

UDC 62-233;  
629.7.035.6;  
621.452.32;  
534

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-491

ロータのつりあいによって生ずる  
ジェットエンジンの振動の研究

第3報 振動防止用ダンパ軸受に関する理論解析と実験

宮地 敏雄・星谷 昌二・祖父 江 靖

1977 年 2 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# ロータの不平衡によって生ずる ジェットエンジンの振動の研究

## 第3報 振動防止用ダンパ軸受に関する理論解析と実験\*

宮地 敏雄\*\* 星谷 昌二\*\* 祖父江 靖\*\*

### Research on Turbo-jet Engine Vibration Induced by Rotor Unbalance

#### (3rd Report) Theoretical analysis and Experiments on the Squeeze Film Damper for Reduction of Engine Vibration

By Toshio MIYACHI, Shoji HOSHIYA and Yasushi SOFUE

In previous reports (ref. 1 and 2), it was confirmed that squeeze film dampers were effective in reducing the vibration amplitude of jet engines at critical speed.

This report describes the theoretical analysis and experiments performed on the squeeze film damper to provide design data.

Pressure distribution on the squeeze film damper with end seal, oil groove and oil supply hole were calculated by the finite element method.

The damping coefficient of a damper having an outside diameter of 100 mm, effective length of 20 mm, radial clearance of 0.05 to 0.2 mm, a 1 mm radius semi-circular section oil groove and without an oil groove, and several kinds of end seal were measured by the mechanical impedance method.

The calculation results by F.E.M. agree qualitatively with the experiments with regard to the effect of factors, such as radial clearance, end seal clearance, size of oil groove and feed oil pressure. However, quantitatively, agreement in theory with respect to the experiments does not match that of an ordinary journal bearing.

## 1 まえがき

前2報で単軸および2軸ジェットエンジンのロータの不平衡によって生ずる振動の理論解析と実験について報告した。<sup>(1,2)</sup> その中にも述べたように、ジェットエンジンの特殊性の一つとして主軸受にほとんど例外なくころがり軸受が採用されているが、ころがり軸受はすべり軸受のような粘性減衰をもたないため、軸系の危険速度における振幅を軸受によって抑制することができない。

すべり軸受の油膜は特別の場合に粘性減衰が負の値となり、軸の自励振動（オイルウィップ）の原因となることがあるが、通常は正の粘性減衰をもっている。すべり軸受の油膜による粘性減衰は蒸気タービンなどの大型回転機械に

おいて軸系の危険速度における振動エネルギーの大部分を吸収し、振幅の抑制に大きい役割を果している。ところが、ころがり軸受はすべり軸受の油膜のような粘性減衰をもっていない。

このためジェットエンジンなどのようにころがり軸受が使用されている回転機械では、振動防止対策としてなんらかの振動減衰を付加する必要が生ずることがある。その方法の一つとして、ころがり軸受の外輪と軸受ハウジングとの間に適当なすきまを設け、このすきまに潤滑油を圧送して油膜を形成し、軸受外輪がハウジング内で振動する際の油膜の粘性抵抗によって振動エネルギーを吸収する図1のようなスクイズフィルムダンパ軸受（以下ダンパ軸受と記す）が考案され、一部では実用に供されている。<sup>(3)</sup> なおダンパ軸受においてころがり軸受の外輪はまわり止によって回転を拘束されているが、ハウジングとのすきまの中を動

\* 昭和51年9月7日受付

\*\* 原動機部

き得るような構造としてある。

上記のように一部で実用されているものの、それらは振動問題が発生した後に、応急的に採用されたようなものが多く、系統的な研究は少ない。したがって設計に役立つ資料はほとんど発表されていないのが現状である。このため、設計に際してはやむを得ず無限小幅軸受理論<sup>(4)</sup>などによってダンパの粘性減衰係数を推定しているが、このような方法による推定の妥当性についての実験による検討はまだ十分に行われていない。<sup>(5)</sup>

第1報では単軸エンジンの模型にダンパ軸受を組込んだ場合の実験について述べ、ダンパ軸受の防振効果が大きいことを示したが、これは一つのエンジンの模型に組込まれた状態の1種類のダンパ軸受に関する結果であって、これによってダンパ軸受の一般的な性能が明らかにされたわけではない。

ダンパ軸受の設計資料としては、エンジンの振動特性の解析によってダンパ軸受に与えるべき最適粘性減衰係数が求められた場合、適確にその値をもつものを設計するための資料が必要である。

油膜面の油溝、軸受端のシールなどをもたない単純な形状のダンパ軸受の特性については、ジャーナル軸受の解析に適用されている有限幅軸受理論<sup>(6)</sup>によれば無限小幅軸受理論によるより精度の良い予測ができると考えられる。

しかしながら後述するように、ダンパ軸受においては油膜面の油溝および軸受端のシールを設けることがダンパの

特性に大きい影響を与える。また給油孔および給油管の形状もダンパの特性に影響を与えることが予測されるのであるが、通常の有限幅軸受理論では上記のいくつかの要素の影響を考慮することができない。

そこで、ダンパ軸受の最も重要な寸法であるダンパ内筒と外筒の半径方向すきまのほか、上記のいくつかの要素がダンパ軸受の特性に与える影響を明らかにし、ダンパ軸受の設計に役立つ資料を得るため、これらの要素の影響を考慮した理論解析および各種のパラメータを変えた実験を行った。

ダンパ軸受の理論解析はダンパの内筒がダンパ外筒内で振動する場合の油膜の圧力分布を、ダンパ軸受における各種の条件のもとにレイノルズの方程式を解くことによって求めることが主題となる。

前述の油溝、軸受端シール、給油孔および給油管などの複雑な条件については解析的な方法で計算することが困難であるから、有限要素法<sup>(7)</sup>を適用して計算する。

またダンパ内筒の振動の軌道は実際には複雑な形になると予想されるが、これを一般的に取扱うことは困難であるので、外筒の中心を中心とする円軌道を仮定することとした。

実験としてはダンパ軸受を単独に試験する装置を製作し、ダンパ内筒と外筒のすきま、油溝、軸受端シール、給油圧力などのパラメータを変えたダンパ軸受の粘性減衰係数の測定を行なった。

これらの理論解析と実験によってダンパ軸受の各種のパラメータが粘性減衰係数におよぼす影響を明らかにし、ダンパ軸受の設計に利用できる資料を得たので以下に報告する。

## 2 従来の軸受理論による粘性減衰係数の計算

油溝、給油孔などをもたない最も単純な形状のダンパ軸受(図3(a))については従来の軸受理論によって粘性減衰係数、すなわち振動速度に比例する抵抗力を計算することができる。

この計算において、ダンパ内筒と外筒の間のすきまには常に油が満たされていると仮定する。

無限幅軸受理論<sup>(8)</sup>によればダンパ内筒が外筒の中心を中心として角速度 $\omega$ の円軌道振動をしている場合に、油膜から受ける粘性抵抗力 $W_\infty$ は次の式で表わされる。

$$\frac{W_\infty}{L D} = \frac{12 \pi \mu \varepsilon \omega}{(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \cdot \left( \frac{D}{\Delta D} \right)^2 \quad \dots (2.1)$$

ここで、 $D$  ; 軸受の直径、 $\Delta D$  ; 直径すきま、 $L$  ; 軸受

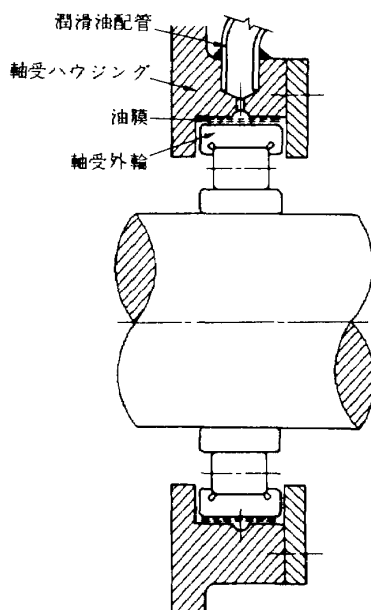


図 1 ダンパ軸受

の幅,  $\varepsilon = 2e/\Delta D$ ; 偏心率,  $e$ ; 内筒の円軌道振動の半径,  $\mu$ ; 油の粘性係数。

振動の速度振幅は  $e\omega = e\omega\Delta D/2$  であるから, 無限幅軸受理論による粘性減衰係数  $C_\infty$  は次の式の通りとなる。

$$C_\infty = \frac{2W_\infty}{\varepsilon\omega\Delta D} = \frac{24\pi\mu L}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}} \cdot \left(\frac{D}{\Delta D}\right)^3 \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

また無限小幅軸受理論<sup>(7,9)</sup>によれば粘性抵抗力  $W_0$  は次の式で表わされる。

$$\frac{W_0}{LD} = \frac{\mu\varepsilon\omega\sqrt{16\varepsilon^2+\pi^2(1-\varepsilon^2)}}{(1-\varepsilon^2)^2} \cdot \left(\frac{D}{\Delta D}\right)^2 \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

この場合も速度振幅は  $\varepsilon\omega\Delta D/2$  であるから, 無限小幅軸受理論による粘性減衰係数  $C_0$  は次の式の通りとなる。

$$C_0 = \frac{2W_0}{\varepsilon\omega\Delta D} = \frac{2\mu L\sqrt{16\varepsilon^2+\pi^2(1-\varepsilon^2)}}{(1-\varepsilon^2)^2} \cdot \left(\frac{D}{\Delta D}\right)^3 \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

(2.2)式と(2.4)式から明らかなように, 無限幅の場合も無限小幅の場合も粘性減衰係数は偏心率  $\varepsilon$  の関数となっている。したがって粘性減衰係数には振幅依存性があることがわかる。

また無限小幅軸受理論による(2.4)式によれば, 粘性減衰係数は  $(L/D)^2$  に比例することがわかる。

(2.2)式と(2.4)式による値を図2に示す。図2には縦軸に振動によって軸受面に生ずる平均圧力係数  $p_m = C/DL$  (単位  $(\text{kg}/\text{cm}^2)/(\text{mm}/\text{s})$ ) をとって示した。

図2によれば無限幅軸受理論による値と, 無限小幅軸受理論による値は, 偏心率  $\varepsilon$  の値によって異なるが,  $L/D = 1 \sim 3$  において一致し, それ以上の  $L/D$  においては無限小幅軸受理論の値が大きく, それ以下の  $L/D$  においては無限幅軸受理論の値が大きくなっている。

無限小幅軸受理論から導かれた(2.4)式によれば, 粘性減衰係数は  $(L/D)^2$  に比例するため,  $L/D = 1 \sim 3$  の範囲からはなれると二つの理論による値の差はきわめて大きくなる。

