

AFS 횡력 제한조건 하에서 ESC와 AFS를 이용한 최적 요 모멘트 분배

임성진^{*†}, 이정재^{*}, 조성익^{**}

^{*} 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과, ^{**} 서울과학기술대학교 산업대학원 자동차공학과

Optimum Yaw Moment Distribution with ESC and AFS Under Lateral Force Constraint on AFS

Seongjin Yim^{*†}, Jungjae Lee^{*} and Sung Ik Cho^{**}

^{*} Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. and Tech.
^{**} Graduate School of Industry, Dept. of Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. and Tech.

(Received October 23, 2014 ; Revised March 5, 2015 ; Accepted March 31, 2015)

Key Words: Optimum Yaw Moment Distribution(최적 요모멘트 분배), Electronic Stability Control(자세 제어장치), Active Front Steering(능동 전륜 조향), Lateral Force Saturation(횡력 포화), Weighted Pseudo-inverse based Control Allocation(의사 역행렬 제어 할당)

초록: 본 논문에서는 능동 전륜 조향장치(AFS)에 의한 횡력의 크기가 제한된 상황에서 자세 제어장치(ESC)와 능동 전륜 조향(AFS)을 이용한 통합 차시 제어기의 최적 요모멘트 분배 방법을 제안한다. 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요모멘트는 슬라이딩모드 제어이론을 이용하여 구한다. 가중 역행렬 기반 제어 할당 방법을 이용하여 제어 요모멘트를 ESC의 제동력과 AFS의 추가 조향각으로 분배한다. 저마찰 노면에서 AFS에 의한 횡력이 물리적 최대값을 초과하는 경우 제어 요모멘트를 제대로 만들어내지 못하므로 가중 역행렬 기반 제어 할당 방법을 이용하여 AFS에 의한 횡력의 크기를 제한하고 ESC의 제동력으로 부족한 제어 요모멘트를 보충하는 방법을 제안한다. 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim[®]에서 시뮬레이션을 수행하여 AFS에 의한 횡력이 물리적 최대값을 초과하는 경우 제안된 방법이 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성을 향상시킨다는 사실을 검증했다.

Abstract: This paper presents an integrated chassis control with electronic stability control (ESC) and active front steering (AFS) under lateral force constraint on AFS. The control yaw moment is calculated using a sliding mode control. The tire forces generated by ESC and AFS are determined using weighted pseudo-inverse based control allocation (WPCA) in order to generate the control yaw moment. On a low friction road, AFS is not effective when the lateral tire forces of front wheels are easily saturated. To solve problem, the lateral force of AFS is limited to its maximum and the braking of ESC is applied with WPCA. To evaluate the effectiveness of the proposed method, a simulation was performed on the vehicle simulation package, CarSim[®]. From the simulation, it was verified that the proposed method could enhance the maneuverability and lateral stability if the lateral force of AFS exceeds its maximum.

C_f, C_r : 전륜과 후륜의 코너링 강성(N/rad)
 e : 슬라이딩 모드 제어기의 에러
 F_x, F_y, F_z : 타이어 종력, 횡력, 수직력 (N)
 F_{yf}, F_{yr} : 전륜과 후륜의 타이어 횡력 (N)
 F_{yfc} : AFS에 의한 전륜 타이어 횡력 (N)

$F_{y,max}$: 전륜 타이어 횡력의 최대값 (N)
 g : 중력가속도 상수 (=9.81m/s²)
 g_1, g_2 : F_y 의 물리적 최대값을 계산하는 함수
 \mathbf{H}, \mathbf{G} : 영향 행렬
 I_z : 요 관성모멘트 (kg·m²)
 J, L : WPCA와 CWPCA의 목적 함수
 K : 슬라이딩 모드 제어기의 게인
 K_B : 제동 토크-압력 변환 상수 (N·m/MPa)

† Corresponding Author, acebtif@seoultech.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

l_f, l_r	: 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지의 거리 (m)
m	: 차량 총질량 (kg)
M_y	: 제어 요모멘트 (N·m)
\mathbf{q}, \mathbf{p}	: 타이어 제어력의 벡터
r_w	: 차륜 반경 (m)
P_B	: 제동 압력 (MPa)
t_f, t_r	: 전륜과 후륜의 윤거 (m)
v_x, v_y	: 차량의 종속도와 횡속도 (m/s)
V	: 차량 속도
\mathbf{W}, \mathbf{V}	: WPCA에서 가중치 행렬
α_f, α_r	: 전륜과 후륜의 타이어 슬립각 (rad)
β	: 횡슬립각 (rad)
δ_f	: 운전자에 의한 전륜 조향각 (rad)
$\Delta\delta_f$: AFS에 의한 추가 조향각 (rad)
ε	: 특정한 타이어 힘에 대한 가중치
η	: 횡슬립각에 대한 조절 계수
γ, γ_d	: 실제와 기준 요율 (rad/s)
ρ	: WPCA에서 가중치의 벡터
μ	: 타이어-노면 마찰계수
τ	: 조향각에서 기준요율로의 시간 지연

