

자세 제어 장치와 능동 후륜 조향을 이용한 통합 새시 제어

임 성 진*†

* 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과

Integrated Chassis Control with Electronic Stability Control and Active Rear Steering

Seongjin Yim*†

* Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. and Tech.

(Received March 11, 2014 ; Revised July 14, 2014 ; Accepted August 1, 2014)

Key Words: Integrated Chassis Control(통합 새시 제어), Electronic Stability Control(자세 제어 장치), Active Rear Steering(능동 후륜 조향), Weighted Pseudo-Inverse Based Control Allocation(가중 역행렬 기반 제어 할당)

초록: 본 논문에서는 자세 제어 장치와 능동 후륜 조향을 이용한 통합 새시 제어를 제안한다. 제어에 필요한 요 모멘트를 만들어 내기 위해 직접 요 모멘트 제어 방법을 이용한다. 가중 역행렬 기반 제어 할당 방법을 이용하여 제어 요 모멘트를 자세 제어 장치의 제동력과 능동 후륜 조향의 조향각으로 분배한다. 가중 역행렬 기반 제어 할당 방법에 가변 가중치를 도입하여 다양한 구동기 조합을 표현하고 차량의 속도를 높이기 위해 시뮬레이션을 이용하여 가변 가중치를 최적화한다. 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법이 차량의 조종안정성과 횡방향 안정성을 향상시킨다는 사실을 검증한다.

Abstract: This paper proposes integrated chassis control (ICC) with electronic stability control (ESC) and active rear steering (ARS). Direct yaw moment control is used to generate a control yaw moment. A weighted pseudo-inverse-based control allocation (WPCA) method is adopted to distribute the control yaw moment into tire forces, generated by ESC and ARS. Simulation-based tuning of variables weights in the WPCA is used to enhance the yaw moment distribution performance. Simulations using the vehicle simulation software CarSim® show that the proposed ICC is effective in improving maneuverability and lateral stability.

C_f, C_r : 전륜과 후륜의 코너링 강성 (N/rad)	M_y : 제어 요 모멘트 (N·m)
F_{yf}, F_{yr} : 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘 (N)	\mathbf{q} : 제어 타이어 힘의 벡터
F_{yrc} : ARS 에 의한 후륜 타이어 힘 (N)	r_w : 차륜 반경 (m)
g : 중력가속도 상수 (=9.81m/s ²)	P_B : 제동 압력 (MPa)
\mathbf{H} : 영향 행렬	t_f, t_r : 전륜과 후륜의 윤거의 반값 (m)
I_z : 요 관성 모멘트 (kg·m ²)	v_x, v_y : 종방향과 횡방향 속도 (m/s)
K : 슬라이딩 모드 제어기의 게인	v'_x, v'_y : 시작 및 종료 종방향 속도 (m/s)
K_B : 제동 토크-압력 변환상수 (MPa/N·m)	V : 차량 속도
l_f, l_r : 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지의 거리 (m)	\mathbf{W} : WPCA 에서 가중치 행렬
m : 차량 총중량 (kg)	α_f, α_r : 전륜과 후륜의 타이어 슬립각 (rad)
	β : 횡슬립각 (rad)
	δ_f : 운전자에 의한 전륜 조향각 (rad)
	δ_r : ARS 에 의한 후륜 조향각 (rad)

† Corresponding Author, acebtif@seoultech.ac.kr
© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

- ε : 특정한 타이어 힘에 대한 가중치
- η : 횡슬립각에 대한 조절 계수
- γ, γ_d : 실제 요율과 기준 요율 (rad/s)
- ρ : WPCA 에서 가중치의 벡터
- μ : 타이어-노면 마찰계수

1. 서 론

지난 1960 년 이후로 4 륜조향(4-wheel steering: 4WS)에 대한 연구가 활발하게 진행되었다.⁽¹⁾ 그 결과로 1980 년 초반에 4WS 가 상용화되었으나 시장의 반응은 미약했다. 이후 최근에 다시 4WS 가 상용화되었다. 예를 들어 Nissan 의 4WAS(4-Wheel Active Steer)가 2007 년에 발표되었다. 이 장치는 전륜에는 능동 전륜 조향(Active Front Steering: AFS) 또는 모터구동식 전동조향 장치(Motor-driven Power Steering: MDPS)를 장착하고 후륜에는 능동 후륜 조향 장치(Active Rear Steering: ARS)를 장착하고 있다.⁽²⁾

