

자동차의 승차감을 고려한 현가장치의 동적 성능 해석 (Sensitivity Analysis of Automobile Suspension System)

이 민호* (전남대 대학원), 기 창두(전남대)

M. H. Lee(Graduate School), C. D. Kee(Chonnam Nat. Univ.)

Abstract

The dynamic characteristics of car are determined by ride quality and control stability. These characteristics are maintained by suspension, which is composed of springs, dampers and links. The values of these parameters are very important factor to determine the dynamic characteristic. Until now, most of company depends on trial-and-error method and driving test to solve this problem. But these methods are consumed many costs and time in developing process.

In this paper, to minimize these difficulties, the proper model will be developed and analyzed the sensitivity of suspension parameter in time domain. On this ground, find the design parameter that have a dominant influence on system response and estimate the change of system response values.

1. 서론

승차감과 조종안정성은 자동차의 동적 성능을 결정하는 기준이 되는 특성이다. 현가장치는 자동차에서 이 두 가지 특성을 유지시켜 주는 역할을 하는 것으로 스프링, 댐퍼, 타이어, 각종 링크 등으로 구성되어 있다. 이를 구성 요소의 특성값을 적절히 선정하는 것은 승차감과 조종 안정성을 결정짓는 중요한 요인이다. 그러나 이 두 가지 특성은 서로 반대되는 성질을 갖고 있어 조종안정성이 좋아지면 승차감이 나빠지고 승차감을 향상시키면 조종 안정성이 떨어진다.

지금까지 자동차 업체에서는 이 문제를 실차시험에 의한 시행착오법에 많이 의존하여 해결하고 있다. 이 방법은 주행 중에 나타나는 차량의 동 특성을 시험자의 경험적 지식을 바탕으로 판단하여 설계 변수값을 수정하고, 승차감도 다분히 주관적 기준으로 판단하여 새로운 제품의 개발 과정에 많은 노력과 시간이 필요하다.

본 연구에서는 차량의 동 특성을 나타내는 적절한 모델을 개발하고 이 모델에 승차감과 조종안정성을 정량적으로 나타낼 수 있는 상태변수를 설정한 다음 이 상태변수에 대해 현가장치를 구성하는 파라미터의 민감도를 분석하였다. 민감도 분석을 통해 파라미터값의 변화에 대한 상태변수의 변화량을 예측하고 이를 바탕으로 설계자가 원하는 시스템의 응답을 얻기 위한 설계 변수들의 값을 체계적이고 효과적으로 수정하여 실차시험의 시행착오 횟수를 줄이는 방법을 제시하고자 한다.

2. 시스템 모델링

현가장치의 성능 평가에 있어서 가장 기본이 되는 요소들은 승차감에 영향을 미치는 스프링위질량(sprung mass)의 진동 절연(vibration isolation), 서스펜션(suspension)의 변위, 안정성을 판단하는 접지력(road-holding)의 기준이 되는 타이어의 변형 등이다. 본 연구에서는 스프링위 질량의 상하 방향 변위, 롤링, 피칭, 타이어 변형 등을 상태변수로 하는 전·후륜 독립 현가 방식의 차량으로 모델링 하였다.

2.1 기본 가정

실제 차량을 수식으로 모델링하기 위해 아래와 같은 가정을 하였다.

- 차량은 좌우 대칭이고 차체와 차축은 강체이다.
- 차량은 일정한 속도로 주행한다.
- 차체와 차축의 상대운동은 수직면 내에서만 일어난다.
- 타이어의 감쇠는 매우 작으므로 무시하고 같은 값의 스프링으로 간주한다.
- 타이어와 노면은 항상 접촉(contact)을 유지한다.
- 노면의 입력을 차륜과 노면 접촉점의 수직 변위로 나타낸다.

2.2 차체의 위치

모델은 Fig.2-1과 Fig.2-2에서 보는 바와 같이 스프링위

질량의 무게 중심 0에서 3개와 스프링아래질량(unsprung mass)에서 4개 등 모두 7개의 자유도로 모델링 하였다.

