

# MR 댐퍼를 적용한 6WD 군용차량의 성능평가

## Performance Evaluation of 6WD Military Vehicle Featuring MR Damper

하성훈\*·최승복†·이은준\*\*·강필순\*\*

Sung-Hoon Ha, Seung-Bok Choi, Eun-Jun Rhee and Pil-Soon Kang

**Key Words :** Magnetorheological Fluid(자기유변유체), MR Damper(MR 댐퍼), Military Vehicle (군용차량), 6WD(6 른구동) Sky-Hook Controller (스카이 훅 제어기)

### ABSTRACT

This paper proposes a new type of MR (magnetorheological) fluid based suspension system and applies it to military vehicle for vibration control. The suspension system consists of gas spring and MR damper. The nonlinear behavior of spring characteristics is evaluated with respect to the wheel travel and damping force model due to viscosity and yield stress of MR fluid is derived. Subsequently, a military vehicle of 6WD is adopted for the integration of the MR suspension system and its nonlinear dynamic model is established by considering vertical, pitch and roll motion. Then, a sky-hook controller associated with semi-active actuating condition is designed to reduce the vibration. In order to demonstrate the effectiveness of the proposed MR suspension system, computer simulation is undertaken showing vibration control performance such as roll angle and pitch angle evaluated under bump and random road profiles.

### 1. 서론

차량 현가장치의 기능은 크게 하중지지, 노면으로의 구동력 전달 그리고 충격 및 진동 저감으로 구분할 수 있다. 하중지지 기능은 현가장치의 기본적인 기능의 하나로 차체 중량을 분산하여 지지함으로써 접지압력을 감소시키고 아울러 차체와 지면 사이의 간격을 일정 수준 이상으로 유지시켜 험준한 지형을 통과할 때 차체와 지면이 간섭되지 않도록 한다. 구동력 전달 기능은 현가장치를 중간 매개체로 하여 차량이 지면과 상대운동을 할 수 있도록 하는 기능으로서 동력장치에서 발생한 구동력, 제동력 그리고 조향력을 최종적으로 노면에 전달하는 역할을 하고 또한, 주행 시 발견되는 장애물을 극복할 수 있는 수단이 되기도 한다.

포장된 도로보다는 야지와 같이 험준한 지형을 통과해야 하는 군용차량은 충격 및 진동저감 기능은 현가장치의 가장 중요한 기능이라고 할 수 있다. 즉, 조종수 및 탑승자에게 보다 나은 승차감을 제공하여 전투수행 능력을 증대시켜야 함은 물론 기동성 및 생존성을 위해 어떠한 노면 조건하에서도 빠른 속도로 주행을 할 수 있어야 하고, 주행 중에도 정확한 사격을 할 수 있도록 차체의 안정화가 필수적으로 요구된다.

즉, 군용차량의 현가장치는 노면으로부터 인가되는 외란을 적절히 흡수하여 승무원의 피로를 감소시키고 차체의 불필요한 거동을 최대한 억제시켜 야지 주행능력과 기동간 사격능력을 향상시키는 것이 필요하다. 그러나 현재까지 군용차량에 사용되고 있는 대부분의 현가장치는 수동형 현가장치로 구조가 간단하고 신뢰성은 높지만 위에서 언급한 요구조건을 만족시키기에는 한계가 있어 군용차량 현가장치에도 제어 개념이 도입된 반능동형 혹은 능동형 현가장치가 요구되고 있으며, 이와 관련된 연구도 국외는 물론 국내에서도 활발히 진행되고 있다.<sup>(1)-(3)</sup>

