

# 현가장치의 유연성과 차체의 탄성효과가 조종안정성에 미치는 영향 분석

강 동 권\*, 유 완 석\*\*

## Effects of Suspension Compliance and Chassis Flexibility in Handling Performance

Dong-Kwon Kang\*, Wan-Suk Yoo\*\*

### ABSTRACT

In this study, handling simulation of a passenger car is carried out to see the effects of suspension compliance, roll stabilizer bar and chassis flexibility. The front suspension of the car is a MacPherson strut type and the rear suspension is a multi-link type. The following five DADS models are constructed and compared to verify the effects of suspension compliance and chassis flexibility during lane change. (1) Vehicle model without hard point compliance and stabilizer, (2) Vehicle model with hard point compliance, (3) Vehicle model with hard point compliance and stabilizer, (4) Vehicle model with hard point compliance, stabilizer, and one vibration mode of the chassis, (5) Vehicle model with hard point compliance, stabilizer, and three vibration modes of the chassis.

The result shows that hard point compliance and stabilizer are significant in roll angle, and the flexibility of the chassis affects the yaw angle and yaw rate.

**Key Words :** Suspension System(현가장치), Handling Performance(조종안정성), Compliance(유연성 효과), Multibody Dynamics(다물체 동역학), Flexible Body(탄성물체), Vibration Mode(진동모드)

### 1. 서 론

불규칙한 노면으로부터 들어오는 충격은 타이어에서 일차로 걸러진다. 타이어를 통과한 진동은 현가장치를 통하여 차체와 승객으로 전달되므로 현가장치는 차량의 성능과 직접적인 연관이 있다. 차량의 현가장치가 차량의 성능에 미치는 영향을 평가하는 대표적인 요소로는 조종안

정성과 승차감을 들 수 있다. 설계된 현가장치를 차량에 장착하여 이러한 성능을 평가할 수도 있으나, 시간과 비용이 많이 들어 비경제적이다. 따라서, 차량의 설계단계에서 나오는 자료를 이용하여 컴퓨터 모델을 만든 뒤 시뮬레이션을 통하여 조종안정성과 승차감을 평가하는 방법이 많이 사용되고 있다.

현가장치의 형태와 구조의 기구학적 설계점(hard

\* 부산대학교 기계기술연구소, 정회원  
 \*\* 부산대학교 기계공학부, 종신회원

point)에 의하여 결정되는 현가장치의 특성은 설계자의 경험, 직관, 및 최적설계 기법에 의하여 결정된다. 그리고 현가장치의 유연성 효과는 부싱(bushing)과 스프링(spring) 등의 강성 등에 의하여 결정된다.

현가장치의 기구학적 특성에 관한 연구는 다물체동역학 해석기법<sup>(1,2)</sup>과 최적설계기법을 이용하여 활발히 진행되고 있다.<sup>(3,4,5)</sup> 그러나, 유연성 효과를 고려하면 컴퓨터 시뮬레이션 시간이 상당히 길어지기 때문에, 현가 장치의 유연성 효과에 관한 연구는 많지 않다. 최근 컴퓨터 하드웨어(hardware) 및 다물체동역학 해석 소프트웨어(software)<sup>(6,7)</sup>의 발전과 더불어 차량의 컴퓨터 모델링에서도 현가장치의 유연성과 스테빌라이저를 고려해 가는 추세이다.<sup>(8,9,10)</sup>

본 연구에서는 컴퓨터 모델링에서 현가장치와 차체의 연결점에 부싱의 장착 및 스테빌라이저의 고려 여부에 따른 차량의 거동을 조종안정성 측면에서 분석하며, 승차감 해석에 있어서 고려되어야 하는 것으로 알려진 차체의 탄성효과<sup>(11)</sup>가 조종안정성에 미치는 영향도 분석하고자 한다.

