

# 접시 스프링과 MR Valve를 적용한 군용차량 현수장치의 모델링

## Modeling of Military Vehicle Suspension System Featuring Disc Spring and MR Valve

하 성 훈\*. 최 승 복†. 이 은 준\*\*. 강 필 순\*\*

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

(2009년 3월 17일 접수 ; 2009년 9월 23일 심사완료)

**Key Words** : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), MR Valve(MR 밸브), Disc Spring(접시 스프링), Suspension System(현수 장치), Military Vehicle(군용차량)

### ABSTRACT

This paper presents a dynamic modeling of a military vehicle suspension featuring disc spring and MR valve. Firstly, the dynamic model of the disc spring is established with respect to the load and pressure. The nonlinear behavior of the spring is incorporated with the model. Secondly, the dynamic model of the MR valve is derived by considering the pressure drop due to the viscosity and yield stress of MR fluid. The governing characteristics of the proposed suspension system are then investigated by presenting the field-dependent pressure drop of the MR valve and spring force of the gas spring.

### 1. 서 론

포장된 도로보다는 야지와 같이 험준한 지형을 통과해야 하는 군용 차량은 일반적인 승용차 보다 충격 및 진동이 커서 효과적인 기능을 할 수 있는 현수장치가 필요하다. 현수장치의 기능은 하중지지, 노면으로의 구동력 전달 그리고 충격 및 진동 저감으로 구분된다. 여기서 하중지지와 구동력 전달은 차량에 있어서 현수장치의 기본적인 기능으로 현수장치의 성능향상과 큰 상관관계를 가지지 못한다. 하지만 충격 및 진동 저감은 현수장치성능과 가장 밀접한 관계가 있는 것으로 특히 군용 차량에서 중요한 요인이 될 수 있다. 이는 차량의 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 요구되기 때문이다.

즉, 군용차량의 현수장치는 노면으로부터 인가되는 외란을 적절히 흡수하여 승무원의 피로를 감소시키고 차체의 불필요한 거동을 최대한 억제시켜 야지 주행능력과 기동간 사격능력을 향상시킬 수가 있다. 또한 현수장치가 파손이 일어나는 가장 큰 원인인 큰 외란에 강건해야 하며 유지 보수도 편리해야 한다. 그리하여 현재까지 군용차량에 사용되고 있는 대부분의 현수장치는 수동형 현수장치로 구조가 간단하고 신뢰성은 높다. 하지만, 충격 및 진동 저감에는 위에서 언급한 요구조건을 만족시키기에는 한계가 있어 군용차량 현수장치에도 제어 개념이 도입된 반능동형 혹은 능동형 현수장치가 요구되고 있으며, 이와 같은 현수장치에 관련된 연구는 국외는 물론 국내에서도 활발히 진행되고 있다<sup>(1-4)</sup>.

따라서, 이 연구에서는 군용 차량 주행 시 효과적인 충격 및 진동저감을 위해 군용 차량에 적합한 현수장치를 설계한다. 이를 위해 MR 밸브와 접시

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

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 현대 로템 중앙연구소

스프링을 이용한 균용 차량 반능동형 댐퍼를 모델링 한다. MR 밸브는 복잡한 기계적 장치가 필요 없이 충분한 감쇠력을 나타낼 수 있으며, 작동 유체로써 MR 유체를 사용하여 반능동의 효과를 볼 수 있으므로 기계적인 구동에 의한 반능동형 댐퍼보다 안정성이 뛰어나다. 또한, 폭이 큰 진동이나 충격 즉, 큰 외란에 대비하여 댐퍼에 접시 스프링을 설치하여 신뢰성을 향상시킨다. 접시 스프링은 인가되는 하중과 압력에 따라 개폐 유무가 결정되게 설계하고, MR 밸브는 유체의 기본 점성으로 인한 항복 응력과 자극에 대한 항복 응력으로 구분하여 모델링하며 그의 동특성을 파악한다. 이와 함께 현수장치의 가스 스프링도 모델링하여 그의 동특성을 파악한다. 최종적으로 접시 스프링, MR 밸브를 포함하는 댐퍼 부분과 스프링 부분을 결합하여 현수장치를 모델링 한다.

