

차량용 셀프 레벨링 속업소버의 개발 Development of a Self-Leveling Shock Absorber for Vehicle

이동락 · 김태형 · 이일영
D. R. Lee, T. H. Kim and I. Y. Lee

1. 서론

자동차의 현가장치(Suspension System)는 자동차의 하중을 지지함과 동시에 프레임과 차축을 연결하며 주행 중에 지면에서 발생하여 차체로 전달되는 진동이나 충격을 흡수하여 진동이 차체에 전달되는 것을 방지함으로써 차량의 여러 장치들과 승객 그리고 화물들을 보호하고 바퀴의 불필요한 진동을 억제하여 승차감과 자동차의 안전성을 향상시키는 중요한 장치이다. 이 현가장치의 기본구성 요소는 속업소버(뎀퍼)와 스프링인데, 본 해설에서 소개하는 Self-Leveling Shock Absorber(이하 SLSA)는 종래의 속업소버를 특수한 목적으로 개량, 발전시킨 최신의 자동차 속업소버이다.

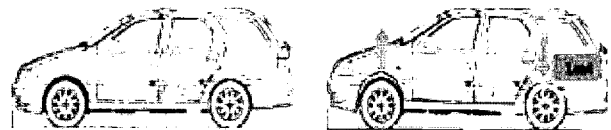
차량의 성능 및 우수성을 평가하는 한 가지 척도로서 “유연하고 편안한 운전”, “안정되고 안전한 운전”을 들 수 있다. 이것을 다른 말로 표현하면 “승차감과 조종안정성 향상”으로 표현된다.

차량에 적재화물이 많아지거나 승차인원이 증가되면 차량의 무게는 증가한다. 일반적으로 차량의 승차 공간 및 화물 적재 공간은 차량후방에 집중되어 있기 때문에 승차인원 및 화물 적재량 증가와 더불어 차량 후방의 무게비가 커지게 된다. 이 경우 후방 현가장치에 가해지는 중량이 과도하여 차량의 후방은 하강하고 상대적으로 전방은 상승하게 된다. 이와 같이 차량의 자세가 평형위치를 벗어난 상태에서는 차량 현가장치의 제진 성능과 자동차 조향 안정성이 동시에 나빠지는 현상이 발생한다. 그 결과, 차량의 승차감이 크게 저하되어 운전자에게 불안감을 줄 수 있고 운전자 시야의 변화, 헤드라이트의 지시위치 변화 등을 야기하며 차량의 일부분에 집중 하중이 작용하여 부품의 편마멸 및 손상이 발생할 수 있다.

이와 같은 차량의 불안정한 자세를 최대한 줄여주는 것은 매우 중요하며 본 해설에서 소개하는 SLSA는 차량에 탑재되는 하중의 불균형에도 불구하고 차체의 평형상태를 항상 일정하게 유지시켜

“안정되고 안전한 운전”을 실현시켜주는 장치이다 (그림 1 참조).

본 해설에서는 SLSA의 작동 원리와 구조, SLSA의 수치해석 모델과 각종 물리인자의 수치를 구하는 과정 등을 설명하고 수치해석 결과와 실차 시험 결과 등을 통하여 SLSA의 성능 및 효용성을 살펴본다.



(a) (b)
그림 1 SLSA의 적용

2. SLSA의 시장성 및 개발 동향

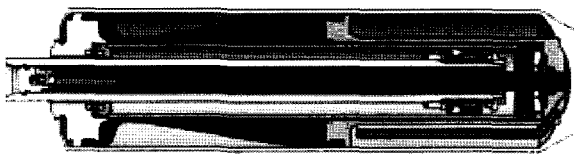
SLSA의 적용이 선호되는 차량은 RV (Recreational Vehicle) 및 MPV (Multi-Purpose Vehicle)이며 근래에는 일반의 대형 승용차에도 적용이 시도되고 있는 실정이다.

2006년 기준의 국내 승용차 생산대수는 약 349만대이며, 이 가운데 RV차량이 약 119만대가 생산되었다. 특히 RV차량은 1997년 이후 급격히 증가하여 전체 승용차량의 34.1%를 점하고 있어, 2000년 이후 차급별로 가장 많은 생산대수를 기록하고 있다. RV차량의 수요가 늘어나면서 차량 성능에 관한 관심도 높아져 관련 기업들의 경쟁으로 이어지고 현가장치부분의 성능 개선을 위하여 국내 차량도 RV를 중심으로 셀프 레벨링 속업소버를 장착하는 차량이 늘고 있으며 향후 중·대형차량에서도 장착차종이 늘어날 전망이다.

