

〈論文〉

# 테이퍼 板스프링에 관한 研究

廉永夏\* · 金永培\*\* · 申東菴\*\*\*

## Study on Tapered Leaf Spring

Yung-Ha Yum, Young-Bae Kim, Dong-Myeon Shin

### Abstract

The behavior of the tapered leaf spring which nowadays is used in the automobile parts is studied to obtain the optimum design values by the stress analysis based on the tapered leaf spring model and the experiments to find the static stress, fatigue stress, and also car running stress.

This study shows the clear conclusion of the stress distribution of spring assembly and dynamic behavior of the tapered leaf spring under the condition of the running test at some conditioned roads.

### I. 緒 論

最近 産業의 急激한 膨脹에 따라 高速道路가 發達하고 車輛의 高速化 輕量化 및 大型化등이 이루어지고 있으며, 또 이에 대한 研究開發로 活潑하게 進行되고 있다.

現在 車輛에 使用되고 있는 懸架用 葉판 스프링은 車輛部品中에서 重量的으로 보아 相當한 比重을 占有하고 있으므로 이것에 對한 輕量化는 積載量의 增加에 그대로 寄與할 수 있고 또한 振動特性의 向上은 長距離 輸送에 있어 荷重에 의한 破損과 乘務員의 疲勞를 輕減시키고 荷物の 安全輸送에 크게 寄與할 수 있다. 그러나 從來의 葉

판스프링은 그 開發이 限界點에 到達되고 있어 近來에는 材料力學的인 觀點에서 가장 合理的인 形狀의 테이퍼板스프링 (tapered leaf spring)이 登場하게 되었다.

테이퍼葉판스프링은 1960年 美國의 NAR社가 “SAE 自動車展示會”에서 1枚, 2枚, 3枚로 된 테이퍼葉판스프링을 出品하여 最初로 脚光을 받았다. 1961년에는 GM社에서도 테이퍼板 스프링이 採用되었다. 그러나 最初 4年間은 그 普及程度가 보잘것 없었으나 1964~1965年頃 부터 需要가 急激히 增加하기 始作하였고 이와 並行하여 設計의 標準化, 生産技術의 向上 生産施設의 大幅의 改善을 한 結果 30~40%의 重量輕減이 可能하여 他스프링과 比較할 수 없는 優秀한 테이퍼板스프링이 完成되었다.

한편 日本에서는 1965年頃に 일부 乘用車에 1枚 스프링으로 使用된 일이 있으나 本格的인 테이퍼

\* 서울大 工科大學 教授

\*\* 大圓鋼業技術理事

\*\*\* 大圓鋼業技術顧問

板스프링은 1968年頃부터 truck, trailer, 乘用車의 順으로 普及이 始作되었다.

우리나라에서는 1974년에 after service용으로 大圓鋼業에서 truck, trailer用 테이퍼板스프링을 製作한 바 있으나 아직 本格的인 軌道에는 上르지 못한 實情이다.

本研究는 이와같은 國際的인 趨勢에 맞추어 tapered leaf spring 모델의 應力計算을 通해 最適值을 求하고 國產 tapered leaf spring을 製作하여 靜的應力과 疲勞應力 및 走行應力을 實驗, 그 結果를 解析하여 國產製作 및 開發에 必要한 資料를 提示하고자 한다.

## II. 理論的 解析 및 計算

### 2-1. 点荷重이 作用할 때

Fig 1과 같은 Tapered Cantilever 에 荷重 P가 作用할 때 moment, deflection, 및 stress를 Aoyama의 解析에 따라 計算한다.

지금 座標를 길이 方向으로  $\eta l$  軸을 定하고 板 두께 一定한 곳까지 길이를  $r_1 l$  이라하며, 여기까지의 두께는  $t_0$  로 一定하고 테이퍼가 되어있는部分까지 길이를  $r_2 l$  이라하고  $\eta = r_2$  에서의 두께를  $t_i \Delta$  라하며 여기서  $\eta = 1$  까지는 두께가  $t_i \Delta$  로 一定하며  $t_r = t_i \Delta$  라 둔다.

단, 板幅  $d$  는 一定하다고 한다.

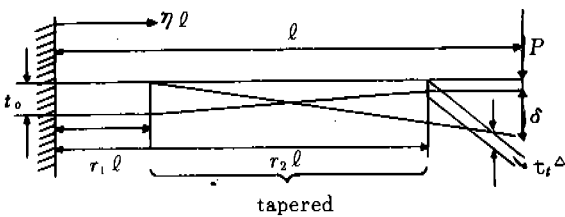


Fig.1. Load applied on tapered leaf

우선  $r_1 \leq \eta \leq r_2$  의 境遇, 任意의 地點에서의 두께  $t$  는

$$\frac{t}{t_0} = 1 - (1 - \frac{\Delta}{t_0}) \frac{\eta - r_1}{r_2 - r_1} = \beta - \alpha \eta \quad \dots \dots \dots (2, 1)$$

$$\text{단 } \alpha = \frac{1 - t^\Delta}{r_2 - r_1}, \quad \beta = 1 + \frac{r_1}{r_2 - r_1} (1 - \tau) = 1 + \alpha r_1$$

이비임의 斷面 2次모멘트를 求하여보면

$$0 \leq \eta < r_1 \text{의 境遇}$$

$$I = \frac{b t_0^3}{12} = I_0$$

$$r_1 \leq \eta < r_2 \text{의 境遇}$$

$$I = I_0 (\beta - \alpha \eta)^3$$

$$r_2 \leq \eta < 1 \text{의 境遇}$$

$$I = \frac{b t_i^3 t^\Delta}{12} = I t^\Delta$$

$$\text{Bending Moment } M_b = Pl (1 - \xi) \quad \dots \dots \dots (2, 2)$$

$$\text{Stress } \sigma \text{ 는 } \sigma = \frac{M_b \cdot t}{I \cdot Z} = \frac{M_b}{Z} \quad \dots \dots \dots (2, 3)$$

비임의 Strain energy U 는

$$\begin{aligned} U &= \int_0^l \frac{M_b^2}{2EI} dx \\ &= \frac{P^2 l^3}{2EI_0} \int_0^{r_1} (1 - \eta)^2 d\eta \\ &\quad + \int_{r_1}^{r_2} \frac{(1 - \eta)^2}{(\beta - \alpha \eta)^3} d\eta \\ &\quad + \frac{P^2 l^3}{2EI_i \Delta} \int_{r_2}^1 (1 - \eta)^2 d\eta \quad \dots \dots \dots (2, 4) \end{aligned}$$

deflection  $\sigma$  는 Castigliano 定理에 의하여

$$\sigma = \frac{\partial U}{\partial P} \quad \dots \dots \dots (2, 5a)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{Pl^3}{EI_0} \int_0^{r_1} (1 - \eta)^2 d\eta \\ &\quad + \int_{r_1}^{r_2} \frac{(1 - \eta)^2}{(\beta - \alpha \eta)^3} d\eta \end{aligned}$$

$$+ \frac{Pl^3}{EI_t \Delta} \int_{r_2}^1 (1-\eta)^2 d\eta \dots\dots\dots (2,5b)$$

2-2. 두께와 幅變化에 따른 Tapered leaf Spring의 굽힘應力計算

Fig 2 形狀의 Tapered leaf Spring을 擇하여 두께와 幅을 變化시키면서 應力을 구하여 計算에 의한 Spring의 最適形狀을 求해본다. 幅의 變化率을  $t^*$  두께의 變化率을  $t^\Delta$  라하면 길이  $r$ 에서  $b = t^* b_0$ ,  $t = t^\Delta t_0$ 가 되며 이것을 (2, 1), (2, 2)와 (2, 3) 式에 代入하여 굽힘 應力을 求하면

$$0 \leq \eta \leq r_1 \quad \sigma = \frac{6Pl(1-\eta)}{b_0 t_0^2}$$

$$r_1 \leq \eta \leq r_2 \quad \sigma = \frac{6Pl(1-\eta)}{(\beta^* - \alpha^* \eta)(\beta - \alpha \eta)^2 b_0 t_0^2} \dots\dots\dots (2,6)$$

$$r_2 \leq \eta \leq 1 \quad \sigma = \frac{6Pl(1-\xi)}{bt^* t_0 \Delta^2}$$

$t^\Delta$ 와  $t^*$ 의 값을 (2, 6) 式에 代入하여 그 計算結果를 그림 (2, 3)에 表示하였다.

