

도시형 지상 차량의 승차감 향상을 위한 새로운 능동형 기울임 제어 시스템에 관한 연구

A Study on the New Active Tilt Control Systems for Improving Passenger's Feeling of Ground Vehicles in Urban Area

소 상 균* , 변 기 식**
Sang-Gyun So*, Gi-Sig Byun**

요 약

기존 도로시설과 주차시설의 이용율을 높이기 위해 높이가 높고 폭이 좁은 차량의 이용에 관심이 증대되고 있다. 그러나 이러한 종류의 차량은 선회시 안쪽으로 기울어짐으로 안정도 문제가 중요하다. 직접 기울임 제어 방법과 스티어링 기울임 제어 방법이 폭이 좁은 차량의 안정도를 위해 제안되고 있다. 본 논문에서는 직접 기울임 제어법과 스티어링 기울임 제어법의 장점을 이용한 새로운 제어법을 제안한다. 즉 서로 상반된 제어 특징을 갖는 두 제어 법을 스위칭 제어 방식으로 제어하게 되며, 제안된 제어기의 원활한 스위칭 전환을 위해 적당한 제어이득이 제안된다.

Abstract

To reduce the traffic congestion and parking problems in urban areas tall and narrow vehicles have interested as a means to increase the utilization of existing freeways and parking facilities. The stability problem for those narrow vehicles which might be caused can be reduced by tilting the body toward the inside of the turn. The Direct Tilt Control(DTC) system and the Steering Tilt Control(STC) system have been proposed for those narrow vehicles.

In this paper, as one of the performance improvement for that kind of vehicle a new control system to use the merits of both the DTC system and the STC system is proposed. Because two different control systems fight each other, the switching control scheme is applied as a means to prevent fighting. Also, the method in order to achieve the smoothly changed control system when the system is switched from the DTC to the STC or from the STC to the DTC, the appropriate type of control gain is designed.

Keywords : Active Tilt Control, Direct Tilt Control, Steering Tilt Control

I. 서 론

최근 미국이나 유럽 대도시의 교통혼잡과 주차난을 줄이기 위한 방법으로 폭이 좁은 차량의 개발에 관한 연구가 활발히 추진되어 오고 있다[1,2,3,4]. 이들 중 [2]의 시스템은 특히 저속 구간에서 차량의 안정성(Stability) 및 안락감에서 우수한 결과를 보여 주고 전 속도 구간에서도 안정성 확보가 가능하지만 고속 구간에서는 승객의 안락감 면에서 다소 떨어지는 단점을 가지고 있다.

반면에 [3]의 시스템은 고속 구간에서는 안정성 및 안락감 면에서 매우 우수한 결과를 보여 주지만 저속 구간에서는 안정성 측면에서 매우 나빠지고 특히 정지 상태에서는 불안정한 시스템이 된다.

따라서 위의 두 시스템들의 장점들만을 이용한다면 모든 속도 구간에서 안락하고 안정된 새로운 시스템의 개발이 가능함을 착안할 수 있다. 다시 말해 저속에서는 [2]의 직접 기울임 제어(DTC) 시스템의 장점만을 활용하고 고속에서는 [3]의 스티어링 기울임 제어(STC) 시스템의 장점만을 활용하는 것이 가능하도록 두 시스템

을 결합하여 주는 새로운 시스템을 개발하는 것이다.

그러나 이 두 시스템들을 하나의 시스템으로 결합하는 것은 그리 쉬운 일이 아니다. 왜냐하면 두 시스템들은 각각 다른 제어 신호(Controlled Signal)를 가지고 있고 이 신호들은 과도상태(Transient State)에서 완전히 다른 상태로 반응을 나타내기 때문이다. 예를 들면 DTC의 경우 운전자가 핸들을 우측으로 돌리면 횡가속도가 오른쪽으로 작용하므로 차체는 왼쪽으로 기울려는 경향을 보이게 되고 따라서 차량의 안정성 확보를 위해 DTC 제어 신호가 모멘트를 생성시켜서 차체를 오른쪽으로 기울려 준다. 한편, STC의 경우 운전자의 동일한 조작에 대해 STC 제어 신호인 β_f 가 운전자의 조작과 반대 방향인 왼쪽으로 조종된다. 그러므로 횡가속도는 왼쪽 방향으로 작용하고 차체는 오른쪽으로 기울게 된다. 게다가 두 시스템들은 서로 다른 시스템 방정식들을 가지고 있기 때문에 시스템들의 결합을 한층 더 어렵게 만든다.

