

〈論 文〉

민감도해석에 의한 자동차 현가장치의 성능개선에 관한 연구

송척기* · 박 호* · 오재응** · 염성하**

(1990년 6월 27일 접수)

Performance Improvement of a Vehicle Suspension by Sensitivity Analysis

Chuck Gee Song, Ho Park, Jae Eung Oh and Sung Ha Yum

Key Words : Sensitivity Analysis(민감도해석), Vehicle Suspension(자동차현가장치), Design Parameter(설계변수), Performance Index(성능지수), Vibrational Amplitude(진동진폭), Road Profile(노면형상), Optimal Design Parameter(최적설계변수)

Abstract

Optimal design parameters are estimated from the sensitivity function and performance index variation. Suspension design modification for performance improvement and basic materials for practical applications are presented. The linear quarter model of a vehicle suspension is analyzed in order to represent the utilities of sensitivity analysis, and sensitivity function is determined in the frequency domain. The change of frequency response function is predicted, which depends on the design parameter variation and the property is verified by computer simulation. As an investigation results of sensitivity function for the vibrational amplitude of sprung mass to road profile input, it is shown that the most sensitive parameters are the suspension damping and the suspension stiffness. In order to identify the effects of these two parameters to the performance of suspension system, the performance index variation according to the changes of parameters is considered and then optimal design parameters are determined. It is verified that the system response is improved noticeably in the both of frequency and time domain after the design modification with the optimal parameters.

1. 서 론

노면 위를 달리고 있는 자동차의 타이어는 노면형상(road profile)의 변화에 의해 강제변위진동을 받고 있으며, 그 진동을 차체에 직접 전하지 않고 흡수완화하여 승차감(ride quality)을 향상시키기

위하여 현가장치를 설치하고 있다⁽¹⁾. 따라서 현가장치는 자동차의 질과 성능면에서 지대하고도 직접적인 영향을 미치는 주요부품중의 하나로서 취급되고 있다. 현가장치의 중요한 기능으로서는 차체를 지지하고 불규칙 노면으로부터 발생되어 지는 진동을 절연하는 것을 들 수 있으며, 자동차의 동적해석 및 현가계의 성능(승차감 및 조종특성 등)을 개선하기 위한 많은 연구가 행해지고 있다^(2~4). 현가장치의 종류는 크게 나누어서, 종래부터 사용되어

* 정회원, 한양대학교 대학원

** 정회원, 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

은 스프링-댐퍼계(spring-damper system)에 의한 수동형(passive type)과 외부로 부터 에너지를 공급하여 진동을 제어하는 능동형(active type)의 두 가지가 있으며, 각각 나름대로의 장단점을 가지고 있다^(6~7). 본 연구에서는 수동형 현가장치의 성능 개선을 위한 민감도 해석의 적용과 설계변경의 개념에 대하여 다루고자 한다.

승차감 향상을 위한 설계개선을 실행하고자 할 때 현가계의 응답에 대한 파라미터 변화의 영향을 고려할 필요가 있으며, 경제적이고도 효과적인 설계변경을 하기 위하여 민감도해석이 이용되고 있다^(8~10). 복잡한 기계 구조물의 경우, 계의 동특성에 끼치는 각 파라미터 변화의 영향을 조사하는 것은 어려운 일이지만, 민감도해석은 복잡한 기계계의 전체적 해석과 종합에 매우 유용한 도구가 될 수 있다^(11,12). 초기에 민감도 해석은 최적제어와 최적한 해를 위한 탐색방향을 찾기 위해 증감법(gradient method)을 이용하여 구조물의 최적화에 적용되었으며, 최근에는 유한요소법 및 부분구조합성법과의 연결을 통하여 체계적이고도 조직적인 구조물의 최적화와 큰 구조물계에 대해 적용되고 있다^(13,14). 그러나 동적인 기계 시스템의 해석과 종합에는 민감도법이 별로 알려져 있지 않아, 시스템의 어떤 파라미터가 요구되는 동특성의 변화에 민감(sensitive) 한가를 결정하는 것은 해석자의 경험과 판단에 의존하고 있는 것이 현실적이다. 물론 시행착오의 횟수를 최소로 하기 위해서는 설계자의 직감과 경험이 중요하다는 것을 말할 필요도 없지만, 요구되는 동특성이나 거동을 실현하기 위해 분별없이 설계변경을 반복하는 것은 비합리적이다. 민감도해석은 이러한 문제점을 개선하기 위한 수단으로 여러 설계 파라미터에 대한 동특성의 변화율을 파악하는 것이다⁽¹⁵⁾.

민감도해석을 행함으로써 시스템의 어떤 파라미터를 수정하는 것이 요구되는 동특성의 변화에 효과적이거나, 어느 정도 또는 어떤 비율로 설계변경을 행하면 좋은가의 예측이 가능하며, 다음 단계로서는 민감도해석에 최적화 수법을 연결시켜서 최적설계 또는 최적제어시스템을 구축하는 것도 가능하다. 운전석의 진동을 목적함수로 표현하여 노면형상 및 자동차의 속도에 따른 현가장치의 최적설계에 관한 연구를 그 일례로서 들 수 있다^(16,17).

본 연구는 민감도 함수와 성능지수의 변화로부터 계의 최적 파라미터를 추정하고 현가장치의 성능개

선을 위한 설계변경과 실제응용을 위한 기초자료를 제시함을 목적으로 한다. 민감도해석의 유용성을 제시하기 위해 자동차 현가계의 2자유도 선형역학 모델(1/4차모델)을 해석하였으며, 주파수 영역에서의 민감도함수를 결정하였다. 또한 현가계의 설계 파라미터의 변화에 따른 주파수응답함수의 변화를 예측하였으며, 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 타당성을 검증하였다⁽¹⁸⁾.

