

ワイヤスプリング・リレーの振動特性

Vibration Characteristics of Wire Spring Relay

西 口 薫* 飯 島 一 憲*
Kaoru Nishiguchi Kazunori Iijima

内 容 梗 概

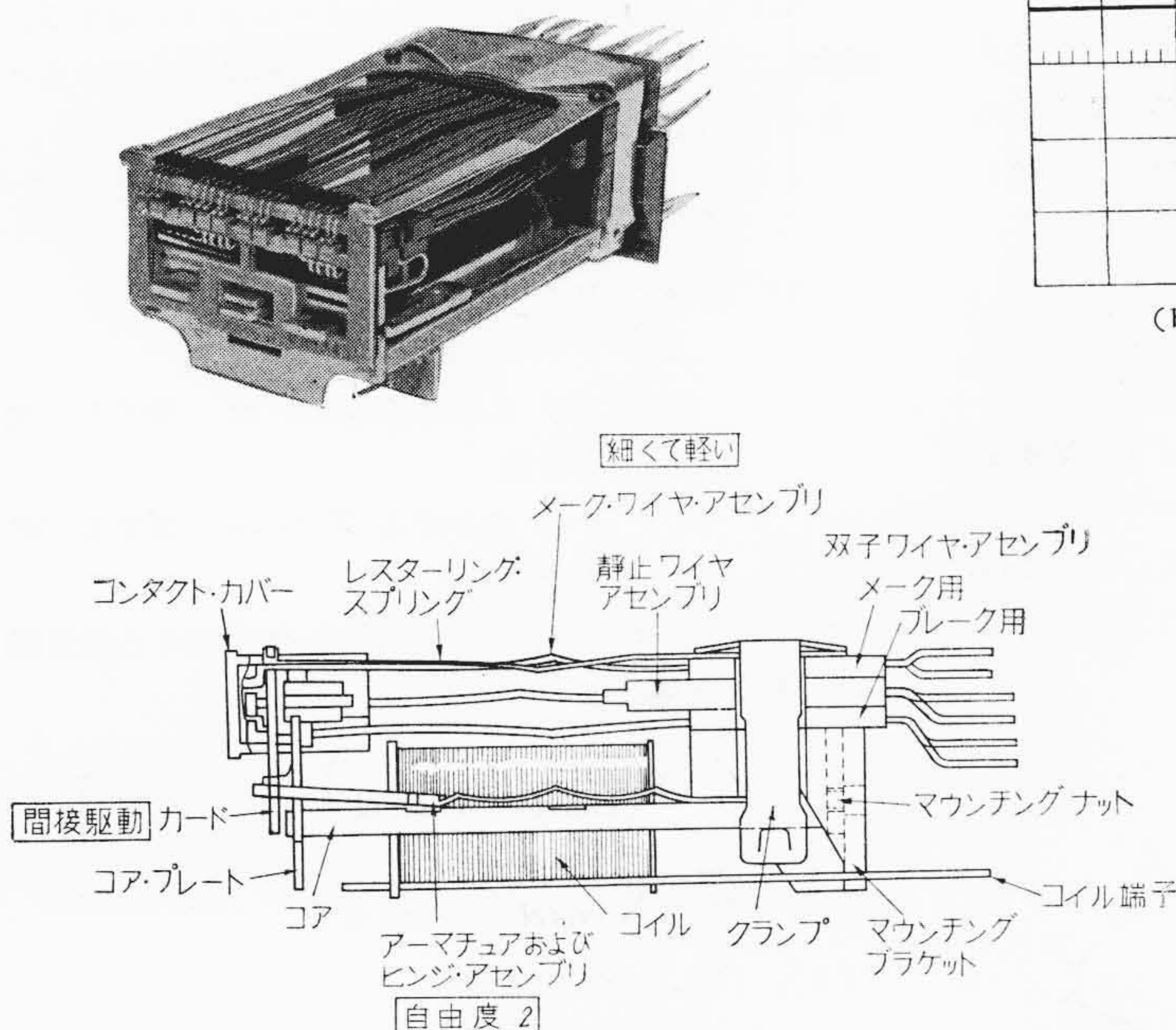
リレーの寿命は、接点の寿命により決定される場合が多く、特に長寿命が要求されるワイヤスプリング・リレーのこれに関連した諸部分の振動として、主に接点スプリングの振動と、アーマチュアのはね返り振動がある。前者はスライドに起因した機械的摩耗を、後者はチャッタに起因した電氣的腐蝕を促進する。

本報告では、これらの振動の解析および測定結果を求め、ワイヤスプリング・リレーの振動特性の要点を把握し設計の一助とする。

1. 緒 言

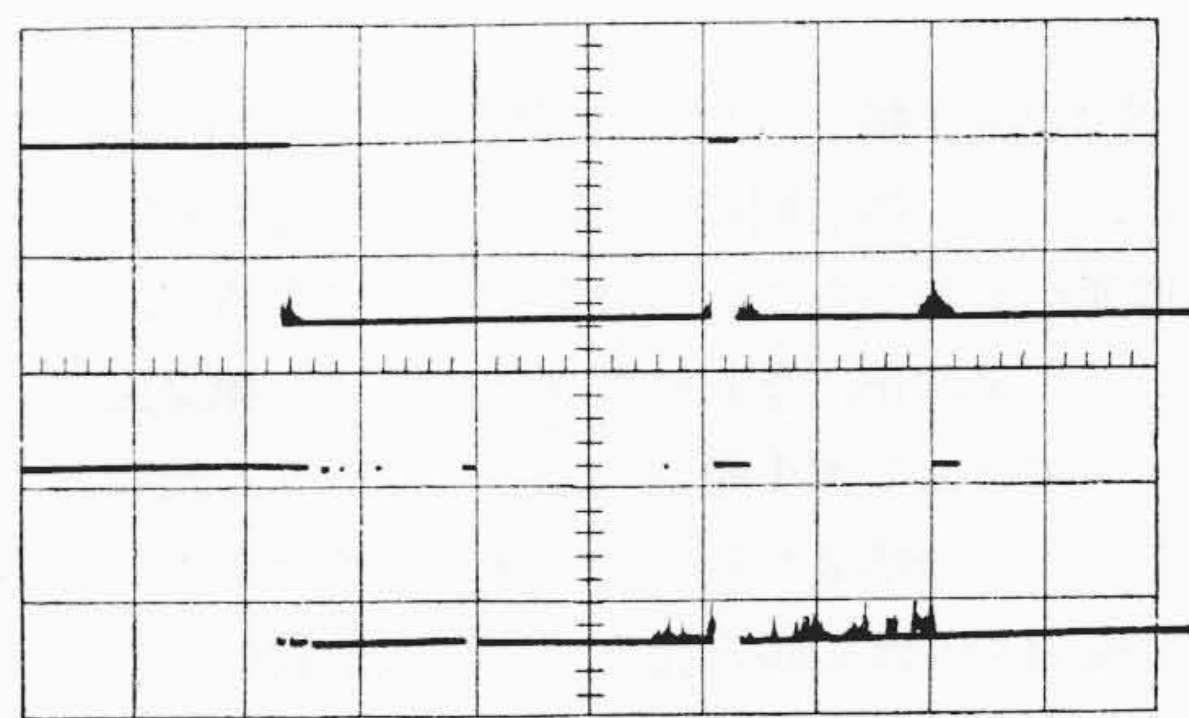
ワイヤスプリング・リレー⁽¹⁾⁽²⁾はクロスバ交換機に欠くべからざるリレーであって、その主な特長は速動、長寿命、無調整および安定性などであるがいずれも振動特性を改良した結果であるといっても過言でない。

