

차량 현가장치의 최적설계

Optimal Design of Vehicle Suspension System

탁 태 오* 정 성 훈**
Tak, Tae-Oh Chung, Sung-Hoon

Abstract

Vehicle suspensions can be regarded as interconnection of rigid bodies with kinematic joints and compliance elements such as springs, bushings, and stabilizers. Design of a suspension system requires detailed specification of the interconnection point (or so called hard points) and characteristic values of compliance elements. During the design process, these design variables are determined to meet some prescribed performance targets expressed in terms of SDFs (Static Design Factors), such as toe, camber, compliance steer, etc. This paper elaborates on a systematic approach to achieve optimum design of suspension systems.

키워드 : 기구-정역학 방정식, 민감도 방정식, 최적설계, 성능지수, 설계변수

Keywords : Kinemato-Static Equation, Sensitivity Equation, Optimal Design, Performance Index, Design Variable

1. 서론

현가장치는 기구학적 조인트와 힘요소들의 구속으로서 차량의 주행 및 조향 성능에 관계된 동특성을 결정한다. 이런 동특성에 미치는 영향은 Toe, Camber 등의 정적설계인자(Static Design Factors, SDFs)들에 의해 정량화되며, 목표로 하는 정적설계인자가 구현되도록 설계점(hard point)을 결정한다.

현재 ADAMS와 SNAP 등과 같은 차량 해석프로그램이 있으나 원하는 정적설계인자를 구현할 수 있도록 도와주는 못하며, 단순히 정해진 설계값에 대한 해석만 할수 있을 뿐 설계기능의 부족으로 인해 설계자는 해석의 결과에 따라 경험과 직관으로 초기 설계값을 변경함으로써 설계자가 목표로 하는 정적설계인자를 구현한다. 이런 방법으로서 성능향상은 많은 노력과 시간이 요구되는 등 번거롭고 불편하다. 그러므로 일련의 과정으로 원하는 성능향상을 얻을

수 있는 방법이 요구되어진다. 따라서, 목표로 하는 정적설계인자를 구현할 수 있는 설계값들을 찾는 것이 필요하며, 초기 설계값들이 시스템의 성능향상에 미치는 영향의 정도를 알 수 있다면 영향을 크게 미치는 설계값들로서 성능향상을 꾀할 수 있기 때문에 노력과 시간을 줄일 수가 있게 된다. 나아가 성능향상에 부합되는 최적화된 설계값들을 알 수 있게 된다. 이러한 관점에서 본 연구는 기구-정역학 해석을 수행한 후 민감도 해석방법을 통해 각 설계점들이 정적설계인자에 미치는 영향을 알아내고 이를 이용하여 최적화를 통해 목표로 하는 정적설계인자를 구현할 수 있는 최적 설계점들을 구하는 과정들을 수행하고자 한다.

현가장치의 기구학적 해석에는 현가장치 구성 요소들을 물체로 간주하여 물체간 운동을 상대 조인트 좌표계를 사용하는 방법[1]과 절대 좌표계를 이용하여 휠어셈블리만을 하나의 물체로 간주하여 상하운동을 가지도록 기구학적 구속을 부여하는 방법[2] 등이 있으며, 민감도 해석은 최적 제어 이론에서 개발되어 다물체 시스템에도 적용이 되었다. 다물체 시스

* 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 교수,공학박사

** 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 석사과정

템의 민감도 해석을 위한 방법으로 변수 부가법[2]과 직접 미분법[3]이 있다. 직접 미분법은 변수 부가법에 비해 계산량이 적고 정확성이 증대된다는 장점을 가지고 있다. 구조해석분야에 있어서의 최적화 기술[4]은 여러 가지 설계문제를 해결하기 위하여 사용되고 있으나 다물체 동역학 분야에서는 매우 제한적이다. 최근 다물체의 민감도 해석이 이루어지면서 이를 최적화 이론과 결합시켜 다물체 설계에 적용되고 있다.[5,6]

본 연구에서는 직접미분법을 통해 구한 자코비안을 사용하여, 일반좌표로 정의된 기구-정역학 방정식을 유도하고, 이를 설계변수들로 직접 미분하여 민감도 방정식을 구성한다. 유도된 기구-정역학 방정식으로 조인트와 힘요소가 포함되는 현가장치를 모델링하여 민감도 해석을 수행하고, 이를 이용하여 최적화 과정을 수행한다.

2. 기구-정역학 해석

미분-대수방정식(Differential-Algebraic Equation, DAE)으로부터 기구-정역학 방정식을 얻기 위해 속도와 가속도를 0으로 놓으면 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Phi_q^T \lambda - Q = 0 \quad (1)$$

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (2)$$

여기서 q 는 주어진 시스템을 표현하는 일반좌표로서 $q = [r, p]^T$ 로 정의되며, 절대 좌표계에서의 위치벡터 r 과 오일러 파라미터 p 의 함수로 나타나고 λ 는 라그랑지 승수를 나타낸다. 식(1)과 식(2)를 뉴턴-랩슨의 알고리즘에 적용시키면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} (\Phi_q^T \lambda - Q)_q & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \Phi_q^T \lambda - Q \\ \Phi \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$q' = q + \Delta q \quad \lambda' = \lambda + \Delta \lambda \quad (4)$$

여기서 Δq 는 뉴턴 차분이라 하며 추정해와의 차이를 나타낸다. 식(3)의 해를 구하고 증분을 계속하여 증분된 해를 구함으로써 방정식을 풀 수 있다. 식(3)의 해를 구하기 위해서 물체간의 구속조건 Φ , 자코비안 Φ_q , Q_q 이 결정이 되어야한다. 따라서 각각의 조인트에 대한 Φ , Φ_q 를 유도하고 힘요소에 대한 Q 와 Q_q 를 유도한다.

