

자동차 현가장치의 강성이 조종안정성에 미치는 영향에 관한 연구

A Study on the Effects of the Flexibilities of Suspension System of a Vehicle for Handling Performance

송 성 재*, 문 홍 기**, 조 병 관***
S. J. Song, H. K. Moon, B. K. Cho

ABSTRACT

An analysis of handling performance including the compliance effects is performed. Using the primitive design data of suspension systems, a kinematic model and the three kinds of compliance models are developed. The wheel alignments curves are obtained with the multibody dynamic analysis program ADAMS. The compliance effects of each model are discussed. Since the proposed analysis only requires the raw design data, the better prediction of wheel behaviors is possible in suspension design stage.

주요기술용어 : Compliance(유연성), Suspension Design(현가장치 설계), Suspension Flexibility(현가장치 강성)

1. 서 론

자동차의 여러 가지 성능 중에서 주행 중의 편안함과 조종시 차량의 신뢰성을 좌우하는 승차감과 조종안정성은 현가장치에 의하여 확보되는 동적 성능이다. 이러한 동적 성능을 정확하게 해석하고 이를 설계에 반영하는 것은 보다 안전하고 우수한 자동차를 설계하기 위하여 필수적인 일이다. 승차감과 조종안정성에 관계하는 현가장치

의 특성을 나타내는 중요한 지표로 휠 얼라인먼트(wheel alignments)가 있다. 휠 얼라인먼트 값으로는 여러 가지가 있을 수 있으나 이 중에서 캠버(camber), 토인(toe-in), 킹핀각(kingpin angle), 카스터(caster)가 가장 대표적이라 할 수 있으며 일반적으로 휠 얼라인먼트라고 할 때 이 4개의 값을 말한다. 이 중에서 캠버와 토인은 휠의 자세에 관한 값이고 카스터와 킹핀각은 휠의 조향 중심축에 관한 값이다. 차량은 노면의 변화와 선회의 경우에 휠이 상하거동을 하게 되며 휠의 상하거동에 따른 휠 얼라인먼트 값들의 적절한 변화가 차량의 승차감과 조종안정성에 관계한다. 선회 중에 발생하는 선회력의 대부분은 차체에 대

* 정회원, 원주전문대학 자동차과
** 정회원, 두원공업전문대학 동력기계과
*** 정회원, 한국기술교육대학교 동력기계공학과

하여 상방향 거동을 하는 외측 차륜의 자세와 관계된다. 그러므로 휠의 캠버 값은 타이어의 횡력과 깊이 관계되고 토인 값의 변화는 차량의 언더스티어(understeer) 또는 오버스티어(oversteer) 경향과 관계되기 때문에 직진주행시 보다 선회시에 중요한 변수이다. 카스터와 킹핀각은 주로 차량의 직진성능과 관계되는 것으로 차량에서 전륜에만 존재하는 값이다.

실제 차량 현가장치의 설계시에는 현가장치 운동의 기구학 해석만을 통하여 각 현가요소의 위치를 정한다. 그리고 이에 따라 시작차량을 제작하여 실험을 하면 각 장차부위에 부싱의 탄성변형 등 현가장치의 탄성변형으로 인하여 의도한 휠얼라인먼트 변화와는 어느 정도의 오차를 발생하게 되며 이를 수정하기 위한 설계 변경작업을 수행한다. 이 작업에서는 오차를 만회하기 위하여 부싱과 스프링의 특성을 변화시켜가며 원하는 휠얼라인먼트 선도를 회복하는 작업을 하게된다. 따라서 이를 위해서는 많은 시간과 노력이 요구된다. 그리고 현재까지 수행된 현가장치에 관한 연구¹⁻⁴⁾는 주로 컨트롤암(control arm), 너클(knuckle), 조인트(joint)등의 구성요소와 현가장치가 부착되는 부프레임(subframe), 차체 등을 강체로 가정하고 거동을 해석한 것이었다. 그 외에 여러 가지 구성요소와 부싱(bushing)의 탄성효과를 하나의 인자(parameter)로 처리한 연구⁵⁻⁸⁾도 있었다. 그러나 이 인자의 값은 실차실험을 통하여 구할 수 밖에 없는 한계를 가진다. 국내에서도 현가장치의 최적설계를 목표로 하는 연구⁹⁻¹¹⁾가 있었다. 이들 연구에서는 현가요소들의 연결을 이상적인 조인트로 가정하였고 모든 현가요소들을 강체로 가정하고 기구학 해석을 수행하였다. 현가장치의 모든 요소를 강체로 가정한 해석은 요소의 탄성변형이 고려되지 않으므로 실제 차량의 휠 거동과는 각 요소들의 탄성변형에 따른 오차를 가지게 된다. 따라서 각 현가요소의 탄성변형을 해석적으로 고려한 연구는 현가장치 설계시 보다 정확히 차량의 휠 거동을 예측할 수 있으며 수정작업에 따른 시간과 노력을 크게 줄일 수 있고 이를 토대로 현가장치의 성능을 보다 향상시키는 설계가 가능할 것이다.

본 연구에서는 자동차 휠의 상하거동에 따른 휠 얼라인먼트의 변화선도를 보다 정확히 구하기 위하여 조인트 부싱의 탄성변형, 현가요소 및 장차부의 탄성효과를 고려한 해석을 수행하였다. 이를 통하여 현가장치의 강성이 조종안정성에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 연구 대상 현가장치는 최근 중대형 승용차의 현가장치로 많이 사용되며 현가요소의 탄성변형에 가장 민감한 멀티링크형 현가장치와 승용차의 전륜 현가장치로 널리 사용되는 맥퍼슨형 현가장치로 선정하였다. 그리고 실차실험 없이 설계자료만으로 차량의 강성효과를 반영할 수 있는 해석을 수행하여 효율적인 현가장치 설계와 성능 향상을 연구 목표로 한다.

2. 멀티링크형 현가장치

연구대상으로 선정한 멀티링크형 현가장치는 Fig.1에 도시한 바와 같이 3개의 컨트롤암, 1개의 어퍼암(upper arm) 그리고 너클로 구성되어 있다. 본 현가장치는 최근에 발표된 첨단 현가장치로 설계 자유도가 높아서 성능 향상을 도모할 수 있으므로 차량의 전륜 및 후륜 현가장치로 적용하기 위한 연구가 진행되고 있다.

