678.4.074 : 621-752

防 振 ゴ ム の 設 計 法*

関 口 久 美**

On the Design of Rubber Vibration Isolators

by Hisayoshi SEKIGUCHI

The mechanical properties of rubber vibration isolators depend on the amplitude, frequency, temperature, inclination and mean stress, and have remarkable shape effect. When designing, not only such properties but also the kinds of rubber, the conditions of vulcanization, the influences of blending and coating of different rubbers as to the characteristics of materials have to be considered. Furthermore, the deformation of rubber under usual stress is not infinitesimal. The author has continued calculations and experiments in view of the theory of viscoplasto-elasticity advanced by Prof. Sawaragi and strength of materials. And now it becomes possible to calculate the apparent modulus and spring constant by the successive approximation method.

From such results a rational method to design rubber vibration isolators is contrived, considering terms above mentioned as much as possible. In this method using nomographs, design can be expedited with a high accuracy.

1. 緒 言

現今では防振ゴムは機械部品として広く使われている。この防振ゴムの設計法としては、製造工場がおの独自の方式を持っているようであるし、また既に公表されているものもある。これらの方法の中には手軽なものが多いようで、考慮に入れる条件が少なかったり、理論的な根拠によらず実験式を主としたり、静試験の結果をもとにして設計する不自然さがあつたりする。このことはゴムの動的特性が明らかでなかったことが大きな原因であるが、最近はいろいろな動特性がわかってきた。筆者は京都大学榎木義一教授提唱の粘塑弾性理論⁽¹⁾と材料力学的な考え方から、防振ゴムの動特性を調べてきた。それで今までに導いた計算式と実験結果を中心として、できるだけ多くの条件を考慮に入れ、計算図表を使うことにより簡単迅速化し、しかも間違いの少ない設計法をまとめてみた。

2. 設計をするに当り準備しておくべきゴムの特性

動特性としては複素弾性率 $E^* = E_1 + iE_2$ か、複素せん断弾性率 $G^* = G_1 + iG_2$ 、あるいは E^* の逆数である複素コンプライアンス $J^* = J_1 - iJ_2$ で表わすべき

である。 E_1 と G_1 の比を γ とおくとこれは形状係数 $S = (\text{断面積})/(\text{自由表面積})$ の関数として示される⁽²⁾。

また $L = E_2/E_1 = G_2/G_1$ を損率と呼んでいる。粘塑弾性理論によれば、正弦波応力 $\sigma = \sigma_m \sin \omega t$ がかかったとき (σ_m を応力振幅と呼ぶ) の J_1, J_2 は次のような式になる⁽³⁾。

$$\left. \begin{aligned} J_1 &= \frac{1}{E} + \int_0^\infty \frac{\nu}{\nu^2 + \omega^2} \Phi(\nu) d\nu \\ &\quad + \int_0^{\sigma_m} \varphi(s) \left(1 - \frac{s}{\sigma_m}\right) ds \\ J_2 &= \int_0^\infty \frac{\omega}{\nu^2 + \omega^2} \Phi(\nu) d\nu \\ &\quad + \frac{4}{\pi} \int_0^{\sigma_m} \varphi(s) \frac{s}{\sigma_m} \left(1 - \frac{s}{\sigma_m}\right) ds \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここでは ν は Voigt モデルの遅延周波数、 s は榎木モデルのすべり始める応力を示している。

この中で ν, s で積分する項は、周波数、振幅に関する依存性を示し、 $\Phi(\nu), \varphi(s)$ はそれぞれの特性関数で、周波数の影響は後に述べるようにして、 $E_1, E_2, L, \varphi(s)$ を基礎特性として、これらを種々の条件と σ_m による三次的な図で示すと第 1～4 図のようになる。また傾斜配置の傾き α は第 5 図のようにとった。このような変化を承知した上で受注者が準備しておくべき特性をあげてみる。

2.1 特性を求めるに当り基準とすべき条件 素練り、加硫温度、加硫時間などを考慮に入れた最適加硫

* 昭和 35 年 4 月 2 日 第 37 期通常総会講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和 34 年 11 月 25 日。

** 正員、姫路工業大学 (姫路市伊伝居 600)。

条件⁽⁴⁾で作ることにして、配合の違った幾種類ものゴムについて、

(1) 温度 θ , (2) 形状係数 S , これは第6図によって求めれば簡単, m は断面の縦横比, (3) 周波数 N , (4) 応力振幅 σ_m

を適当に決める. 後加硫をも考慮に入れば, 加硫成形後少なくとも10日以上を経た試料によるほうがよい. このようにして、

(5) ゴムと金具の接着部の $R=0$, (6) 平均応力 $\sigma_0=0$, (7) 傾斜角(ゴムの軸と水平面のなす角) α は

なるべく 90° (圧縮) または 0° (い

わゆるせん断)

に決めておく.

