

〈논 문〉 SAE NO. 97370089

## 승용차의 차량 롤 제어를 위한 시스템 구현

### Implementation of Roll Control System for Passenger Car

장 주 섭\*, 이 상 호\*\*  
J. S. Jang, S. H. Lee

#### ABSTRACT

A System for reducing vehicle body roll by active control is developed. The stabilizer bar with hydraulic rotary actuator produces anti-roll moment which suppresses roll tendency. This reduction of roll improves the driving safety as well as the ride comfort. Vehicle test data shows considerable reduction of roll angle during steady-state turning. Also improvement of ride comfort is achieved by making the actuator freely rotatable, i.e. by connecting all chambers of actuator in normal driving conditions. A control algorithm using steering wheel angle and vehicle speed signal as input value is applied. It is compared with signal of the G-sensor

주요기술용어 : Stabilizer Bar(스테빌라이저 바), Anti-Roll(롤 억제), Hydraulic Rotary Actuator(유압 로터리 액추에이터), Proportional Pressure Reducing Valve(비례 감압 밸브), Roll Stiffness(롤 강성), ARS(능동 롤 제어 시스템)

#### 기 호 설 명

W : 차량의 중량  
V<sub>y</sub> : 횡(Lateral) 방향 속도  
V<sub>x</sub> : 종(Longitudinal) 방향 속도  
r : 요우(Yaw) 각속도  
δ : 조향각  
a,b : 무게 중심에서 앞쪽과 뒤쪽 타이어 중심까지의 거리

I : 회전 관성 모멘트(Yaw Moment)  
C<sub>α0</sub>C<sub>αr</sub> : 앞쪽과 뒤쪽 타이어의 선회 강성(Cornering Stiffness)  
K : 상수(Constant Number)  
L : 앞바퀴와 뒷바퀴 사이의 거리  
R : 차량의 조향 회전중심에서 차체 무게 중심까지의 반경

#### 1. 서 론

\*정회원, 경원전문대학 자동차정비과/경희대학원  
\*\*정회원, 현대자동차 승용제품 제2연구소

자동차가 굽은 도로를 회전하거나 선회시 횡방향 힘에 의하여 차체에는 롤(Roll)이 발생하여

선회력(Cornering Force)을 감소시키며, 특히 차고가 높은 자동차인 경우에 급 선회시 롤 오버(Roll Over)를 유발시켜 전복되는 경우가 있다. 이와 같이 과도한 롤 각이 생기는 경우에는 조종 안정성과 승차감에 악영향을 미치므로 롤 각을 줄이는 것은 매우 중요하다.

지금까지 연구의 대부분은 승차감의 향상에 집중되어 왔으며 차량의 자세 제어(Attitude Control)에 관한 연구는 상대적으로 미흡하였으나 차츰 스테빌라이저 바(Stabilizer Bar)를 이용한 롤 제어의 연구가 최근에 활발히 추진되고 있는 실정에 있다<sup>2), 4), 5)</sup>. 이러한 연구로 유공압 현가 장치(Hydro-Pneumatic Suspension System)에 대한 수학적 모델링을 실시하여 횡 방향 가속도를 제어 신호로 하는 이론적인 연구<sup>9), 10)</sup> 등이 수행되었다.

현재 능동 현가 장치는 기술적으로 매우 복잡하고 가격적인 측면에서 매우 고가인 특징을 가지고 있다<sup>6), 7)</sup>. 또한 이러한 시스템을 자동차에 장착할 경우 차량 중량의 증가와 추가적인 동력 소비로 인하여 최근 대두되고 있는 에너지 효율 및 가격 측면에서 불리한 문제점이 있으며 이러한 문제점을 해결하기 위한 연구가 계속 되고 있다. 본 연구에서는 유압 로터리 액추에이터(Hydraulic Rotary Actuator)를 이용하여 차량의 현가 장치중 차체의 롤링에 영향을 주는 스테빌라이저 바를 능동 제어하는 능동 롤 제어 시스템(Active Roll Control System)을 구성하고, 제안한 알고리즘을 실차에 적용하여 성능을 평가함으로써 향후 실차적용 가능성을 타진하고, 능동 또는 반능동 현가 장치에 대한 기술적 우위 확보 및 진보된 기술 축적 효과를 얻고자 한다.

