自動車用 FRP 製懸架ばねに関する研究

Studies on FRP Suspension Spring for Automobile

島村昭治*・宮入裕夫**・小山 博***・吉田真也****

Shoji SHIMAMURA・Hiroo MIYAIRI・Hiroshi KOYAMA・Shinya YOSHIDA

1. 緒 言

FRP (最近では広義に解釈して Fiber Reinforced Plastic すなわち繊維強化プラスチックを指すが、ここでは慣行により狭義の Fiberglass Reinforced Plastics すなわちガラス繊維強化プラスチックを指す) がすぐれた軽量強度材料であることは良く知られている。

FRP の耐疲れ性あるいは耐衝撃性の特長は弾性エネルギー吸収能が大きく、かつ軽くて金属とほぼ同程度の耐疲れ性を有する材料であることより機械部品への応用面として、懸架ばねが考えられる。

懸架ばね (以下ばねという)、とくに自動車用ばねへの FRP の応用は新しいことではなく、すでに、Heggrens¹⁾ あるいは Posniak²⁾ によって報告されている。しかし、これらはいずれも 1 試作例の簡単な報告にすぎず、どのようなばねを対象として、どのような設計で FRP ばねを作ったかについては詳しくのべられておらず、また、試作ばねの特性についても簡単な試験しか行われていない。

そこで、国産乗用車の鋼ばねを対象としてえらび、これと同等の性能を有する FRP ばねを試作し、その諸性能を測定して、ほぼ満足すべき結果をえた。以下その内容につき詳しくのべる。

2. 設 計

2.1 原形

FRP 化すべきばねの原形としてはダットサン (旧) ブルーバードの後輪用ばねをえらんだ。これは図 1 に示すごと、3 枚ばねである。FRP は鋼と異なり、変厚ばねを成形することは容易であるから、3 枚ばねの形式をとらず、変厚 1 枚ばねとすることにし、以下の計算によりその諸元を決定した。

2.2 変厚片持梁

FRP ばねは鋼ばねと等価でなければならないから、

目玉の間隔 (スパン)、全体の無負荷時の反り (キャンバ)、センターボルトの位置などは、原形と同じとする。またこのばねは曲り梁であるが、以下の計算は近似的に

図 1 原形ばね

図 2 変厚板ばねの寸法

(a) 中実長方形断面

(b) 中空長方形断面

(c) サンドイッチ断面

図 3 FRP 変厚一枚ばねの断面

* 機械技研

** 東医歯大材研

*** 日本発条

**** 日本硝繊

真直梁として行なった。

原形ばねは、非対象形板ばねであるが、まずその基礎となる変厚片持梁について計算する。まず図2のごとき変厚片持梁が、最大厚さ部で固定され、最小厚さ部に集中荷重 P を受ける場合を考える。板厚は h_0 (最大値) から h_1 (最小値) まで直線的に変化するものとする。この場合の断面形としては、図3に示す3種類、すなわち、(a) 中実長方形断面、(b) 中空長方形断面および (c) サンドイッチ形断面をそれぞれ検討した。

図2のごとく、荷重 P の作用点より x なる距離における断面2次モーメント I_x は、それぞれ次式で与えられる。

(a) 中実断面

$$I_x = I_0 \left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}^3 \quad (1)$$

(b) 中空長方形断面

$$I_x = I_0 \left[\left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}^3 - \beta^3 (1-\eta)^3 \frac{x^3}{l^3} \right] \quad (2)$$

(c) サンドイッチ断面

$$I_x = I_0 \cdot 3\eta(1-\eta)^2 \left\{ \frac{\eta}{3(1-\eta)^2} + \frac{\eta}{1-\eta} \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2} \right\} \quad (3)$$

ここで、 l は固定部から、荷重点までの距離、 η, β は無次元量で、 $\eta = h_1/h_0$ $\beta = b_1/b_0$ である。 h_0, h_1 については図2を、 b_0, b_1 については図3を参照、なお、 I_0 は固定部 (最大肉厚部) の断面2次モーメントで、 $I_0 = b_0 h_0^3/12$ である。

x の位置における断面2次モーメントを I_x (前出)、曲げモーメントを $M_x (=Px)$ とすれば、図2の片持梁に貯えられる弾性ひずみエネルギー U は

$$U = \frac{1}{2E} \int_0^l \frac{M_x^2}{I_x} dx = \frac{1}{2E} \int_0^l \frac{(Px)^2}{I_x} dx \quad (4)$$

