

# 현가 장치 개선을 위한 차량 동특성 해석에 관한 연구

이 인 학\*, 임 원 식\*

## A Study on the Analysis of Vehicle Dynamic Characteristics for the Improvement of Suspension System

I. H. Lee\*, W. S. Lim\*

### ABSTRACT

In this study, to improve the ride and handling characteristics of the vehicle whose hard points have been already fixed, a tuning method of load spring, damper and stabilizer bar is described. For the suspension system of vehicle, optimized design is necessary to satisfy the incompatible two dynamic characteristics which are the ride isolation property between unsprung mass and sprung mass to reduce the excitation from the road and the accurate cornering response property to specific steering inputs. To accomplish above aims, we may approach by experimental method, but it requires to sacrifice much time and cost. This paper, therefore, provides a process of suspension development to improve the ride and handling properties by using computer simulation with saving time and cost, and as results, compares the dynamic characteristics of the tuned vehicle with the base vehicle not tuned.

**Key Words:** Hard Point(기준점), Suspension(서스펜션), Ride and Handling(승차감 및 조정성), Ride Isolation(승차감 진동 절연)

### 1. 서 론

현가 장치의 역할은 차량을 지탱하고 불규칙 노면에서 들어오는 충격을 최소화시키면서, 이때 발생하는 진동이 인체에 불쾌감을 주지 않도록 하는 것이다. 또한 현가 장치는 핸들 조작시 운전자의 의도대로 정확하게 차량이 조향될 수 있도록 적절하게 견고해야 하며, 극한 상황의 조향에서도 운전자에게 불안감을 초래하거나 과도한 응답을 하지 않도록 부드러운 특성을 지녀야 한다<sup>(1),(2)</sup>.

이와 같이 현가 장치의 특성은 부드러움과 강함을 동시에 요구하므로 설계자는 차량 거동에 대한 해박한 지식과 경험으로 각종 설계 인자를 설정하여야 한다. 일반적으로 현가 장치의 이러한 특성은 현가 장치의 종류에 크게 의존적이다. 하지만 현가 장치의 종류는 차량의 실내 및 실외의 크기, 가격 등의 마케팅 전략 요소에 의해 개발 초기에 결정되므로, 결정된 종류의 현가 장치가 여러 가지 설계적인 제약 하에서 최적의 기구학적 성능을 구현할 수 있는 기준점(hard point)을 선정하는 것이 설계에 있어

\* 기아자동차 중앙기술연구소 연구부

서 중요한 일이다. 이러한 기준점 설정은 기구학적 민감도 해석을 통한 최적화 프로그램에 의해 수행된다.

차량의 선회시의 선행성 및 안정성과 직진 안정성 등은 주로 현가 장치의 기구학적 특성에 의해 결정되지만, 선회 특성 중 대표적인 인자인 언더 스티어(understeer) 및 롤(roll) 특성, 고속 주행 안정성, 승차감 및 노면 충격에 의한 충격량, 급제동시의 차량의 피치(pitch) 특성은 기구학적 특성뿐만 아니라 차량 동력학적 특성에 의해 크게 좌우되며, 그 성능 판단 기준 또한 절대적인 것이 아니라 운전자에 의하여 평가된다<sup>(3)(4)(5)</sup>.

현가 장치의 종류가 결정되고 기준점이 설정되고 나면 다시 기준점을 변경하기는 매우 어려우므로 개발 초기에 세심한 주의가 요구된다. 그리고 그 다음 단계로써, 주어진 현가 장치 종류와 기준점 하에서 최대한의 차량 안정성 및 승차감을 위해서 고려되어야 할 부분이 스프링, 댐퍼 안정기(stabilizer), 고무 부상(rubber bushing) 및 범프 스톱(bump stop)이다. 아무리 현가 장치 종류와 기준점을 잘 설정하더라도 이와 같은 동력학적 요소를 잘못 설정한다면 이전의 노력은 쓸모 없는 것으로 될 것이다 특히 하시니스(harshness)를 줄이고 강도상의 파괴를 막는 부싱은 승차감 및 조안성 뿐만 아니라 제동 장치와 맞물려 현가 장치의 진동과 밀접한 연관이 있으므로 강성 설정에 세심한 주의가 요구된다<sup>(6)</sup>.

