

<論 文>

서스펜션 슈우퍼엘리먼트 기법을 이용한 자동차의 동력학적 해석

정 창 모*·유 완 석**

(1988년 2월 21일 접수)

Dynamic Analysis of a Vehicle with Suspension Superelement Technique

Chang-Mo Jung and Wan-Suk Yoo

Key Words : Suspension Superelement(서스펜션 슈우퍼엘리먼트), Multibody Dynamics(다물체 동력학), Simulation Time(실행시간)

Abstract

Dynamic analysis of a vehicle is carried out with rigid body and flexible body models. The chassis of the vehicle is treated as flexible body in the flexible body model, and vibration normal modes are considered to account for elastic deformation of the component. Using output from the modal analysis in the finite element program, input data for the dynamic analysis with flexible body is generated. To achieve the computational efficiency, SUPERELEMENT technique is used for the vehicle suspension subsystem. The computer simulation time with suspension superelement was much reduced due to the reduction of coordinates and no kinematic constraint in the system.

1. 序 論

動力學의 한 分野로서 여러 物體로 이루어진 系의 動力學的 解析을 다루는 分野를 多物體動力學(multibody dynamics)이라고 한다⁽¹⁾. 自動車를 여러 物體로 이루어진 系로 모델화하여 그 系의 動力學의 特性을 解析할 때, 이 역시 多物體動力學이 된다. 多物體動力學에 사용되는 컴퓨터 프로그램은 特殊한 예제에만 적용될 수 있는 特殊프로그램(special-purpose program)과 一般의인 문제에 고루 使用할 수 있는 범용프로그램(general-purpose program)으로 구별할 수 있다⁽²⁾. 범용프로그램은 特殊프로그램보다 프로그램의 효율성은 뒤떨어지지

만, 범용성의 견지에서는 유리하다⁽³⁾. 자동차의 解析에 이용될 수 있는 범용프로그램으로는 DADS⁽⁴⁾, ADAMS⁽⁵⁾, MEDYNA⁽⁶⁾ 등을 들 수 있다. 그러나 이 프로그램들은 범용프로그램이기 때문에, 自動車라는 特殊한 예제의 해석만 가능한 프로그램보다 컴퓨터 사용시간이 많이 걸린다.

本 論文에서는 自動車의 動力學的 解析을 위한 特殊프로그램을 만들어서 범용프로그램인 DADS와 효율성을 비교해 보고자 한다.

2. 運動方程式의 유도 및 解析方法

2.1 서스펜션 슈우퍼엘리먼트

Fig. 1은 차시(chassis)가 탄성변형을 하는 경우의 自動車 서스펜션 系의 한가지 形態를 보여주고 있다. 一般의으로 차시와 서스펜션 사이의 回轉運

* 대전기계창

** 정회원 부산대학교 공과대학 생산기계공학과

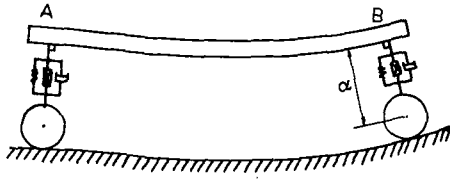


Fig. 1 Vehicle model with flexible chassis

동이 직진운동에 비해 系의 전체운동에 미치는 영향이 작은 경우에는, 샤시와 서스펜션 사이의 狀態 변수(state variable) α 를 선정하여 系의 형상(configuration)을 정의할 수 있다.

또한 Fig. 1과 같이 앞쪽과 뒷쪽 서스펜션의 形態가 같은 경우에는, 샤시와 한개의 서스펜션만 고려하여 운동방정식을 세우고, 하나의 서스펜션이 부가되었을 때 운동방정식에 추가되는 項(additional terms)을 서스펜션의 숫자만큼 더해 주면 系全體의 운동방정식이 구해진다. 이 방법은 유한 요소법에서 슈우퍼엘리먼트를 다루는 방법과 유사하므로 서스펜션 슈우퍼엘리먼트라고 本論文에서 정의하였다.

