

〈論 文〉

모드 연성효과를 고려한 반능동형 현가장치의 진동제어

오재응* · 이정윤**

(1991년 6월 22일 접수)

Vibration Control of Semi-active Suspension Considering the Modal Coupling Effect

Jae-Eung Oh and Jung-Yoon Lee

Key Words : Coupling(연성), Decoupling(비연성), Sprung Mass(스프링상 질량), Design Parameter(설계 변수), Sensitivity Function(민감도 함수), Passive(수동형), Semi active(반능동형)

Abstract

In this study, a seven degree-of-freedom vehicle model is used to analyze how the coupling of dynamic mode of a vehicle affects to the ride quality. For this purpose, the comparison of frequency response functions of coupled and decoupled suspension system is performed by using decoupling, which is achieved by eliminating the coupled terms of sprung mass in the equation of motion. The equation of motion is used to calculate frequency response function according to the variation of design parameters of suspension system for the validation of sensitivity function which is normalized to each parameter. For the coupled and decoupled suspension systems, the response characteristics according to the variation of parameters are predicted. The ride quality of decoupled passive and decoupled semi-active suspension system are improved when road profile is considered as the mode of sprung mass.

기 호 설 명

| | | | |
|-----------|-------------------------|-------------|----------------------------------|
| C_{hp} | : 감쇠행렬의 연성항 | N_s | : 정규화시킨 민감도함수 |
| f_a | : 능동의 힘벡터 | p | : 파라미터 벡터 |
| f_s | : 반능동의 힘벡터 | P_r | : 노면 피치 |
| G | : 전달함수 행렬 | q | : 일반좌표 |
| $g_{k,1}$ | : G 의 $(k, 1)$ 번째의 성분 | R | : 기하학적인 현가계의 위치행렬 |
| H_r | : 노면의 히브 | R_r | : 노면 롤 |
| K_{hp} | : 강성행렬의 연성항 | $[T]$ | : 좌표변환 행렬 |
| L | : 바퀴간 거리 | W_r | : 노면 위프(비틀림 운동) |
| M_s | : 스프링상 질량행렬 | W_s | : 감도행렬 |
| M_u | : 스프링하 질량행렬 | $W_s(k, 1)$ | : W_s 의 $(k, 1)$ 번째 성분 |
| M_z | : 스프링상 질량 | Z | : 히브(무게중심에서의 수직운동) |
| | | Z | : 기계적 임피던스(mechanical impedance) |
| | | Z_s | : 스프링상 질량의 변위 벡터 |

*정회원, 한양대학교 정밀기계공학과

**정회원, 한양대학교 정밀기계공학과 대학원

- Z_r : 노면입력의 변위
- Z_u : 스프링하 질량의 변위 벡터
- θ : 롤(각 변위)
- ϕ : 피치(각 변위)

1. 서 론

자동차의 현가장치에 대한 대부분의 연구는 1 또는 2자유도 모델에 의한 히브(Heave)모드만을 이용하여 왔다. 해석은 단순성 때문에 이러한 모델은 현가 장치의 동적거동을 이해한다거나 제어방법을 결정하는데 있어서는 상당히 유용하지만 실제 자동차가 주행할 때의 여러가지 모드(heave, pitch, roll과 warp)에 대한 연성효과를 반영할 수는 없다. 또한 여러가지 다른 모드 사이에 존재하는 연성효과는 설계시 승차감과 조장성의 향상을 위해 고려해야할 중요한 사항이다. 이와같이 4 자유도 이상의 현가계의 모델링시 히브 모드와 피치 모드 사이에 존재하는 연성(coupling)은 차체의 기하학적인 특성때문에 발생하며, 롤(roll)모드와 워프(warp) 모드 사이에 존재하는 연성과 함께 승차감 및 주행 성능에 영향을 미치고 있다.

현가 장치의 종류는 크게 나누어서, 종래부터 사용되어온 스프링-감쇠계(spring damper system)에 의한 수동형(passive type)과 외부로 부터 에너지를 공급하여 진동을 제어하는 능동형(active type), 이들 두 형태의 절충형인 반능동형(semi-active type)이 있으며, 각각 나름대로의 장단점을 가지고 있다. 이들 현가장치에 대한 연구는 현재까지도 많은 자동차 엔지니어에 의해 연구되고 있으며 Magolis⁽¹⁾는 능동형 현가 장치에 대하여 히브와 피치 운동이 연성된 모델을 고려하였으나 스프링하 질량(unsprung mass)을 포함하지 않았기 때문에 자동차 현가계가 승차감에 미치는 효과를 예견할 수 없었다. 또한, maleck⁽²⁾은 절대감쇠 개념을 이용하여 능동형 현가장치에 대한 모드의 연성과 비연성(decoupling)을 고려하였으나, 반능동형 현가장치에 대해서는 다루지 않았다.

한편, 승차감 향상을 위한 설계 개선을 실행하고자 할 때 현가계의 응답에 대한 파라미터 변화의 영향을 고려할 필요가 있으며, 경제적이고도 효과적인 설계변경을 하기 위하여 민감도 해석이 이용되고 있다. 그러나 기존의 제안된 민감도 이론은 2 자유도이하의 저차모델에서는 정확한 특성변화예측

이 가능하였으나 좀더 복잡한 고차모델의 민감도 해석에서는 모드간의 연성으로 인하여 정확한 특성변화를 예측할 수 없었다.

본 연구에서는 자동차의 여러 모드 사이에 존재하는 연성항의 비연성을 위한 능동 제어력을 계산하여 연성항이 승차감에 미치는 영향을 살펴보고, 이 연성항을 비연성화하기 위한 제어력을 계산하였으며, 현가장치의 반능동 제어에 적용하였다. 또한 새로운 민감도 이론식을 제안하여 7자유도 현가계에 적용하고 시뮬레이션을 통하여 특성변화예측을 하였다.

