

MR 댐퍼를 적용한 철도차량 현가장치의 설계 및 제어

Design and Control of Railway Vehicle Suspension System Featured by MR Damper

하성훈* · 최승복† · 이규섭**

Sung Hoon Ha, Seung Bok Choi and Kyu Seob Lee

Key Words : Railway Vehicle(철도차량), Secondary Suspension System(2 차 현가장치), MR Damper(MR 댐퍼), Design and Control(설계 및 제어).

ABSTRACT

This paper presents the feasibility for improving the ride quality of railway vehicle equipped with semi-active suspension system using magnetorheological(MR) fluid damper. In order to achieve this goal, a fifteen degree of freedom of railway vehicle model, which includes a car body, bogie frame and wheel-set is proposed to represent lateral, yaw and roll motions. The MR damper system is incorporated with the governing equation of motion of the railway vehicle which includes secondary suspension. To illustrate the effectiveness of the controlled MR dampers on railway vehicle secondary suspension system, the sky-hook control law using the velocity feedback is adopted. Computer simulation for performance evaluation is performed using Matlab. Various control performances are demonstrated under external excitation which is the creep force between wheel and rail.

1. 서 론

도로 교통 수송수단의 증가에 따른 오염 피해를 줄이고 환경을 보호하고자 하는 노력이 전 세계적으로 공감을 이루면서 철도차량을 이용한 운송수단이 점점 중요 시 되고 있다. 도로 교통에 집중되어 있는 수송 분담구조를 재조정하기 위해서는 철도차량의 운행속도 향상은 필수적이다⁽¹⁾. 하지만 철도차량은 그 특성상 차량의 속도가 증가하면 시스템이 불안정해 지며, 또한 차량의 승차감도 저하되는 특성이 있다. 이런 특성은 철도차량 설계 시 결정되는 현가장치 성능으로 결정된다.

철도차량은 크게 차체, 대차 및 윤축으로 구성되어 있으며 특히 이들을 연결하는 현가장치의 설계는 철도차량의 성능지수를 나타내는 승차감, 탈선계수, 윤중감소, 고속주행 안정성에 중요한 영향을 주고 있다. 철도차량에서 현가장치는 윤축과 대차를 연결하는 1 차 현가장치와 대차와 차체를 연결하는 2 차 현가장치로 구성되며 이들 현가장치들은 대부분 스프링 요소 및 댐핑 요소들로 구성된다. 이러한 스프링 요소 및 댐핑 요소들은 철도차량의 안전성과 승차감에 중요한 영향을 미치는 인자이며, 철도차량

의 현가장치 설계는 초기 설계 단계에서 차량의 안전성 및 승차감을 동시에 고려하여 설계되어야 한다. 하지만 철도차량에 있어서 만족해야 하는 목표 성능 지수와 설계변수가 많이 존재하기 때문에 우선적으로 차량의 고속주행 안전성을 만족시키는 변수로 현가장치 설계를 수행한다⁽²⁾.

하지만 최근 들어 철도차량의 고속화로 인한 차량의 승차감 저하도 상당히 중요한 문제로 대두되고 있다. 이런 문제는 차량 현가장치의 성능을 향상시키면 해결되는 문제이지만 아직까지 대부분의 철도차량에 적용되고 있는 현가장치는 수동형 현가장치로 기본 성능이 결정되어 있기 때문에 현가요소 특성을 조절하여 승차감을 향상시키기에는 한계를 보이고 있다. 그러나 만일 현가요소 특성을 시스템에 들어오는 외란에 따라서 능동적 또는 반능동적으로 조절할 수 있으면 승차감을 물론 차량의 안정성을 적절히 조절할 수 있다. 따라서, 최근 들어 전 세계적으로 철도차량에 능동 또는 반능동 현가장치를 적용하기 위한 연구가 활발히 수행되고 있다⁽³⁾⁻⁽⁴⁾. 특히 진동 제어 분야에서는 반능동 현가장치가 주로 사용되고 있는데 이는 능동 현가장치가 가지는 안정성 문제와 에너지 소모 문제로 인해 철도차량에서 능동형 현가장치는 아직까지 적절하게 사용되지 못하고 있기 때문이다.