## 2. 시스템 개요 및 구성

차량의 선회시 원심력이 발생되고 이로 인하여 차체의 무게중심과 롤 회전 중심과의 차이에 의한 롤 모멘트(Roll Moment)가 형성됨으로서 차체의 롤각이 발생되어 차량의 조향성과 승차감을 저하시키는 주요 요소로 작용한다. 기존 차량에서는 이러한 롤의 억제에 위하여 스테빌라이저

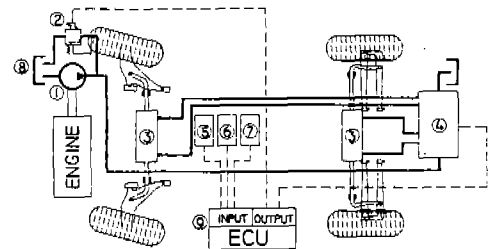
바의 비틀림 탄성에 의한 롤 강성(Roll Stiffness) 강화 효과를 이용하고 있다. 그러나 스테빌라이저 바는 선회시 롤 억제 효과를 가지는 반면, 직진 주행 시의 승차감을 저하시키는 단점을 가지고 있다.

이 점을 착안하여 스테빌라이저 바를 유압 로터리 액추에이터(Hydraulic Rotary Actuator)를 포함하는 유압 시스템과 전자 제어장치를 이용하여 능동 제어함으로써 선회시 롤을 억제하여 승차감 및 주행 안전성을 향상시키고 동시에 직진 주행 시의 승차감을 향상시킬 수 있는 능동 롤 제어 시스템을 개발하였다.

Fig.1에 나타나 있듯이 능동 롤 제어 시스템의 구성은 크게 전자 제어장치와 유압 장치로 나눌 수 있다.

먼저 전자 제어장치는 마이크로 콘트롤러와 주변 전자 회로로 구성된 하드웨어와 제어 소프트웨어로 구성되어 있다. 이것을 좀더 자세히 나타낸 것으로 Fig.2에서 전자 제어장치는 센서 출력 신호등 차량의 각종 신호를 받아들여 이를 소프트웨어에 의해 처리한 후 출력 회로를 통해 유압 시스템에 적절한 제어 신호를 출력함으로써 차량의 롤 제어를 수행한다.

전자 제어장치의 구성은 전원 회로부(Power



- ① PUMP
- ② UNLOADING RELIEF V/V
- ③ ACTUATOR
- ④ HYDRAULIC V/V UNIT
- ⑤ STEER ANGLE SENSOR
- ⑥ SPEED SENSOR
- ⑦ G-SENSOR
- ⑧ RESERVOIR TANK
- ⑨ MAIN CONTROLLER

Fig.1 Schematic of ARS System

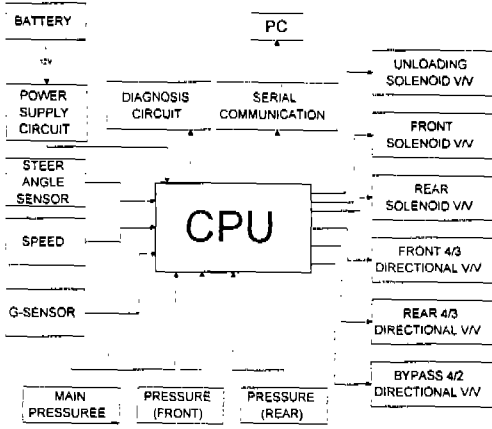


Fig.2 ECU Block Diagram

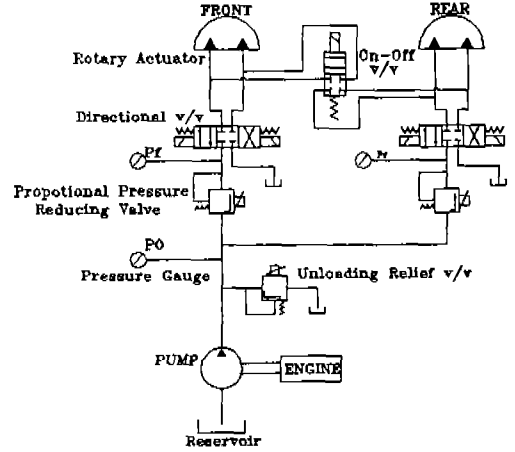


Fig.3 Hydraulic Circuit of ARS System

Supply Circuit), 전 처리기(Main Processor), 센서 신호 입력 회로(Sensor Signal Input Circuit), 구동 신호 출력 회로(Signal Output Circuit), RS-232C 통신 회로(RS-232C Communication Circuit), 시스템 진단 및 경고 회로(System Diagnosis and Warning Circuit)등으로 구성되어 있다.

