

# 자동차용 중공 구동축의 진동감쇠제어 연구

## A Study of Vibration Damping Control for Hollow Drive Shaft

박 정 현\* · 홍 성 근\* · 이 광 희\* · 이 철 희† · 김 철 현\*\* · 조 원 오\*\*

Jeong-Heon Park, Sung Geun Hong, Kwang Hee Lee, Chul-Hee Lee,  
Cheol Hyun Kim and Won Oh Cho

(2012년 5월 18일 접수 ; 2012년 6월 7일 심사완료)

**Key Words :** Magneto-rheological Elastomer(자기유변탄성체), Vibration Damping(진동감쇠), Drive Shaft(구동축), Smart Material(지능재료)

### ABSTRACT

This paper presents a solution of the vibration reduction in the hollow shafts by using magneto-rheological(MR) elastomer. Proposed active damping structure is built by embedding the MR elastomers whose elastic modulus is controllable by an applied magnetic field. MR elastomers consist of synthetic rubber filled with micron-sized magnetizable particles. For reduction of vibration, dynamic damper of hollow shaft is designed by using MR elastomer and equipped in the hollow shaft for the application to drive shaft. Experiment results are shown through the experiments to confirm the effect of MR elastomer dynamic damper for vibration reduction. Thus, the designed damping structure can be applied to vibration absorber used in drive shafts as well as the propeller shafts.

### 기 호 설 명

$A$  : 샤프트의 단면적  
 $D$  : 중공샤프트의 외경  
 $E$  : 탄성계수  
 $F$  : 외부에서 가해진 힘  
 $J$  : 극 관성 모멘트  
 $L$  : 샤프트의 길이  
 $d$  : 중공샤프트의 내경  
 $\delta_{st}$  : 스프링 정적 변위량  
 $k$  : 스프링의 강성  
 $m$  : 질량  
 $m_a$  : 보조시스템의 질량

$\mu$  : 샤프트와 보조시스템의 고유진동수의 비율  
 $\omega$  : 샤프트의 고유진동수 ( $\omega = \omega_n$ )  
 $\omega_a$  : 보조시스템의 고유진동수  
 $\omega_0$  : 기본시스템의 고유진동수  
 $\rho$  : 샤프트의 밀도  
 $u_0$  : 시스템의 움직임의 크기  
 $w_0$  : 기본시스템의 고유진동수  
 $x_0$  : 기본시스템의 움직임의 크기

### 1. 서 론

보다 정확하고 빠르면서도 탑승자가 편안함을 느낄 수 있는 자동차를 만들기 위하여 자동차 제조업체에서는 많은 노력을 기울이고 있다. 자동차 내부의 탑승자에게 불편함을 줄 수 있는 요인에는 여러 가지가 있지만 그중에서도 구동축의 진동은 소음 및 진동을 발생시키는 가장 큰 원인 중 하나이다. 구동축에서 일어나는 소음 및 진동을 줄이기 위하

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과  
E-mail : chulhee@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7311, Fax : (032)873-7311

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 장암칼스(주) (CALS Co.)

<http://dx.doi.org/10.5050/KSNVE.2012.22.6.582>

여 많은 연구가 행해졌고 그 결과 진동을 흡수할 수 있는 중공샤프트가 만들어졌다<sup>(1-3)</sup>. 그러나 모든 구조물은 하나이상의 고유진동수를 가지고 있기 때문에 외부에서 가해지는 진동이 이 고유진동수와 일치하게 될 경우에 공진현상이 일어나면서 큰 진동과 소음이 발생하여 악영향을 미치게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 능동제어를 통하여 기계적인 특성을 변화시킬 수 있는 지능재료(*smart material*)를 사용하여 소음 및 진동문제를 해결하고 있다. 지능재료에는 전기유변재료, 자기유변재료, 압전재료, 형상기억합금 등이 있는데<sup>(4)</sup> 그 중 하나인 자기유변재료는 주변에서 자기장을 가하게 될 경우에 재료내부에 있는 금속입자들이 배열하면서 기계적인 성질이 변화하는 재료를 말하며 크게 자기유변유체(*MR fluid*)와 자기유변탄성체(*MR elastomer*)로 나누어진다. 자기유변유체는 자동차 브레이크, 클러치, 댐퍼, 파워 트레인, 엔진 마운트 등의 여러 분야에서 적용되고 있으나<sup>(4-11)</sup> 기본적으로 유체가기 때문에 사용함에 있어서 밀폐된 공간을 필요로 하며 시간이 지나면 입자가 가라앉아 성능저하의 원인이 되며 유체가 누수 될 경우에 환경오염을 유발시킬 수 있다는 단점이 있다.