1. 서론

일반적으로, 차량 안정성 제어는 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성을 향상시키는 것을 목적으로 한다. 조종 안정성은 차량이 운전자의 의지대로 주행하는 성능이며 구체적으로 차량의 요율이 운전자의 조향에 의해 계산된 기준 요율을 추종하도록 하는 것이다. 횡방향 안정성은 차량이 선회시 안정성을 잃지 않도록 하는 성능이며 구체적으로 차량의 횡슬립각을 줄이는 것이다.⁽¹⁾

일반적인 형태의 차량 안정성 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기의 2층으로 구성된다. 상위 제어기는 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성을 향상시키는데 필요한 제어 요모멘트를 계산한다. 하위 제어기는 필요한 제어 요모멘트를 만들어 내기 위해 다양한 구동기들의 타이어 힘을 결정한다. 이 문제가 요모멘트 분배 문제이다.⁽¹⁻³⁾

차량 안정성 제어기의 하위 제어기에는 다양한 구동기들이 적용될 수 있다. 대표적인 장치가 1990년대 초반에 개발된 자세 제어장치(Electronic Stability Control: ESC)이다.⁽⁴⁾ ESC는 제어 요모멘트를 만들기 위해 제동력을 사용한다. ESC는 그 효과를 인정받아 2000년대 후반부터 의무적으로 장착되기 시작했다.⁽⁵⁾ 이후 2000년대 초반에는 능동 전륜 조향(Active Front Steering: AFS)이 개발되었다.⁽⁶⁾ AFS 이외에도 능동

후륜 조향(Active Rear Steering: ARS), 토크 벡터링 장치(Torque Vectoring Device: TVD)와 같은 장치들이 개발되었다.^(7,8) 이 장치들은 차량 안정성 제어기의 성능을 향상시키기 위해 독자적으로 또는 ESC와 함께 적용되었다. 이렇게 ESC와 다른 장치가 함께 적용되는 경우 이를 통합 새시 제어(Integrated Chassis Control)라고 한다.

본 논문에서는 ESC와 AFS를 장착한 차량에 대한 통합 새시 제어기에 대해 다룬다. 이 제어기의 하위 제어기는 제어 요모멘트를 만들어 내기 위해 ESC의 제동력과 AFS의 추가 조향각을 결정해야 한다. 여기서 요모멘트 분배 문제를 풀기 위해 가변 가중치를 가지는 가중 의사역행렬 기반 제어 할당 방법(Weighted Pseudo-inverse based Control Allocation; WPCA)을 적용한다.⁽⁹⁾ WPCA는 대수적으로 최적해를 구할 수 있으므로 실제 적용이 용이하다. WPCA의 가변 가중치를 이용하면 ESC 또는 ESC와 AFS의 구동기 조합을 쉽게 표현할 수 있다.^(10,11) 또한 WPCA의 가변 가중치를 조절하면 특정 구동기만을 사용하게 하거나 다양한 구동기들의 사용량을 조절할 수 있다.

통합 새시 제어기의 요모멘트 분배에서 WPCA를 적용할 때 AFS에 가중치를 작게 설정하면 WPCA로 구한 최적해는 ESC의 제동력은 사용하지 않고 AFS만을 사용하게 된다. 이 경우 ESC의 제동력을 사용하지 않으므로 승차감이 향상되며 차량의 속도 저하가 크지 않게 된다.⁽²⁾ 하지만 AFS만을 사용하는 경우 여러 가지 문제가 생기게 된다. 먼저 AFS는 운전자의 조향각에 더해져서 작용하므로 타이어 슬립각이 증가하여 횡력이 쉽게 포화될 수 있다. 또한 저마찰 노면에서는 낮은 마찰계수로 인해 횡력의 최대값의 크기 자체가 작아지므로 AFS는 필요한 횡력을 내지 못하게 된다. 따라서 저마찰 노면에서는 AFS의 횡력의 크기를 제한할 필요가 있다.

본 논문에서는 ESC와 AFS를 이용하는 통합 새시 제어 시스템에 대해 저마찰 노면에서 선회시 WPCA로 계산한 AFS의 제어력이 타이어 횡력의 물리적 최대값을 초과하는 경우 AFS의 제어력의 크기를 타이어 횡력의 물리적 최대값으로 제한하는 방법을 제한한다. 이로 인해 부족해지는 제어 요모멘트를 보상하기 위해 AFS의 제어력을 제외하고 WPCA를 한 번 더 적용하여 ESC의 제동력을 계산한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 ESC와 AFS를 장착한 차량에 대한 통합 새시 제어 시스템의 설계 방법을 제안한다. 또한 AFS의 횡력

이 제한된 상황에서 WPCA를 이용하여 ESC 제동력으로 이를 보상하는 방법을 제안한다. 3장에서는 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하며 4장에서 결론을 맺는다.

2. 통합 새시 제어기 설계

통합 새시 제어기는 2층 구조로서 상위 제어기와 하위 제어기로 구성되어 있다.

2.1 상위 제어기 설계

상위 제어기에서는 차량 모델을 기반으로 슬라이딩모드 제어 이론을 적용하여 차량을 안정화시키는 데 필요한 제어 요모멘트 M_γ 를 구한다.⁽⁷⁾ 본 논문에서는 Fig. 1과 같은 2자유도 자전거 모델을 이용한다.