최근 반능동 현가장치 개발에 있어서 기존의 전자 밸브를 이용한 가변 댐퍼 시스템을 대체하여 MR 및 ER 유체가 적용된 시스템이 많이 적용되고 있다. MR 유체는 잘 알려진 바와 같이, 자기장에 의하여

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032) 872-7319, Fax : (032) 868-1716
* 인하대학교 기계공학과 대학원
** RMS technology

유변학적으로 상변화가 일어나는 지능 유체로서 ER 유체에 비하여 비교적 큰 항복응력을 발생시켜 보다 큰 힘을 요하는 각종 응용장치에 적용하기가 용이하다. 이로 인해 MR 댐퍼, MR 클러치를 비롯한 MR 유체 응용장치는 자동차 속 업소버, 제진 시스템을 필두로 활발히 연구가 진행되고 있다⁽⁵⁾⁻⁽⁶⁾. 이와 같은 MR 유체 응용장치를 철도차량에 적용하기 위하여 본 연구에서는 철도차량 2 차 현가장치 중 횡 방향 댐퍼에 MR 댐퍼를 적용하고 이의 성능을 평가한다. 이를 위해 차량의 횡 방향 응답에 적합한 철도차량 1 량과 MR 댐퍼의 수학적 모델을 도출한다. 최종적으로 철도차량과 MR 댐퍼가 결합된 수학적 모델과 제어시스템을 이용하여 제안된 MR 댐퍼로 인한 시스템의 제어 성능을 평가할 것이다.

2. 철도차량의 수학적 모델

본 연구에서는 MR 댐퍼의 진동제어 성능을 평가하기 위하여 2 개의 대차를 가지는 철도차량 1 량을 모델로 사용하였다. 차량 1 량에 대한 운동은 Table 1 과 같이 총 15 자유도를 갖는 시스템으로 표현할 수 있다. 본 연구에서 관심을 가지는 운동은 차체에

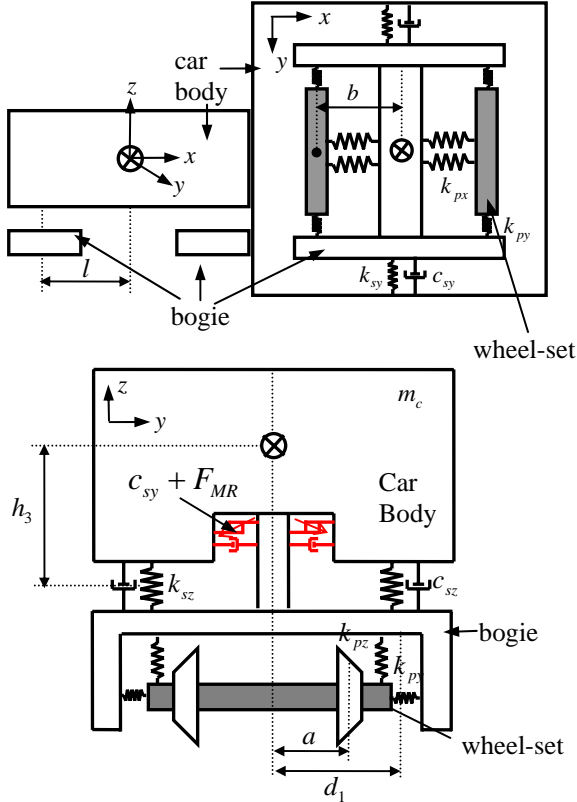


Fig. 1 Mechanical Model Railway vehicle model

Table 1 Motion of railway vehicle

Element	Lateral	Yaw	Roll
1st Wheel-Set	δ_1	δ_2	
2nd Wheel-Set	δ_3	δ_4	
3rd Wheel-Set	δ_7	δ_8	
4th Wheel-Set	δ_9	δ_{10}	
1st Bogie-Frame	δ_5	δ_6	
2nd Bogie-Frame	δ_{11}	δ_{12}	
Car Body	δ_{13}	δ_{14}	δ_{15}

들어오는 횡 방향의 진동 성분이므로 대차가 가지는 롤 성분의 운동은 무시하였다. Fig. 1 은 본 연구에서 제안한 철도차량의 개략도로 각각 차량을 x-y, z-y 평면으로 투시하였을 때 나타나는 형태이다.

