

圧縮機用弁ばねの運動と疲れ試験

Movements and Fatigue Tests of Valve Vanes in Compressors

大谷 巖* 山田 栄**
 Iwao Otani Sakae Yamada
 三橋 晋司** 今井 邦典**
 Shinji Mitsuhashi Kuninori Imai

要 旨

往復式圧縮機の自動弁のばねの耐久性向上を目的として行なった作動中の弁ばねの運動測定、模型ばねの一端に衝撃を与えたときの動的応力ならびにサージングの実験ならびに種々の材質のばねを自家製の高速疲れ試験機により試験した結果について述べる。

1. 緒 言

最近の各種プラント用圧縮機においては、連続運転期間の延長、メンテナンスコストの低減上、これに使用される弁のいっそうの長寿命化が要求されてきている。弁が故障すると吐出風量が減少するのみならず、弁の破片がシリンダを損傷したり、逆流した吐出ガスの再圧縮による過熱に基づいてピストンの焼付を起したりする。弁の破損の状況を調べると、弁ばねが折損していることが多く、実際に定期的に弁ばねを新品のばねに交換し、弁ばねの折損を防止すると弁板の寿命も著しく延びることが知られているので、弁ばねの寿命を向上することが重要であることが知られた。弁ばねの寿命に影響する要因は、設計上の条件、作動条件（温度、ガスの種類、ドレンの発生など）材料、製作方法など多岐にわたる。このためわれわれは高速度カメラによる実際の圧縮機の弁ばねの運動撮影、模型ばねに衝撃を加えたときの素線の応力測定、高速度繰返し圧縮試験による疲れ試験、コイルの残留応力測定などの諸研究を進めている。以下その概要を報告する。

2. 高速度カメラによる弁の運動撮影

自動弁の運動についてはさきにインダクタンスコイルを用いて測定し、計算値と比較した⁽³⁾。また圧力脈動が弁の作動に及ぼす影響ならびに弁ばねが折損したときの弁の運動と効率を7.5kW圧縮機について電気接点を用いて測定した結果を報告した⁽⁴⁾。これらによると弁板の開口速度は圧縮機が高速になるほど増大し（図1）、等分に配置されたばねのうち1個でも破損すると弁の閉じおくれが著しく増大すること（図2）、などが知られた。弁ばねは形が小さくその運動の実測は困難で、従来の文献にもその例が見当たらない。筆者らは既製37kW90度V形圧縮機（表1）のシリンダの一つを用い、図3に示すようにその弁受のばね穴の部分をAA'断面に示すようにえぐり、シリンダカバーの側面に設けたガラス窓から高速度カメラ（日立製HIMAC16HB形）で運転中の弁およびばねの運動を撮影した。供試弁としては開口時に弁板をはめ込むエアクッションみぞを有する環状弁を使用した。表2はばねの仕様である。

フィルム速度を最高7,000コマ/秒とし圧縮機プーリに設けた突起が磁気フラックスを切るパルスによりフィルムのふちを感光させて上死点マークを入れた。回転数650rpm、吐出圧力1.5kg/cm²gにおける弁の開口時の運動を図4に示す。図の右方の画面は弁の開口直後に相当し吐出空気中の油霧のために曇っているが、弁の開口直後にばねの下部分の素線が局部的に圧縮されこれが波動状に上方へ伝ばしていく。さらにフィルムを映写して観察すると上端に達

* 日立製作所機械研究所 工博
 ** 日立製作所機械研究所

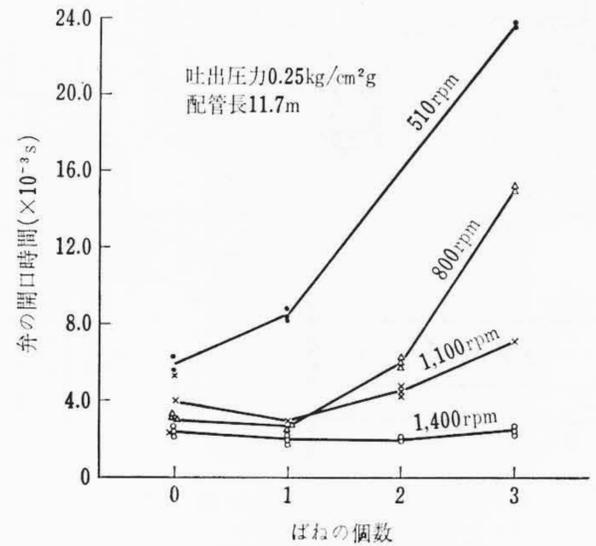


図1 ばねの個数と弁の開口時間

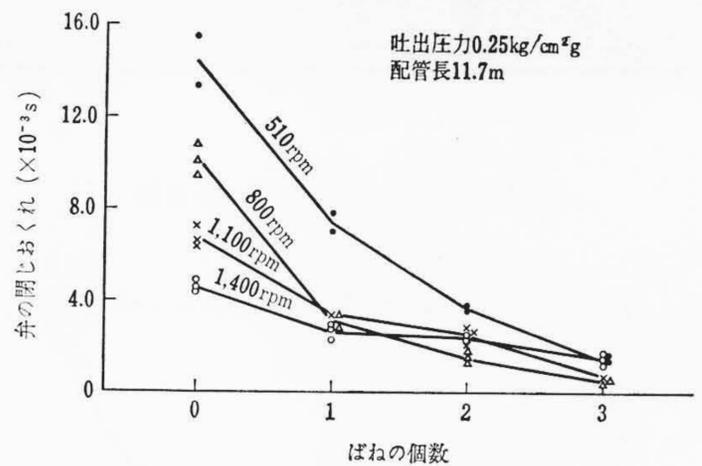


図2 ばねの個数と弁の閉じおくれ

表1 圧縮機および弁の仕様

供 試 圧 縮 機	37kW 90度 V形
定 格 回 転 数 (rpm)	1,000
実 験 回 転 数 (rpm)	650
シ リ ン ダ 径 (mm)	200
ス ト ロ ー ク (mm)	130
弁 リ フ ト (mm)	4
弁 板 平 均 径 (mm)	76
定 格 吐 出 圧 力 (kg/cm ² g)	7

表2 高速度撮影に用いた弁ばねの仕様

材 料	素線の径 (mm)	有効巻数	コイルの平均径 (mm)	自由高さ (mm)	弁全開時の高さ (mm)	ばね定数 (kg/mm)
SWPB	0.6	7	9.5	22	12	0.0238

