

〈技術論文〉

토크 로드 부품의 靜荷重 및 疲勞荷重下에서의 性能 評價 研究

이 순 복* · 김 완 두**

(1990년 2월 21일 접수)

A Study on Performance Evaluation of Rod Rubber Bushing under Static and Fatigue Loadings

Soon-Bok Lee and Wan-Doo Kim

Key Words: Rod Rubber Bushing(토크 로드 부품), Performance Tester(성능 시험기), Acceptance Criterion(판정기준), Fatigue Loadings(피로하중), Reliability(신뢰성), Endurance Evaluation(내구성 평가)

Abstract

A static performance tester for a torque rod assembly was developed to evaluate the three characteristics of the rod rubber bushing : radial spring characteristic, thrust spring characteristic, and rotational torque characteristic. Among the various schemes considered in the conceptual design stage, the final versatile type was determined to perform three different tests in one machine. The performance testing machine carried out radial spring test, thrust spring test, and torque test of the torque rod assembly. Static performance of the torque rod assembly was evaluated with the tester developed and fatigue strength of the assembly was also tested with the servo-hydraulic structural fatigue testing machine. The life of the component was found to be related with the rubber quality and adhesionability between the rubber and the steel rod. The optimum rubber hardness was experimentally found by changing the chemical compositions of rubber, and the adhesion was improved by optimizing the shape of the outer section of a the rubber. This study ensured the development of a reliable torque rod assembly.

기 호 설 명

A : 단면적 (m^2)

A_s : 유효단면적 (m^2)

b : 크로스 헤드의 최소폭 (m)

C : 상수

F : 외력 (N)

F_i : 볼트로 조여줄 힘 (N)

h_1 : 시험기 베드의 높이 (m)

h_2 : 시편설치 높이 (m)

h_3 : 크로스 헤드 사이 높이 (m)

L : 외력 F 가 가해지는 길이 (m)

M : 모멘트 ($N \cdot m$)

n : 볼트의 수

P : 수직 최대 하중 (N)

S : 안전계수

t : 두께 (m)

T : 비틀림토크 ($N \cdot m$)

W : 킬럼 사이의 폭 (m)

Z : 단면계수 (m^3)

σ_a : 허용응력 (MPa)

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국기계연구소 재료강도연구실

σ_B : 인장강도(MPa)

δ : 변위(m)

μ : 마찰계수

θ : 각도(degree)

1. 서 론

국내 自動車 산업의 급성장과 더불어 自動車部品 제작업체에서는 각 部品の 國産化에 매진하고 있다. 특히 전량 수입에만 의존 해오던 대형트럭의 2축식 뒤현가장치에 부착되는 토크 로드(torque rod)에 대해서도 國産化 開發에 박차를 가하고 있다. 그런데 본 部品の 國産化 開發에 따른 가장 큰 애로점은 部品の 性能試驗할 수 있는 시험기의 不在에 있었다. 따라서 본 論文에서는 이러한 문제점을 타개하기 위하여 토크로드의 여러가지 性能試驗이 可能한 시험기의 設計와 開發에 관하여 論하려 한다. 토크 로드의 정적 성능은, 반경방향 스프링 특성시험 및 비틀림 방향 스프링 특성시험 그리고 회전토크 특성시험 등을 통하여 평가된다. 그러나, 이들 세가지 성능시험을 위한 시험기를 각각 개발할 경우 소요비용이 과다해진다. 따라서, 한정된 예산과 시험기 개발후 시험평가 공정의 간소화 등을 고려하여, 본 시험기는 3대의 시험기로써 하여야 할 기능을 한대의 시험기로써 할수 있도록 개발하였다. 시험기 개발에 따른 기술적인 고찰과, 본 시험기로 靜荷重에서의 토크 로드 부품의 성능시험을 수행하고 서어보 유압식 구조물 피로 시험기⁽¹⁾를 使用하여 同 部品の 피로 내구성 시험을 실시하고, 고무의 조성변화, 접착성 개선 등을 통해 내구성을 향상시킴으로 국산화 개발을 가능케 한 기술적 내용들을 살펴 보고자 한다.

2. 토크 로드 性能 試驗機 設計 및 開發

2.1 시험대상품

시험대상품인 토크 로드는 뒤차축이 2축식인 대형트럭 등에 사용되는 部品으로써 Fig.1에서 보는 바와 같이 두개의 뒤차축이 leaf spring 양단에 固定되어 있을때 각각 上部에 1개, 下部에 2개의 토크로드에 의해 지지되어 차축이 받는 반동회전력이나 앞뒤 방향의 힘을 완충시키고 이 힘을 프레임에 전달하는 역할을 한다⁽²⁾.