일반적으로 4WS 는 전륜과 후륜의 조향각 모두를 능동적으로 제어하는 것이다. 이에 비해 후륜의 조향만 능동적으로 제어하는 연구가 다양하게 진행되어져 왔다.⁽³⁻⁶⁾ 이들 중에서 대부분의 연구는 선형 차량 모델을 이용하였고 횡슬립각을 줄이기 위해 ARS 에 전륜 조향각 정보를 이용한 앞먹임 제어를 적용하였다. 하지만 이 경우 고속에서 선회시 차량은 심각한 언더스티어 경향을 보이게 된다. 따라서 ARS 는 4WS 방식으로 작동하기 보다는 차량 안정성 제어의 목적으로 사용하는 것이 효과적이다. 또한 AFS 에 비해 타이어 슬립각이 작아서 타이어 횡력이 쉽게 포화되지 않는다. 이에 따라 본 논문에서도 후륜 조향만이 능동적으로 제어된다고 가정한다.

차량의 안정성을 유지하기 위한 제어에는 ARS 이 외에 자세 제어 장치(Electronic Stability Control: ESC)가 널리 사용되고 있으며 국내에서는 2012 년부터 법규에 의해 의무적으로 장착되고 있다. 만약 차량에서 ESC 와 ARS 가 장착되어 있는 경우 이들을 각각 개별적으로 제어하는 것보다 동시에 제어한다면 조종안정성이나 횡방향 안정성의 측면에서 더 나은 성능을 보일 수 있다. 이를 위해 본 논문에서는 ESC 와 ARS 를 이용한 통합 새시 제어 방법을 제안한다.

통합 새시 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기의 2 단으로 구성된다. 상위 제어기는 직접 요 모멘트 방법을 이용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 만들어 낸다. 하위 제어기는 가중 의사역행렬 기반 제어 분배 방법(WPCA)을 이용하여 제어 요 모멘트를 ESC 의 제동력과 ARS 의 조향각으로 분배한다. WPCA 의 가변 가중

치를 이용하면 ESC 또는 ESC 와 ARS 의 구동기 조합을 쉽게 표현할 수 있다. 또한 WPCA 의 가변 가중치를 조절하면 요 모멘트 분배 성능을 향상시킬 수 있다. 이를 위해 본 논문에서는 시뮬레이션을 기반으로 WPCA 의 가변 가중치를 최적화하는 방법을 사용한다. 이러한 방법으로 본 논문에서는 사용되는 구동기의 종류에 따라, 즉 ESC 만 사용하는 경우, ESC 와 ARS 를 동시에 사용하는 경우 가장 좋은 성능을 제공하는 가변 가중치를 제시한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2 장에서는 ESC 와 ARS 를 장착한 차량에 대한 통합 새시 제어 시스템의 설계 방법을 제안한다. 또한 통합 새시 제어 시스템에서 WPCA 의 가변 가중치를 조절하는 방법을 제안한다. 3 장에서는 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행하며 4 장에서 결론을 맺는다.

2. 통합 새시 제어기 설계

통합 새시 제어 시스템은 2 단 구조로서 상위 제어기와 하위 제어기로 구성되어 있다.

2.1 상위 제어기 설계

상위 제어기에서는 Fig. 1 의 2 자유도 자전거 모델을 기반으로 슬라이딩 모드 제어이론을 이용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트 M_y 를 구한다.⁽⁷⁾

2 자유도 자전거 모델의 운동 방정식은 식 (1)과 같다. 운전자의 의지를 나타내며 차량이 추종해야 할 기준 요율은 운전자의 조향 입력과 차량의 현재 종속도의 함수로서 식 (2)와 같이 계산된다.⁽⁸⁾

