

# 차량탑재용 콤팩트 디스크 플레이어의 진동 특성에 관한 연구

이태근\*, 김병삼<sup>+</sup>

(논문접수일 2005. 10. 20, 심사완료일 2005. 11. 28)

## The Study on the Vibration Characteristics of Vehicle Compact Disk Player

Tae-Keun Lee\*, Byoung-Sam Kim<sup>+</sup>

### Abstract

This study develops the vibration model to estimate the vibration energy of compact disc player's mainbase assembly which is supported by dampers and springs, and this model is verified by experiment. From frequency response function, we investigate the natural frequency and mode shape in the up/down direction for mainbase assembly. In order to determine the analysis frequency band, we investigate the excitation frequency of road from the vehicle test. As the characteristics of dampers and springs are changed, we carry out the sensitivity analysis of vibration energy for mainbase assembly which include optical pick-up and feeding system. And we found out that the properties of damper were dominant element in the vibration energy of mainbase assembly's CG(center of gravity).

**Key Words** : Mainbase Assembly(메인 베이스부), Transmissibility(전달율), Vehicle Compact Disk Player(차량용 콤팩트 디스크 플레이어), Vibration Energy(진동 에너지), Frequency Response Function(주파수 응답함수)

## 1. 서론

컴팩트 디스크 플레이어(compact disk player : 이하 “CDP”라고 함)는 디스크에 기록된 작은 피트(pit)로 기록된 신호를 광 픽업(pick-up)이 비접촉으로 읽어 재생하는 장치이다. 초기의 CDP는 진동이나 충격에 매우 취약하였으나, 서보(servo)제어기술이나 메모리 장치의 발달로 인해 CDP가 진동이나 충격에 견딜 수 있는 한계를 대폭 증가시켰다. 따라서 현재

의 CDP는 가정용으로부터 휴대용이나 차량용으로 까지 그 사용범위가 확대되고 있다. 현재의 CDP가 진동이나 충격에 강해졌다고 하지만 CDP의 동작원리 및 특성상 차량에 사용시의 진동이나 충격조건은 대단히 가혹한 조건이 아닐 수 없다<sup>(1)</sup>. 따라서 차량 주행 시 발생하는 진동의 영향을 최소화하기 위하여 광 픽업을 포함한 구조물, 즉 메인 베이스부(mainbase assembly)는 스프링과 댐퍼로 지지되어 있다. 댐퍼, 스프링의 지지위치 및 물성은 CDP의 진동성능을 좌우하는 중요한

\* 광원택(주) (tklee9501@korea.com)  
주소: 443-803 경기도 수원시 영통구 배탄3동  
<sup>+</sup> 순천제일대학 차량기계학부

요소로서 메인 베이스부의 고유진동수가 자동차로부터 전달되는 진동주파수대(200Hz 이내)에 존재하지 않도록 하고, 광 픽업에 인가되는 진동특성을 최소화되게 설계해야 한다.

CDP의 가장 중요 기능은 음의 재생이며 CDP의 진동성능에 따라 차량 주행 중 발생하는 진동에 의해 음의 재생성이 저하될 수 있다. 이러한 성능을 진동음비(sound skip)라 정의하며, 광 픽업과 구동시스템을 포함한 메인 베이스부의 진동특성과 픽업을 구동하는 서보제어(servo control)에 의해 성능이 좌우된다. 이러한 이유로 광디스크 드라이브의 진동특성<sup>(2-5)</sup> 및 서보제어를 구현하기 위한 많은 연구들이 수행되고 있으나<sup>(6,7)</sup>, 차량용 CDP의 진동특성연구는 활발히 이루어지지 않고 있다.

대부분의 진동음비는 시스템의 고유진동수에서 급격한 성능저하를 보이고 있으며 이에 대한 회피설계 및 방진설계가 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 메인 베이스부의 진동특성을 조사하고 이와 관련된 설계인자의 영향을 고찰하고자 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 주행하는 차량에 탑재된 CDP의 메인 베이스부에 있어서 댐퍼와 스프링에 의해 지지되는 구조물의 진동에너지 예측을 위한 모델을 수립하였고 가진기를 이용한 진동시험을 통해 모델을 검증하였다. 분석 주파수 결정을 위해 여러 가지 노면에서의 실차시험을 통해서 CDP에 전달되는 가진 주파수를 파악하였으며, 댐퍼와 스프링의 특성 변경에 따른 진동특성의 변화를 조사하였다.