2.2 求めておくべき特性 (1)

$E^*=E_1+iE_2$ あるいは $G^*=G_1+iG_2$ と L , (2) 温度特性 $\theta \sim E_1$, $\theta \sim E_2$, $\theta \sim L$ の関係, (3) 振幅依存性の特性関数 $\sigma_m \cdot \varphi(s)$ 曲線, (4) 周波数特性, $\omega \cdot \Phi(\nu)$ 曲線.

これを求め難いことが多い. また周波数 N_a, N_b における E_1, E_2, L にはそれぞれ a, b の添字をつけて区別すると, $E_{1b}=E_{1a}+n \log_{10} N_b/N_a$, $E_{2b}=E_{2a}+n' \log_{10} N_b/N_a$, $L_b=L_a=n'' \log_{10} N_b/N_a$ と置き得るので, n, n', n'' ⁽⁵⁾ を周波数に関する特性値と考えることができ, この $n \log_{10} \times N_b/N_a$ などは第7図によって簡単に求められる.

以上の諸特性は配合によって違うから, できるだけ多くの配合について準備しておく.

3. 知っておくべき使用条件

(1) 取付ける機械とその部分の名称, できれば必要な図面.

(2) ゴムまわりのふん囲気 これは油その他の薬品のかかるおそれや, 日光によるオゾンき裂の可能性で, これらによりゴムの材質が変わってくる.

(3) 常用時のゴム近傍の温度.

(4) 1個(1組)のゴムがささえる荷重, 重心位置, ゴムの取付位置と慣性モーメント.

(5) ゴムの傾斜角 指定されていないと非連成支持条件より決めることもあるが, 実際には6自由度の共振振動数をできるだけ接近させ, 理想的には同一周波数に集めるよう傾斜角を決めて, その振動数に対し

第 1 図

第 2 図

第 3 図

て防振効果をあげるようにする。

(6) 予想される加振力の大きさ (3 軸方向) と作用点およびトルク。

(7) 加振力の周波数。

(8) 共振時における許容振幅。

(9) 希望寸度, 断面, 長さの制限, あるいは機械の許容高さ, 張出し。

などを設計にあたり知っておきたい。一般にこれらの条件が全部そろっていることはほとんどなく, たいてい何か欠けている。普通欠けやすいものは (6), (8) である。設計する立場からいって最もたいせつなものは (4), (6), (7) で, これについて (5), (8),

(9) も欠かせたくない条件である。

4. 形式とゴムの種類

接着, 非接着いずれの形式も使われているけれど, 前者は 1 個で圧縮, せん断, 曲げ, ねじりなどに使うことができ, 接着の技術も信頼度が高くなってきたので, 接着形が広く使われるようになってきた。しかし後者も単価が安いのでかなり使われている。両者の動特性を比較すると,

(1) E_1 , E_2 , L とともに非接着形のほうが大きい。

(2) 平均応力によるばね定数の補正をすると, 非接着形はあまりよく合わない。

(3) 非接着形を組合わせたものは, 使用中にも締付量を変えてばね定数を加減できる。

など, それぞれ長短があるけれど, 一般に幾種類もの方向に使える接着形のほうが便利である。また固有振動数を下げたり, 上下方向と横方向のばね定数の比を望む値にとったりするために, 傾斜配置, その他の複合形にすることも少なくない。

ついでゴムの種類を決めるときに考慮することは

(1) 油, アルコール, 石油その他の耐薬品性が要求されるか否か。

(2) 日光によるオゾンき裂の心配があるか。

(3) 使用時の温度。

などである。機械的性質からいえば天然ゴムが最も無難であるけれど, ロットごとの差が大きいことが欠点である。耐油性が要求されるときには天然ゴムにネオプレンかハイカーをコーティングすると有効であるし, E_1 の割に大きな L が要求されるときにはブレンドしたゴムを使うと都合であるが, これは耐油性があまりよくない。

5. ゴムの配合の決定

さきにも図示したように, ゴムの E_1 , E_2 はいろいろな条件によって大きく変り, L はあまり変化しないから, L によって配合を決めるのが妥当であると考えられる。

第 4 図

第 5 図

(a)

(b)

第 6 図

5.1 防振ゴムに要求される特性 加振力の周波数から固有振動数 N_n のおきどころを決める。外力の周波数と N_n の円振動数の比 ω/ω_n を3より大きくするのが振動学からみたいちおうの常識であるが、圧縮形では N_n を500 cpm 以下にとると設計がむづかしく、せん断形か傾斜配置にする必要がある。さらに N_n が小さいと一般に断面積が小さく長いものになるため、平均応力 σ_0 、応力振幅 σ_m が大きくなるし、 G_1 、 E_1 の小さいやわらかいゴムを使えば L や内部摩擦 $c\omega$ が小さくなり、振幅が大きくなるのみならず、静ひずみも大きくなることが多い。それで ω/ω_n が3以下であることも多い。