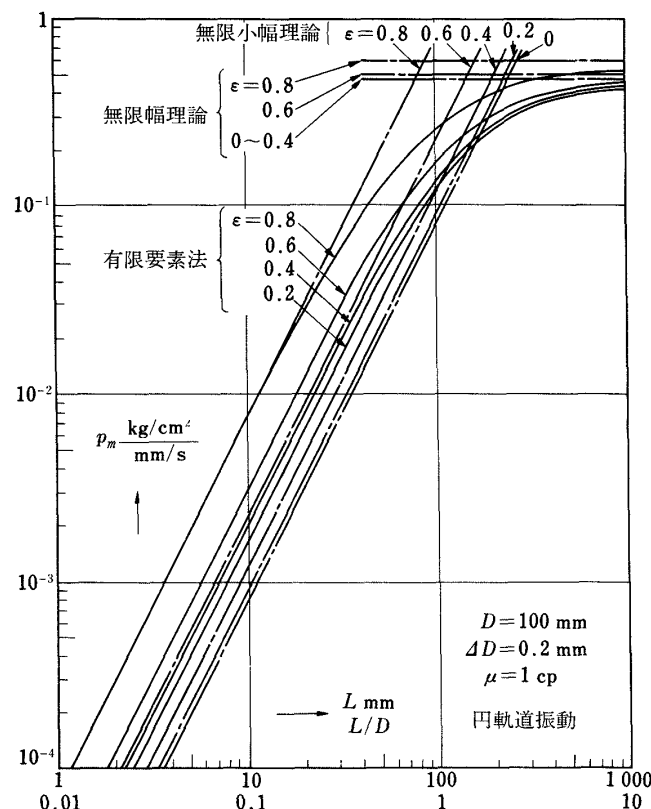


図2 各種の理論による値の比較

一般のすべり軸受の  $L/D$  は 1 程度であるから、二つの理論による値の差はあまり大きくならないが、ジェットエンジン用ダンパ軸受の  $L/D$  は 0.2～0.3 程度とするものが多いから、二つの理論による値には 100 : 1 程度の差が生ずる。

これは二つの理論の仮定の相違によるものであるが、この事実から軸受端にシールを設けて油の軸受幅方向の流れに抵抗を与えることによって、ダンパ軸受の粘性減衰係数を大幅に増加できると考えられる。

上記の二つの理論のほか、より実際に近い理論として有限幅軸受理論<sup>(6)</sup>がある。この理論によってダンパ軸受の解析を行なうことも可能であるが、この理論ではダンパ軸受の特性に大きい影響を与えると予想される軸受面の油溝、軸受端のシール、給油孔および給油管などの要素について十分な解析を行なうことができない。そこで、この問題に有限要素法を適用し<sup>(7)</sup>、上記の要素を考慮した解析を行なうことにした。

### 3 有限要素法によるダンパ軸受の特性の解析

相対運動をする二つの面にはさまれた薄い油膜を考える。解析の仮定としては、通常の潤滑問題と同様の次の仮定を置く。

- (1) 使用する流体はニュートン流体とする。
- (2) 流体の質量力は粘性力に比べて小さいので無視できる

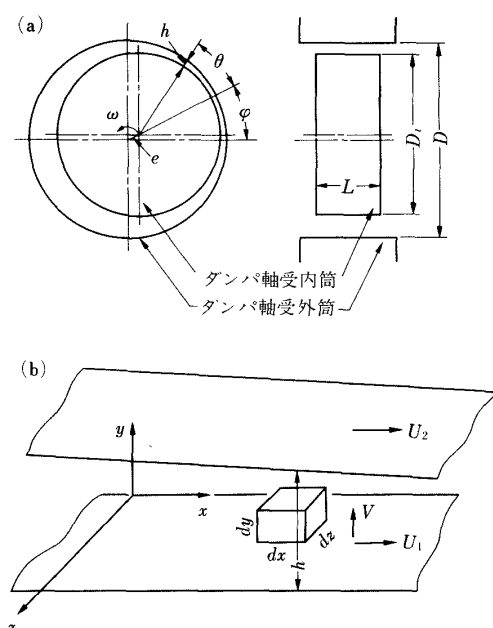


図 3 ダンパ軸受の油膜

とする。

(3) 油膜の厚さは薄く、油膜の長さおよび幅に比べて非常に小さいとする。したがって、油膜の長さおよび幅方向の速度が支配的であり、その速度の油膜厚さ方向の勾配に対して、他の速度勾配は微小となり、省略できるとする。また、面の曲率も無視できるとする。

解析に用いる記号は次の通りとする。(図 3)

$C$  ; 粘性減衰係数

$c$  ; 半径すきま ( $r_0 - r_i$ )

$D$  ; 軸受の直径

$\Delta D$  ; 軸受の直径すきま (外筒の内径 - 内筒の外径)

$e$  ; 内筒の円軌道振動の半径

$h$  ; 油膜の厚さ

$L$  ; 軸受の幅

$p$  ; 油膜圧力

$p_a$  ; 大気圧

$p_0$  ; 給油圧力

$r_i$  ; 内筒の外半径

$r_0$  ; 外筒の内半径

$u, v, w$  ;  $x, y, z$  方向 (図 3(b)) の速度

$\varepsilon$  ; 偏心率。ダンパ軸受の場合、外筒の中心を中心として内筒が半径  $a$  の円軌道振動をするとし、 $2a/\Delta D$  を  $\varepsilon$  と定義する。

$\tau$  ; せん断応力

$\mu$  ; 油の粘性係数,  $\rho$  ; 油の密度,  $\varphi$  ; 軸受の偏角

以上のほか、マトリックスについて次の記号を使う。

$[A]$  ; 正方マトリックス

$\{A\}$  ; 列マトリックス

$[A]$  ; 行マトリックス

図 3(b)において、油膜の微小要素 ( $dx \cdot dy \cdot dz$ ) に働く力の  $x$  方向のつりあいを考える。

$$p dy dz - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \tau_x dx dz + \left( \tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz - \tau_x dx dy + \left( \tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dx dy = 0$$

$$\text{上式より, } \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} + \frac{\partial \tau_x}{\partial z}$$

仮定(1)により、 $\tau_x = \mu \partial u / \partial y$  であり、仮定(3)を用いると、

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

同様に、 $y$  方向、 $z$  方向の力のつりあいから、次の

式が導かれる。

$$\frac{\partial p}{\partial y} \simeq 0 \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

すなわち、油膜の厚さ方向には圧力は一定と考えてよいことになる。

境界条件としては、内外筒と流体との界面ではすべりは生じないと考え、次の通りとする。

$$y=0 \text{ において, } u=U_1, w=0$$

$$y=h \text{ において, } u=U_2, w=0$$

この条件を用いて (3.1) ~ (3.3) 式を積分すると、

$$u = \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 - \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} y(h-y) \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

$$w = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} y(h-y) \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

(3.4) 式と (3.5) 式からわかるように、油膜内の速度分布は、すべり面の運動によって直線的に変化する速度分布と、発生した油膜圧力による放物線形の変化する速度分布とが合成されたものとなる。

連続の条件としては、次の連続の方程式を考え、

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

$$y=0 \text{ において, } v=0$$

$y=h$  において、 $v=V$  とし、(3.4)、(3.5) 式を用いて変形すれば、

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) \\ + 12\rho V + 12U_2 h \frac{\partial \rho}{\partial x} \quad \dots\dots\dots (3.7) \end{aligned}$$

(3.7) 式は油膜の圧力分布を与える微分方程式である。使用する流体が非圧縮性である場合には、

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \\ (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 12V \\ \dots\dots\dots (3.8) \end{aligned}$$

となる。

(3.7) 式および (3.8) 式の右辺の第1項は、すべり方向に油膜の厚さが減少することによって発生する圧力 (くさび作用) の項、第2項はすべり方向に油膜が引きのばされることによって発生する圧力 (ひきのばし作用) の項、第3項は軸受の二面が速度  $V$  で接近する場合に発生する圧力 (絞り膜作用) の項である。

通常のすべり軸受の定常的な問題においては絞り膜作用の項と、ひきのばし作用の項は零となり、くさび作用の項だけが残るのに対し、ここで問題にするダンパ軸受の場合には後に述べるように絞り膜作用の項だけが支配的になり、他の2項は無視できる。

また、油膜の温度分布は一様であるとすれば、粘性係数も一定となる。

したがって (3.8) 式は次のように簡単化される。

$$\begin{aligned} \frac{1}{\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right\} = \\ 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + \\ 12V \quad \dots\dots\dots (3.9) \end{aligned}$$

これがすべり軸受の基礎方程式である。

図3(b)に示したダンパ軸受において内筒が外筒の中心を中心として半径  $a$  の円軌道の振動をする場合を考える。

油膜の厚さ  $h$  は、

$$h = c - e \cos \theta = c(1 - \varepsilon \cos \theta)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{c\varepsilon}{r} \sin \theta$$

軸受面の円周方向速度  $U$  は、

$$\begin{aligned} U = e \frac{d\varphi}{dt} \cos \theta - c \frac{d\varepsilon}{dt} \sin \theta = c \left( \varepsilon \frac{d\varphi}{dt} \right. \\ \left. \cos \theta - \frac{d\varepsilon}{dt} \sin \theta \right) \end{aligned}$$

軸受面の油膜厚さ方向速度  $V$  は、面が接近する場合を正とする。

$$\begin{aligned} V = e \frac{d\varphi}{dt} \sin \theta - c \frac{d\varepsilon}{dt} \cos \theta = c \left( \varepsilon \frac{d\varphi}{dt} \right. \\ \left. \sin \theta + \frac{d\varepsilon}{dt} \cos \theta \right) \end{aligned}$$

以上の4式により、(3.9) 式の右辺は次のようになる。

$$\begin{aligned} 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial U}{\partial x} + 12V \\ = 6c \left[ \varepsilon \frac{d\varphi}{dt} \left( \frac{c}{r} \cos \theta - \frac{c}{r} (1 - \varepsilon \cos \theta) \right) \right. \\ \left. + 2 \right] \sin \theta + \frac{d\varepsilon}{dt} \left( 2 \cos \theta - \frac{c\varepsilon}{r} \sin^2 \theta - \right. \\ \left. \frac{c}{r} (1 - \varepsilon \cos \theta) \right) \end{aligned}$$

上の式において、 $c$  は  $r$  に比べて  $1/1000$  程度で非常に小さいので、 $c/r$  を含む項は無視して差支えない。したがって、

$$6U \frac{\partial h}{\partial x} + 6h \frac{\partial U}{\partial x} + 12V \div 12c \left[ \epsilon \frac{d\varphi}{dt} \sin \theta + \frac{d\epsilon}{dt} \cos \theta \right] = 12V$$

結局、しほり膜作用の項だけが残ることになる。

内筒が外筒の中心を中心として、一定角速度  $\omega$  で円軌道の振動をする場合は、

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega, \quad \frac{d\epsilon}{dt} = 0$$

