

# MR 댐퍼의 상대속도 추정을 위한 Takagi-Sugeno 퍼지 관측기 개발

정기철\*<sup>1)</sup> · 최세범<sup>1)</sup> · 이준명<sup>2)</sup> · 김현태<sup>3)</sup>  
한국과학기술원 기계공학과<sup>1)</sup> · ㈜네오테크<sup>2)</sup> · ㈜와츠<sup>3)</sup>

## Development of the Takagi-Sugeno Fuzzy Observer for Magnetorheological Damper Relative Velocity Estimation

Kicheol Jeong\*<sup>1)</sup> · Seibum Choi<sup>1)</sup> · Junmyung Lee<sup>2)</sup> · Hyuntae Kim<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> KAIST, Department of Mechanical Engineering, 34141 Daejeon, Republic of Korea

<sup>2)</sup> Neotech Corporation, 39909, Chilgok, Korea

<sup>3)</sup> Watts Corporation, 58453, Yeongam, Korea

**Abstract** : In this paper, the Takagi-Sugeno (T-S) fuzzy observer is proposed to estimate the relative velocity of magnetorheological (MR) damper. MR damper has highly nonlinear dynamics therefore the linear observer design method cannot be adopted. Therefore, T-S modeling technique such as sector nonlinearity is used to design T-S fuzzy model. The T-S model is developed from the experimental dataset. This paper uses two MR damper models. First, the phenomenological model is used as a plant. This model is used to build the damper force for vehicle simulator Carsim. Next, the bouc-wen model is used to design T-S fuzzy observer. This paper proposes T-S fuzzy observer which has unmeasured premise variables. To verify the stability of this observer, Lyapunov stability theorem is used. The proposed observer is verified to vehicle simulator Carsim and Matlab/Simulink. Consequently, this paper proposed the relative velocity estimator which has robustness to unknown road input.

**Key words** : Takagi-Sugeno Fuzzy(T-S 퍼지), Magnetorheological damper(MR 댐퍼), Suspension relative velocity(서스펜션 상대속도), Unknown premise variable(전제변수), T-S fuzzy observer(T-S 퍼지 추정기)

### Nomenclature

- $m_s$  : sprung mass, kg
- $m_u$  : unsprung mass, kg
- $z_s$  : sprung mass position, m
- $z_u$  : unsprung mass position, m
- $z_r$  : road position, m
- $k_s$  : suspension spring rate, N/m
- $k_t$  : tire vertical stiffness, N/m
- $\eta$  : MR damper control bandwidth, rad/s
- $i$  : current, A
- $u$  : control input, A

서스펜션 시스템은 차량의 승차감과 조종 안정성을 향상시키는 필수적인 구성 요소이다. 차량에 적용되는 서스펜션 시스템은 패시브 서스펜션, 액티브 서스펜션 그리고 세미-액티브 서스펜션으로 구분된다. 먼저, 패시브 서스펜션은 가장 저렴하고 단순한 구조를 가지고 있지만, 고정된 댐핑 특성으로 인하여 차량의 승차감과 조종 안정성을 동시에 만족시키기 어렵다는 단점을 가지고 있다. 이에 비하여, 액티브 서스펜션은 좋은 성능을 보이지만 높은 가격과 에너지 소모와 같은 단점을 가지고 있다. 마지막으로, 댐퍼의 댐핑 특성만을 바꿀 수 있는

### 1. 서론

\* 정기철, E-mail: cbrxxiq@kaist.ac.kr

세미-액티브 서스펜션은 에너지 소모와 부가적인 하드웨어 없이 승차감과 조종 안정성을 향상시킬 수 있다. 이러한 이유에서, 대부분의 차량 제작사는 세미-액티브 서스펜션을 차용하고 있다. 비록 액티브 서스펜션에 비하여 낮은 가격과 패시브 서스펜션에 비하여 높은 성능을 가지고 있지만, 현재 널리 사용되고 있는 오리피스를 활용한 세미-액티브 댐퍼는 제어 응답성 측면에서 한계를 가지고 있다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위하여, magnetorheological (MR) 유체를 활용한 MR 댐퍼가 대두되었다<sup>1)</sup>.