본 연구에서는 이처럼 어려운 시스템 결합 문제를 해결하기 위해 스위칭 제어 기법(Switching Control Strategy)을 사용하였다. 물론, 스위칭 직후에 발생이 예상되는 반응들의 심한 점프(Jump)현상을 극소화하는 데에 연구의 초점을 맞추어 제어 알고리즘을 개발한 후 제어 이득값 등을 제시하였다.

II. 능동형 기울임 제어 시스템들의 소개

본 연구 전반에 걸쳐 사용된 시스템 모델로는 문제를 단순화하기 위해 두 개의 앞바퀴들을 그에 상응하는 하나의 앞바퀴(뒷바퀴도 동일)로 대체시킨 자전거 모델(Bicycle Model)이 사용되었으며 참고 문헌[2]의 그것과 동일하다. 즉, 해석을 단순화하기 위해 차량 전체가 하나의 질량체로 간주되고 타이어 효과가 무시되었다. 그리고 기울임 운동을 해석하기 위해 롤 자유도가 시스템에 더해졌다.

다음은 여기에서 사용된 중요한 가정들이다. 먼저, 피치(Pitch)와 히브(Heave) 운동이 작다는 가정하에 무시되었고 바퀴의 회전반경이 차량의 치수들에 비해 매우 크며 롤 축(Roll Axis)이 지표면에 있다고 가정하였다.

한편, 운동 해석에 사용된 시스템 방정식들은 다음과 같다[2].

$$m\left(\frac{dV}{dt} + rU\right) = F_{yf} + F_{yr} \quad (2.1)$$

$$I_z = aF_{yf} - bF_{yr} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} (I_1 + mh^2)\frac{d^2\phi}{dt^2} - mgh\phi \\ = -mh\left(\frac{dV}{dt} + rU\right) \end{aligned} \quad (2.3)$$

여기서, 식(2.1)은 횡방향 운동을, 식(2.2)는 요오(Yaw) 방향 운동을, 그리고 식(2.3)은 롤(Roll) 방향 운동을 나타내는 방정식들이고, 이때 사용된 변수들이 의미하는 바는 다음과 같다.

- m : 차량의 질량
- V : 횡방향 속도
- U : 차속
- r : 요변화율
- F_{yf} : 앞 타이어의 횡력
- F_{yr} : 뒤 타이어의 횡력
- ϕ : 차량의 롤 각

2.1 직접 기울임 제어 시스템

식(2.3)은 그 자체만으로는 불안정하므로 이것을 안정된 시스템으로 만들기 위해서는 시스템에 물리적인 장치들이나 제어기를 더해 주어야만 한다.

Hibbard와 Karnopp은 불안정한 시스템을 안정시키고 제어를 가능토록 해주는 직접기울임 제어 시스템(Direct Tilt Control: DTC)을 개발하였다[2]. 이것은 그림 1a와 같이 차체와 하부 새시 사이에 회전 모멘트를 생성시킬 수 있도록 스프링과 댐퍼를 부착하였으며, 차량이 회전할 때에 안쪽이나 바깥쪽으로의 기울임을 원활히 제어하기 위하여 액츄에이터도 추가하였다. 따라서 변경된 시스템의 운동 방정식은 식(2.3)으로부터 다음과 같이 수정되어야 한다.

$$\begin{aligned} (I_1 + mh^2)\frac{d^2\phi}{dt^2} + b_\phi\frac{d\phi}{dt} + (k_\phi - mgh)\phi \\ = b_\phi\frac{d\phi_c}{dt} + k_\phi\phi_c - mh\left(\frac{dV}{dt} + rU\right) \end{aligned} \quad (2.4)$$

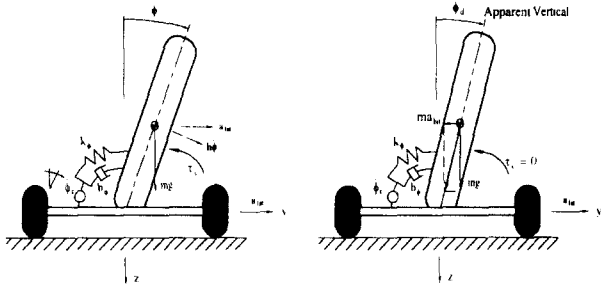
여기서, b_ϕ 와 k_ϕ 는 각각 댐퍼와 스프링의 상수들이고 ϕ_c 는 제어된 입력 신호(Controlled Input Signal)이다.

