

電気機関車用防振ゴムの特性

Characteristics of Rubber Vibration Isolators for Electric Locomotive

In this report are described fatigue characteristics and spring rate characteristics of rubber cushions for bolster spring, various rubber bushes for gear, quill drive or for center pin use, and rubber cushions for side stopper manufactured by Hitachi Cable, Ltd. for use on the bogie of the electric locomotive. Temporary fatigue characteristics of general rubber vibration isolators observable when they are subjected to tension, compression or shear deformation are also discussed.

片岡 武* Takeshi Kataoka
 福田重穂* Shigeho Fukuda
 植田捨男* Suteo Ueda
 関野 陽** Akira Sekino

1 緒 言

防振ゴムはゴムの弾性を利用した一種のばねであり、振動の伝達防止または緩衝の目的で使用されている。この防振ゴムには(a)形状を自由に選ぶことができる、(b)上下、前後、左右3方向のばね定数を適当に設計できる、(c)内部減衰が大きいので、高周波振動の吸収にすぐれているなどの長所がある。このため、わが国でも戦後は、金属ばねに代わって防振ゴムが鉄道車両をはじめ産業機器の弾性支持に広く使われるようになった。また、機械設計者の間では防振ゴムの使用が可能なきときは、これを使用したほうが金属ばねを使うよりも装置が簡潔になると啓蒙(けいもう)、認識されてきている。日立電線株式会社でも約10年前から防振ゴムの量産を開始し、鉄道車両を中心にして着々と各方面で実績をつくりつつある。

今回は電気機関車の台車に使われている揺れまくら防振ゴム、大歯車防振ゴム、クイル駆動系防振ゴム、心ざら防振ゴム、横動ストッパゴムの振動疲労特性とばね定数および防振ゴムの引張り、圧縮、せん断変形で使用したときの一般的な疲労特性について報告する。

2 基礎的試験

本報で取り上げた電気機関車用防振ゴムの概略は図1に示すとおりであるが、最初に一般の防振ゴムで検討した基礎的な疲労特性について述べる。ゴムかたさが軟($H_s=40$)、中硬($H_s=50$)、硬($H_s=65$)の天然ゴムで試験用の円柱状防振ゴム($75\phi \times 30h$)を作り、振動数1,000cpmで一定の引張り、圧縮、せん断ひずみを与える疲労試験を行なった。その疲労寿命をまとめて図2および試験中の荷重変化を図3に示した。

引張疲労の場合、ゴムき裂の大部分は $(1.0 \sim 1.4) \times 10^6$ 回にフィレット部分に生じ、その後、接着面のほうに進行して荷重を受け持つ有効面積を減じた。このため約 1.5×10^6 回から荷重の低下が始まり、 $(3 \sim 4) \times 10^6$ 回で完全な破断に至った。防振ゴムは引張変形で使わないのが原則になっているため、実用上、このように単純な引張寿命が問題になることは少ない。この試験では、ほとんどすべての試料に一般にいわれているもの⁽¹⁾よりも早期にゴムき裂が発生した。これは、今回の試験片の形状率(ゴムの受圧面積/自由表面積)が0.1と小さいため、見掛けのひずみ量が同じでも、表面ひずみが

記号	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
名称	揺れ枕防振ゴム	大歯車防振ゴム	クイル駆動系防振ゴム	クイル駆動系防振ゴム (高減衰用)	心ざら防振ゴム	横動ストッパゴム
概略図						
ゴム材質	天然ゴム	耐油性合成ゴム	天然ゴム	高減衰合成ゴム	天然ゴム	耐候性合成ゴム

