

반능동형 현가시스템을 위한 연속가변댐퍼의 특성 해석

허승진*, 박기홍#

Analysis of Continuously Variable Damper Characteristics for Semi-Active Suspension Systems

Seung-Jin Heo*, Kihong Park#

ABSTRACT

Continuously variable damper can yield diverse damping forces for a single damping velocity. It is widely used in the semi-active suspension system since, with right control logics, it can enhance ride comfort compared to the passive damper while not degrading driving safety. A key to the successful design of the continuously variable damper is the knowledge of its complex and nonlinear characteristics. In this paper, research has been done for analyzing characteristics of the continuously variable damper. Various damper components have been investigated and their effects upon the force-velocity characteristics of the damper have been examined. The effects of the damper characteristics change upon ride comfort and driving safety have also been investigated by numerical simulations.

Key Words : Continuously variable damper(연속가변댐퍼), Semi-active suspension system(반능동형 현가시스템), Damper characteristics(댐퍼특성)

기호설명

A : sectional area, m^2

ρ : oil density, kg/m^3

D : diameter, m

P : pressure, N/m^2

Q : flow rate, m^3/s

F : spring force, N

K : valve gain ($= \rho / (2A^2 C_d^2)$)

k : spring constant, N/m

$()_B, ()_S$: base valve, solenoid valve

$()_C, ()_R$: compression, rebound

$()_P, ()_{pre}$: piston, preload

$()_{bl}, ()_{bo}$: bleeding valve, blow-off valve

$()_{or}$: orifice

1. 서론

차량의 현가시스템을 구성하는 댐퍼를 설계할 때 무엇보다도 고려되어야 할 사항은 승차감과 주행 안정성의 두 성능사양을 동시에 만족시키는 힘-속도 특성을 찾는 것이다. 하지만 이 두 사양은 서로

접수일: 2003년 3월 17일; 게재승인일: 2003년 5월 2일 접수

* 국민대학교 기계자동차공학부

교신저자: 국민대학교 기계자동차공학부

Email: kpark@kookmin.ac.kr, Tel: (02) 910-4689

상충되는 성질을 가지기 때문에, 수동댐퍼로써 두 가지를 동시에 만족시키기가 어렵다. 이러한 문제를 해결하기 위해 1980년대부터 연속가변댐퍼(CVD: Continuously Variable Damper)를 사용한 반능동형 현가시스템에 대한 연구가 활발히 수행되어 왔다.¹⁻⁵ 수동댐퍼에 비해 연속가변댐퍼가 가지는 장점은, 주어진 댐퍼의 속도에 대해 댐핑력을 다양하게 조절할 수 있다는 것이다. 따라서 적절한 로직을 사용하여 댐핑력을 제어하면, 수동 댐퍼의 경우에 비해 주행안정성을 저해시키지 않으면서 승차감을 향상시킬 수 있다.

연속가변댐퍼의 경우 댐핑력의 조절은 댐퍼 내 오일의 유량과 유로를 바꿔줌으로써 얻어진다. 연속가변댐퍼의 내부 구조는 수동댐퍼에 비해 매우 복잡하며, 연속가변댐퍼의 특성은 여러 밸브의 다양한 동작의 조합에 의해 변화하기 때문에 매우 비선형적이다.

본 연구에서는 위와 같은 배경을 바탕으로 연속가변댐퍼의 특성 해석에 관한 연구를 수행하였다. 이를 위해 댐퍼를 구성하는 여러 요소가 연속가변댐퍼의 힘-속도 특성에 미치는 영향을 해석하였으며, 또한 댐퍼의 특성 변화가 승차감과 주행안정성에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통해 고찰하였다.

2. 연속가변댐퍼의 유동 해석

Fig. 1은 본 연구에서 고려된 연속가변댐퍼로, 트윈 튜브 방식의 댐퍼에 유량을 연속적으로 제어하기 위한 솔레노이드 밸브가 부착되어 있다. 이러한 방식의 연속가변댐퍼는 높은 가격대비 성능으로

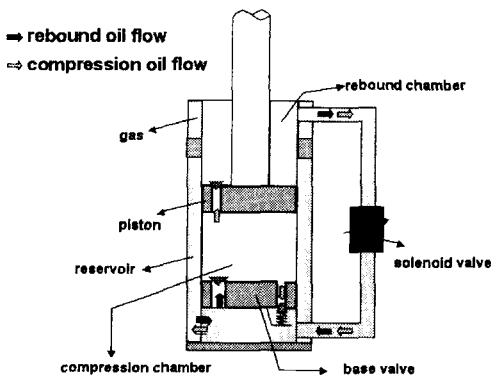
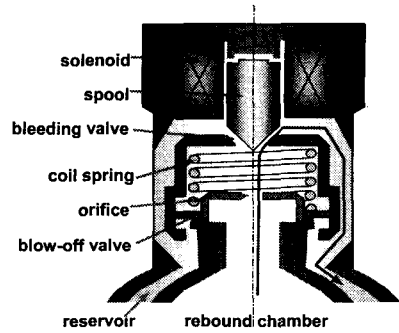
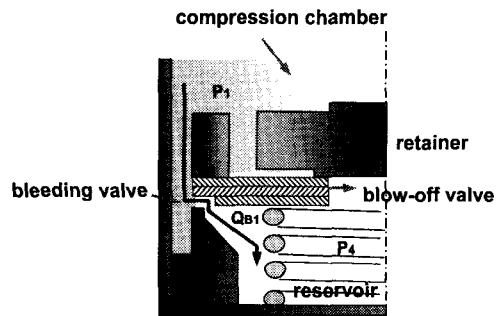


Fig. 1 Inner structure of CVD



(a) solenoid valve



(a) base valve

Fig. 2 Inner structure of solenoid and base valves

인해 현재 일반 승용차의 반능동형 현가시스템에 널리 사용되고 있다.

