

# 폭이 좁은 차량의 비상주행시 주행성능개선을 위한 제어시스템에 관한 연구

소 상 균\*

국립한밭대학교 제어계측공학과

## A Study on the Control System of the Narrow Vehicles for Improvement of Maneuvering under Emergency Situation

Sang-Gyun So\*

Department of Control Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea  
(Received 8 January 2004 / Accepted 20 August 2004)

**Abstract** : In urban area narrow commuter vehicles have attracted interest as a possible solution to reduce traffic congestion and parking problems. However, a narrow vehicle has an increased to overturn during hard cornering when compared to conventional vehicles. This tendency can be reduced by tilting it toward the inside of the turn. Two types of automatic tilting control systems which are Direct Tilt Control(DTC) and Steering Tilt Control(STC) have been developed.

In this paper as one of the technique to improve the handling performance for the unusual vehicle the control system which blends both the DTC and the STC system is considered. It uses the merits of both the DTC and the STC system. As a control strategy for combination the switching control method is used. Finally, the fact that the unusual vehicle is safe under an emergency situation such as slippery road surface is proved by computer simulation.

**Key words** : Commuter vehicle(출퇴근 도시형 차량), Direct tilt control(직접 기울임 제어), Steering tilt control(스티어링 기울임 제어), System combination(시스템 결합), Handling(주행 안정성), Coordinated cornering(균형잡힌 코너링)

### Nomenclature

U : forward speed, m/s  
V : lateral velocity, m/s  
 $\phi$  : yaw angle, rad.  
r : yaw rate, rad./s  
 $F_y$  : lateral force, N  
 $m_1$  : upper body mass, kg  
 $m_2$  : lower body mass, kg

$C_f$  : front tire cornering stiffness, N/rad.  
 $C_r$  : rear tire cornering stiffness, N/rad.  
 $a_{lat}$  : lateral acceleration,  $m/s^2$   
g : gravitational acceleration,  $m/s^2$   
 $k_\phi$  : torsional spring stiffness, N-m/rad.  
 $b_\phi$  : torsional damping coefficient, N-m-s/rad.

### 1. 서론

대도시의 출퇴근시 교통혼잡과 주차난을 줄이기 위한 방법으로 폭이 좁고 안정성을 유지하는 차량

\*To whom correspondence should be addressed.  
sanggs0@hanbat.ac.kr

의 개발에 관한 연구가 활발히 추진되어 오고 있다.<sup>1,4)</sup> 현재까지 제시된 시스템으로는 직접 기울임 제어시스템(DTC)<sup>2)</sup>과 스티어링 기울임 제어시스템<sup>3)</sup>이 있다. 이 중 DTC 시스템은 특히 저속 구간에서 차량의 안정성(Stability) 및 안락감에서 우수한 결과를 보여 주는 반면 고속 구간에서는 승객의 안락감 면에서 다소 떨어지는 단점이 있다. STC 시스템은 고속 구간에서는 안정성 및 안락감이 매우 우수하지만 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 알 수 있다. 즉, 저속에서는 DTC의 장점만을 활용하고 고속에서는 STC의 장점만을 활용하는 것이 가능하도록 두 시스템을 결합하는 것이다.

본 논문에서는 타이어 미끄럼 각 효과가 고려되는 Realistic Vehicle Model(RVM)을 사용하여 서로 다른 제어시스템을 가지고 하나의 시스템으로 결합하는 기법에 대해 소개하고자 한다. 몇 가지의 방법이 제시될 수 있겠으나 여기에서는 스위칭 제어 기법(Switching Control Strategy)을 사용하였다. 물론, 스위칭 직후에 발생이 예상되는 반응들의 심한 점프(Jump)현상을 극소화하여 그 결과를 보였다.

또한, 도로면이 매우 낮은 미끄럼 마찰계수를 갖게 될 경우 자전거나 오토바이들이 자주 전복되듯이 본 연구에서 제시한 차량의 경우에도 전복에 관한 문제가 대두될 수 있다. 따라서, 본 시스템의 경우 도로면이 미끄러울 경우에도 자체적인 스위칭 제어기법에 의해 자동적으로 시스템을 안정화시킴으로써 차량의 전복을 피할 수 있는 우수한 시스템임을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 입증하였다.

## 2. 차량 모델링

본 연구 전반에 걸쳐 사용된 시스템 모델로는 자전거 모델(bicycle model)의 확장형태가 사용되었다. 이 모델은 앞뒤 2개의 차축을 각각 동등한 하나의 차축으로 대체시킨 것으로 Fig. 1과 같고 기울임 제어 시스템을 해석하기 위해서는 Fig. 1에 롤 자유도

의 추가가 필요하므로 이를 도시하여 나타내 보면 Fig. 2와 같다. 결과적으로 상부 차체의 무게중심 점이 기우는 축(tilting axis)보다 위에 위치하므로 Fig. 2에서 보는 바와 같이 본 모델은 역 진자모델(inverted pendulum model)과 같이 해석된다.

다음은 여기에서 사용된 중요한 가정들이다. 먼저, 피치(Pitch)와 히브(Heave) 운동은 작다는 가정 하에 무시되었고 바퀴의 회전반경이 차량 치수 a, b, l에 비해 매우 크며 롤 축(Roll Axis)이 지표면에 있다고 가정하였다.