## 2. CDP의 Damper/spring 구조물의 진동에너지 예측을 위한 모델수립

Fig. 1은 차량용 CDP의 구조이다. Fig. 1과 같은 차량용 CDP의 구조에 있어서 CDP 진동성능을 좌우하는 중요한 요소는 광 픽업을 포함한 메인 베이스부이다. 이에 대한 진동 모델을 개발하기 위해 Fig. 2와 같이 단순화하였다. Fig. 2에서 점 G는 메인 베이스부의 질량중심으로 광 픽업과 이를 구동하는 피딩 시스템(feeding system), 디스크 회전을 위한 스피들 모터(spindle motor)를 포함하였다. w는 질량 중심의 수직방향 변위,  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ 는 각 축방향의 각변위, z는 바닥면의 수직방향 변위이다. 메인 베이스는 변형을 고려하지 않은 강체로 가정한다. 본 시스템의 x, y축에 대한 질량관성 모멘트를  $I_x$ ,  $I_y$ 라 하면 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

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

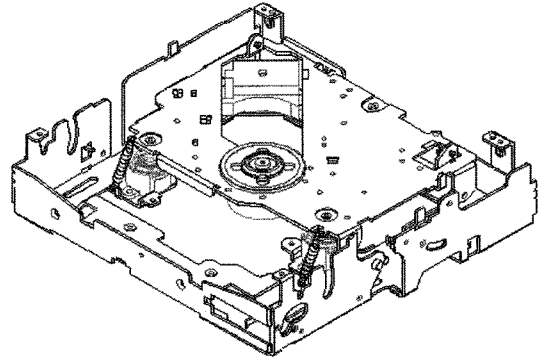


Fig. 1 Structure of vehicle CDP

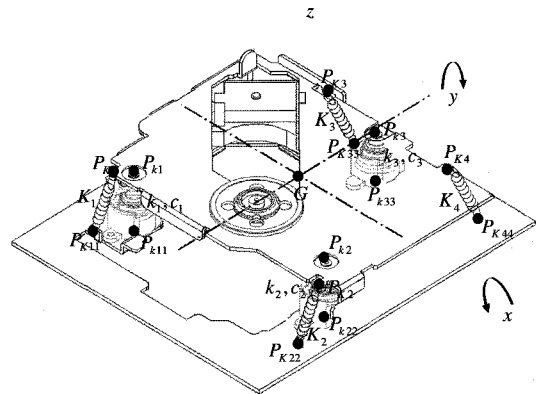


Fig. 2 Vibration model of mainbase assembly

또는,

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

여기서,

$$\begin{aligned} C_{11} &= c_1 + c_2 + c_3 \\ C_{12} = C_{21} &= c_1 y_1 + c_2 y_2 + c_3 y_3 \\ C_{13} = C_{31} &= -(c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 x_3) \\ C_{22} &= c_1 y_1^2 + c_2 y_2^2 + c_3 y_3^2 \\ C_{23} = C_{32} &= -(c_1 x_1 y_1 + c_2 x_2 y_2 + c_3 x_3 y_3) \\ C_{33} &= c_1 x_1^2 + c_2 x_2^2 + c_3 x_3^2 \end{aligned}$$