第 7 図

第 8 図

防振ゴムに要求される特性はばね定数、ゴムのささえる質量をそれぞれ k 、 m とすれば

(1) 荷重と固有振動数より

$$k = m\omega_n^2$$

(2) 加振力 P_0 と共振振幅 $x_{\max}$ より

$$c\omega = P_0/\omega_n x_{\max}$$

(3) k 、 $c\omega$ より

$$L = c\omega/k$$

となる。加振力の周波数が大きな幅を持っているときは、その周波数範囲の下限において ω/ω_n が $\sqrt{2}$ より大きくなるように N_n を決めるが、どうしてもやむを得ないとき、たとえば小形車両の発動機架などにおいては、アイドル運転の少し上のように実際上あまり使わなかったり、もし共振を起しても大きな事故を起さないところに持ってゆくべきである。

5.2 配合の決定 設計条件として与えられた N_n 、 θ における L が 5.1 で求めた値になるべく近い配合のゴムを使用する。加振力や共振時の許容振幅が与えられていないと L は決らないのであるが、 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$

第 9 図

第 10 図

の状態で使われるなら一般に L の小さい配合を使ったほうが防振効果も大きく、発熱量も少ない。 $\omega/\omega_n < \sqrt{2}$ でも使われるものなら、共振振幅を押さえるため、 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ での防振効果を少々犠牲にしても L の大きなものがよい。

6. 設計の前計算

設計にはいる前に、特性の換算や性能に関する予備計算が必要である。

6.1 特性の換算 準備されたゴムの特性が設計しようとしているときに近い条件で求められたものなら換算するに及ばないが、一般に使用条件におけるものに換算しておく（この中のいくつかは後の設計計算のときに行なってもよい）。

考慮すべきことは

(1) 温度 θ の補正

(2) 周波数の補正

(3) 振幅依存性の補正 σ_m が小さいときにはこの影響が大きい。 σ_m が 0.7 kg/cm^2 以上になると $\varphi(s)$ の値もかなり小さくなり、 σ_m の値が少々変わっても特性はあまり変らない。設計の初めに与えられる条件によって σ_m がほぼわかれば直ちに補正できるが、そうでないときにはおよその見当をつけて補正し、設計してみても大きく違っておればもう一度計算をし直す。 E_1 が決まれば第 8 図の棒図表により G_1 に直しておく。

6.2 前計算 傾斜角 α の決定は取付部の都合と機械力学の問題で、ゴムの本質的なことではないから、ここではいちおう決まっているとして扱う。

a. $\alpha = 90^\circ$ (圧縮形) のとき 所要の k とゴムの G_1 が与えられると $k/3G_1$ または k/G_1 がわかるから

l か A (円柱なら半径 r , 角柱なら一辺 a と断面の縦横比 m) のいずれかを与えて形をきめる。ゴムの S と $E_1/3G_1$ の関係式⁽²⁾は

$$\left. \begin{aligned} E_1/3G_1 &= 1 + 1.98S^2 - 1.15S^3 \quad (\text{円柱}) \\ E_1/3G_1 &= 1 - 0.39S + 4.39S^2 - 2.90S^3 \quad (\text{角柱}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (3)$$

ここで断面の周 $= \bar{R}$ とすると $S = A/\bar{R}l$ であるから (2) 式は

$$\left. \begin{aligned} \frac{k}{3G_1} &= \frac{A}{l} \left\{ 1 + \frac{1.98}{\bar{R}^2} \left(\frac{A}{l} \right)^2 - \frac{1.15}{\bar{R}^3} \left(\frac{A}{l} \right)^3 \right\} \quad (\text{円柱}) \\ \frac{k}{3G_1} &= \frac{A}{l} \left\{ 1 - \frac{0.39}{\bar{R}} \left(\frac{A}{l} \right) + \frac{4.39}{\bar{R}^2} \left(\frac{A}{l} \right)^2 - \frac{2.90}{\bar{R}^3} \left(\frac{A}{l} \right)^3 \right\} \quad (\text{角柱}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (4)$$

ここで $k/3G_1$ をパラメータと考えると $\bar{R} \sim A/l$ の関係を示す曲線群ができる。それでこの一群と、円柱形では l をパラメータとしたその l, r より決まる $\bar{R} \sim A/l$ の曲線群を同時に記入したものが第 9 図である。これを使い $k/3G_1$ と l または $\bar{R}$ を与えて他の一方を決めたり、 $\bar{R}$ や l を与えて $k/3G_1$ を求めることができる。角柱形ではパラメータとして l の代りに $m/4l(1+m)^2$ をとると第 10 図のようになって、断面の形を決める要素として m が増えるが、全く同様にして防振ゴムの形を決めることができる。共線図表にすると第 11 図 (a), (b) のようになり、これを使って l, r, a, m などを与えて k/G_1 をみる。この場合第 5 図 (a), (b) により S を求め、第 6 図によって γ を求めておいて k/G_1 が求める値になるように上記の値を決めればよい。以上のようにして求めた諸元は $\sigma_0 = 0$ において所要の