소프트웨어는 제어 로직에 따른 제어량 산출 루틴을 비롯하여 시스템 모니터(System Monitor), 시스템 진단(System Diagnosis), 실차 시험시 차량 데이터 획득을 위한 통신 루틴 등이 포함되어 있다. 제어장치의 최종적인 출력은 유압 시스템의 각각의 밸브로 인가된다. 전자 제어 장치의 입력 신호는 차속, 조향각, 가속도 센서(G-Sensor)값, 유압 시스템의 압력값 등으로 구성된다.

유압 장치는 엔진으로 구동되는 유압펌프, 시스템보호를 위한 최대압 제어 및 직진 주행시의 에너지 절감을 위한 언로딩 릴리프 밸브(Unloading Relief Valve), 차량 선회시 작동하는 3/4 방향제어밸브, 로터리 액추에이터에 가해지는 압력을 제어하는 비례 압력 제어 밸브, 스테빌라이저 바에 토크를 발생시키는 베인형 로터리 액추에이터(Vane Type Rotary Actuator)로 구성되어 있다. 유압 로터리 액추에이터는 스테빌라이저 바 중앙에 장착되어 있고 양쪽방향으로 회

전이 가능하며 구속되지 않게 장착하였으며 공급 압력에 따라 회전 토크를 발생함으로써 차체에 물 억제 모멘트(Anti-Roll Moment)를 가한다. 이것은 전자 제어장치에서 출력되는 제어량에 따라 물 억제 모멘트의 크기가 조절되게 된다.

앞바퀴와 뒷바퀴 제어의 압력은 독립적으로 제어되며 직진 주행시 승차감 향상을 위하여 2/4 방향 제어 밸브를 사용하여 스테빌라이저 바의 강성을 제어할 수 있게 하였다. Fig.3에는 실차에 적용된 유압 회로도 를 나타냈다.

### 3. 제어 알고리즘

능동 롤 제어 시스템에서 제어하고자 하는 것은 롤 각(Roll Angle)이다. 그러나 롤 각을 일반적인 센서로 주행중의 차량에서 측정하기란 쉬운 일이 아니다. 그렇지만 선회시 롤 각은 차량의 횡 가속도에 비례하므로 차량의 횡 가속도를 롤 각도 대신 사용하여 제어하는 방법을 사용한다.

본 연구에 사용된 능동 롤 제어 시스템의 제어 방법은 피드포워드 제어방식이다. 즉 횡 가속도에 비례하는 제어 신호를 출력하게 된다. 따라서 이런 제어 방법에서 횡 가속도 신호는 매우 중요한 변수가 되는데 이를 유출하는 방법은 두 가지로 나눌 수 있다. 그중 하나는 가속도 센서(G-Sensor)를 사용하는 방법이고, 두번째는 차속과

차량의 기하학적인 형상인 조향각을 사용하여 유추해 내는 방법이다. 본 연구에서는 두가지 방법을 실차에서 모두 구현하였으며, 정상원 선회상태와 과도상태(Transient State)에 대하여 검토하였다.

차속과 조향각으로부터 횡 가속도를 유추하는 방법은 다음과 같다. Fig.4와 같은 차량 모델에서 횡 방향과 요우방향에 대한 운동 방정식을 세워 보면 다음과 같다.

횡 방향 운동

$$\frac{W}{g} \left( \frac{dV_y}{dt} + V_x \cdot r \right) = C_{a_f} \left( \delta - \frac{V_y + a \cdot r}{V_x} \right) + C_{a_r} \left( -\frac{V_y + b \cdot r}{V_x} \right) \quad (1)$$

요우(Yaw) 방향 운동

$$\frac{I}{dt} = a \cdot C_{a_f} \cdot \left( \delta - \frac{V_y + a \cdot r}{V_x} \right) - b \cdot C_{a_r} \cdot \left( -\frac{V_y + b \cdot r}{V_x} \right) \quad (2)$$