세계에서 처음으로 SLSA를 개발하여 양산 차량에 적용한 회사는 독일의 Boge사이며, Boge사가 ZF Sachs 사에 인수되면서 현재는 ZF Sachs사에서 생산되고 있다. 현재 SLSA의 세계 시장 점유율은 ZF Sachs사 제품이 95% 이상인 것으로 알려져 있

으며, 미국의 Delphi와 Monroe사, 일본의 Kayaba사, 국내의 (주)만도[Kayaba와의 기술제휴로 제작], (주)S&T대우가 생산 혹은 개발을 개시하고 있는 상태이다. 현재, 국내에서 장착되고 있는 SLSA는 Z社 제품과 K社 제품이 있다.

두 제품의 외관상 큰 차이점을 살펴보면, Z社의 경우 Reverse type으로 SLSA가 스프링 위의 질량으로 작용하여 차량 운전시의 승차감이 향상되고, K社의 경우 normal type으로 스프링 아래의 질량으로 작용하여 승차감은 반감되지만 조종안정성은 향상되는 특징이 있다.



(a) Z社 SLSA의 횡단면도



(a) K社 SLSA의 횡단면도

그림 2 SLSA의 종류

3. SLSA의 구조 및 작동

3.1 SLSA의 구조 및 작동의 개요

SLSA에도 종래의 일반적인 속업소버의 부품인 실린더, 피스톤, 피스톤 로드, 레저버(reservoir)가 사용되며, 이러한 부품 이외에도 차체 높이제어(차량 자세 제어)를 위한 부품들이 사용된다.

본 해설에서 소개하는 SLSA¹⁾의 전체 구조를 그림 3에 나타내었다. 이 SLSA는 실린더의 한쪽 끝(그림 3의 위쪽)이 차체에 연결되고, 피스톤 로드 끝이 차륜에 연결되도록 설계되었다. 로드 가이드 조립체에 의하여 신장 체임버, 고압 체임버가 밀폐되며, 기초부 조립체에 의하여 압축 체임버와 저압 체임버가 밀폐된다.

이 SLSA의 감쇠력 발생기구는 종래의 모노튜브(mono-tube)형 속업소버의 그것과 동일한 종류의 것이다. 그림에서 피스톤(피스톤 밸브 어셈블리)는 감쇠력을 발생시키는 부분이다. 압축 체임버(compression chamber)는 고압 체임버(high

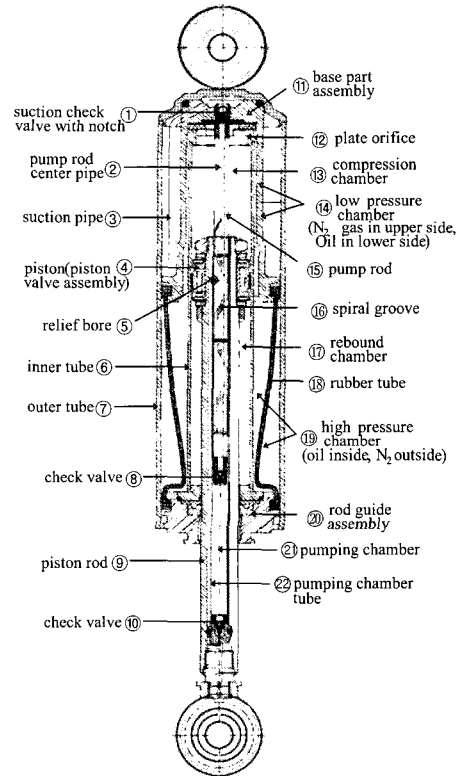


그림 3 SLSA의 횡단면도

pressure chamber)에 연결되었으며, 체임버 사이에는 오리피스가 설치되어 있다. 고압 체임버는 피스톤 작동 중에 피스톤 상하부 면적 차이에 따른 유량 불균형 문제를 해소시켜 주는 역할을 하며, 고무 튜브 격벽의 외측에는 질소 가스가 주입된다.

펌프 로드(pump rod)에는 나선상 홈(spiral groove)과 테이퍼부가 가공되어 있다(그림 4 참조). 이러한 나선상 홈과 테이퍼 부위는 압축 체임버와 펌핑 체임버(pumping chamber) 사이의 연결 통로 역할을 하며, 이 연결 통로의 유체 저항은 피스톤과 펌프 로드 사이의 상대변위에 따라서 변화하는 가변 유체 저항임을 알 수 있다. 피스톤이 실린더 내의 표준위치 부근에 머무를 때는 압축 체임버와 펌핑 체임버 사이의 유체 저항이 비교적 작아서 펌핑 체임버 내의 압력은 압축 체임버 내 압력에 가까운 값을 가지며, 이 때는 체크 밸브가 닫힌 상태로 유지되므로 펌핑 작용은 일어나지 않는다.