## 2. 접시 스프링의 모델링

접시 스프링의 전형적인 단면 형상은 Fig. 1과 같다. 여기서  $F$ 와  $s$ 는 각각 작용하중과 스프링의 변위이며,  $t, h, D_i, D_e$ 는 각각 디스크 스프링의 두께, 원추 높이, 안지름, 바깥지름을 나타낸다. 이 스프링은 중공 원판을 원추형으로 성형한 것으로, 하중이 작용할 때 판이 평평해지면서 스프링 작용을 한다. 그러나 코일 스프링이 작동범위에서 하중과 변위의 관계가 선형특성을 보이는 것과 달리 디스크 스프링은  $h/t$ 값에 따라 선형 또는 비선형적인 특성을 보인다. Fig. 2는  $h/t$ 값의 변화에 따른 디스크 스프링의 특성 곡선으로  $F_c$ 는 디스크 스프링이 평평해 졌을 때, 즉 변위가 원추높이와 같을 때 작용하는 하중이고  $h_0$ 는 스프링 설계 시 고려된 원추 높이의 초기값을 의미한다. 그러므로  $h/t$ 값을 적절히 조절하여 원하는 비선형 하중-변위 특성을 갖도록 할 수 있다. 특히  $h/t$ 값이  $\sqrt{2}$ 일 경우에는,  $F_c$ 의 하중이 작용할 때 변위  $s$ 가 급격히 증가함을 알 수 있다<sup>5)</sup>.

Fig. 1과 같은 접시 스프링에 하중  $F$ 가 작용할 때 하중과 변위의 관계는 다음과 같다.

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^4}{K_1 D_e^2} s \left[ \left( \frac{h-s}{t} \right) \left( \frac{h-s}{t} + 1 \right) \right] \quad (1)$$

여기서,

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left( \frac{\delta-1}{\delta} \right)^2}{\delta+1 - \frac{2}{\delta-1} \ln \delta}, \quad \delta = \frac{D_e}{D_i}$$

상기식에서  $E$ 와  $\mu$ 는 각각 디스크의 탄성계수와 푸아송비를 의미한다. 따라서, 스프링의 물성치( $E, \mu$ )와 치수( $t, h, D_i, D_e$ )가 주어지면, 변위  $s$ 를 발생시키는 하중  $F$ 를 식 (1)로부터 구할 수 있다. 그러나 주어진 하중  $F$ 가 발생시키는 변위  $s$ 를 구하려면,  $s$ 에 대한 비선형 방정식의 해를 수치적인 방법으로 구해야 한다. 이를 위하여 이 연구에서는 수렴속도가 빠른 Newton Raphson 방법을 사용하였다<sup>6)</sup>.

또한, 접시 스프링도 코일 스프링과 마찬가지로 Fig. 3과 같이 병렬 및 직렬로 연결하여 사용할 수 있다. 여기서  $F_{total}$ 은 스프링에 작용하는 하중이고  $S_{total}$ 은 스프링의 변위를 나타낸다. 이와 같은 접시 스프링을 직렬이나 병렬로 연결하여 사용하는 경우에는 다음의 식을 사용하여 작용하중  $F_{total}$ 에 대한 변위  $S_{total}$ 을 구할 수 있다.