따라서, 본 연구에서는 군용차량 주행 시 효과적인 충격 및 진동저감을 위해 차량에 제어 가능한 현가장치를 도입하고자 한다. 이를 위해 지능재료 중 하나인 MR 유체를 이용한 MR Suspension System(MRSS)을 군용차량에 적용한다. MRSS는 질소가스의 압축과 팽창을 매개체로 한 스프링 부분, 그리고 자기장과 MR 유체 의하여 감쇠력을 조절할 수 있는 MR 댐퍼 부분을 포함하는 반능동형 현가장치로 설계한다. 이의 성능을 검증하기 위하여 6WD 차륜을 도입하여 차체, 바퀴, MRSS를 고려한 총 18 자유도 시스템으로 모델링하고, 이의 수학적 운동방정식을 도출한다. 이와 함께 MRSS에 스카이 훅 제어기법을 도입하여 MRSS로 인한 차량의 진동 제어 성능을 평가하고자 한다.

† 교신저자; 인하대학교 기계공학부  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr  
Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

\* 인하대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 현대 로템 중앙연구소

## 2. MRSS 모델

MRSS 는 유체와 기체를 이용, 하나의 시스템 내에 스프링장치 기능과 감쇠장치 기능을 동시에 가지고 있으며, 스프링 매개체로서 질소가스를 사용한다. MRSS 의 기체 스프링은 일반적인 코일과 달리 정적 평형상태 근방에서는 부드럽고 압축량이 증가할수록 단단해지는 비선형적인 특성을 가지고 있기 때문에 우수한 야지 기동성을 발휘할 수 있다. MRSS 의 댐퍼 부분은 작동 피스톤헤드에 자극을 설치하고 피스톤의 작동영역과 가스 챔버 사이에 오리피스를 설치한 형태이다. 작동 피스톤이 자운스(jounce) 방향으로 압축시킨다면 일부 유량은 자극을 통하여 피스톤의 운동방향과 반대방향으로 흐르게 되고 나머지 유량은 오리피스를 통과하여 부동 피스톤에 압력을 가하는 역할을 한다. Fig. 1 은 본 연구에서 적용한 MRSS 의 개략도를 나타낸다.<sup>(4)</sup>

### 2.1 스프링 특성

차량의 주행 시 가스 챔버의 부피변화는 순간적으로 일어난다고 볼 수 있으므로 단일변화로 가정하였다. 가스 챔버의 정적 상태에서의 압력과 부피를 각각  $P_{st}$  와  $V_{st}$  라 하면 다음과 같은 압력

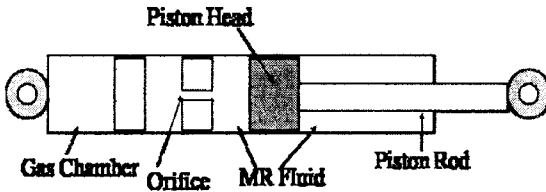


Fig. 1 Configuration of MRSS

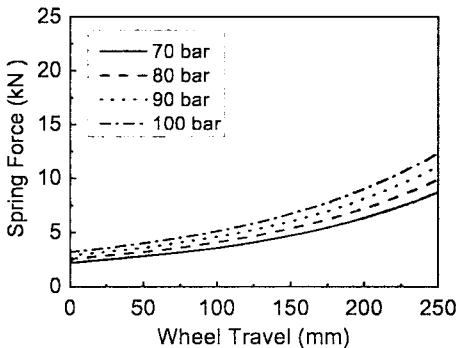


Fig. 2 Spring characteristic of MRSS

$P$  와  $V$  의 관계식을 얻을 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$PV^k = P_{st}V_{st}^k \quad (1)$$

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 로드가 임의의 위치에 있을 때 가스 챔버의 체적은 다음과 같다.

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

여기서  $r_{rod}$  는 피스톤 로드의 반지름이다. 따라서, 식 (1)로부터 질소가스의 압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P = P_{st} (V_{st}/V)^{1.4} \quad (3)$$

따라서 식 (1)~(3)을 종합하면 피스톤 로드 변위에 대한 스프링 힘은 다음과 같다.

$$F_s = \pi r_{rod}^2 P \quad (4)$$

Fig. 2 는 MRSS 의 스프링 특성을 보여 주고 있다. 가스 챔버를 압축시키는 효과가 피스톤의 단면적과 피스톤 이동 거리의 곱에 비례하므로 비교적 비선형성이 큰 곡선을 나타낸다. MRSS 의 스프링 특성은 가스 챔버의 길이와 질소 가스압을 변화시킴으로써 조절할 수 있다.