した圧縮波は反射して下端に向って伝ばするいわゆるサージングを起こしており最後に定在波になる。顕微鏡で弁開閉時の弁板の運動

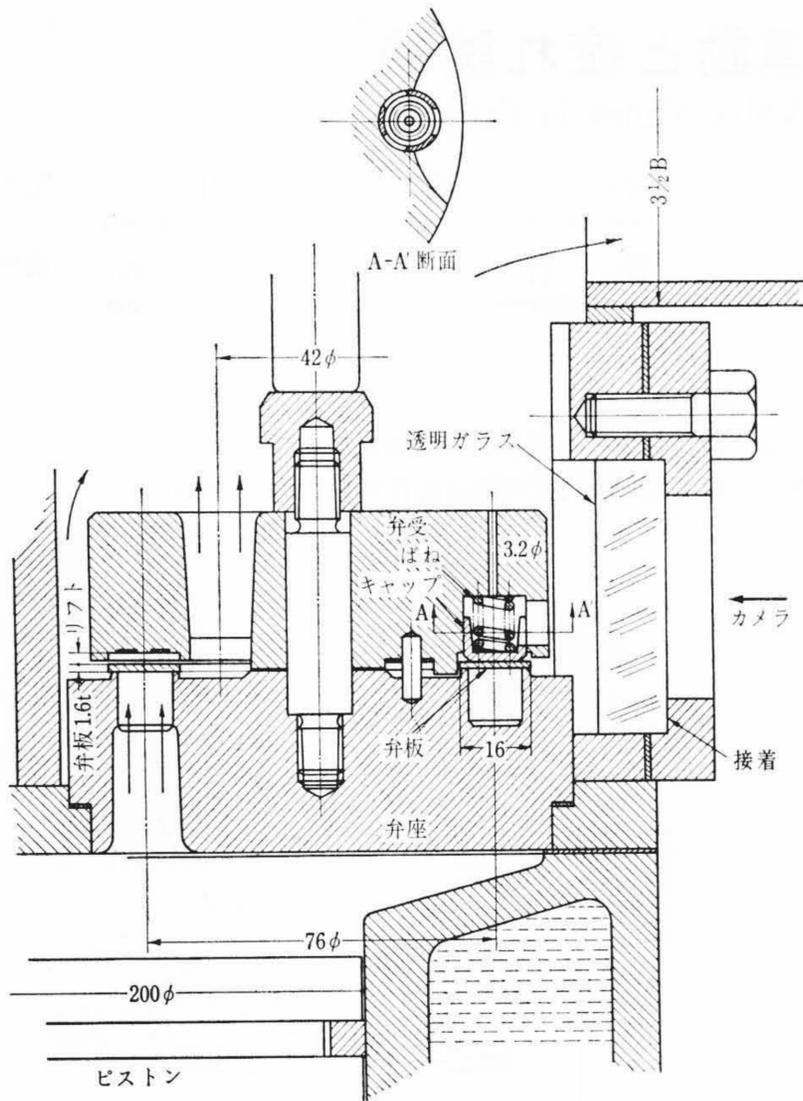
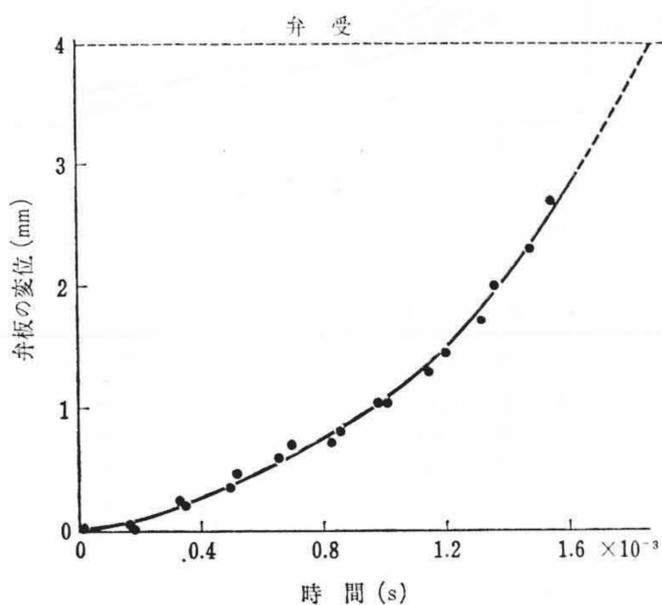


図3 供試弁概略図



弁開き始め 弁全開
↑ ↑
← 時間 →

図4 開口時の弁板、ばねの運動

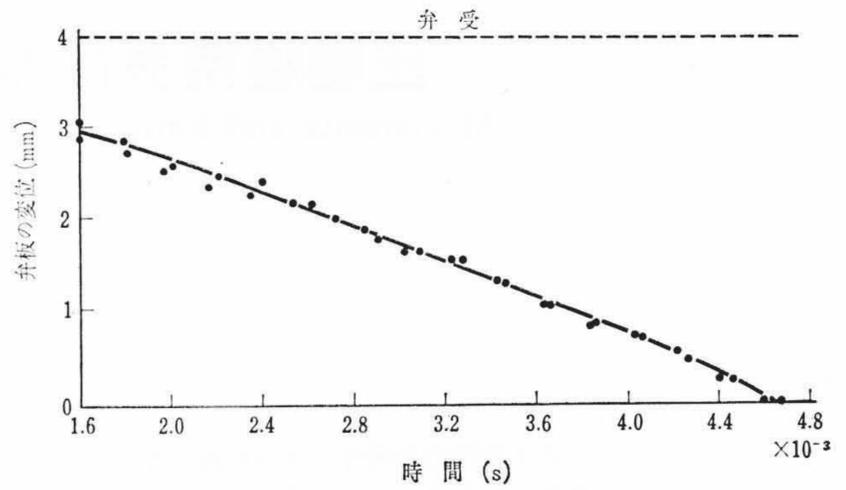


(弁の開き始めを時間の原点にとった)

図5 弁の開口時の運動

を調べた結果を図5および図6に示す。図5から開口時の弁の運動は等加速度的であることがわかる。本実験から弁板の最終速度は約6 m/s, 閉塞の速度は約1.5 m/sであり, 開口時の衝撃が弁の寿命に大きく影響することが知られる。

ばねの力を変えて弁板の開口速度を調べた結果, 開口速度はばね



(ピストンの上死点を原点にとった)

図6 弁の閉口時の運動

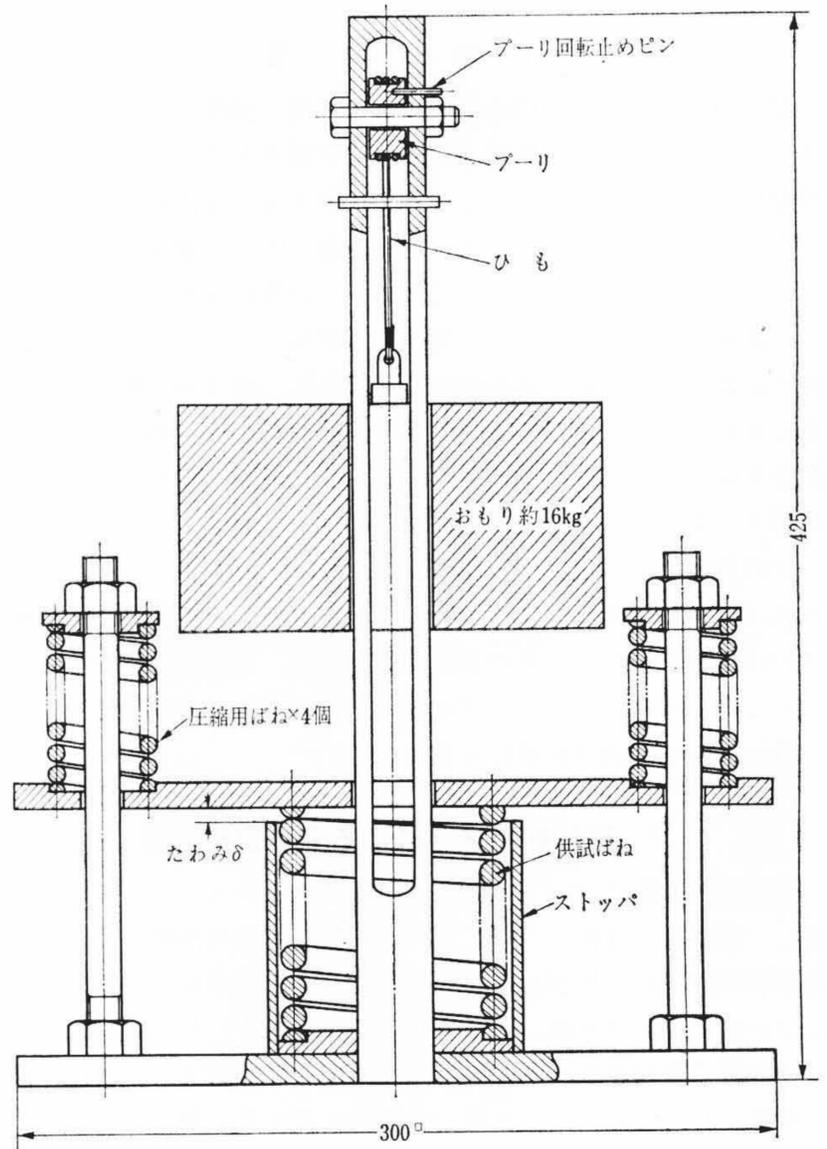


図7 ばねの衝撃実験装置

定数にはほとんど関係しないことがわかった。一般にばね力が高いほど開口速度が減少すると考えられているが高速機では吐出気体の押上力が圧倒的に大きくばね力の大小の影響は小さい。またエアクッション効果を保持しかつばねを保護する目的でばねキャップを用いる弁では, 弁板が開いた瞬間, キャップが弁板から離れてはね上がるのが見られた。キャップの運動エネルギーをばねのポテンシャルエネルギーで吸収するとして計算すると, ばねは完全に密着されることがわかった。したがって, 圧縮機の形式のいかんによってはキャップを使用せぬほうが望ましい場合も起こることがある。