동력학적 해석은 기구학적 평가와는 달리 다양한 데이터를 필요로 하며 그 정확성에 의해 해의 신뢰성이 크게 좌우되기 때문에 주로 실험적인 방법을 통한 주관적 판단

에 의해 그 성능이 평가되고 있다. 또한 최적 성능을 위한 설계 파라미터들의 결정도 해석상의 신뢰성 때문에 주로 실험적 방법에 의한 반복적 시행착오를 거쳐 그 값들이 설정되어 왔다. 이러한 실험적인 방법은 경우의 수가 너무 많으므로 차량 최적 설계에 많은 시간과 비용을 수반하게 되고 결국 차량의 개발비 상승의 요인이 된다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 실험을 통해 검증된 차량의 정확한 컴퓨터 모델링 및 시뮬레이션을 통한 평가와 평가가 운전자의 주관적 평가가 일치할 수 있는 해석·실험 간의 연관 관계를 정립해야 한다.

본 논문에서는 개발비용 및 개발 기간 단축을 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 차량의 승차감 및 조정 특성을 개선할 수 있는 방법을 모색하였다.

## 2. 차량 모델링

본 논문에서는 해석적 방법으로 ADAMS를 이용하였는데 Fig.1은 차량의 ADAMS 모델을 나타내고 있다. 서스펜션 측정 장비(suspension measurement device, SPMD)를 이용하여 실차의 기준점 및 기구학적 운동, 그리고 콤플라이언스(compliance) 특성을 측정하여 ADAMS 모델과 비교·검증하였다.

전체적인 모델의 자유도를 줄이고 해석의 정확성과 시뮬레이션 시간을 줄이기 위하여 경험상 해석 목적에 거의 영향을 끼치는 않는 부분은 단순화하였다. 본 해석에 사용된 모델의 자유도는 99이다. 본 연구에서는 서스펜션

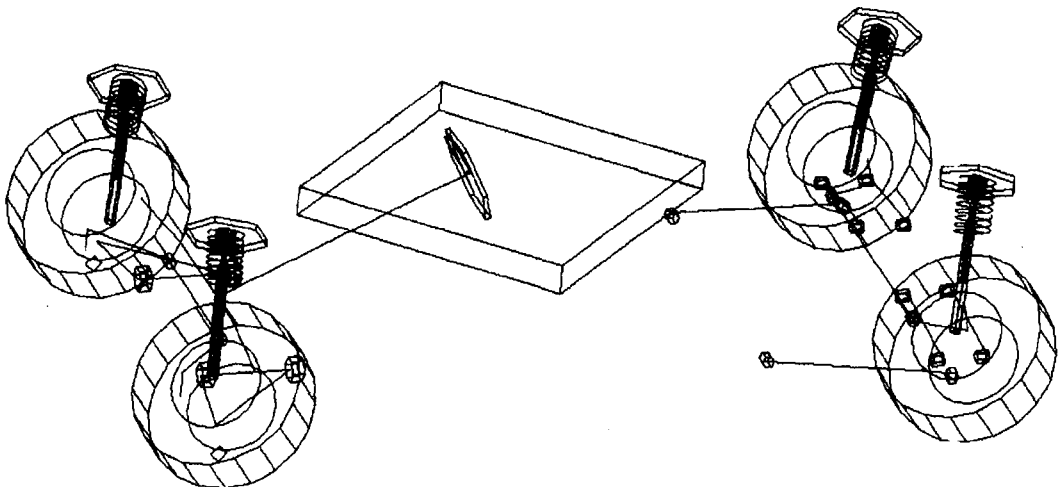


Fig. 1 ADAMS model of a vehicle

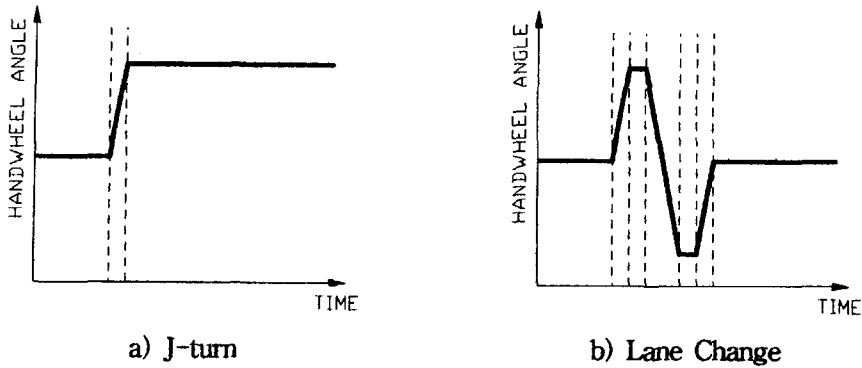


Fig. 2 Handwheel inputs

각 부분을 다음과 같이 모델링하였다.

