

자동차 현가장치 설계에 따른 동역학 해석 및 활용

(맥퍼슨 스트러트형 현가장치에 대하여)

조승백 · 임준택

Analysis of Vehicle Dynamics with Car Suspension Design

Seung-Baek Cho · Joon-Taek Im



● 조승백 (기아자동차 중앙기술연구소)
● 1958년생.
● 기계공학을 전공하였으며, '82년 입사 후 현재까지 12년 동안 사시설계를 담당해 왔음 (시스펜션, 액슬, 타이어, 마운틴 분야)



● 임준택 (기아자동차 중앙기술연구소)
● 1963년생.
● 기계공학을 전공하였으며, '90년 입사하여 현재 승용차의 서스펜션 시스템 설계 업무를 담당하고 있음.

1. 머리말

차량의 승차감 및 조안 성능을 결정하는 중요한 인자인 현가장치 (Suspension System) 설계의 최적화를 기하며 실차육성 시간을 줄이고 설계 업무의 효율성을 높이기 위하여 각종 차량 특성 인자의 수치화를 통해 여러가지 해석을 수행하게 된다. 이러한 해석 과정으로는 크게 현가장치의 기구학적 특성-Kinematic Analysis-과 부시(Bush)와 스프링(Spring)등의 컴플라이언스(Compliance)효과-퀴지스태틱 어널러시스(Quasistatic Analysis)-와 전체차량의 주행 시뮬레이션(simulation)을 통한 설계차량의 주행 안정성 검토-풀 비클 어널러시스(Full Vehicle Analysis)- 등이 있다. 현재까지 개발된 현가장치는 자동차 회사에 따라 각각 독특한 특성을 나타내며 다양하게 발전되어져 왔으며 후륜구동 승용차의 경우 전문은

SLA형 독립(independent) 현가장치를, 후륜은 리지드 액슬(Rigid Axle)형이 일반적인 사양이었으나 전륜구동 승용차의 등장으로 최근에는 엔진룸의 공간 확보를 위하여 맥퍼슨 스트러트형이 보편화되었으며 후륜은 양쪽 바퀴의 독립성을 유지하기 위한 현가장치가 발전되어 왔다.

이 글에서는 승용차의 현가장치중 대표적인 형인 맥퍼슨 스트러트형에 대하여 ① 기구학적 특성, ② 부시와 스프링 등의 컴플라이언스 효과, ③ 전체차량의 주행 시뮬레이션을 통한 차량의 주행 안정성 검토의 순으로 각 단계별 주요 검토 항목과 인자, 그리고 실제 차량에서의 현상에 대하여 소개한다.

2. 현가장치의 기구학적 특성

2절에서는 현가장치 설계의 기본이 되는 기구학적 특성을 검토하기 위한 방법에 대하여 설명하고자 한다. 대상차량은 전문의 경

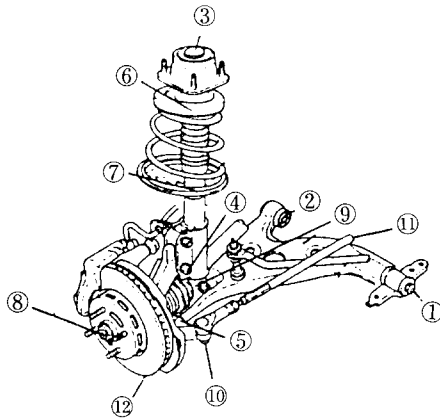
우 맥퍼슨 스트러트 A형, 후륜의 경우는 트리링크(Tri-Link)형의 일반 승용차를 기준으로 하였다.

2.1 하드 포인트

기구학적 특성(Geometric characteristics)을 검토하기 위하여는 각 현가장치의 움직임을 결정하는 하드 포인트(hard point)들의 좌표값이 필요하며, 이것들의 위치에 의해 현가장치 기본 특성이 결정된다(조정안정성). 그림 1에 맥퍼슨 A형, 그림 2에 트리링크 현가장치의 하드 포인트와 명칭을 나타내었다.

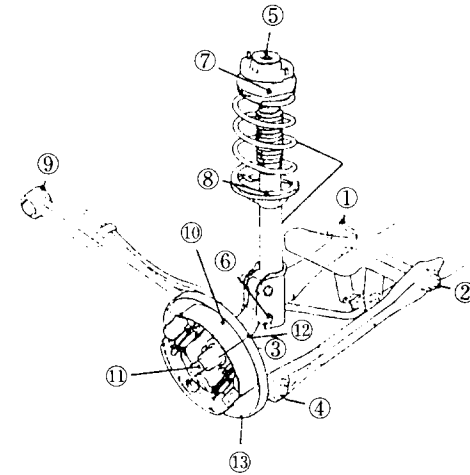
2.2 검토 항목

표 1에 기구학적 특성 검토시 필요한 항목



- ① 로우어 암 프론트 피벗
- ② 로우어 암 리어 피벗
- ③ 스트러트 바디 마운트
- ④ 로우어 스트러브 피벗
- ⑤ 로우어 암 볼 조인트
- ⑥ 스프링 어퍼 중심
- ⑦ 스프링 로우어 중심
- ⑧ 휠 센터
- ⑨ 휠 회전중심
- ⑩ 아우터 타이로드 피벗
- ⑪ 인너 타이로드 피벗
- ⑫ 타이어 접지점

그림 1 맥퍼슨 스트러트 에이형 현가장치



- ① 래터럴 링크 아우터 프론트 피벗
- ② 래터럴 링크 아우터 리어 피벗
- ③ 래터럴 링크 인너 프론트 피벗
- ④ 래터럴 링크 인너 리어 피벗
- ⑤ 스트러트 바디 마운트
- ⑥ 로우어 스트러브 피벗
- ⑦ 스프링 어퍼 중심
- ⑧ 스프링 로우어 중심
- ⑨ 트레일 링크 프론트 피벗
- ⑩ 트레일 링크 리어 피벗
- ⑪ 휠 센터
- ⑫ 휠 회전중심
- ⑬ 타이어 접지점

그림 2 트리링크형 현가장치

에 대하여 기본적인 목적과 대상을 정리하였다.

