

연속제어방식의 반능동형 전자제어 현가장치의 가변댐퍼 감쇠력 특성 연구 및 차량 운동성능에 미치는 효과 분석

A study on the variable damping characteristics of the continuous controlled semi-active suspension system and the effect analysis of the vehicle motion performance

소상균*, 조경일**
Sanggyun So, Kyungil Cho

ABSTRACT

Continuously controlled semi-active suspension system may improve ride and handling properties. Here, as a mechanism to control the fluid flow solenoid valve mechanism is introduced and added to the basic passive damper to create damping forces of the shock absorbers. The system may produce continuously controlled damping forces related to damper velocities in efficient ways. In this paper, after constructing the valve modeling a principle creating damping forces in both solenoid valve only and combination with passive shock absorber including fluid flow is studied, and then the combined model is added to the full vehicle model to evaluate its ride and handling performance. Finally, the simulation results are compared to the vehicle models having similar suspension system.

주요기술용어: 가변댐퍼(variable damper), 반능동형 현가장치(semi-active suspension system)
솔레노이드 밸브(solenoid valve), 감쇠력 특성선도(damping characteristics),
블로우오프 밸브(blow-off valve)

1. 서론

차량의 승차감 및 주행 안정성 확보에 매우 중

* 정회원, 대전산업대학교

** 정회원, 삼성종합기술원

요한 역할을 수행하는 현가장치는 기존의 수동식 댐퍼의 성능상의 한계성 때문에 최근에는 전자 제어식 가변댐퍼를 개발, 적용함으로써 서로 상반되는 두 가지 특성인 승차감 향상 및 주행 안정성 확보를 꾀하는 추세에 있다. 이러한 전자 제어식 가변 댐퍼 시스템으로는 여러 가지가 있다. 먼저 다양한 차량운동 제어가 가능한 완전 능동형 현가장치가 개발 적용중에 있는데 이것은

성능면에서는 매우 우수하나 계(System)에 게너지를 공급해 주는 유압원의 추가로 하드웨어를 구성하는 비용이 고가이므로 일반 승용차에의 적용에는 부적합하다. 이러한 문제점을 보완하고 최대한 완전 능동형의 장점을 활용하는 범위내에서 개발된 시스템이 반응동형 현가장치이다.

반응동형의 현가장치는 제어 방식에 따라 다시 여러종류로 분류되는데 스텝모터(Step Motor) 등을 사용한 단속 제어 방식, 솔레노이드 밸브를 이용한 연속 제어 방식과 ER(Electro-Rheological) 및 MR(Magnetic-Rheological) 유체를 이용한 제어 방식 등이 있다. 단속 제어 방식은 제어로직 구성 및 하드웨어 구성이 연속 제어 방식에 비해 용이하나 감쇠력 발생 구조상 감쇠력 제어범위를 크게 하는데 많은 애로가 있고 시스템 반응속도가 느리기 때문에 시스템 성능이 다소 떨어지는 단점이 있으므로 최근 선진사에서는 단속 제어 방식의 개발보다는 연속 제어 방식의 개발을 선호하고 있는 추세이다. 또한 ER 및 MR유체를 사용한 제어 방식은 성능이 매우 우수하기 때문에 선진국의 속업소바 제조업체들이 이에 대한 개발에 많은 관심을 가지고 개발 중인 것으로 알려져 있다. 그러나 현재까지는 유체의 신뢰성 및 내구성에 대한 검증이 안된 상태이고 또한 유체의 가격이 너무 고가이므로 상품화되기까지는 이러한 문제점들이 해결되어야 하는 어려움이 있다.

