

## 외란 관측기를 이용한 전실한 차량 안정성 제어

한진오<sup>†</sup> · 이경수<sup>\*\*</sup> · 강수준<sup>\*</sup> · 이교일<sup>\*\*\*</sup>

(2002년 1월 28일 접수, 2002년 11월 4일 심사완료)

### Robust Vehicle Stability Control Using Disturbance Observer

Jin-Oh Hahn, Kyongsu Yi, Soojoon Kang and Kyo Il Lee

**Key Words :** Vehicle Stability Control(차량 안정성제어), Disturbance Observer(외란 관측기), Anti-Lock Braking System(브레이크 잠김 방지 시스템), Nonlinear Damping(비선형 감쇠), Lyapunov Redesign(리아프노프 재설계)

#### Abstract

A disturbance observer-based vehicle stability controller is proposed in this paper. The lumped disturbance to the vehicle yaw rate dynamics caused by the uncertain factors such as uncertain tire forces and parameters is estimated by the disturbance observer, which is utilized by the robust controller to stabilize the lateral dynamics of the vehicle. The dynamics of the hydraulic actuator is incorporated in the vehicle stability controller design using the model reduction technique. Modular control design methodology is adopted to effectively deal with the mismatched uncertainty. Simulation results indicate that the proposed disturbance observer-based vehicle stability controller can achieve the desired reference tracking performance as well as sufficient level of robustness.

#### 1. 서론

최근 들어 차량의 능동 안전성(active safety) 개념이 강조되면서 차량 안정성 제어시스템(vehicle stability control system)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며,<sup>(1-4)</sup> 일부 국외 자동차 업체들은 현재 양산되고 있는 승용차에 기본적인 알고리즘을 적용하고 있다. 국내 학계와 업체들도 이러한 추세에 따라 요 모멘트 제어시스템(yaw moment control system), 브레이크 압력 분배(brake pressure distribution) 및 차량 안정성 제어시스템에 관한 해석, 제어 알고리즘 개발 및 민감도 해석 등의 다양한 연구를 수행하고 있다.<sup>(17-24)</sup>

전륜 조향(front wheel steering) 차량에서 차량 안

정성 제어, 즉 차량의 요율 제어(yaw rate control)는 통상 ABS 브레이크를 통해 이루어지는데, 이는 운전자의 조향각 입력이 주로 차량의 횡방향 위치 제어에 적용되기 때문에 조향각 입력만을 이용하여 동시에 두 가지 제어목적(위치 제어 및 안정성 제어)을 달성하기가 어렵기 때문이다. 전자동 주행 및 지능형 차량(intelligent vehicles)을 위한 조향 제어에 관한 연구<sup>(5-7)</sup>는 제어, 상태관측, 그리고 고장진단의 분야에까지 걸쳐서 광범위하게 이루어져 왔지만, ABS 브레이크에 기초한 차량의 안정성 제어에 관한 심도 있는 연구는 아직 미흡한 실정이다.

차량의 조향 동역학(stearing dynamics)은 선형 상태방정식으로 표현이 가능하지만 차량의 종방향 속도에 따라 그 동특성이 변하는 선형 파라미터 변동 시스템(linear parametric varying system; LPV system)이므로, 일정한 차속을 가정하여 설계한 고정 이득 제어기(fixed gain controller)의 실제 적용은 매우 비현실적이다. 또한 조향 동역학을 포함한 차량 동역학에서 가장 중요한 요소인 타이어 힘은 모델의 수립이 난해할 뿐만 아니라 매우 불확실한

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 공군사관학교 기계공학과

E-mail : stardust@afa.ac.kr

TEL : (043)290-6451 FAX: N/A

<sup>\*</sup> 회원, 공군사관학교 기계공학과

<sup>\*\*</sup> 회원, 한양대학교 기계공학부

<sup>\*\*\*</sup> 회원, 서울대학교 기계항공공학부

특성을 지닌다. 이러한 관점에서 차량 안정성 제어기는 차속의 변동에 의한 제어 성능의 변화 및 저하를 최소화할 수 있도록 설계가 되어야 하며, 또한 타이어 힘 및 차량의 질량 등과 같은 여러 구조적 불확실성(structured uncertainty)에 대하여 높은 수준의 견실성을 보장할 수 있어야 한다.

본 논문에서는 외란 관측기를 이용한 견실한 차량 안정성 제어기를 제안한다. 제안된 차량 안정성 제어기는 리아프노프 재설계 방법(Lyapunov redesign method)과 비선형 감쇠(nonlinear damping)를 이용하여 견실한 특성을 갖도록 설계하였으며, 요율 동역학에 내재된 타이어 힘과 같은 큰 폭의 불확실성을 고려하기 위하여 불확실성에 대한 항들을 공칭 시스템에 대한 외란(lumped disturbance)으로 간주하여 이를 외란 관측기를 이용하여 추정함으로써 견실 제어기의 고이득화 문제를 극복하고자 하였다. 제어가 설계시에 잔존하는 측방 슬립(side slip) 내부 동역학(internal dynamics)의 안정성을 보였으며, 시뮬레이션을 통하여 설계된 차량 안정성 제어기의 요율 제어성능 및 불확실성에 대한 견실성을 검증하였다.