### 2.2 댐핑 특성

피스톤이 자운스 방향으로 이동하면 피스톤 로드의 부피만큼의 유량은 오리피스를 통하여 부동 피스톤을 압축시켜 가스 챔버의 부피를 줄어든다. 그리고 나머지 유량은 자극을 통하여 작동 피스톤의 뒷부분으로 이동하게 된다. 본 연구에서는 MR 유체의 압축성은 무시할 수 있다고 가정하였다. 따라서 MR 유체 유량에 대한 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$Q = Q_m + Q_o \quad (5)$$

여기서  $Q$  는 전체유량,  $Q_m$  은 자극을 통하는 유량,  $Q_o$  는 오리피스를 통하는 유량이다.

MR 유체에 자기장을 인가했을 때 발생하는 압력강하는 MR 유체 특성에 의한 영향과 점성에 의한 영향으로 나누어 계산할 수 있다. 먼저 MR 유체 특성에 의한 압력강하  $\Delta P_{MR}$  은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$\Delta P_{MR} = 2 \frac{L}{h} \tau_y(H) = 2 \frac{L}{h} \alpha H^\beta \quad (6)$$

여기서  $L$  은 MRSS 의 전극길이이며,  $h$  는 전극간극,  $\tau_y(H)$  는 자기장  $H$  의 크기에 따른 MR 유체의 항복응력의 크기이고 비례상수  $\alpha$  와 지수  $\beta$  는

MR 유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이다. 본 연구에서 상용 MR 유체는 MRF-132 LD(LORD Corp)를 고려하였으며 이때  $\alpha$ 와  $\beta$ 는 각각 83.46, 1.246 이다.

또한, MR 유체 점성에 의한 압력강하  $\Delta P_{MV}$  는 다음과 같이 주어진다.

$$\Delta P_{MV} = 6\eta L Q_m / \pi h^3 R \quad (7)$$

여기서  $\eta$ 는 MR 유체의 기본 점성계수,  $R$ 은 원형 오리피스 덕트의 반지름이다. 오리피스 형상으로 인한 수두손실로부터의 압력강하  $\Delta P_o$ 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Delta P_o = \sigma g h_1 \quad (8)$$

$h_1$ 은 손실수두로 오리피스의 길이와 반지름 유체의 유속에 의하여 도출될 수 있다.<sup>(7)-(8)</sup>

따라서, MR 유체가 자극을 통과할 때 발생하는 압력강하는 식 (9)와 같으며 피스톤에 작용하는 댐핑력은 식 (10)과 같다.

$$\Delta P_M = \Delta P_{MR} + \Delta P_{MV} \quad (9)$$

$$F_{MR} = \pi r_p^2 (\Delta P_M + \Delta P_o) \quad (10)$$

### 3. 6WD 차량모델 및 제어기 설계

#### 3.1 차량 동역학 모델

차량의 좌표계는 차량의 무게중심에 고정되어 있는 차량고정좌표계를 사용하며 직진방향을  $x$ 축, 직진방향의 왼쪽을  $y$ 축 그리고 윗방향을  $z$ 축으로 나타낸다. 본 연구에서 고려한 6WD 군용차량의 운동은 스프링 질량(sprung mass)의 병진운동( $x, y, z$ )과 회전운동( $\theta, \phi, \rho$ )의 6 자유도, 6 개의 언스프링 질량(unsprung mass)의 수직운동 6 자유도 그리고 휠(wheel)의 운동 6 자유도로 모두 18 자유도의 모델로 표현된다. Fig. 3은 차량의 위에서 본 6륜차량의 차량고정좌표계를 나타낸다.<sup>(9)-(11)</sup>