이러한 단점을 해결하기 위하여 새로 개발된 재료가 자기유변탄성체다. 자기유변탄성체는 천연 고무나 실리콘고무에 금속입자가 들어있는 재료로써 자기유변유체의 특성을 지니면서도 고체이기 때문에 자기유변유체에 비해서 사용이 편리하며 적용이 쉽다. 이 연구에서는 자기유변탄성체를 적용한 다이내믹 댐퍼(*dynamic damper*)를 자동차 구동축에 적용하여 자기유변탄성체 주위에 자기장을 가하여 기계적인 성질을 변화시킴으로써 구동축의 공진주파수 이동 및 진폭 감소에 대하여 연구하였다.

## 2. 동흡진기

외부에서 가해지는 진동에 대하여 튜닝된 보조시스템이 있다면 이 시스템이 다이내믹 댐핑(*damping*) 역할을 한다. 기존의 시스템에 움직임이 없고 추가된 시스템의 움직임의 크기가  $u_0$ 일 때 댐핑에서 발생한 힘은 외부에서 가해진 힘  $F$ 와 반대의 방향을 가진다.

$$F = m_a \omega^2 u_0 \quad (1)$$

보조시스템의 스프링의 강성 값은 외부에서 가해지는 진동의 주파수에 대하여 튜닝된 보조시스템에서 요구하는 사항에 맞춰서 정해야 한다.

$$k = m_a \omega^2 \quad (2)$$

이처럼 동흡진기의 기본적인 개념은 쉽지만 실질적으로 어려운 것은 복합 시스템의 고유진동수를 고려하여 정확하게 설계하는 것이며 기본시스템의 고유진동수는  $w_0 = \sqrt{k/m}$ 이다.

$$\frac{x_0}{\delta_{st}} = \frac{1 - \frac{w^2}{w_a^2}}{\left(1 - \frac{w^2}{w_a^2}\right)\left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right) - \left(\frac{w^2}{w_0^2}\right)\mu} \quad (3)$$

공진의 분모 값은 0이며  $w$ 는  $w_n$ 으로 지정되어 있다.

$$w_n^2 = \frac{w_a^2(1+\mu) + w_0^2}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{w_a^2(1+\mu) - w_0^2}{2}\right]^2 + w_a^2 w_0^2 \mu} \quad (4)$$

명목상으로 댐핑은 가진주파수에 대해서 조정되기 때문에  $w_n^2$ 는 외부에서 가해지는 가진주파수와 흡사하다.  $w_n^2/w_a^2$ 의 비율은 공진을 피하기 위하여 요구되는 조정 민감도의 수치로써 다양한 비율의  $\mu$ 의 함수로 주어진다. 이처럼 동흡진기는 그 외의 흡진기가 없는 상태에서 기본시스템이 외부에서 가해지는 진동과 공진현상을 일으킬 때 가장 보편적으로 사용된다<sup>(12)</sup>.

## 3. 다이내믹 댐퍼 설계

자기유변탄성체를 적용한 다이내믹 댐퍼를 제작하기 위해서는 *damper*의 제작에 필요한 재질의 물성치가 필요하며 각 재료의 물성치는 Table 1에서 나타냈다. 실험에서 사용하기 위하여 만든 자기유변탄성체는  $\alpha, \omega$ -Vinyl polydimethylsiloxane과  $\alpha, \omega$ -Hydroxy polydimethylsiloxane를 이용하여 Hydrosilylation 반

응을 통해 만들어진 실리콘 젤에 철, 니켈, 구리 분말을 첨가하여 제작하였다<sup>(14)</sup>. 이 수치들을 통해서 다이내믹 댐퍼의 크기를 결정할 수 있으며 고유진동수 방정식은 다음과 같다<sup>(13)</sup>.

$$\omega = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \quad (5)$$

where

$$J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4), A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

이 실험에서 사용한 자동차용 구동축의 고유진동수는  $\omega = 1.6276 \times 10^3$  rad/s이다. 다이내믹 댐퍼의 효과를 극대화하기 위하여 댐퍼의 고유진동수는 구동축의  $\omega$ 값과 같아야 한다.