다물체 시스템을 구성하는 많은 조인트 요소와 힘

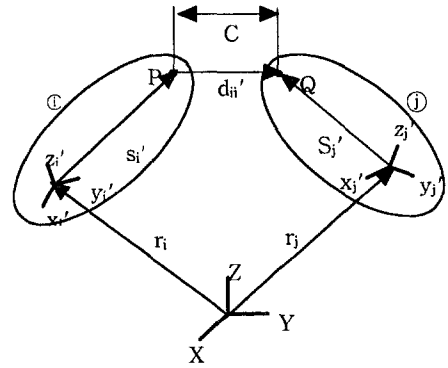


Fig. 1 Distance constraint

요소가 있으나 여기서는 거리 구속 조건과 Translation Spring Damper Actuator System (TSDA)을 예로 들어 설명하기로 한다.

거리 구속은 i, j 물체의 P, Q 두 점간의 거리를 항상 일정하게 보는 것이다. 먼저 거리 구속의 구속방정식은 다음과 같다.

$$\Phi = d_{ij}^T d_{ij} - c^2 = 0 \quad (5)$$

구속 조건식을 일반좌표 q 에 대하여 미분하여 자코비안을 구해보면 다음과 같다.

$$\Phi_q = 2d_{ij}^T [-I, (-A_i)_P, S_i, I, (A_j)_Q, S_j] \quad (6)$$

물체간 운동의 구속은 거리구속뿐만 아니라 스페리컬 조인트, 레벌루트 조인트, 실린더리컬 조인트, 트랜스레이션 조인트들이 있고 이들의 구속방정식과 자코비안을 Table 1.에 나타내었다.

Fig. 2는 TSDA를 나타내며 일반력 Q 는 다음식과 같다.

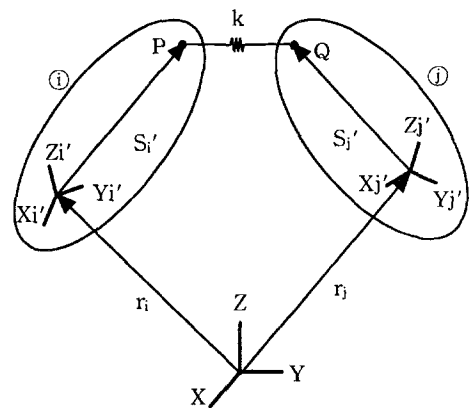


Fig. 2 TSDA

Table 1. Φ , Φ_q for Various joints

Spherical	
Φ	$r_j + A_j S_j - r_i - A_i S_i = 0$
Φ_q	$[-I \quad -(A_i)_p S_i \quad I \quad (A_i)_p S_i]$
Revolute	
Φ	$\begin{bmatrix} r_j + A_j S_j' - r_i - A_i S_i' \\ (A_i f_i')^T (A_j h_j') \\ (A_i g_i')^T (A_j h_j') \end{bmatrix} = 0$
Φ_q	$\begin{bmatrix} -I & -(A_i)_p S_i & I & (A_i)_p S_i \\ 0 & f_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & f_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \\ 0 & g_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & g_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \end{bmatrix}$
Cylindrical	
Φ	$\begin{bmatrix} f_i'^T h_j \\ g_i'^T h_j \\ f_i'^T d_{ij} \\ g_i'^T d_{ij} \end{bmatrix} = 0$
Φ_q	$\begin{bmatrix} 0 & f_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & f_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \\ 0 & g_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & g_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \\ -f_i^T A_i^T & f_i^T (A_i)_p d_{ij} - f_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' & f_i^T A_i^T & f_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' \\ -g_i^T A_i^T & g_i^T (A_i)_p d_{ij} - g_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' & g_i^T A_i^T & g_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' \end{bmatrix}$
Translation	
Φ	$\begin{bmatrix} f_i^T A_i^T A_j h_j' \\ g_i^T A_i^T A_j h_j' \\ f_i^T A_i^T d_{ij} \\ g_i^T A_i^T d_{ij} \\ f_i^T A_i^T A_j g_j' \end{bmatrix} = 0$
Φ_q	$\begin{bmatrix} 0 & f_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & f_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \\ 0 & g_i^T (A_i)_p A_j h_j' & 0 & g_i^T A_i^T (A_j)_p h_j' \\ -f_i^T A_i^T & f_i^T (A_i)_p d_{ij} - f_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' & f_i^T A_i^T & f_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' \\ -g_i^T A_i^T & g_i^T (A_i)_p d_{ij} - g_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' & g_i^T A_i^T & g_i^T A_i^T (A_j)_p S_i' \\ 0 & f_i^T (A_i)_p A_j g_j' & 0 & f_i^T A_i^T (A_j)_p g_j' \end{bmatrix}$

$$(Q_j)_{q_i} = \frac{lk-f}{l^3} \left[d_{ij} d_{ij}^T, d_{ij} d_{ij}^T (A_i)_{qi} S_i' \right] + \left(\frac{f}{l} \right) \left[\begin{matrix} I & (A_i)_{qi} S_i' \\ 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T & 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T (A_i)_{qi} S_i' \end{matrix} \right] \quad (12)$$

$$(Q_j)_{q_i} = -\frac{lk-f}{l^3} \left[d_{ij} d_{ij}^T, d_{ij} d_{ij}^T (A_j)_{qj} S_j' \right] - \left(\frac{f}{l} \right) \left[\begin{matrix} I & (A_j)_{qj} S_j' \\ 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T & ff \end{matrix} \right] \quad (13)$$