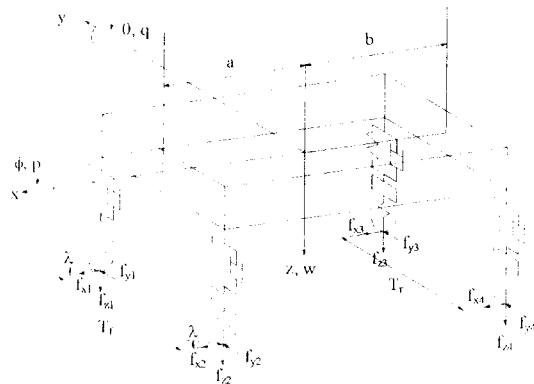


Fig.2-1 Mathematical model of the vehicle

2.2.1 스프링위질량의 위치

차량의 네 모퉁이에서 위치를 z_c, ϕ, θ 를 이용하여

$$z_{s1} = z_c + \frac{T_{sf}}{2}\phi - a\theta \quad (2.1)$$

$$z_{s2} = z_c - \frac{T_{sf}}{2}\phi - a\theta \quad (2.2)$$

$$z_{s3} = z_c + \frac{T_{sr}}{2}\phi + b\theta \quad (2.3)$$

$$z_{s4} = z_c - \frac{T_{sr}}{2}\phi + b\theta \quad (2.4)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

2.2.2 스프링아래질량의 위치

완충기(shock absorber)와 타이어 모델은 Fig.2-2 와 같다.

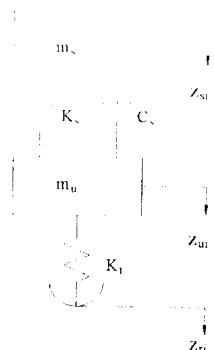


Fig.2-2 Suspension model

$$\text{완충기의 길이 변화량} : d_{si} = z_{ui} - z_{si}, (i=1,2,3,4) \quad (2.5)$$

$$\text{타이어 변형량} : d_{ui} = z_n - z_{ui}, (i=1,2,3,4) \quad (2.6)$$

2.3 차체에 작용하는 힘

2.3.1 완충기에서 발생하는 힘

스프링위질량에 작용하는 힘은 현가장치의 변형에 의해 스프링과 댐퍼에서 발생한다.

$$f_1 = C_{si}d_{s1} + K_{si}d_{s1} \quad (2.7)$$

$$f_2 = C_{si}d_{s2} + K_{si}d_{s2} \quad (2.8)$$

$$f_3 = C_{sr}d_{s3} + K_{sr}d_{s3} \quad (2.9)$$

$$f_4 = C_{sr}d_{s4} + K_{sr}d_{s4} \quad (2.10)$$

2.3.2 바퀴와 노면 사이에서 발생하는 힘

1) 반경방향 접촉력

반경방향의 힘은 타이어의 변형량과 강성의 힘수로 나타낼 수 있다.

$$f_{Ri} = K_t(L_u - d_{ui}), (i=1,2) \quad (2.11)$$

$$f_{Ri} = K_t(L_u - d_{ui}), (i=3,4) \quad (2.12)$$

L_u , L_u 은 정적 평형 상태에서 차체의 무게에 의한 타이어 변형량을 나타낸다.

$$L_{uf} = \left[\frac{b}{2(a+b)} m_s g + \frac{1}{2} m_{uf} g \right] / K_t \quad (2.13)$$

$$L_{ur} = \left[\frac{a}{2(a+b)} m_s g + \frac{1}{2} m_{ur} g \right] / K_t \quad (2.14)$$

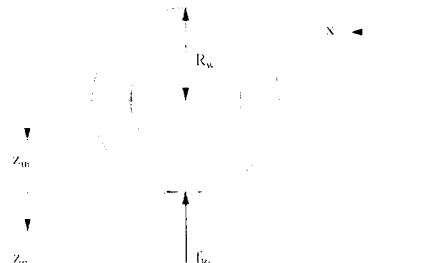


Fig.2-3 Radial tire force

2) 원주방향 접촉력

차량이 일정한 속도로 움직일 때 바퀴의 구동력에 의한 타이어의 원주방향 접촉력은 아래 식과 같다.

$$f_C = \mu_C f_{Ri}, (i=1,2) \quad (2.15)$$

위 식에서 μ_C 는 원주방향 마찰 계수이다.



