

〈논 문〉 SAE NO. 97370087

## 운전자 모델을 이용한 조종안정성능 평가 시뮬레이션

### Dynamic Simulation using the Driver Model to Evaluate the Handling Performances

손 회 성\*  
H. S. Sohn

#### ABSTRACT

The purpose of this study is to suggest the methods to model driver input and evaluate the handling performances of a vehicle by dynamic simulation using ADAMS(Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) software. The driver input was modeled using the PID controller to follow the desired velocities and paths. The gains of the controller were decided by the trial and error methods aided by Ziegler-Nichols rule. It was successful to apply the rule for the vehicle model to follow the desired values of steady state cornering and lane change maneuver. As the results, handling performances of baseline and two variegated vehicles were evaluated. The theoretical provement was performed to explain the differences.

주요기술용어 : Steady State Cornering(정상상태 정원주행), Lane Change(차선변경 주행), Driver Model(운전자 모델), PID Controller(비례미적분제어기), Ziegler-Nichols rule(지글러니콜스 법칙), Handling Performance(조종안정성능)

#### 기 호 설 명

$\theta$  : 감가속기 회전각  
 $\theta_l$  : 전방 좌측륜 회전각  
 $\theta_r$  : 전방 우측륜 회전각  
 $T_v$  : 속도 제어를 위해 감가속기에 가해지는 토오크  
 $T_p$  : 경로 제어를 위해 스티어링 휠에 가해지는 토오크

$V_d$  : 목표 속도  
 $V_r$  : 실제 속도  
 $P_d$  : 목표 경로  
 $P_r$  : 실제 경로  
 $e_p$  : 경로 오차  
 $K_v$  : 속도 제어 비례상수  
 $K_{p1}$  : 경로제어 비례상수(1단계 Tuning)  
 $K_{p2}$  : 경로제어 비례상수(2단계 Tuning)  
 $K_i$  : 경로제어 적분 비례상수  
 $K_d$  : 경로제어 미분 비례상수  
 $W$  : 차선변경 주행통로의 폭

\*정회원, 현대정공 기술연구소

L : 차량 전장(Full Length)

D : 윤거(Tread)

$\psi$  : 요우 각(Yaw Angle)

## 1. 서 론

차량을 개발하기 위해서는 단품의 특성을 바꾸어 가며 각종 실차 주행실험을 수행한다. 조종안정성능(Handling Performances) 관련해서는 현가장치 및 조향장치의 설계인자(Suspension Parameter)들을 변화시키면서 제이 턴(J-turn), 슬래롬(Slalom), 정상원 선회주행(Steady State Cornering), 차선변경 주행(Lane Change) 등의 실차 주행실험을 수행한다. 본 연구에서는 이러한 실험에서 소요되는 막대한 경비를 절감하고 개발기간을 단축하고자 시뮬레이션을 통한 차량 성능평가 기법을 제안하였다. 운전자 입력을 모델하여 정해진 속도와 경로를 따라가게 하는 시뮬레이션 기법을 사용하였는데, 이와 유사한 운전자 모델 연구는 차량동역학 시뮬레이션 분야에서 활발히 진행되어왔다. 불규칙 도로에서의 정상원 선회주행 시뮬레이션에 운전자 모델을 적용한 사례<sup>1)</sup>에서는 경로오차와 차속의 곱에 비례한 수치를 적분하여 조향각을 구하였다. 인간의 신경계통과 차량의 특성을 전달함수로 표시하여 장애물 우회(Obstacle Avoidance Maneuver, 감속 + 차선변경) 시뮬레이션에 적용<sup>2)</sup>하기도 하였다. 지나온 경로에서 다음의 경로를 예측하고<sup>3)</sup> 자유도계 모델에 입력한 결과와의 오차를 보정하는 방법으로 장애물 우회 시뮬레이션에 적용한 사례<sup>4)</sup>도 소개되었다. 운전자 모델은 4륜조향 차량의 시뮬레이션에도 적용되었으며<sup>5)</sup>, 실험적 방법으로 구한 결과의 분석에서는 운전자 및 자동차의 반응시간이 중요한 입력으로 강조되었고<sup>6)</sup>, 선회시 입력된 운전자 입력은 비례적분제어기(PI Controller)가 적당함을 결론지은 사례<sup>7)</sup>도 있다. 그밖에도 2륜차 및 틀 제어 차량의 차선변경 주행 시뮬레이션<sup>8~9)</sup>에도 적용되어 왔다.

