

〈논 문〉 SAE NO. 953737

## 4WS 차량의 모델링 및 동적 해석

### Modeling & Dynamic Analysis for Four Wheel Steering Vehicles

장 진 회,\* 정 응 상,\*\* 한 창 수\*\*\*  
J. H. Jang, W. S. Jeong, C. S. Han

#### ABSTRACT

In this paper, we address vehicle modeling and dynamic analysis of four wheel steering systems (4WS). 4WS is one of the devices used for the improvement of vehicle maneuverability and stability. All research done here is based on a production vehicle from a manufacturer. To study actual system response, a three dimensional, full vehicle model was created. In past research of this type, simple, two dimensional, bicycle vehicle models were typically used. First, we modelled and performed a dynamic analysis on a conventional two wheel steering(2WS) vehicle. The modeling and analysis for this model and subsequent 4WS vehicles were performed using ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) software. After the original vehicle model was verified with actual experiment results, the rear steering mechanism for the 4WS vehicle was modelled and the rear suspension was changed to McPherson-type forming a four wheel independent suspension system. Three different 4WS systems were analyzed. The first system applied a mechanical linkage between the front and rear steering mechanisms. The second and third systems used simple control logic based on the speed and yaw rate of the vehicle. 4WS vehicle proved dynamic results through double lane change test.

주요기술용어 : 4WS(Four Wheel Steering), 2WS(Two Wheel Steering), Steering Angle Sensing Type(조향각 감응형), Speed Sensing Type(차속 감응형), Yaw Rate Feedback Type(요오잉 각속도 귀환형), ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)

---

\* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원

\*\* 서문기술

\*\*\* 한양 대학교 기계공학과

## 기 호 설 명

- $q$  :  $x, y, z, \psi, \theta, \phi$  Generalized coordinate vector
- $\phi_i$  :  $i$ th constraint equation
- $\lambda_i$  :  $i$ th Lagrange multiplier
- $Q_j$  :  $j$ th generalized force
- $J$  : Jacobian
- $\Delta q_p$  : Incremental vector
- $e_p$  : Error vector
- $p$  : Integration step
- $\delta_f$  : Front steer angle
- $\delta_r$  : Rear steer angle
- $a$  : Distance from front tire to vehicle c.g. (1,140mm)
- $b$  : Distance from rear tire to vehicle c.g. (1,500mm)
- $L$  : Wheel base ( $L = a + b = 2,640$ mm)
- $M$  : Mass of vehicle (1,400kg)
- $C_f$  : Effective cornering stiffness at front tire
- $C_r$  : Effective cornering stiffness at rear tire
- $V$  : Vehicle speed
- $k$  : Ratio of rear to front steer angle
- $\delta_{sw}$  : Steering wheel angle
- $YR$  : Yaw rate
- $k$  : Ratio of front steer angle to steering wheel angle
- $k_s$  : Coefficient of speed sensing type 4WS
- $k_y$  : Coefficient of yaw rate feedback type 4Ws

## 1. 서 론

현재의 자동차는 단순한 운반 수단으로서의 의미를 이미 탈피하여 일반인에게 있어 하나의 필수품이 되어가고 있다. 세계 각국에서는 다른 산업에 큰 영향을 미치는 자동차 산업에 투자와 함께 지대한 관심을 갖고 있다. 또한 자동차를 더욱 더 개발하여 향상된 성능과 부수적인 특성을

얻기 위하여 요소들의 개발에도 노력하고 있다. 그 예로는 능동, 반능동현가 장치(active, semi-active suspension system), 미끄럼 방지 장치(anti-lock brake system or anti-skid system), 동력 조향 장치(power steering system), 4륜 조향 장치(four wheel steering system) 등이 있다. 이러한 시스템의 공통된 목적은 기존의 자동차에 위와 같은 요소들을 장착하여 동적 성능 향상과 더불어 운전자에게는 쾌락하고 안정된 운전 환경을 제공하는데 있다.

본 논문에서는 앞서 거론한 여러 요소들 중에서 차량의 조종 안정성 향상을 위하여 연구가 진행되고 있는 4륜 조향 장치(four wheel steering system)에 대한 연구를 수행하였다. 4륜 조향 장치에 대한 연구의 결과로 많은 논문이 나왔으며 현재도 선진 각국에서 이 장치의 적용 여부 및 시스템 개발에 많은 관심을 가지고 있다. 특히 일본의 Honda, Mazda, Nissan, Toyota 등의 자동차 회사들은 경쟁적으로 4륜 조향 장치에 대한 연구, 개발하여 이 장치를 장착한 여러 제품이 나오게 되었다.<sup>(1, 2, 3, 4, 5, 6)</sup> 4륜 조향 장치의 이론적인 연구도 여러 연구자들에 의해 이루어졌으며 진보된 내용도 이미 나와 있는 실정이다. 그러나 실제에 대한 적용이 미비하고 어려운 부분이 남아 있는 것도 사실이다. 이 시스템의 명확한 이해를 위해서는 차량 동역학 및 제어에 관한 전반적인 이해 및 적용이 이루어져야 함에도 불구하고 아직까지 제어 측면과 차량 동역학적인 측면을 동시에 자세히 다룬 연구는 많이 이루어지지 못하였다.

지금까지 여러 연구자들에 의해 수행되었던 연구 결과들을 요약해서 정리하여 보면 다음과 같다. Sano<sup>(1)</sup>는 조향 휠 각도에 따라 후륜을 제어하도록 하는 4WS 장치를 고안하였다. 또한 차량의 속도에 따라 후륜을 조향하도록 하는 이론적인 근거도 제시하였다. 이 연구를 통하여 그는 2WS 차량과 4WS 차량의 과도 상태시 차이를 명확히 규명하여 4WS 차량이 2WS 차량에 비하여 향상된 과도 응답을 얻을 수 있음을 보여 주었다. 이와 더불어 Takiguchi<sup>(2)</sup>는 차량의 동역학적인 성능을 향상시키기 위하여 차속에 따라

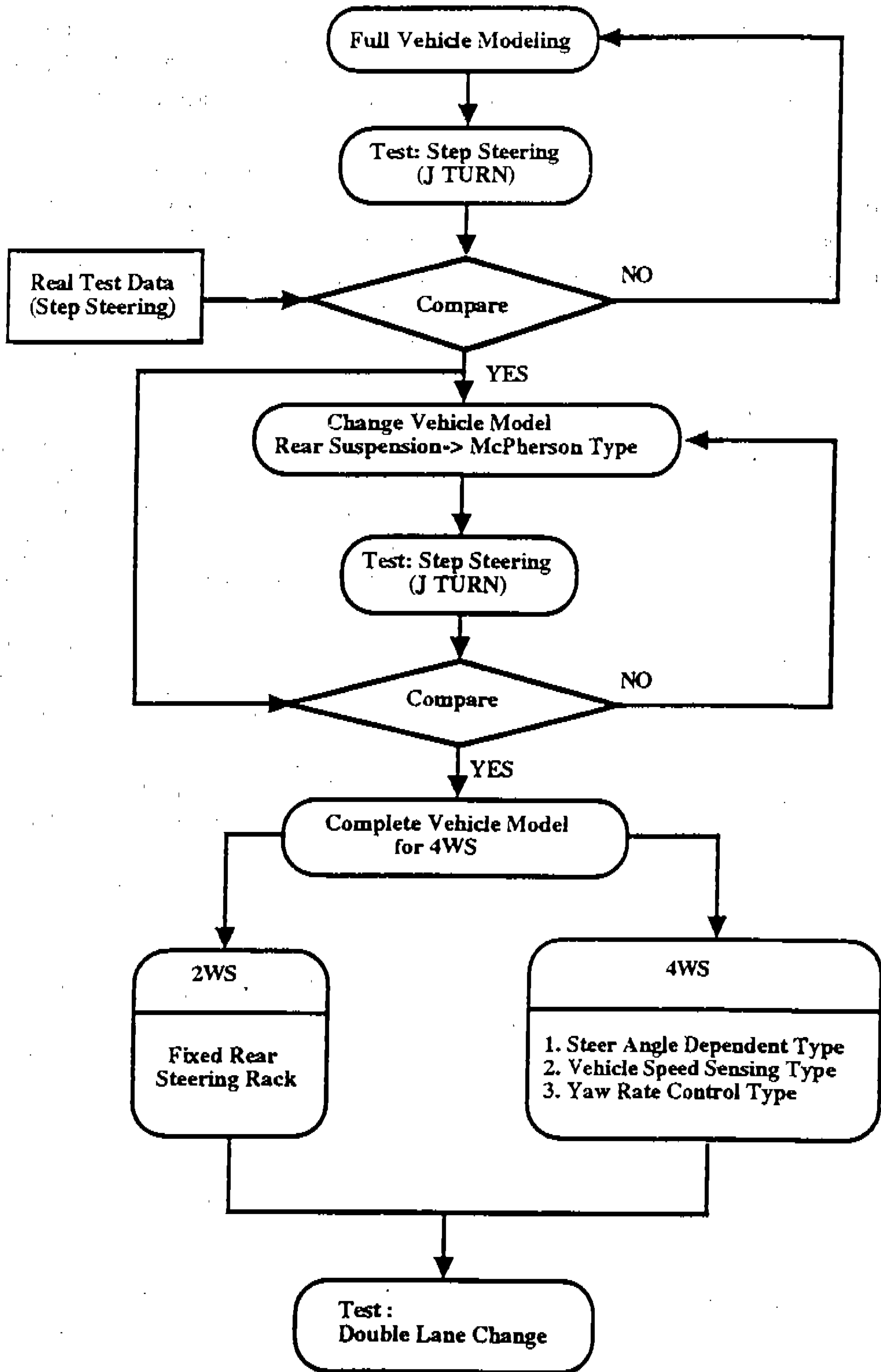


Fig.1 Flow chart of the work

후륜을 조향하도록 제어하는 형태의 4WS차량에 대하여 연구를 하였다. 저속일 경우는 역상을 고속시에는 동상으로 후륜을 제어하여 저속시에는 차량의 조작성을 향상시키도록 하였으며 고속시에는 차량의 안정성의 향상을 도모하도록 고안하였다. 같은 해에 Shibahata<sup>(9)</sup>는 4WS차량을 제작, 실험하여 가능성을 제시하였다. 이 연구들 중에서 특히 앞의 Sano와 Takiguchi의 연구는 4WS 차량 연구의 기초를 제공한 것들이라 할 수 있다. Irie<sup>(4)</sup>는 차량 동역학 향상을 위하여 필요한 4WS 장치의 능동제어에 관한 연구를 발표하였다. 이밖에도 일본을 위시한 미국, 독일, 유럽 각국에서 많은 연구자들에 의해 4WS는 연구되어 많은 결과가 발표되었다.

그러나 위의 연구들은 거의 모두가 후륜을 효과적으로 조향하여 차량의 조종 안정성을 얻기 위한 제어 및 제작 측면에 주로 관심을 두어 연구하였으므로 보다 향상된 성능을 얻기 위하여 필요한 모델 자체의 구체적인 연구는 상대적으로 미비하였다. 이들이 사용한 차량 모델은 평면 bicycle 모델이거나 롤링 효과까지 고려한 간단한 3차원 모델이었다. 과거와는 달리 차량의 전체 모델링이 가능한 소프트웨어가 개발됨에 따라 보다 실제에 가깝고 차량의 보다 다양한 특성을 파악해 볼 수 있는 모델이 개발<sup>(10)</sup>되었고 이를 기초로 앞서 연구된 4WS의 장착시 얻어지는 특성 분석과 더불어 새로운 방식의 4WS차량 제어가 연구되어야 할 필요가 있다.

이러한 배경으로 본 논문에서는 제어 측면의 자세한 고려에 앞서 보다 실제에 가까운 차량의 동역학적 모델을 개발하여 해석하는데 초점을 맞추었다. 구체적인 4륜 조향 장치의 개발에 도움이 될 수 있는 자료를 만들고자 하는 목표로 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 개발하고 동역학 해석을 통하여 타당성을 검토하였다. 또한 지금까지 발표된 시스템을 적용해 보았으며 차량의 속도와 요오잉 각속도를 종합하여 이용한 방식을 제안하여 타당성을 컴퓨터상에서 검토하여 보았다. 본 논문에서의 진행과정을 흐름도로 나타내 보면 Fig.1과 같다.

## 2. 모델링을 위한 이론(ADAMS 해석 방법)

본 논문에서 차량을 모델링하고 해석하기 위하여 사용한 다물체 시스템 해석용 프로그램인 ADAMS내에는 질량 중심 좌표계가 각각의 강체를 나타내는데 쓰인다. 이 좌표계는 질량 중심에 위치한 3개의 직교 좌표  $x, y, z$ 와 3개의 회전 좌표(Euler angle)  $\psi, \theta, \phi$ 로 이루어진다. 이 좌표들은 기저 강체(ground)에 정된 좌표계에 대한 값들이다. 본 연구에서의 표기상 편의를 위하여 앞의 6개의 좌표를 강체를 정의하는 일반좌표 벡터  $q$ 로 놓기로 한다. 조인트와 같은 각각의 강체(part) 사이의 연결은 수학적인 구속 조건식으로 표현된다. 작용력을 정의하는 방정식들도 마찬가지로 정의된다. 반작용력은 식 (1)에서 정의된 바와 같이 라그랑지 승수(Lagrange multiplier)로 나타내어지고 구속 조건함수는  $\Phi(q)=0$ 이다. 위의 일반좌표, 작용력등의 항들을 모아서 전체를 표현하는 방정식의 형태로 써보면 다음과 같다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq - \sum_{j=1}^n Q_j - \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q} \lambda_i = 0 \quad (1)$$

식 (1)은 6개의 비선형 2차 미분 방정식이다. 이것은 새로운 변수  $u$ 를 도입하는 일반적인 방법에 의해서 12개의 1차 미분 방정식으로 변환되어 1차 미분 방정식 해법을 적용할 수 있게 된다.

$$u - \dot{q} = 0 \text{ (or } \dot{u} = \ddot{q}) \quad (2)$$

각각의 강체에 대한 12개의 1차 미분 방정식은 다음의 형태로 된다.

$$M\dot{u} + C\dot{q} + Kq - \sum_{j=1}^n Q_j - \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q} \lambda_i = 0 \quad (3)$$

$$u - \dot{q} = 0 \quad (4)$$

윗 식에 아래와 같은 형태의 대수적인 구속 방정식이 더해지면,

$$\Phi(q) = 0 \quad (5)$$

미분 방정식과 대수 방정식의 결합된 형태인 미분-대수 방정식으로 모델링되는 시스템 방정식을 완전히 정의할 수 있다. 식(4)는 식(1)의 차수를 줄이지만 변수의 수는 늘어난다. 그러나, 효율적인 미분 방정식 해법을 사용하도록 되어 있고 해를 구하는 알고리즘이 스파이스 배열(sparse array)을 다루도록 매우 간결하게 만들어졌기 때문에 결과적으로 배열의 크기가 늘어남에도 불구하고 해를 구하는 시간은 줄어들게 되는 것이다.