굽힘應力의 現想的인 分布는 可及의이면 스프링길이 方向의 어느곳에서도 應力의 크기가 一定한 것이 좋다.

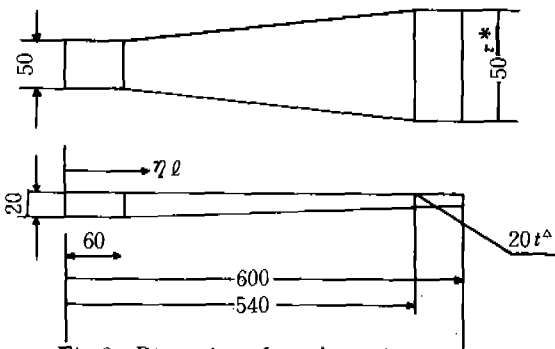


Fig 2. Dimension of used specimen

이와같은 굽힘應力의 最適値를  $t^\Delta$ 와  $t^*$  값의 배합에 의해 그림 2, 3에서 求하면

- $t^\Delta = 0.3$ 에서  $t^* = 1.6$ ,
- $t^\Delta = 0.35$ 에서  $t^* = 1.35$ ,
- $t^\Delta = 0.4$ 에서  $t^* = 1.25$ ,
- $t^\Delta = 0.45$ 에서  $t^* = 1.1$ ,
- $t^\Delta = 0.5$ 에서  $t^* = 0.9$ ,
- $t^\Delta = 0.6$ 에서  $t^* =$  不適當

으로 나타났다.

上記結果를 놓고보면  $r = 0.45$ 와  $r = 0.50$ 사이에서  $r^* = 1.0$ 이 되는 값이 나온다. tapered leaf spring의 最適形狀은 製作上의 問題에서도 가장 좋은  $r = 0.47$ ,  $r^* = 1.0$ 程度가 됨을 알 수 있다.

III. 實驗 및 方法

3-1. 試驗機器

靜的強度測定에는 Matzumura型 5ton 萬能試驗機와 Armeler型 40ton萬能試驗機를 使用하였다. 그리고 疲勞試驗에는 Crank type의 S-spring fatigue tester를 使用하였다.

Fig 4는 本試驗에 使用된 疲勞試驗機를 表示한다.

靜的 및 波勞試驗에서 應力測定에는 다음과 같은 電氣抵抗式 Strain gauge를 使用하였다.

- (1) Static Strain indicator
- (2) 24 Channel Switching and balancing Channel
- (3) 6 Channel dynamic recorder "rapicorder"
- (4) dynamic amplifier assembly

한편 硬度測定에는 Brinell hardness tester 및 Rockwell hardness tester를 使用하였다.

3-2. 테이퍼 板스프링의 材質과 機械的 性質

現在 外國에서 使用되고 있는 購入品の taper leaf spring의 材質은 KS, SPS NO.5에 該當한다. 外國製의 乘用車의 見本品의 材質을 分析

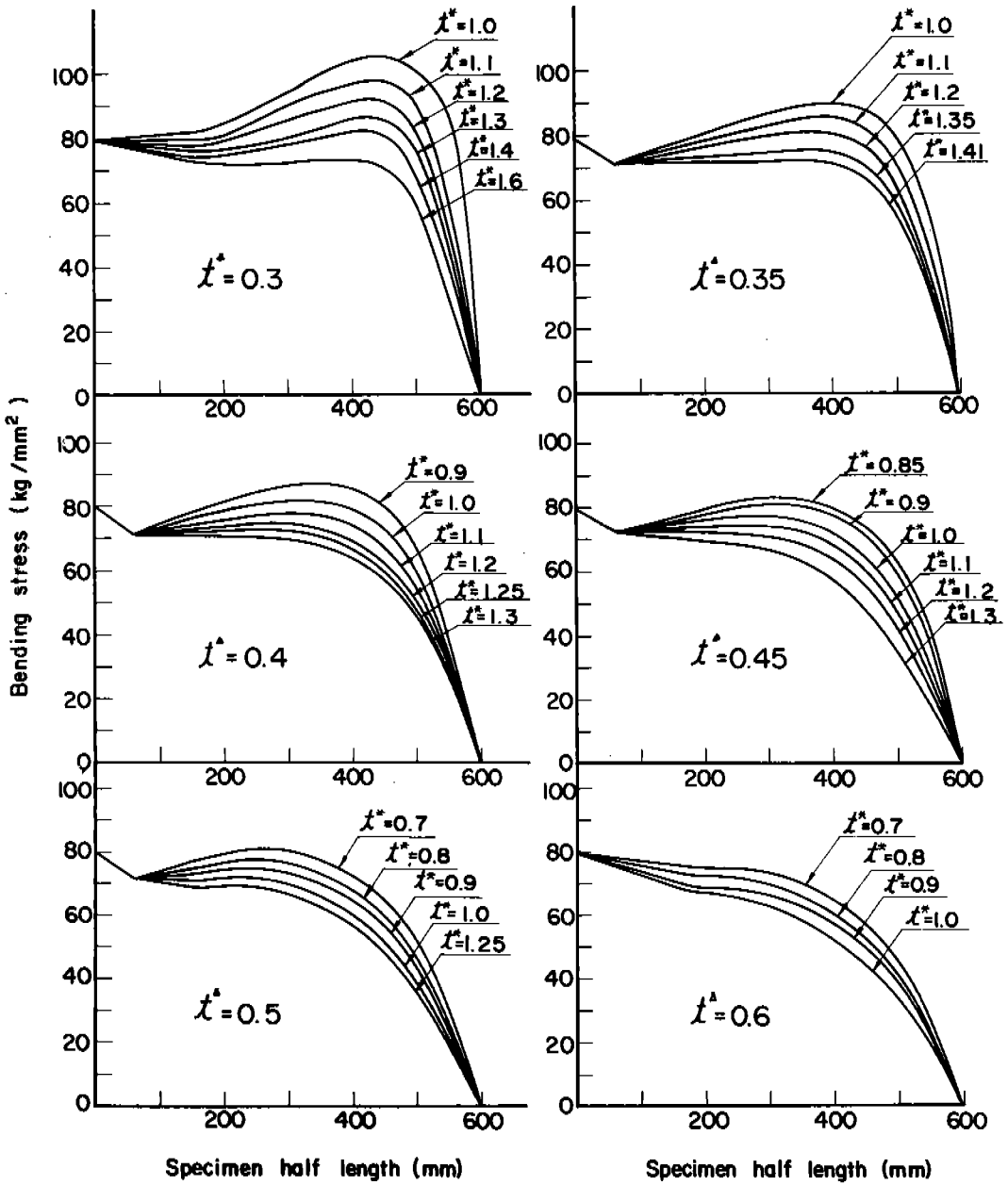


Fig.3. Bending stress of tapered leaf spring models.

한 化學的 成分은 다음 table 3-1 그리고 機械的 性質은 table 3-2 와 같다.

Table 1 Composition of taper leaf spring.