차체의 직진운동, 횡운동, 수직운동에 대해서는 Newton의 제 2 법칙을 적용하면 차량의 운동을 나타내는 비선형운동방정식을 얻을 수 있다. 수식의 간편화를 위해 본 연구에서는 차량의 선두 2 개의 차륜만 회전한다고 설정하였고, 중간 차륜은 차체의 무게중심 뒤쪽에 가정하였다. 또한, 차륜과 노면은 주행 중 항상 접촉 상태를 유지하는 것으로 가정하였다. 이로부터 얻은 동적 지배방정식은 다음과 같다.

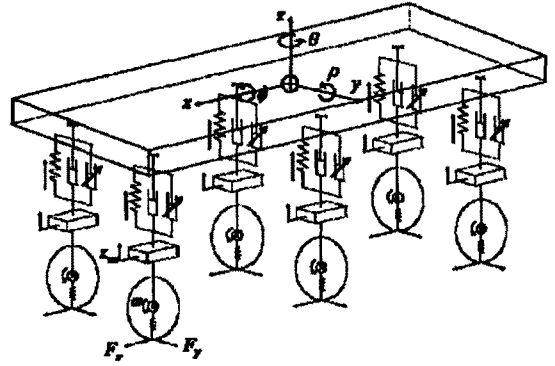


Fig. 3 Coordinate system of 6X6 vehicle

$$M\ddot{x} = M(\dot{y}\dot{\theta} - \dot{z}\dot{\rho}) - Mh_{cg}\ddot{\rho} + (F_{x1} + F_{x2})\cos\delta + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} - (F_{y1} + F_{y2})\sin\delta \quad (11)$$

$$M\ddot{y} = M(\dot{z}\dot{\phi} - \dot{x}\dot{\theta}) + Mh_{cg}\ddot{\phi} - (F_{x1} + F_{x2})\sin\delta + (F_{y1} + F_{y2})\cos\delta + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} \quad (12)$$

$$I_z\ddot{\theta} = (F_{x1}\sin\delta + F_{x2}\sin\delta) \cdot l_f + (-F_{x1}\cos\delta + F_{x2}\cos\delta) \cdot t / 2 + (F_{y1}\cos\delta + F_{y2}\cos\delta) \cdot l_f + (F_{y1}\sin\delta - F_{y2}\sin\delta) \cdot t / 2 - (F_{x3} - F_{x4}) \cdot t / 2 - (F_{x5} - F_{x6}) \cdot t / 2 - (F_{y3} + F_{y4}) \cdot l_m - (F_{y5} + F_{y6}) \cdot l_r \quad (13)$$

여기서  $M$ ,  $\delta$  및  $I_z$ 는 각각 차량의 총 질량, 조향각 및  $z$  축 방향 질량 관성모멘트를 나타내며,  $h_{cg}$ 는 롤 및 피치중심과 무게중심과의 거리를 나타낸다.  $l_f, l_m$ 와  $l_r$ 는 무게중심에서 전, 중, 후 차륜까지의 거리를 나타내며,  $t$ 는 차량의 윤거를 나타낸다. 윤거는 전후 일정하다고 가정하였다.

$F_x$ 와  $F_y$ 는 차륜에 작용하는  $x, y$ 축 방향 마찰력이며 첨자 1,2,3,4,5,6은 6 개의 차륜을 의미한다. 마찰력  $F_x$ 와  $F_y$ 는 차륜에 적용하는 하중  $N$ 과 차량 진행 시 발생하는 마찰계수  $\mu$ 를 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$F_{xi} = \mu_{xi} N_i \quad (14)$$

$$F_{yi} = \mu_{yi} N_i \quad (i=1,2,3,4,5,6)$$

차체의 회전운동 즉 롤운동, 피치운동 및 요운동도 병진운동과 마찬가지로 Newton의 2 법칙을 통하여 다음과 같은 동적 지배방정식을 도출할 수 있다.