그러므로 식(2.4)으로부터 ϕ 와 ϕ_c 사이의 전달함수는

$$\frac{\phi}{\phi_c} = \frac{b_\phi s + k_\phi}{(I_1 + mh^2)s^2 + b_\phi s + k_\phi - mgh} \quad (2.5)$$

디자인 목표는 회전할 때에 그림 1b와 같이 균형잡힌 코너링(Coordinated Cornering)을 유지해 줄 수 있는 기울임 제어기를 결정하는 것이다. 차체의 횡가속도를 측정하기 위해 만약 가속도 센서를 기우는 차체에 설치한다면 가속도 센서나 또는 차체 안에 있는 승객에 의해 감지되는 가속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} a_{per} &= a_{lat} \cos \phi + d\frac{d^2\phi}{dt^2} - g \sin \phi \\ &\cong a_{lat} + d\frac{d^2\phi}{dt^2} - g\phi \end{aligned} \quad (2.6)$$



(a) Normal Condition (b) Coordinated Turn

그림 1. 직접기울임 제어모델의 후면도
Fig.1. Rear View of the DTC Model

여기서, d 는 가속도 센서의 부착 위치를 나타낸다. 과도 상태(Transient State)에서는 기울임 제어가 $a_{per} = 0$ 이 될 때까지 계속 작동하여 제어 시스템을 정상상태(Steady State)로 만들며 이때의 바람직한 기울임각(Desired Tilt Angle)은 식(2.6)으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$0 = a_{lat} - g\phi_{dd}$$

따라서,

$$\phi_{dd} = \frac{a_{lat}}{g} \quad (2.7)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_{lat} &= \frac{dV}{dt} + rU \\ &= \frac{dU}{dt} \frac{b\beta_f}{l} + \frac{U}{l} b \frac{d\beta}{dt} + \frac{U^2}{l} \beta_f \\ &= \frac{dU}{dt} \frac{b\beta_{sw}}{\gamma l} + \frac{U}{\gamma l} b \frac{d\beta_{sw}}{dt} + \frac{U^2}{\gamma l} \beta_{sw} \end{aligned} \quad (2.8)$$

이고, γ 는 스티어링 휠과 바퀴 사이의 기어비(Gear Ratio)이며 l 은 앞뒤 바퀴 사이 거리이다.

제어기로는 비례 제어기와 근사적인 미분 제어기의 조합형을 사용하였으며 이것을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d\phi_c}{dt} = \left(K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \right) \phi_{ed} \quad (2.9)$$

여기서 $\phi_{ed} = \phi_{dd} - \phi$, K_p 와 K_d 는 각각 비례 제어기와 미분 제어기의 이득값들이고 τ_d 는 시정수이다. 타이어 모델을 제외한 DTC 시스템의 폐루프 블록선도가 그림2에 잘 나타나 있다.

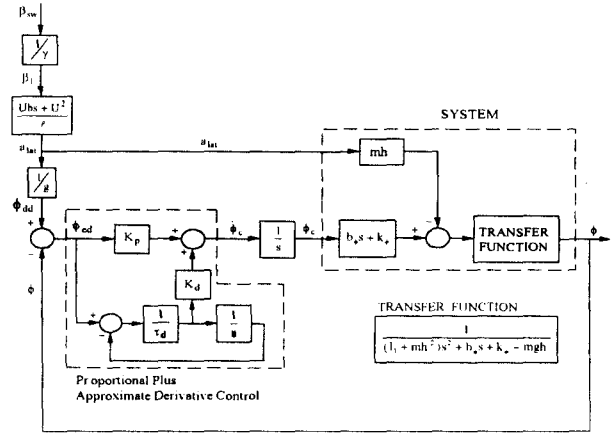


그림 2. 직접기울임 제어시스템에 대한 폐루프 블록선도
Fig.2 The Closed Loop Block Diagram of the DTC System

2.2 스티어링 기울임 제어시스템

시스템 모델링을 위해 참고문헌[3]에서 사용되었던 모델이 여기에서도 그대로 사용되었다.

STC 시스템의 경우 DTC 시스템과는 달리 기우는 차체와 하부 채시 사이에 어떠한 형태로의 토크도 필요로 하지 않다는 사실을 인식해야만 한다. 따라서 롤 운동에 대한 시스템의 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{\phi}{\beta_f} = -\frac{mh}{l} \frac{Ubs + U^2}{(I_1 + mh^2)s^2 - mgh} \quad (2.10)$$

디자인 목표는 DTC 시스템과 마찬가지로 균형 잡힌 코너링을 유지하도록 제어를 결정하는 것이고 이때의 바람직한 기울임 각은 식(2.7)과 같으며 식(2.11)로 나타낼 수 있다.