2.2 座標系의 설정

Fig. 2는 運動方程式을 유도하기 위해 설정한 座標系 및 벡터를 보여주고 있다. $X-Y$ 좌표계는 絕對座標系(global coordinate system)이고, x_c-y_c 좌표계는 샤시의 質量중심에 고정된 座標系이다. 또한 $x'_c-y'_c$ 좌표계는 샤시와 서스펜션이 만나는 점에 고정된 좌표계이며, $x'_i-y'_i$ 좌표계는 샤시를 彈性體로 解析할 때 i 번째 절점(nodal point)에 고정된 좌표계이다. R_c 벡터는 $X-Y$ 좌표계에서 측정된 x_c-y_c 좌표계의 원점까지의 位置벡터이고, R_a 벡터는 $X-Y$ 좌표계에서 측정된 서스펜션 중심의 위치 벡터이고, R_i 벡터는 $X-Y$ 좌표계에서 측정된 $x'_i-y'_i$

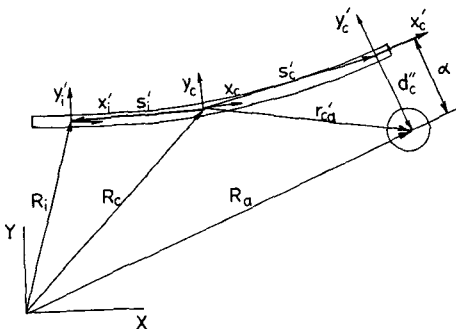


Fig. 2 Coordinate systems and vectors

좌표계의 원점까지의 位置벡터이다. s'_i 벡터와 s'_c 벡터는 각각 x_c-y_c 좌표계에서 측정된 $x'_c-y'_c$ 좌표계의 원점, $x'_i-y'_i$ 좌표계의 원점까지의 位置벡터이다. d''_c 벡터는 $x'_c-y'_c$ 좌표계에서 정의된 성분 $[0, -1]^T$ 인 단위벡터이고, α 는 상태변수이다.

2.3 運動에너지 및 變形에너지

샤시를 彈性體로 解析할 때, 彈性自由도의 숫자를 줄이기 위하여 진동모우드와 모우드座標(modal coordinates)를 사용하였다. 振動解析에서 얻은 모우드행렬(modal matrix)를 Ψ 라 하고, 모우드의 수를 m 이라 하고, 절점의 수를 N 이라 한다. 彈性體 샤시의 경우에는 彈性變形 때문에 s'_i 벡터와 s'_c 벡터는 일정한 값이 아닌 변수이다. 變形 前의 s'_i 벡터의 값을 s'_{oi} 이라 하고, 절점 i 의 탄성변형을 u_i 라고 하면

$$s'_i = s'_{oi} + u_i \tag{1}$$

로 표시된다. 샤시에 정의된 모든 절점의 변형을 u 라고 하고, u 에서 i 번째 절점의 변형 u_i 를 뽑아내는 투영행렬(projection matrix)을 P_i 라고 할 때, s'_i 은

$$s'_i = s'_{oi} + P_i u \tag{2}$$

로 표시된다. 모우드좌표 $a_j (j=1, 2, \dots, m)$ 과 변형모우드 $[\phi^j]_{3N \times 1} (j=1, 2, \dots, m)$ 을 사용하여 u 를 表示하면

$$u = \sum_{j=1}^m \phi^j a_j = \Psi a \tag{3}$$

와 같이 된다. 식(1)의 u_i 를 편리하게 나타내기 위해, 하점자 t 가 직선운동을 나타내는 $2 \times m$ 의 새로운 행렬 Ψ^t_i 를 모우드행렬 Ψ 로부터 추출하면, u_i 는 다음과 같이 表示된다.

$$u_i = \Psi^t_i a = P_i \sum_{j=1}^m \phi^j a_j \tag{4}$$

행렬 A 를 x_c-y_c 좌표계에서 $X-Y$ 좌표계로 변환시키는 변환행렬(transformation matrix), 행렬 C 를 $x'_c-y'_c$ 좌표계에서 x_c-y_c 좌표계로 변환시키는 변환행렬이라 할 때, R_i 와 R_a 벡터는

$$R_i = R_c + A s'_i = R_c + A (s'_{oi} + \Psi^t_i a) \tag{5}$$

$$R_a = R_c + A r'_{ca} = R_c + A (s'_{oc} + \Psi^t_c a + C d''_c a) \tag{6}$$

로 表示되며, 변환행렬 A 와 C 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\sin \phi \\ \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} \cos \theta_c & -\sin \theta_c \\ \sin \theta_c & \cos \theta_c \end{bmatrix} \tag{7}$$