MR 댐퍼는 자성을 띄는 미세한 입자와 유체를 활용하여, 댐퍼에 가하는 전류만으로 댐핑 특성을 변화시킬 수 있다. 이러한 특징 덕분에, 기존의 오리피스를 활용한 세미-액티브 댐퍼에 비하여 응답시간을 비약적으로 줄일 수 있다. 하지만 일반적인 댐퍼에 비하여 높은 비선형성과 히스테리시스 특성을 가지고 있기 때문에, 이러한 특징을 극복하여 MR 댐퍼를 제어하기 위한 다양한 모델 및 컨트롤 알고리즘이 제안되었다. 이러한 제어 알고리즘의 공통적인 특징은, MR 댐퍼의 상대속도 정보를 활용하는 것이다.

하지만 실제 차량에서, 댐퍼의 상대속도를 측정하는 것은 불가능에 가깝다. 따라서 MR 댐퍼의 상대속도는 필수적으로 추정되어야 한다. 지금까지 많은 MR 댐퍼 제어 연구<sup>2),3)</sup>가 발표되었음에도 불구하고, MR 댐퍼의 상대속도 추정 알고리즘에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. Du<sup>4)</sup>는 MR 댐퍼 상대속도 추정기를 활용하는 MR 댐퍼 전압 제어 알고리즘을 제안하였다. 하지만 실차에서 활용할 수 없는 차체 속도 센서를 활용하였다. Tang<sup>5)</sup>은 MR 댐퍼 상대속도 추정기를 기반으로 하는 댐핑 제어 알고리즘을 제안하고 실험적으로 검증하였지만, 실차에서 활용하기 어려운 센서가 사용되었고 추정기의 안정성 또한 증명되지 않았다.

본 연구에서는 차량에 주로 적용되는 차체 가속도 센서와 휠 가속도 센서를 활용한 MR 댐퍼의 상대속도 관측기를 제안한다. 높은 비선형성을 가지는 MR 댐퍼 모델 기반 관측기를 설계하기 위하여, 비선형 모델링 기법인 Takagi-Sugeno (T-S) 퍼지 모델링<sup>6)</sup> 기법이 활용되었다. 본 논문은 다음과 같은 구성을 가진다. 2장에서는 실험 데이터 기반 MR 댐퍼 모델이 소개될 것이다. 이 장에서, 관측기 검

증에 사용될 phenomenological 모델<sup>7)</sup>과 관측기 설계에 사용될 bouc-wen 모델<sup>8)</sup> 기반 T-S 퍼지 모델이 소개될 것이다. 3장에서는 제안된 T-S 퍼지 모델을 기반으로 MR 댐퍼의 상대속도 관측기가 설계될 것이다. 이 장에서, 관측기의 안정성 증명 또한 이루어진다. 4장에서는 제안된 관측기의 시뮬레이션 기반 검증이 이루어진다. 마지막으로 5장에서는 결론을 서술한다.

## 2. T-S 퍼지 MR 댐퍼 모델

이 장에서, 실험 데이터 기반 T-S 퍼지 MR 댐퍼 모델이 소개될 것이다. 먼저, 높은 정확도를 가지는 phenomenological 모델이 소개될 것이다. 이 모델은 추후 상대속도 관측기 검증을 위한 plant로 사용될 것이다. 다음으로, 관측기 설계에 사용될 bouc-wen 모델 기반 T-S 퍼지 MR 댐퍼 모델이 소개된다.

### 2.1 Phenomenological 모델

#### 2.1.1 MR 댐퍼 실험 환경

본 연구에 활용된 MR 댐퍼 데이터는 다음과 같은 실험 환경에서 얻어졌다. 먼저, MR 댐퍼는 상용 차량 메이커인 Cadillac사에서 개발된 CTS 모델의 후륜 MR 댐퍼를 사용하였다. MR 댐퍼 시험은 CTW Automation사의 Shock Dyno를 활용하여 이루어졌다. 이 논문에서는 변위  $\pm 25\text{mm}$ 를 가지는 1.9Hz 사인파를 입력하여 얻어진 MR 댐퍼의 힘-변위 데이터와 힘-속도 데이터를 이용하였다.

#### 2.1.2 Phenomenological 모델

MR 댐퍼가 개발된 이래 지금까지, MR 댐퍼의 운동을 설명하기 위한 다양한 모델이 개발되어 왔다.