$$\phi_{ds} = \frac{a_{lat}}{g} = \frac{1}{\gamma gl} \left(\frac{dU}{dt} b + Ubs + U^2 \right) \beta_{sw} \quad (2.11)$$

제어기로는 역시 비례 제어기와 근사적인 미분 제어기의 조합형이 사용되었으며 이것을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\beta_f = - \left(G_p + \frac{G_d s}{\tau_s s + 1} \right) \phi_{es} \quad (2.12)$$

여기서 $\phi_{es} = \phi_{ds} - \phi$, G_p 와 G_d 는 각각 비례 제어기와 미분 제어기의 이득값들이고 τ_s 는 시정수이다. 그리고 제어기 안에 있는 음(-)의 부호는 식(2.10)의 음의 부호를 보상하기 위한 것이다. 그림3은 STC 시스템의 디자인 목표를 잘 나타내 주고 있으며 그림4는 STC 시스템의 폐루프 블록선도이다.

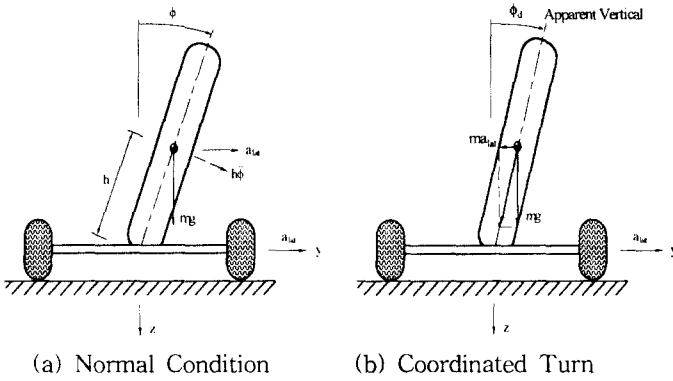


그림 3. 스티어링 제어시스템의 후면도
Fig.3 Rear View of the STC System

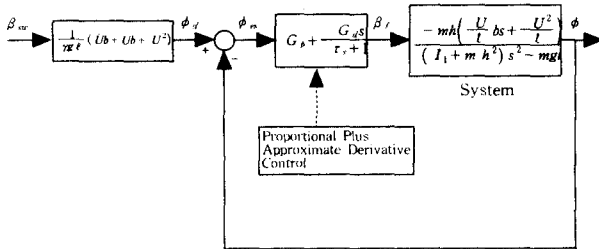


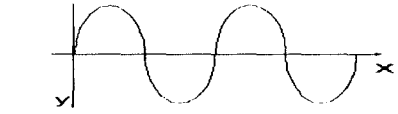
그림 4. 스티어링 제어시스템의 폐루프 블럭선도
Fig.4. The Closed Loop Block Diagram of the STC System

III. 제어 시스템들을 결합하는 목적

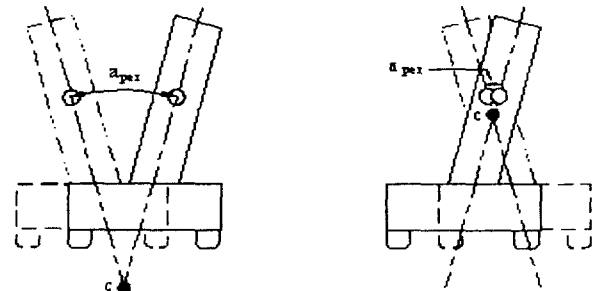
앞 절에서 설명한 DTC와 STC 제어 시스템들은 각각 장단점들을 가지고 있으므로 그것들을 구체적으로 비교 검토하여 보고 장점들만을 활용한 보다 우수한 시스템 개발의 필요성을 제시하고자 한다.

3.1 승객에 의해 감지되는 횡가속도 비교

DTC와 STC의 중요한 차이점은 과도상태에서 차체에 부착된 가속도 센서나 또는 운전자에 의해 감지되는 가속도의 크기이며 식(2.6)으로 표현된다. 그림 5b는 운전자가 그림 5a와 같이 핸들을 좌우로 주기적으로 움직였을 때 DTC와 STC의 경우, 왜 아주 다른 가속도를 운전자가 느끼게 되는지를 도식적으로 설명해 주고 있다. 만약 핸들을 오른쪽으로 돌리면 DTC 액추에이터가 차체를 오른쪽으로 기울게 만들기 때문에 운전자가 감지하는 가속도는 더 커지게 되고, 반면에 STC의 경우에는 역 스티어링(Counter-Steering)의 영향으로 바퀴가 왼쪽으로 조향되므로[4], 차체는 오른쪽으로 기울게 되어 운