여기서 ϕ 는 $X-Y$ 좌표계에 對한 x_c-y_c 좌표계의 相

對角度이며, θ_c 는 x_c-y_c 좌표계에 對한 $x'_c-y'_c$ 좌표계의 상대각도이다. 剛體사시의 경우에는 θ_c 가 零이지만, 彈性體사시의 경우에는 彈性回轉(elastic rotation) 때문에 어떤 값을 갖는다. θ_c 를 구하기 위해 하첨자 r 이 회전自由度를 나타내는 $1 \times m$ 의 행렬 Ψ^r 를 모두드행렬 Ψ 로 부터 추출하면, θ_c 는 다음과 같이 表示될 수 있다.

$$\theta_c = \Psi^r a \tag{8}$$

여기서 c 는 $x'_c-y'_c$ 좌표계가 설정된 절점의 번호를 나타낸다.

사시의 각 절점의 질량을 m_j , 서스펜션의 질량을 m_a , 서스펜션의 질량관성 모멘트를 J_a , $x-y$ 좌표계에 對한 $x'_c-y'_c$ 좌표계의 相對인 角度를 ϕ_a 라고 할때, Fig. 2와 같은 系の 運動에너지는

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i \dot{R}_i^T \dot{R}_i + \frac{1}{2} m_a \dot{R}_a^T \dot{R}_a + \frac{1}{2} J_a \dot{\phi}_a^T \dot{\phi}_a \tag{9}$$

로 表示된다. 여기서 \dot{R}_i, \dot{R}_a 및 $\dot{\phi}_a$ 는 R_i, R_a 및 ϕ_a 의 時間에 대한 미분값이며, ϕ_a 는 $x-y$ 좌표계에 對한 x_c-y_c 좌표계의 相對角度 ϕ 와 x_c-y_c 좌표계에 對한 $x'_c-y'_c$ 좌표계의 相對角度 θ_c 와의 合으로 表示된다. 즉,

$$\phi_a = \phi + \theta_c = \phi + \Psi^r a \tag{10}$$

振動解析에서 구해진 강성행렬(stiffness matrix)를 K 라 할 때, 變形에너지 U 는

$$U = \frac{1}{2} u^T K u \tag{11}$$

로 表示되며, 식(3)의 $u = \Psi a$ 를 고려하면

$$U = \frac{1}{2} (\Psi a)^T K (\Psi a) = \frac{1}{2} a^T K_{aa} a \tag{12}$$

로 表示되며 $K_{aa} = \Psi^T K \Psi$ 이다.

2.3 一般力(Generalized Force)

Fig. 3은 一般力을 구하기 위한 그림이다. F_i 는 절점 i 에 作用하는 힘이고, F_b 는 스프링과 감쇠기(damper)에 의해서 생기는 힘이며, F_a 는 서스펜션에 作用하는 힘으로써 사시에서 스프링의 영향으로 加해지는 힘 F_b 와 서스펜션의 物體力(body force) 및 지면에서 타이어로 加해지는 힘의 合成力이다. 가상일의 原理를 이용하여 一般力을 구하면,

$$\begin{aligned} \delta W &= \delta R_c^T F_b^T + \delta R_a^T F_a + \sum_{i=1}^N \delta R_i^T F_i \\ &= \delta R_c^T Q_{Rc} + \delta \phi^T Q_\phi + \delta a^T Q_a + \delta a^T Q_a \end{aligned} \tag{13}$$

