

예측제어를 이용한 차량의 롤 제어

황수민, 박영진
한국과학기술연구원

Active Roll Control Based on Predictive Control

Soomin Hwang and Youngjin Park
Center for Noise and Vibration Control (NOVIC)
Department of Mechanical Engineering, KAIST

ABSTRACT

Active roll control can improve handling and ride comfort. Dynamic characteristics of the hydraulic actuators for active suspension, which can be modeled as the 1st order time lag system, hinders the performance improvement. To overcome this shortcoming a predictive controller is designed based on 3 d.o.f. linear vehicle handling model. The effect of this controller is studied through the simulation based on 10 d.o.f. nonlinear vehicle model and the results is compared to that of feedforward controller which uses lateral acceleration as control signal.

1. 서론

차의 회전시에 발생하는 차체의 롤(roll)은 전체적인 회전력(cambering force)를 감소시키며 특히 급격한 회전을 하는 경우에는 롤오버(roll over)를 유발시키는 등 운전 안전성에 악영향을 주므로 승차감에 나쁜 영향을 끼치지 않으면서 롤각을 줄이는 것은 매우 중요하다. 하지만 최근까지의 능동 현가장치에 대한 연구에 있어 승차감의 증가에 대부분의 관심이 집중되어 왔으며 차량의 자세제어(attitude control)의 측면에 있어서는 상대적으로 연구가 활발히 행해지지 않고 있다. 차량의 회전시 차체의 롤 각을 줄이는 것은 안전성이라는 측면에 있어 매우 바람직하며, 특히 차의 무게중심이 지면으로부터 높은 위치에 있는 차량(e.g. Jeep)일수록 그러하다. 그러나 수동적인 현가장치에서는 설계에 있어 승차감과 운전성 사이의 절충(trade off)이 필요하게 되므로 승차감에 악영향을 주지 않으면서 운전성을 향상시키는 데에는 한계가 있다.

이러한 문제점은 능동 현가장치에 의한 롤 제어(roll control)로 극복될 수 있는데, 여기서 롤 제어란 차량의 회전시에 댐핑(damping)을 증가시키거나 또는 차체와 차축 사이에 있는 작동기(actuator)로부터 적절한 제어법칙에 의해 발

생되는 힘을 이용하여 롤각을 줄이는 작업을 말한다. 그리고 롤 각을 줄임으로써 현가장치에 있어 롤에 의해 발생하는 언더스티어(understeer) 또는 오버스티어(oversteer) 현상도 어느정도 방지할 수 있다. 이 분야에 대한 연구로서 Shuttlewood [1] 등은 차체의 횡방향 가속도를 제어신호로 사용하는 느린능동식 현가장치를 구성하였으며 Shoji [3] 등은 차량의 빠른 자세제어를 위해 피드포워드 제어를 사용하여 제어하는 방법을 제안하였다.

한편 차량의 운전 안전성(handling stability)은 타이어의 응답특성에 매우 큰 영향을 받는다. 즉 핸들의 조향시에 발생하는 횡방향 가속도(lateral acceleration)나 가-감속시의 종방향 가속도는 지면과 접촉하고 있는 타이어에서 발생하는 힘에 근거한다. 횡방향 가속도는 핸들의 조향 때문에 발생하는 데 이러한 조향 입력은 타이어의 종방향 벡터와 속도 벡터사이의 각 차이, 즉 슬립각(slip angle)을 유발하며 타이어의 횡방향 힘(side force)은 이 슬립각에 근사적으로 비례한다. 그리고 엔진과 브레이크 토크에 의해 발생하는 타이어의 종방향 슬립(longitudinal slip)은 종방향 힘을 유발한다. 이러한 타이어의 종합된(lateral and longitudinal) 힘은 차량의 병진운동과 회전운동에 직접적으로 영향을 끼친다. 그리고 회전과 가-감속이 동시에 존재할 때에는 가-감속력은 회전력에 그리고 회전력은 가-감속력에 상호영향을 주므로 단순히 회전, 또는 가-감속만할 경우와는 타이어에 가해지는 힘이 달라지게 되며 이러한 거동을 정확하게 묘사하는 것이 필요하다. 따라서 타이어의 정확한 모델링은 차량의 운전적인 면을 고찰시에는 필수적이다. 본 연구에서는 Bakker와 Nyborg[4]의 타이어 모델을 사용하였다.