3. 模型ばねの衝撃実験

上述のように弁ばねは弁開口時の衝撃によりサージングを起こし, 局部的に大きなひずみを生ずる。サージングによるばねの応力を定量的に調べるため実物の5~10倍の大きさの模型ばねを作り,

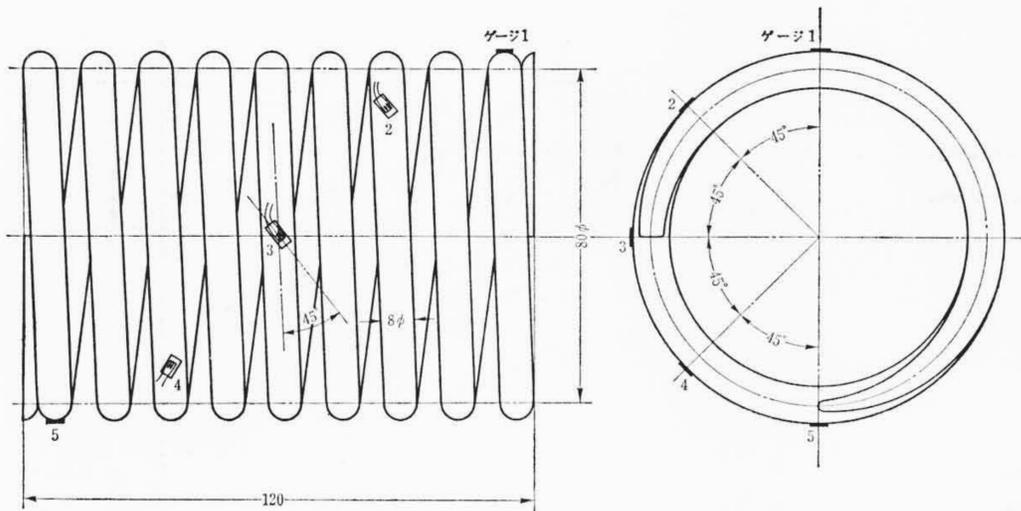


図8 供試モデルばね

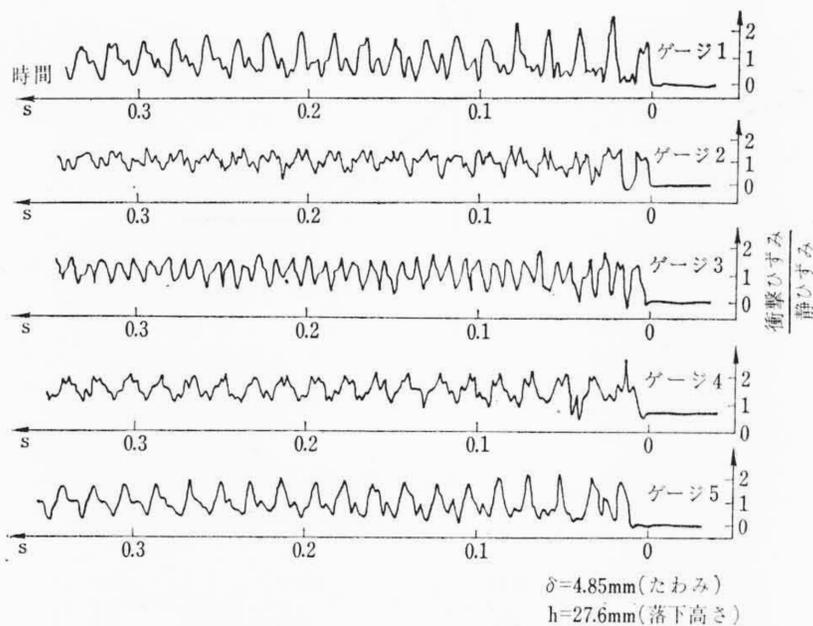


図9 素線が衝突しないときのひずみ

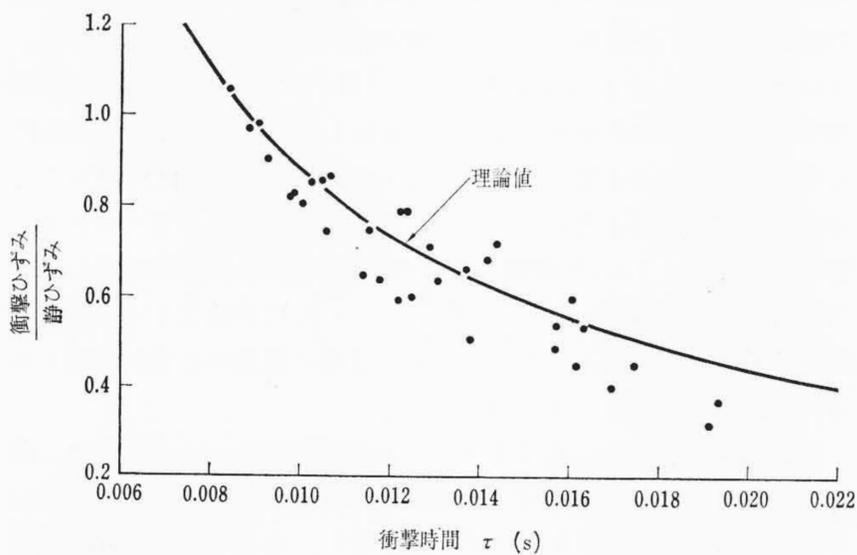


図10 衝撃ひずみと衝撃時間との関係(ゲージ1)

その一端に衝撃を加えたときの素線のひずみをストレングージにて測定した。

図7は一回衝撃の実験装置を示したものである。ばねの軸心に鉛直に立てた軸の上方にプーリに巻きつけたひもにより約16kgのおもりをつるし、プーリの回転止めのピンを抜いて落下させた。ばねの取付高さおよび衝撃によるばねのたわみ量 δ は4個の圧縮ばねおよびストップの高さを調整して変化させた。

図8に供試ばねを、表3にその仕様を示す。素線の軸方向に対し45度の方向に接着したストレングージにより衝撃時のひずみを測定した。図9はばねの取付高さを大きくして衝撃時に素線が衝突しないときのひずみのオンログラムの一例である。記録は上から順に図8に示したゲージ番号、1, 2, …… 5に相当する。衝撃を受けた直後では大きいひずみが生じ、約0.2秒後に過渡的な振動がほとんど

表3 供試モデルばねの仕様

材料	素線の径 (mm)	有効巻数	コイルの平均径 (mm)	自由高さ (mm)
SUP6	8	8	80	120

表4 供試ばねの諸元計算値

せん断弾性係数 G (kg/cm^2)	衝撃波伝ば速度 (a m/s)	固有振動数 (実測値) (c/s)	1コイル当りの荷重-たわみ比 ($R\delta/f \text{ kg/cm}$)	材料
4×10^5	1.48×10^2	36.8	40	CuB ₂ -0