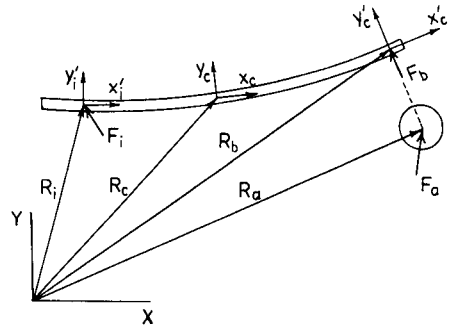


Fig. 3 Forces acting on the system

로 表示되고, 정리하면

$$\left. \begin{aligned} Q_{Rc} &= F_b + F_a + \sum_{i=1}^N F_i \\ Q_\phi &= [B_s^c]^T F_b + [B_r^c]^T F_a + \sum_{i=1}^N (B_s^i)^T F_i \\ Q_a &= [A C d c^a]^T F_a \\ Q_a &= [A \Psi^i]^T F_b + [\Psi^i + D d c^a \alpha \Psi^i]^T A^T F_a \\ &\quad + \sum_{i=1}^N (A \Psi^i)^T F_i \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

와 같이 되며, 행렬 B 와 D 는 변환행렬 A 와 C 를 시간에 對해 미분할 때 생겨나는 행렬이다. 또한 ϕ 는 $X-Y$ 좌표계에 對한 x_c-y_c 좌표계의 회전角度를 나타내며, a 는 모두드좌표를 나타내는 벡터이다.

2.4 運動方程式의 유도

Lagrange方程式을 이용하여 운동방정식을 求하면

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \left(\frac{\partial U}{\partial q} \right)^T = Q \tag{15}$$

로 쓸수 있다. 이때 일반좌표 q 는

$$q = [R_c^T, \phi, \alpha, a^T]^T \tag{16}$$

로 表示되며, 一般力 Q 는

$$Q = [Q_{Rc}^T, Q_\phi^T, Q_\alpha^T, Q_a^T]^T \tag{17}$$

이다. 식 (9), (12), (14)를 식 (15)에 代入하여 Fig. 2와 같은 系の 運動方程式을 구하면 식(18)과 같으며, 상세한 유도는 참고문헌(7)에 나타나 있다. Fig. 1과 같이 서스펜션이 2개인 경우의 운동방정식은 서스펜션이 하나 있는 경우의 운동방정식으로 부터 求解될 수 있다. 식(15)로 表示된 운동방정식은 기하학적 구속식이 생기지 않으며 좌표의 수도 직교좌표계를 사용하여 운동방정식을 구하는

DADS프로그램의 경우보다 훨씬 줄어든다. 또한 식(18)는 상미분방정식(ordinary differentiaal equation)이므로 구속조건이 있는 대수미분방정식

(algebraic-differential equation)보다 풀기가 쉬워진다. 本 論文에서는 Euler의 方法을 사용하여 식(18)의 미분방정식을 풀었다.