2. 현가계의 이론

2.1 현가계의 모델링 및 운동방정식

본 연구에서 사용한 모델을 Fig. 1에 도식적으로 나타내었다. 스프링상질량 3자유도와 스프링하질량 4자유도로 전체 현가계는 7자유도를 구성하고 있다. 강제질량의 무게중심을 기준으로 수직 변위를 H(heave), x 축에 관한 회전을 R(roll), 그리고 y 축에 대한 회전을 P(pitch)라 한다. 또한 각각의 스프링하질량은 집중 질량이며, 수직 방향으로만 움직인다고 가정한다. 그러나 위에서 선택한 좌표는 각각의 변위가 큰 경우 발생하는 기하학적인 비선형성을 고려하지 않았기 때문에 단지 미소 변위와 각변위에 대해서 유효하다. 본 연구는 현가계의 일반적인 거동을 알아보기 위해 비선형인 실제계를 간결하게 선형화 하였다. 타이어는 미소하게 존재하는 감쇠량을 무시하고 선형 스프링으로 가정했고, 타이어 자체는 항상 노면과 접촉하고 있다고 가정하였다. 이 경우에 있어서 자동차가 직선 도로를 일정 속도로 주행할 때 타이어는 단지 현가

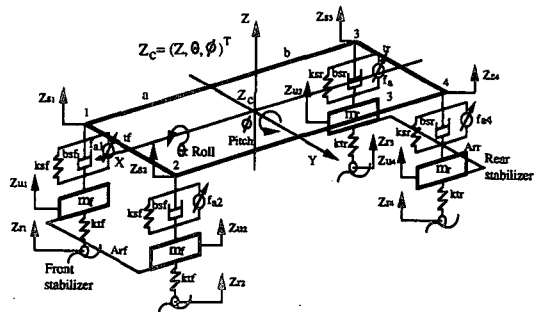


Fig. 1 Full car model of suspension

Table 1 Design parameter of full car model

| model name | | symbol | unit | value |
|-----------------------------------|---------|--------|---------|--------|
| sprung mass | | M_z | kg | 1460 |
| roll moment of inertia | | I_x | kgm | 460 |
| pitch moment of inertia | | I_y | kgm | 2460 |
| unsprung mass | (front) | m_f | kg | 40 |
| | (rear) | m_r | kg | 35.5 |
| damper rate | (front) | bs_f | Nsec/m | 1290 |
| | (rear) | bs_r | N/m | 1620 |
| spring rate | (front) | ks_f | N/m | 19960 |
| | (rear) | ks_r | N/m | 17500 |
| anti-roll bar rate | (front) | Ar_f | N/m/rad | 19200 |
| | (rear) | Ar_r | N/m/rad | 9600 |
| tire stiffness | (front) | kt_f | N/m | 175500 |
| | (rear) | kt_r | N/m | 175500 |
| distance from C.G. to axle(front) | | a | m | 1.011 |
| | (rear) | b | m | 1.803 |
| half-track | (front) | tf | m | 0.761 |
| | (rear) | tr | m | 0.755 |

장치에 수직 입력만을 제공한다. Table 1은 전차 (7자유도) 모델의 설계 파라미터를 나타내었다⁽⁶⁾.

이 전차 모델은 스프링상 질량 및 스프링하 질량의 부분으로 다음과 같이 분리된 자유도로서 묘사할 수 있다.

$$Z_c = \begin{Bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{Bmatrix} \quad Z_s = \begin{Bmatrix} Z_{u1} \\ Z_{u2} \\ Z_{u3} \\ Z_{u4} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

따라서, 스프링상 질량의 관성력을 중심으로 표현하는 운동방정식과 네 군데의 스프링하 질량의 관성력을 고려한 운동방정식으로 구분하여 표현할 수 있다. 즉, 스프링상 질량의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_s \ddot{Z}_c + RC_s (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + RK_s (Z_s - Z_u) = Rf_a \quad (2)$$

여기서,

$$R_s = \begin{bmatrix} M_z & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -t_f & t_f & -t_r & t_r \\ -a & -a & b & b \end{bmatrix}$$

$$K_s = \begin{bmatrix} ks_f + Ar_f/2 & -Ar_f/2 \\ -Ar_f/2 & ks_f + Ar_f/2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ ks_r + Ar_r/2 & -Ar_r/2 \\ -Ar_r/2 & ks_r + Ar_r/2 \end{bmatrix}$$

$$C_s = \begin{bmatrix} bs_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & bs_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & bs_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & bs_r \end{bmatrix} \quad f_a = \begin{bmatrix} f_{a1} \\ f_{a2} \\ f_{a3} \\ f_{a4} \end{bmatrix}$$

식 (2)에서, Z_s 는 스프링상의 질량의 각 현가계 위치에서의 수직방향의 변위를 나타내는 (4×1)의 벡터, M_s 는 (3×3)의 관성행렬, K_s 는 전후 현가계의 스프링 및 좌우요동 안정장치(roll stabilizer)에 의한 (4×4)의 강성행렬, C_s 는 각 현가계의 감쇠기로 이루어진 (4×4)의 감쇠행렬, R 은 전차 모델의 기하학적 형상에 의해 결정되는 (3×4)의 변환행렬, 그리고 f_a 는 각 현가장치의 액츄에이터에서 발생하는 능동제어력을 나타내는 (4×1)의 힘벡터이다. 여기서 Z_s 와 Z_c 와의 관계는 변환행렬 R 로서 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Z_s = R^T Z_c \quad (3)$$

따라서, 식 (2)는 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$M_s \ddot{Z}_c + RC_s R^T \dot{Z}_c - RC_s \dot{Z}_u + RK_s R^T Z_c - RK_s Z_u = R f_a \quad (4)$$

스프링하 질량에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$M_u \ddot{Z}_u + K_s Z_u - K_s P^T Z_c + K_i Z_u - K_i Z_u - C_s R^T \dot{Z}_c + C_r \dot{Z}_u = -f_a \quad (5)$$

여기서,

$$M_u = \begin{bmatrix} m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}$$

$$K_i = \begin{bmatrix} kt_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & kt_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & kt_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & kt_r \end{bmatrix}$$

식 (4)에서, M_u 는 (4×4)의 관성행렬, K_r 는 타이어의 스프링상수에 의해 결정되는 (4×4)의 강성행렬, 그리고 Z_r 은 네 곳의 바퀴에서 들어오는 도로 입력을 나타내는 (4×1)의 변위벡터이다. 여기서, 식 (4)와 (5)을 행렬 및 벡터표현을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이 때 0는 (4×4)의 영행렬(zero matrix)를 나타내고 있다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Z}_c \\ \ddot{Z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} RC_s R^T & -RC_s \\ -C_s R^T & C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_c \\ \dot{Z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} RK_s R^T & -RK_s \\ -K_s R^T & K_s + K_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_c \\ Z_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R f_a \\ K_i Z_r - f_a \end{bmatrix} \quad (6)$$

자동차 전후 대칭성의 부족으로 히브와 피치에서의 운동방정식은 연성된다. 이 연성은 때로 자동차의 승차특성을 좋게 하기위해 조절된다. 평지 주행 특성(flat ride characteristics)은 인간이 히브에 의한 수직 가속도보다는 피치운동에 의한 전후 가속도에 의해 더 민감하게 느낀다는 것에 기초를 두고 있다. 그러나 모든 자동차가 절충조건(정적저점등) 때문에 좋은 평지주행 특성만을 얻기위해 설계되어지는 것은 아니다. 사실상 설계자는 3개의 변수(히브강성, 피치강성, 두모드 사이의 연성)에 영향을 주기 위해서 두개의 파라미터, 즉 전후 스프링 강성계수를 설정하게 되며, 마찬가지로 감쇠계수도 설정하게된다. 이때 히브와 피치에 대한 운동방정식중 비대각항에 연성된 항이 존재하며 이 연성항은 식(4)에서 구할 수 있다. 강성및 감쇠의 연성항을 각각 K_{hp} 및 C_{hp} 라 하고 이를 표현하면

$$\begin{aligned} K_{hp} &= -2(a k_{sf} - b k_{sr}) \\ C_{hp} &= -2(a b_{sf} - b b_{sr}) \end{aligned} \quad (7)$$

가 된다.