이러한 토크 로드는 Fig.2에서 보는바와 같이

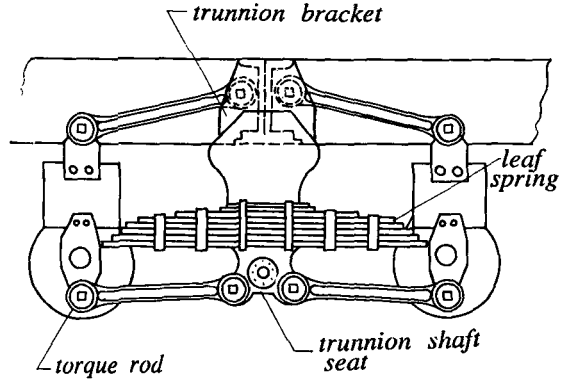


Fig. 1 Rear suspension system with double axles

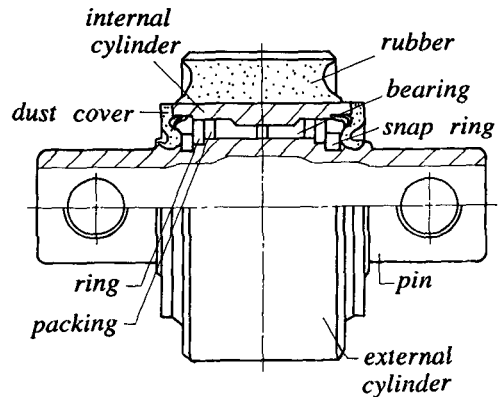


Fig. 2 Configuration of rod rubber bushing

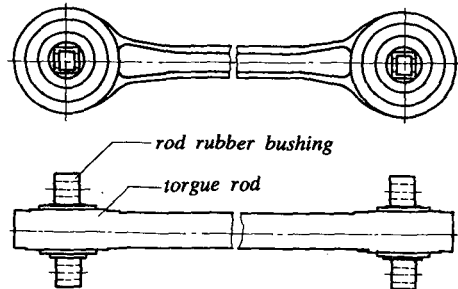


Fig. 3 Schematic diagram of a torque rod assembly

rod rubber bushing이라는 部品을 압착시켜 사용되는데, 一般的으로 본 部品을 組立한 상태를 토크로드라 부른다. Fig.3은 組立된 상태의 토크로드 모양이다.

2.2 시험條件

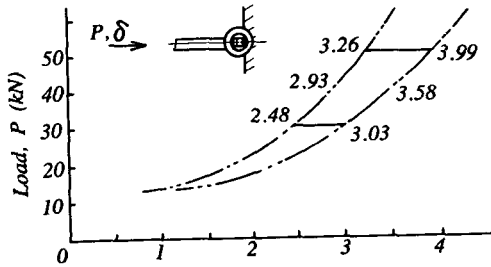
토크 로드가 제기능을 하기 위해서는 다음 세가지 항목의 정적성능을 만족해야한다(Fig. 4참조)

(1) 반경방향 스프링 特性: 하중이 각각 30kN, 40kN, 50kN일때 변위량이 許容범위 內에 들어가야 하고, 120kN의 하중을 가해 고무에 균열이 없고 각 部品에 이상이 없어야 하며, 200kN을 가했을때 고무 이외의 部品이 破損되지 않아야 한다.

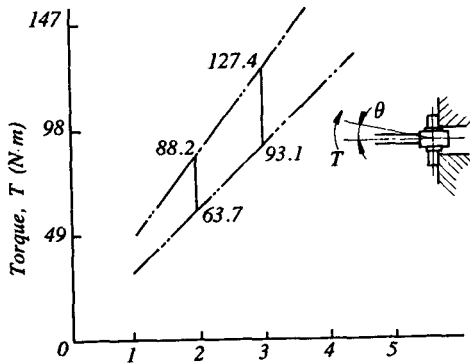
(2) 비틀림 방향 스프링 特性: 비틀림 각도가 각각 2°, 3°일때 비틀림 토크가 許容범위 內에 들어가야 하고, 最大 비틀림 許容각도가 7°를 만족해야 한다.

(3) 회전토크 特性: 회전속도가 3rpm일때 회전토크가 50~120N·m범위 內에 들어가야 한다.

이러한 조건을 만족하는지를 평가하기 위해서는 서로 독립적으로 시험을 실시해야 하는데, 독립된 각각의 시험기를 제작할 경우 비용과 설치공간이 많이 소요된다.



