

# 자동차탑재용 콤팩트 디스크 플레이어의 진동특성 연구

## The Vibration Study on Car Compact Disk Player

이태근\* · °김병삼\*\*  
**Tae Keun Lee, Byong Sam Kim**

**Key Words :** Car CD Player(자동차탑재용 콤팩트디스크 플레이어), Mainbase Assembly(메인베이스부), Transmissibility(전달율), Frequency Response Function(주파수응답함수)

### ABSTRACT

This study develops the vibration model to estimate the vibration energy of damper/spring assembly(mainbase assembly) for car CD player, and this model is verified by experiment. From frequency response response, we investigate the natural frequency and mode shape in the up/down direction. In order to determine the analysis frequency band, we investigate the excitation frequency from the vehicle test. As the characteristics of damper and spring is changed, we carry out the vibration test(transmissibility) and investigate the change of transmissibility.

### 1. 서론

CDP(compact disk player)는 디스크에 기록된 작은 피트로 기록된 신호를 광픽업(pick-up)이 비접촉으로 읽어 재생하는 장치이다. 초기의 CDP 는 진동이나 충격에 매우 취약하였으나, 서보(servo)제어기술 이나 메모리 장치의 발달로 인해 CDP 가 진동이나 충격에 견딜 수 있는 한계를 대폭 증가시켰다. 따라서 현재의 CDP 는 가정용으로부터 휴대용이나 차량용으로 까지 그 사용범위가 확대되고 있다. 현재의 CDP 가 진동이나 충격에 강해졌다 하지만 CDP 의 동작원리 및 특성상 차량에 사용시의 진동이나 충격조건은 대단히 가혹한 조건이 아닐 수 없다.

차량용 CDP 는 차량 주행시 발생하는 진동의 영향을 최소화하기 위하여 광픽업을 포함한 구조물, 즉 메인베이스부(mainbase assembly)가 스프링 및 댐퍼로 지지되어 있다. 댐퍼, 스프링의 지지위치 및 물성은 CDP 의 진동성능을 좌우하는 중요한 요소로서 메인베이스부의 고유진동수가 특정 진동주파수대(200Hz 이내)에 존재하지 않도록 하며, 광픽업에 인가되는 진동특성을 최소화되게 설계해야 한다.

본 연구에서는 주행하는 차량에 탑재된 CDP 의 메인베이스부에 있어서 댐퍼와 스프링에 의해 지지되는 구조물의 진동에너지 예측을 위한 모델을 수립하였고 가진기를 이용한 진동시험을 통해 모델을 검증하였다. 분석주파수 결정을 위해 실차시험을 통해 노면의 가진 주파수를 파악하였

으며, 댐퍼와 스프링의 특성 변경에 따른 진동특성의 변화를 조사하였다.

### 2. CDP 의 Damper/Spring 구조물의 진동에너지 예측을 위한 모델수립

차량용 CDP 의 구조에 있어서 CDP 진동성능을 좌우하는 중요한 요소는 광픽업을 포함한 메인베이스부이다. 따라서, Fig.1 과 같이 메인베이스부에 대한 진동모델을 수립하였다. Fig. 1 에서 점 CG 는 광픽업, 피딩시스템(feeding system), 스피들 모터(spindle motor), 메인베이스가 포함된 질량중심이며,  $w$  는 질량중심의 수직방향 변위,  $\theta_x, \theta_y$  는 각 축방향의 각변위,  $z$  는 바닥면의 수직방향 변위이다.