Materials	chemical composition (%)				
element	S	Si	Mn	Cr	P&S
specimen K	0.57	0.30	0.82	0.75	0.032
standard SPS5	0.5~0.6	0.15~0.35	0.65~0.95	0.65~0.95	0.035~0.002

Table 2 Mechanical properties of taper spring materials.

Materials	Heat treatment (°C)		tensile stress (kg/mm <sup>2</sup> )	& (%)	hardness (HB)
	quenching	Tempering			
Specimen K	850	500	132	10.6	405
K.S. standard (SPS. 5)	830~860	450~510	>125	>9	363~429

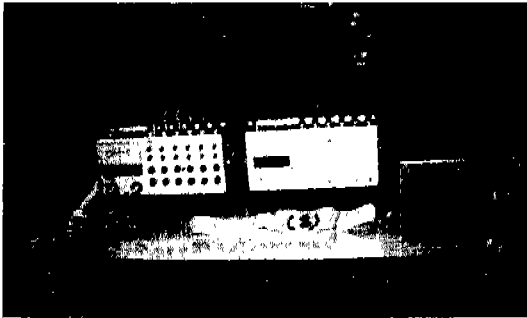


Fig. 4

本實驗에서는 組立된 2枚로된 tapered leaf spring을 試片으로 使用하였다.

여기서 各스프링은 rear spring으로 使用되는 것으로서, 記號는 “A” 및 “B” 로 表示하였다. 各組의 母板을 NO. 1 leaf 그리고 補助板을 NO. 2 leaf로 各各 表示하였다.

### 3-3. 實驗方法

#### 1. 靜的 應力

前述의 Strain gauge를 各 試片의 1leaf에 붙인것을 使用하여 萬能試驗機에서 bending 荷重 0~150 kg을 가하여 Strain을 測定한것을 stress로 換算하였다.

卓上疲勞試驗에서는 6channel의 動的應力測定 recorder를 使用하였다.

먼저 疲勞機에 設置한 試片의 靜的條件下의 應力を 測定하고, Calibration한 後에 疲勞試驗狀態의 應力を 測定하였다.

#### 2. 動的 應力

動的應力測定에는 fatigue tester로 使用한 卓上疲勞試驗 (bench fatigue test)에 있는것을 使用하였다.



Fig. 5

IV. 結果 및 考察

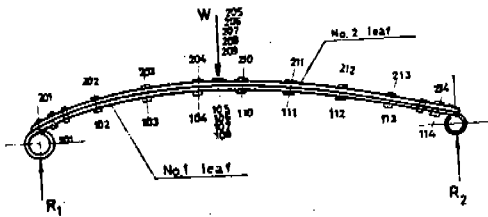
4-1. 靜的 應力

靜的荷重試驗에서는 2枚로 된 테이퍼板 스프링의 NO.1 및 NO.2 leaf에 對하여 各各 單獨으로 荷重 0~150 kg을 加하여 load와 Strain의 關係를 測定하였다.

Fig 6의 上圖는 “A” 試片에서의 電氣抵抗 Strain gauge 附着位置를 表示한다.

母板이 NO.1 leaf는 Strain gauge를 下側의 tension side에 붙이고, NO.2 leaf 에는 上側인 compression side에 붙였다.

그리고 center hole 附近의 應力變化를 보기 위하여 NO.1 leaf에는 gauge NO.5~NO.8까지 4個를, 그리고 NO.2 leaf에는 gauge NO.5~NO.9까지 5個를 各各 붙였다.



(A)

Specimen	gage position	
	No. 1 leaf	No. 2 leaf
A Spring		
B Spring		

(B)

Fig. 6 · strain gauge position and center hole side

한편 NO.1 leaf의 gauge番號는 100代로 그리고 NO.2 leaf는 200代로 整理하였다. “A” 스프링과 “B” 스프링의 strain gauge 附着位置가 大體로 同一하나 “A” 스프링의 境遇에는 center hole 附近의 圓周上에 붙였고 “B” 스프링의 境遇에는 center hole 球面上에 붙였다.

Fig 6의 下圖에는 “A” 스프링의 gauge 位置를 Fig 7에서 表示된 바와 같이, 作用荷重과 測定應力사이에는 嚴密한 直線關係로 되지 않는다. 그리고 低荷重 및 高荷重에서 變化가 많고 中間部에서는 大體로 一致되고있다.

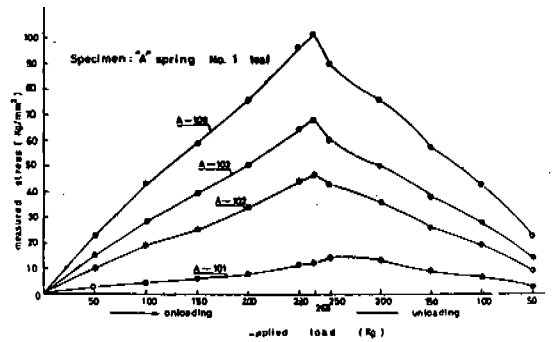


Fig. 7 Load-stress curve of “A” spring of No. 1 leaf

1. 位置에 따른 測定應力分布

Fig 8는 “A” spring의 NO.1에 對한 S-strain gauge NO.와 測定應力の 關係를 表示한다. 여기서 NO.101~NO.104까지는 短側(이하 S記號) 그리고 NO.110~NO.114까지는 長側(이하 L記號)을 表示한다.

Fig 8에서 短側에 stress level이 長側의 stress level 보다 큰값을 보이고 있고 中央部 center hole 附近에서는 位置에 따른 變動을 볼 수 있다. gauge NO.108에서 100 kg의 荷重에서는  $\sigma_{max} = 94 \text{ kg/mm}^2$ 이 作用하고, NO.106에서는 壓縮應力이  $\sigma_c = -23.1 \text{ kg/mm}^2$ 이 생겼다. 그러므로 測定된 應力の 變化는  $117.1 \text{ kg/mm}^2$ 의 값으로 된다.

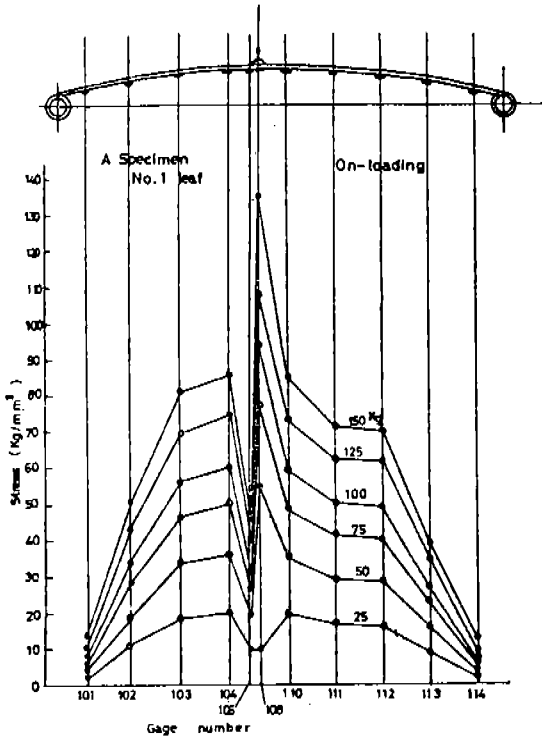


Fig. 8 Stress distribution of "A" spring No. 1 leaf

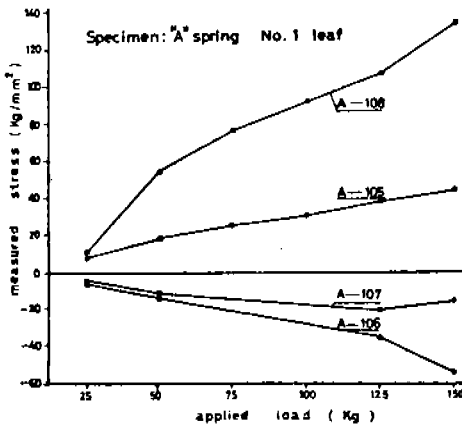


Fig. 9 Stress of center hole side of "A" spring No. 1 leaf

한편 gauge NO.108 에서는 150 kg의 荷重이 作用하였을 때  $\sigma_{max} = 135.45 \text{ kg/mm}^2$  이 作用되었고 NO. 105 에서는  $45 \text{ kg/mm}^2$  의 應力이 發生하고 있다.