이러한 항목들은 자동차 회사 또는 개발목표 성능에 따라 달라질 수 있으므로 추후 차량 육성시 실험을 통해 해석 결과에 대한 자체적인 판단 기준을 세워야 객관적이고도 타당한 결과를 도출할 수 있다.

2.3 항목별 계산 방법

(1) 토우 앵글

토우 앵글(Toe-Angle)에 대한 정의 및 부호는 그림 3과 같으며 토우 앵글은 차량의 언더·오버 스티어 판단에 가장 큰 영향을 미치게 된다.

표 1 기구학적 특성 검토 항목

검토 기본 목적	해 석 항 목	해 석 대 상
언더(Under)/오버(Over) 스티어(Steer)	<ul style="list-style-type: none"> • 토우(Toe) • 캠버(Camber) 	• 전륜·후륜 현가장치
직진성 Steering Effort	<ul style="list-style-type: none"> • 캐스터(Caster) • 킹핀각(K.P.I) 	• 전륜 현가장치
브레이크(Brake)/다이브(Dive)시 차량의 움직임	<ul style="list-style-type: none"> • 안티 다이브(Anti-Dive) • 안티 스퀴트(Anti-Squat) • 휠 베이스(Wheel Base) 	• 전륜 현가장치
스프링(Spring) 검토	<ul style="list-style-type: none"> • 레버 레시오(Lever Ratio) 	• 전륜 현가장치
롤(Roll) 특성	<ul style="list-style-type: none"> • 롤 센터 마이그레이션(Roll Center Migration) • 하프 트랙(Half Track) 	• 전륜·후륜 현가장치
타이어 스크럽(Tire Scrub)	<ul style="list-style-type: none"> • % 액커맨(Ackeman) 	• 전륜 현가장치

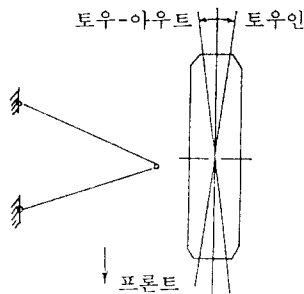


그림 3 토우 앵글의 정의 및 부호

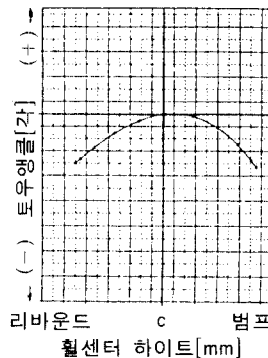


그림 4 휠 베이스 스트로크에 따른 토우 앵글 변화

일반적으로 차량이 선회할 때 스티어에 영향을 미치는 것은 범프(Bump) 상태의 바뀌이기 때문에 범프시의 전륜과 후륜의 토우 앵글로써 언더·오버 스티어 경향을 판단하게 되며 언더 스티어는 전륜은 토우 아웃, 후륜은 토우 인의 특성을 가지게 되며 토우 앵글의 변화가 적을수록 안정된 스티어를 기대할 수 있다.

그림 4에 실차 데이터에 의한 토우 해석결과를 예로 나타내었다. 전체적으로 완곡한 곡률을 보여 안정된 토우 변화를 보여주고 있다.

(2) 캠버 앵글

캠버 앵글은 캠버 트러스트(Thrust)를 발생시켜 스티어에 영향을 주게 되며 캠버 앵글에 대한 정의 및 부호는 그림 5에 나타내었다. 일반적으로 맥퍼슨 스트러트 현가장치에서는 범프와 리바운드 시에 캠버 변화량을 작게 유지하는 것이 좋으며 특히, FF차량의 현가장치에서는 범프시에는 “-” 캠버를, 리바운드시에는 “+” 캠버를 갖도록 설계하는 것이 바람직하다. 그 이유는 선회시 “+” 캠버는 레터럴 포스(Lateral Force)와 반대방향의 캠버 트러스트를, “-” 캠버는 같은 방

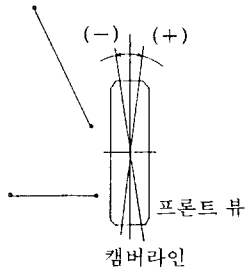


그림 5 캠버 앵글의 정의 및 부호

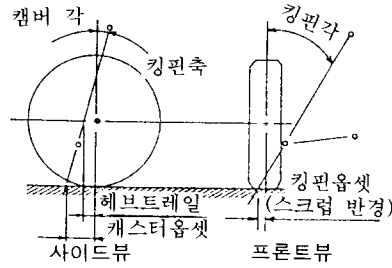


그림 6 캐스터 앵글과 킹핀 각의 정의

양의 캠버 트러스트를 발생시키게 되므로 전륜의 차량을 언더 스티어 경향으로 하려 할 때 일반적으로 전륜의 캠버 앵글이 후륜의 캠버 앵글보다 크게 되고 전륜의 캠버 앵글이 후륜보다 커지면 전륜에 비해 후륜에 더 많은 레터럴 포스가 외부에서 작용하므로 언더 스티어 경향을 나타내게 된다.