## 2. 차량 조향 제어시스템

### 2.1 차량 조향 동역학

Fig. 1에 조향 제어시스템의 개념도를 도시하였다. 조향 제어시스템의 상태변수는 측방 슬립  $\beta$ 와 요율  $r$ 이며, 운전자의 조향각  $\delta_f$ 와 ABS 유압 액추에이터의 압력  $P_b$ 가 입력으로 작용한다. 측방 슬립  $\beta$ 는 차체의 방향 벡터와 차량의 속도 벡터 사이의 각으로 정의되며, 요율  $r$ 은 차체의 회전율이다. 조향각  $\delta_f$ 는 차체와 바퀴가 이루는 각으로 정의한다. Fig. 1에서  $l_f$ ,  $l_r$ 은 각각 차량의 무게중심에서 전륜과 후륜까지의 거리이다.

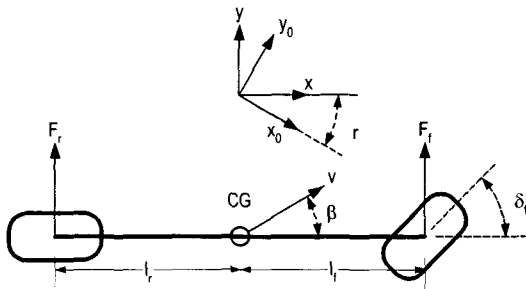


Fig. 1 Vehicle steering dynamics

타이어 힘은 매우 큰 타이어-노면 슬립이 발생하는 경우를 제외하면 타이어-노면 슬립에 비례하는 것으로 알려져 있다.<sup>(8)</sup> 그러나 타이어-노면 슬립이 과도한 경우에 타이어 힘과 슬립 사이의 관계는 비선형성을 띄게 된다. 본 논문에서는 (1)과 같은 간략한 타이어 힘 모델을 고려한다.

$$F_f = C_s \mu \alpha_f, \quad F_r = C_s \mu \alpha_r \quad (1)$$

여기서  $F_f$  및  $F_r$ 은 각각 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘을 나타내며,  $C_s$ 는 타이어의 회전 강성(cornering stiffness),  $\mu$ 는 타이어와 노면 사이의 마찰계수, 그리고  $\alpha_f$  및  $\alpha_r$ 은 각각 전륜과 후륜의 슬립각(slip angle)이다. 슬립각  $\alpha_f$  및  $\alpha_r$ 은 각각 전륜 또는 후륜의 조향각과 속도벡터가 이루는 각이며, 전형적인 전륜구동 차량의 경우에 후륜의 조향각은 0이다.

진술한 타이어 힘 모델을 이용하면 ABS에 의한 요율 제어의 효과가 포함된 차량 조향 동역학은 다음과 같은 자전거 모델(bicycle model)로서 기술할 수 있다.<sup>(9,10)</sup> 여기서  $K_b$ 는 브레이크 이득,  $T$ 는 차폭이며,  $m$ 은 차량의 질량,  $J$ 는 차량의 동가 회전관성, 그리고  $v_x$ 는 차량의 종방향 속도이다.

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{2C_s\mu}{mv_x}\beta + \left\{-1 + \frac{C_s\mu(l_r - l_f)}{mv_x^2}\right\}r + \frac{C_s\mu}{mv_x}\delta_f \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} \frac{dr}{dt} &= \frac{l_f C_s \mu}{J} \left( \delta_f - \beta - \frac{l_f r}{v_x} \right) - \frac{l_r C_s \mu}{J} \left( -\beta + \frac{l_r r}{v_x} \right) + \frac{T}{2J} K_b P_b \\ &= -\frac{C_s \mu}{J v_x} (l_f^2 + l_r^2) r - \frac{C_s \mu}{J} (l_f - l_r) \beta + \frac{l_f C_s \mu}{J} \delta_f + \frac{T}{2J} K_b P_b \\ &= k_1 r + k_2 \beta + k_3 \delta_f + k_4 P_b \end{aligned} \quad (2b)$$

단순화된 조향 제어시스템 모델 (2)는 실제 차량의 조향 동역학을 충분한 정확성을 가지고 모사할 수 있으며, 이는 Zhu<sup>(11)</sup>의 연구에서 실험적으로 검증되었다.

### 2.2 ABS 유압 액추에이터

본 논문에서는 Bosch사에서 제조한 솔레노이드 밸브를 ABS 유압 액추에이터로 고려하였다. 시스템 식별 이론을 이용하면 다음과 같은 유압 액추에이터의 경험적 모델을 얻는다.<sup>(12)</sup> 여기서  $s$ 는 Laplace 연산자이며,  $p_i$ 와  $z_i$ 는 각각 모델의 극점과 영점이다.