여기서

$$\begin{aligned} aa &= 2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T d_{ij} d_{ij}^T (A_i)_{qi} S_i' \\ bb &= -2 \left(\overline{S_i'} A_i^T d_{ij} \right)^4 \\ &\quad + 2G_i^T \overline{S_i'} \left((A_i^T)_{qi} d_{ij} - A_i^T (A_i)_{qi} S_i' \right) \\ cc &= 2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T d_{ij} d_{ij}^T (A_i)_{qj} S_j' \\ dd &= 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T d_{ij} d_{ij}^T (A_i)_{qj} S_j' \\ ee &= 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T d_{ij} d_{ij}^T (A_j)_{qj} S_j' \\ ff &= -2 \left(\overline{S_j'} A_j^T d_{ij} \right)^4 \\ &\quad + 2G_j^T \overline{S_j'} \left((A_j^T)_{qj} d_{ij} + A_j^T (A_j)_{qj} S_j' \right) \end{aligned}$$

따라서 Q_q 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_q = \begin{bmatrix} Q_i \\ Q_j \end{bmatrix}_q = \begin{bmatrix} (Q_i)_{q_i} & (Q_i)_{q_j} \\ (Q_j)_{q_i} & (Q_j)_{q_j} \end{bmatrix} \quad (14)$$

또한 이런 힘의 요소에는 Fig. 3, 4 와 같은 부싱과 빔도 포함되며 이들의 Q_q 는 Table 2.에 나타내었다.

$$Q_i = \frac{f}{l} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ 2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$Q_j = -\frac{f}{l} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ 2G_j^T \overline{S_j'} A_j^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$f = k(l-l_0), \quad l^2 = d_{ij}^T d_{ij} \quad (9)$$

Q_q 를 구하기 위해 먼저 i와 j물체에 작용하는 힘 Q_i, Q_j 에 대해 i와 j의 일반좌표인 q_i, q_j 으로 각각 미분을 취해보자.

$$(Q_i)_{q_i} = \frac{lk-f}{l^3} \left[-d_{ij} d_{ij}^T, -d_{ij} d_{ij}^T (A_i)_{qi} S_i' \right] + \left(\frac{f}{l} \right) \left[\begin{matrix} -I & (A_i)_{qi} S_i' \\ -2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T & bb \end{matrix} \right] \quad (10)$$

$$(Q_i)_{q_i} = \frac{lk-f}{l^3} \left[d_{ij} d_{ij}^T, d_{ij} d_{ij}^T (A_j)_{qj} S_j' \right] + \left(\frac{f}{l} \right) \left[\begin{matrix} I & (A_j)_{qj} S_j' \\ 2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T & 2G_i^T \overline{S_i'} A_i^T (A_j)_{qj} S_j' \end{matrix} \right] \quad (11)$$

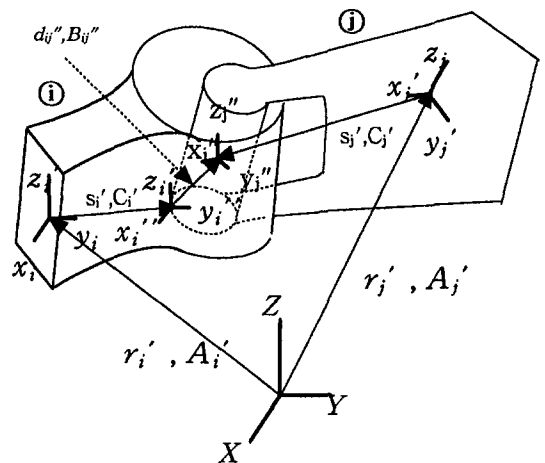


Fig. 3 Bushing element

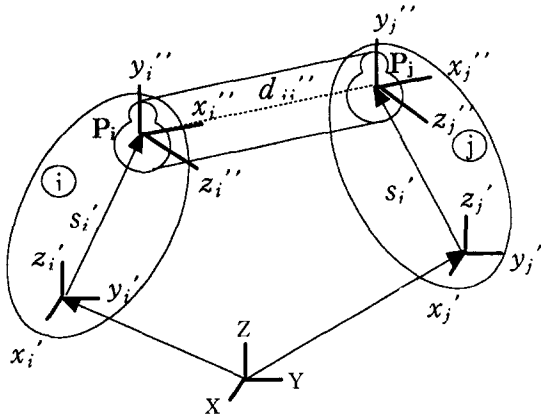


Fig. 4 Beam element

3. 민감도 해석 및 최적화

최적화 과정을 수행하기 위해서는 시스템의 민감도 해석이 선행되어야 한다. 시스템의 성능에 영향을 주는 변수들을 설계변수로 선정하여 이러한 설계변수들에 대한 시스템의 민감도 해석을 수행한다. Table 3.에서 조인트와 힘요소에서의 설계변수를 나타내었다.

Table 3.에서의 P는 I물체에 조인트 또는 힘요소들이 연결되는 부분의 좌표이며, Q는 J물체에 조인트 또는 힘요소가 연결되는 부분의 좌표를 말한다.