(a) Steering Angle input (Specified by Driver)
(a) 스티어링 입력(운전자에 의해 결정)



(b) Rear View of the Vehicle Motion
(b) 차량운동의 후면도

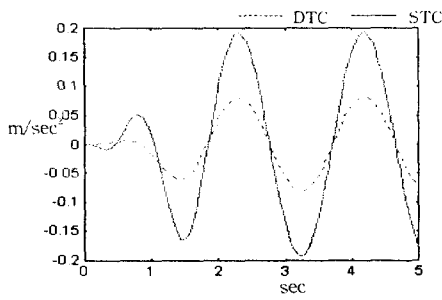
그림 5. 무게중심에 위치한 운전자가 느끼는 횡가속도
Fig.5 Lateral Acceleration Experienced by the Driver Located Near the Mass Center

전자가 감지하게 되는 가속도는 훨씬 줄어들게 된다. 그러므로 STC 시스템이 빠른 회전시의 과도상태에서 DTC 시스템보다 승객에게 편안한 감을 준다는 사실을 알 수 있다. 그림6은 DTC와 STC의 장단점을 시뮬레이션을 통하여 비교한 결과들이다.

3.2 진동 절연 및 안정성 측면 비교

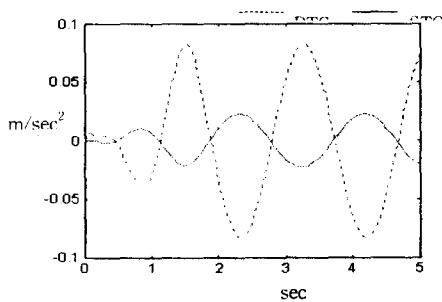
두 시스템들의 또 다른 중요한 차이점 중의 하나는 도로면으로부터 오는 진동에 대한 절연 상태이다. 식(2.5)으로부터 DTC의 경우 정지 상태에서 안정을 유지하기 위해서는 스프링 상수(k_ϕ)가 mgh 보다 커야만 하고 스프링 상수와 댐핑계수가 크면 클수록 DTC 시스템의 제어 효과가 향상된다는 사실을 알 수 있는데, 불행하게도 딱딱한 스프링과 댐퍼의 경우 도로면의 진동이 차체에 직접 회전 토크로 전달되게 되므로 도로면의 진동 절연 효과 측면에서 매우 불리하게 된다. 반면에 STC의 경우 피봇축에서 차체에 전달되는 토크가 없기 때문에 도로면의 진동이 승객에게 크게 불편함을 주지 않고 자연적인 느낌(Natural Feel)을 가지고 주행이 가능케 된다.

마지막으로 안정성 측면을 살펴보도록 하겠다. 식(2.10)으로부터 STC 시스템은 정지 상태에서는 불안정한 시스템임을 알 수 있고 페루프 상태에서도 정상상태



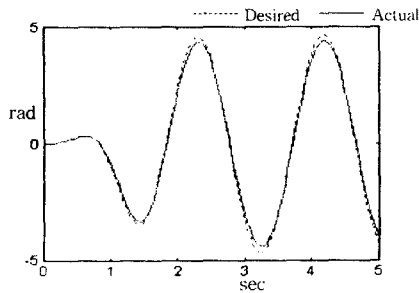
(a) Lateral Acceleration

(a) 횡 가속도



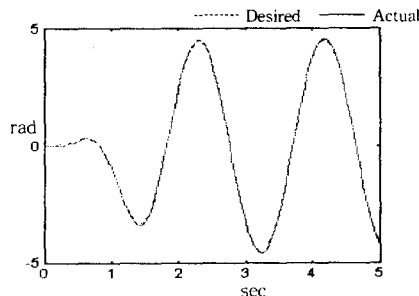
(b) Perceived Acceleration

(b) 운전자에 의해 감지된 가속도



(c) Lean Angle (DTC)

(c) 기울임 각 (DTC)



(d) Lean Angle (STC)

(c) 기울임 각 (DTC)

그림 6. 직접 기울임제어와 스티어링 기울임 제어의 성능비교

Fig 6 Comparison of Performance Between DTC and STC

오차값(Steady State Error)이 존재한다는 사실이 증명되었다.[4] 이러한 오차 문제를 해결하기 위해서는 차량의 속도나 또는 STC 시스템 안에 있는 비례 제어기의 이득값이 커야만 하므로 저속 구간에서는 시스템을 안정화시키기가 매우 어렵다. 반면에 DTC 시스템은 어느 정도 딱딱한 스프링만 사용한다면 어느 속도 구간에서든지 안정한 반응들을 제공해 준다.