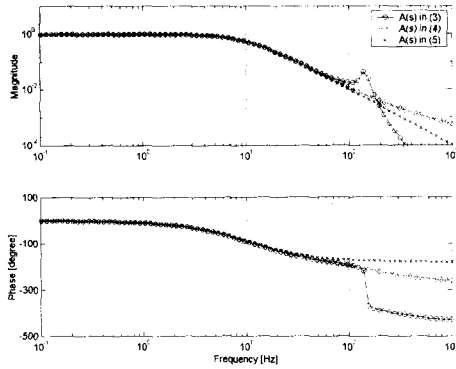


Fig. 2 Comparisons of actuator models

$$A(s) = \frac{P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 (s - z_1)}{(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3)(s - p_4)(s - p_5)} \quad (3)$$

(3)과 같은 고차의 액추에이터 모델은 효과적인 제어기 설계에 적합하지 않으므로, 모델의 정확성을 크게 저하시키지 않는 범위 내에서 축소차수 모델을 유도하는 것이 바람직하다. 유압 액추에이터에 대한 저차의 모델을 유도하기 위해 balanced model reduction<sup>(13)</sup>을 이용하면 다음과 같은 축소차수 모델을 얻을 수 있다.

$$A(s) = \frac{-\varepsilon s + \kappa}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4)$$

액추에이터 모델 (4)에서  $\varepsilon$  과  $\kappa$  는 양수이며, 따라서 이는 비최소위상(non-minimum phase) 시스템이다. 비최소위상 시스템에 입출력 선형화 기법(input-output linearization)을 적용하여 비선형 제어기를 설계할 경우에 그 내부 동역학이 불안정한 시스템으로 나타난다는 것은 잘 알려져 있으며,<sup>(14,15)</sup> 선형 제어기를 적용할 경우에도 대역폭에 제한을 받으므로 (4)와 같은 모델은 제어기 설계에 적합하지 못하다. 그러나 (4)의  $A(s)$  에서 고유진동수는  $\omega_1 = \omega_n \approx 10.174$  [Hz]인 반면, 불안정한 영점은  $\omega_2 = \kappa/\varepsilon \approx 650.310$  [Hz]에 나타난다는 사실에 주목할 때, 불안정한 영점이  $A(s)$  의 주파수 응답(frequency response)에 영향을 미치는 주파수 대역은 고유진동수보다 월등히 크며, 또한 실제적으로 유압 액추에이터가 제어되는 주파수 대역폭은 이보다 훨씬 작으리라 예상된다. 따라서 이 불안정한 영점을 무시하면 다음과 같은 근사화된 액추에이터 모델을 얻는다.

$$A(s) = \frac{\kappa}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (5)$$

Fig. 2 에 전술한 ABS 유압 액추에이터 모델 (3)~(5)을 주파수 영역에서 비교한 결과를 도시하였다. 약 50[Hz]까지 각각의 모델들이 거의 동일한 특성을 보이며, 전술한 바와 같이 불안정한 영점이 액추에이터 모델의 동특성에 영향을 미치는 영역은 관심 주파수 대역 밖이므로, 본 논문에서 유도된 최소위상 축소차수 모델 (5)가 관측기 및 제어기 설계에 효과적으로 적용이 될 수 있으리라 판단된다.

### 3. 외란 관측기 설계

연속시간 영역(continuous-time domain)에서 관측기를 설계하기 위하여 주파수 영역에서 기술된 ABS 유압 액추에이터 모델 (5)의 상태변수(state variable)를  $x_2$  및  $x_3$  으로 가정하고 이를 가제어 정준형(controllable canonical form)으로 표현하면 다음과 같은 상태공간 표현을 얻는다. 여기서  $u$  는 압력 명령이고  $P_b$  는 ABS 브레이크에 작용하는 실제 압력이다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} u \quad (6a)$$

$$P_b = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & x_3 \end{bmatrix} \quad (6b)$$

본 논문은 차량 안정성 제어, 즉 요율 제어를 목적으로 하므로 조향 제어시스템 동역학에서 요율 동역학 모델 (2b)와 액추에이터 모델 (6)을 통합하면 다음과 같은 상태공간 표현(state space representation)을 얻는다.

$$\frac{d}{dt} \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \hat{k}_1 & \hat{k}_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \kappa \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \hat{k}_2\beta + \hat{k}_3\delta_j + w \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

전술한 바와 같이 (7)에 나타나는 외란  $w$  는 주로 마찰계수나 회전 강성 등과 같은 타이어의 특성과 차량의 질량, 회전 관성 등의 부정확한 파라미터들에 의하여 발생하므로 주로 저주파 성분으로 구성되어 있으리라 판단된다. 따라서 외란  $w$  의 동역학이 충분히 느리다고 가정하고 상태변수

에 포함시키면 다음과 같은 4 차의 상태공간 표현을 유도할 수 있다.

$$\mathbf{x} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad w]^T \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt}\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \hat{k}_1 & \hat{k}_4 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \kappa \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \hat{k}_2\beta + \hat{k}_3\delta_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{F}(\beta, \delta_f) \quad (9a)$$

$$y = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]\mathbf{x} \quad (9b)$$