図1 電気機関車用防振ゴムの概略 電気機関車用防振ゴムの形を示したものである。一般に大きな寸法のものも多く、過酷な使われ方をするためゴム材質の選択も重要である。

Fig. 1 Schematic Drawing of Rubber Vibration Isolators for Electric Locomotive

* 日立電線株式会社研究所 ** 日立製作所水戸工場

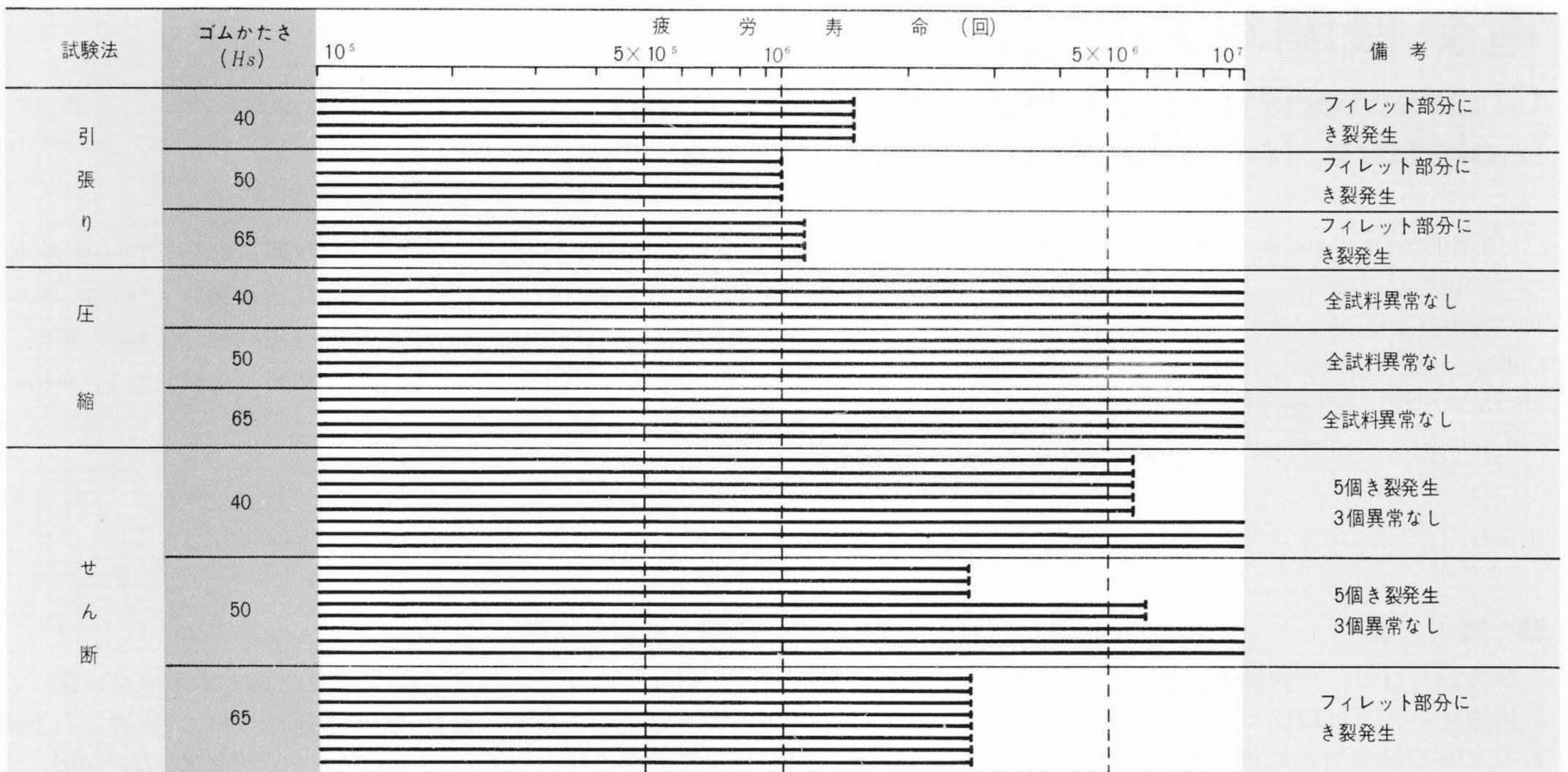


図2 円柱状防振ゴムの疲労寿命 引張試験では全数にゴムき裂が発生し、圧縮試験では全数異常なく、せん断試験ではゴムかたさの低いほうが疲労寿命が大きい。

Fig. 2 Fatigue Life of Cylindrical Rubber Vibration Isolators

一般にいわれているものよりも大きくなって疲労寿命が小さかったと考えられる。また、製造時にできる防振ゴム表面の金型分離線上のえぐられたような傷、かんだような傷は疲れき裂発生の核になるため、表面欠陥のない防振ゴムをつくることにより疲労寿命を延ばすうえに重要であることが試験中に認識された。

圧縮疲労の場合、 1×10^7 回までの疲労試験で全試料にき裂などの異常はみられなかった。しかし、詳細にみると $H_s = 40, 50$ の試料では、 4×10^5 回、 1.5×10^6 回からフィレット部分のゴムが粘着した。 $H_s = 65$ のものには粘着がみられなかった。ゴムのフィレット部分や接着端部の粘着はゴムの主鎖切断によって低分子化したものと思われる。粘着現象が $H_s = 65$ の試料に生じなかったのは、配合中の天然ゴム分量が少なかつたためと思われる。粘着防止には酸化防止剤の選択が重要であると指摘されている⁽²⁾が、防振ゴム表面にしわの発生するひずみ領域で使われるときにはゴムの粘着、溶融は不可避ともいわれている⁽¹⁾。 1×10^6 回以下でしわが粘着しても、 1×10^7 回の試験を終わってき裂が生じなかったことから、実用中にしわの粘着がき裂にまで進展するのはきわめて少ないと思われる。また、試験荷重は疲労試験中にほとんど変化しなかった。

せん断疲労の場合、ゴムき裂はゴムのかたさが大きいほど早く発生した。すなわち、 $H_s = 65$ の試料は 2.5×10^6 回で全数き裂を生じたが、 $H_s = 40$ の試料には 1×10^7 回で異常のないものがあつた。このため、 $H_s = 40, 50$ の場合に荷重の低下はわずかであるが、 $H_s = 65$ の場合には顕著であつた。き裂はいずれもフィレット部分に発生し、接着板に平行に進行してゴムの完全破断に至らずに止まってしまった。この結果、ゴムかたさが小さく、引張強さの大きい防振ゴムがせん断疲労寿命を大きくするのに有利と推定された。

3 揺れまくら防振ゴム

電気機関車の揺れまくら防振ゴム 図1(a)は揺れまくら装

置の金属コイルばねの上下に用いられてばねのサージング、レールと車輪の不整などからくる高周波振動の除去を主目的にして使っている⁽³⁾。この場合、防振ゴムは圧縮荷重をささえて小さな振幅を受けることになる。振動振幅 ± 2 mm で圧縮疲労試験を 1×10^7 回行ったが、振幅は試験直後、若干大きくなり、繰返し数が増すと小さくなる傾向にあつた。しかし、変化量は微小であつた。疲労試験後のばね定数は若干大きくなり、圧縮永久変形はなかつた。防振ゴムの外観も、ゴム表面のしわになつた部分が粘着したほかは異常がなかつた。

他方、この防振ゴムは電気機関車がレールの曲線部を通過するときこじり変形して、台車の回転、横動の剛性をやわらかくするのに役だっている⁽³⁾。このとき、防振ゴムは上方から常用圧縮荷重が加わり、さらに車体と台車のずれのために横方向に動かされて6度35分傾き、せん断ずれ15mmでゴム厚の33%相当の変形をした。車両が逆の曲りを通過するとき防振ゴムの変形も逆転する。このようにゴム表面が繰返し引張り、圧縮、せん断の大きなひずみを受けるとゴムの寿命は短くなりがちである。そこで、この疲労寿命を向上させるために望ましい防振ゴムの形状を求める検討を行なつた。

実験には実用時の変形を再現するような図4の試験治具を用いて、実物の $1/4$ の大きさの試料を使い次の方法で行なつた。まず、試料の形状を決める大まかな方法としてゴム表面が平らな防振ゴムを治具に組み込み、圧縮荷重を加えると圧縮側のゴムがはみ出した。このはみ出しを切り取り、元の状態に戻すとゴム形状は接着板から45度の方向で中央部は6Rになつた。実験にはこの45度の角度を用いて、3R、6R、9R、平らな4種類の形状の防振ゴムをつくり、ゴムを変形させたときの表面ひずみを次のようにして測定した。治具で防振ゴムを+33%せん断変形させた状態でゴム表面に直径1mmの円を40~50個マークし、それを無変形の状態に戻すと円は長円になる。長円の軸方向の長さを測定して表面ひずみを求めた⁽⁴⁾。同様にして、-33%のせん断変形を与えた場合の表面ひずみ