다이내믹 댐퍼는 알루미늄 케이스 및 자기유변탄성체로 구성되어 있다. 외부 알루미늄 케이스는 자기유변탄성체의 외부를 감싸서 댐퍼의 형체를 유지할 수 있도록 되어 있다. 가장 중요한 점 중 하나는 다이내믹 댐퍼가 구동축의 내부에 삽입되기 때문에 외부 알루미늄 케이스의 수치가 구동축의 내경보다 작아야 한다는 것이다. 이와 같은 요소를 고려한 결과 외부 알루미늄 케이스의 외경은 59.6 mm이며 두께는 2 mm이다. 이때 자기유변탄성체의 두께가 16 mm이며 방향성은 비방향성을 가졌을 때 공진주파수의 이동정도가 가장 크다는 것을 알 수 있었다<sup>(14)</sup>. 이 실험에서 쓰이는 다이내믹 댐퍼의 모양에서는

자기유변탄성체의 수직방향의 두께가 위쪽 부분과 아래쪽 부분으로 나누어진다. 따라서 자기유변탄성체의 두께는 8 mm로 결정할 수 있다. 마지막으로 내부 알루미늄 케이스는 샤프트와 댐퍼의 총 질량과  $w$ 를 통해서 결정된다. 이 관계를 통하여 내부 케이스의 두께는 2 mm가 적합하며 내부 케이스의 지름은 39.6 mm가 적합함을 알 수 있다. Fig. 1은 이 요소를 적용하여 최종적으로 실험에 적용할 수 있도록 제작한 다이내믹 댐퍼의 모습이다. 두 개의 알루미늄으로 제작된 파이프 안에 자기유변탄성체를 삽입한 형태다.

#### 4. 유한요소 해석

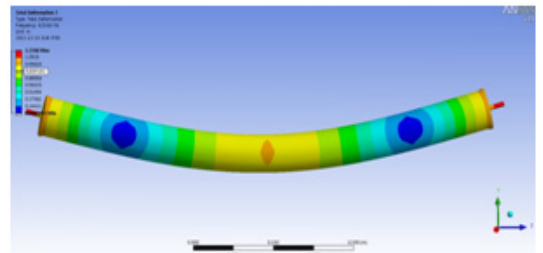
실제로 실험을 수행하기 전에 유한요소 해석을 통하여 다이내믹 댐퍼를 삽입하였을 때 고유진동수의 이동 및 진동을 확인해볼 수 있다. 미리 컴퓨터로 시뮬레이션을 행함으로써 실제로 실험을 하기 전에 결과를 미리 예측할 수 있기 때문에 실제 실험 장비 구성에 도움을 받을 수 있으며 실험 전에 실험 결과의 방향성을 미리 파악할 수 있다. 다이내믹 댐퍼의 삽입위치는 진동이 가장 심한 구동축의 가운데에 삽입하였음을 가정하였으며 해석은 상용 유한

Table 1 Property of material

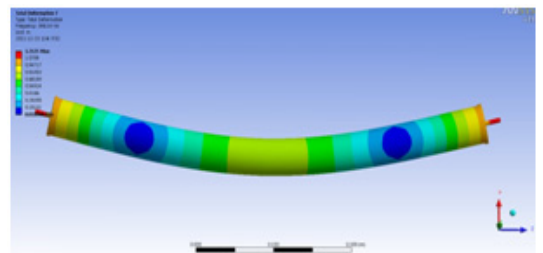
	Aluminum	MR elastomer
Density	4.0 g/cm <sup>3</sup>	2.7 g/cm <sup>3</sup>



Fig. 1 Dynamic damper



(a) Without dynamic damper



(b) With dynamic damper

Fig. 2 Finite element analysis of the shaft

요소 해석 툴인 ANSYS를 사용하여 진행되었다.