본 연구에서는 유체 유동특성을 이용하여 감쇠력을 발생시키는 유압식 댐퍼의 기본원리를 살펴보고, 이러한 원리를 바탕으로 솔레노이드 밸브에의 적용방법을 검토하였으며, 또한 솔레노이드 밸브를 기본댐퍼와 결합하여 시스템으로 구성하였을 경우의 최종 감쇠력특성 산출방법 등을 분석함으로써 반응동형 연속 제어 방식 가변댐퍼의 한 모델을 제시하였다. 따라서, 하드웨어 구성이 비교적 용이하며 반응동형 연속 제어 방식의 현가장치를 개발하는데 있어서 핵심기술이라 할 수 있는 솔레노이드 밸브의 모델링, 밸브 내부 유체 유동 및 감쇠력 발생원리 등에 관한 연구를 수행

하고, 얻어진 솔레노이드 밸브 모델을 차량동력학 모델에 접목시켜 연속가변형 반응동형 현가장치를 구성(구성된 시스템은 이후 연속 제어형이라 표기)한 후, 유사한 현가장치들과의 성능비교를 해 봄으로써 연속 제어형의 성능 우수성을 입증하였고, 향후 시스템 측면에서의 이론적인 해석기술이 취약한 국내 자동차 산업기술 발전에 기여하고자 한다.

참고로, 국내 기술 수준은 솔레노이드 밸브 자체만으로는 부분적으로 연구가 진행되고 있지만 이러한 단품 해석 기술을 이용한 현가장치 시스템에의 응용은 거의 전무한 상태이다.

2. 솔레노이드 밸브와 결합된 가변 댐퍼의 감쇠력 발생원리

일반적인 감쇠력 가변댐퍼의 경우 신장, 압축 행정시 피스톤 밸브 및 하부 밸브(bottom valve)를 통과하는 오리피스 구멍의 면적을 가변시킴으로써 여러 단계의 감쇠력을 얻는 방식임에 비해 여기서 소개하는 방식은 기존의 오리피스 단면적 변화와 그것에 연동되는 블로우오프 밸브의 조합에 의해 감쇠력을 발생시키는 구조를 갖는 가변댐퍼로써 기존방식에 비해 보다 광범위한 영역의 감쇠력 제어 범위를 얻을 수 있으므로 반응동형 현가장치의 특성을 최대한 살릴 수 있고, 수동형(passive) 댐퍼의 피스톤 밸브 및 하부 밸브의 구조를 대폭 간단히 할 수 있어 하드웨어를 제작하기도 용이한 장점이 있다. 기존 댐퍼의 경우 기업과 대학간의 꾸준한 산학연구를 통하여 단순화한 모델의 유체 유동 및 구조해석은 어느 정도 진행이 되어 왔으나 실제 시스템에서는 유체의 비선형성과 해석상의 난이성 때문에 정확한 감쇠력을 예측하는 것은 매우 어려운 것이 현실이다. 따라서 국내 업체에서는 많은 시작품을 제작하여 시행착오(Try and Error)를 거침으로써 얻고자 하는 최종 감쇠력 특성을 발휘하는 댐퍼 개발을 완료하는 방식을 따르고 있다.

여기에서 살펴보고자 하는 가변댐퍼의 경우에

서도 미세한 유동해석보다는 시스템상에서의 감쇠력 발생원리 및 기구(Mechanism) 해석을 통한 고성능, 고기술의 가변댐퍼 개발 방향을 제시하고자 한다. Fig.1은 본문에서 소개하고자 하는 가변댐퍼의 밸브 구조도이다. 가변댐퍼는 감쇠력 발생부위에 따라 크게 두 부류로 나눌 수 있는데 고정된 감쇠력만을 발생시키도록 만들어진 수동형 댐퍼(passive damper) 부분과 원하는 다양한 감쇠력을 얻을 수 있도록 감쇠력의 가변을 가능케 해주는 솔레노이드 밸브로 구분된다.

이 댐퍼의 특징은 가변 솔레노이드 밸브를 리저버 튜브(Reservoir Tube)의 외벽에 직렬로 설치함으로써 신장과 압축시의 감쇠력을 솔레노이드 밸브에서 발생토록 하는 구조를 가지고 있으므로 기존의 피스톤 밸브는 단순히 체크밸브 형태만을 갖게 되며, 하부 밸브의 경우 솔레노이드 밸브와 조합하여 압축시의 감쇠력을 발생시키는 구조로 되어 있다. 따라서 하부 밸브가 닫히면 압축시의 밸브 감쇠력은 최대가 되며, 하부 밸브의 유체 저항값을 적절하게 조절함으로써 압축시의 전체 감쇠력을 필요한 값으로 설정할 수 있다.