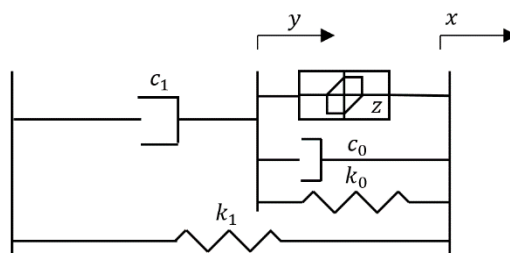


Fig. 1 Phenomenological model concept

그 중, phenomenological 모델은 bouc-wen 모델을 개량하여 MR 댐퍼의 운동을 비교적 정확하게 묘

사할 수 있는 모델이다.

Fig. 1은 phenomenological 모델을 묘사한 것이다. 이 그림에서  $x$ 는 댐퍼의 변위를 나타내며,  $y$ 는 가상의 내부 다이내믹스에 관련된 변위 함수이다. 위의 그림에 따라, MR 댐퍼의 힘은 다음과 같이 표현된다.

$$F = c_1 \dot{y} + k_1 (x - x_0) \quad (1)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} \{ \alpha z + c_0 \dot{x} + k_0 (x - y) \} \quad (2)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A (\dot{x} - \dot{y}) \quad (3)$$

본 논문은 식 (1), (2) 그리고 (3)을 기반으로 MR 댐퍼 시험 데이터를 사용하여 phenomenological 모델의 물성치를 얻어내었다. Parameter 추정 기법으로는 Matlab/Simulink의 nlgrest 함수를 사용하였다. 그 결과 실험 데이터와 시뮬레이션 데이터가 94% 일치하는 모델 parameter를 얻을 수 있었다.

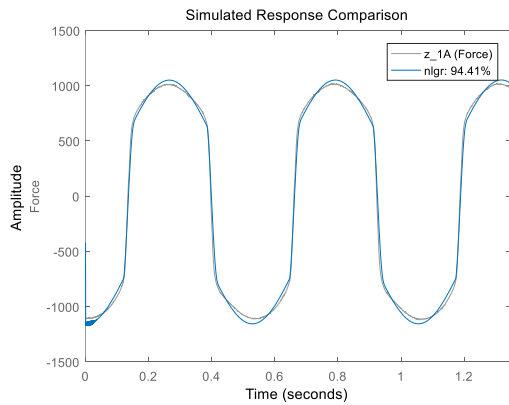


Fig. 2 Parameter estimation result

Fig. 2는 parameter estimation을 사용하여 얻어진 시뮬레이션 모델과 실험 데이터의 유사성을 나타낸다. 추정이 필요한 parameter 수를 줄이기 위해, 전류 입력을 1A로 고정한 실험 데이터를 사용하였다. 다양한 전류 입력에 대하여, phenomenological 모델은 94% 정도의 정확도를 가짐을 확인하였다.

## 2.2 T-S 퍼지 MR 댐퍼 모델 개발

### 2.2.1 Bouc-Wen MR 댐퍼 모델

Bouc-Wen 모델은 다양한 형태회 히스테리시스를 묘사하기 위한 모델로, MR 댐퍼 다이내믹스를

설명하기 위하여 많은 선행 연구에서 사용되었다. Bouc-Wen 모델을 사용하여, MR 댐퍼의 힘은 다음과 같이 묘사될 수 있다.

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (4)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (5)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b i \quad (6)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} i \quad (7)$$

$$\dot{i} = -\eta (i - u) \quad (8)$$

위에서 묘사된 bouc-wen 모델을 활용한 결과, 실험 데이터와 85% 내외의 일치성을 가지는 다이내믹 모델을 얻을 수 있었다.

### 2.2.1 T-S 퍼지 MR 1/4 차량 모델

본 논문에서는, 차량에 장착된 MR 댐퍼의 상대속도를 추정하기 위하여, 1/4 차량 모델을 사용하였다. 1/4 차량 모델은 하나의 스프링 메스와 하나의 언스프링 메스로 이루어진 모델로, 지금까지 차량 서스펜션 제어 연구에 다양하게 활용되어왔다. 1/4 차량 모델은 다음과 같이 표현된다.