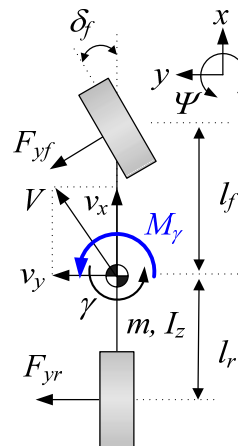


Fig. 1 2-DOF bicycle model

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

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_\gamma \quad (2)$$

$$\gamma_d = \frac{K_\gamma}{\tau s + 1} \delta_f \quad (3)$$

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

제어 요 모멘트 M_γ 를 구하기 위해 슬라이딩 모드 제어를 이용한다. 차량의 요 운동을 제어할 때에는 두 가지 목표, 즉 차량의 조종안정성과 횡방향 안정성이 있다. 조종안정성은 차량의 요율이 기준 요율을 추종하도록 하는 것 또는 차량의 요율과 기준 요율 사이의 오차를 줄이는 것이고 횡방향 안정성은 횡슬립각을 작게 하는 것이다. 이러한 두 가지 목표를 위한 오차는 요율 에러와 횡슬립각을 결합하여 식 (3)과 같이 정의된다. 이 오차가 0이 되게 하는 제어 시스템의 동역학은 식 (4)와 같이 주어진다. 식 (1), (3), 그리고 (4)를 결합하면 식 (5)와 같은 제어 요 모멘트 M_γ 가 구해진다.⁽⁹⁾

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

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \quad (5)$$

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

2.2 하위 제어기 설계

하위 제어기에서는 제어 요 모멘트를 ESC 와 ARS 에 의해 생성되는 타이어 힘으로 분배하기 위해 WPCA 를 이용한다. Fig. 2 는 각 타이어 힘과 제어 요 모멘트의 기하학적 관계를 보여 준다. Fig. 2 에서 F_{x1} , F_{x2} , F_{x3} , 그리고 F_{x4} 는 ESC 에 의해 생성되는 제동력이며 F_{yrc} 는 ARS 에 의해 생성되는 후륜의 횡방향 타이어 힘이다. 제어 요 모멘트 M_γ 를 만들어 내기 위해 이와 같은 5 개의 타이어 힘이 결정되어야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 WPCA 를 이용한다.⁽¹⁰⁾ 각 타이어 힘과 제어 요 모멘트 M_γ 는 Fig. 2 와 같은 차량의 기하학적 관계를 이용하여 식 (6)과 같이 표현된다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \\ F_{yrc} \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}} = M_\gamma \quad (6)$$

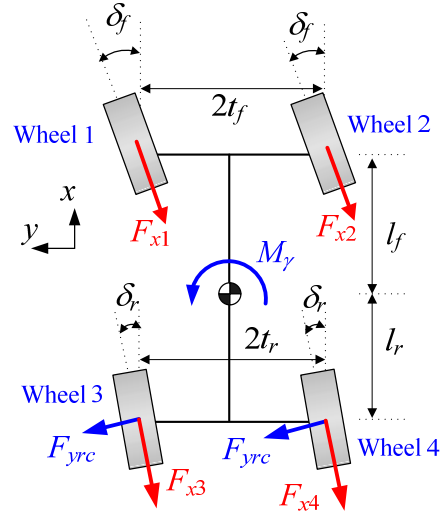


Fig. 2 Control tire forces used to generate M_B

식 (6)에서 벡터 \mathbf{H} 의 요소는 다음과 같다.

$$a_1 = -t_f, \quad a_2 = t_f, \quad a_3 = -t_r \cos \delta_r + l_r \sin \delta_r, \\ a_4 = t_r \cos \delta_r + l_r \sin \delta_r, \quad a_5 = 2l_r \cos \delta_r$$

최소화되어야 할 WPCA 의 목적 함수는 식 (7) 과 같다.

$$J = \frac{\rho_1 F_{x1}^2}{(\mu_1 F_{z1})^2} + \frac{\rho_2 F_{x2}^2}{(\mu_2 F_{z2})^2} + \frac{\rho_3 F_{x3}^2 + \rho_5 F_{yrc}^2}{(\mu_3 F_{z3})^2} + \frac{\rho_4 F_{x4}^2 + \rho_5 F_{yrc}^2}{(\mu_4 F_{z4})^2} \quad (7)$$

$$= \mathbf{q}^T \mathbf{W} \mathbf{q}$$

식 (7)에서 \mathbf{W} 와 ξ 의 정의는 다음과 같다.