차량의 측방 슬립과 조향각은 측정이 가능하므로  $\mathbf{F}(\beta, \delta_f)$ 은 소거가 가능하다. 다음과 같은 외란 관측기를 고려하자.

$$\frac{d}{dt}\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}u + \mathbf{F}(\beta, \delta_f) + \mathbf{L}(y - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}) \quad (10)$$

그러면 관측기의 오차 동역학은 다음과 같이 표현되며, 이는 관측기 이득 행렬  $\mathbf{L}$ 의 적절한 선택을 통해 점근적으로 안정화시킬 수 있으므로, 외란 관측기 (10)을 이용하면 시스템의 상태 변수와 미지의 파라미터들에 의한 불확실성을 동시에 추정할 수가 있다.

$$\frac{d}{dt}\mathbf{e} = (\mathbf{A} - \mathbf{LC})\mathbf{e} \quad (11)$$

실제 차량에서는 자이로(gyro)를 통해 측정되는 요율과 더불어 ABS 액추에이터의 압력  $p_b$ 도 측정이 가능하지만 외란을 상태변수로 가정한 관측기 설계 모델 (9)가 요율 정보만으로도 가관측(observable)하기 때문에 외란 관측기 (10)의 설계 시에는 요율 피드백만을 이용하였다.

외란 관측기의 설계 과정에서 유압 액추에이터의 불확실성에 상응하는 외란은 고려하지 않았으나, 기존 연구 결과<sup>(16)</sup>로 미루어 볼 때 경험적으로 유도된 유압 액추에이터 모델의 불확실한 파라미터로 인한 외란 효과는 요율 동역학 모델의 불확실성에 기인하는 외란 효과에 비하여 상대적으로 미미하다고 판단된다.

관측기가 제공하는 외란 정보는 요율 동역학에 내재된 불확실성의 크기를 나타내며, 이는 4 장에서 논의되는 바와 같이 견실 제어기의 설계 과정에서 외란에 대한 추정값으로 이용될 수 있다.

## 4. 견실 제어기 설계

### 4.1 내부 동역학의 안정성 해석

견실 제어기의 설계에 앞서 내부 동역학의 안정성을 고찰할 필요가 있다. 전체 조향 제어시스템의 동역학이 측방 슬립과 요율에 의하여 표현이 된다는 점을 주목할 때 본 논문과 같이 요율 제어만을 고려할 때에는 다음과 같은 측방 슬립에 대한 내부 동역학이 잔존하게 된다. 여기서 조향각  $\delta_f$ 는 운전자의 관점에서는 입력이지만 차량 안정성 제어기의 관점에서는 조향각이 아닌 ABS 유압 액추에이터의 압력만을 입력으로 간주하기 때문에 조향각 입력은 기지의 외란(known disturbance)으로 취급한다.

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{2C_s\mu}{mv_x}\beta + \left\{ -1 + \frac{C_s\mu(l_r - l_f)}{mv_x^2} \right\} r + \frac{C_s\mu}{mv_x}\delta_f \quad (12)$$

측방 슬립에 대한 영 동역학(zero dynamics)은 요율이 0 인 경우의 내부 동역학이며 (12)에 의하여 영 동역학은 다음과 같이 점근적으로 안정한 선형 시스템으로 나타난다.

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{2C_s\mu}{mv_x}\beta + \frac{C_s\mu}{mv_x}\delta_f \quad (13)$$

따라서 측방 슬립에 대한 내부 동역학은 최소 위상(minimum phase)이므로, 입출력 선형화에 의한 차량 안정성 제어기의 설계가 가능하다.

### 4.2 상위 제어기(Upper level controller) 설계

대상 요율 동역학에는 외란으로 인한 부정합 불확실성(mismatched uncertainty)이 존재하므로 본 논문에서는 모듈별 제어 설계기법(modular control design methodology)에 근거하여 견실한 차량 안정성 제어기를 설계하고자 하였다.

차량 안정성 제어의 궁극적인 목적은 차량의 요율  $y$ 가 기준 요율  $y_d$ 를 추종하도록 하는 것이므로 우선 (2b)에 기술된 다음과 같은 요율 동역학을 고려한다.

$$\dot{y} = \dot{x}_1 = \hat{k}_1 y + \hat{k}_4 x_2 + \hat{k}_2 \beta + \hat{k}_3 \delta_f + w \quad (14)$$

ABS 브레이크 압력  $x_2$ 을 가상의 제어(virtual control)로 가정하고 출력 추종오차(output tracking

error)  $e_1$  을  $e_1 \equiv y - y_d$  이라 정의하면 요율 제어를 위한 이상적인 목표 ABS 브레이크 압력  $x_{2,d}$  는 다음과 같이 선정할 수 있다.

$$x_{2,d} = \hat{k}_4^{-1} (\dot{y}_d - ce_1 - \eta_1 e_1 - \hat{k}_1 y - \hat{k}_2 \beta - \hat{k}_3 \delta_f - \hat{w}) \quad (15)$$