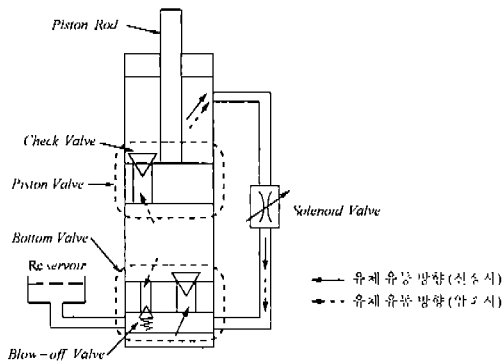


Fig.1 Schematic Diagram of Variable Damper

3. 가변댐퍼모델링 및 감쇠력특성곡선

앞절에서 설명한 가변댐퍼의 감쇠력 발생원리를 근거로 이에 대한 수학적인 모델링을 얻기 위

해 Fig.2에서와 같이 기호들을 사용하여 모델링을 작성하였다. Fig.2a는 피스톤 신장시의 밸브 조합을 보여 주고 Fig.2b는 압축시의 밸브 조합을 잘 나타내 주고 있다.

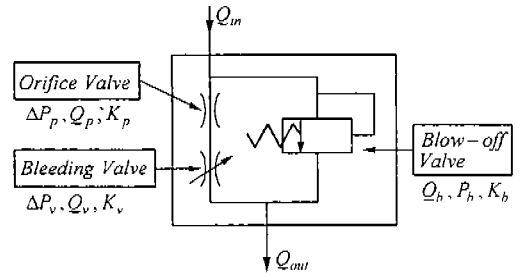


Fig.2a. Valve Combination (Piston Stretched)

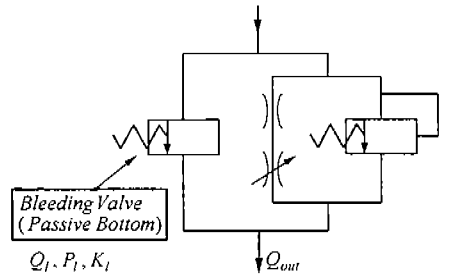


Fig.2b Valve Combination (Piston Compressed)

3.1 피스톤 신장시의 수학적 모델링

여기에서 소개하고자 하는 가변댐퍼는 신장시에 Fig.2a에서 보는 바와 같이 모든 가변 감쇠력을 솔레노이드 밸브에서 발생시키는 구조로 되어 있다. 먼저 피스톤 속도가 저속이면 블로우오프 밸브가 열리지 않기 때문에 유로는 오리피스 밸브를 거쳐 가변 브리딩 밸브를 통과하게 되고, 이 때에는 두 밸브에서의 압력강하의 합이 전체 유동의 총 압력 강하량, ΔP_t 가 된다. 압력강하에 관한 식은 밸브의 형상 및 유동형태에 따라 다르며 층류유동의 경우처럼 유량에 비례하는 구간이 있지만 댐퍼가 작동되는 경우 대부분 난류유동으로써 실험결과에 따라 유량의 7/4승 또는 유량의 제곱에 비례하는 것으로 알려져 있다.[1],[6] 여

기에서는 후자를 사용하였으며 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_i = Q_p = Q_v$$

$$\Delta P_i = \Delta P_p + \Delta P_v = K Q_i^2, \quad (1)$$

여기서, Q_i 는 전체 유량이고, K 는 유체 유동조건에 따라 정해지는 비례상수이다. 또한 각 밸브의 압력강하는 식(2)로 나타낼 수 있다.[1]

$$\Delta P_p = K_p Q_p^2$$

$$\Delta P_v = K_v Q_v^2. \quad (2)$$

따라서, 식(2)를 식(1)에 대입하여 총 압력강하에 관한 식(3)을 얻을 수 있다.

