

渦巻式全自動洗たく機の防振支持

Vibration Isolation of Impeller Type Automatic Washer

長谷川 栄一*
Eiichi Hasegawa

齋藤 達次郎*
Tatsujirō Saitō

松浦 克昌**
Katsuaki Matsuura

要 旨

渦巻式洗たく方式による全自動洗たく機を製品化するに当たり技術上の難点である布のアンバランスによる脱水時の振れまわりと防振支持方法について理論解析および実験検討を行なった。その結果、内部機械部の振れまわり運動に関する理論は実際とかなりよく一致することを明らかにし、本機の防振支持方式としては、内部機械部の重心とアンバランスの生ずる位置、および弾性支持点を近づけることのできるつり棒によるつり下げ式が最もよいことがわかった。さらに適当な減衰を与える方法および支持ばねの適値について実験的に検討し、通常の布のアンバランスにおいては運転に支障がない防振支持を得ることができた。

1. 緒 言

全自動洗たく機はその便利さからすでにアメリカにおいては、全洗たく機の80%以上を占め、ヨーロッパ各国においても、そのシェアを拡大しつつある。これら先進諸国の洗たく機の発達の推移からわが国においても近い将来同様の推移が予測される。しかしながらわが国で数年前から発売されてきた全自動洗たく機は、その洗たく方式がいずれもかくはん式およびそれに類似する方式であり、構造が複雑で大形かつ高価であったため一般への普及は微々たるものであった。

そこで日立製作所では、品質がわが国の国情、生活様式に適合しており、かつ小形軽量で製品コストが国民の生活水準に見合ったものとして、渦巻式洗たく方式による全自動化を企て、昭和40年より商品化に成功した。この全自動化に当たって最も大きな技術上の難点の一つとして脱水時における布アンバランスによる振動の問題があった。以下、この振動とその防止方法についての検討および考察を述べる。

2. PF-550 形全自動洗たく機の概要

研究の対象としたPF-550形渦巻式全自動洗たく機の仕様を表1に、外観および構造を図1, 2に示す。

外わくの内部に収めた内部機械部は洗たく物を収容するバスケットと洗たく作用を行なうパルセータおよびこれらを内部に収めた水槽からなる。水槽の底部には駆動用モートル、洗たく脱水切換用のクラッチおよび排水弁と、これら进行操作する電磁石が取り付けられている。これら内部機械部を外わく上部四隅からつり下げ防振支持してある。外わくの上側にはパネルを設け、この内部にはタイマー、給水電磁弁、圧力スイッチなどを収めてある。洗たく時にはパルセータを回転させ、脱水時には水槽の水を排出した後、バスケットを回転し遠心脱水を行なう。

3. アンバランスと防振支持条件

脱水時に大きな振れまわり運動を起こす原因は、水を含んだ布が均一にバスケット内に分布せず、アンバランスとなるためである。渦巻式洗たく方式では洗浄性能がすぐれている長所をもつ反面、洗たく時に布が互いにかみ合うためかくはん式洗たく方式では見られない大きなアンバランスとなる。このアンバランスによる大きな振れまわりでも内部機械部が外わくと衝突し機械を損傷したり、あるいは運転不能になるなどの不具合を生じないような防振機構を設

* 日立製作所多賀工場

** 日立製作所日立研究所

表1 渦巻式全自動洗たく機の仕様

形 式	PF-550 形
洗 たく 容 量	1.8 kg
モ ー ト ル	100 W コンデンサモートル
洗 たく 方 式	自動反転渦巻式
パ ル セ ー タ 回 転 数	680 rpm
絞 り 方 式	遠心脱水式
バ ス ケ ッ ト 回 転 数	720 rpm
バ ス ケ ッ ト 直 径	370 mm
排 水 方 式	自然排水
タ イ マ ー	電動式 36 分計
電 源	AC 100 V 50 c/s 60 c/s
使用可能水道水圧	0.2~7 kg/cm ²
全 重 量	45 kg
大 き さ	幅 500 mm×奥行 500 mm×高さ 930 mm

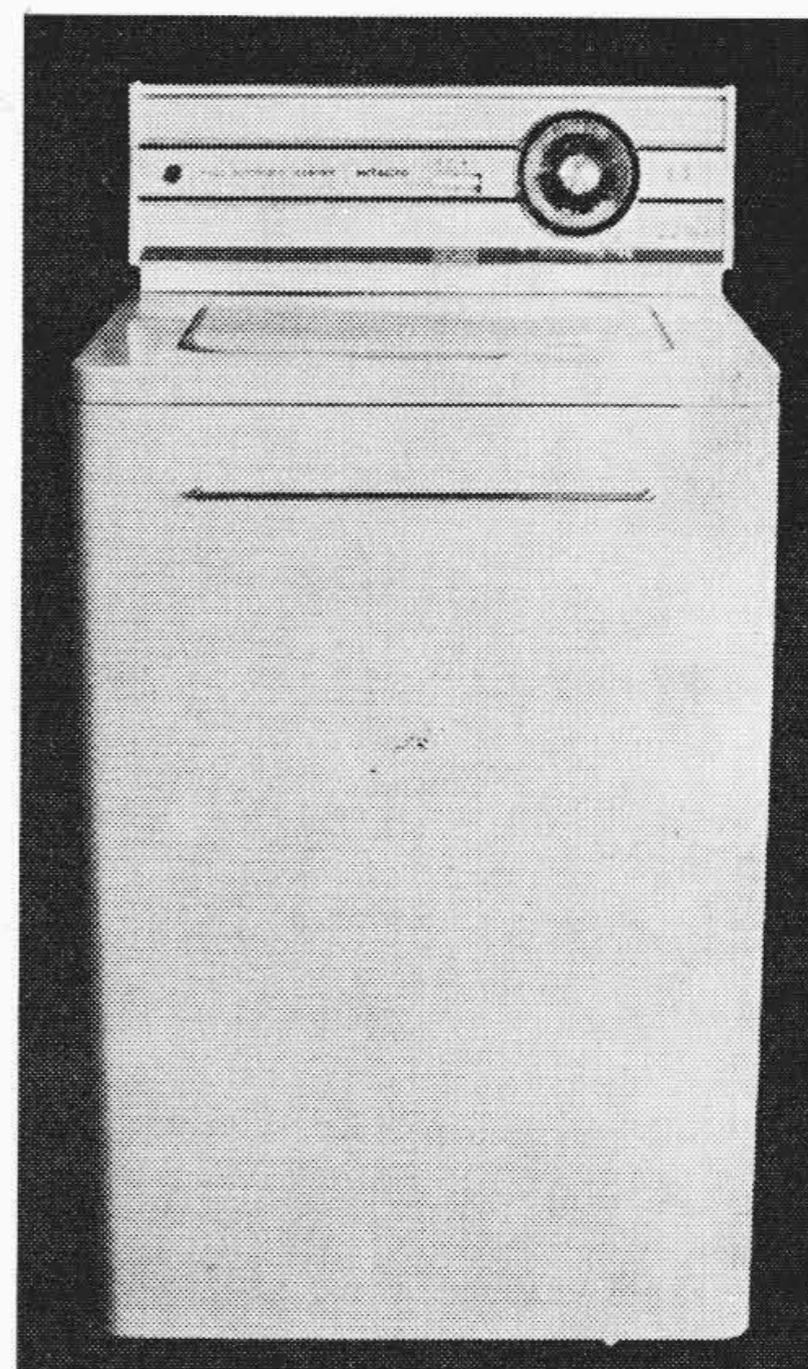


図1 PF-550 形洗たく機

けることにより渦巻式洗たく方式の自動化が可能となるのである。この問題の解決に当たってまず実際に生ずるアンバランス量を知る必要がある。図3はアンバランスになりやすい洗たく物を各種組合せ脱水運転を行ない、生じたアンバランス量による振れまわり振幅を測定し、それを同じ振幅を示す一個の等価アンバランス量に換算したものである。振幅は起動時と定速時の場合について測定しそれらを縦軸横軸で換算してある。これによると実際の洗たくで生ずる最大アンバランス量はバスケット下部において1.6×16 kg・cm程度であることがわかる。また同様の検討を上部アンバランスについて換算した場合にはバスケット下部より190 mmの所に0.8×16 kg・cmのアンバランス量があるのと等価であった。