한편 NO.106 및 NO.107 에서는 應力方向이 다른 壓縮應力  $-55.23 \text{ kg/mm}^2$  이 作用되고 있다. 이와같은 (+) 또는 (-) 應力의 發生으로 150 kg의 荷重에서 絕對值를 取하면  $190.68 \text{ kg/mm}^2$  의 應力變動 field가 形成되고 있다.

Fig 9는 center hole 周邊의 應力分布를 表示한다.

Fig 10은 "A" spring의 NO.2 leaf에 對한 測定應力分布를 表示한다.

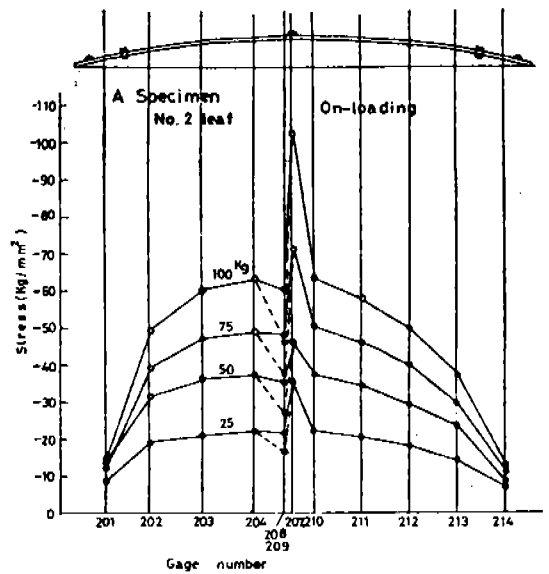


Fig. 10 Stress distribution of "A" spring No. 2 leaf

여기서는 荷重 100 kg까지 作用한때의 應力을 測定하였다.

이때의 gauge NO.204 및 210의 應力은 大略 약  $-64 \text{ kg/mm}^2$  을 表示하고 있다.

그러나 center hole 部分의 應力은 NO.207의 位置에서  $-102.27 \text{ kg/mm}^2$  NO.205의 應力은  $+12.50 \text{ kg/mm}^2$  을 表示하여 (+)의 應力이 發生하여 이로인한 應力集中이 center hole 周邊에서 더욱 큰값이 될것이 豫測된다. Fig11은 "A" spring NO.2 leaf의 center hole 周邊의 測定 應力을 表示한다.

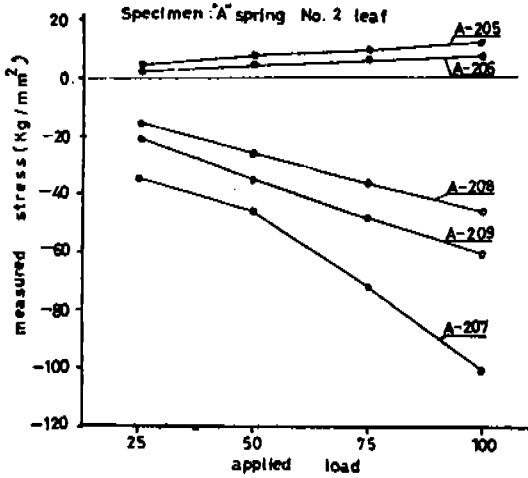


Fig. 11 Stress of center hole side of "A" spring No. 2 leaf

위와같은 傾向은 "B" spring의 각 leaf 및 assembly에서도 볼 수 있다.

Fig 12는 "A" spring의 組立된 狀態에서 作用荷重 265 kg에 對한 各 gauge 位置에 對한 stress level을 表示하고 Fig 12는 "A" spring의 同一規格의 스프링에 對하여 測定된 應力分布를 表示한다.

2. 센터孔部の 應力集中과 締結

테이퍼스프링에서는 中央部位에 있는 center hole로 因하여 應力集中이 생긴다. 이것은 스프링의 安全에 危險하므로, 이에 對한 應力集中 影響을 除去하기 위하여 中央部에 pad를 使用하고 中央部를 堅固하게 締結하면 中央部の stress는 均一하게 된다. Fig 13은 테이퍼스프링의 中央部の 應力集中의 特徵을 表示한다. 中央部를 適切하게 締結하면 테이퍼스프링이 機能을 發揮할 수 있다.

萬若 中央部の 締結이 不完全하면 센터孔이 있을 때 그附近의 應力이 集中되어 그것을 基點으로 疲勞가 되기 쉽고, 또한 leaf의 中央部, 즉 사이트部分의 板厚계가 두겹계되어 板厚계와 센터孔徑에 關聯된 치수 效果도 같이 作用하여 壽命을 低下시키기 쉽다.

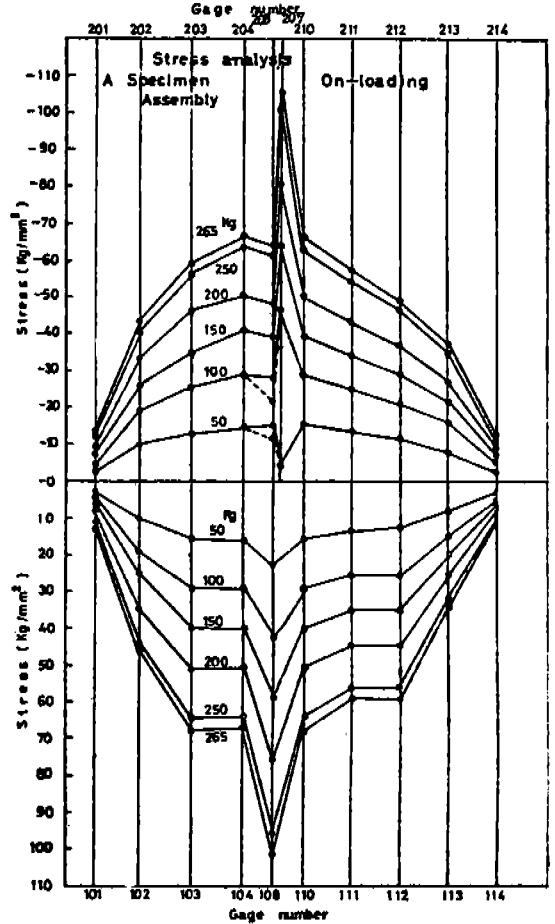


Fig. 12 Stress distribution of "A" spring assembly

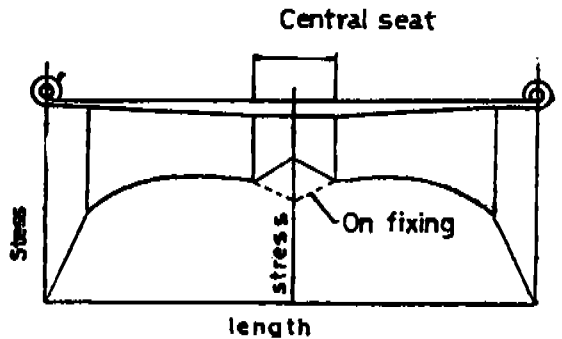


Fig. 13 Stress distribution of taper leaf spring



이壽命低下의 防止方法의 하나로서, 센터 보울트孔의 面작기作業인 rounding 함으로써 應力集中을 緩和시키는 方法을 試圖하는 것이 좋다.