$$\Delta P_i = K_p Q_p^2 + K_v Q_v^2$$

$$= (K_p + K_v) Q_i^2. \quad (3)$$

또한, 피스톤 속도가 저속에서 고속으로 변화함에 따라 블로우오프 밸브 전후의 압력차가 점점 커지게 되는데 이 압력차에 의해 발생하는 힘이 블로우오프 밸브 내부에 설치되어 있는 스프링 힘보다 크게 되면 블로우오프 밸브가 열리게 된다. 이때에는 유체 경로가 오리피스 밸브를 거쳐 블리딩 밸브를 지나는 경로와 블로우오프 밸브를 지나는 경로가 병렬로 형성되므로 총 유체 유동량 Q_i 는 손실을 무시할 때 오리피스 밸브쪽으로 통과하는 유량 Q_p (또는 Q_v)와 블로우오프 밸브쪽으로 통과하는 유량 Q_b 의 합으로 나타낼 수 있고 각 경로에서 일어나는 압력강하는 서로 같게 된다. 이를 수식으로 나타내면 식(4)와 같다.

$$Q_i = Q_p + Q_b = Q_v + Q_b,$$

$$\Delta P_i = \Delta P_p + \Delta P_v = \Delta P_b,$$

$$= (K_p + K_v) Q_i^2. \quad (4)$$

이때, 블로우오프 밸브를 통과하는 유량은[1]

$$Q_b = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_b},$$

이며, 여기서, C_d 는 유량 방출계수, ρ 는 유체 밀도, A 는 유체가 통과하는 유로 단면적이다.

한편, 블로우오프 밸브의 밸브구조에 따라서 블로우오프되는 경향이 다양하게 변할 수 있는데 본 연구에서는 참고문헌 [2]에서 소개한 방법을 사용하였다. 앞에서 구한 식들과 [2]를 사용하면 피스톤 신장시의 가변담퍼에서 유동한 총 유량을 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$Q_i = \sqrt{\frac{\Delta P_i}{(K_p + K_v)}} + C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_i}$$

$$= \sqrt{\frac{\Delta P_i}{(K_p + K_v)}} + \frac{C_d}{K_v} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_i} \left[\frac{\Delta P_i}{(K_p + K_v)} (K_p A_p + K_v (A_s - A_m) \cdot I_s) \right] \quad (5)$$

여기서, K_{sp} 는 블로우오프 밸브에 있는 스프링의 상수, F_o 는 스프링의 초기하중 값, C_d' 는 방출계수에 밸브 개폐 면적 관련 상수들을 곱한 값이고, A_m , A_m 은 각각 블로우오프 밸브바디 앞뒤의 형상 단면적들을 나타낸다. 그러므로 밸브가 열리려는 순간에는 식(5)의 []안의 값이 영이 된다.

3.2 피스톤 압축시의 모델링

Fig.2b에서 알 수 있는 바와 같이 압축시에는 수동형 댐퍼의 하부밸브(bottom valve)와 슬레노이드 밸브가 병렬로 연결되어 작용하게 되므로 유동한 유체의 총 유량과 총 압력강하량들을 수동형 댐퍼 하부밸브의 값들과 앞 절에서 구한 피스톤 신장시의 값들을 병렬로 계산하여 구할 수 있다. 다시 말해, 총 유량은 각각의 유량을 더한 값이 되고 각각의 압력강하값들이 총 압력강하량이 된다. 상세한 유도과정은 앞절에서 구한 피스톤 신장시와 유사하므로 여기에서는 생략한다.

3.3 감쇠력 특성선도 산출

연속 제어형 가변댐퍼의 감쇠력 특성선도를 얻기 위하여 댐퍼의 피스톤 단면적과 실린더 튜브 내경 치수들을 이용하여 얻어진 유효 단면적들을 앞에서 구한 수식들에 대입하여 감쇠력과 피스톤

상대속도 사이의 관계식을 얻은 후 컴퓨터 시뮬레이션을 해본 결과 Fig.3의 가는 실선부분과 같은 결과를 얻었다. 비록 솔레노이드 밸브가 무단의 연속밸브이지만 여기에서는 시뮬레이션의 편의상 솔레노이드 밸브의 제어 단수를 압축과 신장 모두 30단으로 제한하였다. 그러나 실제 시스템에서 무단의 감쇠력을 얻기 위해서는 솔레노이드 밸브에 가해지는 전류를 연속적으로 변화시켜 주면 가변 오리피스 밸브의 오일 통로가 동시에 다양하게 조절되어 연속적인 감쇠력 곡선을 얻을 수 있게 된다.