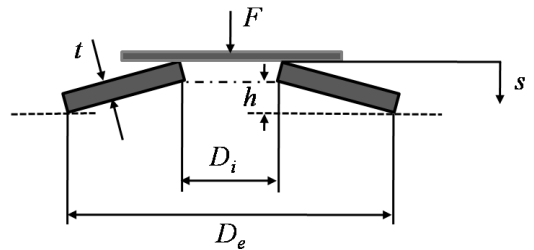


Fig. 1 Coned-disc spring

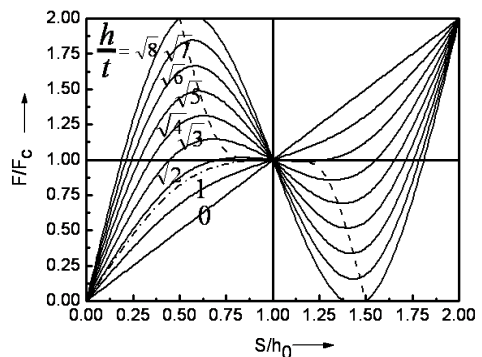


Fig. 2 Characteristic curves of disc spring

$$F = \frac{nF}{N} \quad (2)$$

$$S_{total} = i \cdot s \quad (3)$$

여기서 식 (2)와 식 (3)에서  $n$ 과  $i$ 는 각각 병렬과 직렬로 연결된 스프링 수를 나타내며,  $F$ 와  $s$ 는 접시 스프링을 단독으로 사용했을 경우의 하중과 변위를 각각 나타낸다. 또한 식 (2)의  $N$ 은 Fig. 3과 같은 구조의 조합 접시 스프링의 경우 병렬 연결된 디스크간의 마찰을 고려한 상수로서 다음과 같이 구할 수 있다.

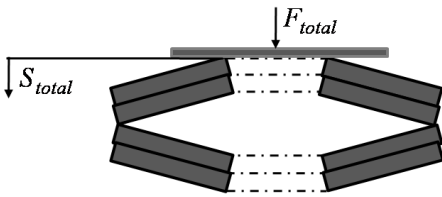


Fig. 3 Parallel stack of disc spring

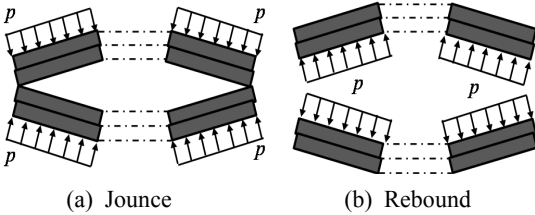


Fig. 4 Disc spring employed in the suspension

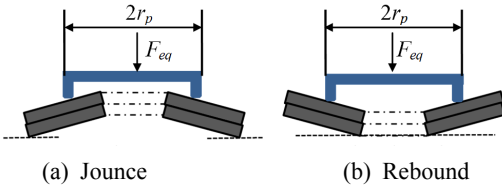


Fig. 5 Equivalent concentrated load

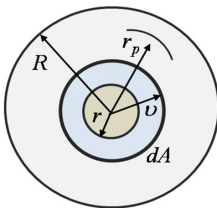


Fig. 6 Infinitesimal area element

$$N = 1 \mp (n-1)w_m \quad (4)$$

여기서  $\mp$ 부호 중  $-$ 부호는 loading때 사용하고  $+$ 부호는 unloading때 사용하며,  $w_m$ 은 접시 스프링간의 마찰계수이다.

현수장치에 접시 스프링을 적용하기 위해서는 스프링에 하중이나 압력에 의한 개로 면적을 계산 하여야 하는데 그 과정은 다음과 같다.

(1) 등가 하중

현수장치에서 접시 스프링에 작용하는 하중은 Fig. 4와 같이 유체의 압력( $p$ )의 형태로 주어지므로 식 (1)과 (2)를 이용하려면 먼저 Fig. 5와 같이 이를 반경위치  $r_p$ 에 작용하는 등가 집중하중  $F_{eq}$ 로 변환해야 한다. 등가 집중하중은 작용력 등가조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_{eq} = pA \quad (5)$$

여기서,  $A$ 는 디스크의 표면적을 나타낸다. 등가 집중하중의 작용위치는 다음과 같은 작용 모멘트 등가조건으로부터 구할 수 있다.

$$\int_r^R (pdA)v = F_{eq}r_p \quad (6)$$

여기서,  $r$ 과  $R$ 은 스프링의 내측 반경과 외측 반경이며,  $dA$ 는 Fig. 6과 같이 중심에서  $v$ 만큼 떨어진 곳의 미소면적 요소이다. 식 (6)의 좌변을 적분하면 다음과 같은 식이 된다.

$$\int_r^R (pdA)v = \int_r^R (p2\pi v dv)v = \frac{2\pi p}{3}(R^3 - r^3) \quad (7)$$

그리고 식 (6)의 우변은 식 (5)를 대입하여 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$F_{eq} = pAr_p = p\pi(R^2 - r^2)r_p \quad (8)$$

또한 식 (7)과 식 (8)은 등가이므로, 작용점의 위치는 다음과 같다.