ここで、 E はばね材料の縦弾性係数である。

(4) にカスチリャーノの定理を適用して、片持梁の先端 (荷重作用点) のたわみ δ を求めると、次式がえられる。

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial P} = K_i \frac{Pl^3}{EI_0} \quad (i=1, 2, 3) \quad (5)$$

K_1, K_2, K_3 はそれぞれ、(a) 中実梁、(b) 中空梁、(c) サンドイッチ梁の K_i の値であり、以下のごとく求められる。

(a) 中実梁

$$K_1 = \frac{1}{(1-\eta)^3} \left\{ \frac{1}{2} (1-\eta^2) - 2(1-\eta) - \log \eta \right\} \quad (5a)$$

(b) 中空梁

$$K_2 = \frac{1}{3\beta^2(1-\beta)(1-\eta)^3} \log \left\{ 1 + \frac{(1-\beta)(1-\eta)}{\eta} \right\}$$

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{3\beta^2(1-\eta)^3} \times \left\{ \frac{1+2\beta}{2(1+\beta+\beta^2)} \log \left\{ 1 \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{(2+\beta)(1-\eta)}{\eta} + \frac{(1+\beta+\beta^2)(1-\eta)^2}{\eta^2} \right\} \right. \\ & \left. - \frac{\sqrt{3}}{1+\beta+\beta^2} \left[\tan^{-1} \left\{ \frac{2(1+\beta+\beta^2)}{\sqrt{3}\beta\eta} - \frac{2\beta+1}{\sqrt{3}} \right\} \right. \right. \\ & \left. \left. - \tan^{-1} \frac{2+\beta}{\sqrt{3}\beta} \right] \right\} \quad (5b) \end{aligned}$$

(c) サンドイッチ梁

$$\begin{aligned} K_3 = & \frac{1}{3\eta(1-\eta)^2} \left[1 - \frac{\eta}{2(1-\eta)} \log \frac{3-3\eta+\eta^2}{\eta^2} \right. \\ & \left. + \frac{\eta}{\sqrt{3}(1-\eta)} \times \left\{ \tan^{-1} \frac{\sqrt{3}(2-\eta)}{\eta} \right. \right. \\ & \left. \left. - \tan^{-1} \sqrt{3} \right\} \right] \quad (5c) \end{aligned}$$

(5a) ないし (5c) の妥当性を検討するために、特殊な場合を考えてみる。すなわち、これらの式において、 $\eta=1, \beta=0$ とすれば、いずれも均一長方形断面の真直梁となる。この場合の K_i の値はすべて $1/3$ となり、これを (5) に代入すれば、集中荷重をうける片持梁に関する既知の式と一致する。すなわち (5a) ないし (5c) の妥当性が立証された。図4は η と K_i との関係を (5a) ~ (5c) に従い図示したものであるが、 K_2 (中空梁) は $\beta=0$ ならば中実梁であるから、 K_1 に、また $\beta=1$ であればサンドイッチ梁であるから K_3 にそれぞれ一致し、 $0 < \beta < 1$ においては K_1 と K_3 に囲まれた領域に β の値に対応した K_2 曲線が入ることとなる。図4より $\eta=1$ ではすべての K_i が $1/3$ に収れんしており、上述の検証が容易に行なわれる。

図4 K_i - η 線図

同様に、各種断面の片持梁の任意の位置 x の断面に生ずる曲げ応力 σx は、それぞれ次式で与えられる。

(a) 中実梁

$$\sigma x = \frac{Px}{Z_0 \left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}^2} \quad (6a)$$

(b) 中空梁

$$\sigma x = \frac{Px \left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}}{Z_0 \left[\left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}^3 - \beta^3 (1-\eta)^3 \frac{x^3}{l^3} \right]} \quad (6b)$$

(c) サンドイッチ梁

$$\sigma x = \frac{Px \left\{ \eta + (1-\eta) \frac{x}{l} \right\}}{3Z_0 \eta (1-\eta)^2 \left\{ \frac{\eta}{3(1-\eta)^2} + \frac{\eta}{1-\eta} \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2} \right\}} \quad (6c)$$

