

# 차량 주행성능 향상을 위한 AFS 와 ESP 의 협조제어에 관한 연구

박인혜\*, 박기홍\*\*

A Study on Integrated Control of AFS and ESP  
for the improvement of vehicle handing performance

Inhye Park\*, Kihong Park\*\*

## ABSTRACT

This paper propose an advanced control strategy to improve vehicle handling and directional stability by integrating Active Front Steering(AFS) with Electronic Stability Program(ESP) . The effect of the integrated control system on the vehicle handling characteristics and directional stability is studied through a close loop computer simulation of and eight degree of freedom nonlinear vehicle model and driver model. Simulation results confirm the effectiveness of the proposed control system and the overall improvements in vehicle handling and directional stability

**Key Words** : 통합샤시제어(Integrated Chassis Control), AFS(Active Front Steering), ESP(Electronic Stability Program), 운전자 모델(Driver model)

## 1. 서론

최근 자동차의 주행 안전성 확보와 운전자 조작 편의를 위한 능동형 통합 샤시제어에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 차량의 샤시 시스템은 크게 제동, 현가, 조향 시스템으로 세분화 할 수 있다. 능동형 샤시통합제어는 각각의 샤시 시스템이 갖는 장점은 그대로 유지하고 샤시시스템이 독립적으로 작용시 일어날 수 있는 단점을 샤시간의 통합으로 상호보완적인 역할을 수행하여 차량의 주행안전성과 운전자 조작 편의를 높일 수 있다.

본 논문에서는 조향시스템인 AFS(Active Front Steering)시스템과 제동시스템인 ESP(Electronic Stability Programe)시스템을 통합하여 연구하였다. AFS 시스템은 Variable Gear Ratio 을 적용하여 속도에 따른 각기 다른 기어비를 구현하고 횡미끄럼 각과 요레이트를 피드백을 받아서 ESP 와의 협조제어를 통하여 비대칭 노면과 저마찰 노면에서의 제동과 주행시 차량의 조종 안정성과 차량의 거동 안정성에 최적의 효과를 올리는 것을 목표로 한다.

## 2. 차량 동역학모델과 시뮬레이션 환경

### 2.1 차량모델

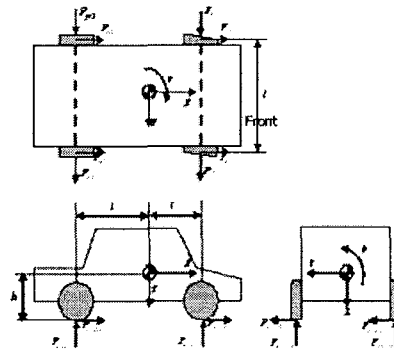


Fig. 1 Free body diagram of 8-DOF vehicle model

차량 모델은 실제 차량 거동을 나타내기 위하여 효율, 롤각, 속도 및 차륜의 속도 등을 관찰할 수 있는 8 자유도를 갖는 모델로 선정하였다. Fig.1 은 8 자유도 차량모델이 나타내는 좌표와 힘의 방향을 나타낸다.

차량모델에 대한 차체(4-DOF)의 운동방정식은 아래의 식으로부터 구해진다. 식 2.1, 2.2, 2.3, 2.4는 각각  $x$  방향의 가속도(직진방향),  $y$  방향의 가속도(횡방향),  $z$  방향의 모멘트(요방향) 그리고  $x$  방향모멘트(롤방향)에 대한 운동방정식을 나타낸다.

$$M_{total}(\ddot{V}_x - \gamma V_y) + (M_r I_r - M_f I_f) \dot{\gamma}^2 - 2M_s h r \dot{\phi} = F_{xf1} \cos \delta + F_{xf2} \cos \delta - F_{yf1} \sin \delta - F_{yf2} \sin \delta + F_{xr1} + F_{xr2} \quad (2.1)$$

$$M_{total}(\ddot{V}_y + \gamma V_x) + (M_f I_f - M_r I_r) \dot{\gamma} + M_s h \ddot{\phi} = F_{yf1} \cos \delta + F_{yf2} \cos \delta + F_{xf1} \sin \delta + F_{xf2} \sin \delta + F_{yr1} + F_{yr2} \quad (2.2)$$