이때 식(7)에 표시한 연성항만을 가진 감쇠 및 강성행렬을 각각 C_d 와 K_d 라 하면 식(4)과 식(5)에서의 능동력 f_a 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f_a = R^T (C_d \dot{Z}_c + K_d Z_c) \quad (8)$$

여기서

$$C_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & C_{hp} \\ 0 & 0 & 0 \\ C_{hp} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad K_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & K_{hp} \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{hp} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

승차감 향상을 위한 비연성은 식(8)의 능동적인 힘을 작용시켜서 연성항을 제거함으로써 이루어지며, 이 능동적인 힘은 차의 기하학적인 특성, 스프링 및 감쇠의 특성을 알고 있기 때문에 제한(feedback)에 의해 제어에 작용하게 된다.

이때 비연성된 스프링상 질량의 운동방정식은

$$M_s \ddot{Z}_c + (RC_s R^T - C_d) \dot{Z}_c - RC_s \dot{Z}_u$$

$$+(RK_sR^T - K_d)Z_c - RK_sZ_u = 0 \quad (9)$$

그리고 스프링하 질량의 운동방정식은 식(5)으로부터

$$\begin{aligned} M_u\ddot{Z}_u + K_sZ_u - K_sR^TZ_c + K_tZ_u + f_a \\ - C_sR^T\dot{Z}_c + C_s\dot{Z}_u = K_tZ_r \end{aligned} \quad (10)$$

라 표현할 수 있으며, 이때 f_a 는 식(8)에서 구할 수 있다.

또한 반응동형에 대한 비연성을 행하기 위해 기존의 연구에서 제시한^{(3),(4)} 반동형 현가장치의 반응동력 f_s 를 구하기 위한 제어법칙은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_{si} = & \quad \text{if } \dot{Z}_{si}(\dot{Z}_{si} - \dot{Z}_{ui}) \leq 0 \\ f_{si} = f_{ai} & \quad \text{if } \dot{Z}_{si}(\dot{Z}_{si} - \dot{Z}_{ui}) > 0 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 $i=1, 2, 34$

그러므로 반응동형에 대한 스프링의 비연성식은

$$\begin{aligned} M_s\ddot{Z}_c + (RC_sR^T - C_d)\dot{Z}_c - RC_s\dot{Z}_u \\ + (RK_sR^T - K_d)Z_c - RK_sZ_u = f_s \end{aligned} \quad (12)$$

그리고 스프링하 질량의 운동방정식은

$$\begin{aligned} M_u\ddot{Z}_u + K_sZ_u - K_sR^TZ_c + K_tZ_u - C_sR^T\dot{Z}_c \\ + C_s\dot{Z}_u = K_tZ_r - f_s \end{aligned} \quad (13)$$

라 표현할 수 있다.

2.2 노면 형상에 따르는 현가계의 좌표변환

타이어에서 들어오는 국부적인 노면 입력을 스프링상질량의 모드 형태로 변환시키고자 할 때 좌표변환이 필요하게 된다. 이것은 각 타이어의 노면 입력을 스프링 상 질량의 기하학적 조건을 고려한 선형 조합에 의하여 얻어 질 수 있다.

4곳의 타이어에서 들어오는 노면의 입력 벡터를 $\{Z_r\}$ 라 하고 $\{Q_r\}$ 를 노면 히브(road heave) H_r , 노면 피치(road pitch) P_r , 노면 롤(road roll) 그리고 노면 워프(road warp) W_r 를 고려한 새로운 노면 입력 벡터라 하면 좌표 변환 매트릭스는

$$\{Q_r\} = [T]\{Z_r\} \quad (14)$$

로 표현할 수 있으며, 여기서 $\{Q_r\} = \{H_r, P_r, R_r, W_r\}^T$ 이다.

좌표 변환 매트릭스는 일단 새로운 변수를 정의하면 쉽게 얻을 수 있다. 이것은 Fig. 2에서 보여준 중간점 변위 $Z_{r12}, Z_{r34}, Z_{r14}$ 그리고 Z_{r23} 를 정의하면 쉽게 얻을 수 있으며 아래와 같다.

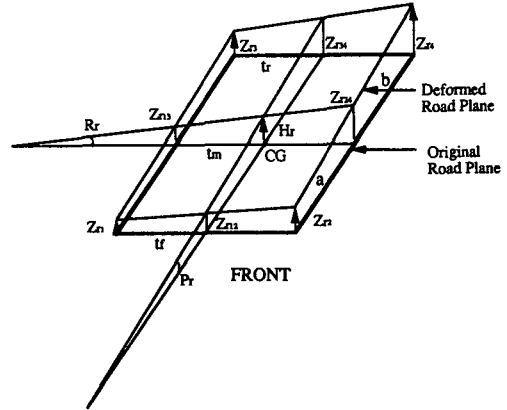


Fig. 2 Coordinate transformation of road plane

$$Z_{r12} = \frac{Z_{r1} + Z_{r2}}{2} \quad Z_{r34} = \frac{Z_{r3} + Z_{r4}}{2} \quad (15)$$

$$Z_{r13} = \frac{aZ_{r3} + bZ_{r1}}{a+b} \quad Z_{r24} = \frac{aZ_{r4} + bZ_{r2}}{a+b} \quad (16)$$

이제 노면 히브를 구하면

$$H_r = \frac{bZ_{r12} + aZ_{r34}}{a+b} \quad (17)$$

이며, 이식에 Z_{r12} 와 Z_{r34} 에 대한 식(15)를 대입하면

$$H_r = \frac{b(Z_{r1} + Z_{r2}) + a(Z_{r3} + Z_{r4})}{2(a+b)} \quad (18)$$

가 된다. 노면의 피치(pitch)는

$$P_r = \frac{Z_{r34} - Z_{r12}}{a+b} \quad (19)$$

이며, 또는

$$P_r = \frac{-(Z_{r1} + Z_{r2}) + (Z_{r3} + Z_{r4})}{2(a+b)} \quad (20)$$

로 나타낼 수 있다. 마찬가지로 노면 롤은

$$R_r = \frac{b(Z_{r2} - Z_{r1}) + a(Z_{r4} - Z_{r3})}{2(b_{tr} + a_{tr})} \quad (21)$$

가 된다.