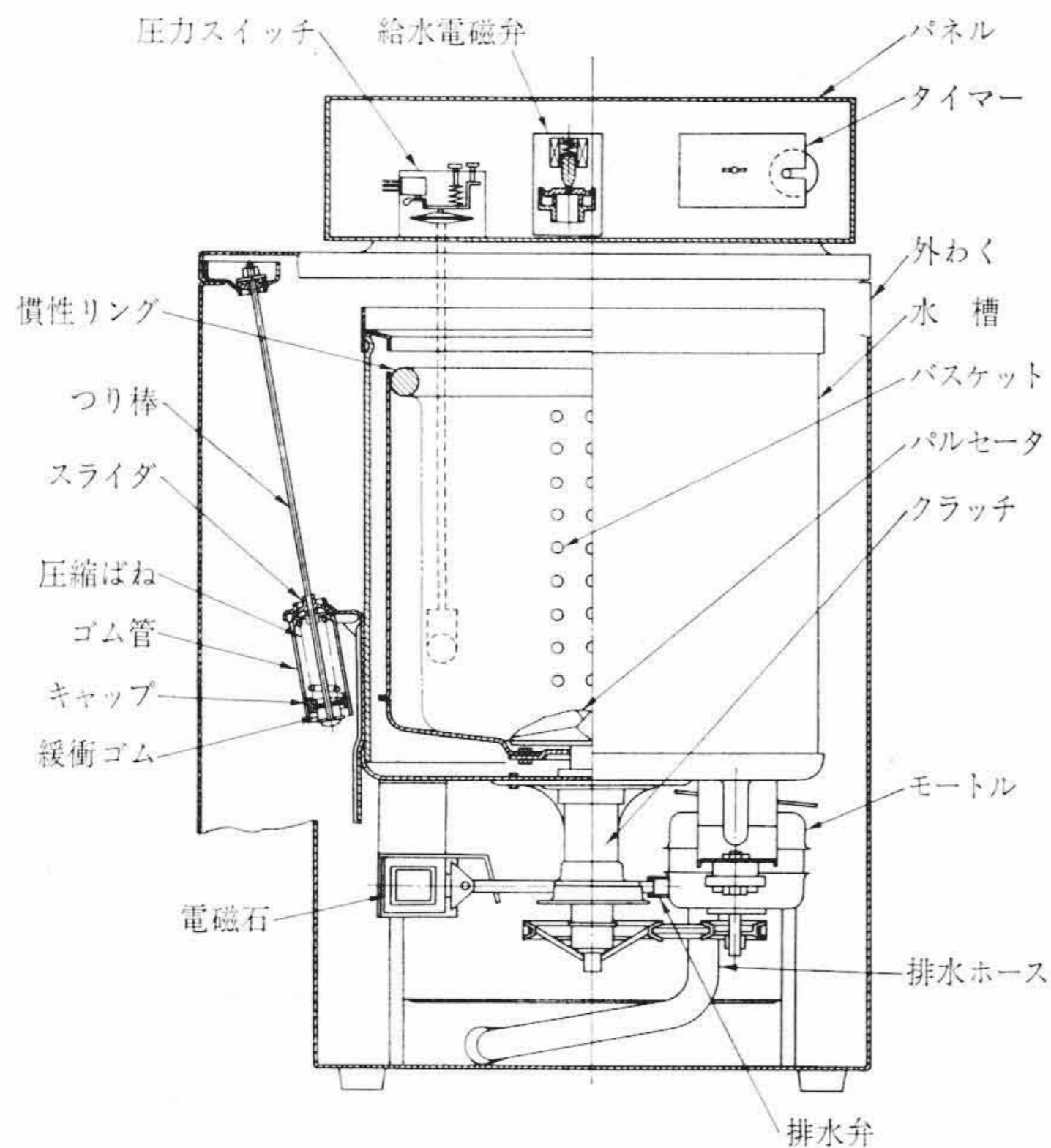
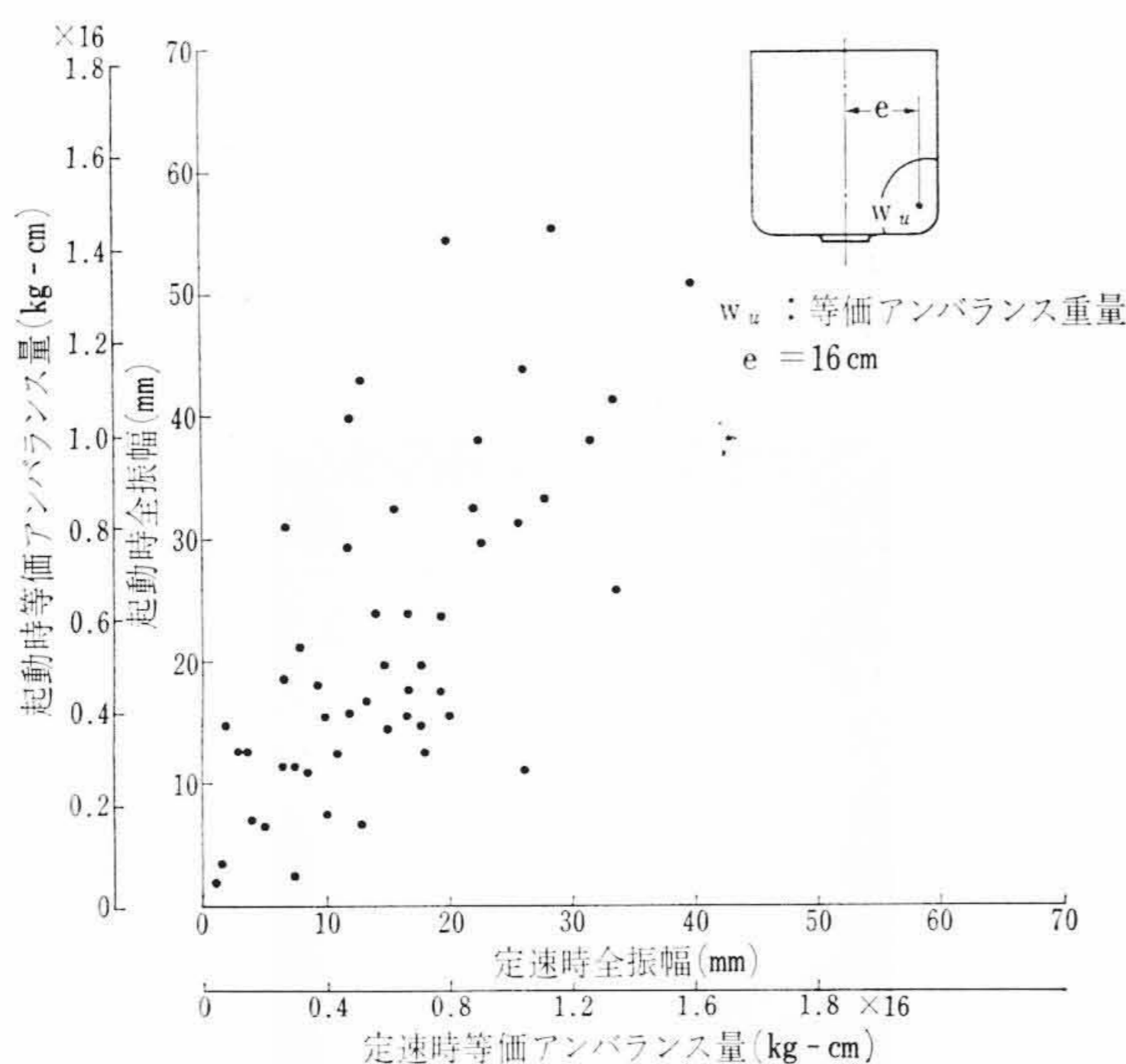


図2 PF-550形構造図



(振幅から等価アンバランス量算出)
図3 実負荷による振れまわり振幅

このような布のアンバランスで実際問題となるのは振れまわり運動と外わくの振動である。

振れまわり運動は、特に起動および停止の際の危険速度通過時(共振時)に大きくなる。このとき外わくと衝突して機械を損傷したり運転に支障をきたさぬようにする必要がある。

一方外わくの振動は、薄鋼板の弾性体と考えられる外わくが内部機械部の振れまわり運動によって支持ばねから伝わる伝達力によるものである。この振動は使用者に不安感や不快感を与えるので問題であるとともに、場合によっては洗たく機が据付け位置より移動するので極力この振動を押える必要がある。

4. 振動系の理論解析

4.1 振れまわり運動の理論

振動系を図4に示す。ここで

G点: 内部機械部の重心

m, m_u: 内部機械部, アンバランスの質量

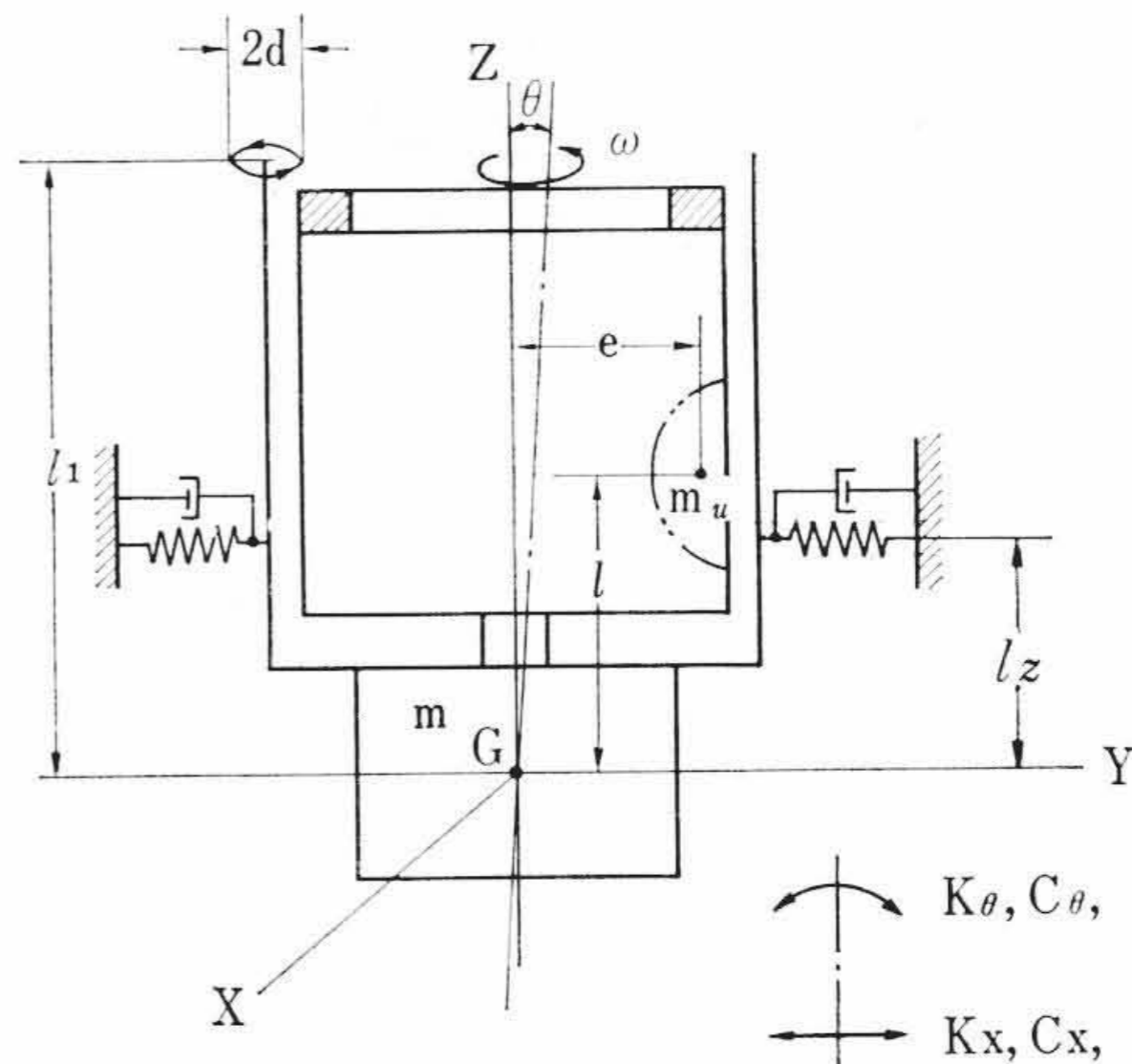


図4 洗たく機の振動系

I : x および y 軸まわりの慣性モーメント

I_z : z 軸まわりの回転部の慣性モーメント

C_x, K_x : x および y 軸方向の減衰係数およびばね定数

$C_θ, K_θ$: x および y 軸まわりの減衰係数およびばね定数

e : アンバランスの偏心量

ε : アンバランスによる重心Gの偏心量

l_z, l, l_1 : 重心Gから弾性支持点, アンバランスおよび槽上縁までの z 軸方向の距離

d : 槽上縁部の振れまわり片振幅

ω : バスケットの回転角速度

j : 虚数単位

次の仮定をおく。

- (1) 振動系は z 軸に対して対称で線形である。
- (2) z 軸方向および z 軸まわりの運動は無視する。
- (3) 角変位 θ は微小であるとする。