Fig. 2(a)는 댐퍼를 삽입하지 않았을 때를 가정하여 해석한 것을 나타내고 있으며 Fig. 2(b)는 댐퍼를 삽입하였을 때를 가정하여 해석한 것을 나타내고 있다. 두 그림 모두 외부에서 힘이 가해지지 않은 상태에서 구동축의 고유진동수와 일치하는 외부 진동을 가할 경우에 구동축의 벤딩 진동모드를 나타내고 있다. 댐퍼를 삽입하지 않은 구동축의 고유진동수는 420 Hz이며 댐퍼를 삽입한 구동축의 고유진동수는 386 Hz이다. 해석 결과 구동축의 가운데에서 가장 큰 진동이 발생하는 것을 볼 수 있으며 다이내믹 댐퍼를 구동축의 가운데에 위치하게 하는 것이 가장 큰 진동감쇠 효과를 나타낼 수 있음을 알 수 있다. 이 해석결과는 다이내믹 댐퍼에 자기장을 가하지 않았을 경우의 사진이므로 이때의 고유진동수의 변화는 댐퍼의 삽입에 의한 질량변화에 의한 것 이라고 볼 수 있다. 실제로 구동축의 고유진동수를 측정한 결과 428 Hz의 고유진동수를 가지고 있으며 댐퍼를 삽입하였을 때는 384 Hz의 고유진동수를 가지는 것을 확인할 수 있었다.

### 5. 실험장비 구성

Fig. 3은 구동축에 삽입된 다이내믹 댐퍼를 삽입한 후에 실험을 하기 위하여 각종 기구를 적용한 상태이다. 구동축의 가운데에 삽입된 다이내믹 댐퍼는 에폭시 수지를 이용하여 구동축에 삽입 후 고정되어 있으며 구동축의 주위에 전자석을 설치하여 0.2T 세기의 자기장을 가하여 자기유변탄성체의 특성을 변화시키게 된다. 구동축의 양 끝은 free-free 조건으로 설계하여 장치하였다. 구동축에 가하는 진동은 외부에서 축에 진동이 가해지는 경우를 가정하였기 때문에 외부에서 웨이커를 이용하여 축에 진동을 가하였다.

Fig. 4는 프로펠러 샤프트의 구조 진동 제어 성능을 평가하기 위하여 설정한 실험장치의 그림이다. 구동축의 중간 부분에 가속도 센서가 에폭시 수지로 부착되어 있으며 구동축의 진동이 시작될 경우에 가속도센서가 감지한 데이터를 증폭기와 DAQ 보드를 통하여 컴퓨터로 데이터를 송신하면 컴퓨터에서는 제어기에 신호를 보내서 진동이 가해지기 시작하고 7초가 지났을 때 구동축의 주위에 있는

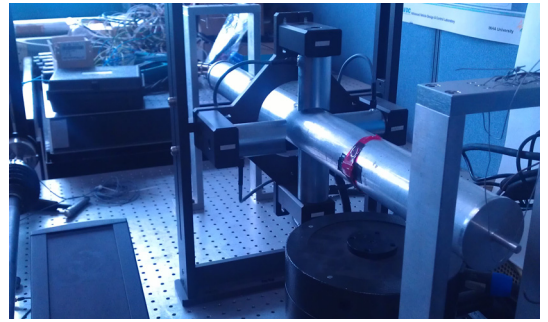


Fig. 3 Experiment setup

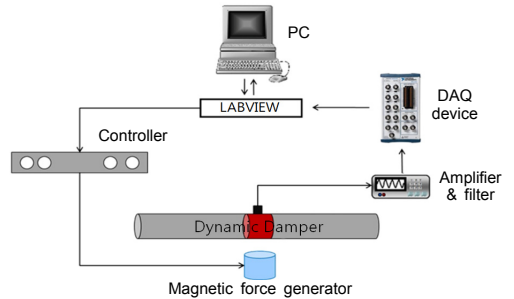


Fig. 4 Vibration control system

전자석에 자동으로 자력을 가하게 되어 다이내믹 댐퍼에 적용한 자기유변탄성체의 강성이 변하면서 구동축의 고유진동수가 변하게 되는 원리로 실험이 진행된다.

### 6. 실험결과

Fig. 5의 그래프는 구동축 안에 다이내믹 댐퍼를 적용하여 자기장을 가했을 때의 주파수 변동을 그래프로 나타낸 것이다. 특정 영역이 아닌 전체 영역에서의 주파수를 가진 하여 구동축의 고유진동수를 측정하였다. 자기장을 가하기 전의 구동축의 고유진동수는 384 Hz로 나타났었으나 자기장을 가한 후에는 394 Hz로 나타나면서 10 Hz만큼 구동축의 고유진동수가 이동하였음이 확인되었다.