마지막으로 노면 평면의 워프(road plane warp)는 노면 롤의 공액(conjugate)으로 정의될 수 있다. 이 운동은 노면 평면의 비틀림 운동을 가리킨다. 그러므로, 노면 평면의 워프는

$$W_r = \frac{b(Z_{r2} - Z_{r1}) - a(Z_{r4} - Z_{r3})}{2(b_{tr} + a_{tr})} \quad (22)$$

와 같이 된다.

위에서 정의한 식들을 기초로한 변환 매트릭스 $[T]$ 는 다음과 같이 얻어진다.

$$[T] = \begin{bmatrix} b/2L & b/2L & a/2L & a/2L \\ -1/2L & -1/2L & 1/2L & 1/2L \\ -b/2q & b/2q & a/2q & -a/2q \\ -b/2q & b/2q & a/2q & -a/2q \end{bmatrix} \quad (23)$$

여기에서 L 은 자동차의 축간거리로서

$$L = a + b \quad (24)$$

와 같고,

$$q = b_{cr} + a_{cr} \quad (25)$$

이다.

각각의 현가계에 대해 좌표변환을 도입하면 아래와 같이 스프링상 모드 형태로 현가 변위를 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} H_s \\ P_s \\ R_s \\ W_s \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} Z_{s1} \\ Z_{s2} \\ Z_{s3} \\ Z_{s4} \end{bmatrix} \quad (26)$$

여기서 Z_{si} , $i=1\sim 4$ 는 현가계의 각코너에서의 스프링상 질량과, 스프링하질량사이의 상대변위이고, H_s , P_s , R_s 그리고 W_s 는 각각 현가계의 히브, 피치, 롤 그리고 워프이다.

위에서 얻어진 변환된 좌표와 변수들은 차체 모드의 연성과 시스템 응답에의 연성효과를 해석하고 이해하는데 있어서 시스템을 더 분명하게 나타낼 수 있다.

3. 연성 및 비연성 현가계에 대한 민감도해석

승차감 향상을 위한 설계개선을 실행하고자 할 때 현가계 파라미터 변화에 따르는 차체의 동특성 변화를 알아보기 위하여 민감도해석에 대한 연구가 행해져 왔다^{(6),(7)}. 그러나 기존의 제안된 민감도 이론은 2 자유도 이하의 저차모델에서는 정확한 특성변화예측이 가능하였으나 좀더 복잡한 고차모델

의 민감도 해석에서는 모드간의 연성으로 인하여 정확한 특성변화를 예측할 수 없었다.

따라서 본장에서는 시스템의 특성을 예측하기 위해 자동차 현가계의 7자유도 선형역학 모델(전차모델)을 이용하여 주파수 영역에서의 새로운 민감도 함수를 결정하여 현가계의 설계 파라미터의 변화에 따르는 연성과 비연성 두 경우에 대한 응답함수의 변화를 예측하였다.

3.1 민감도해석의 이론^{(6),(7)}

운동학적으로 가진된 계의 운동방정식은 다음과 같은 일반적인 형태로 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = M_u\ddot{u} + C_u\dot{u} + K_uu \quad (27)$$

여기에서 M_u , C_u , K_u 는 $(n \times m)$ 차원 행렬로서 운동학적 가진 u 의 m 차원 벡터와 연관되어 있다. 이때 $(n \times m)$ 차원 전달함수행렬은 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$G = Z^{-1}R \quad (28)$$

여기에서 $(n \times n)$ 행렬 Z , $(n \times m)$ 행렬 R 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Z &= K - \omega^2 M + j\omega C, \\ R &= K_u - \omega^2 M_u + j\omega C_u \end{aligned} \quad (29)$$

이제 행렬 M , C , K , M_u , C_u , K_u 의 각 성분을 구성하는 매개변수중 관심의 대상이 되는 r 개의 파라미터를 벡터 p 를

$$p = [a_1, \dots, a_r] \quad (30)$$

으로 나타내면 민감도 행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_n &= \partial G / \partial p_s \\ &= (\partial / \partial p_s) (Z^{-1}R) \\ &= Z^{-1}(R_s - Z_s G) \end{aligned} \quad (31)$$

이 민감도 행렬에 의해 진폭-주파수특성에 대한 민감도 함수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} W_{s(k,l)}^{(k,l)} &= \partial |g_{k,l}| / \partial p_s \\ &= (Re\{g_{k,l}\} \cdot Re\{W_{s(k,l)}\} \\ &\quad + Im\{g_{k,l}\} \cdot Im\{W_{s(k,l)}\}) / |g_{k,l}| \end{aligned} \quad (32)$$

여기에서

$$|g_{k,l}| = \sqrt{[Re\{g_{k,l}\}]^2 + [Im\{g_{k,l}\}]^2} \quad (33)$$

(단 $k=1, \dots, n$ $l=1, \dots, m$)

로 계의 전달함수를 나타낸다. 종래의 참고문헌

[5, 6]에서 민감도함수의 실수부만을 고려하였지만, 식 (32)는 민감도함수의 실수부 및 허수부를 모두 고려한 민감도함수이다.

각 파라미터에 의해 정규화된(normalized) 민감도함수 N_s (참고문헌 [5, 6]에서는 대수감도함수라 칭하였다.)는 주파수 영역에서의 민감도해석에 사용되며 다음과 같이 정의된다.

$$N_s = p_s \cdot W_s^{(g_k, l)} \quad (34)$$

본 연구에서는 자동차 현가계의 설계변수로 선택된 파라미터의 변화에 대한 진폭-주파수의 민감도를 결정하는 절차를 제시하였으며, 식 (34)에 의하여 각 파라미터에 의해 정규화된 민감도함수를 결정하였다.

3.2 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 연성과 비연성 현가계의 민감도해석

본 장에서 민감도해석을 행하기 위해 2장에서 모델링한 7자유도 모델을 선정하였으며, 관심파라미터는 자동차 무게중심에서 전륜까지의 거리 a 와 현가계의 감쇠계수 b_{sr} 그리고 강성계수 K_{sr} 를 선정하였다.

$$p = (a, b_{sr}, K_{sr}) \quad (35)$$

여기에서, 주어진 현가계의 공칭파라미터의 값은 Table 1에 나타낸 값을 그대로 사용하였다. 또한, 현가계의 주파수응답함수를 평가하기 위해 2장에서 얻어진 7자유도 운동방정식에 라플라스 변환(Laplace transform)을 이용하여, 다음과 같은 두가지의 전달함수에 대하여 얻어진 민감도함수를 비교하였다.

$$H_{Heave}(S) = \frac{\text{히브 변위 (Heave displacement)}}{\text{노면 변위 (Road displacement)}}$$

$$H_{Pitch}(S) = \frac{\text{피치 각변위 (Pitch angle)}}{\text{노면 변위 (Road displacement)}} \quad (36)$$

또한 연성과 비연성에 대한 민감도해석을 위해 연성된 운동방정식과 비연성된 운동방정식에 대하여 각각 민감도해석을 행하였다.