## 2. 차량 모델

차량의 좌표계는 Fig. 1과 같이 차량의 진행방향을 음의 X축으로 정의 하였으며, 차량의 수직방향을 양의 Z축으로 정의 하였다. 해석하고자 하는 차량의 전륜 현가장치는 맥퍼슨 스트럿형식(MacPherson strut type)이며, 후륜 현가장치는 멀티링크 형식(multi-link type)이다. 현가장치 설계점의 유연성, 스테빌라이저, 그리고 차체탄성효과의 고려 여부에 따라 Table 1과 같이 컴퓨터 시뮬레이션을 위해 다섯가지 경우로 차량을 모델링하였다.

Table 1 Classification of Vehicle Model

Case	Model	Compliance of Hard Point	Roll Stabilizer Bar	Flexibility of Chassis	D.O.F	Note
Case 1		X	X	X	38	
Case 2		O	X	X	90	
Case 3		O	O	X	110	
Case 4		O	O	O	111	1 Mode
Case 5		O	O	O	113	3 Mode

Fig. 2의 차량모델은 차량의 성능을 해석하기 위한 차량의 Full Model로 차체, 엔진, 맥퍼슨 스트럿 형식의

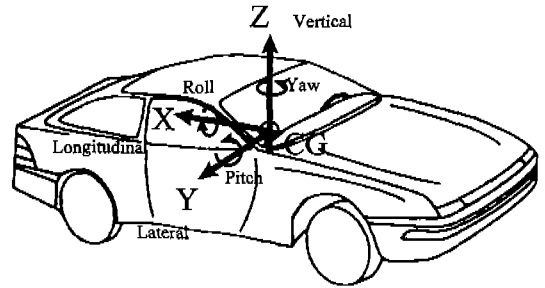
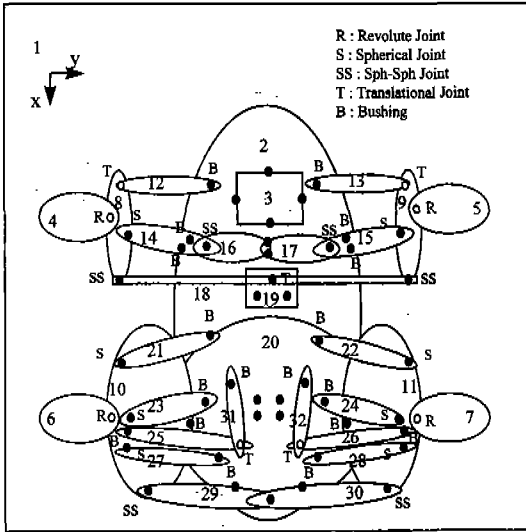


Fig. 1 Vehicle Axis System

전륜현가장치, 멀티링크 형식의 후륜현가장치, 전후의 롤 스테빌라이저 바 및 조향장치등 전체 32개의 물체로 구성되어 있으며, 1개의 고정물체, 4개의 회전조인트, 8개의 구면조인트, 5개의 직진조인트, 6개의 구면-구면조인트와 1개의 구동구속조건이 있어 전체 시스템의 자유도는 Table 2에 나타난 바와 같이 110이다. 그리고 이 모델에 사용된 힘 요소로는 29개의 부싱과 12개의 병진 스프링-댐퍼-액추에이터(translational spring-damper-actuator) 및 4개의 타이어 요소를 사용하였다.