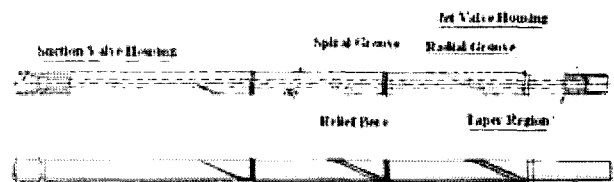


그림 4 Pump Rod

차체의 적재 중량이 증가함에 따라 피스톤의 평형 위치가 압축 체임버 방향으로 이동하면 나선상 흡이 제공하는 교축 유로가 좁혀지거나 마침내는 닫히게 된다. 이런 상태에서 피스톤이 작동되면 정상적으로 펌핑 작용이 수행되어 압축 체임버 내의 평균 압력이 상승하면서 SLSA 실린더 내의 피스톤은 표준위치로 복귀하고, 차체의 자세 불균형도 교정된다.

상기와 같이, SLSA의 펌핑 작용으로 차체의 자세 불균형이 교정된 차량으로부터 적재물을 내리면 피스톤은 신장측으로 이동하며 차체 위치는 다시 상승한다. 그러나 피스톤의 하강으로 펌프 로드 상의 릴리프 구멍(relief bore)가 열리면서 압축 체임버 내의 기름은 흡입 체크 밸브(suction check valve with notch)의 노치부를 거쳐서 급격히 저압 체임버(low pressure chamber)로 흐르고 차체의 높이는 다시 원래의 위치로 회복된다.

3.2 피스톤(피스톤 밸브 조립체)의 구조 및 작동

피스톤 밸브 조립체는 SLSA에서 감쇠력을 발생시키는 부분이며, 그림 5에는 압축 및 신장 행정에서의 기름 흐름에 따른 감쇠 기구의 작동을 나타내었다. 피스톤 상하에 위치한 서브 피스톤에 가공된 유로와 극저속 디스크 및 스프링(ex-tremely low velocity disc and spring)에 의하여 기름 흐름의 방향이 결정된다. 피스톤 속도가 비교적 저속일 때는 주로 극저속 디스크 및 스프링의 작용으로 유동 저항을 발생시켜 감쇠력이 생성된다. 고속 구간에서는 C/C 디스크(constant flow control disc) 및 다단 디스크(multi-step disc)의 작용으로 유동 저항을 발생시켜 감쇠력이 생성된다.

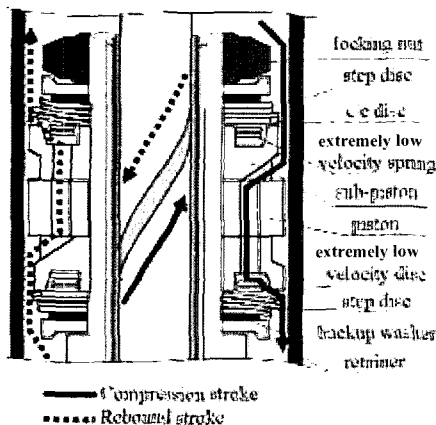


그림 5 압축 및 신장 행정에서의 유체의 흐름

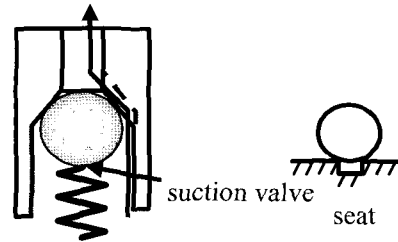


그림 6 노치를 가지는 흡입 체크 밸브의 구조

3.3 펌핑 기구의 구조 및 작동

펌프 로드의 구조를 그림 4에 나타내었으며 그림 6에는 흡입 체크 밸브(노치 부가형, suction check valve with notch)의 상세 구조를 나타내었다. 펌프 로드의 표면에는 나선상 흡이 가공되었고, 펌프 로드의 한쪽 끝부분(펌핑 체임버와 맞닿는 쪽의 끝부분)은 테이퍼(taper)형상으로 가공하였다.

나선상 흡과 테이퍼 부위는 압축 체임버와 펌핑 체임버 사이의 연결 통로 역할을 하며, 이 연결 통로의 유체 저항은 피스톤과 펌프 로드 사이의 상대 변위에 따라서 변화하는 가변 유체 저항임을 알 수 있다. 피스톤이 실린더 내의 표준위치 부근에 머무를 때는 압축 체임버와 펌핑 체임버 사이의 유체 저항이 비교적 작아서 펌핑 체임버 내의 압력은 압축 체임버 내 압력에 가까운 값을 가지며, 이 때는 체크 밸브 및 이 닫힌 상태로 유지되므로 펌핑 작용은 일어나지 않는다.