(3) 캐스터 앵글과 킹핀 각

캐스터 앵글(Caster Angle), 킹핀 (King Pin Inclination) 앵글은 각각 킹핀축의 사이드 뷰(Side View)와 프론트 뷰(Front View)에서의 기울기를 나타내는 것으로 그림 6와 같다. 맥퍼슨 스트러트의 킹핀 축은 스트러트의 차체 고정점과 콘트롤 암(Control Arm)의 볼 조인트(Ball Joint)를 연결시키는 축으로 정의된다. 캐스터 앵글이 클수록 직진성은 좋아지나 정지시 스티어링 에포트(Steering Effort)는 커지게 된다. 따라서 스티어링 에포트가 작은 파워 스티어링(Power Steering)의 경우는 매뉴얼 스티어링(Manual Steering)보다 큰 캐스터 앵글을 가질 수 있으며, 일반적으로 파워 스티어링인 경우 3°정도, 매뉴얼 스티어링인 경우는 1°정도의 값을 가지는 것이 바람직하다. 또한 맥퍼슨 스트러트의 경우 SLA형 현가장치보다 작은 전·후방향의 강성을 가지고 있기 때문에 범프, 리바운드시의 캐스터 앵글의 변화량이 작은 것이 바람직하며 킹핀 각은 토크 스티어(Torque Steer)와 관계 있는 항목으로 범프, 리바운드시 큰 변화가 없도

록 하는 것이 좋다.

(4) 안티 다이브

안티 다이브는 제동시 차체가 전방으로 기울어지는 정도를 나타내는 것으로 100% 안티다이브는 차체의 피치 변위(Pitch Deflection)가 0°가 되는 것을 의미한다.

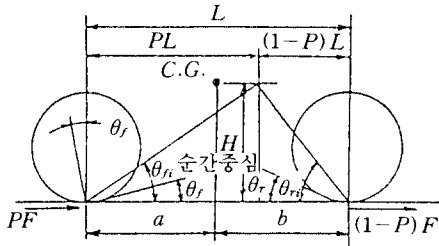
일반 승용차의 경우 브레이크 포스(Brake Force)는 앞바퀴와 뒷바퀴에 동시에 걸리므로, 전체 차량 상태에서 안티 다이브를 고려해 주어야 한다. 안티 다이브를 구하기 위해서는 먼저 그림 7과 같이 바퀴의 접지점(Wheel Contact Point)을 이용하여 사이드 뷰에서의 링크지(Linkage)들의 순간 중심을 구한 다음 식(1), (2), (3)에 의해 구하게 된다.

$$\text{TAN } \theta_{ri} = \frac{H}{PL} \quad (1)$$

$$\text{TAN } \theta_{ri} = \frac{H}{(1-P)L} \quad (2)$$

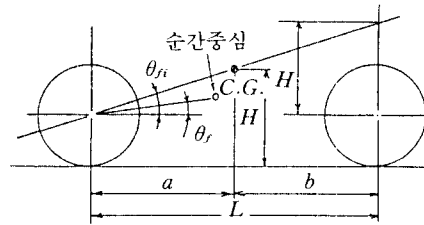
$$\text{ANTI-DIVE} (\%) = \frac{p \tan \theta_i + (1-p) \tan \theta_r}{H} \times 100 \quad (3)$$

제동시 차량에는 중량이동(weight transfer)이 발생하게 되는데 안티 다이브는 이러한 중량 이동이 현가장치의 스프링에 전달되어 일으키는 차체의 피칭 모우션(pitching motion)의 변화에 대한 척도가 된다. 즉, 차체의 피치 변위는 스프링의 변형량과 관계가 되며 이 변형을 일으키는 힘은 스프링에 걸리는 힘에 의해 결정된다. 안티 다이브는



P : 브레이크 레시오, L : 휠베이스,
H : C.G. 높이 순간중심

그림 7 안티 다이브의 계산 방법



F : 드라이빙 포스, L : 휠베이스,
H : C.G. 높이

그림 8 안티 스퀴트의 계산

일반적으로 30% 정도로 하는 것이 좋으나 승용차의 경우 10~15% 정도를 유지 하여도 양호하다.

(5) 안티 스퀴트

안티 스퀴트는 자동차가 급발진할 때 차체의 앞부분이 들리는 정도를 나타내 주는 것으로 개념은 안티 다이브와 같다. 안티 스퀴트를 계산하기 위해서는 대상 차량의 구동방식을 고려해야 하며, 구동력이 작용하는 바퀴에 대해 계산을 수행한다. 즉 4바퀴굴림(4 Wheel Drive)의 경우에는 안티 스퀴트를 구하기 위해서는 구동방식에 따라 전륜이나 후륜만을 고려하면 된다. 그림 8은 전륜 구동방식일 경우에 안티 스퀴트를 구하는 것으로 식 (4)와 식 (5)를 사용한다.

$$\tan \theta_{ri} = \frac{H}{a} \left(\frac{L+b}{L} \right) \quad (4)$$

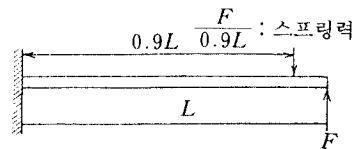
$$\text{ANTI-SQUAT} (\%)$$

$$= \frac{\tan \theta_r}{\tan \theta_{ri}} \times 100 \quad (5)$$

(6) 스프링 레시오

스프링 레시오(Spring Ratio)의 정의는 휠 센터(Wheel Center)의 수직방향 변화량에 대한 스프링길이의 변화이다. 스프링 레시오의 의미는 그림 9에 나타난 것과 같이 바퀴에 걸리는 하중에 대한 스프링에 걸리는 하중의 크기를 결정할 수 있는 기준이 된다.

즉 스프링 레시오가 0.9일 때 스프링 하중



휠로부터의 외력

그림 9 스프링 레시오의 의미

은 $F/0.9$ 가 되어야 힘의 평형을 이루게 된다. 일반적인 승용차에서는 스프링 레시오가 0.9~1.0 사이에 오도록 하는 것이 좋으며 1에 가까울수록 스프링에 걸리는 하중을 작게 해줄 수 있다.