であるから (3.9) 式は

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right\} = \\ & 12c\epsilon\omega \sin \theta \\ & = 12c\epsilon\omega \sin \left( \frac{x}{r} \right) \dots \dots \dots (3.10) \end{aligned}$$

(3.9) 式あるいは (3.10) 式は油膜全体にわたって成立するわけであるが、油膜を有限個の要素に分割した場合、それぞれの要素内でも当然成立する。任意の要素  $e$  中の圧力を  $p_e$  であらわせば、

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p_e}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} \right) \right\} = \\ & 12c\epsilon\omega \sin \left( \frac{x}{r} \right) \dots \dots \dots (3.11) \end{aligned}$$

この式がダンパ軸受の基礎方程式である。

ここで、関数  $f_e$  を、

$$\begin{aligned} f_e &= f_e \left( x, z, p_e, \frac{\partial p_e}{\partial x}, \frac{\partial p_e}{\partial z} \right) \\ &= \frac{h^3}{\mu} \left( \frac{\partial p_e}{\partial x} \right)^2 + \frac{h^3}{\mu} \left( \frac{\partial p_e}{\partial z} \right)^2 + 24 \\ & \quad \left( c\epsilon\omega \sin \frac{x}{r} \right) \cdot p_e \dots \dots \dots (3.12) \end{aligned}$$

と定義し、

$$I_e = \iint_s f_e(x, z, p_e, \frac{\partial p_e}{\partial x}, \frac{\partial p_e}{\partial z}) dx dz \quad (3.13)$$

の値を極大または極小 ( $\delta I_e = 0$ ) にする関数  $p_e$  を定める問題を考える。(9)

$$\begin{aligned} \delta I_e &= \iint_c \left( \frac{\partial f_e}{\partial p'_x} dz - \frac{\partial f_e}{\partial p'_z} dx \right) \delta p_e \\ &+ \iint_s \left( \frac{\partial f_e}{\partial p_e} - \frac{\partial}{\partial x} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_x} - \frac{\partial}{\partial z} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_z} \right) \delta p_e dx dz \\ &= 0 \dots \dots \dots (3.14) \end{aligned}$$

ここで、

$$p'_x = \frac{\partial p_e}{\partial x}, \quad p'_z = \frac{\partial p_e}{\partial z}$$

また、 $c$  は要素の境界線であり、 $S$  は積分領域である。

上に示した演算をすべての要素に対して行なって整理すると、

$$\begin{aligned} \delta I &= \sum_{e=1}^n \delta I_e = \sum_{e=1}^n \left[ \iint_c \left( \frac{\partial f_e}{\partial p'_x} dz - \frac{\partial f_e}{\partial p'_z} dx \right) \delta p_e \right. \\ & \quad \left. + \left( \frac{\partial f_e}{\partial p_e} - \frac{\partial}{\partial x} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_x} - \frac{\partial}{\partial z} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_z} \right) \delta p_e dx dz \right] \\ &= 0 \dots \dots \dots (3.15) \end{aligned}$$

ここで、要素の境界条件と接続条件を考慮すると、軸受面の境界線上では  $p_e$  は一定値をもつ。また、となり合う要素の  $p_e$  は境界線上で等しい。

この二つの条件を満足する以外、 $\delta p_e$  は任意であるから、(3.15) 式が成立するためには式の右辺第1項と第2項が同時に零でなければならない。

第1項が零であることから、 $x$  が一定の境界線ではとなり合う要素の  $\partial f_e / \partial p'_x$  が等しく、 $z$  が一定の境界線では  $\partial f_e / \partial p'_z$  が等しい。

また、 $f_e$  の定義である (3.12) 式から、

$$\frac{\partial f_e}{\partial p'_x} = \frac{2h^3}{\mu} \left( \frac{\partial p_e}{\partial x} \right) \propto q_x \text{ (} x \text{ 方向の流量)} \dots \dots \dots (3.16)$$

$$\frac{\partial f_e}{\partial p'_z} = \frac{2h^3}{\mu} \left( \frac{\partial p_e}{\partial z} \right) \propto q_z \text{ (} z \text{ 方向の流量)} \dots \dots \dots (3.17)$$

であるから、要素  $e$  の境界線  $C_2$  と  $C_4$  では流量  $q_x$  が等しく、 $C_1$  と  $C_3$  では  $q_z$  が等しくなる。

また、接続条件から、となり合う要素の  $p_e$  は境界線上で等しいので、 $C_1$  と  $C_3$  上で  $q_x$  が等しく、 $C_2$  と  $C_4$  上で  $q_z$  が等しい。

したがって、境界線でとなり合う要素の  $q_x$  と  $q_z$  はそれぞれ等しくなる。

また、(3.15) 式の右辺の第2項が零であることから、

$$\frac{\partial f_e}{\partial p_e} - \frac{\partial}{\partial x} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_x} - \frac{\partial}{\partial z} \cdot \frac{\partial f_e}{\partial p'_z} \dots \dots \dots (3.18)$$

関数  $f_e$  の定義の式 (3.12) を代入すれば、

$$\begin{aligned} & \frac{2}{\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p_e}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} \right) \right\} \\ & = 24c\epsilon\omega \sin \left( \frac{x}{r} \right) \dots \dots \dots (3.19) \end{aligned}$$

となり、(3.11)式と同じ式が得られる。

以上のことから、前述の境界条件および接続条件のもとで、すべての要素に対して  $\delta I_e = 0$  となる関数  $p_e$  を求めれば、この  $p_e$  は(3.11)式を満足し、また、流量の連続の条件も満足される。

次に、要素内の圧力分布が  $x$  と  $z$  の1次式であらわせると仮定し、有限要素法により油膜の圧力分布を求める。

$\alpha_1 \sim \alpha_4$  を未知定数とし、 $p_e$  が次式であらわせるとする。

$$p_e = \begin{bmatrix} 1 & x & z & xz \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3.20)$$

上の式を  $x$  および  $z$  で偏微分すれば、

$$\frac{\partial p_e}{\partial x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & z \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \dots\dots\dots (3.21)$$

$$\frac{\partial p_e}{\partial z} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & x \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \dots\dots\dots (3.22)$$

$$\left(\frac{\partial p_e}{\partial x}\right)^2 = \begin{bmatrix} \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & z \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z & 0 & z^2 \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \dots\dots (3.23)$$

$$\left(\frac{\partial p_e}{\partial z}\right)^2 = \begin{bmatrix} \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & x \\ 0 & 0 & x & x^2 \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \dots\dots (3.24)$$

これら4式を(3.12)式に代入すれば、

$$f_e = \frac{h^3}{\mu} \begin{bmatrix} \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} + \frac{h^3}{\mu} \begin{bmatrix} \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \\ + 24 c \varepsilon \omega \sin(x/r) \cdot \begin{bmatrix} 1 & x & z & xz \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \\ \dots\dots\dots (3.25)$$

これを積分し  $I_e$  を求める。

$$I_e = \iint f_e dx dz \\ = \frac{1}{\mu} \cdot \begin{bmatrix} \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{e1} \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} + 24 c \varepsilon \omega \cdot \begin{bmatrix} I_{e2} \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \\ \dots\dots\dots (3.26)$$

ここで、

$$\begin{bmatrix} x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & x \\ 0 & 0 & x & x^2 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & z \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z & 0 & z^2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} I_{e1} \end{bmatrix} = \iint h^3 (\begin{bmatrix} z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x \end{bmatrix}) dx dz$$

$$\begin{bmatrix} I_{e2} \end{bmatrix} = \iint \sin\left(\frac{x}{r}\right) \cdot \begin{bmatrix} 1 & x & z & xz \end{bmatrix} \cdot dx dz$$

これまでは境界条件と接続条件は境界線上で設定していたが、これでは今後の計算に不便なのでここでもう一度、境界条件と接続条件について検討する。

図4に示したように、 $e$  番目の要素の各節点に番号をつけ、それぞれの節点における油膜圧力を  $p_1^e, p_2^e, p_3^e, p_4^e$  とする。いま図4の要素  $e$  と  $e+1$  において  $p_4^e = p_1^{e+1}$ ,  $p_3^e = p_2^{e+1}$  とすれば、要素内の圧力分布は(3.20)式の直線分布と仮定しているから、要素  $e$  と  $e+1$  の境界線上では要素  $e$  と  $e+1$  の圧力が等しくなり、接続条件は満足される。

境界条件についても同様のことが云える。

したがって境界条件も接続条件も境界線上で設定したものを、節点における条件に置き換えることができる。すなわち、軸受面の境界線上にある節点の油膜圧力は一定値をもつ。また、節点を共有する要素の圧力はその節点において等しい。

したがって要素の状態ベクトルは節点の圧力だけを含むものとすれば必要にして十分である。ここでは要素の状態ベクトルを次のように定義する。

$$\{\beta_e\} = \begin{Bmatrix} p_1^e \\ p_2^e \\ p_3^e \\ p_4^e \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3.27)$$

上の式の  $p^e$  に(3.20)式を代入すれば、

$$\{\beta_e\} = \begin{bmatrix} B \end{bmatrix} \cdot \{\alpha\} \dots\dots\dots (3.28)$$

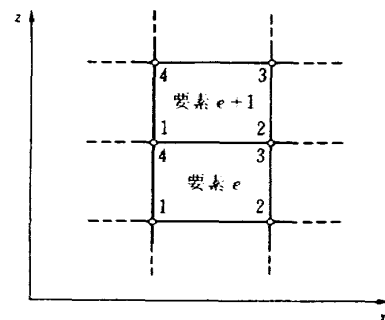


図 4 油膜の分割



ここで,

$$[B] = \begin{bmatrix} 1 & x_i & z_i & x_i z_i \\ 1 & x_{i+1} & z_i & x_{i+1} z_i \\ 1 & x_{i+1} & z_{i+1} & x_{i+1} z_{i+1} \\ 1 & x_i & z_{i+1} & x_i z_{i+1} \end{bmatrix}$$

$$\{\alpha\} = [B]^{-1} \cdot \{\beta_e\} = [M] \cdot \{\beta_e\} \cdots (3.29)$$

ここで,  $[M] = [B]^{-1}$

(3.29) 式を (3.26) 式に代入する。

$[\alpha] = [\beta_e] \cdot [M]^T$  であるから,

$$I_e = \frac{1}{\mu} [\beta_e] \cdot [M]^T [I_{e,1}] \cdot [M] \cdot \{\beta_e\} + 24c\epsilon\omega [I_{e,2}] \cdot [M] \cdot \{\beta_e\} \cdots (3.30)$$

$$\delta I_e = \frac{2}{\mu} [M]^T [I_{e,1}] [M] \{\beta_e\} + 24c\epsilon\omega [I_{e,2}] [M] \cdots (3.31)$$

$\delta I_e = 0$  とする条件は,

$$\frac{1}{\mu} [K_e] \{\beta_e\} + 12c\epsilon\omega \{H_e\} = 0 \cdots (3.32)$$

ここで,

$$[K_e] = [M]^T [I_{e,1}] [M]$$

$$\{H_e\} = [I_{e,2}] [M]$$

以上は要素  $e$  についての演算を示したが, 同様の演算をすべての要素に対して行ない, 前述の接続条件および境界条件を用いて整理すると,

$$\frac{1}{\mu} [K] \{\beta\} + 12c\epsilon\omega \{H\} = 0 \cdots (3.33)$$

(3.33) 式は  $\beta$  に関する連立一次方程式であるから, これを解くことによって  $\beta$  すなわち節点における油膜圧力を求めることができる。

以下, 実際の計算について概略を述べる。

油膜の厚さ  $h$  は油溝以外の部分 (以下, 油膜部分と記す) においては図 3(a) に見られるように, 次の式であらわされる。

$$h = c (1 - \epsilon \cos(x/\tau))$$

油溝に関しては, 全円周にわたるものだけを取扱うこととし,  $c$  の代りに油溝の深さ  $G$ ,  $\epsilon$  の代りに  $\epsilon c/G$  を代入し, 油溝以外の部分と同じ演算を行なう。

また, 軸受は幅の中央に関して対称であるものを取扱うこととし, 計算は対称面の片側だけについて行なう。

給油孔と給油管は図 5(b) に示したような形に置き換え, 油膜部分と同じ形式の演算を行なう。給油管の入口の圧力は一定値 (給油圧  $p_f$ ) であるとする。

軸受端シールについては  $c$  の代りにシールすきま  $S$  を代入し,  $\epsilon = 0$  として油膜部分と同じ形式の演算を行なう。軸受端シールの終端の圧力は大気圧であるとする。軸受端

シールをもたないものにおいては軸受端の圧力が大気圧であるとする。

以上のようにして油膜の圧力分布を求め, これを軸受面にわたって積分すれば油膜がダンパ内筒に作用する抵抗力が求められる。ダンパ内筒に  $x$  軸および  $y$  軸方向から作用する抵抗力をそれぞれ  $W_x$ ,  $W_y$  とすれば,

$$W_x = \int_0^L \int_0^{2\pi} p_e \cos\left(\frac{x}{\tau}\right) dx dz \cdots (3.34)$$

$$W_y = \int_0^L \int_0^{2\pi} p_e \sin\left(\frac{x}{\tau}\right) dx dz \cdots (3.35)$$

ダンパの粘性減衰係数は  $\varphi = 0$  の場合の  $W_y$  を振動の速度振幅で割った値である。有限要素法による粘性減衰係数を  $C_f$  とすると,

$$C_f = \frac{W_y(\varphi=0)}{\epsilon\omega c} \cdots (3.36)$$

なお, 油膜圧力の計算によって得られた  $p_e$  が軸受面の一部で絶対真空以下となる場合があるが, この場合はその部分の  $p_e$  は絶対圧で零として (3.34) 式および (3.35) 式の積分を行なう。これは油膜の圧力が絶対真空でないそれ以下となることは実際には生ぜず, その場合は油の気化あるいは油中に溶け込んでいた気体の溶出が起ることを考慮したものである。

有限要素法による計算値と無限幅および無限小軸受理論による値との比較のため, 油溝, 軸受端シールおよび給油孔がない場合について有限要素法によって計算した値を図 2 に示した。有限要素法による計算値は  $E/D \rightarrow \infty$  および  $L/D \rightarrow 0$  においてそれぞれ無限幅軸受理論と無限小軸受理論による値に漸近する。

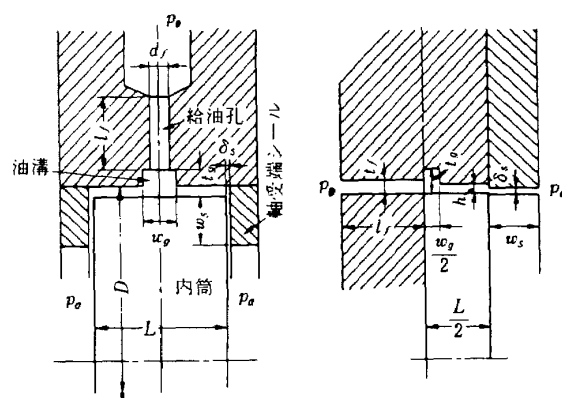


図 5 ダンパ軸受のモデル化

## 4 実 験

### 4.1 装置と方法

ダンパ軸受の単体としての特性を測定するために、図6に示すような実験装置を製作した。

定盤に垂直に取り付けられた軸の先端の近くに試験するダンパ軸受の内筒が取り付けられている。

また、軸の外側に取り付けられた軸受台の上にダンパ軸受の外筒が取り付けられている。

軸の先端で直交する2本の連結棒を介して2台の動電型加振機を接続し(図6において紙面に垂直方向に他の1台がある)、軸の先端を加振し曲げ振動をさせる。2台の加振機に加振力の大きさと位相差は減衰器と移相器によって任意に変えることができる。これによって内筒に軸まわりの円軌道振動をさせる。

加振機と軸の間に作用している力と、軸の先端の加速度を圧電型の力計と加速度計が一体に組み込まれたインピーダンスヘッドによって測定する。

ダンパ軸受の粘性減衰係数の測定方法は次の通りである。軸系の1次曲げ固有振動数(約150Hz)で加振し、ダンパ軸受と軸から成る系の機械インピーダンスを測定する。

そして、あらかじめ求めておいた軸の機械インピーダンスを差し引いてダンパ軸受による機械インピーダンスを求める。ここで、加振点と力、加速度の測定点は同一であるが、軸受の位置とはわずかながらはなれていることに対する次のような補正を行なう。

$$C = (Z_t - Z_a) \cdot \left( \frac{A_t}{A_b} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

ここで、 $C$  : ダンパ軸受の粘性減衰係数、

$A_b$  : 軸受の振幅

$A_t$  : 加振点の振幅

$Z_a$  : 加振点で測定された軸の機械インピーダンス

$Z_t$  : 加振点で測定されたダンパ軸受と軸を含む系の機械インピーダンス

なお、上の値はすべて軸系の1次曲げ固有振動数における値を用いる。

また、軸受台の剛性は軸の曲げ剛性と比較して十分に高くしてあるので、軸がその1次曲げ固有振動数で振動する場合の軸受台の振巾は軸の振幅に対して無視できる。

試験したダンパ軸受の要目は次の通りである(図7)。

外筒 ;  $D = 100 \text{ mm}$ , 軸受幅の中央に半径  $1 \text{ mm}$  の半円形断面の油溝付および油溝なしの2種

内筒 ;  $L = 20 \text{ mm}$ ,  $\Delta D = 0.1, 0.2, 0.4 \text{ mm}$  の3種

軸受端シール ; シールなしのもの、シールのすきま

$\delta_s = 0.1, 0.2 \text{ mm}$  (シールの幅  $w_s = 4 \text{ mm}$ )。

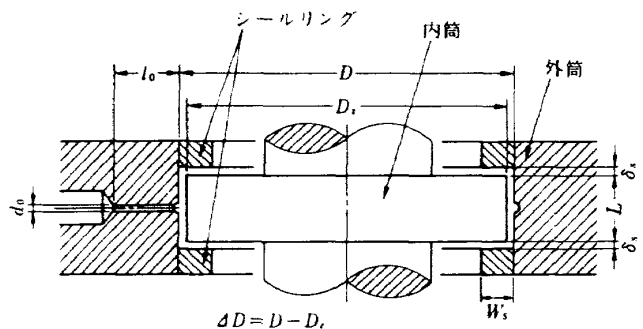


図 7 ダンパ軸受の諸寸法

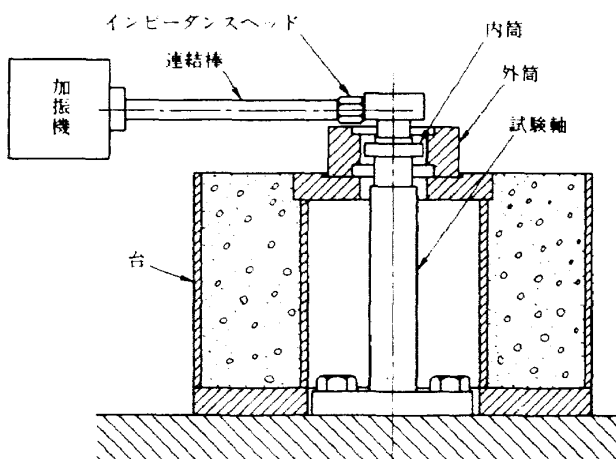


図 6 実験装置

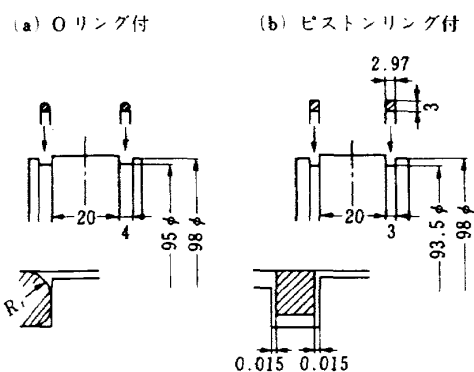


図 8 シールリング付ダンパ軸受

このほか、軸受端シールとしてOリングを用いたものおよびピストンリングを用いた図8に示すものについても、油溝なしの外筒と組合わせ、 $\Delta D = 0.2\text{mm}$ の場合について実験を行なった。(表1)

給油孔は加振機を取り付けた $0^\circ$ と $90^\circ$ 方向に対し、 $135^\circ$ と $315^\circ$ 方向の2個所に直径 $2\text{mm}$ 、長さ $20\text{mm}$ のものを設けた。

給油圧力は $0.1 \sim 4\text{kg/cm}^2$ とした。

流体としてはJJS, W3種2号水溶性切削油剤の30倍水溶液を用いた。この液体の粘性係数は水とほとんど等しく、温度による粘性係数の変化は一般の潤滑油に比べて小さい。また、鋼材に対して防食性があり、危険性、有害性は少ない。この液体のおもな性質を表2に示す。

液体の温度は外筒の内面の軸受巾中央に、円周方向に3個所設けたクロメル・アルメル熱電対によって測定し、粘性係数の算出に利用する。

なお、測定結果はすべて粘性係数 $1\text{cP}$ の場合に換算して示すことにする。

## 4.2 実験結果および理論解析との比較

### 4.2.1 軸受端シールなしの場合

軸受端シールをもたない場合の結果を図9～11に縦軸に粘性減衰係数、横軸に振幅をとって示す。図中の $C_0(20)$ 、 $C_0(10+10)$ 、 $C_0(9+9)$ はそれぞれ $L = 20\text{mm}$ 1個、 $L = 10\text{mm}$ 2個、 $L = 9\text{mm}$ 2個の軸受を考え、無限小幅軸受理論によって求めた粘性減衰係数である。

