

シリコン液利用粘性ダンパについて

Torsional Viscous-Friction Dampers Filled with Silicone Fluid
as a Viscous Damping Medium大 須 賀 直*
Tadashi Osuka

内 容 梗 概

シリコン液は温度変化による粘度変化が比較的小さい。この性質を利用して速度比例粘性ダンパを製作し、ディーゼル機関のクランク軸に応用している。

速度比例粘性ダンパについては理論的に論じられているが、高粘度のシリコン液を使用する関係上理論計算と一致しないため、モデル振動体を作り理論値と実験値の関係を検討した。その結果温度とせん断比によるシリコン液の粘度補正を適切に行なえば、簡単な計算で十分の性能を発揮できることが明らかとなり、B-60 機関に適用して実測した結果も十分満足しうるものであった。

1. 緒 言

日立製作所亀有工場で生産中のB形機関は、クランク軸のねじり振動数の危険次数のものが常用回転数範囲にはいるので、シリコン液を用いた粘性ダンパを採用している。この機関の試作当初、このダンパの詳細は明らかでなく、設計上の参考データも少なかった。そこで基礎実験を行ない、ダンパの性質を解析した。その結果に基づき機関用のダンパを設計、製作し、機関に対する防振効果を確認し、生産しているB形機関に採用した。最近わが国においてもこの種のシリコン液を用いた粘性ダンパが多く採用されており、その取り扱いについても論文が発表されているが⁽¹⁾、その基礎的取り扱いについては明らかにされていない。本報においては主としてこの基礎的な事項を明らかにし、機関のクランク軸のねじり振動防止以外の用途への適用をも便ならしめたいと考える。

2. シリコン液入粘性ダンパの性質

2.1 粘性ダンパの理論 (2 質量系の場合)

理論的取り扱いの容易な第1図のような2質量系の場合について考える。粘性抵抗は速度比例形であるとして(1)式の運動方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} I\ddot{\theta} + c(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d) + k\theta &= M_0 \cos \omega t \\ I_d \ddot{\theta}_d &= c(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに I : ダンパハウジングの慣性能率 ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)

I_d : ダンパマスの慣性能率 ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)

c : ダンパの減衰係数 ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$)

θ : I の変位 (rad)

θ_d : I_d の変位 (rad)

k : バネ常数 ($\text{kg}\cdot\text{cm}/\text{rad}$)

M_0 : 強制トルクの振幅 ($\text{kg}\cdot\text{cm}$)

ω : 強制トルクの角振動数 (rad/s)

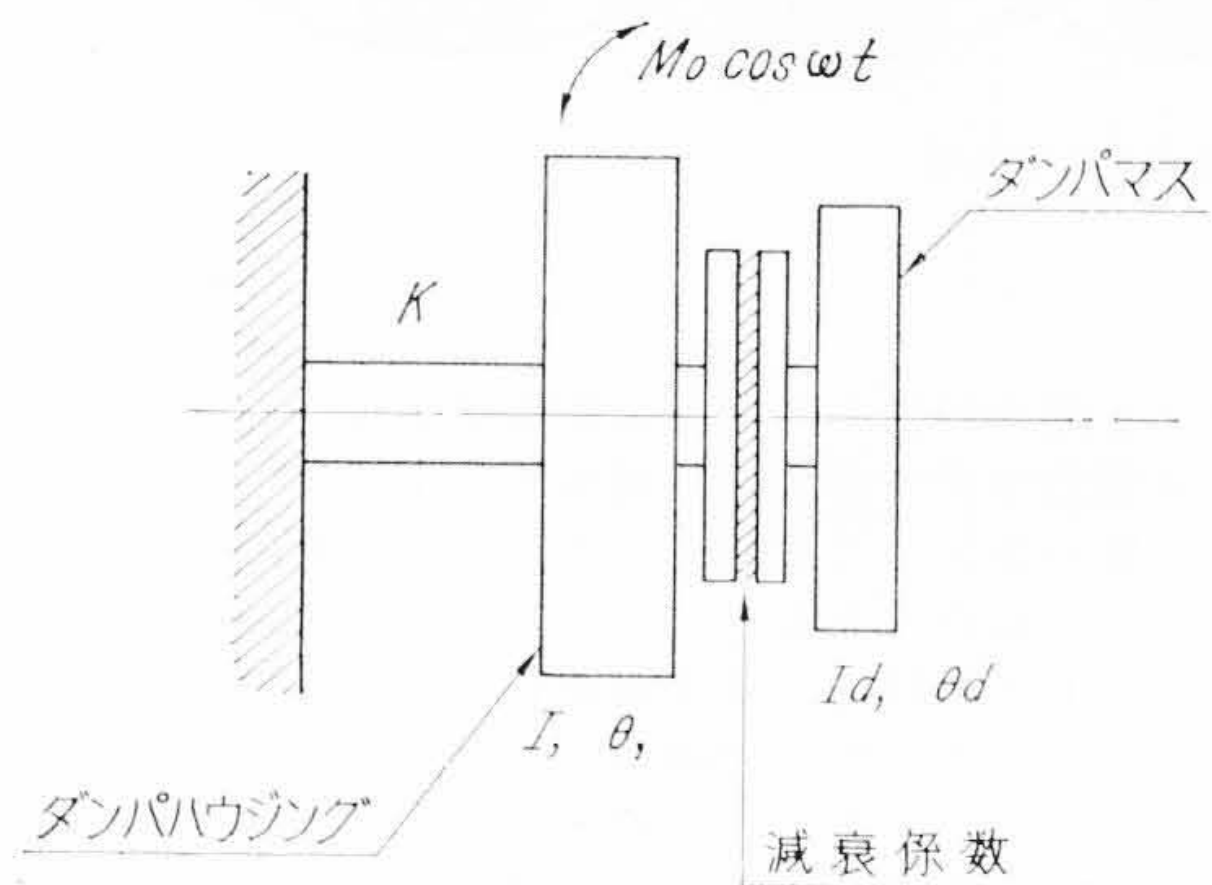
t : 時間 (s)

ここで $\theta = \phi e^{i\omega t}$, $\theta_d = \phi_d e^{i\omega t}$ とおいて θ の振幅 ϕ を求めると(2)式が得られる⁽²⁾。

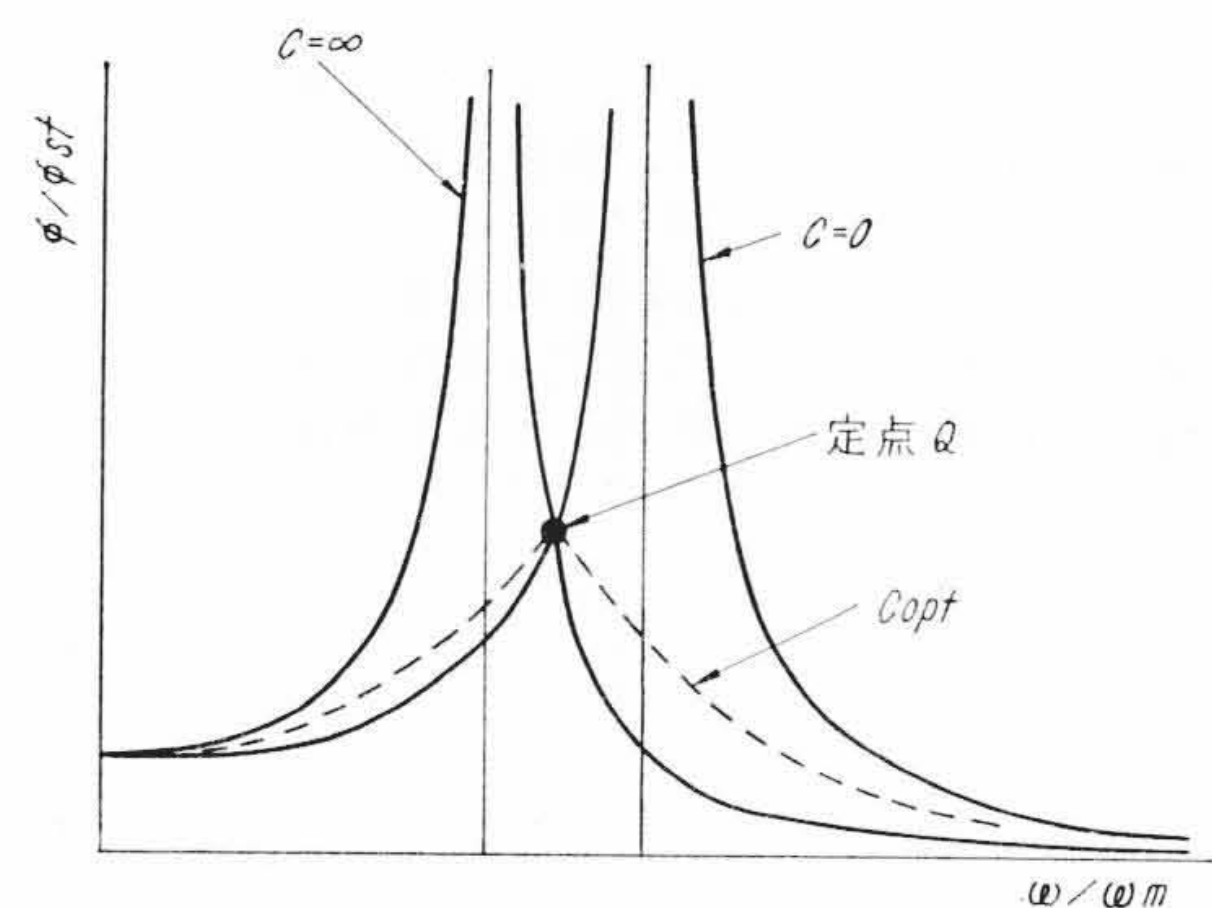
$$\frac{\phi}{\phi_{st}} = \sqrt{\frac{\left(-\frac{\omega^2}{\omega_m^2}A\right)^2 + 4\left(A\frac{c}{c_c}\frac{\omega}{\omega_m}\right)^2}{\left[\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_m^2}\right)\left(-\frac{\omega^2}{\omega_m^2}A\right)\right]^2 + 4\left(A\frac{c}{c_c}\frac{\omega}{\omega_m}\right)^2\left[\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_m^2}\right)-\frac{\omega^2}{\omega_m^2}A\right]^2}} \dots\dots\dots (2)$$

ここに

$$\omega_m = \sqrt{\frac{k}{I}} : \text{ダンパマスのない系の自然振動数 (rad/s)}$$



第1図 2質量粘性ダンパ付振動系



C に関係ない定点 Q が定まるので、この点で振幅が最大になるような C が C_{opt} である。

第2図 減衰係数(C)と共振曲線の関係

$$c_c = 2 I_d \omega_m, \quad A = I_d/I, \quad \phi_{st} = M_0/k$$

(2)式で ω/ω_m のある点で ϕ/ϕ_{st} は c/c_c に無関係に定まる (第2図)。この定点 Q で ϕ/ϕ_{st} が最大になるように定めた c が最適の減衰係数を与える (以下 c_{opt} という)。すなわち

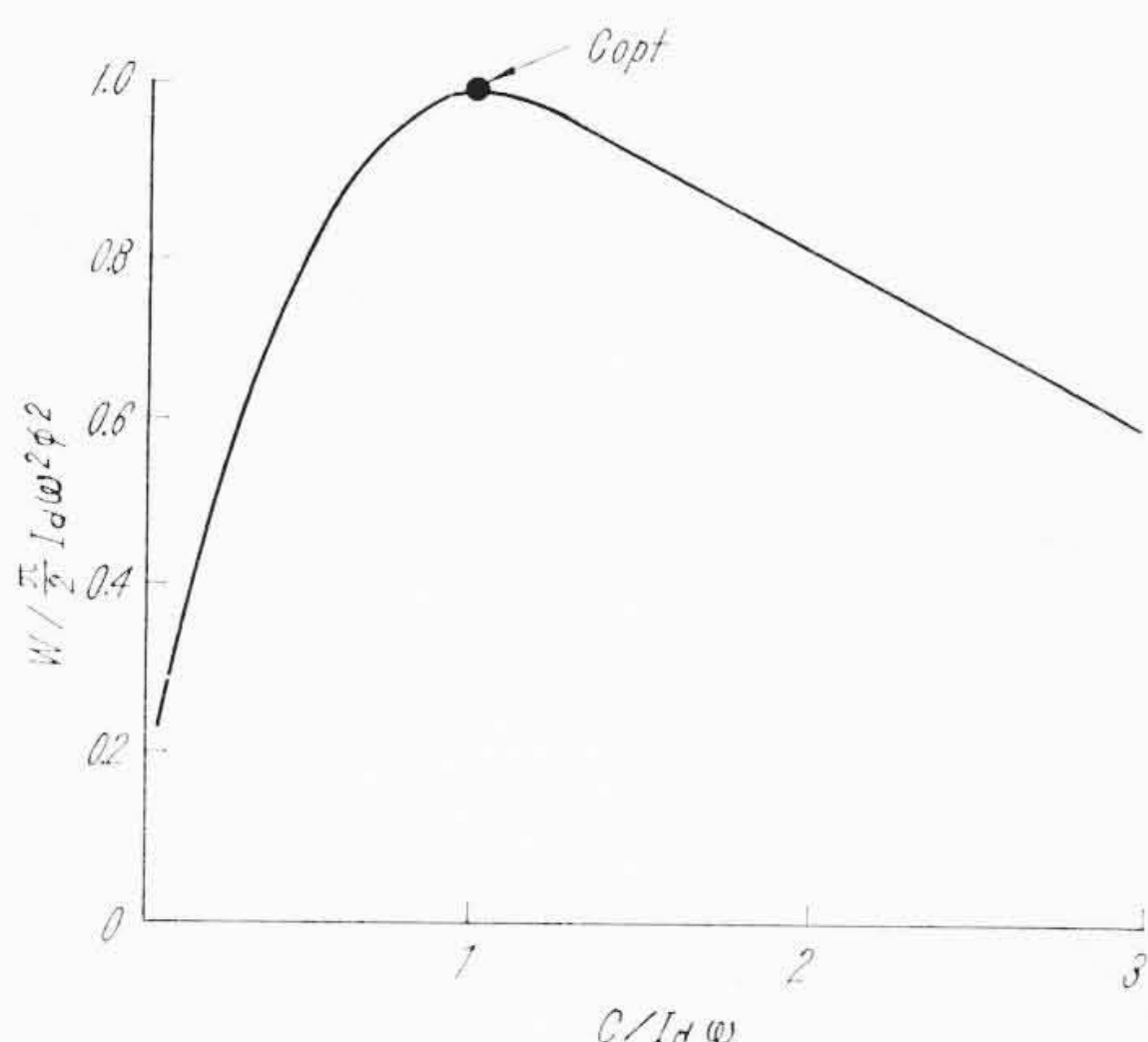
$$\frac{\omega}{\omega_m} = \sqrt{\frac{2}{2+A}}, \quad \frac{\phi}{\phi_{st}} = 1 + \frac{2}{A} \dots\dots\dots (3)$$

が定点として求められるから、この定点で ϕ/ϕ_{st} が最大になるように c を選ぶ。

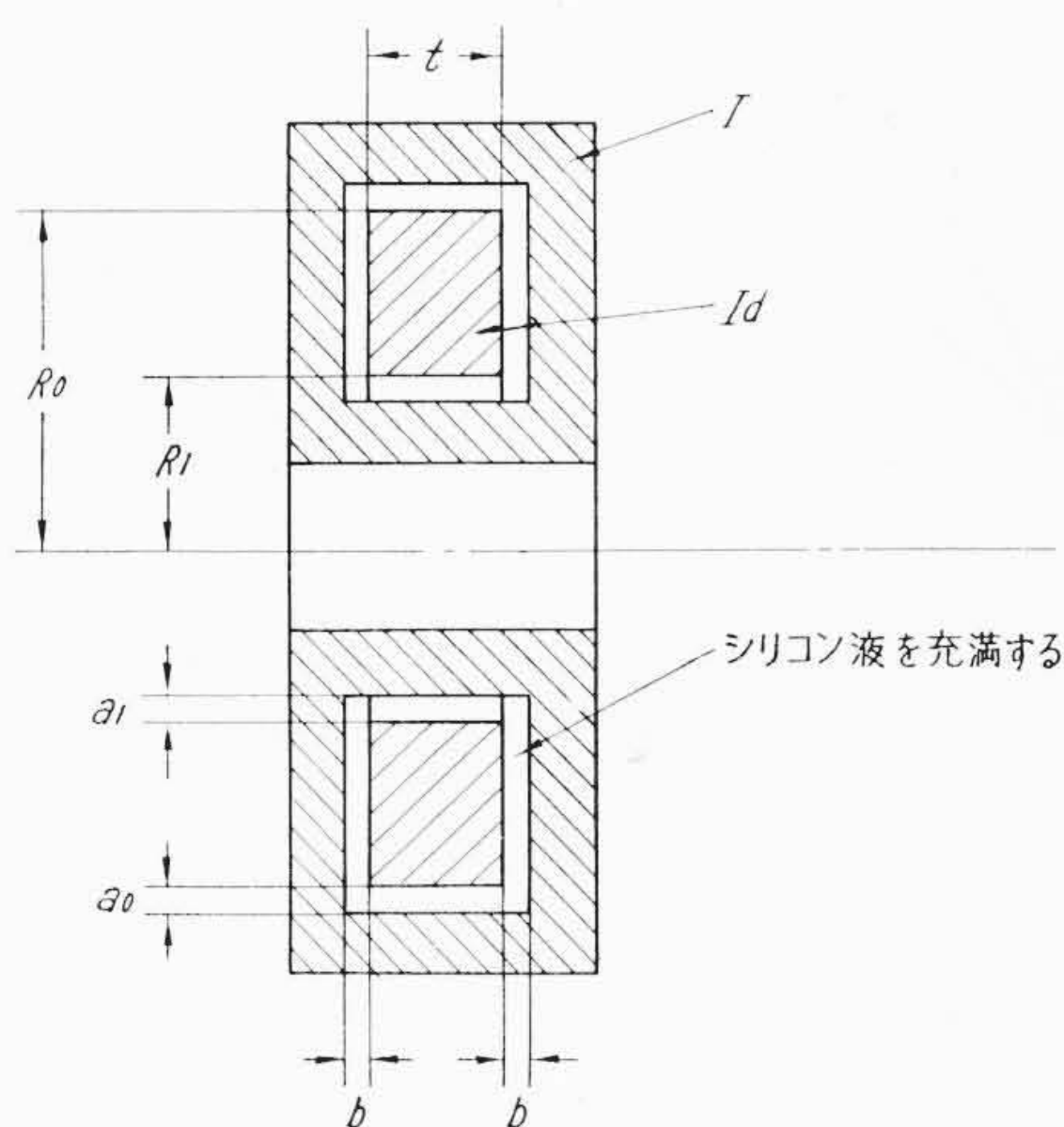
$$c = c_{opt} = \frac{c_c}{\sqrt{2(1+A)(2+A)}} = \frac{I_d \sqrt{\frac{k}{I + \frac{1}{2}I_d}}}{\sqrt{1 + \frac{I_d}{I}}} \dots\dots\dots (4)$$

なおエネルギー法によると粘性ダンパによって1サイクル間に吸収されるエネルギー W は

* 日立製作所亀有工場



第3図 減衰係数と吸収エネルギーとの関係



- a_0 : ダンパマス外周のギャップ (cm)
 a_1 : ダンパマス内周のギャップ (cm)
 b : ダンパマス側面ギャップ (cm)

第4図 ダンパの形状

$$W = \frac{\pi}{2} I_d \omega^2 \phi^2 \frac{2 \frac{c}{I_d \omega}}{1 + \left(\frac{c}{I_d \omega} \right)^2} \quad (5)^{(3)(4)}$$

で表わされる。ここでエネルギーの吸収が最大となるよう(5)式を c で微分して $dW/dc=0$ とおき c_{opt} を求めると

$$c_{opt} = I_d \omega \quad (6)$$

ここで ω はダンパマス (I_d) がダンパハウジング (I) に及ぼす影響を考慮して求められる自然振動数であって $c=c_{opt}$ の場合は

$$(I + \frac{1}{2} I_d) \ddot{\theta} + k \theta = 0 \quad (7)$$

すなわち

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{I + \frac{1}{2} I_d}} \quad (8)$$

である。すなわち I_d の I に及ぼす等価慣性は $\frac{1}{2} I_d$ を考える。ゆえに(6)式は

$$c_{opt} = I_d \sqrt{\frac{k}{I + \frac{1}{2} I_d}} \quad (9)$$

$I_d/I \rightarrow 0$ とみなすと(4)式と(9)式は一致する。

なお(5)式の W と c の関係は第3図に明らかなとおり、 c の変化に対する W の変化は小さく (c が2倍になっても W は80%に下るだけ) ダンパの効果に対しては(4)、(9)式の内容はほとんど変わらない。

2.2 ダンパの形状と減衰係数 c の関係

2.1 によりある振動系に与える最適の減衰係数 c_{opt} の値は明らか

となったが、この c_{opt} を与えるためのダンパの形状と、中に入れる粘性液の粘度との関係を求める。ダンパの形状は第4図に示すようなものであるとし、計算を容易にするために粘性液はニュートン性液体と考え、粘性抵抗は(10)式に従うものとする。

$$\tau = \mu \frac{V}{h} \quad (10)$$

ここに τ : 粘性抵抗 (kg/cm²)

μ : 粘性係数 (kg・s/cm²)

h : 二面間のすきま (cm)

V : 二面の相対すべり速度 (cm/s)

ただし h は小さい場合とする。

この関係を用いて I と I_d との相対角速度が ω のときに働くトルクを計算する。

外周の抵抗によるトルク T_0 (kg・cm) は

$$T_0 = \tau \cdot 2\pi R_0 \cdot t \cdot R_0 = \mu \frac{\omega R_0}{a_0} 2\pi R_0 \cdot t \cdot R_0 = \frac{2\pi \mu t R_0^3}{a_0} \omega \quad (11)$$

内周の抵抗によるトルク T_1 (kg・cm) は

$$T_1 = \frac{2\pi \mu t R_1^3}{a_1} \omega \quad (12)$$

側面の抵抗によるトルク T_s (両側) (kg・cm) は

$$T_s = 2 \int_{R_1}^{R_0} 2\pi r \cdot r \tau dr = \frac{\pi \mu}{b} (R_0^4 - R_1^4) \omega \quad (13)$$

全体のトルク T は

$$T = T_0 + T_1 + T_s \quad (14)$$

減衰係数 c は

$$c = \frac{T}{\omega} = \frac{2\pi \mu t R_0^3}{a_0} + \frac{2\pi \mu t R_1^3}{a_1} + \frac{\pi \mu}{b} (R_0^4 - R_1^4) \quad (15)$$

すなわち(15)式は所要の減衰係数を与えるための粘性液の粘度とダンパの形状および粘性液の膜の厚さの関係を与える。

2.3 シリコーン液の性質

2.3.1 温度と粘度の関係

粘性液としてシリコーン液が適しているのは温度変化に対する粘度の変化が普通の油に比べてきわめて小さく、高粘度のものまで容易に得られるからである。粘度の温度に対する変化を表わすものとして粘度温度係数 VTC が用いられるが、シリコーン液の場合には粘度に関係なくほぼ(16)式で表わされる⁽⁵⁾。

$$VTC = 1 - \frac{\mu_{210^\circ}}{\mu_{100^\circ}} \approx 0.6 \quad (16)$$

ここに μ_{210° : 210°F (99°C) における粘度

μ_{100° : 100°F (33.7°C) における粘度

第5図は25°Cにおける粘度がそれぞれ6,000, 30,000, 100,000 センチストークスのものの関係を表わしたものである。グリースなど高粘度の油では50°Cと100°Cにおける粘度の比は10以上であるがシリコーン液の場合には2以下である。

2.3.2 セン断比と粘度との関係

せん断比とは(17)式で表わされる値である。

$$SR = \frac{V}{h} \quad (17)$$

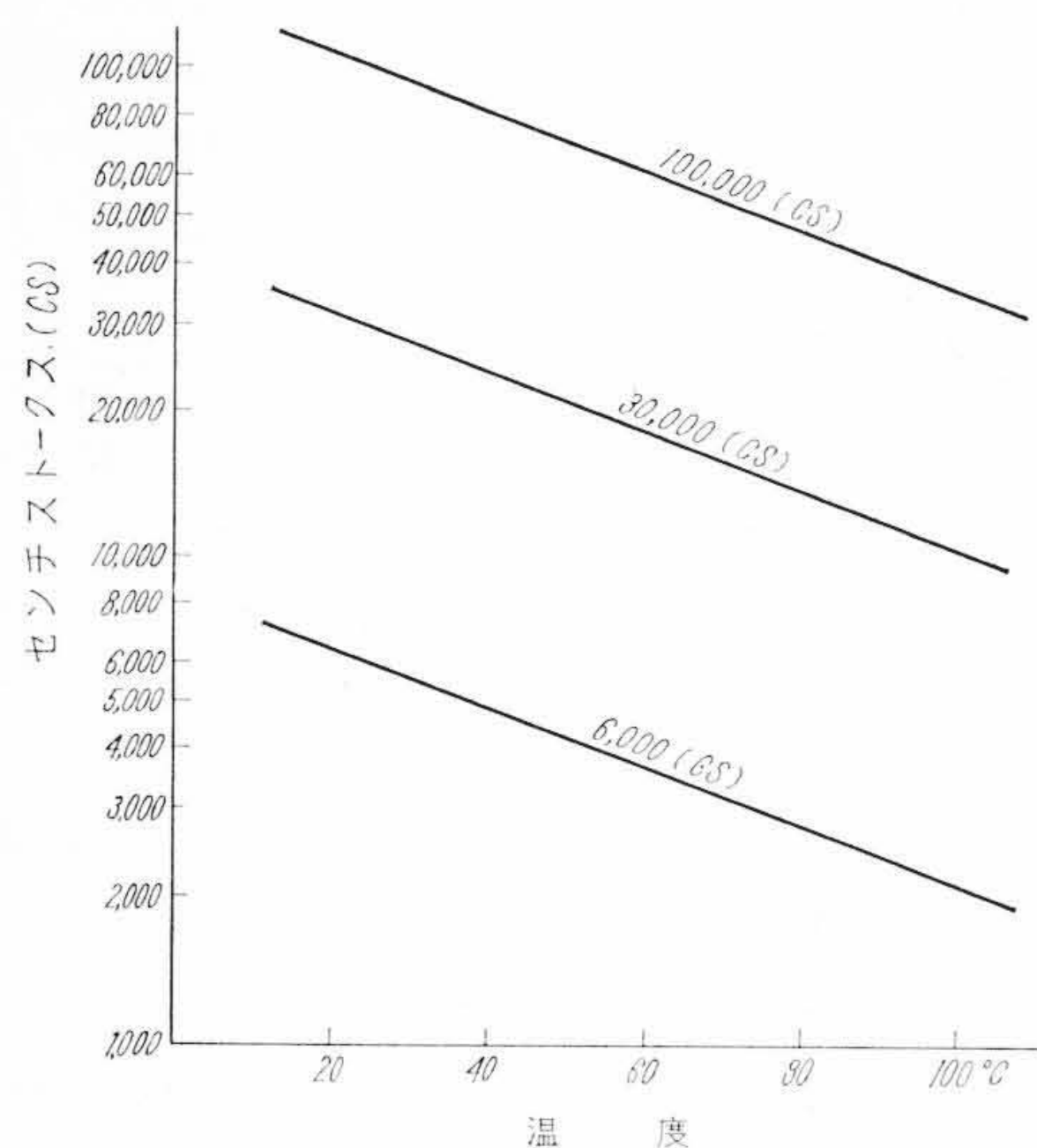
ここに SR : セン断比 (s⁻¹)

V : 二面間の相対すべり速度 (cm/s)

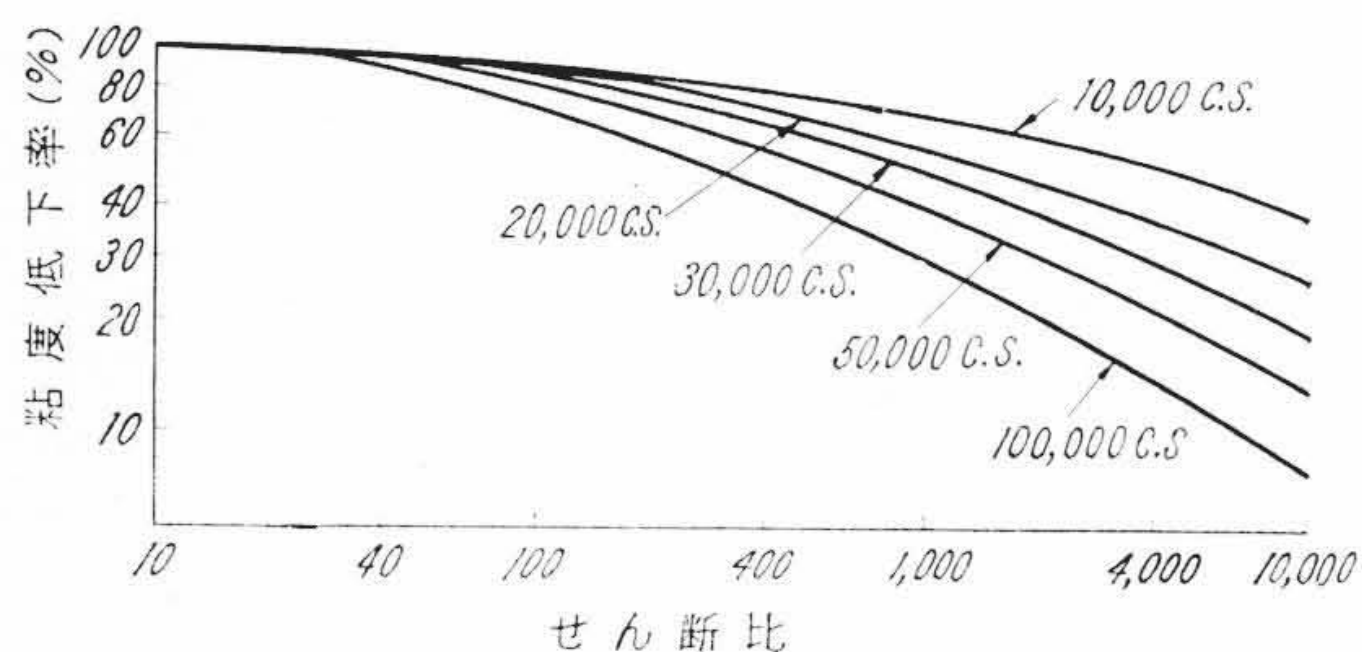
h : 二面間のすきま (cm)

第6図にこのせん断比に対する粘度変化を示す⁽⁶⁾。

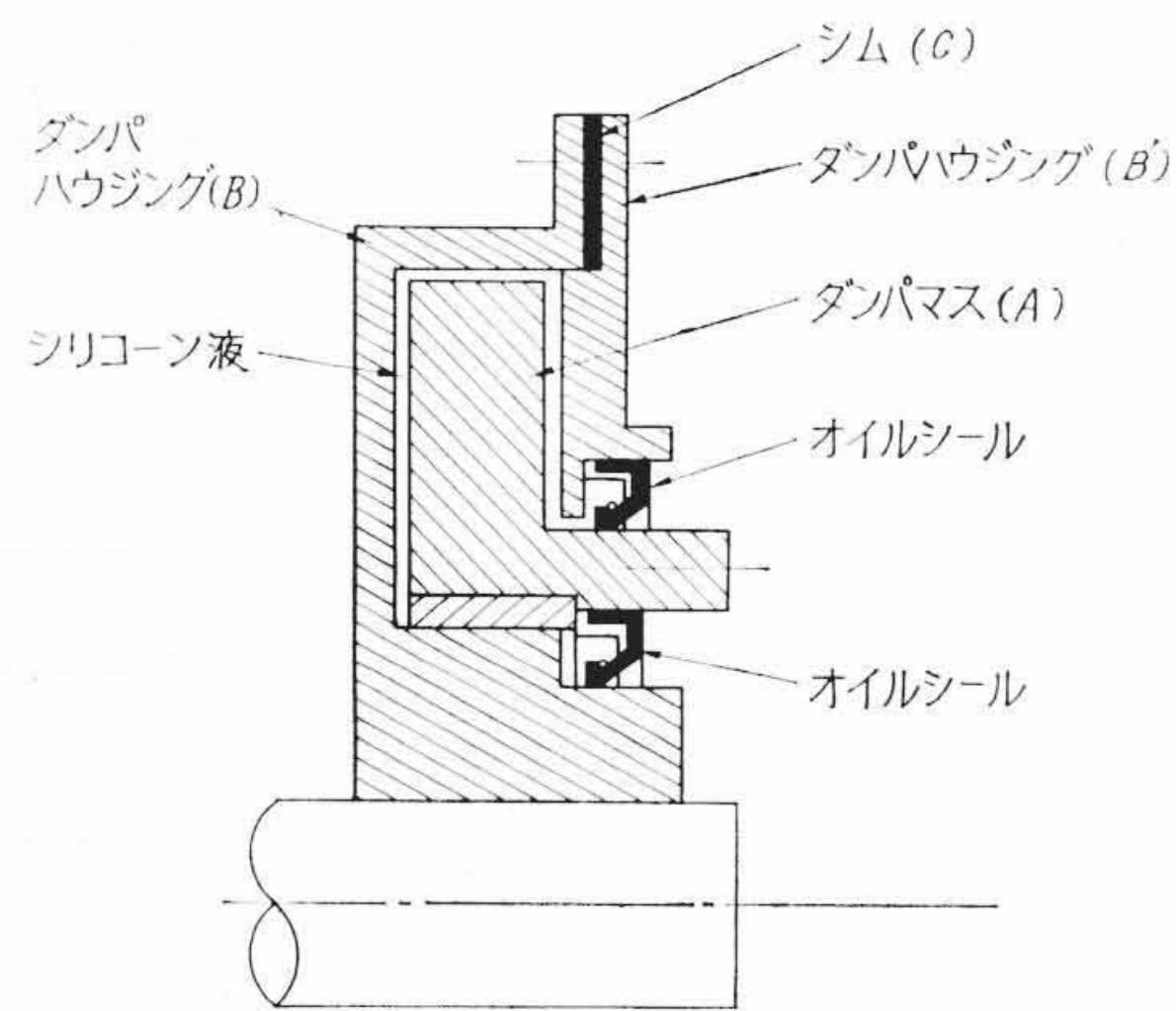
したがって(15)式における μ の値は、シリコーン液の温度とせん断比の影響を考慮したものを用いる。



第 5 図 シリコン液の温度と粘性の関係



第 6 図 シリコン液のせん断比と粘度低下の関係



第 7 図 模型ダンパの形状

2.3.3 その他の性質

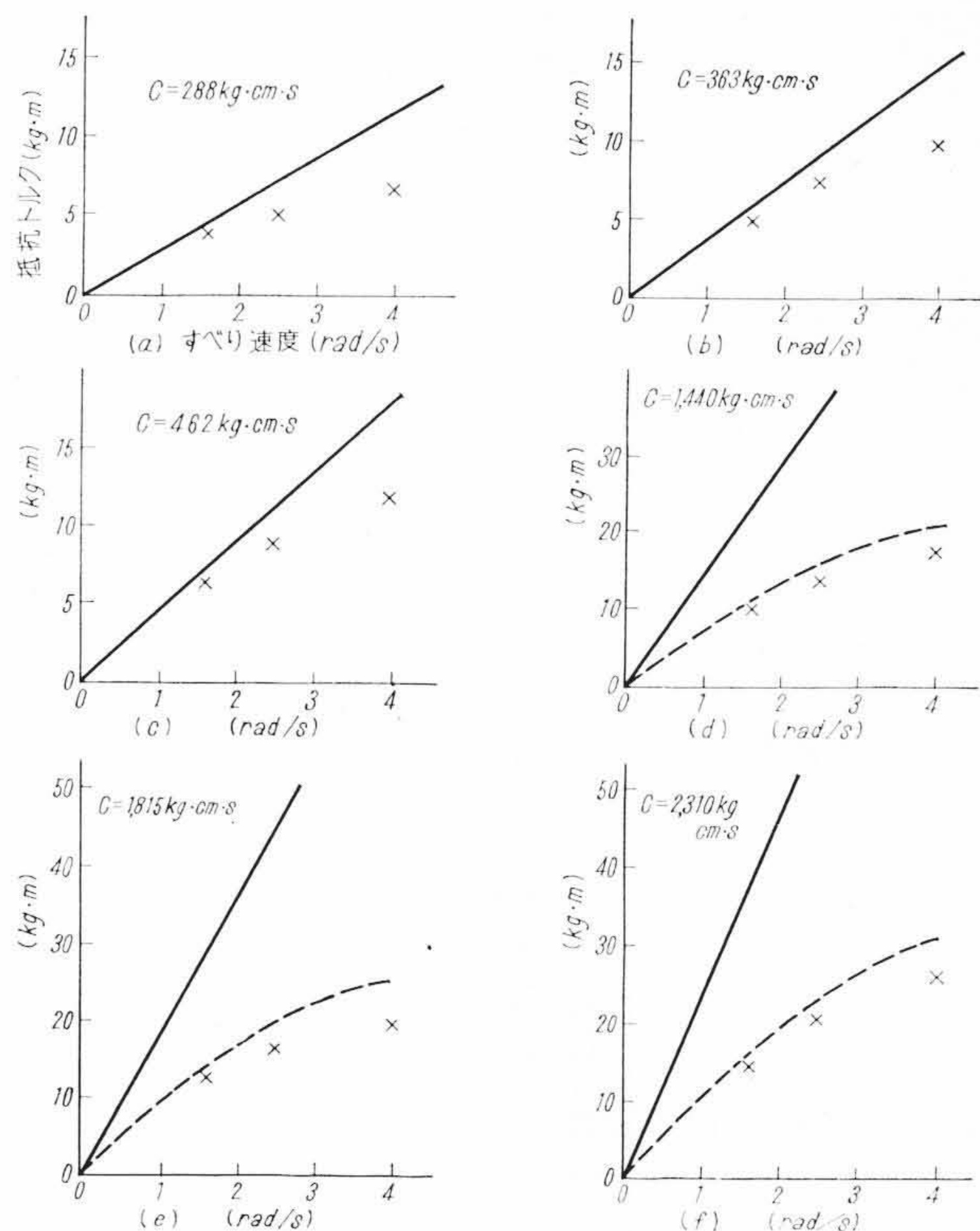
- (1) 潤滑性は良くない。特に鋼と鋼、または鋳鉄の組み合わせで悪い⁽³⁾⁽⁷⁾。
- (2) 熱および酸に対してはかなり安定である。150°C 以下ではほとんど無限に安定である⁽⁸⁾。
- (3) 表面張力の値は 20~21 dyne/cm で一般の有機液体に比べて小さい。漏れ止めに注意を要する⁽⁵⁾。

2.4 実験による確認

前節までに述べたシリコン液入粘性ダンパの性質を次の要領によって確認する。すなわちダンパ形状と減衰係数の関係式(15)式の確認と、最適減衰係数 c_{opt} を与える(4)式あるいは(9)式の確認である。

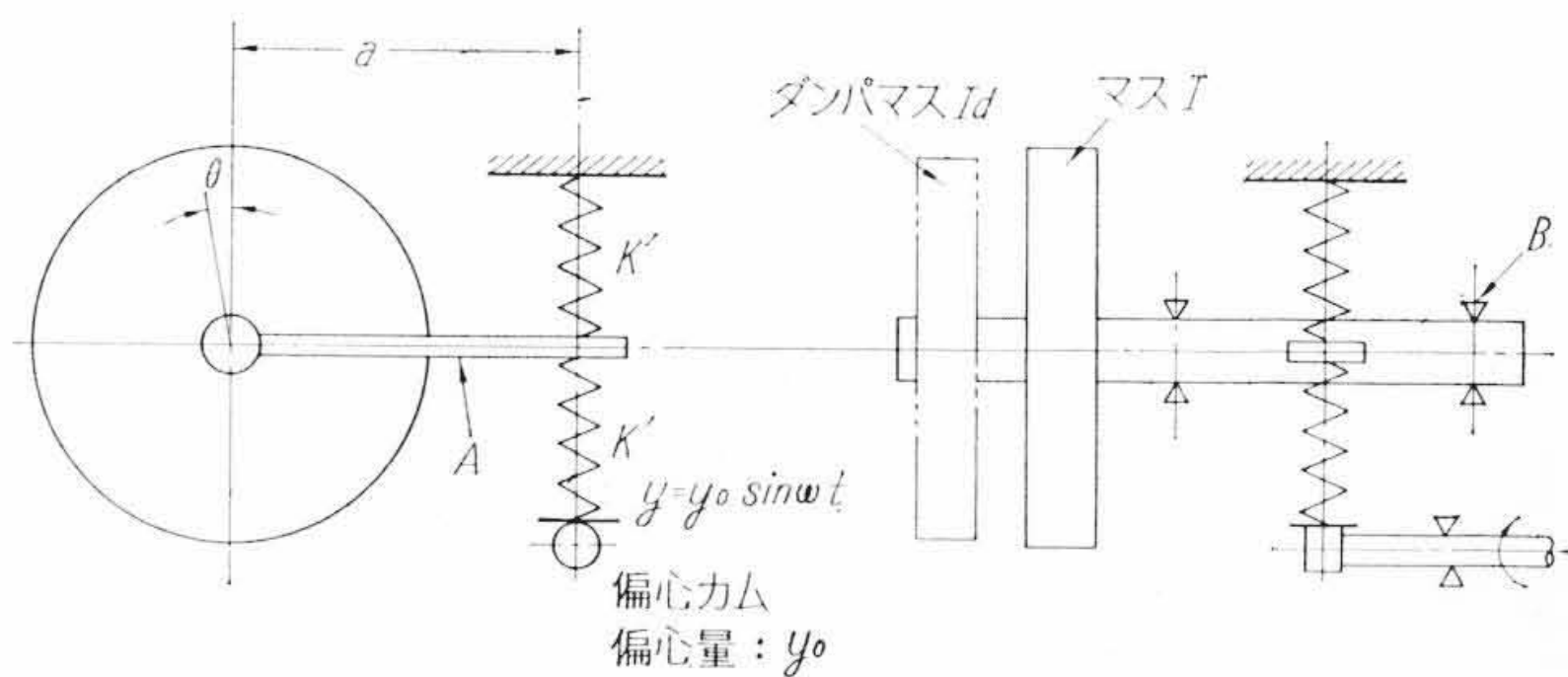
2.4.1 トルク試験

(15)式の確認のため第7図に示すような模型ダンパを製作し、



(a)(b)(c) はシリコン液の粘度 6,000(cP)
(d)(e)(f) はシリコン液の粘度 30,000(cP)

第 8 図 模型ダンパの抵抗トルク



第 9 図 振動試験機説明図

ダンパマス(A)を外部から固定できるようにし、ダンパハウジング(B)を回転させたときの(A)に働くトルクを実測した。サイドギャップをシム(C)により変化させ、シリコン液の粘度を変えた場合についてダンパマスとの相対速度を種々に変えて抵抗トルクを実測した。オイルシールの抵抗は別に補正した。

第8図はその結果を示したものである。実線は(15)式から求めた計算値で、この場合 μ には温度の影響は第5図によって補正しているが、せん断比の影響は考えていない。破線はこのせん断比の影響も考えた計算値である。温度の計測をハウジングの外で行なっている点を考慮すると(15)式はよくなりたつものと考えられる。

2.4.2 振動試験

ダンパの減衰効果を確認するために第9図に示すような試験機を製作し、振動試験を実施した。すなわち偏心カムを外部より回転させ、バネ定数 k' のバネに強制振動を与え、アームAを介して慣性体Iを軸Bのまわりに振動させる。そしてダンパをつけたときとつけないときの共振点における振幅を比較する。

ダンパをつけない系については次の運動方程式がなりたつ。

$$I\ddot{\theta} + 2k'a^2\theta = a k' y_0 \sin \omega t \quad (18)$$

ダンパをつけた系については(19), (20)式となる。

$$I\ddot{\theta} + c(\dot{\theta} - \dot{\theta}_d) + 2k'a^2\theta = a k' y_0 \sin \omega t \quad (19)$$

$$I_d \ddot{\theta}_d + c(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) = 0 \quad (20)$$

ここに I : マスの慣性能率でアーム, 軸, バネの重量ダンパハウジングなどを考慮したもの ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)
 I_d : ダンパマスの慣性能率 ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)
 k' : バネ常数 (kg/cm)
 a : アームの長さ (cm)
 y_0 : 偏心率 (cm)
 θ : マスの角変位 (rad)
 θ_d : ダンパマスの角変位 (rad)

エネルギー法によって求めた最大振幅の起こる振動数は

$$\omega = \sqrt{\frac{2ka^2}{I + \frac{1}{2}I_d}} \quad (21)$$

最適の減衰を与える減衰係数 c_{opt} は

$$c_{opt} = I_d \omega = I_d \sqrt{\frac{2ka^2}{I + \frac{1}{2}I_d}} \quad (22)$$

このときの最大振幅は

$$\phi_{\max} = \frac{2ak'y_0}{I_d\omega^2} \quad (23)$$

なお任意の振動数における振幅は(2)式と同様に求められる。

実験方法は先に行なったトルク試験に用いた模型ダンパを利用し, 減衰係数 c はサイドギャップと, シリコン液の粘度で調節しトルク試験を行ない確認した。偏心カムの駆動には可変速モータを用い, c の種々の値について振動数, 振幅特性を記録し, 計算値と比較した。振幅の測定は電磁式ねじり振動ピックアップによった。

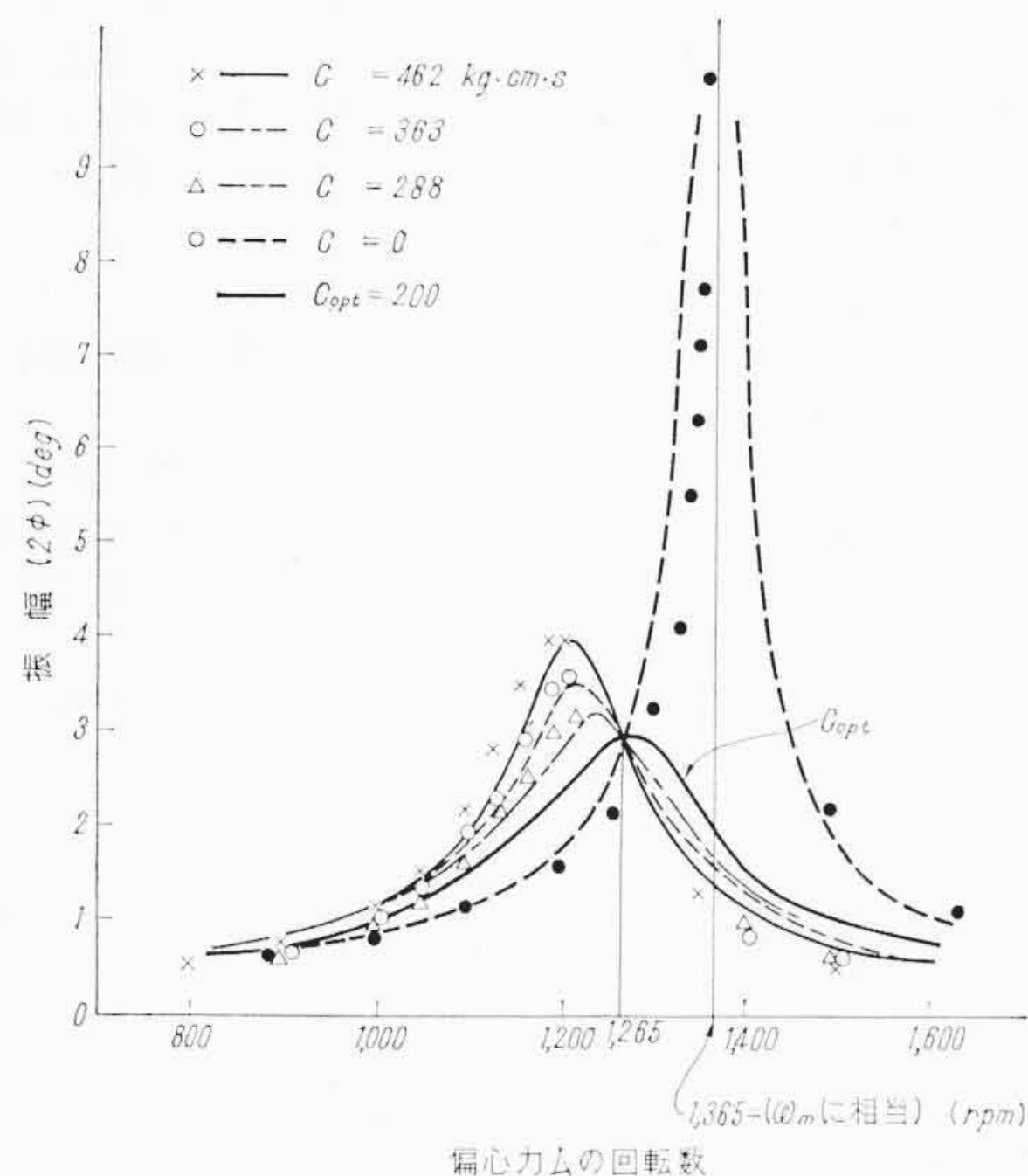
実験結果を第10図に示す。実線は計算値で, これに対して実測値を点記した。 $c=0$ はシリコン液を入れなかった場合で, $c=200 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$ はこの振動系に対する最適の減衰係数の場合で, 減衰係数が最適値と異なった場合でも振幅に与える影響の小さいことがわかる。

以上によりシリコン液の粘度の温度補正とせん断比による補正を適切に行なえば, 正しい設計の行なえることが明らかとなった。

3. 内燃機関のクランク軸への適用

3.1 多質量系について

2質量系で求めたと同様に, 多質量系の場合にも(3)式に相当するような定点を求め, それによって最適の減衰係数を求めることができる⁽²⁾。しかしこの方法は複雑な割に, 効果の点では次に述べるエネルギー法によったのとほとんど変わらないので, 実際の設計で



第10図 振動試験結果

はエネルギー法によるほうが便利である。これは2質量系の場合の(6)式に相当する方法であって, $\frac{1}{2}I_d$ が I に作用していると考えて, その系の自然振動数 ω を Holzer の表⁽⁹⁾などによって求める方法である。

3.2 B-60 機関への適用

B-60 機関の仕様を第1表に, 等価振動系を第11図に示す。この場合の自然振動数は電子計算機で求められ, 第11図に示すとおりで, 一節6次が1,780 rpm となり常用範囲にはいる。このためにダンパを装備した。ダンパ付の場合の共振時の振幅はエネルギー法により次の式で求められる。

$$\phi = \frac{2M_0}{I_d\omega^2} \quad (24)$$

ここに ϕ : 振幅 (rad)

M_0 : 強制トルク ($\text{kg}\cdot\text{cm}$)

I_d : ダンパマスの慣性能率 ($\text{kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)

ω : ダンパ付の場合の自然振動数 (rad/s)

なお ω は $\frac{1}{2}I_d$ とダンパハウジングを考慮して求められる自然振動数で, 結果は第11図に併記した。 M_0 は燃焼圧力により求められるが概略は推定することができる⁽¹⁰⁾。この結果 $c_{opt} = 1,467 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$ が求められる。これに対し次の3種のダンパを試作し, 実測と計算値の比較を行なった。

ダンパA, $C_A = 1,885 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$

ダンパB, $C_B = 1,532 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$

ダンパC, $C_C = 1,252 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}$

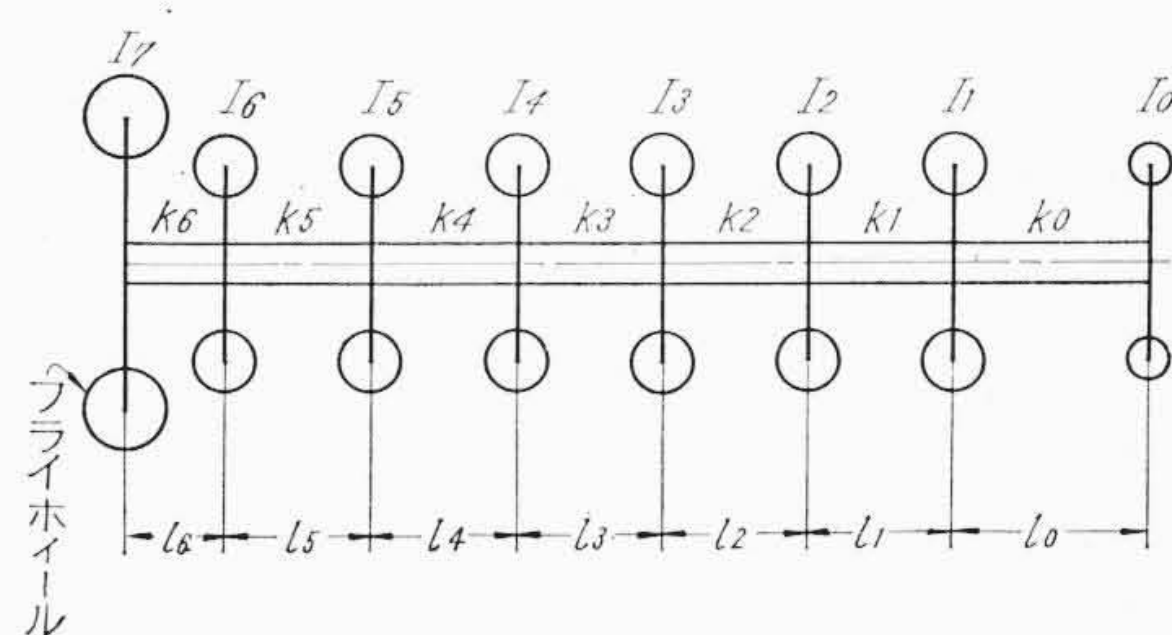
いずれも温度, せん断比などの補正を行なった値である。

3.3 B-60 機関での実験結果

測定方法は第12図による。この方法ではねじり振動の他に速度変動の影響もはいるが, ねじり振動を問題とする回転数ではその影響は小さく, 周波数分析することにより, 6次の振動数の解析にはほとんど問題ない。負荷は定格に対し $\frac{3}{4}$ 負荷で実測した。第2表がダンパなしとダンパ付の場合の6次共振点における測定値, 第13図

第1表 B-60 機関のおもな仕様

形	式	4サイクル水冷立形 予燃焼室式
シリンダ数	6	
シリンダ径	130 mm	
行程	165 mm	
回転数	500~2,000 rpm	
建設機械用1時間定格出力	159 PS/1,500 rpm	
平均有効圧力	7.26 kg/cm^2 (1時間定格時)	
最高圧力	70 kg/cm^2	
着火順序	1-5-3-6-2-4	



I_i : 等価慣性モーメント

$I_0 = 1.01 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$ (ダンパ付の場合 $2.68 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$)

$I_1 = I_2 = \dots = I_6 = 1.639 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$

$I_7 = 25.78 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$

k_i : バネ常数

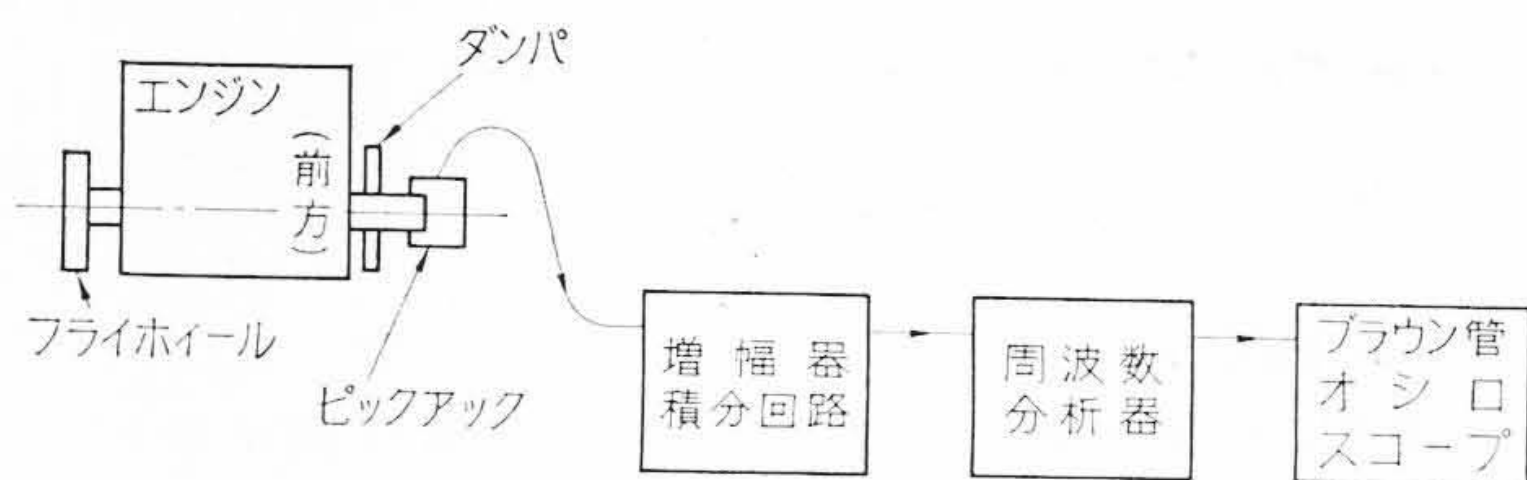
$k_0 = 2.23 \times 10^7 \text{ kg}\cdot\text{cm}/\text{rad}$

$k_1 = k_2 = \dots = k_5 = 2.917 \times 10^7 \text{ kg}\cdot\text{cm}/\text{rad}$

$k_6 = 4.23 \times 10^7 \text{ kg}\cdot\text{cm}/\text{rad}$

自然振動数 (ダンパなし) 10,690 rpm
 (ダンパ付き) 9,420 rpm

第11図 B-60 機関の等価振動系



第 12 図 ねじり振幅測定方法説明図

第 2 表 ダンパ付のクランク軸ねじり振幅の比較

ダンパ種類	共振回転数 (rpm)	最大振幅 (ϕ) (deg)	6 次振幅 (ϕ_6) (deg)
ダンパなし	1,750	0.32	0.18
ダンパ A	1,470	0.12	0.043
ダンパ B	1,460	0.11	0.045
ダンパ C	1,460	0.12	0.045

注：最大振幅は周波数分析前の全振幅における最大振幅のことである

はその場合のオシログラムによる波形、第 14 図は各回転数における 6 次共振曲線である。なお(24)式により求めた振幅は c_{opt} の場合 $\phi_6=0.0690$ で実測値のほうが小さい。これは機関自身の減衰を考慮しないで計算しているからで、ダンパなしの場合から機関の減衰を推定して計算値と比較するとかなりの精度で合致する。

また 3 種のダンパによる差はほとんどなく、このことから減衰係数 c については特に精密に選ぶ必要のないことが明らかとなった。

なおダンパなしの場合、6 次の共振回転数でクランク軸に生ずる付加応力は 200 kg/cm^2 程度であるが、万全を期して 6 気筒機関についてはダンパを装備している。

4. 結 言

シリコン液を粘性液として用いた粘性ダンパについて、2 質量系の場合、内燃機関のクランク軸に適用した場合について実験を行ない、理論式と比較して検討した結果下記の結論を得た。

