

센터 베어링으로 지지된 추진축을 갖는 구동계에서의 진동흡진기의 영향에 대한 연구

A Study on the Effects of Dynamic Vibration Absorber for Driveline with Propeller Shaft Supported by Center Bearing

강영춘* · 임재환** · 정호일*** · 이규령** · 이창노**** · 임홍재**

Young Chun Kang, Jae Hwan Lim, Ho Il Jeong, Kyu Ryung Lee, Chang Ro Lee and Hong Jae Yim

Key Words : CV joint(등속 조인트), Driveline(구동계), Flexible Body(유연체), Primary Vibration System(주진동계),
Vibration Absorber(진동흡진기)

ABSTRACT

This paper is to study vibration effects of the dynamic vibration absorber. Multi-body dynamic analysis is carried out for the vehicle driveline model using ADAMS with flexible propeller shaft attached with the vibration damper. Primary bending mode frequency of the propeller shaft is obtained from the simulation and coincides with the experimental result. Various design parameters are studied in dynamic simulation operated by the engine torque input. This paper identifies the responses of dynamic vibration absorbers in the driveline with propeller shaft, which will be used to find out optimal design parameters.

기호설명

1. 서 론

- ω_p : 주진동계의 고유진동수
- ω_a : 진동흡진기의 고유진동수
- μ : 질량비
- β : ω_p / ω_a
- r : 구동주파수와 고유진동수의 비
- ζ : 감쇠비
- λ : 주진동계의 진동수비

자동차의 진동은 응답부의 주기적 입력에 의해 차량의 안 전도와 밀접한 관계가 있을 뿐 아니라 진동에 의해 발생하는 소음은 운전자에게 불쾌감을 준다. 이러한 진동은 많은 다른 진동 요소들과 넓은 주파수 대역에 걸쳐 공진현상으로 나타나기 때문에 저주파로부터 고주파까지 광범위하게 발생된다. 진동 발생원으로는 불규칙한 노면으로부터 타이어와 현가장치를 통해 차체에 전달되는 외부 발생원과 엔진 회전에 따라 구동계를 통해 차체로 전달되는 내부 발생원이 있다⁽¹⁾.

종래의 주 가진원은 불규칙한 노면이었으나 근래에는 대부분의 도로가 잘 포장되어 있으므로 노면에 의한 진동보다도 엔진에서 나오는 동력을 차축에 전달하는 구동계의 진동이 실제 차량의 소음, 진동의 큰 비중을 차지 하고 있다. 최근 차량의 성능 향상을 위한 엔진 출력의 증대는 이러한 구동계의 진동을 더욱 높이는 경향이 있으며, 소비자 들의 NVH 성능에 대한 요구가 높아지면서 구동계의 진동 저감에 대한 연구는 더욱 관심이 고조되고 있다^(2,3).

* 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : soccer_young@hotmail.com
Tel : (02)914-8812, Fax : (02)910-4718

** 국민대학교 자동차공학전문대학원

*** (주) 카스코

**** 우석대학교 자동차공학과

일반적으로 구동계는 유연체인 추진축의 탄성 진동에 기인하는 전달계로서 각 모드가 연성하여 여러 가지 굽힘 모드와 비틀림 모드를 나타낸다. 특히 특정 차량 속도나 엔진 회전 수에서 나타나는 소음 진동은 굽힘 진동이 차체로 전달하여 발생한다⁽²⁾. 굽힘 진동 중에서 가장 큰 문제를 야기시키는 부분은 강성이 취약한 추진축(propeller shaft)의 공진이며, 이는 회전부의 질량 불균형, 부적절한 구동계 배치에 의한 조인트 각 등이 가진원이 된다고 알려져 있다.