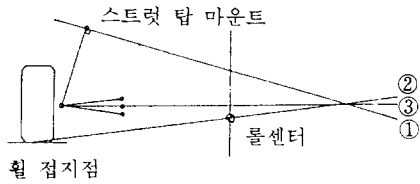
(7) 롤 센터 이동

롤 센터(Roll Center)의 정의는 롤 운동을 할 때의 운동 중심점이며, 롤 센터와 C.G.(Center Gravity Point)과의 거리를 롤 센터의 암(Arm)이라 한다.

설계시 롤 센터에 대해 고려되어야 하는 사항은 다음과 같다.

- ① 기준 하중시 노우즈 다운 롤 축(Nose Down Roll Axis)을 가지게 한다.
- ② 차량의 C.G.점과의 거리를 작게 한다.
- ③ 범프, 리바운드시 롤 센터의 이동량이 작게 한다.

먼저 롤 센터를 구하는 방법에 대해 알아 보면, 기존의 롤 센터는 그림 10에서 보는 바와 같다. 즉, 정적인 상태에서 차의 중심선에 대해 좌우 대칭인 경우에 대한 것으로서 롤 센터가 항상 차의 중심 선상에 오게



- ① 킹핀축에 수직인 직선
- ② 로우어 암의 볼조인트와 로우어 암의 두차체 휘부점의 중심을 잇는 직선
- ③ ①, ②의 교점과 휠 접지점과의 직선

그림 10 기준시 하중시 맥퍼슨 스트럿 A형의 롤 센터 정의

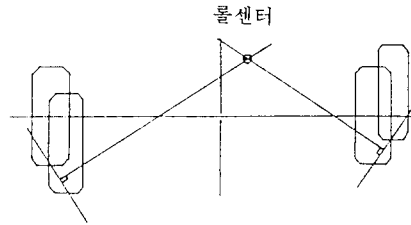
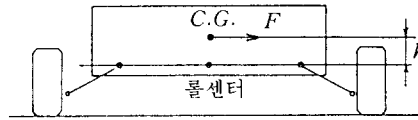


그림 11 코너링시 롤의 정의



$$\text{롤 모멘트} = F \cdot h$$

$$\text{롤 각} = \frac{F \cdot h}{\text{롤 강성}} \text{ (deg)}$$

그림 12 롤 센터와 롤 모멘트의 관계

된다. 하지만 이러한 방법은 차체의 롤 운동이 발생하는 코너링(Cornering)시, 즉 한쪽 바퀴는 범프 상태를 다른 한쪽은 리바운드 상태를 유지하게 될 때에는 좌우 대칭이라는 가정이 성립되지 않기 때문에 롤 센터는 중심선상에 오지 않게 되어 롤 센터를 구할 수 없게 된다. 따라서 코너링시의 롤 센터의 이동을 검토하기 위해서 새로운 방법이 필요하며 그림 11에 대략적인 방법을 도시하였다. 이와 같은 계산 방법은 순간 중심의 개념을 이용한 것으로 롤 센터의 수평·수직 변화량을 검토할 수 있다.

기준 하중시의 노우즈 다운 롤 축은 G.V.W(Gross Vehicle Weigh : 적차하중)시에 하중의 증가에 따른 롤 축의 처짐이 발생하여 이때 C.G와의 거리가 증가하게 된다. 즉, 기준시 하중의 노우즈 다운은 이러한 C.G와의 거리를 최소화해주어 주행의 안정성을 유지하게 해준다.

그림 12는 롤 센터의 위치에 따른 롤 모멘트를 나타내는 것으로 C.G점과의 거리가 작을수록 롤 모멘트의 양을 줄일 수 있어 주어진 롤 게인(Gain)에 대해 휠 레이트(Rate)를 감소시킬 수 있다.

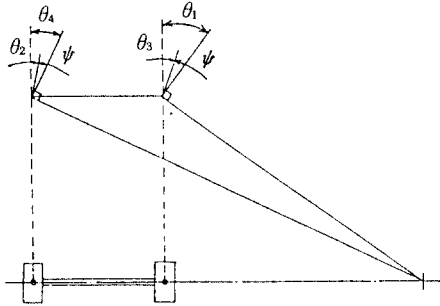
마지막으로 범프와 리바운드의 롤 센터 이동량은 차량의 코너링시 잭킹(Jacking)현상과 관계 있다. 즉 코너링시 수평방향의 롤

센터이동이 급박할 때 차가 한쪽으로 급작스럽게 치우치는 잭킹현상이 발생하게 되는데 이러한 현상을 방지하기 위하여는 롤 센터의 수평이동량이 트레드(Tread) 안에 있도록 하여야 한다. 이때 수직방향의 이동량은 수평방향의 이동량에 비례하므로 동시에 전체적인 이동량을 줄일 수 있게 된다.

(8) % 액커맨

% 액커맨(Ackerman)은 차량의 회전시 타이어의 스크립(Scrub : 미끌림현상)을 방지하기 위한 기준으로 100% 액커맨은 회전시 4바퀴가 한 점을 중심으로 회전운동을 하여 타이어의 스크립이 전혀 없는 상태를 말하며 여기에 대한 스크립의 정도를 %로 표시한 것이 % 액커맨이다.

이 계산에서의 가정은 100% 액커맨각과 실질적인 스티어링 각도의 차이인 ψ 가 좌우 바퀴에서 동일하다는 것이며, 프론트 타이어의 스크립만 고려한 것이므로 리어 타이어의 스크립이 동시에 고려될 때는 계산방법이 달라지게 된다. 그러나 스티어의 특성상 프론트의 특성이 전체의 성질을 좌우하므로 일반적으로 % 액커맨의 계산은 프론트만으로 계



$$\text{액커맨 (\%)} = \frac{\theta_3 - \theta_4}{\theta_1 - \theta_2} \times 100$$

θ_1, θ_2 : 100% 액커맨시의 스티어 앵글,
 θ_3, θ_4 : 실제 스티어 앵글

그림 13 % 액커맨의 정의 및 계산방법

산을 수행한다. 그림 13에서 다음과 같은 4개의 식을 얻게 된다.

$$\theta_3 = \theta_1 - \psi \quad (6)$$

$$\theta_4 = \theta_2 + \psi \quad (7)$$

$$TAM\theta_1 = WB/L \quad (8)$$

$$TAM\theta_2 = WB/(L + TR) \quad (9)$$

여기서, θ_3, θ_4 는 알고 있으므로 미지수는 $\theta_1, \theta_2, \psi, L$ 로서 4개이며, 방정식도 4개이므로 % 액커맨을 구할 수 있다. 설계 검증을 위해서는 랙(Rack) 이동량에 대한 % 액커맨의 변화량을 검토하여 대략 그림 14과 같은 특성을 나타내도록 Hard Point들을 설계한다.