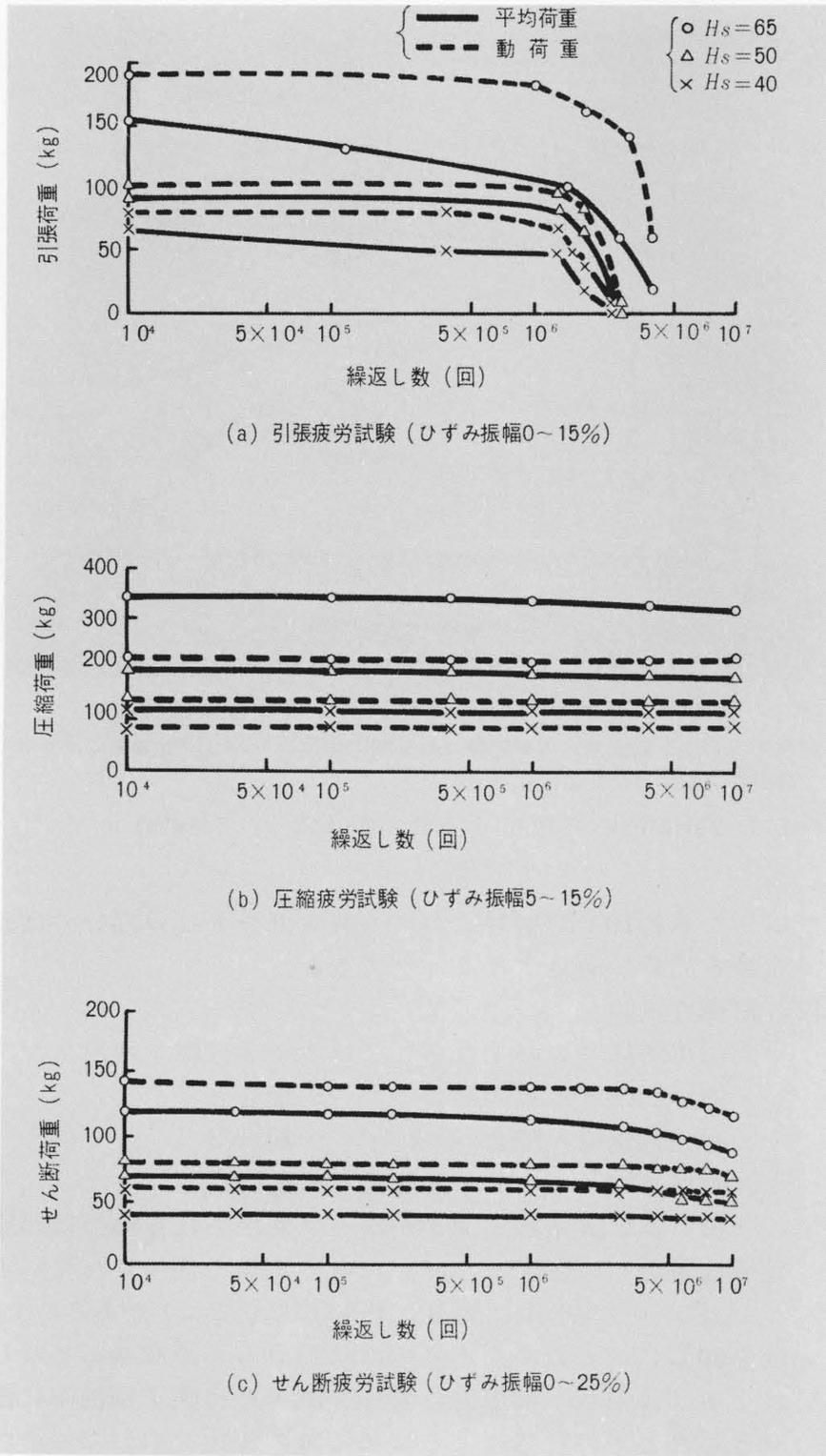


図3 疲労試験中の荷重変化 一定変位を与える疲労試験では、ゴムき裂の進行とともに荷重の低下が生ずる。圧縮変形はき裂が生じないため荷重の変化はほとんどない。

Fig. 3 Variation of Load During Fatigue Test

も測定した。このようにして、防振ゴムの引張側と圧縮側の表面ひずみを測定したが、圧縮側の値は小さかったので省略して、引張側の表面ひずみ分布のみを図5に示した。使用中に±33%のせん断変形を受ける揺れまくら防振ゴムの動的表面ひずみはおよそ図5の+33%、-33%の2曲線間で変化していると考えられる。同じ¼モデルの試料4種類を使って±33%のせん断ひずみを与える疲労試験を行なった。その結果、ゴムき裂はすべて引張側に発生した。図5のゴム表面にき裂の位置を×印で示した。ゴム形状が3Rと平らなものはひずみが大きいため早くき裂が発生した。これに比べて6R、9Rは大きい疲労寿命を持っていた。き裂の発生個所はいずれもひずみが大きく、動的ひずみの大きいところに発生した。以上の実験結果から揺れまくら防振ゴムの形状は、表面ひずみの分布が一樣で、その値が小さく、接着面でも小さいのが疲労寿命上よいことが確認された。この¼モデルの実験から、図1(a)の揺れまくら防振ゴムの形状は接着板から45度の角度で、中央部は約24Rが好ましいと思われた。

4 大歯車防振ゴム

大歯車は歯車心と大歯車輪に分かれた分割歯車で、その間に防振ゴム図1(b)を円周上に16個並べて継いでいる。動力は電動機軸の小歯車から大歯車輪に伝わり防振ゴムを介

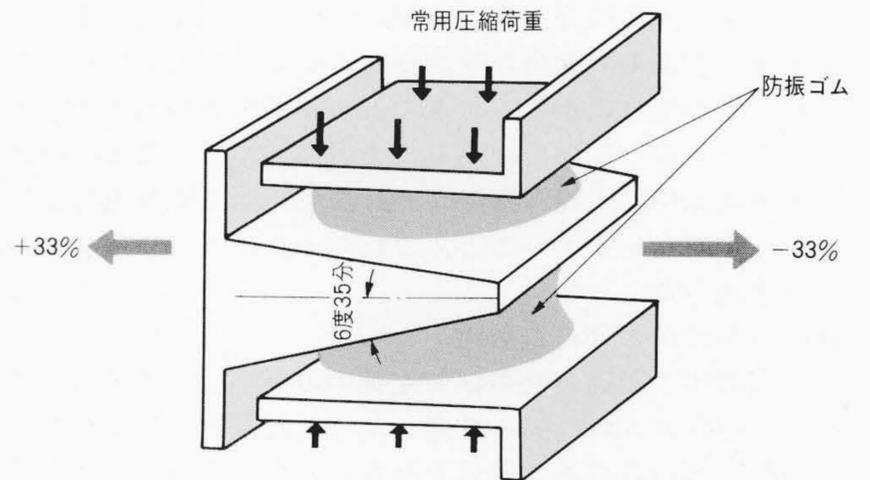


図4 揺れまくら防振ゴムの試験治具 実車での防振ゴムの変形を再現させた試験治具である。防振ゴムは上下から圧縮荷重を受け、6度35分傾きながら±33%のせん断ひずみを受ける。