Fig.2-4 Road-tire contact forces

2.3.3. 차량에 작용하는 합력과 모멘트

1) x 방향

$$\begin{aligned} f_{xr1} &= -f_{R1}\theta - f_{C1}(1 - \cos\lambda) \\ f_{xr2} &= -f_{R2}\theta - f_{C2}(1 - \cos\lambda) \\ f_{xr3} &= -f_{R3}\theta \\ f_{xr4} &= -f_{R4}\theta \end{aligned} \quad (2.16)$$

1) y 방향

$$\begin{aligned} f_{yr1} &= f_{R1}\phi + f_{C1}\sin\lambda \\ f_{yr2} &= f_{R2}\phi + f_{C2}\sin\lambda \\ f_{yr3} &= f_{R3}\phi \\ f_{yr4} &= f_{R4}\phi \end{aligned} \quad (2.17)$$

3) z 방향

$$f_m = -f_{Ri}, \quad (i=1,2,3,4) \quad (2.18)$$

4) ϕ 방향

$$\begin{aligned} M_\phi &= (f_1 - f_2)\frac{T_{sf}}{2} + (f_3 - f_4)\frac{T_{sr}}{2} \\ &\quad - f_{yr1}(Z_f + d_{sl} + Z_{uf} + d_{ul}) \\ &\quad - f_{yr2}(Z_r + d_{s2} + Z_{ur} + d_{u2}) \\ &\quad - f_{yr3}(Z_r + d_{s3} + Z_{ur} + d_{u3}) \\ &\quad - f_{yr4}(Z_r + d_{s4} + Z_{ur} + d_{u4}) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Z_{uf} , Z_{ur} 은 정적 평형 상태에서 각 바퀴의 roll center와 노면 사이 길이로 식(2.20)과 같다.

$$\begin{aligned} Z_{uf} &= R_w - L_{uf} \\ Z_{ur} &= R_w - L_{ur} \end{aligned} \quad (2.20)$$

5) θ 방향

$$\begin{aligned} M_\theta &= -(f_1 + f_2)a + (f_3 + f_4)b \\ &\quad + f_{xr1}(Z_f + d_{sl} + Z_{uf} + d_{ul}) \\ &\quad + f_{xr2}(Z_r + d_{s2} + Z_{ur} + d_{u2}) \\ &\quad + f_{xr3}(Z_r + d_{s3} + Z_{ur} + d_{u3}) \\ &\quad + f_{xr4}(Z_r + d_{s4} + Z_{ur} + d_{u4}) \end{aligned} \quad (2.21)$$

2.4 운동 방정식

z 방향

$$m_z \ddot{w} = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 \quad (2.22)$$

ϕ 방향(roll motion)

$$(I_s + I'_s)\dot{\phi} = M_\phi \quad (2.23)$$

$$I'_s = m_{uf} \left[Z_f^2 + \left(\frac{T_f}{2}\right)^2 \right] + m_{ur} \left[Z_r^2 + \left(\frac{T_r}{2}\right)^2 \right]$$

θ 방향(pitch motion)

$$(I_v + I'_v)\dot{\theta} = M_\theta \quad (2.24)$$

$$I'_v = m_{uf}(a^2 + Z_f^2) + m_{ur}(b^2 + Z_r^2)$$

스프링아래질량의 운동 방정식

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m_{uf}\ddot{Z}_{uf} &= -f_1 + f_{zr1} + \frac{b}{2(a+b)}m_sg + \frac{1}{2}m_{uf}g \\ &= -C_{sf}\dot{d}_{sl} - K_{sf}d_{sl} + K_t d_{ul} \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m_{uf}\ddot{Z}_{uf} &= -f_2 + f_{zr2} + \frac{b}{2(a+b)}m_sg + \frac{1}{2}m_{uf}g \\ &= -C_{sf}\dot{d}_{s2} - K_{sf}d_{s2} + K_t d_{u2} \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m_{ur}\ddot{Z}_{ur} &= -f_3 + f_{zr3} + \frac{a}{2(a+b)}m_sg + \frac{1}{2}m_{ur}g \\ &= -C_{sr}\dot{d}_{s3} - K_{sr}d_{s3} + K_t d_{u3} \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m_{ur}\ddot{Z}_{ur} &= -f_4 + f_{zr4} + \frac{a}{2(a+b)}m_sg + \frac{1}{2}m_{ur}g \\ &= -C_{sr}\dot{d}_{s4} - K_{sr}d_{s4} + K_t d_{u4} \end{aligned} \quad (2.28)$$