민감도 방정식을 유도하기 위해서 설계변수를 b로 정의하고 식(1)과 식(2)를 b에 대해 미분을 취하면 다음과 같다.

$$\frac{d(\Phi_q^T)}{db} \lambda + \Phi_q^T \frac{d\lambda}{db} - \frac{dQ}{db} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{d\Phi}{db} = 0 \quad (16)$$

식(15)과 식(16)에서 각 도함수를 연쇄법칙(chain rule)을 적용하여 편도함수의 형태로 풀어 대입하면 식(17), 식(18)과 같다.

$$(\Phi_q^T)_q a_b \lambda - Q_q a_b + \Phi_q^T \lambda_b = - [(\Phi_q^T)_b \lambda - Q_b] \quad (17)$$

$$\Phi_q a_b = -\Phi_b \quad (18)$$

식(17)과 식(18)을 정리하면 다음과 같은 행렬 형태의 민감도 방정식이 유도된다.

$$\begin{bmatrix} (\Phi_q^T \lambda - Q)_q & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_b \\ \lambda_b \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} (\Phi_q^T)_b \lambda - Q_b \\ \Phi_b \end{bmatrix} \quad (19)$$

식(19)를 풀기 위해서 구속방정식을 이루고 있는 각각의 조인트와 힘요소에 대해 설계변수로 미분하여

Table 2. Q, Q_q for Force elements

Bushing	
Q	$\begin{bmatrix} 2G_i^T (C_i^T T'' + \overline{S_i^T A_i^T F}) \\ -2G_j^T (A_j^T A_i C_i^T T'' + \overline{S_j^T A_j^T F}) \end{bmatrix} = 0$ $T'' = k_i' \pi_{ij}'', F = A_i C_i k' C_i^T A_i^T d_{ij}$
Q_q	$\begin{bmatrix} F_{r_i} & F_{p_i} & F_{r_j} & F_{p_j} \\ 2G_i^T \overline{S_i^T A_i^T F_{r_i}} & aa & 2G_i^T \overline{S_i^T A_i^T F_{r_j}} & bb \\ -F_{r_i} & -F_{p_i} & -F_{r_j} & -F_{p_j} \\ -2G_j^T \overline{S_j^T A_j^T F_{r_i}} & -cc & -2G_j^T \overline{S_j^T A_j^T F_{r_j}} & -dd \end{bmatrix} = 0$ $aa = -2(C_i^T T'' + \overline{S_i^T A_i^T F})^4$ $+ 2G_i^T (C_i^T T_b + \overline{S_i^T (A_i^T)_b F} + \overline{S_i^T A_i^T F_b})$ $bb = 2G_i^T (C_i^T T_b \overline{S_i^T A_i^T F_b})$ $cc = 2G_j^T (A_j^T (A_i)_b C_i^T T'' + A_j^T A_i C_i^T T_b + \overline{S_j^T A_j^T F_b})$ $dd = -2(A_j^T A_i C_i^T T'' + \overline{S_j^T A_j^T F})$ $+ 2G_j^T ((A_j^T)_b C_i^T T'' + A_j^T A_i C_i^T T_b + \overline{S_j^T (A_j^T)_b F} + \overline{S_j^T A_j^T F_b})$
Beam	
Q	$\begin{bmatrix} -F_j \\ -2G_i^T (C_i^T T_j'' + \overline{S_i^T A_i^T F_j}) \\ F_j \\ 2G_j^T (A_j^T A_i C_i^T T_j'' + \overline{S_j^T A_j^T F_j}) \end{bmatrix} = 0$
Q_q	$\begin{bmatrix} -(F_j)_{r_i} & -(F_j)_{p_i} & -(F_j)_{r_j} & -(F_j)_{p_j} \\ -aa & -bb & -cc & -dd \\ (F_j)_{r_i} & (F_j)_{p_i} & (F_j)_{r_j} & (F_j)_{p_j} \\ 2G_i^T \overline{S_i^T A_i^T (F_j)_{r_i}} & ee & 2G_i^T \overline{S_i^T A_i^T (F_j)_{r_j}} & ff \end{bmatrix} = 0$ $aa = 2G_i^T (C_i^T (T_j'')_{r_i} + C_i^T \overline{F_j}^T C_i^T A_i^T$ $+ C_i^T (C_i^T A_i^T d_{ij})(F_j'')_{r_i} + \overline{S_i^T A_i^T (F_j)_{r_i}}$ $bb = -2(C_i^T T_j'' + C_i^T (C_i^T A_i^T d_{ij}) F_j'' + \overline{S_i^T A_i^T F_j})^4$ $+ 2G_i^T (C_i^T (T_j'')_{p_i} - C_i^T \overline{F_j}^T C_i^T (A_i^T)_b d_{ij} + C_i^T \overline{F_j}^T C_i^T A_i^T (A_i)_b S_i^T$ $+ C_i^T (C_i^T A_i^T d_{ij})(F_j'')_{p_i} + \overline{S_i^T (A_i^T)_b F_j} + \overline{S_i^T A_i^T (F_j)_{p_i}}$ $cc = 2G_j^T (C_j^T (T_j'')_{r_j} - C_j^T \overline{F_j}^T C_j^T A_j^T$ $+ C_j^T (C_j^T A_j^T d_{ij})(F_j'')_{r_j} + \overline{S_j^T A_j^T (F_j)_{r_j}}$ $dd = 2G_j^T (C_j^T (T_j'')_{p_j} - C_j^T \overline{F_j}^T C_j^T A_j^T (A_j)_b S_j^T$ $+ C_j^T (C_j^T A_j^T d_{ij})(F_j'')_{p_j} + \overline{S_j^T A_j^T (F_j)_{p_j}}$ $ee = 2G_i^T (A_i^T (A_i)_b C_i^T T_j'' + A_i^T A_i C_i^T (T_j'')_{r_i} + \overline{S_i^T A_i^T (F_j)_{r_i}}$ $ff = -2(A_j^T A_i C_i^T T_j'' + \overline{S_j^T A_j^T F_j})^4 + 2G_j^T ((A_j^T)_b A_i C_i^T T_j''$ $+ A_j^T A_i C_i^T (T_j'')_{r_i} + \overline{S_j^T (A_j^T)_b F_j} + \overline{S_j^T A_j^T (F_j)_{p_i}}$

Φ_b와 Q_b를 구해야 한다. 조인트와 힘요소 중 거리 구속의 경우를 고려하자.