第 11 図

k になるもので、実際は $\sigma_0=0$ ではないから以上の諸元の防振ゴムの使用におけるばね定数を漸近近似計算法⁽²⁾によって求めると k' が得られる。実際に与えら

れた平均応力で k になるためには、 $\sigma_0=0$ のときにとるべきばね定数を $\bar{k}$ とすると近似的に

$$k : k' \doteq \bar{k} : k$$

とおくことにする。

$$\bar{k} = k^2/k' \dots\dots\dots(5)$$

となる。上記の漸近近似計算についてさきに報告したのは円柱形に関するもので、変形後のゴムの形を回転半だ円において計算した。その結果出てきた式を使うと実験値とよく合うが、その計算は簡便とはいえない。それで概略の計算ではあるが、実用上十分な精度(変形約12%でさきの計算式によるより約1%小さくなる)を持つ簡便法をのべる。

せん断弾性率 G_1 , 長さ l_0 , 半径 r_0 (角形の断面は $a_0 \times m a_0$), 平均応力 W/A_0 とする。求めるばね定数を任意 ($0, \infty$ ではない) に k_0 とおく。

- 1) 変形 $\delta_1 = W/k_0$ $\therefore$ 長さは $l_1 = l_0 - \delta_1$
- 2) ゴムは非圧縮性とし、変形後は一様断面で太くなり $r_0 \rightarrow r_1$, $a_0 \rightarrow a_1$ になったとする。 $r_0^2 l_0 = r_1^2 l_1$, $m a_0^2 \times l_0 = m a_1^2 l_1$. それで第12図によって r_1 , a_1 が求まる。それで自由表面積 F を計算し、断面積としては

第 12 図

第 13 図

角柱形の $(k/G_1)_2$

第 14 図

元の A_0 を使って形状係数 S_1 が求まる。

3) 第 8 図によって S_1 から γ が決まり、 $(E_1)_1$ といふばね定数は $k_1 = (E_1)_1 A_0 / l_1$ となる。

4) k_1 を元にして 1)~3) の計算を繰返して k_2 、以後同様に $k_3 \cdots k_n$ と 4, 5 回繰返せば k のみならず、他の数値も振動しながら収束してゆく。

角柱形では変形しても m の値は変わらないとして a の値を求めればよい。

b. $\alpha = 0^\circ$ (せん断形) のとき $\alpha = 90^\circ$ のときと同様に所要の $(k/G_1)_2$ を求めておく。この場合も l または断面の一方が与えられていると、他の一つをかりに適当にとれば、 S について r が決まる。それでせん断の $(k/G_1)_2$ を求める共線図表第 13 図 (円柱形)、第 14 図 (角柱形) を使い、求める $(k/G_1)_2$ になるように

角柱形

第 15 図

円柱形

第 16 図

諸元を決める。この際に、変形はせん断と曲げによるものの和と考えずすべてせん断によるとみなしたときの見掛けのせん断弾性率 $G_{ap}^{(6)}$ を第 15 図によって求め、これを使い第 16 図から k/G_{ap} を求めればよい。

c. ある傾き α のとき 傾斜角を添字で示すと

$$k_\alpha = k_0 + (k_{90} - k_0) \frac{k_\alpha - k_0}{k_{90} - k_0},$$

$$\therefore \frac{k_\alpha}{k_{90}} = \frac{k_0}{k_{90}} + \frac{k_{90} - k_0}{k_{90}} \frac{k_\alpha - k_0}{k_{90} - k_0} \dots \dots \dots (6)$$

この式の k_0/k_{90} と $(k_{90} - k_0)/k_{90}$ の値は円柱、角柱いづれでも、また S, l の値が変わってもそれぞれほぼ一定の値 0.2, 0.8 に近い値になる。また $\alpha \sim (k_\alpha - k_0) / (k_{90} - k_0)$ の関係も断面の形、 S, l の値を問わず第 17 図の曲線のようにになる。それで $k_0/k_{90} = 0.2, (k_{90} - k_0) / k_{90} = 0.8$ とし、 k_α/k_{90} を求める⁽⁷⁾ ことにより、 $\sigma_0 = 0$ において、 α の傾きで k_α のゴムを圧縮で使ったときのばね定数がわかり、a. にて述べたようにすればその防振ゴムの諸元が求まる。この諸元と荷重 W から、実際に使っているときのばね定数 k' を算出できる。ここで k_0/k_{90} が 0.2 より大きく離れておれば、その k_0/k_{90} を基にして上記の計算をもう一度行なえばだいたい 1 回めと同じ値になる。これを使い a. と同様にして

$$k_{90} : k' = \overline{k_{90}} : (k_\alpha)_{\text{所要}}$$

$$\therefore \overline{k_{90}} = k_{90} \times (k_\alpha)_{\text{所要}} / k' \dots \dots \dots (7)$$