消えてばねの固有振動が残る。ばねの両端には約54.9 c/sの基本モードの振動が現われ、中央には約109.8 c/sの二次のモードの振動が現われている。図10は衝撃を加えた直後のゲージ1に現われるひずみを静的にストップまでたわませた静ひずみで除した値を縦軸にとり、横軸に衝撃時間 τ (おもりがばねに接してからストップに当たるまでの時間)をとって整理した。図から明らかなように、衝撃時間が短いほど、衝撃直後のひずみは大きくなる。衝撃の理論⁽²⁾によれば、一方方向に伝ばする衝撃波のひずみ ε は、

$$\varepsilon = \frac{1+\mu}{E} K_c \sqrt{\frac{2\gamma G}{g}} V \dots\dots\dots (1)$$

で与えられる。ただし、 V は衝撃速度、 μ はポアソン比、 E はヤング率、 γ は素線の比重、 G はせん断弾性係数、 g は重力の加速度、 K_c はばねの応力集中係数で、素線の外周に対しては、

$$K_c = \frac{4C+1}{4C+4} - \frac{0.615}{C} \dots\dots\dots (2)$$

で与えられる⁽¹⁾。ここに C はばね指数で $C = \frac{\text{平均径}}{\text{素線径}} = \frac{D}{d}$ である。さらに、 $V = \frac{\delta}{\tau}$ とおいて(1)式を書き換え、それぞれの記号に数値を代入して、衝撃ひずみと静ひずみの比を求めると、

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{st}} = 8.83 \times 10^{-3} \frac{1}{\tau} \text{ (s)} \dots\dots\dots (3)$$

となる。ただし、 $E=2.1 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2$ 、 $\mu=0.3$ 、 $G=8.05 \times 10^9 \text{ kg/m}^2$ として計算した。この関係を図10中に記入したが、実験値とほぼ一致している。(1)式から衝撃直後のばねの素線のひずみは衝撃速度のみに関係し、静たわみ量には関係しないので、非常に大きい衝撃を受ける場合、たわみ量は小さくても、素線には大きいひずみが生ずることになる。

衝撃後のばねは衝撃を受けてから0.2秒後には過渡的な振動が消え、素線の各部分が固有振動をはじめ。衝撃後0.2秒後の各ゲージのひずみの振幅を測定して、衝撃時間 τ とばねの素線のひずみの振幅との関係を調べてみた。図11はたわみ δ を、6.8, 9.8 および14.5mmにとったときのストレングージ5のひずみの全振幅と、衝撃時間 τ との関係を示したものである。衝撃時間の短いときのほうが振幅が大きいのは図10の場合と同様であるが、 $\tau=0.016 \sim 0.018$ 秒の区間で振幅に極小値を生ずる傾向が見られる。このような現象は他のすべての場所のゲージにも見られた。振幅が極小になるときの τ の値は衝撃波がばねの一端から他端まで伝ばするに要する時間の2倍にほぼ等しい。

図12に示すように平衡状態からのばねの変位を y 、素線にそってとった長さを x とすると、よく知られているように、次の波動方程式が成立する。

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 a は衝撃の伝ば速度であり、次の式で求められる⁽²⁾。

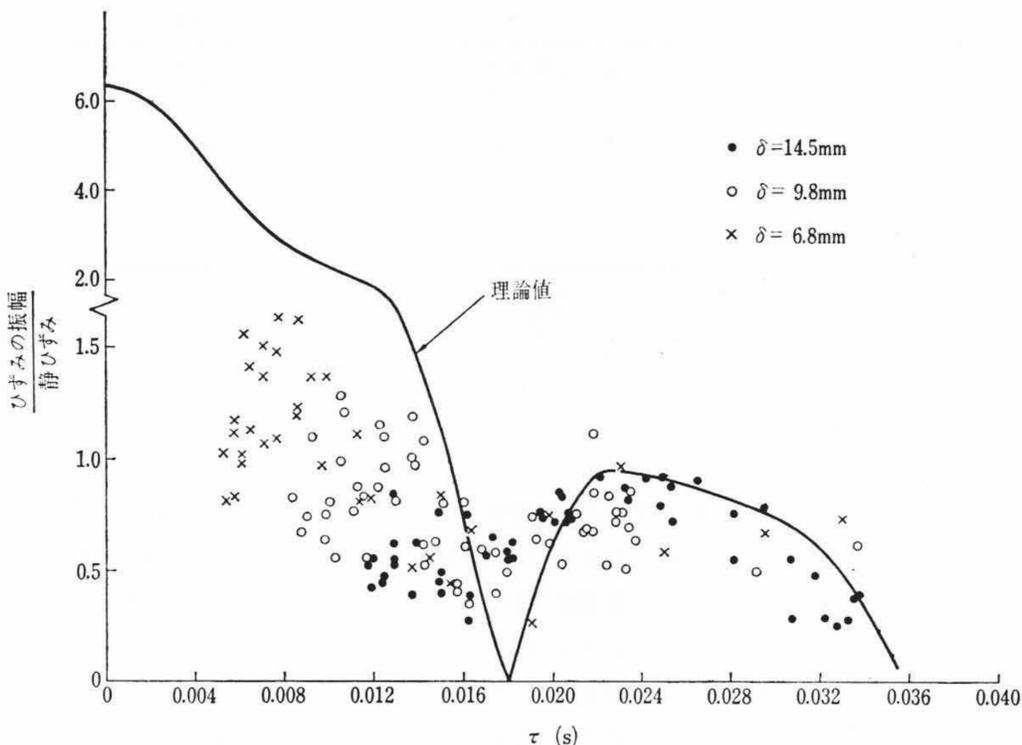


図 11 サージング全振幅と衝撃時間との関係 (ゲージ 5)

$$a = \sqrt{\frac{R_{P\delta} g L}{\gamma (A + 4 I_P / D^2)}} \dots \dots \dots (5)$$

ここに、 $R_{P\delta}$ は荷重一たわみ比、 g は重力の加速度、 L は素線の長さ(有効巻数の長さ)、 γ はばねの材料の比重量、 A は素線の断面積、 I_P は素線のその軸まわりの慣性モーメントである。(5)式は次のような初期条件および境界条件のもとに解くことができる。

$$\begin{aligned} y(L, t) &= 0 \\ y(x, 0) &= 0 \\ \frac{\partial y(x, 0)}{\partial t} &= 0 \\ y(0, t) &= f(t) \end{aligned}$$

ここに $f(t)$ は衝撃の波形を表わす関係である。これを図 13 に示すような形をとるものと仮定して扱う。しかるとき、(4)式の解は

$$y(x, t) = \frac{\delta(L-x)}{L} + \frac{4\delta L}{\tau a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{n\pi(L-x)}{L} \sin \frac{an\pi\tau}{2L}}{(n\pi)^2 \cos n\pi} \cos \frac{an\pi}{L} \left(t + \frac{\tau}{2} \right) \dots \dots \dots (6)$$

となる。簡単にするため n の 3 次以上の項を省略し、次式によってひずみを算出する⁽²⁾。

$$\begin{aligned} \varepsilon(x, t) &= \frac{1+\mu}{E} KR_{sf} \left(\frac{L}{N} \right) \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{2(1+\mu) KG\delta L}{\pi^2 ED^2 N\tau a} \\ &\left\{ 2 \cos \frac{\pi(L-x)}{L} \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \cos \frac{a\pi}{L} \left(t + \frac{\tau}{2} \right) - \cos \frac{2\pi(L-x)}{L} \right. \\ &\left. \sin \frac{a\pi\tau}{L} \cos \frac{2a\pi}{L} \left(t + \frac{\tau}{2} \right) \right\} + \text{定数} \end{aligned}$$