$$K_{11} = k_1 + k_2 + k_3$$

$$\begin{aligned} K_{12} = K_{21} &= k_1 y_1 + k_2 y_2 + k_3 y_3 + K_{1y} k_{1c} \cos \theta_{k1} + K_{2y} k_{2c} \cos \theta_{k2} \\ &\quad + K_{3y} k_{3c} \cos \theta_{k3} + K_{4y} k_{4c} \cos \theta_{k4} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{13} = K_{31} &= -(k_1x_1 + k_2x_2 + k_3x_3 + K_1x_{K1}\cos\theta_{K1} + K_2x_{K2}\cos\theta_{K2} \\
 &\quad + K_3x_{K3}\cos\theta_{K3} + K_4x_{K4}\cos\theta_{K4}) \\
 K_{22} &= k_1y_1^2 + k_2y_2^2 + k_3y_3^2 + K_1y_{K1}^2\cos\theta_{K1} + K_2y_{K2}^2\cos\theta_{K2} \\
 &\quad + K_3y_{K3}^2\cos\theta_{K3} + K_4y_{K4}^2\cos\theta_{K4} \\
 K_{23} = K_{32} &= -(k_1x_1y_1 + k_2x_2y_2 + k_3x_3y_3 + K_1x_{K1}y_{K1}\cos\theta_{K1} \\
 &\quad + K_2x_{K2}y_{K2}\cos\theta_{K2} + K_3x_{K3}y_{K3}\cos\theta_{K3} \\
 &\quad + K_4x_{K4}y_{K4}\cos\theta_{K4}) \\
 K_{33} &= k_1y_1^2 + k_2x_2^2 + k_3x_3^2 + K_1x_{K1}^2\cos\theta_{K1} + K_2x_{K2}^2\cos\theta_{K2} \\
 &\quad + K_3x_{K3}^2\cos\theta_{K3} + K_4x_{K4}^2\cos\theta_{K4} \\
 F_{11} &= (k_1 + k_2 + k_3 + K_1\cos\theta_{K1} + K_2\cos\theta_{K2} + K_3\cos\theta_{K3} \\
 &\quad + K_4\cos\theta_{K4})z + (c_1 + c_2 + c_3)z \\
 F_{21} &= (k_1y_1 + k_2y_2 + k_3y_3 + K_1y_{K1}\cos\theta_{K1} + K_2y_{K2}\cos\theta_{K2} \\
 &\quad + K_3y_{K3}\cos\theta_{K3} + K_4y_{K4}\cos\theta_{K4})z + (c_1y_1 + c_2y_2 + c_3y_3)z \\
 F_{31} &= (k_1x_1 + k_2x_2 + k_3x_3 + K_1x_{K1}\cos\theta_{K1} + K_2x_{K2}\cos\theta_{K2} \\
 &\quad + K_3x_{K3}\cos\theta_{K3} + K_4x_{K4}\cos\theta_{K4})z + (c_1x_1 + c_2x_2 + c_3x_3)z
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{K1} &= (x_{K1}, Y_{K1}), & P_{K11} &= (X_{K11}, Y_{K11}) \\
 P_{k1} &= (x_{k1}, Y_{k1}), & P_{k11} &= (X_{k11}, Y_{k11}) \\
 P_{K2} &= (x_{K2}, Y_{K2}), & P_{K22} &= (X_{K22}, Y_{K22}) \\
 P_{k2} &= (x_{k2}, Y_{k2}), & P_{k22} &= (X_{k22}, Y_{k22}) \\
 P_{K3} &= (x_{K3}, Y_{K3}), & P_{K33} &= (X_{K33}, Y_{K33}) \\
 P_{k3} &= (x_{k3}, Y_{k3}), & P_{k33} &= (X_{k33}, Y_{k33}) \\
 P_{K4} &= (x_{K4}, Y_{K4}), & P_{K44} &= (X_{K44}, Y_{K44})
 \end{aligned}$$

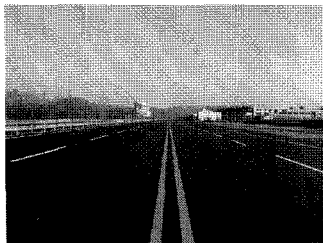
식 (1)로부터 메인 베이스부 임의의 위치에서 진동 에너지 량 및 진동형상을 계산할 수 있다.

### 3. 실험 및 결과고찰

#### 3.1 CDP에 전달되는 진동에너지 및 주파수 파악

차량은 여러 가지 노면을 주행하게 되며, 노면의 특성에 따라 여러 가지 주파수 및 진동에너지로써 차량을 가진하게 된다. 이에 따라 CDP가 장착되는 위치에서 노면으로부터 전달되는 가진 주파수를 회피하여 설계하는 것이 바람직하다.

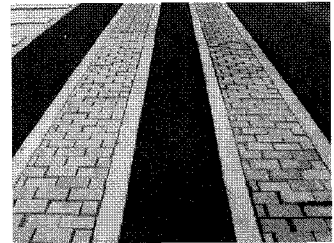
본 연구에서는 노면에 의해 가진되는 진동에너지 및 주파수 영역을 파악하기 위하여 여러 가지 노면을 주행할 때 CDP가 장착되는 위치에서의 상하방향 진동을 측정하였다. 대부분의 운전자들이 벨지안노면과 같은 거친노면 주행시에는 시내주행모드보다 감속하여 주행하기 때문에 시험속도를 50km/h 이하로 설정하였다. Fig. 3은 본 연구에 이용된 시험 도로이다. Fig. 4는 50km/h로 주행시 CDP에 노면으로부터 가해지는 주파수 특성을 보이고 있다. 가장 큰 피크(peak)는 15Hz 이내에 존재하고, 대부분의 피크들이 100Hz 이내에 분포하고 있음을 볼 수 있다. 노면으로부터 가진되는 주파수 특성은 타이어와 서스펜션을 통해 저주파성분이 지배하게 되므로<sup>(8)</sup> 본 연구에서의 관심 주파수 대역은 100Hz로 선정하였다. Table 1은 여러 가지 노면을 주행할 때 상하방향의