2. 이론해석

2.1 기계계의 수학적 모델링

n 자유도 기계계의 운동방정식은 Newton 역학이나 Lagrange 역학으로부터 쉽게 구할 수 있다. 점성적으로 감쇠되는 선형 기계계의 외력에 대한 운동 방정식은 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = f \quad (1)$$

여기에서 M , C , K 는 $(n \times n)$ 차원의 대칭행렬로 관성(inertia), 감쇠(damping), 강성(stiffness)을 각각 나타낸다. 그리고 q , f 는 n 차원의 변위와 힘 벡터를 나타낸다. 만약 q , f 의 모든 성분에 대하여 푸리에 변환(Fourier transform)이 가능하다고 하면 식 (1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q^* = Z^{-1}f^* \quad (2)$$

여기서

$$Z = K - \omega^2 M + j\omega C \quad (3)$$

는 기계적 저항(mechanical impedance)이고, q^* 와 f^* 는 q 와 f 의 푸리에변환이다. ω 는 라디안 주파수이고 $j = \sqrt{-1}$ 이다. n 차원 정방전달행렬은 다음과 같이 주어진다.

$$G = Z^{-1} \quad (4)$$

한편, 운동학적으로 가진된 계의 운동방정식은 다음과 같은 일반적인 형태를 가진다.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + K_u u = M_u \ddot{u} + C_u \dot{u} + K_u u \quad (5)$$

여기에서, M_u , C_u , K_u 는 $(n \times m)$ 차원 행렬로서 운동학적 가진 u 의 m 차원 벡터와 연관되어 있다. 계 (5)의 경우에도 식 (4)와 유사하게 $(n \times m)$ 차원 전달행렬이 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$G = Z^{-1}R \quad (6)$$

여기서 $(n \times m)$ 행렬 R 은 다음과 같다.

$$R = K_u - \omega^2 M_u + j\omega C_u \quad (7)$$

이 경우의 응답은 다음과 같다.

$$q^* = Gu^* \quad (8)$$

행렬 (4)는 식 (6)의 표현에서 R 이 단위행렬인 경우에 해당하기 때문에 전달 행렬 (6)은 행렬 (4)보다 더 일반적인 형태의 것이라 할 수 있다.

2.2 민감도행렬 및 민감도함수

이제 행렬 M, C, K, M_u, C_u, K_u 의 각 성분을 구성하는 매개변수중 관심의 대상이 되는 r 개의 파라미터를 벡터 \mathbf{a} 를

$$\mathbf{a} = [a_1, \dots, a_r] \tag{9}$$

으로 나타내자. 그러므로 식 (3)과 식 (7)으로부터 전달행렬 G 는 파라미터 벡터 \mathbf{a} 에 의존한다. 즉 $G = G(\mathbf{a})$ 이다. 파라미터를 변화시키기전의 기계계를 나타내는 식 (1), (5)를 원래 시스템이라 부르고, 원래의 파라미터 벡터를 \mathbf{a}_0 로 나타내기도 하자. 그러면 미소변경후의 파라미터 벡터는 $\mathbf{a} = \mathbf{a}_0 + \Delta\mathbf{a}$ 로 표현될 수 있고, 민감도행렬은 전달행렬 G 를 매개변수 a_s 에 대하여 편미분한 것으로 정의된다.

$$W_s = \partial G / \partial a_s |_{\mathbf{a}_0}, \quad s=1, \dots, r \tag{10}$$

식 (10)에서 첨자 \mathbf{a}_0 는 편도함수가 공칭 파라미터 값에서 계산되었음을 나타낸다. 표기를 간단히 하기 위해 다음의 전개에서는 이 첨자를 생략하기로 한다. 식 (10)에 식 (6)을 대입하고 역행렬 미분법칙을 사용하면 식 (10)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} W_s &= (\partial / \partial a_s) (Z^{-1}R) \\ &= -Z^{-1}(\partial Z / \partial a_s) Z^{-1}R + Z^{-1}(\partial R / \partial a_s) \\ &= Z^{-1}(R_s - Z_s G) \end{aligned} \tag{11}$$

여기서

$$\begin{aligned} Z_s &= [\partial Z_{ij} / \partial a_s], \\ \partial Z_{ij} / \partial a_s &= (\partial K / \partial k_{ij}) \partial k_{ij} / \partial a_s \\ &\quad - \omega^2 (\partial M / \partial m_{ij}) \partial m_{ij} / \partial a_s \\ &\quad + j\omega (\partial C / \partial c_{ij}) \partial c_{ij} / \partial a_s \tag{12} \\ R_s &= [\partial R_{ij} / \partial a_s], \\ \partial R_{ij} / \partial a_s &= (\partial k_u / \partial k_{u, i}) \partial k_{u, i} / \partial a_s \\ &\quad - \omega^2 (\partial M_u / \partial m_{ij}) \partial m_{ij} / \partial a_s \\ &\quad + j\omega (\partial C_u / \partial c_{u, i}) \partial c_{u, i} / \partial a_s \end{aligned} \tag{13}$$

(단, $i, j=1, \dots, n, \quad l=1, \dots, m, \quad s=1, \dots, r$ 이다.)

파라미터 변화를 제어하기 어려운 경우 파라미터 변화에 원래 둔감하도록 기계계를 설계할 때 식 (11)은 매우 유용하다. 만약 다음과 같은 관계가 있으면 식 (11)으로부터 민감도 행렬이 영 (zero) 이 됨을 알 수 있다.

$$Z_s G = R_s \tag{14}$$

식 (14)는 운동학적으로 가진된 계 (5)의 무감도 (insensitiveness)를 위한 일반적 조건이다. 식 (1)로 표현된 계의 경우에는 무감도를 위한 조건이 R 이 일정상수로서 $R_s=0$ 으로 다음과 같게 된다.

$$Z_s Z^{-1} = 0 \tag{15}$$

식 (10)에 나타난 민감도행렬 W_s 의 모든 요소는 주파수 ω 의 복소함수이다. 이런 함수들은 전달행렬 G 로 표현되는 계의 동특성이 임의의 파라미터의 변화에 의해 받는 영향을 나타낸다.