$C_0(20)$ は油溝の影響を無視して求めた値であり、 $C_0(10+10)$ と $C_0(9+9)$ は軸受幅の中央に設けられた油溝部分を境界として、軸受幅の半分づつがそれぞれ単独に作用すると考えて求めた値である。

$C_0(10+10)$ は油溝部分も他の軸受面と同様に受圧面と

して作用すると仮定した場合、 $C_0(9+9)$ は油溝部分は油の通路としてのみ作用すると仮定した場合の値である。

各種の理論値を大きい順に記すと、 $\Delta D/D = 0.4\%$ と $0.2\%$ では、油溝なしの場合の有限要素法、1R油溝付の場合の有限要素法、 $C_0(20)$ 、 $C_0(10+10)$ 、 $C_0(9+9)$ の順となる。

また、 $\Delta D/D = 0.1\%$ では $C_0(20)$ の方が1R油溝付の場合の有限要素法による値より大きくなっている。

ここで、 $C_0(20) : C_0(10+10) : C_0(9+9)$ は(2)式により、

$$1 : \frac{(10+10)}{20} \cdot \left(\frac{10}{20}\right)^2 : \frac{(9+9)}{20} \cdot \left(\frac{9}{20}\right)^2 \\ = 1 : 0.25 : 0.182 \text{ である。}$$

次に $\Delta D/D$ と粘性減衰係数の関係について検討する。

無限小幅軸受理論による値は(2.4)式から明らかなように $(\Delta D/D)^{-3}$ に比例する。図9～11にみられるように $C_0(20)$ と油溝なしの場合の有限要素法による値を比較すると、ここに示した $\Delta D/D$ の範囲では二つの値の比はあまり変化していない。すなわち $\Delta D/D$ が $0.1 \sim 0.4\%$

表2 試験に用いた液体の性質

t °C	$\gamma \text{ kg/m}^3$	$\nu \text{ cSt}$	$\mu \text{ cP}$
30.0	1001.3	0.831	0.832
40.0	994.8	0.676	0.672
50.0	988.2	0.569	0.562

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad 1 \text{ cP} = 1.0197 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$\gamma = 10079 \{ 1 - 0.00065 (t - 20) \}$$

$$\log \cdot \log (\nu + 0.8) = -6.935 \log T + 16.537$$

表1 供試ダンパ軸受の要目

$\Delta D/D$ %	1R油溝付			油溝なし				
	$\delta, \text{mm}$			$\delta, \text{mm}$				
0.4	$\infty$	0.2	0.1	$\infty$	0.2	0.1	Oリング 付	ピストン リング付
0.2	"	"	"	"	"	"		
0.1	"	"	"	"	"	"		

$$D = 100.00 \text{ mm}, \quad L = 20.0 \text{ mm}, \quad w_s = 4 \text{ mm}, \quad d_f = 2 \text{ mm}, \quad l_f = 20 \text{ mm}, \quad (45^\circ, 225^\circ \text{ の 2 個所})$$

の範囲で、偏心率が小さい場合の  $C_f/C_{0(20)}$  は 3.6～4.7 程度しか変化していない。したがって油溝なしの場合には有限要素法による値も  $(\Delta D/D)^{-3}$  に比例すると考えて差支えない。

ところが  $C_{0(20)}$  と 1 R 油溝付の場合の有限要素法による値を比較すると、 $C_f/C_{0(20)}$  は  $\Delta D/D = 0.1\%$  で 3.2,  $0.2\%$  で 1.6,  $0.4\%$  では約 0.6 となっており、ここに示した  $\Delta D/D$  の範囲で大小関係が逆転している。

この原因は次のように考えられる。

$\Delta D/D$  が小さい場合には油膜の断面積に対して油溝の断面積が大きく、油の通路として十分な大きさをもっているため、油溝の両側の油膜面がそれぞれ独立の幅の小さい軸受として作動するので粘性減衰係数は小さくなる。

これに対し  $\Delta D/D$  が大きい場合には油膜の断面積が大きく、同じ偏心率の振動による油の流量も大となるのに対し、油溝の断面積は不変であるため、通路としての断面積が不十分となり、油溝以外の軸受面と大差ない作用をするようになり、油溝の両側の軸受面が一つの幅の広い軸受として作動する状態に近づくので、粘性減衰係数は大きくなる。

次に、実測値と理論値を比較すると、1 R 油溝付の場合には  $\Delta D/D = 0.1 \sim 0.4\%$  のいずれにおいても実測値の方が有限要素法による値より大きくなっている。

油溝なしの場合は  $\Delta D/D = 0.4\%$  では実測値の方が有限要素法による値より大きいが、 $\Delta D/D = 0.1\%$  および

$0.2\%$  では実測値の方が有限要素法による値よりわずかに小さいが、 $C_{0(20)}$  より大きい値となっている。

油溝の有無による差についてみると、有限要素法による値は  $\Delta D/D$  が小さくなるほど油溝の有無による差が大きくなっているが、 $\Delta D/D = 0.1\%$  の場合の実測値にはあまり大きい差があらわれていない。 $\Delta D/D = 0.2\%$  の場合の方が実測値における差は大きくなっているが有限要素法による値における差ほど大きくない。 $\Delta D/D = 0.4\%$  の場合には振幅が大きい範囲で実測値の大小関係が逆転している。これは油溝なしのものでは油膜が切れ、空洞が発

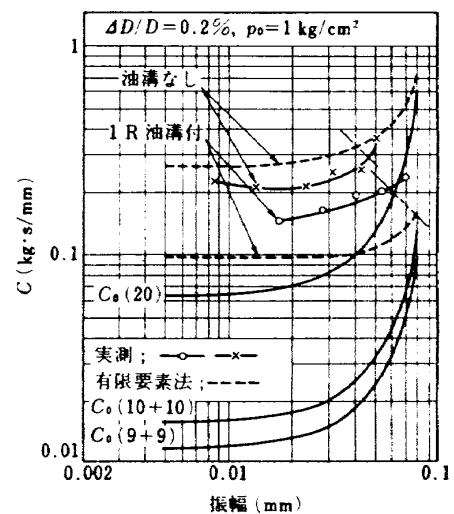


図 10 シールなしの場合の特性 (2)  $\Delta D/D = 0.2\%$

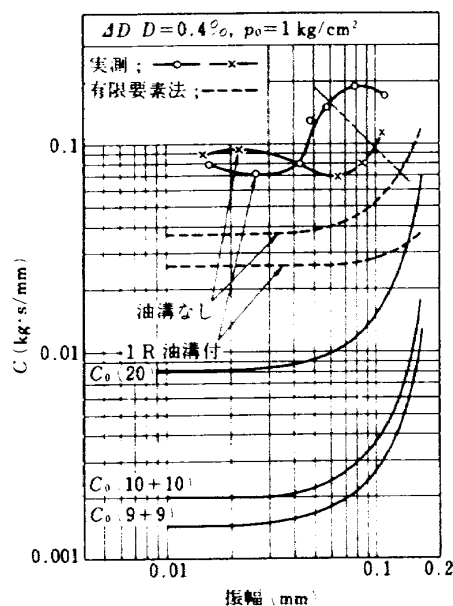


図 9 シールなしの場合の特性 (1)  $\Delta D/D = 0.4\%$

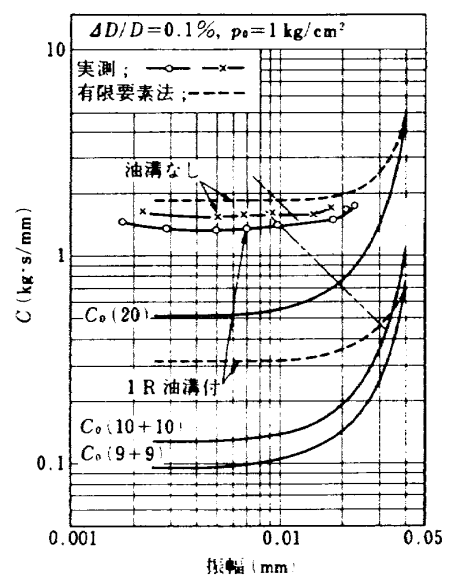


図 11 シールなしの場合の特性 (3)  $\Delta D/D = 0.1\%$

生するためと推定される。油膜切れは油膜内の最低圧力がある値以下になった場合に発生すると考えられる。そこで、有限要素法による圧力分布の計算値において、負圧（計算値が絶対真空以下となること）が生ずる範囲を粘性減衰係数～振幅の図上に求めると、図9～11の二点鎖線の右上となる。

なお、有限要素法による粘性減衰係数は、負圧領域の圧力は零として求めたものである。

これによると、油膜が厚い $\Delta D/D = 0.4\%$ の場合は計算上の負圧発生範囲よりかなり小さい振幅で油膜切れがおこることがわかる。

これに対し、比較的油膜が薄い $\Delta D/D = 0.1 \sim 0.2\%$ の場合は、測定点が計算上の負圧発生範囲に入っているにもかかわらず、 $\Delta D/D = 0.4\%$ の場合のような傾向はあらわれない。これは油膜が厚く、振幅の絶対値も大きい場合は、給油孔からの流量では油膜の回復に要する流量が不十分となることによる。

有限要素法による値は多くの場合、無限小幅軸受理論による値より実測値に近い値となっており、特に油溝が無く、 $\Delta D/D$ が小さい場合には実測値とほぼ一致する値となっているが、 $\Delta D/D$ が大きい場合および油溝付のものにおいては実測値との差が大きい。

このように有限要素法による値が実測値と一致しない原因のうち、理論値が実測値より小さくなる原因としては、油溝部あるいは軸受端と軸受面との境界のように油膜の厚さが急変する部分に生ずる微視的な現象を考慮していないことがあげられる。また、理論値が実測値より大きくなる

原因としては、計算値に負圧が発生しない場合にも、油膜内の給油圧力より低い部分では油からの気体の溶出あるいは油の気化が生ずることがあげられる。

#### 4.2.2 軸受端シール付の場合

図12～17に $\Delta D/D$ の値と油溝の有無によって分類して実測値と有限要素法による値を示した。

実測値はシールのすきま $\delta_s = 0.1 \text{ mm}$ ,  $0.2 \text{ mm}$  およびシールなしの場合を示した。 $\delta_s = 0.05 \text{ mm}$ の場合は測定値が不安定となり、十分な再現性のある実験を行なうことができなかったため、有限要素法による値だけを示した。

図12, 13に示した $\Delta D/D = 0.4\%$ の場合は、シールなしのものと比較すると、 $\delta_s = 0.2 \sim 0.1 \text{ mm}$ のシールによって実測値においては油溝付のもので2～5倍、油溝なしのもので4～10倍に増加している。また、理論値においては油溝付のもので2～5倍、油溝なしのもので2～8倍に増加している。このように、シールによる粘性減衰係数の増加の傾向については理論値と実験値が良く対応しているが、絶対値に関してはいずれの場合も差が大きく、理論値は実測値の $1/2 \sim 1/3$ となっている。