が圧縮形、 $\sigma_0 = 0$ のときのばね定数になるように設計すれば、与えられた使用条件で望むばね定数になっている。

7. 設 計

以上のようにして $\bar{k}$ が与えられると、6 章における概算の諸元より σ_m が推定できる。それで補正された

第 17 図

データを使って設計をする。通常ゴムと金具の接着部には R がつけてある。これによるばね定数の補正に関する計算式はすでに報告したとおりで、これに関しては一例として $R=2\text{ mm}$ にとり、 l をパラメータとし S と $k_R/k_{R=0}$ の関係を図示すると第18図のようになり、このような線図を作っておくと便利である。これより R による k の増加を見込み

$$\bar{k}' = \bar{k} \times (k_{R=0})/k_R \cdots \cdots (8)$$

になるように設計する。

7.1 l が先に与えられたとき 圧縮またはせん断形にしたときの所要のばね定数 $\bar{k}'$ と G_1 より、 $\bar{k}'/3G_1$ または $\bar{k}'/3G_1$ を求め第9図か第10図の曲線群か第11図、第13図、第14図の共線図表によって形を決める。

7.2 見掛けの許容応力(断面)から求めるとき W と $\bar{k}' \times x_{\max}$ より

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_m = W/A + \bar{k}' x_{\max}/A \cdots \cdots (9)$$

が許容値以下になるように A を決める。角柱形のときは a と同時に m も決める。この場合注意すべきことは

(1) 角形のせん断ばね定数を考えるとき、その最大と最小の値は二つの対称軸方向にみられるが、この比は m によって変えようとしても、あまり大きくは変えられない。 m をパラメータとして S と $k_{\max}/k_{\min}$ の関係を示したのが第19図である。

(2) 許容応力であるが、ゴムが応力により切れた

り折れたりすることはめったになく、事故は接着部がはずれることである。静的引張試験を行なえば $70 \sim 80\text{ kg/cm}^2$ の強度を得ても、実際に機械に取付けて振動を繰返していると、もっとはるかに低い応力で接着がはずれる。これはゴム工場の技術によって差があるが、だいたい(9)式の σ が 10 kg/cm^2 以下、もし可能なら 8 kg/cm^2 以下に止めたい。またせん断応力

$$\tau = \tau_0 + \tau_m \cdots \cdots (10)$$

を考えるとときには、 $\tau \leq 2\text{ kg/cm}^2$ にとるようにしたい。

以上のようにして断面が決まれば、前計算で述べたように、曲線群か共線図表によって設計する。この許容応力をどのくらいにとるかということが安全率をどのくらいにとるかということになる。

7.3 既成の形の使用 数多くのモールドがあると、その中の適当なものを選んで配合を決めれば直ぐにまに合うし、生産原価も安くなる。この場合できてくる製品の l , A , R は決まっていて、ばね定数が希望の値になるように G_1 の値を決めればよい。

a. 圧縮またはせん断形 第9, 10, 11, 13, 14図などによって、その形で作られたゴムの k/G_1 , $k/3G_1$ を求めると G_1 が決まる。この防振ゴムに対して、いま考えている荷重 W に対する漸近近似計算法を適用して k' が求まる。それで W の荷重を受けて k になるためには、荷重がかかっていないときのばね定数として(5)式と同じく

$$\bar{k} = k^2/k'$$

になればよく、そのように G_1 を決めて配合を選ぶ。

第 18 図

第 19 図

G_1 あるいは E_1 が同じでも $c\omega$ すなわち L の値は配合によって大きく違うものであるから、既存の形を利用するときには、共振振動数、共振振幅の 2 者を同時に満足させることは一般にむずかしい。

b. 傾斜配置の場合 6・2c と全く同様にして圧縮、 $\sigma_0=0$ にてとるべきばね定数 $\bar{k}'$ を計算し、7・3 a と同様にして所要の G_1 を求めて配合を決める。

7・4 たわんで所要の傾斜角になるようにする場合
まずたわまずして所要の α で所要のばね定数になる防振ゴムの形を求める。これを W でひずませたときのばね定数を k_1 とすると、 $\alpha+\Delta\alpha$ の傾きで配置し、 W の荷重がかかって α となり、 k_α のばね定数になるためには、 $\sigma_0=0$ 、 $\alpha+\Delta\alpha$ で

$$k_{\alpha+\Delta\alpha}=k_\alpha^2/k' \dots\dots\dots (11)$$

のばね定数を持ち、この $\Delta\alpha$ は α に傾斜配置して漸近近似計算をしたときの α の変化量と等しくとって誤差はわずかで、実用上十分である。

