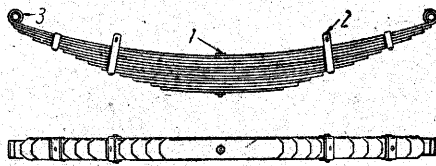
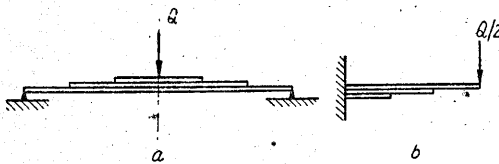


自動車用 重ね板ばね



理 厚

鐵道車輛および自動車に緩衝用として現在用いられているばねには、重ね板ばね、コイルばね、トーションバーなどがあるが、特殊のものをのぞいて大部分は重ね板ばねである。重ね板ばねはカットに示すような形の、ごくわずかに曲率のことなるばね板を数枚積み重ね、センターボルト(1)を通して組立てるとともに、數個所にリバウンドクリップ(2)をとりつけ各ばね板がはなれるのをふせぐようにしたものである。これを自動車に取りつけるときには、目玉(3)のところをボルトで車體にとりつけ、センターボルトのところをU字形のボルトで車軸にとりつける。したがって重ね板ばねには、簡単に考えると第2圖(a)のように荷重がかかる。圖(a)のように重ね板ばねの中央に荷重 Q がかかる場合には、左右對稱であるから第1圖(b)のような板ばねの中央から左右半分づつが $Q/2$ の荷重をうけもつことになるので、aのような曲げの問題はbのような片持梁の自由端に荷重がかかる場合の曲げの問題のように考えることができる。

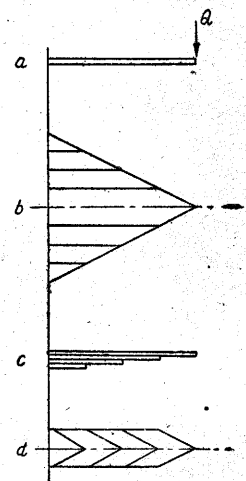


第1圖 板ばねにかかる荷重

ばね板は材料としていわゆるばね鋼を用いるが、ばね鋼は C 0.55~0.65, Si 1.5~2.5, Mn 0.7~1.0, P, S 0.0035 以下の成分をふくみ、その降伏點が 125 kg/mm^2 の程度引張強さが 140 kg/mm^2 以上の鋼である。この材料を少く用いて大きな變形仕事をするためには、曲げ強さがどの断面でも一様でなければならない。そこでもつとも簡単な場合として第2圖(a)のように一枚の片持梁の、自由端に荷重 $Q/2$ が作用するときを考えると、板厚一定の板では曲げ強さが一定であるためには平面形が第2圖(b)に示すような三角形であればよい。これを圖のように $2n$ 等分して圖c, dのように重ねあわせ、それぞれの板が運動中にはなれることのないようにできれば、圖c, dは圖a, bのような梁と同じことになって、どの斷

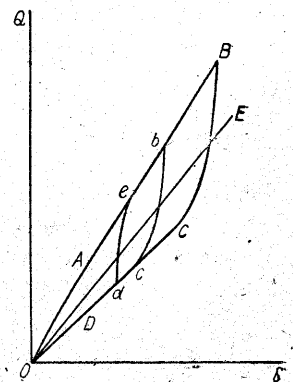
面でも應力は一定になる。実際には圖のように先端を鋭角のままにすることはできないし、また各ばね板を完全に一體として運動させることもできない。しかしこのような考えから、自動車用重ね板ばねでも大部分のものが各ばね板の全長の比は $1:2:3:\dots:n$ の整数比をなして、近似的な三角形ばねを構成するようになってい

る。自動車用ばねを設計するときにはばねの強度の問題のほかに振動の問題がある。振動の問題としてはそのばね常數と振動特性とを考えなければならない。自動車の場合にはばねをつけたときの車の固有振動數が毎分100回程度に、すなわち毎秒1~2回振動するようにばね常數をえらぶのが普通である。重ね板ばねのばね常數を求めるためには、その荷重とたわみとの關係をしらべる必要があるが、たとえば第2圖aのようにして荷重試験を行つて荷重によつてそのたわみがどう變