$$I_x \ddot{\phi} = m_s g h_{cg} \phi + m_s (\ddot{y} + \dot{x}\dot{\theta} - \dot{z}\dot{\phi}) h_{cg} + (F_{s1} + F_{MR1}) \cdot t/2 - (F_{s2} + F_{MR2}) \cdot t/2 + (F_{s3} + F_{MR3}) \cdot t/2 - (F_{s4} + F_{MR4}) \cdot t/2 + (F_{s5} + F_{MR5}) \cdot t/2 - (F_{s6} + F_{MR6}) \cdot t/2 \quad (15)$$

$$I_y \ddot{\rho} = m_s g h_{cg} \rho - m_s (\ddot{x} - \dot{y}\dot{\theta} + \dot{z}\dot{\rho}) h_{cg} - (F_{s1} + F_{MR1}) \cdot l_f - (F_{s2} + F_{MR2}) \cdot l_f + (F_{s3} + F_{MR3}) \cdot l_m + (F_{s4} + F_{MR4}) \cdot l_m + (F_{s5} + F_{MR5}) \cdot l_r + (F_{s6} + F_{MR6}) \cdot l_r \quad (16)$$

$$m_s \ddot{z} = M(\dot{x}\dot{\rho} - \dot{y}\dot{\phi}) + F_{s_i} + F_{MR_i} \quad (i=1,2,3,4,5,6) \quad (17)$$

여기서  $I_x$  와  $I_y$  는  $x, y$  축 방향 질량관성 모멘트이며,  $m_s$  는 총 질량에서 언스프링질량을 제외한 스프링질량이다. MRSS 의 스프링력은 특정한 스프링 상수를 가지지 않고 피스톤의 변위  $x_p$ , 즉 차체와 차륜의 수직변위의 차에서 피스톤의 정적 변위  $x_{si}$  를 제외한 값에 면적을 곱하여 발생하기 때문에 가진 입력과 언스프링질량의 변위차로 표현하기에는 수식 상 번거로운 점이 있어서  $F_s$  로 표현하였다.

Fig. 4 는 차량의 현가장치 구성도를 나타내고 있으며 이에 따라 언스프링 질량에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{ui} \ddot{z}_{usi} = F_{s_i} + F_{MR_i} + k_{ti}(z_{ri} - z_{usi}) \quad (i=1,2,3,4,5,6) \quad (18)$$