방정식의 해는 비선형 문제의 해법인 뉴턴 반복법(Newton iteration)에 의해서 연속적으로 구해지고, 각 구속 조건식의 편미분을 포함하는 자코비안(Jacobian) 행렬이 형성된다. 그 행렬 방정식은 다음과 같다.

$$[J(q, \dot{q}_P)] \{\Delta(q_P, \dot{q}_P)\} = \{-e_P(q_P, \dot{q}_P)\} \quad (6)$$

식(6)은 각 적분 단계에서 오차항이 수렴할 때까지 반복되는데 각각의 반복 단계에서 해는 다음으로 부터 구해진다.

$$\begin{aligned} \{q_{P+1}\} &= \{q_P + \Delta q_P\} \\ \{\dot{q}_{P+1}\} &= \{\dot{q}_P + \Delta \dot{q}_P\} \\ \{\Delta(q_P, \dot{q}_P)\} &= [J^{-1}] \{-e_P\} \end{aligned} \quad (7)$$

특히, ADAMS내에서 쓰이는 미분 방정식 해법은 C.W.Gear<sup>(11)</sup>에 의해 개발된 알고리즘에 기초를 두는데, 차수와 적분 시간 간격을 변화시켜 가면서 미분 운동 방정식을 수치 적분해서 매 시간 구간 마다의 해를 구하게 된다.

### 3. 차량 모델링

#### 3.1 현가 장치 모델링

##### 3.1.1 전방 모델

전방 현가계로는 크게 나누어 더블 위시본 형

(double wishbone type)과 맥퍼슨(McPherson type)형이 있을 수 있으나 후자가 현재는 가격 면이나 구조면에서 일반적이라 할 수 있다. 본 연구에서 모델링한 차량의 전방 현가계는 맥퍼슨 형태의 현가 장치로 구성되어 있다 이 현가계는 전륜 구동차의 보급으로 차량 전방의 공간 확보를 위해 보편적으로 이용되는 장치이다. 이 장치는 크게 너클 부분(knuckle part), LCA(Lower Control Arm), 타이 로드(tie rod)등의 몇 가지 요소들로 구성되어 있다. 간단하게 각 요소들의 구조도를 나타내어 보면 Fig.2와 같다. 여기서 S는 구면 조인트(spherical joint), R은 회전 조인트(revolute joint), U는 유니버설 조인트(universal joint), T는 병진 조인트(translational joint)를 나타낸다. 또한 차량 전방이 독립 현가 방식을 이루어 발생할 수 있는 롤링 영향을 줄여주기 위하여 양쪽을 stabilizer bar로 연결하였다.

구체적으로 스티어링 랙(steering rack)은 차체와 병진 조인트로 연결하여 조향입력을 받아들이도록 구성시켰으며 타이어와 차체는 회전 조인트로 연결하여 전륜의 회전을 허용하도록 모델링하였다. 또한 차체와 LCA 사이, 조향 휠과 차체 사이에는 회전 조인트로 연결시켰으며, 너클과 LCA 사이, 너클과 타이 로드(tie rod) 사이, 차체와 upper strut 사이에는 구면 조인트로 연결

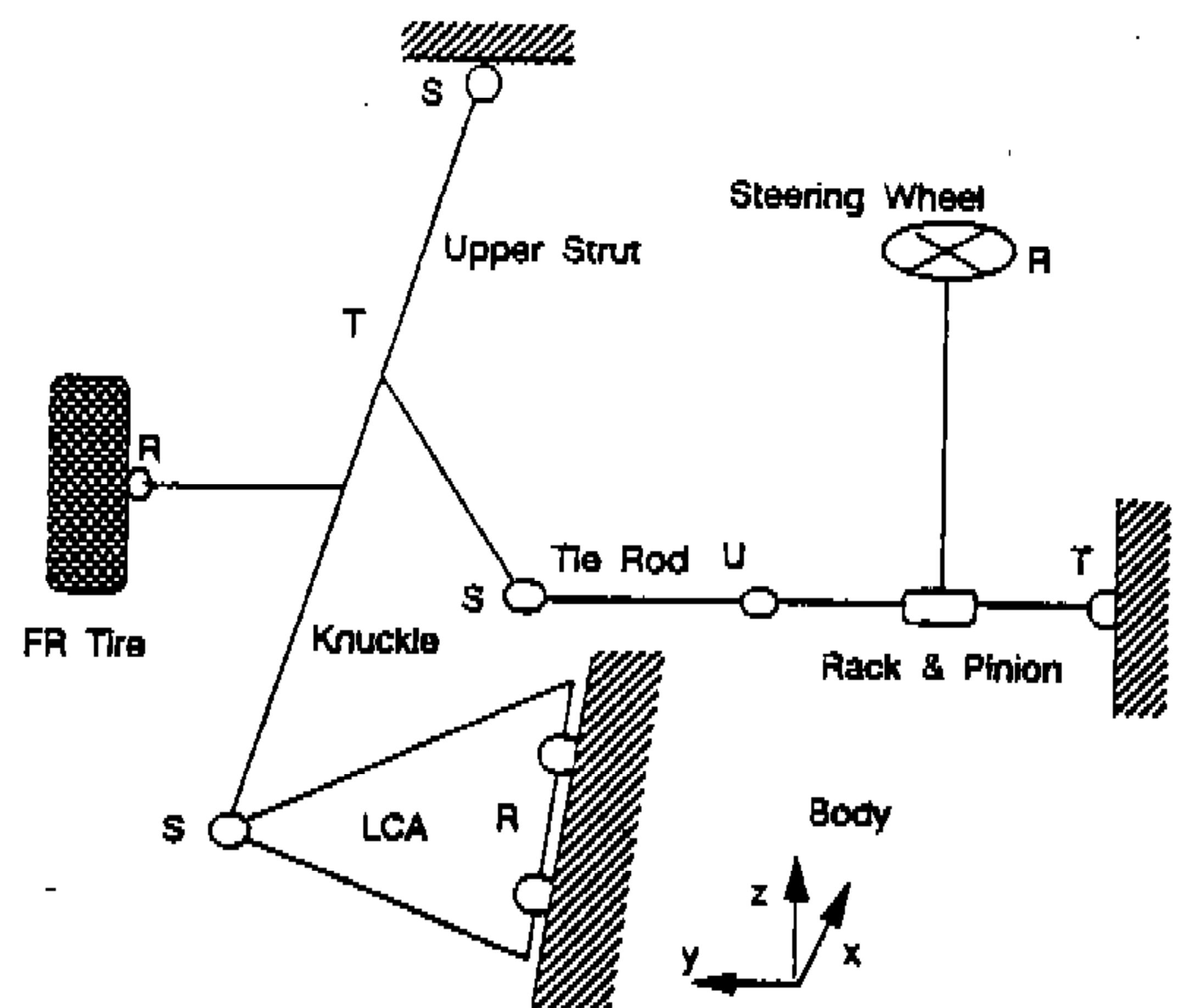


Fig.2 McPherson type front suspension

시켰다. 상하방향으로의 운동을 허용하기 위하여 upper strut과 너클 사이는 병진 조인트로 구성시켰다. 모델링시에 시스템의 자유도 문제로 야기되는 어려움을 막기 위하여 스티어링 랙과 타이 로드 사이는 유니버설 조인트로 연결을 하였다. 충격 완충기(shock absorber)는 upper strut과 너클 사이의 스프링-댐퍼-액츄에이터로 모델링 하였다. 이렇게 구성된 전방 모델은 왼편과 오른편이 대칭적으로 구성되어 있어 각각의 하드(hard) 포인트 값의 변경을 통하여 쉽게 모델링할 수 있다.

### 3.1.2 후방 모델

후방 현가계에는 일반적으로 차축형으로 사용되는 3-링크 형의 장치를 선정하였다. 이 장치는 기존의 후륜이 독립적이지 않은 차량에 있어서 후륜 현가계로 많이 사용되는 장치이다. 후방의 양쪽 타이어는 하나의 축으로 연결되어 있으며 두 개의 트레일링 암이 이 축상에 연결되어 있다. 이 3-링크 형의 후방 현가계에서 발생하는 횡방향의 변형을 막기 위해 차체와 뒷차축 사이에 lateral rod를 장착하였다.

이 후방 모델에 관하여 구체적으로 살펴보면 다음과 같다. 차체와 트레일링 암(trailing arm) 사이, 차체와 더미 강체(dummy part)사이, 차축과 lateral rod 사시엔 구면 조인트로 연결하였으며 후방 현가계와 차축 사이, 차축과 lateral rod 사이에는 유니버설 조인트를 연결하였다. 또한 차축과 트레일링 암 사이, 차축과 타이어 사이, 차축의 왼편, 오른편을 회전 조인트로 연결하여 회전을 허용하도록 하였으며 더미 강체와 현가계는 병진 조인트로 연결하였다. 보통의 경우 충격 완충기는 단순히 힘 요소로만 가정하여 모델링하나 실제로는 실린더와 피스톤이 상하 방향으로의 병진운동을 모델링하기 위하여 별도로 하나의 병진운동을 할 수 있는 강체를 만들어 이용하여야 할 필요가 있다. 이러한 목적으로 도입한 강체가 바로 앞서 거론한 더미 강체이다. 전방과 마찬가지로 후방도 차축과 차체사이의 충격 완충기를 스프링-댐퍼-액츄에이터(TSDA)로 모델링하였다.