Fig.1은 멀티링크형 후륜 현가장치를 보인 것

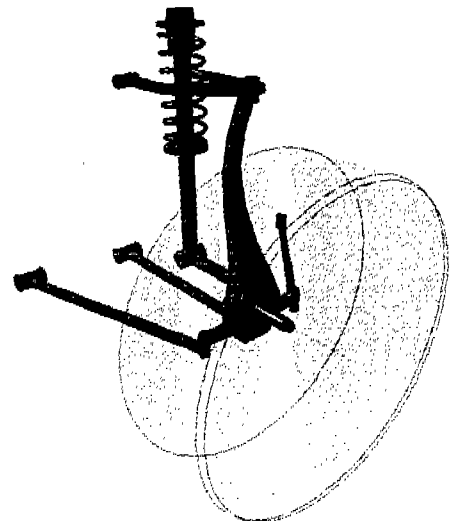


Fig.1 Multilink suspension model

이며 이를 ADAMS¹²⁾를 이용하여 4가지로 모델링하고 휠의 상하거동에 따른 각각의 휠 얼라인먼트의 변위선도를 구하여 비교하였다. 휠 얼라인먼트 중에서 휠의 자세와 관계있는 캠버와 토인만을 해석대상으로 하였다. 우선 모든 현가요소를 강체로 가정하고 이들을 이상적인 조인트로 연결하여 기구학 해석을 수행하였다. 이 결과는 다른 방법에 따른 기구학 해석결과와 비교하여 검증된 것이다. 다음으로 기구학 해석 모델에 새시 스프링을 추가하고 컨트롤암이 연결되는 조인트를 부싱으로 수정한 모델을 구성하여 ADAMS의 준정적(quasi-static) 해석을 수행하였다. 이는 새시 스프링의 작용으로 휠의 상하거동시 부싱의 변형이 일어나고 이로 인하여 휠 얼라인먼트의 변위선도에 차이가 발생하기 때문이다. 셋째로 부싱을 고려한 모델에 컨트롤암의 탄성효과를 추가하기 위하여 3개의 컨트롤암과 1개의 어퍼암을 ADAMS의 보(BEAM) 요소를 이용하여 모델링하고 ADAMS의 준정적 해석을 수행하였다. 넷째로 컨트롤암과 속압소버를 차체에 장착하는 브라켓의 탄성효과를 고려하기 위하여 각 브라켓을 유한요소법으로 해석하고 그 결과를 ADAMS에 입력시켜서 브라켓의 탄성변형까지 고려한 휠 얼라인먼트 변위선도를 구하였다.

2.1 기구학 해석

휠의 상하거동에 따른 휠 얼라인먼트의 변위선도를 구하기 위하여 ¼차량인 우측 후륜 현가장치를 Fig.2와 같이 모델링하였다. 그리고 이 모델의 3차원 좌표값은 Table 1과 같다.

모든 요소를 강체로 가정하고 모든 조인트를 이상적인 조인트로 가정하였다. 3개의 컨트롤암은 각각 2개의 구면(spherical)조인트로 차체와 너클에 연결하였으며 어퍼암은 차체(Cf, Cr)에 2개의 구면조인트로 연결하고 너클(C)에 1개의 구면조인트로 연결시켰다. 컨트롤암의 차체쪽 연결부의 실제 형상은 회전(revolute)조인트와 흡사하지만 부싱의 영향으로 실제 거동은 구면조인트와 유사하다. 이 부분을 회전조인트로 모델링하면 과잉구속이 되어 운동이 불가능해진다. 그리고 기구학 해석은 거동의 형태만을 다루기

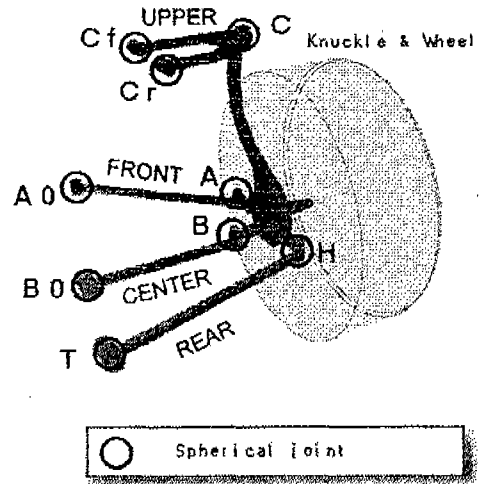


Fig.2 Multilink kinematic model

Table 1 Suspension geometric points of multilink type

GEOMETRIC POINTS		X, Y, Z
WHEEL CENTER	(E)	2695, 750, -50
TIRE CONTACT POINT	(R)	2696, 752, -346
LWR-FRONT ARM, BODY	(A0)	2375, 556, -50
LWR-FRONT ARM, KNUCKLE	(A)	2621, 680, -130
LWR-CENTER ARM, BODY	(B0)	2691, 305, -125
LWR-CENTER ARM, KNUCKLE	(B)	2696, 655, -151.5
LWR-REAR ARM, BODY	(T)	2850, 270, -86
LWR-REAR ARM, KNUCKLE	(H)	2840, 656, -104
UPPER ARM, BODY	(Cf)	2615, 520, 330
UPPER ARM, BODY	(Cr)	2852, 554, 339
UPPER ARM, KNUCKLE	(C)	2650, 743, 345
S/ABS UPPER, BODY	(Su)	2728, 549, 523
S/ABS LOWER, KNUCKLE	(Sl)	2745, 600, 10

때문에 힘과 관계되는 요소, 즉 새시 스프링과 같은 요소는 모델링하지 않아도 해석이 가능하다. 휠의 상하거동을 구현하기 위하여 지면과 타이어의 접촉(R)에 병진(translational)조인트, 평면(planar)조인트, 구면조인트를 직렬 연결로 모델링하고 병진조인트에 변위를 주었다.