Case 1의 차량 모델은 Fig. 2의 Full Car 차량 모델에서 차량 현가장치와 차량부품을 연결하는 연결점의 유연성과 롤 스테빌라이저 바의 효과를 고려하지 않은 모델로서 28개의 물체로 구성되어 있으며 시스템의 자유도는 38이다. 이 차량 모델은 Fig. 2의 Full Car 모델과 비교할 때 롤 스테빌라이저 바의 효과를 고려하지 않은 모델이므로 전후쪽의 롤 스테빌라이저를 나타내기 위한 4개의 물체 Stabilizer Bar(FL,FR,RL,RR)와 전륜쪽의 좌우 각각 롤 스테빌라이저 바와 로암 사이를 연결하는 구면-구면조인트 그리고 후륜쪽의 좌우 각각 롤 스테빌라이저 바와 스펀들 사이를 연결하는 구면-구면조인트가 없으며, 전륜쪽의 롤 스테빌라이저를 고정시키는 2개의 부싱과 후륜쪽의 롤 스테빌라이저를 고정시키는 3개의 부싱이 없는 모델이다. 또 Case 1의 차량 모델은 Fig. 2의 Full Car 차량 모델과 비교할 때 차량 현가장치와 차량 부품의 연결점에서의 유연성도 고려되지 않은 모델이므로 Full Car 차량 모델에서 전륜쪽의 좌우 각각 로암과 차체를 연결하는 2개의 부싱을 1개의 회전조인트로 대체하였다. 그리고 전륜현가장치에서 좌우의 피스톤 로드와 차체를 연결하는 부싱을 구면조인트로 대체하였으며, 후륜현가장치에서는 좌우 각각 B로 표시한 6곳의 부싱을 구면조인트로 대체하여 현가장치 설계점에서의 유연성을



- |                 |                           |                           |
|-----------------|---------------------------|---------------------------|
| 1. Ground       | 12. Piston Rod(FL)        | 23. Upper Control Arm(RL) |
| 2. Main Frame   | 13. Piston Rod(FR)        | 24. Upper Control Arm(RR) |
| 3. Engine       | 14. Lower Control Arm(FL) | 25. Shock Absorber(RL)    |
| 4. Wheel(FL)    | 15. Lower Control Arm(FR) | 26. Shock Absorber(RR)    |
| 5. Wheel(FR)    | 16. Stabilizer Bar(FL)    | 27. Lower Control Arm(RL) |
| 6. Wheel(RL)    | 17. Stabilizer Bar(FR)    | 28. Lower Control Arm(RR) |
| 7. Wheel(RR)    | 18. Steering Link         | 29. Stabilizer Bar(RL)    |
| 8. Knuckle(FL)  | 19. Steering Gear Box     | 30. Stabilizer Bar(RR)    |
| 9. Knuckle(FR)  | 20. Sub Frame             | 31. Piston Rod(RL)        |
| 10. Spindle(RL) | 21. Assist Link(RL)       | 32. Piston Rod(RR)        |
| 11. Spindle(RR) | 22. Assist Link(RR)       |                           |

FL : Front Left FR : Front Right RL : Rear Left RR : Rear Right

Fig. 2 Vehicle Model for Multibody Dynamics

제거하였다.

Case 2의 차량 모델은 Fig. 2의 Full Car 차량 모델에서 차량 현가장치와 차량부품의 연결점의 유연성은 고려하고 롤 스태빌라이저 바의 효과만을 고려하지 않은 모델로 28개의 물체로 구성되어 있으며 시스템의 자유도는 90이다. 이 모델은 Full Car 모델에서 롤 스태빌라이저 바의 효과만을 제거하기 위하여, Case 1의 차량 모델에서와 같이 롤 스태빌라이저 바의 효과를 나타내는 4개의 물체와 4개의 구면-구면조인트 그리고 5개의 부싱을 제거한 모델이다.

Case 3의 차량 모델은 Fig. 2의 Full Car 차량 모델과 같이 차량 현가장치와 차량부품의 연결점의 유연성 및 롤 스태빌라이저 바의 효과를 고려한 모델로 32개의 물체로 구성되어 있으며 시스템의 자유도는 110이다.

Case 4의 차량 모델은 Case 3의 차량 모델에서 차체를 Fig. 3와 같이 탄성체로 가정하여, 탄성변형을 표시하기

Table 2 D.O.F. in the Vehicle Model of Case 3

Total Number of Body		32 × 6 = 192 D.O.F
Constraint	1 Ground	× 6 Constraints = -6 D.O.F
	4 Revolute Joints	× 5 Constraints = -20 D.O.F
	8 Spherical Joints	× 3 Constraints = -24 D.O.F
	5 Translational Joints	× 5 Constraints = -25 D.O.F
	6 Sph-Sph Joints	× 1 Constraints = -6 D.O.F
	1 Driving Constraint	× 1 Constraints = -1 D.O.F
D.O.F. of System		110 D.O.F

