀림 진동이 일어나지 않음을 알 수 있다. 900 rpm에서 원판 D_1 과 D_2 및 원판 D_2 와 D_3 상대 각변위가 급격히 증가하여 비틀림 진동이 일어남을 알 수 있고, 1000 rpm에서 다시 작아졌다가 1100 rpm에서 커짐을 알 수 있다.



(a) minimum value(800 rpm, D_3 point)



(b) maximum value(1400 rpm, D_3 point)

Fig. 7 FFT spectrum analysis in the model C (angular vibration displacement)

1300 rpm과 1400 rpm에서는 동일한 경향을 보이고 있으며, 특히 1400 rpm에서 원판 D_2 와 D_3 사이의 상대 각변위가 가장 커서, 이때의 축의 비틀림 진동이 최대임을 알 수 있다.

모델 C의 경우가 모델 A와 B에 비해서 원판 D_1 , D_2 , D_3 사이의 축의 비틀림 진동 진폭이 크게 나타나고 있어, 원판의 배치에 의하여 비틀림 진동의 진폭을 제어할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 모델 C일 때 D_3 위치에서의 각변위에 대한 주파수 분석결과이다. (a)는 800 rpm일 때 최소값을 나타낸 것이고, (b)는 1400 rpm일 때 최대값을 나타낸 것이다.

4.2 비틀림 진동 각속도

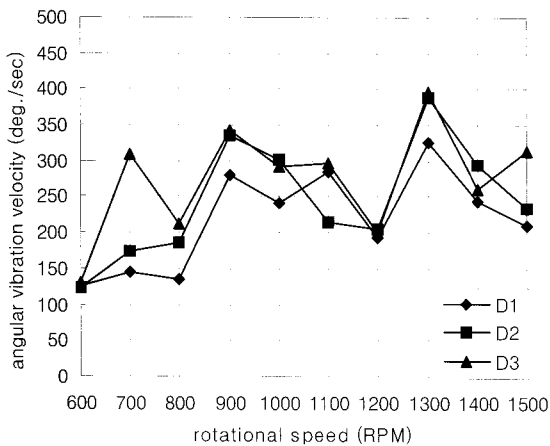


Fig. 8 Experimental results of angular vibration velocities of the model A

Fig. 8은 모델 A일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 원판의 회전 각속도의 변화를 계측한 것이다. 700 rpm에서 원판 D_1 과 D_2 에 비해서 원판 D_3 의 각속도의 차이가 크나, 그 외에는 큰 차이를 보이고 있지 않다.

Fig. 9는 모델 B일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 원판의 회전 각속도의 변화를 계측한 것이다.

1000 rpm과 1100 rpm, 그리고 1300~1500 rpm에서 원판 D_1 과 D_2 및 D_3 사이에 회전 각속도의 차이를 보이고 있으나, 이 경우 축의 비틀림 진동 진폭이 크지 않다면 문제시 되지 않을 것으로 생각된다.

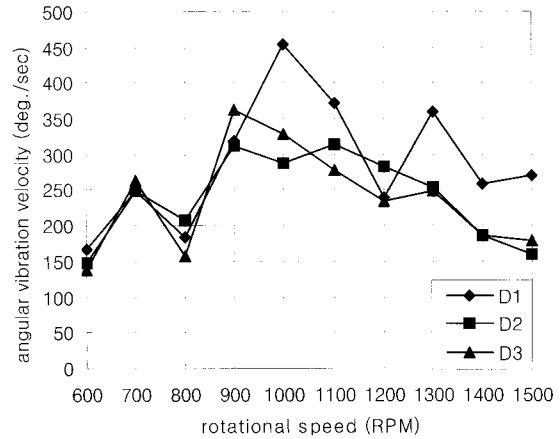


Fig. 9 Experimental results of angular vibration velocities of the model B

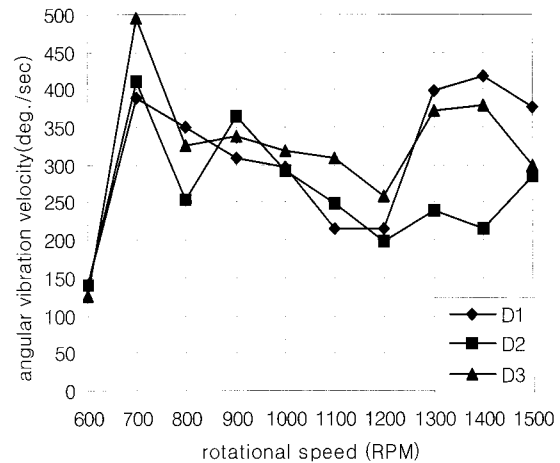


Fig. 10 Experimental results of angular vibration velocities of the model C

Fig. 10은 모델 C일 때 회전수를 600~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키면서 각 원판 D_1 , D_2 , D_3 위치에서 원판의 회전 각속도의 변화를 계측한 것이다. 600 rpm과 700 rpm사이에서 각 원판의 회전 각속도의 변화가 크게 증가하고 있으며, 1300 rpm과 1400 rpm에서는 Fig. 7의 각변위에서와 같이 원판 D_1 과 D_2 그리고 원판 D_2 와 D_3 사이의 각속도 변화의 차이가 커서, 이 부근의 비틀림 진동이 상대적으로 문제가 될 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 자동차의 캠축을 대상으로 캠코를 원판으로 모델링한 회전축의 비틀림 진동을 비접촉 진동계로 계측하여 실험적으로 고찰하였다.

원판의 크기를 변화시켜 원판을 A, B, C 3가지

모델로 재배치하여 실험을 수행하고, 그 특성을 검토한 결과, 모델 C에서 알 수 있는 바와 같이 원판의 배치여하에 따라서 진동의 특성이 현저하게 달라질 수 있음을 알 수 있다.

참고 문헌

1. 中川泰任, 1988, "騒音の諸要因による 生理機能(身體的・精神的)の變化と影響, 公害と對策", 日本機械學會論文集, Vol. 24, No. 8, pp. 11~14.
2. 박일수, 안찬우, 1997, "단축의 비틀림 진동 특성에 관한 연구", 東亞大學校, 生産技術研究所, 第2卷, 第1號, pp. 23~31.
3. 전오성, 김정태, 1995, "회전체의 비틀림 고유진동 해석", 大韓機械學會論文集, 第19卷, 第6號, pp. 351~1362.
4. 조승호, 1989, "비틀림 진동특성을 고려한 서어보 모터계의 디지털 최적제어", 한국정밀공학회지, 제6권, 제4호, pp. 52~60.
5. 최명수, 문덕홍, 심재문, 2003, "디젤기관 추진축계의 설계를 위한 비틀림 진동해석 전산프로그램의 개발", 한국동력기계공학회지, 제7권, 제2호, pp. 23~28.
6. 양보석 외 4인, 1997, "고속엔진 축계용 점성 비틀림 진동감쇠기의 성능해석 및 실험", 한국동력기계공학회지, 제1권, 제1호, pp. 98~105.
7. 문덕홍, 최명수, 심재문, 1997, "동강성계수의 전달을 이용한 축계의 비틀림진동 해석", 한국동력기계공학회지, 제1권, 제1호, pp. 91~97.
8. 박일수, 2007, "Disk가 부착된 회전축의 비틀림 진동 특성에 관한 연구", 2007년도 한국동력기계공학회 추계학술대회 논문집, pp. 334~339.