여기서  $\hat{w}$  은 관측기에 의해 추정된 외란이며,  $\tilde{w} \equiv w - \hat{w}$  이라 정의하면 이상적인 ABS 브레이크 압력 (15)에 의한 페루프 요율 오차 동역학은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{e}_1 = -ce_1 - \eta_1 e_1 + \tilde{w} \quad (16)$$

다음의 리아프노프 함수(Lyapunov function)를 고려하자.

$$V_1(e_1) = \frac{1}{2} e_1^2 \quad (17)$$

그러면  $V_1(e_1)$  의 시간 미분은 (18)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(e_1) &= e_1 \dot{e}_1 = e_1 (-ce_1 - \eta_1 e_1 + \tilde{w}) \\ &= -ce_1^2 - \eta_1 \left( e_1 - \frac{\tilde{w}}{2\eta_1} \right)^2 + \frac{\tilde{w}^2}{4\eta_1} \\ &\leq -ce_1^2 + \frac{\tilde{w}^2}{4\eta_1} \end{aligned} \quad (18)$$

그러므로 요율 추종오차는 다음과 같이 한계 (bounded)되며, 이 한계의 크기는 제어기 이득  $c_1$ ,  $\eta_1$  의 적절한 선정에 의하여 조정이 가능하다. 외란 정보가 없는 경우에는 요율 추종오차가 (20)과 같은 형태를 띄게 되며, 이는 같은 제어 이득에 대하여 (19)보다 한계값이 일반적으로 크기 때문에 추종오차에 대한 동일한 크기의 한계값을 얻으려면 큰 제어 이득을 사용해야 한다.

$$|e_1| \leq \frac{\|\tilde{w}\|_\infty}{2\sqrt{c_1\eta_1}} \quad (19)$$

$$|e_1| \leq \frac{\|w\|_\infty}{2\sqrt{c_1\eta_1}} \quad (20)$$

4.3 하위 제어기(Lower level controller) 설계  
앞 절에서는 ABS 브레이크 압력이 이상적인 목

표 압력  $x_{2,d}$  와 동일하다는 가정 하에서 상위 제어를 설계하였으나 실제 상황에서는 ABS 브레이크 압력이 목표 압력 (15)를 완벽하게 추종할 수 없으므로 ABS 유압 액추에이터에 대한 하위 제어를 설계할 필요가 있다. 다음과 같이 시간 영역에서 표현된 유압 액추에이터 모델 (5)를 고려하자.

$$\ddot{x}_2 + 2\zeta\omega_n \dot{x}_2 + \omega_n^2 x_2 = \kappa u \quad (21)$$

압력 추종오차  $e_2$  를  $e_2 \equiv x_2 - x_{2,d}$  라 정의하면 실제 ABS 브레이크 압력  $x_2$  가 목표 압력  $x_{2,d}$  를 추종할 수 있도록 하는 압력 명령  $u$  는 다음과 같이 선정할 수 있다.

$$u = \frac{1}{\kappa} (2\zeta\omega_n \dot{x}_2 + \omega_n^2 x_2 + \ddot{x}_{2,d} - \lambda_1 \dot{e}_2 - \lambda_2 e_2) \quad (22)$$

압력 명령 (22)에 의한 ABS 유압 액추에이터 (21)의 페루프 오차 동역학은 다음과 같은 안정한 다항식으로 표현된다.

$$\ddot{e}_2 + \lambda_1 \dot{e}_2 + \lambda_2 e_2 = 0 \quad (23)$$

전술한 바와 같이 상위 제어기의 설계 과정에서는 실제 ABS 브레이크 압력이 목표 압력을 완벽하게 추종한다는 가정 하에서 안정성 해석 (18)을 수행하였기 때문에, 압력 추종오차  $e_2$  의 효과는 상위 제어기의 설계에서 무시되었다. 그러나 요율 오차 동역학의 안정성에 대한  $e_2$  의 역효과는 다음과 같이 제어 이득  $\eta_1$  의 적절한 선정을 통하여 상쇄시킬 수 있다. 하위 제어기의 오차  $e_2$  를 고려하면 요율 오차 동역학은 (24)와 같은 형태로 나타나며, 이를 리아프노프 안정성 해석에 적용하면 리아프노프 함수(17)의 시간 미분은 (25)와 같다.

$$\dot{e}_1 = -ce_1 - \eta_1 e_1 + \hat{k}_4 e_2 + \tilde{w} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(e_1) &= e_1 \dot{e}_1 = e_1 (-ce_1 - \eta_1 e_1 + \hat{k}_4 e_2 + \tilde{w}) \\ &= -ce_1^2 - \eta_1 \left( e_1 - \frac{\hat{k}_4 e_2 + \tilde{w}}{2\eta_1} \right)^2 + \frac{(\hat{k}_4 e_2 + \tilde{w})^2}{4\eta_1} \\ &\leq -ce_1^2 + \frac{(\hat{k}_4 e_2 + \tilde{w})^2}{4\eta_1} \end{aligned} \quad (25)$$