- ▶ 스프링 바디(sprung body) : 단일 강체로 모델링하고 실험 측정된 무게 중심과, 유사 차종의 관성값을 근사치로 사용하였다.
- ▶ 언스프링 바디(unsprung body) : 본 해석의 주파수 대역에서 크게 벗어나는 고유진동수를 가진 모든 단품은 강체로 모델링하였으며, 강체의 무게 중심 및 관성은 CAD 모델링을 통해 측정하였다.
- ▶ 타이어 : ADAMS/Tire를 사용하였으며, 선회 성능 해석에서는 점 접촉(point follower method) 타이어 모델을, 승차감 해석에서는 분포 접촉(equivalent plane method) 타이어 모델을 이용하였다. 비선형 타이어 데이터는 용역사에서는 이용한 값을 이용하였다.
- ▶ 스프링 및 댐퍼 : 선형 스프링을 사용하였으며, 실험을 통해 측정된 비선형 점성 댐핑 모델을 사용하였다.
- ▶ 안정기(stabilizer) : 빔(beam)으로 모델링할 경우 전체적인 자유도가 증가하고, 정확성 및 시뮬레이션 속도가 저하되므로, FEM 해석을 이용하여 강성을 구하고, 이 값을 이용하여 모델링을 단순화하였다.
- ▶ 고무 부싱 : 선형 데이터를 사용하였으며, 해석 과정에서 선형 영역을 넘어서는 부분에 한하여 실험측정

한 비선형 데이터를 사용하였다.

### 3. 해석모드

#### 3.1 선회 성능 해석을 위한 모드

정상상태 및 과도 선회 해석을 통하여 언더 스티어, 롤, 요(yaw), 횡 방향 슬립 및 하중 이동 특성을 고찰한다. 주된 해석 모드는 다음과 같다. (Fig.2 참고)

- ▶ 정상 상태 선회 성능 : 일정 반경의 원을 저속에서 시작하여 서서히 속도를 올리면서 선회한다. 일정 반경의 원을 선회하기 위하여 핸들의 조타와 차량속도 제어를 위하여 PID 제어를 사용한다.
- ▶ J-turn : 직진 주행 중 계단과 입력 형태의 핸들 조작.
- ▶ 차선 이행 : 다양한 속도에서의 차선 변경을 통한 차량 특성 분석.

#### 3.2 승차감 성능 해석을 위한 모드

불규칙 노면, 사인파형 노면, 둔턱 및 급 제동 시뮬레이션을 수행하여 차량의 피치 및 바운스 특성을 평가한다. 주로 모드로는 다음과 같다.

- ▶ 범프 통과 : 싱글 범프(single bump) 및 더블 범프(double bump)

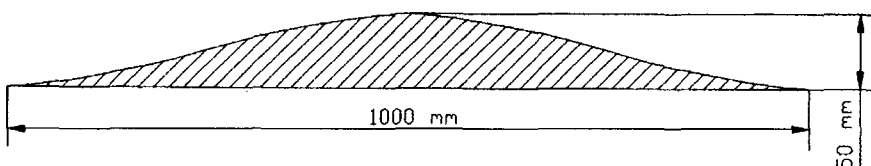


Fig. 3 Schematic view of the bump

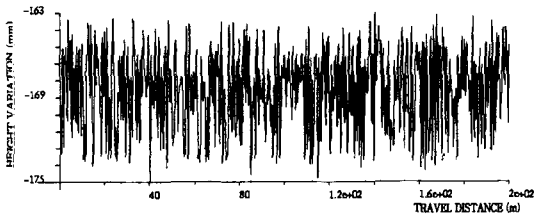


Fig. 4. Random road data used for analysis

- ▶ 사인파형 노면(sinusoidal wave road) : 바운스(bounce) 또는 피치(pitch) 특성을 평가하기 위하여 도로의 파장(wave length)을 축거(wheelbase)의 길이만큼 또는 축거의 두 배로 설정하여 차량을 주행하는 모드로서 거리  $x$ 에 대한 도로의 높이  $H(x)$ 는 다음과 같다.

$$H(x) = h_0 + a_0 \sin\left(\frac{2\pi x}{\text{wheel base}} + p_0\right) \quad (1)$$

- ▶ 불규칙 노면 : 차량의 주파수 응답 특성을 보기 위하여 불규칙 노면 위에서 차량을 주행시킨다. 본 논문에서는 200m 구간에 기준 높이에서 최대 진폭  $\pm 5$ mm 인 512개의 불규칙 데이터를 생성하고, 스플라인 함수를 이용하여 생성된 데이터 점들 간에 3개의 점들을 추가 생성하여 만든 불규칙 노면 데이터를 사용하였다.
- ▶ 브레이킹 : 차량의 다이브(dive) 특성을 보기 위하여 0.85g의 감속도 시뮬레이션 수행하였다.

#### 4. 성능 파라미터의 조정

기준점(hard point)이 설정된 차량에서 스프링, 댐퍼, 언정기, 부싱 및 범프 스톱을 조정하여 변경할 수 있는 파라미터는 공진 주파수(resonant frequency), 언더스티어 그래디언트(understeer gradient), 롤 게인(roll gain), 요 레이트(yaw rate), 충격 특성 및 피치(pitch) 특성 등으로, 일반적인 차량의 조종 안정성 및 승차감 전반에 걸쳐 조정(tuning)이 가능하다. 하지만 각각의 파라미터들이 상호 독립적이지 아니라 서로 밀접한 연관성을 지니고 있으므로 이들 파라미터들 간의 적절한 조화가 이루어져야 한다.

본 해석에서는 위 항목들에 대한 과거 동급 차량들에

대한 주관적 평가(subjective test 또는 feeling test) 결과들과 객관적 평가(objective test) 결과들 및 해석 결과들을 정리하고, 이들 결과와 함께 차량의 등급과 목표 판매 시장 및 대상 고객의 취향 등을 고려하여 육성 차량의 성능 목표를 설정하였다. 각 해석 항목별 성능 목표는 다음과 같다.

- ▶ 공진 주파수(resonant frequency) : 상하 및 전후 공진 주파수를 가능한 낮추는 것이 승차감에는 유리하다. 하지만 차량 중량, 승원 조건 및 차 자세에 의해 제한되므로 1~1.5 Hz 부근으로 설정한다. 플랫폼(ride) 특성을 위하여 후륜 축의 공진 주파수가 전륜의 1.1~1.3배가 되도록 설정하고, 차량의 축거에 따라 구체적으로 결정한다.
- ▶ 언더스티어 그래디언트(understeer gradient) 및 전후 롤 강성 배분율 : 언더스티어 특성은 차량의 선회 횡 가속도에 대하여 비선형적인 특성을 가진다. 가능한 한 선형적인 양상을 지니도록 설정하며, 0.3 g 미만에서는 뉴트럴스티어(neutral steer) 특성을 0.3 g 이상에서는 대략 1.0~5.0 deg/g의 언더스티어 특성을 지니도록 전후 롤 강성을 설정한다. 이 때 지나친 롤 강성으로 인하여 승차감 저하가 없도록 주의한다.
- ▶ 롤 게인(roll gain) 및 요 안정성(yaw stability) : 승용차 기준이므로 롤 게인을 4~6 deg/g로 설정하고 요 댐핑 및 주파수를 타 차종의 주관적 평가 결과와 비교 검토하여 동등 수준 이상으로 설정한다.
- ▶ 충격 및 피칭 : 서스펜션 종류나 기준점을 변경하지 않고는 이 두 항목을 동시에 만족시킬 수 없으나, 피칭 특성의 한계선을 결정하고 충격을 줄일 수 있도록 댐핑력 및 범프 스톱의 위치 및 길이를 설정한다. 댐핑력 변화에 따른 언스프링 질량(unsprung mass)의 운동 변화는 고속에서의 차량 안정성에 큰 영향을 끼치므로 주의를 요한다.
- ▶ 횡방향 슬립각 및 전후 하중 이동비 : 선회시 운전자로 하여금 불안감을 초래시키는 횡방향 슬립은 언더스티어 특성과 맞물려 있다. 무리하게 언더스티어를 줄이면 횡방향 슬립이 커지며, 후륜 축에서 많은 하중 이동을 야기시키므로 주의를 요한다.

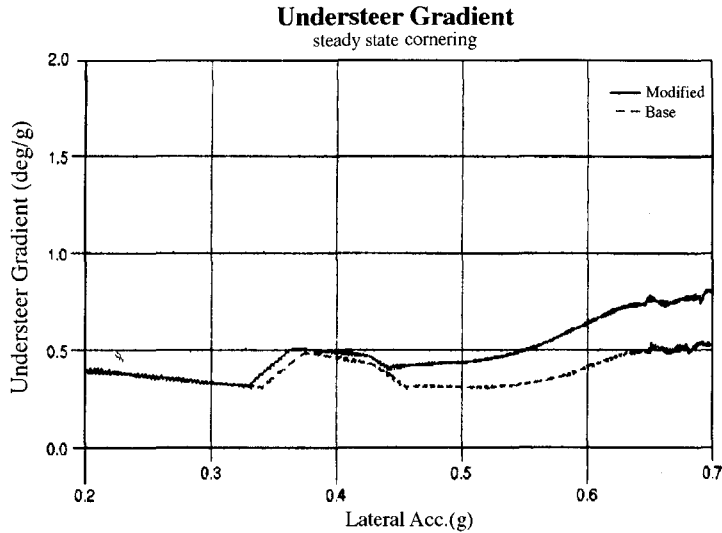


Fig. 5 Simulation results (lateral acceleration)

## 5. 시뮬레이션 해석 결과

본 해석에서는 이전 차량들에 대한 주관적 평가 및 객관적 평가 결과를 참조로 개발 차량의 성능 목표치를 정하고, 다양한 주행 모드에 대한 ADAMS 시뮬레이션을 수행하여 서스펜션 인자들의 값을 설정하였다. 승객 중량은 4인을 기준으로 하였으며 1인당 중량을 65 kg으로 고려하였다. 기본 차량의 성능 파라미터를 조정하여 나온 결과들은 다음과 같다.

Fig.5는 횡 방향의 가속도에 따른 언더 스티어 그래디언트를 나타낸 것이다. Fig.5에서 0.4g 부근의 언더 스티어 그래디언트 값이 다소 이상한 양상을 보이고 있다. 이는 차량 모델링의 문제가 아닌 비선형 타이어 데이터의 부정확성에 기인한 국소적인 오차로서 큰 문제가 되지 않는다. 차량 선회시 언더 스티어 경향이 크면 운전자는 조향각을 더욱 크게 주어야 하므로 좋은 특성이라 볼 수 없다. 그러나 언더 스티어 특성의 감소는 횡 방향 슬립의 증가 및 외란에 의한 안정성을 떨어뜨리며, 후륜 축 중량의 증가는 오버 스티어 경향을 띠게 하므로 어느 정도의 언더 스티어 그래디언트 값이 요구된다. 해석 결과, 기본 차량의 언더 스티어 특성이 경쟁차에 비해 다소 약한 것으로 나타났다. 본 연구에서는 횡 방향 슬립 량을 줄이고 외란에 대한 안정성 향상을 위하여 언더 스티어 그래디언트 값을 크게 하는 방향으로 설계 파라미터들을 조정하였다.

Fig.6은 차량의 롤 특성을 나타내고 있다. 일반적으로

롤 각도가 작으면 조종성은 향상되나 승차감은 저하되는 경향이 있다. 본 연구의 기본 차량은 승차감 면에서 고려할 때 롤 각도가 작은 것으로 판단되어 롤 각도를 증가시키는 방향으로 설계 파라미터들을 조정하였다.

Fig.7, Fig.8은 60 km/h에서 0.2초 동안 90° 조향 (1.2 Hz 조향 주파수)하는 J-turn을 해석한 결과를 나타내고 있다. 기본 차량의 해석 결과에서 횡 방향 슬립 각은 1.6°, 요 레이트(yaw rate)는 22.4°/sec로 나타나고 있다. 이러한 값을 통해 기본 차량의 횡 방향 슬립 각이 매우 크며, 차량의 응답성이 매우 빠름을 알 수 있다. 전륜 구동 차에서 이렇게 높은 요 레이트와 큰 횡 방향 슬립 각도는 차량의 후륜에서 많은 슬립을 일으켜 일반 운전자에게 불안감을 초래하므로 좋은 현상이 아니다. 개발 차량은 이러한 기본 차량의 특성을 개선시키는 방향으로 설계 조정되었다.

Fig.5~Fig.8의 주요 결과를 정리하면 Table 1과 같다.

Table 2는 40 km/h의 속도로 범프를 통과할 때의 차량 거동을 해석한 결과를 나타내고 있다. Table 2에서 첫 번째 피크는 전륜 휠이, 두 번째 피크는 후륜 휠이 범프를 통과할 때 발생한 상하 방향의 가속도를 나타내고 있다. 결과로부터 기본 차량은 축 부하량(axle load)이 적은 후륜 축의 상하 가속도 및 전달력이 크게 나타났다. 해석을 통하여 개발 차량에서는 이러한 특성을 감소시켰다.