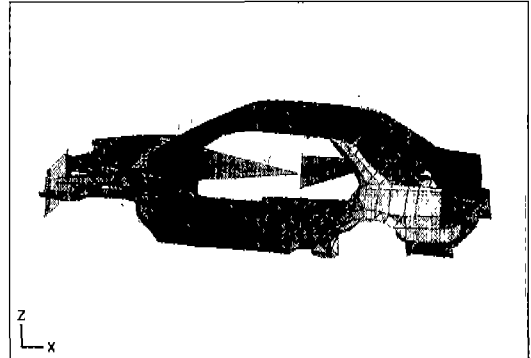


Fig. 3 Finite Element Model of the Chassis

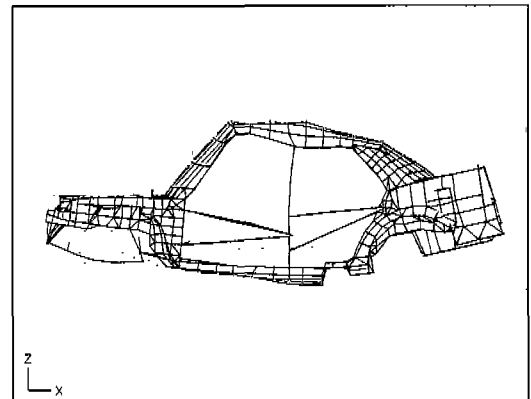


Fig. 4 Bending Mode about Y Axis of the Chassis (27.40Hz)

위해서 승차감 해석에 필요한 진동모드로 알려진 Fig. 4와 같은 차체의 Y축 주위의 굽힘모드(bending mode)를 사용한 모델이며, 자유도는 Case 3의 자유도에서 모드좌표 1개가 추가되어 111이 된다.

Case 5의 차량 모델에서는 차체의 탄성변형을 나타내기 위하여 Fig. 4와 같은 차체의 Y축 주위의 굽힘모드, Fig. 5와 같은 Z축 주위의 굽힘모드와 Fig. 6과 같은 X

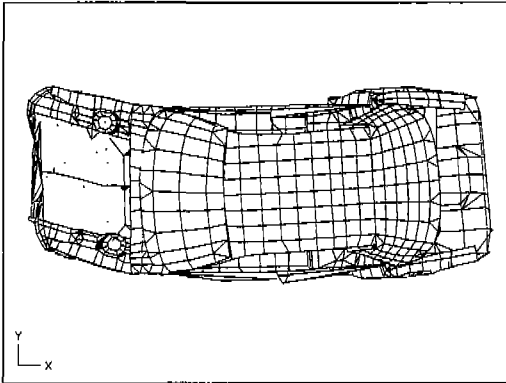


Fig. 5 Bending Mode about Z Axis of the Chassis (29.94 Hz)

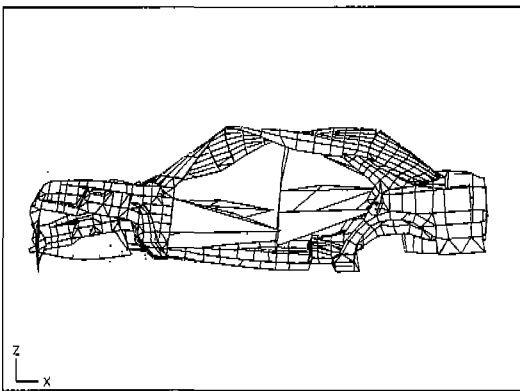


Fig. 6 Twisting Mode about X Axis of the Chassis (32.87 Hz)

축 주위의 비틀림 모드를 사용하였다. Fig. 5의 Z축 주위의 굽힘모드는 차선 변경시 차체가 횡방향 가속도와 차체요의 영향으로 차체가 수직축(Z축) 주위로 뒤틀릴 경우의 변형을 고려하기 위하여 선정하였으며, Fig. 6의 X축 주위의 비틀림모드(twisting mode)는 차선변경시 롤의 영향으로 인한 차체의 X축 주위 비틀림을 고려하기 위하여 선정하였다. 이 모델의 자유도는 113이다. 탄성 차체의 고유진동수(natural frequency)와 모드 형상(mode shape)은 상용 FEA 프로그램을 사용하여<sup>(12,13,14)</sup> 구하였다.