Fig. 1로부터 차량의 움직이는 궤도에 관한 식은 다음 식을 적분하여 구할 수 있다.

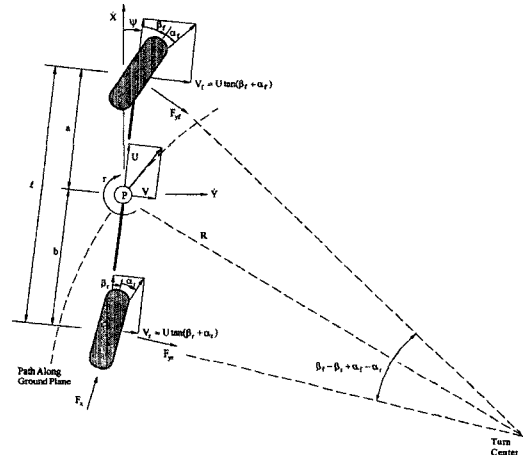


Fig. 1 Model geometry on the ground plane

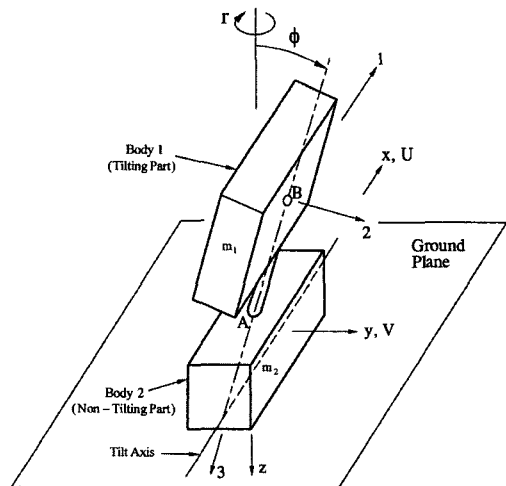


Fig. 2 Schematic diagram of the vehicle

$$\frac{dX}{dt} = U \cos \psi - V \sin \psi \quad (1)$$

$$\frac{dY}{dt} = U \sin \psi + V \cos \psi \quad (2)$$

여기서,  $U$ 는 전방속도,  $V$ 는 측방향 속도이고,  $\psi$ 는 요각(yaw angle)이다.

시스템의 지배방정식을 구하기 위해 Newton 제2법칙을 적용하면 다음의 결과가 얻어진다.

$$(m_1 + m_2) \left( \frac{dV}{dt} + rU \right) + m_1 h \frac{d^2 \phi}{dt^2} = F_{yf} + F_{yr} \quad (3)$$

$$(I + m_1 h^2) \frac{d^2 \phi}{dt^2} - m_1 g h \phi = -m_1 h \left( \frac{dV}{dt} + rU \right) \quad (4)$$

$$I_2 = aF_{yf} - bF_{yr} \quad (5)$$

여기서,  $m_1$ ,  $m_2$ 은 각각 상하부의 질량을 나타내고,  $I$ ,  $I_2$ 은 각각 x-축과 z-축에 관한 관성모멘트를 나타낸다. 식 (3)의 타이어 횡력은 다음과 같다.

$$F_{yf} = -C_f \alpha_f \quad (6)$$

$$F_{yr} = -C_r \alpha_r \quad (7)$$

여기서,  $C_f$ ,  $C_r$ 은 앞뒤 타이어 코너링 계수이다.

### 3. 기울임 제어 알고리즘

알고리즘을 설계하는데 있어서는 Fig. 2의 상부 차체 기울임 각을 안정화시키고 균형잡힌 코너링이 가능하도록 만드는 것이 목적이다. 이것은 다음과 같은 효과를 가져오는데, 첫째는 균형잡힌 코너링 시 중력의 증가에도 불구하고 승객은 어떠한 횡가 속도도 감지하지 않는다는 사실이고, 둘째는 상부 차체에 작용하는 원심력이 차량을 전복시키는데 전혀 사용되지 않기 때문에 차량이 안전하게 회전할 수 있다는 것이다.

상부 차체의 질량중심점에 가속도 센서를 부착하면 부착된 가속도 센서에 의해 감지되는 가속도는 다음 식으로 표현된다.

$$a_{per} = a_{lat} \cos \phi + d \frac{d^2 \phi}{dt^2} - g \sin \phi \quad (8)$$

여기서,  $d$ 는 가속도 센서의 부착위치로써 지표면으로부터 거리로 나타낸다.

과도상태(Transient State)에서는 기울임 제어가

$a_{per} = 0$ 이 될 때까지 계속 작동하여 제어 시스템을 균형잡힌 코너링 상태(Steady State)로 만들며 이때에는  $a_{per} = 0$ 이고, 따라서, 바람직한 기울임 각(Desired Tilt Angle)은 식 (8)로부터 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\phi_d = \tan^{-1} \left( \frac{a_{lat}}{g} \right), \quad \phi_d \approx \frac{a_{lat}}{g} \quad (9)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_{lat} &= \frac{dV}{dt} + rU \\ &= \frac{dU}{dt} \frac{b\beta_f}{l} + \frac{U}{l} b \frac{d\beta_f}{dt} + \frac{U^2}{l} \beta_f \\ &= \frac{dU}{dt} \frac{b\beta_{sw}}{\gamma l} + \frac{U}{\gamma l} b \frac{d\beta_{sw}}{dt} + \frac{U^2}{\gamma l} \beta_{sw} \end{aligned} \quad (10)$$

$V$ 는 스티어링 휠과 바퀴 사이의 기어비(Gear Ratio),  $l$ 은 앞뒤 바퀴 사이 거리이다.