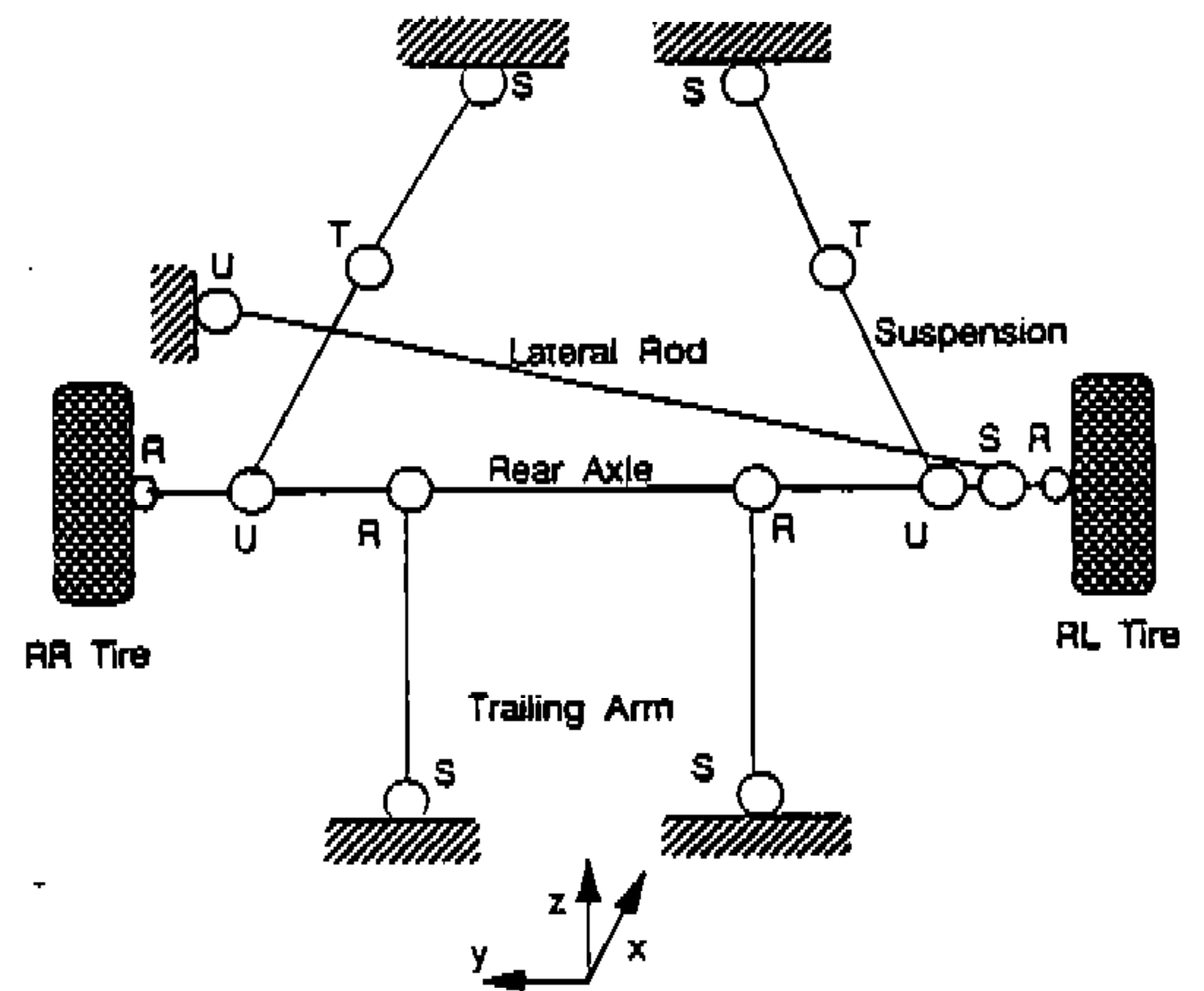


Fig.3 3-link type rear suspension

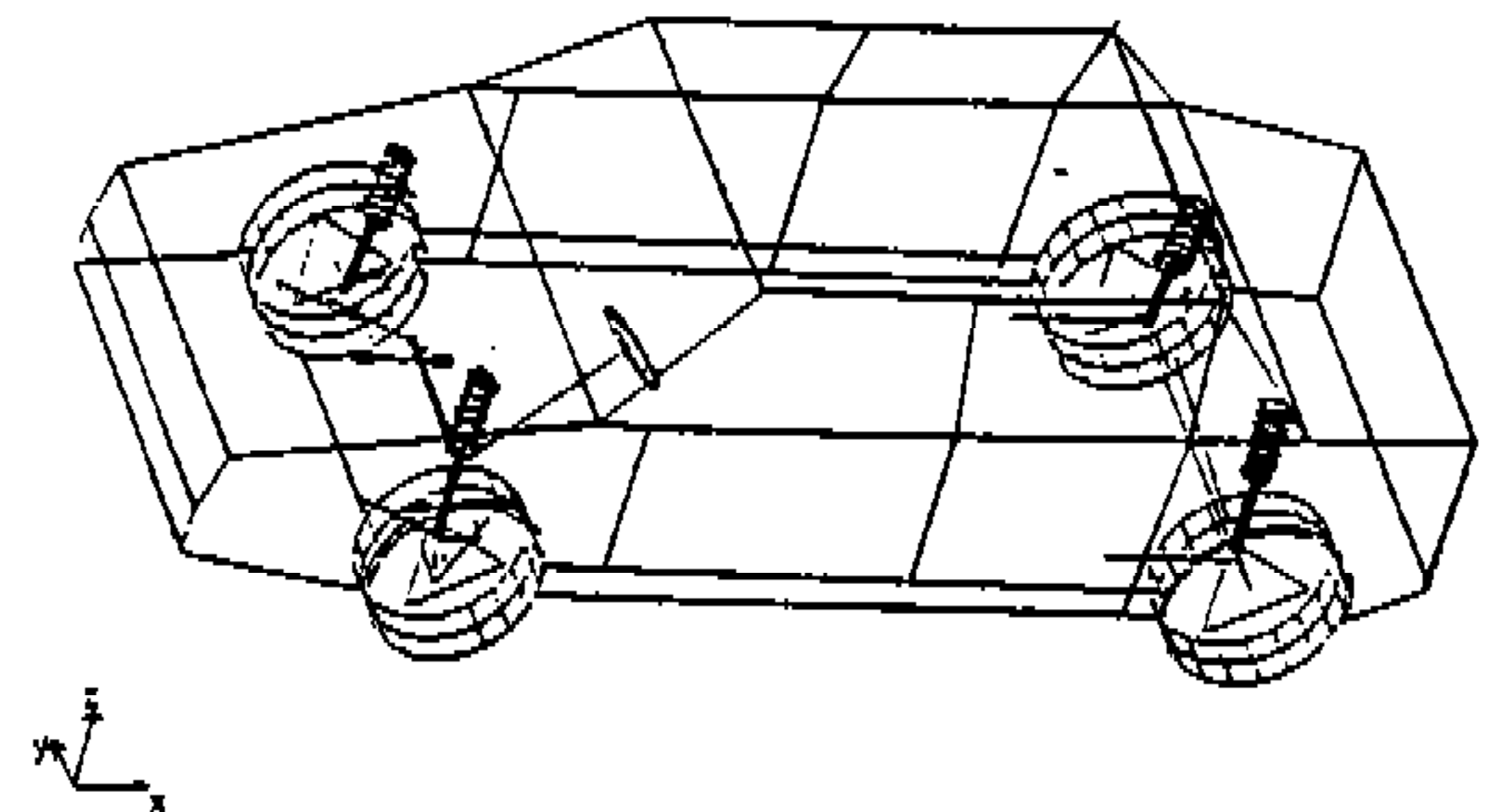


Fig.4 Full vehicle model

## 3.2 해석 결과

3.1절에서 구성시킨 전방 현가 모델과 후방 현가 모델을 차량에 장착하여 전체 모델을 만들어 보면 Fig.4와 같다. 이렇게 구성된 전체 차량 모델에는 25개의 강체와 31개의 조인트로 구성되어 있으며 전체 모델은 14자유도를 갖도록 모델링 하였다. 여기서의 모델은 조향성능의 분석을 위한 것이 주된 목적이므로 현가계 각 부분과 차체와의 연결부에 장착한 부상 효과는 생략하여 진행하였다. 이 전체 차량 모델의 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터상에서 모의 실험을 수행하였다. 여기서의 임의의 속도로 주행중인 차량에 45° 정도의 조향 입력을 매우 짧은 순간에 가하여 특성을 비교해 볼 수 있는 방법인 스텝 스티어링 시험 방법을 이용하였다. 이 시험법은 보통