$$r_p = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} \quad (9)$$

따라서 내측 및 외측 반경을  $D_e$ ,  $D_i$ 로 표현하면 다음의 식으로 표현된다.

$$r_p = \frac{2(D_e^3 - D_i^3)}{3(D_e^2 - D_i^2)} \quad (10)$$

(2) 등가 edge 하중

식 (1)은 Fig. 1에서와 같이 접시 스프링의 가장자리에 하중이 작용하는 경우에 적용할 수 있는 식이므로, 이 표준식을 사용하려면 내부에 작용하는 등가 집중하중  $F_{eq}$ 를 등가 edge 하중  $F_{ext}$ 로 변환해 줘야 한다. 같은 압력이 작용할 때의 등가 집중하중과 작용점은 자운스 때와 리바운드 때에 동일하지만, 각 경우의 지지점이 다르므로 자운스 때와 리바운드 때의 등가 edge 하중은 서로 다르다. 먼저, 자운스 때의 등가 집중하중과 등가 edge 하중은 접시 스프링의 길이에 대한 모멘트 암의 길이  $l_1$ 과  $l_2$ 로 나타낼 수 있다. 따라서,  $F_{ext}$ 와  $F_{eq}$ 에 의한 모멘트가 같아야 한다는 작용 모멘트 등가조건을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{eq} \cdot l_1 = F_{ext} \cdot l_2 \quad (11)$$

여기서,

$$l_1 = \left(\frac{D_e}{2} - r_p\right), \quad l_2 = \left(\frac{D_e}{2} - \frac{D_i}{2}\right)$$

리바운드 때의 등가 집중하중  $F_{eq}$ 와 등가 edge 하중은 자운스 때와 유사한 방법으로 구할 수 있다. 또한 자운스일 때와의 차이는 모멘트 암  $l_1$ 의 길이가 다르므로 달라진 모멘트 암  $l_1$ 과  $l_2$ 의 값을 아래의 식으로부터 취하여 식 (11)에 대입하면 리바운드 때의 등가 edge 하중 조건을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$l_1 = \left(r_p - \frac{D_i}{2}\right), \quad l_2 = \left(\frac{D_e}{2} - \frac{D_i}{2}\right)$$

그리고 압력과 등가 edge 하중의 관계는 식 (5)와 식 (11)를 연립하면 아래의 식과 같다.

$$F_{ext} = \frac{l_1}{l_2} pA \quad (12)$$

여기서,

$$A = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)$$

최종적으로 위의 식들을 연립하면 압력  $p$ 와 등가 edge 하중과의 관계는 다음과 같다.

$$F_{ext} = \frac{\pi (D_e - 2r_p)(D_e^2 - D_i^2)}{4(D_e - D_i)} p \quad \text{for jounce} \quad (13)$$

$$F_{ext} = \frac{\pi (2r_p - D_e)(D_e^2 - D_i^2)}{4(D_e - D_i)} p \quad \text{for rebound} \quad (14)$$

(3) 개로 면적

현수장치의 조합 접시 스프링의 경우, 조립 시나사로 조임으로써 가하는 예변위  $S_{pre}$ 를 사용하여 예하중  $F_{pre}$ 를 작용시킨다. 그러므로 하중-변위 특성을 분석할 때 이를 고려해 주어야 한다. 만일 압력  $p$ 에 의한  $F_{ext}$ 가 예변위에 의한 예하중보다 작으면, 스프링은 변형되지 않으므로 압력에 의한 개로 면적  $S_{ext}$ 는 0이 된다. 한편  $F_{ext}$ 가 예하중보다 커지면, 스프링은 변형을 일으키고 이때의 압력에 의한  $F_{ext}$  다음과 같은 식으로 계산 될 수 있다.

$$S_{ext} = S_{total} - S_{pre} \quad (15)$$

여기서  $S_{total}$ 은  $F_{ext}$ 에 의하여 발생하는 스프링의 변위이다. 그런데 예변위는 개로 면적을 형성하는 데에는 기여하지 않고, 장치 양쪽의 압력차로 인한  $S_{ext}$ 만이 개로 면적을 형성하는 데 기여한다. 따라서, 개로 면적을 산출할 때는  $S_{ext}$ 만을 사용하여야 한다.