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s (z_s - z_u) - F \quad (9)$$

$$m_u \ddot{z}_u = -k_s (z_u - z_s) - k_r (z_u - z_r) + F \quad (10)$$

식 (4), (9) 그리고 (10)을 사용하여, 1/4 차량 모델을 state-space 모델의 형태로 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + D\dot{z}_r \quad (11)$$

$$x = [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u \quad z \quad i]^T \quad (12)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s + k_0}{m_s} & -\frac{c_{0a}}{m_s} & 0 & \frac{c_{0a}}{m_s} & -\frac{\alpha_a}{m_s} & -\frac{f_1}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_s + k_0}{m_u} & \frac{c_{0a}}{m_u} & -\frac{k_r}{m_u} & -\frac{c_{0a}}{m_u} & \frac{\alpha_a}{m_u} & \frac{f_1}{m_u} \\ 0 & A & 0 & -A & f_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\eta \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$B = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \eta]^T \quad (14)$$

$$D = [0 \quad 0 \quad -1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (15)$$

$$f_1 = c_{0b} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \alpha_b z \quad (16)$$

$$f_2 = |z| (-\gamma |\dot{z}_s - \dot{z}_u| - \beta (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \text{sign}(z)) \quad (17)$$

본 논문에서는, MR 댐퍼 상대속도 추정에 필요한

센서로 스프링메스의 수직방향 가속도 센서와 언스프링메스의 수직방향 가속도 센서를 가정하였다. 이 센서들은 현재 대부분의 차량 제작사에서 사용하는 센서로, 이 가정은 합리적이라고 할 수 있다. 위의 식들과 같이, 센서 측정값을 수학적으로 묘사하면 다음과 같다.

$$y = Cx \quad (18)$$

$$y = [\ddot{z}_s \quad \ddot{z}_u]^T \quad (19)$$

$$C = \begin{bmatrix} A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} \end{bmatrix} \quad (20)$$

식 (16)과 (17)에 의하여, MR 댐퍼를 포함한 차량 서스펜션 모델은 비선형 모델의 형태를 가진다. 비선형 모델을 사용하여 추정기를 설계하는 방법은 지금까지 많이 연구되어 왔다. 하지만 본 연구는, 비선형 항을 구성하는 요소인 댐퍼의 상대속도와  $z$ 가 bounded 되어 있다는 물리적 특성을 활용하여 sector nonlinearity를 활용한 T-S 퍼지 모델을 구성하였다. 퍼지 룰을 구성하는 전제 변수(premise variable)와 퍼지 룰 사이의 관계는 다음과 같이 묘사될 수 있다.

IF  $\dot{z}_s - \dot{z}_u$  is  $M_1$  and  $z$  is  $N_1$ , THEN,  
 $\dot{x} = A_1x + Bu + D\dot{z}_r$

IF  $\dot{z}_s - \dot{z}_u$  is  $M_1$  and  $z$  is  $N_2$ , THEN,  
 $\dot{x} = A_2x + Bu + D\dot{z}_r$

IF  $\dot{z}_s - \dot{z}_u$  is  $M_2$  and  $z$  is  $N_1$ , THEN,  
 $\dot{x} = A_3x + Bu + D\dot{z}_r$

IF  $\dot{z}_s - \dot{z}_u$  is  $M_2$  and  $z$  is  $N_2$ , THEN,  
 $\dot{x} = A_4x + Bu + D\dot{z}_r$

$$(21)$$

$$M_1 = \left\{ \frac{(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - v_{lower}}{v_{upper} - v_{lower}} \right\}, M_2 = 1 - M_1$$

$$(22)$$

$$N_1 = \left\{ \frac{z - z_{lower}}{z_{upper} - z_{lower}} \right\}, N_2 = 1 - N_1 \quad (23)$$

위의 식들을 사용하여, MR 댐퍼가 장착된 1/4 차량 서스펜션 모델은 다음과 같은 선형 시스템의 weighted sum으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{x} = \sum_{i=1}^4 h_i (A_i x + Bu + D\dot{z}_r) \quad (24)$$

$$y = \sum_{i=1}^4 h_i C_i x$$

$$(25)$$

$$h_1 = M_1 N_1, h_2 = M_1 N_2, h_3 = M_2 N_1, h_4 = M_2 N_2 \quad (26)$$

주목할만한 사실은, 퍼지 룰을 결정하는 전제변수가 측정 불가능한 값이라는 것이다. 즉, MR 댐퍼의 상대속도를 추정하기 위해서는, 추정된 전제 변수를 활용하면서 stability를 만족하는 퍼지 옵저버가 요구된다.