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left(\frac{\rho_1}{\xi_1^2}, \frac{\rho_2}{\xi_2^2}, \frac{\rho_3}{\xi_3^2}, \frac{\rho_4}{\xi_4^2}, \frac{\rho_5}{\xi_5^2} + \frac{\rho_5}{\xi_4^2} \right), \quad (8)$$

$$\xi_i \equiv \mu_i F_{zi}, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

$$\boldsymbol{\rho} \equiv [\rho_1 \quad \rho_2 \quad \rho_3 \quad \rho_4 \quad \rho_5]$$

식 (8)에서 $\boldsymbol{\rho}$ 는 가변 가중치들 ρ_i 의 벡터이다. 이 가중치들은 가상의 값으로서 각 타이어 힘의 상대적인 크기를 결정하는 역할을 한다. 예를 들어 특정 타이어 힘의 가중치가 다른 가중치에 비해 커지는 경우 해당 타이어 힘은 다른 타이어 힘에 비해 작아지게 된다.

요 모멘트 분배 문제는 식 (6)을 만족시키면서 식 (7)을 최소화하는 문제이다. 이 문제는 라그랑지 승수법을 이용하면 식 (9)와 같이 해석적으로 해를 구할 수 있으며 구해진 최적해는 식 (10)과

같은 방식으로 ESC의 제동 압력과 ARS의 조향각으로 변환된다.

$$\mathbf{q}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T (\mathbf{H} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T)^{-1} M_y \quad (9)$$

$$P_{Bi} = \frac{r_w}{K_B} \cdot F_{xi}, \quad i \in \{1, 2, 3, 4\} \quad (10)$$

$$\delta_r = \frac{F_{yrc}}{C_r}$$

이와 같은 방식으로 WPCA를 이용하면 주어진 제어 요 모멘트를 생성하기 위해 ESC가 만들어 내는 제동 압력과 ARS가 만들어 내는 조향각을 결정할 수 있다. 이러한 시스템이 ESC와 ARS의 통합 세시 제어 시스템이다.

2.3 가변 가중치를 이용한 구동기 조합의 표현

식 (7)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 요 모멘트 분배 과정에서 ESC 또는 ARS를 선택적으로 사용할 수 있다.⁽¹¹⁾

모든 ρ_i 의 값이 매우 작은 값, 즉 $1e-4$ 라고 가정하자. 만약 제어 요 모멘트 M_y 의 부호가 양(+)이고 ESC의 제동력만을 이용한다면 Fig. 2에서 타이어 힘은 F_{x1} 과 F_{x3} 만이 필요하며 이 경우 ρ_2, ρ_4, ρ_5 의 값이 1이 되어야 한다. 식 (11)은 이와 같은 사실을 표현한다. 만약 제어 요 모멘트 M_y 의 부호가 양(+)이고 ESC의 제동력과 ARS의 조향각을 이용한다면 Fig. 2에서 타이어 힘은 F_{x1}, F_{x3} 과 F_{yrc} 만이 필요하며 이 경우 ρ_2 와 ρ_4 의 값이 1이 되어야 한다. 식 (12)는 이와 같은 사실을 표현한다.

$$\begin{aligned} \text{ESC} \\ \boldsymbol{\rho} &= [\varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1 \quad 1] \quad \text{if } M_y > 0 \\ \boldsymbol{\rho} &= [1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1] \quad \text{if } M_y < 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{ESC+ARS} \\ \boldsymbol{\rho} &= [\varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1 \quad \varepsilon_3] \quad \text{if } M_y > 0 \\ \boldsymbol{\rho} &= [1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad \varepsilon_3] \quad \text{if } M_y < 0 \end{aligned} \quad (12)$$