$$\begin{bmatrix} mI & mBr'_{ca} & mACd_c'' & mA(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) \\ mr'_{ca}{}^T r'_{ca} + J_a & mr'_{ca}{}^T I^* Cd_c'' & mr'_{ca}{}^T I^* (\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) + J_a \Psi_i^\xi & \\ & m & m(Ad_c'')^T (\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) & \\ \text{symmetric} & & m[\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi]^T [\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi] + J_a \Psi_i^\xi{}^T \Psi_i^\xi & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{R}_c \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{a} \\ \ddot{a} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N m_i I & \sum_{i=1}^N m_i B s_i' & 0 & \sum_{i=1}^N m_i A \\ & \sum_{i=1}^N m_i s_i' s_i' & 0 & \sum_{i=1}^N m_i (B s_i')^T (A \Psi_i^i) \\ \text{Symmetric} & & 0 & 0 \\ & & & \sum_{i=1}^N m_i \Psi_i^i{}^T \Psi_i^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{R}_c \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{a} \\ \ddot{a} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} Q_{R_c} \\ \dots \\ Q_{\phi} \\ \dots \\ Q_a \\ \dots \\ Q_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m[-Ar'_{ca} \dot{\phi}^2 + 2BCd_c'' \dot{a} \dot{\phi} + 2B(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) \dot{a} \dot{\phi} + 2ADd_c'' \dot{a}(\Psi_i^\xi \dot{a}) - ACd_c'' \alpha(\Psi_i^\xi \dot{a})^2] \\ -\sum_{i=1}^N m_i(-As_i' \dot{\phi}^2 + 2B\Psi_i^i \dot{a} \dot{\phi}) \\ \dots \\ -m(Br'_{ca})^T [-Ar'_{ca} \dot{\phi}^2 + 2BCd_c'' \dot{a} \dot{\phi} + 2B(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) \dot{a} \dot{\phi} + 2ADd_c'' \dot{a}(\Psi_i^\xi \dot{a}) - ACd_c'' \alpha(\Psi_i^\xi \dot{a})^2] \\ -\sum_{i=1}^N m_i(2\dot{\phi} s_i'{}^T \Psi_i^i \dot{a} + \dot{a}{}^T \Psi_i^i{}^T B^T A \Psi_i^i \dot{a}) \\ \dots \\ -m(ACd_c'')^T [-Ar'_{ca} \dot{\phi}^2 + 2BCd_c'' \dot{a} \dot{\phi} + 2B(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) \dot{a} \dot{\phi} + 2ADd_c'' \dot{a}(\Psi_i^\xi \dot{a}) - ACd_c'' \alpha(\Psi_i^\xi \dot{a})^2] \\ \dots \\ -m[A(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi)]^T [-Ar'_{ca} \dot{\phi}^2 + 2BCd_c'' \dot{a} \dot{\phi} + 2B(\Psi_i^\xi + Dd_c'' \alpha \Psi_i^\xi) \dot{a} \dot{\phi} + 2ADd_c'' \dot{a}(\Psi_i^\xi \dot{a}) - ACd_c'' \alpha(\Psi_i^\xi \dot{a})^2] \\ + \sum_{i=1}^N m_i \dot{\phi}^2 \Psi_i^i s_i' \end{bmatrix}$$

3. 自動車の 모델

Fig. 4에는 컴퓨터 시뮬레이션(simulation)에 사용한 自動車の 모델이 表示되어 있다. 重力의 방향

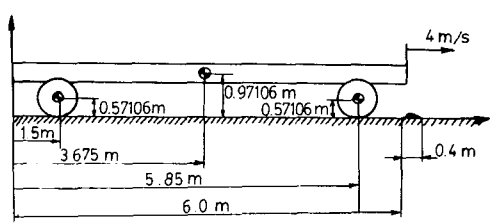


Fig. 4 Initial configuration of vehicle model

은 아래로 向하고 있으며, 水平方向으로 一定한 速度(4m/sec)로 움직이면서 6m 지점에 있는 장애물을 통과하고 있다.

3.1 서스펜션 및 타이어의 모델

Fig. 5에는 서스펜션 및 타이어의 모델이 表示되어 있으며, K_s 와 K_D 는 서스펜션의 스프링상수와 감쇄계수를 나타내며, T_s 와 T_D 는 타이어의 스프링상수 및 감쇄계수를 나타낸다. Table 1에는 各 部品の 질량, 관성모우멘트 및 스프링상수의 값들을 나타내고 있다. Fig. 6은 장애물의 형태를 나타내고 있다.

Table 1 Mass, mass moment of inertia, spring constant and damping coefficient

Mass of chassis	M	1427.25kg	
Mass moment of inertia of chassis	J_c	6917.6kgm ²	
Mass of suspension	m	118.5kg	
Mass moment of inertia of suspension	J_a	1.333kgm ²	
Undeformed spring length	l_0	0.42532m	
Tire radius	R	0.6m	
K_s	Spring deformation $\leq 0.15m$	K_s	$2.764 \cdot 10^5$ N/m
	Spring deformation $> 0.15m$	$3K_s$	$3 \cdot 2.764 \cdot 10^5$ N/m
K_D	Compression		1549.8N s/m
	Rebound		1971.0N s/m
Spring constant for tire		T_s	$2.82 \cdot 10^6$ N/m
Damping coefficient for tire		T_D	925.0N s/m