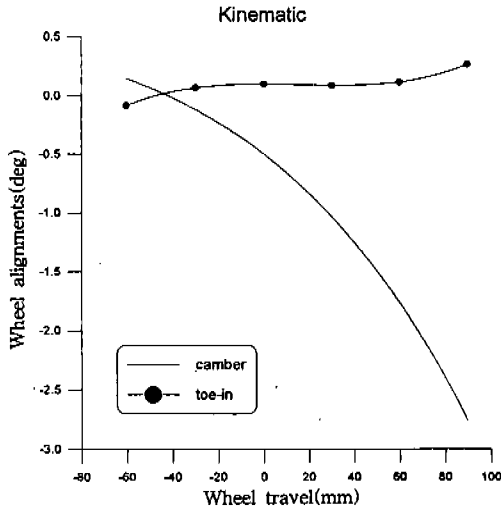


Fig.3 Wheel alignment curve with kinematic analysis

Fig.2의 모델에서 휠의 상하거동을 -60~90mm로 선정하여 기구학 해석을 수행하고 그 결과로서 휠의 상하거동에 따른 캠버와 토인의 변화를 각도(degree)로 표시하여 Fig.3에 도시하였다. 휠 얼라인먼트의 값 중에서 토인은 일반적으로 휠을 위에서 보았을 때 타이어의 트레드 중심선에서 타이어의 앞쪽이 안으로 들어온 양을 거리(mm)로 나타내는데 본 연구에서는 캠버와 같은 단위로 나타내기 위하여 진진방향에 대하여 휠이 이루는 각도로 나타내었으며 이는 거리로 표시하는 토인 값으로 쉽게 환산할 수 있다. 기구학 해석 결과는 뒤따르는 다른 해석 결과의 분석에 기초자료가 된다. 즉 부싱의 변형, 컨트롤암의 탄성효과, 장착 브라켓의 탄성효과를 고려하였을 경우 휠의 상하거동에 따른 이들 탄성효과와 대소와 중요성을 판단할 수 있는 자료로서 활용된다.

기구학 해석의 결과를 보면 휠이 상승하면 캠버는 음의 값으로 변화하고, 하강하면 양의 값으로 변화한다. 이는 일반적인 현가장치의 경향과 유사하다. 반면 토인은 휠이 상승하면 그 값이 약간 증가하고, 하강하면 그 값이 약간 감소하는 경향을 보인다. 캠버의 초기값은 -0.5° , 토인의 초기값은 0.1° 로 선정하였다.

2.2 부싱의 변형을 고려한 해석

휠의 상하거동에 따른 휠 얼라인먼트의 변위 선도를 구하는데 있어서 부싱의 변형을 고려하기 위한 모델링을 하였다. 이 모델을 Fig.4에 도시하였으며 사용한 부싱의 강성도는 Table 2와 같다.

휠의 상하거동시 부싱 변형의 요인은 새시 스프링의 변형에 의한 힘이 부싱에 영향을 미치기 때문이므로 기구학 해석 모델에 추가하여 속압소버를 원통(cylindrical)조인트로 모델링하고 여기에 새시 스프링을 설치하였다. 그리고 속압소버와 차체(Su), 속압소버와 너클(SI), 컨트롤암과 차체(A0, B0, T), 프론트 컨트롤암과 너클(A), 어퍼암과 차체(Cf, Cr)의 연결부에 모두 8개의 부싱을 사용하였다. 이 중에서 속압소버와 차체(Su), 프론트 컨트롤암과 차체(A0) 사이에 사용된 2개의 부싱은 비선형 효과를 고려하였다. 또한 원통 조인트의 상부에 과도한 변형을 막아주는 범프 스톱퍼(bump stopper)를 설치하였다.

Fig.4의 모델을 사용하여 ADAMS에서 준정적 해석을 수행하고 그 결과를 Fig.5에 도시하

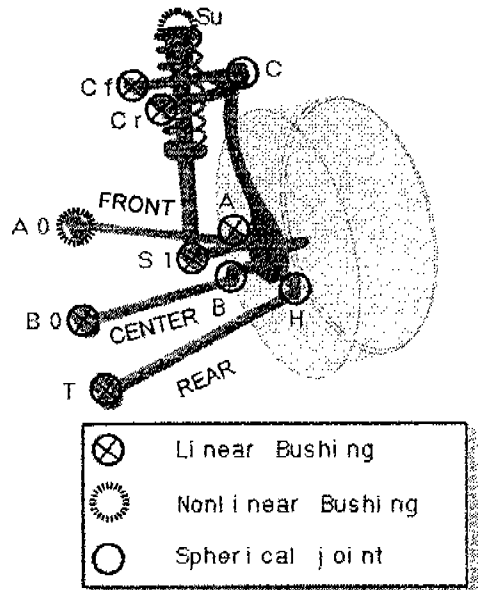


Fig.4 Multilink bushing effects model

Table 2 Bushing stiffness of multilink type

		spring rate				
		translational [kgf/mm]		rotational [kgf-cm/deg]		
		axial	radial	axial	radial	
LWR-FRT ARM, BODY (A0)		7.2	ref. 1	9.0	ref. 1	
LWR-FRT ARM, KNUCKLE (A)		95.0	400.0	18.0	190.0	
LWR-CTR ARM, BODY (B0)		95.0	400.0	18.0	190.0	
LWR-RR ARM, BODY (T)		95.0	400.0	18.0	190.0	
S/ABS UPR, BODY (Su)		ref. 2	250.0	2.0	10.2	
S/ABS LWR, BODY (Sl)		45.0	270.0	2.0	10.0	
UPR-CRT ARM, BODY (Cf)		42.5	1,089.0	11.5	190.0	
UPR-CRT ARM, BODY (Cr)		42.5	1,089.0	11.5	190.0	
ref. 1	vertical stiffness	rotational	3.0kgf-cm/deg			
		translational	48kgf/mm			
	arm direction (A0-A) stiffness	rotational	18.0kgf-cm/deg			
		translational	disp.(mm)	0.0	6.0	10.0
		force(kgf)	0.0	190.0	860.0	
ref. 2	axial direction stiffness ('-' means tension)	rotational	0(due to bearing)			
		translational	disp.(mm)	-7.4	0.0	4.0
			force(kgf)	-1,000.0	0.0	400.0