$W_{s(k,1)}$ 과 $g_{k,1}$ 이 행렬 W_s 와 G 의 $(k, 1)$ 번째 성분이라고 하면, 다음과 같이 쓸 수 있고

$$W_{s(k,1)} = \partial g_{k,1} / \partial a_s \tag{16}$$

여기서, $k=1, \dots, n, \quad l=1, \dots, m, \quad s=1, \dots, r$ 이며 이런 성분들은 복소수양으로 다음과 같이 구분하여 쓸 수 있다.

$$W_{s(k,1)} = R_e\{W_{s(k,1)}\} + jI_m\{W_{s(k,1)}\} \tag{17}$$

$$g_{k,1} = R_e\{g_{k,1}\} + jI_m\{g_{k,1}\} \tag{18}$$

실제 적용에 있어서 전달함수 성분의 실수부와 허수부의 민감도 대신에 진폭-주파수 특성의 민감도를 고려할 수 있다. 전달행렬 성분의 크기에 대한 민감도함수를 모든 주파수 영역에서 고려할 수 있다. 이러한 크기들은 일반적으로 진폭-주파수 특성이라 알려져 있으며, 이와 같이 진폭-주파수 특성에 대한 민감도함수는 기계계를 설계하고 수정하는데 필요한 정보를 제공해 준다.

한편, 진폭-주파수 특성에 대한 민감도 함수는 복소민감도함수의 실수부와 일치하므로⁽¹⁹⁾ 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W_s^{l(g_{k,1})} = R_e\{W_{s(k,1)}\} \tag{19}$$

여기서

$$|g_{k,1}| = \sqrt{[R_e\{g_{k,1}\}]^2 + [I_m\{g_{k,1}\}]^2} \tag{20}$$

$$W_s^{l(g_{k,1})} = \partial |g_{k,1}| / \partial a_s \tag{21}$$

대수 민감도 함수 (Bode 민감도 함수)는 주파수 영역에서의 민감도해석에 사용되며 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} S_{s(k,1)} &= \partial \ln g_{k,1} / \partial \ln a_s \\ &= (\partial g_{k,1} / g_{k,1}) / (\partial a_s / a_s) \\ &= W_{s(k,1)} (a_s / g_{k,1}) \end{aligned} \tag{22}$$

따라서 식 (19)으로부터 다음 식과 같은 대수민감도함수를 유도할 수 있다.

$$S_{s(k,1)}^{l(g_{k,1})} = R_e\{S_{s(k,1)}\} \tag{23}$$

본 연구에서는 자동차 현가계의 설계변수로 선택

된 파라미터의 변화에 대한 진폭-주파수의 민감도를 결정하는 절차를 제시하였으며, 식 (23)에 의하여 대수민감도함수를 결정하였다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 현가장치의 민감도해석

3.1 현가장치의 모델링

Fig. 1에는 2 자유도 자동차 현가장치의 모델을 나타내었으며, Table 1은 1/4차 모델(quarter model)에 대한 설계파라미터를 보이고 있다⁽²⁰⁾. 도로입력에 대한 응답계산은 모드 해석기법을 적용하여 모드좌표계에서 해석하였으며 좌표의 역변환에 의하여 물리좌표계에서의 응답을 구하였다. Fig. 2는 본 연구의 흐름도를 보여 주고 있다.

Fig. 1에 보이는 2자유도 현가계의 운동방정식은

$$m_s \ddot{z}_s + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = 0$$

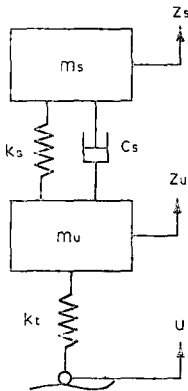


Fig. 1 Quarter model of a vehicle suspension

Table 1 Design parameters of 2 DOF vehicle suspension

Model name	Symbol	Unit	Value
Sprung mass	m_s	kg	240
Unsprung mass	m_u	kg	36
Suspension damping	c_s	Nsec/m	1,000
Suspension stiffness	k_s	N/m	16,000
Tire stiffness	k_t	N/m	160,000