본 연구에서는 정해진 속도 및 경로와 실제 값과의 차이에서 구한 오차(Error)에 대하여 비례 및 비례미적분 제어기(PID Controller)를 적용

한 입력이 각각 감가속기 및 스티어링 휠(Steering Wheel)에 가해지는 것으로 모델링하였다. 제어기의 상수는 지글러 니콜스 법칙(Ziegler-Nichols Rule)을 이용한 시행 착오법(Trial and Error Method)으로 구하였고, 정상원 선회주행, 차선변경 주행 시뮬레이션에 적용하였다. 예로들어 기본차량 및 변형차량 2종에 대하여 차량 조종안정 성능을 비교 평가하고, 변형차량의 현가장치 설계인자 변화에 따른 조종안정성능의 변화를 정리하여 현상을 분석하였다.

## 2. 모델링 및 시뮬레이션

### 2.1 차량 모델링

본 연구에서 사용된 차량의 현가장치는 그림 1에 나타난 바와 같이 로우어 암(Lower Arm), 스트럿(Strut) 등의 강체(Rigid Body)와 부싱(Bushing), 스프링등의 유연체(Flexible Body)로 구성된 맥퍼슨 스트럿(McPherson Strut) 전륜 현가장치와 래터럴(Lateral), 트레일(Trail) 링크, 스트럿등의 강체 및 유연체등으로 구성된 쿼드라 링크(Quadra Link) 후륜 현가장치로 상세히 모델링되었다. 조향장치는 운전자가 스티어링 휠(Steering Wheel)을 회전시키기 위해 가해지는 조타력이 스티어링 링크지(Steering Linkage) 및 타이로드(Tierod)를 통하여 전륜에 전달되도록 모델하였다. 車體는 프레임(Frame)에 고무 마운트(Rubber Mount)로 올려지도록 모델링하였다.

본 연구에서 시뮬레이션된 차량은 승용차량으로서 표 1과 같은 제원을 갖는다.

### 2.2 운전자 모델링 및 시뮬레이션

실차주행의 차량운동을 模寫하는 차량동역학 시뮬레이션 수행시 제이 턴이나 슬래롬은 정해진 개회로 입력(Open Loop Input)을 스티어링 휠(Steering Wheel)에 주면된다. 그러나 정상원 선회주행이나 차선변경 주행의 경우에는 그림 2와 같이 정해진 차속 및 경로를 벗어나지 않도록 오차를 되먹여침(Feedback) 시키는 폐회로(Closed Loop) 제어기로써 운전자 입력을 모델