만약 Fig.3에 나타난 특성선도와 다른 특성선도들을 얻고자 하면 오리피스 구멍치수, 블로우오프 개폐 단면적들의 조합들, 블로우오프 밸브 스프링 상수 또는 초기하중값 등을 변화시켜 주면 된다. 그러나 지나치게 감쇠력 제어범위를 크게 설정하면 솔레노이드 밸브 및 댐퍼 내부의 압력 상승으로 제품의 내구성 저하를 초래할 우려가 있으므로 적절한 범위의 선택이 필요하다 할 수 있다.

본 연구에서 설정한 연속 제어형의 감쇠력 제어범위를 현재 국내 일부 중형급 차량에 적용중인 16단 스텝모터 방식(이하 "단속 제어형"이라 표기)의 감쇠력 제어범위와 비교해 보기 위해 Fig.3에 동시에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 제안된 연속 제어형이 기존 양산 제품인 단속 제어형에 비해 감쇠력 제어 범위가 훨씬 넓어졌음을 알 수 있다. 이러한 감쇠력 제어범위의 차이가 결국 차량의 승차감과 주행 안정성 향상에 직접적인 영향을 미치기 때문에 감쇠력 제어 범위의 확장이 필요하지만 연속 제어형은 앞에서 언급한 바와 같이 감쇠력 주 발생원이 솔레노이드 밸브이므로 밸브 구성 부품들의 형상 및 파라미터들을 변경함으로써 쉽게 감쇠력 제어 범위를 조정할 수 있는 반면, 단속 제어형은 모든 감쇠력을 가변댐퍼에서 발생시키므로 모터와 연결되는 댐퍼 하드웨어의 제한성 때문에 감쇠력 제어범위를 넓히는데 한계가 있어서 최근에 선진국에서는 스텝모터를 이용한 제어보다는 솔레노이드 밸브

에 의한 제어 방식의 개발에 더 많은 연구를 수행 중에 있다.

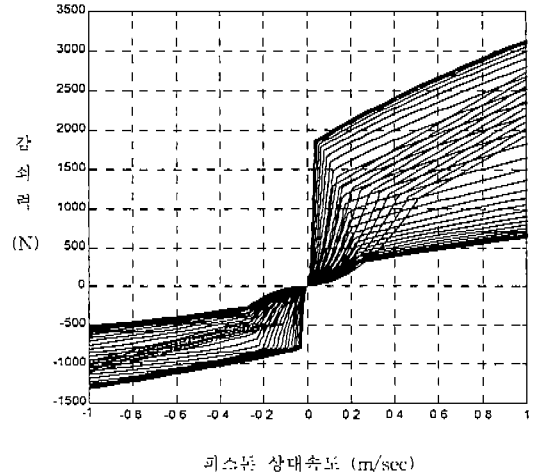


Fig.3 Comparison of Controllable Damping Forces
(— : 연속형, - - - : 단속형)

4. 차량모델과 연계한 시스템 구성

앞에서 구한 가변댐퍼 모델을 차량모델에 접목시켜서 가변댐퍼의 차량성능에 주는 효과를 분석해 보기 위해 스프링 하중량을 포함한 10자유도의 차량모델이 고려되었다. 즉, 댐퍼의 성능에 의해 반응성에 있어서 크게 영향을 받는 히브(Heave), 피치(Pitch), 롤(Roll)에 관한 자유도를 모델링시에 반영하였다. Fig.4는 시뮬레이션에 사용된 블록선도를 나타내 주고 있는데, 그림상의 u1, u2, u3, u4는 도로면으로부터 각 바퀴에 입력되는 입력값들이고, A, B, C, D는 차량모델 방정식을 표현하기 위한 시스템 행렬(System Matrix)들이다.