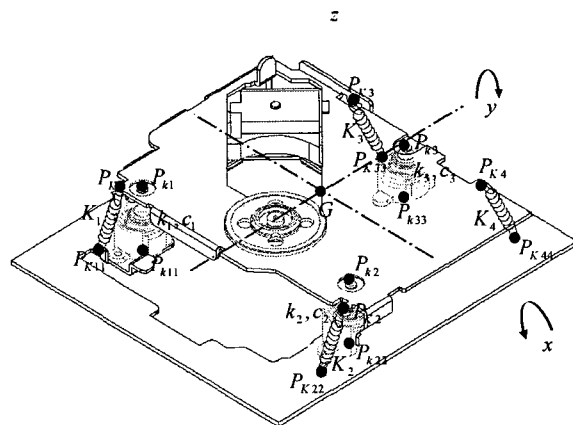


Fig.1 Vibration model of mainbase assembly

\* 광원텍㈜ CDD팀

E-mail : tklee9501@ikwt.co.kr

Tel : (031) 210-3556, Fax : (031) 210-6969

\*\*원광대학교 공과대학 기계자동차공학부

본 시스템의  $x, y$  축에 대한 질량관성 모우멘트를  $I_x, I_y$  라 하면 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[M]\ddot{\vec{X}} + [C]\dot{\vec{X}} + [K]\vec{X} = \vec{F} \quad (1)$$

또는,

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{w} \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{11} \\ F_{21} \\ F_{31} \end{bmatrix}$$

### 3. 실험 및 결과 고찰

#### 3.1 노면에 의해 가진되는 주파수 파악

차량은 여러 가지 노면을 주행하게 되며, 노면의 특성에 따라 여러 가지 주파수 대역에서 차량이 가진된다. 이에 따라 CDP 가 장착되는 위치에서 노면으로부터 전달되는 가진 주파수를 회피하여 설계하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 노면의 특성을 파악하기 위하여 여러 가지 노면을 주행할 때 CDP 가 장착되는 위치에서의 상하방향 진동량을 측정하였다.

Fig.2 는 50kph 로 주행시 노면으로부터 CDP 에 가해지는 주파수 특성을 보이고 있다. 여러 가지 노면의 측정결과로부터 관심 주파수대역을 선정할 수 있었다.

#### 3.2 실내실험 및 고찰

##### (1) 주파수응답함수

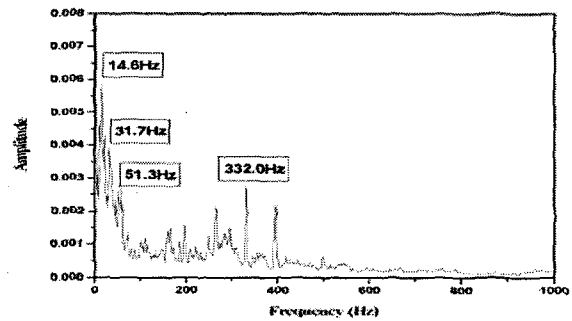
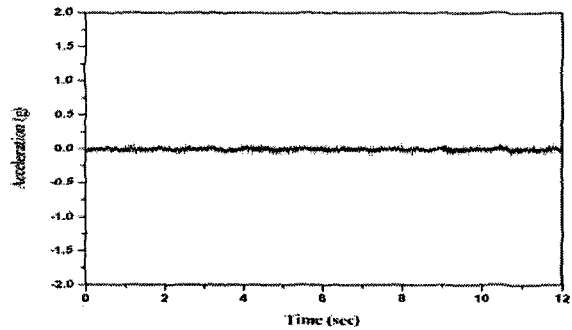
댐퍼와 스프링에 의해 지지되고 있는 메인 베이스부의 주파수응답함수를 측정하기 위해 충격해머(impact hammer)를 이용한 모달테스트(modal test)를 수행하였다. 충격해머의 가격점은 댐퍼의 고정위치를 포함하여 격자모양으로 하여 선정하였으며 가속도계는 메인베이스부의 질량 중심에(point 43) 고정하였다(Fig.3).

Fig.4 는 메인베이스부 질량중심에서의 주파수 응답함수를 보여준다. 26, 342, 350, 407Hz 에서 피크가 나타나며 이는 질량중심의 굽부진동을 포함하고 있다. 따라서 메인베이스부의 고유진동수파악을 위해서 모든 점에 대한 주파수

응답함수의 피크점을 파악하는 것이 필요하다.