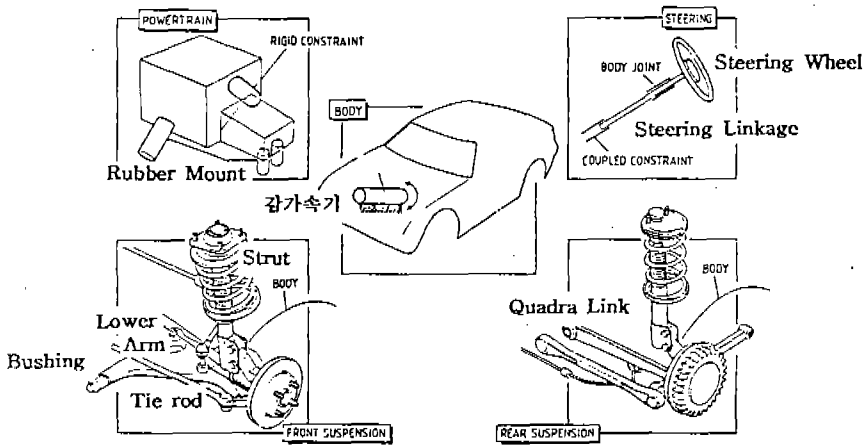


그림 1 차량 및 감가속기 모델도

표 1 차량 제원

축거 (Wheelbase)	윤거 (Tread)	차량 全長	차량 중량
2700mm	1480mm	3400mm	1700Kgf
Center of Gravity			
Height =	640mm	전륜으로부터 거리 =	1270mm

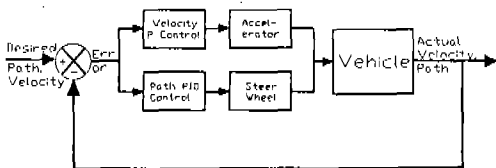


그림 2 운전자 모델의 블록 다이어그램 (Block Diagram)

링하여야 한다.

차속을 조절하는 운전자 모델로서 실제차량의 액셀러레이터(Accelerator) 및 브레이크(Brake)에 해당하는 감가속기는 그림 1과같이 단순한 강체가 차체에 레벌루트 조인트(Revolute Joint)로 취부되어 있고 바퀴의 회전과는 식(1)과 같은 관계를 갖도록 모델하였다.

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 \quad (1)$$

이는 정해진 속도를 유지하기 위해 감가속기에서 가해지는 토크가 전륜에 전달되게 함과 동

시에 선회시에는 내외륜의 회전차를 허용하게 함을 의미한다. 경로를 조절하는 조타력은 스티어링 휠에 가해지게 모델링하였다. 이때 속도 및 경로를 조절하는 토크는 다음과 같은 단계를 거쳐 결정하였다.

단계1 : 속도 제어 토크

정해진 속도를 유지하게 하기 위하여 다음과 같은 토크가 감가속기에 가해지는 것으로 모델링하였다.

$$T_v = K_v(V_d - V) \quad (2)$$

비례상수  $K_v$ 는 처음에는 작은 값에서 시작하여 오차가 거의 없어질 때까지 증가시켜가며 시행착오법으로 결정하였다. 정상원 선회주행의 경우에는 속도가 서서히 증가하고 차선변경 주행을 일정속도가 지정된 속도이므로 초기속도를 지정된 속도에 맞게 주면 비례제어기만으로 충분히

모델링이 가능하였다. 차선변경 주행의 경우에는 과도특성에 의한 다소의 오차가 발생하였다.

### 단계2 : 경로 제어 토오크

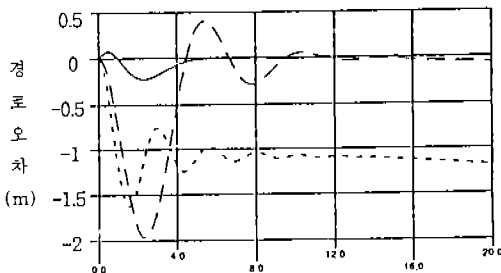
정상원 선회주행의 경로제어기를 모델링하는 첫 단계로서 그림 2에 나타난 비례미적분 제어기 중에서 비례제어기만을 적용하여 다음과 같은 조타력이 스티어링 휠에 가해지게 하였다.

$$T_p = K_p(P_d - P_r) \quad (3)$$

이때 운전자 및 차량의 반응시간을 고려하여 경로는 전방시야 2m 앞의 경로로 산출하였다.  $K_{ps}$ 는 작은 값에서 시작하여 그림 3의 점선 부분과 같이 오차(원하는 경로-실제 경로)의 진폭이 시간에 따라 감소하는 억제 진동(Sustained Oscillation)을 시작할 때까지 증가시켜가며 반복 시뮬레이션을 수행하였다. 이 상태에서의  $K_{ps}$ 와 진동 주기를 각각  $K$ ,  $T$ 라고 정의한다. 이 단계에서는 적분제어기를 적용하지 않은 결과 정상상태(20초)에서도 상당한 크기의 오차(Steady State Error)가 발생하였고 그 값도 수렴하지 못하고 약간씩 변하고 있다.