(9) 휠 베이스와 하프 트랙 변화

휠 베이스와 하프 트랙(Half Track)은 휠 센터의 움직임을 검증하게 된다. 안티 다이브 계산시 중요한 순간중심의 위치가 휠 센터의 궤적에 의해 결정되므로 휠 베이스의 변화량은 간접적으로 안티 다이브의 양을 검토할 수 있게 해준다. 또한 차량이 범프를 통과하게 될 때 휠 베이스의 변화량에 따라 충격량의 크기가 달라지게 된다.

가장가지로 하프 트랙 변화량은 휠 접촉점의 범프와 리바운드시의 좌우 바퀴의 하프 트랙의 변화량을 구하는 것으로 롤 센터의

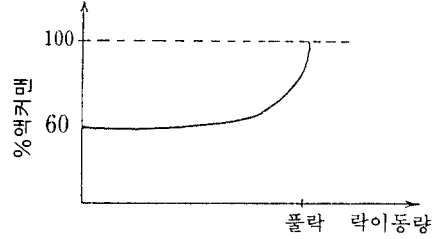


그림 14 이상적인 % 액커맨 특성

양호(범프시 휠센터가 후방측으로 이동)

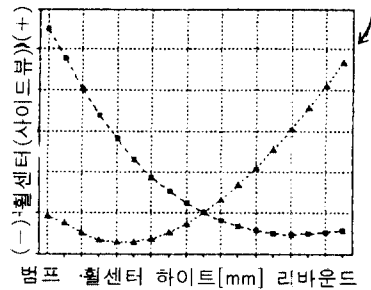


그림 15 휠 스트로크에 따른 휠 센터 변화(측면 시각)

위치를 간접적으로 나타내 준다. 그림 15는 휠 스트로크에 따른 휠 센터의 사이드 뷰에서의 변화를 나타내고 있다.

3. 현가장치의 컴플라이언스 특성

3절에서는 초기 설계 검증시 필요한 컴플라이언스 특성에 대하여 알아보하고자 한다. 즉, 기구학적 특성 검토시의 수학적 Joint 대신 실제의 부시-스프링 등을 추가하여 범프-리바운드시의 특성 변화 및 발진(Driving), 제동(Braking), 선회(Cornering) 시의 외력을 고려하여 각 상태의 특성을 검토한다.

3.1 해석시 필요 데이터

(1) 부시

실제의 부시(Bush)를 수학적으로 표시하기 위해서는 그림 16과 같이 6방향의 강성값

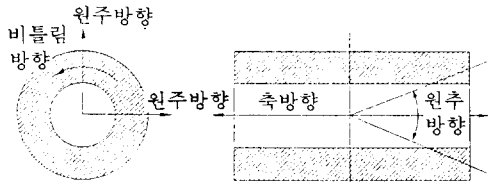


그림 16 부시의 강성계수 방향

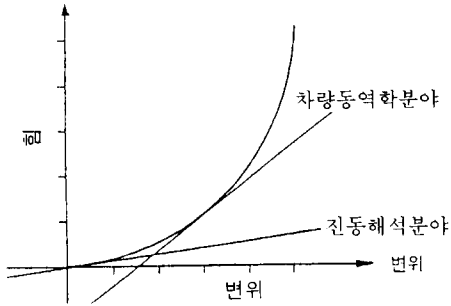


그림 17 비선형 데이터의 선형화 방법

이 필요하게 된다. 즉, 2개의 레디알(Radial) 방향과 2개의 코니칼(Cconical) 방향 그리고 액셀(Axial), 토션(Torsional) 방향의 강성계수를 실험을 통해서 구하게 된다. 일반적으로 부시류의 강성계수는 그림 17과 같이 비선형적인 특성을 가지게 된다. 따라서 초기 해석시에는 이러한 비선형 특성을 선형화시켜 해석을 수행하게 되며 이러한 선형화 방법은 매우 작은 변위가 중요하게 되는 진동 해석시에는 초기값들을 이용하며 비교적 변형량이 큰 차량 동역학 분야에서는 그림 17과 같이 선형화시키게 된다.

(2) 스테이빌라이저 바

스테이빌라이저 바(Stabilizer Bar)를 모델링하기 위해서는 현재 두 가지 방법을 사용하고 있으며 첫째는 나스트란(Nastran) 같은 FE 소프트웨어를 이용하여 차량의 하중조건을 가했을 때 나타나는 변위를 검토한 후에 그림 18과 같이 강체와 부시를 이용, 같은 하중조건하에서 FE 해석결과와 같은 변위를 가질 수 있게 부시의 강성계수를 조절하여 사용하며, 다른 방법은 직접 아담스

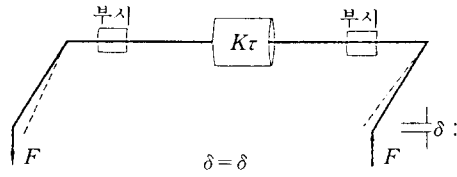


그림 18 부시를 이용한 스테이빌라이저 모델

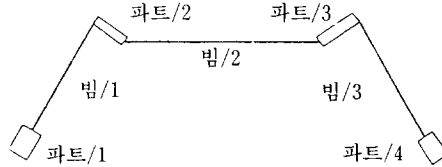


그림 19 Beam 요소를 이용한 스테이빌라이저 모델

(Adams)에서 제공되는 빔(Beam) 요소를 사용하여 그림 19과 같이 모델링하여 사용하게 된다.