능동 현가장치에 사용되는 유-공압 작동기는 시간지연 등의 특성을 가지고 있다. 따라서 제어에 있어 이득여유(gain margin)가 줄어들게 되며[10] 성능 저해요소로 작용한다. 본 연구에서는 작동기를 0.3초의 시정수를 가진 1차 지연식으로 모델링하였다. 이러한 작동기의 시간지연을 극복하면서 적절한 롤 각의 감소를 달성하기 위해 예측제어 이론을 사용하여 느린 능동식 현가장치(slow active suspension)를 구성하

며 수동적인 경우 그리고 횡가속도를 제어신호로 이용하는 피드포워드 제어에 의한 경우와 그 성능을 비교한다. 제어기의 설계에 사용되는 수학적 모델로서는 요잉, 롤 그리고 횡방향 모드만을 가지는 3자유도의 선형 차량모델을 사용하였으며, 10자유도의 비선형 모델을 사용하여 그 결과를 검증하였다.

2. 차량의 롤에 의한 영향

차체의 롤은 차량의 운전적인 면에 있어 다음과 같은 영향을 끼치며 롤제어에 의해 이러한 점을 방지할 수 있다.

1) 차량의 회전시에는 차체의 롤에 의한 횡방향 무게이동(lateral load transfer)이 발생하여 안쪽 바퀴보다 바깥쪽 바퀴에 더 많은 수직하중이 작용하게 된다. 따라서 이러한 수직하중에 크게 영향을 받는 축력도 변하며 차량에 가해지는 전체적인 축력의 합이 줄어들게 된다. 이는 특히 차량의 급격한 회전시에 차량의 spinout 또는 driftout를 유발할 수 있다.

2) 차체의 롤은 휠의 지면에 대한 기울어짐을 유발하는데 이 각을 캠버각이라 한다. 평평한 노면에서의 캠버는 전적으로 차량의 회전에 의한 롤에 의해 영향을 받는데 이러한 캠버각은 횡방향 밀립 저항력을 결정하는 인자가 되어 그 변화가 적은 것이 타이어의 노면 접지성에 좋다[11].

3) 차량의 회전에 의한 롤에 의해 앞, 뒤 바퀴의 조향이 생기는데 이러한 현상을 롤스티어(roll steer)라 한다. 앞 축에서의 양의 롤스티어는 언더스티어(understeer)에 그리고 뒷 축에서의 양의 롤스티어는 오버스티어(oversteer)에 기여한다.

3. 3-D.O.F 차량모델

3자유도 선형 차량 모델은 횡방향, 요우(yaw) 그리고 롤(roll) 운동만을 포함하며 제어기의 설계에 이용된다. 이 모델은 차축의 bounce 모드를 가지지 않으므로 차량의 회전에 발생하는 횡방향 무게이동(lateral load transfer)에 대한 정보를 가지지 못한다. 그러나 캠버각의 영향은 고려된다. 이 각은 캠버 트러스트(camber thrust)라는 횡방향 힘을 발생시킨다.

이 모델의 기본이 되는 차량 시스템은 그림 1에 보여진다.