$$I_{zz} \ddot{\gamma} + (M_f I_f - M_r I_r) V_x \gamma + (M_f I_f - M_r I_r) \dot{\gamma} - I_{xz} \ddot{\phi} = I_f F_{xf1} \sin \delta + I_f F_{xf2} \sin \delta - \frac{I_f}{2} F_{xf1} \cos \delta + \frac{I_f}{2} F_{xf2} \cos \delta - \frac{I_r}{2} F_{xr1} + \frac{I_r}{2} F_{xr2} + I_f F_{yf1} \cos \delta + I_f F_{yf2} \cos \delta + \frac{I_f}{2} F_{yf1} \sin \delta - \frac{I_f}{2} F_{yf2} \sin \delta - I_r F_{yr1} - I_r F_{yr2} \quad (2.3)$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} - I_{xz} \dot{\gamma} = (M_s g h - K_\phi) \phi - C_\phi \dot{\phi} - M_s h (\dot{V}_y + V_x \gamma) \quad (2.4)$$

여기서  $M_{total} = M_s + M_f + M_r$  이다.

차량모델에 대한 각각의 바퀴(4-DOF) 운동방정식은 각 바퀴에 대한 동역학은 식 2.5 와 같이 나타낼 수 있다.

$$I_i \dot{\phi}_i = -R_i F_{xi} - T_{bi} \quad (2.5)$$

각 바퀴에 작용하는 제동토크를 각각 나타낸다.

여기서  $R_i$  는 각각 전후륜의 회전반경을 나타내며 식 2.6 로 구할 수 있다.

$$R_i = R_0 \frac{F_z}{K_z} \quad (2.6)$$

차량 주행시에는 구동과 제동에 의한 수직하중의 변화인 종방향 하중 이동과 선회 시 차량의 횡가속도와 롤의 변화에 의한 수직하중의 변화인 횡방향 하중이동을 수반하기에 하중이동 모델을 적용하였다. 이러한 하중의 변화는 차량의 비선형성에 결정적인 영향을 주는 요소이다. 종방향 하중이동과 횡방향 하중 이동에 의하여 휠에 작용하는 수직력을 계산하였다. 이때 각 휠에 걸리는 하중은 아래의 식과 같다.

$$F_{zfi} = \frac{M_{total} g l_r}{2l} - \frac{M_{total} a_x h}{2l} + \frac{k_{rd}}{l_f} (M_{total} a_y h - M_s g e \phi) \quad (2.7)$$

$$F_{zri} = \frac{M_{total} g l_f}{2l} + \frac{M_{total} a_x h}{2l} + \frac{(1-k_{rd})}{l_r} (M_{total} a_y h - M_s g e \phi) \quad (2.8)$$

여기서

$$k_{rd} = \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \quad (2.9)$$

이다.

## 2.2 운전자 모델

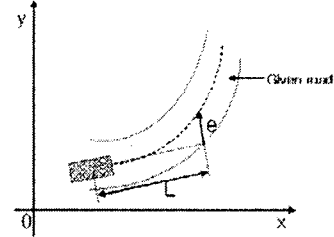


Fig. 2 Course tracking control model

운전자 모델은 매개변수인 경로 변경에 대한 운전자의 조향 반응시간  $\tau$  와 운전자의 요구경로와 예측경로 사이의 횡방향 경로 오차  $e$  에 의하여서 표현된다.

$$\tau \dot{\delta} + \delta = k(v, L) e(t) \quad (2.10)$$

$$\dot{\delta} = \frac{1}{\tau} (k(v, L) e(t) - \delta(t))$$

여기서  $\tau$  는 운전자 신경계 근육계의 시정수로써 0.1~0.3 정도이다.  $\delta$  는 차량의 조향각,  $v$  는 차량의 속도,  $v$  은 오차 수정을 위한 전방시계,  $k$  는 운전자의 오차  $e$  에 대한 조향 증폭율이다. 조향 증폭율  $k$  는 차량속도  $v$  와 전방시계  $L$  의 함수이다.  $k$  는 식 2.11 와 같이 나타낼 수 있다.