### 3. T-S 퍼지 관측기 설계

이번 장에서, MR 댐퍼의 상대속도를 추정하기 위한 추정기가 설계된다. 이 논문에서 제안된 추정기는  $Vu^{(9),10)}$ 의 선행논문을 기반으로 1/4 차량 모델에 알맞게 설계되었다. 2장에서 제안된 T-S 퍼지 모델을 기반으로 추정기를 설계하기 위하여, 새로운 변수를 정의하면 다음과 같다.

$$\mu_i(t) = h_i x(t), \psi_i(t) = h_i y(t) \quad (27)$$

$$\tilde{\mu}_i(t) = \hat{h}_i x(t), \tilde{\psi}_i(t) = \hat{h}_i y(t) \quad (28)$$

$$h_i = h(\dot{z}_s - \dot{z}_u, z), \hat{h}_i = h(\hat{\dot{z}}_s - \hat{\dot{z}}_u, \hat{z}) \quad (29)$$

식을 사용하여, 다음과 같은 모델을 얻을 수 있다.

$$\dot{\mu}_i = A_i \mu + h_i B u + h_i D \dot{z}_r \quad (30)$$

$$\psi = C_i \mu_i$$

$$\dot{\tilde{\mu}}_i = A_i \tilde{\mu} + \hat{h}_i B u + \hat{h}_i D \dot{z}_r \quad (31)$$

$$\tilde{\psi} = C_i \hat{\mu}_i$$

본 논문에서 제안하는 추정기는 다음과 같은 형태를 가지고 있다.

$$\dot{z}_i = N_i z_i + \hat{h}_i G_i u + L_i \tilde{\psi}_i \quad (32)$$

$$\hat{\mu}_i = z_i - F_i \tilde{\psi}_i$$

이때, 추정된 상태량은 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{x}(t) = \sum \hat{\mu}_i(t) \quad (33)$$

이 추정기의 오차 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$e = \hat{x} - x = \sum \hat{\mu}_i - \sum \mu_i = \sum e_i \quad (34)$$

식 (30), (31) 및 (32)를 활용하여, 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$e_i = \hat{\mu}_i - \mu_i \quad (35)$$

$$e_i = z_i - F_i \tilde{\psi}_i - \mu_i + (F_i \psi_i - F_i \psi_i) \quad (36)$$

$$e_i = z_i - M_i \mu_i - F_i C_i (\tilde{\mu}_i - \mu_i) \quad (37)$$

여기서  $M_i = I + F_i C_i$  이다. 식 (32)와 식 (37)

을 활용하여, 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_i &= \dot{z}_i - M_i \dot{\mu}_i - F_i C_i (\ddot{\mu}_i - \dot{\mu}_i) \\ &= N_i z_i + \hat{h}_i G_i u + L_i \tilde{v}_i - M_i \dot{\mu}_i - F_i C_i (\ddot{\mu}_i - \dot{\mu}_i) \\ &= N_i (z_i - M_i \mu_i - F_i C_i (\ddot{\mu}_i - \mu_i)) + N_i M_i \mu_i \\ &\quad + N_i F_i C_i (\ddot{\mu}_i - \mu_i) + \hat{h}_i G_i u + L_i C_i \tilde{\mu}_i \\ &\quad - M_i (A_i \mu_i + h_i B u + h_i D \dot{z}_r) - F_i C_i (\ddot{\mu}_i - \dot{\mu}_i) \\ \dot{e}_i &= N_i e_i + (N_i M_i - M_i A_i + L_i C_i) \mu_i \\ &\quad + (N_i F_i C_i + L_i C_i - F_i C_i A_i) (\ddot{\mu}_i - \mu_i) \\ &\quad + \hat{h}_i G_i u - M_i h_i B u - M_i h_i D \dot{z}_r \\ &\quad - F_i C_i (\hat{h}_i - h_i) (B u + D \dot{z}_r) \end{aligned} \quad (38)$$