Fig. 6(a)는 실험 수행 전에 Simulink 프로그램을 이용하여 시뮬레이션을 시행하여 진폭변화를 예상한 결과이며 Fig. 6(b)는 실제로 실험을 수행하였을 때의 진폭변화의 결과를 나타낸 것이다. 구동축의 고유진동수와 같은 주파수의 진동이 가해지게 되면 자동적으로 7초 후에 다이내믹 댐퍼 주위에 설치된

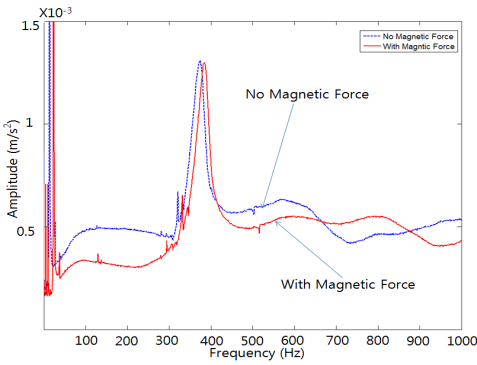
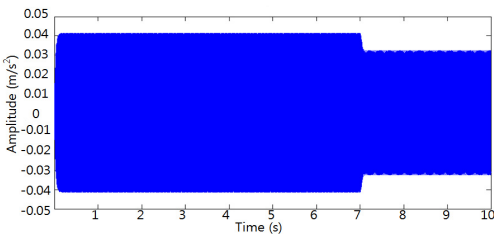
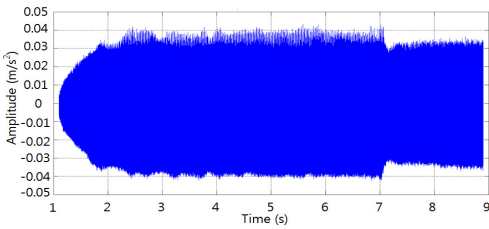


Fig. 5 Shift of natural frequency(FRF)



(a) Simulation result



(b) Experiment result

Fig. 6 Vibration control result

전자석이 0.2T의 자력을 가하게 된다. 실험 결과 7 초 뒤에 구동축에 자력이 가해지면서 다이내믹 댐퍼가 작동하면 구동축의 진폭이 약 20% 정도 감소하는 것을 볼 수 있다. (a)와 (b)를 비교하였을 때 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 매우 일치하고 있는 것을 확인할 수 있다.

## 7. 결 론

이 연구에서는 자기유변탄성체를 이용하여 속이 비어있는 구동축의 진동 제어 성능 평가를 조사하였다. 연구 결과, 자기유변탄성체의 진동특성은 자기장을 가했을 경우의 강성변화를 통한 고유진동수

의 변화를 통하여 진동을 제어할 수 있으며 기존에 선행연구 되었던 자기유변탄성체의 다양한 두께와 여러 방향성에 대한 연구 데이터를 적용하여 최적화된 두께와 방향성을 지닌 자기유변탄성체를 선정하여 다이내믹 댐퍼를 제작할 수 있었다.

다이내믹 댐퍼를 구동축에 적용하였을 때의 고유진동수 이동을 측정해 본 결과 적용하기 전에는 384 Hz의 고유진동수를 나타냈으나 적용 후에는 394 Hz의 고유진동수를 나타냈다. 그 후에 구동축의 진폭을 측정한 결과 다이내믹 댐퍼를 적용하였을 때가 적용하기 전보다 약 20%의 진폭이 절감되는 것을 확인할 수 있다. 추후에 상용화 될 경우에 구동축에 가해지는 외부진동을 감지하여 구동축의 고유진동수와 일치하는 진동이 가해질 경우에 다이내믹 댐퍼에 자기장을 가하여 공진주파수를 이동시키면서 구동축의 진동을 감소시킬 수 있다.