(25)

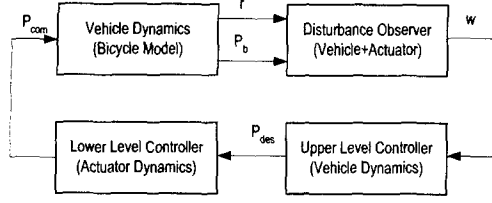


Fig. 3 Block diagram of overall control system

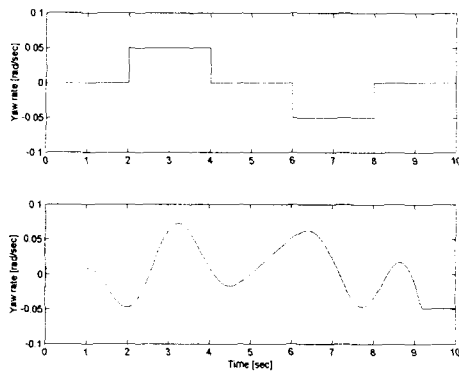


Fig. 4 Yaw rate reference trajectories

그러므로 요율 추종오차는 다음과 같은 한계를 갖는다.

$$|e_1| \leq \frac{\|\hat{k}_4 e_2 + \tilde{w}\|_{\infty}}{2\sqrt{c_1 \eta_1}} \quad (26)$$

하위 제어를 구현할 때에는  $x_2$  와  $x_{2,d}$  의 시간 미분들이 필요하다. 이러한 신호들을 취득하는 가장 직접적인 방법은 수치 미분이지만, 일반적으로 수치 미분된 신호는 잡음 등으로 인하여 많은 맥동(fluctuation)을 포함하므로 본 논문에서는 관측기를 이용하여  $x_2$  와  $x_{2,d}$  의 시간 미분들을 추정하는 방법을 사용하였다.  $x_2$  의 시간 미분  $\dot{x}_2$  의 변화율이 크지 않다고 가정하면 다음과 같은 관측기의 설계를 통하여  $\dot{x}_2$  를 추정할 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{x}_2 \\ \dot{\hat{x}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_2 \\ \dot{\hat{x}}_2 \end{bmatrix} + L_{x_2} (x_2 - \hat{x}_2) \quad (27)$$

$x_{2,d}$  의 경우에는 2 차 미분까지 추정해야 하므로 다음과 같은 관측기를 이용한다.

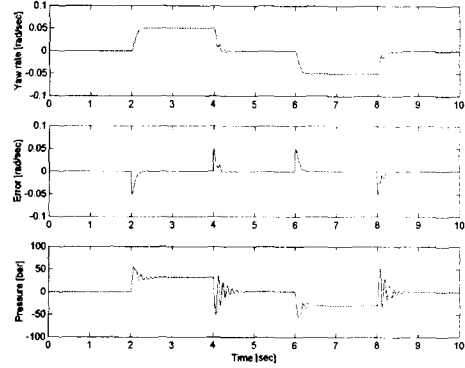


Fig. 5 Closed-loop response to step reference

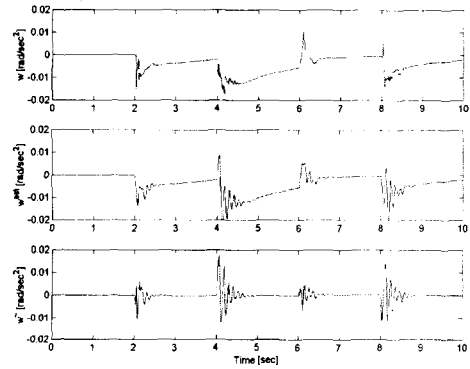


Fig. 6 Disturbance estimation for step reference

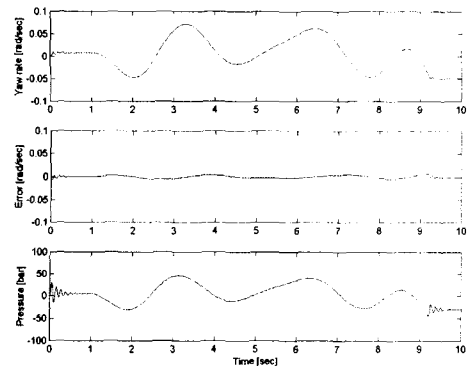


Fig. 7 Closed-loop response to sinusoidal reference

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{x}_{2,d} \\ \dot{\hat{x}}_{2,d} \\ \ddot{\hat{x}}_{2,d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_{2,d} \\ \dot{\hat{x}}_{2,d} \\ \ddot{\hat{x}}_{2,d} \end{bmatrix} + L_{x_{2,d}} (x_{2,d} - \hat{x}_{2,d}) \quad (28)$$

외란 관측기와 견실 제어기로 구성된 본 논문의 제어 시스템은 Fig. 3 과 같다.