2.4 가변 가중치 조절을 이용한 성능 최적화

WPCA를 이용하여 제어 요 모멘트를 분배하는 경우 고려해야 할 다양한 성능 지표가 있다. 식 (3)에서 설명하였듯이 가장 일반적인 성능 지표는 상위 제어기 설계 과정에서 고려한 조종안정성과 횡방향 안정성이다. 그리고 다음으로 고려해야 할

성능 지표는 차량의 속도이다. 가령 ESC만을 이용하는 경우, 즉 식 (12)에서 ε_3 가 1인 경우 제동 입력에 의해 차량의 속도가 감소하게 되고 요율 에러도 감소하여 차량의 조종안정성은 향상된다. 하지만 제동 입력으로 인해 운전자는 불쾌감을 느낄 수 있으며 과도한 제동력은 에너지의 손실이다. 이에 비해 ARS만을 이용하는 경우, 즉 식 (12)에서 ε_1 과 ε_2 가 1인 경우 차량의 속도 저하를 줄이면서 요율 에러도 감소시켜 차량의 조종안정성을 유지할 수 있다. 하지만 차량의 속도가 높은 경우 횡슬립각이 증가하여 횡방향 안정성은 저하된다. 따라서 요율 에러와 횡슬립각을 감소시키거나 일정한 수준으로 유지하면서 차량의 속도를 증가시켜야 한다.

식 (11)과 식 (12)에서 ε_i 는 각 타이어 힘들의 상대적인 크기를 나타낸다. 앞서 설명했듯이 특정 값이 커지면 해당 타이어 힘은 감소하게 된다. 이러한 사실을 이용하여 본 논문에서는 차량의 조종안정성과 횡방향 안정성을 일정한 수준으로 유지하면서 차량의 최종 속도를 높이기 위해 식 (11)과 식 (12)에서 ε_i 의 값들을 최적화한다. 차량의 최종 속도를 높이는 것은 ESC의 제동력을 최소로 하고 ARS조향각을 최대로 사용하는 것을 의미한다. ε_i 와 차량의 최종 속도의 관계는 복잡한 비선형 관계이므로 시뮬레이션을 이용한 최적화 방법을 이용한다.⁽¹¹⁾

최적화를 위하여 식 (13)과 같은 목적 함수를 설정한다. 식 (13)에서 σ_γ 와 σ_β 는 ε_i 의 값이 $1e-4$ 인 경우, 즉 ESC와 ARS에 동일한 가변 가중치를 설정했을 때의 요율 에러와 횡슬립각이다. 이후에 가변 가중치를 조절하는 과정에서도 요율 에러와 횡슬립각은 이 값들보다 크지 않아야 한다. 식 (13)에서 $\max|\gamma_e|$ 와 $\max|\beta|$ 는 임의로 주어진 ε_i 에 대해 시뮬레이션을 통해 구해진 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이며 v_x^i 와 v_x^f 는 시뮬레이션에서 차량의 초기 및 최종 속도이다. τ_1 과 τ_2 는 주어진 ε_i 에 대해 차량의 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이 특정 값을 넘지 않도록 하는 벌칙 가중치이며 매우 큰 값(=1e5)으로 설정한다. 식 (13)에서 보듯이 주어진 ε_i 에 대해 시뮬레이션을 수행한 후 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이 σ_γ 와 σ_β 보다 크면 요율 에러와 횡슬립각이 일정한 값 이하로 유지되도록 ε_i 를 조절하고 그렇지 않은 경우 초기 속도와 최종 속도의 차이를 줄이도록, 즉 차량의 최종 속도를 최대화하도록 ε_i 를 조절하게 된다. 식 (14)는 이러한 최적화 문제를 보여준다.

$$J = \tau_1 \cdot \max(0, \max|\gamma_e| - \sigma_\gamma) + \tau_2 \cdot \max(0, \max|\beta| - \sigma_\beta) + (v_x^i - v_x^f) \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \min_{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4} J \\ \text{s.t.} \quad 1e-4 \leq \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4 \leq 1 \end{aligned} \quad (14)$$

최적값을 구하기 위한 알고리즘은 MATLAB 에서 제공하는 fminsearch 를 이용하였다.