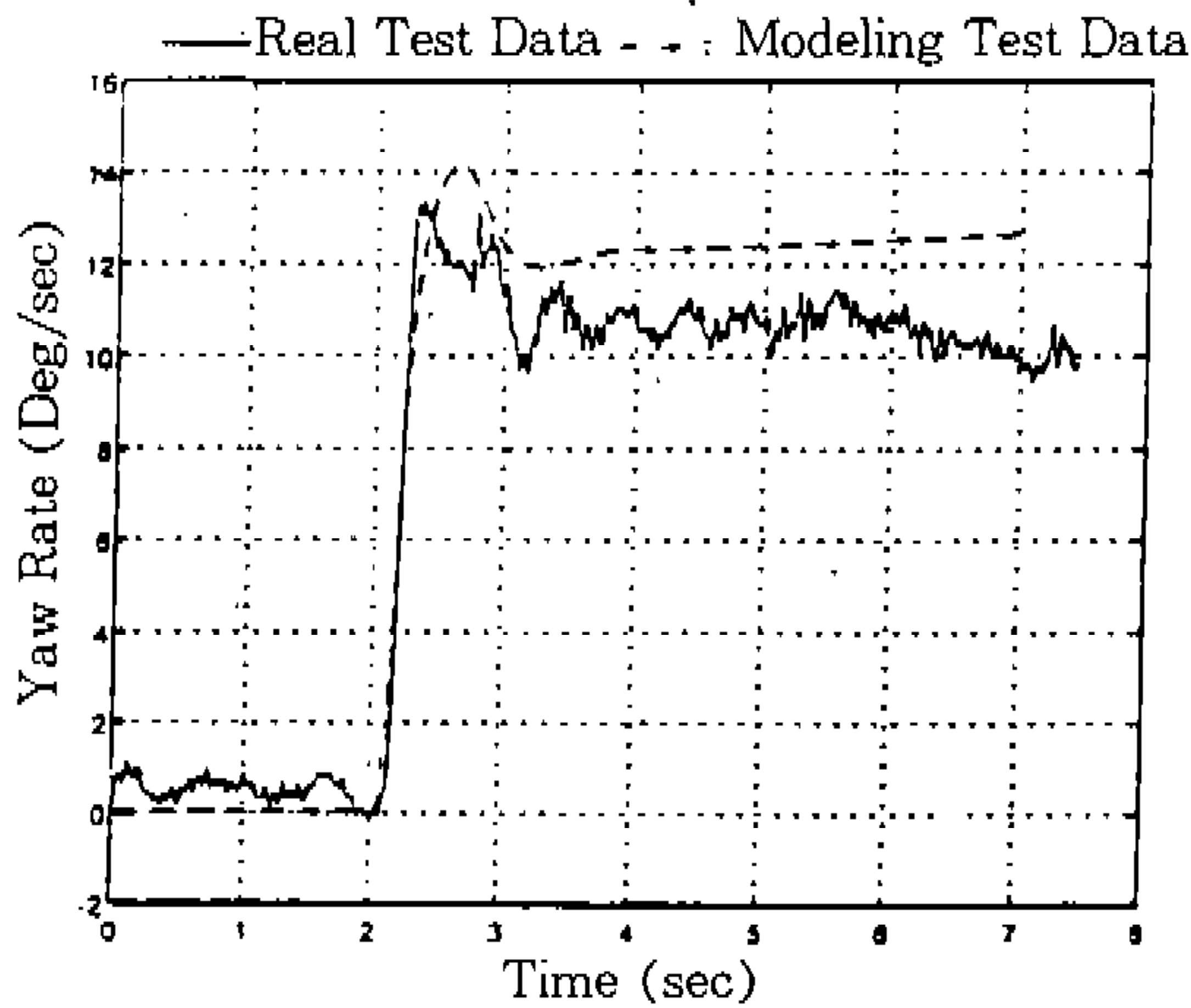


Fig.5 Result of yaw rate

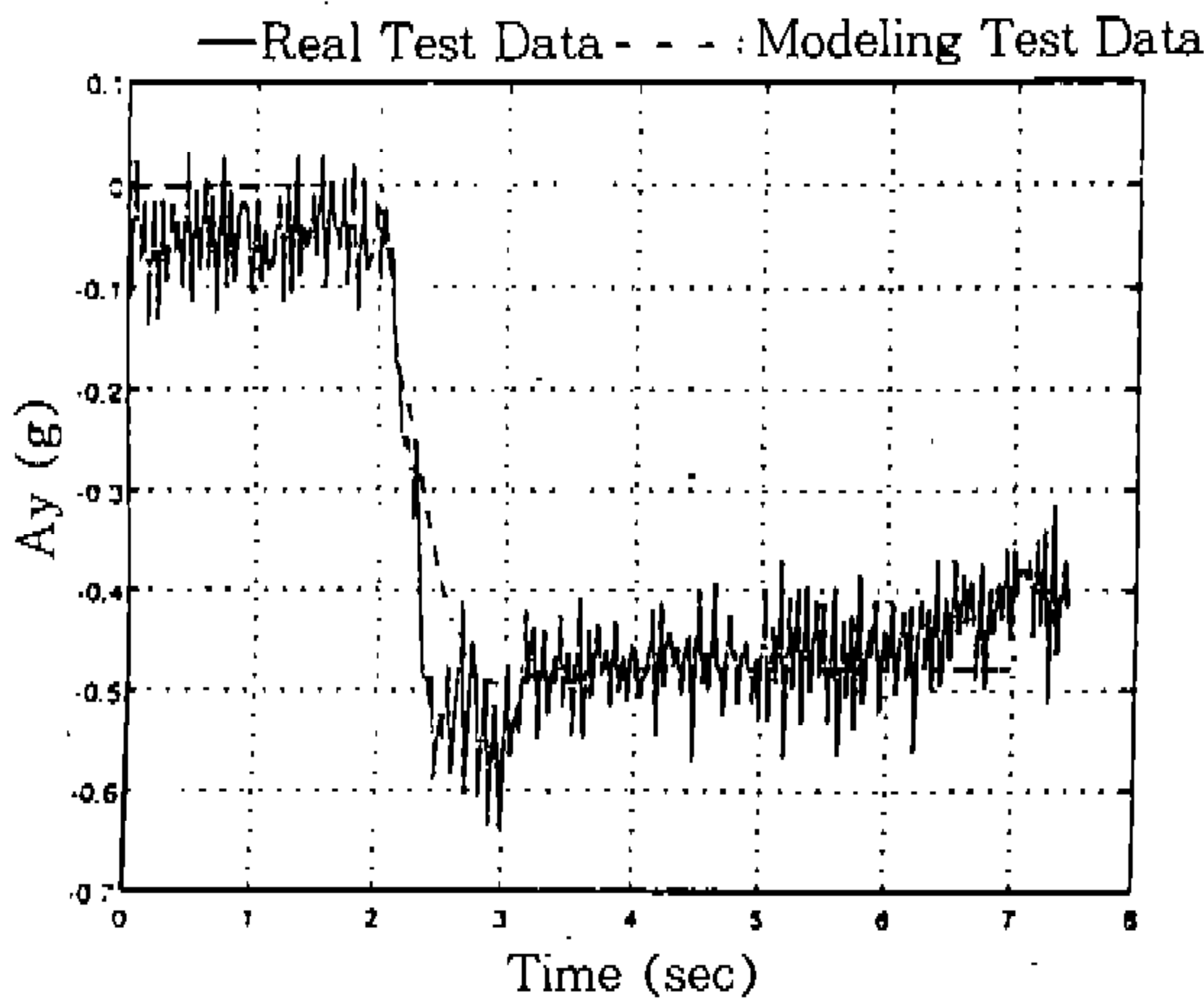


Fig.6 Result of lateral acceleration

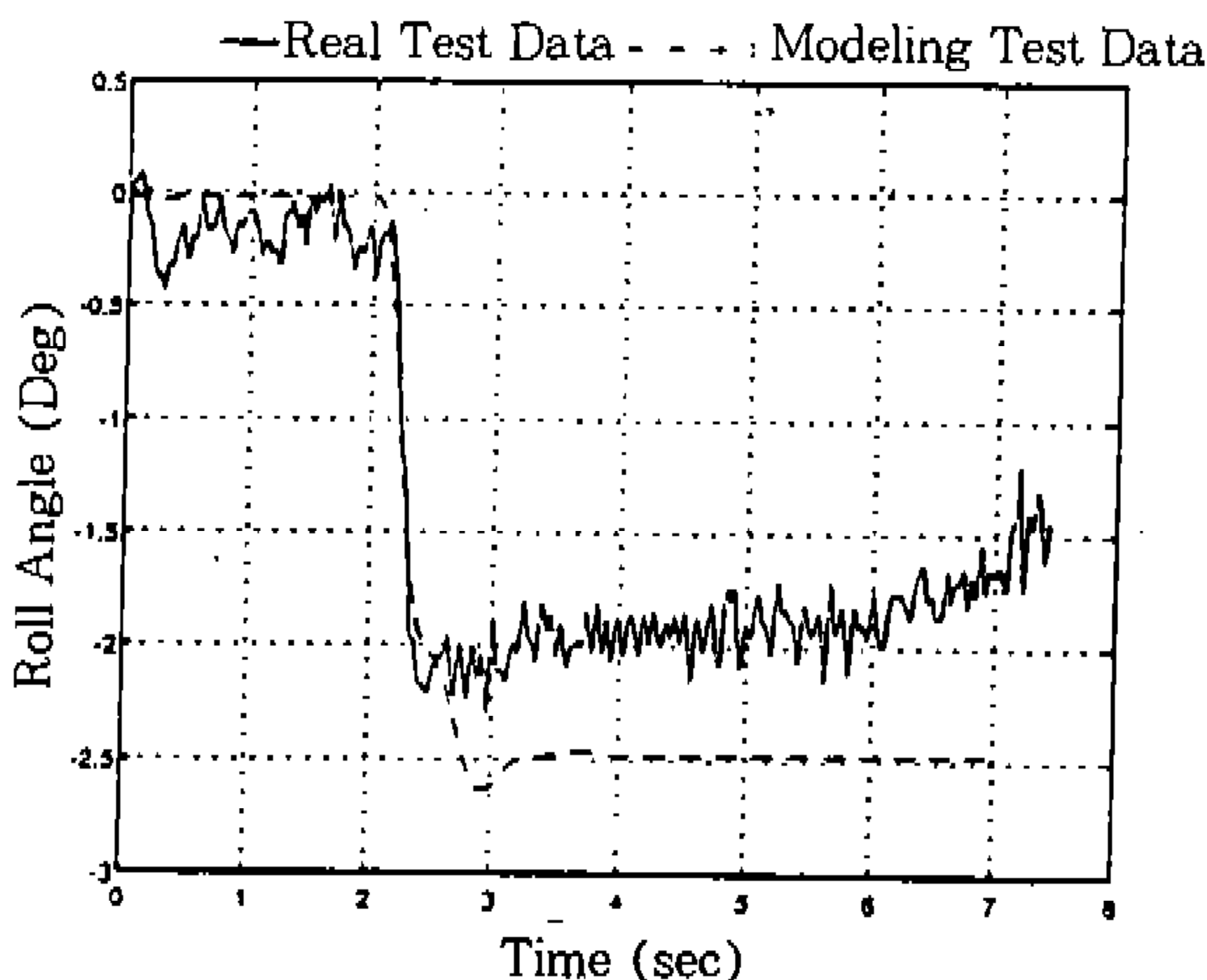


Fig.7 Result of roll angle

J-turn 시험이라 불리우기도 하며 차량의 과도 응답특성을 파악하기 위한 대표적인 시험법이다. 일반적으로 매우 짧은 시간 동안에 조타력을 가하여 이에 따르는 차량의 요오잉 각속도, 횡 가속도, 롤 각도, 측면 미끄러짐 각 등을 측정함으로써 과도 상태의 차량의 추종성을 평가하는 방법이다. 이와 더불어 부분적인 정상상태 응답으로부터 차량의 understeer/oversteer 특성을 평가할 수 있다. 본 논문에서는 속도를 80km/h로 정하여 주행을 시켰으며 45°의 조향 입력은 주행 2초후 0.2초 동안 가해진 것으로 시험하였다. 이 시험 결과는 실차 실험 결과와 몇 가지 항들에 대해 비교되었다. 요오잉 각속도(yaw rate), 횡방향 가속도(lateral acceleration)와 롤 각도(roll angle)에 대한 비교가 Fig.5-7에 나타나 있다.

Fig.5에는 요오잉 각속도의 실차 실험치와 컴퓨터 시뮬레이션 결과치를 비교하여 도시해 놓은 것이다. 실차 실험시 영에서 부터 약 11°/sec로 값의 변화가 있었으며 시뮬레이션시에는 영에서 부터 약 12°/sec정도의 변화가 있었다. 스텝 스티어링이 가해진 시간에 약간의 오우버슈트가 있었으나 시스템의 전반적인 응답특성에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 여겨진다. Fig.6은 횡방향 가속도를 비교하여 도시한 것이다. 이 변수의 값은 약 -0.5g정도로 실험결과와 시뮬레이션 결과가 거의 일치함을 알 수 있다. Fig.7은 롤 각도에 대한 결과를 도시하였는데 초기에는 거의 큰 차이를 보이지 않다가 약 2.5초 후 부터 실험치가 -2°, 시뮬레이션치가 -2.5° 정도로 -0.5°의 차이를 보이고 있다.

세 경우의 결과로부터 얻어진 실차 실험 결과와 모의 실험 결과의 약간의 차이는 실차실험시 운전자의 작동 오류, 실험 장비 적재로 인한 오류, 그리고 실험 장비 자체의 오류로 인한 것으로 여겨지며 실제 차량의 비선형 타이어 특성을 선형화하여 발생하는 타이어 모델링시의 오류도 이러한 결과상의 차이에 기여한 것으로 판단된다. 또한 모델링시 생략된 링크 사이의 부싱 요소의 영향으로 여겨진다. 그러나 스텝 스티어링시 롤 각도에서 발생하는 약간의 차이만을 제외

하고는 거의 일치하는 경향으로 보아 본 연구에서 개발한 모델이 타당함을 알 수 있다. 이렇게 타당성이 검증된 차량 모델은 다음 장의 4WS 차량 모델 개발에 바로 이용할 수 있다.

#### 4. 4WS 차량 모델

##### 4.1 독립 현가식 차량 모델

###### 4.1.1 모델 설명

2륜 조향 장치 차량과는 달리 4륜 조향 차량에서는 후륜을 조향할 필요가 있으므로 차량 후방에 차축식 현가 장치와는 다른 독립 현가 장치가 필요하게 된다. 이러한 배경으로 차량의 전방과 후방에 모두 맥퍼슨 형의 현가 장치가 장착되었다. 이유는 이 장치가 구조상 간단하며 일반적으로 많이 사용하고 있기 때문이다. 먼저 후륜에서의 3-링크 형의 차축식 현가 장치 대신에 후방 양쪽에 3.1.1절에서 제시한 현가장치를 장착하였다. 또한 독립 현가식에서 발생할 수 있는 롤링(rolling) 영향을 줄여주기 위하여 전방의 양쪽과 후방의 양쪽에 stabilizer bar를 장착하였다.

###### 4.1.2 해석 결과

얻어진 독립 현가 방식의 전체 차량 모델을 이용하여 3장에서와 같은 방식으로 동역학 해석을 수행하였다. 스텝 스티어링시에 나타나는 항들중에 차량의 조종 안정성 판별 기준이 되는 상태 변수들 중에서 요오잉 각속도, 횡방향 가속도, 롤 각도에 대한 비교가 각각 Fig.8-10에 제시되어 있다. 여기서 A형은 독립 현가 방식의 차량을 의미하며 B형은 차축식 현가 방식의 차량을 의미한다. 이는 3장에서 수행한 동역학 해석 결과들과의 비교이다.

먼저 Fig.8은 차량의 후방에 차축식 현가장치를 장착한 모델과 맥퍼슨 형의 현가장치를 후륜 양쪽에 각각 장착하여 독립 현가 방식을 구현한 두 모델간의 요오잉 각속도를 비교하여 도시해 놓은 것이다. 두 모델 공히 약 2.5초에서 오우버 슈트를 발생시키고 대략 12°/sec의 값으로 수렴함을 알 수 있었다. Fig.9는 두 모델간의 횡방향 가속도에 대하여 비교하였으나 3.5초 정도에서