25Hz 는 구조물의 상하운동에 의한 고유진동수, 342, 350, 407Hz 는 메인베이스부의 메인베이스판에 대한 고유진동수이다. 여기에서 25, 350Hz 에서의 진폭과 위상을 이용하여 진동형상을 그리면 Fig. 5 와 같다.

(a) Asphalt road (50kph)



(b) Belgian road (50kph)

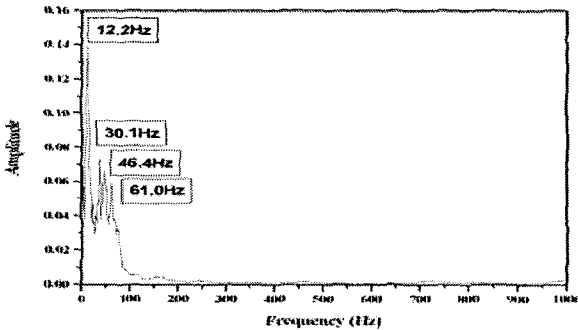
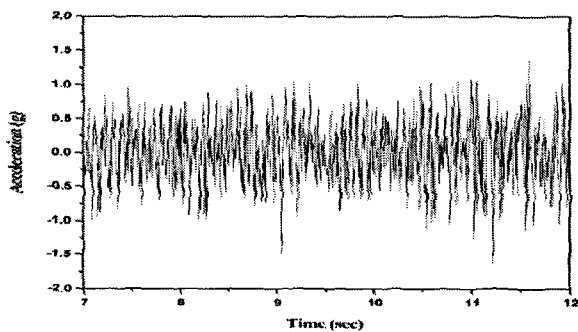


Fig.2 Frequency characteristics of road

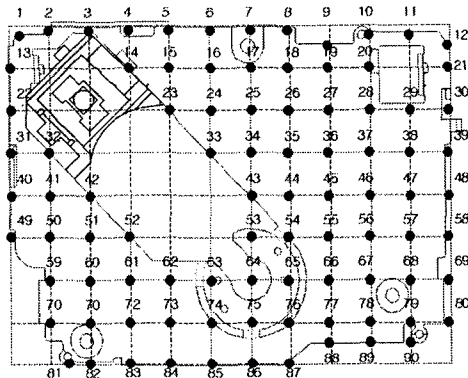


Fig.3 Impact points on mainbase system

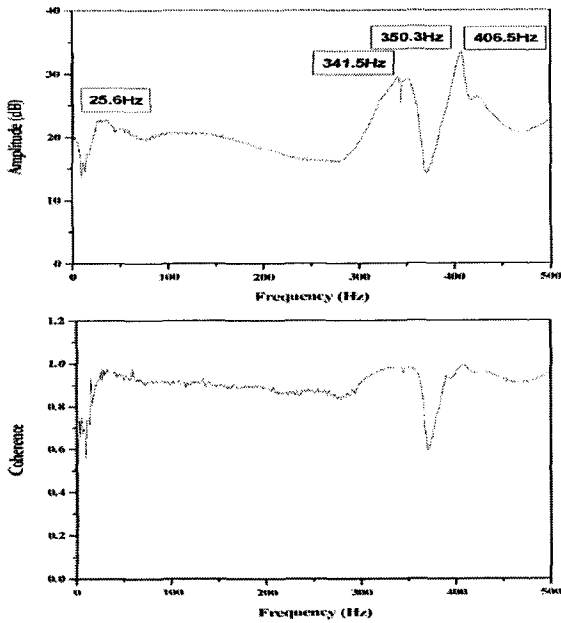
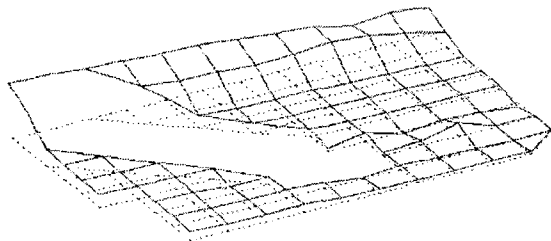