이러한 구동계 진동은 차량의 고속 주행 시에는 대단히 커지고 구동계 굽힘 고유진동수에 일치하는 회전수로 주행 시에는 진폭이 매우 커져 추진축의 파괴로까지 이어지는 경우가 생기므로 이를 피하기 위해서는 설계 변경에 의한 고유 진동수의 실용 회전 역 밖으로 보내는 방법이 원천적인 해결 방법이라 할 수 있으나, 진동 흡진기(dynamic vibration absorber)와 같은 장치를 이용하여 진동 저감 효과를 얻어내는 방법 또한 근래에 많이 연구되고 있다. 예를 들면 엔진의 진동 주파수와 차체의 비틀림 진동 모드 주파수를 분리하기 위해, 차체의 비틀림 모드 변형이 가장 크게 일어나는 위치에 있는 라디에이터를 동적 댐퍼(dynamic damper)로 사용하여 진동저감을 도모한 경우가 실차에 이미 적용되고 있다. 이러한 동흡진기에 관한 연구로는 안찬우⁽⁵⁾등에 의한 감쇠진동계에 부착된 복합 동흡진기의 효과에 관한 연구, 사종성⁽⁴⁾등에 의해 실험적으로 동흡진기의 효과를 파악하고 동흡진기의 진동내구에 관한 연구, Ioi⁽⁹⁾등에 의해 수치 해석적으로 최적 조건을 규명하는 연구, 조덕상⁽⁶⁾등에 의한 불규칙한 가진력을 받는 동흡진기의 내부 공진효과를 다룬 연구 등이 있다.

본 연구에서는 복잡한 구조를 갖는 차량 구동계의 진동현상을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 재현하고 진동 흡진기를 이용하여 구동계의 프로펠러 샤프트의 굽힘 진동 감도를 개선하고자 한다. 이를 위해 먼저 간단한 수학적 모델을 대상으로 진동 흡진기의 원리를 파악하고 동역학 해석 소프트웨어인 MSC/ADAMS를 이용한 시뮬레이션을 통해 진동 흡진기의 효과를 입증한다. 다음으로 센터 베어링으로 지지된 두 개의 유연 추진축을 갖는 실차 구동계에 대한 상세 모델을 구축하였다. 구축된 실차 구동계 모델의 검증을 위해 모달 실험을 수행하였으며 실험을 통하여 얻은 구동계의 관심인 굽힘 모드의 고유진동수와 ADAMS/Linear의 해석결과가 일치하여 유효성을 확인하였다. 최종적으로 이 모델에 진동 흡진기를 설치 그 효과를 확인하며, 보다 높은 성능을 내기 위하여 여러 파라미터를 조절하여 최상의 성능을 내는 파라미터를 찾고자 하였다.

2. 진동 흡진기

2.1 비감쇠 진동 흡진기

Fig. 1과 같은 진동 흡진기 모델은 2자유도 모델로서 외력이 없는 자유 진동 시 운동 방정식은 뉴턴-오일러 방정식으로 유도하면 다음과 같다.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \quad (1)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \quad (2)$$

질량 m_1 질점에 조화 가진력 $F_0 \sin \omega t$ 가 가해질 때 운동방정식은 식 (3), (4)와 같다. 이를 풀어주면 질점 1, 2의 이동 변위 X_1, X_2 는 식 (5), (6)이 된다.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_0 \sin \omega t \quad (3)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \quad (4)$$

$$X_1 = \frac{F_0}{m_1} \frac{\omega_{II}^2 - \omega^2}{(\omega_I^2 - \omega^2)(\omega_{II}^2 - \omega^2) - \frac{k_2}{m_1} \omega_{II}^2} \quad (5)$$

$$X_2 = \frac{F_0}{m_1} \frac{\omega_{II}^2}{(\omega_I^2 - \omega^2)(\omega_{II}^2 - \omega^2) - \frac{k_2}{m_1} \omega_{II}^2} \quad (6)$$

외력의 진동수 ω 가 외력이 가해지지 않는 질점의 고유진동수 ω_{II} 과 일치하는 때에는 X_1 이 0, 즉 외력이 가해지는 질점은 정지한다. 이는 감쇠기를 사용하지 않고 진동을 흡수하는 장치의 원리이다.