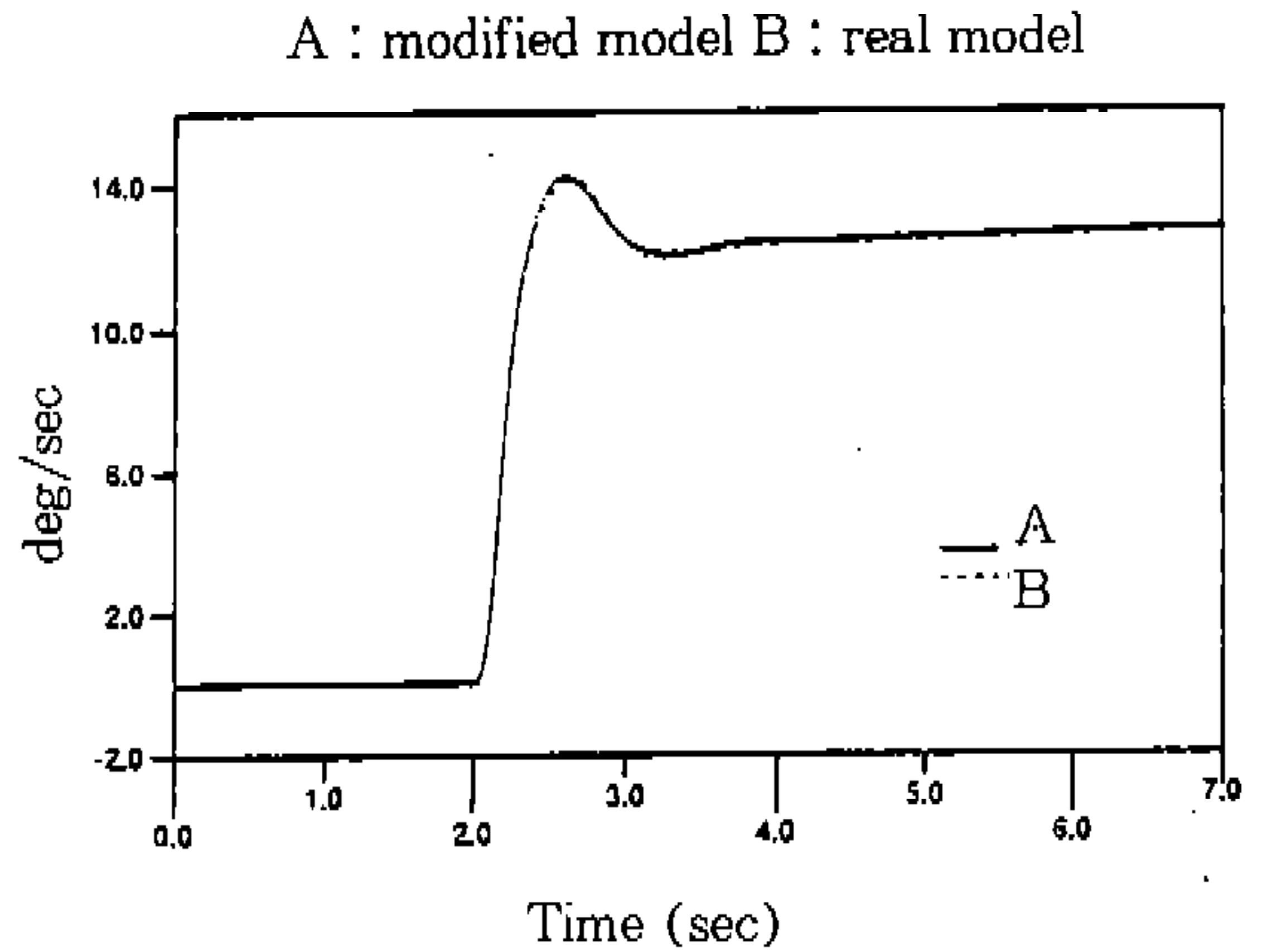


Fig.8 Result of yaw rate

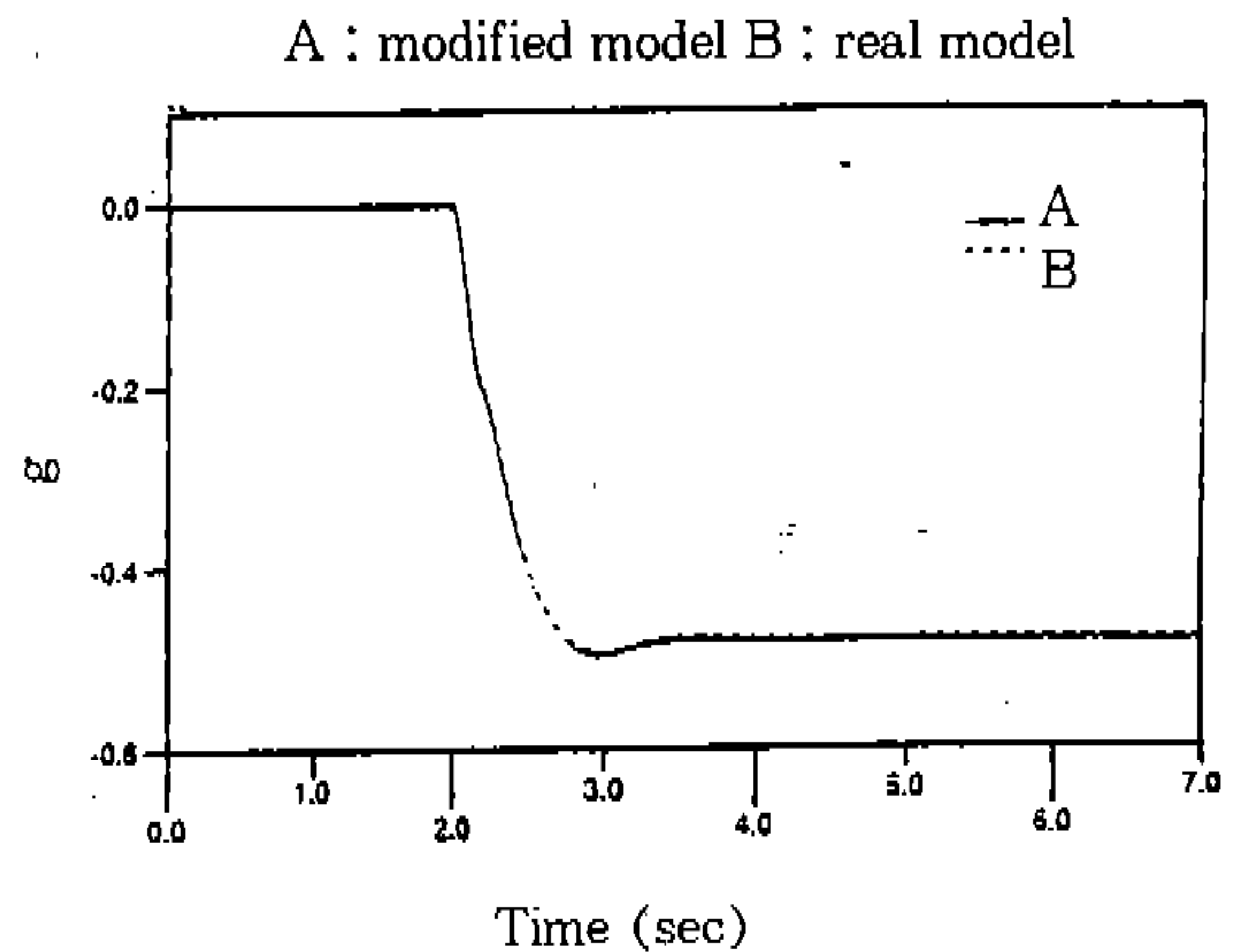


Fig.9 Result of lateral acceleration

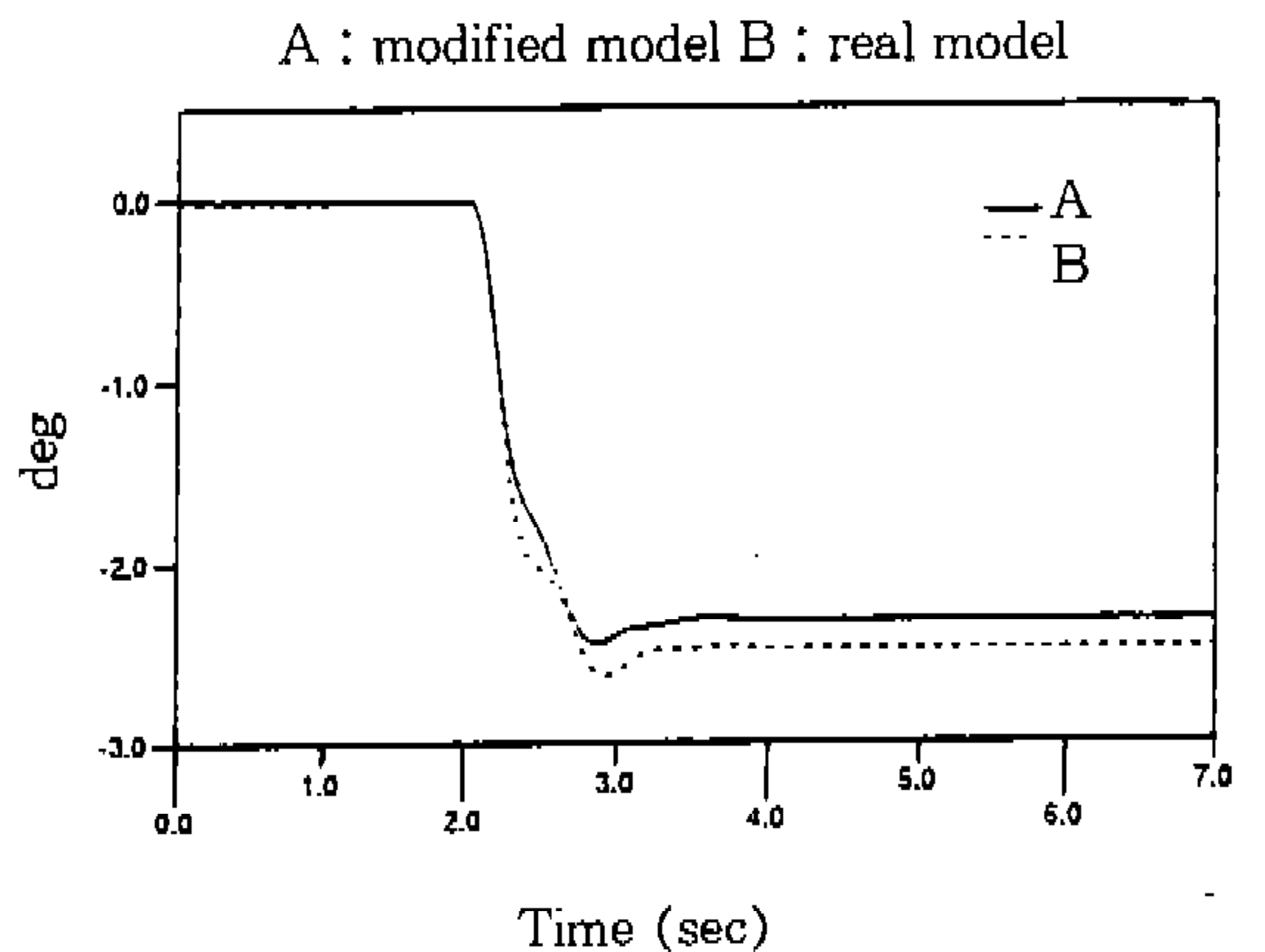


Fig.10 Result of roll angle



부터  $-0.5g$ 의 값으로 동일하게 수렴함을 알 수 있었다. Fig.10은 롤 각도를 비교한 결과로서 차축식 모델의 롤 각도가 약  $-2.5^\circ$  정도에서 수렴을 하나 독립 현가식 모델의 롤 각도는 약  $-2.3^\circ$ 로 수렴함을 알 수 있었다.

해석 결과로 부터 요오잉 각속도와 횡방향 가속도에 대한 결과는 상당히 잘 일치함을 알 수 있었으나 롤 각도에 대한 결과에 있어서는 오히려 독립 현가 방식에 있어서는 롤 영향이 줄어들었음을 알 수 있었다. 이 결과는 후륜에서의 3-링크형 차축식 현가 장치 대신에 맥퍼슨 형의 현가 장치가 장착되어 발생할 수 있는 롤 영향을 줄여 주기 위해 장착한 stabilizer bar의 영향인 것으로 판단된다. 이는 이 논문에서 제안하여 구성시킨 독립 현가 방식의 차량 모델이 타당함과 유용함을 보여 주었다. 이 차량 모델은 다음 절의 4륜 조향차량으로의 적용시 바로 이용될 수 있다.

## 4.2 4WS 차량 모델링

### 4.2.1 조향각 감응형 4WS

후륜을 조향하기 위해서 이 절에서는 기계적인 기구를 채택, 모델링, 적용하였다. 여기서 이용된 기계적인 기구는 혼다(Honda)사의 기구형태<sup>(4)</sup>를 본 차량에 맞게 모델링하여 전방과 후방 사이에 장착하였다. 이 후륜 조향 기구는 독특한 특성 곡선을 가지며 전륜의 조향 특성을 후륜에 전달하는 역할을 한다. 후륜 조향 기구가 장착된

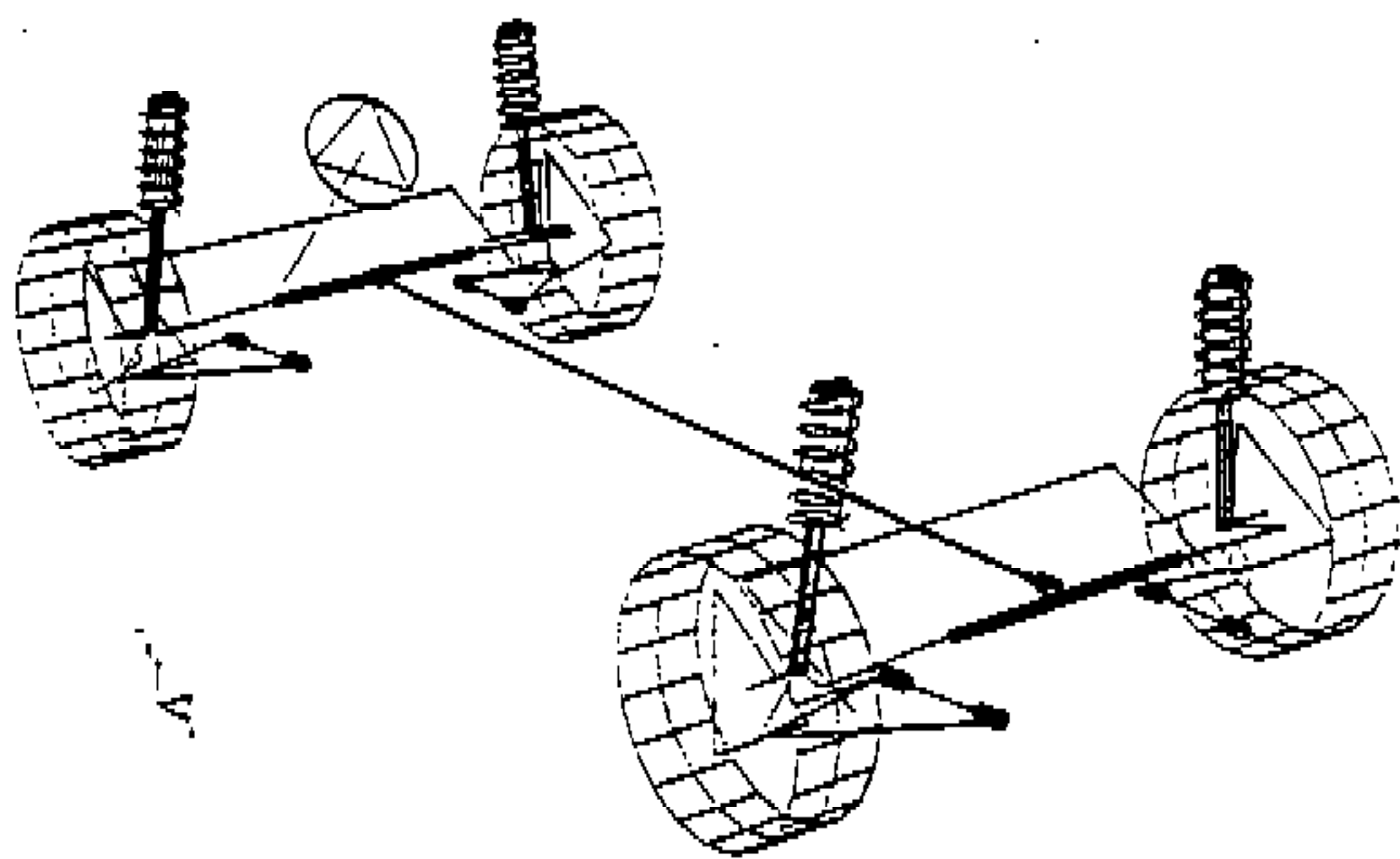


Fig.11 Full vehicle model with rear wheel steering mechanism

전체 차량 모델을 Fig.11에 나타내었고 후륜 조향 기구의 특성 곡선을 Fig.12에 나타내었다. 이 특성 곡선은 혼다 사의 특성 곡선과 유사하며 수차례의 시뮬레이션을 통하여 대상 차량에 맞게 구한 결과이다. 이 방식은 제어 로직이 첨가되어 있지 않은 순수한 기계식이며 가장 손쉽게 적용해 볼 수 있는 방식이다. 그러나 차량의 동적 상태를 상황에 맞게 감응하여 수행하는 방식이 아니므로 급격히 차량 특성이 변하는 상황에서는 성능이 꼭 향상된다고는 장담할 수 없는 한계가 있다. 이 방식은 조향각이 클 경우는 전륜과 후륜을 역상으로 움직여 주어 차량의 조작성을 높여 주고 조향각이 작을 경우는 전륜과 후륜을 동상으로 하여 차량의 안정성을 높여 주도록 구성 되어 있다.

### 4.2.2 차속 감응형 4WS

이 방식은 차량의 속도에 따라 후륜을 적절히 조향하는 것으로, 차속이 빠를 경우는 후륜을 전륜과 동상으로 조향하고, 차속이 느릴 경우는 후륜을 전륜과 역상으로 조향하여 동특성을 향상시키려는 방식이다. 본 연구에서의 차량 데이터를 이용하여 동상과 역상의 변화를 속도에 대해 구하여 본 결과 약  $35\text{km}/\text{hour}$ 가 천이 속도로 나타나 다른 연구의 결과와 거의 일치함을 알 수 있었다<sup>(1,2)</sup>. 차량 모델로는 독립 현가장치를 장착한 차량 모델이 그대로 이용되며 기계식 조향 기구 대신에 차량 속도를 측정하는 장치와 차량 속

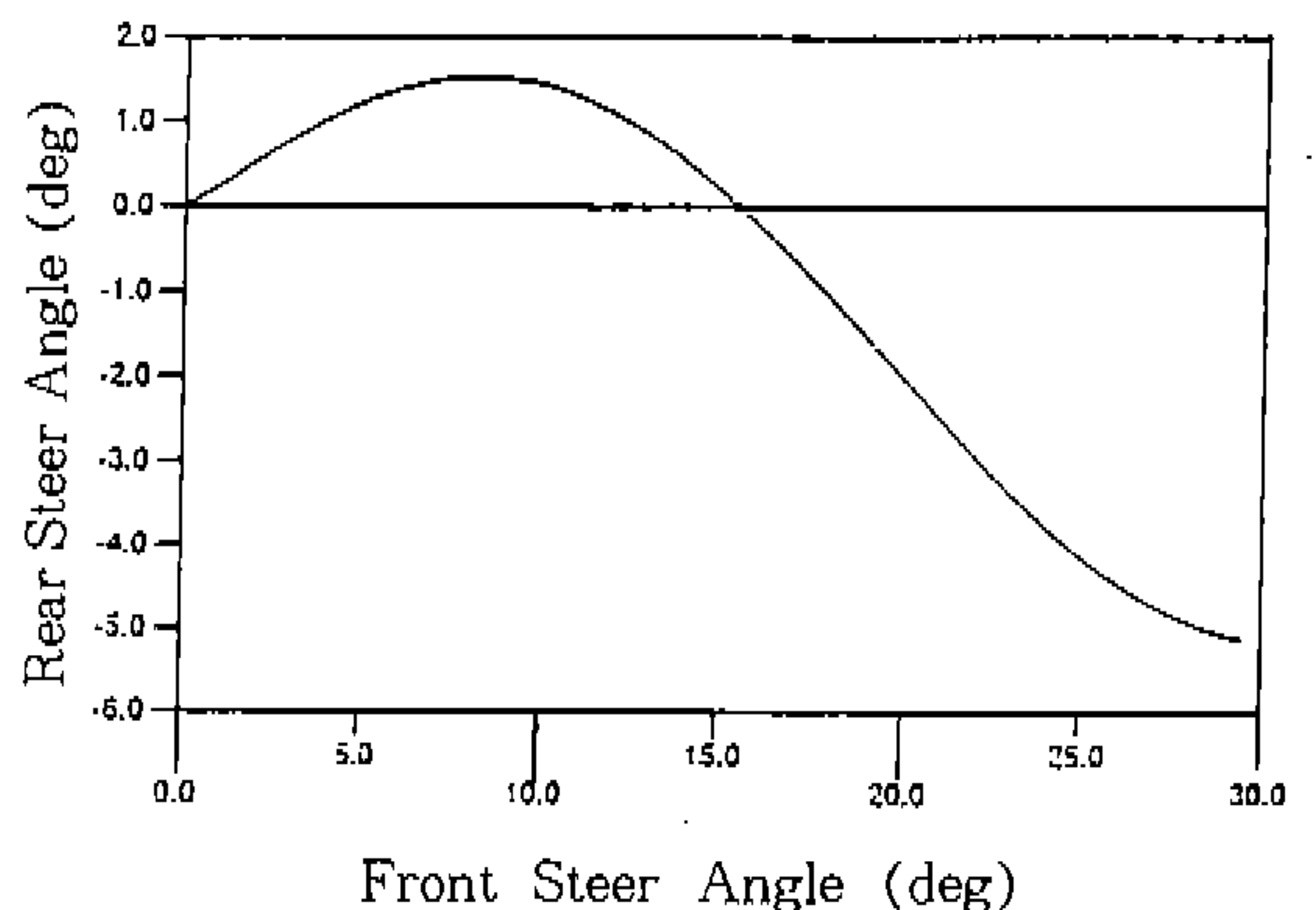


Fig.12 Characteristic curve of steer angle sensing type

도에 맞게 후륜을 조향하게 하는 제어기가 필요하다. 이 방식은 Sano<sup>(1)</sup>와 Takiguchi<sup>(2)</sup>에 의해 연구되었으며 전륜과 후륜 사이의 조향 관계식은 아래의 식 (8)과 같이 얻을 수 있다.