ここで Z_0 は中実梁の支持部の断面係数を与えるもので、 $Z_0 = b_0 h_0^2 / 6$ である。

以上のごとく片持梁のたわみおよび曲げ応力が計算されたので、これを用いて非対称ばねの計算を行なう。

2.3 非対称一枚ばね

実際のばねは図5に示すとき、非対称ばねである。このばねのばね常数 k_i は荷重点を境として左右の片持梁のばね常数 (K_i)_i および (K_i)_r を用いて、容易に求めることができる³⁾。

図5 変厚板ばねの荷重状態

すなわち

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{(K_i)_i (K_i)_r (l_1 + l_2)}{(K_i)_i l_1^2 + (K_i)_r l_2^2} = (K_i)_i \frac{\lambda(1+\zeta)^2}{\zeta + \lambda} \\ &= (K_i)_r \frac{(1+\zeta)^2}{\zeta^2 + \lambda} \quad (7) \\ \lambda &\equiv (K_i)_r / (K_i)_i \\ \zeta &\equiv l_1 / l_2 \end{aligned}$$

(l_1, l_2 は図5に示す), つぎに (7) を (5) に代入して

$$K_i \eta^3 = \frac{b_0 h_1^3 (1+\zeta)^4 E}{96 k_i \zeta^2 l^3} \quad (8)$$

(8) 式より、ばねの形態として l, ζ が与えられ、要求より k_i が与えられる。材質より E がきまり、同じく強度および形態より b_0 と h_1 (目玉の部分の板厚) がきまれば (8) 式より $K_i \eta^3$ が求められる。

図6 $K_i \eta^3 - \eta$ 線図

そこで、図4の結果を用いて、各種断面梁の $K_i \eta^3$ と η との関係を図示すると、図6のごとくなるから、これを用いれば、上述の既知の $K_i \eta^3$ の値を用いて、 η の値がきまる。

これで、ばねの設計上の必要諸元がすべて決定される。 b_0 および h_1 の決定はこの部分に加わる荷重と、使用材料のせん断強さから行なえばよい。

2.4 FRP ばねの諸元の決定

2.4.1 サンドイッチ形ばねの破壊

すでに、2.2~2.3 にのべたように、3枚ばねの変厚1枚ばね化に当って、中実断面のみでなく、中空およびサンドイッチ断面についても計算を行なった。そこで、まずサンドイッチ形ばねを試作して、その性能を検討してみた。この場合、心材としてはアクリルフォーム (20倍発泡) を用い、表面材としては UP-(WR+CSM)* の構成の FRP をあらかじめ三日月形に加工したアクリルフォームに対し、湿式積層した。(WR が表面に出る)

このばねの曲げ試験を行なった所、最大荷重 370 kg の要求に対し、265 kg (第1回試作品) および 310 kg (第2回試作品) で破壊してしまった。図7は破壊状況を示すが、いずれも面材と心材との接合部における層間せん断である。そこで、サンドイッチ梁形ばねについては断念した。中空断面についても、恐らくサンドイッチ梁と同様に、フランジ (上下面) とウェブ (側面) との

* UP: 不飽和ポリエステル, WR: ガラスロービングクロス
CSM: ガラスマット

図 7 サンドイッチばねの破損状況

接合面において、せん断破壊のおそれがあるので、これも試作を中止し、中実梁のみをとりあげることにした。

2.4.2 中実変厚 1 枚ばね

原形鋼ばねの諸元は次の通りである。

$$l_1 = 675 \text{ mm}, l_2 = 525 \text{ mm}$$

$$l = l_1 + l_2 = 1200 \text{ mm}$$

$$b_0 = 70 \text{ mm}, k_i = 1.5 \text{ kg/mm}$$

まず、 h_1 を決定するには、この材料のせん断強さを層間せん断強さとして、やや低く 5 kg/mm^2 とすれば、荷重は $370 \times 675 / 1200 = 214 \text{ kg}$ であるから、繰返し応力の安全率を 9 として、 $h_1 = 5.5 \text{ mm}$ となる。後述するごとく、このばねに用いた材料はエポキシプリプレグであって、その曲げ弾性係数は約 $4,100 \text{ kg/mm}^2$ である。 $k_i = 1.5 \text{ kg/mm}^2$ として、かつ $\zeta = l_1 / l_2 = 0.78$ であるから、これらの値を (8) 式に代入して、 $K_i \eta^3 = 1.916 \times 10^{-2}$ が得られる。したがって、図 6 より $\eta = 0.31$ すなわち h_0 (センターボルトの位置の板厚) $= h_1 / \eta = 17.7 \text{ mm}$ となる。これらの値を目標として、FRP ばねの成形を行なった。