Fig 1.에 나와있는 거리구속의 경우에 대해서 설계변수 $b = [P_x, P_y, P_z, Q_x, Q_y, Q_z]^T$ 로 놓을 수 있으며 이에 대해 Φ_b와 (Φ_q^T)_b를 구하기로 하자.

먼저 구속방정식을 설계변수 P와 Q의 함수로 표시하기 P와 Q를 초기 설계 상태의 일반좌표와 회전

Table 3. Design variables for various joints and force elements

	종류	설계 변수
조인트	Distance constraint	P, Q 좌표 6개
	Spherical	P 좌표 3개 (P와 Q 좌표는 같음)
	Revolute	P, Q 좌표 6개
	Cylindrical	P, Q 좌표 6개
	Translational	P, Q 좌표 6개
힘요소	TSDA	P, Q 좌표 6개 K(Stiffness) 1개 L(free length) 1개
	Bushing	Z(Z축 설정 좌표) 3개 X(X축 설정 좌표) 3개 K(축방향 강성) 3개 Kt(축에대한 회전강성) 3개
	Beam	P, Q, R(축 설정 좌표) 9개 E(Young's modulus) 1개 G(Shear modulus) 1개 Area 1개 Ixx, Iyy, Izz 3개 ASY(Y방향 전단변형 보정계수) 1개 ASZ(Z방향 전단변형 보정계수) 1개

$$(\Phi_q^T \lambda)_Q = \begin{bmatrix} -2 \lambda A_j \\ -4 G_i^T \widetilde{S}_i^T A_i^T A_j \lambda \\ 2 \lambda A_j \\ 4 \lambda G_j^T (\widetilde{S}_j^T + \widetilde{A}_i^T d_{ij}) \end{bmatrix} \quad (25)$$

나머지 조인트와 힘요소에 대해서도 위와 유사한 과정으로 Φ_b 와 $(\Phi_q^T \lambda)_b$ 를 구할 수 있다.

시스템의 최적화 수행을 위하여 다음과 같은 최적화 문제를 정의한다. Table 3.에서 제시한 설계변수와 성능지수를 선정하고 설계변수의 범위를 선택한다.

$$\text{Minimize } I(b) \quad (29)$$

$$\text{Subject to } b_{i, lower} \leq b_i \leq b_{i, upper} \quad i=1,2,\dots,n \quad (30)$$

최적화를 위해 ADS 최적화 프로그램[8]을 사용하였으며 민감도해석의 결과를 입력변수로 한다.

4. 결과 및 검증

변환 행렬인 $r_{ic}, r_{jc}, A_{ic}, A_{jc}$ 로 나타내면 다음과 같이 나타나고 A_{ic}, A_{jc} 는 상수이다.

$$P = r_{ic} + A_{ic} S_i', \quad Q = r_{jc} + A_{jc} S_j' \quad (20)$$

여기서 초기 i 와 j 물체가 ground와 상대적으로 회전하지 않은 상태로 모델링하면 $A_{ic} = A_{jc} = I$ 가 되어 식(20)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

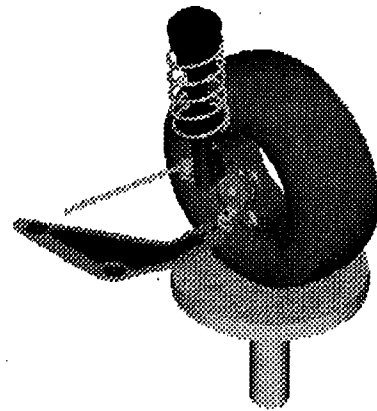
$$S_i' = P - r_{ic}, \quad S_j' = Q - r_{jc} \quad (21)$$

식(21)을 거리 구속 방정식에 적용하여 정리하면 다음과 같이 Φ_b 와 $(\Phi_q^T \lambda)_b$ 를 구할 수 있다.

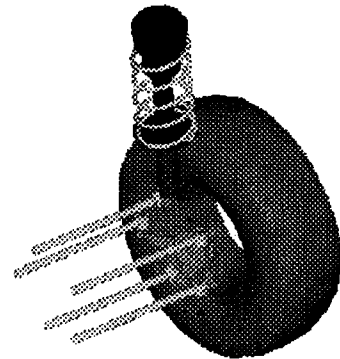
$$\Phi_P = 2(d_{ij}^T I - d_{ij}^T A_i) \quad (22)$$

$$\Phi_Q = 2(d_{ij}^T A_j - d_{ij}^T I) \quad (23)$$

$$(\Phi_q^T \lambda)_P = \begin{bmatrix} 2 \lambda A_i \\ 4 \lambda G_i^T (\widetilde{A}_i^T d_{ij} + \widetilde{S}_i^T) \\ -2 \lambda A_i \\ -4 G_j^T \widetilde{S}_j^T A_j^T A_i \lambda \end{bmatrix} \quad (24)$$



(a) MacPherson Suspension



(b) Multi-link Suspension

Fig. 5 Suspension model

위 과정들을 수행하기 위해 조인트와 힘요소가 포함된 Fig. 5의 (a), (b)와 같은 MacPherson Suspension, Multi-link Suspension의 두 종류 현가장치를 모델링 하여 최적화를 수행한다. MacPherson Suspension에서는 Table 3.에서 보인 각 좌표점들과 힘요소의 물성치들 중 총 65개의 설계변수를 취했고, 차량의 동특성을 나타내는 지표인 정적설계인자들중 Toe, Camber, Caster, Lateral Force Camber Compliance(LFCC)를 다중 성능지수로 선정하여 최적화 이전의 정적설계인자들이 최적화 과정을 통하여 목표로 하는 정적설계인자들에 접근하는 것을 목표로 하였으며, Multi-link Suspension에서는 정적설계인자들의 변화가 없이 단지 각 link에 걸리는 반력만 최소로 하는 것을 성능지수로 삼았다.