(a) Radial spring test



(b) Thrust spring test

Fig. 4 Acceptable region of the rod rubber bushing test

2.3 概念設計

앞에 언급된 세가지 시험항목을 시험하기 위해서는 3대의 시험기가 일반적으로 필요하다. 그러나 시험기를 만들수 있는 재원은 매우 한정되어 있으므로, 開發하고자 하는 시험기는 세가지 시험항목을 시험기 개발비용이 적게 들도록 한 대의 시험기로써 수행할 수 있어야 하고, 人間工學的인 側面을 고려해 사용하기가 容易하여 현장에서 쉽게 시험할 수 있어야 하겠다. 또한 측정오차가 적고 200kN 容量까지 힘을 낼 수 있으며 시험기가 많은 면적을 차지하지 않고, 반복 사용시에도 무리가 없는 프레임 을 갖는 시험기이어야 하겠다. 이상과 같은 여러 조건을 만족하도록 여러가지 다른 형상의 시험기를 개념설계 과정에서 고려하였으나, 개발에 소요되는 비용의 절감과 작업의 용이성등을 고려하여 최종적으로 Fig. 5에 보는 바와 같이 형상을 선택하였다.

본 형상에서는 반경방향 特性 시험이 용이하도록 시험기형상을 선정하고 비틀림 토크 장치와 회전토크 측정장치를 선정된 형상에 같이 부착하도록 크기를 결정한 것이다. 시험기의 형상에서 基本的으로 決定해야 될 치수는 컬럼(column)사이의 거리 (W), 베드(bed)의 높이(h₁), 시편설치 높이(h₂), 지지보(support beam)와 크로스헤드(crosshead)사이 공간높이(h₃)등이다. 위의 치수들은 시험기 편리하고, 각 시험기 部品 및 계측기 등을 설치하기 容易하도록 하고, 또한 전체적인 형상에서 安定感 등을 고려하여 W=650mm, h₁=700mm, h₂=

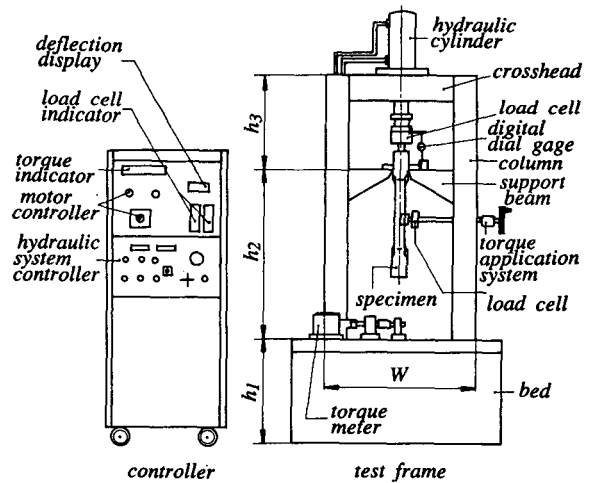


Fig. 5 Schematic diagram of the rod rubber bushing tester

800mm, $h_3=350$ mm로 決定하였다.

본 시험기는 200kN에 견딜 수 있는 하나의 프레임에 하중장치와 비틀림 토크장치 및 회전 토크장치를 설치하였다.

2.4 시험기 프레임의 構成 및 設計

(1) 컬럼 設計

컬럼은 베드위에 설치되어 크로스 헤드와 지지보를 固定하는 역할을 하고, 또한 비틀림 토크 장치를 설치할 수 있어야 한다. 컬럼 內에 발생되는 應力은 크로스 헤드와 지지보 사이에서 最大로 나타나며 이때 應力은 다음 식으로 계산된다.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{M}{Z} \quad (1)$$

식 (1)에서 첫째항은 컬럼 內에 發生하는 인장應力이고 둘째항은 모멘트에 의한 굽힘 應力이다. 컬럼의 형상은 지지보와 크로스 헤드, 비틀림 토크장치 등을 固定하기 容易하고, 또한 적은 重量으로 큰 단면 2차 모멘트를 갖는 H형강으로 선택했다. H형강의 크기는 식(1)에서 계산되는 最大應力을 고려해 150×150mm로 決定했다.

(2) 크로스 헤드 設計

유압실린더를 설치하고 하중의 반력을 지탱하는 크로스 헤드는 유압실린더를 설치할 수 있는 면적을 지니고 양단을 컬럼에 고정할 수 있는 형상을 가져야 한다. 크로스헤드의 두께(t)를 決定하기 위한 모멘트에 의한 굽힘應力과 두께와의 관계를 알아보면 다음식과 같다⁽³⁾.

$$t^2 = \frac{1.5P \cdot W \cdot S}{b\sigma_B} \quad (2)$$

단, P 는 最大하중(200kN), S 는 安全계수(4.0), b 는 크로스헤드의 最大幅(112mm), σ_B 는 인장강도이다. 크로스 헤드의 材質을 SB41鋼으로 선택하면 σ_B 는 440MPa로써 식 (2)에 대입하여 계산하면 크로스 헤드의 두께는 126mm가 된다.

(3) 지지 보 設計

시편을 받쳐주는 역할과 다이얼 게이지의 설치대가 되는 지지보는 높이를 決定하는 조건으로 모멘트에 의한 最大굽힘應力만을 고려하면 110mm로 충분하겠으나, 컬럼에 지지보를 固定시키기 위한 볼트를 설치할 수 있는 높이를 또한 고려해야 한다. 컬럼에 지지보를 볼트로 固定할때 剪斷에 의한 미끄럼을 방지하기 위해 볼트로써 조여줄 힘(F_i)

을 다음 식으로 구할 수 있다⁽⁴⁾.

$$F_i = \frac{C \cdot P}{2\mu n} \quad (3)$$

단, C 는 상수(1.5), μ 는 마찰계수(0.4)⁽⁵⁾, n 은 볼트의 수이다. 볼트로 조여줄 힘을 알때 볼트의 유효단면적(A_s)은 다음 식으로 계산된다⁽⁴⁾.

$$A_s = \frac{F_i}{0.75\sigma_a} \quad (4)$$

여기에서 고탄소강재질의 볼트(7T)⁽⁶⁾를 선택하면 許容應力(σ_a)은 14.7MPa이고, 볼트의 수를 15개로 하면 유효단면적이 2.22cm²로 계산되어 M20볼트의 경우 유효단면적이 2.38cm²로써 가장 적합한 치수가 된다.

이상에서와 같이 지지 보의 높이는 굽힘應力과 M20 볼트 15개의 설치공간을 고려해 200mm로 決定하였다.

(4) 베드 設計

베드는 그 위에 컬럼을 固定하고, 회전토크 장치를 설치할 수 있어야 하며, 그 내부에는 油壓장치를 내장시킬 수 있어야 한다. 베드의 폭과 길이는 油壓장치의 크기를 고려해 각각 700mm와 1000mm로 결정했고, “ㄱ”형강과 “ㄷ”형강으로 構造物을 만든 후 윗면에 10mm 철판을 용접해 붙였다.

2.5 하중장치

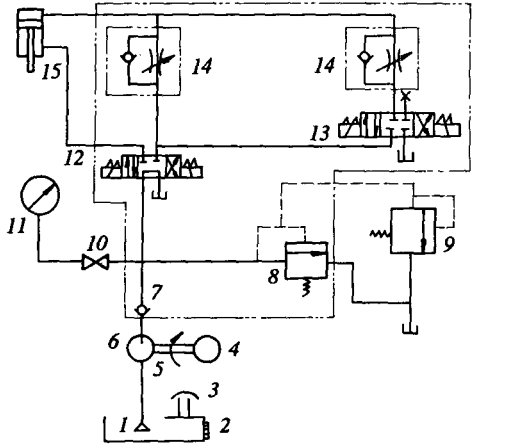
하중장치는 最大 200kN의 하중을 가해줄 수 있고, 또 30, 40, 50kN의 하중을 가해주며 각각의 변위량을 측정하기 쉬운 油壓장치로 결정하였다. 油壓실린더는 200kN 容量의 표준 실린더를 사용하였고, 油壓回路는 원하는 하중을 정확히 유지시키기 위해 油壓을 미세조정할 수 있도록 Fig. 6과 같이 設計하였다. Table 1은 본 油壓장치의 規格을 나타낸다. 하중과 변위량을 측정하기 위한 계측 기구는 압축용 200kN容量의 로드셀과 디지털 다이얼 게이지를 사용하였다.

2.6 비틀림 토크장치

비틀림 토크장치는 Fig. 7에서 보는 바와 같은 原理로, 시편의 O 지점에 외력(F)를 가해 비틀림 각도 (θ)를 주도록 되어있다. 이때 비틀림 토크(T)와 각도는 아래식으로 알 수 있다.

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

$$\theta = \tan^{-1}(d/L) \quad (6)$$



- 1. Suction filter
- 2. Level gage
- 3. Air breather
- 4. Motor
- 5. Coupling
- 6. Pump
- 7. Check valve
- 8. Relief valve
- 9. Remote control valve
- 10. Gage cock
- 11. Pressure gage
- 12. 13. Solenoid valve
- 14. Throttle and check valve
- 15. Hydraulic cylinder

Fig. 6 Diagram of hydraulic circuit

Table 1 Specifications of hydraulic system

Hydraulic cylinder	max load : 200kN stroke : 200mm
Down speed	1 stage : 21.6mm/sec
	2 stage : 0.2mm/sec
Up speed	32.1mm/sec
Motor	10HP, 4P, 220V
Pump	1715MPa × 20ℓ/min
Reservoir capacity	50ℓ

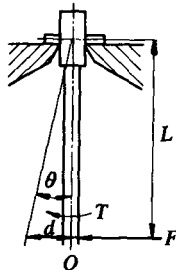


Fig. 7 A schematic diagram of the thrust torque application system

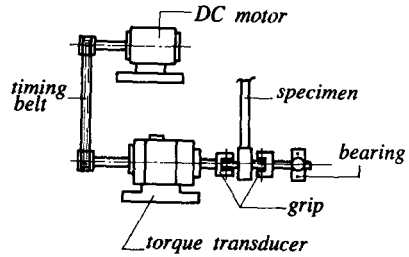


Fig. 8 The arrangement of the rotational torque measuring system

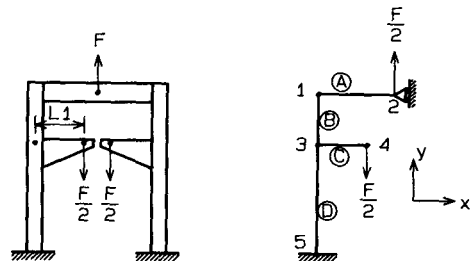
여기서 L 을 286mm로 固定하면, 비틀림 변위 (d)를 F 각각 10mm, 15mm 주었을때 비틀림 각도는 정확히 2°와 3°를 유지시킬 수 있다. 비틀림 변위를 주기 위한 장치로써 피치 2.5mm의 사각 나사봉을 사용하면 이를 回轉 · 前進시켜 원하는 각도를 정확히 유지시킬 수 있다. 외력 (F)은 2kN 容量의 로드셀로써 측정하였다.

2.7 회전 토크 측정장치

회전토크 측정시험은, 핀을 회전속도 3rpm으로 회전시킬 때 發生되는 토크(허용범위 : 50~120N · m)를 측정하는 것으로써, 장치는 Fig. 8에 보인바와 같이 구성하였다. 3rpm의 속도를 정확히 유지시키기 위해 DC모터와 감속기를 사용하였고, 토크를 측정하기 위하여 토크 미터(torque meter)와 토크 인디케이터(torque indicator)를 사용하였다. 모터의 容量은 모터효율, 감속기효율, 동력전달장치효율 등을 고려해 1HP로 선택하였다. 토크미터의 容量은 安全을 고려해 200N · m로 선택하였다.

3. 시험기의 評價 및 規格

개발된 시험기의 프레임은 Fig. 9에 보인 바와



(a) Loads on frame (b) Model for analysis

Fig. 9 Plane configuration of test frame

Table 2 Generalized displacements at nodal points

Node Displacement	1	2	3	4	5
$\delta_x(\text{mm})$	0.0021	0	-0.0033	-0.0033	0
$\delta_y(\text{mm})$	0.0593	0.2588	0	-0.6150	0
$\theta(\text{rad})$	0.0092	0	-0.0914	-0.0245	0

Table 3 Generalized forces on the elements

Force Element	$F_x(\text{kN})$	$M_1(\text{kN}\cdot\text{m})$	$M_2(\text{kN}\cdot\text{m})$	Test frame
A	28	0.28	-32	Crosshead
B	-100	-0.28	-13.6	Column
C	0	26	0	Support beam
D	0	-13	0.64	Column

같이 각 절점마다 3개의 자유도를 가지는 평면프레임(plane frame)으로 볼 수 있으며, 좌우대칭 구조이므로 반쪽만을 고려하여 변위법^(7,8)을 이용하여 구조 해석을 하였다. Fig. 9(b)와 같이 절점과 부재를 정의하여 변위법을 이용한 프로그램을 작성하여 변위와 하중 및 모멘트를 계산한 결과는 Table 2, 3과 같다. Table 3에서 보는 바와 같이 시험기 프레임의 각 부품에 작용되는 하중 및 모멘트는 설계시 고려하였던 값과 같거나 적으므로 안전함을 알 수 있다.

반경방향 스프링 특성시험 하중은 교정이 완료된 로드셀로 측정되므로 정확도를 신뢰할 수 있다. 그러나 변위량을 측정하면 시험기 프레임의 변형으로 인한 측정값의 오차를 예상할 수 있으나 이것은 다이얼 게이지를 변형이 발생하는 지지부에 설치함으로써 변형으로 인한 오차를 자연스럽게 배제할 수 있다.

비틀림 토크장치의 評價를 위해서 사각나사부의 實在 이송거리와 이때의 각도를 알아보았다. Table 4에 보는바와 같이 2°, 3°일때의 誤差가 1/100° 이내에 들었고, 7°의 경우 誤差가 3/100°發生하나, 許容 각도만을 알면 되므로 정밀한 각도유지는 必要하지 않다. 이때 시험 中心에서 하중 점까지의 거리 L은 286mm로 정확히 유지되었다.