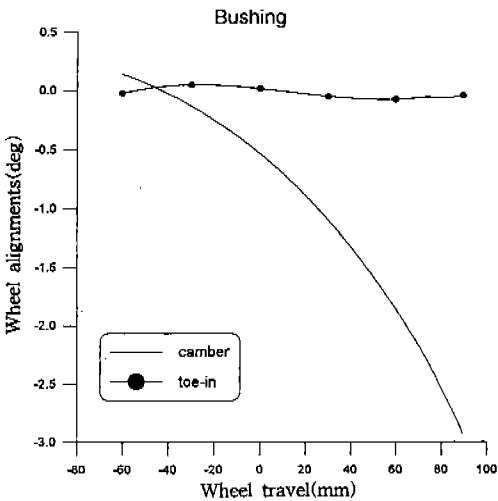


Fig.5 Wheel alignment curve with bushing effects

였다. 기구학 해석의 결과와 비교하여 보면 챔버의 변위선도는 기구학 해석의 결과와 유사한 형태를 나타내지만 토인의 변화는 특히 휠이 상승할 때 반대의 경향을 보인다.

2.3 컨트롤암의 탄성효과를 고려한 해석

컨트롤암의 탄성효과가 휠 얼라인먼트의 변위 선도에 미치는 영향을 알아보기 위하여 부싱의 변형효과를 고려한 모델에 추가하여 컨트롤암을 ADAMS의 보 요소를 사용하여 모델링하였다. 3개의 컨트롤암은 직선의 중공 파이프 형상을 가진 형태이며, 이들을 각각 하나의 보 요소로 모델링하였다. 어퍼암은 위에서 보았을 때 V형상을 이루고 있으며 그 단면은 C형이다. 이를 2개의 보 요소로 모델링하였다. Fig.6과 Fig.7에 어퍼암과 컨트롤암의 형상을 나타냈다. Fig.8에는

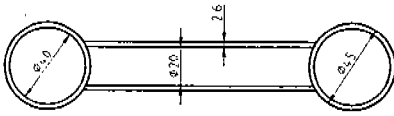


Fig.6 Shape of lower control arm

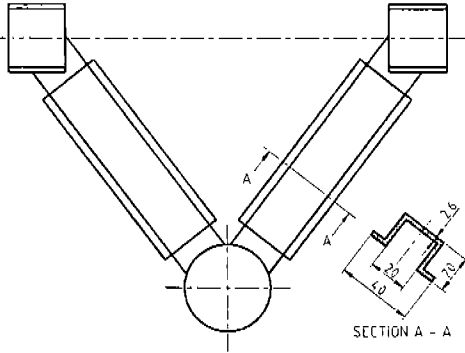


Fig.7 Shape of upper arm

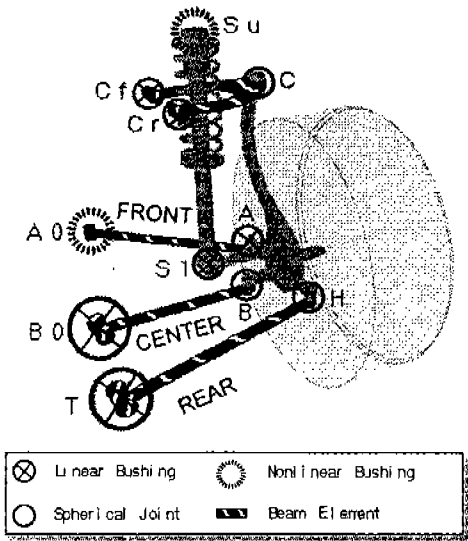


Fig.8 Multilink control arm effects model

컨트롤암과 어퍼암을 보 요소로 구성한 모델을 도시하였다.

휠의 상하거동시 새시 스프링의 힘에 의하여 발생하는 부싱의 변형 효과와 컨트롤암의 탄성변

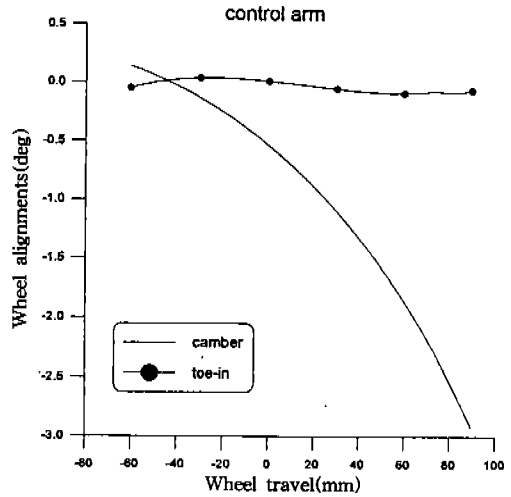


Fig.9 Wheel alignment curve with control arm effects

형효과를 동시에 고려한 모델을 만들고 ADAMS의 준정적 해석을 수행하여 구한 결과를 Fig.9에 도시하였다. 컨트롤암의 탄성변형을 추가로 고려한 해석 결과는 부싱의 변형만을 고려한 해석 결과와 큰 차이점이 없이 유사한 결과를 얻었다. 이로부터 컨트롤암의 탄성변형에 의한 휠 얼라인먼트의 변화가 부싱의 변형에 의한 휠얼라인먼트의 변화에 비하여 매우 적음을 알 수 있다.

2.4 브라켓의 탄성효과를 고려한 해석

브라켓의 탄성효과가 휠얼라인먼트에 미치는 영향을 알아보기 위하여 다음과 같은 해석을 수행하였다. 본 연구에서는 컨트롤암과 차체를 연결하는 3개의 브라켓과 속압소버의 상부를 차체에 장착하는 브라켓의 탄성효과를 고려하였으며 이 두 종류의 브라켓 형상을 Fig.10 과 Fig.11에 도시하였다.