이 연구에서 나타난 고유진동수의 변화폭은 매우 크지 않으나 실험에서 사용한 다이내믹 댐퍼의 최적화가 제대로 이루어져 있지 않다는 점을 생각했을 때 추후에 댐퍼형상 및 재질에 대한 최적화를 하여 다이내믹 댐퍼의 진동감쇠 효과를 더욱 늘릴 수 있을 것 이라고 할 수 있다.

자기유변탄성체는 기존에 사용되던 자기유변유체의 단점을 극복할 수 있기 때문에 앞으로 자기유변유체를 대체할 수 있는 새로운 소재로써 사용이 가능하다. 향후에 새로운 자동차용 서스펜션, 구동축 등에 적용하여 진동제어 연구 분야에 있어서 새로운 응용분야를 개척할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 자동차에 한정된 연구가 아니라 세탁기와 같은 가전제품에도 자기유변탄성체를 사용하여 가전제품의 진동을 감소시켜서 보다 편리한 제품을 만들 때 이용할 수 있다<sup>(15)</sup>.

이처럼 여러 분야에서 폭넓게 자기유변탄성체를 적용하기 위하여 트라이볼로지적 특성, 열역학적 특성 및 다른 모든 종류의 기계적인 특성에 대하여 폭넓은 연구를 수행해야 할 필요성이 있다.

## 후 기

이 연구는 중소기업청에서 지원하는 2010년도 산학연공동기술개발사업(No.000408360111)의 연구수행으로 인한 결과물입니다. 이 연구는 지식경제부와

한국산업기술재단의 전략기술인력양성사업으로 수행된 연구 결과입니다. 또한 이 연구는 국토해양부 건설기술혁신사업의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

### 참 고 문 헌

- (1) Lee, C. H., Park, C. W. and Jung, S. C., 2000, A Study of NVH Phenomena in SUV Drivetrain Caused by Propelled Shaft, *Journal of Society Automotive Engineering*, p. 17.
- (2) Hong, Y., Kim, H. S., Hong, D. P., 2009, A Study on Characteristics According to the Parameter Variation for Hybrid Shaft Design, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 3, pp. 274~281.
- (3) Sini, R., Baranger, T. N., Chatelet, E. and Jacquet, G., 2008, Dynamic Analysis of Rotating Composite Shaft, *Composites Science and Technology*.
- (4) Carlson, J. D., 1991, US Patent 5054593.
- (5) Gentry, S. B., Mazur, J. F. and Blackburn, B. K., 1995, US Patent 5460585.
- (6) Dyke, S. J., Spencer, B. F., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1998, An Experimental Study of MR Dampers for Seismic Protection, *Smart. Mater. Struct.*, Vol. 7, pp. 693~703.
- (7) Hoang, N., Zhang, N. and Du, H., 2009, A Dynamic Absorber with a Soft Magneto-rheological Elastomer for Powertrain Vibration Suppression, *Smart. Mater. Struct.*, 18.
- (8) Du, H., Li, W. and Zhang, N., 2011, Semi-active Variable Stiffness Vibration Control of Vehicle Seat Suspension Using an MR Elastomer Isolator, *Smart. Mater. Struct.*, 20.
- (9) Li, W., Kostidis, K., Zhang, X. and Zhou, Y., 2009, Development of a Force Sensor Working with MR Elastomers, *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*.
- (10) Carlson, J. D. and Weiss, K. D., 1995, US Patent 5382373.
- (11) Deng, H. and Gong, X., 2008, Application of Magneto-rheological Elastomer to Vibration Absorber, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 13, pp. 1938~1947.
- (12) Harris, C. M., 1997, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill, New York City.
- (13) Hill, S. J. and Tipper, T. A., 1992, *Universal Joints and Driveshafts*, Springer, New York City.
- (14) Park, J. H., Lee, C. H., Kim, C. H. and Cho, W. O., 2011, A Study of Vibration Characteristics of MR Elastomers Based on Silicon, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 8, pp. 714~719.
- (15) Kim, T. J., Kim, B. J., Kim, S. O., Min, J. H. and Chung, J. T., 2012, Dynamic Analysis of a Washing Machine Using a Multi-body Dynamic Model, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 1, pp. 88~93.
- (16) Jeon, J. C., Sohn, J. W. and Choi, S. B., 2011, Vibration Control of Stiffened Hull Structure Using MFC Actuator, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 7, pp. 643~649.