改良の根源は low mass, low stiffness で十分な予備変位をもったワイヤがカード方式により駆動されること、アーマチュアのはね返り振動を自由度2にして少しでもはね返り振幅を抑制するように考慮したことが大きな特長であり、第1図にワイヤスプリング・リレーの外観写真およびこれら振動に関係ある主要部分の図を示す。これらの概要はすでに報告したので、振動の実態に

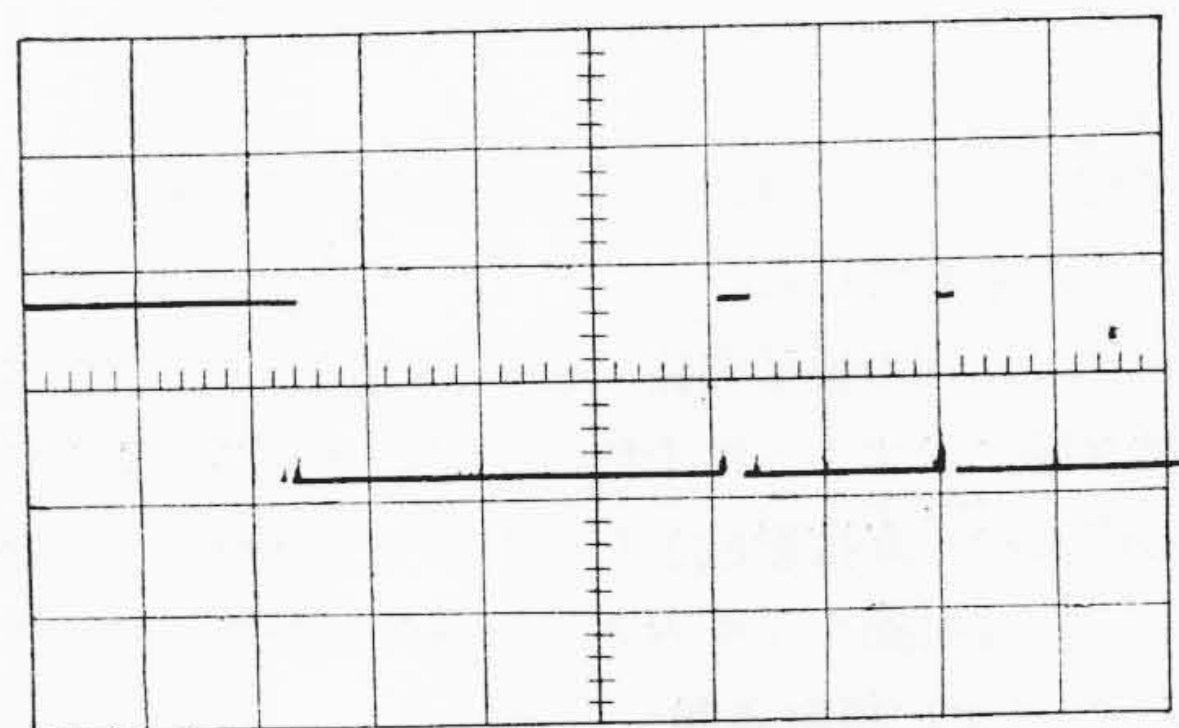


第1図 ワイヤスプリング・リレーの外観写真および構造とその特長

* 日立製作所戸塚工場



(a) 双子接点個々のチャッタ



(b) (a)を1対に結合せるときのチャッタ

第2図 双子接点のチャッタ

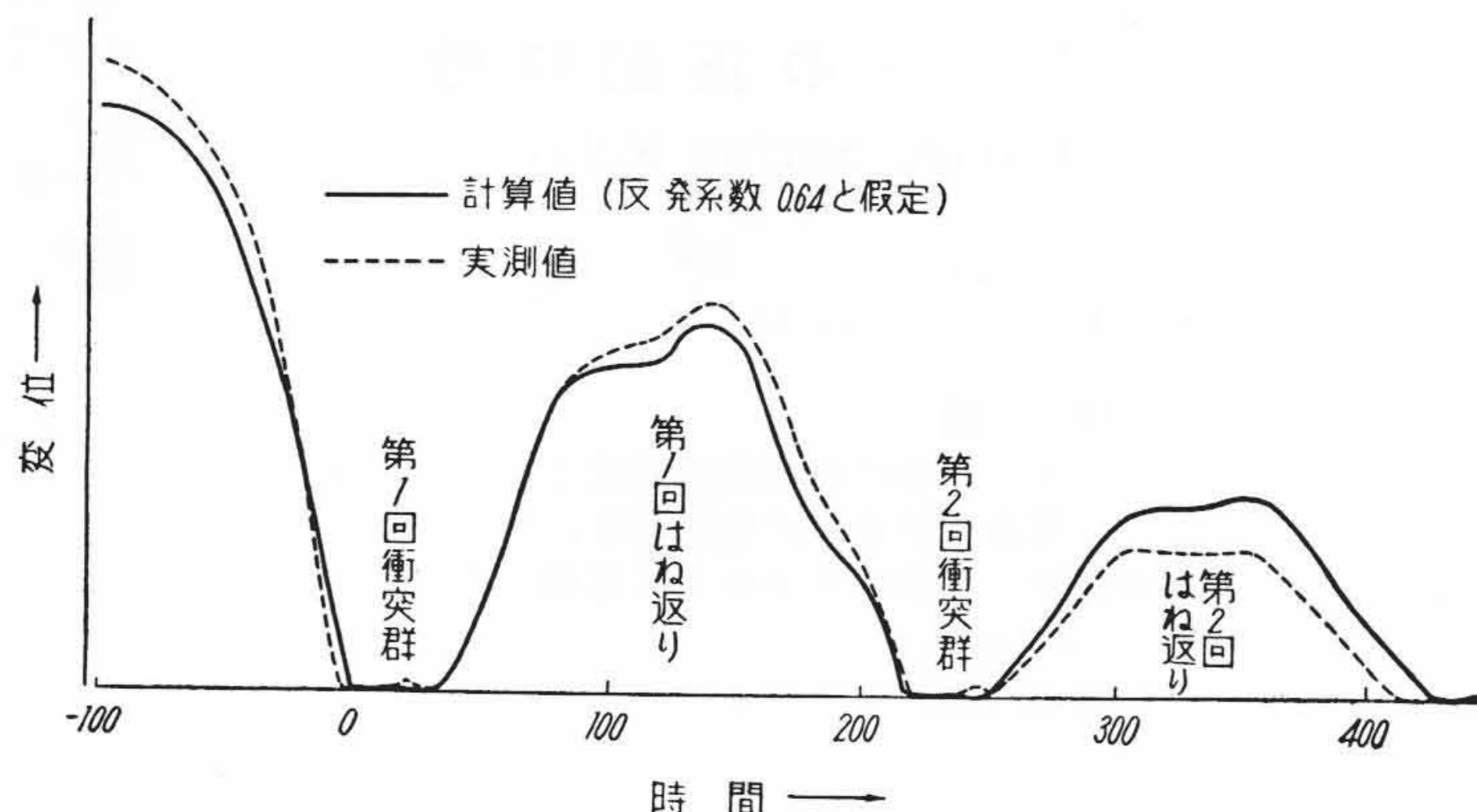
ついて考慮すべき事項を具体的に例示する。

2. ワイヤの振動

リレーの寿命は接点の消耗によって定まり、それは接点スプリングの振動状態いかんによって大いに左右される。リレーの振動状態の良否は接点の振動状態をみることにより容易に判定できるものである。

2.1 双子接点の利点

可動接点ワイヤは、2本1組として一つの静止接点に対向しているの



第3図 ワイヤ先端のはねかえり振動波形

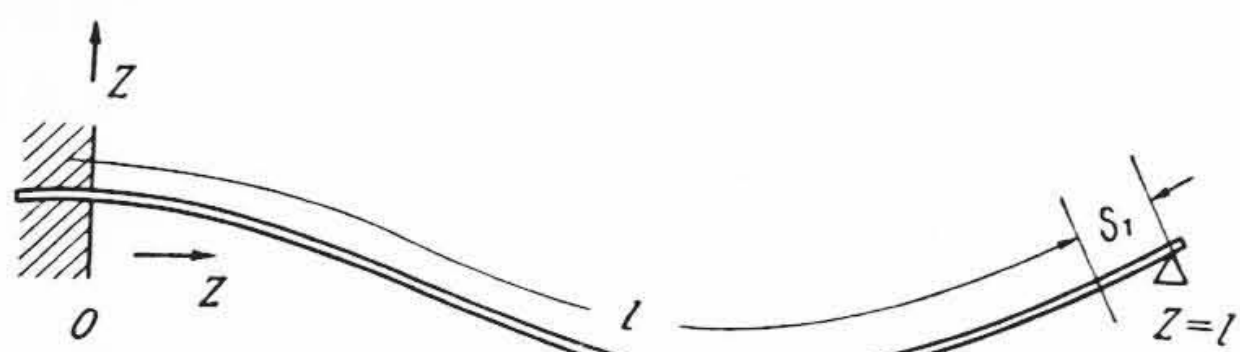
で、完全な双子接点を形成している。よく知られているように、一方の接点間に塵埃がはさまっても他方の接点間に導通があるからよいのはもちろんであるが、次のようにチャッタ防止にきわめて有効である。第2図には接点単独の場合と2本1組の場合のチャッタを比較したものである。この結果から考えると、ワイヤがショックまたは励振力をうけてから発生する高次振動の位相が一致することはほとんどないことを意味している。双子接点のチャッタとして現われるのは2本のワイヤが同時に跳躍するときだけで個別の跳躍は接点回路にはチャッタとされない。

双子接点のチャッタに関しては高次振動を考えなくてよいことを示している。

このことは別の模型実験によって確認することができた。第3図に示すように十数倍のワイヤ模型の衝突はね返り振動波形を直接影絵としたもので、実線は主共振と1次の高調波振動のみを考慮した場合の計算値である。

2.2 ワイヤの振動姿態

可動接点ワイヤは第1図の構造からわかるように接点開放時もワイヤ自身の予備変位によりその先端がカードにささえられ、接点閉成時を理想的な形で示すと第4図のようになる。ワイヤの一端は固定されており、ほかの一端は接点圧力に相当する力でささえられている。この場合の振動はよく知られている⁽³⁾方法で次のように計算される。



第4図 接点ワイヤの先端支持姿勢

2.2.1 共振周波数

一端固定一端支持の丸棒の共振周波数は次式⁽³⁾で示される。