차체의 적재 중량이 증가함에 따라 피스톤의 평형 위치가 압축측 체임버 방향으로 이동하면 나선상 흡이 제공하는 교축유로가 좁혀지거나 마침내는 닫히게 된다. 이런 상태에서 피스톤이 작동되면 정상적으로 펌핑 작용이 수행되어 압축측 체임버 내의 평균 압력이 상승하면서 SLSA 실린더 내의 피스톤은 표준위치로 복귀하고, 차체의 자세 불균형도 교정된다.

상기와 같이, SLSA의 펌핑 작용으로 차체의 자세 불균형이 교정된 차량으로부터 적재물을 내리면 피스톤은 신장측으로 이동하며 차체 위치는 다시 상승한다. 그러나 피스톤의 하강으로 펌프로드 상의 릴리프 구멍(relief bore)이 열리면서 압축 체임버 내의 기름은 흡입 체크 밸브의 노치부를 거쳐서 급격히 저압 체임버로 흐르고 차체의 높이는 다시 원래의 위치로 회복된다.

이 밸브의 시트부에 가공한 노치 구조는 기름이 압축 체임버로부터 저압 체임버로 역류 때에 급격한 유동을 억제하는 역할을 한다.

3. SLSA의 수학적 모델

SLSA 내부 각 요소에서의 물리적 특성을 더욱 이해하기 쉽도록 도식화한 등가 블록 선도를 그림 7에 나타내었다. 이 블록 선도에는 기본적으로는 유압기호를 사용하지만 필요에 따라서는 수식 블록도 포함시켰다. 블록 선도와 SLSA 각 요소와의 대응 관계의 이해를 돕기 위하여, 간략화한 SLSA 단면도를 함께 도시하였다.

그림 4의 블록 선도를 구성하는 요소 가운데에는, 서로 다른 기기임에도 불구하고 동일한 방정식으로 물리현상을 기술할 수 있는 경우도 있고, 동일한 종류의 부품(예: 오리피스 유로)이 여러 부위에서 사용되는 경우도 있다. 이와 같은 경우들에서는 요소 기기가 달라도 공통의 수식을 사용할 수가 있다.

4. 물리 파라미터의 결정

피스톤(피스톤 밸브 어셈블리)은 다양한 유체저항 요소들(step disc, C/C disk 등)로 구성되어 있으며, 그 구조가 매우 복잡하다. 또한, 펌프 로드 는 나선상 홈, 가변 오리피스, 테이퍼진 부분으로 구성되어 구조가 복잡하다. 이러한 이유로 실험을 통하여 피스톤 밸브 어셈블리와 펌프 로드의 물리적 파라미터를 기술하는 실험식을 도출하였다.

피스톤 밸브 어셈블리의 실험식 도출을 위한 실험 장치의 단면도 및 실험장치의 사진을 그림 8에 나타내었다. 가변 유량형(모터 속도 변동에 의한 유량 가변형) 유압펌프를 사용하여 공급유량을 변화시키면서 입구측 및 출구측의 압력, 유량을 측정하였다. 이 때, 유량 Q 는 입구측과 출구측의 압력차 ΔP 의 함수로서 식 (1)과 같이 표현 할 수 있으며, 이렇게 측정된 실험 결과(예: 그림9)를 사용하여 피스톤 밸브를 모델링하여 수치 시뮬레이션에 사용하였다.

$$Q = f(\Delta p) \tag{1}$$

펌프 로드 실험장치의 개념도 및 제작된 실험 장치의 사진을 그림 10에 나타내었다.

피스톤의 위치가 변화함에 따라 나선상 홈의 개방 길이가 달라지기 때문에 실험 장치의 피스톤의 위치를 변화시키면서, 가변 유량형 펌프를 사용하여 입구측의 유량을 변화시켰다. 이러한 방법으로 입구측 및 출구측의 압력 및 유량을 측정하였다. 이 때, 유량 Q 는 피스톤의 위치 x_p 와 입·출구 압력차 Δp 의 함수로서 식 (2)와 같이 표현할 수 있으며 실험 결과를 바탕으로 하여 펌프로드 내의 나선상 홈을 모델링하여 수치 시뮬레이션에 사용하였다.