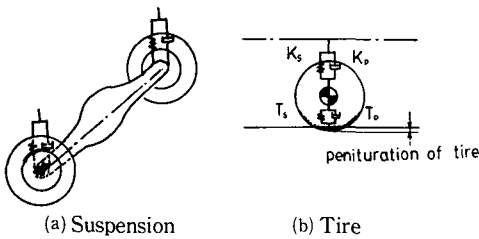


Fig. 5 Suspension and tire

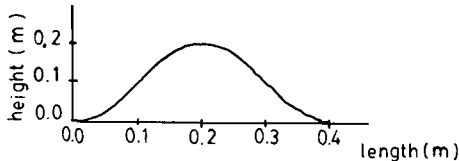


Fig. 6 Single bump profile

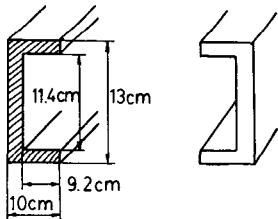


Fig. 7 Crosssection of the chassis

3.2 彈性體 샤시의 모델

Fig. 7은 샤시의 진동모우드를 구하는데 사용한 샤시의 斷面형상을 보여주고 있다. Fig. 4에 나타난 길이 6m의 샤시를 12개의 유한요소로 나누어 13개의 질점을 택하였다. 샤시 自體의 질량을 제외한 나머지 質量들은 각 질점마다 고르게 分布시켜

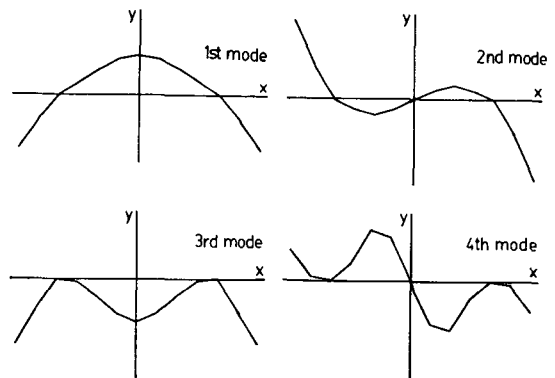


Fig. 8 Mode shapes of the chassis

서 진동해석을 하였다. 진동해석의 결과로 얻어진 모우드의 形態를 Fig. 8에 表示하였다.

4. 解析結果 및 考察

4.1 剛體샤시의 경우

Fig. 9~11에서 강제샤시에 대한 解析結果를 범용프로그램인 DADS와 本 論文에서 개발하였던 슈우퍼엘리먼트를 이용한 프로그램 YJCM을 비교하였다. 自動車가 출발하여 0.04초가 지난 뒤 앞바퀴가 장애물을 만나고, 0.9초경에는 뒷바퀴가 장애물을 만나므로, 이때 가속도가 크게 생겼다. 뒷바퀴가 장애물을 완전히 통과한 후에는 감쇄기의 효과로 인하여 靜的平衡 상태로 접근해가고 있다. DADS프로그램의 結果와 本 論文의 프로그램 YJCM의 結果는 거의 一致하고 있다. 그러나

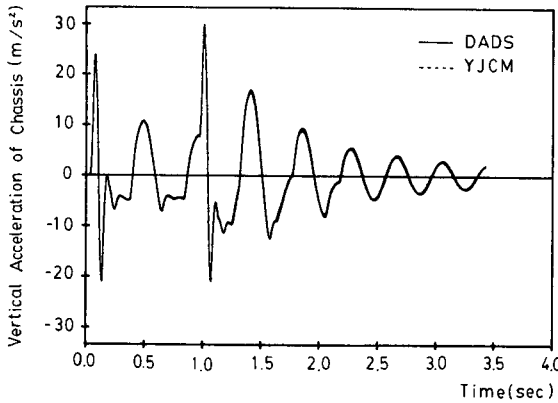


Fig. 9 Vertical acceleration of chassis c.g. vs. time (rigid chassis)

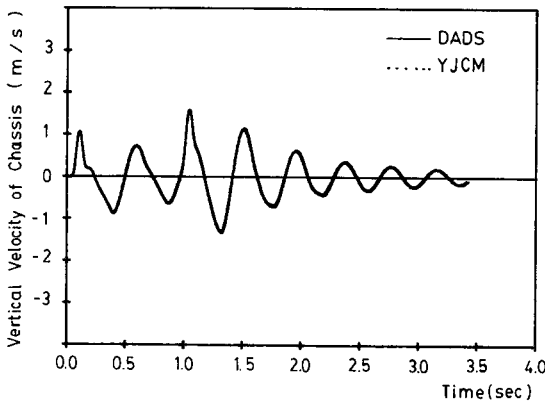


Fig. 10 Vertical velocity of chassis c.g. vs. time (rigid chassis)