3. MR 밸브의 모델링

이 연구에서 제안한 MR 밸브의 구조는 Fig. 9에 나타내었다. MR 밸브는 자극을 형성하는 코일, 외벽(housing) 및 코어로 이루어져 있으면 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 하였고 덕트에 부하되는 자기장에 따

라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 덕트는 자기 회로로 구성하였다. 자기 회로에 전류를 인가시키면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나 는 MR 유체의 유동 저항을 증가시켜 밸브 상하부 의 압력 강하를 발생시킨다.

MR 밸브의 모델링을 위하여 MR 유체는 비압축 성유체로 가정하였고, 유체저항에 의한 동간 상의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하고 있으 며 유로형상에 의한 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서, MR 유체 기본 점성에 의한 압력강하와 MR 유체가 자기장에서 발생하는 항복응력에 대한 압력 강하는 다음과 같이 표현할 수 있다<sup>(7,8)</sup>.

$$\Delta P_v = \Delta P_{vis} + \Delta P_y = \frac{6\eta L}{\pi_d^3 R_d} Q + 2c \frac{L_p}{t_d} \tau_y \quad (16)$$

여기서  $Q$ 는 유체의 유량이고,  $\tau_y$ 와  $\eta$ 는 MR 유체 의 항복응력 및 자기장 무 부하시의 점성계수이다.  $R_d$ 는 원형 덕트의 평균 반경으로 다음과 같이 정의 될 수 있다.

$$R_d = R - t_h - 0.5t_d \quad (17)$$

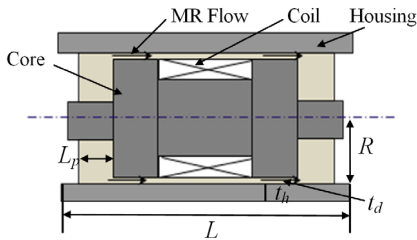


Fig. 7 Schematic configuration of MR valve

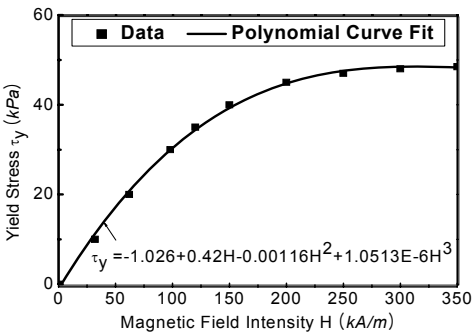


Fig. 8 Yield stress of MR fluid

그리고  $L$ 과  $R$ 은 자극과 외부 덮개를 포함하는 밸브 시스템의 전체 길이와 반경을 의미한다.  $t_h$ 는 외 부 덮개의 두께이고,  $t_d$ 는 덕트 사이의 틈새 두께이 고,  $L_p$ 는 자극의 길이이다.  $c$ 는 MR 유체 속도와와 관련된 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$c = 2.07 + \frac{12Q\eta}{12Q\eta + 0.8\pi R_d t_d^2 \tau_y} \quad (18)$$

Fig. 10은 자기장 세기( $H$ )에 따라 MR 유체의 항 복 응력을 실험적으로 얻은 결과이며, 이로부터 MR 유체의 항복 응력은 최소 자승법을 이용한 근 사식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tau_y = p(H) = 0.3 + 0.42H + 1.163E3H^2 + 1.05E-6H^3 \quad (19)$$