$$Q = f(x_p, \Delta p) \tag{2}$$

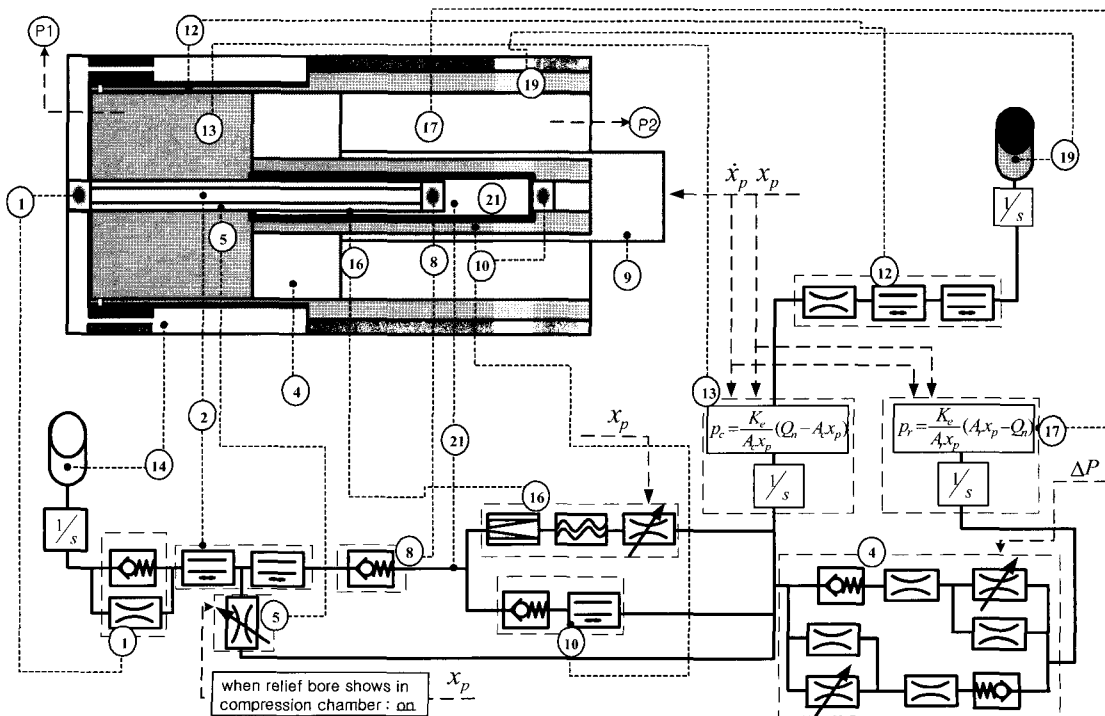
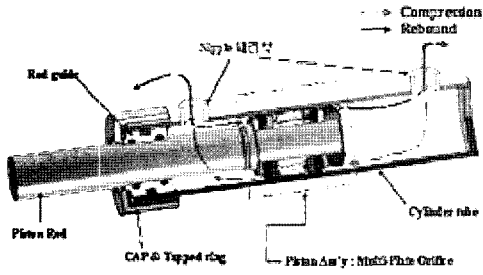
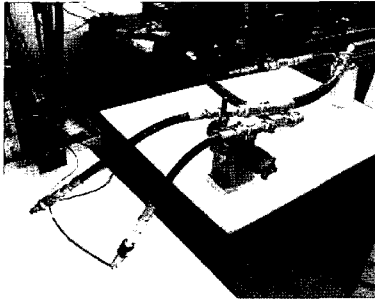


그림 7 SLSA의 등가 블록 선도

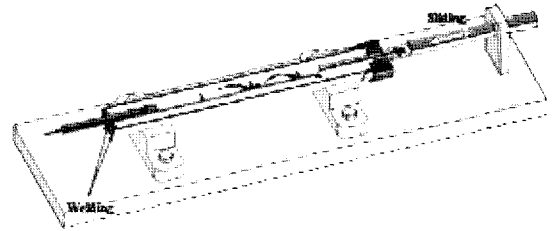


(a) 실험 장치의 단면도

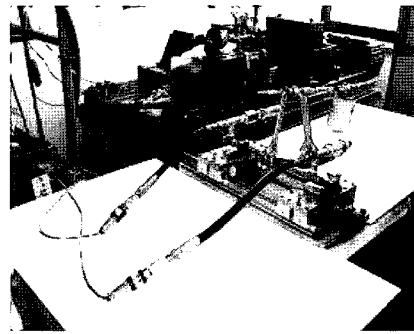


(b) 실험 장치의 사진

그림 8 피스톤 밸브 어셈블리 실험 장치



(a) 실험 장치의 단면도



(b) 실험 장치의 사진

그림 10 펌프 로드 실험 장치

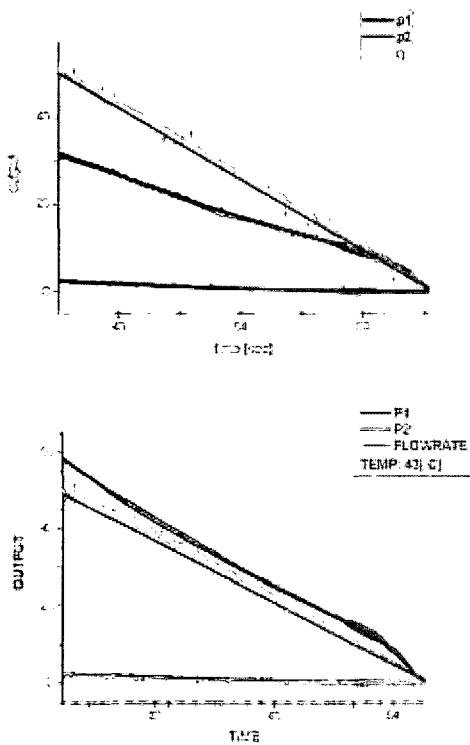


그림 9 피스톤 밸브 어셈블리 실험 결과

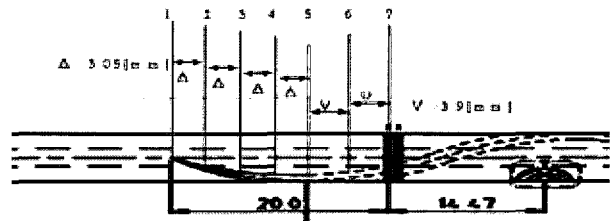


그림 11 나선형 홈의 개방 위치

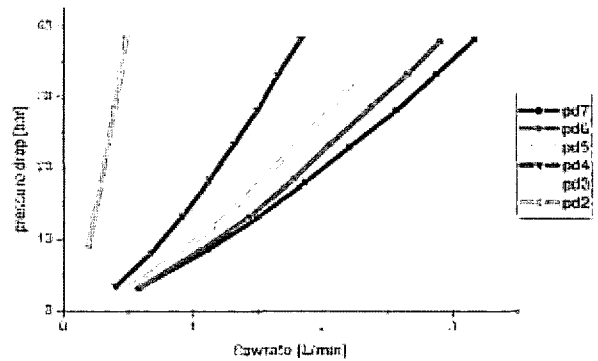


그림 12 피스톤 위치에 따른 펌프 로드의 $Q \sim \Delta p$ 곡선

그림 11은 피스톤의 위치가 변화함에 따른 나선상 홈의 개방 위치를 나타낸다. 그림 12는 그림 11의 세분화된 실험 위치에 따른 실험 결과와, 실험결과를 사용하여 나선상 홈을 모델링한 수치 시뮬레이션의 결과값으로 $Q \sim \Delta p$ 곡선을 나타내었다.

5. 실험 및 시뮬레이션 결과의 비교 및 고찰

5.1 감쇠력 성능

그림 13은 피스톤의 속도에 대한 감쇠력의 변화를 나타내고 있다. 실험에서 나타난 저속구간의 큰 히스테리시스가 펌핑을 고려하지 않은 시뮬레이션

에서는 나타나지 않은 것은 압축 체임버와 펌핑 체임버 사이에 존재하는 가변 유체저항(나선상 흡)을 고려하지 않았기 때문으로 생각된다. 그림 14에는 피스톤의 변위에 대한 감쇠력의 변화를 나타내었으며, 그림 15에는 피스톤의 속도 변화에 따른 감쇠력의 최대치를 나타내었다. 시뮬레이션과 실험이 비교적 잘 일치하는 경향을 보였다.

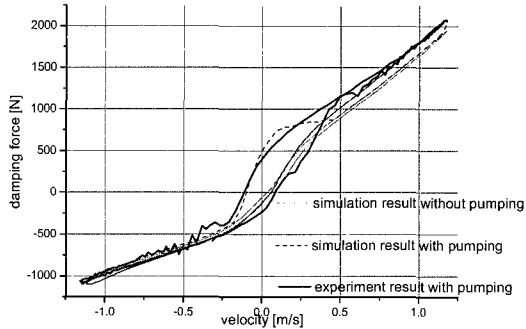


그림 13 피스톤 속도에 대한 감쇠력 선도

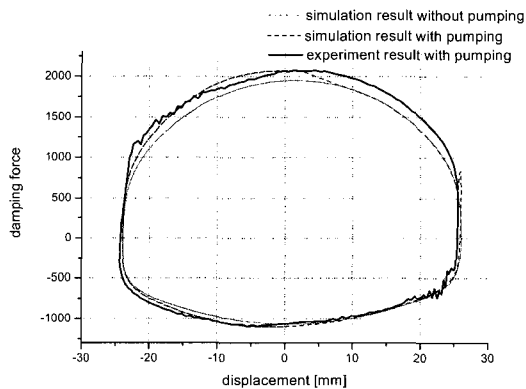


그림 14 피스톤 변위에 대한 감쇠력 선도

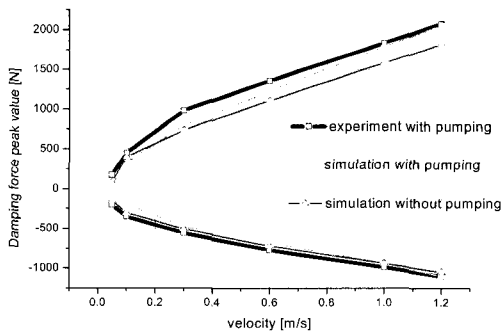
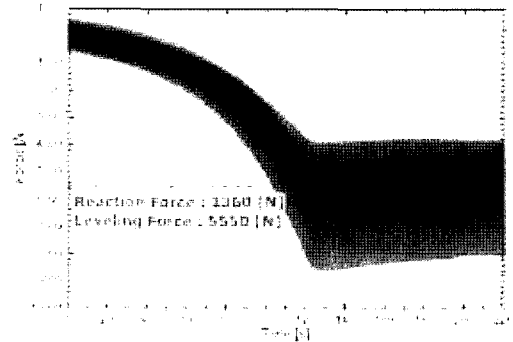


그림 15 피스톤 속도에 따른 최대 감쇠력

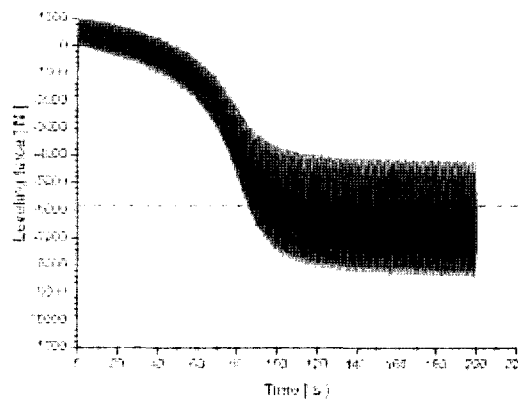
5.2 펌핑 성능

그림 16에는 펌핑 성능 실험결과 및 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. SLSA의 작동 시간 경과에 따라서 SLSA의 지지력 평균치가 증가하였으며,

5550 N의 중량 부가에 따른 SLSA의 변위를 표준 위치로 복귀시키는데 소요된 시간은 실험에서 약 120초, 시뮬레이션에서 약 110초로 나타났다.



(a) 실험 결과



(b) 시뮬레이션 결과

그림 16 SLSA의 펌핑 성능

5.3 실차량 성능 시험

실차량에서의 SLSA의 펌핑 성능을 확인하기 위해서 Gross Vehicle Weight(공차 중량 + 65 kg × 5) 상태에서 차량의 트렁크에 총 300 kg의 부하를 적재하였다. 동일한 주행로에서는 차량의 속도도 레벨링 성능에 영향을 미치므로 차량의 주행은 최대한 약 40 km의 정속으로 유지하였으며, 주행 거리에 대한 레벨링 성능을 확인하기 위해서 1 km 주행 시마다 일시 정지를 하여 차체와 차축 사이의 상대 변위가 일정하게 유지되는 상태에서 계측을 하였다.

그림 17은 차량의 트렁크에 300 kg의 부하를 적재하는 동안의 차체와 차축간의 상대 변위 변화량을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 300 kg의 부하가 적재되었을 경우 57~58 mm의 변위 변화가 있음을 알 수 있으며, 좌측과 우측의 변화량은 거의 동일함을 알 수 있다. 부하를 적재하기 전의 상대 변위값이 좌측과 우측이 다른 이유는 각 센서의 장착 위치가 동일하지 않기 때문이다.

6. 결 언

본 해설에서는 차량용 SLSA(Self-Leveling Shock Absorber)의 작동 원리와 구조에 대해서 자세히 소개하였다. 또한, SLSA의 수치해석 모델과 각종 물리인자의 수치를 구하는 과정 등을 설명하고 수치해석 결과, 단품 시험 결과 및 실차 시험 결과 등을 통하여 SLSA의 성능을 확인할 수 있었다. 본 해설에서 소개한 차량용 SLSA는 세계적인 RV, MPV 차량 생산대수의 증가와 더불어 그 수요가 크게 증가할 것으로 예상되는 고 부가가치의 핵심 자동차 부품으로 향후 국내 자동차 부품 산업의 발전에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