Fig. 2는 연속가변댐퍼 내의 솔레노이드 밸브와 베이스 밸브의 내부구조를 보여준다. 솔레노이드 밸브 내의 유로는 오리피스, 블리딩 밸브, 블로우오프 밸브의 조합에 의해 형성된다. 베이스 밸브 내의 유로는 블리딩 밸브와 블로우오프 밸브에 의해 형성된다. 각 밸브를 통해 흐르는 유량과 밸브 양단의 압력 사이에는 식(1)의 관계가 성립한다. 식에서 C_d 는 유량계수를 나타낸다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (1)$$

2.1 신장 해석

Fig. 3은 댐퍼의 피스톤이 신장할 때, 가능한 유로를 보여준다. 오일은 솔레노이드 밸브를 통과해야 하므로 댐핑력은 솔레노이드 내부의 가변 유로에 따라 결정된다.

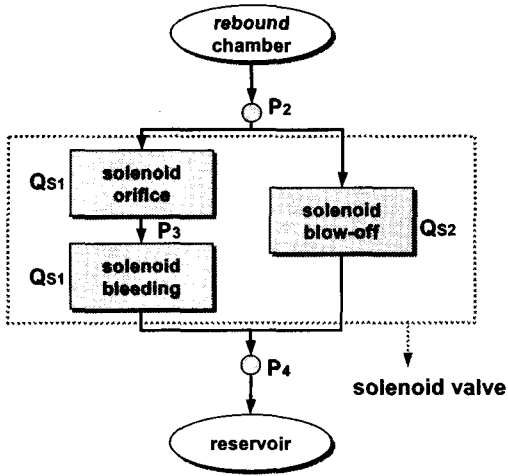


Fig. 3 Oil passage inside solenoid during rebound

댐퍼의 신장 특성은 솔레노이드 밸브 양단의 압력과 유량의 관계로부터 얻을 수 있다. 유량은 코일 스프링으로 지지되는 블로우오프 밸브의 동작에 따라 달라지는데, 아래에서는 이를 세분하여 고찰한다. Fig. 4는 솔레노이드 밸브 내에서 블로우오프가 발생하고 난 후에 유로가 어떻게 바뀌는지를 보여준다.

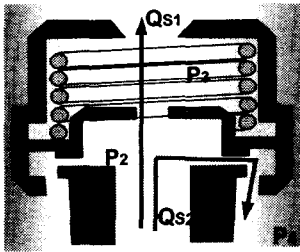


Fig. 4 Oil flow after blow-off in solenoid valve

2.1.1 솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 전

솔레노이드에서 블로우오프가 발생하기 전에는 오일이 오리피스와 블리딩 밸브를 차례로 통과한다. 이 때의 유량을 Q_{S1} 이라 하면 이는 다음과 같다.

$$P_2 - P_3 = K_{S_{or}} Q_{S1}^2 \quad (2a)$$

$$P_3 - P_4 = K_{S_{bl}} Q_{S1}^2 \quad (2a)$$

where

$$K_{S_{or}} = \frac{\rho}{2 A_{S_{or}}^2 C_d^2}, K_{S_{bl}} = \frac{\rho}{2 A_{S_{bl}}^2 C_d^2}$$

식(2)로부터 블로우오프 밸브가 열리기 전 솔레노이드를 통과하는 유량을 솔레노이드 양단의 압력의 차이에 대해 구하면 다음과 같다.

$$Q_R = Q_{S1} = \sqrt{\frac{P_2 - P_4}{K_{S_{or}} + K_{S_{bl}}}} \quad (3)$$

2.1.2 솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 직전

솔레노이드 밸브를 통해 흐르는 유량이 증가하다 보면 솔레노이드 양단에 큰 압력차가 생기고 이로 인해 어느 순간 블로우오프 밸브가 열리기 시작한다(Fig. 4 참조). 블로우오프 직전의 유량은 밸브 양단의 힘의 평형으로부터 구할 수 있다.

$$Q_R = \sqrt{\frac{F_{S_{sv}}}{K_{S_{or}} A_{S_{bl}} - K_{S_{bl}} A_{S_{or}}}} \quad (4)$$

위 식에서 $A_{S_{bl}}$ 와 $A_{S_{or}}$ 는 Fig. 4의 솔레노이드 밸브 내의 블로우오프 밸브의 윗부분과 아랫부분의 단면적을 나타낸다.