### 단계3 : 비례미적분 경로제어기

단계 2에서 구해진  $K$ 와  $T$ 값에서 지글러 니콜



- 점선 : 단계 2의 결과  
(비례제어기만 적용)  
쇄선 : 단계 3의 결과  
(비례미적분 제어기 적용)  
실선 : 단계 4의 결과  
(비례미적분 제어기 튜닝)

그림 3 정상원 선회주행 경로 제어기 적용시 오차

스 법칙(Ziegler-Nichols Rule)<sup>3)</sup>을 적용하여 다음과 같이 경로제어기의 전달함수를 모델링하여 시뮬레이션을 수행하였다.

$$\text{전달함수} = \frac{T_p}{e_p} = K_p + \frac{K_i}{S} + K_d S \quad (4)$$

$$K_p = 0.6 \times K$$

$$K_i = 1.2 \times K/T$$

$$K_d = 0.075 \times K \times T$$

### 단계4 : 경로제어기 튜닝

단계 3에서 모델된 제어기로 시뮬레이션을 수행한 결과 그림 3의 쇄선에 나타난 바와 같이 정상상태 오차는 없앨 수 있었으나 오버슈트(Overshoot) 값은 오히려 커졌고 상당시간(20초) 경과후에도 오차값이 완전한 수렴을 못하고 있다. 이는 경로제어기 튜닝이 완전하지 못함을 증명한다. 초기의 오버슈트 값을 없애고 빠른 시간에 정해진 경로에 접어들게 하며 정상상태 오차를 완전히 없애기 위해 각 상수들을 등배로 증가시켜 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 그림 3의 실선으로 나타난 바와 같이 작은 초기오차로 정해진 경로에 부드럽게 접어드는 경로 제어기를 모델링할 수 있었다.

### 단계5 : 차선변경 주행 시뮬레이션용 경로 제어기

차선변경 주행의 경로는 그림 4와 같이 국제 표준(ISO Standard)[10]에서 정한 통로를 통과할 수 있도록 정하였고 정상원 선회주행에서 모델한 제어기를 수정없이 적용하였다. 차속 80Km/h 로 시뮬레이션을 수행한 결과 정해진 경로를 그림 5의 실선과 같은 오차를 가지고 지나는 것으로 나타났다.

그림 5의 쇄선(실선과 거의 일치)으로 나타난 바와 같이 제어상수값을 등배로 증가시켜도 오차값이 거의 동일하게 나타나는 것에서 판단하면 정상원 선회주행에서 모델링된 제어기는 차선변경 주행 시뮬레이션에도 잘 적용될 수 있음을 알 수 있었다. 차속 120Km/h일때도 등배로 증가된 제어 상수값을 사용하여도 거의 일치하는 결과를

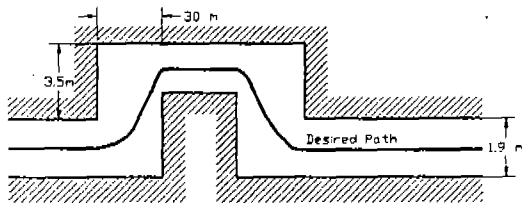
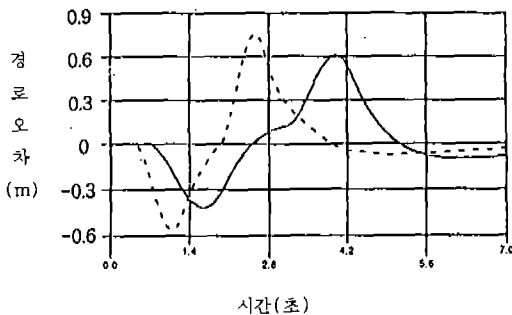