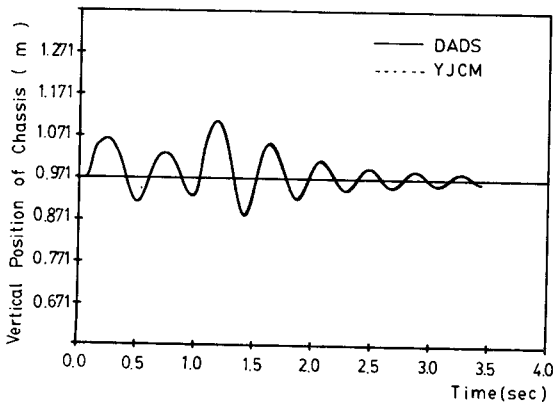


Fig. 11 Vertical position of chassis c.g. vs. time (rigid chassis)

Table 2 Simulation time

Program	Rigid/flexible analysis	Simulation time	Ratio
DADS	Rigid	695.953 sec	1.000
YJCM	Rigid	18.222 sec	0.026
	Flexible	1885.311 sec	2.709

Table 2에서 보듯이 컴퓨터 사용시간은 YJCM의 경우가 불과 2.6% 밖에 되지 않으므로, 本論文에서의 방법이 훨씬 효율성이 높음을 알 수 있다.

4.2 剛體샤시와 彈性體샤시의 比較

Fig. 12~14에는 彈性體 샤시에 對한 本論文의 解析結果를 剛體샤시의 解析結果와 比較하고 있다. 彈性體샤시의 動的特性은 剛體샤시의 경우와 全般的인 形態는 비슷하면서, 작은 진동현상이 運動軌적을 따라가면서 나타나고 있다. 加速度의 경우에