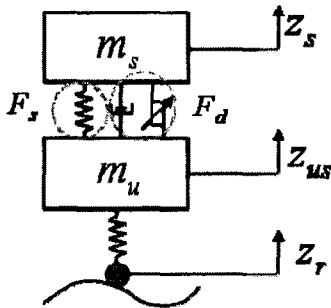


Fig. 4 Suspension system

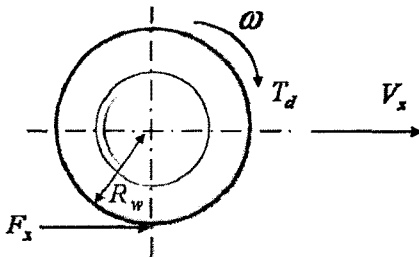


Fig. 5 Wheel rotational motion

Table 1 Parameters of military vehicle

Parameter	Variable	Values
Vehicle mass	$M$	5000 kg
Unsprung mass	$m_u$	190 kg
Moment of inertia (X Axis)	$I_x$	3619.5 kgm <sup>2</sup>
Moment of inertia (Y Axis)	$I_y$	12306.5 kgm <sup>2</sup>
Moment of inertia (Z Axis)	$I_z$	14478 kgm <sup>2</sup>
Distance from c.g. to front axle	$l_f$	1.8 m
Distance from c.g. to middle axle	$l_m$	0.2 m
Distance from c.g. to rear axle	$l_r$	2.2 m
Distance from c.g. to round	$h_{cg}$	1.25 m
Track width	$d$	3 m
Spring coefficient of the suspension	$k$	89266 N/m
Damping coefficient of the suspension	$b$	1762.5 Ns/m
Spring coefficient of the tire	$K_t$	682960 N/m
Roll bar stiffness	$K_r$	2566 Nm/rad
Rotating wheel inertia	$I_w$	6.25 kgm <sup>2</sup>
Tire radius	$R_w$	0.5 m
Friction coefficient	$\mu$	0.6

여기서  $k_t$  는 차륜의 강성계수이며,  $z_r$  와  $z_{us}$  는 노면의 가진 변위 및 언스프링질량의 변위이다.

본 연구에서는 6 륜구동 차량이기 때문에 바퀴회전에 관한 운동방정식이 필요하다. 바퀴와 지면 마찰력과의 관계를 Fig. 5 에 나타내었다. 이를 차륜의 회전 속도  $\omega$  에 대한 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$I_w \dot{\omega}_i = F_{xi} R_w + T_{di}$$

여기서  $T_{di}$  는 차륜의 구동토크이며,  $I_w$  는 휠 관성 모멘트 그리고  $R_w$  는 차륜의 반경을 나타낸다.

### 3.2 제어기 설계

MRSS 를 위한 스카이훅 제어기의 요구 댐핑력은 각 차륜의 위치에서의 차체의 수직속도를 고려하여 다음과 같이 정의한다.

$$u_{Di} = C_{skyi} \cdot \dot{z}_{si} \quad (i=1,2,3,4,5,6)$$

여기서  $C_{skyi}$  는 스카이훅 제어기의 제어이득치이며, 물리적으로는 댐핑계수를 의미한다. MRSS 는 반능동형 현가장치이므로 다음과 같은 조건을 만

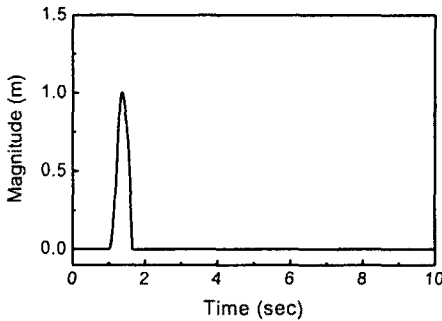
족해야 한다.

$$u_{Di} = \begin{cases} u_{Di}, & \text{for } u_{Di}(\dot{z}_{si} - \dot{z}_{usi}) > 0 \\ 0, & \text{for } u_{Di}(\dot{z}_{si} - \dot{z}_{usi}) \leq 0 \end{cases} \quad (i=1,2,3,4,5,6) \quad (19)$$

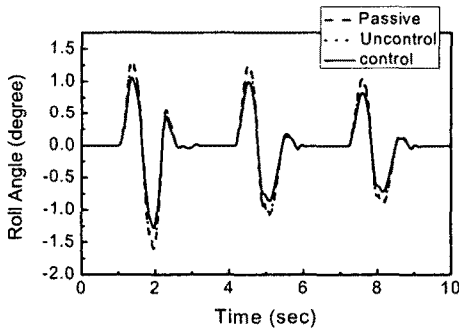
본 연구에서 제안한 스카이 훅 제어기는 간단한 하지만 반능동 현가장치에 매우 우수한 것으로 알려져 있다.

