

## 유연 지그를 이용한 서스펜션 부싱의 비틀림 및 원추 강성 측정기 개발

이재곤\* · 박용국 · 김기대

대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

### Development of a Measurement System of Torsional and Conical Suspension Bushing Rates with the Flexible Jig

Jae-Kon Lee\* · Yongkuk Park · Gidae Kim

School of Mechanical and Automotive Engineering, Catholic University of Daegu, Gyeongsangbuk-do 712-702, Korea

(Received 27 August 2002 / Accepted 11 December 2002)

**Abstract** : The stiffness of a bushing in a suspension is extremely important for the overall performance of the suspension system. A new measurement system including the flexible jig was developed to measure the multi-directional stiffness of bushings. To overcome the disadvantage of building each individual jig for each type and size of a bushing, we designed the flexible jig which can accommodate numerous bushings of similar shapes and sizes. Upon using the novel design of the flexible jig in the industry, we could successfully measure the torsional and conical stiffness of many bushings and apply the data for the prediction and evaluation of the performance of a suspension system, which would assist designing the optimal suspension system.

**Key words** : Suspension(현가장치), Control arm bushing(컨트롤암부싱), Wheel alignment(차륜정렬), Suspension bushings(현가장치 부싱), Bushing(부싱), Bushing rates(부싱강성), Flexible jig(유연지그)

#### 1. 서론

현가장치는 차체와 차축을 연결하는 장치로써 단순히 차체를 지탱할 뿐만 아니라, 노면의 요철에 의해 발생하는 진동을 줄여 승객과 화물을 보호하고 차륜과 지면사이에 접지력을 형성하여 구동력이나 제동력을 효과적으로 작용하도록 하는 역할을 한다. 또한 차체나 차륜에 작용하는 여러 가지의 힘에 대해 차륜의 위치를 결정하여 주행시의 차량 안정성을 확보하는 것도 중요한 역할이다. 현가장치는 진동완화 작용을 하는 스프링, 스프링의 자유진동

을 억제하는 속 업소버(shock absorber), 이들을 지탱함과 동시에 차체와 차륜의 위치관계를 결정하는 링크(link)기구, 링크기구의 지지점인 부싱(bushing) 등의 여러 요소로 구성되어 있다.<sup>1)</sup>

일반적으로 차량 개발시 승차감과 조종안정성을 만족시키기 위해 댐퍼(damper), 스프링, 스테빌라이저(stabilizer), 부싱 등의 현가장치 특성들이 중점적으로 조정된다.<sup>2)</sup> 차량의 운동 특성은 현가장치의 기하학적 구조나 배치에 따라 크게 좌우되지만, 현가장치에 사용되는 부싱의 강성 변화 또한 중요한 설계인자로 인정되어, 조종안정성 향상을 위해 부싱의 강성을 선정하는 방안이 제시되었다.<sup>3)</sup> 또한 자동차 현가장치의 강성이 조종안정성에 미치는 영향에

\*To whom correspondence should be addressed.  
leejk@cataegu.ac.kr

관한 연구를 통해 부싱의 변형에 의한 휠 얼라인먼트의 변화가 컨트롤 암의 탄성변형에 의한 휠 얼라인먼트의 변화에 비하여 매우 큼이 밝혀졌다.<sup>4)</sup> 현가장치중의 하나인 부싱이 차량의 조종안정성과 승차감에 미치는 영향을 중요시하여 부싱 강성 설계 방법과 부싱 모델을 개발하기 위해 노력해왔다.<sup>5-8)</sup> 이와같이 부싱의 강성은 현가장치를 설계할 때 아주 중요한 입력 요소로 인식되어 왔으나, 부싱강성 측정에 대해서는 소홀히 취급되고 있다.