그림 4 국제표준 차선변경 주행통로



실선 : 정원주행 제어 상수  
 사용(차속 80Km/h)  
 쇄선 : 동배중가 제어 상수  
 사용(차속 80Km/h)  
 점선 : 정원주행 제어 상수  
 사용(차속 120Km/h)

그림 5 차선변경 주행시 경로 오차

보이고 있다. 정상원 선회주행과는 달리 차선변경 주행은 차속도 빠르고 경로의 급선회도 심하므로 과도특성(Transient Characteristics)에 의한 다소의 속도 및 경로오차가 발생한다. 차속 120Km/h일때는 이 현상이 심화되어 그림 5에 나타난 경로오차는 과도특성에 의한 것으로서 차량이 통로를 통과하는 것을 불가능하게하는 원인이 된다.

### 3. 조종안정성능(Handling Performance) 평가

#### 3.1 정상원 선회주행

정상원 선회주행 시뮬레이션은 극 저속에서부터 서서히 가속시키는 주행법으로서 조종안정성능을 횡가속도 영역(Lateral Acceleration Domain)에서 고찰하는데 그 의미가 있다. 따라서 제이 턴, 슬래롬 주행과는 달리 입력시간 및 크

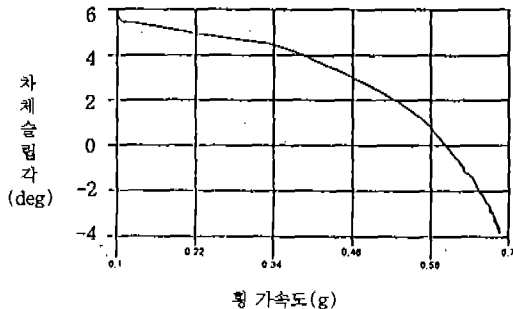


그림 6 정상원 선회주행시 횡가속도에 대한 차체슬립 각

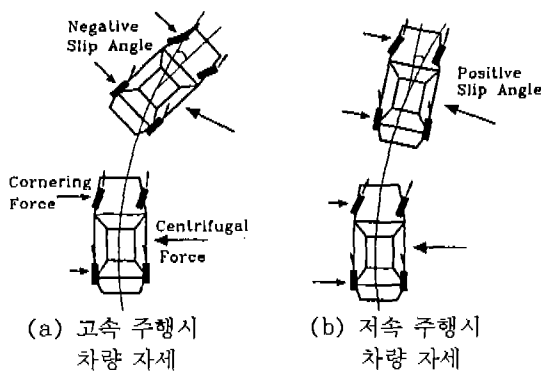


그림 7 정상원 선회주행시 차량 자세

기등에 따라 변하는 과도특성(Transient Characteristics)을 배제한 차량 고유성능을 평가하기 위한 시뮬레이션이다. 그림 6과 같은 결과에서는 차속이 증가함에 따라 양의 차체슬립 각(Side-slip Angle)에서 음의 차체 슬립 각으로 변화함을 알 수 있었는데 이는 그림 7과 같이 설명될 수 있었다.

그림 7-(a)과 같이 고속 주행시에는 속도 관성에 의해 전륜에서 조타각을 따라가지 못해 타이어 슬립 각(Tire Slip Angle)이 증가함에 따라 타이어에서 발생하는 코너링 력(Cornering Force)이 커지는 일반적인 특성을 갖고있다. 이때 후륜에서도 전륜에 상응하는 코너링 력을 발생시켜 주어야 요우잉 모멘트(Yawing Moment) 평형이 이루어 지므로 후륜 타이어 슬립 각을 크게하기 위하여 음의 차체슬립 각을 갖게 된다. 그림 7-(b)와 같이 저속 주행시에는 전륜

이 조타각을 따라 감으로써 차체의 회전이 발생하고 후륜의 타이어 슬립 각 및 코너링 력이 커짐을 의미한다. 따라서 전륜에서도 상응하는 코너링 력을 발생시키기 위한 타이어 슬립각을 생성하기 위해 양(+ )의 차체 슬립 각을 갖게된다.