도로면으로부터 오는 입력값들이 일단 주어지면 블록선도에 의해 각각의 상태변수들(State Variables)이 계산되고 이러한 값들을 가지고 참고문헌 [3]의 스카이훅(Sky-Hook) 이론을 적용하여 스프링 상하중의 요동을 최대한 억제하기 위해 필요로 하는 각 댐퍼의 적정 감쇠력들이 산

출된다. 이때 Fig.3에서 보여준 제어범위 내에서 가변댐퍼의 감쇠력들이 변경되고 변경된 감쇠력들이 차체 움직임을 제어하기 위한 입력값으로 제공된다. 블록선도상의 블록 "Damping Force Characteristics"이 이러한 일련의 과정을 수행하게 된다. 수동형 댐퍼(Passive Damper)의 경우 가격적인 면에서 저렴하나 이미 설정되어 있는 감쇠력 특성을 변경할 수 없으므로 피스톤 상대속도가 결정되면 이에 대응하는 감쇠력이 결정되기 때문에 다양한 차량 주행상황에 능동적인 대응이 어렵고 반응 성능면에서도 능동형이나 반능동형에 비해 다소 떨어지는 단점이 있다.

5. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 분석

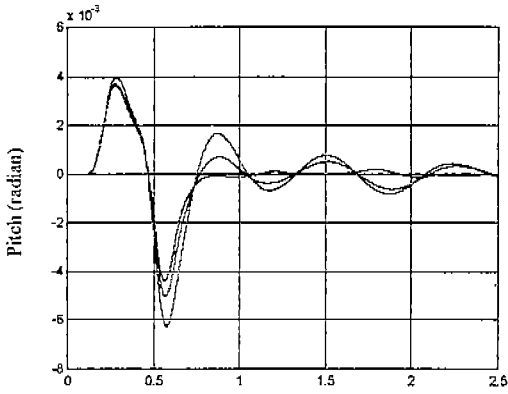
연속 제어형의 차량 승차감 및 주행 안정성에 미치는 효과를 분석하기 위해 먼저 스프링, 쇼크 업소버와 댐퍼를 각각 모델링하고 차량 Full Car 모델링을 완성하여 이들을 결합한 후 도로면으로부터 오는 입력값을 설정하여 입력값에 대한 최종 출력값들의 변화를 살펴보았다. 또한, 연속 제어형의 타 시스템과의 성능비교를 위해 수동형과 앞에서 언급한 바 있는 단속 제어형에 대해서도 동일한 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 차량 모델링과 도로 입력값은 동일한 상태에서 댐퍼 모델링만 변경하였다. 표1은 컴퓨터 시뮬레이션에서 사용한 차량 모델의 파라메타들이다.

Table 1 Vehicle Parameters used for Simulation

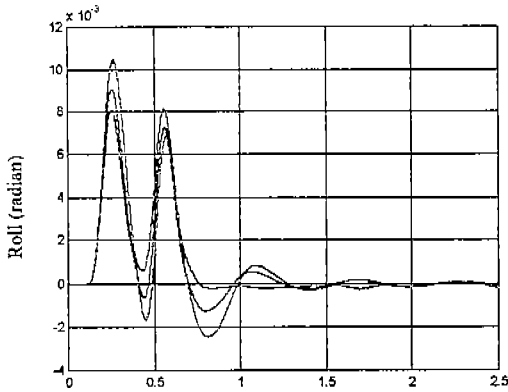
변수명	크기
스프링 상 질량	1,600 kg
스프링 하 질량, 앞	50 kg
스프링 하 질량, 뒤	38 kg
스프링 상수, 앞	21,600 N/m
스프링 상수, 뒤	20,600 N/m
스프링상수, 타이어	190,000 N/m, 동일
관성모멘트, Roll	370 kg · m ²
관성모멘트, Pitch	1,600 kg · m ²