3.3 민감도해석을 이용한 특성변화 예측

본장의 연구는 설계파라미터에 따른 히브와 피치의 연성과 비연성에 대한 민감도함수를 비교 고찰하기 위해 스프링상 질량의 모드에 대해 컴퓨터 시

뮬레이션을 행한 결과는 다음과 같다.

Fig. 3은 파라미터 a 에 대한 민감도함수 및 전달함수를 나타내고 있다. 이때 파라미터 a 의 값은 축간거리(wheel base) L 의 0.2, 0.3, 0.4 그리고 0.5배의 값을 대입하였다. 그러나 실제승용차의 경우 엔진 및 트랜스미션이 자동차의 앞쪽에 치중되어 있으므로 파라미터 a 의 값은 축간거리의 0.5배 이하가 될 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 현가계의 무게중심으로 부터 전륜까지의 거리($a=L-b$)가 증가할수록 히브 민감도함수(Fig. 3(a))는 연성인 경우 1 Hz 근방에서 감소했다가 증가하는 형태를 보이고 있다. 이것은 파라미터의 값이 증가함에 따라 고유진동수가 변하고, 현가계의 주파수 응답 특성이 1 Hz 근방에서 심하게 변화하고 있음을 보여준다. (Fig. 3(c)) 그러나 비연성된 현가계의 경우(Fig. 3(e)) 민감도함수는 연성된 경우에 비해 미소하지만 단지 음의 값을 가지고 있기 때문에 파라미터 증가에 따라 히브의 주파수 응답함수의 진폭이 감소하며, 고유진동수의 변화가 없다.

또한, 피치에 대한 민감도함수(Fig. 3(b))는 히브와 피치가 연성인 경우와 비연성인 두가지 경우에 있어서 모두 감소하고 있다. 연성인 경우 1Hz 부근에서 크게 감소하지만 비연성인 경우 2차 모드까지 음의 값을 가지기 때문에 거의 전주파수에 걸쳐 피치의 주파수 특성이 감소한다. 이 결과의 특성변화 예측은 연성된 현가계(Fig. 3(d))와 비연성된 현가계(Fig. 3(f))의 전달함수에 잘 나타나 있다.

Fig. 4는 현가계의 감쇠변화에 따르는 민감도함수를 나타내었고, 전달함수에 의해 파라미터변화에 따른 특성변화를 예측하였다. 시뮬레이션을 위한 감쇠값은 공칭감쇠값(1290Nm/sec)을 기준으로 하여 임의로 800, 1000, 1200 그리고 1400(Nm/sec)을 선정하였다. Fig. 4의 (a)는 감쇠계수의 증가에 따르는 연성 및 비연성된 현가계에 대한 민감도함수의 양상은 거의 비슷하다. 즉 1 Hz 근방에서 감쇠계수의 증가에 따라 전달함수의 진폭은 감소하여 승차감을 향상 시킬 수 있으나, 약 2-10Hz 사이에서는 다소 증가하고 있기때문에 다른 성능(특히 조종성)을 악화시키게 된다. Fig. 4(b)는 피치에 대한 민감도함수를 나타내고 있다. 연성된 경우의 민감도함수가 비연성된 경우에 비하여 감소폭이 큼을 알 수 있다. 이에 대한 타당성은 Fig. 4(d)와 (f)

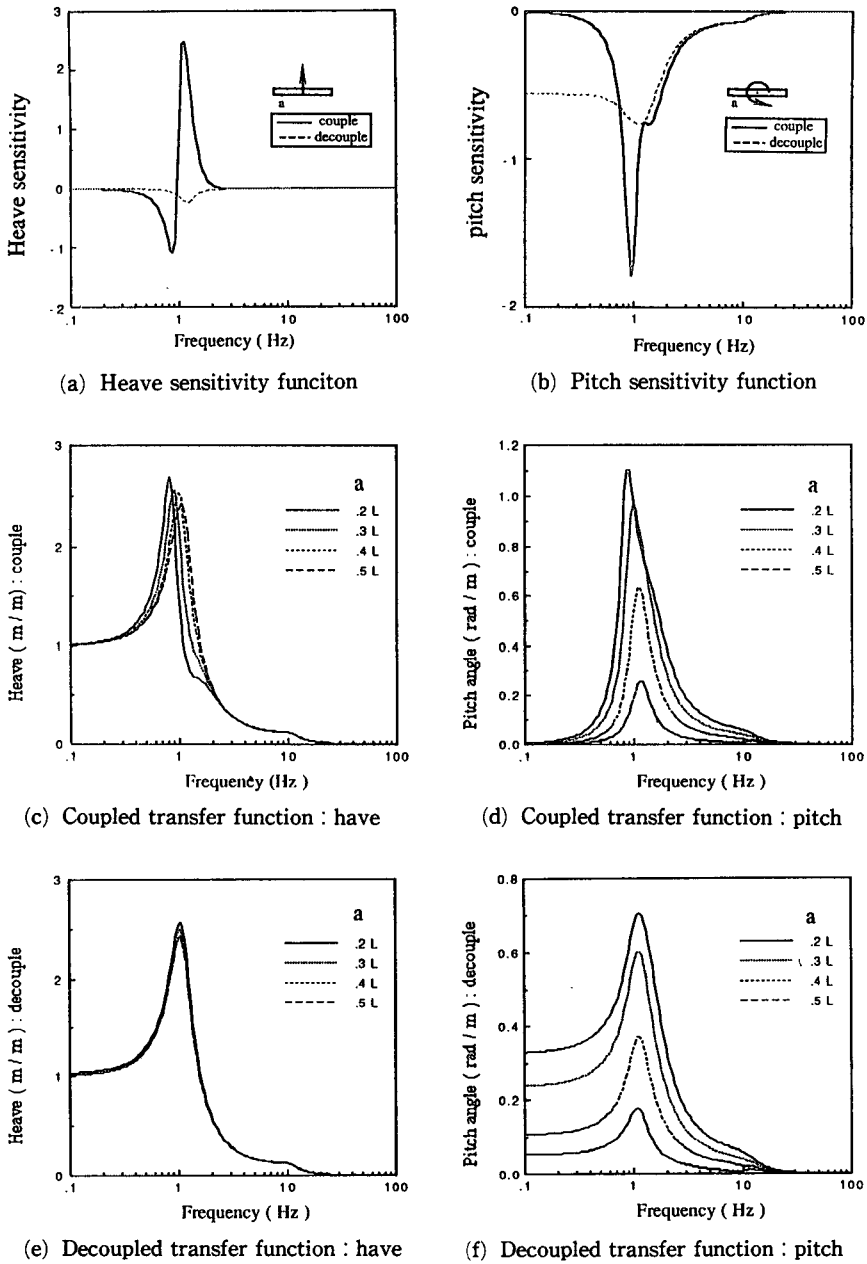
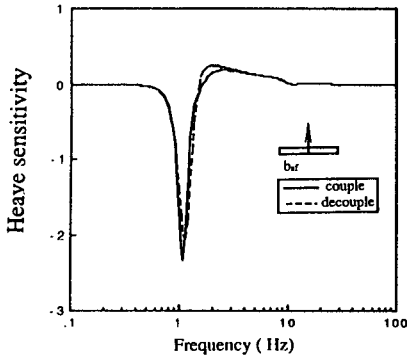