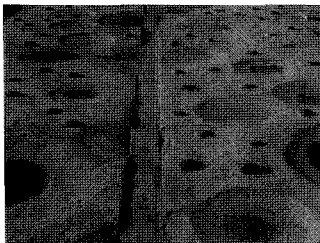
(a) Asphalt



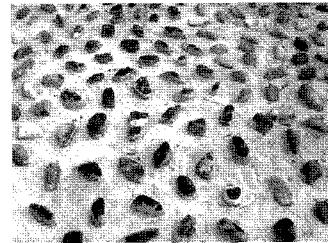
(b) Belgian road



(c) Noise road



(d) Standard bad road



(e) Gravel road

Fig. 3 Photograph of test road

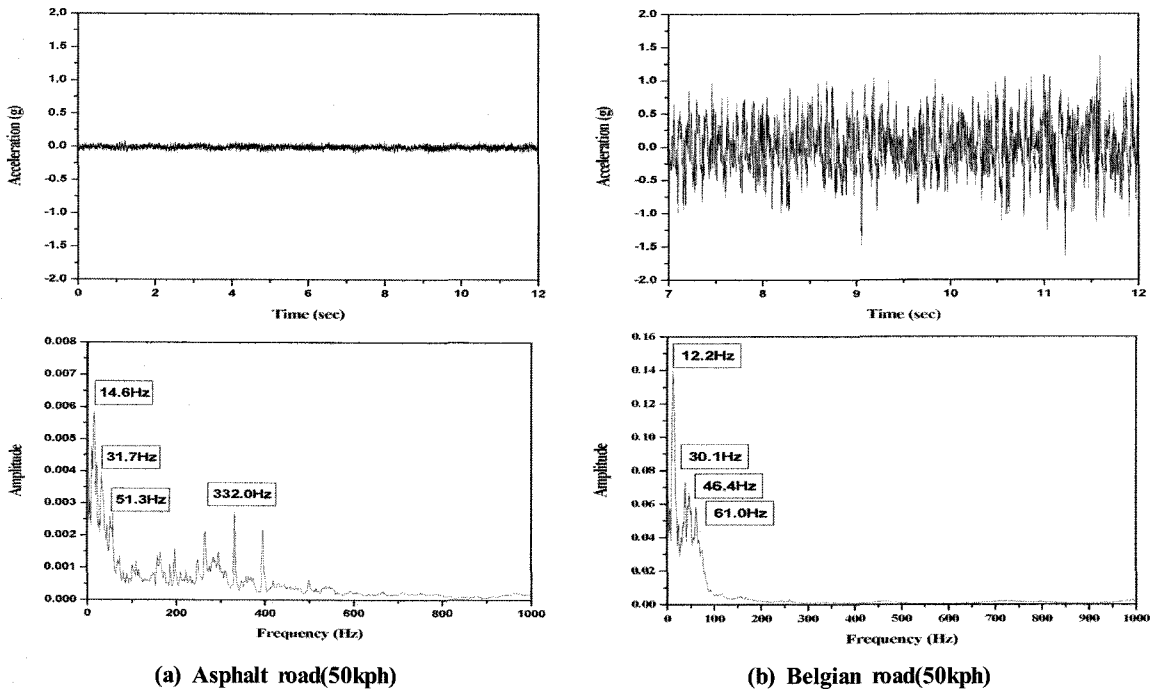


Fig. 4 Frequency characteristics of road

Table 1 Up/down vibration level for the each road

Road	Speed (km/h)	Up/Down Vibration Level(G)		1st peak Frequency Hz
		Peak	RMS	
Asphalt	50	0.107	0.024	14.6
Belgian	30	1.111	0.268	14.6
	40	1.459	0.325	14.6
	50	1.952	0.389	14.6
Noise	30	1.355	0.271	14.6
	50	1.633	0.369	14.6
Standard bad	30	1.758	0.348	9.8
Gravel	10-20	1.990	0.287	9.8

진동에너지 값을 보여 준다. 동일 속도인 경우 표준악로의 가진 조건이 악조건임을 알 수 있다.

### 3.2 실내실험 및 고찰

#### (1) 진동 전달율(transmissibility) 측정.

본 연구에서는 외부로부터 입력되는 진동에 대한 메인 베

이스부의 진동 전달을 측정을 수행하였다. 외부로부터 가진 되는 진동원으로는 가진기(exciter)를 이용하여 정현 가진 (sweep sine)하였다.