$$f_n = n \frac{0.14 d}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし d : ワイヤの直径 (cm)

l : ワイヤの長さ (cm)

ρ : 比重 (g/980) = (g s²/cm)

n は先端自由の場合の主共振に対する倍数で、第1モードでは4.4第2モードでは14.2の値を用いる。

2.2.2 振動姿態

第4図に示すように座標 Z および z をとれば、棒の振動一般式は次式で示される。

$$Z = A(\sin cz + B \cos cz + C \sinh cz + D \cosh cz) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに B, C, D, c は保持条件によって決まる定数で、一端固定一端支持の場合には、固定端で変位、傾斜ともにゼロであり、支持端では変位ゼロ、曲げモーメントゼロの条件から次のような関係が求められる。

$$-B = D = \tanh cl \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C = -1 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\tan cl = \tanh cl \quad \dots\dots\dots (5)$$

A は与えられる運動のエネルギーによって定まる。振動によるエネルギーを T_P とし、この関係を求めると次のようになる。

$$T_P = \frac{\omega^2 \rho a}{2} \int_0^l Z^2 dz = -\frac{\omega^2 \rho a l}{4} Z'_e Z'''_e \quad \dots\dots (6)$$

ただし ω : ワイヤの円振動数

a : ワイヤの断面積

Z'_e : $z=l$ における Z の cz に関する一次微分値

Z'''_e : $z=l$ における Z の cz に関する三次微分値

また一方 $z=l$ の点における Z の cz に関する微分値と A の関係は

$$Z'_e = A \left(\frac{1}{\cos cl} - \frac{1}{\cosh cl} \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$Z'''_e = A \left(\frac{-1}{\cos cl} - \frac{1}{\cosh cl} \right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

(6), (7), (8) 式より

$$T_P = \frac{\omega^2 \rho a l A^2}{4} \left(\frac{1}{\cos^2 cl} - \frac{1}{\cosh^2 cl} \right) \quad \dots (9)$$