(3) 스프링, 스톱퍼 류

스프링과 스톱퍼는 아담스 모델에서는 단순히 힘의 함수로 되며 각각의 질량은 너클(Knucle)이나 댐퍼에 분산시켜 처리하게 되며 해석시에는 강성계수와 자유장을 이용하여 모델링하게 된다.

3.2 Adams 소프트웨어를 이용한 해석 수행

위에서 준비된 각종 데이터를 이용하여 아담스 해석을 수행하게 되며, 그림 20과 그림 21에 각각 맥퍼슨 스트러트 A형 현가장치의 특성 검토용 모델과 컴플라이언스 특성 검토용 모델을 비교하여 도시하였다.

컴플라이언스 특성 검토를 위해서는 아담스에서 제공되는 준 정적해석(Quasi-Static Analysis)을 수행하게 되는데 이때에는 키너 매트릭 해석과 달리 해석 수행전에 정적 평형상태(Static Equilibrium State)에 대한 검토를 하여 실제 차량과 같은 상태를 유지한 후에 해석을 수행하여야 한다.

정적 평형상태를 검토하기 위해서는 그림

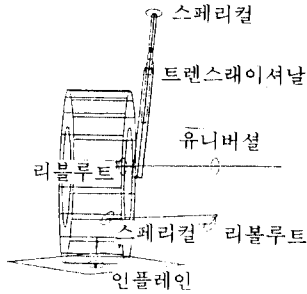


그림 20 맥퍼슨 스트러트 A형 현가장치의 기구학적 해석모델

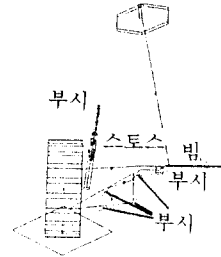


그림 21 맥퍼슨 스트러트 A형 현가장치의 컴플라이언스 해석모델

21에 나타나 있는 잭(Jack)의 트랜슬레이셔널(Translational) 조인트의 모션(Motion)을 0으로 하여 잭이 움직이지 않게 한 다음 정적 평형해석을 수행한다. 즉, 후에 바퀴 접지점에서의 현가장치와 지면에 걸리는 힘을 검토하여 이 값이 설계시 차량의 무게가 나타날 수 있도록 해석 모델을 수정하게 되는데 이때 스프링의 자유장 길이(Free Length)를 변화시켜 바퀴 접지면에서의 차량 무게가 설계 상태와 같은 값을 갖도록 한다.

3.3 해석 수행 항목

컴플라이언스 특성을 검토하기 위해서는 몇 가지 해석을 전·후 현가장치에 대해 각각 수행하게 되는데 대략적인 검토 목적과 각각의 검토 항목에 대해 표 2에 정리하였다.

(1) 키너매틱 해석

부시 및 스프링 등의 컴플라이언스가 고려된 현가장치 해석 모델에 대해 바퀴가 범프-리바운드 운동을 할 때 휠 어라이먼트 및 롤 센터 이동량 등을 검토하는 것으로서, 앞

표 2 컴플라이언스 특성 검토 및 검토 항목

검 토 목 적	검 토 항 목
부시가 고려된 현가장치의 키너매틱 특성 검토	토우, 캠버, 휠 베이스, 하프 트랙, 캐스터, 킹핀 경사각
롤 특성 검토	롤 센터 마이그레이션 롤 레이트의 프론트, 리어 배분
수직 하중에 대한 컴플라이언스 효과 및 안티 롤 바 효과검토	싱글 휠 레이트 더블 휠 레이트E
드라이브시 스티어 검토 및 차량전후 방향의 충격흡수 특성검토	드라이브 스티어 (전륜만) 전·후 강성
코너링시 차량의 스티어 특성 검토	레터럴 포스 스티어 레터럴 포스 캠버
차량 제동시 스티어 특성 검토	브레이크 스티어 브레이크 캐스터(전륜만)

서의 기구학적 특성 검토 결과와의 비교를 통하여 컴플라이언스 영향을 알아보는 해석이다.

차량이 움직일 경우 예를 들어 선회시의 차량 거동현상을 생각해보면 먼저 차량이 선회를 시작하면 지면으로부터 외력이 발생하여 현가장치에 전달된다. 이때 현가장치의 움직임은 먼저 부시들의 변형에 의해 발생되며 곧이어 현가장치 구조물의 움직임이 일어난다. 즉, 매우 짧은 시간에 두 가지 운동이 일어나며 이 운동들의 차이가 크면 클수록 차량 선회시 원활한 선회가 되지 못한다. 따라서 설계 검토시에는 기구학적 특성 검토 결과와 컴플라이언스를 고려한 모델의 특성 검토 결과를 비교하여 차이가 크게 되지 않도록 즉, 페이즈(Phase) 차이가 발생되지 않도록 부시류들의 특성을 고려하게 되는 것이다.

(2) 롤 특성 해석

먼저 키네매틱(Kinematic) 해석에서 검토한 롤 센터 이동량 및 롤 센터 높이는 앞서의 기구학적 특성 검토때와 마찬가지로의 설계 기준을 만족하도록 하여 이 해석 단계에서는 스티어에 큰 영향을 미치는 전·후륜 배분을 검토하여야 한다.

롤 강성의 정의는 그림 22에 표시하였으며, 롤 강성이 크다는 것은 차량이 선회시 하중 전달이 크게 일어난다는 것을 의미한다.

차량이 언더스티어 경향을 갖도록 하기 위해서는 전륜의 롤 강성이 큰 값을 갖도록 해야 한다.