3. 시간 영역에서 민감도 해석 이론

동역학 시스템에서 민감도 함수를 정의하는 방법은 수식으로 표현된 모델의 형태와 연구자의 목적에 따라 여러 가지가 있으나 시스템이 미분 방정식으로 표현될 수 있고, 과도 상태의 응답을 해석하고자 할 때는 시간 영역에서 민감도 해석이 적합하다.

n 자유도를 갖는 동역학 시스템은 아래와 같이 초기 조건을 갖는 상태 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = f(x, p, t), \quad x(t_0) = x^0 \quad (3.1)$$

$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$: n 차원 상태벡터

$f = (f_1, f_2, \dots, f_n)^T$: n 차원 비선형 벡터함수

$p = (p_1, p_2, \dots, p_r)^T$: r 차원 파라미터벡터

식(3.1)을 파라미터 벡터 p 에 대해 편미분하면 민감도 방정식(sensitivity equation)을 얻는다.

$$\dot{u} = \frac{\partial f}{\partial x} u + \frac{\partial f}{\partial p}, \quad u^0 = \frac{\partial x}{\partial p} = 0 \quad (3.2)$$

위 식에서 u 를 민감도행렬(sensitivity matrix)이라 하고 식(3.3)과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{\partial x}{\partial p} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial p_1} & \frac{\partial x_1}{\partial p_2} & \dots & \frac{\partial x_1}{\partial p_r} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial x_n}{\partial p_1} & \frac{\partial x_n}{\partial p_2} & \dots & \frac{\partial x_n}{\partial p_r} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

행렬 $\frac{\partial f}{\partial x}$ 와 $\frac{\partial f}{\partial p}$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial x} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{p}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial p_1} & \frac{\partial f_1}{\partial p_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial p_f} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial p_1} & \frac{\partial f_n}{\partial p_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial p_f} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

와 같다.

위의 모든 편미분은 공칭값으로 이루어진 파라미터 벡터 \mathbf{p}_0 값을 가지며, 파라미터 벡터 \mathbf{p} 에 대한 초기 조건 벡터 \mathbf{x}_0 의 미분은 \mathbf{x}_0 가 \mathbf{p} 에 관계가 없이 결정되므로 0이다.

민감도 행렬의 성분

$$\frac{\partial x_k}{\partial p_j} = u_j^k \quad (3.6)$$

을 파라미터 p_j 에 대한 상태변수 x_k 의 1계 민감도 함수(first-order sensitivity function)라 한다.

민감도 양(+)의 값을 가지면 파라미터의 값이 증가할 때 상태변수의 값도 증가한다. 역으로 음(-)의 민감도는 파라미터 값이 증가할 때 상태변수의 값은 감소한다. 민감도 함수는 실 변수 값에 비례하며 절대 값에 비례하지 않는다.

민감도 함수 $u_j^k = \frac{\partial x_k}{\partial p_j}$ 는 파라미터 p_j 의 단위량의 변화

에 대한 변수 x_k 의 변화량을 나타낸다. 따라서 하나의 상태변수에 대해 하나의 파라미터 영향을 얻는데는 유용하나 여러 파라미터의 영향을 비교하기가 힘들다.

여러 파라미터를 비교하기 위해

$$u_j^k = \frac{\hat{c}_{x_k}}{\hat{c}_{p_j}} \times 100 \quad (3.7)$$

로 정의한 1계 백분율 민감도 함수(first order percentage sensitivity function)를 이용한다. 이 값은 파라미터가 1% 변할 때 상태변수의 민감도를 나타낸다.