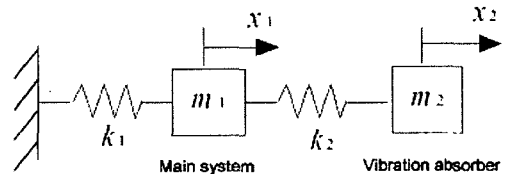


Fig.1 Vibration absorber model

2.2 비감쇠 진동 흡진기 해석

흡진기의 효과를 파악하기 위하여 보조진동계의 질량과 강성값을 조절하여, 주진동계와 보조진동계의 고유진동수를 같게 한다. Fig. 2는 진동흡진기를 부착한 ADAMS모델이며, Fig. 3과 Fig. 4는 주진동계에 정현파 입력을 주파수를 증가시켜가며 가했을 때 주진동계의 변위응답 $X_1(t)$ 를 FFT한 결과이다. 진동 흡진기를 설치하기 전 (Fig. 3)의 경우에는 고유진동수인 3.1Hz에서 peak를 보이고, 설치 후 (Fig. 4)에는 고유진동수에서 함몰하며 크기가 월등히 작은 두 개의 peak로 나누어져 있어 진동 흡진기의 효과가 있음을 알 수 있다.

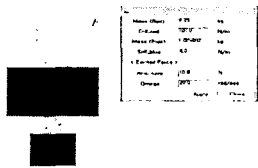


Fig. 2 Vibration absorber model in MSC/ADAMS

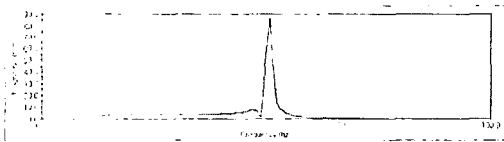


Fig. 3 FFT plot of X_1 (without vibration absorber)

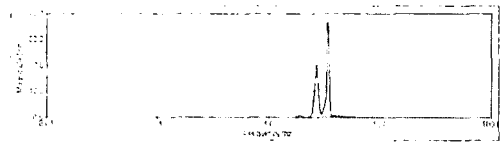


Fig. 4 FFT plot of X_1 (with vibration absorber)

2.3 진동 흡진기에서의 감쇠

흡진기가 달린 시스템에서 감쇠가 과도하게 크면 상대변위 (X_1-X_2)를 0이 되게 함으로써 흡진기가 제구실을 못하게 될 수도 있다. 하지만 적절한 감쇠는 공진을 막거나 효과적으로 흡진기의 동작 대역폭을 개선하며, 가해진 힘에 의해 공급되어지는 에너지를 발산하는 역할을 한다.

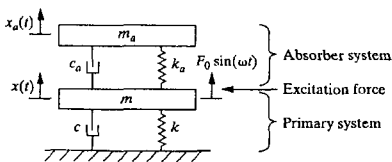


Fig. 5 Vibration absorber system

Fig. 5의 시스템 운동방정식을 풀어보면, 주진동계의 진폭은 식 (7)과 같이 쓸 수 있다. 식 (7)은 주장치의 무차원 진폭을 나타내며, 주장치의 응답의 진폭이 네 개의 물리적 매개변수에 의해 결정됨을 알 수 있다. 여기서, $\zeta = c_a/2m_a\omega_p$, $r = \omega/\omega_p$, $\beta = \omega_a/\omega_p$, $\mu = m_a/m$ 가 된다.

$$\frac{X}{\Delta} = \frac{Xk}{F_0} = \sqrt{\frac{(2\zeta r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}{(2\zeta r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2 + [\mu r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2}} \quad (7)$$

3. 구동계 모델링 및 고유진동수 해석

3.1 구동계 모델

실차 구동계의 ADAMS 모델은 Fig. 6과 같이 앞·뒤 두 개의 추진축과 센터베어링 그리고 T/M과 Rear Axle로 구성된다. T/M과 Front P/shaft는 U-조인트로, Front P/Shaft와 Rear P/Shaft는 CV 조인트로 연결되며, CV 조인트와 Rear Shaft의 연결부위는 센터 베어링을 통하여 차체에 지지되어 있다. 또한 Rear P/Shaft는 Rear Axle과 무를 통하여 U-조인트로 연결되어 있으며, T/M과 Rear Axle은 부싱을 통하여 차체에 마운트되어 있다. 각 파트의 구속 조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Constraints

Joint	I - Part	J - Part
Revolute	T/M Shaft	T/M(Ground)
Universal	Front P/Shaft	T/M Shaft
CV	Rear P/Shaft	Front P/Shaft
Revolute	Rear P/Shaft	Center bearing
Revolute	Drive Pinion	Rear Axle(Ground)



Fig. 6 ADAMS model for vehicle driveline

3.2 구동계 모드 해석

구동계의 모드 해석을 위하여 두 개의 추진축들은 유한요소 모델에 의한 유연체로 대체한다. ADAMS/Flex를 통해 유연체를 구성하고, ADAMS/Linear를 이용, 어셈블리 모델의 모드를 확인한다. Fig. 7은 구동계 모델의 굽힘모드를 나타낸다. 실차량의 실험치에서는 170~180 Hz사이를 보이며, ADAMS 해석 결과는 179 Hz로 실험 치와 유사한 결과를 보였다. 이 때 차체와 연결되는 부위인 센터베어링의 상하 방향 가속도를 FFT로 변환한 출력결과는 Fig. 8과 같다.