ここに、 R_{sf} は一コイルあたりの応力一たわみ比を表わす。上式を静ひずみ $\varepsilon_{st} = \frac{1+\mu}{E} K \frac{G\delta L}{ND^2\pi}$ で除し、下端すなわち、 $x=L$ における衝撃ひずみと静ひずみとの比を求めると、

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{st}} &= \frac{2L}{\pi\tau a} \left\{ 2 \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \cos \frac{a\pi}{L} \left(t + \frac{\tau}{2} \right) - \sin \frac{a\pi\tau}{L} \cos \frac{2a\pi}{L} \right. \\ &\left. \left(t + \frac{\tau}{2} \right) \right\} + \text{定数} \dots \dots \dots (7) \end{aligned}$$

となる。(7)式的全振幅は、

$$\begin{aligned} \left| \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \right| \geq 2 \left| \sin \frac{a\pi\tau}{L} \right| \text{ ならば } \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{st}} &= \frac{8L}{\pi\tau a} \left| \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \right| \\ \left| \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \right| \leq 2 \left| \sin \frac{a\pi\tau}{L} \right| \text{ ならば} & \end{aligned}$$

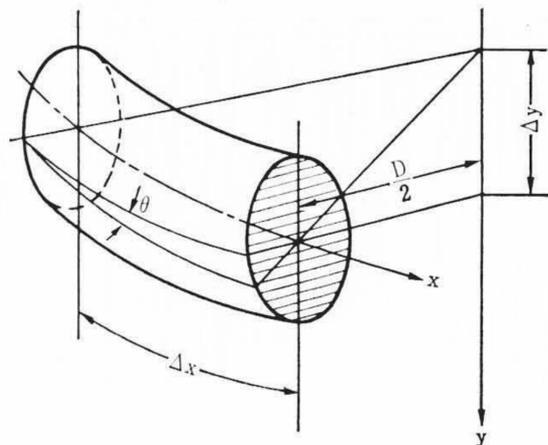


図 12 ばねの説明図

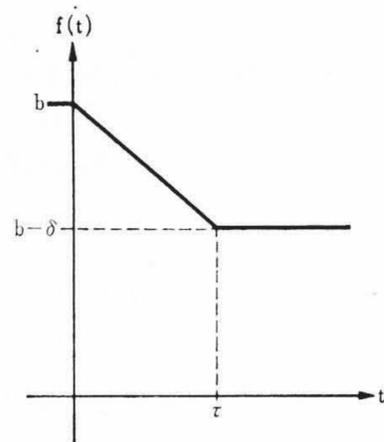


図 13 衝撃波の形

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{st}} = \frac{4L}{\pi\tau a} \left| \sin \frac{a\pi\tau}{2L} \right| \left\{ 1 + 2 \left| \cos \frac{a\pi\tau}{2L} \right| + \frac{1}{8} \left| \sec \frac{a\pi\tau}{2L} \right| \right\}$$

となる。これらの関係を図 11 に理論値として記入した。この理論曲線は、 $\tau = 2L/a$ 、すなわち衝撃時間と、衝撃波が素線を往復する時間とが等しいとき零になり、実験の傾向ともよく一致している。また、 τ が小さいときは理論値のほうが著しく大きくなる。これは衝撃時のばねのたわみを静的なものと仮定して計算した τ の算出方法に問題があるためと思われる。すなわち、実際には図 11 の τ の小なる場合の実験値は右方にずらせて打点すべきであると考えられる。図 5 に示したように、圧縮機の弁板の運動は図 13 の波形に近いだけ τ を $2 \frac{L}{a}$ 、 $\left(4 \frac{L}{a}, 6 \frac{L}{a} \dots \dots \dots \right)$ にするように弁ばねを設計することが望ましいが、 τ の値を正確に見出すことが困難であるので、直ちに应用できる段階ではない。

次に素線が局部的に衝突するときの衝撃実験について述べる。図 7 において、ばねの素線間の平均間隔を 1.5 mm にしておいて衝撃を与えた場合を図 14 のオシログラムに示す。この場合素線間の衝突が起こり図 9 に比べ明らかにサージング波の急激な減衰がみられる。これは東京大学渡辺教授が提唱された衝突ダンパ的作用によりサージングが防止されたものである。実用上は衝突による素線の摩滅を考慮する必要があり、衝突の利用はばね折損防止の根本的な対策とはいえない。

4. 模型ばねの繰返し圧縮実験

実際の圧縮機の弁ばねでは周期的な繰返し圧縮が加わるので、模型ばねに弁に類似した運動をカムにより与えてひずみを測定した。図 15 はその実験装置の略図である。2.2 kW 電動機により、無段変速機を介してカムを回転させる。カムの回転数は 100~300 rpm の間で変化できるようにした。供試ばねはばね受けにより水平に保持し、移動ボルトを通して、カム一回転に一回の割合で圧縮するようにした。カムのプロフィールを図 16 に示す。実際の圧縮機の弁ばねの固有振動数と圧縮機の回転数との比は 10~20 対 1 になっている