Fig. 5는 전달을 측정을 위한 실험장치도이다. 가진 신호는 5~500Hz, 1G의 정현사인(sweep sine)을 사용하였고, 픽업의 위치는 진동성능에 가장 악조건인 최외주에 위치하

게 하였다. 가진되는 정보를 얻기 위해 가진기 위에 설치된 수직판 위에 가속도계를 고정하였고, 메인 베이스부의 질량중심과 픽업에서의 전달율을 구하기 위해 질량중심 및 픽업 렌즈상에 가속도계를 고정하였다.

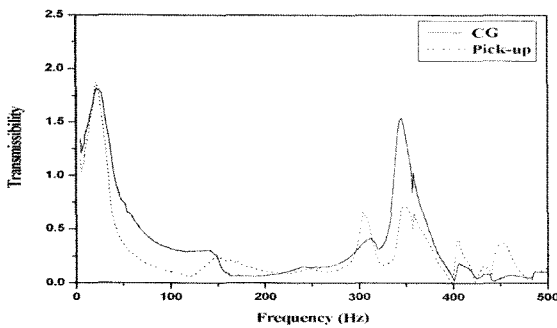
Fig. 6은 질량중심과 픽업에서의 전달율과 기여도(coherence)를 보이고 있다. 메인 베이스부 질량중심에서의 전달율은 21Hz에서 1.9, 345Hz에서 1.5의 피크치를 가지고 있으며, 픽업에서의 전달율은 메인 베이스부에서 나타난 피크 외에 304Hz에서 피크를 가진다. 이는 픽업 및 이송부(feeding system)에 대한 고유진동수로 판단된다. 이 주파수에서의 진동형상을 고찰하기 위해 모달시험(modal test)을 수행하였다<sup>(9)</sup>.

(2) 주파수응답함수 측정

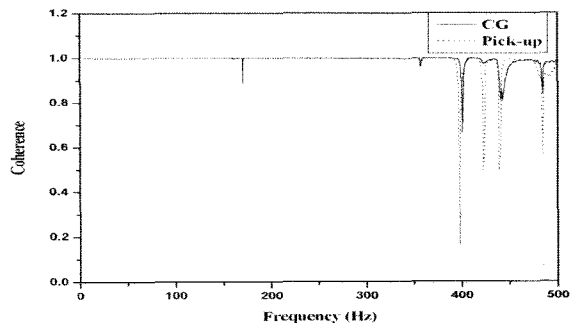
댐퍼와 스프링에 의해 지지되고 있는 메인 베이스부의 고

유진동수를 측정하기 위해 모달시험을 수행하였다. Fig. 7에서와 같이 댐퍼와 스프링에 지지되어 있는 메인 베이스부의 고유진동수와 진동형상을 구하기 위해 메인 베이스부를 자유스럽게(free-free state)은 구속 조건으로 유지한 후 충격해머로 충격을 가하고 가속도계의 진동신호로부터 주파수응답함수를 구하였다. 충격해머의 가진점은 댐퍼의 고정위치를 포함하여 격자모양으로 하여 선정하였다(Fig. 8). 가속도계는 메인 베이스부의 질량중심에 고정하고 충격점을 이동하며(hammer roving test) 시험을 수행하였다.

Fig. 9는 메인 베이스부 질량중심에서의 주파수응답함수를 보여준다. 모달해석(modal analysis)을 수행하여 고유진동수를 파악할 수 있었다. 주파수응답함수의 뚜렷한 피크를 가지는 주파수 대역은 25, 342, 350, 406Hz로서 전달율 실험결과에서 나타난 피크주파수인 21Hz, 345Hz와 유사한



(a) Transmissibility



(b) Coherence

Fig. 6 Transmissibility and coherence at center of gravity of main base system & pick-up