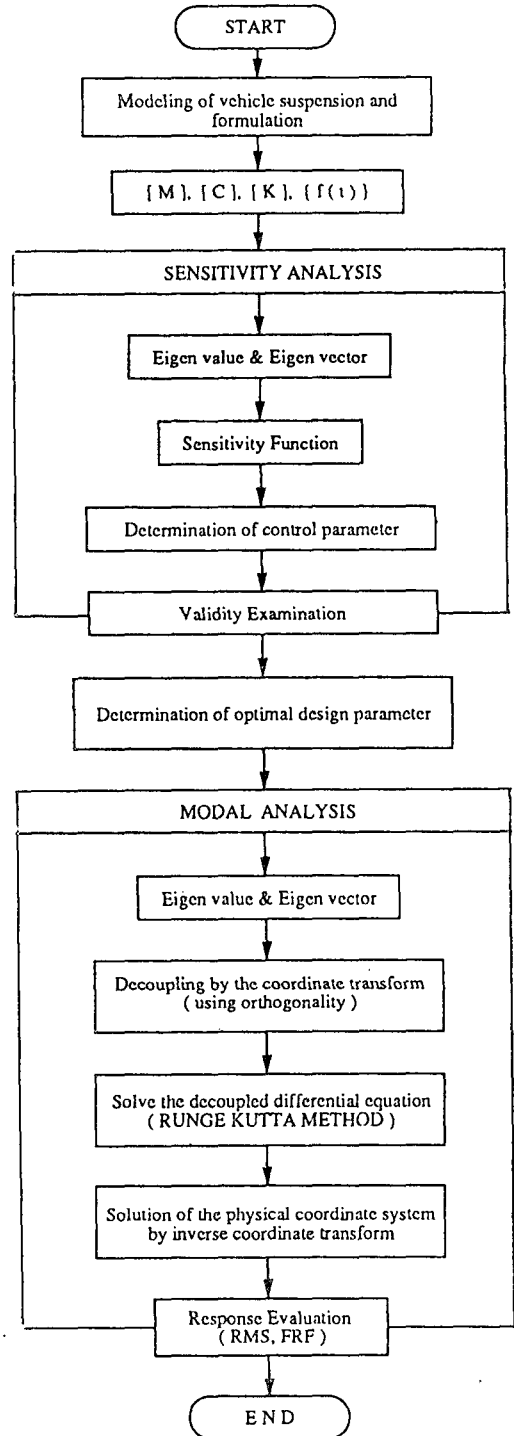


Fig. 2 Flowchart of this study

$$m_u \ddot{z}_u - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) + k_t (z_u - u) = 0 \tag{24}$$

운동방정식을 행렬 형태로 나타내 보면

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{25}$$

본 연구에서의 대수 민감도 함수는 다음과 같이 선택된 파라미터 벡터에 대하여 구해졌다.

$$a = (m_s, m_u, c_s, k_s, k_t) \tag{26}$$

여기서, 주어진 현가계의 공칭파라미터의 값은 Table 1에 보인 값을 그대로 사용하였다. 현가계의 성능을 평가하는 기준은 해석자의 경험과 주관에 의해 결정되는 것이지만, 본 연구에서는 계의 상태벡터를 모두 도입하여 다음 식 (27)과 같이 성능지수(performance index or cost function)를 결정하였다. 이 상태벡터들에 곱해진 가중상수에 의하여 성능지수에 미치는 각 상태량의 영향을 조절하게 되는데, 이 가중상수의 적절한 값들은 해석자의 주관 및 시행착오를 통해서 결정하게 된다⁽²¹⁾. 본 연구에서 사용한 ($\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$)의 값은 (400, 16, 400, 16)이다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \{ \dot{z}_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3 (z_u - u)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2 \} dt \right] \tag{27}$$

where, $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$: weighting-factor

\dot{z}_s : sprung mass acceleration

$z_s - z_u$: suspension deflection

\dot{z}_s : absolute velocity of sprung mass

$z_u - u$: tire deflection

\dot{z}_u : absolute velocity of unsprung mass

또한, 현가계의 주파수응답함수를 평가하기 위해 식 (24)의 Laplace 변환을 이용하여, 다음과 같은 세 가지의 전달함수(Transfer Function: TF)를 이용하였다.

$$H_A(S) = \frac{\ddot{Z}_s(S)}{\ddot{U}(S)} : \text{sprung mass acceleration TF}$$

$$H_{SD}(S) = \frac{Z_s(S) - Z_u(S)}{\ddot{U}(S)} : \text{suspension deflection TF}$$

$$H_{TD}(S) = \frac{ZU(S) - U(S)}{\ddot{U}(S)} :$$

tire deflection TF (28)

3.2 민감도 해석 결과의 고찰 및 타당성 검토

(1) 설계파라미터의 변화에 따르는 민감도 함수의 의미

스프링상 질량(sprung mass)과 스프링하 질량(unsprung mass)의 대수 민감도함수를 본 연구에서 채택한 현가계의 설계 파라미터 벡터 [식 (26)]에 대하여 계산하여 Fig. 3에 나타내었다. 계산은 계의 첫번째(1.2Hz)와 두번째 공진주파수(10.8 Hz)를 포함하는 0~12Hz의 주파수 범위에서 행하였다.

먼저 스프링상 질량의 주파수응답함수의 진폭에 대한 민감도 함수를 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다(Fig. 3(a) 참조).

(가) 대부분의 파라미터가 계의 1차모드 근방에

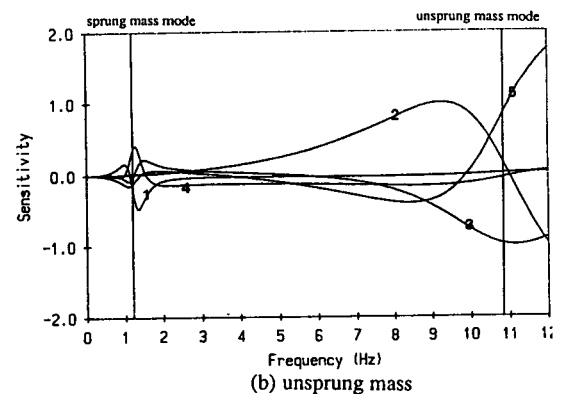
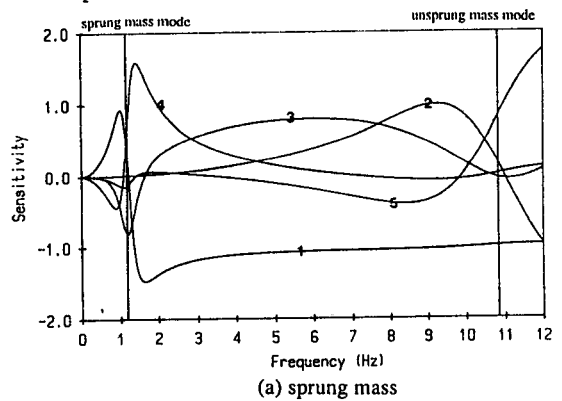


Fig. 3 Logarithmic sensitivity functions of parameter for the vibration amplitude of the sprung mass

1: m_s 2: m_u 3: c_s 4: k_s 5: k_t

서 커다란 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

(나) 스프링상 질량(m_s)에 대한 민감도함수는 첫번째 공진주파수 보다 낮은 곳에서 양의 값을 갖는다. 이것은 곧 스프링상 질량의 증가는 저주파에서의 가진에 대해 진동 진폭의 증가를 의미한다. 첫번째 공진주파수와 두번째 공진 주파수 사이에서 민감도함수는 음의 값을 가져 스프링상 질량이 증가하면 진동진폭이 감소된다는 것을 나타낸다.