#### 4. 제어성능 해석

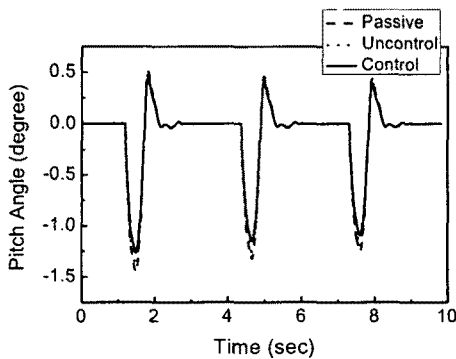
본 연구의 시뮬레이션에서 고려된 군용차량은



(a) bump profile



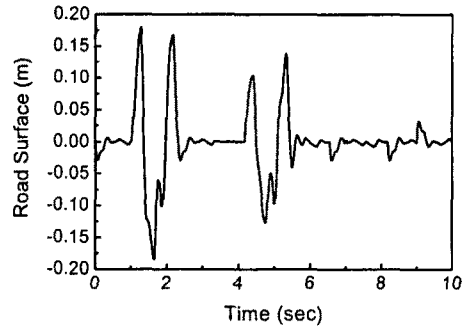
(b) roll angle



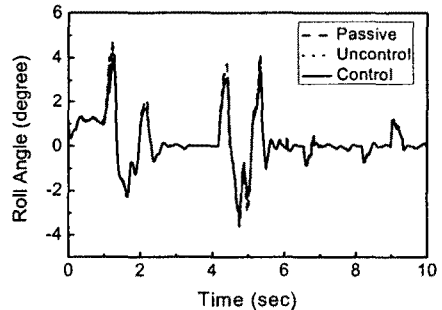
(c) pitch angle

Fig. 6 Results of bump test

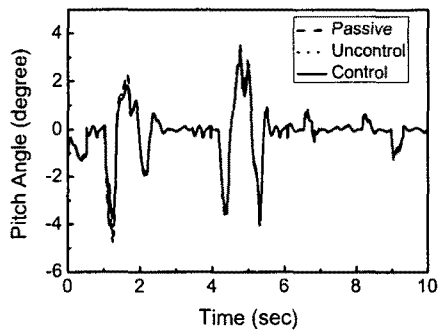
총 중량은 5 톤급이며, 제안된 MRSS 가 모든 바퀴에 장착되었다고 가정하였다. MRSS 의 제어성능을 평가하기 위하여 차량이 50km/h 의 등속도로 주행하고 있으며 차량이 길이 2m, 높이 0.1m 의 sine 함수 형태의 범퍼를 통과할 때, 즉 노면입력이 주어졌을 경우와 무작위 형태의 노면 입력에 대하여 차량의 동특성 해석을 수행하였다. 또한, 5 톤급 차량에 장착되는 수동형 댐퍼를 모델링 하여 MRSS 와의 결과를 비교하였다. 차량의 자세한 설계 파라미터는 table 1 과 같다.



(a) random road profile



(b) roll angle



(c) pitch angle

Fig. 7 Results of random road test

Fig. 6 은 범프 입력 및 그에 대한 차체의 롤각 및 피칭각이다. 차량의 롤각과 피칭각은 승무원의 승차감과 밀접한 연관이 있는 변수로 MRSS 를 사용했을 경우에 수동형 모델 보다 상하 최고 변위 지점에서 약 0.1° 정도가 저감된 것을 확인할 수가 있으며, MRSS 를 제어한 경우에는 약 0.5° 정도 저감된 것을 볼 수가 있다. 이는 MRSS 를 적용한 군용차량은 MRSS 를 제어하지 않은 경우에도 수동형 모델과 비슷한 성능을 나타내고 있으며 제어를 한 경우에는 효과적 진동 제어가 이루어 졌다는 것을 증명하고 있다.

본 연구에서 고려하는 차량은 군용의 특수목적 차량이므로 일반적인 포장도로가 아닌 풀이 나 있거나 돌이 많은 울퉁불퉁한 비포장도로를 주행하는 경우가 대부분이다. 따라서 차량의 주행 성능을 평가하기 위해서는 변위가 일정하지 않은 노면 입력이 필요하다. Fig. 7 (a) 는 차량으로 들어오는 무작위의 노면 입력을 나타내고 있다. Fig. 7 (b,c) 는 노면 입력에 따른 차량의 롤각 및 피칭각으로 차량에 MRSS 적용한 경우 수동형 모델에 비해 약 0.2° 정도 작은 각을 나타내며 제어된 MRSS 에 의하여서는 상하 최고 변위 지점에서 1° 이상의 각이 저감되어 충분한 진동 제어 성능을 확인하였다.