第2圖 曲げ應用が一定な片持梁

るかを求めて見ると、第3圖のようになってそのばね常數をはつきりと決定することができない。第3圖を見ると荷重を増してゆくと荷重とたわみとの關係はOABの曲線のように荷重とともにたわみが増し、B點から荷重を減らしはじめても撓みがへらず、CからはCDOと大體OABと似たような徑路で荷重に應じてたわみが減少する。またこ



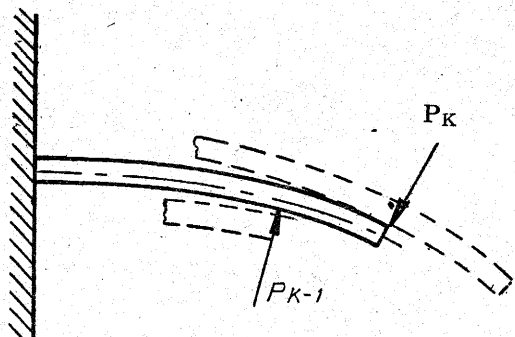
第3圖 板ばねの荷重—撓み曲線

のとき b のところから荷重を減らすときは, bc と BC とに大體平行に曲線は下り, cd と CD とは大體一致し, 次に d のところで荷重を増すと de のように荷重は急に増して AB 曲線に一致する. したがつて重ね板ばねの荷重たわみ曲線は普通のコイルばねのように直線ではなくて, 一種の履歴曲線をえがく. このような現象を示すのは板と板との間に摩擦力がはたらくためである.

はじめに摩擦力がはたらかないと假定してみる. 摩擦がはたらかなければ荷重たわみ曲線は OAB と ODC との平均の OE となるはずである. いまカットのような重ね板ばねを, 第 2 圖 b に示すような理想的な三角形ばねとしてのたわみと荷重との關係を求めて見ると, δ は中央に荷重 Q のときのたわみ, n はばね板の數, L はばねの長さ (親ばねの全長), b はばね板の幅, h はばね板の厚さ, E はばねのヤング率とすると

$$\delta = 6(QL^3/16nEbh^3) \dots \dots \dots (1)$$

となる. しかし實際には第 2 圖 a, b を第 2 圖 c, d と同じものとする理想的な條件が實現されないため, この式は實驗とよく合わない. 實際には各ばね板は中央部で接觸するほかは主として兩端でほかのばね板と接觸して荷重を傳えている. たとえば第 1 圖 b のような片持梁として考えるとき, その中の 1 枚のばね板は第 4 圖に示す

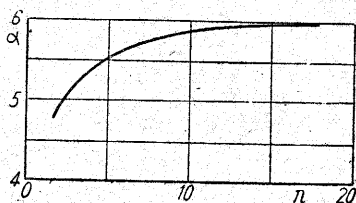


第 4 圖 一枚の板に作用する力

ように, 片持梁として上のばね板から P_K の力でおされると同時に, 下のばね板を P_{K-1} の力でおすための反作用をうけ, P_K および P_{K-1} の二力の作用のもとにたわんでいる. このような考えて荷重とたわみの關係を求めると

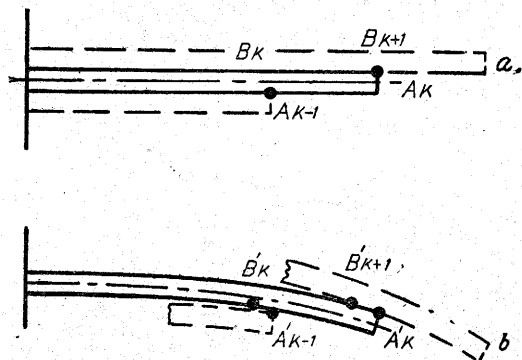
$$\delta = a(QL^3/16nEbh^3) \dots \dots \dots (2)$$