$$k = \frac{C_2 v}{C_1 + L}, \quad (C_1, C_2); \text{ constant} \quad (2.11)$$

## 2.3 참조 요 각속도

기준모델의 현재의 차속과 조향 각으로부터 참조 요각속도  $\gamma_{ref}$  를 계산한다. 참조 요각속도 추정식에는 노면의 영향을 무시하고 계산하기 때문에 항상 고마찰 상태의 노면에서 참조 요각속도를 계산한다. 하지만 저마찰 노면에서는 노면의 한계가

$$\gamma_{ref} = \frac{1}{\left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} v^2\right)^{1/2}} \frac{v}{l} \delta \quad (2.12)$$

고마찰 노면과 다르기 때문에 한계 노면에 따른 횡가속도에 의해서 참조 요각속도가 한계횡가속도를 초과시 한계 횡가속도 상태에서의 요각속도를 최대 참조 요각속도로 설정하여 노면 상태를 고려한다. 식 2.12 는 참조 요각속도의 범위에 대한 식을 표현한 것이다.

$$\gamma_{ref} \leq \gamma_{max}$$

$$\gamma_{max} = \frac{A_{ymax}}{V_x} = \frac{\mu \times g}{V_x} \quad (2. 13)$$

### 3. 제어기 구성

#### 3.1 통합제어기 구성

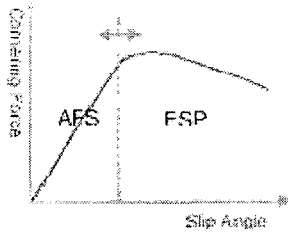


Fig. 3 Integrated control concepts both AFS and ESP

AFS 와 ESP 제어의 경계는 차량의 미끄럼 각에 따라서 잡는다. 그림에서 보는 것처럼 미끄럼 각과 횡력과의 관계에서 선형적인 부분을 AFS 가 비선형적인 부분을 ESP 가 제어를 함으로 차량의 자세 보정을 하고자 한다.

#### 3.2 AFS 제어기 구성

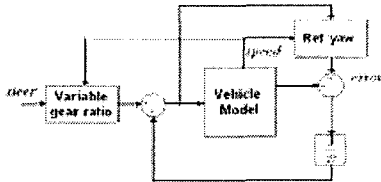


Fig. 4 Terseness block diagram of AFS controller

AFS(Active Front Steering)는 요속도 센서로부터 신호를 받아 운전자의 운전의지를 파악하여 실제 차량에 가해진 조향각이 운전자가 원하는 조향각과의 차이가 있을 때 차량의 조향이 이루어 지는 차이만큼을 조향 가감시켜 운전자가 원하는 방향으로 차량이 안전하게 거동케 하는 시스템이다.

#### 3.3 ESP 제어기 구성

ESP 시스템은 차량에서 나오는 요레이트를 피드백 받아서 자전거 모델로부터 나오는 참조 요각 속도와의 차이와 운전자 조향 기준에 차량이 가지고 있는 브레이크 압력을 오퍼레이터를 통하여 연산하여 최적의 차량 자세를 유지한다.

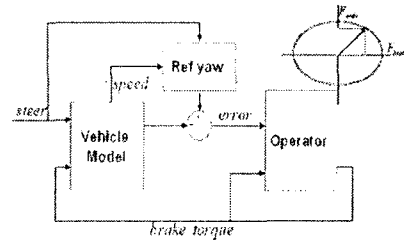


Fig. 5 Terseness block diagram of ESP controller

### 4. 시뮬레이션 결과

차량의 시뮬레이션 조건은 초기속도 80Km/h, 노면조건 0.3 으로 설정하였다.

통합제어를 함에 있어 AFS 제어와 ESP 제어의 경계 시점은 많은 시뮬레이션을 통해 가장 최적의 값을 가지는 값으로 차량의 전륜 미끄럼각이 4deg 를 경계로 하였을 때 가장 최적의 값이 나왔고 이는 타이어 모델의 미끄럼각과 횡력과의 관계가 선형의 값을 가지는 범위가 된다.

시뮬레이션은 3.5m 너비의 레인체인지와 진폭 2m 인 슬라럼에 관한 시뮬레이션을 해보았다.