2.1.3 솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 후

솔레노이드 밸브를 통해 흐르는 유량이 식(4)의 임계유량을 넘게 되면, 블로우오프 밸브가 열리게 되며, 이에 따라 스프링상수 k_s 를 갖는 코일 스프링이 압축된다. 이 때 블로우오프 밸브를 통해 흐르는 유량을 Q_{S2} 라고 하면, 이 값은 다음과 같다.

$$Q_{S2} = T_A \left(\frac{(P_2 - P_4)(K_{S_{or}} A_{S_{bl}} - K_{S_{bl}} A_{S_{or}})}{K_{S_{or}} + K_{S_{bl}}} - F_{S_{sv}} \right) \quad (5)$$

where

$$T_A = \frac{C_d \pi D_{bo} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_4)}}{k_s}$$

블로우오프 발생 후 솔레노이드를 통과하는 유량은 식(3)의 Q_{S1} 과 식(5)의 Q_{S2} 의 합이 된다.

2.2 압축 해석

댐퍼가 압축할 때, 댐퍼 내부의 오일은 압축실 (compression chamber)로부터 저장실(reservoir)로 흐르게 되는데, 이 때 두 개의 유로가 형성된다. 하나는 신장실(rebound chamber)과 솔레노이드 밸브를 통한 유로이며, 다른 하나는 베이스 밸브를 통한 유로로, Fig. 5는 이를 보여준다.

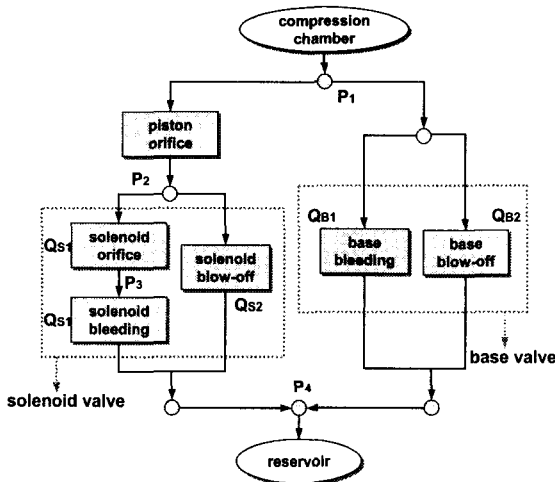


Fig. 5 Oil passage during closed compression

압축 행정이 일어나면 오일의 이동은 압축실로부터 시작되며, 이 때 압축실의 체적 변화는 피스톤 로드를 포함하는 신장실의 체적 변화보다 크다. 따라서 신장실에서 유동이 시작되는 신장 행정보다 압축 행정에서 보다 큰 유동의 변화가 일어난다. 압축실의 바닥에 있는 베이스 밸브는 댐퍼 내의 압력이 지나치게 커지는 것을 방지한다.

댐퍼 압축시 유로는 솔레노이드의 블로우오프 밸브와 베이스 밸브의 블로우오프 밸브의 동작에

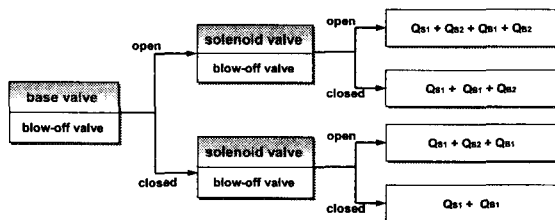


Fig. 6 Oil flow change by activity of solenoid and base blow-off valves

따라 다르게 형성이 되는데, Fig. 6은 가능한 유로를 보여준다.

베이스 밸브를 통해 흐르는 유량은 베이스 밸브 내의 블로우오프 밸브의 작동에 따라 달라지는데, 아래에서는 이를 세분하여 고찰한다. Fig. 7은 베이스 밸브에서 블로우오프가 발생하고 난 후 유로가 바뀌는 모습을 보여준다.

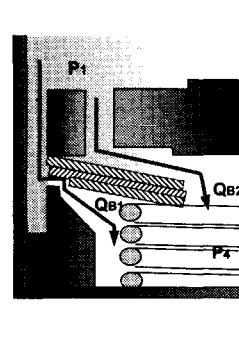


Fig. 7 Oil flow after blow-off in base valve

2.2.1 베이스 밸브 내 블로우오프 발생 전

댐퍼의 압축 행정시, 베이스 밸브 내에서 블로우오프가 발생하기 전의 유동은 세 가지 경우로 나누어 고려할 수 있다.

솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 전. 이 경우 총 유량은 솔레노이드를 통한 유량 Q_{S1} 과 베이스 밸브를 통한 유량 Q_{B1} 의 합이 된다. Q_{S1} 은 식 (3)과 같으며, Q_{B1} 은 아래의 같다.

$$Q_{B1} = C_d A_{Bv} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_4)} \quad (6)$$

식(6)에서 $P_1 - P_4$ 는 압축실과 저장실 사이의 압력차를 나타내는데, 이는 $P_2 - P_4$ 즉 신장실과 저장실 사이의 압력차로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_1 - P_4 &= K_{P_{sv}} Q_{S1}^2 + (P_2 - P_4) \\ &= \frac{K_{P_{sv}} + K_{S_{sv}} + K_{S_{bv}}}{K_{S_{sv}} + K_{S_{bv}}} (P_2 - P_4) \end{aligned} \quad (7)$$

식(8)은 베이스 밸브의 블로우오프 밸브와 솔레노이드 밸브의 블로우오프가 모두 닫혀 있을 때, 총 유량을 나타낸다.