## 5. 결론

본 연구에서는 6 른 구동 군용차량의 진동 제어 성능을 향상 시키기 위하여 반능동 MR 댐퍼와 기체 스프링을 포함하는 MRSS 를 도입하였고 이의 수학적 모델을 도출하였다. 또한, MRSS 의 성능을 평가하기 위하여 차체, 바퀴 및 MRSS 를 포함하는 6WD 군용차량을 18 자유도 모델로부터 동적 지배방정식을 도출하였고 스카이 훅 제어 기법을 도입하여 노면의 가진에 대하여 진동 제어 모의시험을 수행하였다. 수행된 진동 제어의 결과로부터 롤 및 피칭각의 진동이 충분히 저감되는 것을 확인 하였다. MRSS 가 차량의 미치는 영향을 정확하게 판단하기 위해서는 보다 정교한 차량 모델이 필요할 것이다. 이를 위해 추후 연구에서는 차량 모델과 함께 타이어 모델을 첨가 하여 MRSS 의 성능을 평가할 예정이고 차량 모델에서 6 른 구동과 함께 6 른 조향을 모델링 하여 MRSS 가 차량의 조향성능 향상에 미치는 영향을 평가할 것이다.

## 후 기

본 연구는 2008 년도 현대 로템 중앙 연구소 연구과제인 “노면 적응 능동 현상장치 선행개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) D. W. Moore, 1998, “M2 Sem-active Suspension Mobility Performance Test Evaluation”, US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station Technical Report GL-98-5.
- (2) A. Deakin, D. Crolla, S. Roberts, T. Holman, D. Culmerland, P. Blatchford, 2000, “Implementation of a Practical Semi-Active Damper on a Combat Support Vehicle,” SAE Technical Paper, 2000-01-3541.
- (3) Y. B. Lee, O. S. Song, 2003, “Practical Semiactive Control of Hydropneumatic Suspension Units,” KIMST, Vol. 6, No. 4, pp.9~21.
- (4) F. B. Hoogterp, N. L. Saxon, P. J. Schihl, 1993, “Semiactive Suspension for Military Vehicle,” SAE Technical Paper No. 930847.
- (5) S. B. Choi, Y. T. Choi, E. G. Chang, S. J. Han, C. S., 1998, “Control Characteristics of a Continuously Variable ER Damper,” Mechatronics, Vol. 8, No. 2, pp. 143-161.
- (6) 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.
- (7) D. Y. Park, S. B. Choi, Y. S. Kang, M. S. Suh, M. J. Shin, I. S. Han, 1999, Vibration Control of a Tracked Vehicle with ER Suspension Units,” KSME, Vol. 23, No. 10, pp.1758~1766.
- (8) N. L. Saxon, W. R. Meldrum, 1997, “Semiactive Suspension: A Mobility Case Study,” SAE Technical Paper No. 970386.
- (9) L. D. Metz, 1993, “Dynamic of Four-Wheel-Steer Off-Highway Vehicles,” SAE Technical Paper No. 930765.
- (10) J. H. Hong, J. Y. Kim, K. S. Huh, K. Y. Jang, J. E. Oh, 1997, “Dynamic Performance Analysis for 6WD/6WS Armored Vehicles,” KSAE, Vol. 5, No. 6, pp.155~166.
- (11) K. S. Sung, S. B. Choi, 2007, “Maneuver Analysis of Full-vehicle Featuring Electrorheological Suspension and Electrorheological Brake,” KNSVE, Vol. 7, No. 5, pp. 464~471.