3. 시뮬레이션

제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행한다. 상위 제어기와 하위 제어기는 MATLAB Simulink 에서 구현하였다. 시뮬레이션 상황은 운전자가 Fig. 3 과 같은 Moose test track 을 추종하는 상황이다.⁽¹²⁾ 조향 입력은 CarSim 에서 제공하는 운전자 모델에 의해 구했으며 운전자 모델의 예견 시간은 차량 속도 대비 0.75sec 로서 미숙한 운전자를 의미한다. 차량 모델은 CarSim 에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 이 모델에서 구한 차량의 파라미터는 Table 1 과 같다. 차량의 초기 속도는 80km/h, 노면마찰계수는 0.6, 시뮬레이션 시간은 10 초로 설정하였다. ESC 의 유압 구동기와 ARS 는 각각 0.12 과 0.05 의 시상수를 가지는 1 차 시스템으로 모델링하였다. 과도한 제동력이 가해지는 경우 차륜의 잠금을 방지하기 위해 ABS 를 구현하였으며 ABS 는 슬립률이 0.15 에서 0.2 사이에 있도록 작동한다.

시뮬레이션에서는 5 가지 경우를 비교하였다. 제어하지 않은 경우(=No Control), ESC 만을 이용한 경우

(=ESC), ESC 와 ARS 를 이용한 경우(=ESC+ARS), ESC 를 이용할 때 WPCA 의 가변 가중치를 최적화한 경우(=Opt. ESC), ESC 와 ARS 를 이용할 때 WPCA 의 가변 가중치를 조절한 경우(=Opt. ESC+ARS)이다.

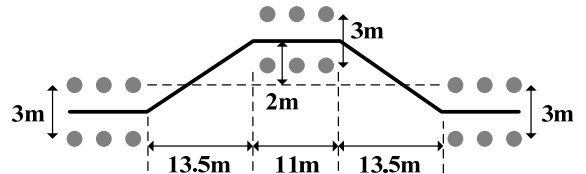
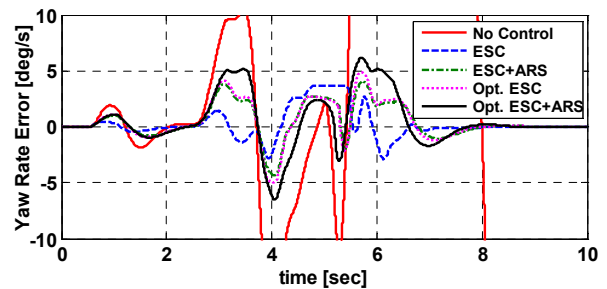
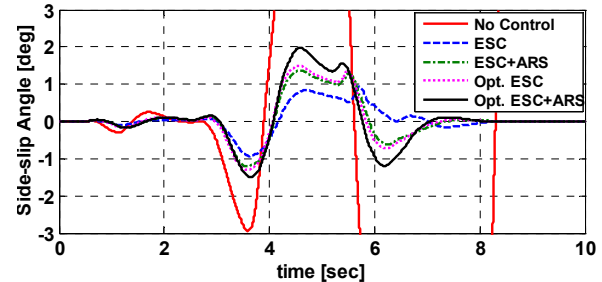