3. 成 形

FRP 変厚 1 枚ばねは次のように成形した。すなわち、素材としてはフェノール樹脂プリプレグではやや強度不足なので、エポキシ樹脂プリプレグを用いた。これを図 8 に示すごとく、長さ 1160 mm のものを上下各 17 プライ、次に間の 43 プライは、最大が 1100 mm 、最小が 80 mm とし、対称に上下から 1 プライごとに長さを短かくしたものを揃えた。これを、変厚 1 枚ばねの上下のキャンパに合せて曲げた鉄板型枠間に、重ねてはきみつけ、万力で締めつけて形を整え、加熱硬化した。まず軽く締めつけた状態で、 80°C 、30 分間の加熱を行ない、次に、更に締めつけて 80°C 、30 分間加熱し、最

図 8 変厚板ねの積層構成 (プリプレグ積層板)

図 9 目玉の一体成形

図 10 目玉とリーフの接合

No.	板 厚, mm										幅 mm	重量 kg
	4	3	2	1	0	1'	2'	3'	4'	5'		
4-1	8.95	10.80	13.40	15.65	16.40	15.65	13.65	12.10	10.30	9.30	61-62	1.76
4-2	8.90	11.30	12.75	15.35	16.40	15.45	13.45	11.90	10.25	8.65	59-62	1.74
4-3	8.35	10.35	12.70	14.70	16.55	15.25	14.20	13.20	10.55	8.95	61-62	1.77
4-4	8.85	10.00	12.65	14.55	16.55	15.40	14.00	13.40	10.70	9.20	60-63	1.78

* 板厚測定位置は下図に示す。

表 1 FRP ばねの板厚と幅

後に 125°C 、3 時間の加熱を行なった後、徐冷して脱型した。ばねの幅は 70 mm より大きめに作り、成形後、機械加工により 70 mm に仕上げた。

目玉は始め図 9 に示すように、巻き込んで 1 体成形したが、目玉部の負荷時の摩擦による回転拘束により、せん断応力以外に曲げモーメントが作用するため、第 2 次の試作ばねでは、目玉部近傍でき裂を生じた。そこで、 h_1 を 5.5 mm より増厚して、約 9 mm とし、かつ図 10 に示すように、リーフと目玉を別々に成形し、両者を接着してから、ガラスクロスに、エポキシ樹脂を含浸させたものを 10 回巻付けて補強することにした。

このようにして第3次作品を成形し、その試験結果（ばね常数が、やや目標値より高かった）を参考として、第4次試作品を成形した。以下のデータはすべて第4次試作品ばねの性能である。

表1はFRPばねの厚さ変化を示すもので、厚さの測定位置は表の下図に示す。4個試作したが、厚さおよび重量のばらつきは、上述のような手加工に近い成形品としては少ない方であると思う。図11にFRPばねの外観を示す。

4. 性能

4.1 材料の特性

ばねの試作に用いたEPプリプレグ積層板の力学的特性は、曲げ強さ 75 kg/mm^2 、曲げ弾性係数 $4,100 \text{ kg/mm}^2$ であり、ガラス含量は 75.8% であった。（いずれも5本の平均値）

4.2 FRPばねの静的特性（曲げ）

図12は静的曲げ試験装置を示す。両支点はローラー台車で、大たわみ時に支点は左右に自由に移動しうる構造となっている。試験機は容量 20 ton の島津RS形万能試験機である。図12は常用荷重 215 kg が加わった時の状態で、リード線は、ばねの各部におけるひずみ測定のためのひずみ測定用のものである。

図13は最大荷重 370 kg を加えた時の状態で、ばねは完全に反転しているが、異常は全く認められなかった。

図14は、荷重たわみ曲線の1例で、最大値 $100, 215$ および 370 kg まで往復した時の曲線を示している。4本の試作ばねは、すべて図14と同じ傾向を示し、内1本は試みに 460 kg まで負荷してみたが、異常を認めなかった。図14において、 370 kg まで負荷した時は、戻りの曲線において多少のへたりが認められるが、この値はこの時のたわみ 298.7 mm に対し、わずかに 2 mm 程度であり、実用上支障は無いであろう。