4. 시뮬레이션에 의한 현가장치의 민감도 해석

4.1 파라미터 선정

민감도는 감쇠-강성 특성, 기하학적 특성, 관성을 나타내는 3개의 파라미터벡터에 대해 분석한다.

현가계의 총 강성도 K_{total} , 앞뒤 강성 분포비 γ_k , 현가계의 총 감쇠계수 C_{total} , 앞뒤 감쇠 분포비 γ_c 를 다음과 같이 정의한다.

$$K_{total} = 2K_{sf} + 2K_{sr} \quad (4.1)$$

$$\gamma_k = \frac{K_{sf}}{K_{sr}} \quad (4.2)$$

$$C_{total} = 2C_{sf} + 2C_{sr} \quad (4.3)$$

$$\gamma_c = \frac{C_{sf}}{C_{sr}} \quad (4.4)$$

앞에서 정의한 4개의 파라미터와 타이어 강성 K_t 를 이용하여 첫번째 파라미터벡터를 결정한다.

$$\mathbf{p}_1 = (K_{total}, \gamma_k, C_{total}, \gamma_c, K_t) \quad (4.5)$$

두번째 파라미터벡터는 스프링위질량, 앞, 뒤 스프링아래 질량, x,y 축 관성모멘트 등으로 결정한다.

$$\mathbf{p}_2 = (m_s, m_{uf}, m_{ur}, I_x, I_y) \quad (4.6)$$

세번째 파라미터벡터는 질량 중심에서 앞, 뒤 바퀴까지 x축 위의 거리와 앞, 뒤 바퀴 사이의 폭 등으로 결정한다.

$$\mathbf{p}_3 = (a, b, T_f, T_r) \quad (4.7)$$

4.2 범프 통과시 민감도 해석

범프의 모양은 Fig.4-1과 같다. 함수를 통해서 나타내면

$$y = -0.4375x^2 + 0.35x \quad (4.10)$$

와 같고 차량을 30km/h의 일정한 속도로 주행할 때의 민감도를 분석한다.



Fig.4-1 Shape of bump

4.2.1 스프링위질량 위치의 민감도

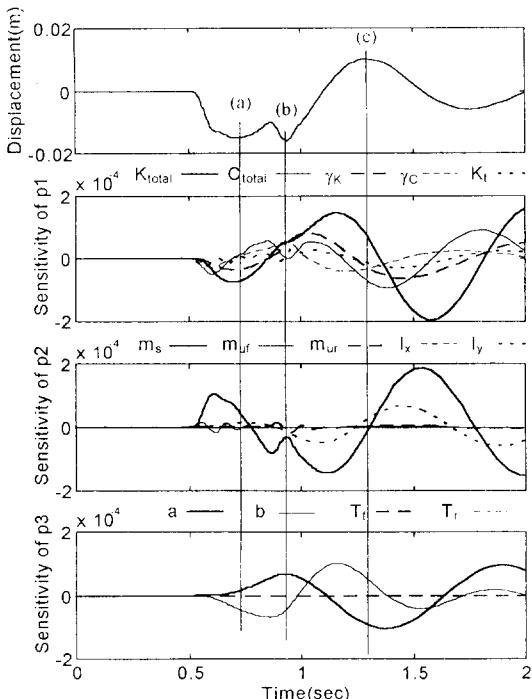


Fig.4-2 Sensitivity of sprung mass

Fig.4-2에서 보는 것처럼 (a)위치에서 가장 큰 민감도를 가지는 파라미터는 전체 강성인 K_{total} 이다. K_{total} 의 민감도가 음의 값이므로 K_{total} 값을 감소시키면 (a)지점에서 변위값은 증가하여 진폭이 줄어들고, K_{total} 값을 증가시키면 변위값은 감소하여 진폭이 커진다. 그러나 (b)위치에서 K_{total} 의 민감도가 양의 값이므로 K_{total} 값을 증가시키면 변위값이 증가하고, K_{total} 값을 감소시키면 변위가 감소한다.

세번째 벡터에 대한 해석은 a 값이 커질수록, b 값이 적어질수록 응답의 진폭은 줄어들고 T_i 와 T_r 은 전혀 영향주지 않는다.