棒の先端が支持点に衝突する以前の振動の形は一端

固定一端自由の主振動のみと考えればその運動のエネルギー T_0 は次式で示される⁽³⁾。

$$T_0 = \frac{M}{8} \dot{x}_e^2 \dots \dots \dots (10)$$

ただし M : ワイヤの全質量 (g s²/cm)
 $\dot{x}_e$: ワイヤ先端の衝突直前の速度 (cm/s)

ここで衝突前の運動のエネルギーがすべて先端支持の振動に転換されたものとして $T_0 = T_P$ とおけば A が定まる。

第4図の振幅最大点を求めるために、(2)式に(3)(4)、(5)の条件を入れ、さらに振動を第1モードに限定し、(2)式を z で微分してゼロとおいて振幅最大位置とその点の振幅を求めると

$$Z_{\max} = Z_{z=0.56l} = 1.39 A = 0.69 \frac{\dot{x}_l}{2\pi f_1} \dots \dots \dots (11)$$

f_1 は(1)式の n が 4.4 の第1モードの場合の共振である。

2.3 支持点圧力の変動

一端固定一端支持の振動により先端から受けるワイヤのせん断力 F はワイヤの振動によって変動し、次のように算出される。

$$F = \frac{EI(cl)^3}{l^3} Z_e''' \dots \dots \dots (12)$$

ただし E : ヤング率

I : ワイヤの断面二次モーメント

したがって実際のリレーでは接点圧力がワイヤの振動によって大幅に変動することを意味している。

2.4 実 例

衝突前の先端の速度 $\dot{x}_l$ を毎秒 50 cm と仮定して実際のリレーの寸法について計算すれば次のようになる。

$$f_1 \doteq 320 (\sim/s)$$

$$T_0 \doteq 45.7 \times 10^{-3} (\text{g-cm})$$

$$Z = 0.0124 (\sin 0.618z - \cos 0.618z - \sinh 0.618z + \cosh 0.618z) \dots \dots \dots (13)$$

$$Z_{\max} = 0.0187 (\text{cm})$$

$$F = 2.53g$$

実測例では f_1 は 340 サイクル前後で、 $Z_{\max}$ は 0.02 cm 前後である。 F の影響の実証として、振動により接点圧力の減少する周期とときを同じくしてチャッタの発生していることがしばしば観測されている。

3. ワイヤのスライド

ワイヤの先端支持点ではワイヤの振動によってスライド運動が起る。実際のリレーではワイヤとカード間のスライド、可動接点の固定接点面に対するスライドとして起り、いずれもそのスライド摩耗量はリレーの寿命を直

接左右するものである。

3.1 たわみによるスライド

第4図のようなたわみによるスライド量 S_1 を算出すれば次式を得る。

$$S_1 = \int_0^l \sqrt{1 + \left(\frac{dZ}{dz} \right)^2} dz - l \doteq \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{dZ}{dz} \right)^2 dz \dots (14)$$

簡単のために $x = 0.618z$ とおいて座標変換すれば

$$\begin{aligned} S_1 &= 0.309 \int_0^{0.618l} \left(\frac{dZ}{dx} \right)^2 dx \\ &= 0.309 A^2 \int_0^{0.618l} (\sin x \cos x - \cos x \cosh x \\ &\quad + \cos x \sinh x - \sin x \cosh x + \sin x \sinh x \\ &\quad - \sinh x \cosh x + \cosh^2 x) dx \dots \dots \dots (15) \end{aligned}$$

3.2 回転スライド

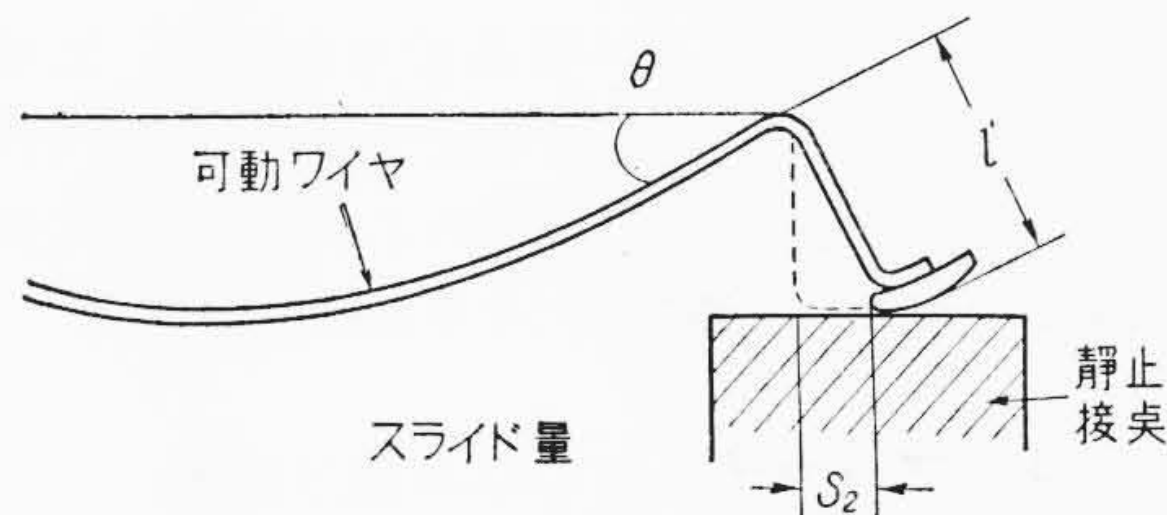
実際のリレーのワイヤは第5図に示すように先端が L 型に曲げた構造であるため回転による接点面のスライド量が著しく増大する。