2.1 윤축의 운동방정식

본 연구에서 사용된 대차는 2 개의 윤축을 가지고 있고 각각 횡 운동과 요 운동을 가지고 있으므로 총 8 개의 지배방정식으로 구성된다. 각각의 윤축에 대한 운동을 통합하여 2 개의 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$m_w \ddot{\delta}_{1,3,7,9} + 2k_{py}(\delta_{1,3,7,9} - \delta_{5,12} - b\delta_{6,12}) + 2F_{y1,2,3,4} + F_T(\delta_{1,3,7,9}) = 0 \quad (1)$$

$$I_w \ddot{\delta}_{2,4,8,10} + 2k_{px}d_1^2(\delta_{2,4,8,10} - \delta_{6,12}) + 2aF_{x1,2,3,4} = 0$$

여기서, m_w 은 윤축의 질량, k_{px} 는 1 차 현가장치의 수평 방향 강성, k_{py} 는 1 차 현가장치의 횡 방향 강성, I_w 는 윤축의 관성모멘트, $F_{x,y}$ 는 휠과 레일의 접촉에 의해 발생하는 크립력, F_T 는 레일과 휠 플랜지 접촉에 의하여 발생하는 접촉력, d_1 는 1 차 현가장치 거리의 반, a 는 고정 축거의 반이다.

2.2 대차의 운동방정식

철도차량에서 윤축을 지탱하며, 차체와 결합되는 부분인 대차는 각각 횡 운동 및 요 운동을 가지고 있으므로 다음과 같이 표현된다.

$$m_f \ddot{\delta}_{5,11} - 2k_{py}(\delta_{1,7} - \delta_{5,11} - b\delta_{6,12}) - 2k_{py}(\delta_{3,9} - \delta_{5,11} + b\delta_{6,12}) + 2k_{sy}(\delta_{5,11} - \delta_{13} - h_3\delta_{15} - l\delta_{14}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{5,11} - \dot{\delta}_{13} - h_3\dot{\delta}_{15} - l\dot{\delta}_{14}) + 2F_{MR} = 0 \quad (2)$$

$$I_{fy} \ddot{\delta}_{6,12} - b\{2k_{py}(\delta_{1,7} - \delta_{5,11} - b\delta_{6,12})\} \\ + b\{2k_{py}(\delta_{3,9} - \delta_{5,11} + b\delta_{6,12})\} - \\ 2k_{px} d_1^2 (\delta_{2,8} - \delta_{6,12}) - 2k_{px} d_1^2 (\delta_{4,10} - \delta_{6,12}) = 0$$

여기서, m_f 는 대차의 질량, k_{sy} 는 2 차 현가장치의 횡 방향 강성, c_{sy} 는 2 차 현가장치의 횡 방향 감쇠, I_{fy} 는 대차의 요운동 관성모멘트, b 는 운축 간의 거리의 반, l 은 대차 중심간의 거리이다.

2.3 대차의 운동방정식

차체에서 고려한 운동은 횡 운동, 요 운동 및 롤 운동이므로 차체의 운동으로 인한 지배방정식은 다음과 같다.

$$m_c \ddot{\delta}_{13} + 2k_{sy}(\delta_{13} - \delta_5 + h_3 \delta_{15}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_5 + h_3 \dot{\delta}_{15}) \\ + 2F_{MR} + 2k_{sy}(\delta_{13} - \delta_{11} + h_3 \delta_{15}) \\ + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{11} + h_3 \dot{\delta}_{15}) + 2F_{MR} = 0 \\ I_{cy} \ddot{\delta}_{14} + 2lk_{sy}(\delta_{13} - \delta_5 + h_3 \delta_{15}) \\ + 2lc_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_5 + h_3 \dot{\delta}_{15}) + 2lF_{MR} \\ - 2lk_{sy}(\delta_{13} - \delta_{11} + h_3 \delta_{15}) \\ - 2lc_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{11} + h_3 \dot{\delta}_{15}) - 2lF_{MR} = 0 \\ I_{cr} \ddot{\delta}_{15} + 2h_3 k_{sy}(\delta_{13} - \delta_5 + h_3 \delta_{15}) + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_5 + h_3 \dot{\delta}_{15}) \\ + 2h_3 F_{MR} + 2h_3 k_{sy}(\delta_{13} - \delta_{11} + h_3 \delta_{15}) \\ + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{11} + h_3 \dot{\delta}_{15}) + 2h_3 F_{MR} = 0$$