Table 3 과 Fig.9, Table 4는 브레이크 작동시의 피칭 각가속도와 사인파형 노면 상에서의 차량의 상하 방향의

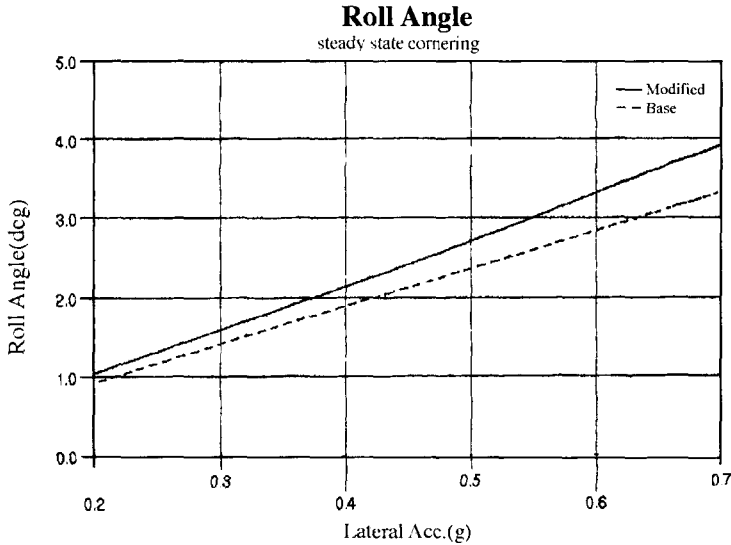


Fig. 6 Simulation results (roll angle)

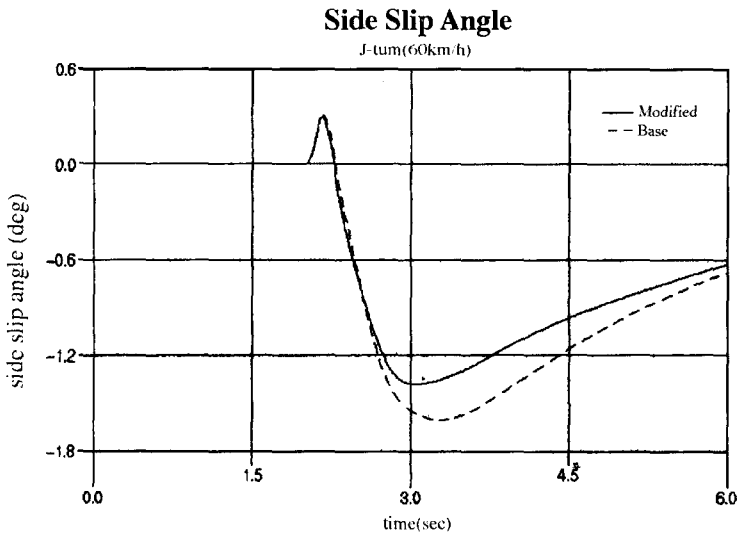


Fig. 7 Simulation results (side slip angle)

기속도를 해석한 결과를 나타내고 있다. 서스펜션 계를 전반적으로 부드럽게 하고 앞뒤 균형을 맞춘 결과, Table 2 Table 3, Table 4의 결과에서 보이듯이, 제동시의 피칭 특성은 조금 나빠졌고, 둔턱 통과 시나 파상로(wave road)에서의 피칭 특성은 비슷하나 상하 방향의 진동 특성은 개선되었다.

Fig.10과 Table 5는 60 km/h의 속도로 불규칙 노면을 주행할 때의 PSD(power spectral density)를 보이

고 있다. Table 5의 결과에서 알 수 있듯이 불규칙 노면 주행시 두 번째 라이드 성능 및 제동시의 차량 피칭 특성에서 개발 차량이 10% 정도 저하된 특성을 보였다. Fig.10의 첫번째 라이드의 PSD에서는 1Hz부근에서 개발 차량이 약간의 약점을 보이고 있으나 다른 주파수 영역에서는 뛰어난 결과를 얻었다.

이상의 해석 결과를 바탕으로 성능 조정된 개발 차량은, 현재 국내 도로의 노면 상태가 좋지 않은 실정에서도

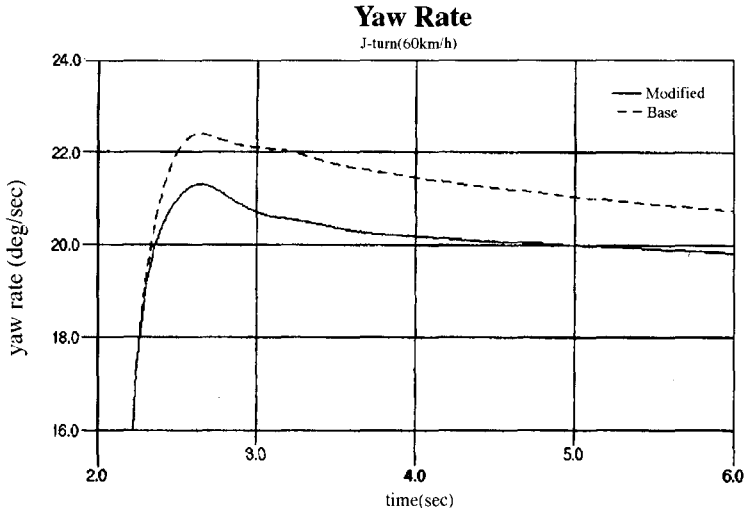


Fig. 8 Simulation results (yaw rate)

Table 1. Handling simulation result

ITEM	BASE MODEL	MODIFIED MODEL	COMMENT
UNDERSTEER GRADIENT	0.3 deg/g	0.45 deg/g	0.5 g steady state cornering (Fig.5)
ROLL GAIN	4.8 deg/g	5.4 deg/g	0.5 g steady state cornering (Fig.6)
SIDE SLIP ANGLE	1.6 deg	1.35 deg	60 km/h J-turn (Fig.7)
YAW RATE	22.4 deg/s	21.3 deg/s	60 km/h J-turn (Fig.8)

Table 2. Bump simulation result (when passing 50mm bump with the velocity of 40km/h)

ITEM	BASE MODEL	MODIFIED MODEL	COMMENT	
SINGLE BUMP	1st. peak	1600 mm/s <sup>2</sup>	1200 mm/s <sup>2</sup>	vertical acceleration at c.g. point
	2nd. peak	1800 mm/s <sup>2</sup>	1150 mm/s <sup>2</sup>	
DOUBLE BUMP	front	5263 N	4574 N	force at the sus. tower
	rear	4990 N	4043 N	

전반적으로 부드럽고 정확한 핸들링이 가능한 차량이라고 평가될 수 있다.

## 6. 결론

본 논문에서는 승차감 향상 및 조향 입력에 대한 안정적이며 정확한 선회 특성이라는 두 가지 동특성을 만족시키는 설계 사항들을 결정하기 위하여 실험적 방법이 아닌 해석적 방법으로 접근하였다. 정확한 차량 모델링을 위하

여 서스펜션 측정장비를 활용하였으며 실차 실험 모드와 유사한 해석 모드를 적용하였다. 공진 주파수, 언더 스티어 그래디언트, 전후 롤 강성, 롤 계인, 요 안정성, 입력 충격에 대한 거동 및 피칭, 횡 방향 슬립 각도 및 전후 하중 이동비 등을 변수로 가정하여 반복적인 해석 방법을 통하여 그 적정치를 결정하였다. 결과로써 기본 차량과 해석을 통하여 성능 조정된 차량의 동특성을 비교하여 대부분의 성능 파라미터의 특성이 향상된 것을 알 수 있었다. 이러한 해석 결과를 실차에 적용하여 실험에 소요되

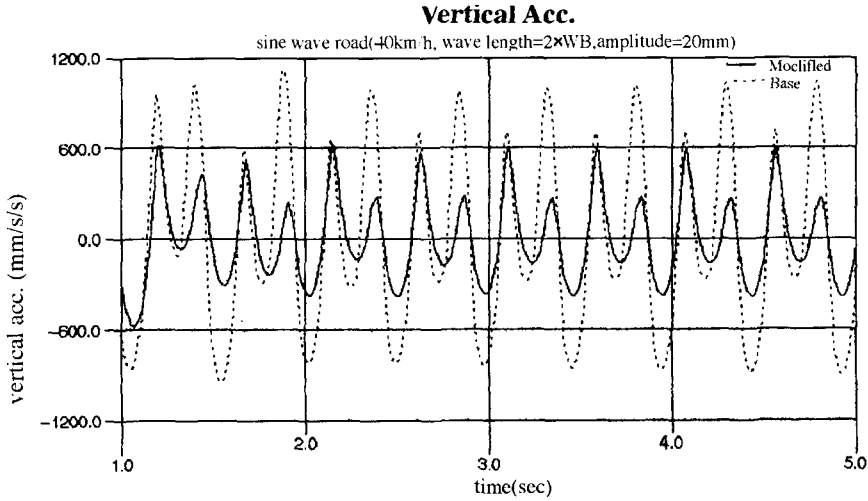


Fig. 9 Simulation result (bounce acceleration on the wave length of double wheel base)

Table 3 Braking simulation result (pitch motion)

ITEM	BASE MODEL	MODIFIED MODEL	COMMENT
BRAKING DECELERATION	45 deg/s <sup>2</sup>	50 deg/s <sup>2</sup>	0.85 g deceleration at the speed 80 km/h