$$Q_C = Q_{S1} + Q_{B1} \quad (8a)$$

$$Q_{B1} = \sqrt{\frac{K_{P_{pr}} + K_{S_{sw}} + K_{S_M}}{K_{B_M}(K_{S_{sw}} + K_{S_M})}} (P_2 - P_4) \quad (8b)$$

솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 직전. 솔레노이드 밸브 내에서 블로우오프가 발생하기 직전의 유로는 바로 위에서 고려한 경우와 동일하기 때문에, 이 때의 유량도 같은 방법으로 구할 수 있다. 이를 위해 신장실과 저장실 사이의 압력차를 구하면 다음과 같다.

$$(P_2 - P_4)_{S_w} = \frac{(K_{S_{sw}} + K_{S_M})F_{S_{pr}}}{K_{S_{sw}}A_{S_{sw}} + K_{S_M}(A_{S_{sw}} - A_{S_{sw}})} \quad (9)$$

식(9)를 식(8)에 대입하면 유량 Q_C 를 구할 수 있다.

솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 후. 이 경우 유량은 식(8a)의 유량에 블로우오프 밸브를 통해서 흐르는 새로운 유량 Q_{S2} 를 더한 값이 된다 (Fig. 7 참조). Q_{S2} 는 식(5)에서 얻을 수 있으며 압력차 $P_1 - P_4$ 는 다음과 같이 $P_2 - P_4$ 의 함수로 표현된다.

$$P_1 - P_4 = K_{P_{pr}}(Q_{S1} + Q_{S2})^2 + P_2 - P_4 \quad (10)$$

where $K_{P_{pr}} = \frac{\rho}{2A_{P_{pr}}^2 C_d^2}$

2.2.2 베이스 밸브 내 블로우오프 발생 직전

Fig. 5에서 보는 바와 같이 베이스 블로우오프 밸브의 동작은 압축실과 저장실의 압력차인 $P_1 - P_4$ 에 의해 결정된다. 베이스 블로우오프 밸브는 디스크 양단의 힘이 동일할 때 열리기 시작하므로, 이를 이용하면 블로우오프 밸브가 열리는 순간의 압력차를 계산할 수 있으며, 이는 다음과 같다.

$$P_1 - P_4 = \frac{F_{B_{pr}}}{A_{B_{disk}}} \quad (11)$$

솔레노이드 블로우오프 밸브의 작동 상태에 따른 유량은 2.2.1절과 동일한 방법으로 구할 수 있다.

2.2.3 베이스 밸브 내 블로우오프 발생 후

베이스 밸브 내에서 블로우오프가 발생한 후의 유동을 세 경우로 나누어 고찰하면 다음과 같다.

솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 전. 댐퍼로부터 큰 댐핑력이 요구되는 경우, 솔레노이드 블로우오프 밸브를 통해 유로가 형성되기 전이라도 베이스 밸브가 열릴 수 있다. 총 유량은 솔레노이드 블리딩 밸브를 통한 유량 Q_{S1} , 베이스 블리딩 밸브를 통한 유량 Q_{B1} , 베이스 블로우오프 밸브를 통한 유량 Q_{B2} 의 합이 된다. Q_{S1} 과 Q_{B1} 는 식(3)와 식(6)으로부터 구할 수 있으며, Q_{B2} 는 디스크 스프링 양단의 힘의 평형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{B2} = T_B((P_1 - P_4)A_{B_{disk}} - F_{B_{pr}}) \times \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_4)} \quad (12)$$

where $T_B = \frac{C_d \pi D_{B_{valve}}}{k_B}$

솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 직전. 솔레노이드 밸브에서의 블로우오프 현상은 베이스 블로우오프 밸브의 동작에 의해 영향을 받지 않으며, 솔레노이드 블리딩 밸브의 단면적에 의해 영향을 받는다. 따라서 이 경우 즉, 베이스 밸브에서는 블로우오프가 이미 발생하였고 솔레노이드 밸브에서는 블로우오프가 발생하려는 순간, 총 유량은 2.1.2절과 같은 방법으로 구해질 수 있다.

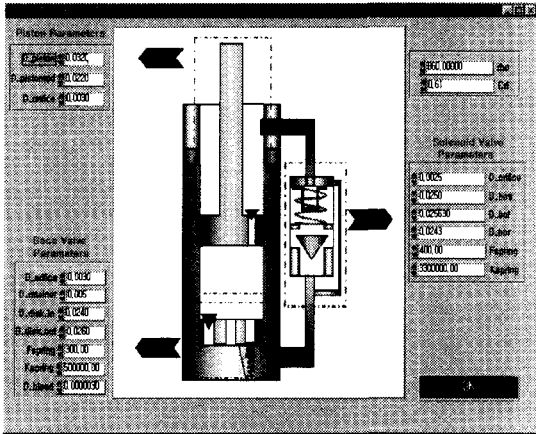
솔레노이드 밸브 내 블로우오프 발생 후. 솔레노이드 밸브에서 블로우오프가 발생한 후 총 유량은 블로우오프 발생 전 유량에 솔레노이드 블로우오프 밸브를 통한 유량 Q_{S2} (식(5) 참조)를 더한 것과 같다.