Fig.5는 차량이 35 km/h의 일정한 속도로 달리던 중 앞뒤의 좌측 바퀴가 시차를 가지고 35mm돌기를 통과할 때의 반응 상태를 보여주고 있다. 주행 안정성과 직접 관련이 있는 피치(Pitch)와 롤(Roll) 반응은 Fig.5(a), 5(b)에 나타나 있는 바와 같이 수동형에 비해서는 단속 제어형이 우수하고, 단속 제어형에 비해서는 연속 제어형이 우수하게 나타났으며, 승차감과 직접적인 관련이 있는 히브(Heave) 반응은 Fig.5(c)에 나타나 있는 바와 같이 차량이 범프를 만났을 당시에는 연속 제어형이 단속 제어형과 수동형에 비해 미세하나마 나쁘게 나타났지만 범프를 통과한 후의 과도상태에 있어서는 가장 우수한 반응을 보여줄 수 있다. 참고로, 단속 제어형의 경우 스택모터의 반응에 대한 시간 지연을 고려하지 않은 상태이므로 실제에 있어서는 그림에서 보여준 것보다 반응이 저하된다는 사실을 언급해두고자 한다. 차량의 승차감을 향상시키기 위해 댐퍼의 감쇠력을 하드(Hard)하게 하면 주행 안정성이 저하되고, 반면에 주행 안정성을 향상시키기 위해 감쇠력을 소프트(Soft)하게 하면 승차감이 떨어지는 상관관계가 있기 때문에 차종에 따라 어떤 특성을 높이고 어떤 특성을 희생시킬지를 판단하여 감쇠력 특성 결정에 반영해야 한다. Fig.5의 결과를 볼 때 연속 제어형이 대부분의 반응에서는 우수하지만 범프 통과시의 히브 반응이 약간 떨어지는 것도 이러한 이유 때문에 나타난 현상이므로 만약 히브 반응을 좋게 하기 위해서는 제어 이득값을 크게 하면 되지만 이때에는 롤이나 피치 반응이 나빠질 수 있으므로 적절한 값을 설계자가 정하여야 한다.

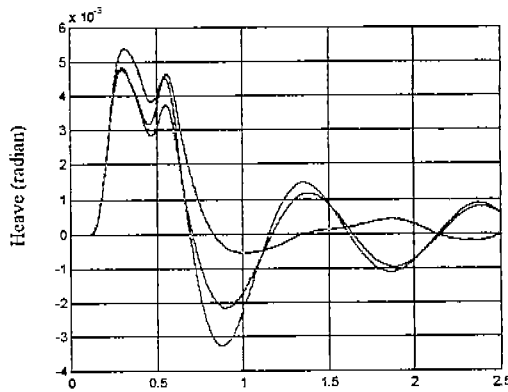
Fig.6은 시뮬레이션을 수행하는 동안 차량 운동을 제어하기 위해 실제로 액추에이터 및 댐퍼에서 발생한 감쇠력 값들을 댐퍼의 피스톤 상대속도에 대해 도시한 그림이다. 두 그림을 비교하여 보면 단속형의 경우는 실제 사용한 감쇠력이 하드웨어가 발휘할 수 있는 경계부위에 많이 놓여 있어서 하드웨어 제약 때문에 필요로 하는 충분한 감쇠력을 사용하지 못한 반면, 연속형의 경