2자유도 자전거 모델의 운동 방정식은 식 (1)과 같다. 전륜과 후륜의 타이어 슬립각은 식 (2)와 같이 계산된다. 운전자의 의지를 나타내며 차량이 추종해야 할 기준 요율은 운전자의 조향 입력과 차량의 현재 종속도 v_x 의 함수로서 식 (3)과 같이 1차 시스템의 응답으로 계산된다.⁽¹²⁾

$$mv_x(\dot{\beta} + \gamma) = F_{yf} + F_{yr} \quad (1)$$

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_\gamma$$

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v_y + l_f \gamma}{v_x}, \alpha_r = -\frac{v_y - l_r \gamma}{v_x} \quad (2)$$

$$\tau \dot{\gamma}_d = \gamma_d + K_\gamma \delta_f \quad (3)$$

$$K_\gamma = \frac{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r) \cdot v_x}{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r)^2 + m \cdot v_x^2 \cdot (l_r \cdot C_r - l_f \cdot C_f)}$$

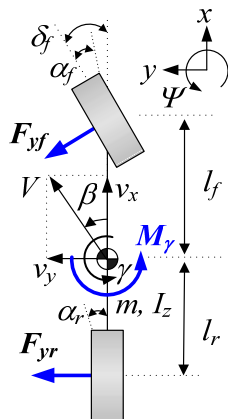


Fig. 1 2-DOF bicycle model

제어 요모멘트 M_γ 를 구하기 위해 슬라이딩모드 제어 이론을 이용한다. 차량의 요 운동을 제어하는 두 가지 목표는 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성이다. 조종 안정성은 차량의 요율이 운전자의 의지를 나타내는 기준 요율을 추종하도록 하는 것 또는 차량의 요율과 기준 요율 사이의 오차, 즉 요율 에러 $\gamma - \gamma_d$ 를 줄이는 것이다. 횡방향 안정성은 차량의 종속도와 횡속도의 비율인 횡슬립각을 작게 하는 것이다. 이러한 두 가지 목표를 달성하기 위한 오차는 요율 에러와 횡슬립각을 결합하여 식 (4)와 같이 정의된다. 이 오차가 0이 되게 하는 오차의 동역학은 식 (5)와 같이 주어진다. 식 (1), (4) 및 (5)를 결합하면 오차를 0으로 만드는 데 필요한 제어 요모멘트 M_γ 가 식 (6)과 같이 구해진다.⁽¹³⁾ 본 논문에서는 제어 요모멘트를 계산하는데 필요한 타이어 힘들, 횡슬립각과 노면 마찰계수를 모두 관측할 수 있다고 가정한다.^(14,15)

$$e = (\gamma - \gamma_d) + \eta \cdot \beta \quad (4)$$

$$\dot{e} = -Ke \quad (K > 0) \quad (5)$$

$$M_\gamma = I_z \cdot \dot{\gamma}_d + I_z \cdot \eta \cdot \left(\frac{F_{yf} + F_{yr}}{mv_x} - \gamma \right) - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_z \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d + \eta \cdot \beta) \quad (6)$$

2.2 하위 제어기 설계

하위 제어기에서는 제어 요모멘트 M_γ 를 만들어 내기 위해 ESC와 AFS에 의해 생성되는 타이어 힘을 결정한다. 이를 위해서는 ESC와 AFS가 만들어 내는 타이어 힘과 제어 요모멘트 사이의 관계가 필요하다. 이 관계를 유도하기 위해 Fig. 2에서와 같은 차량 모델에서 ESC와 AFS가 만들어 내는 타이어 힘과 제어 요모멘트의 기하학적 관계를 이용한다. Fig. 2에서 F_{x1} , F_{x2} , F_{x3} 및 F_{x4} 는 ESC에 의해 생성되는 제동력이며 F_{yfc} 는 AFS에 의해 생성되는 전륜의 타이어 횡력이다. 제어 요모멘트 M_γ 를 만들어 내기 위해 Fig. 2에서와 같이 5개의 타이어 힘이 결정되어야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 WPCA를 이용한다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 각 타이어 힘과 제어 요모멘트 M_γ 는 Fig. 2와 같은 차량의 기하학적인 관계를 이용하여 식 (7)과 같이 표현된다. 최소화되어야 할 WPCA의 목적 함수는 식 (8)과 같다. 식 (8)에서 \mathbf{w} 와 ξ 의 정의는 식 (9)와 같다. 식 (9)에서 \mathbf{p} 는 가변 가중치들 ρ_i 의 벡터이다. 이 가중치들은 가상의 값으로서 각 타이어 힘의 상대적인 크기를 결정하는 역할을 한다. 예를 들어 특정 타

이러한 힘의 가중치가 다른 가중치에 비해 커지는 경우 해당 타이어 힘은 다른 타이어 힘에 비해 작아지게 된다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{yfc} \\ F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}} = M_\gamma \quad (7)$$

$$a_0 = -2l_f \cos \delta_f, \quad a_1 = -\frac{t_f}{2} \cos \delta_f + l_f \sin \delta_f,$$

$$a_2 = \frac{t_f}{2} \cos \delta_f + l_f \sin \delta_f, \quad a_3 = -\frac{t_r}{2}, \quad a_4 = \frac{t_r}{2}$$

$$J = \frac{\rho_1 F_{x1}^2 + \rho_0 F_{yfc}^2}{(\mu_1 F_{z1})^2} + \frac{\rho_2 F_{x2}^2 + \rho_0 F_{yfc}^2}{(\mu_2 F_{z2})^2} + \frac{\rho_3 F_{x3}^2}{(\mu_3 F_{z3})^2} + \frac{\rho_4 F_{x4}^2}{(\mu_4 F_{z4})^2} = \mathbf{q}^T \mathbf{W} \mathbf{q} \quad (8)$$