8. 性能計算

以上のようにして設計したときの諸数値には一般に端下がついている。しかしゴムの収縮を考えると、端下をつけたまま形を作っても無意味で、四捨五入したり切捨てたりする。それで実際に作ろうとする数値を使って性能計算をする。ここで確認しておくべきことは

- (1) E_1 , k つまり固有振動数
- (2) E_2 , $c\omega$ つまり共振振幅
- (3) 最大応力 $\sigma_{\max}=\sigma_0+\sigma_m$, $\tau_{\max}=\tau_0+\tau_m$ などである。

9. 設計例

9.1 設計例 I

1. ゴムまわりのふんい気：時々油がかかる
2. ゴム近傍の温度：室温
3. 2 個当りの荷重：80 kg
4. 傾 斜 角：90° (圧縮形)
5. 加振力の大きさ：0.5 kg×2
6. 加振力の周波数：3000 cpm
7. 共振時の許容振幅：0.2 mm
8. 希 望 寸 度：特になし(円形断面)

以上の使用条件として設計する。

- (1) 厚さ 1 mm のネオプレンを被覆した天然ゴム。
- (2) 35°C にて求めたデータを基にする。
- (3) $\omega/\omega_n=2.5$ とする。 $\omega_n=125.7$ rad/s
 $\therefore k=m\omega_n^2=645$ kg/cm

- (4) 振幅の目標は安全率をみこんで 0.15 mm をとる。

$$c\omega=P_0/x_{\max}=0.5/0.015=33.3 \text{ kg/cm}$$

$$\therefore L=c\omega/k=33.3/645=0.0517$$

第 1 表

R.S.S. No. 3	100
い お う	2.5
亜 鉛 華	10
ステアリン酸	1.5
老化防止剤 D	1
カーボンブラック(三池)	35
軽 炭	30
バインター	5
促進剤 C.Z.	0.7
スピンドル油	3
合 計	188.7

この L に近い配合

で特性のわかって

いるのは第 1 表の

もので、その特性

は、35°C、丸形、

$S=0.333$, $\sigma_0=0$,

$\sigma_m=1$ kg/cm²,

$N=1000$ cpm で

$E_1=41.5$ kg/cm²,

$L=0.048$, $n=5$

kg/cm² である。

- a. 前計算 $\sigma_0=4$ kg/cm² に押えると $A=10$ cm²,
 $r=1.782=1.8$ cm $\therefore \sigma_m=kx_{\max}/A=0.95$ kg/cm²
 となる。 n より周波数の補正をする

$$E_1=41.5+5 \log_{10} 1.2=41.5+0.4=41.9 \text{ kg/cm}^2$$

$$\therefore G_1=41.9/3.56=11.76 \text{ kg/cm}^2$$

これより $k/3G_1=645/11.76 \times 3=18.3$ cm, また $\bar{R}=10.8$ cm であるから第 8 図より、 $l=0.92$ cm。

- b. 漸近近似計算 $l=0.92$ cm, $r=1.8$ cm, $W=40$ kg として、 $k_0=770$ kg/cm とおいてみる。 $k_0=770$ kg/cm。

$$\delta_1=0.052 \text{ cm}, l_1=0.868 \text{ cm}, A_1=10.79 \text{ cm}^2,$$

$$r_1=1.851 \text{ cm}, S_1=1.067, \gamma_1=5.595, \therefore (E_1)_1=65.8 \text{ kg/cm}^2, \therefore k_1=772 \text{ kg/cm}.$$

$k_1=772$ kg/cm よりもう 1 回繰返すと $k_2=771.5$ kg/cm となり、これを最終値とみなす。

- c. 設 計 $\bar{k}=540$ kg/cm を得る。これより

$$k/3G_1=540/3 \times 11.76=15.3 \text{ cm},$$

また $\bar{R}=10.8$ cm であるから $l=1.065 \approx 1.05$ cm となる。

- d. 性能計算 $r=1.8$ cm, $A=10.18$ cm², $l=1.05$ cm とする。

$k_0=650$ kg/cm とおいて漸近近似計算(簡便法)を行なうと

$$\delta_1=0.0615 \text{ cm}, l_1 \approx 0.988 \text{ cm}, A_1=10.805 \text{ cm}^2,$$

$$\therefore r_1=1.856 \text{ cm}, \therefore S_1=0.94$$

$$(E_1)_1=11.76 \times 5.35=63.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\therefore k_1=651 \text{ kg/cm}$$