図15は、ひずみゲージの測定値より求めた長手方向の応力分布であって、荷重 215 kg および 370 kg の時の実測値 ($E=4,100 \text{ kg/mm}^2$) および 370 kg の時の計算

値を、それぞれ示してある。これより、ばねの長さのほぼ 80% に渡り、応力分布はほぼ均一であり、変厚の効果が十分生かされていることがわかる。また、 370 kg の時の応力の実測値と計算値とは良く一致している。2.の計算は真直梁として行ない、実際のばねは約 180 mm のキャンバを有する曲り梁であるにもかかわらず、両者の

図12 静曲げ試験（常用荷重 215 kg ）

図13 静曲げ試験（最大荷重 370 kg ）

図14 荷重—たわみ線図（FRPばね）

図11 試作したFRPばね

図15 FRPばねの応力分布

表 2 FRP ばねの静的特性と鋼製ばねの規格

項 目	鋼製ばね 規 格	FRP ばね			
		No. 4-1	No. 4-2	No. 4-3	No. 4-4
無荷重時 そり mm	185	170	165	171	170.5
常用時 (215kg) "	41.5±5	36	24.5	26	31.5
最大時 (370kg) "	-62	-63	-77	-76	-68
常用時 たわみ mm	143.5	134	140.5	145	139
最大時 "	247	233	242	247	238.5
常用時 スパン mm	1,195±3.6	1,189	1,197	1,203	1,195
ばね定数 kg/mm	1.5±0.105	154	150	1.45	1.51
ばね重量 kg	8.2	1.8	1.7	1.8	1.8

一致はきわめて良く、FRP 変厚 1 枚ばねの設計に、2. の結果が広く使用しうることがわかった。表 2 は 4 本の FRP ばねの諸元を鋼ばねの基準と比較して示したもので、ほぼ満足している。とくにばね常数が許容値内に入っていること、および重量が鋼ばねの 8.2 kg に対して 1.8 kg で、実に 22% であることは注目すべきである。

4.3 FRP ばねの疲れ強さ

この種のばねには、当然繰返荷重に対する抵抗すなわち疲れ強さが要求される。原形ばねの例としては、常用荷重 215 kg を平均荷重として加えた状態で、±100 mm のたわみを生ずる荷重の 10 万回の繰返しに耐えなければならない。そこで、FRP 試作ばねの 3 本について、これに準じた疲れ試験を行なった。試験機は、この種の鋼製重ね板ばねに対して用いられる 3 点曲げ式のものを用了。表 3 に結果をまとめて示す。3 本のうちの 2 本 #3 と #4 については、上述の鋼ばねの規格にしたがって行なったが、いずれも 10 万回の繰返しに耐えず、#4 は 46,500 回でセンターパットの端においてき裂を生じた。

表 3 FRP ばねの疲れ強さ

試験片 No.	No. 4-2	No. 4-3	No. 4-4
荷 重 範 囲 kg	130~305 (215 kg ±65 mm)	70~370 (218 kg ±100 mm)	60~370 (215 kg ±100 mm)
応 力 範 囲 (kg/mm ²)	13.0~31.0	7.1~38.0	6.0~38.0
折 損 回 数	162000	56000	46500
折 損 位 置	センターより 170 mm	センターより 200 mm	センターパット 端
へ たり mm	13万回後 2.0 mm	2万回後 1.5 mm 5万回後 2.0 mm	—

#3 は、センターパットの支え方を変えて応力集中を避けるようにして試験したが、やはり 10 万回に達せず、56,000 回で、 l_1 側 (短い方) のセンターより約 200 mm の所にき裂を生じた。なお、この時は、途中でへたりの測定を行なったが、2 万回で 1.5 mm、5 万回で 2 mm ときわめて少なかった。

図 16 FRP ばねの疲れ破壊

#2 のばねは、#3, 4 の結果より、繰返荷重の値を低くして、215 kg ± 65 mm として試験したところ、10 万回を越え、16,200 回でき裂を生じた。き裂の位置は #3 と同様で、センターより 170 mm の位置であった。この時の 13 万回後のへたりは約 2 mm であった。これも実用上支障の無い程度の量であろう。