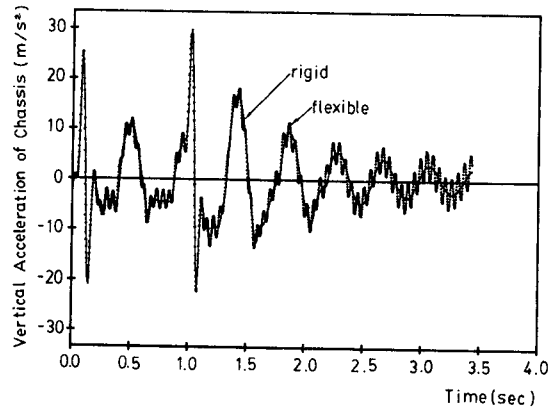


Fig. 12 Vertical acceleration of chassis c.g. vs. time

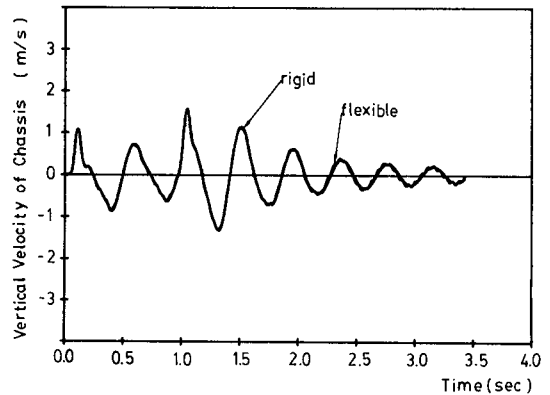


Fig. 13 Vertical velocity of chassis c.g. vs. time

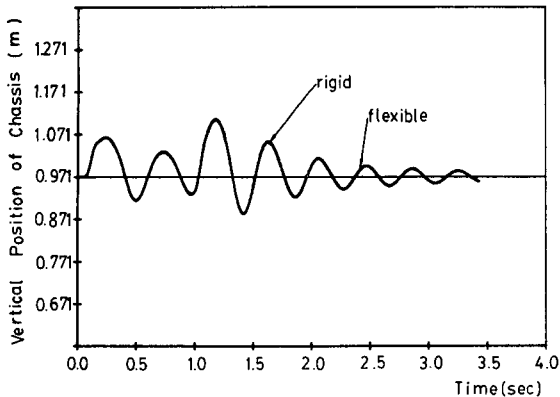


Fig. 14 Vertical position of chassis c.g. vs. time

서는 진동현상이 비교적 뚜렷하게 나타나지만, 속도와 위치의 경우는 진동효과가 미세하게 나타나고 있다. 이는 샤시의 剛性(stiffness)가 크기 때문이라 사료된다. 또한 彈性體샤시의 컴퓨터 시뮬레이션 시간이 Table 2에서 보듯이 剛體샤시 때보다 100배 정도 많이 소요됨을 알 수 있다. 이는 彈性體샤시의 진동효과를 잡아내기 위해서는 운동방정식을 풀 때 時間간격(time step)을 줄일수 밖에 없었기 때문이라 사료된다. DADS프로그램으로 彈性體解析을 하면 本論文의 方法인 YJCM의 경우보다 훨씬 많은 시간이 소요되리라 예측된다.

5. 結 論

自動車の 動力學的 解析을 하는데 있어서, 컴퓨터 실행시간을 줄이기 위하여 서스펜션시스템을 슈우퍼엘리먼트로 취급하여 운동방정식을 유도하였다. 유도된 운동방정식을 컴퓨터프로그램하고 자동차 모델을 선정하여 시뮬레이션 한 結果 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

(1) 슈우퍼엘리먼트를 이용한 方法이 적교좌표계를 이용하는 프로그램(DADS) 보다 훨씬 효율이 좋았으며, 예제로 택한 자동차모델의 경우에는 剛體해석 시 2.6%의 컴퓨터 실행시간 밖에 소요되지 않았다.

(2) 彈性體 샤시의 경우에는, 슈우퍼엘리먼트를

이용하여도 彈性體의 진동효과로 인하여 컴퓨터사용시간은 상당히 길어졌다.

(3) 컴퓨터효율은 훨씬 높아졌으나, 운동방정식의 유도는 이에 상당할 만큼 복잡하였다.

(4) 本論文에서는 서스펜션이 두개인 自動車에 대한 解析을 하였으나, 서스펜션이 여러개인 다른 종류의 차량에서도 이 方法이 응용될 수 있다.

後 記

本論文은 한국과학재단의 1986, 1987년도 연구비 지원에 의해 이루어진 結果이므로, 동재단의 관계자에게 감사드립니다. 개발된 프로그램은 동재단의 허락하에 다른 연구자에게 개방할 예정입니다.

참 고 문 헌

- (1) 俞完錫, 1987, "샤시의 彈性을 고려한 自動車의 動力學的 解析" 大韓機械學會論文集, 제11권, 제4권, pp. 570~578.
- (2) Nikravesh, P.E., 1988, "Computer Aided Analysis of Mechanical Systems", Prentice Hall.
- (3) 俞完錫, 1988, "Vehicle System Dynamics", 1988년도 대한기계학회 제1차 動力學 및 제어부분 학술강연회 초록집.
- (4) Wehage, R.A., and Haug, E.J., 1982, "Generalized Coordinate Partitioning for Dimension Reduction in Analysis of Constrained Dynamic System", J. of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 247~255.
- (5) Orlandea, N., Chace, M.A., and Calahan, D.A., 1977, "A Sparsity-Oriented Approach to the Dynamic Analysis and Design of Mechanical Systems-Part I & II", Trans of ASME, J. of Engineering for Industry, pp. 773~784.
- (6) Wallrap, O., 1986, "MEDYNA-An Interactive Analysis and Design Program for Flexible Multibody Vehicle System", Proc. of the 3rd ICTS Course and Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics, Amalfi, Italy.
- (7) 정창모, 1988, "서스펜션 슈우퍼엘리먼트를 이용한 자동차의 동력학적 해석(프로그램의 개발)", 부산대학교 대학원 석사학위 논문.