Fig. 6은 MacPherson Suspension의 기구-정역학 해석을 통해 구해진 정적설계인자들 중 Camber Angle을 범용 다물체 해석 프로그램인 ADAMS와 비교하였고, Fig. 7에서는 1%, 5%, 10%의 수치적 해석방법을 통하여 민감도 해석과정을 검증하였다. Fig. 8에서 Spring stiffness 값의 초기 설계변수 값을 변경시킨 후 최적화 과정을 수행하였을 때 각기 다른 초기 값에서 출발하여 같은 값으로 수렴함을 보였고 Fig. 9에서는 Fig. 8의 과정에서 각각의 다중성능지수가 같은 값으로 최소화됨을 보임으로써 최적화 과정의 타당성을 검증하였다.

Fig. 10, 11, 12, 13에서는 Toe, Camber, Caster, Lateral Force Camber Compliance(LFCC)의 각각의 초기 디자인 상태에서의 성능지수가 최적화를 통하여 목표에 접근함을 보여준다.

Fig. 14는 Multi-link Suspension에서 최적화 수행 후 정적설계인자가 변하지 않음을 보여주며, Fig. 16, 17, 18, 19에서 각각의 link에 걸리는 반력의 값이 최적화를 통해 최소화 됨을 보였다.

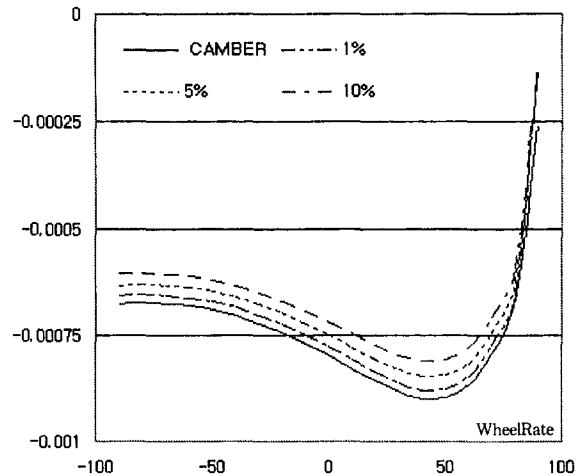