이러한 아이디어를 토대로 현재까지 제시된 기울임 제어시스템들은 다음과 같다.

#### 3.1 직접 기울임 제어시스템

Hibbard와 Karnopp은 불안정한 시스템을 안정시키고 제어를 가능토록 해주는 직접기울임 제어 시스템을 개발하였다.<sup>2)</sup> 이것은 Fig. 3(a)와 같이 차체와 하부 새시 사이에 회전 모멘트를 생성시킬 수 있도록 스프링과 댐퍼를 부착하였으며, 차량이 회전할 때에 안쪽이나 바깥쪽으로의 기울임을 원활히 제어하기 위하여 액츄에이터도 추가하였다. 운전자가 선회를 목적으로 스티어링 휠을 돌리면 바퀴는 고정된 기어비에 상응하는 만큼 직접 조향된다.

Fig. 3(a)를 이용하면 식 (4)의 롤 자유도에 관한 운동방정식이 다음과 같이 수정될 수 있다.

$$\begin{aligned} (m_1 h^2 + I) \frac{d^2 \phi}{dt^2} + b_\phi \frac{d\phi}{dt} + (k_\phi - m_1 g h) \phi \\ = b_\phi \frac{d\phi_c}{dt} + k_\phi \phi_c - m_1 h \left( \frac{dV}{dt} + rU \right) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,  $\phi_c$ 는 액츄에이터 각,  $k_\phi$ 는 스프링 상수,  $b_\phi$ 는 댐핑계수이다.

식 (11)로부터  $\phi$ 와  $\phi_c$  사이의 전달함수는

$$\frac{\phi}{\phi_c} = \frac{b_\phi s + k_\phi}{(I_1 + m h^2) s^2 + b_\phi s + k_\phi - m g h} \quad (12)$$

디자인 목표는 회전할 때에 Fig. 3(b)와 같이 균형 잡힌 코너링(Coordinated Cornering)을 유지해 줄 수 있는 기울임 제어기를 결정하는 것이다.

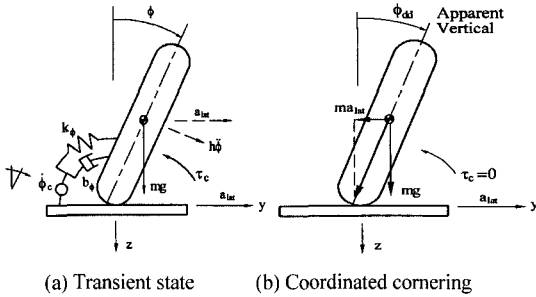


Fig. 3 Rear view of the DTC system

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

$$\frac{d\phi_c}{dt} = \left( K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \right) \phi_{ed} \quad (13)$$

$$\phi_{ed} = \phi_{ds} - \phi$$

여기서,  $K_p$ 와  $K_d$ 는 각각 비례 제어기와 미분 제어기의 이득값들이고  $\tau_d$ 는 시정수이다. 타이어 모델을 제외한 DTC 시스템의 폐루프 블록선도가 Fig. 4에 도시되어 있다.

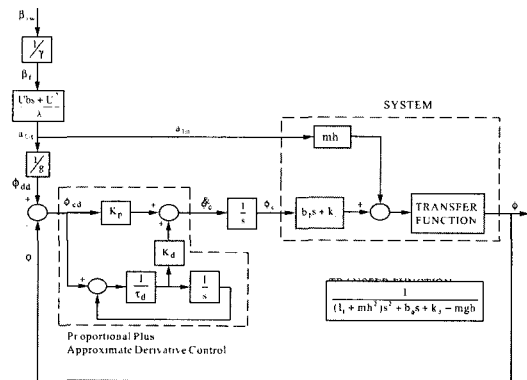


Fig. 4 Block diagram of DTC system

### 3.2 스티어링 기울임 제어시스템

STC 시스템<sup>3)</sup>의 경우 DTC 시스템과는 달리 기우는 차체와 하부 채시 사이에 어떠한 형태로의 토크

도 필요로 하지 않는다.

따라서 롤 자유도에 관한 지배방정식은 식 (4)가 사용되고 시스템의 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{\phi}{\beta_f} = -\frac{mh}{l} \frac{Ubs + U^2}{(I_1 + mh^2)s^2 - mgh} \quad (14)$$

STC는 운전자가 스티어링 핸들을 돌려 회전하고자 하는 의사를 나타내면 바퀴와 직접 연결되어 있지 않은 Steer-by-wire 액츄에이터가 바퀴의 회전 각도를 조정하도록 고안된 시스템이다.