Fig. 7 의 결과를 보면 AFS 제어를 한 경우와 통합제어를 한 경우의 결과가 거의 같은 것을 볼 수 있다. 레인체인지에 관한 시뮬레이션은 AFS 제어 만으로도 충분히 차량의 자세제어가 가능하다는 것을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 6 의 결과를 보면 AFS 제어 만으로는 차량의 자세 제어가 되지 않고 통합제어를 했을 때 충분히 제어되는 것을 볼 수 있다.

### 5. 결론

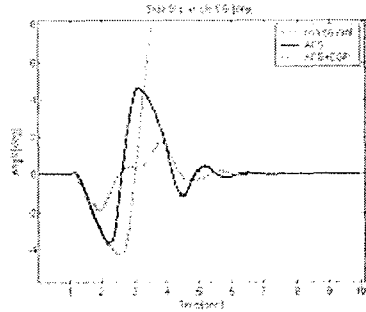
AFS 는 요속도 센서로부터 신호를 받아 운전자의 운전의지를 파악하여 실제 차량에 가해진 조향각이 운전자가 원하는 조향각과의 차이가 있을 때 차량의 조향이 이루어 지는 차이만큼을 조향 가감시켜 운전자가 원하는 방향으로 차량이 안전하게 거동케 하는 시스템이다. 하지만 AFS 만으로 차량의 자세제어가 어려운 상태가 될 경우 제동장치인 ESP 가 AFS 를 대신하여 작동하여 동작하게 한다.

ESP 는 차량의 자세 보정과 안정성에 있어서 좋은 성능을 나타내지만 ESP 가 작동 시 운전자에게 불쾌감을 줄 수 있기 때문에 AFS 가 제어 못하는 영역에서 작동하게 하는 것을 목표로 한다.

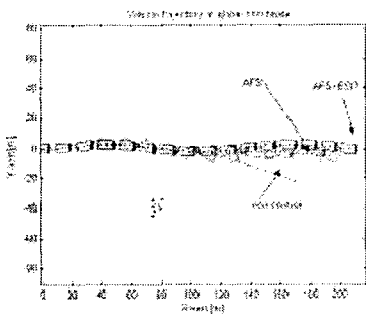
제어를 함에 있어서 AFS 와 ESP 의 경계를 넘어갈 때 스티어 부분에 튀는 현상이 일어나는 것을 볼 수 있었다. 향후 경계 부분에 슈퍼바이저를 두어 제어 하면 더 좋은 성능을 얻을 수 있을 것이다

참고문헌

1. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers inc.,
2. A. T. van zanten, " Bosch ESP systems: 5years of experience", SAE, 2000-01-1633
3. Verhagen Armin, Futter Sylvia, Rupprecht Josef, Trachtler Ansgar, "VEHICLE DYNAMICS MANAGEMENT - BENEFITS OF INTEGRATED CONTROL OF ACTIVE BRAKE, ACTIVE STEERING AND ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS"
4. Pongasthorn Raksincharoensak, Motoki Shino and Nagai "Direct Yaw control as Lane Keeping Assist Systems for Micro-Scale Electronic Vehicle"
5. Junjie He, David A. Crolla, Martion C. Levesley and Warren J. Manning, " Integrated Active Steering and Variable Torque Distribution control for Improving Vehicle handling and stability", SAE, 2004-01-1071
6. DIRK E. SMITH and JOHN M. STARKEY , " Effects of Model Complexity on Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison", VSD, (24)1995, pp. 163-181

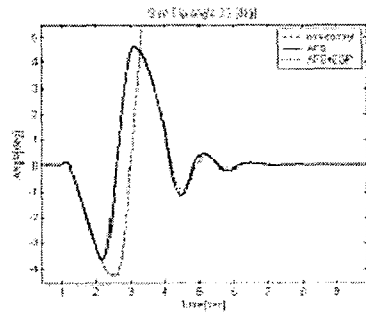


(a)

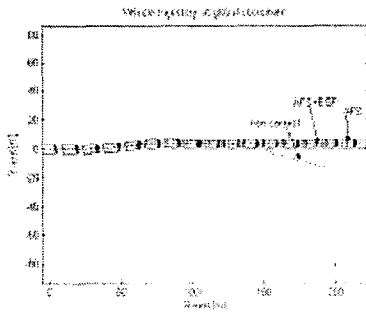


(b)

Fig. 6 slam simulation



(a)



(b)

Fig. 7 lane change simulation