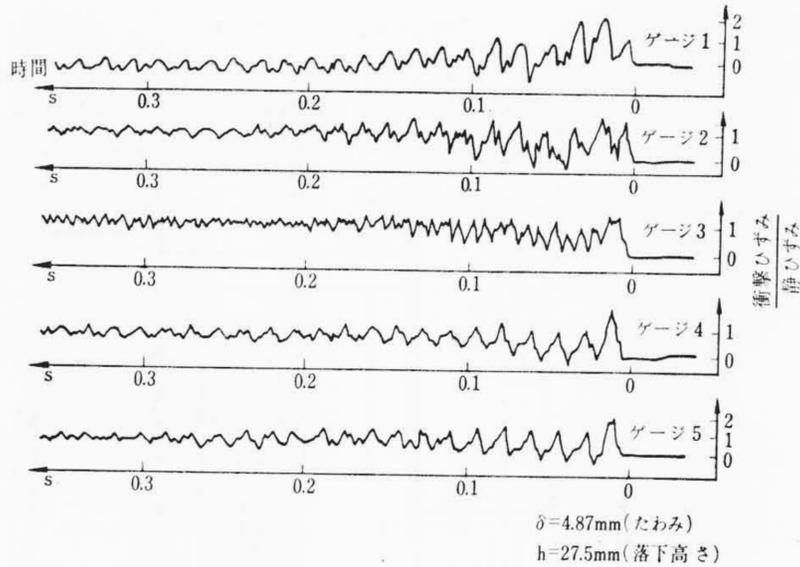


図14 局部的に素線が密着するときのひずみ

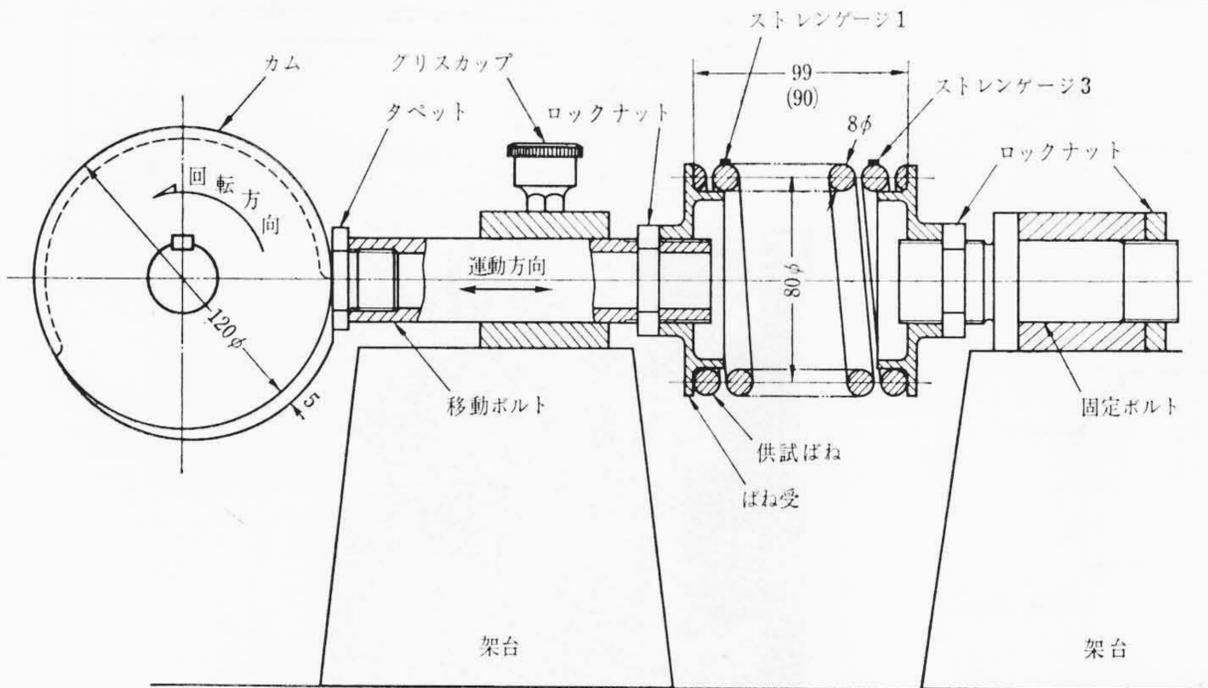


図15 実験装置の概略図

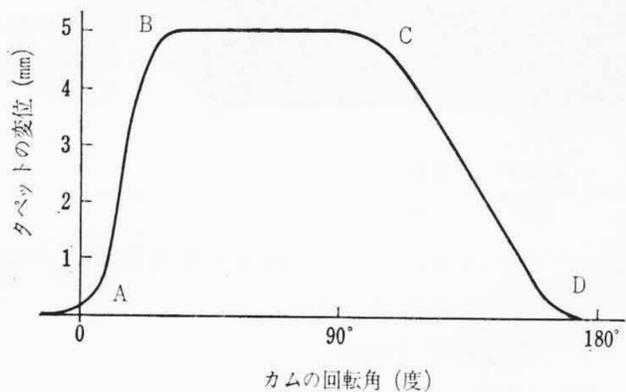


図16 カムのプロフィール

ので、この比率に従って模型ばねを設計した。そのため供試ばねの固有振動数の低下をはかるため、素材に銅棒 (CuB₂O) を使用した。ストレンゲージは、ばねのカム側端から、1/4巻 (ゲージ1)、ばねの中間 (ゲージ2)、およびばねの固定端より1/4巻 (ゲージ3) にそれぞれ接着した。取付時のばねの高さはロックナットで加減できるようにした。本実験では99mmにとった。表4は供試ばねの仕様および諸元を示したものである。カムで静的にばねを5mmたわませたときの各ゲージのひずみを測定したところ、ゲージ1では、 46×10^{-6} 、ゲージ2では 172×10^{-6} 、ゲージ3では 80×10^{-6} であり、各部が等しいひずみを示さなかった。ばねの上端および下端部1/4巻きの個所では素線が密着してひずみが小さくなり、中間部では素線が接触せず、ひずみが大きくなったものと考えられる。このような状態で繰返し圧縮を加え、素線のひずみを記録した。波形の一例

を 図17 に示す。図中にはカムによる静的なひずみを同時に記入した。ゲージ1は圧縮を受けたとき素線が密着し、サージングが減衰しているが、その他の素線にはサージングが顕著に現われている。また、ばねの両端のゲージには約38.4c/sの基本モードの振動が現われ、表4に計算した固有振動数36.8c/sに比較し高くなっているが、取付時に両端が密着したために固有振動数が上昇したものと思われる。また中間のゲージ2には73.6c/sの二次のモードの振動が顕著に現われている。

次にカムの回転数を変化させていったときのひずみ振幅の変化を 図18 に示す。横軸は回転数、縦軸はサージングによるひずみの全振幅をカムによる静的なひずみで除した値をとってある。図は下からゲージ1、2および3を示す。三つのゲージとも同じ周期で振幅の極大値と極小値が現われている。また点線で示した縦線はばねの固有振動数 f_c の $\frac{1}{n}$, $\frac{1}{n+1}$, $\frac{1}{n+2}$ …… (n は整数) 倍の回転数を表

わしており、これらの回転数でサージングが大きくなっている。すなわち共振を起こしている。このときのひずみの振幅は静的にカムで圧縮したときのひずみの数倍に達している。

実際の圧縮機の弁ばねの固有振動数は100c/s以上であるので、図18に示した無数に存在する共振点間隔が非常に狭く、共振をさけるように弁ばねを設計するにはわずかの誤差も許せないことになるので、設計、製作上の点から実現するのは困難に思えるが、ひん繁にばねが折損するときは圧縮機の回転数なり、ばねの固有振動数なりをわずかに変えてみるのも一つの方法である。

ばねの取付時の高さを縮めて90mmにし、素線を接触しやすくした場合は、一回衝撃の場合と同様、サージングの振幅は小さくなり、共振も顕著に現われなくなった。

5. 弁ばねの疲れ試験

従来弁ばねにはピアノ線が多く使用されてきたが、1段圧縮7kg/cm²では吐出温度が250℃近くになるので、ピアノ線はへたりを生ずる。このため用途によってはピアノ線以外の線材も使用されるので、各種線材のばねの疲れ強さを実験的に研究する必要に迫られた。

従来この種の疲れ試験機としては、素線の疲れ試験用としてヘイロバートソン式疲れ試験機、コイルばね用として星形コイルばね疲れ試験機などが知られているが、ヘイロバートソン式疲れ試験機では線径が小さい場合にはばらつきが大きくなるといわれ、また成形後のばねの疲れ強さは、コイリング加工による残留応力、加工硬化などの影響が入るため、素線とは異なると思われる。この点、直接コイルばねを試験する星形試験機が実用的であるが、本試験機では繰返し圧縮運動を偏心カムで与えているため、S-N線図を得るためにはリフトの異なる多数のカムを用意しなければならない不便がある。そこで筆者らは高速弁ばね疲れ試験機を製作した。

図19は試験機とその構造を示したものである。繰返し圧縮はピストンクランク機構により正弦波状に与えられ、振幅は0~15mmの間変化できる。繰返し速度は3,450rpmで2昼夜にて10⁷に達する。試験本数は20本が組込可能で、必要に応じ試験ふん囲気は変えられるようにしてある。また試験中にいずれのばねが折損しても自動停止する装置が取り付けられている。