여기서, m_c 는 차체의 질량, I_{cy} 는 차체의 요 운동에 대한 관성모멘트, I_{cr} 는 차체의 롤 운동에 대한 관성모멘트, h_3 는 차체 무게중심의 높이이다.

2.4 휠 레일의 접촉이론

본 연구에서 제안된 차량의 모델에서 차체는 강체로 가정하였고, 차륜과 레일의 접촉은 차륜의 플랜지로 인한 간극으로 구속되어 있다. 따라서 차륜과 플랜지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 힘 F_T 는 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있으며 이를 수학적으로 표현하면 다음과 같다⁽⁷⁾.

$$F_T(\delta_i) = \begin{cases} k_0(\delta_i - \varphi), & \varphi < \delta_i \\ 0 & \dots\dots \\ k_0(\delta_i + \varphi), & \delta_i < -\varphi \\ -\varphi \leq \delta_i \leq \varphi & (i = 1, 3, 7, 9) \end{cases} \quad (4)$$

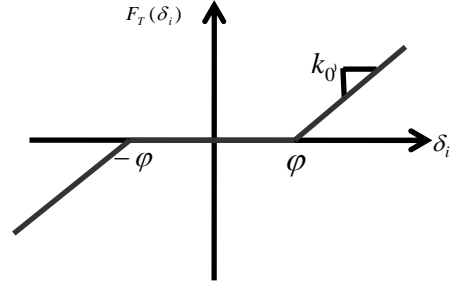


Fig. 2 Contact theory between wheel and rail

여기서 k_0 는 레일의 강성이고 φ 는 레일과 휠 사이의 간극이다.

또한, 차륜이 레일과 접촉에 의하여 발생하는 크립력은 철도차량에 적용되는 다양한 크립력 중에 연산의 간편화를 위하여 spin 크립력을 최소화하는 Johnson and Vermeule의 접촉이론에 의해 다음과 같이 표현된다⁽⁷⁾.

$$F_{x1,2,3,4} = (\xi_x / \Phi) F_R / \xi_R \quad (5)$$

$$F_{y1,2,3,4} = (\xi_y / \Psi) F_R / \xi_R$$

여기서, F_x 는 수평 방향 크립력, F_y 는 횡 방향 크립력, F_R 는 수직 방향 크립력, ξ_x 는 수평 방향 크립페이지, ξ_y 는 횡 방향 크립페이지, ξ_R 는 수직 방향 크립페이지, Φ, Ψ 는 Johnson 계수이다. 그리고 이 변수들은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - 1/3u^2 + 1/27u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases}$$

$$u = (G \pi a_e b_e / \mu N) \xi_R$$

$$\xi_y = \frac{\dot{\delta}_{1,3,7,9}}{v} - \delta_{2,4,8,10} \quad (6)$$

$$\xi_x = \frac{\lambda \delta_{1,3,7,9}}{r_0} + \frac{a \dot{\delta}_{2,4,8,10}}{v}$$

$$\xi_R = \sqrt{\left(\frac{\xi_x}{\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\xi_y}{\Psi}\right)^2}$$

여기서, v 는 차량의 속도, G 는 전단계수, a_e, b_e 는 차륜이 레일과 접촉 시 발생하는 접촉타원면의 반지름, λ 는 차륜의 곡면구배이며, r_0 는 차륜반경이다.