Fig. 4 Experimental Apparatus for Rubber Cushion for Bolster Spring

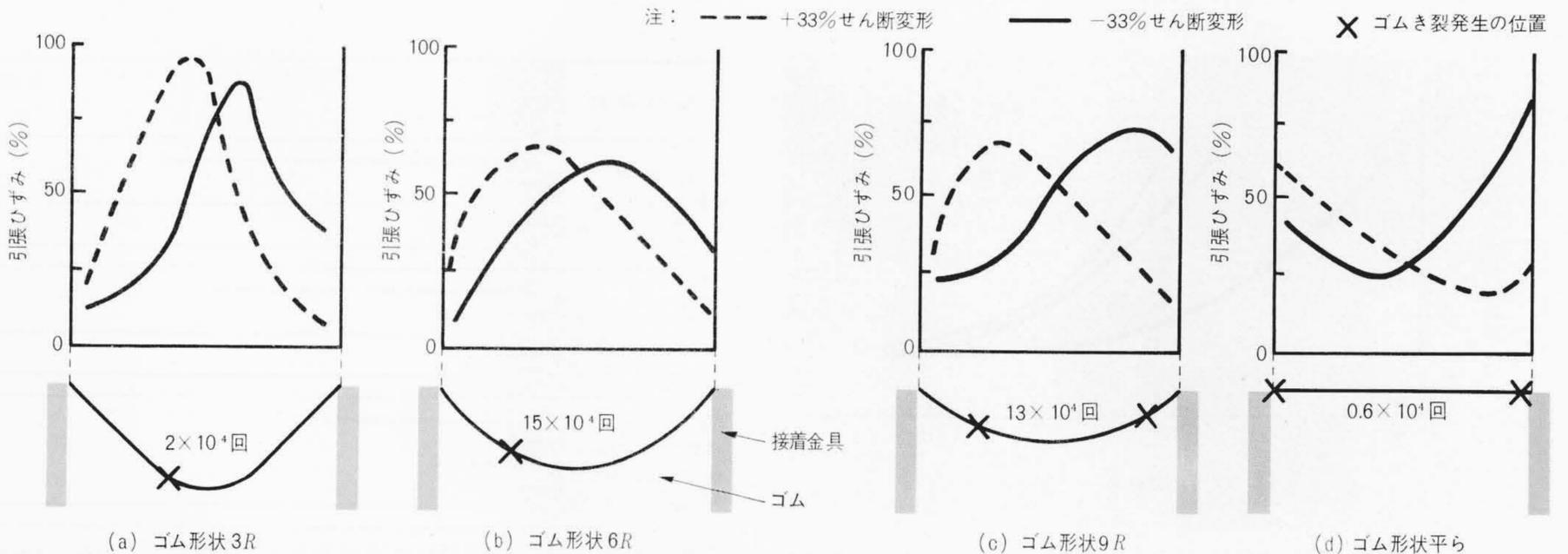


図5 ゴム形状と表面ひずみ ゴム形状を変えた4種類の防振ゴムを図4の治具に組み込んだときの引張側の表面ひずみ分布とゴムき裂発生位置を示したものである。ひずみの大きいところにき裂が発生している。

Fig. 5 Relationship Between Rubber Shape and Surface Strain Distribution

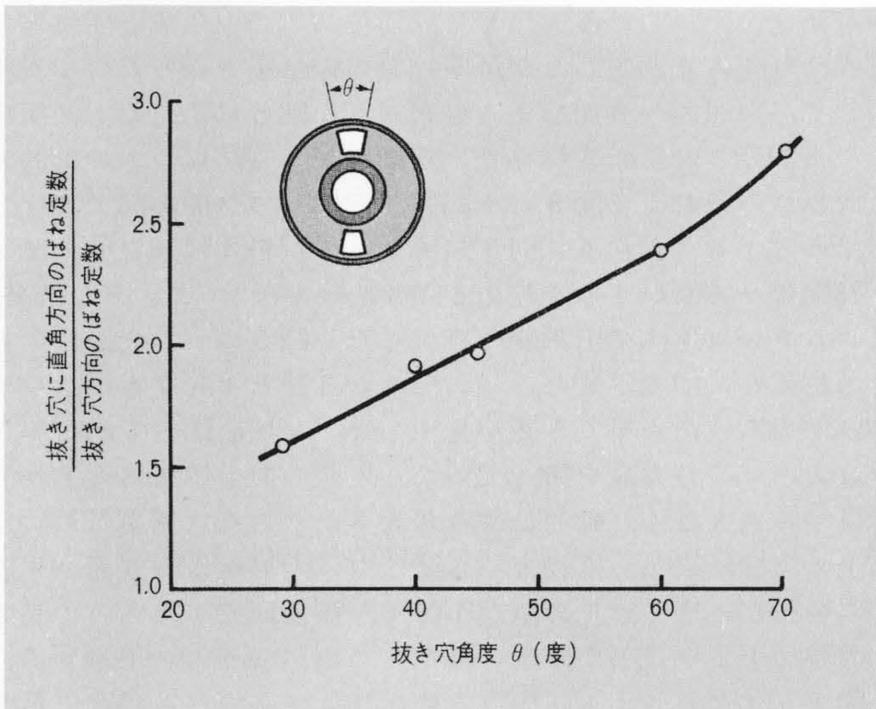


図6 抜き穴角度とばね定数比 筒形防振ゴムの抜き穴角度(θ)を変えて、抜き穴方向と直角方向のばね定数比を求めたもので、直線関係が得られた。

Fig. 6 Effect of Hole Angle on Spring Rate Ratio

して歯車心に伝わって、車輪を回転する。この防振ゴムはレールから伝わる衝撃を緩和し、大歯車の歯先や電動機の損傷を防止するのに役立っているが、次の特性を必要とする。(i)大歯車と小歯車の歯当たりをやわらかくするため円周方向のばね定数を適当に小さくすること。(ii)歯車を潤滑するギヤコンパウンドがゴム面にかかるので耐油性であること。(iii)防振ゴムは運転中に円周方向の大きな振動振幅を繰り返し受けるので疲労寿命が大きいこと。これらの点について逐次検討した点を述べる。