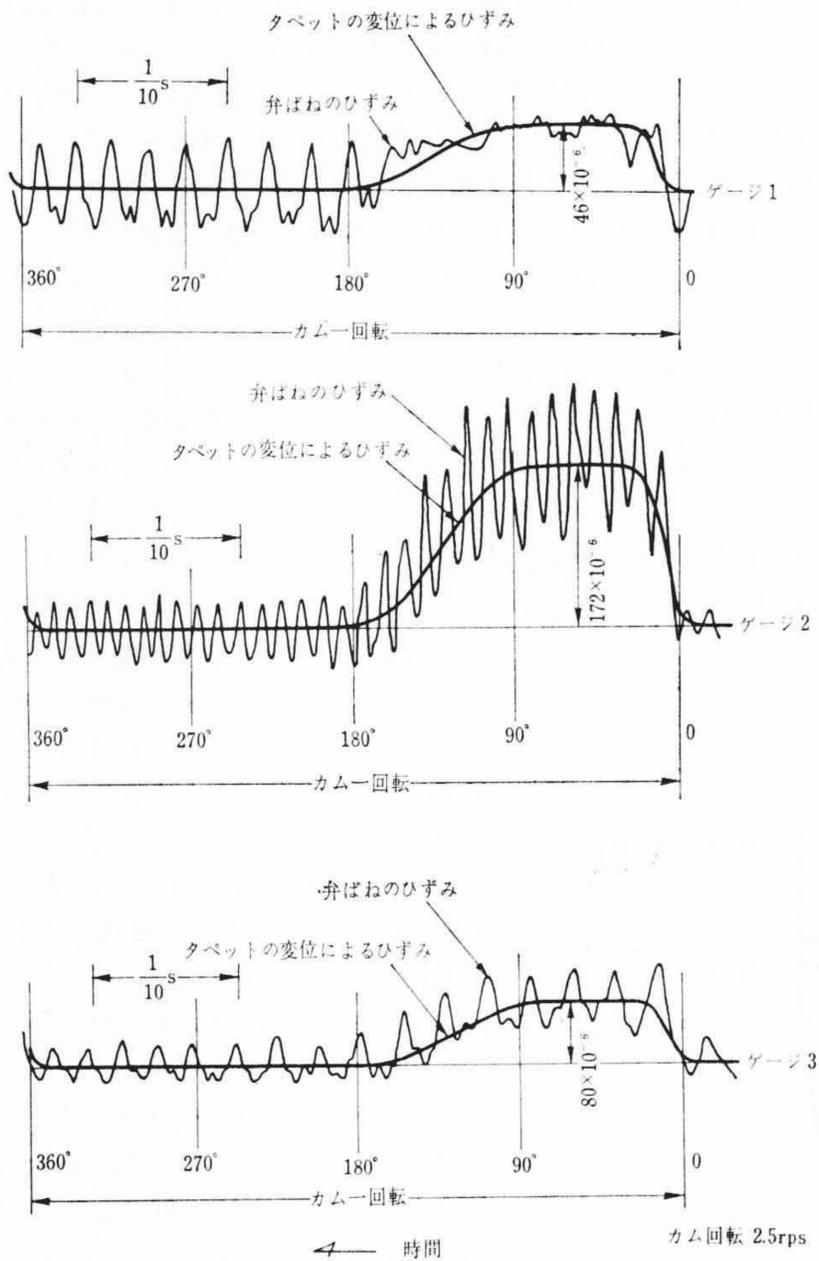


図17 繰返し衝撃を加えたときのばねのひずみ

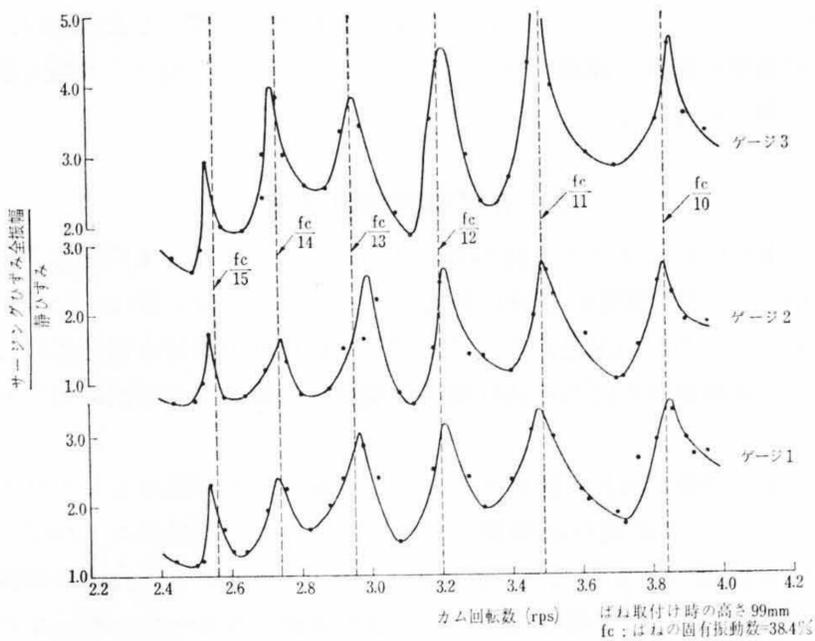


図18 サージングひずみ全振幅と衝撃回数との関係

試験ばねは、ピアノ線および耐熱・耐食性をもった線材をコイルマシンにより圧縮ばねに加工したのち、各種処理を施してある。表5は供試線材の化学成分を、表6は供試ばねの仕様を示したものである。ばねの疲れ限度を求めめるため、製品よりピッチをあらく巻いて密着時のせん断応力を故意に高くとり 80 kg/mm^2 とした。

試験応力は、試験機の性質上ある程度の子圧縮を必要とするので、図20に示すように τ_b を一定の 10 kg/mm^2 に保ち、 τ_a を種々変化させて S-N 線図を求め、疲れ限度における τ_a の大きさから各種線材の疲れ強さを比較した。

試験応力は次式により算出された。

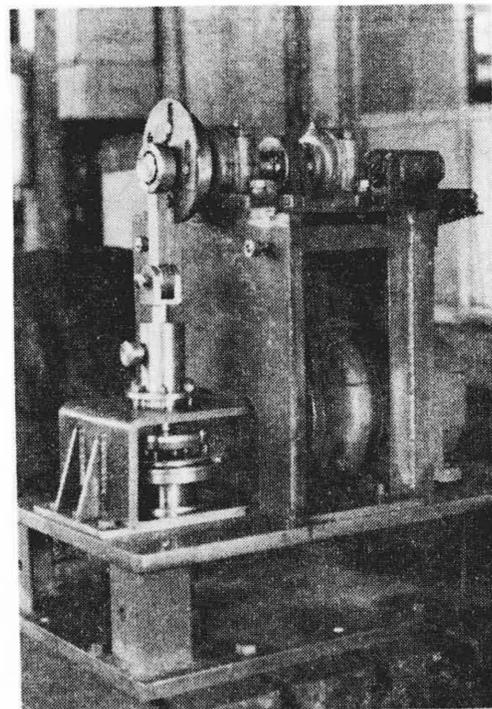
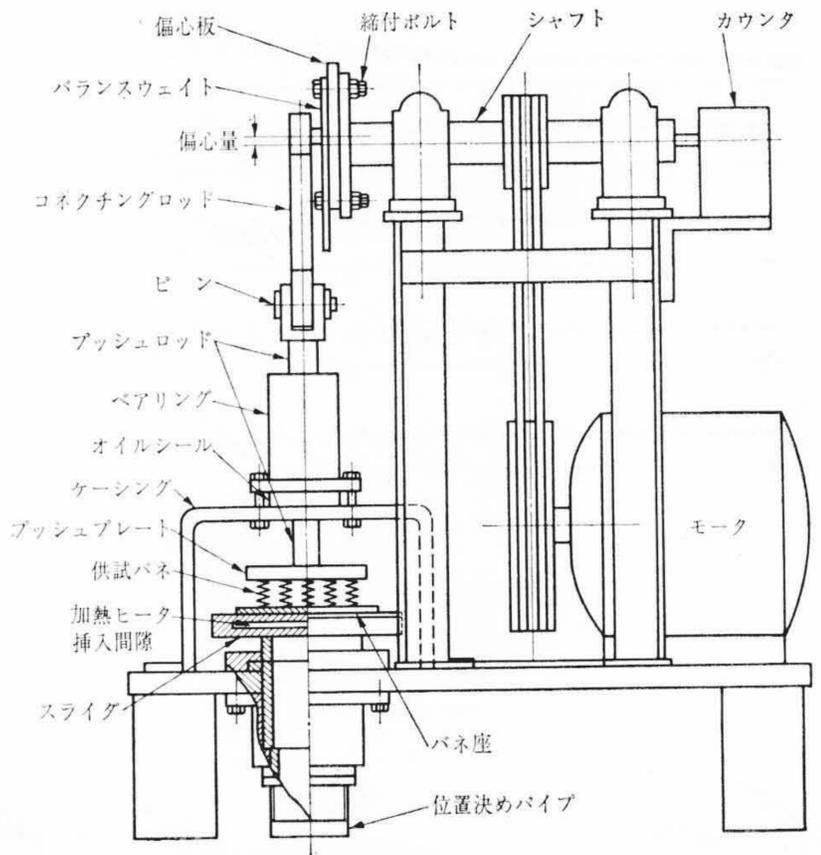