브라켓의 탄성효과를 고려하기 위해서는 브라켓에 대한 유한요소해석이 필요하며 이를 위하여 NISA¹³⁾를 사용하였다. 브라켓에 작용하는 힘과 변위의 관계를 선형으로 가정하고 유한요소 해석을 수행하고 이 결과를 ADAMS에서 제공하는 필드(FIELD)요소의 입력자료로 사용하였다. 즉, 실제 브라켓의 변형과 힘의 관계는 비선형적이지만 현가장치에 작용하는 힘과 현가요

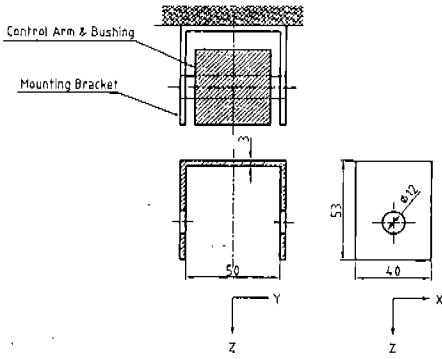


Fig.10 Control arm mounting bracket

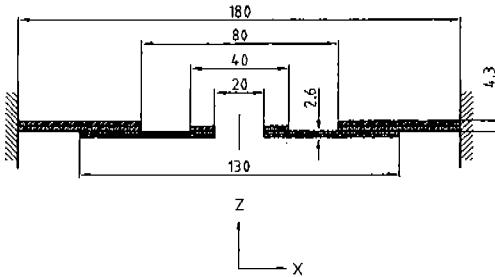


Fig.11 Shock absorber upper mounting bracket

소의 운동에 비하여 브라켓의 변형은 미소변위이므로 이에 따라 브라켓에 작용하는 힘과 변위를 선형으로 가정할 수 있다. 그리고 필드요소는 두 점 사이의 힘과 변위가 선형적인 관계일 때 두 점 사이를 3차원 스프링의 효과로 표현하는 요소로서 선형화된 브라켓의 탄성효과를 나타내기에 적합하다. 일반적인 구조해석에서는 구조물에 힘이 가해질 때 구조물의 변형과 각 부분의 응력을 구하는 것이 목적이지만 본 연구에서는 브라켓을 3차원 스프링으로 가정하고 스프링 상수를 구하는 것이므로 원하는 지점에 단위변위를 지정하고 그때의 힘을 계산하여 필드요소를 구성하였다.

브라켓은 셸(shell) 형태의 구조물이므로 3차원 셸 요소를 사용하여 모델링하였다. 3차원 셸 요소는 3축 병진(x, y, z)과 3축 회전($\theta_1, \theta_2, \theta_3$)의 6개의 자유도를 수용할 수 있는 요소이다. Fig.10에 도시한 컨트롤암 장착 브라켓의 경우 C형상의 단면이고 중앙에 컨트롤암을 연결

하도록 원형의 구멍이 있는 형상이다. 구멍의 외주 부분은 3노드(node) 셸 요소를 이용하여 모델링하고 여기에 단위변위를 지정하기 위한 강체의 축을 설치하여 모델링하였다. 나머지 부분은 4노드 셸 요소로 메쉬(mesh)를 구성하였다. Fig.11에 도시한 속압소버의 상부 장착 브라켓도 컨트롤암 브라켓의 경우와 같이 3노드 셸 요소와 4노드 셸 요소를 이용하여 모델링하고 중앙의 구멍에 단위변위를 지정하기 위한 강체의 평판을 설치하였다. 필드요소를 구성하기 위해서는 크기가 (6×6)인 브라켓의 강성행렬[K]을 결정해야 하고 이것은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (1)$$

강성행렬[K]의 36개 원소를 결정하기 위해서 컨트롤암 또는 속압소버의 연결 중심에 해당하는 노드에 단위변위를 가정하고 그때의 힘을 계산하는 방법으로 NISA의 변위지정(prescribed displacement) 기능을 사용하였다. 브라켓의 중심에 위치한 노드에 x 방향으로 단위변위를 부과하고 나머지 방향으로 변위를 허용하지 않으면 이 변위를 일으키기 위하여 필요한 힘이 계산되는데 이 힘으로 강성행렬[K]의 1열 원소를 구할 수 있다. 이것을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \\ R_5 \\ R_6 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서,

$$k_{11} = R_1, \quad k_{21} = R_2, \quad k_{31} = R_3,$$

$$k_{41} = R_4, \quad k_{51} = R_5, \quad k_{61} = R_6$$

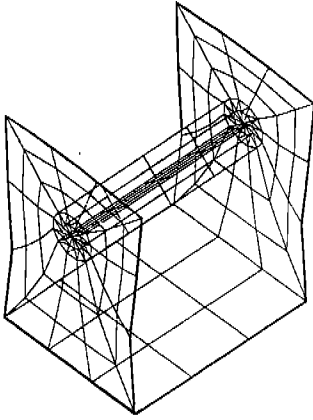


Fig.12 Control arm bracket deformed shape of unit displacement of Z

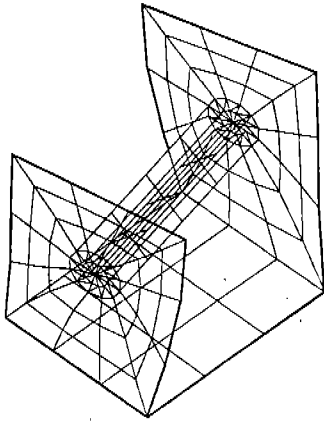


Fig.13 Control arm bracket deformed shape of unit rotation about Z

이와같이 단위변위를 $x, y, z, \theta_1, \theta_2, \theta_3$ 방향에 대하여 6번 반복하면 강성행렬[K]의 모든 원소를 구할 수 있다. 같은 방법으로 속압소버 상부 장착 브라켓의 강성행렬도 구할 수 있으며 이 결과를 ADAMS의 필드요소에 사용하면 ADAMS를 이용하여 브라켓의 탄성변형도 고려하여 해석할 수 있다. Fig.12와 Fig.13은 컨트롤암 브라켓 모델에 z방향과 z축 회전의 단위변위를 부과했을 때의 변형 형상을 나타낸 예이고, Fig.14와 Fig.15는 속압소버 상부 장착 브라켓의 모델에 z방향과 z축 회전의 단위변위를 가하였을 때의 변형 형상을 나타낸 예이다.