面작기의 程度와 應力集中度의 關係를 光彈性表面皮膜법에 따라 測定한 結果는 Fig 14와 같다.

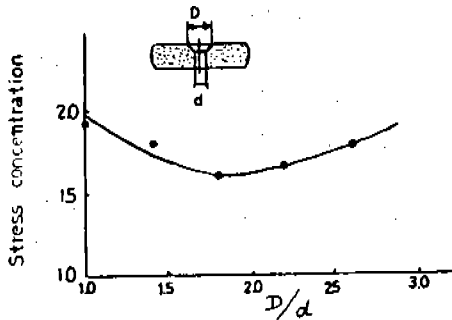


Fig. 14 Change of stress concentration by rounding.

이그림에서  $\sigma_0$ 는  $D/d = 1$  일때의 應力集中을 考慮하지 않은때의 벤딩應力이고,  $\sigma_{max}$ 는 센터孔의 周圍에 發生하는 最大벤딩應力을 表示한다.

이경우에 面작기를  $D/d = 1.8$  程度로 하면 應力集中이 最少로 되지만, 그래도 센터孔附近의 應力은 他部分의 1.6배에 달한다.

따라서 센터孔을 使用하지 않고 어떤 方法으로 中央部의 leaf의 相互移動, 또는 스프링과 締結部分과의 相互움직임을 固定하는 方案을 檢討하여 案出하는 것이 바람직하다.

또한 接판스프링에서는 使用할때 leaf들 사이에 미소한 Slip이 생긴다.

특히 테이퍼板스프링에서는 一般으로 應力도 높고, 中央締結部의 leaf 相互間의 接觸壓力도 높기 때문에 fretting 疲勞가 생기기 쉽고, 壽命이 低下된다.

接觸壓力  $10 \text{ kg/mm}^2$  에서 應力條件을  $60 \pm 45 \text{ kg/mm}^2$  으로하여 疲勞試驗한 結果 fretting 疲勞를 일으켜 Table 3와 같이 壽命에 影響을 주었다고 한다. 이들 leaf에 特殊加工한 軟鋼板 또는 polyacetal resin을 inter leaf에 삽입한 結果 Table 3에 表示된 바와 같이 fretting

疲勞를 防止하는데 큰 效果가 있다고 한다.

Table 3 Leaf에 대한 疲勞 데이터.

區分	inter leaf의 材質種類		
	無使用	軟鋼材	polyacetal
切損까지의 사이클: cycles	66,000	104,000(1.6)	219,000(3.3)

단, ( ) 안은 inter leaf가 없을 때의 切損回數를 1로 한 比率

### 4-2. Fatigue Stress

#### 1. Fatigue test 條件과 結果

fatigue stress를 測定하기 위하여 각 leaf의 Strain gauge를 dynamic recorder에 連結하여 Strain을 測定하고 이것을 Stress로 換算하였다.

fatigue test에서 初荷重을  $\sigma_0 = 250 \text{ kg}$ 을 加한 상태에서 應力振幅을 deflection으로 表示한  $\delta = \pm 70 \text{ mm}$  ( $140 \text{ mm}$ )의 條件下에서 進行하였다.

Fig 15는 疲勞試驗條件에 대한 說明圖를 表示한다.

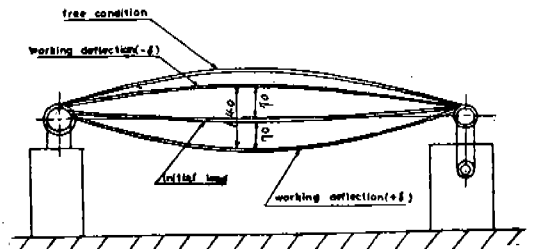


Fig. 15 Fatigue load condition

Fig 15에서 taper leaf spring은 荷重이 없는 自由狀態에서 初荷重狀態로 調節한 後에 應力振幅을 疲勞試驗의 Stroke를 調整하여 맞추고 作動狀態에 들어간다.

Fig 16은 fatigue test에서 recording한 stress-time 曲線을 表示한다. 처음 recording하기 앞서 Calibration用 gain에 따른

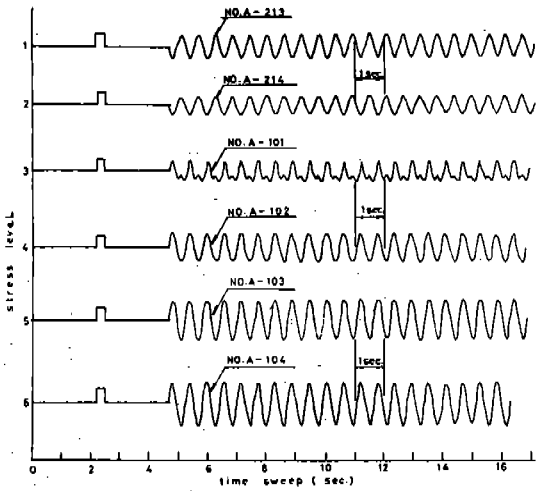


Fig. 16 Fatigue stress-time curve of taper spring.

Square Wave 를 넣고, 그리고 이것을 stress換算에 使用한다.

또한 따로 試驗용으로 만들어 疲勞試驗에 使用한 2組의 스프링을 KA, KB로 하고, 이에 대한 同一條件의 疲勞應力을 KA 試片 및 KB 試片에 對하여 피로수명을 試驗하였다.

2. 疲勞應力分布

"A" 스프링에 대한 Fig 17에서 實線은 疲勞條件  $\delta = \pm 70 \text{ mm}$ 로 하여 發生한 각 gauge의 最大應力을 表示한다.

이들 測定値는 250 kg의 初荷重을 가한 狀態이므로, 이 初荷重에 대한 應力을 가산한 것을 각 leaf에 대하여  $250 \text{ kg} \pm \delta$ 로 表示한 曲線으로 나타내었다.

Fig 17에서 中央의 締結孔部의 應力을 생각지 않을 경우, 높은 應力値는 NO.1 leaf에서는 gauge NO.104 및 NO.110에서 약  $95 \text{ kg/mm}^2$ 의 높은 應力이 作用하고 있다.

한편 NO.2 leaf에서는 gauge NO.204 및 NO.210에서 最高値가 약  $92 \text{ kg/mm}^2$ 의 應力이 作用함을 알 수 있다.

各 leaf의 短側과 長側의 應力分布는 左右에 적은 差異를 보이고 있으며, 短側의 應力들이 長側의 應力値보다 약간 높은 값을 보이고 있다.

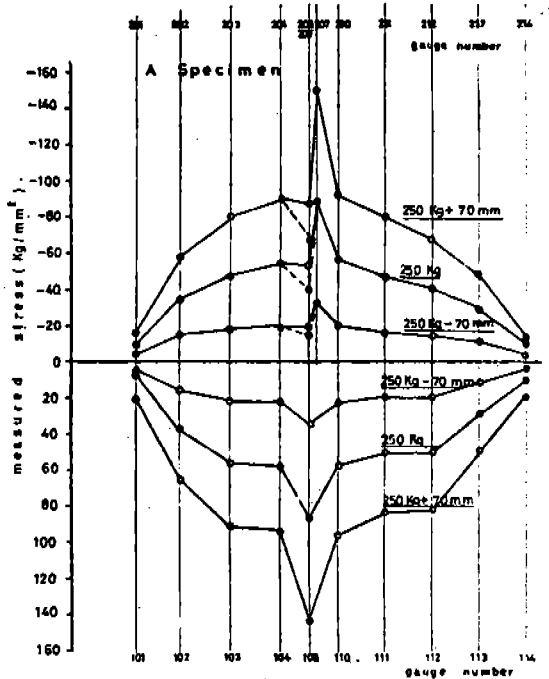


Fig. 17 Dynamic stress in fatigue test of "A" spring.

中央部의 center hole 부근에서는 應力勾配가 커서 뚜렷한 應力集中現象을 볼 수 있다.

NO.1 leaf의 gauge NO.108에서 應力値가  $144 \text{ kg/mm}^2$ , NO.2 leaf의 NO.208에서 應力値  $151 \text{ kg/mm}^2$ 이 測定되었으나, 실제 center hole 內側에는 이들보다 더 높은 集中應力이 作用할 것이라는 것을 알 수 있다.

3. 疲勞壽命과 破壞

(1) 疲勞壽命

疲勞壽命을 推定하기 위하여 破壞까지의 反復回數를 測定하였다.

荷重條件은 初荷重을 250 kg으로하고, 變動應力振幅에 대한 deflection을  $\pm 70 \text{ mm}$ 로한 條件下에 試驗한 結果, 疲勞壽命 反復回數 N은

$$N = 97.000 \sim 240.000 \text{ cycle}$$

로 되었다.

試製品 1次~4次까지는 主로 90.000~140.000 cycle의 範圍이고, 5~7次 試製品들은

150,000~230,000 cycle 의 範圍에 들어갔다. 外國製를 구입하여 피로 試驗한 疲勞壽命回轉數는 140,000~220,000 cycle로서 國產開發品 中에는 外製보다도 疲勞壽命이 긴 것도 있었다.

### 4-3. 走行試驗 (Car running test)

#### 1. Static Calibration Stress

車體의 走行試驗에 앞서 테이퍼板 스프링을 組立狀態로 두고 이것을 free condition 의 基準 應力이 제로인 條件으로 하였다.

그리고 車體에 rear taper spring을 裝着한 것을 裝着應力 (Set-on Car stress)이라하여 附着된 Strain gauge로 測定하였다.

그리고 車體의 뒤쪽 axle을 jack으로 올려 20 mm 上昇한 것을 傾斜應力 (inclined stress)을 測定하여 Set-on Car 狀態와 傾斜 狀態의 應力을 比較하였다.

Fig 18은 load의 free condition에서 車體에 스프링을 裝着하여 Car Weight가 作用한 Set-on 狀態 및 inclined 狀態의 "A" 스프링의 應力分布를 表示한다.

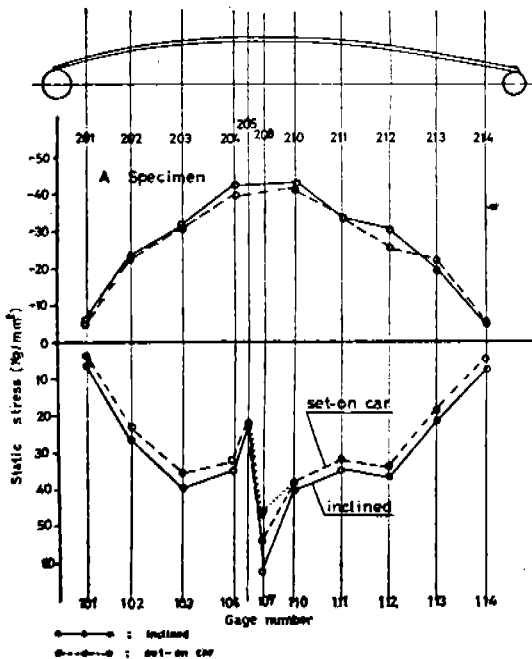


Fig. 18 Stress distribution of rear tapered leaf, load is applied only car weight.

이것을 보면 스프링을 set-on한 狀態보다 inclined 狀態의 應力值가 若干 더 큰 값을 보이고 있다.

Fig 18의 中央孔部를 除外한 높은 應力值는 No.1 leaf에서 約 40 kg/mm², 그리고 No.2 leaf에서 約 45 kg/mm²을 보이고 있다.

走行試驗에서는 車體에 leaf spring이 裝着된 狀態를 Zero balancing하여 應力을 測定하였기 때문에, 測定應力은 Fig 18의 各點의 應力을 加算한것이 함께 作用하게 된다.

#### 2. 走行時의 Dynamic Stress

走行時의 應力을 測定하기 위하여 Strain gauge를 附着한 狀態에서 試驗速度를 다음과 같이 하여 測定하였다.

- (1) unpave road ... 40 km/h
- (2) pave road ... 35 ~ 40 km/h
- (3) pave road ... 35 ~ 40 km/h

한편 本 實驗에서는 走行中의 應力과 振動加速度를 測定하기 위하여 加速度計 (容量 1 g)도 使用하였다.

中央締結部에서는 rubber pad를 주로 使用하였으나 rubber bump도 使用하여 振動特性을 檢討하였다.

試驗에 使用한 specimen은 "A" 스프링과 "B" 스프링이었으나 中央 center 部의 strain gauge는 現車에 裝置할때 pad의 壓力으로 일부가 破損되어 作動하지 않았고, 또한 振動 및 摩擦에 따른 破損도 생겨 남은 것을 使用하여 走行時의 stress分布를 測定하였다.

Fig 19는 非鋪裝道路 (Unpaved road)를 走行時의 stress-time 曲線을 表示한다.

縱軸의 1~6은 channel NO.를 表示하고, NO.201, NO.202 등은 gauge 番號를 表示한다.

Fig 20은 鋪裝道路 (paved road)를 走行할때의 stress-time 曲線을 表示한다.

Fig 21, Fig 22는 鋪裝道路와 pave road를 走行할때의 stress-time 曲線이다. Fig 21에서는 rubber pad를 使用하였고 Fig 22은 rubber bumper를 使用한때의 曲線이다.

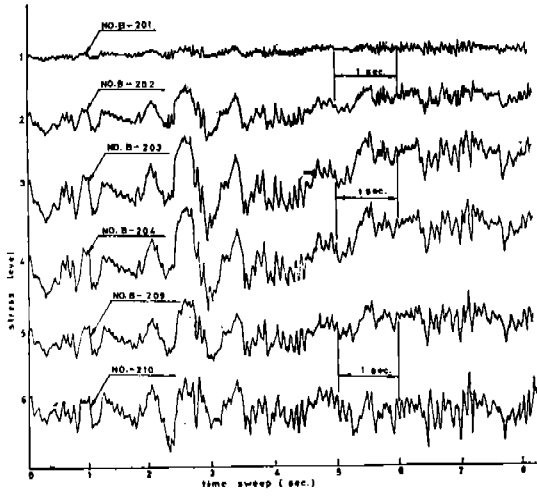


Fig. 19 running test at unpave road

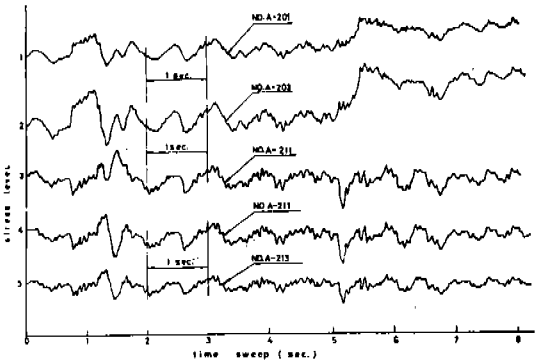


Fig. 20 Running test at road

一般으로 動的應力의 경우 走行條件에서는 시시로 變化되므로 同一條件이 再生되지 않아 應力測定의 값에 差異를 나타내기 쉽다.

Fig 23은 running test (with pad) 에서 測定된 “B” 스프링의 각 gauge의 走行動的 應力을 表示한다.

Fig 23에서 알 수 있는 바와같이 파베路(pave road)의 動的應力은 鋪裝路(paved road)의 경우보다 20~120% 큰값을 보이고 있다.