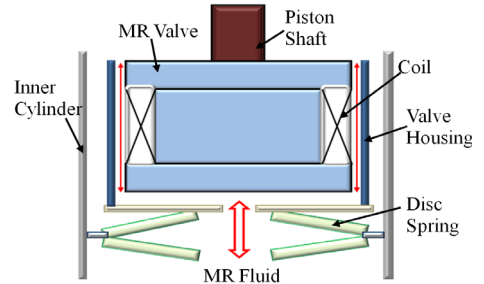


Fig. 9 Configuration of MR damper and disc spring

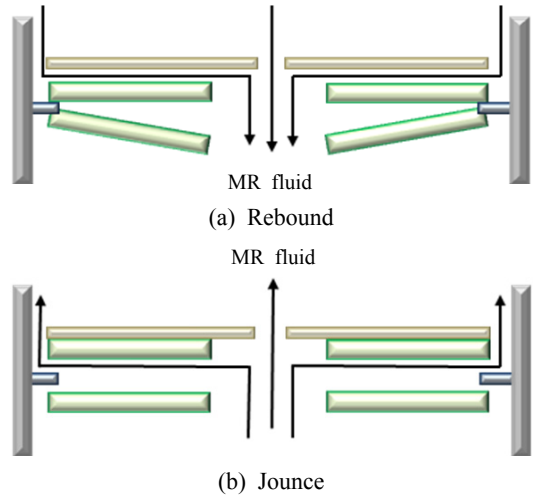


Fig. 10 Working principle of disc spring

이 연구에서 제안한 접시 스프링과 MR 밸브의 상세 구조는 Fig. 9와 같다. 이러한 구조에 의한 댐퍼 내부의 압력 강하는 다음과 같이 산출된다. 먼저 리바운드 경우에 MR 유체의 흐름은 Fig. 10(a)와 같다. 현수장치에 일정하고 작은 외란이 가해질 경우 외란에 대하여 댐퍼는 힘을 억제 하는 방향으로 작용하게 되며 이때 접시 스프링의 유로는 개폐되지 않는다. 하지만 큰 외란에 있어서는 댐퍼 내부의 유체의 유속이 증가하여 압력이 커진다. 이때 내부 장치의 파손 및 적절한 제어를 위하여 접시 스프링이 개폐되어 이차적으로 압력강하를 하는 원리이다. 자운스 경우도 마찬가지로 원리로 작동하며 이를 Fig. 10(b)에 나타내었다. 접시 스프링이 개폐되어 산출되는 압력강하량은 다음과 같은 산출 원리로 계산된다. MR 밸브에 자기장을 인가하였을 경우 스프링으로 압력이 형성한다. 이때 압력에 의한 스프링이 받는 하중이 결정되고 이 하중이 스프링의 예하중보다 클 경우 스프링이 개폐되어 스프링으로부터 유량이 흐르게 된다. 따라서 스프링이 개폐 되었을 때 MR 밸브에서 흐르는 유량은 전체 유량에서 디스크로 흐르는 유량을 제외하면 된다.

최종적으로 MR 밸브로 들어오는 유량이 결정되어 MR 밸브에 의한 압력 강하와 스프링에 의한 압력 강하가 합해져서 두 장치에 의한 압력 강하가 발생하는 것이다. Fig. 11은 위의 산출 절차를 확인한 결과로 자기장의 세기를 0~300 KA/m로 정하고 전체 유량의 범위를 -200~200 lpm으로 결정하였다. 그림에 따르면 -35~40 bar 사이에서는 MR 밸브에 의한 압력 강하가 발생하며 그 이상의 범위에서는 접시 스프링이 개폐되어 두 장치에 의한 압력 강하가 형성되는 것을 확인 할 수가 있다.

#### 4. 현수장치 모델링

Fig. 12는 이 연구에서 제안한 현수장치의 개략도를 나타낸다. 첫 번째로 고려한 것은 MR 밸브와 접시 스프링을 포함하는 댐퍼 부분이다. MR 밸브는 피스톤 샤프트, 밸브 하우징 및 내측 실린더로 둘러싸여 있으며 하우징과 실린더 사이 및 코일과 밸브 하우징 사이는 MR 유체로 채워져 있다. 그리고 피스톤 가이드 하부에는 접시 스프링이 설치되어 있으며 만약 스프링에 일정 이상의 압력이 작용

할 시 밸브 하우징과 내측 실린더 사이의 MR 유체가 접시 스프링의 개폐로 인해 흐르게 된다. 이는 MR 밸브에 들어오는 압력을 줄여 밸브의 부하를 줄이고 현수장치 내부의 높아진 압력을 줄여 장치의 안정성을 향상시키기 위함이다. 댐퍼의 특성을 파악하기 위하여 MR 밸브와 접시 스프링에 의한 압력 강하를 이용하여 현수장치의 감쇠력을 다음과 같이 나타내었다.