Table 4 Driving simulation on the sine wave road

WAVE LENGTH		BASE MODEL	MODIFIED MODEL	COMMENT
WHEEL BASE × 1	vertical acc.	3100 mm/s <sup>2</sup>	2300 mm/s <sup>2</sup>	peak acceleration at the c.g point when speed is 40 km/h
	fore-aft acc.	710 mm/s <sup>2</sup>	720 mm/s <sup>2</sup>	
WHEEL BASE × 2	vertical acc.	1100 mm/s <sup>2</sup>	600 mm/s <sup>2</sup>	
	fore-aft	260 mm/s <sup>2</sup>	225 mm/s <sup>2</sup>	

Table 5 PSD peak value when driving on the random road with 60 km/h speed

ITEM		BASE MODEL	MODIFIED MODEL	COMMENT
PRIMARY RIDE	1Hz 부근	2.4e+6	2.6e+6	(mm/sec <sup>2</sup> )/Hz, at c.g point
	8Hz 부근	9.8e+6	4.6e+6	(mm/sec <sup>2</sup> )/Hz, at c.g point
	13Hz 부근	8.0e+6	5.5e+6	(mm/sec <sup>2</sup> )/Hz, at c.g point
SECONDARY RIDE	5~20 Hz	1.27e+9	1.44e+9	(mm/sec <sup>2</sup> )/Hz, at wheel center

된 시행 착오의 기간과 비용을 절감할 수 있었다.

5. 결론으로 연구과제는 단순히 이전 차량의 평가에 의존하  
 지 이상 차량의 목표치를 설정하는 것이 아니라, 주관적

평가 및 객관적 평가 결과와의 정확한 연관성을 파악하여  
 최상의 설계 목표를 설정하고 이를 달성하는 최적화 루틴  
 을 개발하는 것이다.



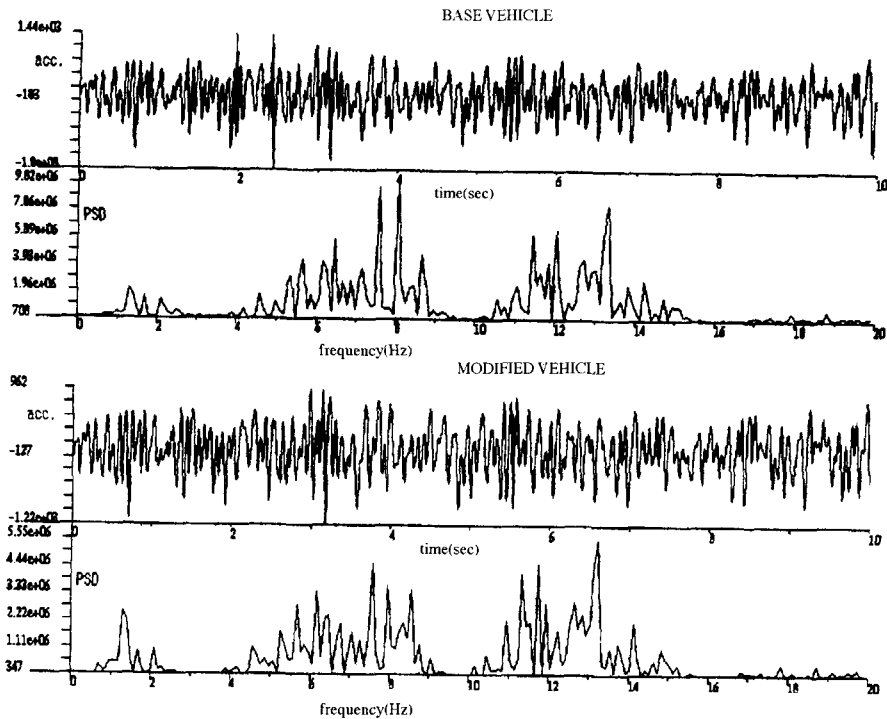


Fig. 10 Acceleration and PSD(power spectral density) value when driving on the random road with 60 km/h speed

### 참고 문헌

1. Leonard Segel, "Research in the fundamentals of automobile control and stability", SAE national summer meeting, June, 1956.
2. R. T. Bundort, R. L. Leffert, "The cornering compliance concept for description of vehicle directional control properties", SAE Paper 760713, 1976.
3. Pinhas Barak, "Magic numbers in design of suspensions for passenger cars", SAE Paper 911921, 1991.
4. Hideki Sakai, Yukiharu Satoh, "The impact of roll center height on vehicle dynamic behavior", JSAE Review 15, 1994.
5. Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Published by SAE, 1992.
6. H. G. Engel, V. Hassiotis, R. Ticmann, "System approach to brake judder", SAE Paper 94501.