Fig.4 Amplitude of the frequency response function for point 43

(a) 25Hz



(b) 350Hz

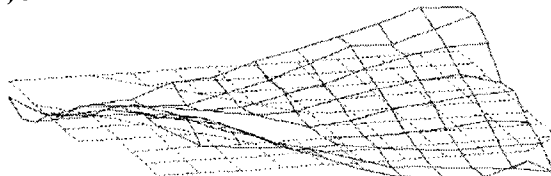


Fig.5 Mode shape of mainbase system

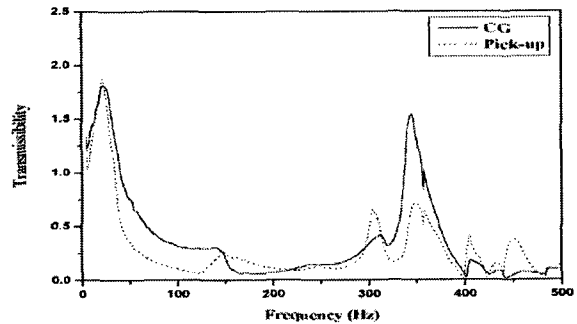
Table 1. Relative diaplacement for each natural frequency.(A:Amplitude,mm, P:Phase, deg.)

Hz	Damper 7		Damper 68		Damper 71	
	A.	P.	A.	P.	A.	P.
23	0.130	-90	0.026	-90	0.051	-90
345	0.295	-90	0.069	90	0.125	-90
408	0.039	-90	0.011	90	0.017	90

(2) 진동 전달율(transmissibility) 측정

본 연구에서는 외부로부터 입력되는 진동에 대한 메인베이스부의 진동 전달율 측정을 수행하였다. 외부로부터 가진되는 진동원으로 가진기(shaker)를 이용하였다. 메인베이스부를 지지하고 있는 댐퍼와 스프링의 영향을 조사하기 위하여 댐퍼와 스프링의 특성을 변경하며 전달율을 측정하였다. 메인베이스부의 질량중심과 픽업에서의 전달율을 구하기 위해 그 위치에 가속도계를 고정하였다. 가진 신호는 5~500Hz, 1G의 스위프사인(sweep sine)을 사용하였고, 픽업의 위치는 진동 성능에 가장 악조건인 최외주에 위치하게 하였다. 특히, 전달율에 대한 스프링과 댐퍼의 영향을 파악하기 위해 스프링의 강성과 댐퍼의 점도 및 댐퍼고무의 경도를 변경시키며 실험을 수행하였다. 본 연구에서는 주파수응답함수에서 나타난 상하 방향의 고유진동수로 판단되는 25Hz 대역에서의 전달율에 대해서 고찰하고자 한다.

(a) Transmissibility



(b) Coherence

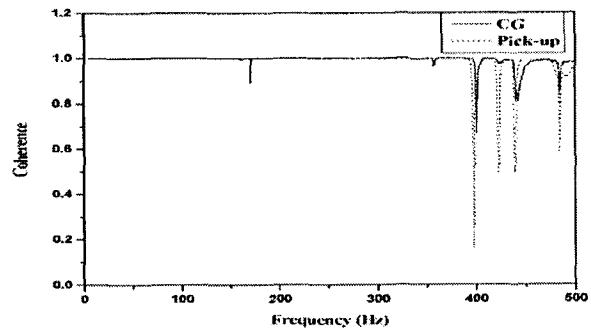


Fig.6 Transmissibility and coherence at C.G of mainbase system & pick-up

Fig. 6 은 질량중심과 픽업에서의 전달율과 기여도(coherence)를 보이고 있다. 메인베이스부 질량중심에서의 전달율은 21Hz에서 1.9, 345Hz에서 1.5의 피크치를 가지고 있으며, 픽업에서의 전달율은 메인베이스부에서 나타난 피크 외에 304Hz에서 피크를 가진다. 이는 픽업의 이송부(feeding system)에 대한 고유진동수로 판단된다.