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left(\frac{\rho_0}{\xi_1^2} + \frac{\rho_0}{\xi_2^2}, \frac{\rho_1}{\xi_1^2}, \frac{\rho_2}{\xi_2^2}, \frac{\rho_3}{\xi_3^2}, \frac{\rho_4}{\xi_4^2} \right), \quad (9)$$

$$\xi_i \equiv \mu_i F_{zi}, \quad i=1,2,3,4$$

$$\boldsymbol{\rho} \equiv [\rho_0 \quad \rho_1 \quad \rho_2 \quad \rho_3 \quad \rho_4].$$

요모멘트 분배 문제는 식 (7)을 만족시키면서 식 (8)을 최소화하는 문제이다. 이 문제는 라그랑지 승수법을 이용하면 식 (10)과 같이 해석적으로 최적해를 구할 수 있으며 구해진 최적해는 식 (11)과 같은 방식으로 ESC의 제동 압력 P_B 과 AFS의 추가 조향각

$\Delta\delta_f$ 로 변환된다.

$$\mathbf{q}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T (\mathbf{H} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T)^{-1} M_\gamma \quad (10)$$

$$P_{Bi} = \frac{r_w}{K_B} \cdot F_{xi}, \quad i \in \{1,2,3,4\} \quad (11)$$

$$\Delta\delta_f = \frac{F_{yfc}}{C_f}$$

이와 같은 방식으로 WPCA를 이용하면 주어진 제어 요모멘트를 생성하기 위해 ESC가 만들어 내는 제동 압력과 AFS가 만들어 내는 추가 조향각을 결정할 수 있다.

Fig. 3은 제안된 통합 새시 제어기의 구조를 보여 준다. Fig. 3에서 보듯이 통합 새시 제어기는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요모멘트를 만들어내는 상위 제어기와 제어 요모멘트를 ESC의 제동 압력과 AFS의 추가 조향각으로 분배하는 상위 제어기로 구성되어 있다.

2.3 가변 가중치를 이용한 구동기 조합의 표현

식 (8)의 목적 함수에서 특정 타이어 힘의 가중치 ρ_i 가 증가하면 해당 타이어 힘은 감소하게 된다. 이러한 사실을 이용하여 WPCA에서 가상의 가중치 ρ_i 의 값을 설정하면 제어 요모멘트 분배 과정에서 ESC 또는 AFS를 선택적으로 사용할 수 있다.^(10,11)

모든 ρ_i 의 값이 매우 작은 값, 즉 $1e-4$ 라고 가정하자. 만약 제어 요모멘트 M_γ 의 부호가 양(+)이고 ESC의 제동력만을 이용한다면 Fig. 2에서 타이어 힘은 F_{x1} 과 F_{x3} 만이 필요하며 F_{yfc} , F_{x2} 와 F_{x4} 는 생성되지 않아야 한다. F_{yfc} , F_{x2} 와 F_{x4} 가 생성되지 않게 하기 위해서는 ρ_0 , ρ_2 과 ρ_4 의 값이 1이 되어야 한다. 식 (12)는 이와 같은 사실을 표현한다. 만약 제어 요모멘트 M_γ 의 부호가 양(+)이고 AFS의 조향각만을 이용한다면 Fig. 2에서 타이어 힘은 F_{yfc}

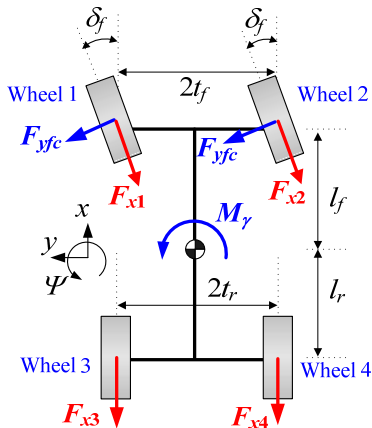


Fig. 2 Tire forces used to generate M_γ

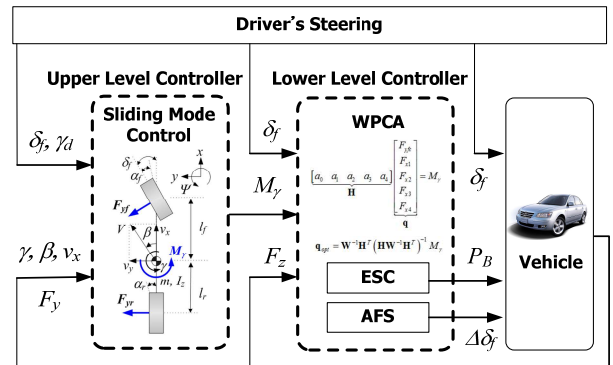


Fig. 3 The structure of the proposed integrated chassis control

만이 필요하며 F_{x1} , F_{x2} , F_{x3} 과 F_{x4} 는 생성되지 않아야 한다. 이 경우 ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 과 ρ_4 의 값이 1이 되어야 한다. 식 (13)은 이와 같은 사실을 표현한다. 만약 제어 요모멘트 M_γ 의 부호가 양(+)이고 ESC의 제동력과 AFS의 조향각을 이용한다면 Fig. 2에서 타이어 힘은 F_{x1} , F_{x3} 과 F_{yfc} 만이 필요하며 F_{x2} 와 F_{x4} 는 생성되지 않아야 한다. 이 경우 ρ_2 와 ρ_4 의 값이 1이 되어야 한다. 식 (14)는 이와 같은 사실을 표현한다. 이렇듯 ρ 또는 ε 의 값은 $1e-4$ 또는 1이다.