図 16 は各ばねの破損状況を示す。この材料の素材としての疲れ試験は行なわなかったが、既知の結果より十分硬化の行なわれた場合の両振平面曲げの $\sigma_f(N=10^7) \div 15 \text{ kg/mm}^2$ と推定される。したがって、曲げクリープラプチュアを曲げ強さの 60%、すなわち約 45 kg/mm² とし、修正グッドマンの方法にしたがって、 $\sigma_{\text{mean}} \div 22 \text{ kg/mm}^2$ の時の応力振幅を推定すると約 10 kg/mm² となる。したがって、この材料は 12~32 kg/mm² の繰返しには 10^7 回に耐えることとなる。表 3 よりあきらかなごとく、#2 のばねは、ほぼ応力変域において同じであるが、16,200 回でき裂を生じている。これはこのばねがプレス成形ではなく、はじめに述べたような手加工に近い方法で成形され、加圧も不十分であったためと考えられる。したがって、この材料の σ_f は 2×10^5 回で約 15 kg/mm² と予想される。そうであれば、#3 あるいは #4 のばねが、表 3 に示す応力変域で約 50,000 回でき裂を生じたことは、十分説明できる。

いずれにせよ、疲れ強さの点で試作 FRP ばねは、やや不十分であったが、この対策については、結論のところで述べる。

図 17 は #3 のばねの疲れ試験直前と、表 3 の条件で 50,000 回繰返し後の荷重-たわみ曲線を比較したものであるが、ばね常数もほとんど変化していない。へたりは表 3 に示すごとく約 2 mm 生じているが、図 17 には省いてある。このように強さ値が、やや不十分のほかは、FRP ばねは繰返荷重に対しても鋼ばねと同等の性能を有することがわかった。

4.4 FRP ばねのねじり剛性

この種のばねでは、第一義的な要求ではなく、また機構的にもカバーしうるものであるが、一応検討すべき特性としてねじり剛性がある。とくに FRP のような繊維強化材料は、曲げよりもねじりに対して、性能が低いので、試作 FRP ばねの 1 本 (#1) について、ねじり剛性

図 17 5万回繰返後の荷重—たわみ線図

図 18 FRP ばねのねじり回性試験 (荷重490kg)

の測定を行なってみた。

方法は鋼ばねについて通常行なわれているもので、図 18 に示すように、左右の目玉で固定し、センターボルトの位置に横荷重を加え、荷重方向のたわみを測定する。図 19 は、鋼ばね (左) および FRP ばね (右) のいずれも長手方向の横たわみの変化を示すものであり、

図 20 は比較のためセンターボルトの位置における横たわみと、横荷重との関係を示したものである。FRP ばねが、荷重 570 kg でいちじるしいたわみを示しているが、これは負荷用シャックルが変形したためであって

荷重 490 kg 以下では両ばねとも良い直線性を示している。しかし、これから明らかに、FRP ばねのねじり剛性は原形鋼ばねの 0.6~0.7 であり、もしこれが実用性能として要求されるのであれば、別の工夫が必要である。

5. 結 言

(1) 乗用車用懸架ばねの FRP 化を試み、ばねの外形寸法およびばね常数が与えられた時の、FRP 変厚 1 枚ばねの

設計法を、a) 中実断面、b) 中空断面、c) サンドイッチ断面の 3 断面の場合について確立し、代表例として中実断面の場合の試作を行なった。

(2) エポキシプリプレグを用いて、上記設計による変厚 1 枚ばねを成形し、4 回目の試作品において原形鋼製ばねと同一性能の FRP ばねを作ることができた。

(3) 試作ばねは、外形的にほとんど原形と同じであり、最大荷重 370 kg まで負荷して異常なく、へたりも 2 mm 以下で実用支障はない、ばね常数は原形ばねと許容差の範囲内で一致している。

(4) FRP ばねの耐疲れ性は原形ばねに比べて、や

図 19 横方向たわみ状態

図 20 横方向荷重—たわみ線図 (製鋼ばねと FRP ばねとの比較)