전술한 바와 같이 부싱의 강성은 현가장치 전체의 성능에 영향을 주는 부품이며, 또한 현가장치의 성능을 시뮬레이션하기 위해서는 부싱의 정적성능의 실측값이 필요하다. 정적성능은 하중 또는 토크가 가해지는 방향에 따라 4개의 부싱 강성(bushing rate), 즉 축방향강성(axial stiffness), 반경방향강성(radial stiffness), 비틀림강성(torsional stiffness) 및 원추강성(conical stiffness)으로 정의된다. 이 중에서 축방향 및 반경방향 강성은 만능재료시험기에 간단한 지그 설치로 측정이 용이하며, 실제 이 방법이 산업 현장에서 이용되고 있다. 그러나 비틀림 및 원추 강성을 측정하기 위해서는 또 다른 전용 시험기가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 부싱에 가해지는 토크의 방향을 바꿈으로써 하나의 측정기로 정적 비틀림 및 원추 강성을 동시에 측정할 수 있는 측정장치를 개발하는 것이다. 또한, 하나의 시험기로 형상이 비슷한 여러 종류의 부싱의 강성을 측정할 수 있도록 유연지그(flexible jig)를 설계하였다. 따라서 현장에서 여러 부싱의 강성측정에 필요한 지그 수를 감소시킬 수 있다.

## 2. 부싱과 유연지그의 이론적 고찰

### 2.1 부싱 강성의 정의

현가장치의 각 구성요소를 차체에 고정하기 위해 사용되는 부싱의 대표적인 형상은 실린더형 또는 원통형으로, Fig. 1과 같이 금속으로 만들어진 내측 및 외측 슬리브 내부에 천연 고무가 채워진다. Fig. 1에 부싱의 좌표축 x, y, z를 표시하였다. 부싱의 정적 성능을 표시하기 위해 4개의 부싱강성이 정의된다. x 방향과 y 방향 또는 z 방향으로 가해지는 힘

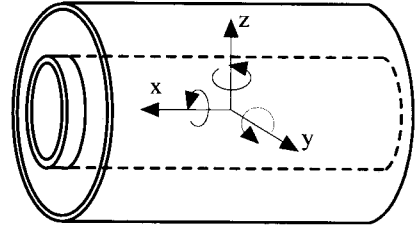


Fig. 1 Definition of bushing stiffness

과 이 결과로 발생하는 변위의 비를 각각 축방향 및 반경방향 강성이라 한다. 또 Fig. 1은 비틀림 방향을 보여주는 것으로, x 방향과 y 방향 또는 z 방향으로 가해지는 토크와 이 때 발생하는 비틀림각의 비를 각각 비틀림 및 원추강성이라 한다.

### 2.2 유연지그의 설계

#### 2.2.1 유연지그의 필요성

차량의 현가장치에 사용되는 부싱의 종류는 대단히 많으며, 참고로 한 회사에서 생산하고 있는 부싱의 종류는 총 26종이다. 형상이 비슷한 경우 하나의 측정기와 가능한 적은 수의 지그를 이용하여 부싱강성을 측정하는 것이 경제적이다. 이를 위해 먼저 측정기에 설치될 공용 지그를 설계하며, 이는 측정할 부싱의 치수와는 관계없이 항상 일정한 형상과 치수를 갖는다. Fig. 2는 측정기에 설치될 공용 지그(multi-use jig)에 부품 지그(part jig)와 부품이 장착된 상태를 보여준다. 빗금 친 부분이 공용 지그이고, 중앙부분의 검은색 부분이 부품이며, 부품과 공용 지그의 중간이 부품 지그이다.

여기서 공용 지그와 공용 지그에 맞는 부품 지그의 일체를 유연지그(flexible jig)라 부른다. 부싱의

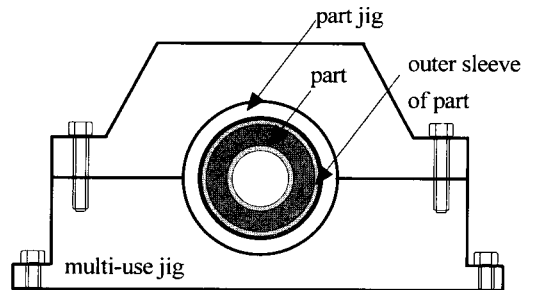


Fig. 2 Schematic diagram of a flexible jig

강성을 측정하기 위해 하나의 공용 지그와 이에 맞는 부품 지그만을 이용함으로써 필요한 지그의 수를 줄일 수 있는 경제적인 측정기 구성이 가능해진다. 만약 부싱의 형상이 비슷함에도 불구하고 부싱을 측정기에 직접 설치할 지그(공용 지그 및 부품에 맞는 지그)를 제작하는 것은 매우 비경제적이다. 따라서 부싱을 측정기에 장착할 유연지그의 개발이 반드시 필요하다.

### 2.2.2 부싱과 유연지그 모델링

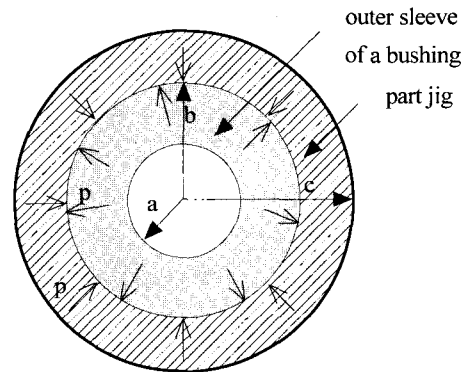
2.2.1에서 제시된 부싱이 부품 지그에 고정되는 원리는 실제로 부싱이 현가장치에 장착되는 방법과 동일하다. 부싱강성을 측정하기 위해 토크는 부싱의 내측 금속제 슬리브를 통해 가해지며, 외측 금속제 슬리브는 부품 지그에 고정된다. 부품 지그는 부품 지그의 내측면과 부싱의 외측 슬리브 사이에 미끄러짐이 없는 구조를 가져야 한다. 부품 지그와 부싱의 외측 슬리브 사이에서 미끄러짐이 발생하면 부싱의 비틀림 각 측정값은 실제 비틀림 각보다 훨씬 큰 값을 가지므로 측정오차를 유발한다. 이러한 각도 측정시의 오차 발생 요인을 제거하기 위한 선결 조건으로 부싱의 외측 슬리브는 부품 지그에 완전히 밀착되어 미끄러짐이 발생하지 않도록 설계되어야 한다. 즉, 부싱의 내측 슬리브를 통해 가해지는 토크보다도 더 큰 마찰력이 부품 지그와 부싱의 외측 슬리브 사이에 작용해야 한다.

부품 지그에 장착된 부싱을 모델링하면 Fig. 3과 같다. 내부의 원통형 실린더는 부싱의 외측 슬리브를 나타내고, 외측의 원통형 실린더는 부싱에 장착될 부품 지그를 나타낸다. 부싱과 부품 지그 사이의 접촉면에 작용하는 압력의 크기는 부싱을 부품 지그에 억지끼워맞춤 할 때의 수축여유(shrinking allowance,  $\delta$ )에 의해 결정된다.<sup>9)</sup> 이 수축여유는 부싱의 외경에서 지그의 내경을 뺀 값이다.

부싱의 외측 슬리브의 표면과 부품 지그의 내부 표면에 작용하는 압력  $p$ 는

$$p = \frac{E\delta}{b} \cdot \frac{(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}{2b^2(c^2 - a^2)} \quad (1)$$

여기서,  $E$ 와  $\nu$ 는 각각 재료의 탄성계수 및 프와송비를 나타낸다.



a: inner radius of the outer sleeve of a bushing  
b: outer radius of the outer sleeve of a bushing  
c: outer radius of the part jig

Fig. 3 Modeling of flexible jig

압력  $p$ 를 유발하는 부품 지그의 내경과 외측 슬리브의 외경 차이는 다음 식으로 표현된다.

$$\delta = \frac{bp}{E} \left( \frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} \right) \quad (2)$$

부품 지그와 부싱 외측 슬리브 사이의 마찰계수는  $\mu$ 이고, 미끄러짐없이 지탱할 수 있는 최대 토크는 시험 규격 상 부싱의 종류에 따라 다르다. 이를 기준으로 부싱의 외측 슬리브에 끼워질 부품 지그의 반지름은 다음과 같이 계산된다. 부싱과 부품 지그의 접촉면에 작용하는 수직력  $N$ 은 접촉면에 작용하는 압력과 접촉면적으로부터 계산된다.

$$N = pA \quad (3)$$

여기서  $A$ 는 부품 지그와 부싱 외측 슬리브의 접촉면적이다. 부싱과 부품 지그의 접촉면에 발생하는 최대 정지 마찰력  $F_s$ 은 수직력과 부품 지그와 부싱 사이의 마찰계수로부터 계산된다.

$$F_s = \mu N \quad (4)$$

측정시 가해지는 토크는 부싱과 부품 지그의 접촉면 전체에 걸쳐 고르게 전달된다고 가정하면, 접촉면에서 전달되어야 할 힘  $F_f$ 과 인가 토크사이의 관계는 다음 식으로 표현된다.

$$T = bF_f \quad (5)$$

부싱과 부품 지그의 접촉면에서 미끄러짐이 발

생하지 않기 위해서는 최대 정지 마찰력이 접촉면에서 전달되어야 할 힘 보다 커야 하므로

$$F > F_f \tag{6}$$

위의 조건으로부터 부품 지그의 내부 반지름이 다음과 같이 결정된다.

$$\delta > \frac{T}{\pi E \mu L} \frac{b(c^2 - a^2)}{(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)} \tag{7}$$

위의 식으로부터 각각의 부상마다 필요한 부품 지그는 설계된다. 부싱의 외측 슬리브의 반지름을 알고 있으면, 장착될 부품 지그의 내부 반지름은 외측 슬리브 보다 최소  $\delta$  만큼 작은 값을 가져야 한다.

**2.2.3 유연지그 설계 결과**

대표적인 부싱의 치수를 기본으로 이 부품에 필요한 부품 지그의 내측 및 외측 반지름 계산한 결과는 Fig. 4와 같다. 본 계산을 위해  $a=18.475\text{mm}$ ,  $b=20.05\text{mm}$ ,  $T=24.5\text{Nm}$ ,  $E=200\text{GPa}$ ,  $\mu=0.1$ ,  $L=77.65\text{mm}$ 이 사용되었다.

Fig. 4에 따르면 부품 지그의 외측 반지름이 부품의 외측 슬리브의 외측 반지름과 차이가 작을 때는 수축여유가 약 0.004mm 이상의 값을 가지나, 부품 지그의 외측 반지름이 부품의 외측 슬리브의 외경보다 훨씬 큰 값을 가질수록 수축여유는 거의 0.00175mm의 값으로 수렴함을 알 수 있다. 계산결과 수축여유는 일반적인 가공 정밀도를 벗어나므로 이 계산 값을 사용하는 대신에 부품 지그의 외경이 40mm일 때의 수축여유의 10배인 0.0175mm를 수축여유로 선택하였다. 이는 부품 지그의 외경은 40mm로 설계되었음을 의미한다. 이로 인해 부품과 부품 지그 표면에 미끄러짐이 발생하지 않고 전달할 수

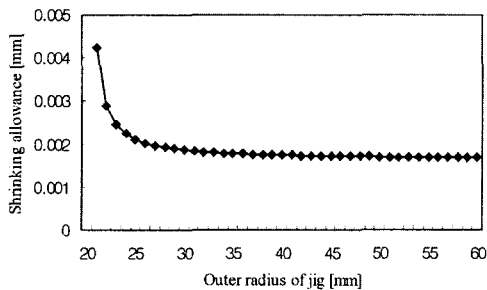


Fig. 4 Computational results of part jig

있는 토크는 10배 증가되어 245Nm까지 전달할 수 있다.

위에서 계산된 수축여유가 부상과 부품 지그가 장착되었을 때 부품과 부품 지그에 항복 발생 여부를 검토하기 위해 2.2.2에서 사용된 모델을 기초로 부품 지그에 부싱을 장착하였을 때 작용하는 응력을 계산하였다. 모델 계산 결과로부터 단품 지그와 부싱 접촉면에 작용하는 압력은 12.6MPa이며, 이로 인해 부품과 부품 지그에 발생하는 주응력은 다음과 같다.

부품 지그:

$$\sigma_r = -12.6\text{MPa}, \sigma_\theta = 12.6\text{MPa}, \sigma_z = 0$$

부품:

$$\sigma_r = -12.6\text{MPa}, \sigma_\theta = 162.0\text{MPa}, \sigma_z = 0$$

부품의 응력이 항복조건에 도달하는지 검토하기 위해 항복이론 중 가장 심한 최대전단응력이론을 이용하면, 부품의 최대 주응력과 최소 주응력의 차이는 174.6MPa로 강의 항복응력 340MPa의 약 1/2 수준으로 안전한 설계임을 알 수 있다. 또한, 부품 지그는 응력이 항복응력보다 매우 낮음을 알 수 있다. 부품의 형상과 치수가 어느 정도 차이가 나더라도 수축여유를 0.0175mm로 하여도 부품과 부품 지그에 작용하는 응력은 이들의 항복을 발생시키지 않는다. 따라서 부품 지그는 외경 40mm 및 내경은 부품의 외측 슬리브의 외경보다 수축여유 0.0175mm만큼 작도록 설계되었다.

이러한 계산 결과를 바탕으로 부품 지그의 외경을 모든 부품에 대해 동일한 값인 40mm로 고정하고, 여기에 맞는 공용 지그를 설계하면 하나의 시험기로 형상과 치수가 비슷한 부싱의 강성을 측정할 수 있게된다.

**3. 측정기**

**3.1 측정기 구성**

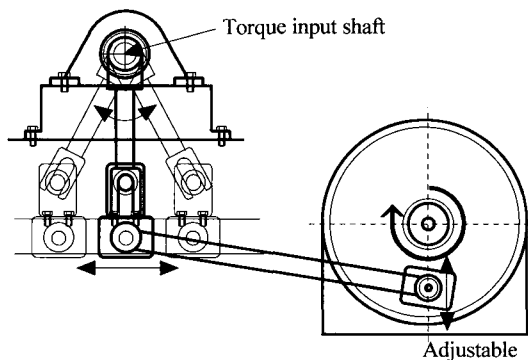
Fig. 5(a)는 본 연구에서 제작한 측정기 전체 시스템 중 PC와 토크 신호 앰프를 제외한 구성을 보이고 있다. 기존의 부상강성 측정기는 유압을 이용하여 부싱에 기계적 하중을 인가하여 하중과 변형량

을 측정하여 부싱강성을 측정한다. 이는 유압 액추에이터를 이용하므로 상당한 고가의 장비인 반면 본 연구에서는 유압 대신에 AC 모터를 이용하여 기계적 하중을 인가하였다. AC 모터에서 발생하는 회전운동은 AC 모터의 회전수를 줄이는 감속기, 회전운동을 직선운동 또 이를 요동운동으로 바꾸는 2중 슬라이더-크랭크 기구(sliding-crank mechanism)를 거쳐 부싱에 전달된다. 슬라이더-크랭크 부분에는 요동운동의 각도 범위를 결정하는 원판이 설치되어 있어 부품의 시험사양에 따라 알맞은 각도범위를 선택할 수 있으며, 이는 Fig. 5(b)에 보인다.

부싱강성을 측정하기 위해서는 회전 각도와 토크를 측정해야 하는데, 각도를 디지털 값으로 변환하는 엔코더, 동기화를 위한 카운팅 보드, 토크를 측정하는 토크센서 및 신호 증폭기 및 토크와 각도 데이터를 받아들이는 보드와 컴퓨터로 구성되어 있다.



(a) A photo showing measurement system

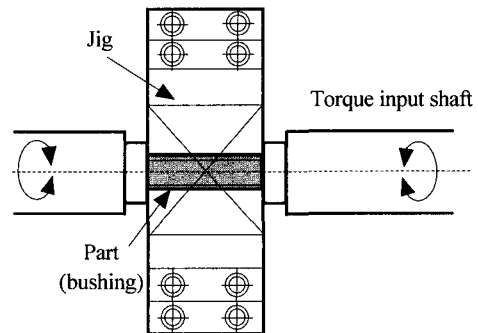


(b) A mechanism for changing swing angle

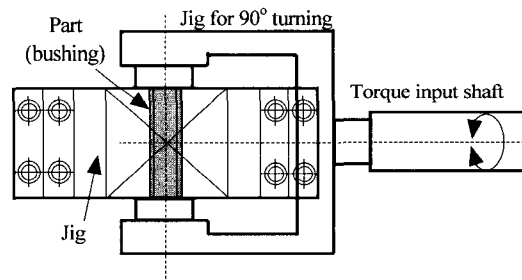
Fig. 5 A measurement system of multi-directional suspension bushing rates

### 3.2 비틀림 및 원추강성 측정

부싱에 맞는 부품 지그를 장착하고 이를 시험기의 공용 지그에 장착한다. 비틀림 및 원추강성을 하나의 측정기로 측정하기 위해서는 부싱에 가해지는 토크의 방향을 바꾸어야 한다. 먼저 부싱의 비틀림 강성을 측정하기 위해 Fig. 6(a)와 같이 공용지그를 설치하고, 부싱에 x축 방향의 토크를 인가한다. 부싱의 원추강성은 Fig. 6(a)에 설치된 공용지그를 Fig. 6(b)와 같이 90°회전시켜 인가 토크의 방향을 y축으로 변경시킨다. 이때 토크의 방향을 바꿀 수 있는 공용의 새로운 연결기구를 사용하였으며, 이는 Fig. 6(b)에 보인다.



(a) An arrangement of flexible jig for measuring torsional stiffness of bushings



(b) An arrangement of flexible jig for measuring conical stiffness of bushings

Fig. 6 A measurement system of multi-directional suspension bushing rates

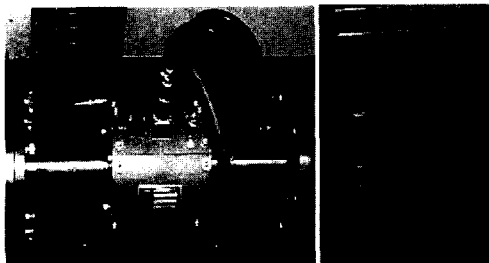
#### 3.2.1 토크 및 각도 측정

본 연구에서 사용된 토크 미터는 일본 NTS사의 TCR-5K 이고,  $\pm 5\text{kg}\cdot\text{m}$ 의 토크까지 측정이 가능하며 정밀도는  $0.01\text{kg}\cdot\text{m}$ 로 고 정도의 토크 측정용 센

서이다. 그리고, 토크미터 내부는 스트레인 게이지가 브릿지 회로로 구성되어 있다. 게이지 자체 센싱 신호는 미약하며, 전기적 노이즈를 포함할 수 있기 때문에 이를 제거하고 증폭하기 위한 추가의 증폭기가 필요하였다. 증폭기의 필터 선택과 증폭 비는 사용자가 지정할 수 있도록 구성된 NTS-1250 스트레인 증폭기를 사용하였다. Fig. 7(a)는 센서의 외형을 나타내고 있으며, (b)는 증폭기이다.

비틀림 각도 측정을 위해서는  $0.36^\circ$ 의 분해능을 갖는 회전형 엔코더를 사용하였다. 엔코더 자체만으로는 토크미터와의 동기화 문제가 발생하므로 하드웨어적 카운팅은 필수적이다. 비틀림 각도의 측정으로는 16비트 카운터 보드를 제작하여 하드웨어적으로 카운팅하고 토크미터로부터 데이터 획득하는 시기와 동기 시켜 데이터를 측정하였다. 카운터 보드의 초기화는 AC 모터의 비틀림 각도 지정 시에 함께 수행되도록 구성하였다.

실린더형 고무 부싱의 토크와 각도를 측정하여 이론적 근사식 보다 정확한 부싱강성 측정을 하는 것이 중요하다. 비틀림 강성의 정확한 측정을 위해서는 데이터 샘플링 시간이 중요한 변수가 된다. 샘플링 시간은 데이터 획득용 보드의 성능에 좌우된다. 가능한 노이즈에 강인성을 가지고 정확한 데이터 획득이 가능하도록 A8111 보드의 최적 샘플링 시간인 100Hz를 적용하였다. 즉, 실험 데이터 샘플링 시간은 0.01초로 맞추어졌으므로 60초당 약 6000개의 데이터가 획득된다. 토크미터의 아날로그 출력신호(-5V~5V)는 보드에 장착된 12 비트 A/D 변환기에 의해 디지털 값으로 변환된다.

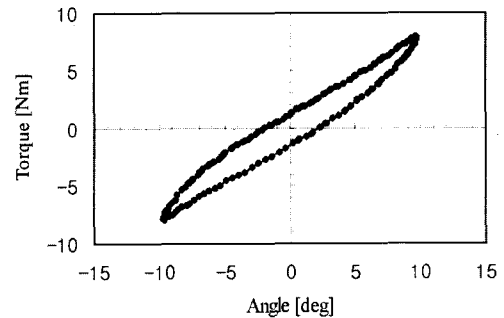


(a) A torquemeter (b) An amplifier

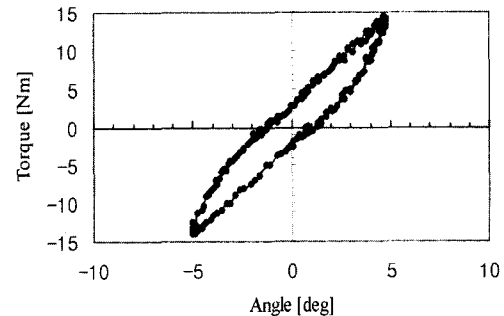
Fig. 7 A torquemeter and amplifier

### 3.2.2 강성 측정 결과

부싱강성은 2.1에서와 같이 토크와 비틀림 각의 비로써 정의되나, 고무의 비선형성으로 인하여 토크 및 비틀림 각의 함수가 선형적으로 표시되지 않는다. 또 고무의 히스테리시스에 의해 하중 인가시와 제거시 다른 변형특성을 보인다. 부싱 사양서에 따르면 일정한 비틀림각도 범위에서 토크를 측정하여 이의 비로써 부싱강성을 측정할 것을 요구한다. 여기서 사용된 부싱의 비틀림 및 원추강성 측정구간은 각각  $0\sim5^\circ$  및  $0\sim2.5^\circ$ 이다. 5회 반복 시험결과 토크 및 비틀림 각 측정결과는 고무의 특성인 비선형성을 보일 뿐만아니라 어느 정도의 분포를 보이고 있다. 따라서 입력된 비틀림각도 범위에서 부싱강성을 자동 출력하기 위해서는 실험 데이터를 함수로 표현할 필요가 있다. 실험 데이터를 하중 인가시와 하중 제거시 각각 3차 다항식으로 표현하여,<sup>10)</sup> 입력되는 비틀림각도에 해당하는 토크값을 읽어 부싱강성을 측정하였으며, 최종적으로 이의 평균치를 부싱강성으로 사용하였다.



(a) Measurement results of torsional stiffness



(b) Measurement results of conical stiffness

Fig. 8 Measurement results of bushing stiffness

본 측정기를 이용하여 토크 및 비틀림 각을 측정  
한 결과는 Fig. 8에 나타내었으며, 이 부싱의 비틀림  
및 원추 강성은 각각 0.70Nm/deg 및 2.45Nm/deg 으  
로 측정되었다.

#### 4. 결론

본 연구를 통해 현가장치의 성능해석을 위해 기  
초자료로 필요한 부싱의 비틀림 및 원추강성을 측  
정할 수 있는 측정기를 설계 및 제작하였다. 부싱에  
공급되는 동력원은 가격이 비싼 유압원 대신 교류  
모터를 이용하였기에 저렴한 비용으로 측정기 구성  
이 가능하였다. 유연지그, 부품 지그 및 공용 지그,  
설계를 통해 하나의 측정기와 최소의 지그를 이용  
하여 형상이 같고 치수가 비슷한 여러 종류의 부싱  
의 강성을 측정할 수 있어 시간과 경비를 절감할 수  
있다. 또한 부싱을 측정기에 설치하는 공용 지그의  
방향을 바꿔 부싱에 가해지는 토크의 방향을 90° 회  
전하는 기구를 사용함으로써 하나의 측정기로 비틀  
림 및 원추강성을 쉽게 측정할 수 있게 되었다.

#### 후 기

본 연구는 대구가톨릭대학교 일반연구비 지원에  
의한 것임.

#### References

- 1) B. K. Cho, S. J. Song, "An Analysis of Vehicle Handling Characteristics with ADAMS," Trans. of KSAE, Vol.4, No.5, pp.109-118, 1996.
- 2) W. G. Hwang, W. Y. Kim, H. E. Im, "Development of Optimal Design System of Vehicle Suspension," Trans. of KSAE, Vol.7, No.3, pp.339-347, 1999.
- 3) J. Sohn, K. Kim, W. Yoo, "Selection of Toe Geometry and Bushing Stiffness to Improve the Vehicle Handling Characteristics," Trans. of KSAE, Vol.7, No.5, pp.186-193, 1999.
- 4) S. J. Song, H. K. Moon, B. K. Cho, "A Study on the Effects of the Flexibilities of Suspension System of a Vehicle for Handling Performance," Trans. of KSAE, Vol.6, No.4, pp.186-197, 1998.
- 5) Y. C. Choi, K. S. Kim, O. J. Kim, W. S. Yoo, "Development of CAE Tools for Vehicle Suspension Design (I)-Development of a Bushing Module-," Trans. of KSAE, Vol.6, No.6, pp.31-39, 1998.
- 6) J. M. Lee, J. S. Kang, T. O. Tak, J. W. Yoon, "A Study on the Optimum Design of Compliance Characteristics of Suspension System," Trans. of KSAE, Vol.6, No.6, pp.88-97, 1998.
- 7) S. B. Lee, "A Study of A Nonlinear Viscoelastic Model for Elastomeric Bushing in Automotive Suspension System (I)-Axial Mode-," Trans. of KSAE, Vol.7, No.5, pp.154-161, 1999.
- 8) J. Sohn, S. Choi, K. Kim, W. Yoo, J. Lee, "Development of the Massless Link Model including External Force and Bushing Deformation," Trans. of KSAE, Vol.9, No.1, pp.163-170, 2001.
- 9) A. C. Ugural, S. K. Fenster, Advanced Strength and Applied Elasticity, Elsevier, pp.234-244, 1981.
- 10) E. O. Doebelin, Measurement Systems Application and Design, McGraw-Hill Book Company, pp.54-58, 1983.