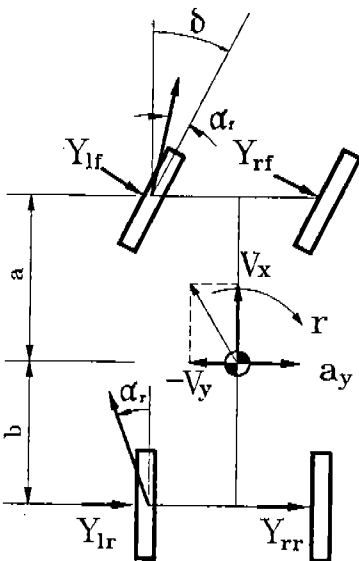


Fig.4 Vehicle Dynamic Model

이 식에서 정상원 선회(Steady-State Cornering)인 경우 경계조건인  $\frac{dV_y}{dt} = 0, \frac{dr}{dt} = 0$ 를 대입하고 조향각  $\delta$ 에 대하여 정리하면

$$\delta = \frac{L}{R} + \left( \frac{W}{g} \frac{C_{a_f} \cdot b - C_{a_f} \cdot a}{C_{a_f} \cdot C_{a_r} \cdot L} \right) \frac{V_x^2}{R} \quad (3)$$

으로 된다.

$$a_y = \frac{V_x^2}{g \cdot R}$$

이므로 위식에 대입하면

$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (4)$$

여기서 상수 K는

$$K = W \frac{C_{a_f} \cdot b - C_{a_f} \cdot a}{C_{a_f} \cdot C_{a_r} \cdot L} = \frac{W_f}{C_{a_f}} \frac{W_r}{C_{a_r}} \quad (5)$$

이다.

따라서 횡 가속도  $a_y$ 와 조향각  $\delta$ 의 비를 수식으로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V_x^2}{L \cdot g}}{1 + \frac{K \cdot V_x^2}{L \cdot g}} = \frac{1}{\frac{L \cdot g}{V_x^2} + K} \quad (6)$$

최종적으로 위의 식을 이용하여 차량의 횡 방향 가속도를 산출하여 이에 따른 제어량을 결정한다.

차량의 자세를 제어하기 위한 수단으로 PWM 제어방식을 사용하여 로터리 액추에이터 내의 압력을 제어하였고, 여기서 사용된 상수 K는 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 얻어졌다.

차량속도의 변화에 따라 입력되는 듀티(Duty) 비는 다음으로 나타낼 수 있다.

$$PWM \text{ Duty} (\%) = K \cdot a_y \quad (7)$$

#### 4. 실험 결과 및 검토

실차 시험은 회전 반경과 속도를 변화시켜 가면서 정상원 선회 시험을 실시하여 차량의 속도, 조향각, 횡 방향 가속도, 차량의 롤 각 등을 측정하였으며 실험을 여러 번 반복하여 평균값을 취하였다. 롤 각과 횡 가속도는 자이로스코프(Gyroscope)를 차량에 부착하여 측정하였다.

시뮬레이션에서는 10-자유도 차량 모델을 사용하였으며 유압 부분은 First-Order Delay로 모델링하여 구현하였다. 시뮬레이션의 입력값은 실차 시험의 조향각과 차속을 그대로 사용하였다.

Fig.5에는 동역학 해석을 위한 시뮬레이션 과정을 나타냈고, Fig.6에는 실차 시험과 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 시험 결과 시스템 미장착 차량의 경우 횡 가속도 0.5g시 3.5°의 롤각이 발생되었으나 능동 롤 제어 시스템을 장착한 차량은 횡 방향 가속도에 관계없이 롤 각이 ±0.5° 이내에서 제어됨을 알 수 있다. 횡 가속도가 0.2g 이하에서는 제어가 제대로 이루어지지 않음을 알 수 있는데, 이는 비레 압력 제어 밸브의 사구간(Dead-Band)과 기계적인 마찰에 의한 것으로 생각되며 제어시 이에 대한 고려가 필요한 것으로 사려된다.