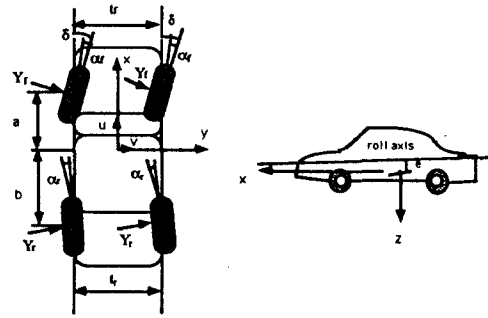
횡방향, 요우, 그리고 롤에 대해 각각 운동방정식을 세우면 다음과 같다.[6]

$$M(\dot{v}+ur) + M_e \dot{p} = 2Y_f + 2Y_r + F_{cam}\phi + R_{cam}\dot{\phi}$$

$$I_z \dot{r} = 2aY_f - 2bY_r + (F_{cam}a - R_{cam}b)\phi$$

$$I_x \dot{p} + M_{se}(\dot{v}+ur) = -(FRS+RRS)\dot{\phi} - (FRD+RRD)p + M_{in}$$

여기서 앞과 뒤축의 타이어 슬립각은 횡방향 속도(side velocity), 핸들의 조향각, 그리고 롤스티어(roll steer)와 타



<Fig.1> 3자유도 차량모델

이어의 복원 모우먼트(tire aligning moment), 휠 컴플라이언스 스티어(wheel compliance steer) 등에 기인한다. 본 연구에서는 휠 컴플라이언스 스티어 및 타이어의 복원 모우먼트에 의한 영향을 무시한다. 따라서 다음과 같은 사이드 슬립각식을 얻는다.

$$\alpha_f = \frac{\delta}{KSR} + \epsilon_f \phi - \frac{v+ar}{u} \quad \alpha_r = \epsilon_r \phi - \frac{v-br}{u}$$

타이어의 슬립에 의해 발생하는 횡방향 힘(lateral force)은 슬립각과 회전강성(comnering stiffness)을 곱한 값과 같으며 각각의 타이어에 걸리는 총 횡방향 힘은 슬립각에 의한 힘과 캠버각에 의한 힘의 합이 된다.

$$Y_f = C_{\alpha f} \alpha_f + F_{cam} \phi$$

$$Y_r = C_{\alpha r} \alpha_r + R_{cam} \dot{\phi}$$

이러한 단순화 된 차량모델에서는 차량이 가-감속 그리고 회전할 때 생기는 무게이동(load transfer)을 구현할 수 없으므로 타이어 힘의 동적거동을 나타낼 수 없다는 단점이 있다.

4. 10-D.O.F 모델

차량이 차체(sprung mass)와 네 개의 독립적인 차축(unsprung mass)의 다섯개의 강체로 구성되었다는 가정하에 10 자유도의 모델이 유도되었다. 차체는 총 6 자유도(bounce, lateral, longitudinal, roll, pitch, yaw motion)를 가지며 각각의 차축은 단지 bounce 운동만이 가능하다. 그런데 요우(yaw)각이 무시될 만큼 작지 않으므로 비선형 방정식이 된다.[8]

5. 예측제어(Predictive Control) 이론[12]

예측제어기는 미래의 출력을 원하는 값에 근사시키는 제어기출력을 계산하는 역할을 한다. 이때 예측제어이론의 제어법칙은 현재로부터 몇 단계(step)후 까지의 제어기 출력을 계산하는데 실제로 사용되는 것은 바로 다음 단계의 값

뿐이다. 그리고 다음 단계에서는 같은 작업을 반복하는 데 이를 Receding horizon principle이라 한다. 이렇게 함으로써 모델링에러와 외란에 의해 실제의 값과 차이가 있을 수 밖에 없는 예측을 보상할 수 있다.

5.1 예측기 (predictor)의 구성

Prediction horizon까지의 시스템의 출력을 예측하기 위해서는 예측기(i-step ahead predictor)가 필요하다. 이러한 미래에 대한 예측은 현재까지의 데이터와 미래의 제어기 출력 그리고 시스템 모델의 함수가 된다. 따라서 적절한 시스템 모델과 외란모델이 필요하게 된다. UPC(unified predictive control)은 미래값의 예측을 위해 전달함수 모델을 사용한다. 외란을 고려하여 시스템을 묘사하면 다음과 같다. 여기서 외란은 플랜트의 출력에 존재한다고 가정한다.