完成된 시험기의 규격은 Table 5에 보는 바와

Table 4 Evaluation of the thrust angle for the thrust spring test of rod rubber bushing

Nominal thrust angle(deg.)	Measured feed (mm)	Actual thrust angle(deg.)
1	4.99	1.00
2	9.99	2.00
3	14.98	3.00
4	19.97	3.99
5	24.96	4.99
6	29.95	5.98
7	34.95	6.97

Table 5 Specifications of rod rubber bushing tester

Radial spring test	max. load : 200kN max. stroke : 200mm
Thrust spring test	max. thrust angle : 10° max. torque : 500N·m
Rotational torque test	motor speed : 0~4rpm max. rotational torque : 200 N·m

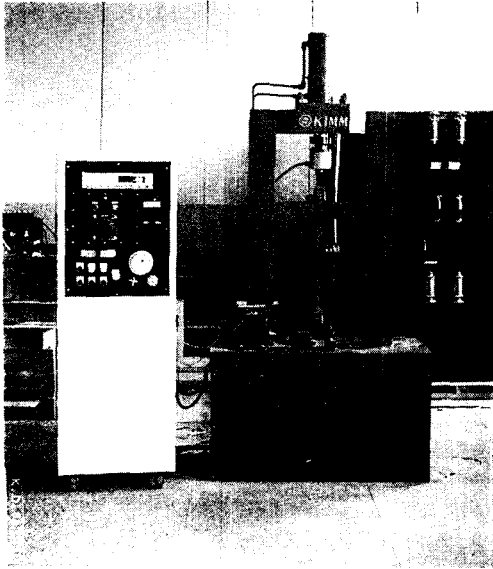


Fig. 10 An overall view of the rod rubber bushing tester

같은 Fig. 10 은 完成된 시험기의 모습이다

4. 토크 로드 부품의 靜的 性能評價

개발한 시험기를 사용하여 토크 로드 부품의 정

적 성능 시험을 수행하였다. 시험한 결과는 Table 6에 나타내었다. 초기에 개발된 부품으로 수행한 1, 2차 시험은 반경방향성능, 비틀림방향성능, 회전토크 특성 모두 만족스럽지 못한 결과를 보였다. 3차시험에 사용된 시편은, 수입품이었으나 역시 정적특성을 만족시켜주지 못했다. 여러번의 시행착오 즉 고무의 성분변경, 고무의 외곽 형상변경 등을 통해 만들어진 4, 5차 시험편의 경우, 비틀림 방향 특성과 회전 토크 특성은 만족시켰으나, 반경방향 특성을 만족시켜주지 못하였다. 6~9차 시험에 사용된 시편은 5차 시험까지 축적된 knowhow를 바탕으로 계속된 부품의 수정 보완을 통하여 만들어졌으며, 비틀림 방향 특성 및 회전 토크 특성은 물론이고 반경방향 특성도 허용 범위내에 들게 되었다.

5. 토크 로드 부품의 疲勞 性能 評價

5.1 내구성 시험의 필요성 및 조건

토크 로드의 고무부위는 차체의 락 부위보다 마멸 및 물리적 특성변화가 심하기 때문에 차체의 수명동안 계속 사용할 수 없어 일정기간 뒤에 교환해 주어야 한다.

그리고 토크 로드는 일정수명 동안 그 성능 보장

Table 6 Test results of rod rubber bushing under static loadings

Test No.	Radial spring test				Thrust spring test			Rotational torque test	
	30KN	40KN	50KN	Evaluation	2°	3°	Evaluation	50~120N · m	Evaluation
1	2.10	2.44	3.08	×	128.4	186.2	×	32.7~38.8	×
2	2.19	2.89	3.44	×	146.0	198.0	×	32.6~43.1	×
3	2.18	2.66	3.02	×	98.0	137.2	×	43.1	×
4	3.85	4.40	4.83	×	67.6	96.0	○	63.7~68.6	○
5	3.22	3.72	4.02	×	85.3	124.5	○	69.6~81.3	○
6	2.57	3.27	3.85	○	78.4	116.6	○		○
7	2.48	3.00	3.41	○			○		○
8	2.66	3.23	3.64	○			○		○
9	2.93	3.48	3.90	○			○		○

○ : Acceptable, × : Unacceptable

을 위해, 피로내구시험을 통한 성능평가를 거쳐야 한다.

시험하중은 정현파로 $\pm 43.12\text{kN}$ 이고, 시험은 주파수 $0.4\sim 0.6\text{Hz}$ 범위와 실온상태에서 실시하며, 다음의 두가지 조건을 만족해야 한다.

- (1) 내구회수 5×10^4 회까지 수행후 고무 및 각 부품에 균열 발생 등 기타 이상이 없어야 한다.
- (2) 내구회수 2×10^5 회까지 수행후 반경방향 spring 정수변화율이 30% 이하가 되어야 한다.

5.2 시험기 및 고정구

서보유압식 구조물 피로시험기⁽¹⁾를 사용하여 토크 로드 부품의 피로 성능 평가를 하였다. 고무 및 핀에 하중을 가하는 방법에는 핀을 고정하고 토크 로드 에 하중을 가하는 방법(Fig. 11-A) 및 토크 로드를 고정하고 핀에 하중을 가하는 방법(Fig. 11-B)을 생각할 수 있으나 전자의 경우 토크 로드 에 인장·압축의 하중을 가해주기에는 적합하지 못하기 때문에 후자를 선택했다. 본 고정구는 크게 토

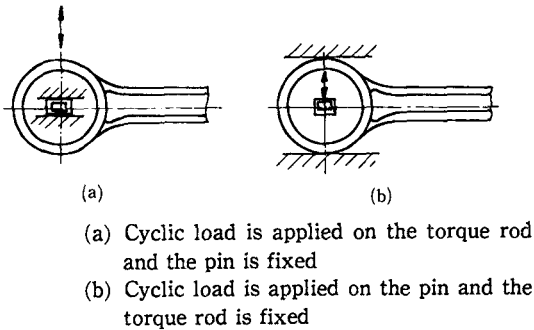


Fig. 11 Schematic diagram of the fatigue test grip

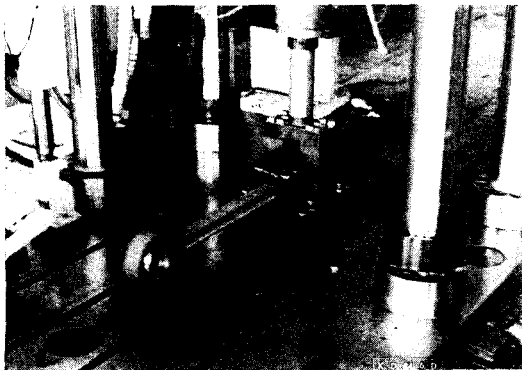


Fig. 12 A photograph of the fatigue test of the torque rod with the structural fatigue testing machine

크로드를 고정하는 부품과 하중을 가해주기 위한 핀을 고정하는 부품의 두가지로 구분된다. Fig. 12는 완성된 그림으로서 시험하고 있는 모습을 보이고 있다.

5.3 시 편

시험할 토크 로드는 靜의 시험결과를 토대로 고무의 일부 성분변화 및 공정변화를 거쳐 개량된 제품으로 하며, 요구되는 성능조건에 맞는 토크 로드가 찾아지면 이와 동일한 시편을 제작하고 성능시험을 실시하여, 信賴性을 확보토록 하였다.

6. 疲勞 내구 시험결과 및 고찰

6.1 초기 개발 부품의 시험

토크 로드의 내구성 시험결과는 Table 7과 같다. 개발부품과 수입부품의 성능비교를 위해 두가지를 모두 시험하였다. 수입부품의 경우 5만회 수행후 아무런 이상이 없었으며, 20만회 수행후에는 반경방향 스프링 정수값의 변화가 30% 이내에 들어 내구성능이 양호함이 판명되었다. 그러나 개발부품 #1, #2의 경우 5만회 후 균열이 발생되었으며, 개발부품 #3, #4의 경우 53,700회, 51,300회에서 스프링 정수값의 변화가 30% 이상이 되어 내구성능을 만족시켜주지 못하였다. Fig. 13은 개발부품 #3의 고무를 파손 모습을 찍은 사진으로써, 다른 시편도 이것과 동일한 파손 양상을 띠고 있다. 고무 손상의 주된 요인은 외통과 고무를 분리, 고무가 외통으로부터 떨어짐으로써 손상이 시작됨을 관찰할 수 있었다. 따라서 부품의 내구성능 향상을 위해서는 고무 자체의 품질 개선은 물론이고 고무와 외통과의 접착성 개선이 중요한 역할을 할 수 있었다.

6.2 개선한 토크 로드 부품의 시험

앞서 Table 7에 나타난 시험 이후 개선하여 시험한 결과를 Fig. 14에 나타내었다. 1, 2, 3, 4차 시험은 개발품에 대한 것으로 20만회 수행 후 처짐의 증가량이 30% 이내라는 성능조건을 만족시켜 주지 못하고 시험도중에 고무가 심하게 파손되었다. 5차 시험은 동 부품의 수입품에 대한 시험치로써 처짐의 증가량이 9.8%에 그쳐 내구성능이 우수하게 판정되었다. 6, 7, 8차 시험은 1, 2, 4, 5차 시험결과를 바탕으로 고무를 성분 변화, 고무를 접착성 개선

Table 7 Test results of rod rubber bushing under fatigue loadings

Specimen ID	Duration and results	Endurance evaluation
Imported #1	<ul style="list-style-type: none"> • No Defect after 50,000 cycles • Spring constant changed within 30% after 200,000 cycles 	Good
Imported #2	Same as Imported #1	Good
Developed #1	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber failure after 50,000 cycles 	Bad
Developed #2	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber failure after 50,000 cycles 	Bad
Developed #3	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber failure after 53,700 cycles • Spring constant changed over 30% 	Bad
Developed #4	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber failure after 51,300 cycles • Spring constant changed over 30% 	Bad