ワイヤのたわみにより支持点の角度変化が θ ラジアンになったとすればスライド量 S_2 は次式で求められる。

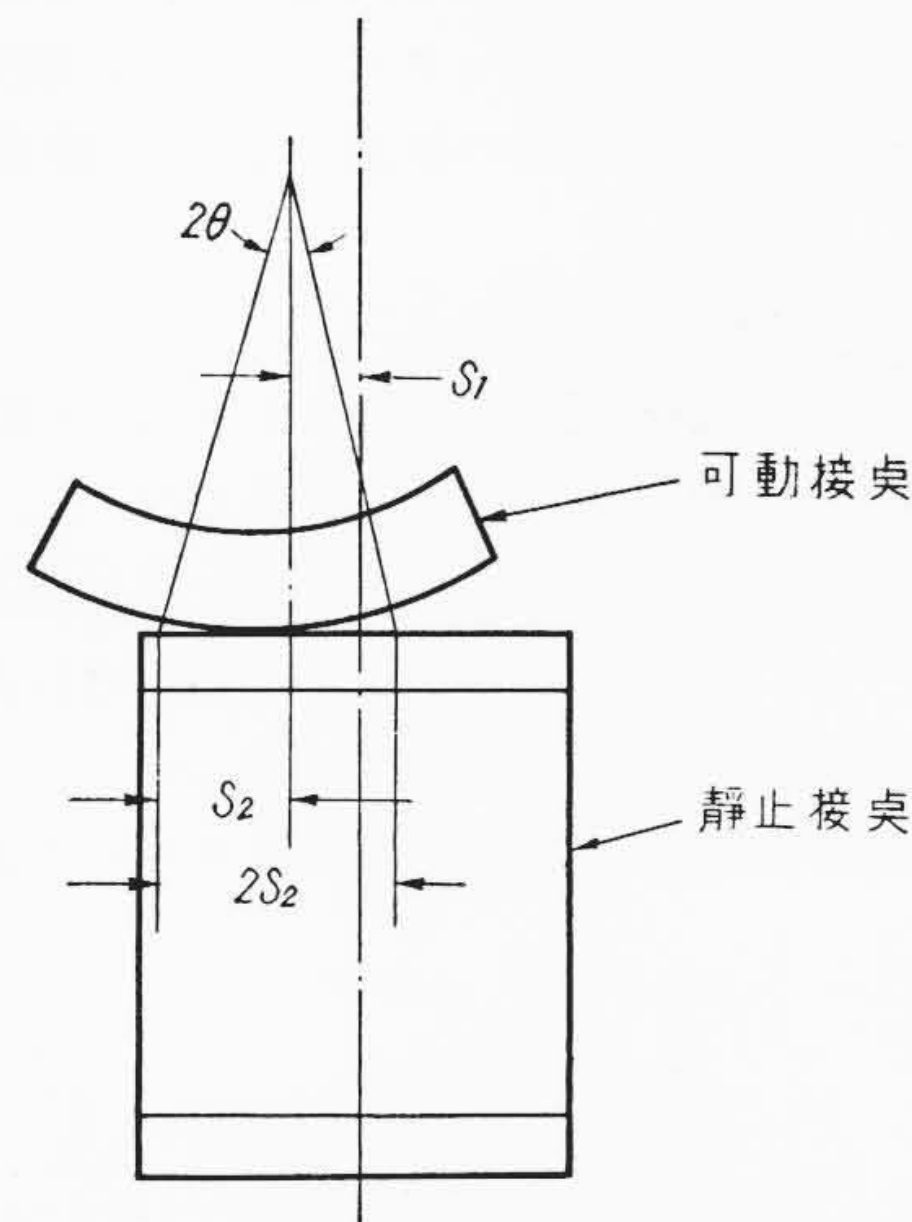
$$S_2 = l'\theta = l' \left(\frac{dZ}{dz} \right)_{z=l} \dots \dots \dots (16)$$

3.3 実 例

ワイヤとカードのスライド量は S_1 であるが、接点面



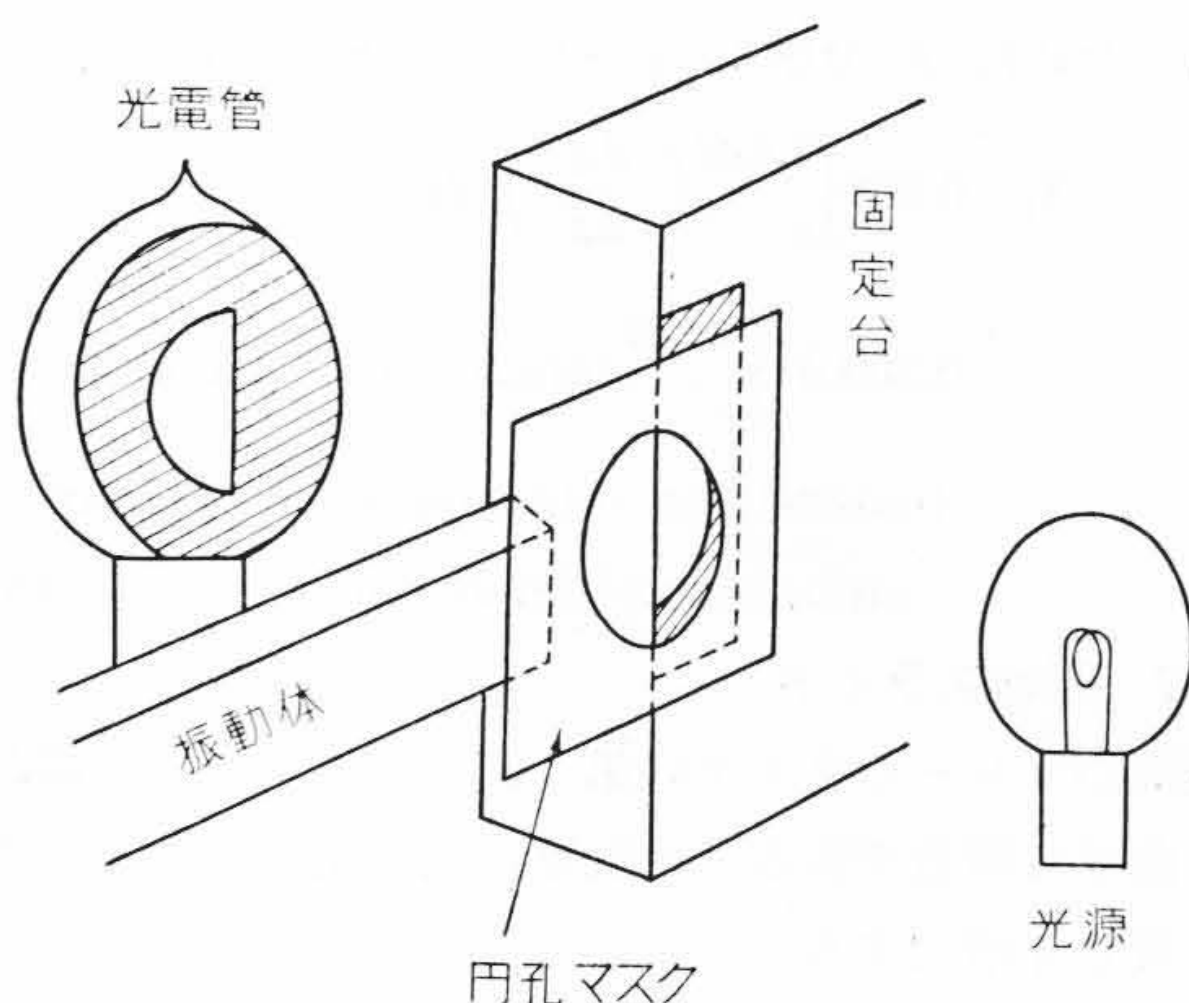
第5図 回転スライド量



第6図 接点面のスライド量

第1表 ワイヤのスライド量

項 目	記号	計 算	実 測
カード・ワイヤ間のスライド	S_1	$1.38 \times 10^{-4} \text{cm}$	
回 転 ス ラ イ ド	S_2	$26 \times 10^{-4} \text{cm}$	
接 点 面 ス ラ イ ド	$2S_2$	$52 \times 10^{-4} \text{cm}$	$30 \times 10^{-4} \text{cm}$ 前後



第7図 一方向振動の分離測定法

のスライド量は第6図に示すように S_2 の影響のみと考えられる。なおスライド量の計算実測の例を第1表に示す。

この結果よりみれば S_2 は S_1 に比して著しく大であることを示す。 S_2 の実測は容易ではないが、光電管法⁽⁴⁾によって相対スライド量を測定するのが最良で投影マスクを三日月形にして上下振動および回転運動の混入を除去するのがよい。第7図にその原理を示す。

4. アーマチュアのはね返り振動

リレーの振動部品の中で一番運動量の大きなものはアーマチュアで、その吸着衝撃も問題になるが、駆動電流が断たれて復旧するときバック・ストップに衝突して発生する衝突振動がチャッタの原因として一番問題になる。

4.1 運動の方程式

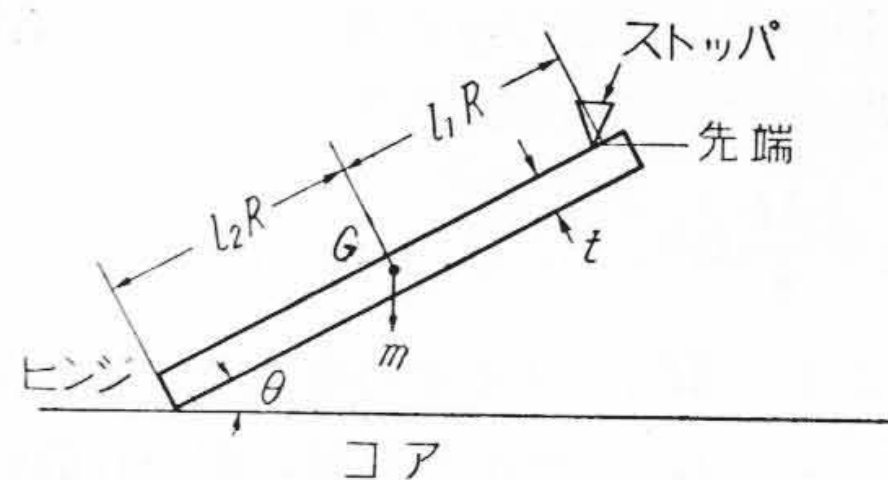
アーマチュアは第8図に示すようにヒンジ部分にも F_2 なる力が常に働らきコアに押しつけていて、しかもヒンジ部分の跳躍を許している。そのために接点駆動点に近いバックストップとアーマチュア間のはね返り振幅が小さくてすみチャッタが半減される。

まず第8図の記号を用いて運動エネルギーを求める。

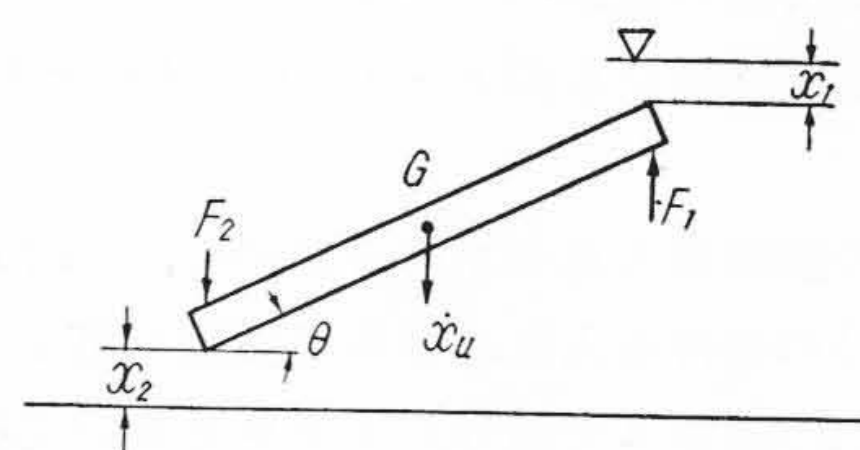
$$T_A = \frac{1}{2} m \dot{x}_u^2 + \frac{1}{2} m R^2 \dot{\theta}^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

ただし $\dot{x}_u$: 重心の並進速度 $= \frac{l_1 \dot{x}_2 - l_2 \dot{x}_1}{l_1 + l_2}$

m : アーマチュアの質量



(a) 衝突直前



(b) 衝突直後

第8図 アーマチュアのはね返り運動

$\dot{\theta}$: 重心まわりの回転角速度 $= \frac{\dot{x}_1 + \dot{x}_2}{R(l_1 + l_2)}$

R : アーマチュアの回転半径

(17) 式に Lagrange の方程式を適用して (18) 式を得る。

$$\begin{cases} -\frac{F_1}{m} = \frac{1}{(l_1 + l_2)^2} \{ \ddot{x}_1(1 + l_2^2) - \ddot{x}_2(l_1 l_2 - 1) \} \\ -\frac{F_2}{m} = \frac{1}{(l_1 + l_2)^2} \{ -\ddot{x}_1(l_1 l_2 - 1) + \ddot{x}_2(1 + l_1^2) \} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (18)$$

(18) 式より

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -\frac{F_1(1 + l_1^2) + F_2(l_1 l_2 - 1)}{m} \\ \ddot{x}_2 = -\frac{F_1(l_1 l_2 - 1) + F_2(1 + l_2^2)}{m} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\begin{cases} x_1 = -\frac{1}{2m} (C_1 F_1 + C_2 F_2) t^2 + \dot{x}_{20} t + x_{10} \\ x_2 = -\frac{1}{2m} (C_1' F_1 + C_2' F_2) t^2 + \dot{x}_{20} t + x_{20} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (20)$$

ただし $C_1 = (1 + l_1^2)$, $C_2 = (l_1 l_2 - 1)$, $C_1' = (l_1 l_2 - 1)$, $C_2' = (1 + l_2^2)$

4.2 はね返り最大振幅

次の条件を適用して最大振幅になる時刻を求めると

$$\frac{dx_1}{dt} = 0, \quad \frac{dx_2}{dt} = 0, \quad \frac{d^2 x_1}{dt^2} < 0, \quad \frac{d^2 x_2}{dt^2} < 0$$

$$t_{10} = \frac{m \dot{x}_{10}}{C_1 F_1 + C_2 F_2} \quad (\text{先端が最大振幅になる時間}) \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$t_{20} = \frac{m \dot{x}_{20}}{C_1' F_1 + C_2' F_2} \quad (\text{根元が最大振幅になる時間}) \quad \dots\dots\dots (22)$$