3.3 시스템 결합의 목적

앞에서 설명한 내용들을 다음과 같이 종합해 볼 수 있다.

- 1) 비록 DTC 시스템이 모든 속도 구간에서 안정성을 보장해 준다 할지라도 STC 시스템이 고속 구간에서는 안정성에 전혀 문제가 없으며 보다 자연적인 종류의 제어 시스템이다.
- 2) 역으로 STC 시스템이 DTC 시스템에 비해 고속 구간에서 승객에게 좋은 안락감을 제공해 주는 반면 저속 구간에서는 제어 효과가 좋지 않고 정지 상태에서는 불안정하다.
- 3) DTC 시스템이 스프링과 댐퍼가 딱딱할 경우에 제어 효과가 좋은 반면 도로면으로부터 오는 불규칙하고 거친 진동에 대한 절연 효과는 STC 시스템에 비해 나빠진다.

결론적으로, 정지 상태에서나 저속 구간에서는 DTC 시스템을 사용하고 어떤 속도 이상의 구간에서는 STC 시스템을 사용하는 것이 가능하도록 두 시스템을 결합한다면 보다 우수한 차량의 개발이 달성될 수 있다는 사실을 착안할 수 있다.

IV. 시스템 결합을 위한 스위칭

제어기(Switching Controller)의 개발

앞에서도 언급한 바와 같이 두 시스템을 하나로 결합하는 것이 매우 어려우며 특히 연속적인 제어 시스템에 의한 결합은 더욱더 어렵다. 그래서 본 연구에서는 한 시스템으로 결합하는 방법으로써 스위칭 제어 기법을 개발하는 데에 연구의 초점을 맞추었다. 다시 말해 차속이 저속으로부터 정해진 속도에 도달하면 시스템을 DTC로부터 STC로 변환시키고 다시 속도가 떨어지면 STC로부터 DTC로 변환시켜 주는 스위칭 제어기를 개발하는 것이다. 스위칭 조건을 만족하는 속도 근처에서 이쪽 저쪽으로 스위칭이 반복되는 현상이 나타나게 되는데 이러한 문제는 히스테리시스 선도를 사용하면 해결이 가능하다. 그림7은 스위칭 제어기들을 사용하여 결합된 새로운 시스템에 대한 페루프 블록 선도를 보여준다.

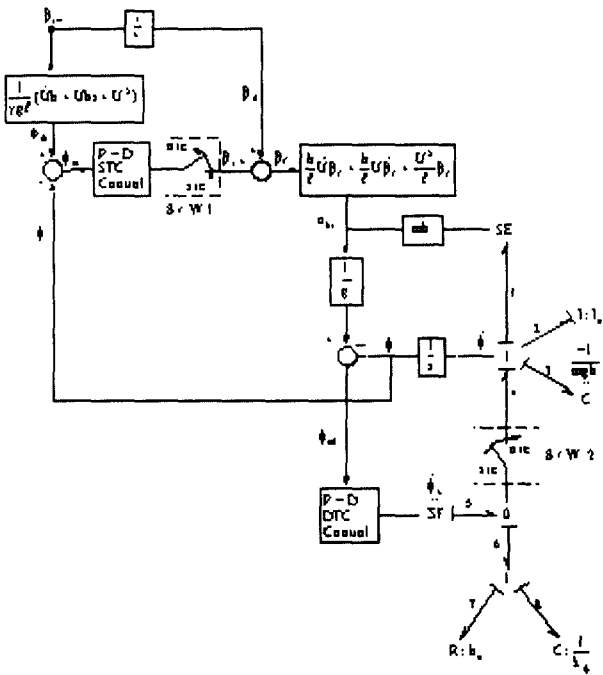


그림. 7 스위칭 제어기를 결합한 블럭선도

Fig.7 Combined Block Diagram of Switching Control System

시스템의 결합을 위해 두개의 스위치들이 사용되었는데 하나는 STC 시스템의 제어를 위해서 다른 하나는 DTC 시스템의 제어를 위해서 각각 더해졌다. 그리고 히스테리시스 선도에 의해 어느 제어 시스템이 연결(on)되고 어느 시스템이 끊길(off) 것이지가 결정된다. 각각의 시스템에 대한 제어기로는 2.1절과 2.2절에서 도입되었던 것과 마찬가지로 비례 제어기와 근사적인 미분 제어기의 복합형을 사용하였다. 시스템이 STC로부터 DTC로 변환되는 순간에는 아무런 문제가 없으나 DTC로부터 STC로 변환되는 순간에는 횡가속도의 반응이 갑작스럽게 점프(Sudden Jump)하는 현상이 발생된다. 물론 정상 상태(Steady State)에서는 어떻게 시스템을 변환하든 이러한 현상이 나타나지 않는다. 이것은 과도 상태에서 시스템을 변환할 때 점프를 야기시킬 수 있는 시간 미분항이 STC 시스템 안에 있기 때문이다. 따라서 STC 시스템으로의 변환 직후에 횡가속도 반응의 점프 현상을 줄이기 위해 영(zero)으로부터 부드럽게 변하는 STC 제어기 이득값(Smoothly Varied STC Gain)의 사용이 제안되었다. 단, STC로부터 DTC로 변환할 때는 문제가 없으므로 DTC 제어기의 이득값들은 변동이 없다.