3. MR 댐퍼 모델링

본 연구에서 제안한 MR 댐퍼의 구조를 Fig. 3에 나타내었다. MR 댐퍼는 작동 피스톤 헤드에 MR 밸브를 설치하고 피스톤의 작동영역 아래에 부피를 보

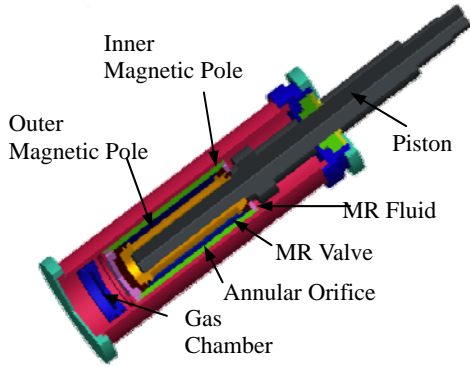


Fig. 3 Configuration of MR Damper

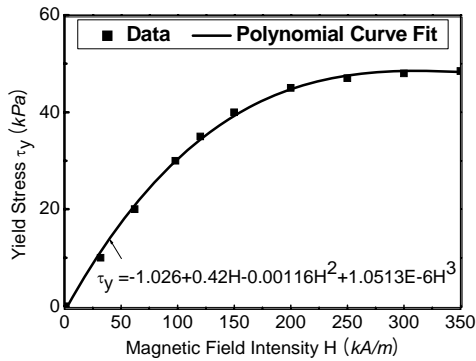


Fig. 4 Yield Stress of MR Fluid

상할 수 있는 가스 챔버를 설치하여 부피를 보상할 수 있도록 하였다. MR 밸브는 자극을 형성할 수 있도록 코일과 코어로 이루어져 있고 피스톤 내에 원형 덕트로 구성하였다. MR 밸브는 피스톤과 결합되어 있으며 밸브 주위는 항상 MR 유체로 채워져 있고, 덕트를 통하여 MR 유체가 자극 사이를 흐를 수 있게 하였다. 그리고 덕트에 부하되는 자기장에 따라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 덕트는 자기 회로로 구성하였다. 자기회로에 전류를 인가시키면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나는 MR 유체의 유동 저항을 증가시켜 밸브 상하부의 압력 강하를 발생시킨다.

MR 댐퍼의 모델링을 위하여 MR 유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 유체저항에 의한 공간상의 내부 압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하고 있으며 유로형상에 의한 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서 MR 유체 기본 점성에 의한 압력강하와 MR 유체가 자기장에 의하여 발생하는 항복응력에 대한 압력 강하는 다음과 같이 표현할 수 있다⁽⁸⁾.

$$\Delta P_{MR} = \Delta P_{vis} + \Delta P_y = \frac{6\eta L}{\pi d^3 R} Q + 2c \frac{L_p}{t_d} \tau_y \quad (7)$$

여기서 Q 는 유체의 유량이고, τ_y 와 η 는 MR 유체

의 항복응력 및 자기장 무 부하 시의 점성계수이다. R 는 원형 덕트의 반경이다. 그리고 L 자극과 밸브 덮개를 포함하는 전체 길이를 의미하고 t_d 는 덕트 사이의 틈새 두께이고, L_p 는 자극의 길이이다. c 는 MR 유체 속도와 관련된 상수로 유체의 유량과 밸브의 기하학적인 변수로 표현되지만 일반적으로 2.5가 사용된다.

Fig. 4는 자기장 세기(H)에 따라 MR 유체의 항복응력을 실험적으로 얻은 결과이며, 이로부터 MR 유체의 항복 응력은 최소 자승 법을 이용한 근사식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tau_y = p(H) = 0.3 + 0.42H + 1.163E3H^2 + 1.05E-6H^3 \quad (8)$$

그리고 전류에 의한 자기장의 세기를 나타내기 위하여 다음과 같은 식을 결정하였다.

$$H = N_1 I / 2t_d \quad (9)$$

여기서 N_1 은 코일의 권선수이고, I 는 인가된 전류이다.