(21), (22) 式より

$$[x_1]_{\max} = \frac{m\dot{x}_{10}^2}{2(C_1F_1 + C_2F_2)} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$[x_2]_{\max} = \frac{m\dot{x}_{20}^2}{2(C_1'F_1 + C_2'F_2)} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$\dot{x}_{10}$, $\dot{x}_{20}$ は先端および根元の点におけるはね返り直後の初速度である。

4.3 回転中心

次にアーマチュア先端のはね返りによりヒンジに誘起される初速度を求める。そのために先端にうけた衝撃のためにどの位置を中心にして回転運動を起すか考えてみよう。

F なる力が時間 t だけ先端に加えられたとすればその力積効果は $F(l_1R + h)t$ で表わされる。この力の効果によってアーマチュアが瞬間的に 0 を中心として回転運動を起したものとすれば

$$F(l_1R + h)t = I_0\dot{\theta}$$

ただし I_0 : 0 点からみたアーマチュアの慣性モーメント

$\dot{\theta}$: アーマチュアの回転角速度

重心の位置に着目して運動量の変化を考えれば

$$Ft = mv = m \cdot h\dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (26)$$

また I_0 は次式のように表示できる。

$$I_0 = h^2m + I_G = m(h^2 + R^2) \quad \dots\dots\dots (27)$$

ここに I_G は重心からみたアーマチュアの断面二次モーメントである。(25), (26), (27) 式から第9図に示す h が求められ回転中心位置が定まる。

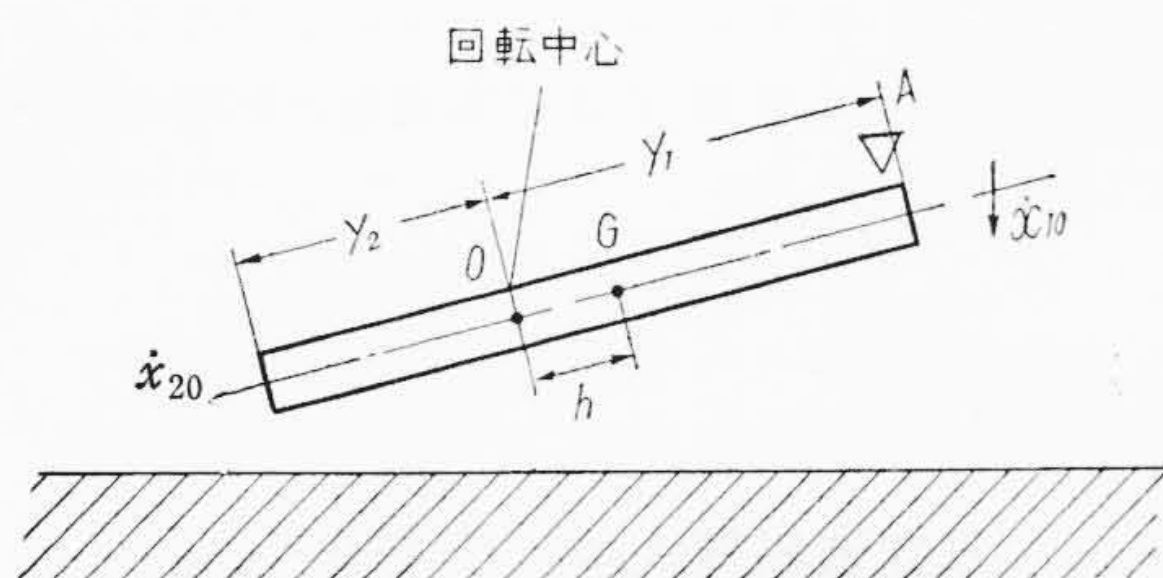
$$h = \frac{R}{l_1} \quad \dots\dots\dots (28)$$

したがって

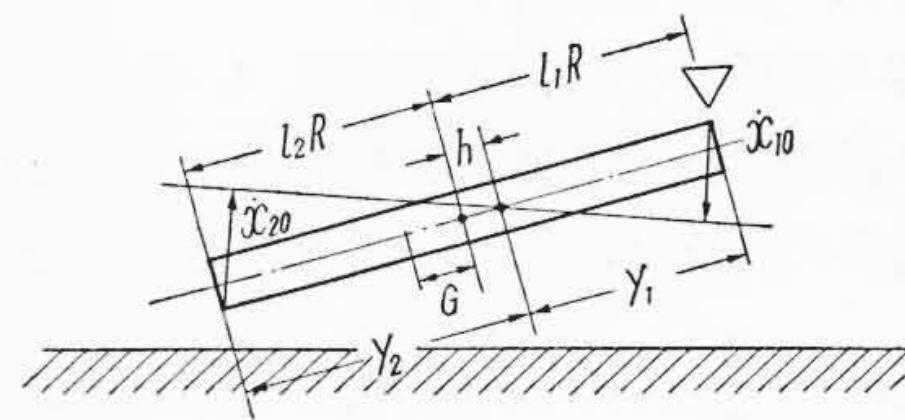
$$\begin{cases} y_1 = \frac{(1+l_1)^2}{l_1} R \\ y_2 = \frac{l_1l_2-1}{l_1} R \end{cases} \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$\dot{x}_{20}' = \frac{l_1l_2-1}{1+l_1^2} \dot{x}_{10}' \quad \dots\dots\dots (30)$$

ただし $\dot{x}_{10}'$ が原因で $\dot{x}_{20}'$ が結果である。



第9図 アーマチュアはね返りの回転中心 ($\dot{x}_{10}$ が原因の場合)



第10図 アーマチュアはね返りの回転中心 ($\dot{x}_{20}$ が原因の場合)

y_1 : 先端から回転中心までの距離

y_2 : 根元より回転中心までの距離

実際にはアーマチュア先端が静止している状態から急に初速 $\dot{x}_{10}'$ になることはないので、衝突前後の速度変化を考えなければならない。衝突前のヒンジ根元の速度がゼロであり、先端衝突直前の速度が $\left(\frac{1}{e}\right)\dot{x}_{10}$ で衝突後 $\dot{x}_{10}$ になったものとすれば

$$\dot{x}_{20} = \frac{l_1l_2-1}{1+l_1^2} \left(1 + \frac{1}{e}\right) \dot{x}_{10} \quad \dots\dots\dots (31)$$

ただし e : 反跳係数

4.4 はね返りの交絡

はね返り一周期の時間は (21), (22) 式の2倍として求められる。はね返り振幅が順次減衰し終るまでの時間を求める。

$$\begin{aligned} T_F &= \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{2m\dot{x}_{10}}{C_1F_1 + C_2F_2} (1 + e + e^2 + \dots\dots e^{n-1}) \\ &= \frac{2m\dot{x}_{10}}{(C_1F_1 + C_2F_2)(1-e)} \quad \dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