Fig. 7 Bending mode (179Hz)

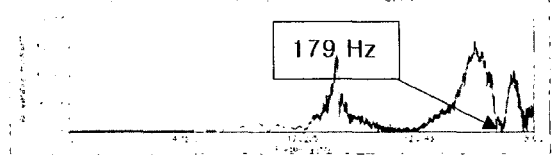


Fig. 10 Acceleration at Center Bearing with Dynamic Damper

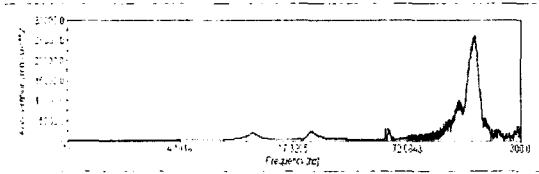


Fig. 8 Acceleration response at center bearing

5. 매개변수에 따른 응답 변화

4. 진동 흡진기 모델링 및 해석

4.1 진동 흡진기 모델

구동계의 굽힘 진동의 절연성능을 높이기 위하여 Fig. 9와 같이 동적 댐퍼를 Rear Shaft에 설치한다. 동적 댐퍼의 구조는 Fig. 9의 우측 그림과 같이 세 개의 강제 튜브 사이에 고무로 이루어져있다. Fig. 9의 우측 그림은 동적 댐퍼 역할을 할 보조 시스템의 바운스 모드로, 질량과 강성값의 조합을 통해 주 시스템인 구동계의 굽힘 모드와 고유 진동수를 일치 시켰다.

진동 시스템을 설계할 때는 종종 민감도가 높은 시스템 매개변수들을 찾고자 한다. 비감쇠 흡진기의 경우엔 흡진기의 질량과 강성값에 대한 최선의 선택은 진동진폭을 나타내는 식을 고찰해 보면 분명해진다. 하지만 다른 경우에 있어서, 특히 본 논문의 모델에서 처럼 감쇠가 포함되었을 경우, 최상의 응답을 얻기 위해 매개변수를 선택하기가 쉽지 않다. 이미 발표된 논문에서 감쇠가 있는 진동 흡진기에서 단순히 가장 높은 감쇠값이 최선의 매개변수가 아니라는 알 수 있다. 따라서 여러 가지의 매개변수를 대상으로 각각의 값을 바꾸어가며 해석을 수행, 최적의 응답을 나타내는 변수들의 조합을 찾으려 하겠다.

5.1 위치에 따른 응답의 변화

동적 댐퍼 자체의 매개변수의 영향을 파악하기 전에 우선 동적 댐퍼의 장착 위치에 따라 응답이 어떻게 변하는가를 고찰하기 위하여 Fig. 11에서 처럼 5개의 위치에 대해서 댐퍼를 설치하고 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 12에 고유진동수에서의 센터베어링의 수직 가속도 응답을 나타내었는데 각 위치에 따른 응답을 보면, 양 끝단에서 보다는 Rear Shaft의 중심부에 위치했을 때 최소의 응답을 보여주었다.