(1) 스프링의 영향

스프링의 영향을 조사하기 위해 Fig. 2에서의  $K_1, K_2$ 에 해당하는 스프링을 Spring F,  $K_3, K_4$ 에 대한 스프링을 Spring R이라 정의하고,  $k_1, k_2$ 는 Spring-damper F,  $k_3$ 는 Spring B로 정의하였다. 여기에서 스프링력은 일정 변위를 발생시키는데 필요한 힘을 의미한다.

Table 2는 실험에 사용된 스프링력을 표시한다.

Table 2 Used spring and spring force

Spring	Spring force (kgf)
Spring F	0.02, 0.05
Spring R	0.02, 0.035, 0.045, 0.05
Spring-damper F	0.07, 0.1, 0.12
Spring-damper B	0.07, 0.1, 0.12

실험결과, 본 연구에 사용된 CDP의 고유진동수는 20~30Hz 사이에 존재하고 설계특성을 고려한 경우의 스프링 변화를 통해서 이 주파수 대역을 크게 벗어날 수 없기 때문에 고유진동수의 이동보다는 이 주파수 대역에서의 전달율 변화에 대해 중점적으로 고찰하기로 한다.

(a) Spring F, R의 영향

Spring R 증가에 따라 상하방향 전달율은 증가하고, Spring F의 증가에 따라 감소하는 경향을 보였다. 또한, Spring F와 Spring R의 적절한 조합을 통해서 최적의 전달율을 구할 수 있음을 확인 할 수 있었으며, Spring F와 Spring R의 스프링력이 0.02kgf인 경우가 가장 낮은 전달율을 가지고 있었다(Fig. 7).

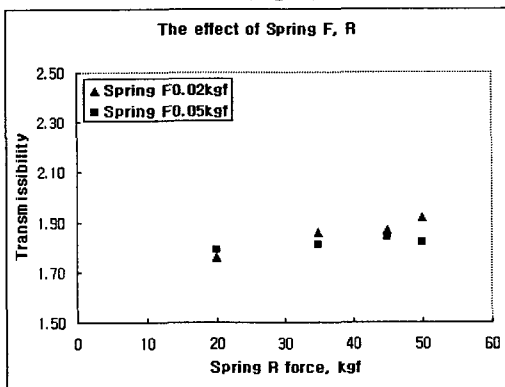


Fig.7 The effect of spring F & R for transmissibility

(b) Spring-damper F, B

메인베이스를 지지하고 있는 Spring-damper의 스프링력의 변화는 전달율에 민감함을 볼 수 있다. 이는 스프링의 특성이 상하방향으로 설치된 압축 코일스프링에 기인한 효과로 판단된다. 전달율은 Spring-damper F와 B의 스프링력이 동일한 조합에서 낮게 나타난다. 이는 Spring-damper의 3지점의 도심과 질량중심이 일치하고 정적으로 평형 상태에 위치함을 의미한다. 이 경우 스프링력이 0.1kgf인 경우가 최적의 전달율을 가진다(Fig. 8).

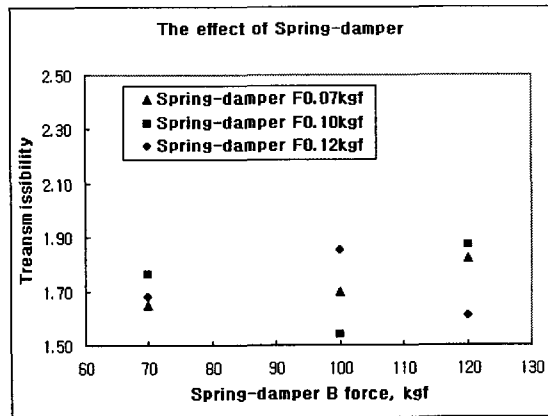


Fig.8 The effect of spring-damper F & B for transmissibility

(2) 오일댐퍼(oil damper)의 영향

오일댐퍼의 영향을 조사하기 위해 댐퍼고무의 경도와 점도를 Table 3과 같이 변경시키며 실험을 수행하였다.