Fig. 3 The Sensitivity functions and the transfer functions for the length change from center of gravity to front wheel

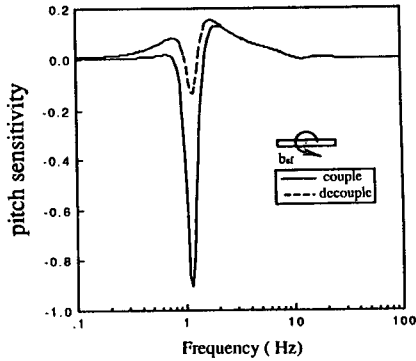
에 나타나 있다. 마찬가지로 히브의 민감도함수의 경우와 같이 1Hz 근방 이외의 주파수에서는 민감도함수가 양의 값을 갖게 되어 감쇠증가에 따라 응답특성이 악화가 된다.

Fig. 5는 현가계의 강성 변화에 따르는 민감도함

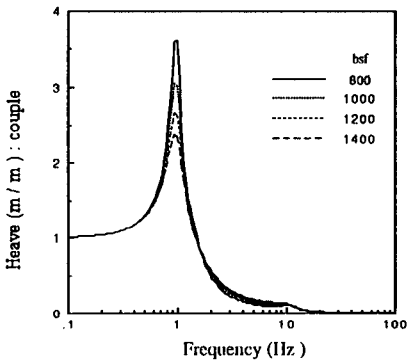
수와 전달함수를 나타낸 것이다. Fig. 5(a)와 (b)는 강성변화에 대한 민감도함수를 나타내고 있다. 두 경우 비연성이 연성보다 피크치의 주파수가 고주파로 이동하고 있음을 알 수 있다. 이것으로 현가계에 강성에 대한 비연성은 고유진동수를 증가시



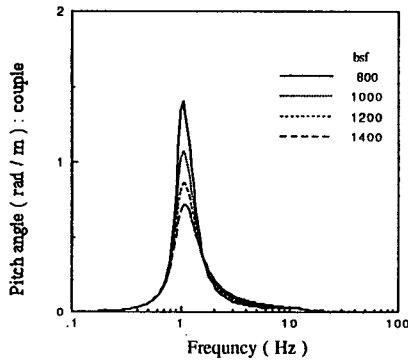
(a) Heave sensitivity function



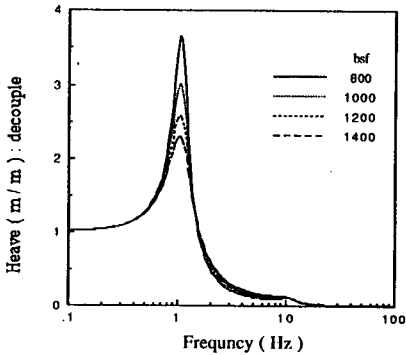
(b) Pitch sensitivity function



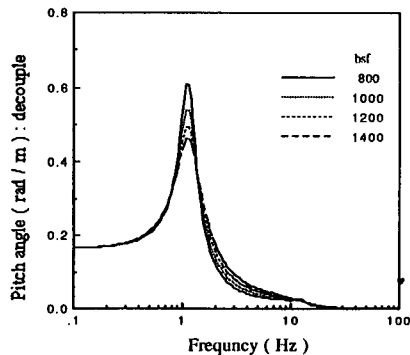
(c) Coupled transfer function : have



(d) Coupled transfer function : pitch



(e) Decoupled transfer function : heave

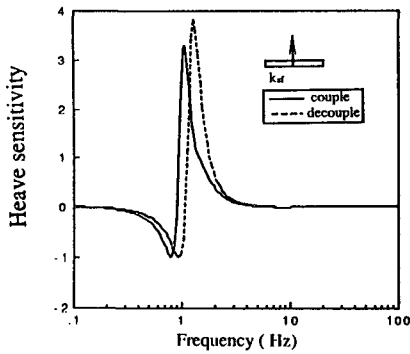


(f) Decoupled transfer function : pitch

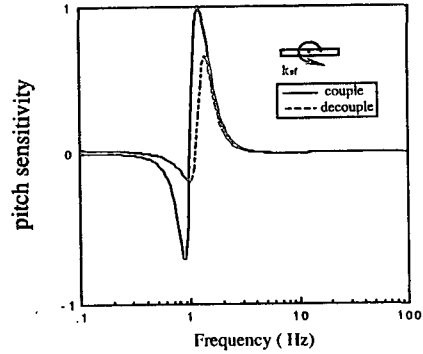
Fig. 4 The Sensitivity functions and the transfer functions for damping change

킨다는 것을 알 수 있다. 또한 주파수응답함수를 고려하면 강성의 증가는 진폭의 증가와 함께 고유진동수의 증가함을 알 수 있다. 또한 히브와 피치에 대한 민감도함수에서 스케일을 비교하면 히브의

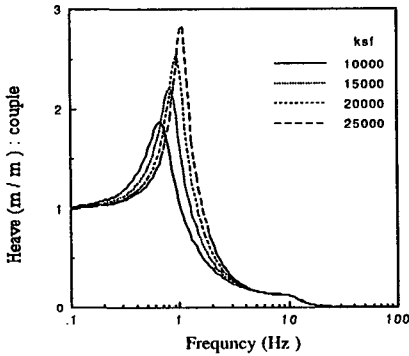
민감도함수의 값이 거의 3배정도 더큼을 알 수 있다. 이 결과는 강성의 증가는 결국 피치보다는 히브에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며, Fig. 5(c)와 (d)는 연성된 경우, Fig. 5(e)와 (f)는 비