디자인 목표는 DTC 시스템과 마찬가지로 균형 잡힌 코너링을 유지하도록 제어기를 결정하는 것이고 이때의 바람직한 기울임 각은 식 (9)와 같으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\phi_{ds} = \frac{a_{lat}}{g} = \frac{1}{\gamma g l} \left( \frac{dU}{dt} b + Ubs + U^2 \right) \beta_{sw} \quad (15)$$

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

$$\beta_f = - \left( G_p + \frac{G_d s}{\tau_s s + 1} \right) \phi_{es} \quad (16)$$

$$\phi_{es} = \phi_{ds} - \phi$$

여기서,  $G_p$ 와  $G_d$ 는 각각 비례 제어기와 미분 제어기의 이득값들이고  $\tau_s$ 는 시정수이다. 그리고 제어기에 있는 음(-)의 부호는 식 (14)의 음의 부호를 보상하기 위한 것이다. Fig. 5는 STC 시스템의 디자인 목표를 잘 나타내 주고 있으며 Fig. 6은 STC 시스템의 폐루프 블록선도이다.

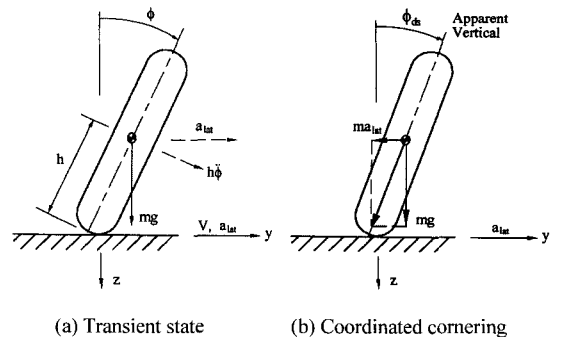


Fig. 5 Rear view of the STC system

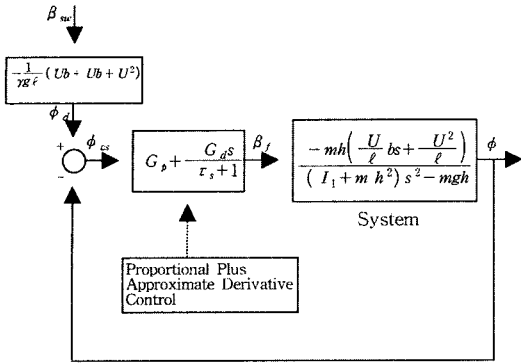


Fig. 6 Block diagram of the STC system

#### 4. 시스템의 결합

앞 절에서 설명한 제어 시스템들에 대해 다음과 같이 종합해 볼 수 있다.

- 1) 비록 DTC 시스템이 모든 속도 구간에서 안정성을 보장해 준다 해도 STC가 고속에서는 안정하고 보다 자연적인 제어 시스템이다.
- 2) 역으로 STC가 DTC에 비해 고속에서 좋은 안락감을 제공해 주는 반면 저속에서는 제어 효과가 좋지 않고 정지상태에서는 불안정하다.
- 3) DTC는 스프링과 댐퍼가 딱딱할 경우 제어효과가 좋은 반면 도로면으로부터 오는 거친 진동에 대한 절연효과는 STC에 비해 나빠진다.

따라서, 두 시스템의 장점들만을 가지는 시스템을 만들기 위해서는 정지 상태나 저속 구간에서는 DTC 시스템이, 어떤 속도 이상의 구간에서는 STC 시스템이 되도록 두 시스템을 결합하는 것이 필요하여 그에 대한 연구를 수행하였다.

시스템 결합방법으로는 스위칭 제어기법이 사용되었다. 차속이 저속으로부터 정해진 속도에 도달하면 시스템이 DTC로부터 STC로 변환되고 다시 속도가 떨어지면 STC로부터 DTC로 변환된다. 변환 경계속도에서 스위칭이 반복적으로 일어나는 것을 막기 위해 Fig. 7과 같은 히스테리시스(hysteresis) 선도를 사용하여 제어시스템 모드를 결정도록 하였다.

Fig. 8은 스위칭 제어기들을 사용하여 결합된 새로운 시스템에 대한 페루프 블록선도이다.