また、油溝付のものでは振幅の増加とともに粘性減衰係数が増加する傾向があるが、油溝なしのものでは $\delta_s = 0.1 \text{ mm}$ と $0.2 \text{ mm}$ のいずれも大振幅で減少している。

このような傾向は理論値においても $\delta_s = 0.05 \text{ mm}$ の場合に振幅 $0.035 \text{ mm}$ 以上であらわれている。（図13）

図12, 13においても計算値に負圧が発生する範囲は二点鎖線の右上であるが、この場合も計算値に負圧が発生

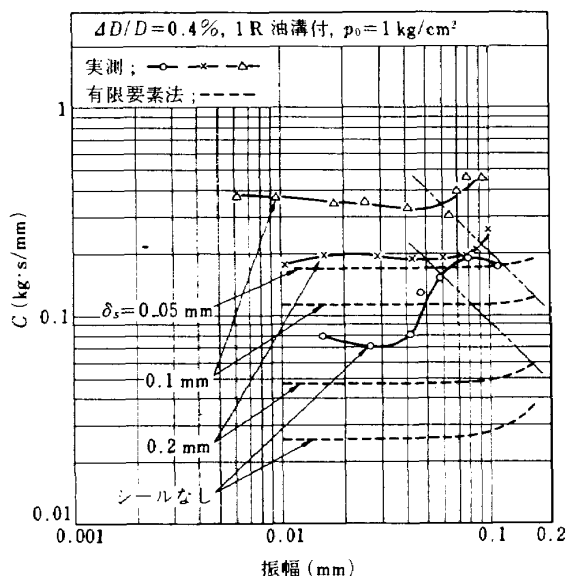


図 12 1 R油溝付の特性 (1)  $\Delta D/D = 0.4\%$

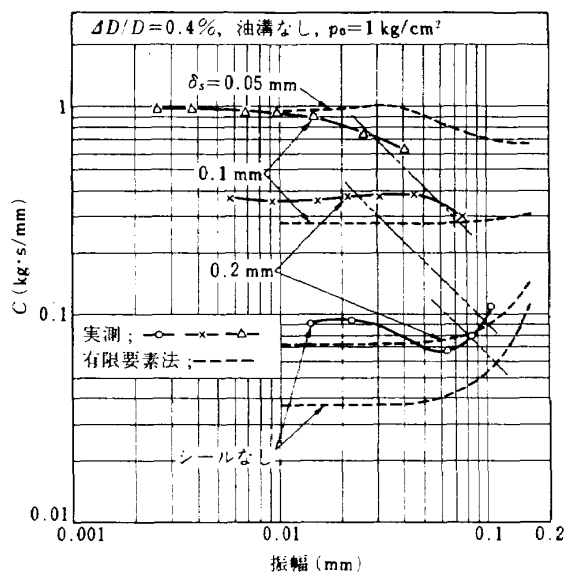


図 13 油溝なしの特性 (1)  $\Delta D/D = 0.4\%$

するより小さい振幅で粘性減衰係数が減少する傾向があらわれている。

図14, 15に示した $\Delta D/D = 0.2\%$ の場合は, シールなしのものと比較すると,  $\delta_s = 0.2 \sim 0.1 \text{ mm}$ のシールによって実測値においては油溝付のもので2~4倍, 油溝なしのもので1.6~6倍に増加している。また, 理論値においては油溝付のもので1.1~1.7倍, 油溝なしのもので1.1~2倍に増加している。この場合の理論値と実測値の相違は $\Delta D/D = 0.4\%$ の場合と比較すれば, やや小さくなっているが, やはり大きい差がある。油溝なし,  $\delta_s = 0.2 \text{ mm}$ の場合についてはかなり近い値となっているが, 油溝なし,  $\delta_s = 0.1 \text{ mm}$ では理論値は実測値の約1/2.5, 油溝付,  $\delta_s = 0.1, 0.2 \text{ mm}$ で1/3.5~1/2.5となっている。また, 油溝なし,  $\delta_s = 0.05 \text{ mm}$ の場合の理論値には振

巾の増加による負圧の発生のため粘性減衰係数が一旦は減少するが, さらに大きい振幅で再び増加する傾向があらわれている。(図15)これに似た傾向が油溝なし,  $\delta_s = 0.2 \text{ mm}$ の場合の実測値にあらわれているが, これは前述の油からの気体の溶出あるいは油の気化によるものと推定される。

図16, 17に示した $\Delta D/D = 0.1\%$ の場合は, シールなしのものと比較すると,  $\delta_s = 0.2 \sim 0.1 \text{ mm}$ のシールによって実測値においては油溝付のもので1.1~1.4倍, 油溝なしのもので1.1~2倍に増加している。理論値においては $\delta_s = 0.2 \text{ mm}$ のシールはこの場合ほとんど効果があられず, シールなしの値とほぼ一致する。また,  $\delta_s = 0.1 \text{ mm}$ の場合は1.1~1.2倍に増加している。

理論値と実測値を比較すると, 油溝なしのものについて

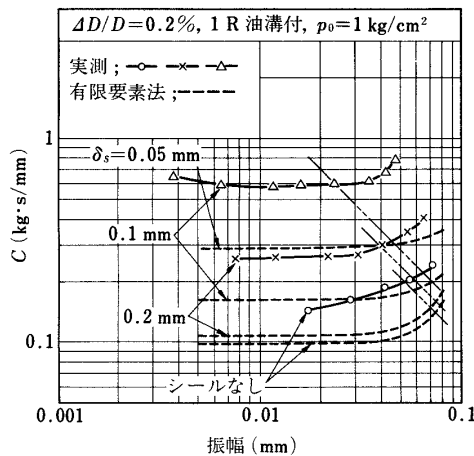


図 14 1 R油溝付の特性 (2)  $\Delta D/D = 0.2\%$

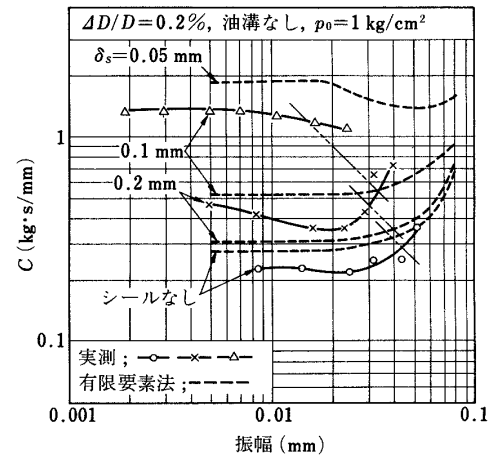


図 15 油溝なしの特性 (2)  $\Delta D/D = 0.2\%$

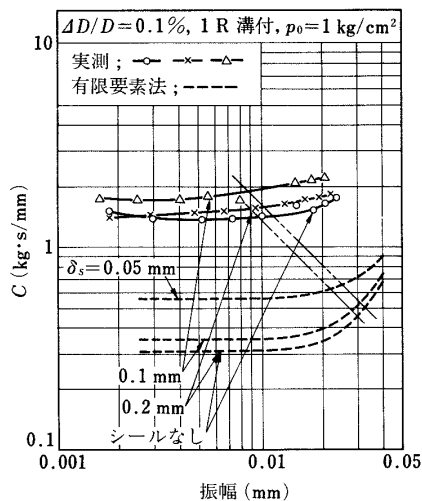


図 16 1 R油溝付の特性 (3)  $\Delta D/D = 0.1\%$

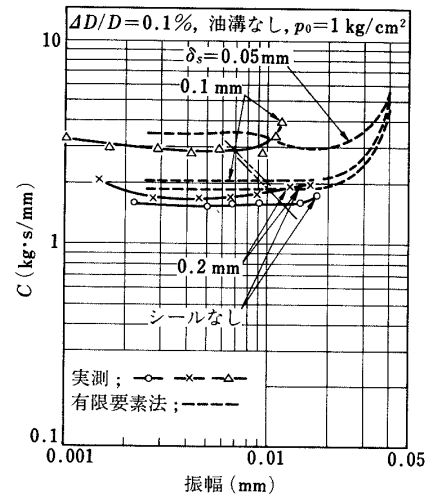


図 17 油溝なしの特性 (3)  $\Delta D/D = 0.1\%$

は比較的良く一致しているが、油溝付のものについては理論値は実測値の約 $\frac{1}{2}$ となっており、不一致が大きい。

図12～17に示した軸受端シール付のものについての実測値および理論値の全般についてみると、当然のことであるが、 $\Delta D/D$ が大きいほどシールの効果は大きいことがわかる。また、 $\Delta D/D$ が等しいものでは油溝なしのものの方がシールの効果が大きい。この二つの傾向は実測値にも理論値にも同様にあらわれており、定性的には良く対応しているが、絶対値については油溝なし、 $\Delta D/D$ 小、 $\delta_s$ 大あるいはシールなしの場合を除いて理論値の実測値との不一致が大きい。これはシールなしの場合の不一致と、シールの影響に関する理論計算と実際の現象との不一致から生ずるものが重ね合わされてあらわれたと考えられるが、前述のような傾向からみると、シールの影響に関しては理論計算はほぼ妥当であり、シールなしの場合に関する不一致がおもな原因と考えられる。

#### 4.2.3 給油圧力と給油孔位置の影響

まず給油圧力の粘性減衰係数に対する影響について述べる。図18、19に $\Delta D/D = 0.1\%$ 、1R油溝付および油溝なし、シールなしのものについて、給油圧力を $0.1 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ とした場合の結果を示した。まず、実測値をみると、給油圧力が $1 \sim 2 \text{ kg/cm}^2$ の範囲ではほとんど変化していないことがわかる。給油圧力を $0.1 \text{ kg/cm}^2$ と極端に低くした場合も、振幅が小さい範囲では給油圧力 $1 \sim 2 \text{ kg/cm}^2$ の場合とあまり差がないが、振幅が $0.01 \text{ mm}$ 以上では少し低い値となっている。給油圧力を $4 \text{ kg/cm}^2$ とすると振幅の

全範囲においてわずかながら増加している。

実測値に対し、有限要素法による値は小振幅では給油圧力による変化は全くなく、大振幅においてわずかな差が生じている。

図20、21にこれらの場合に対応する圧力分布の有限要素法による計算値を示した。軸方向分布は円周方向分布に最大および最小値があらわれる位置をえらんで示し、円周方向分布は軸受幅の中心から $5 \text{ mm}$ の位置を示した。図20の1R油溝付の場合についてみると、軸方向分布は給油孔( $Z = 0 \text{ mm}$ )に近いほど給油圧力の影響が大きい、円周方向分布は給油圧力の変化によって、平行移動に近い変化をすることがわかる。したがって、給油圧力の増加によって負圧領域が減少し、負圧領域の実際の圧力は零であるとして圧力分布を積分して求めた粘性減衰係数が増加している。このように、理論値における給油圧力の影響は負圧領域の増減によってあらわれるものであるから、負圧領域が生じない範囲では給油圧力の影響はあらわれない。また、図20、21の中に負圧領域の圧力に計算値をそのまま用いて求めた粘性減衰係数 $C_t$ を示したが、この値も給油圧力によって変化しない。