ESC

$$\rho = [1 \ \varepsilon_1 \ 1 \ \varepsilon_2 \ 1] \text{ if } M_\gamma > 0$$

$$\rho = [1 \ 1 \ \varepsilon_1 \ 1 \ \varepsilon_2] \text{ if } M_\gamma < 0$$
(12)

AFS

$$\rho = [\varepsilon_1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] \text{ if } M_\gamma > 0$$

$$\rho = [\varepsilon_1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] \text{ if } M_\gamma < 0$$
(13)

ESC+AFS

$$\rho = [\varepsilon_1 \ \varepsilon_2 \ 1 \ \varepsilon_3 \ 1] \text{ if } M_\gamma > 0$$

$$\rho = [\varepsilon_1 \ 1 \ \varepsilon_2 \ 1 \ \varepsilon_3] \text{ if } M_\gamma < 0$$
(14)

2.4 타이어 횡력 제한 조건 하에서의 최적 요모멘트 분배

식 (13)에서와 같이 AFS만을 통합 제어에 이용하는 경우 ESC의 제동력을 사용하지 않으므로 차량의 속도가 크게 저하되지 않으며 소음과 진동이 적어서 승차감이 좋아진다. 하지만 AFS는 운전자의 조향각에 추가로 조향각을 더해서 요모멘트를 생성하므로 타이어 슬립각이 커지는 경우 AFS에 의한 타이어 횡력은 쉽게 포화된다. 이에 따라 WPCA를 통해 구한 AFS의 제어력 F_{yfc} 는 제대로 생성되지 못한다. Fig. 4는 이러한 사실을 표현한다.⁽¹⁶⁾ Fig. 4에서 보듯이 타이어 슬립각이 6° 이상인 경우 타이어 횡력이 포화되므로 AFS를 사용하는 것은 효과적이지 않다. 또한 저마찰 노면의 경우 마찰원의 크기인 μF_z 의 값이 감소하므로 WPCA로 구한 AFS의 제어력 F_{yfc} 는 실제 차량에서 제대로 생성되지 못한다. Fig. 5는 타이어 슬립각 α 와 타이어-노면 마찰계수 μ 에 따른 횡력의 크기를 보여 준다.⁽¹⁷⁾ Fig. 5에서 보듯이 μ 의 크기가 감소할수록 타이어 횡력은 크게 감소한다. 따라서 이 경우 AFS의 제어력 F_{yfc} 를 전륜의 횡력의 최대값으로 제한하고 제한된 F_{yfc} 때문에 발생하는 제어 요모멘트의 부족분을 ESC의 제동력으로 보상해야 한다.

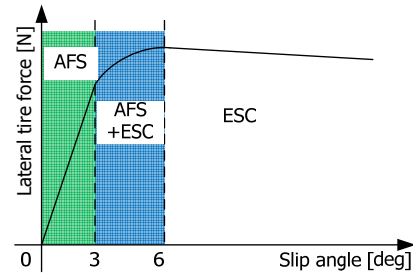


Fig. 4 Characteristic of lateral tire force with respect to tire slip angle

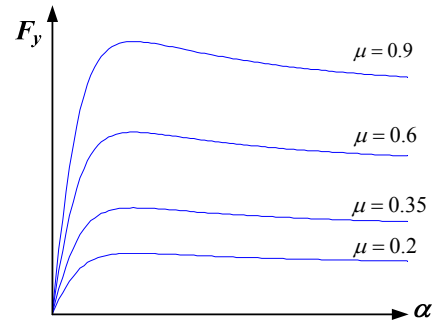


Fig. 5 Lateral tire forces with respect to slip angles and tire-road friction coefficients

타이어 횡력의 최대값은 식 (15)를 이용해서 구한다. 식 (15)에서 $g_1(F_z, \mu)$ 는 Fig. 4와 같이 주어진 타이어 데이터에서 타이어 슬립각에 상관없이 주어진 F_z 와 μ 에 대해서 lookup table을 이용하여 정적으로 구할 수 있는 최대 횡력이며 $g_2(F_x, F_z, \mu)$ 는 식 (16)과 같은 마찰원에서 동적으로 구해지는 횡력값이다.⁽¹⁸⁾ 식 (15)에서 보듯이 특정 차량의 횡력의 최대값은 두 개의 한계값 g_1 과 g_2 중에서 작은 값으로 선택된다

$$F_{y,max} = \min \{ g_1(F_z, \mu), g_2(F_x, F_z, \mu) \}$$
(15)

$$g_2(F_x, F_z, \mu) = \sqrt{(\mu F_z)^2 - F_x^2}$$
(16)