그 이유는 롤 강성이 크게 되면 차량이 롤 운동을 할 때 하중전달이 후륜보다 전륜에 더 크게 나타난다. 이렇게 되면 전륜의 슬리브각이 후륜보다 크게 나타나게 되어 차량이 전체적으로 언더 스티어 경향을 가지게 되는 것이다.

(3) 휠 레이트 검토

이 해석에는 싱글 휠 레이트와 더블 휠 레

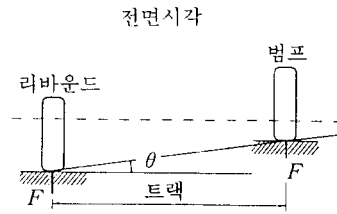


그림 22 롤 강성의 정의

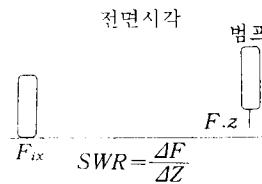


그림 23 싱글 휠 레이트의 정의

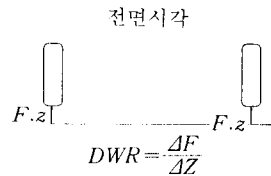


그림 24 더블 휠 레이트의 정의

이트를 계산하게 되며 그림 23과 그림 24는 각각의 정의를 설명한 것이다. 즉, 싱글 휠 레이트에서는 스프링, 부시, 스테이빌라이저 바의 강성이 전체적으로 고려된 경우이며 더블 휠 레이트는 스프링과 부시 강성만을 고려한 경우가 된다. 일반적인 설계기준은 싱글 휠 레이트가 더블 휠 레이트에 비해 130%를 초과하지 않도록 하는 것이 적당하며 더블 휠 레이트를 이용하여 라이드(Ride) 주파수를 계산하여 기본적인 라이드 특성을 만족하도록 해야 한다. 이때 부시의 영향은 대략 더블 휠 레이트값의 30% 정도가 된다.

(4) 드라이브 스티어 및 전후강성

드라이브 스티어는 발전시 전륜의 토우각의 변화를 검토하는 것으로 변화량을 작게 유지하면서 토우 아웃 경향을 나타내도록 한다. 여기에 대한 이유는 브레이크 스티어에

서 설명하기로 한다.

전후강성은 승차감에 매우 중요한 영향을 미치는 인자로서 노면으로부터의 충격이 있을 때 충격량이 운전자에게 어느 정도 전달되는지를 알 수 있는 척도가 된다. 즉, 강성이 크게 되면 현가장치에서 충격을 흡수하지 못하고 곧장 차체에 충격을 주게 되므로 일반 승용차의 경우에는 바람직하지 못하게 된다.

(5) 선회시 스티어 검토 및 제동시 특성

차량이 선회를 하게 되면 지면으로부터 횡력이 차바퀴 접지점에 전달되게 된다. 이때 차량 전후륜의 스티어 즉, 토우각의 변화량을 검토하여야 하며 설계 기준을 변화량이 되도록 작게 하는 것이 유리하다.

마찬가지로 제동시에도 차바퀴 접지점으로부터 외력이 전달되는데, 이때의 토우각과 카스터각의 변화가 작도록 유지시켜 주며 드라이브 스티어와 마찬가지로 전륜의 경우는 토우 아웃 경향을, 후륜의 경우는 토우 인 경향을 나타내주도록 설계한다. 그 이유는 그림 25에서와 같이 일반적으로 차량이 제동이 걸리면 약간의 하중전달이 좌우바퀴 사이에서 일어나게 된다. 이때 전륜의 경우 토우 인 경향을 가지면 ①방향으로 차량이 움직

이게 된다. 이렇게 되면 좌측 바퀴는 범프 상태, 우측 바퀴는 리바운드 상태가 되며, 범프쪽의 바퀴가 스티어에 큰 영향을 주기 때문에 다시 ②방향으로 선회가 일어나게 되어 전체적으로 차량이 제동시 안정된 제동 방향을 유지할 수 있게 해주는 것이 된다.

그림 26에서는 선회시 스티어 검토와 제동 특성 검토시의 차바퀴 접지점에서의 하중 방향을 표시하고 있다.

4. 차량의 주행 시뮬레이션을 통한 설계 차량의 주행 안정성 검토

차량의 라이드와 핸들링특성을 고찰하기 위하여 기구학적 특성 및 컴플라이언스 특성 검토시 구성된 모델을 이용하여 싱글 및 더블 범프주행을 통하여 차량의 라이드 프리퀀시를 검토 하고 스텝 스티어와 레인 체인지 주행 해석을 실시한다. 이 해석시의 풀 비이클 모델의 개략도를 그림 27에 나타내었다.

4.1 스텝 스티어 거동

스텝 스티어 해석은 차량의 극한 상태에서의 미끄러짐 특성을 검토함으로써 핸들링의 안전측면을 고찰하게 된다. 입력은 차량이 정상상태를 유지하도록 1초간의 여유를 둔 후에 0.2초간 90°로 스티어링 휠을 회전시키며 차속은 24.6 m/sec로 유지한다. 이때 타이어 슬리브와 롤링저항은 고려하지 않는다.