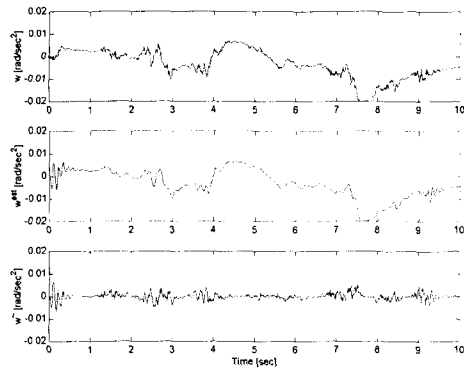


Fig. 8 Disturbance estimation for sinusoidal reference

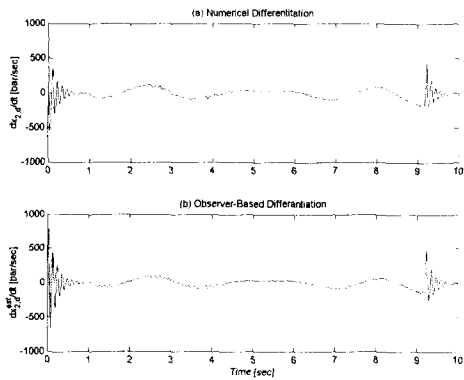


Fig. 9 Accuracy of observer-based 1<sup>st</sup> differentiation (solid: numerical, dashed: estimated)

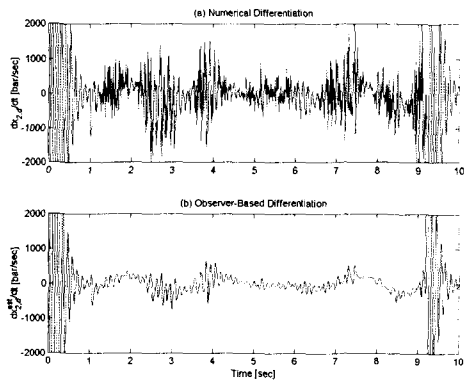


Fig. 10 Accuracy of observer-based 2<sup>nd</sup> differentiation (solid: numerical, dashed: estimated)

5. 시뮬레이션

본 논문에서 제안된 외란 관측기를 이용한 견실한 차량 안정성 제어기의 성능 및 견실성을 검

증하기 위하여 Fig. 4 와 같은 계단 및 조합된 정현파 형태의 요율 기준 입력에 대한 페루프 요율 제어 시스템의 응답을 고찰하였다.

모든 시뮬레이션에서 타이어 힘 및 파라미터의 불확실성은 조향 제어시스템에 대한 공칭(nominal) 동역학의 20%의 크기까지 고려하였다.

계단 요율 기준 입력에 대한 페루프 제어시스템 및 외란 관측기의 응답을 Fig. 5~6 에 도시하였다. 요율은 약 0.2 초의 시상수(time constant)를 가지고 기준 요율을 추종하는 것을 볼 수 있으며, 외란 관측기 또한 급격한 기준 요율 변화시의 초기 과도 상태를 제외하면 우수한 외란 추정 성능을 보여 준다.

조합된 정현파 요율 기준 입력에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig. 7-8 에 도시하였다. 기준 입력은 0.5[Hz] 이내의 주파수 대역에서 임의의 10 개의 진폭과 위상을 갖는 정현파들을 조합하여 설계하였다. 계단 기준 입력과 달리 기준 입력의 형태에 급격한 변화가 없기 때문에 페루프 응답과 외란 관측기에 의하여 추정된 외란 모두에 거의 오차가 발생하지 않음을 알 수 있다.

미분 관측기 (27) 및 (28)의 성능을 정현파 요율 기준 입력에 대한 응답을 통해 고찰하였으며, 이를 Fig. 9-10 에 보였다. 1 차 및 2 차 미분 모두 수치 미분과 유사한 정확성을 보여주며, 특히 2 차 미분과 같은 경우 수치 미분에 의한 신호에 비하여 월등히 제어에 용이한 맥동이 작은 미분 정보를 제공할 수 있음을 확인할 수 있다. 본 논문에서 중요하게 다루지 않은 측정 잡음 등의 요소를 고려할 때, 설계된 관측기가 실제 상황에서도 수치 미분에 대한 효과적인 대안으로 사용될 수 있을 것이라 기대된다.

6. 결론

본 논문에서는 외란 관측기를 이용한 견실한 차량 안정성 제어기법을 제안하였다. 제안된 차량 안정성 제어기는 조향 제어시스템에 불가피하게 내재된 타이어 힘 및 부정확한 파라미터들로 인한 구조적 불확실성에 견실하도록 설계되었으며, 큰 폭의 불확실성을 효과적으로 극복하기 위하여 외란 관측기를 이용하여 추정된 불확실성에 관한 정보를 차량 안정성 제어기에 이용하였다. 시뮬레이션 결과 제안된 차량 안정성 제어기법의 우수한 요율 제어 성능 및 불확실성에 대한 견실성을 확인할 수 있었다.