AFS의 제어력 F_{yfc} 는 횡력의 최대값 $F_{y,max}$ 를 초과하지 않아야 한다. 만약 F_{yfc} 가 $F_{y,max}$ 를 초과하는 경우 F_{yfc} 는 $F_{y,max}$ 로 설정하여 상수로 만든다. 이때 F_{yfc} 는 상수가 되므로 WPCA에서 식 (7)과 (8)은 다음과 같이 식 (17)과 (18)로 변경된다. 목적함수 (17)과 등식 제한조건 (18)로 구성된 최적화 문제의 해는 식 (19)와 같이 쉽게 구해진다. 구해진 최적해를 ESC의 제동력과 AFS의 추가 조향각으로 분배하는 과정은 식 (11)과 동일하다. 이 방법을 제한 WPCA(Constrained Weighted Pseudo-inverse

based Control Allocation; CWPCA)라고 부르기로 한다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{bmatrix}}_{\mathbf{G}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix}}_{\mathbf{p}} = M_\gamma - a_0 \cdot F_{yfc} \quad (17)$$

$$L = \frac{\rho_1 F_{x1}^2}{(\mu_1 F_{z1})^2} + \frac{\rho_2 F_{x2}^2}{(\mu_2 F_{z2})^2} + \frac{\rho_3 F_{x3}^2}{(\mu_3 F_{z3})^2} + \frac{\rho_4 F_{x4}^2}{(\mu_4 F_{z4})^2} \quad (18)$$

$$= \mathbf{p}^T \mathbf{V} \mathbf{p}$$

$$\mathbf{p}_{opt} = \mathbf{V}^{-1} \mathbf{G}^T (\mathbf{G} \mathbf{V}^{-1} \mathbf{G}^T)^{-1} (M_\gamma - a_0 \cdot F_{yfc}) \quad (19)$$

3. 시뮬레이션

제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하였다.⁽¹⁸⁾ 조향 입력은 CarSim에서 제공하는 운전자 모델에 의해 구하며 운전자는 Fig. 6과 같은 moose test track을 추종하는 상황이다.⁽¹⁹⁾ 운전자 모델의 예견 시간은 0.75 sec로서 미숙한 운전자를 나타낸다. 차량 모델은 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 이 모델에서 구한 차량의 파라미터는 Table 1과 같다. 초기 속도는 80km/h, 노면마찰계수는 0.6, 시뮬레이션 시간은 10초로 설정하였다. ESC의 유압 구동기와 AFS는 각각 0.12과 0.05의 시상수를 가지는 1차 시스템으로 모델링하였다. 과도한 제동력이 가해지는 경우 차륜의 잠금을 방지하기 위해 ABS를 구현하였으며 ABS는 슬립률이 0.15에서 0.2 사이에 있도록 설정하였다.

Table 1 Parameters and values of a small-sized SUV model in CarSim

m	1146.0 kg	I_z	1302.1 kg·m ²
C_f	36000 N/rad	C_r	50000 N/rad
l_f	0.88 m	l_r	1.32 m
t_f	1.46 m	t_r	1.47 m
v_x	80 km/h	r_w	0.398 m
$K_{B,front}$	150 N·m/MPa	$K_{B,rear}$	70 N·m/MPa

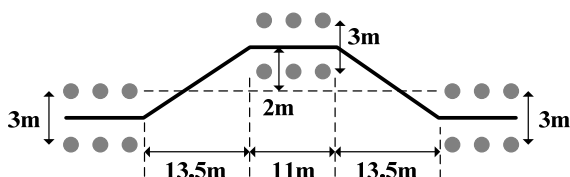
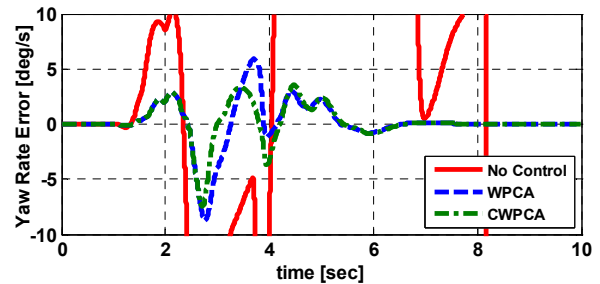


Fig. 6 Moose test track

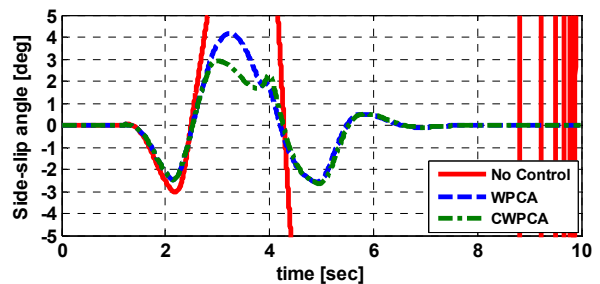
시뮬레이션에서는 제어하지 않은 경우, WPCA를 이용한 경우, AFS의 횡력 제한 조건을 고려한 CWPCA를 이용한 경우에 대해 비교하였다.