図21の油溝なしの場合についてみると、給油孔の位置( $\theta = 90^\circ, 270^\circ$ )の付近だけは給油圧力の影響を受けているが、給油孔から遠い部分にはほとんど影響がないことがわかる。軸方向分布の $P_0 = 2$ および $5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ の曲線は図21においてはほとんど一致している。したがって、油溝なしの場合の理論値における給油圧力の影響は、1R油溝付の場合と比較すると小さい。

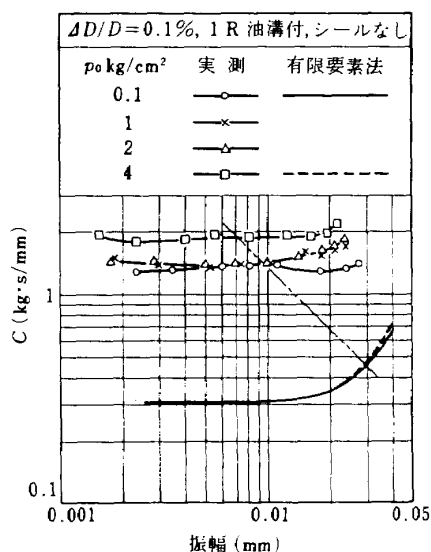


図 18 給油圧力の影響 (1)

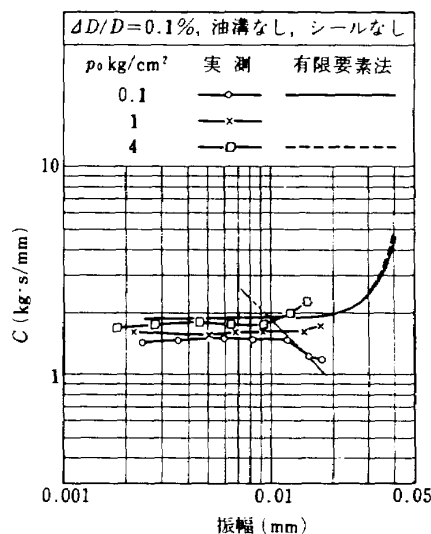


図 19 給油圧力の影響 (2)

実測値においても油溝なしの方が、1 R 油溝付の場合より給油圧力の影響が小さい。しかしながら、いずれの場合も理論値における影響より大きい影響があらわれているのは、給油圧力の増加によって低圧領域での油からの気体の溶出と油の気化が減少し、また油膜の一部が切れた場合の回復が早くなることによると推定される。

次に、給油孔の円周方向位置の影響について述べる有限要素法による値の一例として、 $\Delta D/D = 0.2\%$ 、油溝なし、シールなし、 $P_0 = 2 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ 、 $\epsilon = 0.4$  の場合を

図 2 2 に示した。

この図はダンパ軸受内筒が円軌道振動している場合に、位相  $0^\circ$  のとき受ける粘性抵抗の給油孔の円周方向位置による変化を示したものである。実線は給油孔が対称の位置に 1 個ずつある場合、破線は 1 個だけの場合を示した。

対称位置の場合の最大値は  $\theta \approx 15^\circ - 195^\circ$  方向の  $0.363 \text{ kg} \cdot \text{s/mm}$ 、最小値は  $\theta \approx 120^\circ - 300^\circ$  方向の  $0.27 \text{ kg} \cdot \text{s/mm}$ 、最小/最大の比は 0.90 である。

1 個の場合の最大値は  $\theta = 120^\circ$  で  $0.375 \text{ kg} \cdot \text{s/mm}$ 、

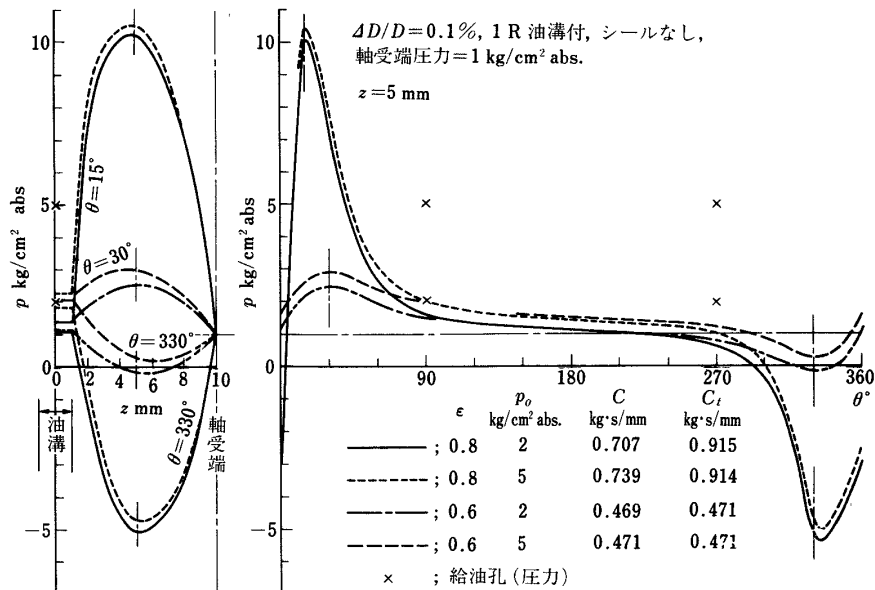


図 20 油膜の圧力分布 (1)

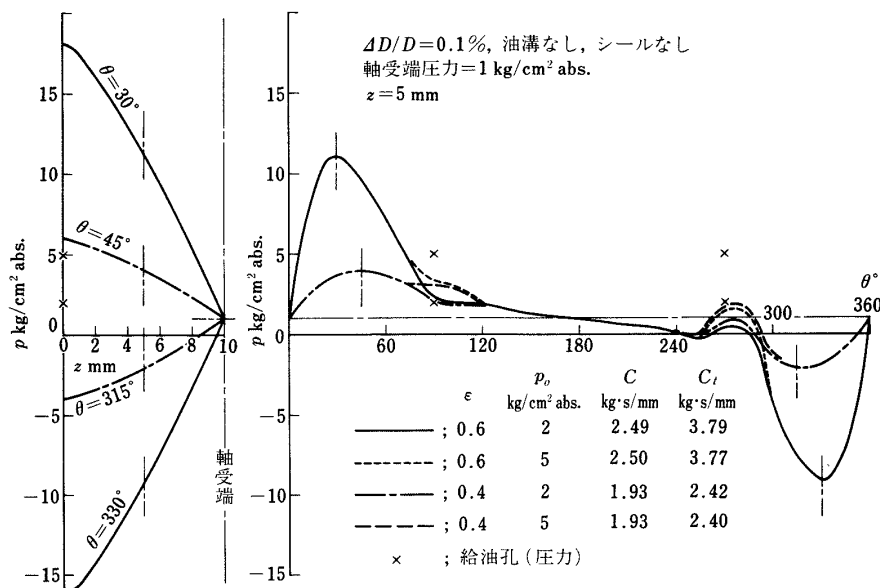


図 21 油膜の圧力分布 (2)



最小値は  $\theta = 315^\circ$  で 0.322, 最小/最大の比は 0.86 である。

有限要素法によると粘性減衰係数は以上のような非等方性をもつことが示される。

実験においては給油孔を  $\theta = 135^\circ - 315^\circ$  方向に設けたが, 円軌道振動の回転方向を逆にすれば,  $\theta = 45^\circ - 225^\circ$  に設けた場合と同等になる。したがって, 理論値におけるような非等方性があれば, 円軌道振動の回転方向によって粘性減衰係数の測定値に差が生ずるはずであるが, 実測によると, いずれの条件においても, このような差は求められなかった。

このように, 給油孔の円周方向位置の影響に関しても理論値と実測値の間に相違があることがわかるが, 粘性減衰係数の非等方性はいずれにしても実用上問題となるほど強いものではないと考えられる。

なお, 1R油溝付のものにおいては有限要素法による値にも非等方性はあらわれない。

#### 4.2.4 Oリング付の場合

$\Delta D/D = 0.2\%$ , 油溝なし, Oリング付の場合の結果を図 23 に示した。

Oリング付のものはOリングによる減衰作用があるので, 油を流さない状態での測定も行なったが, その結果は図24

にも示した通り振幅による変化はほとんどなく, 約  $1 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  であった。

給油圧力を 1 および  $4 \text{ kg/cm}^2$  とした場合の実測値を示したが, この値はOリングによる減衰を含んだ値である。

この場合の粘性減衰係数は  $\Delta D/D$  が等しい軸受端シールなしの場合の約 10 倍, 軸受端シール付,  $\delta_s = 0.1 \text{ mm}$  の場合の約 2 倍の値となっている。しかしながら, 無限幅軸受理論による値は  $9.6 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  であるから, Oリングを含め, 油膜だけの値は無無限幅軸受理論による値と比較すると約  $1/9 \sim 1/3$  と云うことになる。

なお, Oリングは正常な状態では洩れがないから, 組立時に軸受面に空気が入っていると, 単に油圧を加えただけでは軸受面を油でみたすことはできない。そこで, 実験を行なう前に 2 個の給油孔のうち一方を開放して油圧を加え, 油を十分に流し込ませている。

Oリング付のものにおいては, 組立られた状態でOリング, リング用溝, 軸受外筒の間に生ずるすきまが粘性減衰係数に大きい影響を与えることが予想される。このすきまの形状については組立の際の押し込み方向によって先側と後側で大きい相違が生ずることなど, 不明確な要素が多く, 正確に推定することはむづかしい。