### 3. 운동방정식 및 해법

절대좌표와 탄성변형을 표시하기 위한 모드좌표를 사용하여 탄성체 i에 대한 운동방정식을 유도하면 식(1)과 같

이 나타낼 수 있다.

$$[M_i][\ddot{q}_i] = -\{S_i\} + \{Q_i\} - \{F_i\} \quad (1)$$

여기서  $M_i$ 는 물체 i의 질량행렬,  $S_i$ 는 속도의 제곱 항이며,  $Q_i$ 는 외력으로 인한 일반력이고,  $F_i$ 는 내력을 나타내며,  $\ddot{q}_i = [\ddot{r}_i^T \ \ddot{\omega}_i^T \ \ddot{a}_i^T]^T$ 이다.

그리고 일반적인 구속계의 구속조건식은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi(q,t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q) \\ \Phi^D(q,t) \\ \Phi^E(q) \end{bmatrix} = 0 \quad (2)$$

여기서,  $\Phi^K(q)$ 는 기하학적 구속조건(kinematic constraint),  $\Phi^D(q,t)$ 는 구동 구속조건(driving constraint),  $\Phi^E(q)$ 는 오일러매개변수 구속조건(Euler parameter constraint)이다.

따라서, 절대좌표와 탄성변형을 표시하기 위한 모드좌표를 사용하여 구속조건을 갖는 탄성다물체계의 운동방정식은 식(1)과 구속식(2)를 시간에 대하여 두 번 미분한 식을 함께 표시하여 식(3)과 같이 표시할 수 있다.<sup>(11)</sup>

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서  $M = \text{diag}[M_1, M_2, \dots, M_{nb}]$ ,  $Q = [Q_1^T, Q_2^T, \dots, Q_{nb}^T]^T$ ,  $\gamma = -(\Phi_q \dot{q})_a - 2\Phi_{a\dot{q}} - \Phi_{tt}$ 이다.

또한,  $\ddot{q} = [\ddot{q}_1^T, \ddot{q}_2^T, \dots, \ddot{q}_{nb}^T]^T$ ,  $\Phi_q$ 는 기하학적 구속조건식의 자코비안 행렬이며,  $\lambda$ 는 라그랑지 곱수를 나타낸다. 운동방정식의 구성 및 해석을 위해서는 DADS 프로그램을 사용하였다.

### 4. 차선변경 시뮬레이션

DADS프로그램을 사용하여 위와 같이 다섯가지 경우의 모델로 차선 변경 시뮬레이션을 수행하고, 이들 결과를 비교하여 차량이 차선변경을 할 때, 현가장치 유연성의 영향, 롤 스테빌라이저 바, 차체탄성의 영향이 차량의 횡방향 가속도, 차량의 롤각(roll angle), 차량의 요각(yaw angle), 그리고 요속도(yaw rate)에 미치는 영향을 분석하려고 한다.

차선변경 시뮬레이션은 현가장치 유연성, 스테빌라이저, 차체 탄성의 고려 여부에 따라 분류한 다섯가지 종류의 차량 모델이 초기속도 80 km/h의 속도로 -X 방향으로 정속주행 중에 조향핸들을 40도 정도 회전하여 주행 중에 안쪽 차선으로 차선변경이 이루어 지도록 하기 위하여 Fig. 2에 나타나 있는 스티어링 링크와 스티어링 기어 박스사이의 직진조인트에 Fig. 7과 같이 진폭 4.6mm이고 주기가 2.4sec인 조향입력을 10초부터 12.4초까지 구동구속으로 가하였다.