시뮬레이션 결과와 실차 실험 결과는 대체로 일치하는 것을 알 수 있었으며 시뮬레이션에 의한 제어 로직 개발이 타당성을 가진다고 할 수 있다. 또한, 실험 결과로부터 차량의 동역학적 해석에 의한 제어 알고리즘이 이 시스템에 잘 적용됨을 알 수 있었다. Fig.6의 시험 결과에서 실차의 제어량이 다소 부족함을 알 수 있는데 이는 예기치 못한 결과로서 차량의 운동에 따라 차량의 매개변수 요소 중에서 시스템에 영향을 주는 부분이 존재함을 알 수 있다. 이는 주로 기계적인 부분(부싱, 스테빌라이저 바와 로암의 연결링

크)에서 발생하는 손실에 의한 것으로 추정할 수 있을 것이다.

동일한 회전 반경에서 선회시 능동 롤 제어 시스템 장착 차량과 미장착 시스템 차량의 조향각을 Fig.7에 비교하였다. Fig.7에서 속도가 낮을 때에는 같은 조향각을 보이나 속도가 증가할 수록 능동 롤 제어 시스템의 조향각이 적음을 알 수 있다. 즉 능동 롤 제어 시스템이 보다 중립 지향적(Neutral Steer)인 조향특성을 보인다. 따라서 핸들링 특성이 우수해짐을 알 수 있었다. Fig.8에는 가속도 센서를 이용한 것과 제어로직을 사용하여 실측한 결과를 비교한 것으로 횡 가속도