短側 gauge NO.101~104 (또는 NO.201~204)에서는 pave road와 paved road 사이의 stress 變動이 比較的 작고, 長側에서 應力振幅

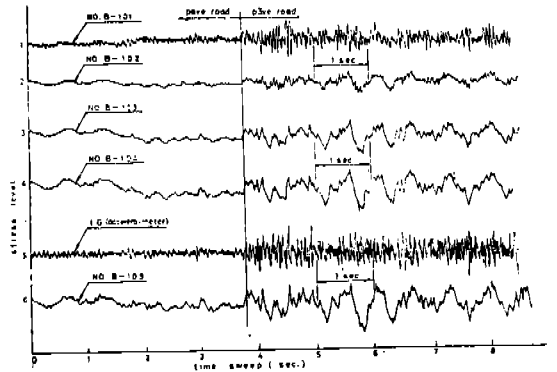


Fig. 21 Stress level-time curve in running test (with rubber pad)

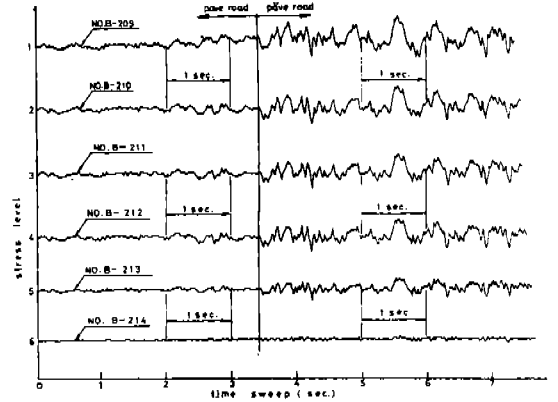


Fig. 22 stress level - time curve in running test (with rubber bumper)

차가 더 많이 생겼다.

이들값은 動的變形應力만 測定值로 표시하였기 때문에, 實際 活用할때에는 free condition의 stress 測定值를 裝着時 및 荷重積載荷重時의 應力에서 뺀값을 動的測定應力에 加算한 값을 사용해야 한다.

Fig 24는 “B” 스프링에 一般用고무 pad를 使用하지 않고, rubber bump를 使用하여 走行動的應力을 測定한 曲線이다.

試驗條件이 同一하므로 pad를 使用한것과 bump를 使用한것을 比較할 수 있다.

Fig 24에서 보는바와 같이 rubber bump를 使用함으로써 5~30%의 應力이 감소됨을 알 수 있다.

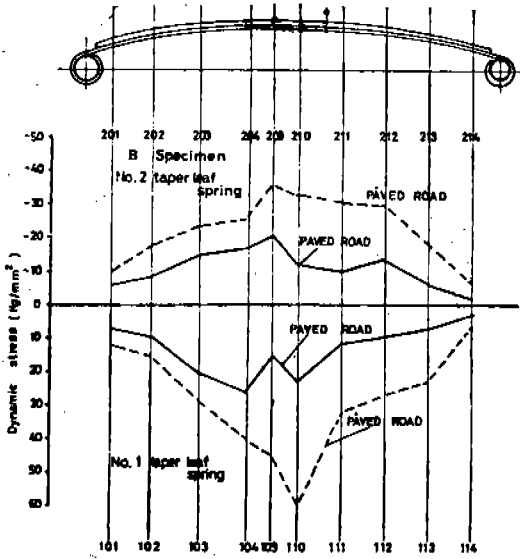


Fig. 23 Dynamic stress of "B" spring at pave road and pave road (with pad)

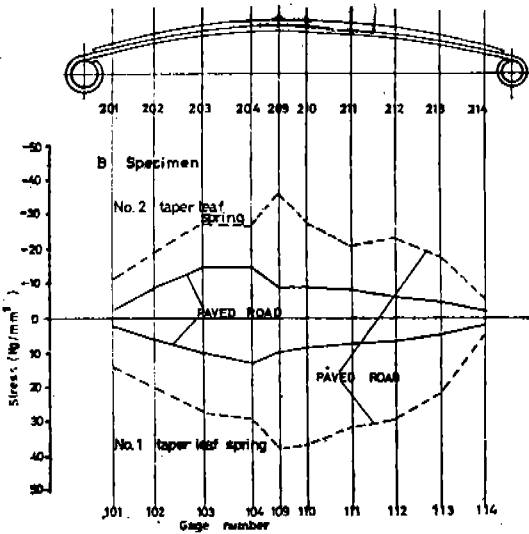


Fig. 24 Dynamic stress of "B" spring at pave road and pave road (with rubber bump)

그러나 rubber bump를 사용하므로 中央締結部の 두께가 높아져서 스프링의 deflection에 제한을 받는 문제점이 있다.

3. 振動數

走行試驗에서 recording된 stress-time c-

urve에 따라 振動數를 測定하였다.

Fig 25은 rubber pad를 사용한 경우에 대한 測定된 振動數와 頻度曲線을 表示한다.

unpave road (非鋪裝道路)는 6cycle 이하의 작은 振動數와 12 cycle sec 이 많은 頻度를 갖고 있다.

pave road의 境遇는 12 cycle sec의 작은 振幅의 振動數가 가장 頻도가 많고, 그 前後에서 急激히 減少되고 있다.

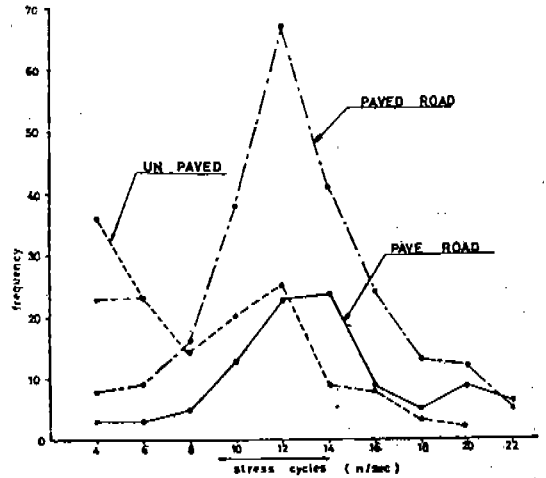


Fig. 25 Stress cycle-frequency curve by road condition (used rubber pad)

그러나 pave road에서는 14 cycle의 振動數가 가장 많이 發生되고 있는 것이 특이하다.

Fig 26은 rubber pad 대신에 rubber bumper로 대체하였을 때의 振動數와 頻度數를 표시한다.

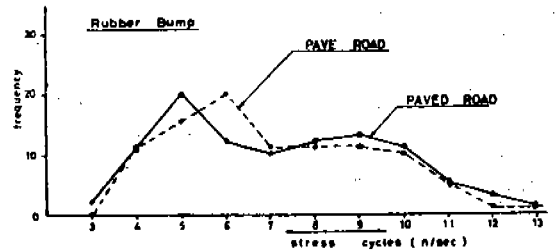


Fig. 26 Stress cycle-frequency curve of pave road and pave road (used rubber bumper)

rubber bump를 사용하면 大體로 發生되는 stress level이 줄어들고, stress cycle은 pave road에서 6 cycle이 가장 많이 생기고 pad를 사용한 것은 Fig 25에서 12~13 cycle의 應力 cycle이 많았으나, rubber bumper를 사용한 것이 振幅도 작고, stress cycle은 8~9 cycle/sec로 振動數가 적어진 結果가 얻어졌다. 한편 振幅加速度에서 測定된 pad와 bumper사용에 따른 振動加速度는 Fig 27와 같다.