これを最終値と考えると

$$\omega_n=126.2 \text{ rad/s}$$

$$\therefore N_n=1205 \text{ cpm}$$

また

第 2 表

ネ オ プ レ ン GN-A	100
珪 鉛 華	5
かせいマグネシヤ	4
カーボンブラック (micronex)	12
老 化 防 止 剤	1
Dutrex 6	15
黒 フ ァ ク チ ス	5
ス テ ア リ ン 酸	1
合 計	143
JIS か た さ	40
加 硫 条 件	142°C 40 min

$$c\omega = k \cdot L = 33.66 \text{ kg/cm}$$

$$\therefore x_{\max} = 0.0148 \text{ cm} = 0.148 \text{ mm}$$

応力は

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_m = 3.93 + 0.883 = 4.813 \text{ kg/cm}^2.$$

以上の性能は所要のものになるはずのものであることがわかる。この防振ゴムは油がかかるおそれがあるので、第2表に示すようなネオプレンを1mmの厚さでコーティングしたものとする。

e. 試作、動試験の結果 上記のとりの寸度、配合で試作し、与えられた条件で動試験を行なったところ、

$$N_n = 1214 \text{ cpm}$$

$$x_{\max} = 0.16 \text{ mm}$$

となった。これは十分よい精度をもって所要の特性を示しているとみられる。

9.2 設計例 II 以上のようにして設計できるが、その精度をみるために、設計計算の過程は省略するが、与えられた使用条件に対して、圧縮、せん断、 $\alpha = 60^\circ$ と三つの場合について設計、試作、動試験を行ない、性能計算の結果と動試験とを比較してみた。

a. 所要の特性 1. 2個当りの荷重: 50 kg, 2. 加振力: $0.35 \text{ kg} \times 2$, 3. 加振力の周波数: 1600 cpm, 4. 共振許容振幅: 0.7 mm として設計する。円形断面, $\omega/\omega_n = 2.5$ とし $\alpha = 90^\circ, 0^\circ, 60^\circ$ とおいて、圧縮形は $l = 2 \text{ cm}$, 他の2者は $l = 1.5 \text{ cm}$ にとりてみた。これに使用した配合の特性は 35°C , 1000 cpm, $\sigma_0 = 0$, $\sigma_m = 0.8 \text{ kg/cm}^2$, $S = 0.333$ において, $G_1 = 853 \text{ kg/cm}^2$, $L = 0.05 \pm 0.005$, $n = 4.2 \text{ kg/cm}^2$, $\varphi(s)$ はほとんど零の特性を持っている。

b. 圧縮形 ($\alpha = 90^\circ$) 寸度は $2.9 \text{ cm}^\phi \times 2 \text{ cm}$

性能計算値 実験値

$$N_n = 640 \text{ cpm} \quad 660 \text{ cpm}$$

$$k = 114 \text{ kg/cm} \quad 122.7 \text{ kg/cm}$$

$$x_{\max} = 0.62 \text{ mm} \quad 0.56 \text{ mm}$$

$$L = 0.05$$

$$0.0523$$

c. せん断形 ($\alpha = 0^\circ$) 寸度 $5.8 \text{ cm}^\phi \times 1.5 \text{ cm}$

性能計算値 実験値

$$N_n = 640 \text{ cpm} \quad 590 \text{ cpm}$$

$$k = 114 \text{ kg/cm} \quad 98 \text{ kg/cm}$$

$$x_{\max} = 0.62 \text{ mm} \quad 0.625 \text{ mm}$$

$$L = 0.05 \quad 0.05$$

d. $\alpha = 60^\circ$ 寸度 $2.7 \text{ cm}^\phi \times 1.5 \text{ cm}$

性能計算値 実験値

$$N_n = 645 \text{ cpm} \quad 620 \text{ cpm}$$

$$k = 116 \text{ kg/cm}^2 \quad 108 \text{ kg/cm}$$

$$x_{\max} = 0.61 \text{ mm} \quad 0.59 \text{ mm}$$

$$L = 0.05 \quad 0.0554$$

を得た。多少のばらつきはあるけれど、この結果の程度であれば非常によい精度を持っているといえる。

10. 結 言

以上に述べてきた設計法は、(1)振幅依存性、(2)周波数依存性、(3)形状効果、(4)温度特性、(5)傾斜角の影響を基にし、さらに(6)加硫時およびその前後の処理の影響、(7)ブレンドやコーティングの効果をもあわせて考慮したものである。その上に、形を決定するときに、平均応力によるひずみに基づく特性の変化を前計算で補正するのであるが、共線図表を使い、設計に要する時間も大きく短縮することができた。実際に設計、試作、動試験を行なってみてよい精度を持っていることがわかった。

本研究は文部省科学試験研究補助金を受けて行なったものである。

また、いろいろとご指導賜わった京都大学 榎木義一教授に厚くお礼申し上げますとともに、試作、動試験に積極的に協力していただいた東洋ゴム工業会社、六菱ゴム会社、日輪ゴム工業会社に深い謝意を表明する次第である。