시스템의 결합을 위해 두개의 스위치들이 사용되었는데 서로 다른 두 개의 시스템이 결합되어 스위

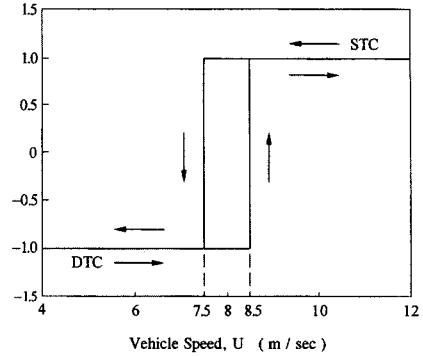


Fig. 7 Hysteresis diagram for system mode decision

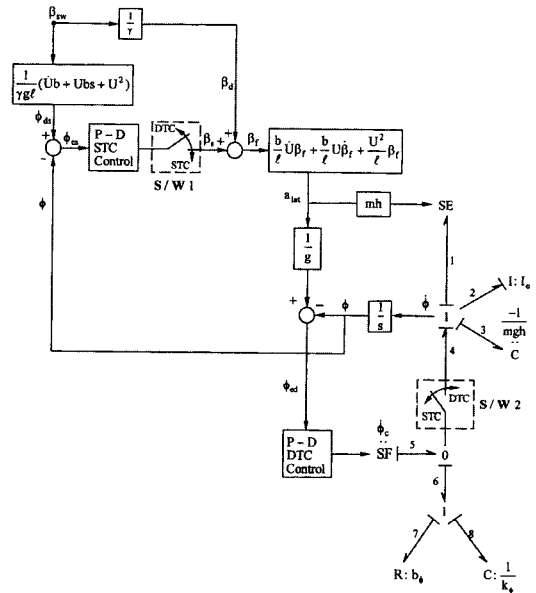


Fig. 8 Block diagram of combined system

칭이 일어나는 순간의 횡가속도 응답이 완만하게 나타나도록 각 시스템 제어기를 설계하는 것이 어려운 문제이다.

#### 5. 스위칭 제어기 설계

시스템이 STC에서 DTC로 바뀔 경우에는 식 (12)가 적용되기 때문에 시스템의 동적 특성들에 의한 저역 필터효과로 그다지 영향이 없다. 그러나 DTC에서 STC로 스위칭이 일어날 경우 식 (10)에서 보는 바와 같이 횡가속도 식은 그 자체에  $\beta_r$ 에 관한 미분항을 포함하고 있기 때문에 그 미분 항이 식 (14)에

그대로 적용되어 과도상태에서 심한 점프(sudden jump)현상이 일어난다. Fig. 9는 이러한 현상을 보여 주기 위한 시물레이션 결과이다. 사용 software는 차량모델과 같이 복잡한 동적시스템 해석에 효과적이고 본드선도<sup>5)</sup>와 호환되는 ACSL(Advanced Continuous Simulation Language)을 사용하였다.

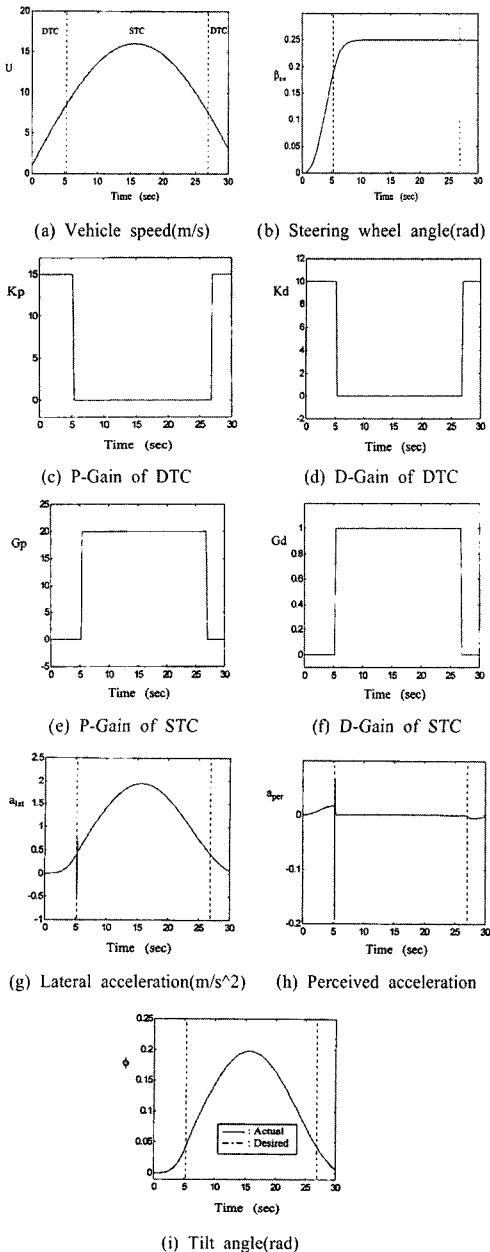


Fig. 9 Simulation results for constant gains

Fig. 9(a)는 차속 입력이고 Fig. 9(b)는 조향각 입력으로써 핸들을 돌리면서 동시에 차속을 증가시켰다가 다시 감소시킴으로써 시스템이 DTC에서 STC로, 다시 STC에서 DTC로 변환되는 상황에서의 응답특성을 살펴보았다.

Fig. 9(c), 9(d)의 DTC 제어기와 Fig. 9(e), 9(f)의 STC 제어기를 사용하여 시물레이션을 수행해 본 결과 Fig. 9(g), 9(i)의 결과를 얻었는데, 여기에서 사용한 제어기 이득값들은 응답상태가 가장 양호한 값이 나올 때까지 수많은 시행착오를 거쳐 선정된 값들이다. Fig. 9(g)와 9(h)는 횡가속도와 승객이 감지하는 횡가속도를 각각 보여주고 있는데 STC에서 DTC로 변환되는 동안에는 아무런 문제가 없었으나 DTC에서 STC로 변환될 때에는 응답에 심한 점프현상이 일어남을 알 수 있다. Fig. 9(i)는 기울임 각에 대한 응답인데 두 가속도의 응답이 심한 점프가 있었음에도 불구하고 만족스러운 결과를 얻을 수 있었고 이는 시스템의 동적 특성들에 의한 저역 필터 효과 때문인 것으로 결론지을 수 있다.