3.2 차선변경 주행

차선변경 주행은 통로 통과 가능여부가 중요한 실험 및 시뮬레이션 결과 중의 하나이다. 그림 5의 점선에 나타난 바와 같이 차속 120Km/h 일 때의 오차가 증가함에 따라 통로 통과 불가능성을 예측하게 되었다. 그림 8의 차속 120Km/h 일 때의 요우 각(Yaw Angle)이 현저히 증가하여 직선인 최종 통로 통과시에도 23° 까지 달하고 있어 통로 통과가 불가능 함을 식(5)를 기준으로 판단할 수 있었다.

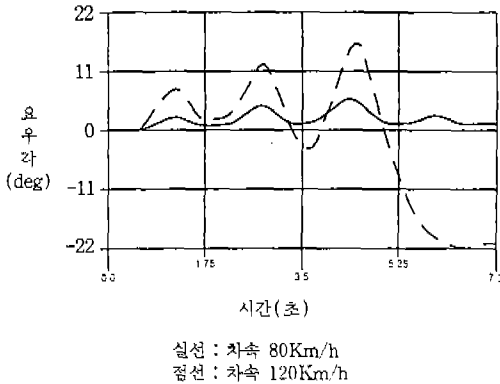


그림 8 차선변경 주행시 요우 각

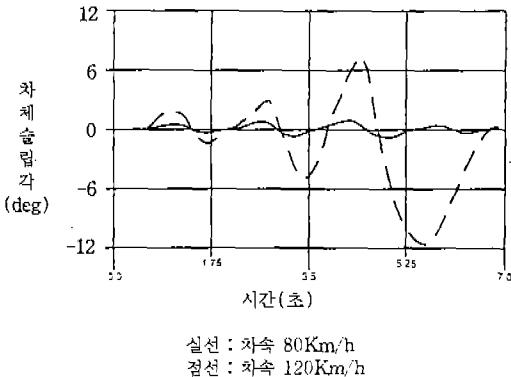


그림 9 차선변경 주행시 차체 슬립 각

$$W < L \times \sin\phi + D \text{ (통과 불가능 조건)} \quad (5)$$

직선인 마지막 통로에서도 요우 각이 매우 큰 각을 유지하며 0으로 수렴하지 않는 것은 사이드 슬립 각이 매우 커서 생기는 턱인(Tuck In) 현상의 일종으로 분석할 수 있었다. 그림 9에 나타난 바와 같이 시속 120Km/h 일때 사이드 슬립 각이 매우 커서 직선로에서도 사이드 슬립 각에 의한 요우 각이 생성된 것으로 분석된다.

3.3 설계변경 연구

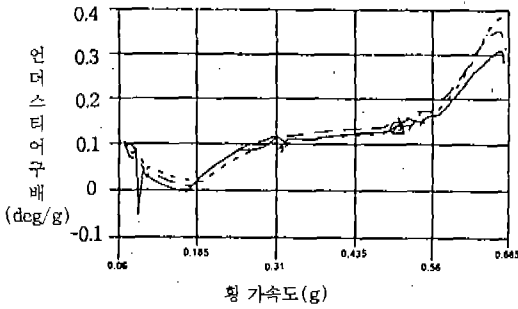
본 장에서는 조종안정성능 비교평가의 사례로서 표 2와 같은 기본 차량 및 2가지 변형차량의 시뮬레이션 결과를 고찰하여 그 성능을 평가하였고, 설계인자 변경에 따른 조종안정성능의 변화를 분석하였다.