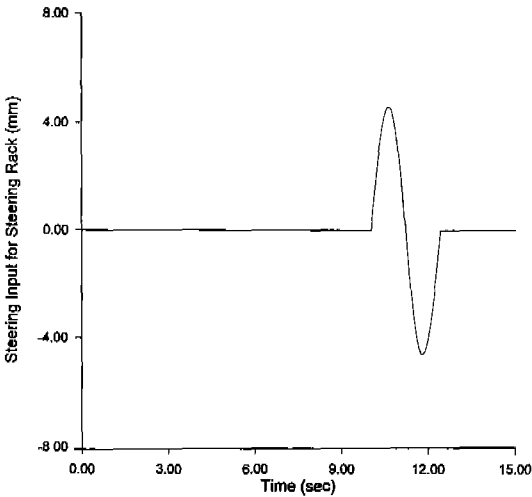


Fig. 7 Steering Input for Steering Rack in the Lane Change

### 5. 해석결과 및 고찰

차선변경 중에 최대 횡방향 가속도는 조향입력의 최대 피크(peak)값이 주어진 직후인 10.6~10.8초 사이에서 발생하며, Fig. 8은 이 시간에서의 횡가속도를 나타낸 것이다. Fig. 8에 나타나 있는 바와 같이 Case 1, Case 2의 경우에는 Case 3과 차이가 거의 없는 것으로 나타났다. Case 4와 Case 5의 경우의 최대 가속도는 4015mm/sec<sup>2</sup>로 Case 3의 최대가속도 3843 mm/sec<sup>2</sup>보다 약 4.5%정도 크게 나타나는 것으로 보아 현가장치 설계점의 유연성이나 스테빌라이저 효과보다 차체의 탄성효과가 횡방향 가속도에 미치는 영향이 큰 것으로 판단된다.