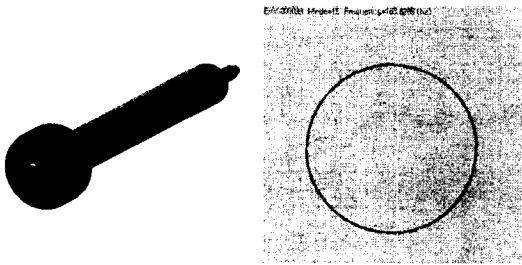


Fig. 9 Dynamic Vibration Absorber



Fig. 11 Location of dynamic damper

4.2 진동 흡진기 모델 해석

동적 댐퍼의 효과를 고찰하기 위하여, Rear Shaft의 CM 위치에 댐퍼를 설치한 후, 앞에서와 동일하게 해석을 하여 Fig. 10에 센터베어링의 상하 방향 가속도 응답을 나타내었다. Fig. 8에서 고유진동수 179 Hz 에서 $25,000 \text{ mm/s}^2$ 의 값을 보였으나, Fig. 10에서는 동적 댐퍼의 설치 후 $1,000 \text{ mm/s}^2$ 이하로 감소 하는 것을 볼 수 있다. 이를 통하여, 고유 주파수에서의 응답 레벨을 0에 가깝게 감소시키고 고유 주파수 바깥에서 두 개의 낮은 피크로 나타나게 하는 진동 흡진기의 영향을 확인할 수 있었다.

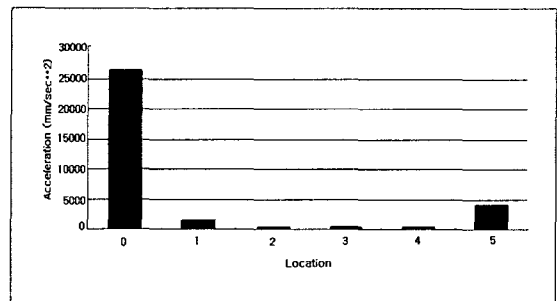


Fig. 12 Response with respect to damper location

5.2 매개변수 변화에 따른 시스템 응답의 변화

5.2.1 감쇠비에 따른 응답의 변화

감쇠비의 변화에 따른 시스템의 응답이 어떻게 변화하는지를 보기 위하여 식 (7)에서 진폭에 영향을 주는 4 개의 매개변수중에 감쇠비(ζ)를 제외한 세개의 값을 고정하였다. 고정된 각 매개변수의 값은 $\beta=1$, $\nu=1$, $\mu=0.03$ 이며, 감쇠비는 0.01, 0.1, 0.4의 세 가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 해석의 결과는 Fig. 13 과 같은데 $\zeta=0.1$ 일 때 가장 작은 값을 보이는 것을 볼 수 있다. 하지만, 단순히 응답의 크기만으로 진동 흡진기가 최대한의 효과를 나타낸다고 말할 수 없다. 즉 원래의 공진 주파수에서 최저값을 나타낸다 할지라도, 원래의 관심 주파수 대역이 아닌 다른 민감한 주파수 대역에서 피크가 나타나거나, 공진 주파수 대역 폭이 증가하는 등의 문제가 있을 수 있으므로 최종 매개변수의 선정에는 이들을 동시에 검토하여야 한다.

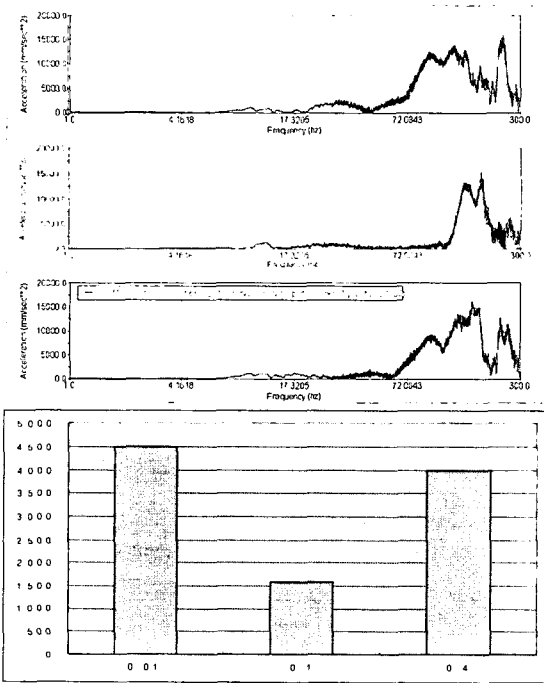


Fig. 13 Response with respect to damping ratio

5.2.2 질량비에 따른 응답의 변화

감쇠비와 마찬가지로 질량비의 변화에 따른 응답의 변화를 보기 위하여 마찬가지로 식 (7)에서 질량비(μ)를 제외한 다른 매개변수들의 값을 고정한 뒤 네 가지의 질량비의 경우에 대하여 해석을 수행하였다. Fig. 14는 해석결과를 나타낸 것이며, 위에서부터 차례로 각 질량비가 0.05, 0.15, 0.20, 0.25이다. 이때 다른 매개변수의 값은 $\beta=1$, $\nu=1$, $\zeta=0.1$ 이다. Fig. 15에서 질량비 $\mu=0.05$ 일 때, 최적의 효과를 나타내는 것을 볼 수 있다.