MR 댐퍼 작동 시 가스 챔버의 부피변화는 순간적으로 일어난다고 볼 수 있으므로 단열변화로 가정하였다. 가스 챔버의 정적 상태에서의 압력과 부피를 각각 P_{st} 와 V_{st} 라 하면 다음과 같은 압력 P_a 와 V_a 의 관계식을 얻을 수 있다.

$$P_a V_a^k = P_{st} V_{st}^k \quad (10)$$

여기서 비열비 $k = 1.4$ 이며 $V_{st} = \pi r_g^2 l_g$ 이다. r_g 는 가스 챔버의 반지름이고 l_g 는 정적 상태에서의 가스 챔버의 길이이다.

피스톤 로드와 임의의 위치에 있을 때 가스 챔버의 체적은 다음과 같다.

$$V_a = V_{st} + \pi r_{rod}^2 (x_p - x_{st}) \quad (11)$$

여기서 r_{rod} 는 피스톤 로드의 반지름이다. 따라서 압력과 부피 관계식으로부터 질소가스의 압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_a = P_{st} (V_{st} / V)^{1.4} \quad (12)$$

본 연구에서는 MR 댐퍼에서 표현되는 기본 유체 점성에 의한 댐핑력은 무시하였다. 이는 철도차량 적용 시 2차 현가장치 중 횡 방향 댐퍼의 기본 댐핑력을 적용하였기 때문이고 MR 댐퍼에서도 유체 점성에 의한 댐핑력도 기본 댐핑력과 마찬가지로 MR 밸브의 기하학적 구조가 결정되면 일정하게 유지 되기 때문이다. 따라서 가스 챔버와 MR 유체 항복응력에 의해 발생하는 댐핑력을 나타내면 다음의 식과 같다.

$$F_{MR} = P_a A_s + (A_p - A_s) \frac{2cL_p}{t_d} \tau_y \operatorname{sgn}(\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{5,11}) \quad (13)$$

여기서 A_s, A_p 는 각각 MR 유체가 들어 있는 피스톤과 피스톤 헤드의 면적이다.

4. 제어 성능 평가

본 연구에서 제안한 현가장치의 제어를 위하여 스카이훅 제어 이론을 이용하도록 하겠다. 스카이훅 제어 이론은 가상의 관성 기준과 질량 사이에 수동 댐퍼를 장착한다. 이 댐퍼를 스카이훅 댐퍼라고 한다. 이렇게 하면 질량의 절대 속도에만 관계되는 감쇠력이 발생한다. 그러나 이상적인 스카이훅 댐퍼를 실제 시스템에 적용할 수 없다. 그래서 MR 댐퍼와 같은 가변 댐퍼를 기저와 질량 사이에 장착하고 해당하는 댐핑력을 발생시킬 수 있다. 이와 같은 제어 개념도를 가지는 것을 스카이훅 제어라고 한다. 따라서 스카이훅 제어기의 요구 댐핑력은 차체에 들어 속도를 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$U_D = C_{sky} (\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{5,11}) \quad (14)$$

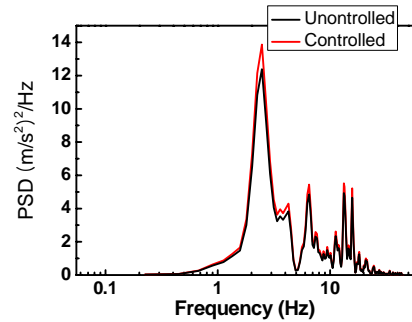
여기서 C_{sky} 는 스카이훅 제어기의 제어 이득치이며, 물리적으로는 댐핑계수를 의미한다. 그리고 MR 댐퍼는 반능동 현가장치이므로 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$U_D = \begin{cases} U_D, & \text{for } U_D (\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{5,11}) > 0 \\ 0, & \text{for } U_D (\dot{\delta}_{13} - \dot{\delta}_{5,11}) \leq 0 \end{cases} \quad (15)$$