(1) 抜き穴角とばね定数比

大歯車の円周方向のばね定数のみを小さくする方法として、防振ゴムの一部に貫通した抜き穴を設けることにした。防振ゴムの穴のある部分とそれに直角な部分とのばね定数比1.72を得るため、抜き穴の角度をいろいろ変えて試作し、ばね定数を測定した結果を示したのが図6である。抜き穴角とばね定数比は抜き穴角60度以下ではほぼ直線関係にある。この図からばね定数比1.72を満足する抜き穴角は35度にすればよいことがわかった。実際に抜き穴角を35度にしてゴ

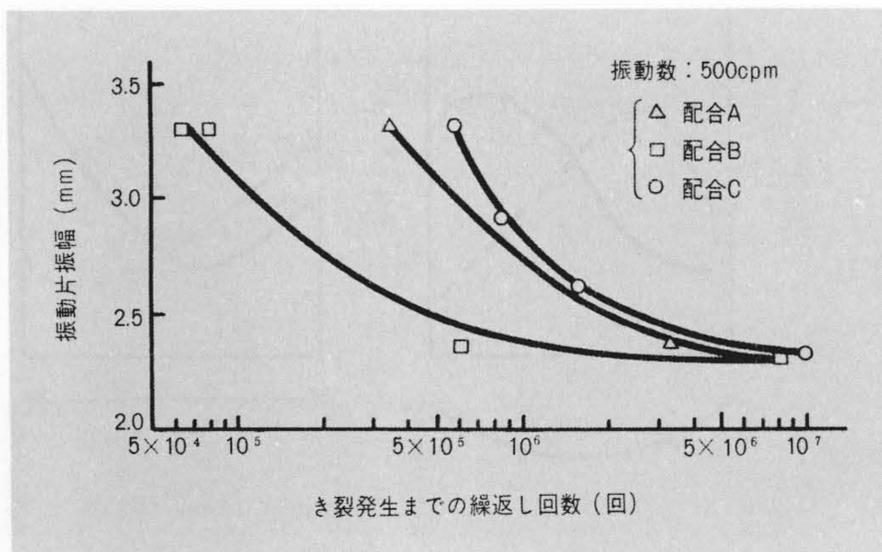


図8 大歯車防振ゴムの圧縮疲労寿命曲線 大歯車防振ゴムの抜き穴方向に振動方向を合わせ、振幅を±2.3~3.3mmに変えて疲労寿命を求めた。

Fig. 8 Effect of Half Amplitude on Fatigue Life of Rubber Bush for Gear

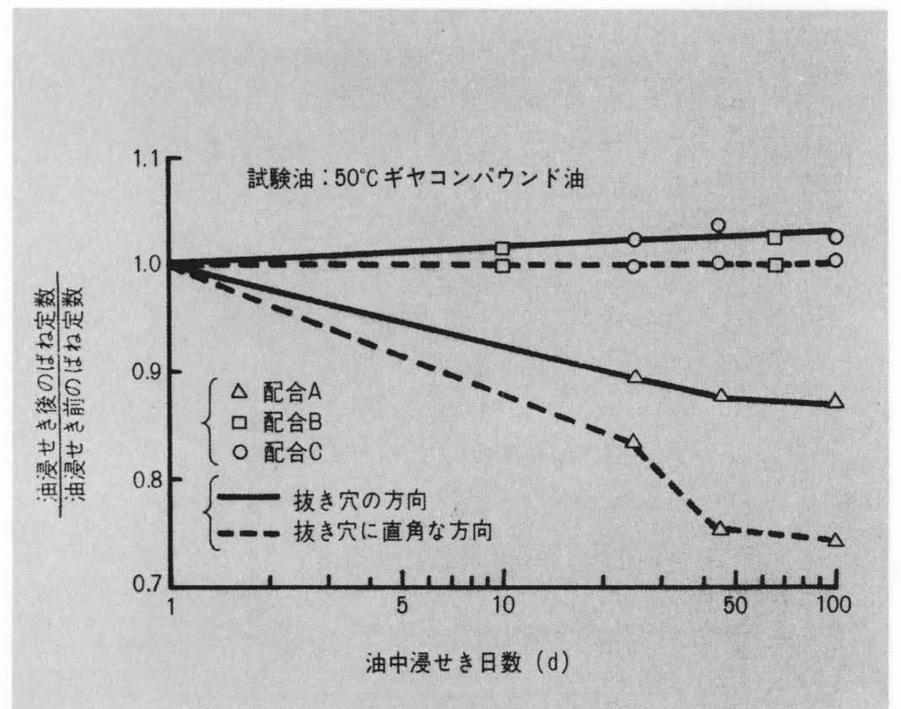


図7 ギヤコンパウンド油中浸せきによるばね定数の変化 配合A,B,Cでつくった大歯車防振ゴムを50℃ギヤコンパウンド油中に浸せきして経日によるばね定数の変化を求めた。

Fig. 7 Variation of Rubber Rate Caused by Soaking in Oil

ムかたさ約70で防振ゴムの穴のある部分とない部分のばね定数を同時に満足することができた。

(2) 耐油性試験

大歯車防振ゴムの配合としては次の3種類を検討した。

- ・機械的強度重点の配合……………配合A
- ・耐油性重点の配合……………配合B
- ・耐ギヤコンパウンド油配合……………配合C

防振ゴムは実用時、油がかかって使用されるのでばね定数や接着力への影響が心配される。実車で使用されているギヤコンパウンド油は真夏に約50℃になることがあるので、油を50℃にあたため、その中に防振ゴムを浸せきして経日によるばね定数、接着力の変化を調べた。図7は油中に浸せきしたときの経日によるばね定数の変化を示したものである。配合B、Cは耐油性が十分で、100日間浸せきしてもばね定数はほとんど変化していない。配合Aはギヤコンパウンド油に対する特性は不十分で、経日とともにばね定数は低下していった。一方、いずれの配合の防振ゴムも100日間油中に浸せきした後の接着力は、初期値から低下しな

油の条件	配合	圧縮疲労寿命 (回) × 10 ⁵ 回									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ゴム表面にギヤコンパウンド油を塗布	A	[Fatigue life bar for A on surface]									
	B	[Fatigue life bar for B on surface]									
	C	[Fatigue life bar for C on surface]									
50℃ギヤコンパウンド油中に20日間浸せき後	A	[Fatigue life bar for A in oil 20 days]									
	B	[Fatigue life bar for B in oil 20 days]									
	C	[Fatigue life bar for C in oil 20 days]									
50℃ギヤコンパウンド油中に100日間浸せき後	A	[Fatigue life bar for A in oil 100 days]									
	B	[Fatigue life bar for B in oil 100 days]									
	C	[Fatigue life bar for C in oil 100 days]									

図9 ギヤコンパウンド油の疲労寿命への影響 試料に油を塗布しながら、50℃油に浸せきした後に、振動片振幅2.3mmの疲労試験を行なった。配合Cはいずれの油の条件でも1×10⁷回の試験で異常がなかった。

Fig. 9 Effect of Oil on Fatigue Life of Rubber Bush for Gear

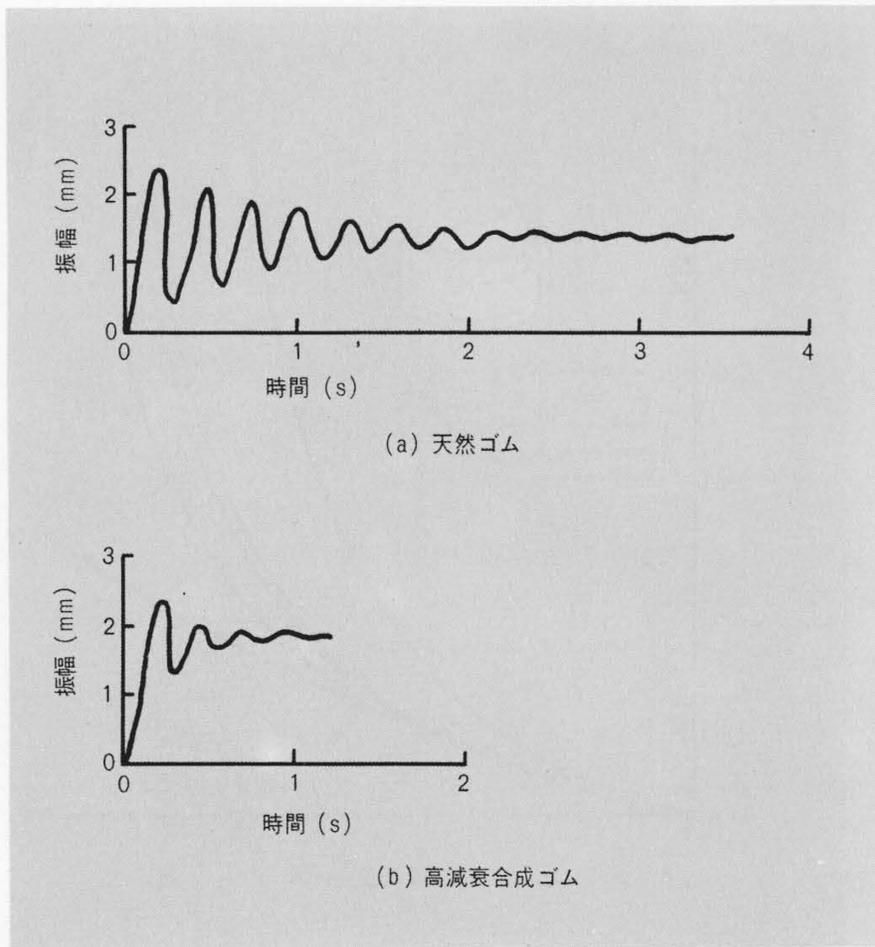


図10 ゴムの自由減衰振動波形 ヤーズレオシログラフでゴムを自由減衰振動させた波形を示した。高減衰合成ゴムは天然ゴムに比べて約4倍の内部減衰性を有する。

Fig. 10 Free Vibration Oscillograms of Rubber with Damping

かった。接着破壊の仕方も完全にゴム破断で、油による接着界面の劣化はみられなかった。

(3) 疲労寿命試験

大歯車用防振ゴムの必要条件のうちで最も重要なのが、防振ゴムの振動疲労寿命である。疲労試験は振幅の方向を防振ゴムの抜き穴のある方向に合わせ、防振ゴムの内筒を固定し外筒を振動させた。振動数 500cpm で、振動振幅を ±2.3~3.3mm に変えて疲労寿命を求めて示したのが図8である。機械的強度の小さい配合Bは大きな振幅の試験では疲労寿命が小さく、配合A、Cに比べて1/10であった。振幅が2.3mmに小さくなると、いずれの配合でつくった防振ゴムも10⁷回程程度の寿命をもつようになった。次に油による疲労寿命の影響は図9に示すとおりである。振動片振幅は2.3mmに選んだ配合Cの防振ゴムは、ゴム表面に油を塗布しながら疲労試験しても、油中に20日、100日間浸せき後疲労試験をしても疲労寿命の低下はない。配合Bを使った防振ゴムは100日間浸せき後、疲労試験をすると寿命は大きく低下した。配合Aは浸せき日数が増すと寿命はしだいに低下した。配合Aのゴムは、油に浸せきする日数が増すと引張強さ、伸びが低下する傾向にあったため、耐油性は十分でなく油に浸せきしたときの疲労寿命が短くなったものと思われる。

5 クイル駆動系防振ゴム

クイル駆動系の動力伝達は、台車中央に設置された電動機軸の小歯車から中間歯車を経て大歯車に伝えられる。大歯車から車輪への動力伝達は、筒形防振ゴムの円周上に10個並べた継手を2組使って大歯車と車輪の相対変位を逃げながら円滑に行なわれるようになっている。

このようにトルク伝達で機械的強度が重視されるクイル駆動系用防振ゴム図1(c)は、ゴム材質として天然ゴムを

使い、抜き穴なしが一般的である。振動試験は電気機関車の速度を95km/hとすれば車輪は約450rpmとなるので、振動数450cpmで行なわれ、大歯車と車輪の相対変位(±5mm以下)を吸収するせん断振幅±5mmで1×10⁷回、大きな振幅±7.5mmで5×10⁶回行なわれた。±5mmの試験では1×10⁷回後も異常なく、±7.5mmの試験ではゴム厚の±25%のせん断ひずみを受けるため、試験中の破壊が予想されたが5×10⁶回までゴムき裂は生じなかった。試料の外観は内筒付近のゴムに粘着がみられた。振動試験中に内筒金具とゴムが摩擦し、摩擦熱でゴムが粘着したものと思われる。試験中のこの防振ゴム表面の室温からの温度上昇も内筒付近で大きく18°C、外筒付近で13°Cであった。