この a はばね板の數 n のかんすうであつて, n と a との關係は第 5 圖のようになり n が大きくなると a は



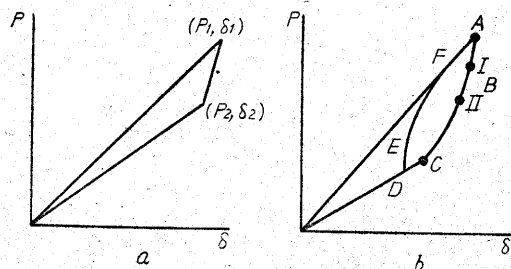
第 5 圖 a の 値

6 に, したがつて (2) 式は (1) 式に近づく. (2) 式は實測する荷重たわみ曲線の平均値とよくあう. このように各ばね板が或る程度自由に動けるものと, すると次にばね板間にはたらく摩擦が問題になつてくる. はじめばねに荷重のないときに第 6 圖 a に示すように A_K の點は上のばね板の B_{K+1} の點と, B_K の點は下のばね板の A_{K-1} の點と接觸していたとする. それが荷重をうけると中立軸の上側は伸び下側はちぢむため, これらの點は第 6 圖 b に示すように動く. つまり上の板との間に $A'_K B'_{K+1}$ 下の板との間に $B'_K A'_{K-1}$ だけ迂りがあつたことにな



第 6 圖

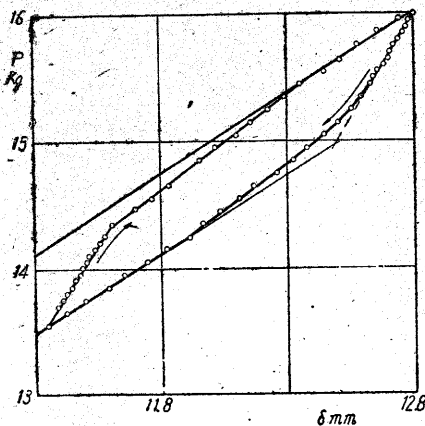
る. この状態で摩擦力は, 荷重が増そうとして $A'_K B'_{K+1}$ が増加しようとするときには $A'_K B'_{K+1}$ を減らそうとする方向にはたらく, 荷重が減少して $A'_K B'_{K+1}$ が減少しようとするときはそれに反對する方向にはたらく. したがつて或る $A'_K B'_{K+1}$ の値に對して, 摩擦力の方向によつて二つのつりあいの位置があるわけで, 簡單のために上のばね板との間の迂りだけを考えると, それに對し摩擦力の方向によつて荷重とたわみには第 7 圖 a に示すように (P_1, δ_1) と (P_2, δ_2) との二つの状態がある.



第 7 圖 板間の摩擦を考慮したときの $P-\delta$ 曲線

したがつてこの重ね板ばねを加荷の状態から減荷の状態に變化するときは, その途中でこのばね板と上のばね板との間にはたらく摩擦力の方向が變ることから, 荷重たわみ曲線は第 7 圖 b に示すよう I にの状態から II の状態にうつり, さらに各ばね板間で同様なことがおこることから圖のような加荷より減荷へのうつり曲線 ABC を得る. また D から加荷にうつるときには DEF のよう

に變化する。第8圖は3枚のばね板からなる三角形板ばねについての實測値である。



第8圖 $P-\delta$ の實測

このような考えのもとに、うつり曲線を解析して求めた結果は、實際の場合と割によくあい、また摩擦を考慮したたわみと荷重との関係は μ を板間の摩擦係数とするうつり曲線のところをのぞけば近似的に

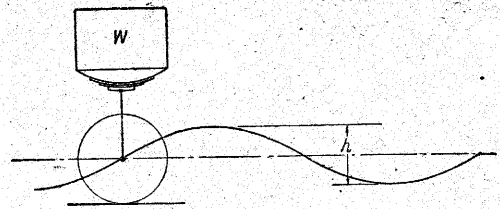
$$\delta = a \frac{L^3}{16n E b h^3} Q \{1 \pm \mu(A+BQ)\} \dots (3)$$

の形であらわされ、ここに +, - の記号は加荷のとき、減荷の時 + であり、 A, B はばね板の寸法で定まる常数である。或は摩擦のないときのばね常数を k とすると