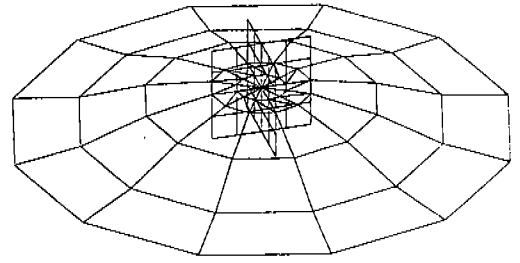


Fig.14 Shock absorber upper bracket deformed shape of unit displacement of Z

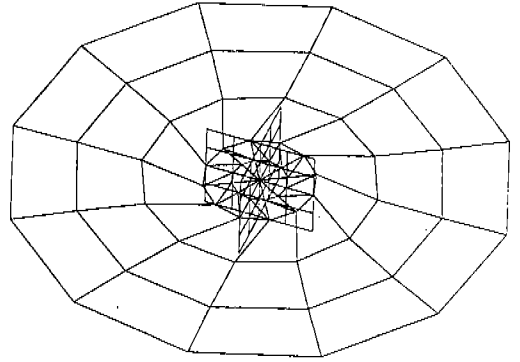


Fig.15 Shock absorber upper bracket deformed shape of unit rotation about Z

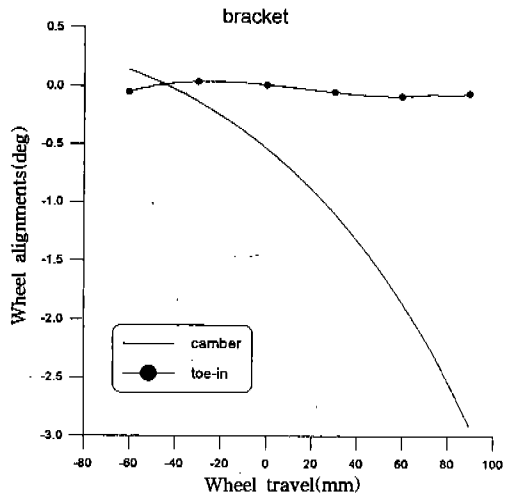


Fig.16 Multilink bracket effects model

브라켓의 탄성효과까지 고려한 ADAMS의 준 정적 해석을 통하여 휠의 상하거동에 따른 휠 얼라인먼트의 변위선도를 Fig.16에 도시하였다. 이것은 컨트롤암의 탄성효과를 고려한 결과와 거의 같다. 이 결과는 새시 스프링의 힘만으로는 장차 브라켓의 탄성효과가 나타날 정도의 변형을 일으키지 못하기 때문으로 생각된다.

2.5 해석결과 분석

기구학 해석, 부싱의 변형효과를 추가한 해석, 컨트롤암의 탄성효과를 추가한 해석, 브라켓의 탄성효과까지 고려한 해석 등 4가지 경우의 휠의 거동에 따른 캠버의 변화를 Fig.17에 도시하였고 토인의 변화를 Fig.18에 도시하였다. 이 두 그래프로부터 부싱, 컨트롤암과 장차 브라켓의 탄성변형효과를 알 수 있다.

Fig.17에서 전체적으로 볼 때 부싱만을 고려한 경우와 컨트롤암의 탄성효과를 고려한 경우 그리고 브라켓의 탄성효과까지 고려한 경우 등 3가지 경우는 거의 같은 결과를 나타낸다. 이로부터 기구학 해석으로 구한 캠버선도와와의 차이는 주로 부싱의 변형효과에 의한 것이며 컨트롤암과 브라켓의 탄성효과는 미미함을 알 수 있다. 그 이유는 휠의 상하거동시 새시 스프링의 힘만이 현가요소에 작용하게 되고 이 힘은 컨트롤암

과 브라켓의 탄성변형을 일으키기에는 작은 값이기 때문에 분석된다. Fig.17을 살펴보면 휠의 하강에 따른 휠 얼라인먼트의 값에는 4가지 경우의 해석에서 거의 차이점이 없다는 것을 알 수 있다. 이것은 새시 스프링의 힘이 약해지므로 스프링 힘에 의한 부싱의 변형효과가 미미함을 알 수 있으며 기대한 결과라 할 수 있다. 그러나 휠의 상승시에는 부싱을 고려한 해석과 기구학 해석은 약간의 차이가 있음을 알 수 있다. 이 결과는 휠의 상승시에는 새시 스프링의 힘이 상대적으로 강해져서 부싱의 변형효과가 커지기 때문이며 휠의 상승에 따라 그 차이가 점점 커지게 된다.

Fig.18에 도시한 토인의 변위선도를 보면 캠버의 경우보다 그 차이가 큰 결과를 얻었다. 특히 휠의 상승시에는 컨트롤암의 탄성효과를 고려한 경우와 브라켓의 탄성효과까지 고려한 경우는 거의 같은 결과를 보이고 이들과 부싱만을 고려한 경우의 3가지는 기구학 해석과 반대의 경향을 나타낸다. 이로부터 기구학 해석 결과와의 차이는 주로 부싱의 변형효과에 의한 것이며 컨트롤암과 브라켓의 탄성효과는 미미함을 알 수 있다. 그 이유는 휠의 상승시에 작용하는 새시 스프링의 힘이 컨트롤암과 특히 브라켓의 탄성변화에 거의 영향을 미치지 못하기 때문으로 분석된다. 그리