(다) 현가계 감쇠(c_s)에 대한 민감도함수는 첫번째 공진주파수 이하에서 음의 값을 가진다. 이것은 감쇠계수가 증가하면 진동진폭이 감소된다는 것을 나타낸다. 고주파 영역에서 c_s 의 증가는 스프링상 질량의 진동진폭의 증가를 일으킨다.

(라) 현가계 강성(k_s)은 첫번째 공진주파수 영역에서 계의 응답에 중요한 영향을 끼친다. 그 영향은 파라미터 m_s 의 영향과 반대이다. 첫번째 공진주파수 바로 위에서 k_s 의 증가는 스프링상 질량의 진동진폭의 증가를 일으킨다.

(마) 스프링상 질량의 진동에 대한 m_u 의 영향은 첫번째 공진주파수까지는 적다. 두번째 공진 주파수 약간 앞에서는 상당히 큰 영향을 끼친다. 그리고 두번째 공진 주파수 약간 뒤에서 m_u 의 증가는 스프링상 질량의 진동진폭을 감소시킨다.

(바) k_t 에 대한 민감도를 보면 진동수가 10Hz보다 큰 영역에서는 양의 값을 가진다. 즉 k_t 를 증가시키면 스프링상 질량의 진동진폭도 증가된다. 또한 스프링하 질량(unsprung mass)의 주파수응답함수에 대한 민감도함수를 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다(Fig. 3(b) 참조).

(i) m_s , k_s , c_s 의 변화는 1차 공진주파수의 근방에서 크게 영향을 미치고 있으며, 2차 공진주파수 영역에서 c_s 의 변화에 대한 민감도함수가 음의 값을 가지고 있음을 알 수 있는데, 이것은 c_s 의 증가는 그 주파수영역에서의 스프링하 질량의 진동진폭을 감소시킨다는 것을 의미한다.

(ii) m_u 와 k_t 의 변화는 2차 공진주파수 이상의 영역에서 질적으로 다른 양상을 나타내고 있는데, m_u 의 증가는 스프링하 질량의 진동진폭을 감소시키는 반면 k_t 의 증가는 오히려 진폭을 증가시킨다.

(2) 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 타당성 검토

예를 들어 설명하면, Fig. 4와 Fig. 5는 c_s 및 k_s 값 (공칭값에 대해 25%, 50%, 100%, 200%, 400%의 다섯가지 값)의 변화에 따르는 스프링상 및 스프링하 질량의 진동진폭에 대한 주파수응답곡

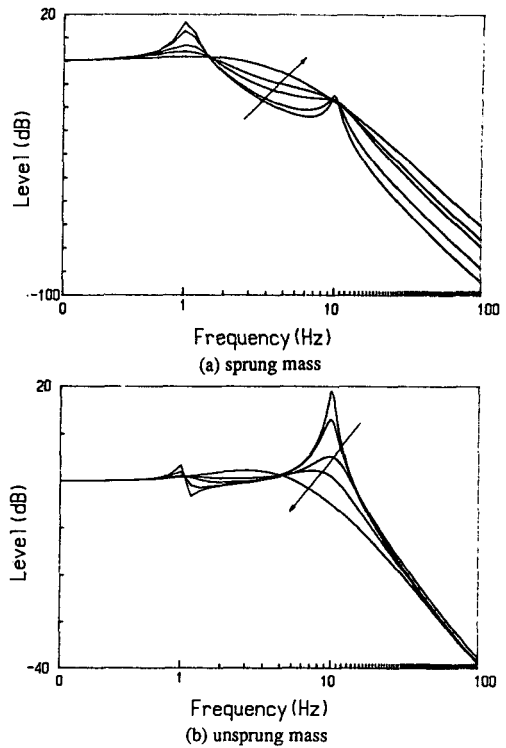


Fig. 4 Frequency response of sprung and unsprung mass velocities to varying suspension damping coefficient

선 [식 (24)의 라플라스변환을 이용하여 $\dot{Z}_s(S)/U(S)$ 및 $\dot{Z}_u(S)/U(S)$ 를 구하였음]인데, Fig. 3의 민감도곡선에서 예측한 것과 동일한 형태의 응답을 보이고 있다.

Fig. 4에서 화살표의 방향은 c_s 의 증가는 1차 모드 부근에서는 스프링상 질량의 진동진폭을 감소시키고 있으나, 그 이상의 고주파 영역에서는 오히려 증가하고 있음을 볼 수 있다. 그러나 이것이 커다란 문제가 되지는 않는데, 왜냐하면 도로로부터의 운동학적 가진(kinematic excitation)에서는 진동수중 낮은 성분의 것이 지배적이고 중요한 것이기 때문이다. 한편, 스프링하 질량의 진동진폭에 대해서는 반대의 현상이 일어나고 1차와 2차 모드 사이의 주파수영역에서는 오히려 진폭을 증가시키고 있다.