ここでは, すきまの形状を図 8(a) のように仮定し,  $R_s$  を 0.5, 1.0, 1.5 mm とした場合の計算を行なった。それ

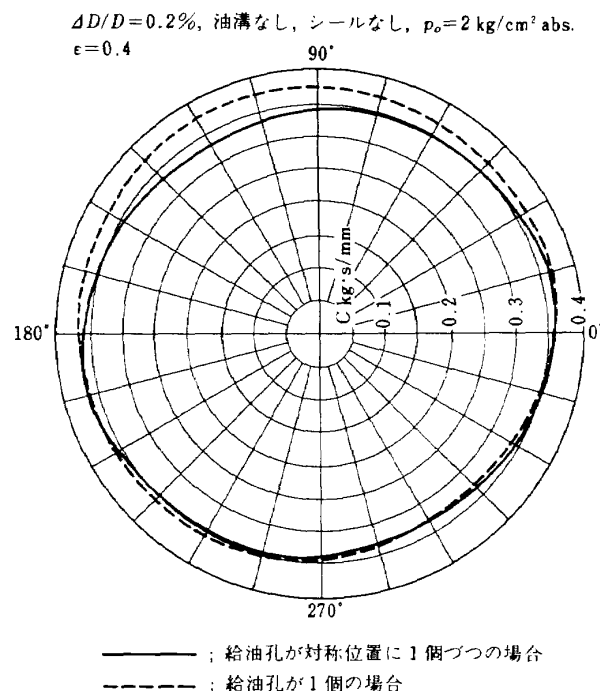


図 22 給油孔の位置の影響

によると,  $R_r = 0.5, 1.0, 1.5 \text{ mm}$  に対応し粘性減衰係数  $= 4.98, 1.75, 0.69 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  (いずれも  $\epsilon = 0.1$  の場合) と云う値が得られ, すきまの大きさの影響が大きいことがわかる。図 23 にはこの値に O リングによる減衰 ( $1 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$ ) を加算した値を示した。これによると,  $R_r = 1.0 \text{ mm}$  の場合の値が実測値に最も近くなっているが, O リング, リング用溝, 軸受外筒の間に生ずるすきまと云う不明確な要素を含んだ解析であるから, これによって理論値と実測値の対応を云々するのは疑問である。この計算値は O リング, リング用溝, 軸受外筒の間のすきまが粘性係数に大きい影響を与えると考えられる根拠として示したものである。

なお, 実測値が組立のたびに変化することはこの実験では認められなかった。

#### 4.2.5 ピストンリング付の場合

$\Delta D/D = 0.2\%$ , 油溝なし, ピストンリング付の場合の結果を図 24 に示した。

ピストンリング付のものではリングと軸受内筒のリング用溝の側面の摩擦による減衰が生ずる。この摩擦による減衰は軸受に油が入っていない場合の測定によると等価粘性減衰係数として  $0.1 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  以下であったが, 油が入っている場合とは異なり, また給油圧力, リングの溝内での位置, 軸受の作動状態などによっても変化すると考えられる。この摩擦による減衰を分離して測定することはできないので, 実測値は摩擦の影響を含んだままの値を示した。

この場合の実測に対応する理論計算としてはピストンリ

ングの側面のすきまを相似する値として  $\delta_s = 0.025 \text{ mm}$ ,  $w_s = 6 \text{ mm}$  を与えて計算した結果を示した。この理論計算においてはリング側面の摩擦は無視した。

理論計算においては軸受端シールの条件として上記のような単純な条件を与えたが, 実際の条件はこれより複雑である。すなわち, リングの左右両側面のすきまはリング内面のすきまを間において直列につながれているが, 左右のすきまは等しいとはかぎらない。リングが溝の側面のどちらか一方に密着していれば, 洩れはほとんどなくなり, 摩擦も増加するため大きい減衰が得られるはずである。

実測によると, ピストンリング付のものの粘性減衰係数は, 給油圧力  $1 \text{ kg/cm}^2$  では O リング付のものよりやや小さいが, 給油圧力  $4 \text{ kg/cm}^2$  では O リング付のものより大きくなっている。この場合の給油圧力の影響は他の場合に例がない程度に大きい。

また, 給油圧力が  $1 \text{ kg/cm}^2$  の場合の実測値が振幅  $0.01 \text{ mm}$  の前後で急に増加している。

給油圧力  $4 \text{ kg/cm}^2$  の場合および  $1 \text{ kg/cm}^2$  で振幅が大きい場合には加速度の波形にこまかい乱れが生ずる。この波形の乱れはリングと溝の側面の接触によって生ずるもので, これが給油圧力の影響が著しいことおよび給油圧力  $1 \text{ kg/cm}^2$  で大振幅の場合に減衰が急増することの原因と考えられる。

理論値は給油圧力  $4 \text{ kg/cm}^2$  の場合は実測値に近くなっているが, 給油圧力  $1 \text{ kg/cm}^2$  の場合は実測値との差が大きい。

以上のことから, この場合の理論値は油膜だけによる減衰の実際の値より, かなり大きい値となっていることがわ

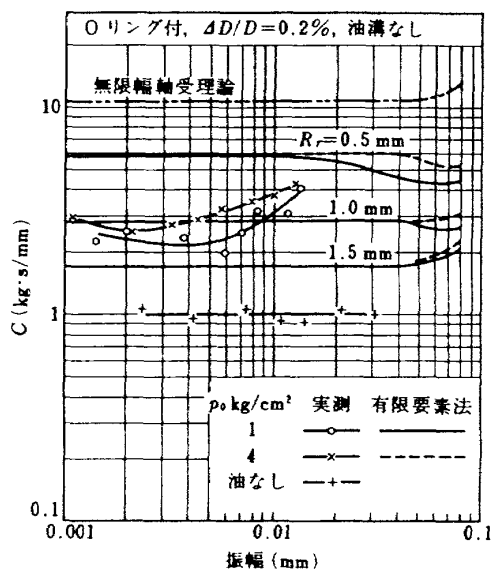


図 23 O リング付の特性

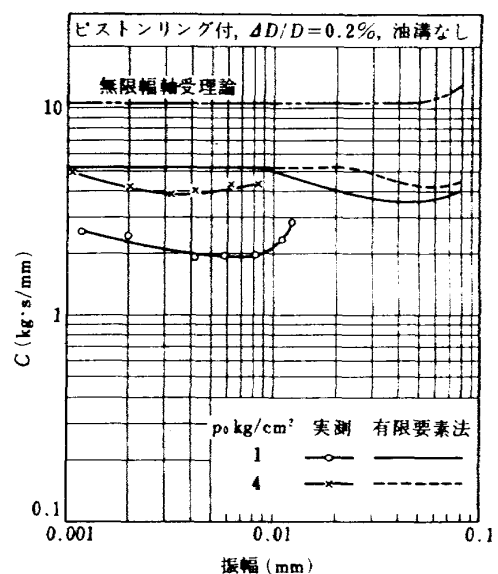


図 24 ピストンリング付の特性

かる。理論値が実際の値より大きくなる原因のひとつとして、リングの切れ目を無視していることがあげられるが、リングの切れ目の巾は装着状態で約0.3mmであり、円周の1/1000以下であるから、この影響は大きいと考えられない。

また、小振幅において理論値に給油圧力の影響があらわれないことは他の場合と同様だが、大振幅では理論値にも給油圧力の影響が大きくなりあわれている。このような大振幅における測定は前述のリングと溝の側面の接触と加振力の制限のため、実行できなかったため、計算値に広い負圧領域が発生する範囲の実際の特性は求められていない。

## 5 結 言

ジェットエンジンのロータのつりあいによって生ずる振動の軽減をおもな目的とする、スクイズフィルムダンパ軸受について実験と理論解析を行なった。

有限要素法による値は無限小振幅軸受理論などの単純な仮定にもとづく理論値と比較すれば、実測値に近い値となり、また、各種のパラメータの影響に関しても定性的な傾向は実測値と良く対応する。しかしながら粘性減衰係数の絶対値に関しては、限られた場合を除いて、有限要素法による値の実測値との一致は良くない。この不一致の原因として考えられることは本文の中に述べた通りであり、スクイズフィルムダンパ軸受に関しては通常静荷重だけを受けるすべり軸受に関する理論と同様の理論を適用することによって不適当な点のあることが指摘される。

以上のような理由により、この報告に述べた理論をダンパ軸受の設計において、詳細寸法の決定に利用することは不適当と考えなければならないが、各種のパラメータの軸受の特性に与える影響に関しては設計の参考となると考えられる。

実際の設計においては主として実験結果を参考としなければならないが、この報告に述べた実験によって次のことが明らかにされた。

- (1) 試験した軸受の幅/直径の値は0.2で、通常のすべり軸受の値よりかなり小さいが、軸受端シールなしのものにおいても無限小振幅軸受理論による値の3倍ないしそれ以上の粘性減衰係数が得られる。
- (2) 軸受端シール付のものは、当然のことであるが、シールなしのものより大きい粘性減衰係数をもつ。軸受端シールの効果は $\Delta D$ が大きいものでは大きい、 $\Delta D$ が小さいものでは効果が小さい。
- (3) 軸受幅の中央に設けた油溝の粘性減衰係数に対する影響は理論によって予測されるより小さい。 $\Delta D/D=0.4\%$ のものの大振幅の場合を除けば、油溝なしのものの方が大

き粘性減衰係数が得られる。

- (4) Oリング付およびピストンリング付のものは軸受端シール付のものよりさらに大きい粘性減衰係数が得られる。
- (5) 給油圧力の影響は理論によって予測されるよりは大きい、大振幅の場合を除けば、この影響はあまり大きくない。

また、給油孔があることによって粘性減衰係数に非軸対称性が生ずることが理論では予測されたが、実測では認められない程度であった。

実機にどの程度の粘性減衰係数のダンパ軸受を用いれば振動軽減に有効であるかについては前2報に述べたが、それによると、この実験に用いた外径100mm程度の軸受が使用される中型エンジンにおいて1~3kg・s/mmのものをを用いれば、大きい効果があることが明らかにされている。

この実験によれば、 $\Delta D/D=0.1\%$ のものであれば上記の値が得られているので、ころがり軸受の外輪をほとんどそのままの形でダンパ軸受の内筒とする最も簡単な形式のものでも十分な効果があることが予想される。

この研究に関して当所原動機部松木部長ならびに航空機公害研究グループ鳥崎総合研究官より各種の指導と協力をいただいた。

また、実験用液体の選定に関しては宇宙研究グループ宮川グループリーダより適切な助言をいただいた。

ここに深く感謝する次第である。

## 文 献

- (1) 宮地敏雄, 星谷昌二, 祖父江靖; ロータのつりあいによって生ずるジェットエンジンの振動の研究(第1報) 単軸エンジンに関する実験と理論解析, 航技研報告TR-487(1977年2月)
- (2) 同上(第2報) 典型的な2軸ファンジェットエンジンに関する解析, 航技研報告TR-488(1977年2月)
- (3) P.F.Brown; Bearings and Dampers for Advanced Jet Engines, SAE Paper 700318(1970)
- (4) G.B.Dubois, F.W.Ocwork; Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings, NACA Rept.1157(1953)
- (5) K.K.Thomsen, H.Andersen; Experimental Investigation of a Simple Squeeze Film Damper, Trans. ASME, Series B, 96-2, May 1974, P427~430

- (6) 青木弘；有限幅ジャーナル軸受の理論，潤滑，3巻6号（1958）

(7) 和田稲苗，林洋次，右田昌和；流体潤滑問題に対する有限要素法の適用（第1報 無限幅軸受），（第2報 有限幅軸受），機械学会論文集，37巻295号
- （昭和46年3月）P.583～592, P.593～601

(8) 日本機械学会；流体潤滑理論と動的問題，第263回講習会教材（昭和41年7月）

(9) 寺沢寛一；自然科学者のための数学概論（増訂版）（昭和29年）P.379～，岩波書店

---

## 航空宇宙技術研究所報告 491 号

昭和 52 年 2 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)●182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2-27-12

---