식 (39)와  $M_i = I + F_i C_i$  조건을 활용하면, 다음과 같은 식이 도출된다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_i &= N_i e_i + (N_i M_i - M_i A_i + L_i C_i) \mu_i \\ &\quad + (N_i F_i C_i + L_i C_i - F_i C_i A_i) (\ddot{\mu}_i - \mu_i) \\ &\quad + \hat{h}_i (G_i - M_i B) u + (\hat{h}_i - h_i) B u \\ &\quad - F_i C_i (\hat{h}_i - h_i) D \dot{z}_r - h_i M_i D \dot{z}_r \end{aligned} \quad (40)$$

본 논문에서 제안된 추정기의 stability를 증명하기 위하여, 아래 언급될 가정과 이론을 사용한다.

Lemma 1: 임의의 실수 행렬 X와 Y에 대하여, positive definite 행렬 P가 있을 때, 다음과 같은 식이 항상 성립한다.

$$X^T Y + Y^T X \leq X^T P X + Y^T P^{-1} Y$$

Theorem 1: 주어진 양수  $\rho$ 에 대하여, 아래의 조건들 만족하는 양수  $\lambda$ 와 행렬 P가 존재할때, 추정기 (32)는 asymptotically stable 하다.

$$N_i M_i - M_i A_i + L_i C_i = 0 \quad (41)$$

$$G_i - M_i B = 0 \quad (42)$$

$$M_i D = 0$$

$$M_i = I + F_i C_i$$

$$\begin{bmatrix} H_i^{11} & 0 \\ 0 & H_i^{22} \end{bmatrix} < 0$$

$$P > 0$$

$$\left\| \left[ (\hat{h}_i - h_i) u \quad (\hat{h}_i - h_i) \dot{z}_r \right] \right\| \leq \rho \|e_i\| \quad (47)$$

여기서

$$H_i^{11} = \bar{N}_i^T P + P \bar{N}_i + \bar{N}_i^T P \bar{N}_i + \lambda \rho^2 I \quad (48)$$

$$H_i^{22} = \bar{M}_i^T P \bar{M}_i - \lambda I \quad (49)$$

$$\bar{N} = \begin{bmatrix} N & N - A \\ 0 & A \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} -B & -D \\ B & D \end{bmatrix} \quad (51)$$

Proof: 식 (41)-(44)의 조건을 활용하여 식 (40)을 재정리 하면 다음과 같은 식을 도출할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_i &= N_i e_i + (N_i - A_i) (\mu_i - \tilde{\mu}_i) \\ &\quad - (h_i - \hat{h}_i) B u - (h_i - \hat{h}_i) D \dot{z}_r \end{aligned} \quad (52)$$

$\mu_i - \tilde{\mu}_i$ 를  $\tilde{e}_i$ 라고 정의하면,  $\bar{e}_i = [e_i \quad \tilde{e}_i]^T$ 에 대한 error dynamics는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{\bar{e}} = \sum \dot{\tilde{e}}_i = \sum (\bar{N}_i e_i + \bar{M}_i \Lambda_i) \quad (53)$$

$$\text{여기서 } \Lambda_i = \left[ (\hat{h}_i - h_i) u \quad (\hat{h}_i - h_i) \dot{z}_r \right]^T$$

이 논문에서는, Lyapunov stability 이론을 사용하여 추정기를 설계하였다. Lyapunov 함수는 다음과 같이 정의된다.

$$V(t) = \bar{e}^T(t) P \bar{e}(t) = \sum \bar{e}_i^T(t) P \bar{e}_i(t) \quad (54)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) &= \dot{\bar{e}}^T(t) P \bar{e}(t) + \bar{e}^T(t) P \dot{\bar{e}}(t) \\ &= \sum (\bar{N}_i \bar{e}_i + \bar{M}_i \Lambda_i)^T P \bar{e}_i + \bar{e}_i^T P (\bar{N}_i \bar{e}_i + \bar{M}_i \Lambda_i) \end{aligned} \quad (55)$$

식 (47)과 Lemma 1을 사용하여, 다음과 같은 부등식을 도출할 수 있다.

$$\dot{V}(t) \leq \sum \begin{bmatrix} \bar{e}_i^T \\ \Lambda_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_i^{11} & 0 \\ 0 & H_i^{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{e}_i \\ \Lambda_i \end{bmatrix} \quad (56)$$

따라서 식 (45)를 만족할 때, 추정기는 Lyapunov stability를 만족한다.