또한 Fig. 5에서 보는 바와 같이 k_s 의 변화(화살표의 방향이 증가방향을 나타내고 있음)는 고유진동주파수의 변화(1차 모드가 2차 모드에 접근함) 뿐만 아니라 진동진폭의 증가에도 크게 영향을 미치

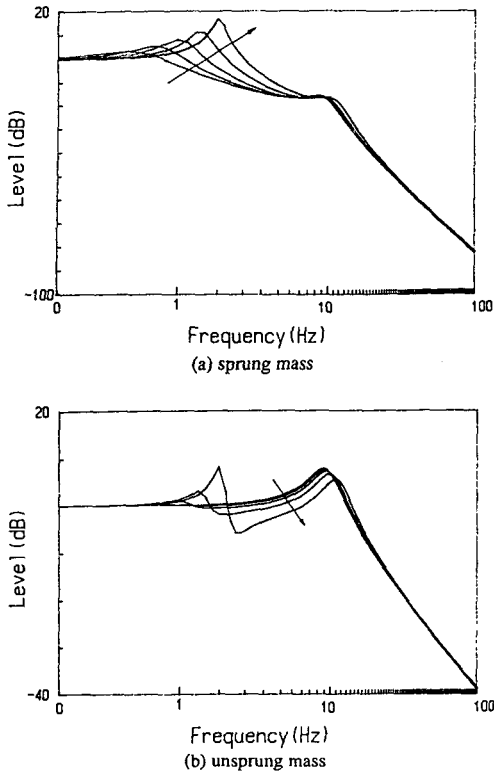


Fig. 5 Frequency response of sprung and unsprung mass velocities to varying suspension stiffness coefficient

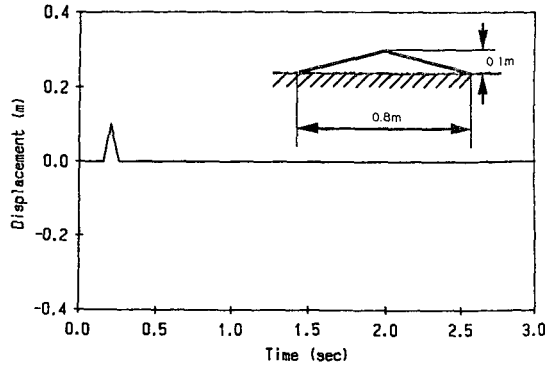


Fig. 6 Modeling of road profile(bump)

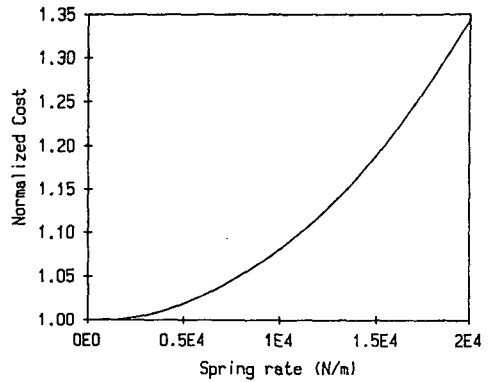


Fig. 7 Normalized cost vs spring rate

고 있음을 알 수 있다. 스프링하 질량의 주파수 응답함수에 대한 영향은 덜 나타나고 있으며, k_s 가 증가할 때 1차 모드 근방의 진폭증가와 그 이상의 주파수영역에서의 진폭 감소가 서로 절충을 보이고 있다.

4. 성능개선을 위한 설계변경 및 평가

4.1 진동 저감을 위한 최적 설계 파라미터의 추정

앞에서 스프링상하 질량의 진폭에 끼치는 m_s , m_u , c_s , k_s , k_t 의 영향을 알아 보았다. 그 중에서 실제 도로로부터의 가진주파수는 저주파가 지배적이고 중요하며, 특히 승차감의 향상에 크게 영향을 미치는 것은 1차 모드이기 때문에 본 연구에서는 1차모드의 제진에 주목하였다. 설계 파라미터중 1차 모드 부근에서 크게 영향을 미치고 있는 것은 m_s , c_s , k_s 이다. 그러나 일반적으로 m_s 는 경제성을 포함한 여러가지 제한요인으로 인하여 제어하기가 용

이치 않기 때문에, 본 연구에서는 k_s 와 c_s 를 제어 파라미터로 선정하고 파라미터의 변화에 따르는 성능을 비교평가하여 최적의 설계 파라미터의 값을 구하였다.

설계변경 전후의 현가계의 성능을 평가하기 위하여 시뮬레이션에 이용한 도로입력의 모델 및 자동차의 속도 (본 연구에서는 30km/sec로 가정하였음)를 고려한 시간영역의 데이터를 Fig. 6에 나타내었으며, Fig. 2에 보인 계산 및 처리과정을 통하여 응답성능을 비교하였다. 즉, k_s 와 c_s 의 변화에 대한 성능지수 변화 폭선을 추정하여 성능지수의 값을 최소화하는 k_s 와 c_s 를 결정하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 강성 및 감쇠의 변화에 대한 성능지수의 변화곡선을 나타내고 있는데, 강성의 증가에 대해서는 단조롭게 증가하는 반면, 감쇠의 변화에 대해서는 1000Ns/m의 부근을 전후로 하여 감소했다가 다시 증가하는 형태를 보이고 있다. 따라서 Fig. 7과 Fig. 8에 대한 고찰 및 주어진 설계 파라미터의

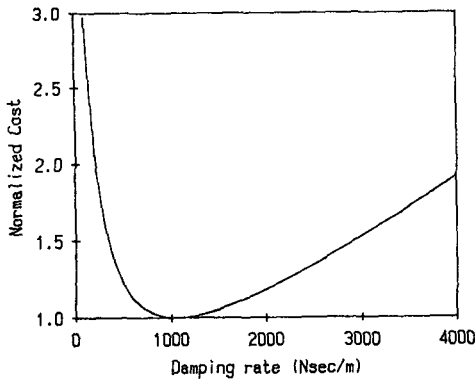


Fig. 8 Normalized cost vs dampig rate

제한 조건 ($500 \leq c_s \leq 4000$, $1000 \leq k_s \leq 20000$) 으로부터 $k_s^* = 1000 \text{N/s}$, $c_s^* = 1000 \text{Ns/m}$ 를 최적한 설계 파라미터로 결정하여 설계변경후의 성능개선 결과를 평가하였다.