Fig. 7은 시뮬레이션 결과를, Fig. 8은 ESC의 제동 압력과 AFS의 조향각을, Fig. 9는 횡력의 최대값과 AFS의 제어력을 보여 준다. Fig. 8의 (b)에서 FL, FR, RL, RR은 각각 좌우측 전륜 및 좌우측 후륜을 나타낸다. Fig. 7의 (a)와 (b)에서 보듯이 제어하지 않은 경우 차량은 미끄러지며 조종 안정성을 상실하게 된다. 이에 비해 제어되는 경우, 즉 WPCA와 CWPCA는 조종 안정성과 횡방향 안정성을 유지함을 알 수 있다.

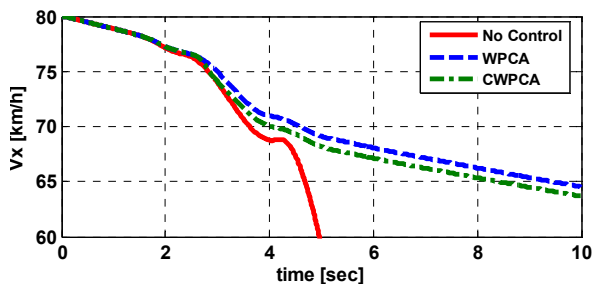
Fig. 7의 (a)와 (b)에서 보듯이 WPCA와 CWPCA가 성능상으로 구별되는 시간 구간은 3초에서 4초 사이 구간이다. 이 구간에서 성능이 차이가 나는 이유는 Fig. 9에서 보듯이 AFS의 제어력이 횡력의 최대값을 초과했는지 아닌지에 따른 결과이다. AFS의 제어력은 양과 음의 값을 모두 가지므로 Fig. 9에서는 Wheel 2의 타이어 횡력의 양과 음의 최대값을 표시하였다. Fig. 9의 아래 그림에서 보듯이 2.5초와 3초 사이의 구간에서 WPCA는 AFS의 제어력에 대한 제



(a) Yaw rate error ($\gamma - \gamma_d$)

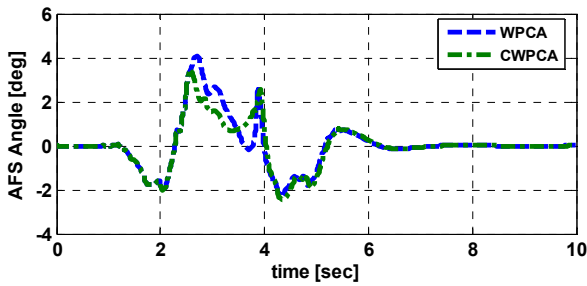


(b) Side-slip angle (β)

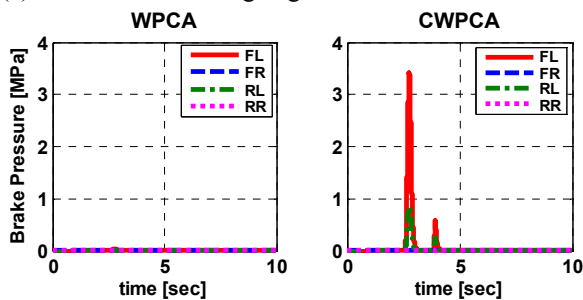


(c) Longitudinal velocity (v_x)

Fig. 7 Simulation results for each case



(a) Active front steering angles of WPCA and CWPCA



(b) Braking pressures of WPCA and CWPCA

Fig. 8 Control inputs for each case

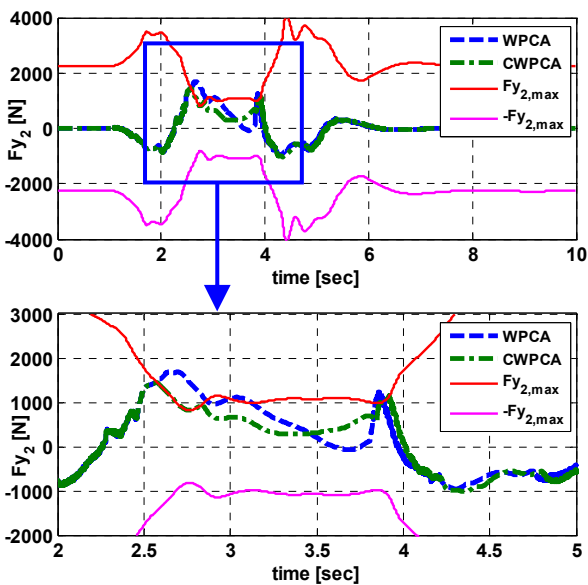


Fig. 9 Lateral tire forces of AFS for WPCA and CWPCA

한이 없으므로 횡력의 최대값을 초과하는 AFS 제어력을 적용했지만 CWPCA는 횡력의 최대값을 초과하지 못하므로 제한된 AFS 제어력을 적용했다. 이에 따라 Fig. 8의 (a)에서 보듯이 CWPCA에서 AFS의 추가 조향각은 WPCA의 것보다 감소했으며 이에 대한 보상으로 식 (17)에 의해 Fig. 8의 (b)와 같이 ESC의 제동력이 만들어졌다. Fig. 7의 (c)에서와 같이 ESC의 제동력에 의해 차량의 속도는 1km/h 정도로 미약하게 감소했지만 횡슬립각은 1° 이상 감소하였다. 또한 Fig. 7에서 보듯이 ESC의 제동력에 의해 WPCA에 비해 CWPCA는 요율 에러와 횡슬립각이 감소했음