3. 댐퍼 특성 해석

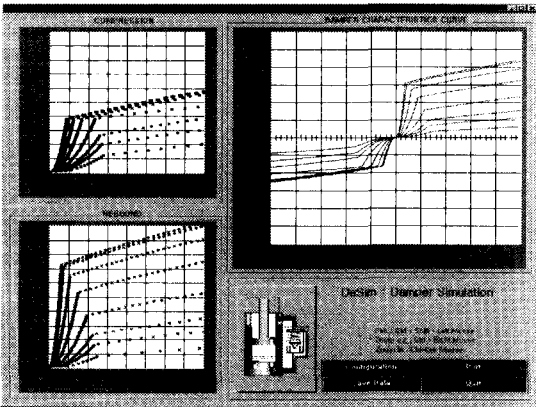
3.1 연속가변댐퍼 설계 소프트웨어

본 논문에서는 앞서의 연구를 바탕으로 연속가변댐퍼의 설계를 위한 소프트웨어를 개발하였다. Fig. 8(a)는 설계인자를 입력하는 창을 보여주며, Fig. 8(b)는 댐퍼의 특성을 보여주는 출력 창을 보여준다. 사용자가 설계인자의 입력을 마치면, 본 소프트웨어는 댐퍼의 압력과 유량과의 관계, 힘-속도

특성을 보여준다. 사용자는 댐퍼의 설계 인자들이 어떻게 댐퍼의 특성에 영향을 주는지를 알 수 있으며, 설계 인자를 원하는 특성이 나오도록 튜닝할 수 있다.



(a) Input window



(b) Output window

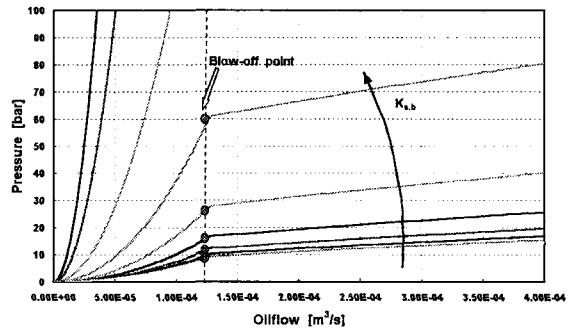
Fig. 8 GUI's in CVD design software

3.2 댐퍼 설계인자

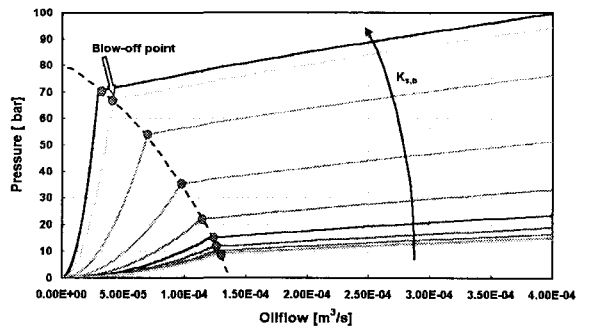
Fig. 9는 솔레노이드 블로우오프 밸브의 단면적 비율 $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}}$ 과 솔레노이드 블리딩 밸브의 계인 $K_{s,b}$ 의 변화에 따른 댐퍼 특성의 변화를 보여준다. Fig. 9로부터 $K_{s,b}$ 가 커짐에 따라, 같은 유량에 대해 보다 큰 압력이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 곧 솔레노이드의 스펴이 닫힘 위치로 갈수록, 적은 유량으로 큰 압력의 증가가 생긴다는 것을 의미한다. Fig. 9는 또한 $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}}$ 이 1보다 작은 경우 댐

퍼 내의 압력이 매우 커질 수 있는 것을 보여준다. $K_{S_{bl}}$ 와 $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}}$ 는 댐퍼의 작동 범위를 결정짓는 중요한 설계 인자이다.

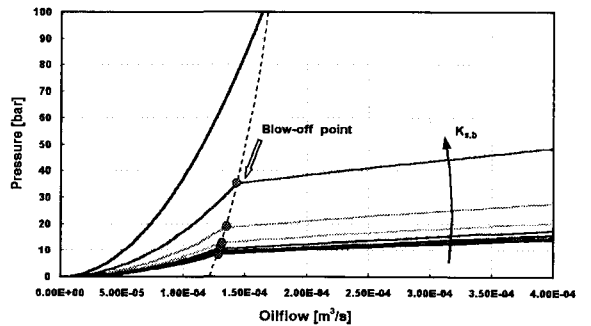
베이스 밸브의 블로우오프 밸브는 초기변형력 $F_{B_{pre}}$ 를 갖는 코일 스프링으로 지지되는 디스크이다. Fig. 10은 $F_{B_{pre}}$ 의 변화에 따른 압력과 유량의 관계의 변화를 보여준다.