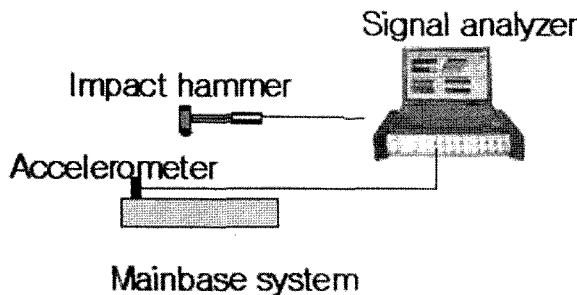


Fig. 7 Experimental setup for modal test using impact hammer

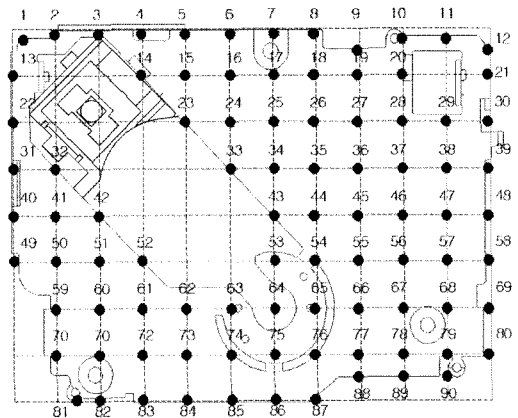


Fig. 8 Impact points on mainbase system

주파수 대역임을 알 수 있었으며, 이 주파수에서의 진동형상을 분석하면 25Hz는 구조물의 상하압힘운동에 의한 고유진동수 342, 350, 406Hz는 메인 베이스부의 판(plate)의 변형에 대한 고유진동수임을 알 수 있었다. 25Hz, 350Hz에서의 진동형상은 Fig. 10과 같다.

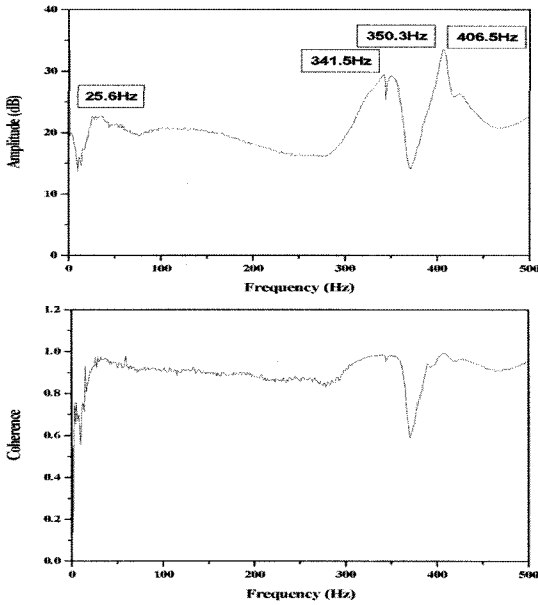


Fig. 9 Amplitude of the frequency response function for point 43(Impact test)

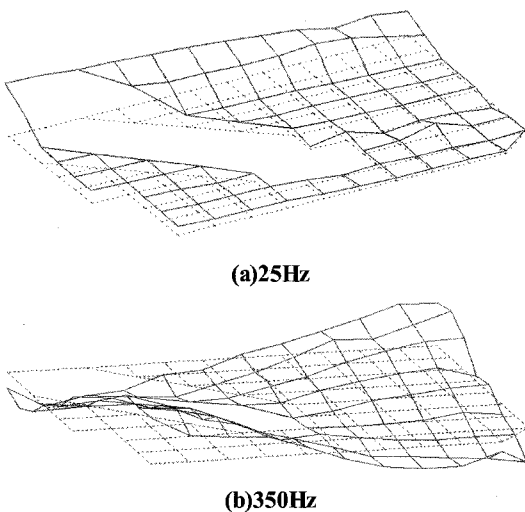


Fig. 10 Mode shape of mainbase system

Fig.11은 메인 베이스계의 강제운동에 대한 고유진동수 및 진동형상을 구하기 위해서 가진기를 이용한 가진 시험을 수행한 결과이다. 모든 가진 주파수는 백색 불규칙(white random)신호를 사용하였고 Fig. 8의 각 위치에 가속도계를 부착하는 시험(accelerometer roving)을 수행하였다. 모달 해석을 수행하여 6Hz 대역에서 강제운동에 대한 고유진동수 및 Fig.12와 같은 진동형상을 파악할 수 있었다.

## 4. 시뮬레이션

### 4.1 메인 베이스부의 진동에너지 시뮬레이션

Fig. 2에서와 같은 진동모델에 대한 식 (1)로부터 메인 베

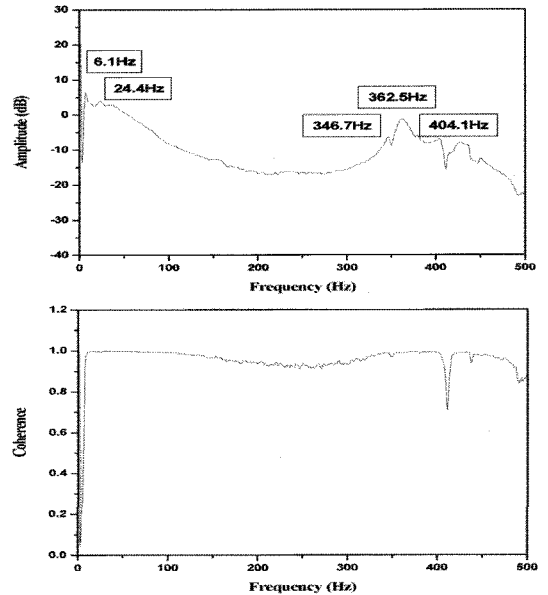


Fig. 11 Amplitude of the frequency response function for point 43(Exciter test)