上の仮定をもとに、定常運動時の運動方程式として次式を得る⁽¹⁾。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + C_x\dot{x} + K_x x + C_x l_z \dot{\theta} + K_x l_z \theta &= m \varepsilon \omega^2 \cos \omega t \\ (I - I_z)\ddot{\theta} + C_\theta \dot{\theta} + K_\theta \theta + C_x l_z \dot{x} + K_x l_z x &= m \varepsilon l \omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

x (重心の横変位), θ (重心まわりの角変位) の解として次のようにおく。

$$x = x_0 e^{j\omega t}, \quad \theta = \theta_0 e^{j\omega t} \dots \dots \dots (2)$$

ここに, x_0, θ_0 : 複素振幅

式(2)を式(1)に代入して無次元の形で表わせば, x_0, θ_0 を求める式として次式を得る。

$$\begin{bmatrix} -\nu^2 + 2j\zeta_1\nu + 1 & (2j\zeta_1\nu + 1)l_z \\ (2j\zeta_1\nu + 1)l_z/i^2 & -\nu^2 + 2j\zeta_2\nu l_2 + \nu_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ \theta_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon \nu^2 \\ \varepsilon l_z \nu^2 l \end{bmatrix} \dots \dots \dots (3)$$

ここに,

$$i = \sqrt{\frac{I - I_z}{m}}, \quad \Omega_1 = \sqrt{\frac{K_x}{m}}, \quad \Omega_2 = \sqrt{\frac{K_\theta}{I - I_z}}$$

$$\zeta_1 = \frac{C_x}{2\sqrt{mK_x}}, \quad \zeta_2 = \frac{C_\theta}{2\sqrt{(I - I_z)K_\theta}}, \quad \nu_2^2 = \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2}, \quad \nu^2 = \frac{\omega^2}{\Omega_1^2}$$

図4の槽上縁部の片振幅 d は位相を考慮して(3)式の $x_0, \theta_0 l_1$ をベクトル的に加え合わせ、次式より求められる。

$$d = \sqrt{|x_0|^2 + |\theta_0 l_1|^2 + 2|x_0||\theta_0 l_1| \cos(\delta_x - \delta_\theta)} \dots \dots (4)$$

ここに, δ_x, δ_θ : 横変位, 角変位の位相

実際の設計に当たり式(3)をそのまま数値的に解析するには手数を要するので, $l=0$ すなわち横変位と角変位を連成しないようにするのが望ましい。さらに問題とする共振点における振幅は, $\nu=0$, または $\nu_2=0$ とおくことにより

$$\left. \begin{aligned} |x_0| &= \frac{m_u e}{C_x} \sqrt{\frac{K_x}{m}} \\ |\theta_0| &= \frac{m_u e l}{C_\theta} \sqrt{\frac{K_\theta}{I-I_z}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

式(5)よりアンバランス量 $m_u e$ を一定とすれば、振れまわり振幅を小さくするには

- (1) 質量 m , 慣性モーメント $I-I_z$ を大きくする。
- (2) 減衰係数 C_x, C_θ を大きくする。
- (3) ばね定数 K_x, K_z を小さくする。
- (4) 重心からアンバランスまでの距離 l を小さくする。

のが有効であることがわかる。これはすでに長谷川氏⁽³⁾, 平野氏, 松倉氏⁽⁴⁾が明らかにしている。

4.2 外わく振動

内部機械部の運動により生ずる外わくの振動はまず伝達される力が関与する。いま、横振動と角振動が非連成であるとするれば、横方向に伝達される力 F および伝達モーメント M ⁽²⁾ は

$$\left. \begin{aligned} F &= m_u e \frac{\omega^2 \sqrt{K_x^2 + (C_x \omega)^2}}{\sqrt{(K_x - m \omega^2)^2 + (C_x \omega)^2}} \\ M &= m_u e l \cdot \frac{\omega^2 \sqrt{K_\theta^2 + (C_\theta \omega)^2}}{\sqrt{\{K_\theta - (I-I_z) \omega^2\}^2 + (C_\theta \omega)^2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots (6)$$

となり、アンバランス量一定と考えれば、外わくに伝達される力の大きくなるのは減衰係数 C_x, C_θ の大きさにもよるが、共振点近くと回転速度の高い領域とである⁽⁵⁾。本機の場合共振点における伝達力が大きいと洗たく機が据付け位置から動き出すことがあり、また回転速度の最も高い定速回転時に伝達力が大きくなると使用者に不安感または不快感を与えるので双方とも問題となる。定性的な傾向として式(6)より質量 m および慣性モーメント $I-I_z$ を大きくし、ばね定数 K_x, K_θ を小さくすることは有効であり、振れまわり振幅減少の目的とも一致する。減衰の大きさ C_x, C_θ はこれを大きくすると共振点の伝達力が小さくなり有効であるが、逆に定速回転時の伝達力が大きくなり、振れまわり振幅減少の目的とは相反するので適当な値を選ぶ必要がある。さらに外わくは薄板鋼板で作られた弾性体であり、多くの固有振動数を有しているため共振特性も問題となり、伝達力のみでなくその振動数も関与するので解析はきわめてむづかしくなる。設計上は外わくの固有振動数を定速回転時の振動数より高くなるよう十分な剛性を持たせる必要がある。

5. 防振支持方式の選定

前章によって振幅を小さくするための諸要因の定性的な傾向がつかめたので、これを洗たく機の防振支持方法として考えられる次の方式について検討する。

第1の方式は図5(a)に示すように洗たく機を下からばね定数 k_p なる圧縮ばねによって防振支持する方式である。実際にはこの圧縮ばねの外側にゴム管をかぶせ摩擦減衰を行なわせるのが普通である。第2の方式は図(b)に示すように洗たく機をばね定数 k_{p1} なる引きばねでつり下げ、さらに側方よりばね定数 k_{p2} の板ばねで摩擦子を押しつけ減衰を作用させるようにした方式である。第3の方式は図(c)に示すように、つり棒の下端に設けたばね定数 k_p なる圧縮ばねをもって洗たく機を支える方式で、つり棒の端は球面継手としこの部分で摩擦減衰を行なわせるようにしたものである。

これら各方式について振れまわり運動と外わく振動に対して影響を及ぼす諸要因および構造的、設計的な観点から比較しこれを表2に示す。

表2により、防振支持上必要な l, K_x , および K_θ を小さくし適当な減衰を与えるという前章の条件に対しては第3の方式(c)が最も適していると考えられる。

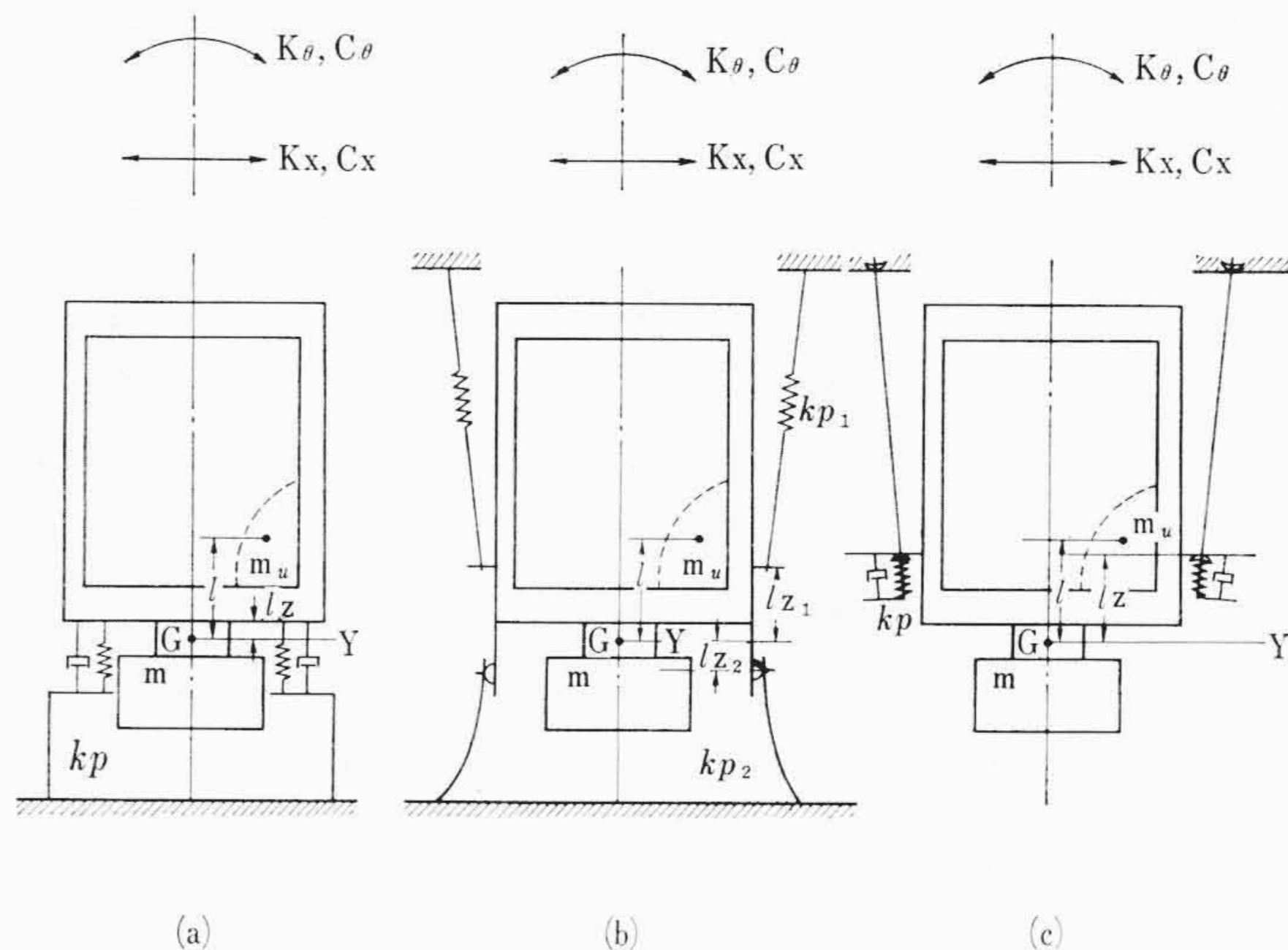


図5 洗たく機防振方式

表2 各防振支持方式の比較表

比較項目	支持方式	(a)	(b)	(c)
重心とアンバランス面の距離 l を容易に小さくできる		△	○	○
ばね定数 K_x を小さくする		× *	× **	○ ***
ばね定数 K_θ を小さくする		× *	× **	○
適当な減衰を容易に与える		×	△	○
外わく振動を小さくする		×	×	○
簡単な構造とする		○	×	△
設計上の振動解析が容易である		○	× ****	△

○.....良, △.....可, ×.....不可

- * 水槽に水を満したとき座屈するおそれのないよう剛性ばねにする必要がある。
- ** 水槽に水を満したとき水槽がばねのたわみにより下がり過ぎないように剛性ばねにする必要がある、必要な摩擦減衰を与えるため大きなばね定数の板ばねが必要である。
- *** つり棒の長さや内部機械部の自重によるので小さくでき、また、水槽に水を満したとき密着する程度のばね定数でよい。
- **** 振動系が複雑なため解析がむづかしく、適正なばね定数、減衰の与え方がむづかしい。

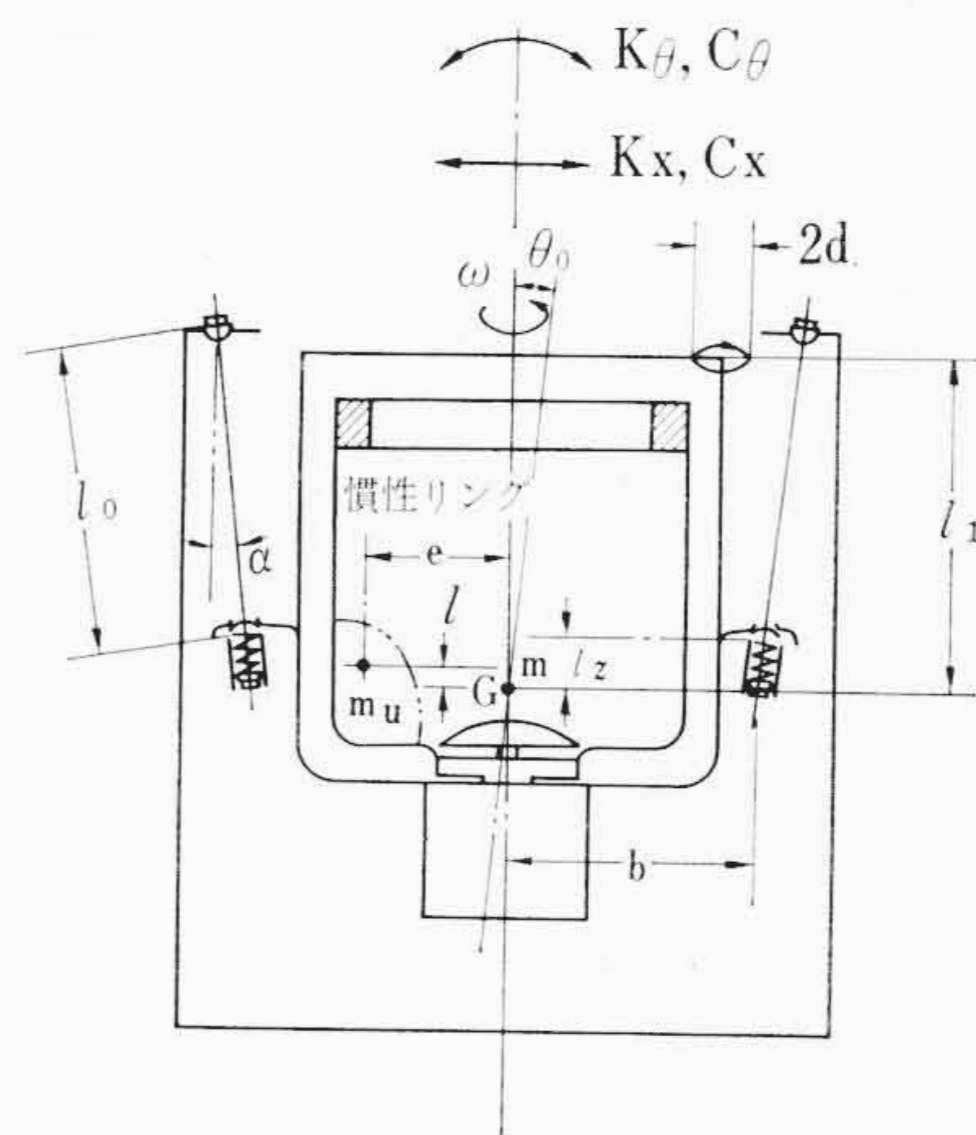


図6 PF-550形の振動系

これにより本機では第3の方式(c)を選定し図6に示すような防振支持を採用している。

まず質量 m , 慣性モーメント I を増し、重心 G と弾性支持面までの距離をできるだけ小さくするよう本機では6kgの付加ウェイト(慣性リング)をバスケット上部に取り付けてある。

次に横方向ばね定数 K_x と回転ばね定数 K_θ は本機の場合それぞれ次式で与えられる。

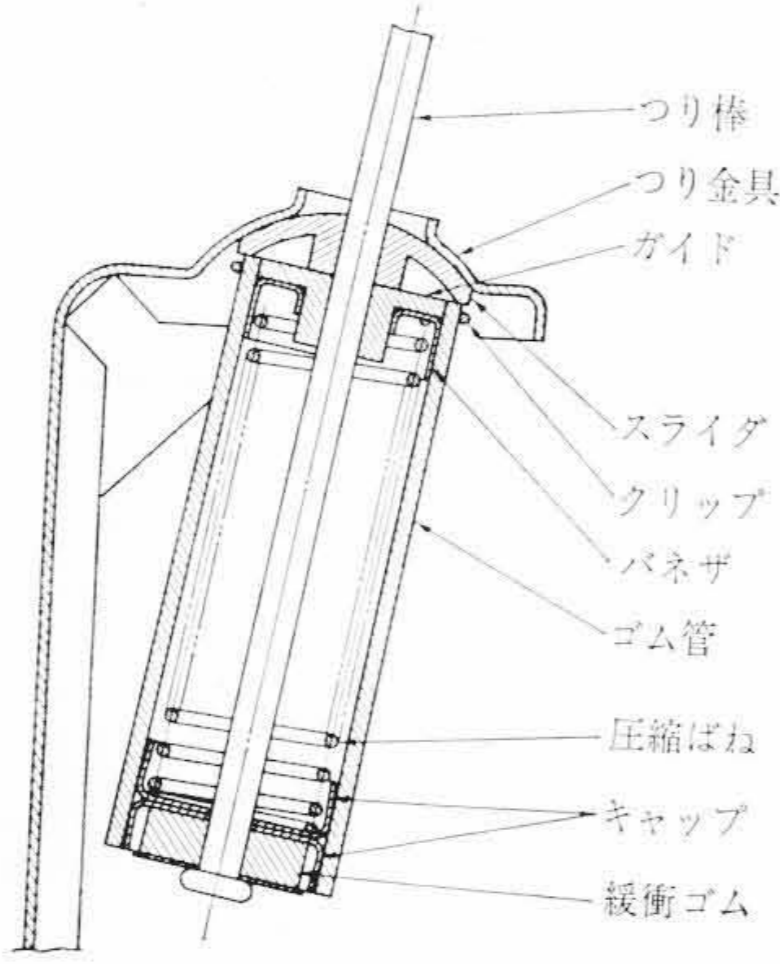


図7 防振支持装置

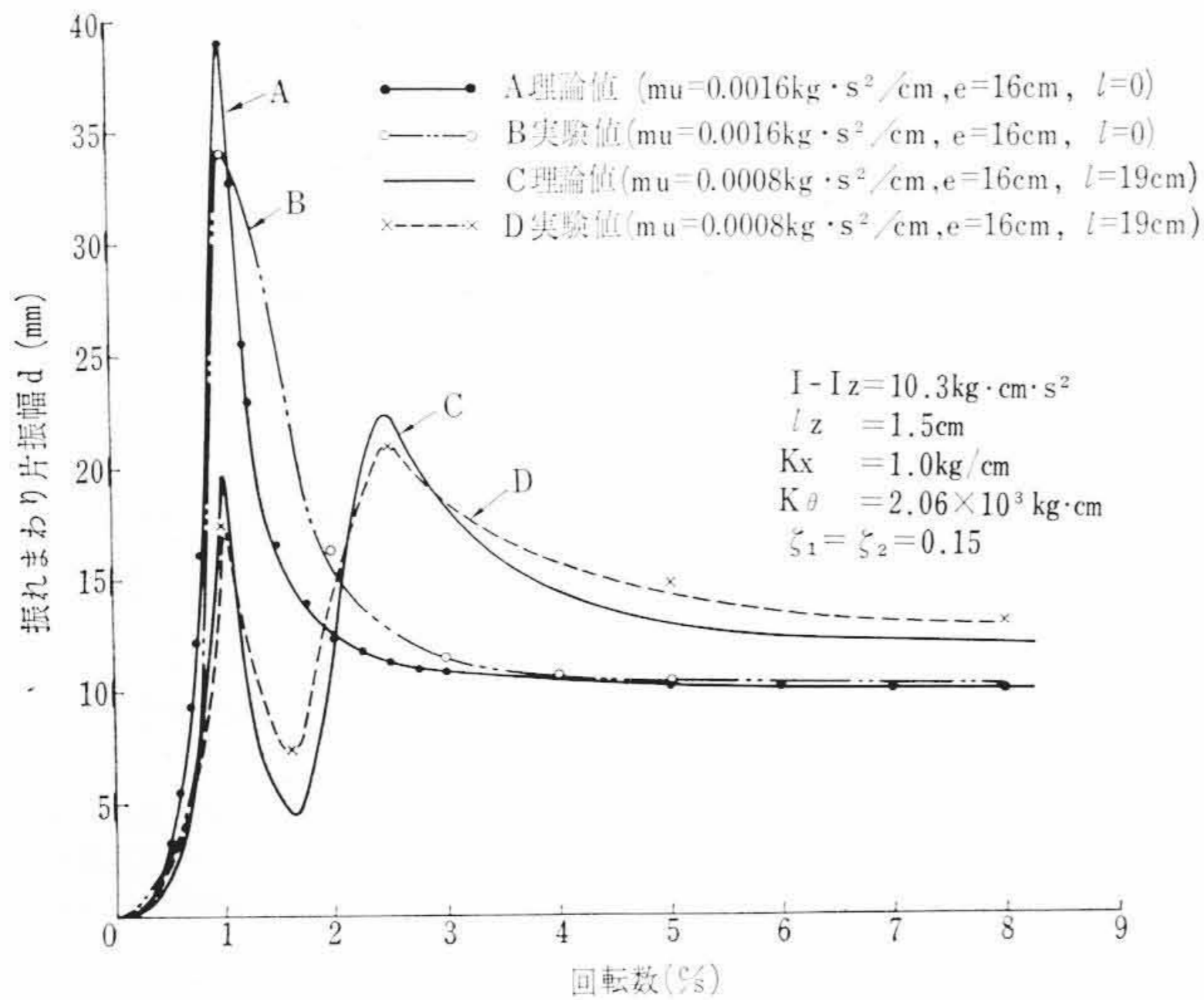


図8 振れまわり運動の共振特性

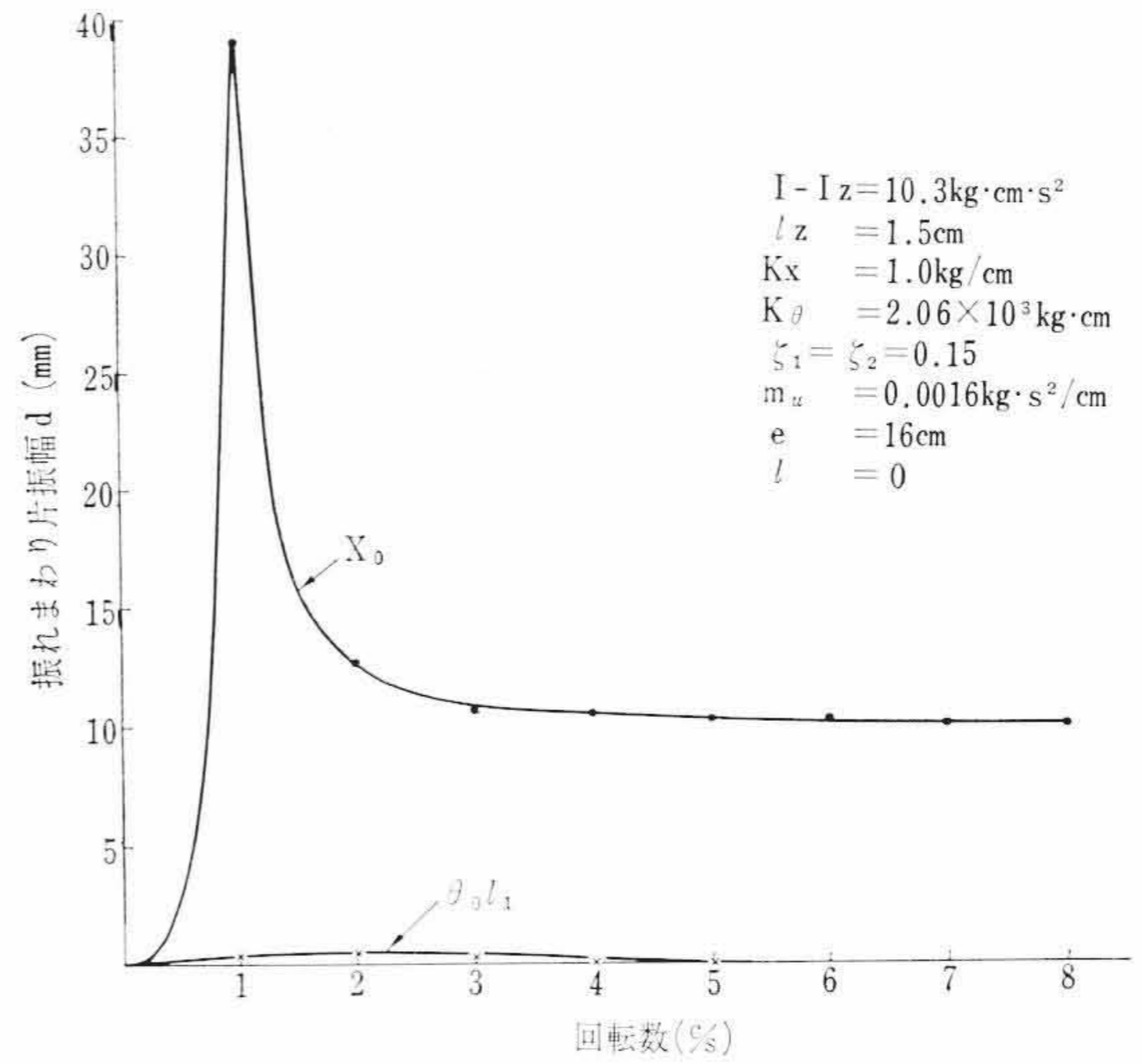


図9 角変位と横変位それぞれの共振特性

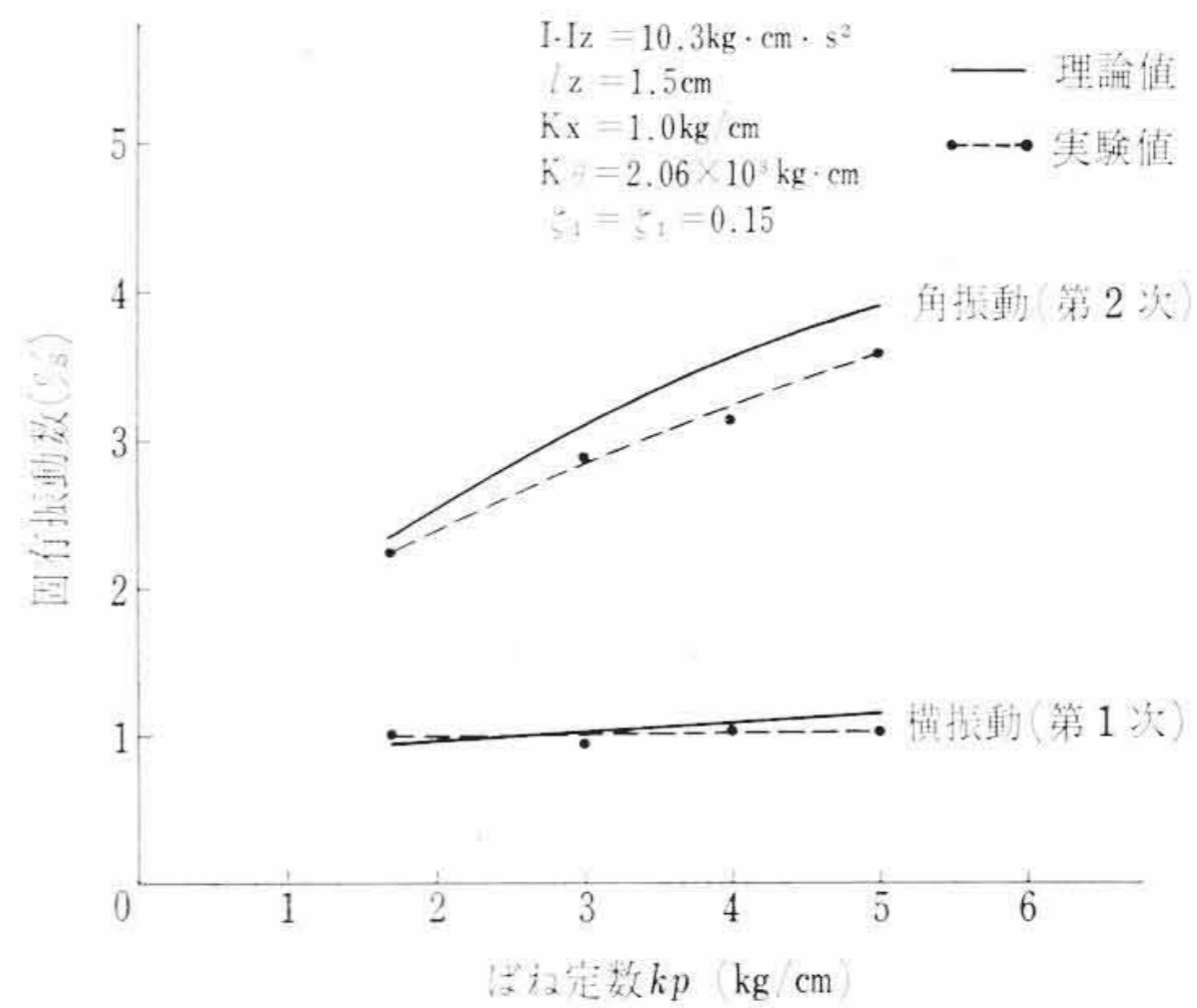


図10 圧縮ばねのばね定数と固有振動数の関係

表3 本機振動系の定数

記号		数 値
m	内部機械部質量	0.026 kg·s²/cm
I	x 軸まわりの慣性モーメント	13.3 kg·cm·s²
I_z	z 軸まわりの回転部の慣性モーメント	3.0 kg·cm·s²
e	アンバランスの偏心量	16 cm
l_z	重心 G から弾性支持点までの z 軸方向距離	1.5 cm
l	重心 G からアンバランスまでの z 軸方向距離	19 cm
l_1	重心 G から槽上縁までの z 軸方向距離	30 cm
l_0	つり棒の長さ	10°
α	つり棒の傾斜角度	25 cm
b	重心 G から弾性支持点までの x 軸方向距離	

$$K_x = \frac{mg}{l_0 \cos \alpha} + 2k_p \sin^2 \alpha \quad (7)$$

$$K_\theta = 2k_p \cdot b^2 \cdot \cos^2 \alpha \quad (8)$$

ここに、 k_p : 圧縮ばねのばね定数

b : 重心 G から弾性支持点までの横方向距離

α : つり棒の傾斜角度

ばね定数 K_x は α が小さいからほとんどつり棒の長さ l_0 と内部機械部の重量とで決まる。本機の場合つり棒の長さは重心の位置と圧縮ばねの位置を近づけるいわゆる非連続支持になるように、また構造上からの制限を考慮して 300 mm とした。回転ばね定数 K_θ はばね定数 k_p によって定まるが、機械の大きさ、使用性について制限をうけるので実験により適当なばね定数を選ぶのがよい。減衰の与え方は本機では図2に示すようにまず横方向の減衰を与える方法としてつ

り棒の上下に球面状のスライダを設け内部機械部の自重を利用して摩擦減衰を与える方法を採用し回転方向の減衰については図7に示すように防振支持している圧縮ばねの外側にゴム管をかぶせ、このゴム管の内壁とばねの下部に設けたキャップの固体摩擦を利用した方式を採用している。これらの摩擦減衰については摩擦面の材質、潤滑剤が関与し、あるいはゴム管とキャップの締りしろが大きく影響するので、これらについては実験により適値を求めるのがよいと考える。

6. 実験および考察

振れまわり振幅は大きくかつ振動数が低いので機械オシロにて測定した。外わく振動の振幅は外わくの横方向と縦方向とを日本電子測器株式会社製の MODEL-UT-10(S) 測定器を使って直接測定した。表3は本機振動系の諸定数を示したものである。

6.1 振れまわり運動の共振特性

図8に振れまわり運動の共振特性を示す。これより実験値と式(4)より求めた理論値とはかなりよく一致しており、理論式は十分な信頼度を有すると考えられる。理論値より実験値がやや小さく、かつ極大値の幅が広いのは、理論値が各回転数の定常状態を考慮しているのに対して実験値では加速による振れまわりの応答が含まれ、過渡的な振幅を測定しているためと推定される。本機の場合共振点は 1 c/s と 2.4 c/s にあり、第1次は横振動によるもの、第2次は角振動によることが図8からわかる。バスケット下部にアンバランス

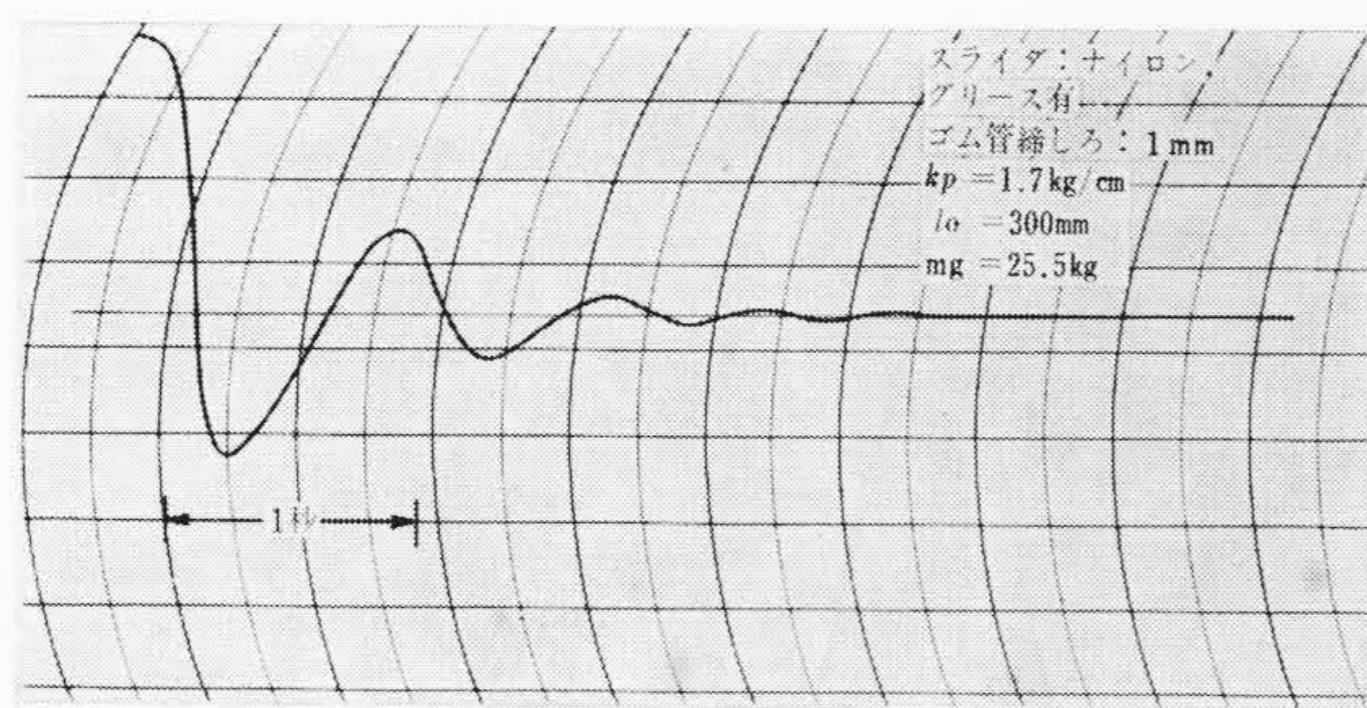


図11 減衰曲線

表4 減衰係数比 ζ_1

スライダ	グリースの有無	ばね定数 k_p (kg/cm)	減衰係数比 ζ_1	備考
黄銅	無	1.7	0.241	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
黄銅	有	1.7	0.051	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	無	1.7	0.148	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	有	1.7	0.148	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	有	3.0	0.141	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	有	4.0	0.141	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	有	5.0	0.145	ネオプレンゴム管有 縮しろ 1mm
6ナイロン	有	1.7	0.135	ゴム管無

を付けた場合には角振動による第2次の振幅は図8-Aのようにほとんど現われない。そこで、角変位による槽上縁の振幅 $\theta_0 l_1$ と横変位 x_0 とをそれぞれ計算し、それを図9に示した。図9から角変位は横変位に比較しごく小さいことがわかる。これはバスケット上部の付加ウエイトの効果により、重心とアンバランスの生ずる面の距離 l が十分に小さいためである。

6.2 ばね定数と振れまわり運動の関係

圧縮ばねのばね定数 k_p と振れまわりの固有振動数の関係を図10に示す。ばね定数 k_p により第2次の角振動による固有振動数は大きく変わるが第1次のそれはほとんど変わらない。これは式(7)、(8)に示すように k_p により K_θ は比例して変わるが、 K_x はほとんど変わらないためである。共振時における振れまわり振幅は式(5)により固有振動数に比例するので、以上のことから第2次の角振動による振幅を小さくするためほかに支障のない限りばね定数 k_p はできるだけ小さくするのがよく、本機の場合は $k_p=1.7 \text{ kg/cm}$ のばねを用いることにした。

6.3 減衰特性と振れまわり運動

横方向の減衰に関与するスライダの材質としてナイロンと黄銅を用い振動系を自由振動させて減衰曲線を求めた。その一例を図11に示す。この曲線から系の対数減衰率を求め減衰係数比 $\zeta_1=C_x/2\sqrt{mK_x}$ を算出した。その結果を表4に示す。表4よりスライダとして黄銅とナイロンを比較すると、黄銅はしゅう動面のグリースの有無によってその値が大きく変化するに対し、ナイロンの場合はその変化が認められない。これはナイロンは自己潤滑性を有するためと考えられる。潤滑剤としてグリースを用いた場合の減衰係数比は表にみるように黄銅よりナイロンのほうが大きい。また本機の諸定数で減衰係数比 ζ_1 を変えた場合の共振特性を理論計算した結果を図12に示す。この計算結果と図8の実験結果を比較することにより本機の減衰係数比はほぼ $\zeta_1=0.15$ に相当することがわかる。この値のとき振れまわり振幅は片振動34mmで外わくと突き当たることもなく運転上支障がないことがわかり、この値ではほぼ適当と考える。

次に角振動に対する減衰は、 x 軸まわりに自由振動できないので、その減衰効果はゴム管の有無による振れまわり運動を測定し比較した。角振動が実際に問題になるのは、布のアンバランスが槽の上方

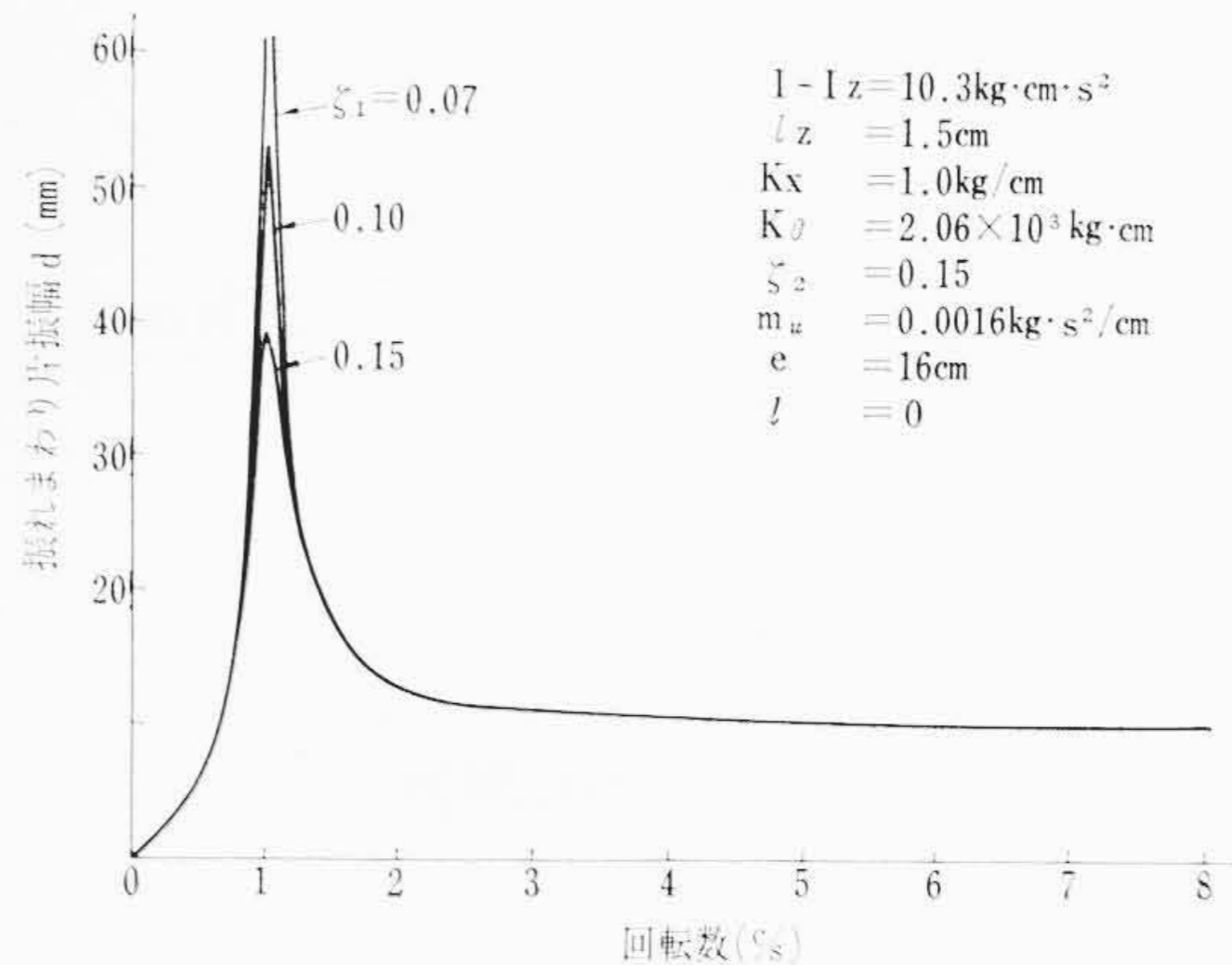


図12 減衰係数比 ζ_1 による共振特性

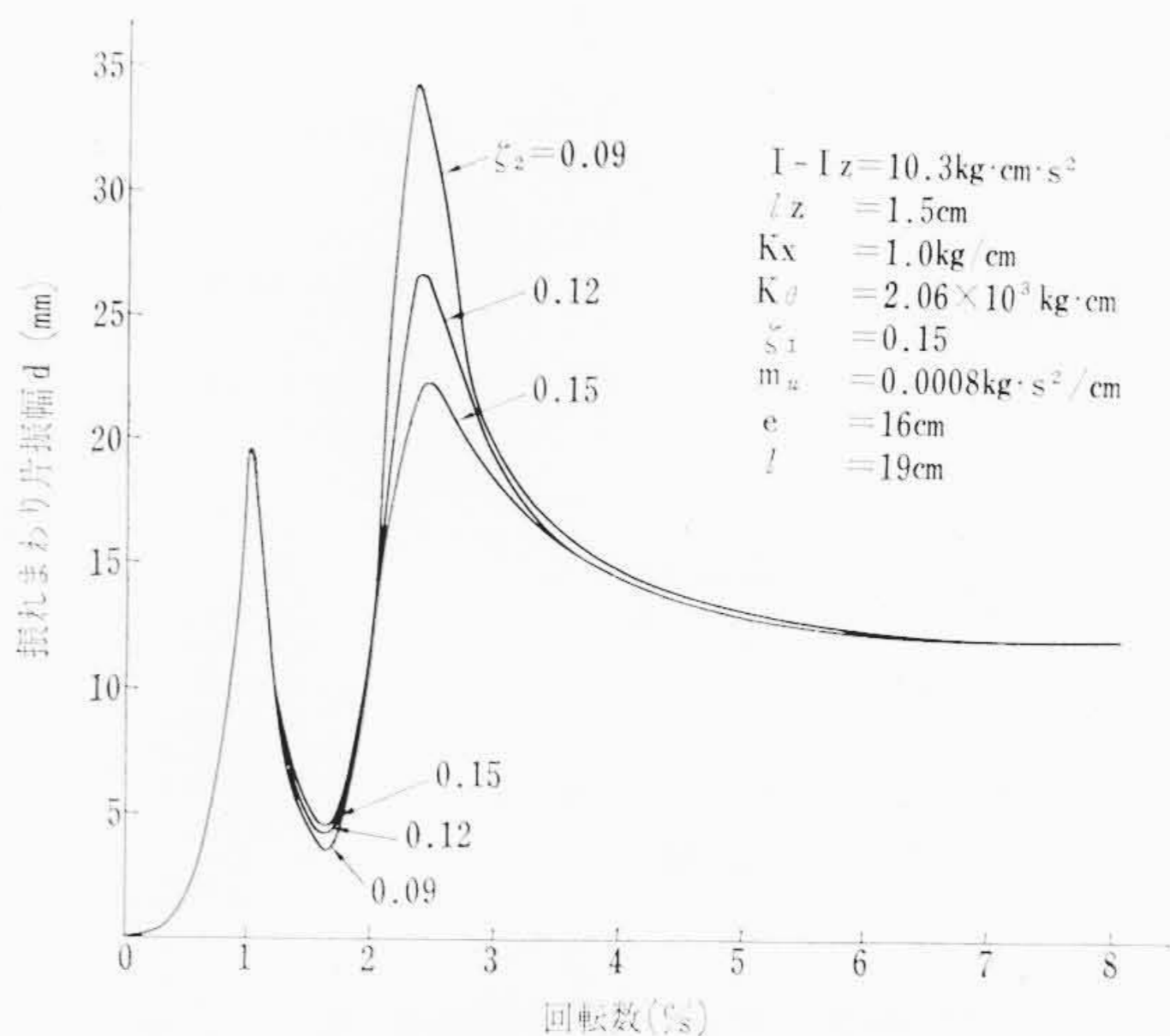


図13 減衰係数比 ζ_2 による共振特性

に生ずる場合なので、これを考慮して、槽の上部に $0.8 \times 16 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ のアンバランスを付加した場合の振れまわり運動の共振特性を理論計算より求め、これを図13に示した。ゴム管がない場合には、角振動に対する減衰がないためその共振点において圧縮ばねが密着するほどのはげしい角振動を生じ、いつまでも共振点を通過できず正常運転に移行できない。このようにゴム管の存在は角振動に対し減衰効果が非常に大きい。図13と図8の実験値から本機の x 軸および y 軸まわりの減衰係数比 ζ_2 はほぼ0.15であると考えられる。

6.4 外わくの振動

本機についてばね定数 k_p 、ゴム管とキャップの縮しろを変えて外わく振幅を測定した結果は図14(a),(b)に示すとおりである。双方ともその増大につれて外わく振幅が増大するが、特にゴム管とキャップの縮しろが大きく影響し縮しろが1mmを越すと急激に大きくなる。これは縮しろが大きくなるに従い、ゴムとキャップの摩擦力が大となり減衰係数比 ζ_2 が増大するためと考えられる。この縮しろについては第2次共振振幅と合わせ考慮しその値を0としている。このように縮しろがなくても減衰効果が得られるのは振動時には圧縮ばね自体も振れまわりそれにつれてキャップもふれまわることからゴム管内壁と擦りあい減衰効果をもたらすものと考えられる。この縮しろの値では外わく振幅は最大値をとっても 500μ であり、使用者の不安感、不快感を招くことはなく、実用上問題ないとする。また図(a)でばね定数 k_p が大きくなるにつれて外わくの横振動が大きくなるが、これは外わくが前述のように薄鋼板を曲げて成形したもので、構成上、横方向の剛性が縦方向のそれに比べ弱くその影響が出ているものと考えられる。

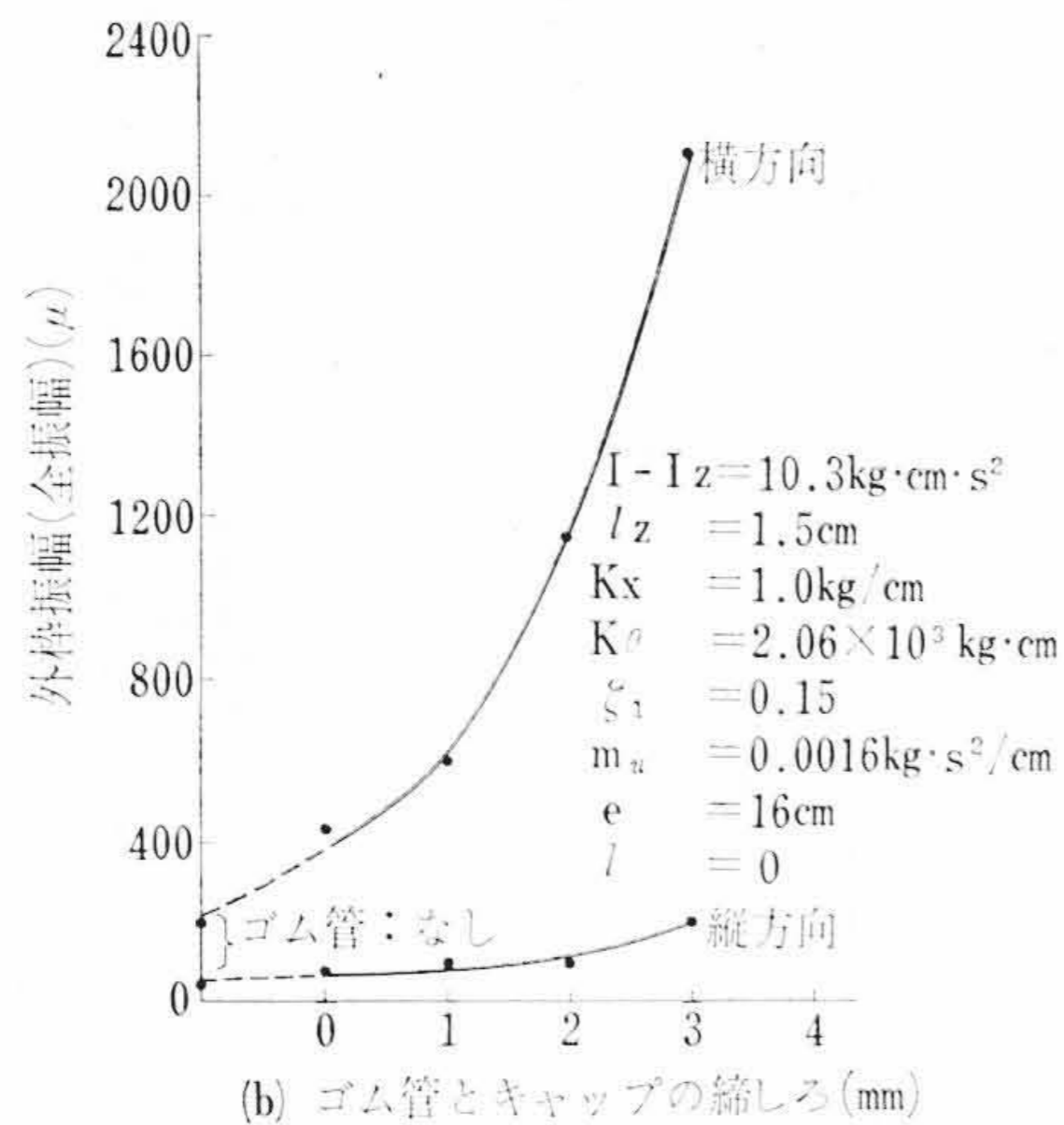
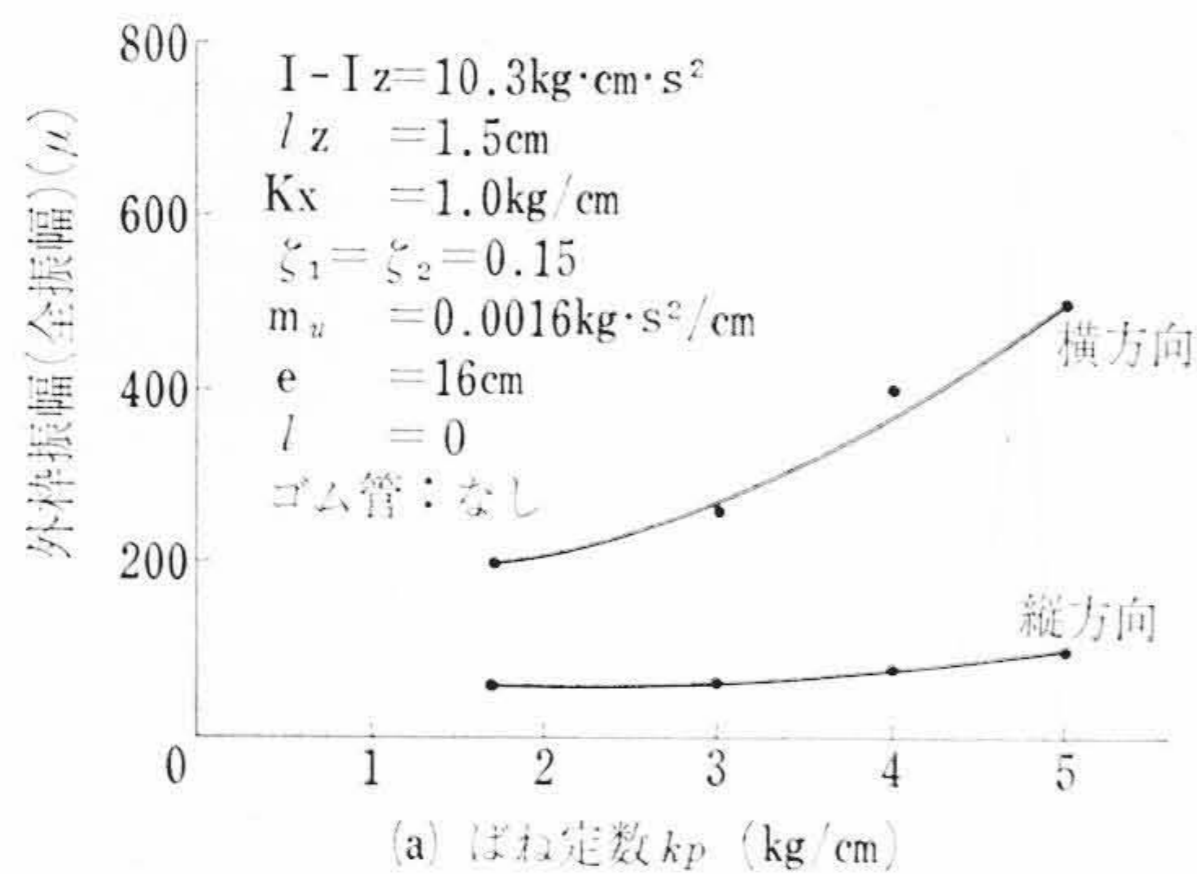