또한 속도가 비록 DTC로부터 STC로의 변환 조건에 도달하였다 할지라도 STC 오차값(ϕ_{es})이 충분히 작지 않으면 오차값이 작아질 때까지는 시스템을 변환시켜서

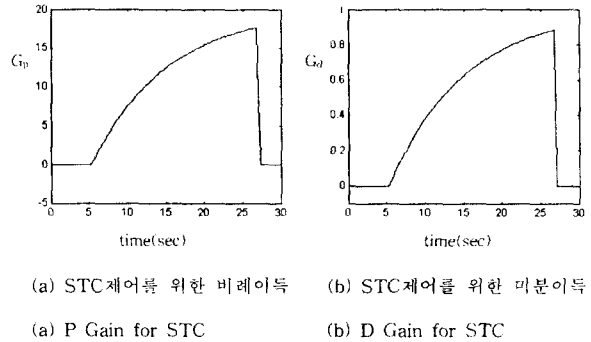
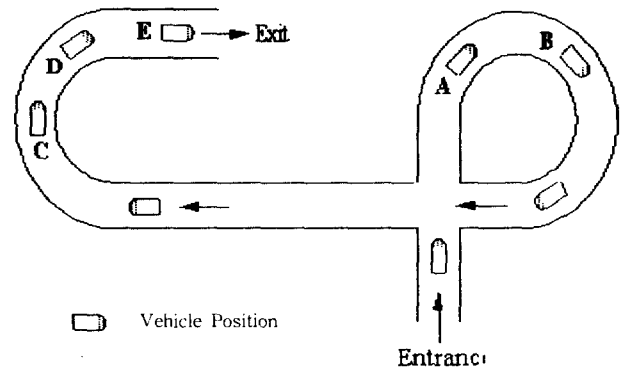


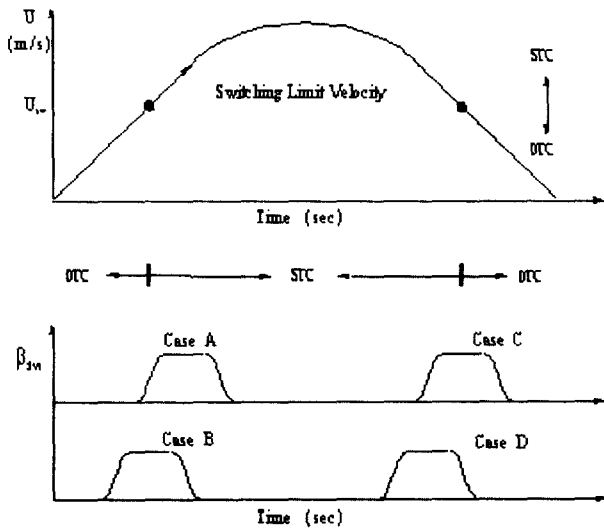
그림 8. STC 제어기 이득
Fig.8 STC Control Gains

는 안되고 오차값이 줄어들때까지 기다려야만 한다. 왜냐하면 이때에도 역시 STC 시스템 안에 있는 미분항에 의해 반응이 크게 점프하기 때문이다. 그림8은 제안된 STC 제어이득값들을 잘 나타내 주고 있다.

그림9는 앞에서 제안한 스위칭 제어기의 제어조건을 도식적으로 나타낸 것이다. 그림9a는 고속도로 인터체인지의 평면도를 보여주고 있는데 그림에서와 같이 다양한 속도와 회전 변화가 일어날 수 있으므로 각 조건별로 시스템 변환이 가능하다. 예를 들면, 차가 A 또는 B 위치를 지날 때는 시스템이 DTC로부터 STC로의 변환이 예상되고 C 또는 D 위치를 지날 때는 역으로 STC로부터 DTC로의 변환이 예상된다. 이러한 조건들에 대한 도식적인 그림이 그림9b에 잘 나타나 있다. A는 과도적인 회전(Transient Turning)을, C는 일정한 회전(Constant turning)을 보여준다. 본 연구에서는 시스템 변환 경계조건을 차속 8m/sec로 설정하였다.