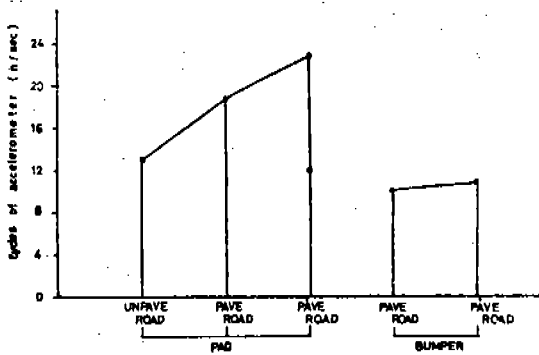


Fig. 27 Cycles of accelerometer for pad and bumper

振動에 대한 以上の 結果를 종합하여 보면 pad를 사용한 때는 12~14 cycle/sec의 振動數가 많고, pave road와 pave road를 比較하면 pave road에서 높은 cycle의 振動數가 생겼다. 한편 rubber bumper를 사용하면 應力振幅이 감소되고, stress cycle 頻度는 줄어들며, stress cycle은 9 cycle/sec의 것이 많이 생겼다. 그리고 振動加速度計로 測定하면 cycle이 줄어 들었다. 또한 bumper 사용으로 pave road 및 pave road의 振動數가 接近된 값으로 되는 경향이 있었다.

V. 結 論

위의 研究結果로 부터 다음과 같은 結果를 아래에 요약한다.

1. 理論解析에 依한 테이퍼板스프링의 테이퍼율의 최저치는 두께변화율  $r = 0.47$ , 폭변화율  $r^* = 1.0$  일때이다.
2. 靜的荷重-應力曲線에서 單一leaf는 應力集中이 많은 center hole 근처를 제외한 부분에서는 比例하고 있으나, 組立된 스프링은 低荷重 및 高荷重쪽에서 比例가 벗어났다.
3. center hole 周邊의 axial 方向에서는 基準部의 最高應力보다는 140~200% 높은 應力集中現象이 생겼다. 그러나 transverse 方向은 40~80%에 불과 하였다.
4. 疲勞試驗狀態의 應力은 short side가 long side에 比하여 stress level이 약간 높은 값을 보였다.
5. 試作品의 테이퍼板스프링과 外製品의 테이퍼板스프링의 疲勞壽命을 比較하던 開發初期에는 疲勞壽命이 外國製의 60~70%에 불과 하였으나, 改善된것은 外國製 疲勞壽命이 80~110%에 도달하였으며 一部는 外國製品을 上回하는것도 있었다.
6. 走行試驗에서 pave road上的 Stress는 pave road上的 stress 보다 120~220% 큰 값을 보였다. 그리고 振動數의 頻度 (frequency)의 peak는 pave road쪽이 12 cycle에서 생겼고, pave road에서는 14 cycle에서 생겼다.
7. 中央部固定에 고무 pad를 사용한것과 고무 bumper를 사용한것을 比較하면 bumper를 사용한것이 stress level 및 振動振幅이 작았다.

參 考 文 獻

1. 志態平治郎 : 大圖技術報 No.3 (1970) p. 28 ~38
2. English Stell Corp. Ltd. : Single tap-

ered-leaf spring Automobile Engineer, May, (1968), p.172 ~ 175

3. I.Maxon, L.I. Jelsh:Tapered multileaf spring, Automotive Engineering Congress. Jan. (1968) p. 1 ~ 7
4. R.E.Joerres and W.R. Johnson: Upgrading spring Performance, Machine Design, Vol. 39, No. 4 (1967) p.210 ~ 215
5. G.W.Kurase and J.H. Maker:Getting higher stress capacity in long life spring metal progress Vol. 99 No. 6 (1971) p. 77 ~ 79
6. Mechanical Design and Power transmission committee:New shape in elastomeric springs smoothes shock action in truck, Product Engineering, Mar. 15 (1971) p.48 ~ 49
7. A.G.Thompson :Design of active suspension, Proc. Institute Mechanical Engineers, Vol. 185 (1971) p.553 ~ 563
8. Automotive Design Engineering:Single leaf spring for road vehicles, B-3, Page 66.
9. J. Dickson-simpson: Suspension for commercial vehicles : time to rethink Automobile Engineer, Aug. (1969) p.331 ~ 335
10. Diesel Equipment Superintendent:Single-leaf spring are not new (ATZ) Feb (1968), p.42 ~ 43
11. B.Sterne :Die Zukunft der stahlfederen im amerikanischen Fahrzeugbau, (ATZ) p. 47 ~ 48
12. Materialy Industry :Automobile leaf spring, Jun. (1970) p. 21
13. P.J.Heuer:Entwick lungstendenzen bei Fahrzeugfedern, (ATZ) (1968) p. 241 ~ 249
14. A.M.Wahl: Mechanical Spring (McGraw-Hill Co) 2nd edition (1963)
15. 日本바네 技術研究會編: "바네" (spring) 改訂 2版, 丸善株式會社 發行 (1970)
16. 山木敏男, 太田博: 접관 스프링의 摩擦과 動的 特性, 日本機械學會誌 Vol. 70, No. 582 (1967) p. 65 ~ 74
17. 太田博, 石田隆: 접관 스프링의 摩擦과 動的 特性 (第3報) 바네論文集 No. 18 (1973) p. 49 ~ 57
18. 尾喜純一: 접관 스프링의 疲勞壽命에 關한一 考察, 바네論文集, No. 17 (1972) p. 23 ~ 26
19. 千島和夫, 栗原義昭, 板垣豐男: 접관 스프링의 最適板間 摩擦力에 對하여, 바네論文集, No. 16 (1971) p. 40 ~ 46
20. 島材昭治, 宮入裕夫, 小山博, 吉田眞也: 自動車 FRP製懸架스프링에 關한 研究, 바네論文集, No. 19 (1974) p. 25 ~ 31
21. 加藤金治, 青山敏保: 遂次近似法 테이퍼板 스프링의 振動計算, 바네論文集 No. 14 (1969) p. 61 ~ 67
22. 青山威恒: 스프링의 壽命에 對한 考察, 바네論文集 No. 12 (1967) p. 3 ~ 12
23. 濟藤勉外 3人: 厚板材의 Stress peening 處理의 疲勞強度에 對하여, 바네技術研究會(1973年 秋期大會前刷) (1973) p. 43 ~ 46
24. 栗原榮太郎: 테이퍼 스프링에 對하여, 日發技報 No. 5 p. 276 ~ 281
25. 丸田良平, 荒川武二, 宮川哲夫, 鈴木三千彦: 數種의 스프링鋼의 굽힘 疲勞試驗結果로부터 본 鋼種特性, 바네論文集 No. 12 (1967) p. 17 ~ 22
26. 加藤道生: 指數極數形狀을 갖는 共振型疲勞 試片, 바네論文集, No. 12 (1967) p. 71 ~ 73
27. 千島和夫, 高橋三郎, 栗原義昭: 접관스프링의 Wind-up振動, 바네論文集, No. 12 (1967) p. 81 ~ 86
28. 千島和夫, 高橋三郎: 접관 스프링의 動的 스프링 定數에 對하여, 바네論文集 No. 10 (1967) p. 101 ~ 106

- 4) p. 38 ~ 45
29. 小林節夫: 片特보의 큰 휘임 問題의 解析과 接판 스프링, 設計에의 應用, 日發技報 No. 2 p. 48 ~ 58
30. 日發技報: 重量의 輕減을 圖謀한 車輛用 接판 스프링, 技報 No. 2 p. 92 ~ 95
31. 久保三明; "Long Taper Spring" 仕ね協會 leaf 形狀小委員 資料 p 1 ~ 11
32. 松本正二, 沼田稔穂, 重松三正: 厚板材의 stress peening 處理와 疲勞強度에 對하여 仕ね技術研究會秋期講演會 前刷 (1973年11月), p. 43 ~ 46
33. 栗原榮大郎, 尾喜純一 테이퍼 스프링에 對하여 日發技報; No. 5 p. 276 ~ 281
-