ゴムの内部減衰が大きいことを利用した防振ゴムの例として、もう一つのクイル防振ゴム図1(d)がある。電気機関車の粘着性能を向上させるには低空転速度域での自励振動を抑えるのが良く、このためには防振ゴムの剛性を増し、内部減衰を大きくするのが効果的といわれている⁽⁵⁾。一般のクイル防振ゴムに使われている天然ゴムは内部減衰が小さいので、高減衰の合成ゴムを使うことにした。ヤーズレのオシログラフ⁽⁶⁾を使ってゴムを自由減衰振動させた波形は図10に示すとおりである。これから内部減衰の目安になる力学的損失係数を求めると、合成ゴムは天然ゴムの約4倍に大きくなっている。クイル継手に組み込んだときのばね定数は、回転方向のみを大きくして半径方向はむしろ小さいほうが好ましい。それで、筒形防振ゴムの構造は図1(d)のように抜き穴付とし、直角方向のゴム中に鉄板を埋め込むことにした。振動疲労試

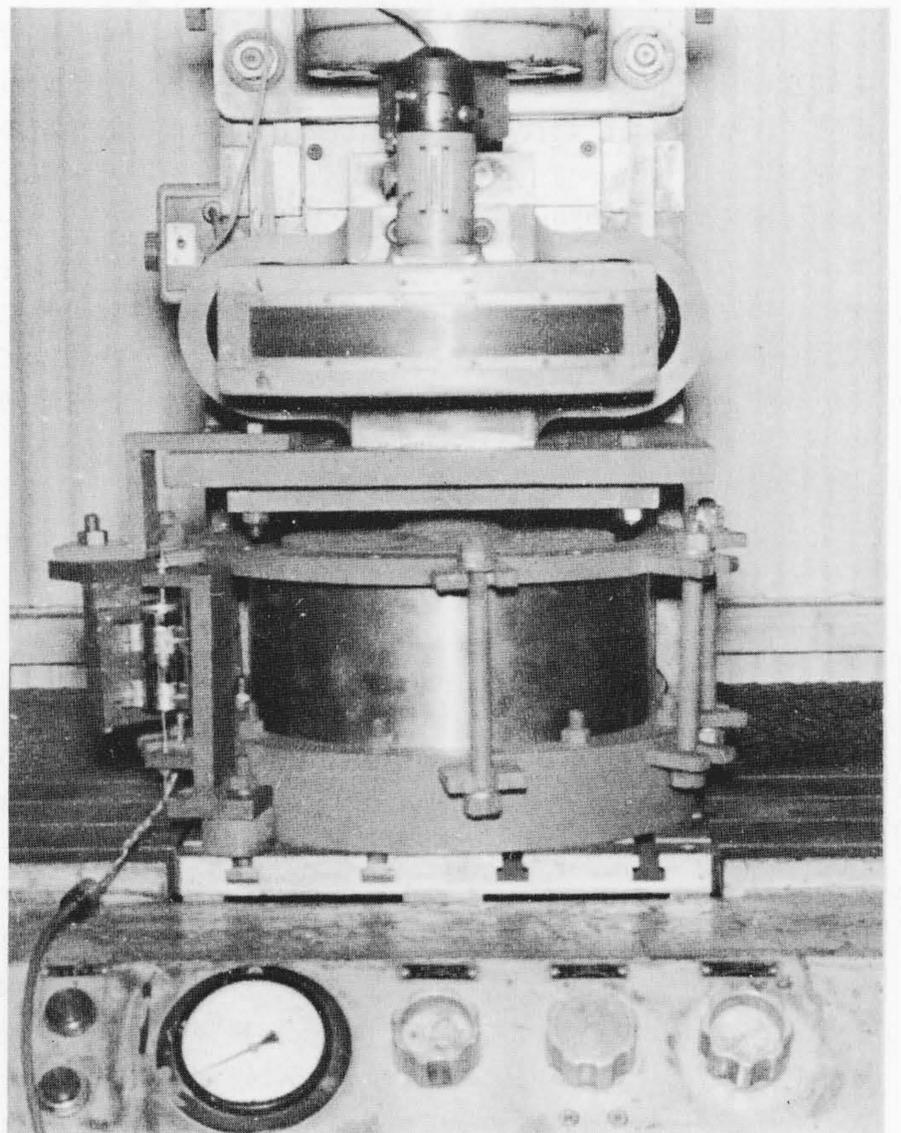


図11 心ざら防振ゴムのせん断疲労試験 内筒を固定し外筒を上下方向に振動させ、中間のゴムに±53%のせん断ひずみを与えた。荷重は荷重測定リング、振幅は差動トランスで測定した。

Fig. 11 Shear Fatigue Tester of Rubber Bush for Center Pin

験は±5mmで 1×10^7 回行なわれた。 1×10^7 回後の防振ゴムのばね定数は、初期値から若干増加する傾向を示した。試験後の試料の外観は製造時生じたゴムのしわ部分が少し摩耗する程度でゴムき裂は生じなかった。内部減衰が大きいことはゴム内部で機械エネルギーが熱エネルギーに変換することであるため、繰返し振動によるゴムの温度上昇が心配された。防振ゴム内部に熱電対を埋め込み、内部温度上昇を測定した。防振ゴムの温度は 4×10^4 回以降平衡状態に達し、室温からの温度上昇はゴム内部で約 45°C 、ゴム表面では約 15°C であった。合成ゴムの常用使用温度は約 80°C までよいといわれている⁽⁷⁾うえ、実車では車輪の回転につれ防振ゴムも空冷されるので、この程度の温度上昇は問題ないと判断された。

6 心ざら防振ゴム

一般の電気機関車は台車2～3台の上に車体1台が載っている。台車は中央の心ざら部分でピン接続で車体と連絡していて、ある程度の回転ができるようになっている。この心ざら部分は内径 200ϕ ぐらいでゴム厚の薄い筒形防振ゴム構造図1(e)により、発停車時の水平方向の力を緩衝させている。この心ざら防振ゴムは内筒を接着したゴム筒を外筒内に圧入する形式のものも考えられるが、走行中の車体の上下動でゴムが抜け落ちる心配がある。それで今回は内、外筒接着形の筒形防振ゴムにしたので抜け落ちることはないと推定されたが、図11に示すようなせん断疲労試験を行なって確認した。せん断振幅は心ざらの最大可動すきまをとって±10mmに選んである。これはゴム厚が19mmであるから、±53%のひずみに相当する。一般に、せん断ひずみが0～40%のとき疲労寿命は 10^6 回、0～25%のとき 10^7 回といわれている⁽¹⁾ので、この振動疲労試験では長い疲労寿命を期待せず、破壊の仕方を知ること重点を置いた。疲労試験は実物と $\frac{1}{2.5}$ モデルの両方で行なわれた。実物の試験では、 2.6×10^6 回に内外筒の端部からゴムき裂が発生し、 5×10^6 回まで試験を続行するとき裂は進んで深さ約20mmになってゴム厚の中央部で交さして、ゴムき裂の深さは20mm以上大きくならなかった。一方、 $\frac{1}{2.5}$ モデルの試験でも実物と同様に 2.8×10^6 回でゴムき裂が発生し、その後 1×10^7 回まで試験を続行させたが、ゴムき裂はゴム厚の中央部に向かって進行し、ある深さではほぼ止まる傾向を示した。以上のことから、せん断振幅がある値以上大きくならない場合、内、外筒接着形の心ざら防振ゴムは、万一、ゴムき裂を生じてても一定値で止まり、心ざらの機能を果たせなくなる事態を引き起こさないことが確認された。

7 横動ストッパゴム

揺れまくら装置の左右への横動きを緩衝する目的でゴムストッパ図1(f)が台車わくと上揺れまくらまたは心ざらの間に入れられることが多い。このストッパの形状は荷重の増大につれ受圧面積が増加して、たわみの非線形性を期待できるように設計されている。しかし、実際にこのストッパだけの荷重-たわみ曲線は測定してみると図12に示すように、ゴム形状から推定されるよりも非線形性は少なく予想外に直線的であった。このときのゴムの変形状況を観察すると、圧縮の進行につれ、ゴムは内側の凹(おう)部に逃げることはほとんどなく、外径の増大によって体積変形を逃がっている。それで、ゴムの外側への張り出しを押えることを検討した。すなわち、ストッパの外側にゴムの外径 135ϕ よりも内径の大きい金属外筒を置いて、ゴムと外筒のすきまを調節してみた。この結果は図12に付記されているが、外筒内径の違いは荷重-

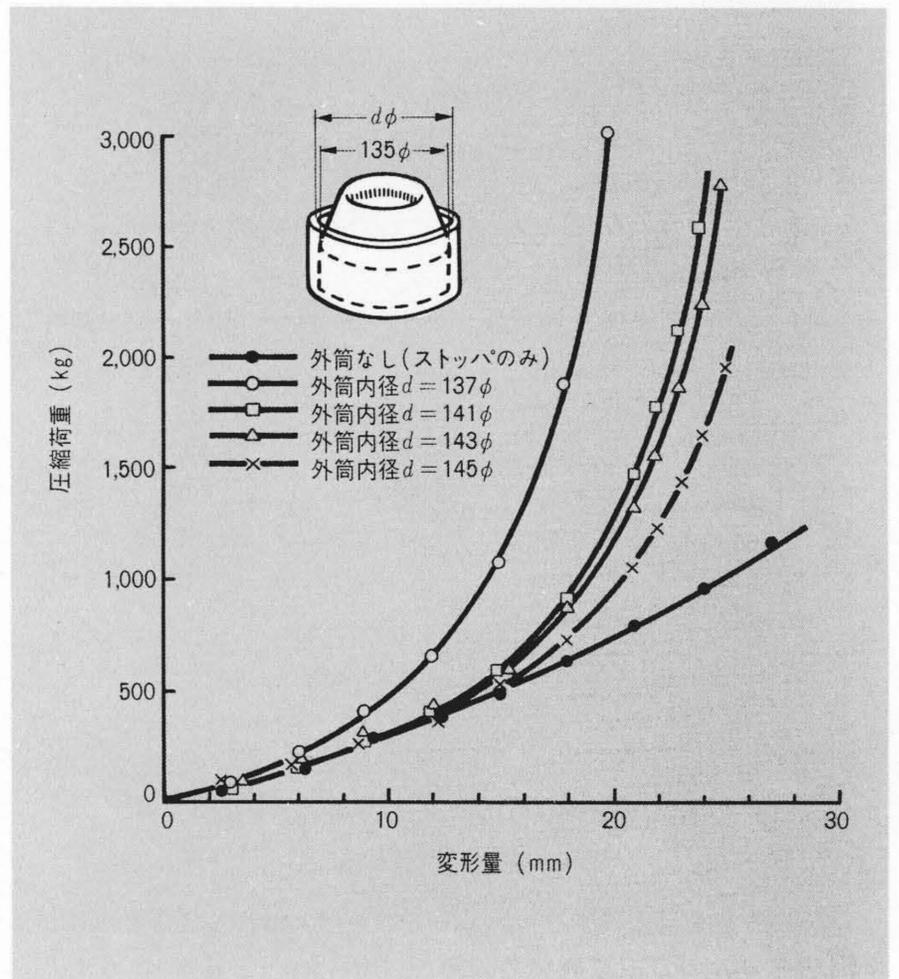


図12 ストッパゴムの圧縮荷重-たわみ曲線 ストッパゴムの圧縮荷重-たわみ曲線は予想外に直線的である。ストッパの外側にゴムの張り出しを押える金属外筒を取り付けて所期の非線形性が得られた。

Fig. 12 Compressive Load-Deformation Diagram of Rubber Cushion for Stopper

たわみ曲線に顕著に影響して、所期の非線形特性を得ることができた。

8 結 言

以上、電気機関車の台車に使用されているおもな防振ゴムについて実用時の振動条件を考慮に入れて検討した結果および一般的な防振ゴムの疲労特性について述べた。電気機関車用防振ゴムは過酷な使われ方をするうえ、寸法が大きく、耐候性、耐油性、高減衰合成ゴムの使用など技術的にむずかしいものがあつた。しかし、防振ゴムの形状、配合を適切に選べば、疲労寿命からみて従来の一般的な設計基準に従うものであることが確認された。また、これらの防振ゴムを組み込んだ電気機関車は、乗りごこち性、構造の簡略さ、軽量化、保守の容易さなどの点で歓迎され、国内、国外のさまざまな自然環境下で、現在、順調に走行している。さらに今後も日本国有鉄道、私鉄、車両メーカーのご指導の下で、実用条件に密着した防振ゴムの開発に努力して行きたいと考えている。

最後に、終始ご指導いただいた日立製作所水戸工場、日立電線株式会社電線工場関係各位に謝意を表す。

参考文献

- (1) 榎木、福田：機械学会誌、67、726 (昭39-5)
- (2) 松田ほか2名：ゴム協、36、791 (昭38-9)
- (3) 防振ゴム研究会編：防振ゴム、94 (昭38日本鉄道車輛工業会)
- (4) A.N.Gent：Rubber Chem. Technol、31、395 (1958)
- (5) 油井ほか3名：日立評論、48、474 (昭41-4)
- (6) 日本ゴム協会編：ゴム試験法、384 (昭38日本ゴム協会)
- (7) E.F.Göbell：Berchung und Gestaltung von Gummifedern、13 (1955)