Table 3 The characteristics for used damper

Items	Characteristics
Rubber hardness	25, 40
Viscosity(m <sup>2</sup> /hr)	108, 360, 540

오일댐퍼의 고무경도 증가에 따라 전달율이 증가하였다. 이는 댐퍼의 크기와 형상의 특성상, 메인베이스와 댐퍼를 연결하는 축(shaft)이 외부진동에 의해 댐퍼의 고무본체와 접하기 때문에 발생하는 것으로 판단되며, 보다 부드러운 고무를 사용하는 것이 진동성능 측면에서 바람직할 것으로 판단된다. 또한, 댐퍼의 점도 증가는 전달율을 급격히 감소시키는 효과를 볼 수 있다(Fig.9). 오일댐퍼의 점도 증가는 고유진동수 대역의 진폭을 크게 감소시키는 효과가 있으나, 300Hz 이상의 주파수 특성이 열세로 나타나고 있어(Fig.10) 점도 선정 과정에 있어서 주의가 기울여야 할 것으로 판단된다.

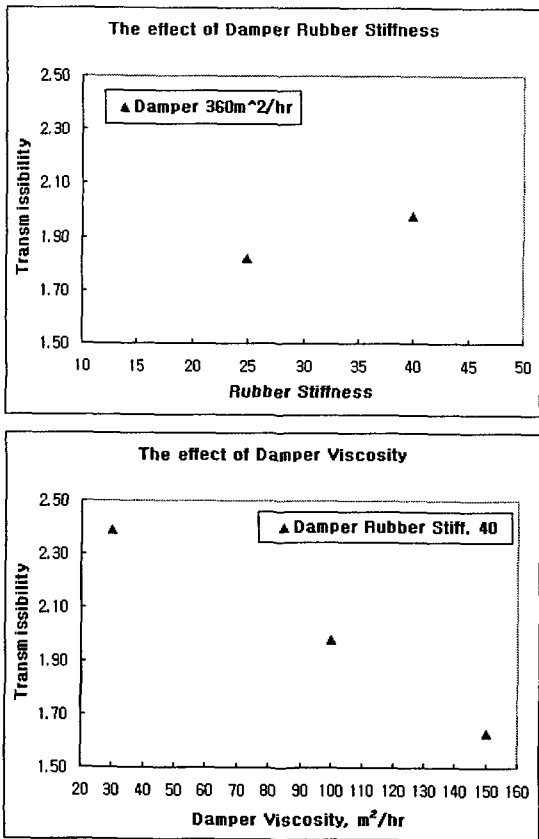


Fig.9 The effect of rubber stiffness and viscosity of oil damper for transmissibility

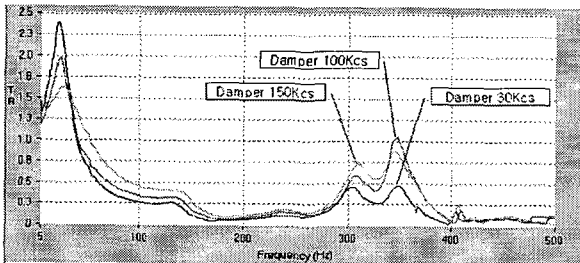


Fig. 10 The transmissibility according to increased damper viscosity

#### 4. 시뮬레이션

##### 4.1 메인베이스부 질량중심에 대한 시뮬레이션

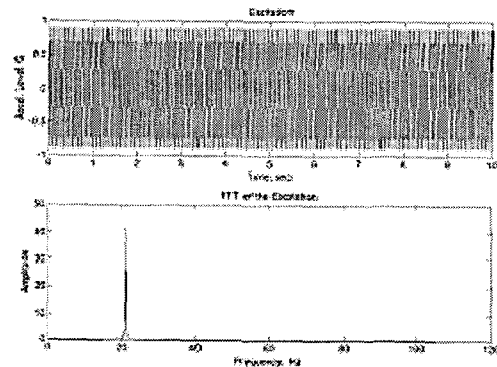
Fig. 1 에서와 같은 진동모델에 대한 운동방정식으로부터 메인베이스부의 질량 중심에 대한 진동 에너지를 예측할 수 있었다.