$$Q = k\delta \{1 \pm \mu(A+Bk\delta)\}, (+ \text{加荷} - \text{減荷}) \dots (4)$$

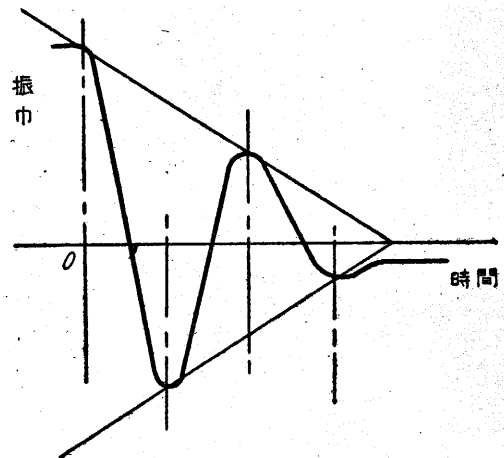
となる。これらの摩擦の項は1に比べて小さな値であるが、摩擦のはたらくために荷重 Q とたわみ δ との関係は直線的ではなくなる。(3)式或は(4)式をみると、摩擦力の影響は加荷の場合にはばねを剛くし、減荷のときはばねをやわらかくする。實際の場合には摩擦を少なくするため板間にグリースなどの減摩擦剤を塗布しているがそれでもこの摩擦項は1にくらべて10~20%になり、その摩擦係数はたとえば減摩擦剤をのぞいた場合に $\mu=0.5 \sim 1.0$ になることがある。摩擦の項は荷重やたわみに関係しない項とたわみまたは荷重に比例する項とからなる。一般には後者は前者にくらべて小さいが、とくにばね板の板厚がその全長にくらべて薄い場合には後者の影響を省略することができない。また摩擦の項を小さくするためには板数を少くするとよいことは當然考えられよう。

このように重ね板ばねはその荷重とたわみとの関係が直線的でなく、しかも或る履歴現象を呈するため、このばねを用いた車輛の振動特性は非常に複雑になる。このような振動系を簡単に第9圖のような1自由度の振動系で考える。いま W を車體の重さ(kg)とし、重ね板ばねの摩擦を考えないでそのばね常数を (kg/cm) とする。車體が外からかくらんをうけないときは、ばねは W/k



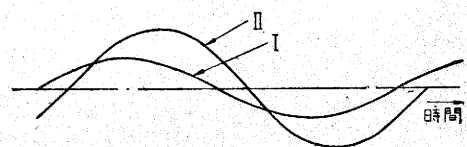
第9圖 荷重・車輪・ばねよりなる振動系

だけ縮んだ位置に静止するが、いまこの車體にたとえば上下方向の變位を与えて離したとすると、車體は正弦波状の周期的運動を行い、その1秒間における振動の回数は $\sqrt{kg/2\pi W} = 5\sqrt{k/W}$ 、或は毎分約 $300\sqrt{k/W}$ となる。この振動数は外から与えられたかくらんの大きさには関係しない一定の値で、たとえば自動車の場合毎秒、1~2回となるように k/W をえらぶのが普通である。しかし重ね板ばねは板間摩擦をはたらくために、ばねの復原力は(4)式のような形になるので、このような場合には振動数は車體に与えられたはじめの變位によって變化する。そして板間摩擦のためにエネルギーを消費されて第10圖に示すように振動の振幅が時間とともに減つ



第10圖 摩擦による減衰振動

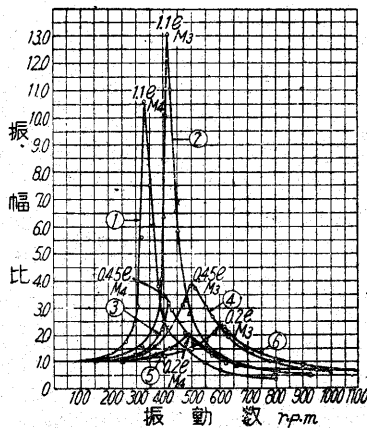
ていく。この振幅の減り方は固体摩擦減衰のはたらく振動系のそれとよくにている。次にこのような振動系が第9圖のような、高さ h の正弦波状の凹凸をもつた道路上を走る場合を考えると、そのために車體はいわゆる上下方向に強制振動を行い、第11圖に示すように車輪の動きIに對しIIのような周期的な運動を行う。この場合車輪は路面に沿うてその速さに比例する振動数で路面と



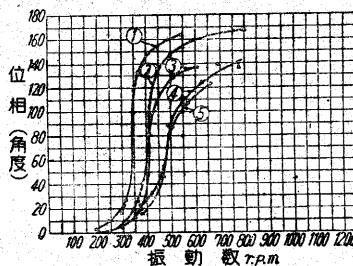
第11圖 I; 車輪の振動 II; 車體の振動

同じ振幅の正弦運動を上下方向に行うため、車體は車輪と同じ振動数ではあるが位相のちがった強制振動を行うのである。位相がことなるのは摩擦力がはたらくためである。いまこのときの車體と車輪の振幅の比と車輪の振動数との関係、および車輪と車體との位相差と振動数との関係を實驗によつて求めたものが第12圖aおよび第12圖bである。この圖は實際に路面を走らせたのではなくそれと同じになる