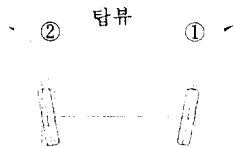


그림 25 브레이크시 스티어 변화

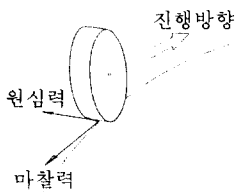


그림 26 선회시와 제동시의 하중방향

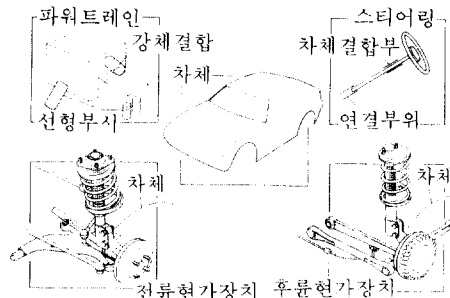


그림 27 풀 비이클 모델 개략도

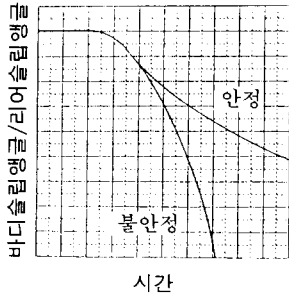


그림 28 바디슬립 앵글 대 리어슬립 앵글곡선

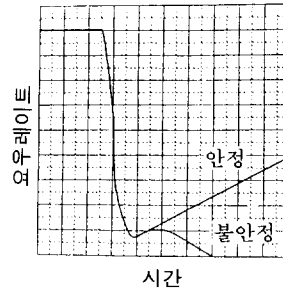


그림 29 요우 특성곡선

스텝스티어해석으로 얻어지는 결과로는 시간영역별 바디 롤각, 측방향 가속, 요우 레이트(Yaw Rate), 타이어 로드(Tire Load), 캠버각, 슬리브각 등이 있으며 그림 28과 그림 29에 전형적인 요우 특성 곡선을 나타내었다.

4.2 레인 체인지 거동

레인 체인지 해석은 차량의 핸들링 스텝

스티어해석을 통해 차량의 극한 상태의 특성을 검토한 후 댐퍼, 바운드 스토퍼, 롤 강성의 경향을 점검할 수 있는 중요한 수단이다.

레인 체인지는 50 mph의 초기 속도에서 ISO 테스트 규정(ISO Technical Report NO.TR3888)에 따른 코스로 구성된다.

그림 30부터 그림 36은 이 해석의 결과를 나타내고 있다. 그림 30은 레인 체인지해석의 결과를 스텝단계로 보여주고 있으며 시각

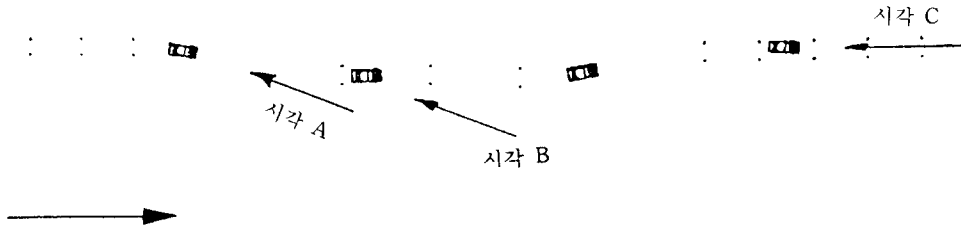
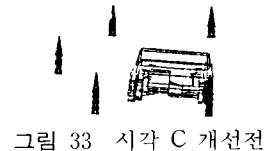
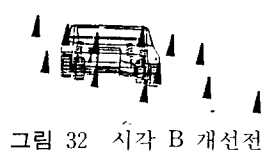
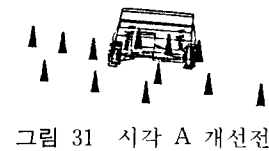


그림 30 레인 체인지 거동



A, 시각 B, 시각 C 등을 그림 31부터 그림 36에서 자세히 보여주고 있다.

5. 해석 결과와 실차 성능 상관성 검토 및 활용

지금까지 하드 포인트 설정시의 검증을 위한 기구학적 특성, 하드 포인트의 연결 조인트에 부시 특성을 가미시킨 컴플라이언스 특성, 차량 전체의 시뮬레이션을 통한 주행성 검토 등에 대하여 알아보았다. 이렇게 하여 얻어진 해석결과에 대하여 실차에서의 필링(Feeling) 및 정량 데이터 평가를 통하여 얻어진 데이터와 비교분석하여 사양 설정에 활용하게 된다.

실차 평가의 종류는 크게 전문 드라이버의 실차 주행 필링 평가가 주가 되는 서브젝티브(Subjective) 테스트와 차량의 정량 데이터를 평가하는 오브젝티브(Objective) 테스트의 두 가지로 구분된다.

서브젝티브 테스트는 일반 라이드 성능과 주차성능, 직진성능, 선회성능, 굴곡성능, 차선이행 성능, 악로 주행성 등을 평가하게 된다.

오브젝티브 테스트는 기본 제원 및 라이드와 핸들링 특성, 레인 체인지 등 제반 기타 성능을 측정하게 되는데 실제 해석 결과와의

상관성의 기본이 되는 테스트이다.

이런 테스트 결과와 해석 결과를 각 항목별로 비교하여 그 차이점을 세밀히 검토한 후 차량 설계시 중요한 데이터로 활용하게 된다.

실제 차량 개발에 있어서 위의 내용과 같이 각 항목별 해석 및 테스트를 실행하여 바람직한 방향으로의 설계가 이루어져야 하나 현재는 장비 및 일정상의 문제 등으로 만족스럽게 진행되지 못하는 현실이며 차후의 실천 과제로 남아 있다.

6. 맺음말

지금까지 자동차 현가장치에 대한 해석 및 실차 상관성 등에 대하여 기술하였던 것과 같이 실제 차량 개발시는 설계, 해석, 실험이 긴밀하게 협조되어야만 원하는 성능의 현가장치개발이 가능 하게 된다. 그림 37에 차량 개발시 설계, 해석, 실험의 업무 흐름을 간략하게 나타내었다.

이와 같이 현가장치 개발에는 정확한 데이터에 의한 해석과 실차 확인, 실차와 해석 결과를 반영한 사양결정으로 진행되며 해석 결과에 대한 실험결과의 비교로써 독자적인 설계 검증 기준을 마련해야 한다.