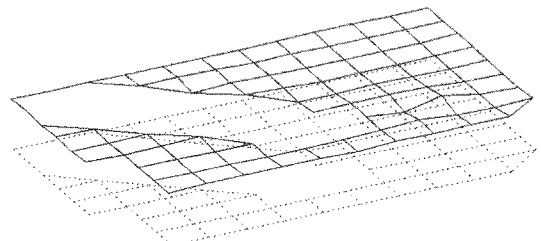


Fig. 12 Mode shape of mainbase system at 6Hz

이스시스템의 질량중심에 대한 진동 에너지를 예측할 수 있었다. CAE Tool을 이용하여 메인 베이스부의 질량과 질량 중심의 위치를 구하였으며, 본 모델에 사용된 감쇠계수는 전달을 측정결과로부터 계산할 수 있는 감쇠비를 이용하였다 (half-power method)<sup>(9)</sup>. Fig. 2에 나타난 스프링  $K_1$ ,  $K_2$ 를 Spring F, 스프링  $K_3$ ,  $K_4$ 를 Spring R,  $k_1$ ,  $k_2$ 를 Spring-damper F,  $k_3$ 는 Spring-damper B로 정의한다. 여기서, 스프링력은 일정변위를 발생시키는데 필요한 힘을 의미하며 오일댐퍼의 물성치는 오일댐퍼를 이루고 있는 고무의 경도 (hardness)와 점도로 구성된다. Table 2는 실험에 사용된 CDP의 스프링 및 댐퍼의 물성치이다.

Fig. 13은 전달을 측정시 가장 높은 피크를 가지는 21Hz에 대한 가진 주파수와 메인 베이스부 질량중심에 대한 진동 레벨을 보이고 있다.

**4.2 진동모델의 검증**

메인 베이스부의 질량중심에 대한 진동 에너지 측정을 위해 Fig. 5와 같은 실험 장치를 이용하였고, 전달을 측정시 피크를 가지는 주파수인 21Hz를 포함하여 여러 가지 주파수를 가진 주파수로 사용하였다. 진동레벨 측정을 위하여 메

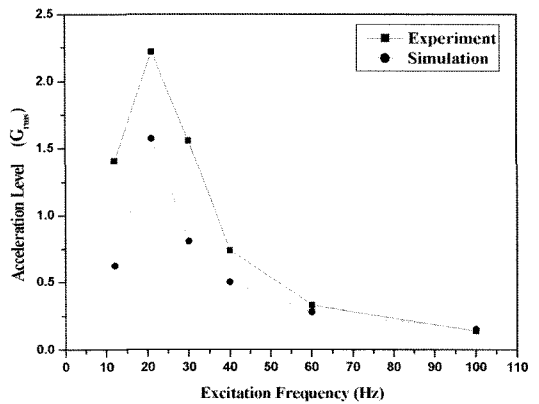
**Table 2 The properties of spring and oil damper**

Item	Value
Spring	Spring F - 0.05kgf
	Spring R - 0.05kgf
	Spring-damper F - 0.07kgf
	Spring-damper B - 0.12kgf
Oil Damper	Rubber Hardness - 25
	Oil Viscosity - 108 m <sup>2</sup> /hr

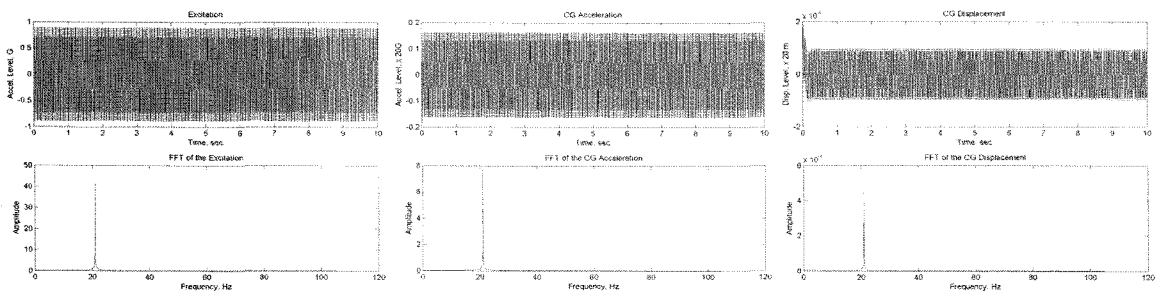
인 베이스부 질량중심에 가속도계를 부착하였다. Fig. 14는 메인 베이스부 질량중심에서의 진동에너지에 대한 시뮬레이션 결과와 가진기를 이용한 실험결과를 비교한 것으로 각 주파수에 대한 가속도레벨의 경향성이 유사함을 볼 수 있다. 여기에서 시뮬레이션 결과와 실험결과와의 차이는 시뮬레이션에 사용된 물성치에 기인된 것으로 판단된다.