횡가속도 응답문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 STC 제어기의 이득값을 Fig. 10(a), 10(b)와 같이 영으로부터 부드럽게 변화도록 설계(smoothly varied STC gain)하였고 그 타당성을 확인하기 위해 시물레이션을 수행하였다. 이때, 앞에서와 동일한 입력조건에서 DTC 제어기는 변함 없이 고정시키고 새로이 제안한 STC 제어기를 사용하였으며 그 결과가 Fig. 10(c), 10(e)이다. Fig. 9에서와는 달리 DTC에서 STC로 변환된 직후에도 횡가속도가 완만하게 반응하고 있어 본 연구에서 제안한 스위칭 제어기에 의해 두 시스템이 원활하게 결합될 수 있음을 알 수 있다.

## 6. Emergency Maneuver

본 논문에서 연구되고 있는 차량이 보통 자동차에 비해 폭이 좁고 상대적으로 무게중심점이 높기 때문에 도로면이 미끄러운 경우와 같은 비정상적인 주행 하에서도 차량이 전복되지 않는다는 사실을 확인하는 것이 필수적이다.

이와 같은 비정상상태에서는 타이어 미끄럼 각이 매우 커질 수 있으므로 비선형 타이어 모델의 적용

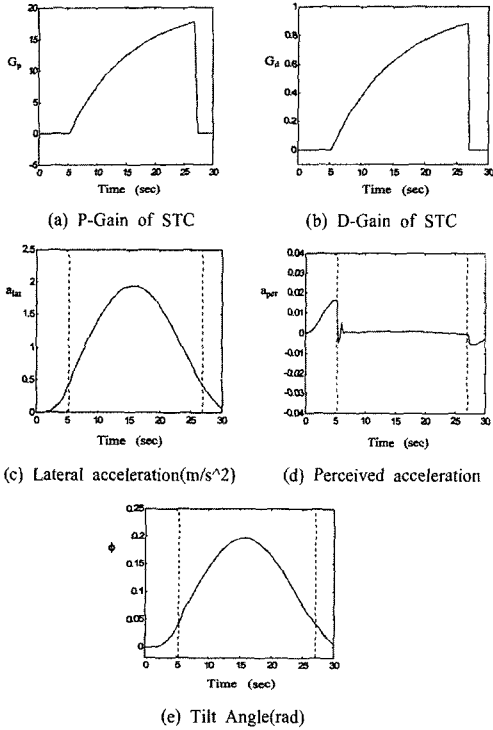


Fig. 10 Simulation results for variable control gains

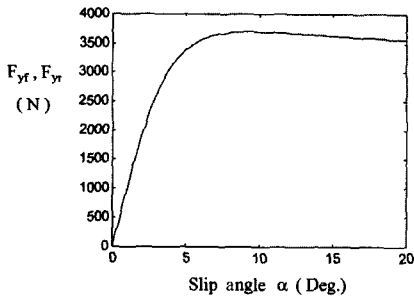


Fig. 11 Lateral tire forces vs. slip angle

이 필요하고 Pacejka 타이어 모델을 사용하였다.<sup>6)</sup> Fig. 11은 Pacejka 모델의 타이어 횡력(Lateral Force)과 미끄럼 각(Slip Angle) 사이의 관계를 보여주고 있다.

또한, 비정상적인 주행에 대해 설명하기 위해서는 기준모델(Model Reference)이 필요하다.

식 (3), 식 (5)과 3절에 언급한 관계식들로부터 차량의 측 방향에 대한 동력학 관계들이 계산될 수 있고, 그 결과가 바람직한 기울임 각을 결정하는데 사용되는 기준 횡가속도(Reference lateral Acceleration)

신호가 된다.

기준 횡가속도 신호는 차량이 궤도를 잃고 미끄러지기 시작하는 순간을 결정하는 데에 유용하게 사용될 수 있고, 횡가속도 신호에 의해 미끄러짐이 감지되면 차량의 전복을 방지하기 위해 시스템은 신속하게 DTC 시스템으로 변환되어야 한다.

다음은 기준모델을 유도하는 과정이다.

$$(m_1 + m_2) a_{lat} = (m_1 + m_2) \left( \frac{dV}{dt} + rU \right) = -(C_f + C_r) \frac{V}{U} - (aC_f - bC_r) \frac{r}{U} + C_f \beta_f \quad (17)$$

$$I_z \frac{dr}{dt} = -(aC_f - bC_r) \frac{V}{U} - (a^2C_f + b^2C_r) \frac{r}{U} + aC_f \beta_f \quad (18)$$

위 식 (17)과 식 (18)에 라플라스 변환을 취하고 행렬로 표현하면 다음 관계가 얻어진다.

$$\begin{bmatrix} (m_1 + m_2)s + (C_f + C_r)/U & (m_1 + m_2)U + (aC_f - bC_r)/U \\ (aC_f - bC_r)/U & I_z s + (a^2C_f + b^2C_r)/U \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_f \\ aC_f \end{bmatrix} \beta_f \quad (19)$$