$$y(k) = \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k-1) + \xi(k) \quad (1)$$

where

$$A(q^{-1}) = 1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_n q^{-n}$$

$$B(q^{-1}) = b_0 + b_1 q^{-1} + \dots + b_m q^{-m}$$

$$\xi(k) = \frac{T}{D} e(k)$$

이때 $t = k+i$ 일때의 출력은 다음과 같다.

$$y(k+i) = \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k+i-1) + \xi(k+i) \quad (2)$$

여기서 $e(k)$ 는 외란을 나타내며 T 와 D 는 Monic Polynomial이다. $\xi(k)$ 의 미래값은 $\xi(k+i) = \frac{T}{D} e(k+i)$ 인데 이를 과거와 미래값으로 분리하기 위해 Diophantine eq.를 도입한다.

$$\frac{T}{D} = E_i + q^i \frac{F_i}{D}$$

Diophantine eq.를 이용하면 미래의 외란은 다음과 같이 변환된다.

$$\xi(k+i) = E_i e(k+i) + \frac{F_i}{D} e(k) \quad (3)$$

윗식의 오른쪽 두번째 값은 과거의 값들로부터 구해질 수 있다. 즉 식(1)에 $\frac{F_i}{T}$ 를 곱한 후 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{F_i}{D} e(k) = \frac{F_i}{T} \left[y(k) - \frac{q^d B}{A} u(k-1) \right] \quad (4)$$

식(3)과 식(4)를 이용하여 식(2)를 다시 쓰면 다음과 같다.

$$y(k+i) = \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k+i-1) + E_i e(k+i) + \frac{F_i}{D} e(k) \quad (5)$$

or

$$y(k+i) = \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k+i-1) + \frac{F_i}{T} \left[y(k) - \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k-1) \right] + E_i e(k+i) \quad (6)$$

미래의 출력 $y(k+i)$ 에 대해 조건기대(conditional expectation)를 취하면 다음과 같다.

$$\hat{y}(k+i) = \frac{q^d B(q^{-1})}{A(q^{-1})} u(k+i-1) + \frac{F_i}{T} \left[y(k) - \frac{q^d B}{A} u(k-1) \right] \quad (7)$$

윗 식에 certainty equivalence principle[12]을 적용하면,

$$\hat{y}(k+i) = \frac{\hat{q}^d \hat{B}(\hat{q}^{-1})}{\hat{A}(\hat{q}^{-1})} u(k+i-1) + \frac{F_i}{T} [y(k) - \hat{y}(k)] \quad (8)$$

여기서 $\hat{d}, \hat{A}, \hat{B}$ 을 실제 d, A, B 의 추정값이다. 윗 식에서 오른쪽 첫째 식은 출력의 미래값을 예측하는 역할을 하며 두번째 식은 에러를 보상하는 역할을 한다. 위의 예측기를 이미 아는 부분과 미래의 모르는 부분으로 나누기 위해 Diophantine eq.를 도입한다.

$$\frac{\hat{B}}{\hat{A}} = G_i + q^i \frac{\hat{H}_i}{\hat{A}} \quad i \geq \hat{d}+1 \quad (9)$$

식(9)를 이용하여 식(8)을 정리하면,

$$\hat{y}(k+i) = G_i u(k+i-\hat{d}-1) + \frac{\hat{H}_i}{\hat{A}} u(k-1) + \frac{F_i}{T} [y(k) - \hat{y}(k)] \quad (10)$$

만일 미래에 발생하는 외란을 안다면 그 외란은 예측기에 포함될 수 있다. 즉,

$$\hat{y}(k+i) = G_i u(k+i-\hat{d}-1) + \frac{\hat{H}_i}{\hat{A}} u(k-1) + \frac{F_i}{T} [y(k) - \hat{y}(k)] + \xi_{da} \quad (11)$$

5.2 목적함수(Criterion Function)