**4.3 메인 베이스부 질량중심의 진동에너지에 대한 스프링, 댐퍼 설계인자의 민감도 해석**

Fig. 2에서와 같은 진동모델에 대한 식 (1)로부터 메인 베이스부 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 정현 가진으로 부터 발생하는 메인베이스 질량중



**Fig. 14 The comparison between simulation and experiment for vibration energy**



**(a) Excitation(0.66G<sub>rms</sub>)      (b)Acceleration of CG(2.42G<sub>rms</sub>)      (c)Displacement of CG(0.0014G<sub>rms</sub>)**

**Fig. 13 The acceleration at center of gravity of mainbase due to sine excitation(21Hz)**

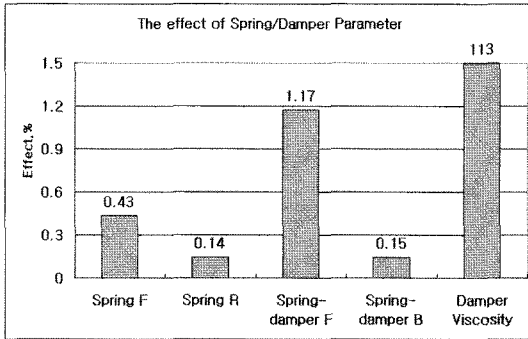


Fig. 15 The effect of spring & damper parameter for the vibration energy

심의 진동 에너지 값을 계산하였다. Fig. 15에서 나타난 바와 같이 메인 베이스부 질량중심의 진동에너지에 대한 영향도는 댐퍼점도, Spring damper F( $k_1$ ,  $k_2$ )의 순으로 나타났다.

## 5. 결론

차량탑재용 콤팩트 디스크 플레이어의 상향방향 진동특성에 대한 연구결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 주파수응답함수를 이용하여 스프링과 댐퍼에 의해 지지된 메인 베이스부의 강제운동 및 변형에 의한 고유진동수를 파악할 수 있었다.
- (2) 메인 베이스부의 진동 모델을 개발하였고, 진동 에너지에 대한 실험결과와의 비교를 통해 모델의 타당성을 검증하였다.
- (3) 개발된 진동 모델을 이용하여 메인 베이스부 질량중심의 진동 에너지에 대한 스프링과 댐퍼의 설계인자 민감도 해석을 수행하였다. 메인 베이스부의 진동 에너지에 대한 영향도는 댐퍼 점도, Spring-damper F의 강성이 큰 영향을 미치고 있음을 파악할 수 있었다.

## 참고 문헌

- (1) Sohn, J.S., Kim, G.C., Pang, J.H. and Oh, S.K., 1997, "An Anti-vibration Design of a Car Compact Disk Player," *Journal of KSNVE*, Vol. 7, No. 6, pp. 894~898.
- (2) Yun, D.H., Lee, S.Y. and Park, Y.P., 2001, "Vibration Characteristics and Design Considerations of Micro Optical Disk Drives," *Proceedings of the Korean Society for Noise Vibration Engineering Conference*, pp. 791~798.
- (3) Park, D.K., Jun, G.C., Lee S.J. and Jang, D.S., 2002, "Experimental Analysis of Axial Vibration in Slim-type Optical Disc Drive," *Proceedings of the Korean Society for Noise Vibrat onEngineering Conference*, pp. 694~699.
- (4) Chung, J.T., Park, J.M. and Ro, D.S., 1997, "Optimal Position of the Dampers in a CD-ROM Drive to Remove the Tilting vibration mode," *Journal of KSNVE*, Vol. 7, No. 3, pp. 393~399.
- (5) Heo, J.W., Chung, J. and Park, J.M., 2002, "Vibration and Noise Reduction of an Optical Disk Drive by Using a Vibration Absorber," *IEEE*, Vol. 48, No. 4, pp. 874~878.
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) Lee, T.K., 2001, *Vibration Characteristics of Vehicle Suspension System considering Tire Design Parameter*, Ph.D thesis, Chonbuk National University.
- (9) Ewins, D. J., 1984, *Modal Testing : Theory and Practice*, Research Studies Press.