ように車輪の位置を周期的に單振動させて求めたものである。また實際の道路にはこのような規則正しい凹凸はないが、實際の凹凸がこのようないくつかの單振動の重なつたものと考え、その一つの波に對する車の振動特性といえよう。第12圖は路面の凹凸の高さに相當する車輪の振幅を一定にしてその振動を変えたときの車體の振幅と



第12圖 (a) 振幅曲線



第12圖 (b) 位相曲線

位相を測定し、さらに車輪の振幅を変えて同様な實驗を行つた。それによると車輪の振幅を一定にしてその振動数を変えて行くと、或る振動数で車體の振幅は非常に大きな値をとり、さらに振動数を増してゆくと車體の振幅は再び小さくなる。この振幅の大きくなる現象を共振といつてその振動数を共振振動数という。

次に車輪の振幅を変えて同様な實驗を行うと同じような共振現象がおこるが、この共振點における車體の振幅は車輪の振幅が小さくなるとともに減少し、また共振振動数は車輪の振幅が小さくなると大きくなる。或は路面の凹凸の高さが減少するとこの強制振動の共振點における車體の振幅は減少し、共振をおこす車の速度は大きくなる。このことはすでに述べたように自由振動の場合その振動数がはじめに與える車體の振幅に關係して變ることと同様である。ばねが重ね板ばねではなくてコイルばねのように、そのたわみと荷重との關係が比例する、すなわちばね常数が一定の場合には、自由振動の振動数も振幅には關係しない一定値をとり、その取扱いは比較的

に容易である。しかしこのような重ね板ばねの振動特性はきわめて複雑で、いわゆる非線形振動の問題となつて一般的に解析することは困難になる。

實際の自動車の振動は第9圖に假定したような簡単な振動系ではなく、路面もまたきわめて複雑である。自動車は道路上をはしるときにはこれまで述べたような強制振動の問題として考えられる場合もあれば、自動車が道路の凹みに落ち或は凸起にのり上げたときの過渡振動の問題もある。また必ずしも路面に垂直な方向の振動ばかりでなく車の前後、左右方向の振動或は衝撃の問題もある。したがつて重ね板ばねにはたらく荷重の種類も状態もいろいろに變つてゐる。しかし重ね板ばねはこれらによつておこる衝撃や振動を緩和させてしかもそれに耐えなければならない。

自動車用重ね板ばねの破損したものを分類すると、比較的硬度の高いものは衝撃應力のために折れその壽命も短い、硬度の比較的低いものは壽命は比較的長いが繰返し應力によつて疲れ破損をするようである。また重ね板ばね中折れるのは目玉を有する親ばねに多く、次にいちばん短い子ばねに多いようであるが、これは前者は繰返し應力により後者は靜的な應力によつて折れるものと考えられる。これは荷重状態の複雑であることを物語るものであつて、ばねの設計は普通の意味の設計のほかにこれらの動的見地からする設計が必要であり、とくに疲れの問題を考慮することが大切である。

最近使用材料と人件費を節約する主な目的で、板数を減少してすべての自動車に3枚の重ね板ばねを用いる試みがなされている。このためにはばね枚の熱處理を改善すること、ばね板の形狀を適當に設計することなどのほかに、工作法としてロール仕上げおよびばね板の表面に鋼球の吹き付けを行つて疲れ強度を増大するなどの對策がとられている。ばね板の数を減少することは板間摩擦の影響を小さくし、振動特性を少しでも簡単にする點で好ましいことである。ことにショックアブソーバを使用する場合にこの性質が望まれる。實測すると同じばね常数を有する現用の板ばねとくらべて、3枚板ばねの場合には摩擦の項が前者の20~25%程度に減少して、ほとんど摩擦の影響がなくなるようである。

重ね板ばねは材料的な見地以外に力學的にまた設計および工作上の見地から今後ともに興味ある問題であろう。

高 速 度 鋼

小 柴 定 雄 著

A 5 版 250 頁 定價 250 圓 千 35 圓

— 誠 文 堂 新 光 社 發 行 —