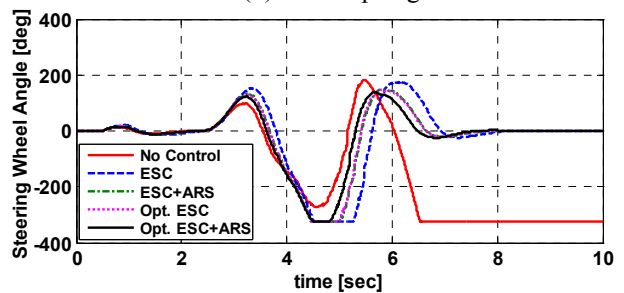
Fig. 3 Moose test track



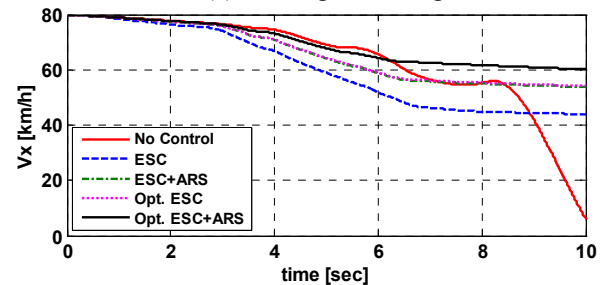
(a) Yaw rate error



(b) Side-slip angle



(c) Steering wheel angle



(d) Longitudinal velocity

Fig. 4 Simulation results for each case

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

Table 2 Optimal variable weights for each actuator configuration

	ε_1	ε_2	ε_3
ESC	0.80838	0.83152	
ESC+ARS	0.00075	0.05712	0.00018

Table 2 는 ESC, ESC+ARS 의 구동기 조합에 대해 시뮬레이션을 이용하여 최적화한 가변 가중치를 보여 준다. Table 2 에서 보듯이 최적의 성능을 얻기 위해서는 ESC 만 사용하는 경우 전륜에 비해 후륜에 약간 더 큰 제동 입력을 가해야 함을 알 수 있다. 또한 ESC+ARS 의 경우 후륜의 제동력을 사용하지 않는 것이 최적의 성능을 제공함을 알 수 있다.

Fig. 4 는 시뮬레이션 결과를, Fig. 5 는 ESC 의 제동 압력과 ARS 의 조향각을 보여 준다. Fig. 5 의 (a)에서 FL, FR, RL, RR 은 각각 좌측과 우측 전륜, 그리고 좌측과 우측 후륜을 나타낸다. Fig. 4 의 (a)와 (b)에서 보듯이 제어하지 않은 경우 차량은 미끄러지며 조정 안정성을 상실하게 된다. 이에 비해 ESC 또는 ESC 와 ARS 에 의해 제어되는 경우 조종안정성을 유지함을 알 수 있다. Fig. 4 의 (a)와 (b)에서 보듯이 요율 에러는 각 구동기 조합에 따라 차이가 크지 않음을 알 수 있으며 횡슬림각도 2 도 이하로서 안정성을 유지하고 있다.

Fig. 4 의 (c)에서 보듯이 차량의 최종 속도는 ESC+ARS 에 대해 가변 가중치를 조절한 경우(Opt. ESC+ARS)가 가장 높다. 즉, 이 경우는 ESC 의 제동 압력

만 이용한 경우에 비해 20km/h 정도 높은 것을 알 수 있다. 또한 ESC 만 적용했을 때 가변 가중치를 조절 한 경우(Opt. ESC)는 ESC 와 ARS 를 적용한 경우 (ESC+ARS)와 동일한 성능을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이것은 ARS 를 이용하지 않고도 ESC 에서 가변 가중치의 계수만을 조절해도 ARS 의 효과를 낼 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 5 의 (a)에서 ESC 와 ESC+ARS 의 제동 압력을 비교했을 때 ARS 를 적용한 경우 제동압력이 감소했다는 것을 알 수 있다. 이것은 Opt. ESC 와 Opt. ESC+ARS 의 경우에도 동일하다. 따라서, ARS 를 보조하여 제어 요 모멘트를 만들어 내므로 ESC 의 제동 압력을 낮추게 함을 알 수 있다. 또한 ESC+ARS 와 Opt. ESC+ARS 를 비교했을 때, Fig. 5 의 (b)에서 보듯이 Opt. ESC+ARS 의 ARS 의 조향각이 증가하였다. 이것은 WPCA 의 가변 가중치를 조절한 경우 차량의 속도를 높이기 위해 ESC 의 제동 압력의 사용을 줄이고 ARS 가 더 많은 입력을 사용함을 알 수 있다.