#### 4. 시뮬레이션 검증

이번 장에서, 3장에서 설계된 추정기를 상용 차량 시뮬레이터 Carsim과 Matlab/Simulink를 사용하여 검증한다. 검증 시나리오는 다음과 같다. 먼저, 35km/h로 저주파 노면을 넘는 시뮬레이션을 진행함으로써, 저주파 영역대의 추정기 정확도를 검증할 것이다. 또한 과속 방지턱을 넘어가는 상황을 시뮬레이션 함으로서, 방지턱과 같은 상대적으로 높은 주파수 영역에서의 상대속도 추정 성능을 검증할 것이다. Table 1은 추정기 검증 시나리오를 나타낸다. Fig. 3은 시뮬레이션 검증 환경을 도식으로 표현한 것이다. 2장에서 도출한 phenomenological 모델을 기반으로 하는 댐핑력을 Carsim에 입력하여

MR 댐퍼가 장착된 차량의 거동을 묘사하였다.

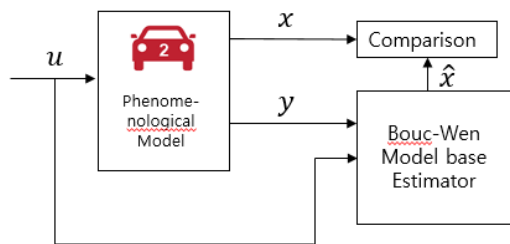


Fig. 3 Simulation scheme

Table 1 Simulation scenarios

	Velocity	Road Type
Case 1	35km/h	Wavy Road
Case 2	30km/h	Speed Bump

### 4.1 저주파 노면 시뮬레이션

저주파수 노면 승차감 평가에서 중요한 부분을 차지한다. 따라서 다양한 차량 제작사들은 저주파수 노면에서의 승차감 향상을 위하여 다양한 제어 알고리즘을 적용하고 있다. 서스펜션 시스템의 제어에 댐퍼 상대속도가 필수적으로 요구되는 만큼, 저주파수 노면에서 상대속도를 정확히 알아내는 것이 중요하다. 따라서 이번 장에서는 저주파수 노면 시뮬레이션을 수행하고 성능을 검증할 것이다.

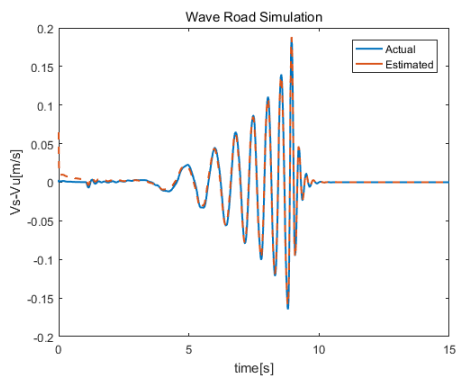


Fig. 4 Wave Road Simulation Result

Fig. 4는 저주파 노면 시뮬레이션 결과이다. 그림과 같이, 설계된 추정기는 차량의 스프링 메스 가속도 센서와 언스프링 메스 가속도 센서만으로 알지 못하는 노면 입력에 영향을 받는 댐퍼의 상대속도를 추정할 수 있었다. 또한, 초기 오차가 있음에도 불구하고, 그 오차가 0으로 수렴하는 것을

확인할 수 있었다.

### 4.2 과속방지턱 노면 시뮬레이션

과속 방지턱은 차량의 피치 모션이 극대화되고 댐퍼의 상대속도가 큰 노면으로, 차량의 승차감 평가에 중대한 부분을 차지한다. 따라서 본 논문에서는 과속 방지턱 노면 시뮬레이션 검증을 통하여, 제안된 상대속도 추정기가 과속 방지턱 영역에서 댐퍼 제어 알고리즘에 정확한 정보를 전달할 수 있다는 것을 보일 것이다.