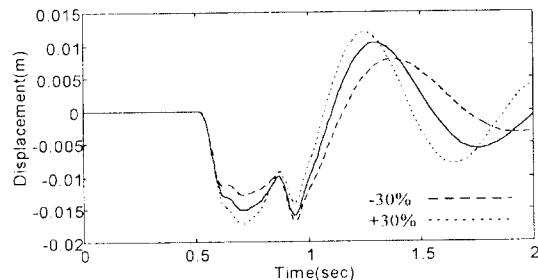


Fig.4-3 Response of sprung mass displacement to varying suspension stiffness

Fig.4-3은 K_{total} 값을 각각 $\pm 30\%$ 변화시킨 응답이다. (a) 위치에서 K_{total} 의 민감도는 -0.749×10^{-4} 이다. 이 위치에서 K_{total} 값을 $\pm 30\%$ 변화시킬 때 스프링위질량 위치는 $(-0.749 \times 10^{-4}) \times (\pm 30) = \mp 0.002247$ 만큼 변한다는 것을 알 수 있다.

4.2.2. 피치각의 민감도

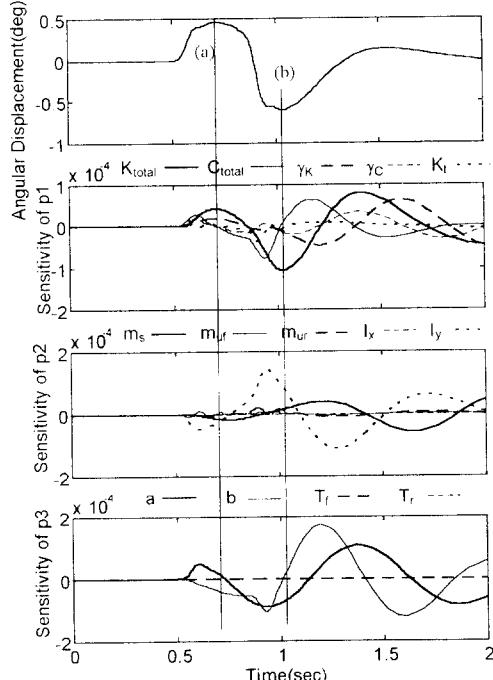


Fig.4-4 Sensitivity of pitch angle

Fig.4-4의 (a)에서는 특별히 큰 절대값을 가지는 파라미터가 없기 때문에 파라미터의 값을 변화시켜도 큰 폭의 변화를 얻을 수 없다. (b)에서는 K_{total} 과 a 값이 다른 파라미터에 비해 큰 민감도 값을 갖고 있다. 두 파라미터의 민감도가 모두 음의 값이므로 파라미터의 값을 감소시키면 (b)에서 진폭은 줄어든다.