4. 결 론

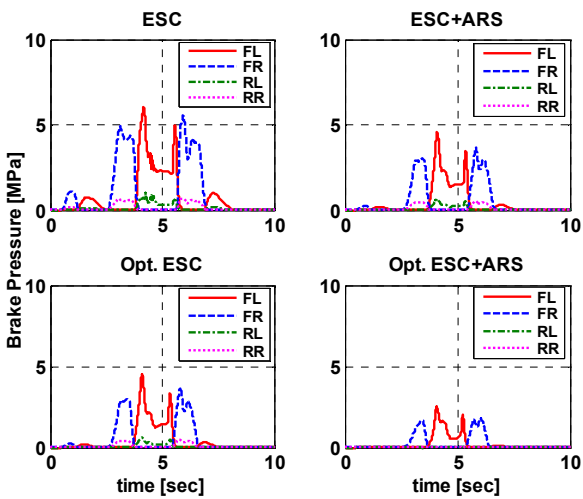
본 논문에서는 ESC 와 ARS 를 이용하는 통합 새시 제어 방법을 제안하였다. 본 논문에서 ARS 는 4WS 의 일부분이 아니라 차량의 안정성 제어를 위한 능동 제어 장치로 간주하였다. WPCA 를 이용하여 상위 제어기에서 만들어진 제어 요 모멘트를 ESC 와 ARS 의 제동 압력과 조향각으로 분배하였다. WPCA 의 가변 가중치를 이용하여 다양한 구동기 조합을 표현하였으며 차량의 속도를 높이기 위해 시뮬레이션을 이용하여 각 구동기에서 생성되는 힘의 크기를 최적화하였다. 시뮬레이션 결과 구해진 가변 가중치를 제시하였고 이 값들 이용하여 시뮬레이션한 결과 ARS 의 조향각 크기가 증가시키고 ESC 의 제동 압력의 크기를 감소시킨다는 것을 확인하였다. 또한, WPCA 에서 가변 가중치의 크기를 조절한 결과 ESC 만 사용해도 ARS 를 함께 사용했을 때와 유사한 성능을 보인다는 점, 그리고 ESC 대신 ARS 를 더 많이 사용하게 하여 차량의 속도 저하를 줄이는 것을 확인하였다.

후 기

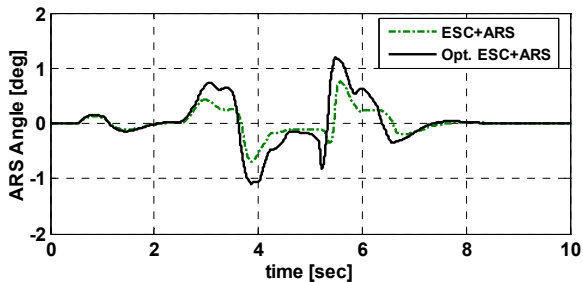
본 연구는 서울과학기술대학교의 교내연구비 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌 (References)

(1) Furukawa, Y., Yuhara, N., Sano, S., Takeda, H. and Matsushita, Y., 1989, "A Review of Four-Wheel



(a) Braking pressure for each case



(b) Active rear steering angle for each case

Fig. 5 Control inputs for each case

- Steering Studies from the Viewpoint of Vehicle Dynamics and Control," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 18, pp.151~186.
- (2) Nissan Motor Company, 2006, "4 Wheel Active Steer (4WAS)," www.nissan-global.com/EN.
- (3) Lv, H.M., Chen, N. and Li, P., 2004, "Multi-objective H_{∞} Optimal Control for Four-Wheel Steering Vehicle based on Yaw Rate Tracking," *Proceedings of IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol.218, No.10, p.1117~1123.
- (4) Hirano, Y. and Fukatani, K., 1996, "Development of Robust Active Rear Steering Control," *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96*, pp.359~376.
- (5) Nagai, M., Hirano, Y. and Yamanaka, S., 1997, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control," *Vehicle System Dynamics*, Vol.27, No.5-6, pp.357~370.
- (6) Cui, Z.H., Hu, R.F. and Ye, H.W., 2008, "Handling Performance for Active Rear-Wheel Steering Vehicle Robust Control," *Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics*, pp.191~195, Qingdao, China.
- (7) Yim, S., 2014, "Fault-Tolerant Yaw Moment Control with Steer- and Brake-by-Wire Devices," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 15, No. 3, pp. 463~468.
- (8) Rajamani, R., 2006, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer.
- (9) Uematsu, K. and Gerdes, J.C., 2002, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," *AVEC2002*, Japan.
- (10) 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.
- (11) 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.
- (12) Mechanical Simulation Corporation, 2001, *CarSim User Manual Version 5*.