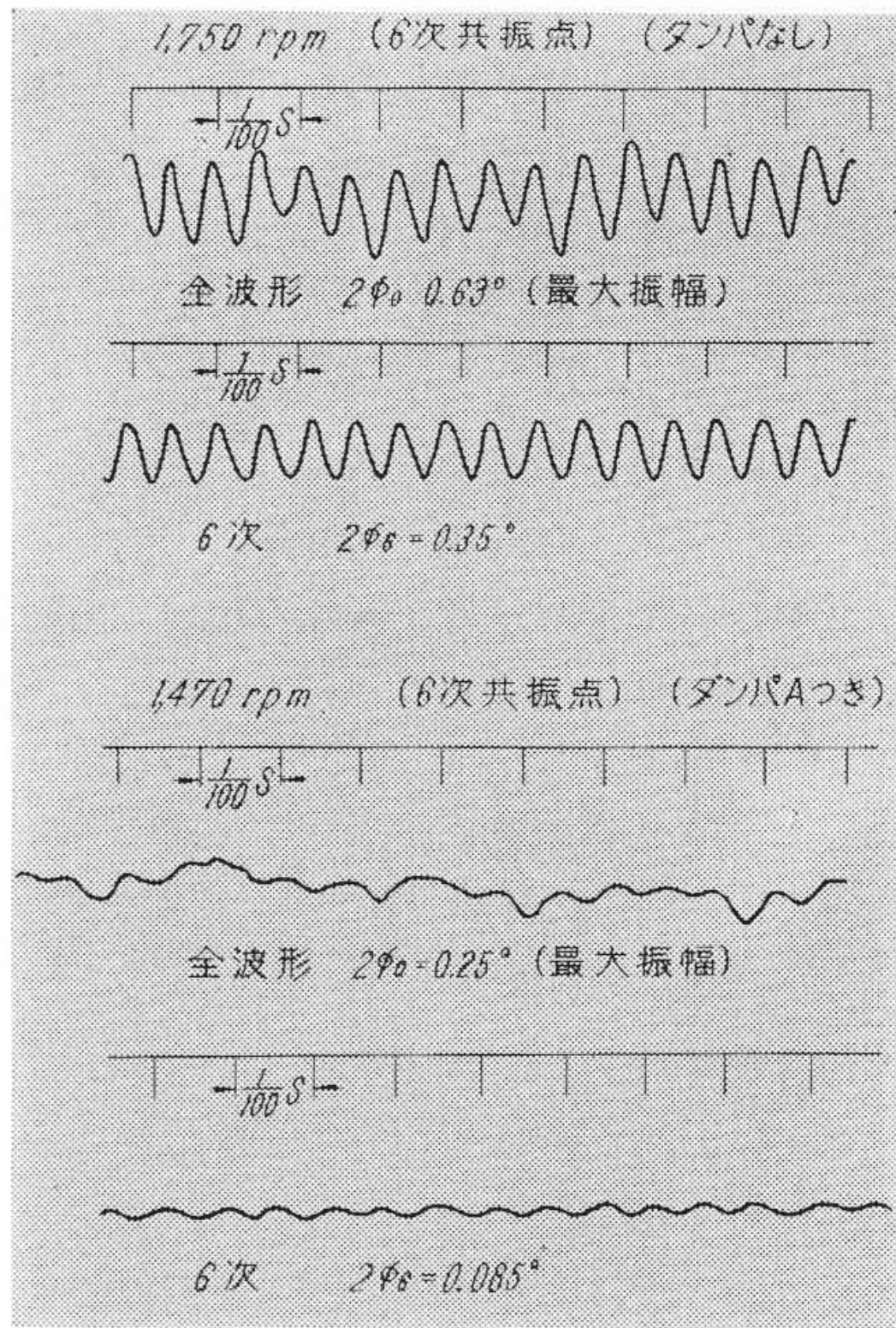
(1) シリコン液の温度とせん断比の影響を十分考慮すれば 2 質量系、多質量系いずれの振動系についても簡単な計算式で性能を十分推定できる。B-60 機関のダンパはダンパのない場合に比べて 6 次のみを考えれば振幅を $1/4$ に減少させる。これは機関自身の減衰を考慮した場合に推定できる値である。

(2) 減衰係数のダンパ性能に与える影響は小さい。このことは一種類のダンパで類似の多くの振動系に应用することが可能であるばかりでなく、精密工作を必要としない点でこの種ダンパの大きな特長である。

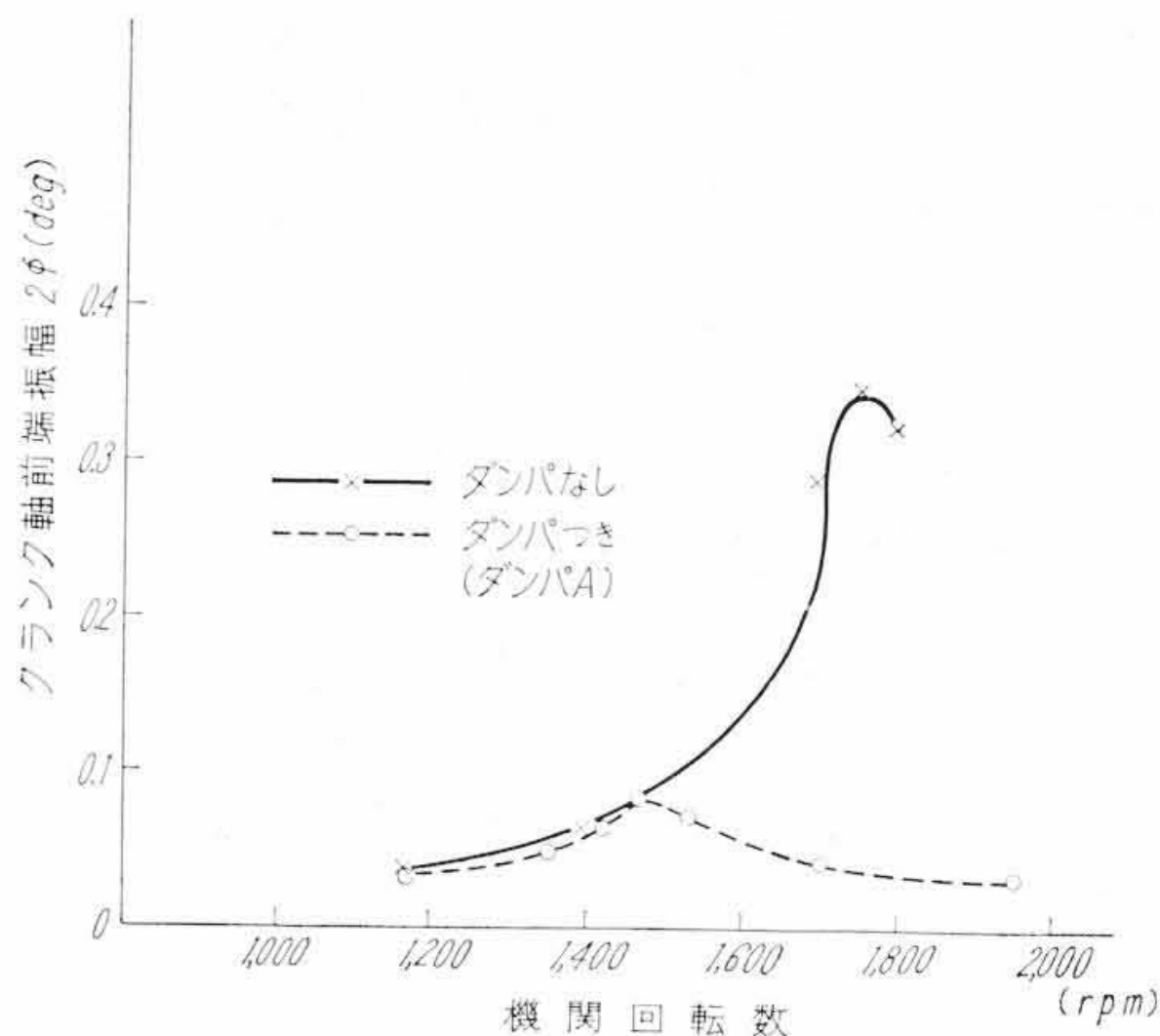
(3) B-60 機関の振動系は 6 次の共振の場合には万全を期するためダンパを装備する。6 次より高い次数のものにはダンパなしで問題ない。

現在は主として内燃機関のクランク軸のねじり振動防止のためにこのダンパは使われているが、このダンパの性質を考えるなら、より広範囲にこのダンパは適用されるものと考ええる。たとえば工作機械のバイトのビビリ振動防止に応用した報告がある⁽¹¹⁾。

終わりに有益な助言をいただいた東京大学藤井教授に深く感謝申



第 13 図 B-60 機関クランク軸振動波形オシログラム



(ダンパ付とダンパなしの場合の比較)
6 次の振幅ではダンパ付の場合約 $1/4$ に減少している
第 14 図 B-60 機関のクランク軸 6 次共振曲線

しあげる次第である。

参 考 文 献

- (1) たとえば平山, 岩本: 機械学会論文集 27, 1377 (昭 36-8)
- (2) B. E. D'Connor: SAE Quart. Trans., 1, 87 (Jan. 1947)
- (3) J. C. Georgian: Trans. of ASME, 71, 389 (May 1949)
- (4) J. P. Den. Hartog: Mechanical Vibration (1956)
- (5) 信越シリコンオイル KF 96, KF 96 H カタログ
- (6) Indust. Engng. Chem., 42, 12 (Dec. 1950)
- (7) V. G. Fitzsimmons ほか: Trans. of ASME, 68, 361 (Jan. 1946)
- (8) J. E. Brophy ほか: Trans. of ASME, 70, 929 (Nov. 1948)
- (9) たとえば丸山: ディーゼル機関の振り振動 55 (昭 31)
- (10) たとえば F. P. Porter: J. of Applied Mech., 10, 33 (Mar. 1943)
- (11) R. S. Hahn: Trans. of ASME, 73, 331 (Apr. 1951)

訂 正

本誌第 44 巻第 9 号掲載論文「単純気化器におけるエアブリードの混合比調整作用について」に誤りがありましたので、下記のように訂正いたします。

記

訂 正 個 所	訂 正 前	訂 正 後
1389 頁 第 9 図 横軸下方	M J # 0	M J # 100