や不足していることがわかった。これは材質的に改質するのはむずかしいが、次の二つの解決方法が考えられる。

a) ここでとりあげた成形方法は手積成形に近く、加圧がとくに不十分であったと考えられる。実際的に量産の場合は、金型とプレスを用いた加熱加圧成形であるため、成形品の強度はここで述べた値よりも（とくに耐疲れ性が）向上するものと考えられ、ばねとしての疲れ試験にも十分合格する可能性がある。

b) それでも不十分の場合は、単純に増厚すると耐疲れ性は当然向上するが、同時にばね常数も増加してしまう。そこでばね常数を増加せずに増厚することが必要である。その一方法として図 21 に示す 3 層構造が考えられる。これは、サンドイッチ構造と呼んでもよいのであるが、いわゆるサンドイッチと異なり、心材に相当する中央層の曲げ剛性も十分あるので、誤解を避けるため 3 層構造とした。

図 21

図 21 において、両表面層と中央層は、いずれもエポキシプリプレグであるが、中央層の方が両表面層よりも軟質であるとする。すなわちそれぞれの縦弾性係数を E_f , E_c とすれば、 $E_f > E_c$ であり、図 21 のごとき断面の曲げ剛性はポアソン比の項を無視して

$$\frac{1}{12} \{ E_f (t^3 - t_c^3) + E_c t_c^3 \}$$

となる。試作ばねのごとく、全体をこの表面材と同一エポキシプリプレグで作った場合の曲げ剛性は、同じく $E_f t_0^3$ である。ここで t_0 は板厚である。ばね常数を一定に保つという条件から両剛性値を等値すれば

$$E_f t_0^3 = E_f (t^3 - t_c^3) + E_c t_c^3$$

$$\therefore t^3 = t_0^3 + t_c^3 \left(1 - \frac{E_c}{E_f} \right) \quad (9)$$

(9) より $E_f > E_c$ であるから

$$t > t_0$$

したがって、3 層構造の曲げ応力 σ_3 は、一層構造（試作ばね）の時の応力 σ_0 と比べて、

$$\sigma_3 < \sigma_0$$

である。すなわち同じプリプレグを使っても、耐疲れ性（ばねとしての）は向上する。このような 3 層構造の採用は実際の解決策であると考えられ、将来の課題にしたいと思う。

(5) 試作ばねのねじり剛性は、原形ばね 0.6~0.7 のであり、かなり低い。この種のばねではねじり剛性は第 2 義的な要求であるが、もしねじり剛性が問題となるのであれば、別に機構的対策が必要であり、これも次の課題として考えたい。

(6) 試作ばねの重量は表 1 に示すごとく、約 1.8kg であって、原形ばねの 8.2kg に比べて、わずか 22% に過ぎず、いちじるしく軽量化することができた。

(7) しかしながら、試作ばねの最大の欠点はコストである。使用したエポキシプリプレグの価格は約 1,000 円/kg であり、したがって量産化しても、FRP ばねの価格は 2,000 円程度と見られる。これに対して原形ばねの工場渡し価格は 720 円といわれており、約 3 倍の開きがある。

(8) したがって、単純なコスト比較では、FRP ばねが鋼ばねに代替することはむずかしい。しかし、軽量化、絶縁性、耐薬品性などが経済的に評価しうような用途であれば、FRP ばねのすぐれた特性は十分発揮できるものと思われる。

(9) 3 枚ばねのリーフ間の摩擦による減衰効果は、乗り心地の点で重要であり、これを 1 枚ばね化するとその効果は失われる。しかしながら FRP は鋼に比べると 1/3 桁大きい減衰能を有しているので、1 枚ばねであっても鋼の 3 枚ばねと同等の減衰効果を有しているものと思うが、これも将来の課題と考える。

いずれにせよ、耐疲れ性、耐衝撃性から FRP の特長的应用分野と考えられるばねについて、設計試作を試みた結果、予想通りすぐれた性能を有するものがえられた。二、三の欠点はあるけれども、それらは本質的に上に述べた FRP ばねの優秀性をくつがえすものではなく十分解決しうるものである。

参 考 文 献

- 1) Heggernes, Proc. Engg., Nov. 9 (1959), 74
- 2) B. Posniak, SPI, RP Div., Proc., 21 (1966), 12-C
- 3) ばね技術研究会, ばねの設計, 昭 41 (丸善), 146