$$F_d = (A_p - A_s)\Delta P_{total} \quad (20)$$

여기서  $F_d$ 는 접시 스프링과 MR 밸브 즉, 댐퍼에 의한 힘이고  $\Delta P_{total}$ 은 접시 스프링 개폐와 MR 밸브의 항복 응력에 따른 압력 강하 이다. 그리고 전류에 의한 자기장의 세기를 나타내기 위하여 다음

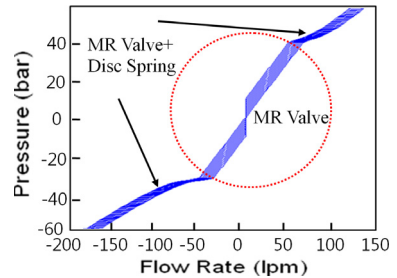


Fig. 11 Flow chart of calculated pressure drop

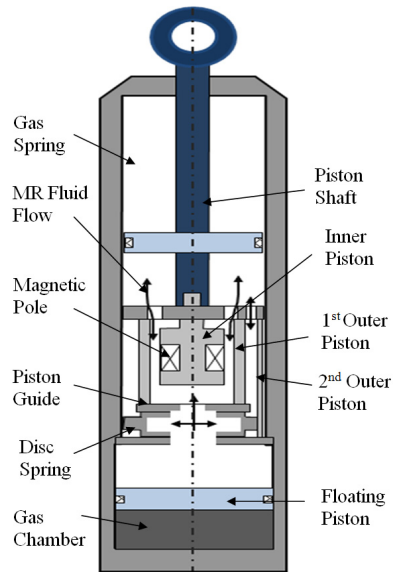


Fig. 12 Schematic configuration of suspension system

과 같은 식을 결정하였다.

$$H = N_1 I / 2t_d \quad (21)$$

여기서  $N_1$ 은 코일의 권수이고,  $I$ 는 인가된 전류이다. Fig. 13은 피스톤 속도에 의한 감쇠력을 나타내는 것으로 최대 감쇠력을 10000 N으로 설계하였고 제어 가능한 영역은 -7000~7000 N으로 구성하였다. 이는 이 연구에서 가정한 군용 차량은 12 ton 규모로 바퀴 한 축당 받는 하중은 20000 N이다. 보편적으로 현수장치 설계 시 스프링력과 감쇠력의 비는 7:3 정도로 설계하고 이에 따라 현수장치가 필요로 하는 힘은 6000 N으로 계산 되어 진다. 안정계수를 포함하는 감쇠력 범위를 고려하여 위와 같이 설정하였다.

또한, 이 연구에서 제안한 현수장치는 유체와 기체를 이용, 하나의 시스템 내에 스프링의 기능과 댐퍼의 기능을 가지는 현수장치이다. 현수장치 내에 스프링의 특성을 나타내기 위하여 스프링 매개체로서 질소가스를 사용하였다. 이는 댐퍼가 가스 스프링 내부로 이동할 경우 가스의 압축성을 이용하여 탄성

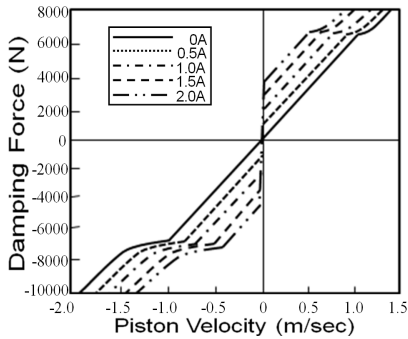


Fig. 13 Characteristic of damper

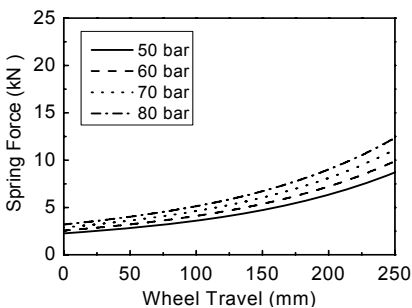


Fig. 14 Characteristic of gas spring

력을 발생시키는 원리이다. 이 기체 스프링은 일반적인 코일 스프링과 달리 정적 평형상태 근방에서는 부드럽고 압축량이 증가할수록 단단해지는 비선형적인 특성을 가지고 있기 때문에 우수한 야지 기동성을 발휘할 수 있다. 이런 현수장치의 스프링 특성을 구현하기 위하여 현수장치의 스프링을 다음과 같이 모델링 하였다. 차량의 주행 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  $P_1$ 과  $V_1$ 의 관계식을 얻을 수 있다<sup>9)</sup>.