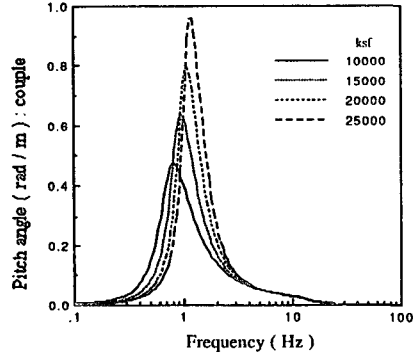
(a) Heave sensitivity function



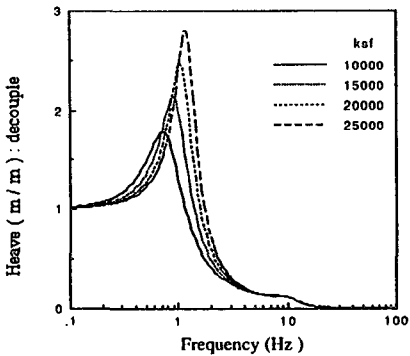
(b) pitch sensitivity function



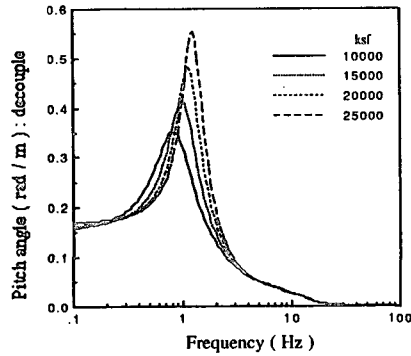
(c) Coupled transfer function : heave



(d) Coupled transfer function : pitch



(e) Decoupled transfer function : heave



(f) Decoupled transfer function : pitch

Fig. 5 The sensitivity functions and the transfer functions for stiffness change

연성된 현가계에 대해 나타내고 있다.

4. 수동형과 반응동형 현가계의 연성 및 비연성 고찰

4.1 수동형 현가계와 비연성된 현가계
수동형과 반응동형에 대한 히브(heave)와 피치

(pitch)의 연성 및 비연성에 대한 효과를 설명하기 위해 2장의 이론에서 제시한 식(6)과 식(9) 및 (10)를 이용하여 수동형, 비연성된 수동형에 대해 스프링상 질량의 가속도 응답과 현가계의 상대변위량에 대한 주파수 응답함수를 고려하였다. 이때의 주파수 응답함수는 시간영역에서의 응답을 푸리에 변환(Fourier transform)에 의해서 얻어진다.

Fig. 6은 연성된 수동형과 비연성시킨 수동형에 대한 노면히브(road heave)입력에 대한 스프링상 질량의 가속도 응답과 현가계의 상대변위 응답을 나타내고 있다. Fig. 6(a)에 보인 히브가속도 응답의 경우 수동형과 비연성된 수동형에 있어서 히브 가속도는 비연성된 경우의 1차 모드 근방의 응답레벨이 다소 증가하고 있다. 이것은 스프링상 질량의 모드는 노면에서 들어오는 입력이 같은데도(히브입력-히브출력) 시스템의 응답특성이 변하고 있는 것은 히브와 피치에 대한 운동방정식의 연성항을 소거함으로써 계의 동특성이 변하기 때문이다. 또한 Fig. 6(b)의 피치 가속도 응답은 1Hz 근방에서 크게 감소하고 있다. 이것은 노면에서 들어오는 입력(히브)과 스프링상 질량의 모드(피치)가 운동방정식상에서의 연성된 항을 비연성시킴으로써 히브에 의한 피치의 영향이 사라졌기 때문이다. 이때 노면에서 들어오는 입력에 의한 승차감은 향상될 것이다. 그러나, 1Hz 이하의 저주파에서는 응답레벨이 크게 증가하고 있는데, 이것은 비연성에 의해 1차 모드 근방의 응답레벨의 감소로 인한 에너지가 저주파에 영향을 미치고 있다고 생각한다.

또한 Fig. 6(c), (d)는 노면입력에 의한 현가계의 상대변위를 나타내고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 입력력 형태에 따르는 1차 모드의 응답특성은 스프링상 질량의 응답특성과 유사하다. 즉 비연성된 계의 응답은 연성된 계보다는 1차 모드에서 감소하고 1차 이하의 저주파에서는 증가하는 경향을 보이고 있지만 스프링상 질량과 스프링하 질량의 충돌을 고려할 때 연성된 계의 상대변위 진동량이 1차 모드에서 가장 크므로 비연성된 계의 상하접촉 문제는 발생하지 않을 것이다.

4.2 연성 및 비연성된 반능동형 현가계

반능동형에 대해 식(6) 능동력 f_a 대신에 f_s 를 대입하여 해석하였고, 식(12)와 (13)을 이용하여 비연성된 계에 대한 반능동 현가계에 대해서 해석하였다.

Fig. 7은 반능동형과 비연성된 반능동형에 대한 노면히브입력에 대한 스프링상 질량의 가속도 응답과 현가계의 상대변위 응답을 나타내고 있다. Fig. 7(a), (c)에서 나타난 것처럼 반능동형의 경우에도 입력력의 모드 형태가 같을 때는 Fig. 6의 수동형에