제어기 출력은 목적함수를 최소화시키는 제어법칙(control law)로부터 얻어지는데 그 목적함수는 다음과 같다. 목적함수의 오른쪽 첫째 식은 minimum cost horizon(H_m)으로부터 control horizon(H_p)까지의 출력에 대한 비용(cost)이다. 여기서 H_m 은 시스템의 시간지연보다는 커야하는데 그것은 현재의 입력은 시스템의 시간지연 이후에만 영향을 끼치기 때문이다. H_p 은 보통 시스템의 정착시간(settling time)을 샘플링 시간으로 나눈 값으로 한다. 목적함수에서 Q_n, Q_d 가 의미하는 것은 예를 들어 만일 $Q_n = 1 - q^{-1}$ and $Q_d = 1$ 이면 제어기 출력의 변화에 가중치(weight)를 주는 것이고 $Q_n = 1$ and $Q_d = 1$ 이면 제어기 출력에 가중치를 주는 것이다.

$$J = \sum_{i=H_m}^{H_p} [\hat{y}(k+i) - w(k+i)]^2 + \rho \sum_{i=1}^{H_p - \hat{d}} \left[\frac{Q_n u(k+i-1)}{Q_d} \right]^2 \quad (12)$$

subject to

$$\Delta u(k+i-1) = 0, \quad 1 \leq H_c < i \leq H_p - \hat{d}$$

여기서 제한조건이 의미하는 것은 control horizon(H_c)이 후부터의 제어기 출력을 일정하게 유지시키는 것이다. 이렇

계 하는 이유는 계산 결과로부터 실제로 사용하는 값은 현 재로부터 바로 다음 단계의 값 뿐이기 때문이며 계산시간도 줄이는 작용을 한다.

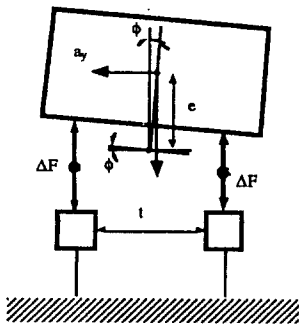
6. 피드포워드(Feedforward) 제어기

횡가속도 피드포워드 제어기는 차체의 rolling center가 일정하다는 가정하에서 다음 식으로 표시된다.

$$M_s e a_y = t \Delta F$$

$$\Delta F = \frac{M_s e}{t} a_y$$

횡가속도 피드포워드 제어기는 위 식에서 구한 ΔF 를 전 후 휠작동기에 대칭적으로 가하는 것이다. 이러한 제어기의 원리는 그림2에 간략하게 도시되었다.



<Fig.2> 횡가속도 피드포워드 제어기의 원리.

6. 모의실험

3자유도 선형모델을 기본으로 제어기를 설계한 후 각 스텝마다 구해지는 제어기 출력(Anti-roll moment)을 앞과 뒤의 축에 질량분포와 같은 비율로 분배하여 10자유도 모델에 이 값(작동기의 힘)을 부과한 결과를 이용하여 시뮬레이션을 행하였다. 예측제어 이론은 이산시간(discrete time)에서의 모델을 필요하므로 3자유도 모델의 z-domain으로의 변환이 요구된다. 본 시뮬레이션에서는 0.05초의 샘플링 시간으로 변환을 행하였다. 예측제어기의 설계에 사용되는 설계변수(tuning parameter)로는 Q_n, Q_d, H_m, H_p, ρ 등이 있는데 이들의 값은 각각 1, 1, 2, 17, 3, 0으로 하였다. 차량은 20 m/sec의 일정한 속도로 주행하다가 90도의 조향을 하는 것으로 가정하였으며 가-감속의 영향은 고려하지 않았다.