文 献

- (1) 榎木, 得丸, 菅井, 機械学会誌, **56**, 418 (昭28), 807; 榎木, 得丸, 機械学会論文集, **20**, 91 (昭29), 226. など.
- (2) 関口, 西村, 沢田, 機械学会論文集, **24**, 139 (昭33), 205.
- (3) (1) および西原, 関口, 小寺沢, 機械学会論文集, **22**, 119 (昭31), 497.
- (4) 関口, 西村, 中前, 尾形, 機械学会論文集, **23**, 135 (昭32), 833; 関口, 西村, 高橋, 機械学会論文集, **25**, 151 (昭34), 241.
- (5) H. Sekiguchi & M. Nishimura, *Proc. 6th Japan Nat. Congr. Appl. Mech.*, 1956 (1957), 559.
- (6) 関口, 機械学会論文集, **26**, 164 (昭35-4), 605.
- (7) 関口, 機械学会論文集, **23**, 127 (昭32), 214.

討

〔質問〕 (1) 防振ゴムの設計上細かく指定しても、製作上どの程度の精度で性能がそろったものができるか。

(2) 多自由度系で振動数が多くある場合にどのように設計するか。 (谷口 修)

〔回答〕 (1) 普通防振ゴムのばね定数の精度は±10%あるいはそれ以上の誤差を持っているといわれている。この原因として考えられることは

(a) ゴムには非常に顕著なレラクゼーションが見られるし、変形に対しても非線形性は少なくない、これを換言すると、特性を調べるときの基準とする時間すなわち周波数とひずみによって弾性率が大きく変化する。

(b) ゴムの特性はその配合のみならず、その加硫条件すなわち加硫の温度、時間や加硫前の素練り、加硫が終わってからの後に加硫の影響が大きくきいてくる (答1)。

(c) 静試験によって求めた特性を用いて設計をすること。

等があげられる。それでこれらによる任意性を許さないように実験条件を定め必要な特性を調べておく必要がある。このような目的から本論文に詳述したようないろいろな条件を指定した。筆者の述べたようにすると製造上の誤差はばね定数で±3%以下に収まると考えられ、もしこれ以上の誤差があれば加硫条件等を再検討してみる必要がある。ただし、この加硫条件というか、加硫法には会社によってそれぞれ多少の個癖があるものである。

(2) 最も簡単に取扱うには、これらの自由度の中加振力の周波数の最も低いものに対して防振効果をあげるように設計すればたいいの振動は防げるが、もう少ししていねいに扱うには次のようにする。まず防振ゴムの形状、ばね定数を適当に仮定して、これを取付ける角度を圧縮からせん断まで変えると並進、回転各3、合計6自由度に対する固有振動数が各傾斜角ごとに計算される。そのうちどれか一つの自由度における固有振動数で割った無次元量としてこれを縦軸に、傾

論

斜角 α を横軸とした曲線群を作り、6本の曲線あるいは最も避けたい方向の振動数が接近する傾斜角になるようにして、多くの方向の振動を防ぐように設計するのが妥当である。

〔質問〕 (1) 複素弾性率の E_1 , E_2 は、あるいはその比は加硫度とかゴムの質とかによってきまってくるものと思うが、それらを簡単にはかるにはどのような方法があるか。

(2) 取付け角 α により損失係数はどのように変るか。 (長沢重夫)

〔回答〕 (1) 静試験によっては減衰係数、つまり E_2 が求められない。それで複素弾性率といえば当然動試験によらなければならない。動試験を大きく分類すれば

- 1. 自由振動
- 2. 強制振動 (a. 非共振法, b. 共振法)

に区別される。1. は自由減衰振動の波形をオシログラフに記録し、その周期と減衰する振幅によりばね定数と対数減衰率を求め、これより $c\omega$ を求める (答2)。

2a. は普通写真かオシログラフにより履歴曲線を記録し、その骨の傾きやループの面積を測定して $k, c\omega$ を求めるもので、この方法は広く使われている。2b. も同様の方法があるが、次のようにするのが簡単である。振幅を読取り顕微鏡かUゲージ法による抵抗線ひずみ計とペン書きオシログラフで監視して、最大振幅を示したときの振動数と振幅より

$$k = m\omega_n^2, \quad c\omega = P_0/x_{\max}$$

の2式によって求めるのが最も簡単かと思う。

E_1 に相当する E を静試験によって求めると、その後で、静動比で動特性に換算せねばならず、これは精度の悪くなる大きな原因と判断される。

(2) α によっては変らない。第3図を見ていただければわかるように、配合とか加硫時の条件、温度等によっては大きく変るけれど、その他の使用条件によってはほとんど変らない。このことが設計初期の配合を決定するのに L を利用する根拠となっている。

(答1) 関口, 機械学会論文集, 23, 127 (昭 32-3), 214; 同 25, 151 (昭 34-3), 241; 日本ゴム協会誌, 33, 61 (昭 35), 31等を参照。

(答2) 関口, 機械学会論文集, 24, 147 (昭 33-11), 947。