4.2 설계변경후의 성능개선 평가

Table 2는 원래의 공칭 파라미터의 계(이하 원

래 시스템이라 칭함)와 민감도해석 및 성능지수변 화곡선으로부터 추정된 새로운 파라미터의 계(이하 최적 시스템이라 칭함)에 대하여 진동해석을 행하여 얻은 모드 파라미터의 비교를 나타낸 것이다. Fig. 9와 Fig. 10은 도로입력에 대한 스프링상 질량의 시간영역에서 변위 및 가속도 응답을 나타내고 있다.

표 및 그림에서 보는 바와 같이 최적 시스템(optimal system)에서는 현가계 강성의 저감으로 인하여 변위는 원래 시스템(original system)에 비해서 크게 나타나고 있지만 스프링상 질량 모드(1.2Hz)의 진동 성분이 사라지고, 임계감쇠(critical damping)의 양상을 보이면서 바로 정상 상태로 수렴하고 있음을 볼 수 있다. 또한 가속도 응답은 원래 시스템에 비하여 그 크기가 상당히 줄어들었으며 정상상태로의 수렴시간도 많이 단축되고 있음을 볼 수 있어, 설계변경후의 개선된 승차 특성을 보여 주고 있다. Fig. 11은 원래 시스템 및 최적 시스템의 스프링상 질량 가속도의 전달함수(sprung mass acceleration TF)의 비교를 나타내

Table 2 Comparison of modal parameters

System	Modal parameter	1st mode	2nd mode
Original system	Undamped natural frequency	1.25Hz	11.02Hz
	Damping ratio	0.2233	0.2054
	Modal decay rate	-1.75	-14.22
	Damped natural frequency	1.22Hz	10.79Hz
	Mode shape	1.00+j0.00 0.08+j0.04	1.00+j 0.00 -6.23+j15.36
Optimal system	Undamped natural frequency	0.41Hz	10.50Hz
	Damping ratio	1.0000	0.2100
	Modal decay rate	-2.57	-13.86
	Damped natural frequency	0.00Hz	10.27Hz
	Mode shape	1.00+j0.00 -0.0099+j0.00	1.00+j 0.00 -2.57+j15.48

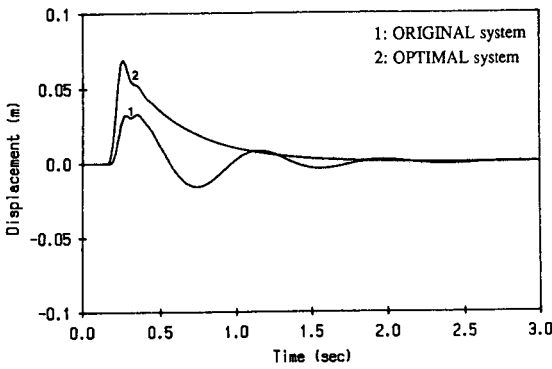


Fig. 9 Comparison of sprung mass vibration (displacement)

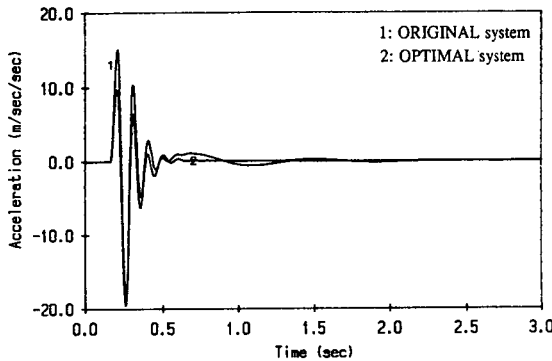


Fig. 10 Comparison of sprung mass vibration (acceleration)

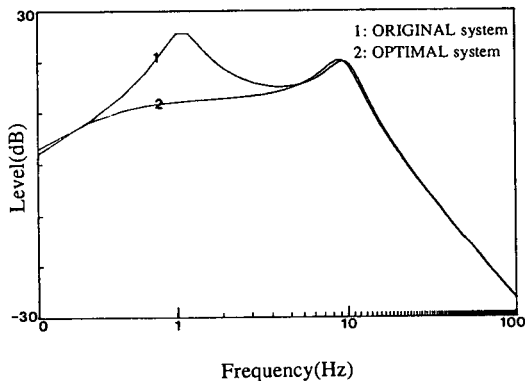


Fig. 11 Comparison of sprung mass acceleration transfer function

고 있는데 1차 모드 전후의 주파수영역에서 약간의 레벨증가의 현상을 보이고 있긴 하지만 무시할 만하고, 승차감에 크게 영향을 미치는 1차모드의 레벨이 현저히 줄어 들어 우수한 제진 효과를 보이고 있으며 승차특성이 상당히 개선되고 있음을 확인하