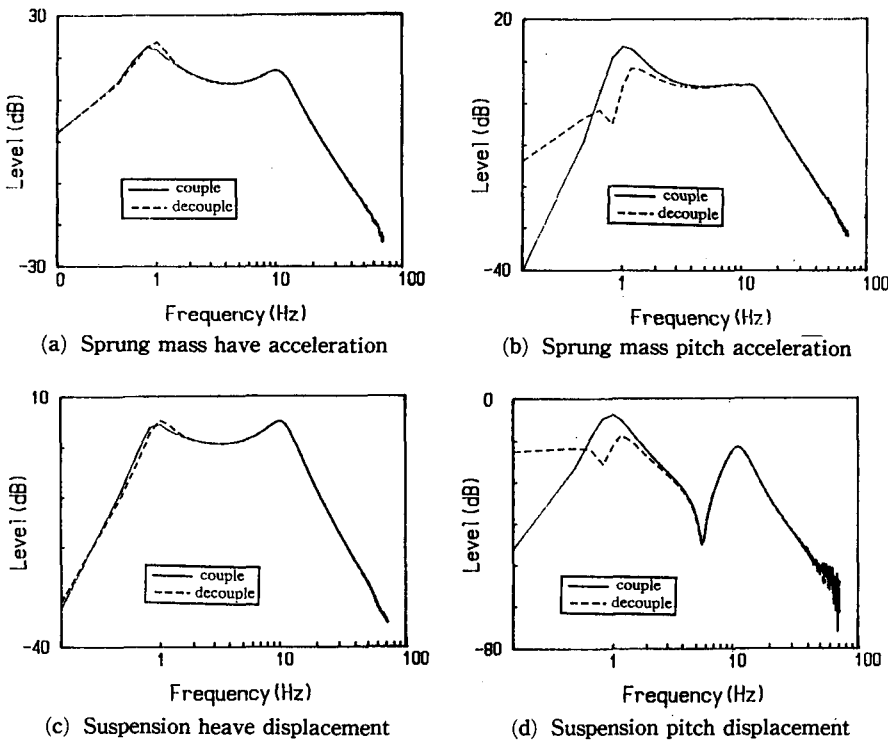


Fig. 6 Comparison of passive system for road heave velocity

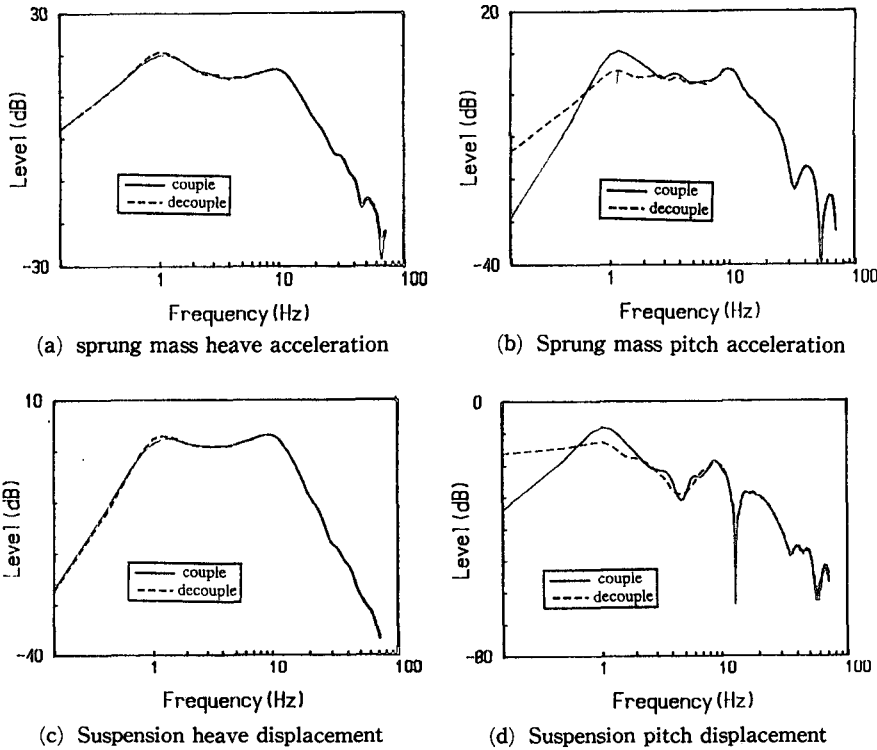


Fig. 7 Comparison of semi-active system for road have velocity

서와 마찬가지로 이유로 1차 모드의 응답이 미소하게 증가하고 있다. 또한 Fig. 7 (b),(d)의 피치에 대한 현가계 응답곡선에서는 1차 모드 근방에서 크게 감소하고 있지만 수동형을 비연성 시킨경우와 마찬가지로 1 Hz 이하의 저주파 영역에서는 응답레벨이 크게 증가하고 있다. 이것도 Fig. 6의 수동형에서 설명한 결과와 마찬가지로 생각한다. 다만 동일한 입출력 모드를 갖는 경우 2차 모드 이상의 주파수 영역에서 응답곡선이 심하게 변하고 있는 것을 볼 수 있는데 이는 반능동형 시스템의 단점인 고주파 영역에서의 성가심(harshness) 문제를 말해 주고 있다. 또한 현가계의 응답은 1차 모드의 제진효과를 보이고 있으나, 1차 모드 이하의 저주파 영역에서는 상대변위 진동량이 증가하고 있다.

결국 반능동형에 비연성시킨 계의 응답은 입출력의 형태가 다른 경우 1차 모드의 응답레벨은 감소로 양호한 승차감을 얻을 수 있다. 하지만 연성된 계와 비연성된 계의 응답레벨을 비교하면 1차 모드 이하의 주파수에서 레벨이 증가함으로 인해 그 주파수 대역에서의 승차감은 악화되지만, 그림에서

수직축 스케일이 상용대수이기 때문에 1차 모드의 감소량에 비해 1차 모드 이하의 주파수 증가량을 비교할 때 전체적인 시스템의 승차감특성은 좋아짐을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 7자유도로 모델링한 수동형 및 반능동형 현가장치의 연성 효과를 고려하기 위해 민감도해석과 노면형상에 따른 전달함수의 컴퓨터 시뮬레이션을 행한 결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 새로운 민감도함수의 이론식을 제안하였으며

(2) 각 파라미터(a, b_{sf}, k_{sf})의 변화에 의한 응답특성을 고려할 때 승차감 향상을 위해서는 a, b_{sf} 의 증가시켜야하며, 강성은 감소시켜야 한다.

(3) 노면형상의 좌표변환에 의해 노면입력이 스프링상 질량의 모드 형태로 입력된 결과, 수동형 및 반능동형에 대한 히브와 피치의 연성효과를 제거(즉 비연성화)하여 주파수응답함수의 레벨이 약

5dB 감소함으로써 승차감을 향상시킬 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구지원(과제번호 : 901-0912-035-2)으로 수행된 내용의 일부이며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Margolis, D.L., 1982, "Semi-Active Heave and Pitch Control for Ground Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, Vol.11, pp. 31~42.
- (2) Maleck, K.M., 1985, "The Effect of Coupling in Automotive Active Suspensions," M.A. MIT.
- (3) 박 호, 오재웅, 염성하, 1990, "승차감 향상을 위한 자동차 현가장치의 반능동제어에 관한 연구", 90 한국자동차제어학술회의논문집, pp. 783~788.
- (4) 박 호, 1990, "자동차 현가장치의 성능감도해석 및 능동진동제어에 관한 연구", 한양대박사학위논문.
- (5) 박 호, 전의식, 오재웅, 1991, "자동차 현가장치의 적응제어를 위한 FEED-BACK 시스템의 성능감도해석", *자동차공학회지*, Vol.13, No.1, pp. 35~45.
- (6) 송척기, 박 호, 오재웅, 염성하, 1990, "민감도해석에 의한 자동차 현가장치의 성능개선에 관한 연구", *대한기계학회논문집*, Vol.14, No.6, pp. 1464~1473.
- (7) Nalecz A.G. and Wicher J., 1988, "Design Sensitivity Analysis of Mechanical Systems in Frequency Domain," *J. of Sound and Vibration*, Vol.120, No.3 pp. 517~526.
- (8) 오재웅, 박 호, 박천권, 1990, "모드연성 효과를 고려한 자동차현가장치의 진동 해석", *대한기계학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 325~327.
- (9) 박 호, 박천권, 오재웅, 염성하, 1990, "자동차 현가장치의 능동제어에 관한 연구", *대한기계학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 308~311.
- (10) Thompson A.G., 1983, "Suspension Design for Optimum Road-Holding," SAE 830663.
- (11) 長松昭男, 1985, "モード解析", 培風館
- (12) Wong, J.Y., 1978, "The Theory of Ground Vehicles," John Wiley & Sons, Inc.
- (13) 최성배, 박윤식, 1988, "반능동 단속형 감쇠기를 이용한 현가장치 개선에 관한 연구", *대한기계학회 논문집*, 제 12권, 제5호, pp. 959~967.