同様に

$$T_E = \frac{2m\dot{x}_{20}}{(C_1'F_2 + C_2'F_2)(1-e)} \quad \dots\dots\dots (33)$$

ところが実際には、先端とヒンジの衝突がたがいに無関係に減衰収斂することはないのであって (30) 式の場合とは逆に第10図に示すヒンジに衝撃を与えたときの回転中心も求める必要がある。(28) 式と同様に $h = R/l_2$ で

$$\dot{x}_{10}' = \frac{l_1l_2-1}{1+l_2^2} \dot{x}_{20}' \quad \dots\dots\dots (34)$$

ただし $\dot{x}_{20}'$ が原因で $\dot{x}_{10}'$ が結果である。

アーマチュアの根元と先端が独立に振動する場合、それらの最大点は (23), (24) 式で求めることができるが、相互に干渉する場合は、まず、この振動姿態が、先端の振幅の大きなヒール・シリーズか、根元の振幅の大きなフロント・シリーズかを見きわめる必要がある。ワイヤスプリング・リレーでは、アーマチュア先端の影響を少なくするためフロント・シリーズに設計されている。したがって以下に先端の振動により根元がいかなる影響を受けるかを検討し、とりあえず、先端2回目の衝

突による根元の振幅を算出する。

先端の第2回目リバウンドが時間 t_1 後に生ずるとすれば、この影響で根元の第二次初速度およびそれ以後時間 t_1' 経過後の変位は、それぞれ次のようになる。

$$\dot{x}_{21} = -\frac{1}{m}(C_1'F_1 + C_2'F_2)t_1 + \dot{x}_{20} + \dot{x}_{20}' \dots (35)$$

$$\text{ここに } \dot{x}_{20}' = \frac{l_1 l_2 - 1}{1 + l_1^2}(1 + e)\dot{x}_{10} = \frac{C_2}{C_1}(1 + e)\dot{x}_{10} \dots (36)$$

$$x_{21} = -\frac{1}{2m}(C_1'F_1 + C_2'F_2)t_1'^2 + \dot{x}_{21}t_1' + x_{20}t_1 \dots (37)$$

$$\text{ここに } x_{20}t_1 = -\frac{1}{2m}(C_1'F_1 + C_2'F_2)t_1^2 + \dot{x}_{20}t_1 \dots (38)$$

(37) 式を変形すれば

$$x_{21} = \frac{-1}{2m}(C_1'F_1 + C_2'F_2)(t_1 + t_1')^2 + \dot{x}_{20}(t_1 + t_1') + \dot{x}_{20}'t_1' \dots (39)$$

(39) 式の最大点に至る時間 $[t_1']_{x_{21}=\max}$ および最大振幅 $[x_{21}]_{\max}$ は

$$[t_1']_{x_{21}=\max} = \frac{m\dot{x}_{21}}{C_1'F_1 + C_2'F_2} \dots (40)$$

$$[x_{21}]_{\max} = \frac{m\dot{x}_{21}^2}{2(C_1'F_1 + C_2'F_2)} - \frac{C_1'F_1 + C_2'F_2}{2m}t_1^2 + x_{20}t_1 \dots (41)$$

4.5 実計算結果

反発係数は一般に考えられる 0.3~0.6 の最大 0.6 を用い、また、アーマチュア先端の衝突直前の最終速度は、実測および計算から概略 50 cm/s と考え、そのほかリレーの機構から決まる諸量を次のごとく決定する。

$$R = 6.05 \text{ mm}, l_1 = 1.59, l_2 = 2.79, F_1 = 50 \text{ g}, F_2 = 100 \text{ g} \\ m = 9.22/980 \text{ g s}^2/\text{cm}, C_1 = 3.53, C_2 = C_1' = 3.44 \\ C_2' = 8.78$$

これらの数値を用いて計算した結果と測定の一例を示すと次のようになる。ここで () 内の数字は測定結果である。

$$(23) \text{ 式より } [x_1]_{\max} = 0.00812 \text{ cm (0.01 cm)}$$

$$(31), (24) \text{ 式より } [x_2]_{\max} = 0.0272 \text{ cm (0.017 cm)}$$

$$(21) \text{ 式より } t_{10} = 0.54 \times 10^{-3} \text{ s (0.6} \times 10^{-3} \text{ s): 先端}$$

$$(22) \text{ 式より } t_{20} = 0.7 \times 10^{-3} \text{ s (0.7} \times 10^{-3} \text{ s): 根元}$$

$$(35) \text{ 式より } \dot{x}_{21} = 3.8 \text{ cm/s}$$

$$(41) \text{ 式より } [x_{21}]_{\max} = 0.0191 \text{ cm}$$

4.6 考 察

測定結果は一例にすぎないので、これだけからではリバウンド姿態がヒール・シリーズかフロント・シリーズかも判然とせず、今後の測定結果に負うところが大きい

が、衝突部の反発係数、アーマチュア根元をささえるヒンジの機構により、計算値とはかなり異なる結果となることは予想される。なおアーマチュア先端のリバウンドをできるだけ少なくするためには、(23), (24) 式より次のような設計上の考慮を払うことができる。

- (i) アーマチュアの質量: 小さい方がよい
- (ii) 反発前の最終速度: 小さい方がよい
- (iii) 反発係数: 小さい方がよい
- (iv) アーマチュア先端の力: 大きい方がよい
- (v) アーマチュア根元の力: 大きい方がよい

5. 結 言

以上のように、ワイヤスプリング・リレーの構成部品で特に寿命と関連のあるワイヤおよびアーマチュアの振動特性を、計算および実測により、かなり明確に把握することができた。これらの検討結果から振動条件の改善法、製品の安定化と経済化の具体策を得て、目下品質の向上と原価低減に鋭意努力中である。

おわりに、本研究に終始御指導をいただいた東京大学生産技術研究所亘理厚教授に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 小林, 篠原: 通研月報 10, 8, 315 (昭 32-10)
- (2) 小林, 田島, 三井, 鈴木: 日立評論 40, 386 (昭 33-3)
- (3) Peek & Wagar: Switching Relay Design 41 (1955, D. VAN NOSTRAND Co., In)
- (4) 西口: 電気学全国大会予稿 材 75 (昭 32-11)

日 立 造 船 技 報

Vol. 19

No. 4

目 次

- ◎厚板調質高張力鋼に関する研究
- ◎ボスの振動についての一考察
- ◎機関車形ボイラの外火室半円筒部の内部による変形が横ステアの強度に及ぼす影響
- ◎鋼板の溶接について
- ◎NK, LR 規格ヒューズの研究
- ◎大形部品のフレームハードニングについて
- ◎かじ性能に及ぼすかじ取速度の影響について (1)

本誌につきましての御照会は下記発行所へ
御願いたします。

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町