그림 10의 실선 및 점선에 나타난 결과를 비교하여 보면 변형 1의 경우 횡가속도 0.6g 이상의 영역에서 언더스티어 성능이 기본차량 보다 크게 나타났다. 이는 그림 11에 나타난 바와 같이 수직하중이 증가함에 따라 수직하중에 대한 타이어 발생 코너링 력의 기울기가 감소되면서 포화 상태에 이르는 타이어 특성으로 설명된다. 일반적인 자동차는 전륜의 롤 강성(Roll Stiffness) 및 하중배분이 커서 전륜 횡하중이동이 후륜보다 많아 전방 내외륜에서 발생하는 코너링 력의 합(A+D)이 후방 내외륜에 걸리는 코너링 력의 합(B+C)보다 작아진다. 따라서 전륜 횡방향 밀림이 커지면서 언더스티어 성능도 강화된다. 변형 1의 경우에는 전륜 롤 강성이 더욱 증가하여 이 현상이 심화되므로 기본 차량보다 언더스티어 성능이 강한 것으로 분석할 수 있었다.

그림 10의 실선 및 점선에 나타난 결과를 비교하여 보면 변형 2의 경우에도 언더스티어 경향이

표 2 기본 모델 변경사항

	변경사항	그림 표시
기본차량		실선 표시
변형 1	전륜 롤 강성 40% 증가	점선 표시
변형 2	전륜 캠버 각 변화 감소	쇄선 표시



실선 : 기본 차량  
 점선 : 변형 1  
 쇄선 : 변형 2

그림 10 정상원 선회주행시 언더스티어 구배

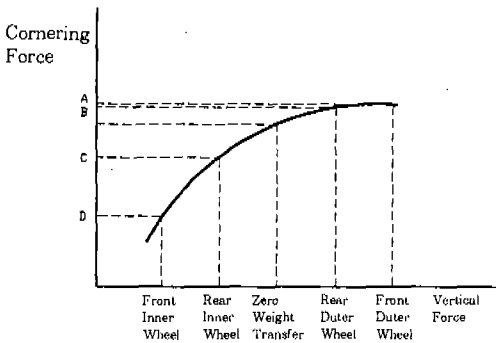


그림 11 수직 항력에 대한 타이어 발생 코너링력

강화된 것을 알 수 있었다. 이 현상을 설명하기 위해 캠버 각에 의한 바퀴 운동학<sup>11)</sup>을 논해 보기로 한다. 최근의 자동차는 노면접지 성능을 강화하기 위해 그림 12와 같이 선회시 외륜은 부(-), 내륜은 정(+)<sup>12)</sup>의 캠버를 갖도록 한다. 이때 내외륜은 그림 12의 빗금친 부분과 같은 가상의 원추가 회전하는 것처럼 되어 평면도에서의 바퀴는 조타방향 쪽으로 더욱 파고들게 된다. 따라서 이러한 캠버 각의 영향만으로는 오버스티어 현상을 유발하나 다른 요소들의 영향때문에 최종적으로는 언더스티어 성능을 갖도록 설계한다. 본 연구에서 해석한 차량들도 모두 이러한 특성들을 갖고 있으나 변형 2의 경우에는 오버스티어를 유발하는 캠버 각 변화정도가 작아 상대적으로 언더스티어 성능의 약화가 덜한 것으로 분석할 수 있었다.

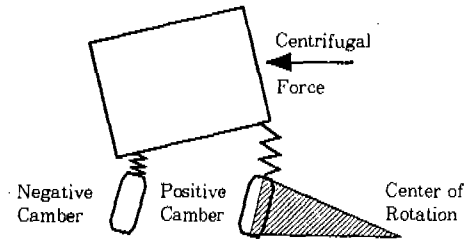
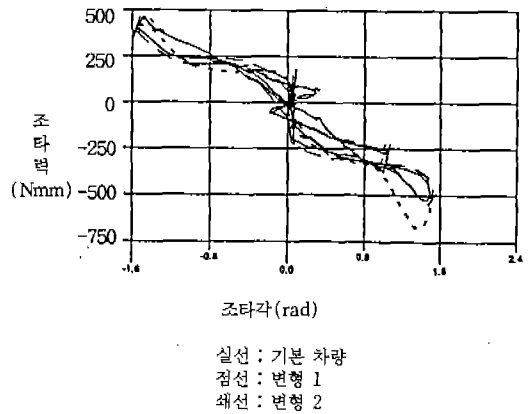