(a) $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}} > 1$



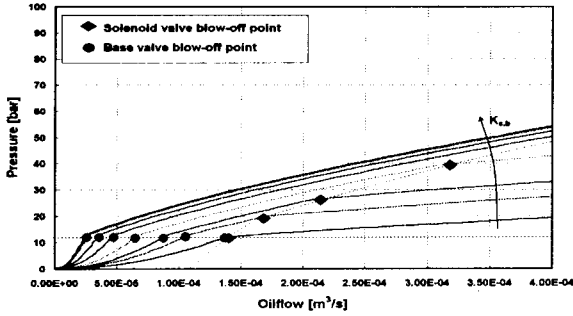
(b) $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}} = 1$



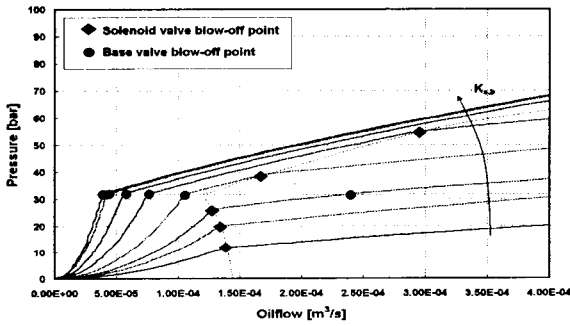
(c) $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}} < 1$

Fig. 9 Effect of $A_{S_{bol}}/A_{S_{bor}}$ and $K_{S_{bl}}$

$F_{B_{pr}}$ 가 증가함에 따라 블로우오프는 보다 큰 압력에서 발생하며 이에 따라 댐핑력의 제어 범위가 넓어지는 것을 알 수 있다.



(a) $F_{B_{pr}} = 100N$



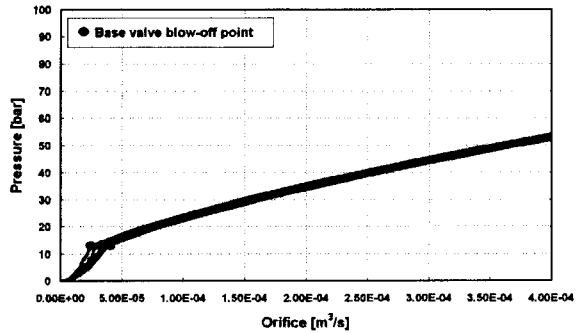
(b) $F_{B_{pr}} = 250N$

Fig. 10 Effect of $F_{B_{pr}}$

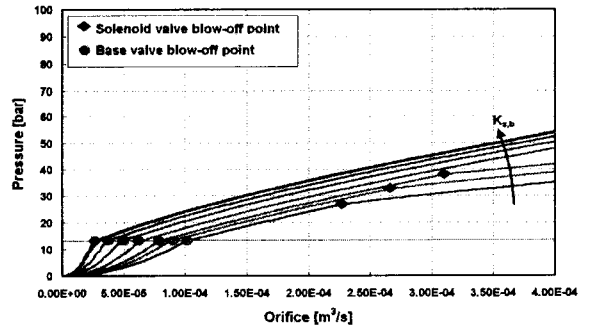
Fig. 10은 또한 솔레노이드 밸브에서의 블로우오프 순간을 보여준다. 이 점들은 베이스 블로우오프 밸브의 초기 스프링 변형력 $F_{B_{pr}}$ 에 의해 영향을 받는 것을 볼 수 있다. $F_{B_{pr}}$ 가 작은 경우 (Fig. 10(a)), 블로우오프 현상은 베이스 밸브에서 먼저 일어나고 그 다음에 솔레노이드 밸브에서 일어난다. 솔레노이드 밸브의 블로우오프는 K_{Sv} 이 큰 경우 상당히 빠른 속도에서 일어나는 것을 볼 수 있다. $F_{B_{pr}}$ 가 큰 경우 (Fig. 10(b)), 위와 반대로, 솔레노이드의 블로우오프가 베이스 밸브의 블로우오프보다 먼저 발생하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 11는 피스톤 오리피스의 단면적 $A_{p_{or}}$ 변화에 따른 댐퍼의 특성 변화를 보여준다. Fig. 11(a)와 Fig. 11(b)는 각각 $A_{p_{or}}$ 의 유효 직경이 1mm와 2mm

인 경우의 결과이다. $A_{p_{or}}$ 가 증가함에 따라 같은 압력차에서의 유량이 빠르게 증가하는 것을 알 수 있으며 이로 인해 연한계(soft limit) 곡선이 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이에 반해 K_{Sv} 이 큰 경우 $A_{p_{or}}$ 가 경한계(hard limit) 곡선에 미치는 영향이 매우 작은 것을 볼 수 있다.



(a) Piston orifice diameter = 1mm



(b) Piston orifice diameter = 2mm

Fig. 11 Effect of the piston orifice area

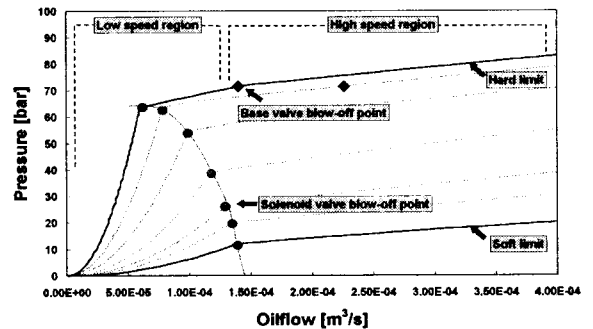


Fig. 12 Specifications used for damper characteristics

3.3 설계인자의 영향에 대한 연구 요약

앞 절에서 몇 가지 설계인자에 대해 이들이 댐퍼의 특성에 미치는 영향을 살펴보았다. 본 논문에서는 다른 설계인자에 대해서도 유사한 방법으로 그 영향을 분석하였으며, Table 1은 그 결과를 보여준다. Fig. 12는 Table 1에서 댐퍼의 특성을 나타내는데 사용된 사양들을 나타낸다.