$$k_s = \frac{\delta_r}{\delta_f} = \frac{-b + \frac{Ma}{C,L}V^2}{a + \frac{Mb}{C,L}V^2} \quad (8)$$

속도에 따른  $k_s$ 값의 변화는 Fig.13과 같은 특성 곡선으로 표현될 수 있다.

4.2.3 차속 감응형과 요오잉 각속도 귀환형을 혼합한 방식의 4WS

이 방식은 앞절의 차속 감응형과 차량의 요오잉 각속도를 귀환시키는 형태를 혼합시켜 조종 안정성을 향상시키도록 본 연구를 통하여 고안된 것이다. 차속 감응형은 조향각 감응을 통한 기계적인 4WS를 개선하기 위하여 고안된 것이나 차량의 전진 속도 하나만을 측정하여 후륜을 조향하도록 되어 있으므로 급격히 상황이 변하는 경우에 있어서는 만족할 만한 성능을 발휘할 수 없다. 또한 차량의 선회시 차체에서 발생하는 요오잉 각속도 하나만을 측정하여 이용하는 것도 만족할 만한 것은 아니다. 따라서 차량이 정해진 속도에 맞게 후륜을 조향시켜 선회를 하도록 하고 매 시각 마다의 요오잉 각속도를 측정하여 후륜 조향각을 제어하는 방식이다. 앞서의 차속 감

응형이 open-loop 특성을 갖는 반면에 이 방식은 closed-loop 특성을 갖는다. 이 사항을 ब्लर 선도로 표시한 그림이 Fig.14와 Fig.15에 나타나 있다. 가는 선으로 표시한 부분이 open-loop 특성과 closed-loop 특성을 나타내는 영역이다. 이 그림은 두 가지 형태의 4WS 차량의 신호 흐름을 비교하기 위하여 도시해 놓은 것이다. 이 ब्लर 선도에 따라 본 연구에서 제안한 방식을 수식으로 나타내어 보면 식(9)와 같다. 특히 수식에서 나타낸 계수  $k_y$ 의 값은 수 차례의 시행을 통하여 적절한 값을 구할 수 있었다. 구체적으로 말하면, 운전자의 조향입력은 기어 셋을 통하여 전륜에 전달되어 전륜을 움직이게 된다. 또한 차속을 측정하여 얻은 적절한 계수를 전륜 조향각에 곱한 값과 요오잉 각속도에 타당한 계수를 곱하여 얻은 값을 더하여 후륜을 조향하도록 하는 방식이다.