図19 ばね疲れ試験機と構造図(上)

$$\tau = \frac{8DW}{\pi d^3} = \frac{8Dk}{\pi d^3} \delta \dots \dots \dots (8)$$

ここに、 τ : たわみ δ における公称せん断応力 (kg/mm^2)

D : コイル平均径 (mm)

d : 素線直径 (mm)

W : ばねにかかる荷重 (kg)

k : ばね定数 (kg/mm)

δ : ばねのたわみ量 (mm)

ばね定数はばね材質、熱処理方法などにより異なるため、別途測定し応力を算出した。

(8)式は公称せん断応力であり、実際にはばねのコイル内径側表面の応力は(9)式の応力集中係数 K_c を乗じただけ大きい。

$$K_c = 1 + \frac{5}{4C} + \frac{7}{8C^2} + \frac{155}{256C^3} + \dots \dots \dots (9)$$

ここに、 C : ばね指数 ($= D/d$)

供試ばねでは $d=1.2$, $D=10$, $C=8.34$ であるから

$$K_c = 1.164$$

すなわちコイル内径側表面の応力は公称せん断応力より16%大きいことになる。

図21に疲れ限度図の一例を、表7に各種線材の疲れ限度 τ_a を示した。縦軸はいずれも SWP-B 処理のばねを100としこれに対する

表5 供試線材化学成分

材 質	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Al
ピアノ線 (SWP-B)	0.75~0.85 0.79	0.12~0.32 0.28	0.60~0.90 0.53	<0.025 0.011	<0.030 0.010			
Cr-Si	0.55~0.65 0.55	1.80~2.20 1.81	0.70~1.00 0.79	<0.035 0.018	<0.035		0.62	
SUS27	<0.08 0.08	<1.00 0.61	<2.00 1.29	<0.040 0.014	<0.030 0.011	8.00~11.00 8.00	18.00~20.00 18.07	
17-7PH (アームコ社製)	<0.09 0.09	<1.00 0.52	<1.00 0.81	<0.040 0.017	<0.030 0.014	6.50~7.75 7.26	16.00~18.00 16.00	0.75~1.50 1.14
17-7PH (国産)	<0.09 0.08	<1.00 0.49	<1.00 0.78	<0.040 0.014	<0.030 0.012	6.50~7.75 7.13	16.00~18.00 16.02	0.75~1.50 1.12
エルジロイ	0.11		2.13	(Co) 38.05	(Mo) 6.69	13.61	19.43	

表6 疲れ試験用ばねの仕様

素線の径 (mm)	有効巻数	コイルの平均径 (mm)	外径 (mm)	自由高さ (mm)	密着時のたわみ (mm)	密着時のせん断応力 (kg/mm ²)
1.2	5	10	11.2	22	13.5	約 80

表7 疲れ試験結果

材 質	処理の種類	疲れ限度 %
SWP-B	3	87~100
Cr-Si	2	76~81.5
SUS27	3	44.5~116.5
17-7PH (アームコ社製)	3	74~110 以上
17-7PH (国産)	3	68.5~110 以上
エルジロイ	3	45~84

割合(%)により表わしてある。

これらの実験結果から、各材質とも、処理の種類により疲れ限度がかなり大きく変化することが知られる。

これらのうち特にステンレス系の線材においては疲れ限度が 110%以上になっている。これは新しく開発した特殊処理の効果によるもので、画期的に改善されたものである。

今回疲れ試験を行なった線材のうち、最も多く使用されているのはピアノ線であり、疲れ強さも大きくまた安定しているが、耐食性、耐熱性がやや劣る。これらの点を補えるのは SUS27 および 17-7PH の特殊処理材であり、これらの線材は耐熱性、耐食性ともによくわけており、特に腐食性ガス用圧縮機の弁ばねとして好適である。

6. 結 言

日立製作所では、往復圧縮機の弁ばねの耐久性を向上して連続稼働に対する圧縮機の信頼度を高めるために多方面から研究を行っている。本文で述べたように、高速度カメラにより実機の弁の運動を撮影して、弁板の動きおよびばねのサージングなどを観察し、他方模型ばねにストレンゲージをはりつけて、ばねに一回の衝撃あるいは繰返し圧縮を加えた場合についてばねの挙動を調べ、従来明らかでなかったばねの受ける応力状態をは握することができた。また種

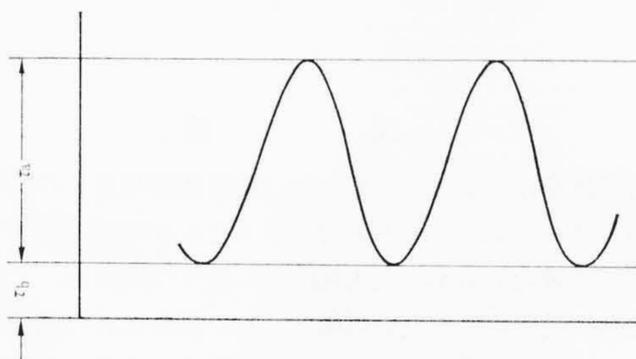


図20 疲れ試験応力

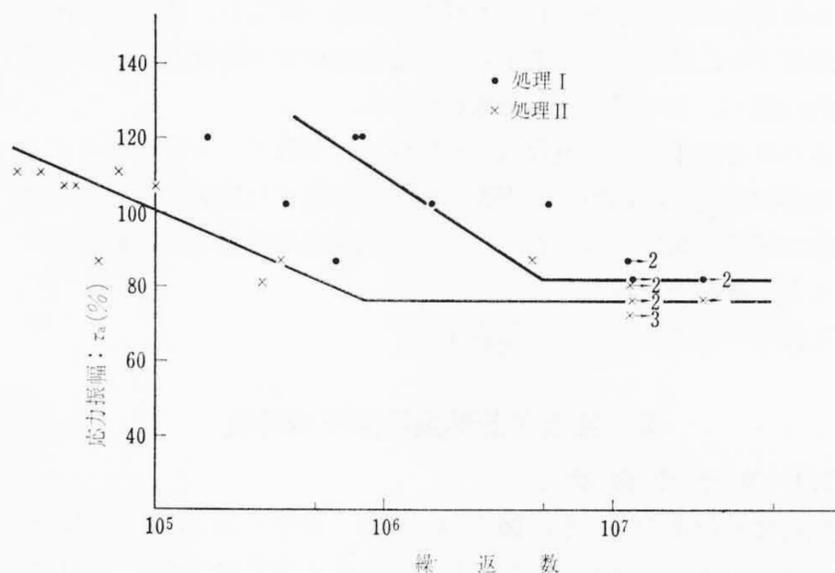


図21 疲れ試験結果の一例 (Cr-Si)

々の線材のばねを高速で疲れ試験を行ない、材料の選定について資料を得た。中でも特殊処理が顕著な効果を与えることが知られたのですでに製品に応用して良好な成績を得ている。

終わりに本研究を実施するに当たり、種々ご指導賜わった東京大学工学部藤井教授、慶応義塾大学水野教授をはじめ、日立製作所川崎工場および日立製作所機械研究所の関係者各位に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) A. M. Wahl: Trans. ASME. APM. 51-17 (1929)
- (2) Karl W. Maier: Product Engineering (January 1954) & (March 1955)
- (3) 大谷: 日本機械学会誌 63-503 (昭 35-9)
- (4) 大谷, 山田: 日本機械学会第 723 回講演会前刷 (昭 39-5)