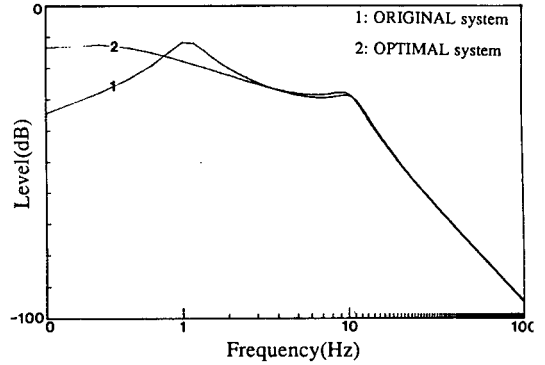


Fig. 12 Comparison of suspension deflection transfer function

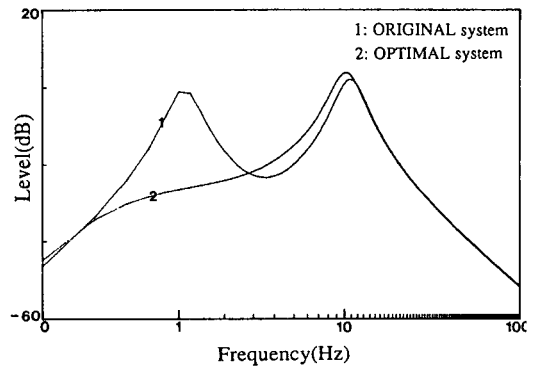


Fig. 13 Comparison of tire deflection transfer function

였다. 한편 Fig. 12와 Fig. 13은 원래 및 최적 시스템에서의 현가변위(suspension deflection)과 타이어 변위(tire deflection)의 전달함수의 비교를 나타내고 있는데, 현가변위의 1차 모드전에서의 레벨의 증가는 강성의 감소에 기인한 것으로 판단된다. 특히 주행중의 노면접촉성을 대변하고 있는 타이어변위의 전달함수의 레벨이 1차 모드와 2차 모드 사이에서는 오히려 증가하고 있는 것으로 보아, 현가계 강성의 감소로 인하여 승차 특성은 향상되었지만 조종특성에는 오히려 좋지 않은 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며, 이것은 승차특성과 조종특성사이에 어떤 절충성(trade-off)이 존재하고 있음을 보인 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 연구를 통하여 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

(1) 수동형 현가장치의 1/4차 모델 대한 민감도 함수를 이용하여 제의 주파수 응답함수에 대한 개개의 파라미터의 영향을 추정하였으며, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 본 알고리즘의 타당성을 검증하였다.

(2) 민감도함수로부터 얻은 정보에 의하여 승차감향상을 위한 제어 파라미터를 선정하였으며, 파라미터의 변화에 대한 성능지수의 변화를 평가하여 최적의 설계 파라미터를 추정하였다.

(3) 설계변경 전후의 현가계에 대한 주파수영역 및 시간영역에서의 응답성능을 비교평가하여 개선된 승차특성을 확인하였다.

본 연구에서는 승차 특성(ride characteristics)만을 고려하였으나, 일반적으로 승차특성과 조종특성(handling characteristics) 사이에는 어떤 절충성이 존재하고 있기 때문에 그에 따른 추후의 연구가 필요하다고 생각한다.

참 고 문 헌

- (1) Smith, C. C. et al., 1978, "The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 100, pp.34~41.
- (2) 이종원 외 3인, 1983, "수치적 방법에 의한 승용차의 동적해석", 자동차공학회지, Vol. 5, No. 3, pp. 45~55.
- (3) Celniker, G. W. and Hedrick, J. K., 1982, "Rail Vehicle Active Suspensions for Lateral Ride and Stability Improvement", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 104, pp.100~106.
- (4) Kobayashi, Y. et al., 1988, "An Analytical Method for Predicting Impact Characteristics of Vehicle Steering Assemblies", Internatinal Journal of Vehicle Design, Vol. 9, pp.412~422.
- (5) Ehite, Jr. R. C. and Cooperrider, N. K., 1981, "Guideway-Suspension Tradeoffs in Rail Vehicle Systems", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 103, pp. 237~244.
- (6) Kwak, Y. K. and Smith, C. C., 1980, "An Active and Passive Steering Controller Study of Rubber-Tired Automated Guideway Transit Vehicles", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 102, pp.168~173.
- (7) Crolla, D. A. et al., 1988, "Theoretical Comparisons of Various ActiveSuspension Systems in Terms of Performance and Power Requirements", IME, C420/88, pp.1~9.
- (8) Iwata, Yoshiaki, 1989, "The Study of Semiactive Suspensions by On-Line Control of Damping and Stiffness Parameters", JSME, Vol. 56, No. 521, pp. 71~76.
- (9) Hrovat, D., 1988, "Influence of Unsprung Weight on Vehicle Ride Quality", JSV, Vol. 124, No. 3, pp. 497~516.
- (10) Nalecz, A. G. and Wicher, J., 1988, "Design Sensitivity Analysis of Mechanical Systems in Frequency Domain", JSV, Vol. 120, No. 3, pp.517~526.
- (11) Adelman, Howard. M., 1986, "Sensitivity Analysis of Discrete Structural Systems", AIAA Journal, Vol. 24, No.5, pp.823~832.
- (12) Okubo, Nobuyuki et al., 1986, "Improvement of Dynamic Characteristics of Mechanical Structure via Sensitivity Analysis", JSME, Vol.52, pp. 1258~1263.
- (13) Haftka, R. T. et al., 1987, "An Analytical and Experimental Study of a Control System's Sensitivity to Structural Modifications", AIAA J., Vol. 25, pp.310~315.
- (14) Mesquita, L. and Kamat, M. P., 1987, "Structural Optimization for Control of Stiffened Laminated Composite Structures", JSV, Vol. 116, pp.33~48.
- (15) Reiss, R., 1986, "Design Derivatives of Eigenvalues and Eigenfunctions for Self-Adjoint Distributed Parameter Systems", AIAA J., Vol. 24, 1986.
- (16) Lin, Y., 1989, "Suspension Otimization by a Frequency Domain Equivalent Optimal Control Algorithm", JSV, Vol. 133, pp.239~249.
- (17) 김호룡, 최 섭, 1987, "자동차 현가장치의 최적설계에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제11권, 제3호, pp.437~443.
- (18) 박 호, 조준호, 오재웅, 염성하, 1990, "감도해석에 의한 자동차 현가장치의 성능개선에 관한 연구", 대한기계학회 춘계학술대회논문집(Ⅱ), pp. 303~307.
- (19) Hsieh, C. C. and Arora, J. S., 1984, "Design Sensitivity Analysis and Optimization of Dynamic Response", Computer Methods in Applied Mechanics and Englineering, Vol. 43, pp.195~219.
- (20) Chalasani, R. M., 1986, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-part I", ASME Monograph, AMD-Vol. 80.
- (21) Kimbrough, S. 1986, "Bilinear Modeling and Regulator of Variable Component Suspensions", ASME WAM, AMD-Vol. 80.