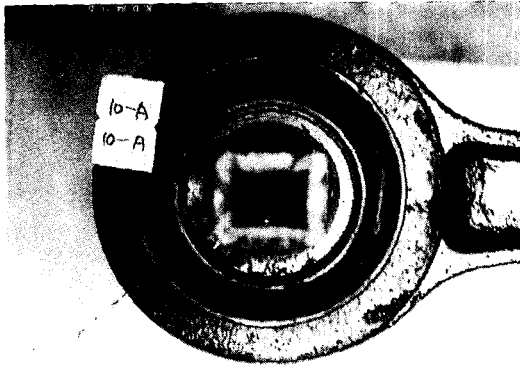


Fig. 13 A typical failure of rubber after fatigue testing

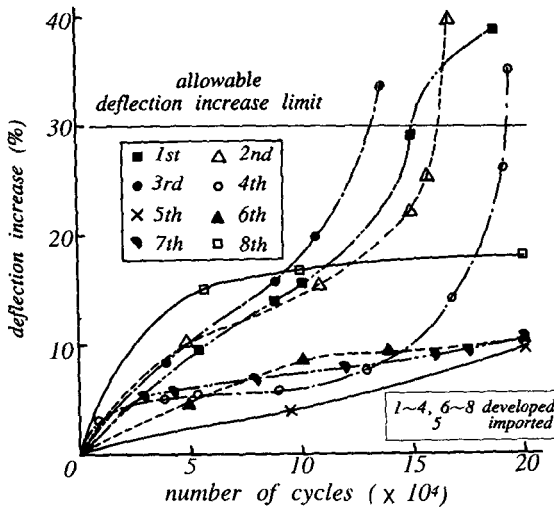


Fig. 14 Deflection increase versus number of cycles of testing for the rod rubber bushing

등을 통하여 고무의 품질을 다시 개선한 후 실시한 시험으로 처짐의 변화율이 10.5, 10.2, 18.2%에 그쳐 요구된 성능조건을 만족시켜주고 있다. 고무의 품질개선 방안으로는 고무의 성분변경을 통한 경도변화에 중점을 두었으며, 접착성 개선을 위해서는 고무의 스웨이징(swaging)양 즉, 고무의 외부단면 형상을 변화시켜 주어 최적의 상태를 결정하였다. Fig. 14는 수행횟수에 따른 고무의 처짐 변화 추세를 보여주는 그림으로 고무의 성능이 불량한 경우는 처짐이 급격히 증가하고 있음을 알 수 있고 성능이 양호한 경우 처짐의 증가량이 완만함을 알 수 있다. 시험후 고무의 상태를 조사한 결과 처짐의 변화율이 큰 경우 고무가 심하게 파손되어 있음을 알 수 있으며, 처짐의 변화율이 30% 이내인 경우 고무의 파손부위가 미세하게 나타나 있어 고무의 파손과 처짐 변화율과는 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

토크 로드 부품의 정적 특성 시험을 위하여 개발한 시험기는 많은 개념設計 課程을 통해 하나의 시험기로 세가지 시험이 可能하도록 하여, 시험기 개발에 소요되는 비용을 절감시켰으며, 현대의 시험기에서 세가지 성능평가를 일괄 처리할 수 있게 되어, 성능평가 공정을 간소화시켰다. 시험기의 主 構成品인 油壓시스템, 비틀림 토크 장치, 회전 토크장치 등은 각 시험 要求條件에 맞도록 設計 · 製

작하였다. 본 시험기의 完成에 따라 國產 開發課程에 있는 토크 로드의 정적 性能시험이 가능하게 되었으며, 서보 유압식 구조물용 피로시험기를 활용하여 토크 로드 부품의 피로시험을 실시하여 판정 기준에 미달될때, 핵심부품인 고무의 성분조성 변화 및 고무의 접착성 개선 등의 품질개선을 통하여 국산화개발이 可能토록 하였다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, S.B. 1984, "Development of a Structural Fatigue Testing Machine and Its Application", Proc. of the 1st Asian-Pacific Colloquim on Strength Evaluation(A.P.C.S), Sendai, Japan, pp. 51~60.
- (2) 고수영, 권오식, 1982, 自動車工學, 중원사, pp. 9~11
- (3) Shigley, J.E., Mitchell, L. D., 1985, Mechanical Engineering Design 4th ed., McGraw-Hill Co., p. 43.
- (4) Rothbart, H.A., 1964, Mechanical Design & Systems Handbook, 1st ed., McGraw-Hill Co., pp. 21.5~10.
- (5) 조동진, 1974, 機械設計편람(下), 대광서림, p. 1879.
- (6) 조동진, 1974, 機械設計편람(上), 대광서림, p. 968.
- (7) Martin, H.C. 1966, Intorduction to Matrix Method of Structural Analysis, Mc Graw-Hill. Co.
- (8) Weaver, W. Jr., 1967, Computer Programs for Structural Analysis, D.Van Nostrand Co.