Fig. 9는 차선 변경 중에 차체의 최대 롤각이 발생하는 시간에서의 롤각 변화를 나타낸다. 차선 변경 중에는 현

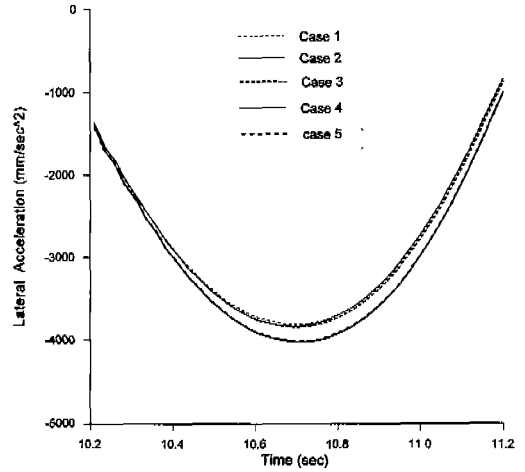


Fig. 8 Maximum Lateral Acceleration of the Vehicle

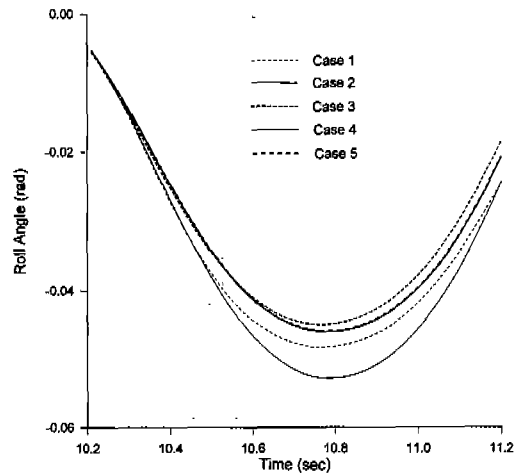


Fig. 9 Maximum Roll Angle of the Vehicle

가장치 설계점의 유연성이 고려된 Case 2의 롤각이 0.053rad 으로 Case 1의 롤각 0.048rad 보다 롤 각이 9.47% 정도 크게 나타남을 알 수 있고, Case 2에 스테빌라이저 효과를 고려한 Case 3의 롤각은 0.045rad으로 Case 2의 롤 각과 비교해 볼 때 15%나 줄어들었음을 알 수 있다. 그리고 Case 4, Case 5의 롤각이 Case 3의 롤 각과 차이가 거의 없는 것으로 미루어, 차체의 탄성효과는 롤각에 큰 영향이 없는 것으로 판단된다. 차선 변경 중에 최대 요각은 차량의 자세를 복원시키기 위하여 역방향 조향입력이 가해지기 시작하는 직후인 11.2~11.4초 사이에서 발생하며, 이때의 요각의 변화

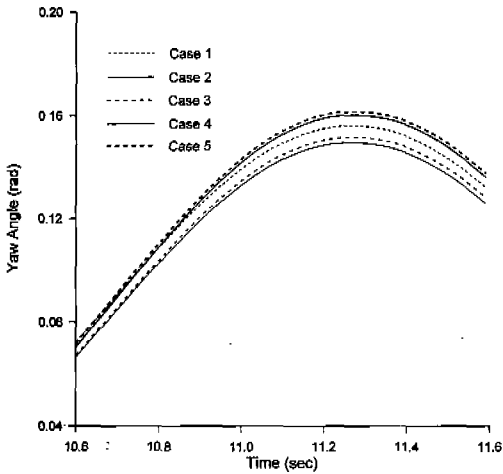


Fig. 10 Maximum Yaw Angle of the Vehicle

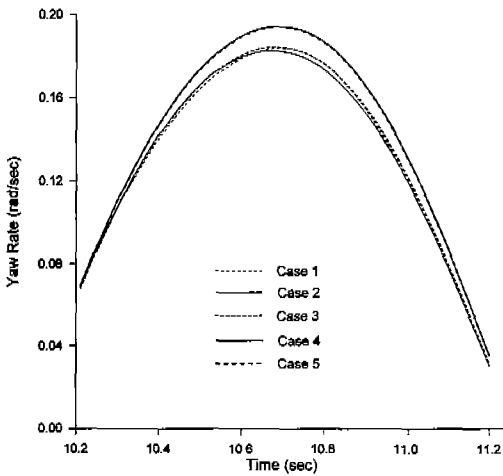


Fig. 11 Maximum Yaw Rate of the Vehicle

양은 Fig. 10에 나타나 있다. Case 1과 Case 2의 차이는 현가장치의 부상효과가 차선 변경 시에 요각에 영향을 끼친 것으로 사료되며, Case 2의 경우 요각은 0.150rad로서 Case 1의 경우의 요각 0.156rad보다 4.23% 정도 작게 나타났다. Case 2와 Case 3을 비교할 때 스테빌라이저를 고려한 경우가 고려하지 않은 경우 보다 조금 크게 나타나지만, 스테빌라이저의 유무가 차량의 요각 변화에 큰 영향을 끼치지 않는 것으로 판단된다. 그리고 탄성효과를 고려한 Case 4, Case 5의 요각은 0.162rad로 탄성효과를 고려하지 않은 Case 3의 요각 0.152rad보다 요각이 6.64% 정도 크게 나타남을 알 수 있고, 진

동모드를 3개 사용한 모델이 진동모드를 1개 사용한 모델 보다 요각이 약간 크게 나타나지만 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

최대 요속도도 조향입력의 최대 피크(peak)값이 주어진 직후인 10.6~10.8초 사이에서 발생하며, 이 때의 요속도는 Fig. 11에 나타나 있다. Fig. 11에 나타난 바와 같이 현가장치 설계점의 유연성과 스테빌라이저의 효과가 요속도에 미치는 영향은 0.34% 정도로 요속도에 영향이 거의 없으며, 차체의 탄성효과를 고려한 경우(Case 4,5)의 요속도가 0.194rad/sec 정도로 탄성효과를 고려하지 않은 경우(Case 3)의 요속도 0.184rad/sec와 비교할 때 5.26% 정도 크게 나타난 것으로 미루어 차체의 탄성효과와 탄성효과를 나타내기 위하여 선정된 비틀림 모드는 차체의 Y방향 굽힘모드에 비하여 요속도에 작용하는 비중에 크지 않음을 알 수 있다.