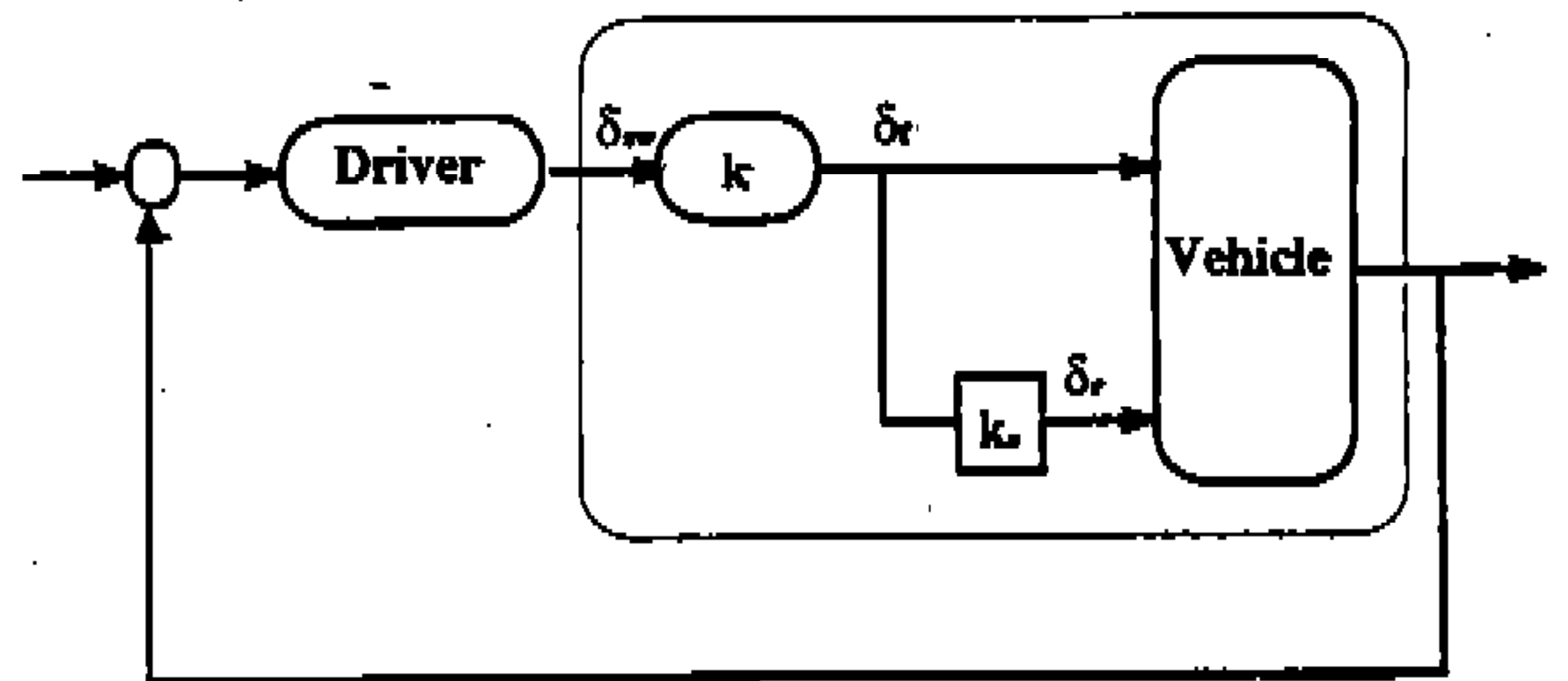


Fig.14 Black diagram of speed sensing type 4WS

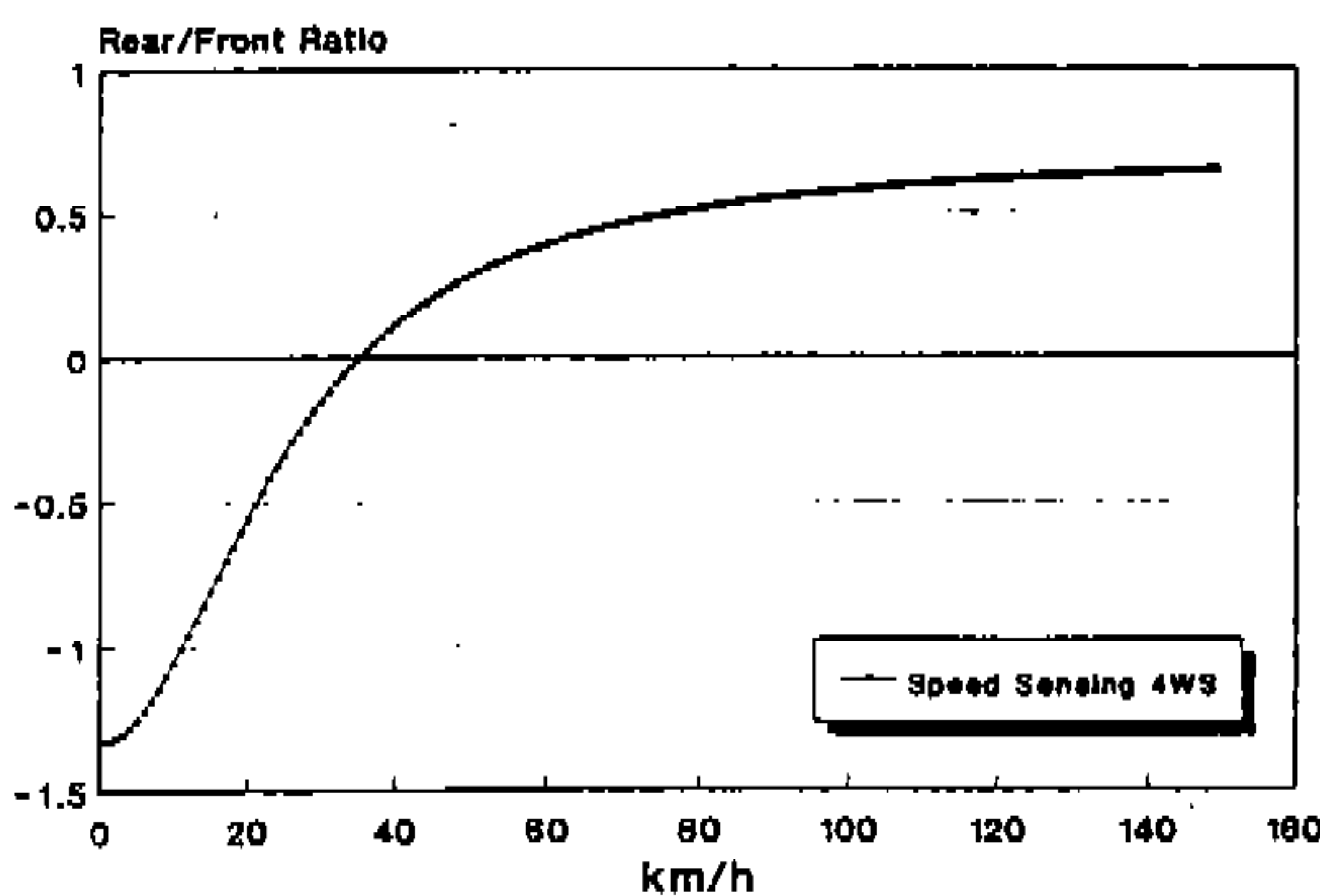


Fig.13 Characteristic curve for speed sensing type

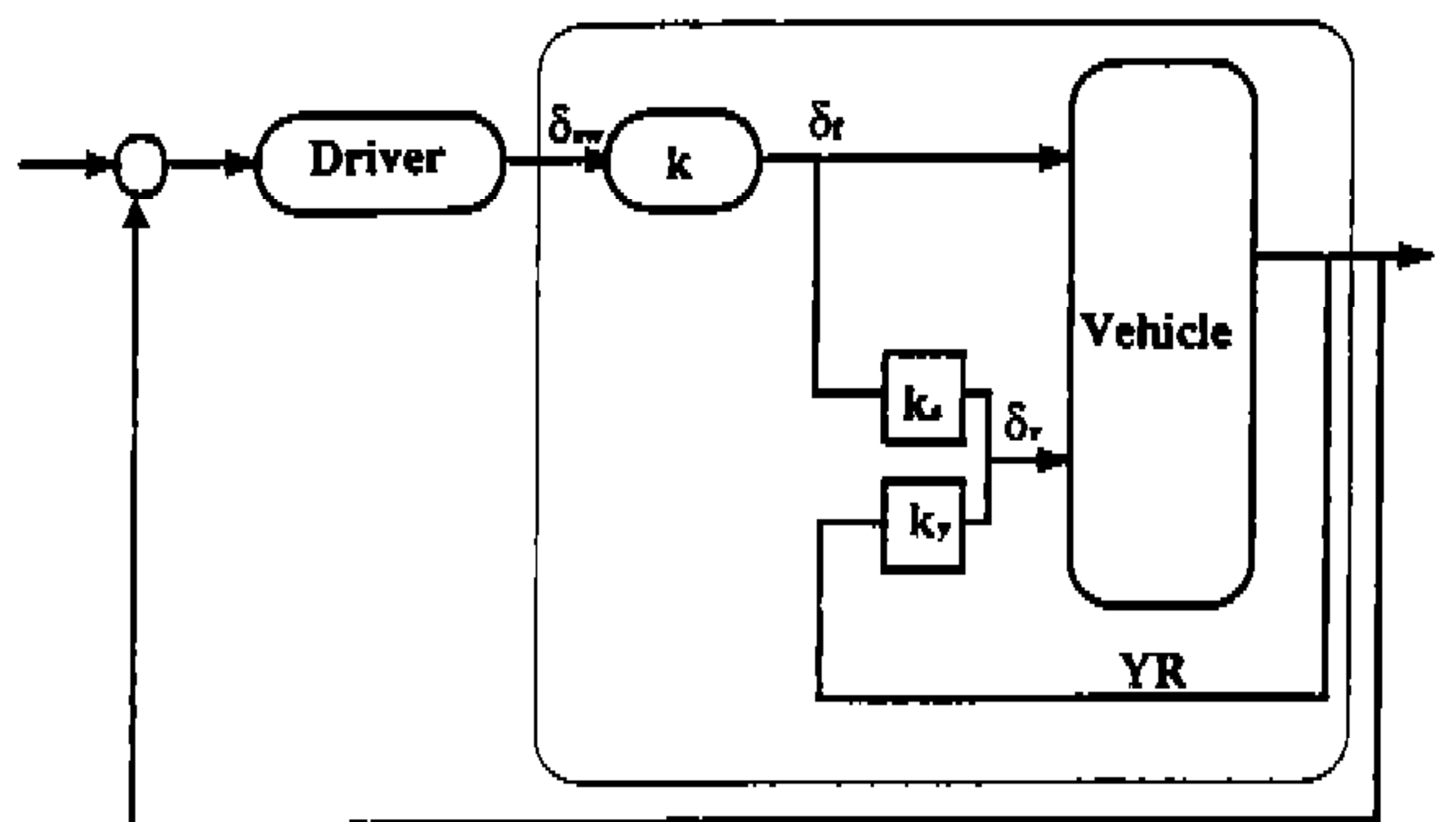


Fig.15 Block diagram of speed sensing + yaw rate feedback type 4WS

$$\delta_f = k \times \delta_{sw}$$

$$\delta_r = \delta_f \times \delta_s + YR \times \delta_s \tag{9}$$

5. 시험 및 결과 분석

5.1 시험 방법

4륜 조향 장치를 장착한 차량의 동특성을 시험해 보기 위하여 double lane change test를 수행하였다.<sup>(9)</sup> 차량의 조향 성능을 시험할 수 있는 이 시험 기준은 ISO 규격에 제시되어 있는 것을 이용하였으며 이 시험을 통하여 차량의 주행 안정성을 시험해 볼 수 있다. 본 연구에서는 차량이 Fig.16에 나타낸 것과 같은 두 개의 레인을 주어진 속도(80km/hour)로 주행하면서 통과할 경우를 살펴 보았다. 본 논문에서는 차량이 주어진 경로를 계속적으로 추종하도록 하기 위하여 간단한 형태의 조향 운동을 하는 운전자 모델을 세워서 이용하였다. 여기서 이용한 double lane change test 코스 규격을 Table 1에 나타내었으며 조향시에는 스텝 입력을 가하여 차량이 선회하도록 하였다.

5.2 결 과

80km/h의 속도를 갖는 차량이 더블 레인을 통과할 때 발생하는 결과를 살펴 보았다. 조향 성능의 판단 기준이 되는 몇 가지 결과에 대해 Fig.17-20에 도시해 놓았다. 이 결과는 2WS와 앞서 언급한 3가지 형태의 4WS에 관한 비교이다. 먼저 Fig.17는 요오잉 각속도를 나타내며 4WS-C 형태가 가장 작은 요오잉 각속도를 가지고 운동하고 있음을 알 수 있었다. Fig.18에 나타낸 횡방향 가속도에서 피크점 근처에서 2WS보다 4WS가 감소된 크기를 가지며 특히, 4WS-C 형태가 가장 작은 크기를 갖음을 알 수 있었다. Fig.19에 나타낸 롤 각도도 4WS-C 형태가 가장 작은 값을 나타내어 우수함이 입증되었으며 결과적으로 Fig.20에 나타낸 차체의 측면 미끄러짐 각도에 있어서도 상당히 감소된 크기의 값을 4WS-C 형태로 부터 얻을 수 있었다. 이것은 차량의 안전성 면에서 향상된 성능을 4륜 조향

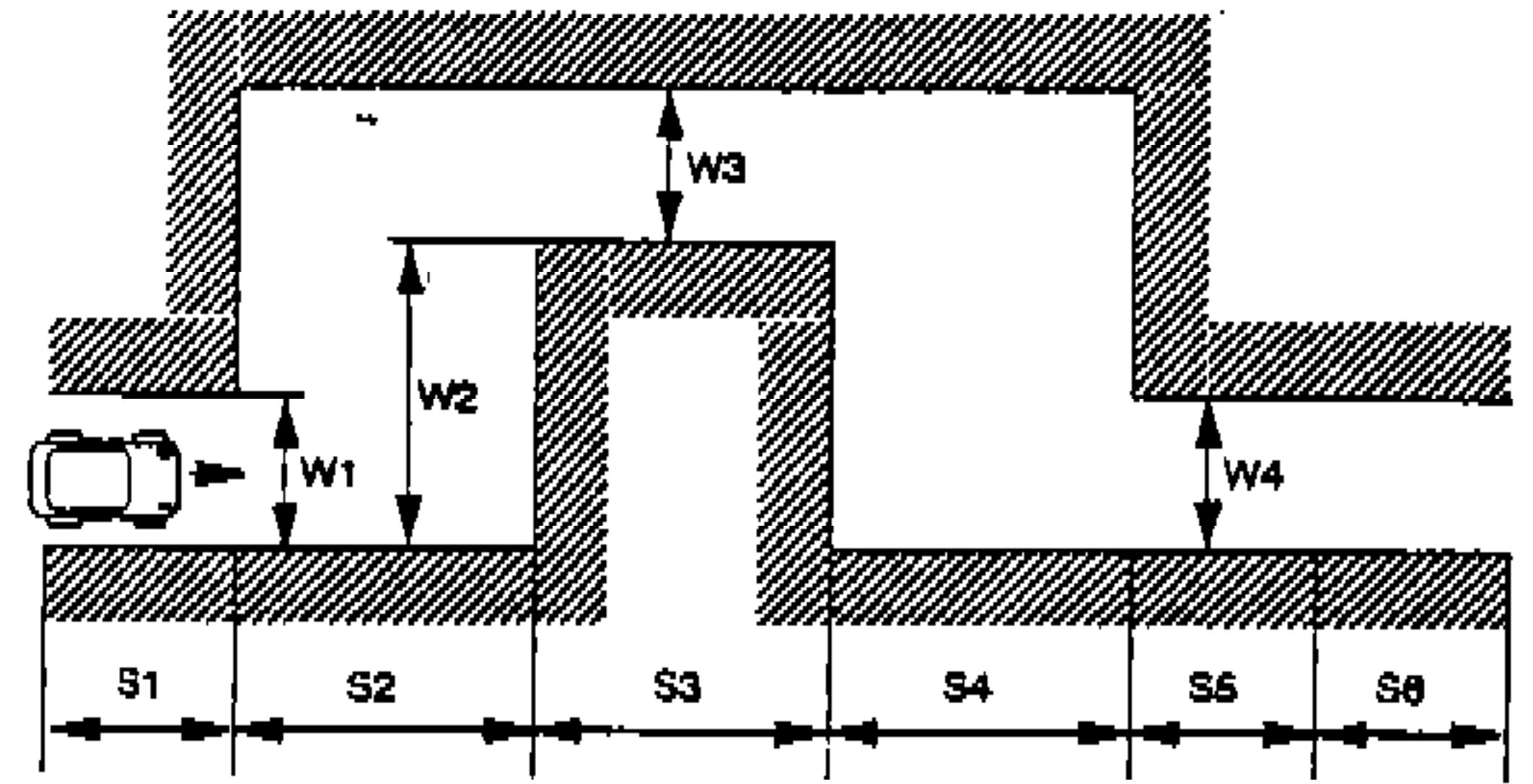


Fig.16 Double lane change test course

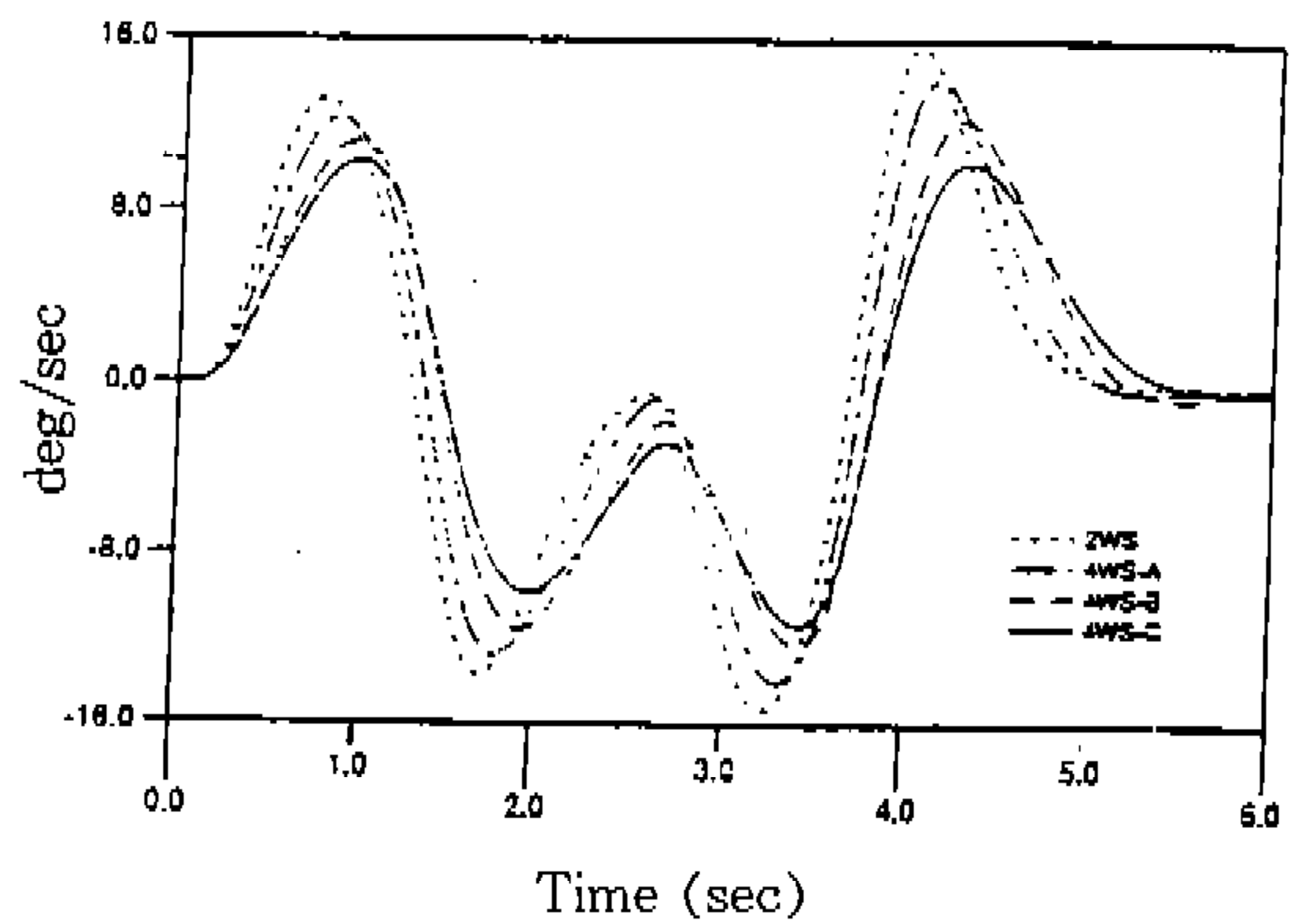


Fig.17 Result of yaw rate

Table 1 Data for double lane change test course, ISO/TR 3888

(Unit : meter)

	Data
S1	15
S2	30
S3	25
S4	25
S5	15
S6	15
W1	$1.1 \times V.W. + 0.25$
W2	3.5
W3	$1.2 \times V.W. + 0.25$
W4	$1.3 \times V.W. + 0.25$

V.W. : Vehicle Width

- \* 4WS-A : Steer angle sensing type
- 4WS-B : Vehicle speed sensing type
- 4WS-C : Speed sensing type+yaw rate feedback type