Fig. 7 Sensitivity Validation for Caster

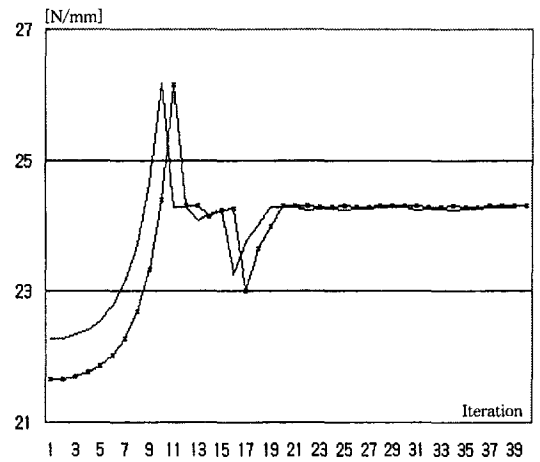


Fig. 8 Iteration history of

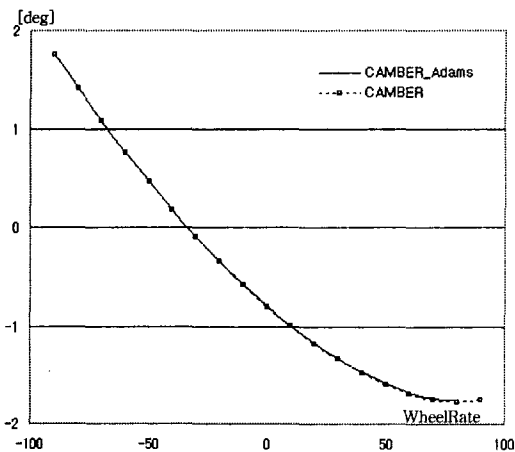


Fig. 6 Camber Angle

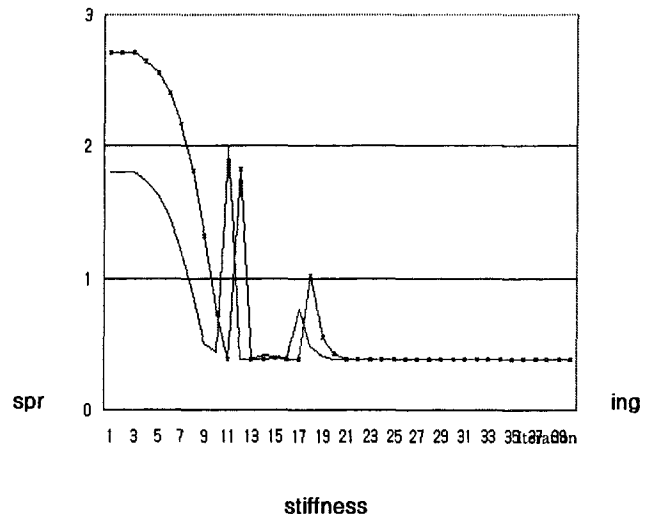


Fig. 9 Iteration history of multi-objective

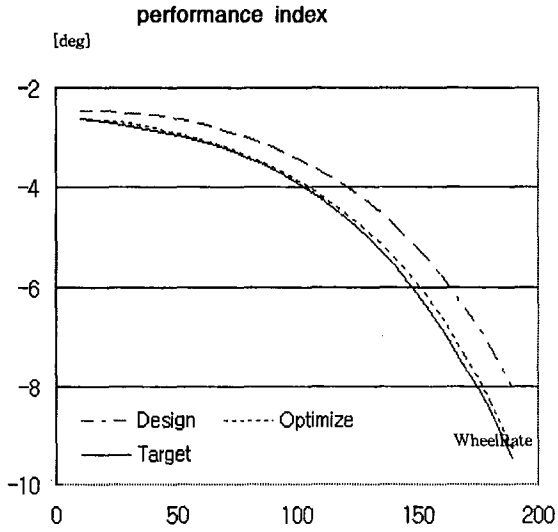


Fig. 10 Optimized SDF(Toe)

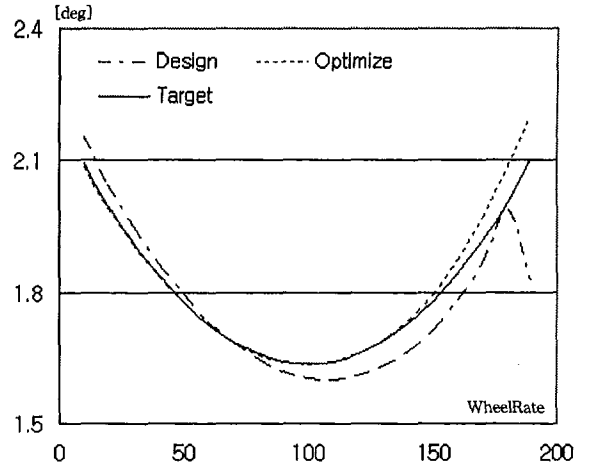


Fig. 13 Optimized SDF(LFCC)

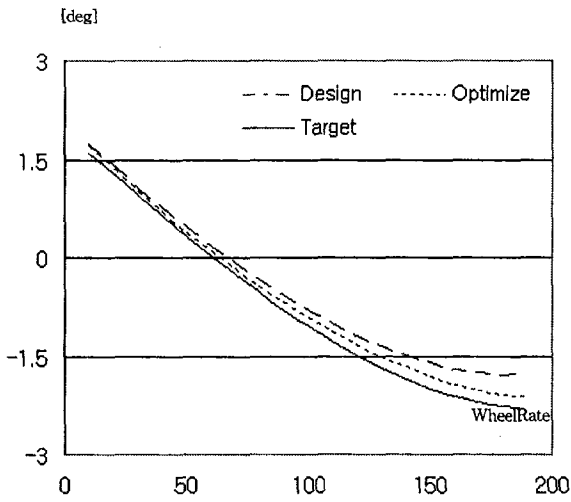


Fig. 11 Optimized SDF(Camber)

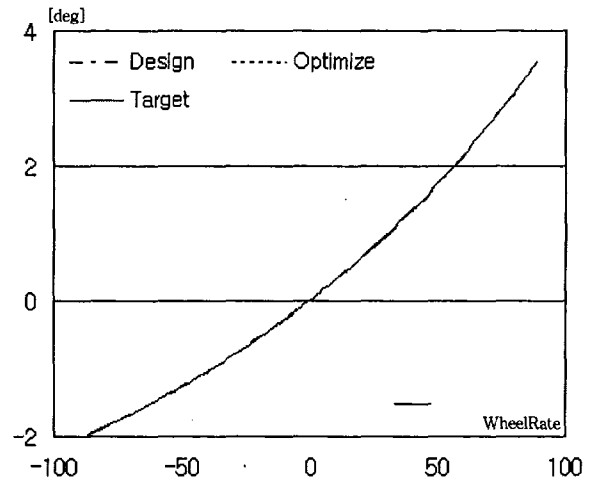


Fig. 14 Optimized SDF(Camber) for Multi-link

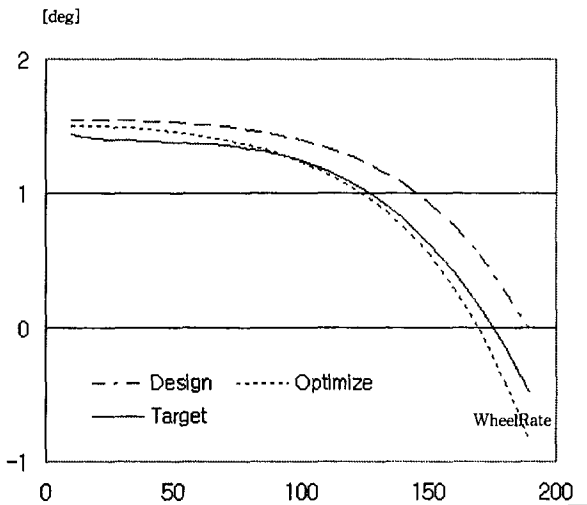


Fig. 12 Optimized SDF(Caster)