을 알 수 있다. 따라서 저마찰 노면에서 선회시 WPCA는 AFS의 횡력이 최대값을 초과하여 성능이 저하될 때 CWPCA는 차량의 속도에서 성능 저하를 거의 보이지 않으면서 차량 안정성 제어 성능을 향상시킨다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 ESC와 AFS를 이용하는 통합 제어에서 AFS에 의한 타이어 횡력에 제한이 있는 경우 WPCA를 이용하여 제어 요모멘트를 최적으로 분배하는 방법을 제안하였다. WPCA를 이용하여 상위 제어기에서 만들어진 제어 요모멘트를 ESC와 AFS의 제동 압력과 추가 조향각으로 분배하였다. WPCA의 가변 가중치를 이용하여 다양한 구동기 조합을 표현하였으며 차량의 속도를 높이고 승차감을 향상시키기 위해 AFS만을 사용하는 가변 가중치를 적용하였다. 저마찰 노면에서 AFS의 제어력이 횡력의 물리적 최대값을 초과하는 경우에 대처하기 위해 CWPCA를 제안하였다. 시뮬레이션한 결과 AFS의 제어력이 횡력의 물리적 최대값을 초과하는 경우에 CWPCA를 적용하면 AFS의 추가 조향각 크기가 감소하였고 이에 대한 보상으로 ESC의 제동 압력이 증가한다는 것을 확인하였으며 이에 따라 WPCA에 비해 차량 안정성 제어 성능이 향상되었음을 확인하였다.

후기

본 연구는 서울과학기술대학교의 교내연구비 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Yim, S., Cho, W., Yoon, J. and Yi, K., 2010, "Optimum Distribution of Yaw Moment for Unified Chassis Control with Limitations on the Active Front Steering Angle," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 5, pp.665~672.
- (2) Cho, W., Yoon, J., Kim, J., Hur, J. and Yi, K., 2008, "An Investigation into Unified Chassis Control Scheme for Optimised Vehicle Stability and Maneuverability," *Vehicle System Dynamics*, Volume 46 Supplement, pp.87~105.
- (3) Mokhiamar, O. and Abe, M., 2004, "Simultaneous Optimal Distribution of Lateral and Longitudinal Tire Forces for the Model Following Control," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 126, pp.753~763.
- (4) van Zanten, A.T., Erhardt, R., Pfaff, G., Kost, F., Hartmann, U. and Ehret, T., 1996, "Control Aspects

- of the Bosch-VDC," *Proceedings of AVEC96*, Aachen, Germany, pp.573-608.
- (5) National Highway Traffic Safety Administration, 2007, "Federal Motor Vehicle Safety Standards; Electronic Stability Control Systems; Controls and Displays," NHTSA-2007-27622.
- (6) Klier, W., Reimann, G. and Reinelt, W., 2004, "Concept and Functionality of the Active Front Steering System," SAE 2004-21-0073.
- (7) Nissan Motor Company, "4 Wheel Active Steer (4WAS)," www.nissan-global.com/EN, 2006.
- (8) Motoyama, S., Uki, H., Isoda, K. and Yuasa, H., 1992, "Effect of Traction Force Distribution on Vehicle Dynamics," *Proceedings of AVEC92*, Japan, pp.447~451.
- (9) Wang, J. and Longoria, R.G., 2006, "Coordinated Vehicle Dynamics Control with Control Distribution," *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, pp.5348~5353.
- (10) Yim, S., Choi, J. and Yi, K., 2012, "Coordinated Control of Hybrid 4WD Vehicles for Enhanced Maneuverability and Lateral Stability," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 61, No. 4, pp.1946~1950.
- (11) Yim, S., 2014, "Integrated Chassis Control System with Fail Safety Using Optimum Yaw Moment Distribution," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 3, pp. 315~321.
- (12) Rajamani, R., 2006, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer.
- (13) Uematsu, K. and Gerdes, J.C., 2002, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," *Proceedings of AVEC2002*, Japan.
- (14) Hu, D., Zong, C. and Na, X., 2010, "Combined Estimation of Vehicle States and Road Friction Coefficients Using Dual Extended Kalman Filter," *Proceedings of AVEC2010*, UK, pp.309~314
- (15) Baffet, G., Charara, A., Lechner, D. and Thomas, D., 2008, "Experimental Evaluation of Observers for Tire-road Forces, Sideslip Angle and Wheel Cornering Stiffness," *Vehicle System Dynamics*, Vo. 46, No.6, pp.501~520.
- (16) Yoon, J., Cho, W., Koo, B. and Yi, K., 2008, "Unified Chassis Control for Rollover Prevention, Maneuverability and Lateral Stability," *Proceedings of AVEC08*, pp.708~713.
- (17) Yim, S. and Park, Y., 2011, "Design of Rollover Prevention Controller with Linear Matrix Inequality-Based Trajectory Sensitivity Minimisation," *Vehicle System Dynamics*, Vol.49, No.8, pp.1225~1244.
- (18) Mechanical Simulation Corporation, 2001, *CarSim User Manual Version 5*.
- (19) Ungoren, A.Y. and Peng, H., 2004, "Evaluation of Vehicle Dynamic Control for Rollover Prevention," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 5, No. 2, pp.115~122.