CAE Tool 을 이용하여 메인베이스부의 질량과 질량중심의 위치를 구하였다. 또한 스프링 강성은 일정변위를 발생하는데 요구되는 힘으로부터 구할 수 있고, 댐퍼의 점성은 전달율 측정결과를 이용하여 구할 수 있는 감쇠비를 이용하였다(half-

power method).

Fig.11 은 전달율 측정시 가장 높은 피크를 가지는 21Hz 에 대한 가진주파수와 메인베이스부 질량 중심에 대한 진동레벨을 보이고 있다.

##### a)Excitation(0.66G\_rms)



##### (b)Acceleration of CG(2.42G\_rms)

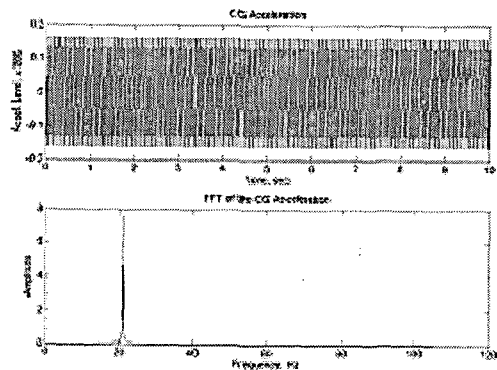


Fig. 11 The acceleration at center of gravity of mainbase due to sine excitation (21Hz)

#### 4.3 진동모델의 검증

메인베이스부의 질량중심에 대한 진동에너지 측정을 위해 메인베이스부 질량중심에 가속도계를 부착하였고, 전달율 측정시 가장 큰 피크를 가진 21Hz 외에 여러가지 주파수를 가진주파수로 사용하였다.

Fig.12 는 메인베이스부 질량중심에서의 진동에너지에 대한 시뮬레이션 결과와 가진기를 이용한 실험결과를 비교한 것으로 각 주파수에 대한 가속도레벨의 경향성이 유사함을 볼 수 있다. 여기에서 시뮬레이션 결과와 실험결과와의 차이는 시뮬레이션에 사용된 물성치에 기인된 것으로 판단된다.

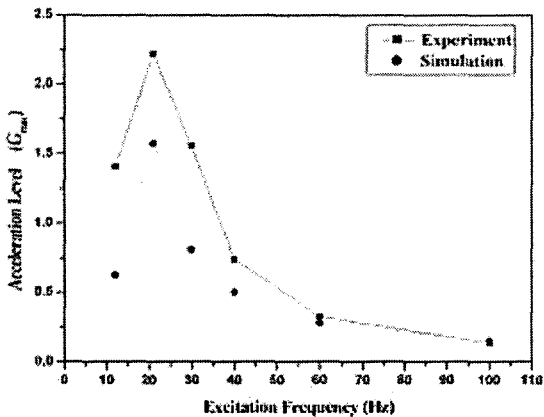


Fig.12 The comparison between simulation and experiment for vibration energy

4.4 메인베이스부 질량중심의 진동에너지에 대한 스프링, 댐퍼 설계인자의 민감도 해석

Fig. 1 에서와 같은 진동모델에 대한 식(1)로부터 메인베이스부 질량중심의 진동 에너지에 대한 스프링, 댐퍼의 설계인자의 영향을 고려하기 위해 스프링의 강성과 댐퍼의 점도를 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. 각각의 설계인자는 최소값을 기준으로 250% 증가시켰으며, 21Hz/0.66 G<sub>rms</sub> 의 정현가진으로부터 발생하는 메인베이스 질량중심의 진동에너지 값을 계산하였다.