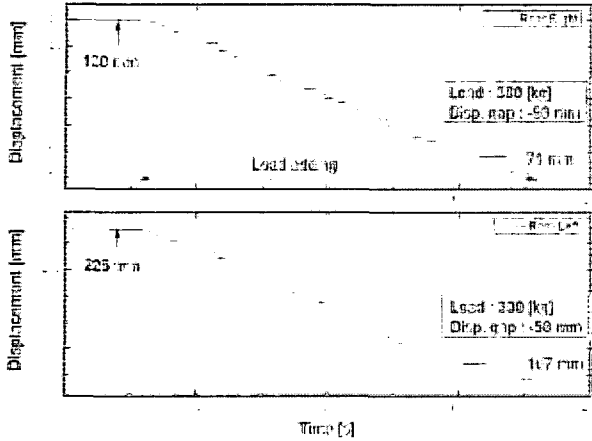


그림 17 부하 적재에 따른 차체와 차축간의 상대 변위 변화량

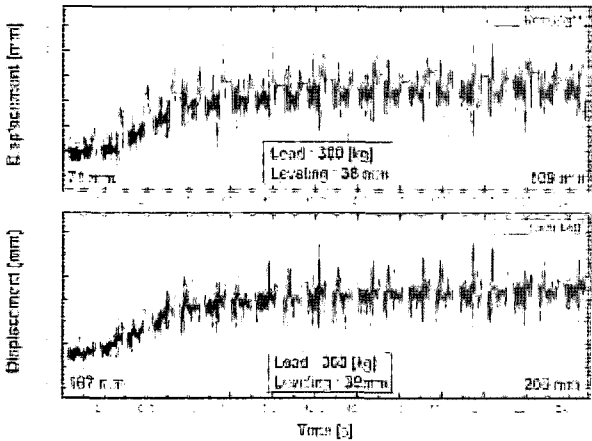


그림 18 실차량 테스트 결과

그림 18은 부하를 적재한 상태에서 최대 약 40 km의 정속 상태로, 총 10 km를 주행하는 동안의 차체와 차축의 상대 변위 변화량을 나타낸 것이다. 주행 거리에 따른 변위 변화량을 좀 더 쉽게 보기 위해서 1 km 주행 후 일정 시간동안 정차하여 차체와 차축간의 상대 변위의 수렴 값이 데이터로 저장될 수 있도록 하였다.

그림 18에서, 300 kg 부하 적재 상태에서 약 3 km 주행을 하였을 때 차체와 차축간의 상대 변위값이 일정한 값으로 수렴됨을, 즉 레벨링 위치에 도달하였음을 알 수 있다. 최종적인 차체와 차축간의 상대 변위값이 초기의 무부하 상태의 값과 상이한 것은, 초기의 무부하 상태에서의 차체 무게가 차량의 설계 무게보다 작은 상태이기 때문인데, 이것은 부하 적재 및 센서 등의 설치를 위해서 기존에 장착되어 있는 최후열 시트 및 보조 타이어 등을 제거한 것에 기인한다.

참고 문헌

- 1) 이일영 외 5인, “셀프레벨링 속업소버 신개발품의 구조와 성능”, 한국자동차공학회 2005년도 추계학술대회 논문집, 2005.
- 2) Fichtel & Sachs AG, “Self Pumping Hydropneumatic Strut with an Internal Level Control”, USA Patent Number 5988607, 1999.
- 3) Mannesmann Sachs AG, “Self Pumping Hydro-pneumatic Shock Strut with Internal Level Regulation”, USA Patent Number US6202993 B1, 2001.
- 4) T. Takenaka and E.Urata, “Oil Hydraulics”, Yokendo co. Ltd., Tokyo, pp. 124~127, 1970.
- 5) Japan Fluid Power Systems Society(JFPS), Fluid Power Handbook, OhmCo.Ltd., pp. 34~35, 1989.

[저자 소개]

이동락(책임저자)

E-mail : donglark@sntdaewoo.com

Tel : 051-509-2319

1969년 3월 1일생

1997년 부산대학교 기계설계공학과 석사 과정 졸업, LG 산전 OSC 설계팀 근무, 1997

년 S&T대우 기술연구소 기계연구2실에서

차량용 서스펜션 개발에 종사



[저자 소개]



김태형

E-mail : thkim.mmaster@gmail.com

Tel : 051-620-1612

1975년 3월 6일생

2002년 부경대학교 메카트로닉스공학과 박사과정 수료, S&T 대우 기술연구소 근무, 2007~현재 부경대학교 산업과학기술연구소

에서 유압시스템 제어 응용에 관한 연구에 중사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원

[저자 소개]



이일영

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

Tel : 051-620-1612

1954년 8월 4일생

1986년 동경공업대학 제어공학과 박사 과정 졸업, 1986~현재 부경대학교 교수, 유압시스템 맥동 해석, 유압시스템 제어, 유압제어

밸브 개발 및 응용에 관한 연구에 중사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원