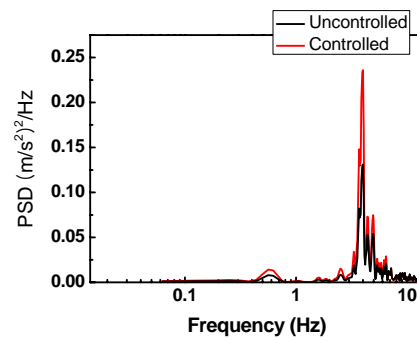
본 연구에서는 제안된 MR 댐퍼 성능을 평가하기 위하여 철도차량에 도입된 치수와 설계변수는 Table 2와 같다. 철도차량은 운측, 대차, 차체가 각종 현가장치로 연결되어 그 특성들이 연성되어 나타나는 경우가 많다. 그래서 특정 현가장치의 입력 값을 조절함에 따라 그와 연관된 시스템의 특성이 바뀔 수가 있기 때문에 이를 고려할 필요가 있다. Fig. 5는 첫 번째 대차의 PSD 선도를 나타낸 것으로 대차의 횡 운동과 요 운동에 따라 나타내었다. 대차의 횡 운동 및 요 운동 모두 차체의 상대 속도에 따라 시스템을 제어한 경우 진동이 심해 지는 것을 확인할 수 있다. 이는 철도차량 현가장치 설계 시 시스템을 동적 평형 상태로 설계하였기 때문에 특정 현가장치의 입력이 커져서 나타난 현상이다. 따라서 본 연구에서 제안한 MR 댐퍼를 실제 차량에 장착할 경우 반드시 다른 현가요소(대차와 운측에 결합되어 있는 1차 현가장치)의 특성도 고려해야 할 것으로 판단된다. 그리고 Fig. 6은 차체의 운동에 따른 PSD 선도를 나타낸 것으로 횡 운동과 롤 운동은 특징적으로 1Hz

Table 2 Parameters of railway vehicle

Parameters	Unit	Value
1/2 Bogie distance l	m	13.8
1/2 Track Gage a, 1/2 Axle distance b,	m	0.706, 1.05
1/2 Suspension distance d1,d2	m	0.985, 1.125
Shear Modulus G	MNm ²	808
Rolling Radius of Wheel r_0	m	0.43
Center Pivot of Car Body, Bogie Frame h_3	m	1.585
Johnson Formula Φ, Ψ	Const	0.54219, 0.60252
Semixaxis of Contact Ellipse a_e, b_e	mm	6.578, 3.934
Weight of Car Body m_c	Mg	25.4
Inertia Moment of Car Body I_{cy}, I_{cr} (yaw, roll)	Mgm ²	767.5, 58.4
Weight of Bogie Frame m_f	Mg	3.88
Inertia Moment of Bogie Frame I_{fy} (yaw)	Mgm ²	3.3
Weight of Wheel-Set m_w	Mg	1.61
Inertia Moment of Wheel-set I_w	Mgm ²	0.83
1 st Suspension Stiffness k_p	MN/m	9.84(x), 6.96(y)
2 nd Suspension Stiffness k_s	MN/m	0.14(y), 0.39(z)
2 nd Suspension Damping Coefficient C_s	MNs/m	0.094
Lateral Track Stiffness k_0	MN/m	14.6
Rail-flange Clearance φ	m	0.009



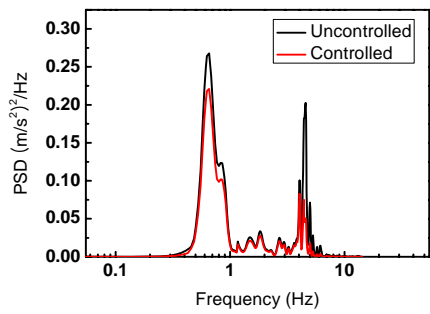
(a) lateral acceleration



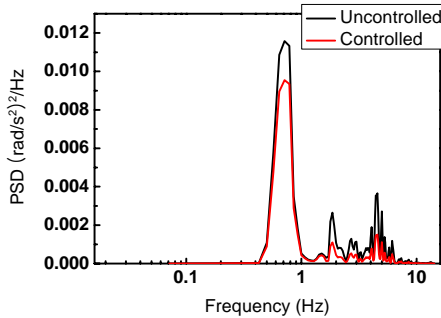
(b) yaw acceleration

Fig.5 PSD of the Bogie Frame

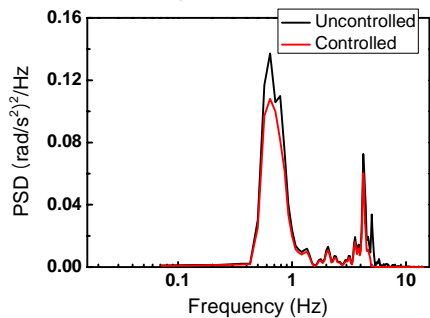
주변에서 발생하는 첫 번째 공진주파수와 7Hz 주위에서 발생하는 두 번째 공진주파수가 있는 것을 확인하였고, 요 운동은 1Hz 주위에서 첫 번째 공진



(a) lateral acceleration



(b) yaw acceleration



(c) roll acceleration

Fig.6 PSD of the Car Body

주파수가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 MR 댐퍼의 제어력으로 인해 3 가지 운동 모두 각 주파수 대역에서 제어가 된 것을 확인할 수 있었고 특히, 2 번째 공진주파수 대역에서 좋은 제어성능을 나타내고 있다. 이는 1 차 공진주파수 대역에서는 차체의 적용되는 상대속도가 비교적 작아 MR 댐퍼가 가지는 항복응력에 의한 댐핑력보다 차량이 가지고 있는 기본 댐퍼에 의한 댐핑력이 지배적으로 영향을 미쳤기 때문이다. 따라서 실제 철도차량에 본 연구에서 제안된 MR 댐퍼를 적용할 시 기본 댐핑력 즉 MR 유체 점성에 의한 댐핑력을 조절하는 중요한 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 철도차량 차체의 진동제어를 통한 승차감 향상을 위한 연구 첫 번째 단계로 차량의 진

동제어 적합한 현가장치를 설계하고 이의 성능을 평가하였다. 차량의 진동제어를 위한 현가장치는 반능동 현가장치인 MR 댐퍼를 적용하였고 이의 성능을 평가하기 위해 15 자유도로 구성된 횡 방향 응답형 철도차량을 모델링 하였다. 차량의 수학적 모델과 MR 댐퍼 모델을 이용하여 차량의 진동 특성과 진동 제어 성능을 평가하였고 제안된 MR 댐퍼의 타당성을 검증하였다. 향후에는 제안된 MR 댐퍼와 고성능의 제어기를 이용하여 진동제어 성능을 평가한 후 철도차량 차체의 각 부분에서 느끼는 승차감을 분석할 것이다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업기술개발사업 철도차량용 능동현가장치 기술개발 지원에 이루어졌으며 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Chung, Woo Jin, Shin, Jeong Ryol, 2001, A Study on the Factors Influencing the Non-Linear Stability of Railway Vehicles, KSME, Proceedings of KSME, Vol. 1, No. 2, pp. 513~518.
- (2) Ralph Streiter, 2004, Active Lateral Suspension for High Speed Trains, A Step Towards the Mechatronic Bogie.
- (3) T.X. Mei and R.M. Goodall, 2003, Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 6, pp. 415~436.
- (4) D. H. Wang, W. H. Liao, 2003, Semiactive Vibration Control of Train Suspension Systems via Magnetorheological Dampers, JIMSS, Vol. 14, pp. 161~172
- (5) Lee, H. S., Choi, S. B., Lee, S. K., 2001, Vibration Control of Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units, Transactions of KSNVE, Vol.11, No.1, pp. 41~48.
- (6) Kim, K. D and Jeon, D. Y., 1999, " Vibration suppression in an MR fluid damper suspension system" , JIMSS, Vol. 10, pp. 79-86.
- (7) Y. Nath, K. Jayadev, 2005, Influence of yaw stiffness on the nonlinear dynamic of railway wheelset, Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Vol. 10, pp. 179~190.
- (8) Nguyen, Q. H., Han, Y. M., Choi, S. B. and Wereley, N. M., 2007, " Geometry Optimization of MR Valves Constrained in a Specific Volume Using Finite Element Method," SMS, Vol. 16, No. 6, pp. 2242~2252.