Cramer규칙과 3절에서 언급한 식들을 사용하면 횡가속도( $a_{lat}$ )와 스티어링 휠각( $\beta_{sw}$ ) 사이의 전달 함수가 다음과 같이 결정되고 그 결과는 비정상적인 주행에서의 기준 횡가속도(Reference Lateral Acceleration) 신호로 활용된다.

$$\frac{a_{lat}}{\beta_{sw}} = \frac{I_z C_f s^2 + (a+b)C_f C_r + (a+b)bC_f C_r s/U}{\gamma \Delta} \quad (20)$$

식 (15)을 사용하면 STC의 균형잡힌 코너링시에 바람직한 기울임 각을 구할 수 있다.

$$\phi_{ds} = \frac{a_{lat}}{g} = \frac{I_z C_f s^2 + (a+b)C_f C_r + (a+b)bC_f C_r s/U}{\gamma g \Delta} \beta_{sw} \quad (21)$$

만약 차량이 코너링시에 미끄러운 도로면을 만나면 타이어 횡력과 횡가속도가 감소하게 된다. 이런 상황에서 DTC 시스템이 작용중이면 기본적인 안전도 문제에 이상이 없지만 만약 STC 시스템이 작용중이면 스티어링에 의해 균형을 유지하는 것이 불가능해진다. 이런 경우에는 차량이 미끄러지는 것을 방지하기 위해 저항 토크를 생성할 수 있도록 제

어 시스템이 STC로부터 DTC로 변환되어야만 한다.  
Fig. 12는 이러한 상황을 묘사해 주는 개략도이다.

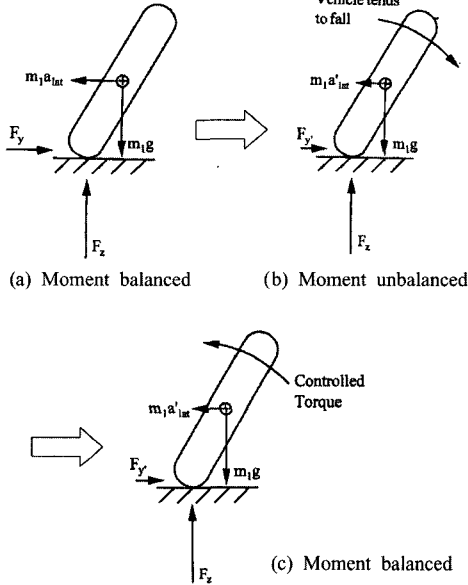


Fig. 12 Combined diagram with slippery case

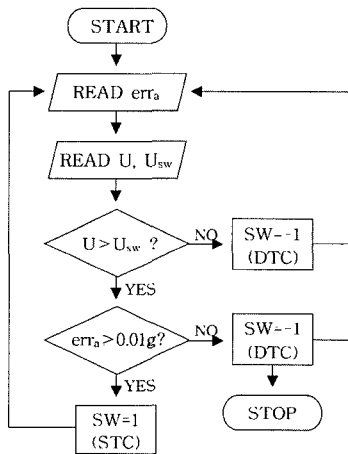


Fig. 13 Flow chart for the switching algorithm

이를 달성하기 위해서는 실제 횡가속도를 식 (20)에서 계산된 횡가속도와 비교한 후에 오차에 따라 스위칭 여부를 결정해야만 하는데 이와 같은 스위칭 알고리즘을 Fig. 13과 같은 Flow chart로 나타낼 수 있으며 Fig. 14는 비정상적인 주행에 대한 제어기법을 보여주는 블록선도이다.

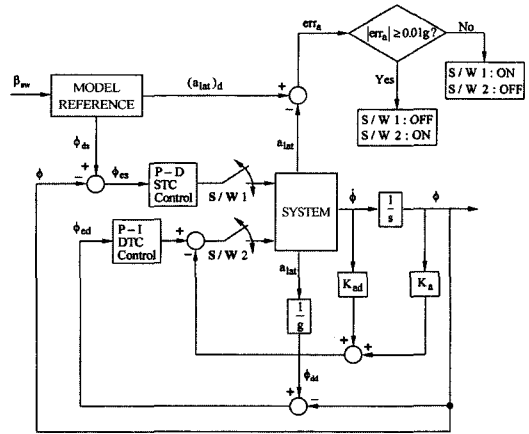


Fig. 14 Control method for slippery road case

### 7. 시뮬레이션 결과 및 분석

이상에서 언급한 식과 블록선도들을 사용하여 시뮬레이션을 수행해 본 결과는 다음과 같다.

Fig. 15(a)는 입력조건으로 차속과 스티어링 각이 주어지고 Fig. 15(b)는 도로 입력조건이 주어진다. 차속 15m/s의 속도를 유지하면서 동시에 스티어링 각을 17도로 일정하게 유지하며 주행하던 도중 갑작스럽게 미끄러운 도로면을 만나게 되었을 경우 ( $\mu=0.1, \mu=0.2, \mu=0.3$ )에 대해 시뮬레이션을 수행하였고 그 결과는 Fig. 15(c), Fig. 15(h)와 같다.