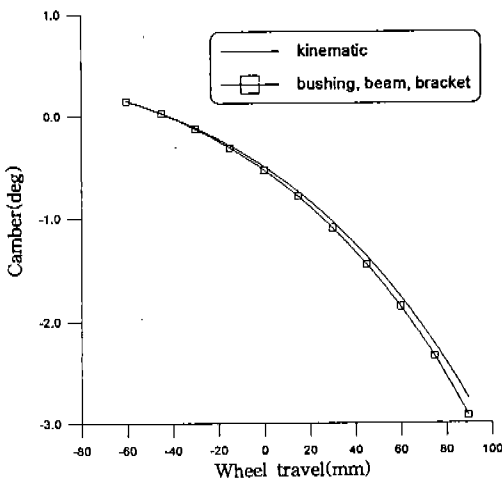


Fig.17 Camber curve in multilink suspension

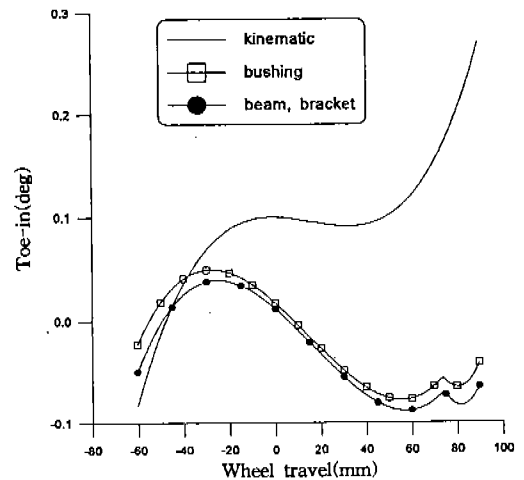


Fig.18 Toe-in curve in multilink suspension

고 약 76mm 상승하였을 때의 토인선도의 곡률 변화는 범프 스트로퍼가 작용하기 때문이다.

기구학 해석의 결과와 현가장치의 탄성을 고려한 해석의 결과는 많은 차이를 보인다. 기구학 해석의 결과는 휠의 상방향 거동시 토인 방향으로 변화하지만 탄성해석 결과는 토아웃 되는 결과를 얻었다. 이는 대상 현가장치가 후륜이므로 전후 동방향 조향이 되는 토인은 선회특성이 언더스티어를 나타내고 전후 역방향 조향이 되는 토아웃은 오버스티어를 나타내는 상반된 경향을 보인다. 실차의 경우는 조종의 편의성을 위하여 약한 언더스티어 특성을 나타내도록 설계하므로 본 연구의 해석결과를 분석할 때 기구학 해석만을 행하면 일반적인 설계 의도와 부합되는 결과이지만 탄성을 고려하면 설계 수정이 필요하다는 것을 알 수 있다. 그러므로 기구학 해석에 기초하여 현가장치를 설계하면, 요소의 탄성변형의 효과가 반영되는 실차에서는 설계자의 의도인 언더스티어 특성을 나타내지 못하는 경우가 발생할 수 있다. 따라서 현가장치의 설계시에 요소의 탄성변형을 고려하여야 한다.

3. 맥퍼슨형 현가장치

맥퍼슨형 현가장치는 Fig.19에 나타난 바와 같이 1개의 컨트롤암과 타이로드(tie-rod) 그리고 너클로 구성되며 대부분의 국내 승용차의 전륜 현가장치에 사용되고 있다. 맥퍼슨형 현가장치는 구조가 단순하며 앞 절의 멀티링크형 현가장치의 해석 결과에서 컨트롤암과 브라켓의 탄성 효과가 미미하게 나타났으므로 본 절에서는 기구학 해석과 부싱의 변형을 고려한 해석의 2가지 경우에 대하여 휠의 상하거동에 따른 캠버와 토인의 변위선도로 비교하였다.

3.1 기구학 해석

Fig.19의 모델에서 3차원 좌표값은 Table 3과 같다. 모든 요소를 강체로 가정하고 모든 조인트를 이상적인 조인트로 가정하였다. 즉 속압 소버가 있는 스트러트는 원통조인트로 차체(D0)와 너클(D1)을 연결하고 타이로드는 2개의 구면

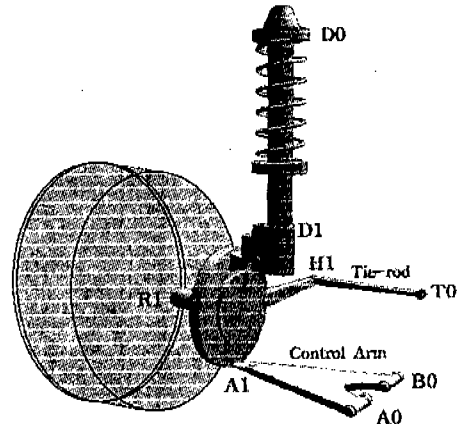


Fig.19 MacPherson suspension model

Table 3 Suspension geometric points of MacPherson type

GEOMETRIC POINTS		X, Y, Z
WHEEL CENTER	(R1)	-4, 757.5, -40
CONTROL ARM, BODY	(A0)	-7, 387, -112
CONTROL ARM, BODY	(B0)	330, 355, -113
CONTROL ARM, KNUCKLE	(A1)	-10.3, 719.7, -158.7
TIE-ROD, BODY	(T0)	156.8, 324, -20
TIE-ROD, KNUCKLE	(H1)	131.6, 674.7, -46
S/ABS UPPER, BODY	(D0)	24.7, 563.5, 505
S/ABS LOWER, KNUCKLE	(D1)	-4, 620, -40

조인트로 차체(T0)와 너클(H1)을 연결한다. 컨트롤암은 구면조인트로 너클(A1)과 연결되고 회전조인트로 차체(A0, B0)와 연결된다. 그런데 기구학 해석에서는 이상적인 조인트로 가정하였으므로 컨트롤암과 차체가 연결되는 두 점(A0, B0) 중에서 한 점만을 회전조인트로 처리하면 된다. 휠의 상하거동을 -60~90mm로 선정하여 기구학 해석을 수행하였다.

3.2 부싱의 변형을 고려한 해석

부싱의 변형을 고려한 모델은 기구학 모델에서 원통조인트에 새시 스프링을 설치하였다. 그

Table 4 Bushing stiffness of MacPherson type

		spring rate				
		longitudinal [kgf/mm]	lateral [kgf/mm]	vertical [kgf/mm]	radial [kgf-cm/deg]	
LWR-FRT ARM, BODY(A0)		50	800	800	10	
LWR-CTR ARM, BODY(B0)		25	ref. 1	70	5	
S/ABS UPR, BODY (Su)		150	150	ref. 2	0 (due to bearing)	
ref. 1	disp.(mm)	-4	0	4	10	16
	force(kgf)	-300	0	200	600	1200
ref. 2	disp.(mm)	-4	0	5	10	16
	force(kgf)	-350	0	400	1000	2000