참고문헌

(1) Tseng, H.E., Ashrafi, B., Madau, D., Brown, T.A., Recker, D., 1999, "The Development of Vehicle Stability Control at Ford," *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*.

- Vol. 4, pp. 223~234.
- (2) Drakunov, S.V., Ashrafi B., Rosigloni, A., 2000, "Yaw Control Algorithm via Sliding Model Control," *Proc. American Control Conference*, pp. 580~583.
- (3) Zeyada, Y., Karnopp, D., El-Arabi, M., El-Behiry, E., 1998, "A Combined Active-Steering Differential Braking Yaw Rate Control Strategy for Emergency Maneuvers," *SAE 980230*.
- (4) Hayama, R., Nishizaki, K., Nakano, S., Katou, K., 2000, "The Vehicle Stability Control Responsibility Improvement Using Steer-by-Wire," *Proc. IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, pp. 596~601.
- (5) Guldner, J., Tan, H.S., Patwardhan, S., 1996, "Analysis of Automatic Steering Control for Highway Vehicle with Look-Down Lateral Reference Systems," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 26, pp. 243~269.
- (6) Rajamani, R., Tan, H.S., Law, B.K., Zhang, W. B., 2000, "Demonstration of Integrated Longitudinal and Lateral Control for the Operation of Automated Vehicles in Platoons," *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 8, pp. 695~708.
- (7) Swaroop, D., Gerdes, J.C., Hedrick, J.K., 1997, "Fault Tolerant Control of Automatically Controlled Vehicles in Response to Brake System Failures," *Proc. IEEE Int. Conference on Control Applications*, pp. 705~710.
- (8) Pacejka, H.B., Sharp, R.S., 1991, "Shear Force Development by Pneumatic Tires in Steady State Conditions: A Review of Modeling Aspects," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20, pp. 121~176.
- (9) Guldner, J., Sienel, W., Tan, H.S., Ackermann, J., Patwardhan, S., Bunte, T., 1999, "Robust Automatic Steering Control for Look-Down Reference Systems with Front and Rear Sensors," *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 7, pp. 2~11.
- (10) Pilutti, T., Ulsoy, G., Hrovat, D., 1998, "Vehicle Steering Intervention through Differential Braking," *AMSE J. Dyn. Syst., Meas., Control*, Vol. 120, pp. 314~321.
- (11) Zhu, C., 2000, "GPS-based automated parking," M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota.
- (12) Cho, B.H., 1998, "Development of Hydraulic System for Full Electronically Controlled Automatic Transmission," M.S. Thesis, Department of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University.
- (13) Skogestad, S., Postlethwaite, I., 1996, *Multivariable Feedback Control*, John Wiley & Sons.
- (14) Slotine, J.J., Li, W.P., 1994, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall.
- (15) Khalil, H.K., 1996, *Nonlinear Systems*, Prentice-Hall.
- (16) Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, Y.M., Lee, K.I., 2002, "Robust Observer-Based Monitoring of a Hydraulic Actuator in a Vehicle Power Transmission Control System," *Control Engineering Practice*, Vol. 10, pp. 327~225.
- (17) Song, C.S., Kim, H.T., Jeong, T.C., Shin, S.W., 2001, "Analysis of the Characteristics of ASMS Hydraulic Modulator," *J. KSPE*, Vol. 18, pp. 127~133.
- (18) Ahn, W.S., Park, J.H., 2000, " $H_{\infty}$  Robust Yaw-Moment Control Based on Brake Switching for the Enhancement of Vehicle Performance and Stability," *Trans. KSME*, Vol. 24, pp. 1899~1909.
- (19) Suh, M.W., Kim, T.K., Park, Y.K., 1999, "A Study on the Performance Characteristics of the VDC Vehicle," *Trans. KSAE*, Vol. 7, pp. 146~157.
- (20) Shin, H.S., Park, B.S., Kim, D.S., 1999, "Development of Vehicle Dynamics Control System," *Trans. KSAE*, Vol. 7, pp. 212~219.
- (21) Jang, J.H., Han, C.S., 1997, "The Sensitivity Analysis of Yaw Rate for a Front Wheel Steering Vehicle: in the Frequency Domain," *KSME Int. J.*, Vol. 11, pp. 56~66.
- (22) Jang, J.H., Han, C.S., 1997, "The Sensitivity Analysis of Side Slip Angle for a Front Wheel Steering Vehicle: a Frequency Domain Approach," *KSME Int. J.*, Vol. 11, pp. 367~378.
- (23) Jang, J.H., Han, C.S., 1997, "The State Sensitivity Analysis of the Front Wheel Steering Vehicle: in the Time Domain," *KSME Int. J.*, Vol. 11, pp. 595~604.
- (24) Kim, H.M., Kim, S.D., Sung, Y.G., 2001, "Electronic Control of Braking Force Distribution for Vehicles Using a Direct Adaptive Fuzzy Controller," *KSME Int. J.*, Vol. 15, pp. 66~80.