그림 12 차량 선회시 바퀴모양과 움직임



실선 : 기본 차량  
 점선 : 변형 1  
 쇄선 : 변형 2

그림 13 차선변경 주행시 조타력

그림 13에 나타난 바와 같이 차선변경 주행시 변형 1은 조타각 1.4 라디안 부근에서의 조타력 특성 곡선이 기본 차량 보다 큰 히스테리시스(Hysteresis Loop)를 형성하는 것을 알 수 있었다. 이는 조타시 운전자가 느끼는 비가역성 및 비선형성이 커진 것을 의미한다. 또한 동일 조타각에 대하여 조타력이 커지는 것으로 판단하면 언더스티어 성능이 강화된 것을 입증하는 또 하나의 자료임을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

- 1) 속도 및 경로 오차에 대하여 각각 비례 및 비례미분 제어기를 각각 적용한 입력을 감가속기 및 스티어링 휠에 가해지게 함으로써 운전자 모델링이 가능하였다.
- 2) 속도 및 경로제어기의 상수들은 지글러 니콜

스 범칙을 이용한 시행착오법으로 구할 수 있었다.

- 3) 정상원 선회주행 시뮬레이션에서 모델된 제어기 상수들은 수정없이 차선변경 주행에서도 적용할 수 있었다.
- 4) 전륜의 롤 강성을 증가시키면 언더스티어 성능이 강화됨을 알 수 있었다.
- 5) 선회시 외륜이 부(-)의 값을 갖는 전륜 캠버 각 변화가 감소하면 언더스티어 성능이 강화됨을 알 수 있었다.

### 참 고 문 헌

1. Georg Rill, "Steady State Cornering on Uneven Roadways" SAE Paper No. 860575.
2. R. Wade Allen 외 2인, "Analysis and Computer Simulation of Driver/Vehicle Interaction" SAE Paper No.871086.
3. Thierry Landreau, "Simulation of Dynamic Behavior of a Four Wheel Steering Vehicle by Means of a Vehicle and Driver Model" SAE Paper No.890078.
4. 이영화, 김석일 외 3인, "운전자-자동차 모델을 이용한 4륜 조향 자동차의 주행특성 해석", 한국자동차공학회 논문집 제3권 제3호, pp.119~128, 1995.
5. X. Xia and E. H. Law, "Nonlinear Analysis of Closed Loop Driver/Automobile Performance with Four Wheel Steering Control" SAE Paper No.920055.
6. Alwyn F. Naude and Jasper L. Steyn, "Objective Evaluation of the Simulated Handling Characteristics of a Vehicle in a Double Lane Change Manoeuvre" SAE Paper No.930826.
7. Norihiro Goto and Hiroyuki Matsumoto, "Manual Control of Vehicles with Time Varying Dynamics" SAE Paper No. 912078.
8. Osamu Kuroiwa 외 2인, "Study of Motorcycle Handling Characteristics and Rider Feeling During Lane Change" SAE Paper No.950200.
9. Jeremy J. Kahrs and E. Harry Law, "An Investigation of the Effects of Roll Control on Handling and Stability of Passenger Vehicles During Severe Lane Change Manoeuvres" SAE Paper No.950305.
10. ISO Standard Handbook 11 Volume I, "Road Vehicles" pp.458~463.
11. 김응서, "재시 I", pp.5~26-5-33, 집현사.
12. Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor MI, "ADAMS User's Guide".