(a) 고속도로 인터체인지 평면도
(a) Top View of Freeway Exit



(b) 입력 조건들
(b) Input Conditions

그림 9. 스위칭 조건에 대한 개요도

Fig.9 Schematic Diagram of Switching Conditions

V. 결론

거꾸로 선 펜듈럼 모델(Inverted Pendulum Model)을 사용하여 폭이 좁은 차량의 기울임을 제어함으로써 차량의 주행 안정성을 확보하기 위한 제어 시스템들(DTC 및 STC)이 개발되었는데, 본 연구에서는 이러한 각각의 제어 시스템들의 장점은 활용하고 단점은 보완하기 위한 방안으로 두 개의 제어 시스템들을 하나로 결합하기 위한 새로운 제어 기법에 대한 연구가 수행되었다. 즉, 차량이 중속 또는 고속으로 주행하는 경우에는 승객이 느끼는 횡가속도의 크기가 STC에 비해 DTC가 훨씬 크고 진동절연 측면에서도 STC가 우수하므로 이때에는 STC의 장점을 활용하고, 다만 저속에서는 안정성 측면에서 STC에 비해 DTC가 우수하므로 이때에는 DTC를 활용함으로써 승차감향상, 진동절연향상 및 안정성 확보 면에서 우수한 새로운 시스템 개발을 시도하였다. 두 제어 시스템들을 연속적인 방법으로 결합하기는 그리 쉬운 일이 아니므로 여기에서는 불연속적인 방법인 스위칭 제어 기법이 제안되었다.

과도 상태에서 작용하는 시스템이 DTC 시스템으로부터 STC 시스템으로 갑작스럽게 변환될(Switched)때 순간적으로 중요한 시스템 반응들이 심하게 불연속성을 보이기 때문에 이에 대한 해결책으로 부드럽게 변하는 STC 제어기 이득값들을 사용하는 방안이 제안되었다.

그러므로 정지 상태에서나 저속 구간에서 안정성을 보장해 주는 DTC 시스템과 고속 구간에서 자연적인 느낌(Natural Feel)을 제공해 주는 STC 시스템을 동시에 이용하는 것이 가능하였다. 결론적으로 여기에서 제안된 스위칭 제어기는 기울임 각이 전혀 없는 정상상태에서는 물론 과도상태에서도 스위칭할 때에 운전자에게 불쾌한 느낌을 주지 않으며 어떤 특별한 문제를 야기시키지도 않고 시스템들의 원활한 결합을 위해서 사용할 수 있다고 말할 수 있다.

접수일자 : 2001. 3. 5

수정완료 : 2001. 3. 24

참고문헌

- [1] Li, Y., Meiry, J., and Roeseler, W., "An Active Roll Mode Suspension System for Ground Vehicles," Transactions of the ASME, pp. 167~174, 1968.
- [2] Hibbard, R. and Karnoop, D., "The Dynamics of Small, Relatively Tall and Narrow Tilting Ground Vehicles," ASME Publication DSC -Vol.52, Advanced Automotive Technologies, pp. 397~417, 1993.
- [3] Karnoop, D. and Fang, C., "A Simple Model of Steering-Controlled Banking Vehicles," ASME Publication DSC-Vol.44, Transportation Systems, pp. 15~28, 1992.
- [4] So, Sang-Gyun, "Development of Dual Mode Automatic Tilt Control Systems for Ultra- Narrow Commuter Vehicles," Ph.D Dissertation, University of California at Davis, 1996.
- [5] Karnopp, D., Margolis, D., and Rosenberg, R., "System Dynamics: A Unified Approach," John Wiley & Sons, Inc., New York, 1990.



소상균(Sang Gyun So)

正會員

1982년 전북대학교

기계공학과 공학사

1992년 미국 Oregon State

Univ. Mechanical Eng.

공학석사

1996년 미국 Univ. of California, Davis,

Mechanical Eng. 공학박사

1998 - 현재 국립한밭대학교 제어계측공학과 조교수

관심분야: 차량동역학 및 제어, 선형 및 비선형 시스템



변기식(Gi Sig Byun)

正會員

1981년 중앙대학교 전기공학과 공학사

1983년 중앙대학교 전기공학과

공학석사

1990년 미국 Wichita State

University Electrical Eng.

공학박사

1990 - 현재 부경대학교 전기제어계측공학부 부교수

관심분야: 디지털 제어, 비선형 제어, 신호처리