4. 차량의 동적 거동에 대한 설계인자의 영향

연속가변댐퍼 설계의 성공여부는 차량에 설계된 댐퍼를 장착하고 적절한 제어로직을 사용했을 때 차량의 수직운동이 원하는대로 거동하는지에 따라 판단된다. 이 장에서는 연속가변댐퍼의 설계인자가 차량의 수직거동에 어떤 영향을 주는지에 관한 연구를 수행하였다. 연속가변댐퍼의 설계인자로는 다음과 같은 솔레노이드 밸브의 요소들을 고려하였다: 블리딩밸브의 단면적, 오리피스의 단면적, 코일 스프링의 초기변형력. 차량의 수직거동은 승차감과 안정성을 동시에 나타내는 상충곡선(conflict diagram)을 통해 분석하였다.⁶

본 연구에서는 연속가변댐퍼 설계인자가 차량의 수직운동에 주는 영향을 연구하기 위해 차량모델로 1/4차량모델을 사용하였다. 여기에 준중형급 승용차에 해당하는 값을 사용하였는데 스프링상 질량 261.88[kg], 스프링하 질량 43.3[kg], 현가스프링의 스프링상수 25,775[N/m], 타이어 강성계수 215,500 [N/m]가 사용되었다. 연속가변댐퍼의 제어로직으로는 Karnopp이 제안한 스카이훅(skyhook) 알고리즘이 사용되었다.⁷ 노면으로는 ISO에 규정된 A-class 노면 프로파일이 사용되었고 차속은 80[km/h]로 설정하였다.

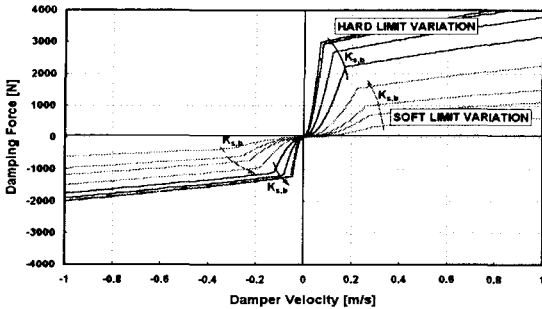
Fig. 13(a)에서 보는 것과 같이 연속가변댐퍼의 힘-속도 곡선에 있어 경한계와 연한계 곡선은 솔레노이드 블리딩밸브 계인 K_{S_n} 에 따라 변화한다. Fig. 13(b)는 K_{S_n} 의 변화에 따른 상충곡선에서의 현가시스템의 성능 변화를 보여준다. 그림에서 보는 것과 같이 연한계의 변화는 현가시스템의 성능에 큰 영향을 주는 반면, 경한계의 변화는 그렇지 않은 것을 볼 수 있다. 스카이훅 제어로직은 승차감 향상을 주목적으로 하기 때문에 이 로직이 작동하는 동안 댐핑력은 주로 연한계 쪽에 있게 된다.

Table 1 Influence analysis of dampe design parameters

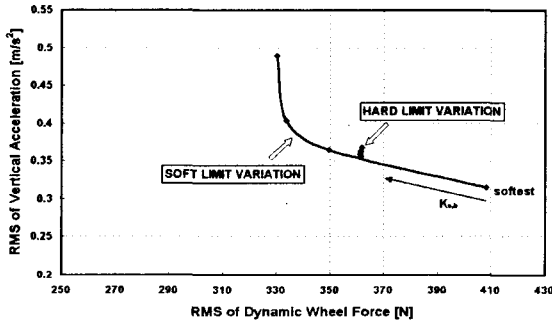
Parameter	Rebound					Compression					
	soft limit	hard limit	sole-noid blowoff	low speed region	high speed region	soft limit	hard limit	sole-noid blowoff	base blowoff	low speed region	high speed region
$A_{S_{bf}}/A_{S_{br}}$		●	●	●	●		●	●		●	●
A_{S_n}	●	●	●	●	●	●	●	●		●	●
$A_{S_{bf}}, A_{S_{br}}$	●	●	●	●	●	●	●	●		●	●
$A_{S_{or}}$	●	●	●	●	●	●	●	●		●	●
$F_{S_{pre}}$	●	●	●	●	●	●	●	●		●	●
k_S	●	●		●	●	●	●			●	●
$F_{B_{pre}}$							●	●	●	●	●
k_B							●	●		●	●
$A_{B_{disk}}$						●	●	●	●	●	●
$D_{B_{retainer}}$							●	●		●	●
A_{B_M}						●	●	●		●	●
$A_{P_{or}}$						●	●	●		●	●

○: weak influence, ●: strong influence

따라서 제어 시스템의 성능은 경한계보다는 연한계의 변화에 훨씬 민감함을 알 수 있다.