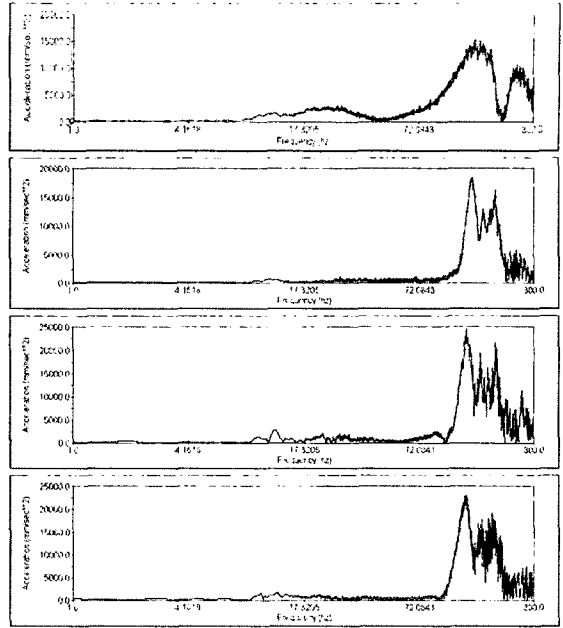


Fig. 14 Response with respect to mass ratio

6. 결론

본 논문은 센터베어링으로 지지 되어있는 차량 구동계의 리어 프로펠라 샤프트에 진동 흡진기를 설치하는데 있어서, 굽힘 진동으로 인한 진동 레벨을 최소화하고자 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 진동 흡진기의 각 매개변수에 따른 응답변화를 살펴보고 최적의 매개변수들을 선정하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 복잡한 실차 구동계를 유연체로 모델링함으로써 구동계의 진동현상에 대한 시뮬레이션을 수행할 수 있었다.
2. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 매개변수의 변화에 따른 응답 변화를 파악, 진동흡진기의 위치, 감쇠비, 질량비들의 파라미터가 진동 레벨을 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.
3. 진동 저감을 위한 진동 흡진기의 최대의 효과를 낼 수 있는 진동흡진기의 매개변수들의 값을 찾아내었다.

후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) 조정권, 2000, "자동차의 진동발생 부위별 특성", 월간 교통안전, 5월호, pp.36~39.
- (2) 이철희, 박철우, 유영일, 1999, "프로펠라 샤프트의 진동 특성이 구동계 NVH에 미치는 영향 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp.567~574.
- (3) 이창노, 김효준, 2002, "센터 베어링으로 지지된 추진축을 갖는 구동계의 차량 출발 시 진동 해석", 한국소음진동공학회 논문집, 제12권, 제12호, pp.929~934.
- (4) 사중성, 김찬목, 1999, "4륜구동 자동차의 동력기관에서 진동저감을 위한 동흡진기의 진동내구에 대한 실험적 연구", 한국소음진동공학회지, 제9권, 제6호, pp.1166~1172.
- (5) 안찬우, 최석창, 김동영, 1997, "감쇠진동계에 부착된 복합동흡진기의 효과에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제7권, 제6호, pp.1039~1048.
- (6) 조덕상, 이원경, 2000, "불규칙 가진력을 받는 동흡진기의 내부공진효과", 한국소음진동공학회지, 제10권, 6호, pp. 1041~1047.
- (7) Haug, E. J., 1989, Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems Volume I : Basic Methods, Allyn and Bacon, pp.361~387.
- (8) ADAMS Users Manual Ver. 12.0, 2002, Mechanical Dynamics Inc.
- (9) T.Ioi and K. Ikeda, 1978, "On the Dynamic Vibration Absorber of the Vibration System", JSME international journal : Bulletin of the JSME, Vol. 21, No, 151, pp.64~71.