図14 圧縮ばね，ゴム管とキャップの縮しるによる外わく振幅

表5 本機の防振性能

アンバランス量	共振時の 振れまわり振幅	定速時の 振れまわり振幅	外わく振幅
バスケット下部に 1.6×16 kg·cm	水槽上端で 34 mm	水槽上端で 10 mm	500 μ
バスケット上部に 0.8×16 kg·cm	水槽上端で 21 mm	水槽上端で 13 mm	

6.5 防振性能

以上の検討により求められた防振支持の防振性能をまとめて表5に示す。バスケット上部に 0.8×16 kg·cm，バスケット下部で 1.6×16 kg·cm の大きなアンバランスに対しても支障なく運転できる。

本防振支持による実際の洗たく物について実験した結果を図15に示す。最も条件の悪いと考えられる含水性の互いに異なるタオル地の寝巻きとテトロンワイシャツを組み合わせる1.8 kg の場合について振れまわり振幅を測定し、その度数分布を求めたものである。この結果よりいずれも運転に支障がなく安全なことがわかる。なお本機ではきわめて大きなアンバランスが生じた場合を想定し、その場合には脱水運転を止め機械の安全を保つよう安全スイッチを設けてある。

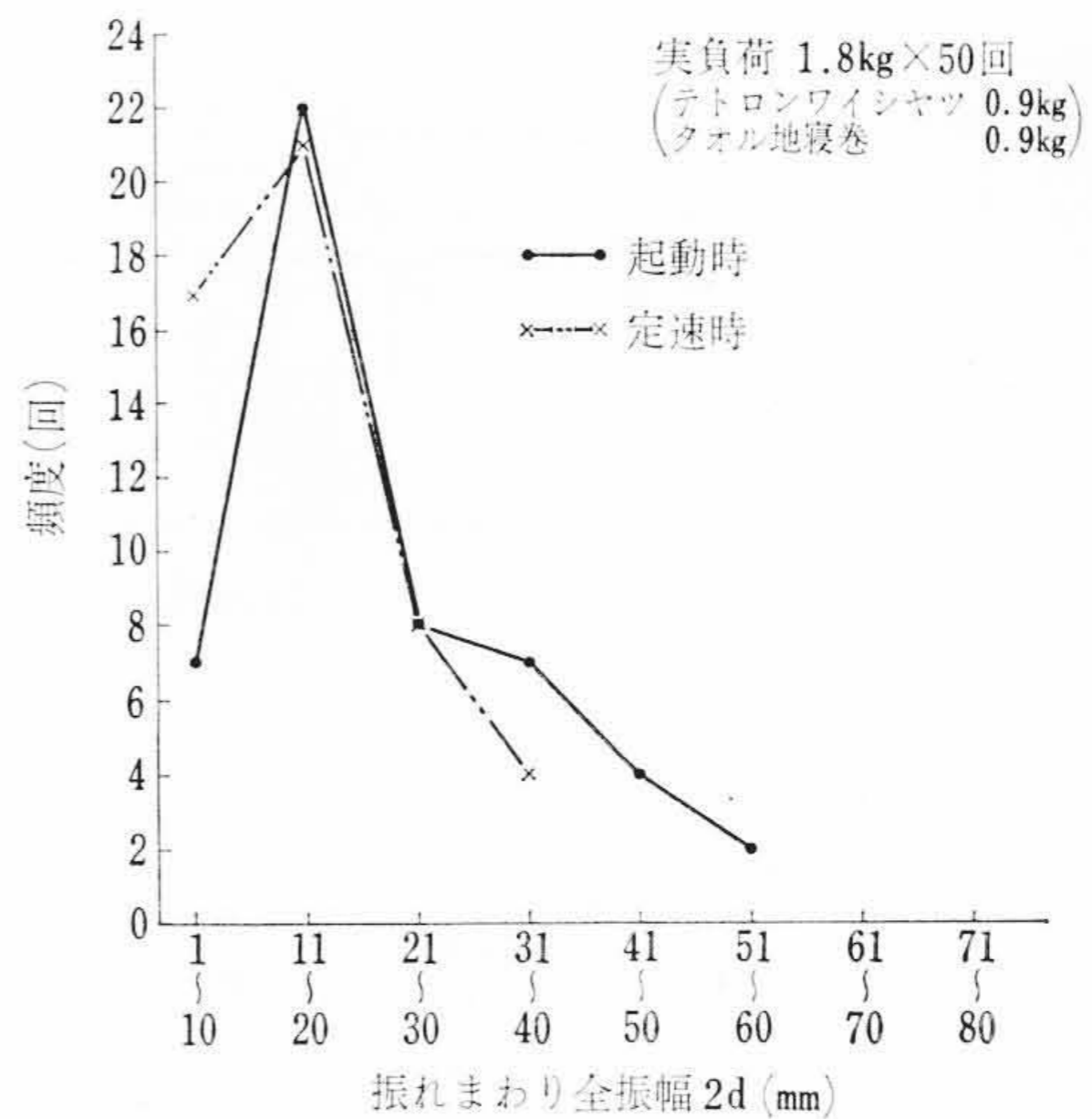


図15 実負荷による振れまわり振幅の度数分布

7. 結 言

以上渦巻式全自動洗たく機の防振支持性能について検討および考察の結果を述べたが、これを要約すると次のようになる。

- (1) 振れまわり運動に関する第4章の理論式はかなりよく実験と一致し信頼度が高い。
- (2) 防振支持方式は重心，弾性支持位置およびアンバランスの生ずる位置を近接させることのできるつり下げ形が適当であり，特にばね定数を小さくし，適当な減衰の与えられるつり棒によるつり下げ形がよい。
- (3) つり棒の両端に設けた球面状のスライダによる摩擦は横方向の減衰として有効であり，ナイロン製のスライダにより減衰係数比 ζ_1 が約0.15の適当な減衰が得られた。
- (4) つり棒の下端のゴム管とキャップとの摩擦は角変位の減衰としてきわめて有効であるが，その縮しるが大きいと外わく振動が大となるので適値を選ぶ必要がある。
- (5) 本機の防振支持の限界アンバランス量はバスケット上部で約0.8×16 kg·cm，同じく下部で1.6×16 kg·cmで，実負荷のほとんどすべての場合支障なく運転できる。

これらの成果を製品に採り入れることにより渦巻式洗たく方式による全自動洗たく機を完成することができた。なおここで述べた考え方は全自動洗たく機ばかりでなくほかの類似機械についても適用可能と考えられる。関係各位の参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) C. E. Crede: VIBRATION and SHOCK ISOLATION, 45 (1952)
- (2) 亘理 厚: 機械力学 27 (昭-30 共立出版社)
- (3) 長谷川: 日立評論 44, 866 (昭37-6)
- (4) 平野, 松倉: 三菱電機技報 37, 1476 (昭38-12)
- (5) 水野, 下郷: 防振・緩衝器の設計 20 (昭-40 オーム社)