차량의 균형을 유지하기 위해 시스템을 STC로부터 DTC로 스위칭하면 비록 미끄러운 도로면 위에서 선회를 하고 있다 할지라도 차량은 전복되지 않고 어느 정도 미끄러지다가 그림에서 볼 수 있듯이 다시 정상상태로 회복될 수 있다.

여기에서 고려된 차량의 경우, 노면 마찰계수  $\mu$ 가 근사적으로 0.3 이상이면 타이어 미끄럼 각을 증가 시킴으로써 원래의 타이어 횡력을 회복한다는 사실을 Fig. 15(f)와 Fig. 15(g)를 통하여 알 수 있고,  $\mu$ 가 0.3 이하의 작은 값에 대해서도 차량은 옆으로 미끄러지기는 하지만 전복되지는 않는다는 사실을 Fig. 15(c), Fig. 15(d), Fig. 15(g), Fig. 15(h)를 통하여 알 수 있다.

결과적으로 본 연구에서 제안한 차량이 비정상적으로 폭이 좁고 무게중심점이 상대적으로 높은 차량임에도 비정상적인 도로주행 조건(빙판조건,  $\mu=$



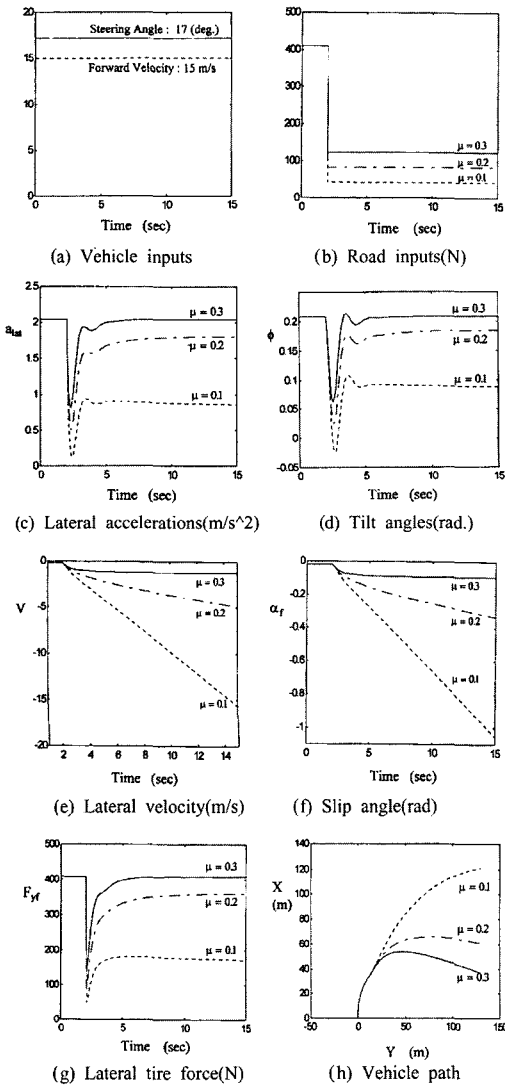


Fig. 15 Simulation results for slippery road

0.1) 하에서까지도 차량이 전복됨이 없이 일반차량 처럼 주행이 가능하다는 사실이 확인되었다.

### 8. 결론

폭이 좁고 무게중심점이 기존 차량에 비해 상대적으로 높은 차량에 대해 이미 개발된 기울임 제어 시스템들을 활용하여 스위칭 제어기법인 새로운 시스템 결합에 관한 연구가 제안되었다.

본 연구에서는 스위칭 제어기법에 관한 연구결과를 토대로 비정상적인 차량이 일반적인 주행조건에서는 물론 빙판도로와 같은 악 조건 하에서도 전복되지 않고 안전하다는 사실을 기준모델제어(Model Reference Control)기법을 사용하여 입증하였다.

따라서, 정지 상태에서나 저속 구간에서 안정적인 우수한 DTC 시스템과 고속 구간에서 자연적인 느낌(Natural Feel)을 제공해 주는 STC 시스템을 동시에 이용하는 것이 가능하므로 기존에 제안된 시스템에 비해 훨씬 성능이 우수한 기울임 제어시스템이 적용될 수 있음을 보였다.

### 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호: 2000-2-30400-001-2) 지원으로 수행되었음.

### References

- 1) R. Hibbard and D. Karnopp, "The Dynamics of Small, Relatively Tall and Narrow Tilting Ground Vehicles," ASME Publication DSC-Vol.52, Advanced Automotive Technologies, pp.397-417, 1993.
- 2) D. Karnopp and C. Fang, "A Simple Model of Steering-Controlled Banking Vehicles," ASME Publication DSC-Vol.44, Transportation Systems, pp.1528, 1992.
- 3) S. G. So, "Development of the Active Steering Tilt Controller for Stability of the Narrow Commuter Vehicles," Journal of KSAE, vol.6, No.2, pp.107-117, 1998.
- 4) S. G. So and G. S. Byun, "A Study on the Application of the Steering Control to Increase Roll Stiffness for the Relatively Tall Vehicles, Journal of KISPS, pp.53-60, 2003.
- 5) D. Karnopp, D. Margolis and R. Rosenberg, "System Dynamics: A Unified Approach".
- 6) H. Pacejka, "Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies," SAE Technical Paper Series 870421, Detroit, 1987.