그림3은 캠버각의 영향을 고려하지 않았을 때 슬립각의 변화에 대한 타이어의 측력(side force)을 나타낸다. 그림에서 보여지듯 약 3도(degree)이내의 작은 슬립각에서는 측력이 슬립각에 거의 비례하나 슬립이 커질수록 비선형성을 띠

게 됨을 알 수 있다. 결국 3 D.O.F 모델에서의 회전강성(coming stiffness)를 일정하다고 가정한 것은 작은 슬립일 경우만 어느정도 유효함을 알 수 있다. 그러나 이것도 일정한 수직하중일 경우이고 회전시 좌우 바퀴에 가해지는 수직하중이 변하는 경우에는 슬립각이 작은 경우일지라도 정확한 값을 가질 수 없다.

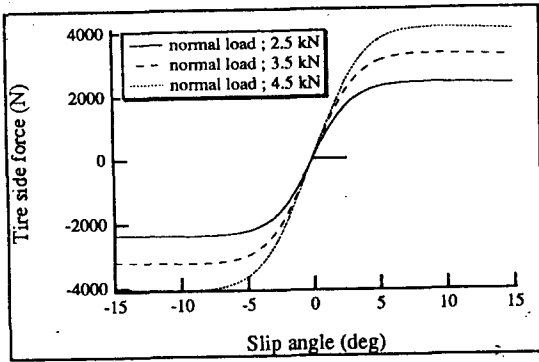
그림4는 3자유도와 10자유도 차량모델에서 제어를 안 했을 때의 물각을 나타낸다. 응답이 서로 다른 이유는 다음과 같다. 즉 3자유도 모델에서는 회전강성을 일정하다고 가정하였으므로 차량의 회전시 발생하는 무게이동에 의한 측력의 변화를 표현할 수 없다. 따라서 각각의 차량모델에서 타이어에 가해지는 측력은 같은 슬립각에 대해 서로 다르며 이는 응답차이의 주요 원인이 된다. 그림5는 10자유도 모델에서의 제어를 안 했을 때와 피드포워드 제어기에 의한 제어 그리고 예측제어를 이용한 제어의 결과이다. 예측제어기는 3자유도 선형 차량모델에 기초하여 설계되었으며 피드포워드 제어기는 6절에서 기술한 원리에 의한다. 피드포워드 제어에서 물이 생기는 초기시간에 충분한 제어가 되지 않은 데 그 이유는 작동기의 시간지연 때문이다. 한편 예측제어에 의한 응답은 위의 두 경우보다 향상됨을 보인다. 따라서 예측제어는 작동기의 시간지연을 보상하는데 효과적임을 알 수 있다.

7. 결론

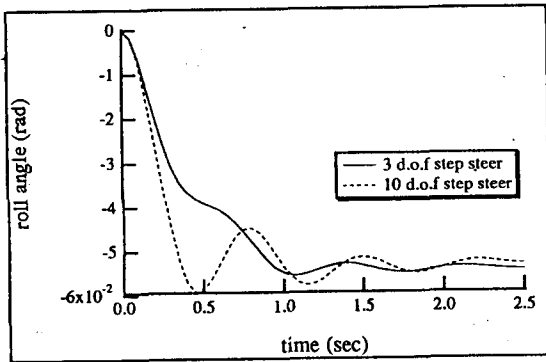
차량의 물제어에 있어 작동기의 시간지연의 특성은 성능 증가에 장애요소가 되었으며 예측제어 이론에 의한 물제어는 이러한 점을 극복하는데 도움이 되었다.