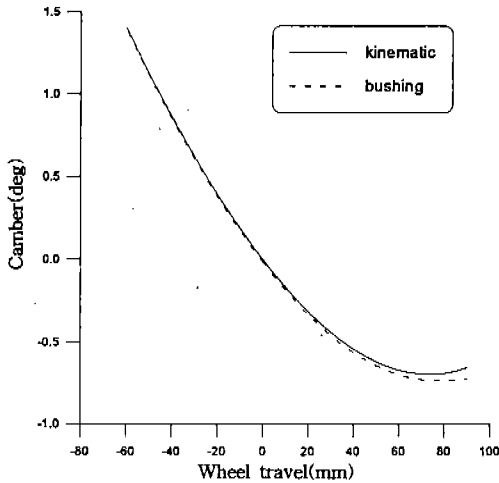


Fig.20 Camber curve in MacPherson suspension

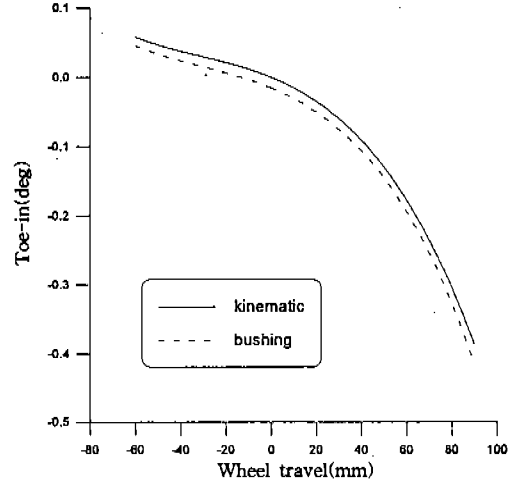


Fig.21 Toe-in curve in MacPherson suspension

리고 속압소버와 차체(D0), 컨트롤암과 차체(A0, B0)의 연결부에 모두 3개의 부싱을 사용하였다. 이 중에서 속압소버와 차체(D0), 컨트롤암과 차체(B0) 사이에 사용된 2개의 부싱은 비선형 효과를 고려하였다. 또한 상부 원통조인트에 범프 스톱퍼를 설치하였다. 사용한 부싱의 강성도는 Table 4와 같다. 이와 같이 구성한 모델을 사용하여 ADAMS에서 준정적 해석을 수행하였다.

3.3 해석결과 분석

기구학 해석과 부싱의 변형효과를 추가한 해

석의 2가지 경우에 휠의 거동에 따른 캠버의 변화를 Fig.20에 도시하였고 토인의 변화를 Fig. 21에 도시하였다. 토 변화의 결과는 대상 현가장치기 전륜이므로 Fig.18의 결과와는 달리 휠의 상승에 따라 언더스티어 특성이 강화되는 토아웃의 결과를 얻었다. 이 두 그래프로부터 맥퍼슨형 현가장치에서는 멀티링크형의 경우와 다르게 부싱의 탄성효과가 별로 나타나지 않음을 알 수 있다. 그 이유는 맥퍼슨형 현가장치의 구조가 간단하며 부싱이 장착되는 지점이 3곳 정도로 매우 강한 구조이기 때문으로 분석된다.

4. 결 론

본 연구에서는 차량 현가장치의 탄성효과를 고려할 수 있는 모델을 구성하고 이를 해석하여 휠의 상하거동에 대한 휠 얼라인먼트의 변위선도를 구하였다. 해석방법은 별도의 실차실험 없이 ADAMS를 이용하여 현가장치의 설계자료만으로 모든 모델을 구성하였다. 따라서 현가장치 설계단계에서 보다 정확히 차량의 휠 거동을 예측하는데 활용될 수 있다.

멀티링크형 현가장치의 경우에는 기구학 해석, 부싱의 탄성효과, 컨트롤암과 장착 브라켓의 탄성효과를 고려한 4가지 해석을 수행하여 부싱의 탄성효과가 휠의 거동에 영향을 미침을 확인하였고 컨트롤암과 장착 브라켓의 탄성효과는 미미함을 확인하였다. 그리고 컨트롤암은 보 요소로 모델링하고 브라켓은 유한요소기법을 도입함으로써 이후에 부프레임등의 모델링에 응용할 수 있을 것이다. 맥퍼슨형 현가장치의 경우에는 부싱의 탄성효과도 미미함을 확인하였다. 따라서 맥퍼슨형 현가장치는 기구학 해석만으로도 만족할만한 휠 거동을 예측할 수 있다.

후 기

“이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었음”

참 고 문 헌

1. P. J. Th. Venhovens, A. C. M. van der Knaap, H.B. Pacejka, “Semi-Active Attitude and Vibration Control”, Vehicle System Dynamics.
2. Lee Unkoo, Ahn Byeongeui, “A Method to Analyze the Imaginary Kingpin Axis in Multi-Link Type Suspension Systems”, SAE paper 930262, 1993.

3. C.H. Suh, “Synthesis and Analysis of Suspension Mechanisms with Use of Displacement Matrices”, SAE paper 890098, 1989.
4. 최영휴, 이재형, 이장무, “3차원 차량모델을 이용한 자동차 주행거동의 컴퓨터 시뮬레이션”, 한국자동차공학회는문집, 제3권 제3호, 1995.
5. F. Jindra, Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program, NHTSA, 1976.
6. J.E. Bowman, E.H. Law, “A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking System”, SAE paper 930762, 1993.
7. M.K. McGuire, D.A. Guenther, “Longitudinal Suspension Compliance Modeling with ADAMS”, SAE paper 930764, 1993.
8. G. J. Heydinger, W. R. Garrott, J.P. Chritos, D.A. Guenther, “The Dynamic Effects of Tire Lag on Simulation Yaw Rate Predictions”, ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 116, 1994.
9. 탁태오, “민감도 해석을 이용한 현가장치의 동역학적 최적설계”, 한국자동차공학회는문집, 제2권 제3호, 1994.
10. 문홍기, “차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석”, 한국자동차공학회는문집, 제3권 제4호, 1995.
11. 송성재, 탁태오, “기호계산기법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도 해석”, 한국자동차공학회는문집, 제4권 제6호, 1996.
12. ADAMS/SLOVER Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc., 1994.
13. NISA Reference Manual, Engineering Mechanics Research Corporation, 1989.