## 6. 결론

본 연구에서는 승용차 현가장치 설계점의 유연성, 스테빌라이저, 차체의 탄성효과가 차량의 조종안정성에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 현가장치 설계점의 유연성, 스테빌라이저, 차체의 탄성효과와 고려 여부에 따라서 5가지로 차량을 모델링하고, 차선변경 시뮬레이션을 수행해본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 차선변경 중 차량의 최대 횡방향 가속도 크기는 현가장치 설계점의 유연성과 스테빌라이저의 영향보다 차체의 탄성효과와 탄성효과가 크게 나타났다.

2) 차량의 물각 변화의 측면에서 현가장치 설계점의 컴플라이언스 및 스테빌라이저의 영향이 크게 나타나며, 차체 탄성의 영향은 거의 없는 것으로 판단된다.

3) 차량의 스테빌라이저는 요각 변화에 별다른 영향이 없는 것으로 판단된다. 그리고 탄성 차체 모델에서 차체의 Y방향 굽힘모드를 고려한 모델(Case 4)과 여기에 차량의 뒤틀리는 효과를 고려하기 위하여 비틀림모드를 추가로 사용한 모델(Case 5)의 차이는 크지 않은 것으로 나타났다.

4) 차선변경 중 요속도는 현가장치 설계점의 유연성과 스테빌라이저의 효과 보다는 차체탄성의 영향을 많이 받는 것으로 나타났다.

위 결과들로부터, 차량의 차선변경 중에 안정성을 나타내는 물의 정확한 계산을 위해서는 현가장치 설계점의 유

연성과 스테빌라이저 효과가 고려되어야 하며, 차량에 작용하는 정확한 횡력(lateral force) 계산과 조향성을 나타내는 요각과 요속도의 정확성을 위해서는 차체 탄성효과를 고려하여야 한다고 사료된다.

참고문헌

1. Nikravesh, P.E., "COMPUTER-AIDED ANALYSIS OF MECHANICAL SYSTEMS", Prentice-Hall Inc., 1988.
2. Haug, E.J., "COMPUTER AIDED KINEMATICS AND DYNAMICS OF MECHANICAL SYSTEMS", Vol. I : BASIC METHODS, ALLYN AND BACON, 1989.
3. 문흥기, "차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회는문집, 제3권, 제4호, pp.126-138, 1995.
4. 김상중, 박찬중, 박태원, "실험계획법을 이용한 현가장치의 요소설계", 한국자동차공학회는문집, 제4권, 제1호, pp.16-27, 1996.
5. 송성재, 탁태호, "기호 계산 기법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회는문집, 제4권, 제6호, pp.247-259, 1996.
6. ADAMS(Automated Dynamic Analysis and Mechanical System) User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., USA, 1994.
7. DADS(Dynamic Analysis and Design System) User's Manual, Computer Aided Design Software Inc., USA, 1994.
8. 박영욱, 유완석, "물 안정바의 탄성효과를 고려한 승용차의 핸들링 시뮬레이션", 대한기계학회 부산지부 추계학술대회, pp.58-61, 1994.
9. 조병관, 송성재, "ADAMS를 이용한 차량 조종안정성 해석", 한국자동차공학회는문집, 제4권, 제5호, pp.109-118, 1996.
10. 조병관, 송성재, "차량동역학 해석에서 스테빌라이저의 모델링", 한국정밀공학회지, 제13권, 제10호, pp.34-35, 1996.
11. 강동권, 유완석, "차체의 탄성효과와 엔진의 진동이 승차감에 미치는 영향분석", 한국정밀공학회지, 제14권, 제1호, pp.205-213, 1996.
12. MSC/NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.
13. MSC/PATRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.
14. MSC/ARIES User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.