4.2.3 타이어 변형량의 민감도

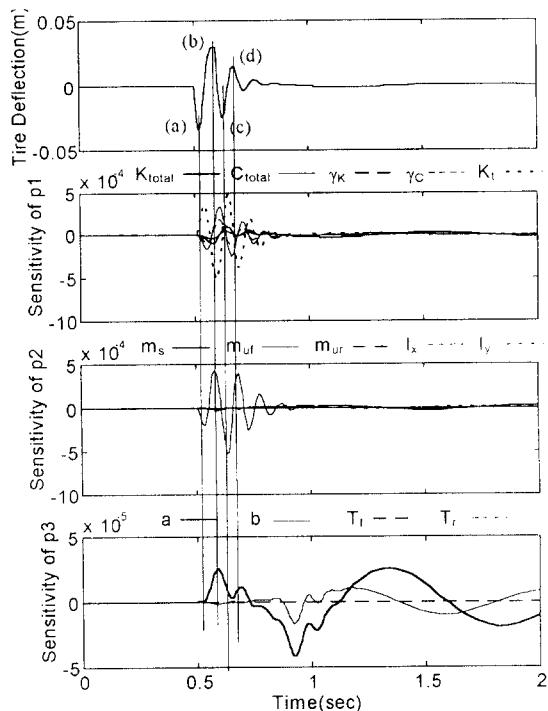


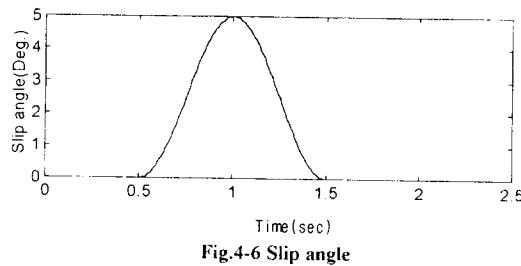
Fig.4-5 Sensitivity of tire deflection

Fig.4-5은 앞 타이어 변형에 대한 민감도이다. 양의 값은 인장 상태를, 음의 값은 압축 상태를 의미한다. 변형이 가장 큰 (b)에서는 타이어 강성 K_t 와 앞쪽 스프링아래질량 m_{ur} 이 다른 파라미터에 비해 큰 민감도를 가진다. K_t 의 민감도는 음이므로 증가시키고 m_{ur} 는 감소시키면 피크점에서 진폭은 줄어든다.

m_{ur} 를 제외한 나머지 p_1 파라미터의 민감도는 0에 가깝고, p_2 , p_3 벡터의 민감도는 다른 벡터의 민감도에 비해 10배 정도 적은값을 갖기때문에 타이어의 변형에는 큰 영향을 주지 않는다.

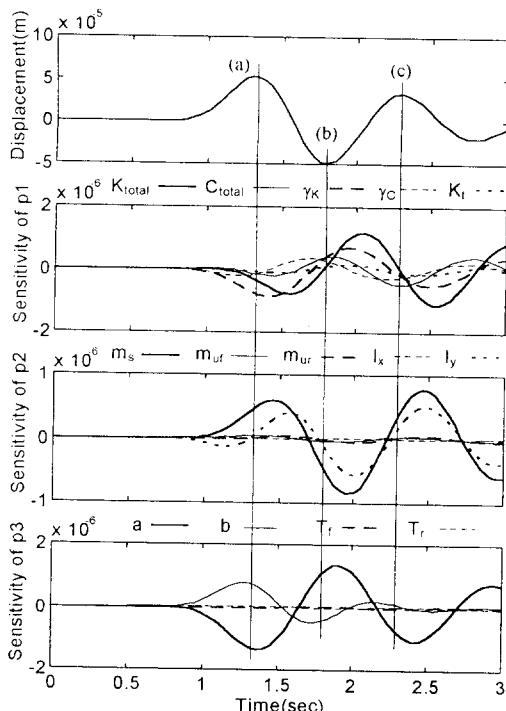
4.3 슬립각의 변화에 대한 민감도 해석

Fig.4-6과 같이 슬립각을 변화시켜 주었을 때 차량의 응답에 대한 민감도를 알아보았다.



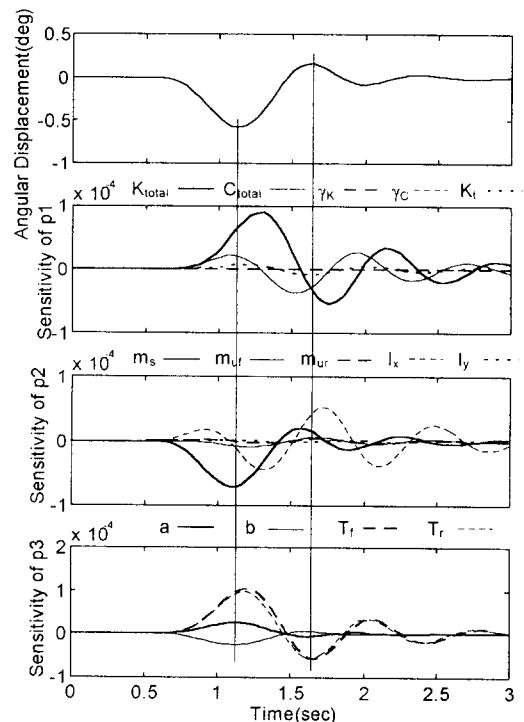
4.3.1 스프링위질량의 민감도

범프를 통과할 때에 가장 큰 민감도를 갖는 파라미터는 전체 강성 K_{total} 이었다. 슬립각을 변화시킬 때에는 Fig.4-7에서 보는 것처럼 전체 강성보다는 앞뒤 강성비와 질량중심에서 바퀴까지 거리 a, b 가 더 큰 영향을 준다. 그러나 슬립각의 변화에 의해 나타나는 바운싱의 크기는 범프를 통과할 때에 비해 무시할 수 있을 만큼 작고 파라미터의 민감도 100 배정도 적다.