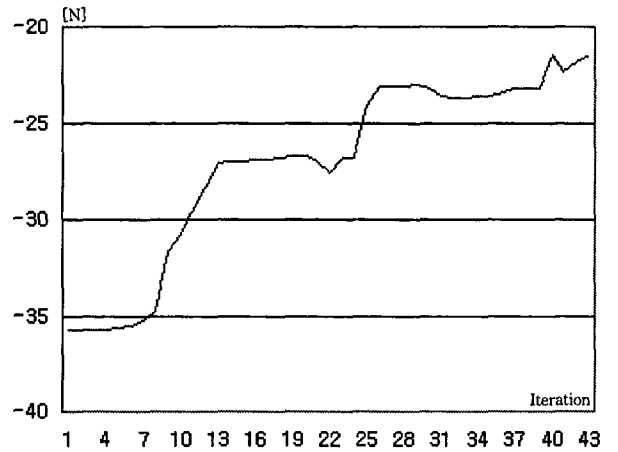


Fig. 15 Minimized link reaction force (Front upper link)

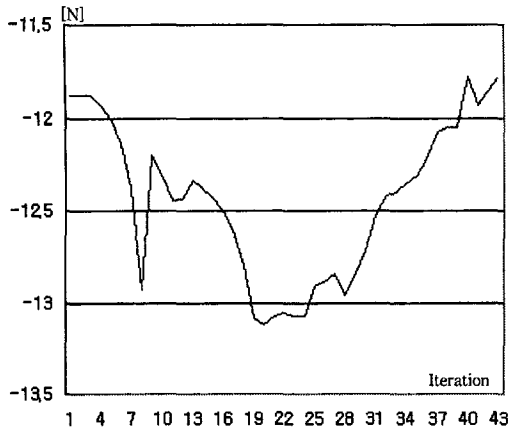


Fig. 16 Minimized link reaction force (Front lower link)

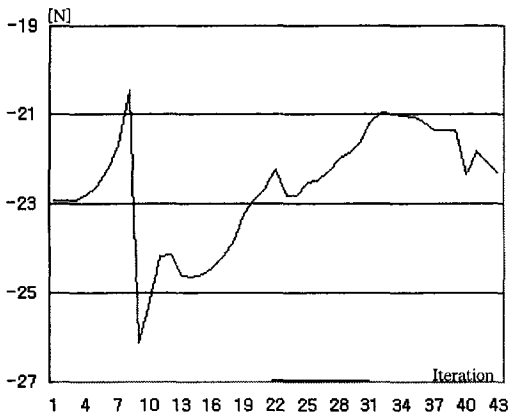


Fig. 17 Minimized link reaction force (Rear lower link)

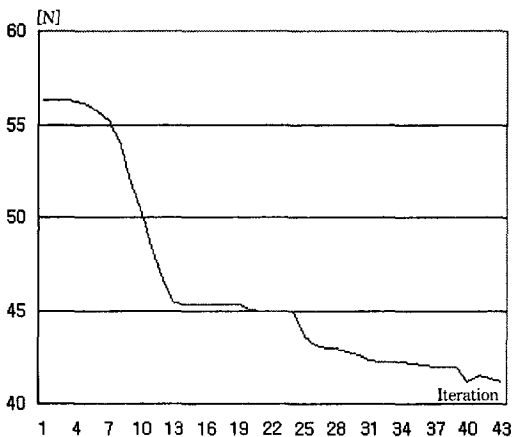


Fig. 18 Minimized link reaction force (Rear upper link)

5. 결론

본 논문에서의 주요 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 직접미분법을 사용하여 자코비안을 구하였으며, 각각의 조인트와 힘요소 방정식을 유도하였다.

둘째, 유도된 방정식을 사용하여 조인트와 힘요소로 이루어진 현가장치를 모델링하였다.

셋째, 유도된 민감도 방정식으로 위 모델의 민감도를 구하여 그 타당성을 수치적 해석방법을 통하여 비교 검증하였다.

넷째, 초기 설계변수 값이 최적화 과정을 수행하여 구해진 값과 초기 설계변수 값을 변경시킨 후 최적화 과정을 수행하여 구해진 값이 동일 값으로 수렴하는가의 여부로 최적화 과정의 타당함을 보였다.

다섯째, 일련의 과정을 통하여 현가장치의 성능향상을 얻기위한 얻기위한 방법으로 기구-정역학 해석, 민감도 해석, 최적화 수행의 일련의 과정으로 이루어진 최적화 방법을 제시하였다.

참고 문헌

- [1] Bae,D.S., and Haug,E.J., "A Recursive Formulation for Constrained Mechanical System Part II-Closed Loop Systems," *Mechanics of Structures and Mechanics*, Vol.15,No.4,1987
- [2] Haug, E.J., and Wehage, R.A., and Mani, N.k., "Design Sensitivity Analysis of large scale Constrained Dynamic Mechanical System," *ASME J. of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 106, June, pp.156-162, 1984
- [3] Neumann, C.P., and Murray, J.J., "Linearization and Sensitivity Functions of Dynamic Robot Models," *IEEE Trans. System, Man, Cybernetics*, Vol. SMC-14, pp.805-818, 1984
- [4] Haug, E.J., and Arora, J.s., *Applied Optimal Design*, John Wiley & Son, New York, 1979
- [5] 탁태오, "민감도해석을 이용한 현가장치의 동역학적 최적설계", *한국자동차공학회지*, 제 2권 제 3호, 1994
- [6] 진형호, 탁태오, "기호계산을 이용한 현가장치의 민감도 해석 및 설계점의 최적설계", *한국정밀공학회지*, 제 16권 제 4호, 1999
- [7] Haug, E.J., *Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems Vol.I ; Basic Method*, Allyn and Bacon, MA, 1989
- [8] Vanderplaats, G.N., *Copes/ADS - A Fortran Control Program for Engineering Synthesis Using The ADS Optimization Program*요..., Engineering Design Otimization, Inc., 1985
- [9] *ADAMS/Vehicle User's Guide*, Mechanical Dynamics, Inc., 1994
- [10] Gillespie, T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE, PA, 1992