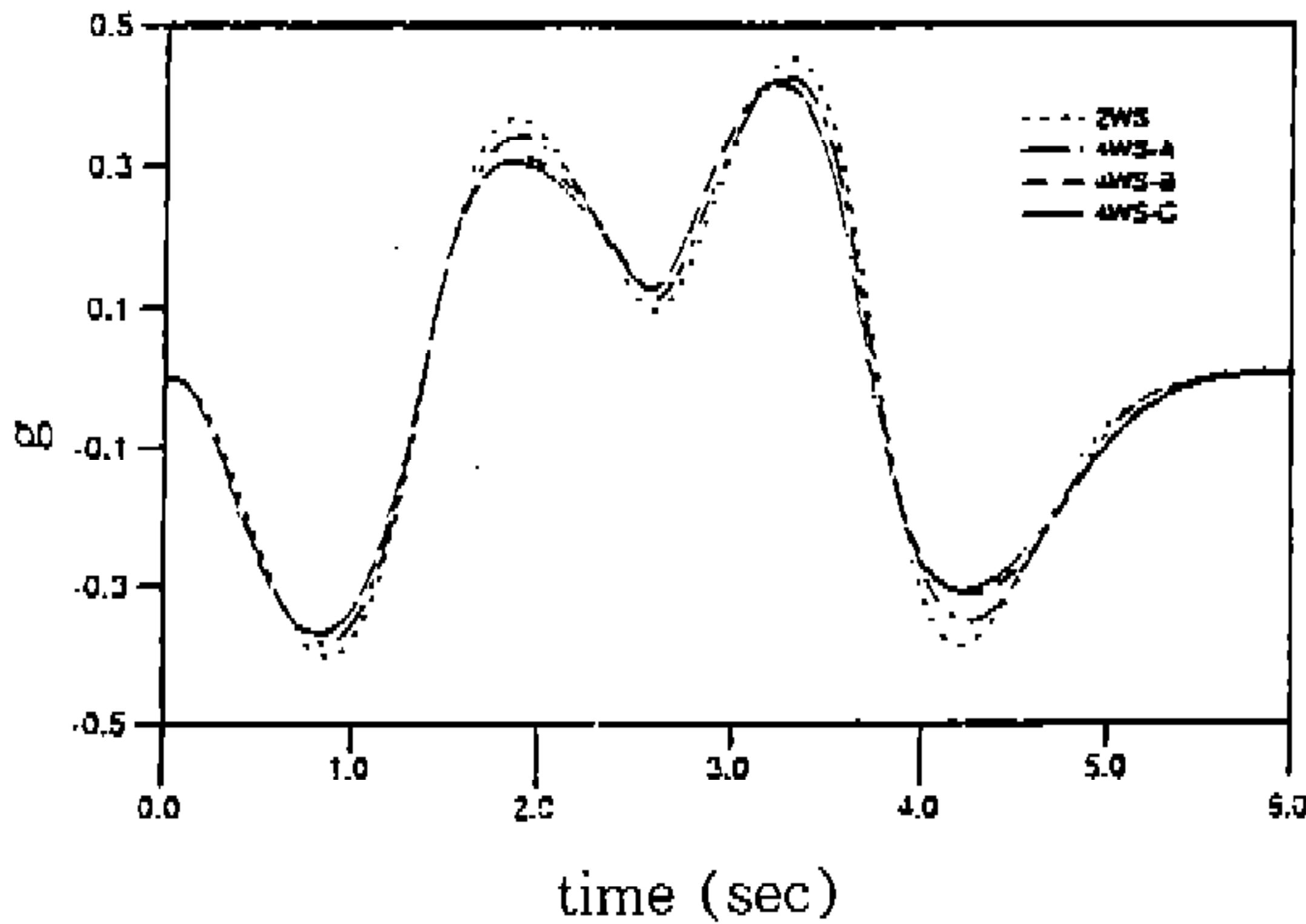


Fig.18 Result of lateral acceleration

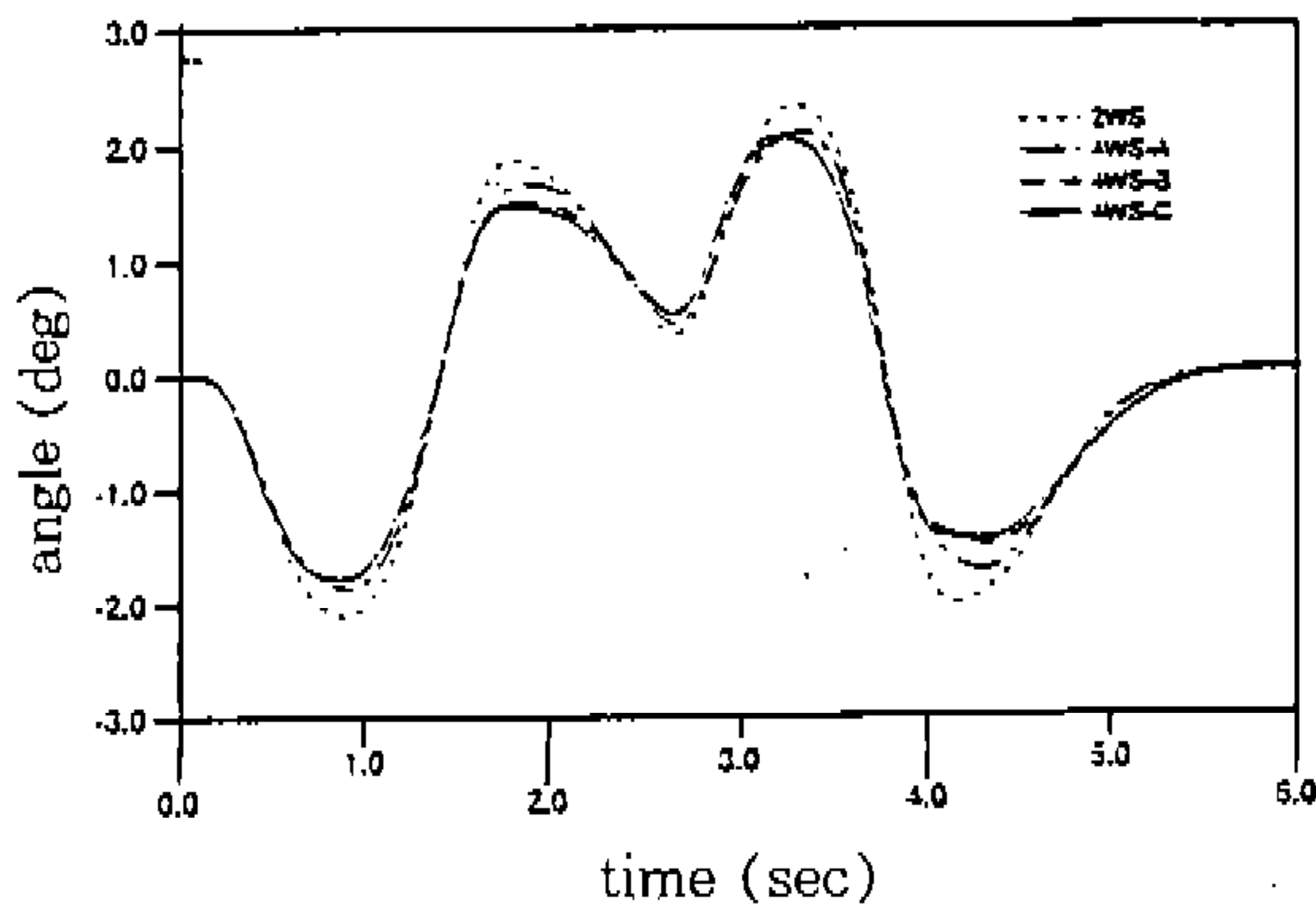


Fig.19 Result of roll angle

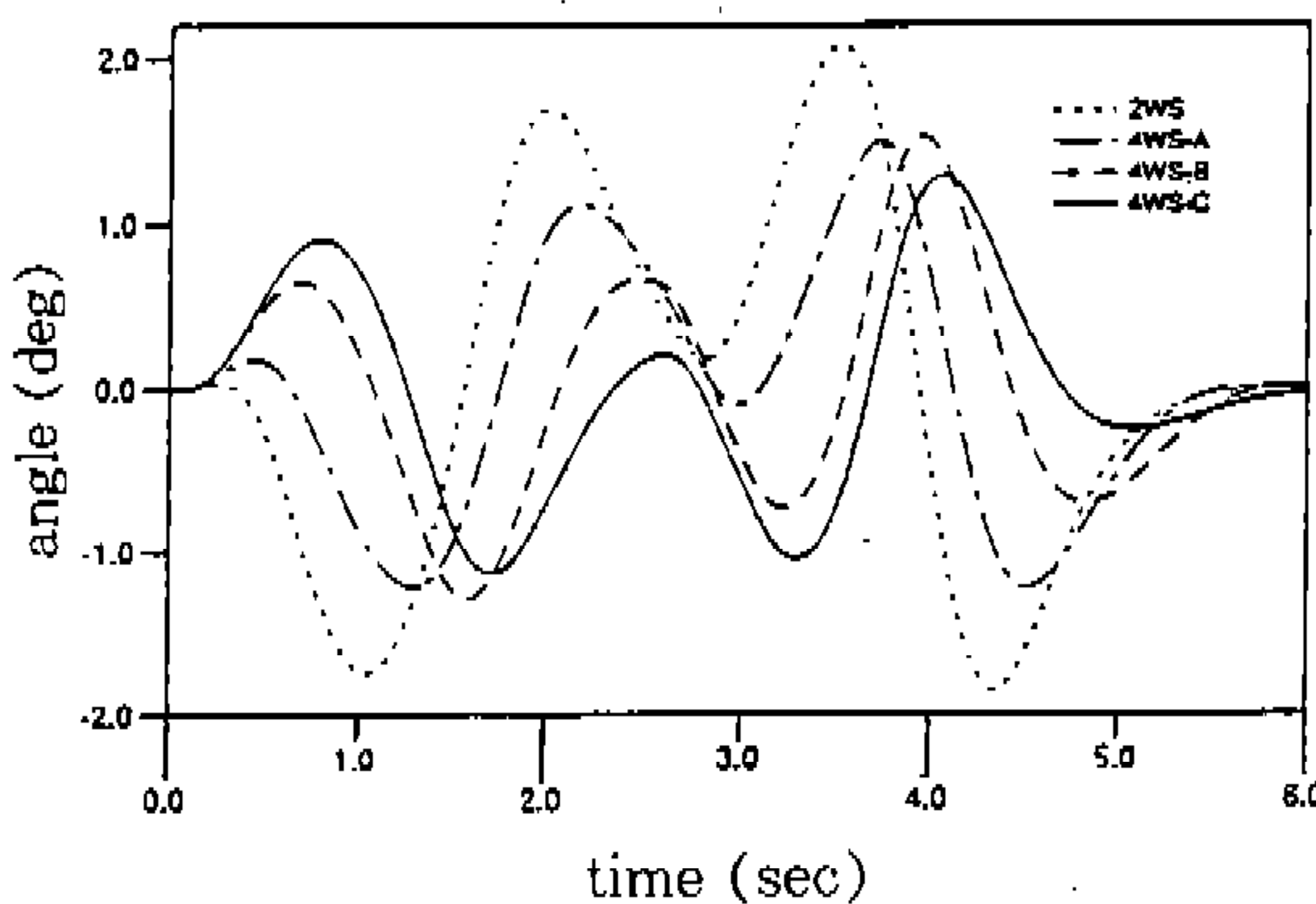


Fig.20 Result of side slip angle

차량으로 부터 얻을 수 있다는 것을 보여주고 있다. 여기서 마지막에 제안한 속도 감응형과 요오잉 각속도 귀환형을 혼합한 방법이 가장 나은 성능을 발휘함을 알 수 있었다. 차체의 측면 미끄러짐 각도면에서는 4륜 조향 장치들이 약간의

시간 지연 효과를 보이면서 감소된 측면 미끄러짐 각을 나타낸다는 것을 알 수 있었다. 이것은 후륜이 상황에 따라 조향하여 차량의 안정성을 높여 주도록 구성되어 있기 때문이라 판단된다.

## 6. 결 론

4륜 조향 장치는 차량의 조종성과 안정성을 향상시켜 줄 수 있는 장치이다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론을 정리하여 보면 다음과 같다.

- 1) 기존의 2차원 4륜 조향 차량 모델 대신에 보다 실제 차량에 가까운 3차원 4륜 조향 차량 모델이 개발되었다. 먼저 2륜 조향 차량 모델이 만들어진 후 동역학 해석이 수행되었다. 이 결과들을 스텝 스티어링 시의 실차 실험 자료와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였다. 여기서 컴퓨터 상에서의 모의 실험을 위하여 다물체 시스템의 동역학 해석용 프로그램인 ADAMS를 사용하였다. 이 프로그램을 이용하여 차량에 대한 자료를 손쉽게 컴퓨터 상에서 변화시켜 가면서 모의 실험을 수행할 수 있었다.
- 2) 후륜 조향을 위해 전방과 후방에 맥퍼슨 형태의 현가 장치를 장착하여 독립 현가 방식을 이루었다. 개발된 독립 현가 방식의 차량 모델에 스텝 스티어링 입력이 가해질 경우에 대하여 동역학 해석을 수행하였다. 여기서 얻어진 결과를 앞서 수행한 결과와 비교한 결과 롤 각도가 독립 현가 방식에 있어서 오히려 감소하는 것을 제외하고는 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.
- 3) 4WS 차량에 관한 연구의 첫번째 단계로 후륜 조향 기구를 모델링, 장착하여 기계식 4륜 조향 차량을 구성하였다. 그리고 2륜 조향 차량 모델과 4륜 조향 차량 모델을 차량 안정성에 영향을 미치는 요오잉 각속도, 횡방향 가속도, 롤 각도, 측면 미끄러짐각에 대해 비교를 하여 4륜 조향 시스템이 차량 동적 거동에 미치는 영향을 살펴 보았다.
- 4) 기계적인 4륜 조향 장치외에 차속에 따라

후륜을 조향하는 제어 방식을 이용한 4륜 조향 차량과 요오잉 각속도를 귀환시켜 제어하는 4륜 조향 차량 모델을 개발하였다. 제안된 세가지 형태의 4륜 조향 차량과 2륜 조향 차량이 더블 레인을 통과할 경우 발생하는 동적 반응 해석을 통해 각각의 성능을 비교, 분석하였다.

비교 결과 4륜 조향 장치가 2륜 조향 장치에 비해 4장에서 제시한 것과 같이 향상된 동적 성능을 발휘함을 알 수 있었다. 이와 같이 4WS 장치는 차량의 안정성을 증진시켜줄 수 있는 장치중의 하나임을 명확히 알 수 있었고 현가장치와 더불어 이 부분에 대한 자세한 연구도 계속적으로 이루어져야 한다고 판단된다. 또한 추후 연구되어야 할 과제로는 저속에서의 특성과 주파수 특성에 관한 것이며 보다 자세한 운전자 모델의 고안도 필요하다.

### 참 고 문 헌

1. S.Sano, Y.Furukawa, and S.Shiraishi, "Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle," SAE 860625, 1986
2. T.Takiguchi, N.Yasuda, S.Furutani, H.Kanazawa, and H.Inoue, "Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed Sensing Four-Wheel Steering System", SAE 860624, 1986
3. Y.Shibahata, N.Irie, H.Itoh, and K. Nakamura, "The Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle", SAE 860623, 1986
4. 일본 자동차 공학, "Four Wheel Steering System", 1987. 7
5. N.Irie and J.Kuroki, "4WS Technology and the Prospects for Improvement of Vehicle Dynamics", SAE 901167, 1990
6. Y.Yokoya, R.Kizu, H.Kawaguchi, K. Ohashi, and H.Ohno, "Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for the 1989 CELICA", SAE 901748, 1990
7. ADAMS Users Manual, Ver.6.1
8. T.D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, Inc., 1992
9. ISO Technical Report, "Road-Vehicles Test Procedure for a Severe Lane-Change Maneuver", ISO/TR 3888, pp.458-463, 1975
10. Woongsang Jeong, Jinhee Jang, and Changsoo Han, "Modeling & Dynamic Analysis for Four Wheel Steering Vehicles", ADAMS Users Conferene, 1994. 5.
11. C.W. Gear, "The Simultaneous Numerical Solution of Differential-Algebraic Equations", IEEE Tras. Circuit Theory, 1971