<변수설명>

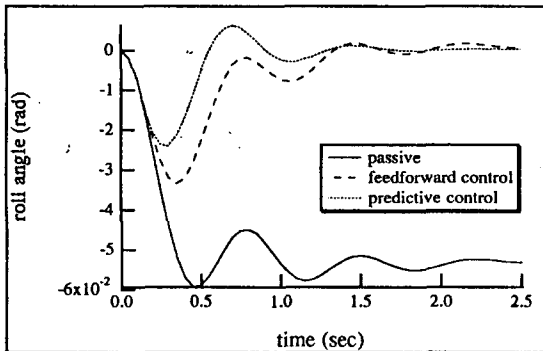
- a : Distance from vehicle CG to front axle
- b : Distance from vehicle CG to rear axle
- e : Distance from vehicle CG to roll axis
- I_x : Roll moment of inertia I_z : Yaw moment of inertia
- u : Vehicle forward velocity
- F_{cam} : Front camber thrust per unit roll
- R_{cam} : Rear camber thrust per unit roll
- v : Side slip velocity r : Yaw rate
- ϕ : Roll angle of sprung mass
- p : Roll angular velocity of sprung mass
- δ : Steering wheel angle ϵ : Roll steer coefficient
- KSR : Steering wheel angle/front wheel steer angle
- M_{in} : Anti-roll moment
- M : Vehicle total mass M_s : Sprung mass
- t_f : Front track t_r : Rear track
- α : Tire side slip angle C_α : Tire lateral stiffness
- FRS : Front roll stiffness RRS : Rear roll stiffness
- FRD : Front roll damping RRd : Rear roll damping



<Fig.3> Tire side force versus slip angle



<Fig.4> Roll response of 3 & 10 d.o.f passive vehicle model
w.r.t. step steer



<Fig.5> Roll response of passive & controlled 10 d.o.f.
vehicle model

<참고 문헌>

- [1]D. W. Shuttlewood et al., "Active Roll Control for Passenger Cars." *Proc. of AVEC, 1992*, paper 923067
- [2]Masato ABE "Roll Moment Distribution Control in Active Suspension for Improvement of Limit Performance of Vehicle Handling." *Proc. of AVEC, 1992*, paper 923068.
- [3]Shoji Inagaki et al. "Development of Feedforward Control Algorithms for Active Suspension." *Proc. of AVEC, 1992*, paper 920270
- [4]Egbert Bakker., Lars Nyborg, and Hans B. Pacejka. "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies." *SAE paper. No. 870421*.
- [5]Thomas D. Gillespie., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Inc., 1992.
- [6]R. Wade Allen, Theodore J. Rosenthal, and Henry T. Szostak. "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling." *SAE paper. No. 870495*
- [7]R. Wade Allen, Henry T. Szostak, Theodore J. Rosenthal, and Dovid H. Klyde. "Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamics Stability." *SAE paper. No. 900127*.
- [8]J. E. Shannan., "Ride and Handling Models of a Vehicle with Active Suspensions." M. S. thesis. Iowa State Univ., 1986.
- [9]Tadao Tanaka, Mitsuhiro Harara, "Active control suspension", *JSMR Review*, Vol.9, No.3, 1988, pp 92-95
- [10]곽 병학, "강인한 능동형 현가 장치 제어기 설계에 관한 연구", 한국과학기술원 석사학위 논문, 1991.
- [11]손 회성, 서 명원, 송 용만 "휠 얼라인먼트가 차량 동적 성능에 미치는 영향", 한국자동차공학회 1993년도 춘계 학술 대회, 논문 2-10, pp 142-149.
- [12]Ronald Soeterboek., *Predictive Control - A unified Approach*. Prentice Hall., 1992.
- [13]D. W. Clarke, C. Mohtadi and P. S. Tuffs "Generalized Predictive Control - Part 1. The Basic Algorithm" *Automatica*, Vol. 23, No. 2, pp. 137-148, 1987
- [14]D. W. Clarke, C. Mohtadi and P. S. Tuffs "Generalized Predictive Control - Part 2. Extensions and Interpretations" *Automatica*, Vol. 23, No. 2, pp. 149-160, 1987
- [15]D. W. Clarke, C. Mohtadi "Properties of Generalized Predictive Control" *Automatica*, Vol. 25, No. 6, pp. 859-875, 1989
- [16]Ramine Rouhani and Raman K. Mehra "Model Algorithm Control(MAC); Basic Theoretical Properties" *Automatica*, Vol. 18, No. 4, pp. 401-414, 1982
- [17]Carlos E. Garcia, David M. Prett and Manfred Morari "Model Predictive Control : Theory and Practice - a Survey" *Automatica*, Vol. 25, No. 3, pp. 335-348, 1989