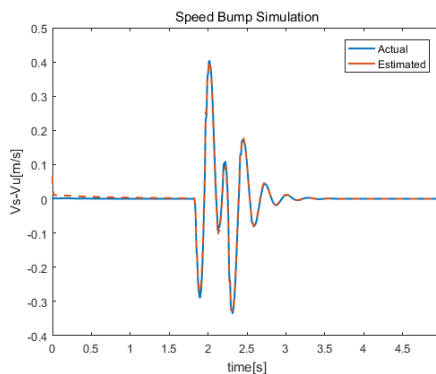


Fig. 5 Speed Bump Simulation

4.1 장에서 확인된 것과 같이, 과속 방지턱 노면을 넘는 주행 시나리오에서도 본 논문에서 제안된 추정기가 상대속도를 추정하는 것을 확인할 수 있었다.

## 5. 결론

본 논문에서는, 강한 비선형성을 가지는 MR 댐퍼의 특성에 대응하여 상대속도 추정기를 설계하기 위하여, T-S 퍼지 모델링을 활용하였다. 퍼지 룰을 결정하는 전제변수가 알지 못하는 값이라는 전제하에, Lyapunov stability theorem을 활용하여 추정기의 수렴성을 증명하였다. 설계된 추정기는 상용 차량 시뮬레이터 Carsim을 사용하여, 다양한 노면에 대하여 검증되었다. 결론적으로 차량의 스프링메스 가속도 센서와 휠 가속도 센서를 활용한다는 가정하에, 이 두 센서를 활용하여 MR 댐퍼의 상대속도가 원활히 추정되는 것을 확인하였다. 이 연구는 추후 MR 댐퍼가 장착된 차량 서스펜션 시스템의 모델 기반 고장 진단 알고리즘 구현이나 MR 댐퍼 제어 알고리즘 설계에 도움을 줄 수 있다.

## 후 기

This research was partly supported by the Technology Innovation Program (or Industrial Strategic Technology Development Program (10084619, Development of Vehicle Shock Absorber (Damper) and Engine Mount Using MR Fluid with Yield Strength of 60kPa) funded By the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE, Korea). This research was partly supported by the BK21+ program through the NRF funded by the Ministry of Education of Korea.

## References

- 1) Crivellaro, Cláudio, and Sebastião José Alves. *Phenomenological model of a magnetorheological damper for semi-active suspension control design and simulation*. No. 2006-01-2520. SAE Technical Paper, 2006.
- 2) Stanway, R., J. L. Sproston, and A. K. El-Wahed. "Applications of electro-rheological fluids in vibration control: a survey." *Smart Materials and Structures* 5.4 (1996): 464.
- 3) Turnip, Arjon, Keum-Shik Hong, and Seonghun Park. "Control of a semi-active MR-damper suspension system: A new polynomial model." *IFAC Proceedings Volumes* 41.2 (2008): 4683-4688.
- 4) Du, Haiping, et al. "Direct voltage control of magnetorheological damper for vehicle suspensions." *Smart Materials and Structures* 22.10 (2013): 105016.
- 5) Tang, Xin, et al. "Takagi–Sugeno fuzzy control for semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper and experimental validation." *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 22.1 (2017): 291-300.
- 6) Mehran, Kamyar. "Takagi-Sugeno fuzzy modeling for process control." *Industrial Automation, Robotics and Artificial Intelligence (EEE8005)* 262 (2008).
- 7) Spencer Jr, B. F., et al. "Phenomenological model for magnetorheological dampers." *Journal of engineering mechanics* 123.3 (1997): 230-238.
- 8) Chang, Chia-Ming, Salvatore Strano, and Mario Terzo. "Modelling of hysteresis in vibration control systems by means of the Bouc-Wen model." *Shock and Vibration* 2016 (2016).
- 9) Vu, Van-Phong, Wen-June Wang, and Pei-Jun Lee. "Observer design for uncertain TS fuzzy system with multiple output matrices and unmeasurable premise variables." *2016 IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE)*. IEEE, 2016.
- 10) Vu, Van-Phong, and Wen-June Wang. "Observer synthesis for uncertain Takagi–Sugeno fuzzy systems with multiple output matrices." *IET Control Theory & Applications* 10.2 (2016): 151-161.