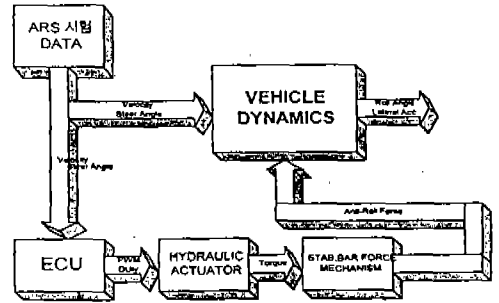


Fig.5 Simulation Flow for Vehicle Dynamic Analysis

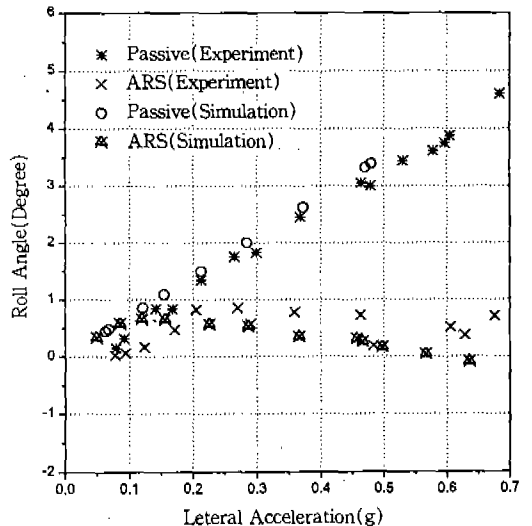


Fig.6 Results of Test and Simulation

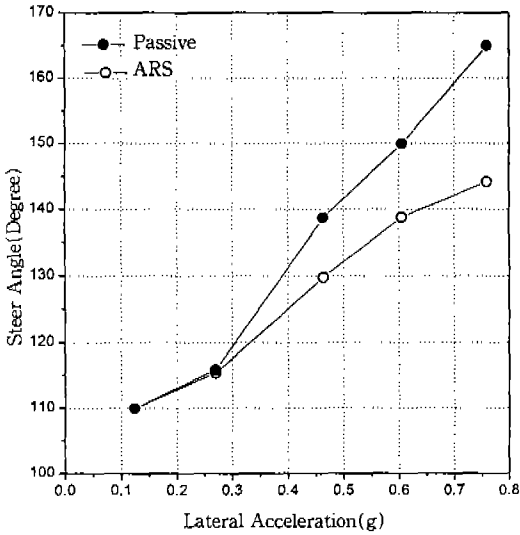


Fig.7 Comparisons of Steady-State Cornering Steering Angle

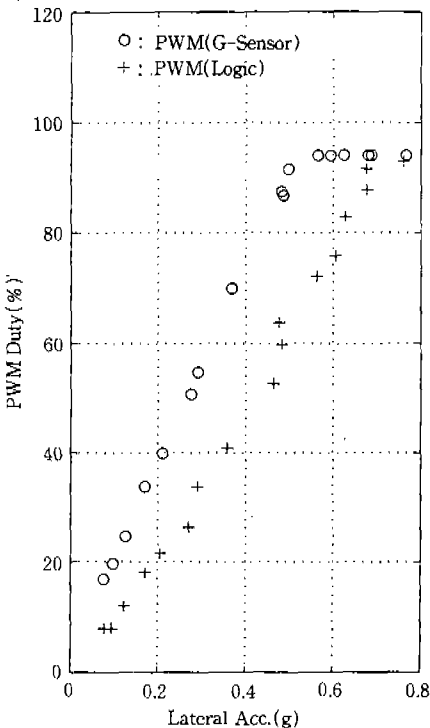


Fig.8 Comparisons for Control Characteristic of G-Sensor and Control Logic

에 대하여 Duty비의 변화가 제어로직을 사용한 것이 선형적인 특성을 나타내므로서 조종 안정성 면에서 더 우수함을 확인하였고, 특히 과도상태 (Transient State)에서는 가속도 센서의 응답성은 빠르나 시스템의 특성상 차속과 조향각을 사용하는 제어로직을 사용한 것이 차량의 미끄러짐 (Side Slip)이나 급격한 언더스티어링 (Under Steering) 현상, 스티어링 휠의 떨림이 현저히 감소함을 실차시험에서 확인 할 수 있었다. 또 정상원 선회시 미장착 시스템에서는 최고 횡방향 가속도가 0.72g였으나 능동 롤 제어 시스템 작동 시에는 0.9g까지 가능함을 실차 시험에서 확인하였다.

5. 결 론

능동 롤 제어 시스템을 실차에 장착하여 제안한 제어로직과 G-sensor를 사용하여 시험한 결과 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

- 1) 능동 롤 제어 시스템 작동시 차량의 자세 제어가 효과적으로 이루어지고 직진 주행 시에는 스테빌라이저 바가 없는 효과를 낼 수 있으므로 승차감이 향상되었다.
- 2) 차량의 미끄러짐 (Side Slip), 급격한 언더스티어링 (Under Steering) 현상, 스티어링 휠 (Steering Wheel)의 떨림 등이 현저히 감소하고 미장착 시스템과 비교하여 본 결과 중립 조향 (Neutral Steer) 특성을 보임으로서 조종 안정성이 향상되었다.
- 3) 승용차의 롤 (Roll)을 제어하기 위한 횡 가속도 신호 산출은 가속도 센서 (G-Sensor)를 사용하는 것보다 제안한 제어 로직을 사용하는 것이 조종 안정성 면에서 유리함을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. Peter Spasov "Microcontroller Technology : 68HC11" Prenticehall, 1993.
2. G Reusing, M Ochs, U G Walz, J B nger, "Low cost Active suspension systems"

- AVEC '92, 923033, pp.176~180, 1992.
3. Thomas D. Gillespie "Fundamentals of Vehicle Dynamics" Society of Automotive Engineers. INC. 1992.
  4. Yoshito Watanabe外 2人, "Feasibility Study of Reducing Roll Angle of Commercial Vehicles by Applying Active Roll Stabilizer System", 日本自動車技術會 學術講演會前別集, 9432714, pp.85~88, 1994.
  5. J.Darling, R.E.Dorey, T.J.Ross-Martin, "A Low Cost Active Anti-Roll Suspension for Passenger Car", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol 114, pp.599~605, 1992.
  6. E. Shannan, "Ride and Handling Models of a vehicle with Active Suspension", M.S thesis, Iowa State Univ. 1986.
  7. Karnopp D, Margolis D, "Adaptive Suspension concepts for road vehicles", Vehicle System Dynamics, pp.145~160, 1984.
  8. M Matsushita, T Noritsugu, T Wada, "Optimal control of Active Suspension to high performance Road Vehicles", IMechE, pp. 23~28, 1990.
  9. D W Shuttlewood, D A rolla, R S Sharp, I Crawford, "Active Roll Control for Passenger CAVEC '92, 923067, 1992.
  10. Sharp R. S and Pan D, "On Active Roll Control for Automobiles", 12th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Lyon, France, 1991.
  11. R. Lang, U. Walz, "Active Roll Reduction", EAEC3 rd International conference on Vehicle Dynamics and Power Train Engineering, Strasbourg, EAEC no. 91059, June. 1991.
  12. 장주섭, 김철수의 6명, "차량의 롤 제어를 위한 시스템 구현(1)", 한국자동차 공학회, 95년도 추계학술대회 논문집, pp. 462~467, SAE Paper 95170068, 1995.