Fig.13 에서 나타난 바와 같이 메인 베이스부 질량중심의 진동에너지에 대한 영향도는 댐퍼점도, Spring damper F(k<sub>1</sub>, k<sub>2</sub>)의 순으로 나타났다.

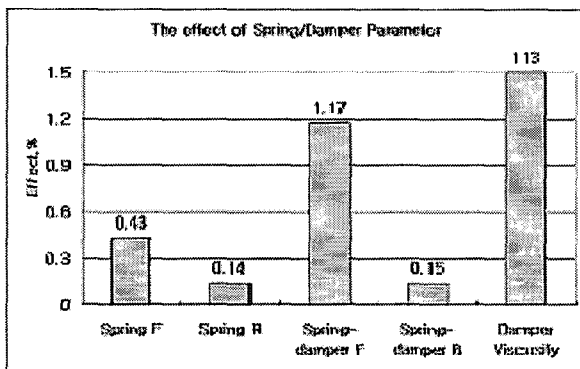


Fig.13 The effect of spring & damper parameter for the vibration energy

5. 결 론

차량탑재용 CD Player 의 상향방향 진동특성에 대한 연구결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 주파수응답함수를 이용하여 본 연구에 사용된

- 시스템의 고유진동수를 파악할 수 있었으며, 댐퍼위치에서의 진동형상을 파악할 수 있었다.
- 스프링과 댐퍼의 특성변경에 따른 진동 전달을 특성을 파악하였고, 최적의 전달율을 가지는 스프링조합 및 댐퍼조합을 제시할 수 있었다.
- 메인베이스부의 진동에너지를 예측할 수 있는 진동모델을 개발하였으며, 진동에너지에 대한 실험결과를 통해 모델을 검증하였다. 시뮬레이션 결과와 실험 결과 사이에 발생한 오차는 시뮬레이션에 사용된 물성치에 기인된 것으로 판단되며, 특히 댐퍼의 물성에 대한 연구가 이루어져야 할 것으로 판단된다.
- 개발된 진동모델을 이용하여 메인베이스부 질량중심의 진동에너지에 대한 스프링과 댐퍼의 설계인자 민감도 해석을 수행하였다. 메인베이스부의 고유진동수에서의 영향도는 댐퍼 점도, Spring-damper F, Spring F 의 순으로 나타남을 파악할 수 있었다.

참고문헌

1. 손진승 외 3, 1997, "차량탑재용 CD 플레이어의 방진설계", 한국소음진동공학회지 제 7 권 제 6 호, pp.894~898.
2. 정진태 외 2, 1997, "기울어짐 진동모드 제거를 위한 CD-ROM 드라이브의 댐퍼최적 위치", 한국소음진동공학회지 제 7 권제 3 호, pp.393~399
3. D.J.Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, research studies press.
4. 자동차기술렌드북, 한국자동차공학회
5. 윤동화 외 2, 2001, "초소형 광디스크 드라이브의 진동특성 및 설계고려사항", 한국소음진동공학회 2002 년도 춘계학술 대회 논문집, pp.791~798.
6. 박대경 외 3, 2002, "슬림형 광 디스크 드라이브의 축 방향 진동에 대한 실험적 해석", 한국소음진동공학회 2002 년도 춘계학술대회 논문집, pp.6941~699.
7. J.W.Heo, J. Chung, J.M.Park, 2002, "Vibration and Noise Reduction of an Optical Disk Drive by Using a Vibration Absorber", IEEE, Vol.48, No.4, pp.874~878.
8. Draijer, W., Steinbuch, M. and Bosgra, O.H., 1992, "Adaptive Control of the Radial Servo System of a Compact Disk Player", Automatica, Vol.28, No.3, pp.455~462.
9. H. and Paul, M.J., 1995, "Adaptive Repetitive Control of a Compact Disc Mechanism", Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control, Vol.2, pp.1720~1725.