4.3.2 롤 각의 민감도

Fig.4-8에서 롤링의 폭이 큰 (a)에서 큰 민감도를 가지는 파라미터는 전체 강성 K_{total} , 스프링위질량 m_s , 좌우 바퀴사이의 거리 T_f, T_r 이다. K_{total} 과 T_f, T_r 값은 증가시킬 수록, m_s 값은 적을수록 롤링의 폭은 감소한다.



5. 결론

본 연구에서는 7 자유도를 갖는 3 차원 차량 모델을 구성하고 승차감과 안정성의 규명을 위해 범프와 슬립각의 변화에 의한 현가장치 응답과 그에 따른 주요 파라미터의 민감도를 분석하였다.

- 1) 범프를 통과할 때, 바운싱과 피칭에 큰 영향을 주는 파라미터는 전체 강성 K_{total} 과 질량 중심에서 앞뒤 바퀴까지 거리 a, b 였고, 타이어의 변형은 스프링아래질량과 타이어강성 K_t 에 가장 민감하게 반응하였다.
- 2) 각 파라미터 값의 변화에 의한 시스템의 응답을 미리 예측하여 설계자가 원하는 파라미터 값을 결정할 수 있었다.
- 3) 시간 영역에서 시스템의 민감도는 단순히 상태 변수에 따라 결정되지 않고 입력과 상태 변수의 크기, 속도 등에 의해서도 변한다. 즉 같은 바운싱에 대해서도 노면 입력에 의한 바운싱과 핸들링에 의한 바운싱에 영향을 주는 파라미터가 다르다는 것을 알 수 있다.

참고문헌

1. Mitschke, M., "Influence of Road and Vehicle Dynamics on the Amplitude of Body Motion and Dynamic Wheel Loads," SAE Trans. Vol. 70, p434-446, 1962
2. Rao, A. K., Giannoponlos, F., "Dynamic Loads on Suspensions Components Using Mechanism Packages," SAE, 811307, 1981
3. 조선희 외 5인, "노면 가진에 의한 차체의 동적 거동에 관한 연구," 대한기계학회 논문집, 제 12 권 제 3 호, 419 - 425, 1988
4. Smith, C. C. et al., "The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data," ASME, J. of Dyn. Sys. Measure. and Control, Vol. 100, 34 - 41, 1978
5. 김호룡, 최섭, "자동차 현가장치의 최적 설계에 관한 연구," 대한기계학회 논문집, 제11권 제3호, 437- 443, 1987
6. 최영휴, "승차감 및 조종 성능을 고려한 승용차 현가장치의 동적 설계 연구," 서울 대학교 박사학위 논문, 1991
7. Aldeinian, Howard, M., "Sensitivity Analysis of Discrete Structural Systems," AIAA J., Vol. 24, No. 5, 823 - 832, 1986
8. Hrovat, D., "Influence of Unsprung Weight on Vehicle Ride Quality," J. of Sound and Vibration, Vol. 124, No. 3, 497 - 516, 1988
9. Yutaka Aoyama, et al., "Development of the Full Active Suspension by Nissan," SAE Trans, 901747, 1537-1545, 1990
10. Eiichi Yasuda, et al., "Improvement of Vehicle Motion and Riding Comfort by Active Controlled Suspension system," SAE Trans, 91662, 890-897, 1991
11. 박호, "자동차 현가장치의 성능감도해석 및 능동 진동 제어에 관한 연구," 한양 대학교 박사학위 논문, 1990
12. Nalecz, A. G., "Application of Sensitivity Methods to Analysis and Synthesis of Vehicle Dynamic Systems," Vehicle System Dynamics, 18(1989), pp. 1-44