$$PV^k = P_{st} V_{st}^k \quad (22)$$

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 임의 위치에 있다고 가정하고 이때의 가스 챔버의 체적은 다음과 같다.

$$V = V_{st} + \pi r_{rod}^2 (x_p - x_{st}) \quad (23)$$

여기서  $r_{rod}$ 는 피스톤 로드의 반지름이다. 따라서, 식 (22)로부터 질소가스의 압력은  $P_1 = P_{st} (V_{st} / V_1)^{1.4}$  같이 나타낼 수 있으며 이를 종합하면 가스 스프링이 나타낼 수 있는 힘은 다음과 같다.

$$F_s = \pi r_{rod}^2 P_1 \quad (24)$$

Fig. 14는 이 연구에서 제안한 현수장치의 스프링 특성을 보여 주고 있다. 가스 챔버를 압축시키는 효과가 피스톤의 단면적과 피스톤 이동 거리의 곱에 비례하므로 비교적 비선형성이 큰 곡선을 나타낸다. 현수장치 스프링 특성은 가스 챔버의 길이와 질소가스 압을 변화시킴으로써 조절할 수 있다. 그리고 가스 압과 피스톤 변위에 의한 최대 스프링력을 18 kN으로 설계하였다. 이는 댐퍼 부분과 마찬가지로 이 연구에서 가정한 군용 차량 현수장치에 설계 사양으로 결정하였다.

## 5. 결 론

이 연구에서는 군용 차량에 새로운 형태의 현수장치를 적용하기 위하여 MR 밸브와 접시 스프링을

이용한 댐퍼와 기체 스프링을 포함하는 현수장치를 모델링 하였다. 이를 위하여 접시 스프링의 압력에 대한 개로 면적과 작용 힘을 수학적으로 도출하였으며 그의 특성을 확인하였다. 또한, MR 밸브와 질소 가스를 이용한 가스 스프링의 수학적 모델을 도출하였으며 이의 동특성을 파악하였고 이를 통하여 최종적인 현수장치의 모델을 결정하였다. 향후 이 연구에서 제안한 현수장치와 군용 차량 모델을 이용하여 제어성능 평가를 수행하고 또한 단품 실험을 통해 현수장치의 성능을 평가할 예정이다.

## 후 기

이 연구는 (주)현대 로템 연구비 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) Moore, D. W., 1998, "M2 Sem-active Suspension Mobility Performance Test Evaluation," US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station Technical Report GL-98-5.

(2) Deakin, A., Crolla, D., Roberts, S., Holman, T., Culmerland, D. and Blatchford, P., 2000, "Implementation of a Practical Semi-active Damper on a Combat Support Vehicle," SAE Technical Paper, 2000-01-3541.

(3) Wray, A. C., Francis, B., Garabedian, H. S., Anderfaas, E. and Hopkins, B., 2003, "Magneto-rheological Fluid Semi-active Suspension Performance Testing," U.S. Army TankAutomotive

Research, Development and Engineering Center, No. 13882.

(4) Kovant, A. R., 1997, "Electromechanical Actuators for Active Suspension Systems," U.S. Army TankAutomotive Research, Development and Engineering Center, No. 13703.

(5) Bang, S. W., Lee, H. J., Sim, H. J., Park, S. G., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2008, "Non-linearity Characteristics Consideration of the Disc Spring Under Shock Using Numerical Analysis," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 153~159.

(6) Monica Carfagni, 2002, "A CAD Program for the Automated Checkout and Design of Belleville Springs," American Society of Mechanical Engineers, Vol. 124, pp. 393~398.

(7) Lee, H. S., Choi, S. B. and Lee, S. K., 2001, "Vibration Control of Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 41~48.

(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," Smart Materials and Structures, Vol. 16, No. 6, pp. 2242~2252.

(9) Choi, S. B., Choi, Y. T., Chang, E. G., Han, S. J. and Kim, C. S., 1998, "Control Characteristics of a Continuously Variable ER Damper," Mechatronics, Vol. 8, No. 2, pp. 143~161.