(a) f-v characteristics



(b) Conflict diagram

Fig. 13 Effect of soft- and hard-limit damping curves on dynamic performance

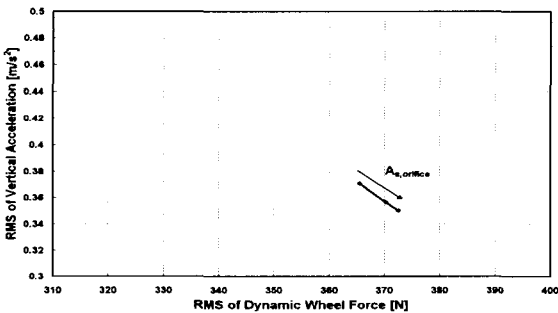


Fig. 14 Effect of $A_{s,w}$ on dynamic performance

Fig. 14는 솔레노이드 오리피스의 단면적 $A_{s,w}$ 의 변화가 연속가변댐퍼를 장착한 차량의 거동에 주는 영향을 보여준다. Table 1로부터 댐퍼의 연한계는 고속영역에서 솔레노이드 오리피스의 단면적

에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다. 시뮬레이션에서 사용된 ISO A-class 노면은 평평한 고속도로에 해당하기 때문에 댐퍼의 속도는 저속구간에 주로 있게 되며 따라서 $A_{s,w}$ 의 영향이 크지 않은 것을 알 수 있다. Fig. 15는 솔레노이드 블로우오프 밸브 스프링의 초기변형력을 변화시킬 때 현가시스템의 성능변화를 보여준다. 블리딩밸브의 단면적이 큰 경우 스프링 초기력의 영향은 승차감보다 차량의 안정성에 큰 영향을 주는 것을 알 수 있으며, 블리딩밸브의 단면적이 작은 경우, 그 반대임을 알 수 있다.

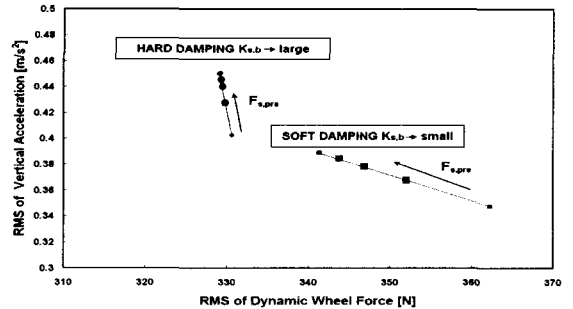


Fig. 15 Effect of $F_{s,pr}$ on dynamic performance

5. 결론

본 논문에서는 연속가변댐퍼의 다양한 설계인자가 댐퍼의 특성에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하였다. 또한 연속가변댐퍼의 특성 변화가 이 연속가변댐퍼를 장착한 반능동형 현가시스템의 성능에 어떠한 영향을 주는지에 관한 연구를 수행하였다. 이 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

솔레노이드 블리딩 밸브의 단면적은 댐핑력의 가변 범위에 큰 영향을 준다. 같은 유량일지라도 이 단면적이 작은 경우 큰 압력차가 생긴다.

솔레노이드 블로우오프 밸브의 경우, 오리피스의 단면적은 댐핑력의 연한계에 영향을 주며, 스프링의 초기변형력은 댐핑력의 경한계에 영향을 주며, 전후 단면적 사이의 비는 블로우오프 점에 영향을 준다.

피스톤 오리피스의 단면적은 댐핑력의 연한계에 영향을 준다. 이 값이 너무 작은 경우 연속가변댐퍼는 수동식 댐퍼와 크게 다를 바가 없다.

반능동형 현가시스템의 성능은 연속가변댐퍼 댐핑력의 연한계에 많은 영향을 받는다. 따라서 연속가변댐퍼 설계시 여러 설계인자 중에서 연한계에 영향을 주는 인자에 보다 주의를 기울여야 한다.

후 기

본 연구는 2002년도 교육부 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Heo, S. J., Park, K. and Hwang, S. H. "Performance and Design Consideration for Continuously Controlled Semi-Active Suspension System," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 23, Nos. 3/4, pp. 376-389, 2000.
2. Park, B. J. and Hong, K. S., "Road Adaptive Skyhook Control and MLS for Semi-Active Macpherson Suspension Systems," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 17, No. 1, pp. 34-44, 2000.
3. Yi, K. S., Suh, M. W. and Oh, T. I., "A Robust Semi-active Suspension Control Law," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 2, No. 6, pp. 117-126, 1994.
4. Choi, G. J., Noh, K. H., Yoo, Y. M. and Kim, H., "A Strategy to Evaluate Semi-Active Suspension System using Real-Time Hardware-in-the-Loop Simulation," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 9, No. 6, pp. 186-194, 2001.
5. Yoshida, H., Kuzuu, Y., Bickel, R. J. and Nagai, M., "Sky-hook Model Following Control of Semi-Active Suspension Using Continuously Modulated Damper," *Proc. of AVEC*, pp. 57-62, 1998.
6. Park, B. Y. and Heo, S.-J., *Vehicle Dynamics*, Munundang, 2001.
7. Karnopp, D., Crosby, M. J. and Harwood, R. A. "Vibration Control Using Semi-active Force Generators," *J. of Engineering for Industry*, pp. 619-626, 1974.