시간 (sec)
(a) Pitch 반응



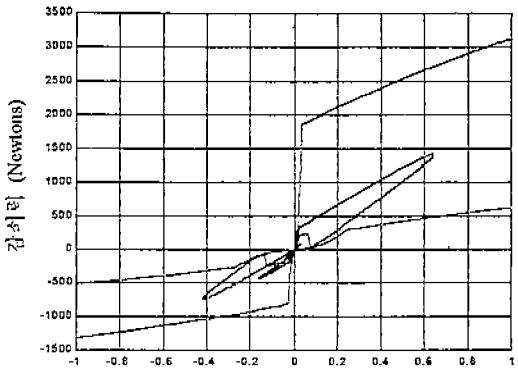
시간 (sec)
(b) Roll 반응



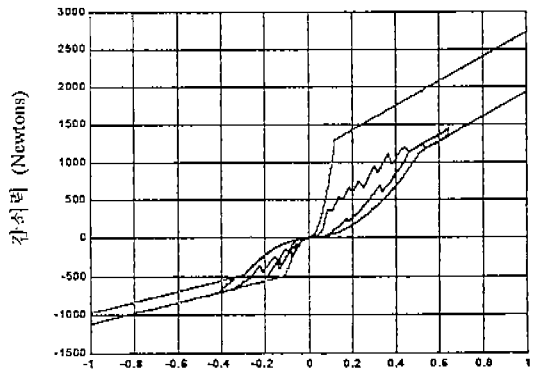
시간 (sec)
(c) Heave 반응

Fig.5 Simulation Results: Time Responses

(— : 연속형 - - - : 단속형 ····· : 수동형)



피스톤 상대속도 (m/s)
(a) 연속 제어형



피스톤 상대속도 (m/s)
(b) 단속 제어형

Fig.6 Damping Force Distribution after Passing Bump

우는 저속부분을 제외하고는 주로 경계 내부에 놓여 있어서 적절한 감쇠력을 사용하였음을 알 수 있다. 따라서 단속형의 경우 효과적인 차량의 제어에 필요한 감쇠력을 일부분에 있어서는 얻을 수 없기 때문에 차량 승차감 및 거동 등의 반응이 연속형에 비해 떨어진다고 말할 수 있다.

6. 결론

연속제어 방식의 반응동형 현가장치 개발분야는 현재 국내에서는 기술적으로 아주 부족한 상태이고 특히 가장 핵심 기술이라 할 수 있는 장

치가 전기적 신호의 입력을 기계적 변위나, 혹은 힘으로 변화시켜 입력되는 신호에 비례하는 자력을 생성시키는 장치인 솔레노이드 밸브라 할 수 있는데 이에 대한 개발 역시 시급한 상태이다. 따라서, 본 논문에서는 현재까지 국내에 알려져 있지 않은 가변 댐퍼용 솔레노이드 밸브의 작동 원리분석 뿐만 아니라 제품개발에 기초가 될 수 있는 수학적인 모델링 기법을 소개하였으며 이러한 모델을 이용하여 가변댐퍼 시스템을 구성하는 방법을 제시하였고, 제안한 연속 제어형 가변댐퍼가 기존 제품인 단속 제어형 가변댐퍼에 비해 광범위한 감쇠력 제어 범위를 얻을 수 있다는 사실을 보였다. 또한, 감쇠력 제어범위가 서로 다른 상기 두 시스템을 차량(Full Car) 모델에 각각 부착하여 차량 거동에 대한 반응들을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 살펴 본 결과, 감쇠력 제어 범위가 넓은 연속 제어형이 단속 제어형(16단 제어형)에 비해 차량 거동에 대한 반응들이 우수하게 나타났다(반응속도에 의한 영향은 고려치 않음). 따라서, 솔레노이드 밸브 파라메타들만을 변경함으로써 쉽게 넓은 감쇠력 제어범위를 얻을 수 있고, 가격, 시스템 구성면에서 유리한 연속 제어형의 제품개발을 위해서는 보다 심도 높은 연구가 계속적으로 수행되어야 할 것으로 판단되며 솔레노이드 밸브를 이용한 연속형 전자제어 현가장치 개발에 관심있는 모든 분들께 본 논문이 많은 도움이 되리라 기대한다.

참 고 문 헌

1. Stefaan Duym, Randy Stiens, and Koenraad Reybrouck, "Evaluation of Shock Absorber Models," Vehicle System Dynamics, Vol.27, pp.109-127, 1997.
2. Felix Woß ner and Peter Causemann, "Continuously Adjustable Shock Absorbers Comparison, Calculation and Optimization," AVEC '92, 923055, pp.09-314, 1992. 9.
3. D.C. Karnopp, et al., "Vibration Control Using a Semi-Active Force Generator," Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol.96, ser.B, 1974.
4. 부경대학교 산학협동 연구센터, "제어용 서보 구동시스템 설계기술," 산학연 협동 연구 센터 기술 강습회 교재, 1997. 2.
5. E. H. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc.