

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 487

ロータの不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

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1報 単軸エンジンに関する実験と理論解析\*

宮地 敏雄\*\* 星谷 昌二\*\* 祖父江 靖\*\*

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

(1st Report) Experiments and Theoretical Analysis  
on the Single Spool Engine

By Toshio MIYACHI, Shoji HOSHIYA and Yasushi SOFUE

Experiments and theoretical analysis were conducted on unbalance vibration in single spool turbo-jet engine JR200 and a simplified model which simulated vibration characteristics of the engine.

The results of theoretical analysis by the transfer matrix method were in close agreement with the experimental results obtained in the case of the simplified model.

In the case of the JR200 engine which has a rather small length/diameter ratio, the agreement of theoretical values with experimental values was not as close as in the case of the model. However, the theoretical analysis is considered useful in estimating and improving the vibration characteristics of a new engine, in the early stage of development.

The experiments on the model with and without squeeze film damper bearing proved that a damper of this type is very effective in reducing the vibration amplitude at critical speeds.

Theoretical analysis of the damper bearing effect on vibration characteristics was also conducted and compared with the experiment. The results show that the rotor support condition of the squeeze film damper bearing can be expressed in the analysis as a series connection of a spring and a dash-pod.

With regard to the JR200 engine, the squeeze film damper bearing has not as yet been tested, but according to engine analysis results, it is believed that effectiveness of the damper bearing on the real engine will be approximately the same as the model.

## 1. ま え が き

発電用蒸気タービンあるいはガスタービンなどの回転機械では、最近の大型化と高速化にともない、軸系の固有振動数をその機械の最高回転速度より高くすることが不可能になるものが増えており、最高回転速度以下に軸系の固有振動数がいくつもあるものが使用されている。このような回転機械においては軸系の振動特性およびつりあわせ法について、設計時にじゅうぶん検討しておく必要がある。(1)(2)(3)

このような事情は航空用ガスタービンエンジンにおいても同様であるが、航空用と地上用の回転機械ではその構造が定性的にも定量的にも、いくつかの点で異なっている。すなわち、地上用大型回転機械の軸系はケーシングとは別個に基礎に取付けられた軸受台で支持されているものが多いのに対し、航空用ガスタービンエンジンの軸系はケーシングの内部に取付けられた軸受で支持されており、ケーシングは航空機あるいは試運転用のエンジン架台に、いくつかの支持点で取付けられる構造となっている。そして、軸受とケーシングの支持点は軸方向にはなれている場合が多い。

また、地上用回転機械の軸系を支持している基礎ある

\* 昭和51年9月7日受付

\*\* 原動機部

いはケーシングの剛性は地上用の大型回転機械に多く用いられている，すべり軸受の油膜の弾性と比較すれば十分大きく，また，多くの場合，軸系の剛性と比較すると十分大きいので，基礎およびケーシングは軸系の振動特性に大きい影響を与えない。

これに対し航空用ガスタービンエンジンではケーシングおよびケーシングを支持する構造物の剛性が低い。

また，ケーシングからロータを支持する構造物（フロントフレーム，タービンフレームなど）の剛性も全体の振動特性に影響を与える。

一方，航空用ガスタービンエンジンのような軽量，低剛性の回転機械においては，わずかな振動減衰能を適当な部分に付加することによって，共振時の振巾を減少させ得ることが予想される。

以上のような理由で，航空用ガスタービンエンジンの振動特性を求めるには，ロータだけでなくケーシング，支持構造物および軸受支持構造物の特性を考慮した解析が必要となり，結局エンジン全体と支持構造物を含む系として解析しなければならないことになる。

また，ダンパ軸受などの振動対策，ロータのつりあわせ法，あるいは許容つりあいなどの検討のための解析としては固有振動の計算では不十分で，任意のつりあいを与えた場合の強制振動の計算が必要となる。このような計算の方法としては，ケーシングおよびロータをそれぞれ1本の質量をもたない変断面のはりと考え，その上にいくつかの集中質量と慣性モーメントが配置されている系に置き換え，ロータとケーシングは軸受部においてはばねで連結され，ケーシングは支持点において不動点とばねで連結されている計算モデルを考え，伝達マトリックス法によって強制振動を求める方法が適当である。

このような方法による理論解析としては，回転軸を通る一平面内の振動について報告されたものがあるが，<sup>(4)</sup>航空用エンジンの支持構造物の剛性は通常軸対称でなく，水平方向と垂直方向の剛性が著しく異なるものがあること，ジャイロ作用によって回転軸を通して直交する二つの平面内の振動が連成することなども考慮して計算する必要がある。

以上のようなことを考慮し，当研究所で試作研究したJR系ジェットエンジンと，これを単純化して相似した振動試験用模型について実験と理論解析を行ない，計算方法の妥当性およびダンパ軸受などの振動対策の効果について検討したので，その結果を報告する。

## 2. 理論解析

図1(a)に模式的に描いた単軸エンジンを図1(b)のよ

うにモデル化する。座標軸は水平方向に $x$ 軸，垂直方向に $y$ 軸，回転軸方向に $z$ 軸をとる。図1(b)には $z-x$ 面を示したが， $y-z$ 面に関しても同様であり，ジャイロ作用により $z-x$ 面内と $y-z$ 面内の振動は連成する。

ロータおよびケーシングと置き換えたはりの上に配置される集中要素は質量，回転軸まわりの慣性モーメントおよび回転軸に垂直な軸まわりの慣性モーメントをもつものとする。集中要素の間のはりは質量をもたない，一様な曲げ剛性およびせん断剛性をもつものとする。せん断剛性を考慮することにより，ケーシングのようなかく構造をはりに置き換えることが無理なく行ない得ると考えられる。

ケーシングは支持点においてばねによって不動点と連結されているとする。また，ケーシングとロータは軸受においてばねによって連結されているとする。

ここでは，ロータは軸対称のものだけを扱うことにするが，ケーシング，支持部および軸受部については軸対称でないものも扱う。

ロータのつりあいとしては集中要素の重心の回転中心からの偏心を考える。

このモデルに伝達マトリックスを用いたはりの強制振動の計算方法を適用する。

以下にその概略を述べる。

計算に用いる記号は次の通りである。

$EI$  ; 曲げ剛性

$\xi \bar{GA}$  ; せん断剛性（ $\xi$ はせん断変形に対する断面の形状係数）

$J$  ; 集中要素の慣性モーメント

$\bar{k}_b$  ; 軸受部の平行変位に対するばね定数

$\bar{k}_s$  ; 支持点の平行変位に対するばね定数

$M$  ; 曲げモーメント

$m$  ; 集中要素の質量

$S$  ; せん断力

$\delta$  ; ロータの集中要素の重心の回転中心からの偏心

$\bar{\kappa}_b$  ; 軸受部の角変位に対するばね定数

$\bar{\kappa}_s$  ; 支持点の角変位に対するばね定数

$\phi$  ;  $\delta$ の位相角

$\omega$  ; 振動の角速度

$\Omega$  ; ロータの回転角速度

ここでは，つりあい振動だけを問題とするので，

$\omega = \Omega$  であるとする。

このほか，後述する振動軽減のためのダンパ軸受を使用する場合を想定し，軸受部のばね定数 $\bar{k}_b$ と $\bar{\kappa}_b$ のそれぞれに並列に粘性減衰係数 $C$ と $\Gamma$ を入れる。

また，必要に応じて次の添字を用いる。

$x, y, z$  ; それぞれ  $x, y, z$  方向を表わすが,  $I, J$  に関しては  $x, y, z$  軸まわりを表わす。

$C$  ; ケーシング

$r$  ; ロータ

$i, i+1$  ; 左端から数えて  $i, i+1$  番目の要素

$L, R$  ; 集中要素の左側, 右側

なお,  $\bar{E}, \bar{G}, \bar{k}, \bar{\kappa}$  は  $\bar{E} = E(1 + ig)$  などの形で与えられる複素弾性係数で,  $g$  は構造減衰係数である。

また, エンジンの各部分は単一の材料でできているものではなく, 形状も簡単ではないので曲げ剛性およびせん断剛性を与える場合, 材料の縦弾性係数と断面二次モーメントあるいはせん断弾性係数とせん断断面積を別個に与えるのは困難で, はりに置き換えて等価になる曲げ剛性とせん断剛性を製作図面から見積るか, 実測値を参

考にして見積り,  $\bar{E}I$  および  $\bar{G}A$  をそれぞれ一つの数値として与えるのが实际的である。

はりの強制曲げ振動を計算するために,  $i$  番目の集中要素の左側の状態量を次の状態ベクトルで表わす。

$$\{Z\}_i^L = \begin{Bmatrix} -y \\ -dy/dZ \\ M_x \\ S_y \\ -x \\ -dx/dZ \\ M_y \\ S_x \\ 1 \end{Bmatrix}_i^L \quad (1)$$

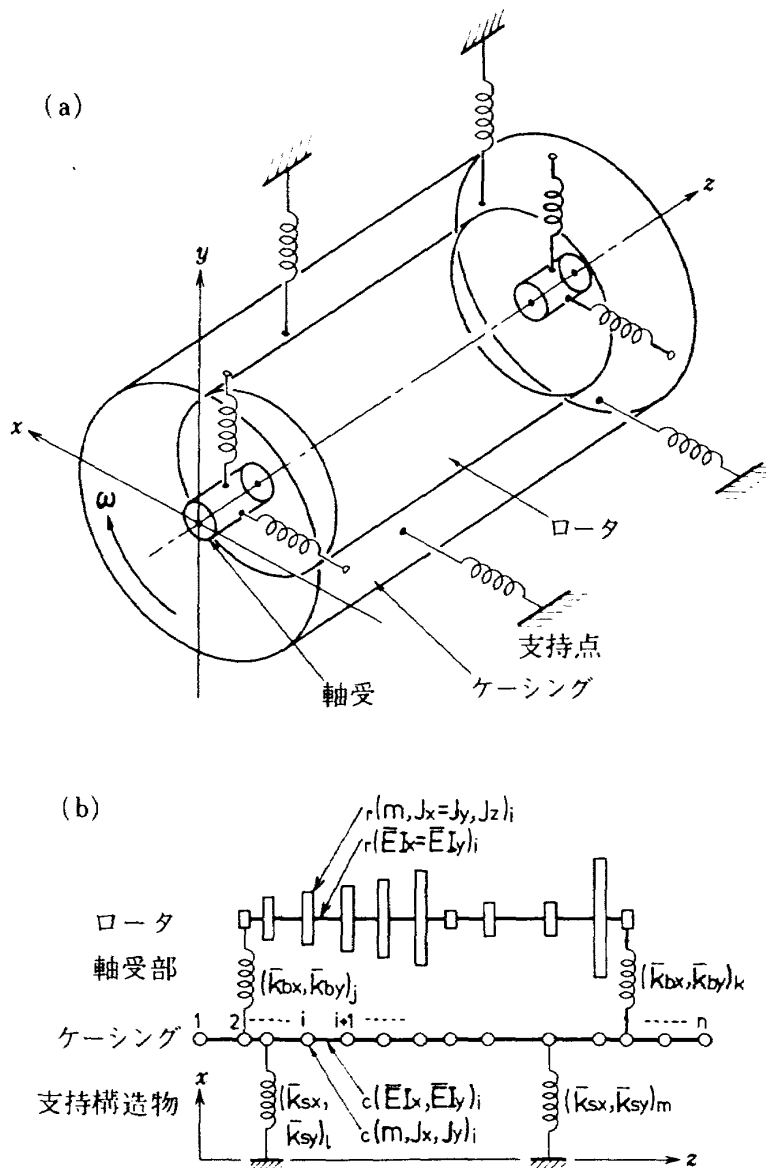


図 1 エンジンの振動解析モデル

$i$  番目の集中要素の右側の状態ベクトルと  $i+1$  番目の集中要素の左側の状態ベクトルとの関係を与える剛性マトリックスは次の通りである。

$$[F] = \left[ \begin{array}{cccc|cccc|c} 1 & \Delta Z & \frac{\Delta Z^2}{2EI_x} & \frac{\Delta Z^3}{6EI_x} - \frac{\Delta Z}{\xi_y GA} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \frac{\Delta Z}{EI_x} & \frac{\Delta Z^2}{2EI_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \Delta Z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \Delta Z & \frac{\Delta Z^2}{2EI_y} & \frac{\Delta Z^3}{6EI_y} - \frac{\Delta Z}{\xi_x GA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{\Delta Z}{EI_y} & \frac{\Delta Z^2}{2EI_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \Delta Z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \quad (2)$$

軸受あるいは支持点でない集中要素において、集中要素の左側の状態ベクトルと右側の状態ベクトルとの関係を与える質量マトリックスは次の通りである。

$$[P] = \left[ \begin{array}{cccc|cccc|c} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_x \omega^2 & 1 & 0 & 0 & -iJ_z \Omega \omega & 0 & 0 & 0 \\ m\omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & P_{49} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & iJ_z \Omega \omega & 0 & 0 & 0 & -J_y \omega^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m\omega^2 & 0 & 0 & 1 & P_{89} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \quad (3)$$

ここで、 $P_{49} = m\delta \Omega^2 (\sin \phi - i \cos \phi)$

$P_{89} = m\delta \Omega^2 (\cos \phi + i \sin \phi)$

次に、ケーシングの支持点の左側の状態ベクトルと右側の状態ベクトルの関係を与える伝達マトリックスは次のようになる。

$$[S] = \left[ \begin{array}{cccc|cccc|c} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{\kappa}_{sy} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{\kappa}_{sy} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{\kappa}_{sx} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\bar{\kappa}_{sx} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{array} \right] \quad (4)$$

また、軸受部において左側の状態ベクトルと右側の状態ベクトルの関係は、ケーシングおよびロータに対して次のようになる。

$$\begin{aligned} \{Z_c\}_i^R &= \left[ \begin{array}{cccc|cccc|c} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{\kappa}_{by} + i\gamma_y \omega & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{\kappa}_{by} - iC_y \omega & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{\kappa}_{bx} + i\gamma_x \omega & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\bar{\kappa}_{bx} - iC_x \omega & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \\ \text{または} \\ \{Z_r\}_i^R & \end{aligned} \quad \bullet \begin{aligned} &\{Z_c\}_i^L \\ &\text{または} \\ &\{Z_r\}_i^L \end{aligned}$$

$$+ \left[ \begin{array}{cccc|cccc|c} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \kappa_{by} - i\gamma_y\omega & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline \bar{k}_{by} + iC_y\omega & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\kappa_{bx} - i\gamma_x\omega & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{k}_{bx} + iC_x\omega & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \cdot \begin{cases} \{Z_r\}_i^L \\ \text{または} \\ \{Z_c\}_i^L \end{cases} \quad (5)$$

(5) 式には軸系をケーシングから支持するばねとダンパとが並列接続されている場合を示したが、後に述べるような軸受外輪をばねで支持せず、油膜だけで支持する形式のダンパ軸受では、ばねとダンパとが直列接続された構造となる。この場合、(5) 式の  $\bar{k}_y + iC_y\omega$  の代りに次の形の要素を入れればよい。

$$\frac{1}{\frac{1}{\bar{k}_{by}} + \frac{1}{iC_y\omega}} \quad (6)$$

その他、 $k_{bx}$ ,  $\kappa_{by}$ ,  $\kappa_{bx}$  などを含む要素についても同様である。

また、軸受外輪が軸受ハウジングの中で、ばねで支持されている形式のダンパ軸受では、軸受ハウジングの中のばね  $\bar{k}_d$  とダンパとが並列接続されたものに、軸受ハウジングを支持するばね  $\bar{k}_b$  が直列接続された構造とな

る。この場合、(5) 式の  $\bar{k}_y + iC_y\omega$  に代る要素は次のようになる。

$$\frac{1}{\frac{1}{\bar{k}_{dy} + iC\omega} + \frac{1}{\bar{k}_{by}}} \quad (7)$$

以上の(2)～(5)式の伝達マトリックスを順次掛算することにより、 $\{Z\}_1^L$  が与えられれば、 $\{Z\}_1^R, \{Z\}_2^L, \{Z\}_2^R, \dots, \{Z\}_n^R$  を求めることができる。

$\{Z\}_1^L$  と  $\{Z\}_n^R$  との関係が次のような形で与えられるとする。

$$\{Z\}_n^R = [T] \cdot \{Z\}_1^L \quad (8)$$

左右両端が自由端である場合は、

$$\begin{bmatrix} T_{31} & T_{32} & T_{35} & T_{36} & T_{310} & T_{311} & T_{314} & T_{315} \\ T_{41} & T_{42} & T_{45} & T_{46} & T_{410} & T_{411} & T_{414} & T_{415} \\ T_{71} & T_{72} & T_{75} & T_{76} & T_{710} & T_{711} & T_{714} & T_{715} \\ T_{81} & T_{82} & T_{85} & T_{86} & T_{810} & T_{811} & T_{814} & T_{815} \\ T_{121} & T_{122} & T_{125} & T_{126} & T_{1210} & T_{1211} & T_{1214} & T_{1215} \\ T_{131} & T_{132} & T_{135} & T_{136} & T_{1310} & T_{1311} & T_{1314} & T_{1315} \\ T_{161} & T_{162} & T_{165} & T_{166} & T_{1610} & T_{1611} & T_{1614} & T_{1615} \\ T_{171} & T_{172} & T_{175} & T_{176} & T_{1710} & T_{1711} & T_{1714} & T_{1715} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_c \\ dy_c/dz \\ x_c \\ dx_c/dz \\ y_r \\ dy_r/dz \\ x_r \\ dx_r/dz \end{Bmatrix}_1^L = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

となるから、(9) 式を解いて  $\{Z\}_1^L$  を求めることができる。

以上のような計算を  $w$  の値を順次変えて行なえば、任意のつりあいによって起因するエンジン全体の振動が求められる。

実際の計算プログラムでは強制振動のほかに固有振動数の計算を並行して行ない、固有振動数の付近と、それ以外の範囲では  $w$  のきざみを変えて計算している。

この計算方法は多軸エンジンに対しても適用できる。

また、この計算はつりあわせ方法の検討にも利用することができる。

### 3. 実機についての実験と理論計算

3.と4.においてそれぞれ実機と模型について実験と理論計算を行なった結果を述べる。記述の順序として、ほぼ実行された順序に従って述べることにする。

#### 3.1 実機に発生した振動

航空宇宙技術研究所で試作研究を行なったJR100およびJR200エンジンは、ともに推力重量比が大きいリフトジェットエンジンとして計画された単軸の純ジェットエンジンで、最大推力はそれぞれ1530 kg, 2280 kg, 最高回転速度は13000 rpm, 12500 rpmである。

図2にJR200の概略を示す。

両機種ともロータは前端と後端だけを軸受で支持された、ジェットエンジンとして最も単純な構造のものである。エンジンの支持方法は燃焼器ケーシングの外周3箇所(エンジンを後から見て12時, 3時, 9時方向)に設けられたトラニオンに架台からピンを挿入するものである。

これらのエンジンの試運転の初期から、JR100では約6000 rpmと約10000 rpmで、JR200では約6000 rpmと約9500 rpmで振動が大きくなることが、

フロントフレームおよびタービンフレームに取付けられた振動計によって測定されていたが、実用上支障はなかった。

ところが、両機種とも試作研究の経過において何回か行なわれたオーバーホールの或るものの後の運転において、9500~10000 rpmでの振動が異常に大きくなり、最大振巾が許容限界の0.125mmをわずかながら超えることがあった。JR200についての測定値の一例としてフロントフレームの9時方向と12時方向(脚注)の振巾と回転速度との関係を図3に示す。振巾と回転速度との関係は加速時と減速時では差が認められない。また、振動の波形は振巾が小さい範囲では不規則な形だが、振巾が大きくなると回転速度と等しい周波数の正弦波に近い形となる。そして、9時方向の位相が12時方向の位相より90°おかれており、ロータの回転方向と同じ向きにほぼ円形の軌道の振動をしていることが明らかになった。

以上の測定結果から、この振動はロータのつくりあいによる加振力の周波数とエンジン全体の固有振動数が一致することによるものと推定された。9500~10000 rpmに危険速度があることは設計時には予測されていなかったため、この振動の原因究明と対策のため、JR100とJR200について組立てられた状態での振動試

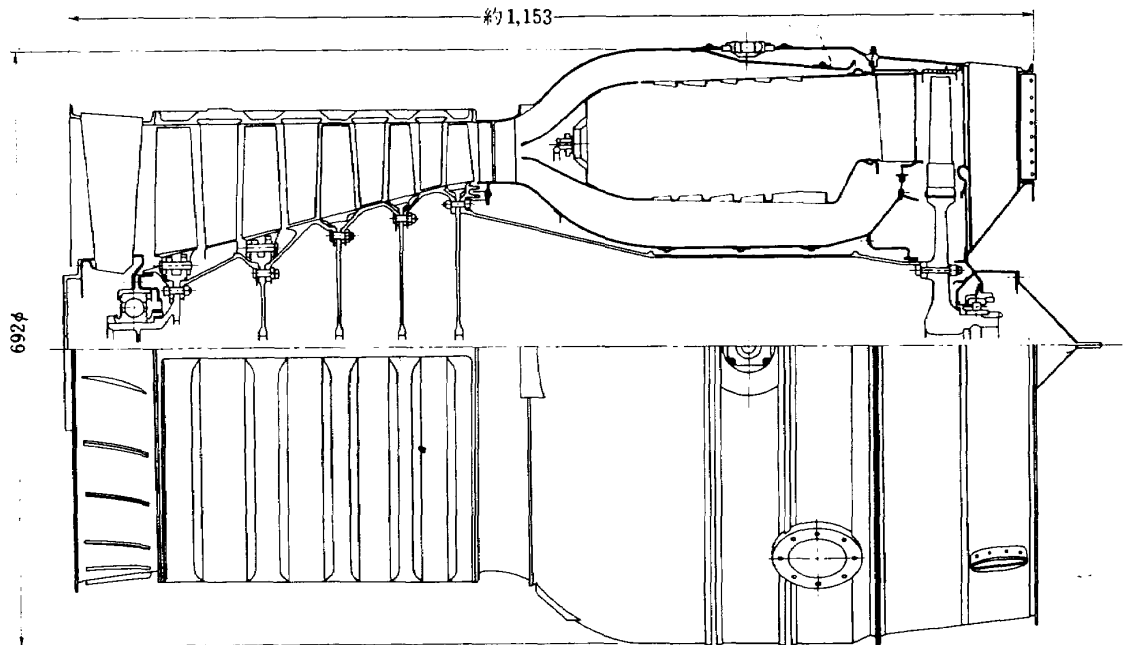


図 2 JR200 エンジン

(注) エンジンを後方から見て右水平方向を3時(x)方向、方向は後方から見て反時計方向である。垂直上向きを12時(y)方向とする。なお、ロータの回転

験を行なった。また、ロータ、ケーシング、フロントフレーム、タービンフレームおよび架台の、それぞれ単体としての剛性試験を行なった。

JR100とJR200は構造も振動特性も良く似ている。

また、実験も理論計算もJR100よりもJR200の方が、より詳細に行なわれているので、この報告にはJR200 だけについて述べる。

### 3.2 全体の振動試験

#### 3.2.1 試験装置と方法

振動試験のために製作した架台に図4に示すように回転軸を水平に、7時半方向が垂直上向きに取付けた。

支持方法は運転する場合と同様に、燃焼器ケーシングの外周の12時、3時および9時方向に設けられたトラニオンに振動試験用架台からピンを挿入する方法である。トラニオンとピンとの間にはわずかながらすきまがあるが、運転中はエンジンの推力により片側に押しつけられている。この状態を相似するため、ワイヤロープとオイルシ

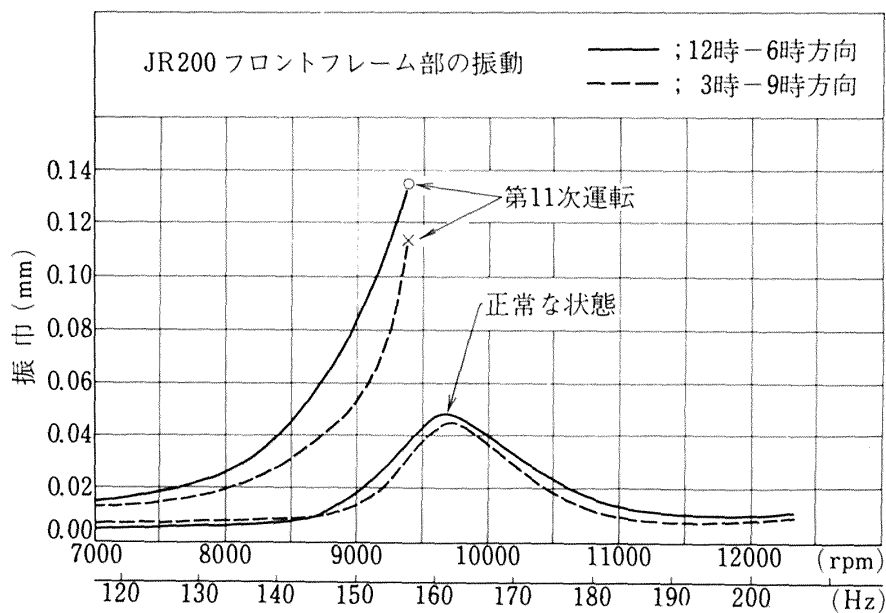


図 3 JR200 エンジンの運転時の振動

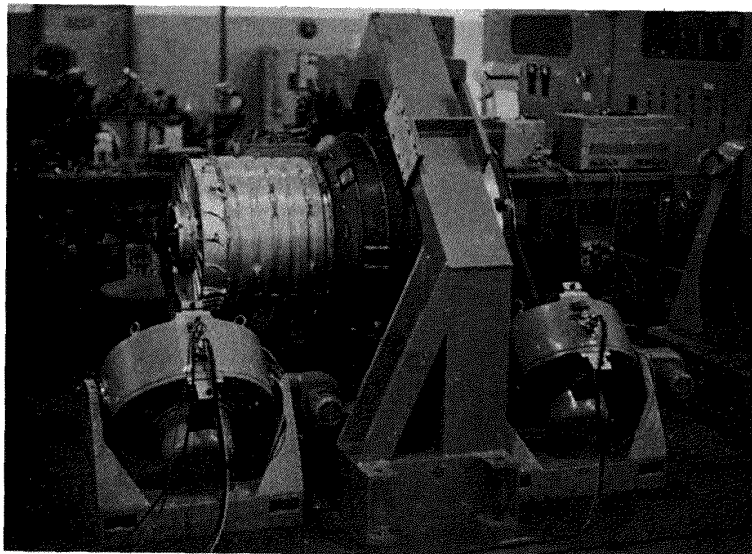


図 4 JR200 エンジンの振動試験

チャッキによってロータの前端を軸方向に引張った状態で振動試験を行なった。

なお、振動試験の際には吸入ベルマウス、スピナ、ジェットノズルおよびジェットコーンは取外した。

加振はロータの前端と後端に延長軸を取付け、それに直交する連結棒を介して動電型加振機を接続する方法によった。加振方向は加振機を移動することにより、3時-9時方向と12時-6時方向とに変えた。また、前側と後側の加振力は同位相、逆位相、前側のみ、および後側のみの4つの組合せとした。

加振点として前後軸端を選んだ理由は、軸を加振する方法が不つりあい振動を最も良く相似できることと、ケーシングには加振点の周辺の剛性がじゅうぶん高く、加振点の周辺の局所的な振動が試験に影響を与えないような部分が無いことである。この試験に先立ち、運転用架台の上でタービンフレームの後側フランジに連結棒を介して動電型加振機を接続し、振動試験を行なったが、良い結果は得られなかった。

振動の測定はフロントフレームとタービンフレームの6時位置と9時位置に圧電型加速度ピックアップを接着

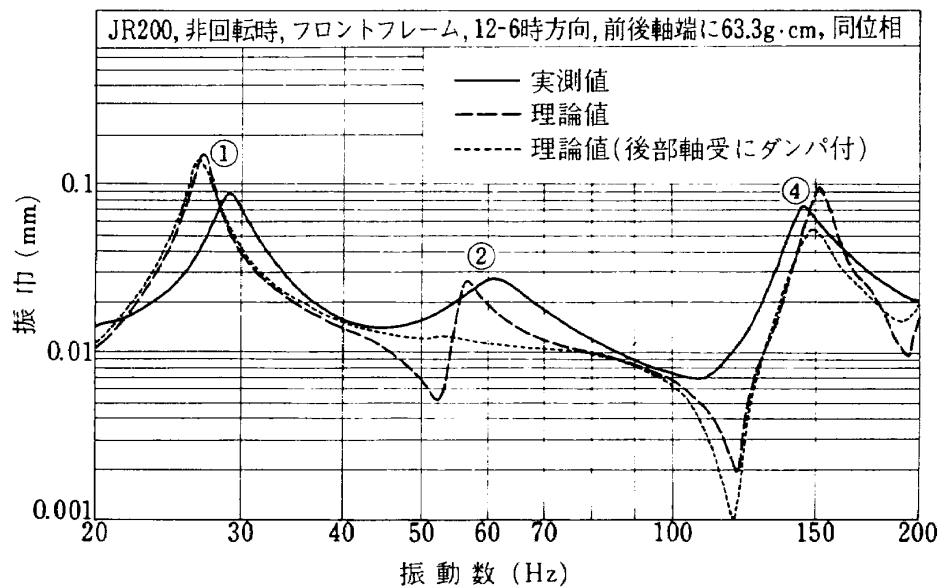


図 5(a) JR200 エンジンの振動特性

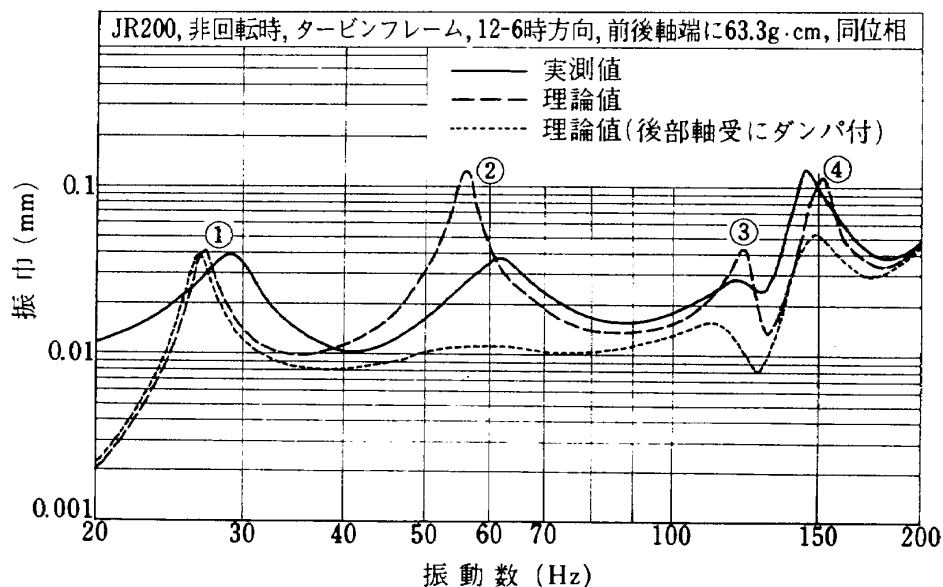


図 5(b) JR200 エンジンの振動特性

して行なった。ロータの振動は圧縮機ケーシングの6時位置に1個所だけ設けられた穴から、加速度ピックアップの先端に取付けた直径4mmの鋼棒をさし込み、ロータに接触させて測定した。

なお、加速度ピックアップの出力はバンド巾約2Hzのトラッキングフィルタを通して測定している。

試験はまず、自動スイープによりそれぞれの加速度ピックアップの周波数応答を記録した後、加速度振巾と位相の変化を観察しながら手動で加振周波数を固有振動数に合わせ、その状態で振動モードを測定する、と云う順序で行なった。

振動モードの測定は加速度ピックアップを手で測定点に押しつけ、振巾と位相の分布を求める方法によった。加速度ピックアップを手で押しつけることの影響は試験

体がこの程度の重量と剛性をもつ場合には無視できる。

### 3.2.2 試験結果

この報告では試験結果の代表的なものだけについて述べる。

フロントフレームとタービンフレームの12時-6時方向の振巾と振動数の関係を図5(a), (b)に示す。

周波数応答の図の上端に記した注釈は試験体の種類、ロータが回転しているか、いないかの区別、測定位置、測定した振動の方向、付加したつりあいなどの順序で表示してある。

これらの図に示したものは前後同位相加振の場合で、運転中の振動および理論計算の結果と比較するため、加振力がつりあい力と同様に振動数の2乗に比例する場合に換算して示した。図中の①~④の番号は図6.①~④

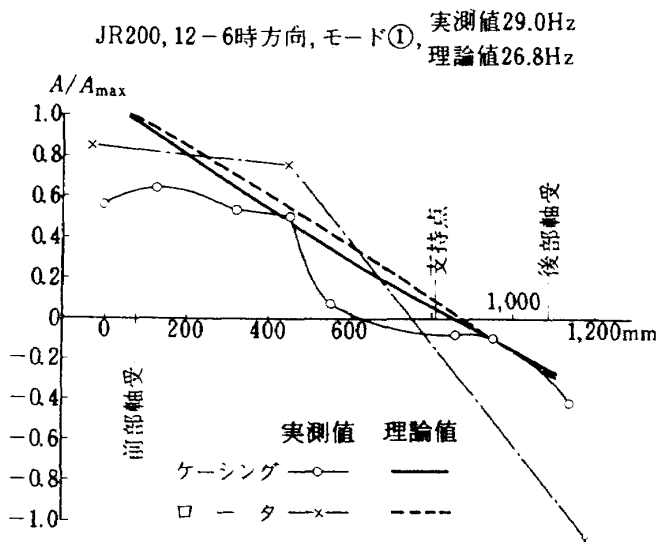


図 6 ① JR200 エンジンの振動モード①

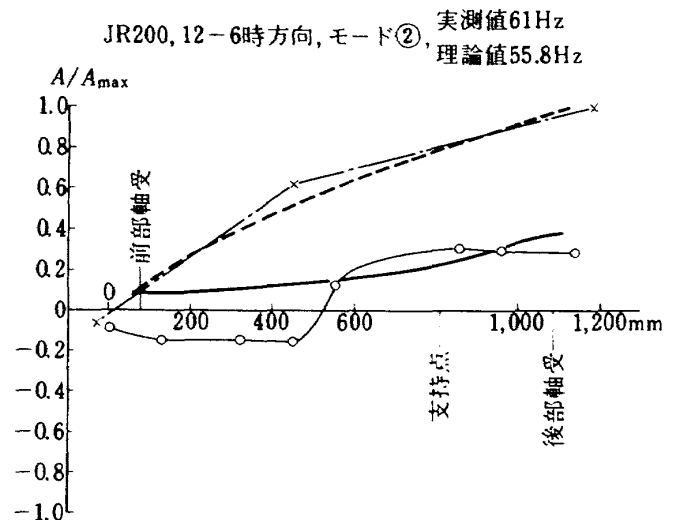


図 6 ② JR200 エンジンの振動モード②

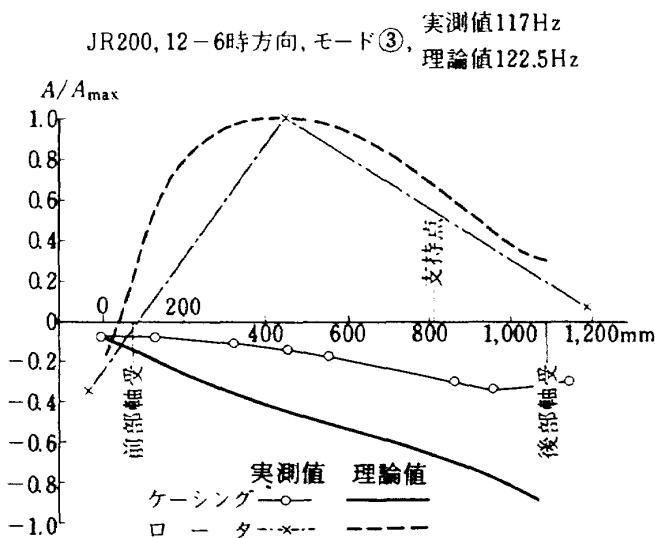


図 6 ③ JR200 エンジンの振動モード③

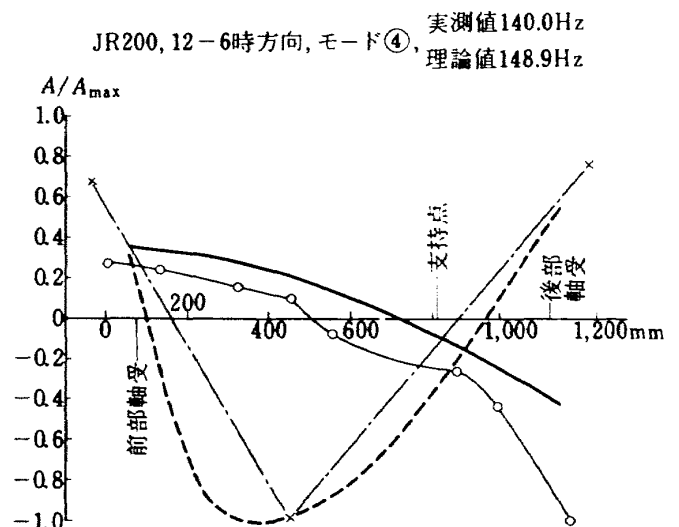


図 6 ④ JR200 エンジンの振動モード④

に示す振動モードに対応するものである。モード①は剛体回転型、②は平行移動型、③はケーシングとロータが逆位相に振動する型、④はロータの1次曲げモードが主となる型の4種類である。

図3に示した運転時の測定値と図5(a)とを比較すると、ジャイロ作用の有無によりピークの振動数が少し変化しているが、ピーク④の前後の周波数応答はほぼ対応している。

エンジンの支持剛性が3時-9時方向と12時-6時方向で異なる以外は、エンジン本体の質量分布と剛性分布はほぼ軸対称であるため、3時-9時方向にも良く似た振動モードがわずかつ異なる固有振動数をもってあらわれている。表1にこれらの固有振動数を、後述する理論計算の結果も含めて示した。

このようにエンジンの回転速度の範囲に、いくつかの固有振動数があるが、モード④以外はアイドル回転速度8000 rpm以下であるから実用上問題にならない。

モード④にあらわれるロータの1次曲げ固有振動数について、設計時には理論によって曲げ剛性を推定し、前後端の軸受で単純支持の条件を与えて計算した値は400 Hz (24000 rpm) 以上であった。ケーシングと軸受部の弾性を考慮しても④のようなモードの固有振動数が140 Hzまで低下することは予測されなかったため、この原因を明らかにするため、ロータ、ケーシング、フロントフレーム、タービンフレームおよびエンジン架台の剛性の測定を行なった。

### 3.3 剛性試験

剛性試験の一部はすでに報告したのものもあるので、<sup>(5)</sup> ここには試験の概要と、結果の一覧表を示す。

#### 3.3.1 ロータ

軸受に実機とは異なる複列自動調心型玉軸受を用いて、両端単純支持に近い支持条件とし、圧縮機後部シールリングに最大500 Kgの半径方向荷重を加え、変形を測定した。試験結果から求めた曲げ剛性分布を表2に示す。ま

表2 ロータの曲げ剛性分布

転方向位置mm	$E I \text{ kg} \cdot \text{mm}$
1 1.5	$0.913 \times 10^6$
8 3.0	0.356
8 8.5	0.399
1 8 5.5	0.777
2 1 7.5	0.991
2 7 6.5	1.81
2 9 8.0	2.06
3 5 1.0	7.26
3 7 0.0	8.03
4 1 9.0	10.33
4 3 7.5	11.35
5 4 2.5	2.73
6 5 7.5	4.96
7 6 4.5	7.44
9 9 8.5	2.12
1,0 6 7.0	

表1 JR200 エンジンの固有振動数 (非回転時)

12時-6時方向 (Y方向)				
	モード①	モード②	モード③	モード④
実測値 Hz	29	61	117	140
理論値 Hz	26.8	55.8	122.5	148.9
理論値と実測値の差%	-7.6	-8.5	4.7	6.4
3時-9時方向 (X方向)				
	モード①	モード②	モード③	モード④
実測値 Hz	37	60	108	142
理論値 Hz	33.8	54.3	115.2	150.8
理論値と実測値の差%	-8.7	-9.5	6.7	6.2

た、はり理論によって求めた値と比較した図を図7に示す。実測値ははり理論による値よりはるかに小さく、場所によっては $\frac{1}{10}$ 程度になっている。

### 3.3.2 ケーシングおよび支持構造物

ロータの代りにダミー軸（前後に荷重を加えるための延長部をもつ鋼管）を入れてエンジンを組立て、エンジン架台上でダミー軸とトーナメントを介して最大50 Kgの半径方向荷重を前部軸受中心あるいは後部軸受中心に加え、ケーシングとエンジン架台の変形を測定した。その結果を表3,4に示す。

### 3.3.3 フロントフレーム、タービンフレーム

フロントフレームとタービンフレームはそれぞれ単独に、ケーシングと結合される側のフランジを、中央に穴をあけた定盤に取り付け、ダミー軸を介して軸受中心にそれぞれ最大70 Kgと60 Kgの半径方向荷重を加え、変形を測定した。タービンフレームはストラットの数が少ないため（6本）、半径方向の剛性に方向性があらわれることが予想されたので、荷重方向を $90^\circ$ 変えて測定した。結果を表5に示す。

表3 ケーシングの曲げ剛性分布

軸方向位置 mm	$EI$ kg・mm
11.5	$12.0 \times 10^{10}$
764.5	
1,067.0	14.9

表4 支持構造物の剛性

	直線変位に対する剛性kg/mm	角変位に対する剛性kg・mm/rad
12時-6時方向	3,300	$1.1 \times 10^8$
3時-9時方向	2,500	2.2

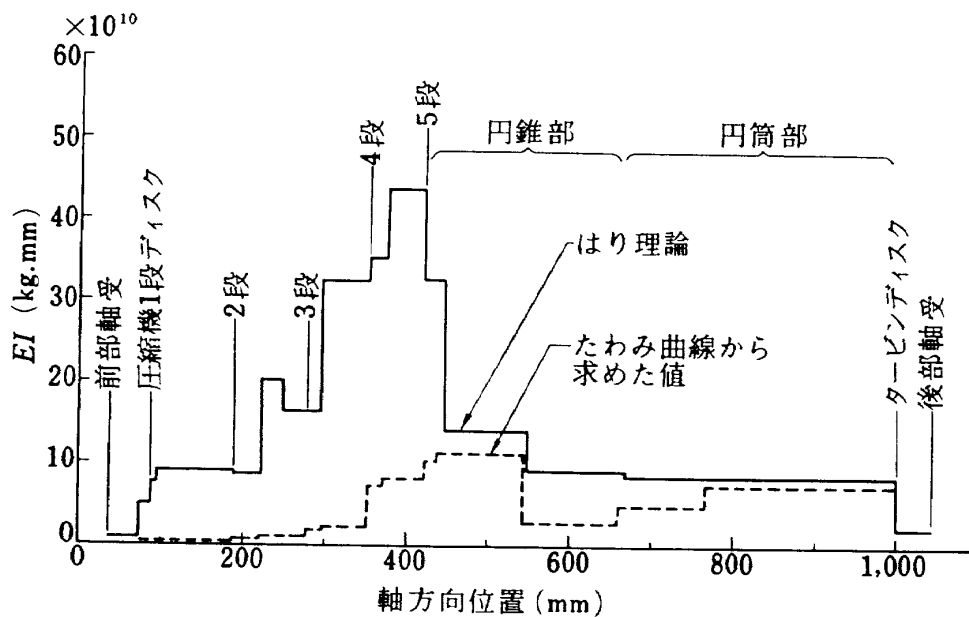


図7 ロータの曲げ剛性

### 3.4 JR200の振動特性の理論計算

JR200の振動特性を2.で述べた方法によって計算するため、各部の剛性については前節に述べた実測値を利用し、図8と表6に示す振動解析モデルを作った。このモデルでは支持部の剛性以外の特性はすべて軸対称とした。

構造減衰係数はロータ単独の振動試験の結果<sup>(5)</sup>を参考にして、すべての部分において0.06とした。

計算結果は前述の実験結果と同じ図と表に示した。

次に、理論値と実測値との対応について述べる。

なお、ここではロータが回転していない場合の振動試験の結果と比較するため、ジャイロ作用を除外して計算した結果を示した。

理論値を実測値と比較すると、図5(a),(b)に示した振動数と振巾の関係において、ピークの振巾と振動数にいくらかの差があることがわかるが、曲線の形はかなり良く一致している。実測値の曲線には反共振の谷がほとんどあらわれていないが、これはエンジンの内部に圧縮機動翼、タービン動翼などのルーズフィットされた部品が数多くあるため、加振によってエンジンの内部から発生する雑音が大きいことと、薄肉の部分の局所的な振動の影響によるものである。

次に、図6①～④に示した振動モードにおいては、ケーシングの挙動などに少し差があるが、全体の形は良く対応している。

固有振動数については表1に示したように、モード①と②では理論値が低目に、モード③と④では理論値が高目になっている。この傾向は3時～9時方向も12時～6時方向も同じである。

理論値と実測値との間に以上のような差が生ずる原因としては、フロントフレームおよびタービンフレームの剛性が、実機に取付けられた状態と、剛性試験の際、定盤に取付けられた状態では少し変ること、薄肉かく構造をはりに置き換えることによる誤差などが挙げられる。

上述のようにJR200については理論値と実測値の一致は非常に良いとは云えないが、設計時の振動特性の予測のためには、じゅうぶん利用できる。

JR200のように直径が大きい割合に薄肉で、長さの短いケーシングをもつリフトジェットエンジンにおいては、はりに置き換えることによる誤差が大きい、より厚肉で、長い推進用ジェットエンジンでは、これによる差が小さくなるので、理論値と実測値の一致が良くなると予想される。

次にダンパ軸受の防振効果を試算した結果について述

表5 前後フレームの剛性

直線変位に対する剛性kg/mm		
フロントフレーム		5,500
タービンフレーム	12時～6時方向	670
	3時～9時方向	630

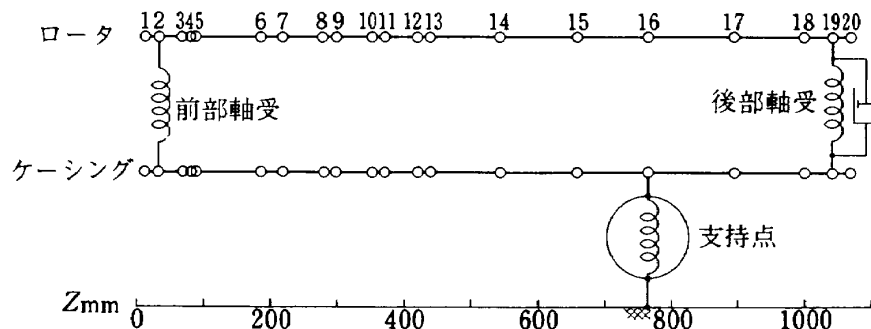


図8 JR200エンジンの振動解析モデル

表6 JR200 エンジンの振動解析モデル

	No	Z mm	ケ				グ				ロ				タ		
			W kg	$J_{x,y}$ kg・mm・s <sup>2</sup>	$EI_{x,y}$ kg・mm <sup>4</sup>	$\xi GA$ kg	$J_{x,y}$ kg・mm・s <sup>2</sup>	W kg	$J_{x,y}$ kg・mm・s <sup>2</sup>	$J_z$ kg・mm・s <sup>2</sup>	$EI$ kg・mm <sup>4</sup>	$\xi GA$ kg					
前部軸受	1	115	320	796	120×10 <sup>10</sup>	5.60×10 <sup>6</sup>	6.96※	0.07	0.15	0.15	0.913×10 <sup>10</sup>	281×10 <sup>6</sup>	"	"	"		
	2	315	330	821	"	"	0.80	0.07	0.15	"	"						
圧縮機1段	3	680	320	796	"	"	0.39	0.04	0.07	0.07	"	3.64×10 <sup>6</sup>	"	"	"		
	4	830	027	068	"	"	6.43	3.54	7.07	7.07	0.356×10 <sup>10</sup>	7.67					
" 2段	5	885	454	1129	"	"	0.44	0.29	0.57	0.57	0.399	312	"	"	"		
"	6	1855	170	422	"	"	4.43	3.55	7.10	7.10	0.777	381					
"	7	2175	411	1022	"	"	0.56	0.32	0.65	0.65	0.991	226	"	"	"		
" 3段	8	2765	169	420	"	"	3.62	3.26	6.53	6.53	1.81	585					
"	9	2980	394	980	"	"	0.49	0.54	1.08	1.08	2.06	269	"	"	"		
	10	3510	158	393	"	"	3.06	3.63	7.26	7.26	7.26	6.41					
"	11	3700	342	850	"	"	0.36	0.66	1.32	1.32	803	302	"	"	"		
	12	4190	165	411	"	"	3.99	3.78	7.55	7.55	1033	937					
支持点	13	4375	988	3360	"	"	0.63	0.47	0.94	0.94	1135	292	"	"	"		
	14	5425	988	3360	"	"	0.67	0.47	0.94	0.94	273	281					
"	15	6575	658	2240	"	"	0.92	0.61	1.23	1.23	496	285	"	"	"		
	16	7645	658	2240	7.67×10 <sup>6</sup>	"	1.00	0.61	1.23	1.23	744	312					
タービン	17	8925	1678	5711	14.9×10 <sup>10</sup>	"	1.08	0.65	1.29	1.29	744	340	"	"	"		
	18	9985	530	1804	"	"	2016	2667	5334	5334	212	857					
後部軸受	19	10405	600	2042	"	"	0.80	0.04	0.07	0.07	212	468	"	"	"		
支持点	20	10670	510	1735	"	"	687※	0.04	0.07	0.07	212	468					
	No	Z mm	k x kg/mm	k y kg/mm	K x kg・mm/rad	K y kg・mm/rad	※；加振機との連結棒の重量を含む。 J x, y および EI x, y はそれぞれ J x, J y および EI x, EI y の意味。										
前部軸受	2	31.5	5500	5500	0	0											
後部軸受	19	10405	630	670	0	0											
支持点	16	7645	2500	3300	22×10 <sup>8</sup>	1.1×10 <sup>8</sup>											

べる。

ころがり軸受の振動減衰能はすべり軸受の油膜による振動減衰能と比較すると非常に小さい。そのため、ころがり軸受を使用している回転機械では振動を減少させるため、何らかの振動減衰能を付加する必要があることがある。その方法のひとつとして、ころがり軸受の外輪と軸受ハウジングのはめあいをとまりばめとせず、半径すきま  $0.05 \sim 0.1 \text{ mm}$  程度のすきまを設け、そこに潤滑油を供給して油膜を形成させ、軸受外輪がハウジング内で振動する際に、油膜の粘性抵抗によって振動エネルギーを吸収することが考えられている。

このような軸受をダンパ軸受と呼ぶことにする。

なお、軸受外輪はハウジング内で振動はするが、回り止によって回転しない構造とする。

ダンパ軸受には軸受外輪を半径方向のばね定数が比較的小さいばねで支持する形式のものと、ばねによる支持は全く無く、油膜だけで支持する形式のものがある。

このようなダンパ軸受の使用状態での特性は複雑な非線型性をもつものと推定されるが、ここでは単に速度比例型の減衰を仮定して計算した。また、ここでは軸受外輪をばねで支持しない形式を採用するものとして計算した。

以上のような仮定のもとに計算した結果と実測値が比較的良く一致することは、後に述べる模型実験によって示される。

JR 200 では推力を受持たない後部軸受だけをダンパ軸受とすることを想定する。ダンパ軸受の粘性減衰係数の値は別に行なったダンパ軸受単体の実験の結果を参考にして、 $0.5 \sim 1.5 \text{ Kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  として計算した。

なお、ダンパ軸受単体の実験については別に報告する予定である。

計算結果は図 5 (a), (b) に示した。ここに示したものは  $C = 1.5 \text{ Kg} \cdot \text{s} / \text{mm}$  としたものであるが、これによるとモード①の剛体回転型以外の共振点の振巾は  $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$  に減少している。

JR 200 においてダンパ軸受の防振効果を実験によって確認することはまだ行なわれていないが、次に述べる模型実験によってダンパ軸受の防振効果は計算で予測される程度、あるいはそれ以上に大きいことが明らかにされているので、実機においてもこの計算結果と同程度の効果があると推定される。

## 4. 模型についての実験と理論計算

### 4.1 模型と解析モデル

実機において運転中の振動を詳細に測定したり、ダンパ軸受の防振効果に関して実験するためには多大の労力と費用が必要である。そこで、ダンパ軸受の防振効果の検討と計算法の妥当性の検討のために、JR 200 を単純化して相似した模型を製作し、実験を行なった。

相似と云っても重量、剛性および回転速度を実機と等しくすることは困難であるから、製作、駆動の容易さなど各種の事情を考慮して次のような要目とした。

実機に対し軸方向長さ  $\frac{1}{2}$ 、重量  $\frac{1}{4}$ 、固有振動数  $\frac{1}{2}\sqrt{2}$  とすることを目標とした。このようにするためには実機に対し、ケーシングおよびロータの曲げ剛性は  $\frac{1}{256}$ 、支持構造物および前後フレームの平行変位に対する剛性は  $\frac{1}{32}$ 、回転変位に対する剛性は  $\frac{1}{128}$ 、各部の慣性モーメントは  $\frac{1}{32}$ 、とする必要がある。

ところが、この通りの要目ではジャイロ作用の影響があまり大きくあらわれないので、ロータの慣性モーメントは約  $\frac{1}{8}$  とし、それにとまって支持構造物の回転変位に対する剛性は  $\frac{1}{32}$  とすることとした。

模型の概略を図 9 に示す。模型の構造はできるだけ簡単で、剛性の見積りが正確に行なえるものとした。

ロータは直径  $18 \text{ mm}$  の鋼製の軸に圧縮機とタービンを相似した 2 個の円板を取付けたものである。

ケーシングは長方形の鋼板 2 枚に重量分布を相似する重錘を取付けたものである。

前後フレームは鋼製の角棒で、両端のフランジでロータ前後およびケーシングの四すみの軸受箱と結合されている。

ケーシングと前後フレームは垂直方向の剛性を相似したが、水平方向については剛性が高くなり過ぎ、相似性が成立しない。水平方向については、ケーシングの支持棒の長さや直径を適当な値とすることによって、模型の垂直軸まわりの回転変位に対する支持部の剛性が相似になるようにした。

ロータの駆動はフレキシブルシャフトを後側軸端に連結し、直流電動機によって行なった。

模型の振動特性を計算するため、図 10 と表 7 に示すような解析モデルを作った。解析モデルの要目のうち支持部および前後フレームのような、いくつかの部品で組立てられた構造物の剛性については、組立てた状態で実測した値を採用した。軸とケーシングの剛性は材料定数と形状から計算した値である。

また、構造減衰係数は振動試験の結果を参考にして、

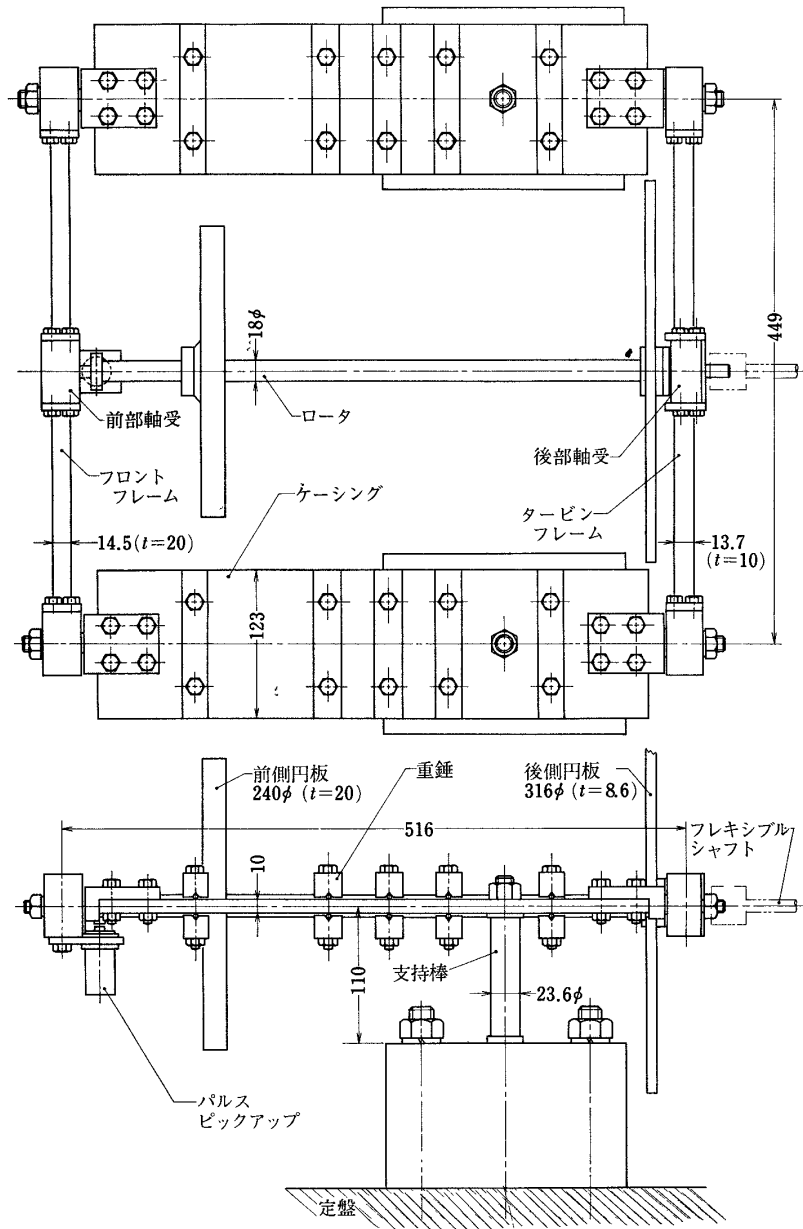


図 9 ジェットエンジンの振動模型

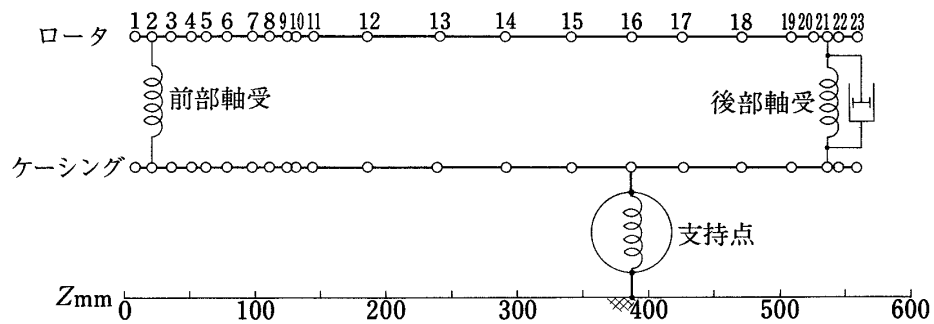


図 10 模型の振動解析モデル

すべての部分において 0.01 とした。

ダンパ軸受の防振効果の実験としては、後部軸受を図 11 に示すような、軸受外輪をばねで支持しない形式のダンパ軸受とした場合とダンパのない場合の実験を行なった。ダンパ軸受用の液体としては JIS, W3 種 2 号水溶性切削油剤の 30 倍水溶液を用いた。

#### 4.2 ロータが回転していない場合の振動特性

実機の振動試験に対応する実験として、ロータが回転

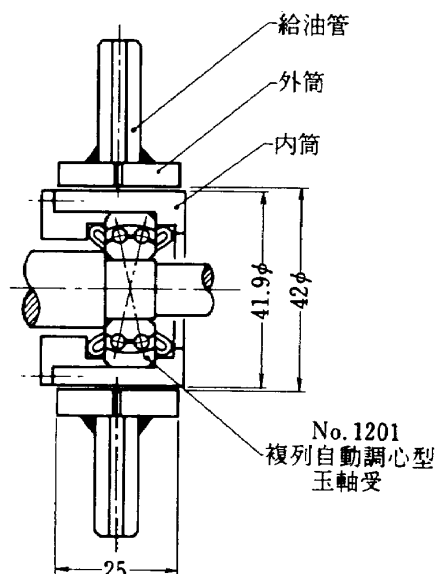


図 11 模型用ダンパ軸受

していない場合の振動特性の測定を行なった。

加振には電磁石を使用し、ロータの前後の軸受箱を垂直方向に加振する方法と、ケーシングの前後の軸受箱を水平方向に加振する方法を用いた。

振動の測定はロータの前後の軸受箱の垂直方向、ケーシングの前後端の軸受箱の垂直方向と水平方向、合計 6 個所に圧電型加速度ピックアップを取付け、実機と同じ方法で行なった。振動モードの測定も実機と同様である。

図 12 にケーシング前端の周波数応答を示した。電磁石加振であるため加振力の絶対値が正確に測定されていないので、図 12 ではピーク①における振巾の実測値と理論値とを等しくとって表わした。理論値はロータの前端および後端にそれぞれ  $48.3 \text{ g} \cdot \text{cm}$  の不つりあいがある場合のものである。実測値と理論値は振巾のピーク①および④の付近では良く一致しているが、ピーク②では一致はあまり良くない。また、ピーク③は理論計算では求めることができない振動モードをもつものなので、理論値には表われていない。図 13 にそれぞれのピークにおける振動モードを、表 8 に固有振動数を、実測値と理論値を対比して示した。

模型と実機の振動モードを比較すると、モード①、②および④は良く相似しているが、実機のモード③に対応するモードは模型ではあらわれず、左右のケーシングが互いに逆位相に、シーソーのような振動をするモード③があらわれている。

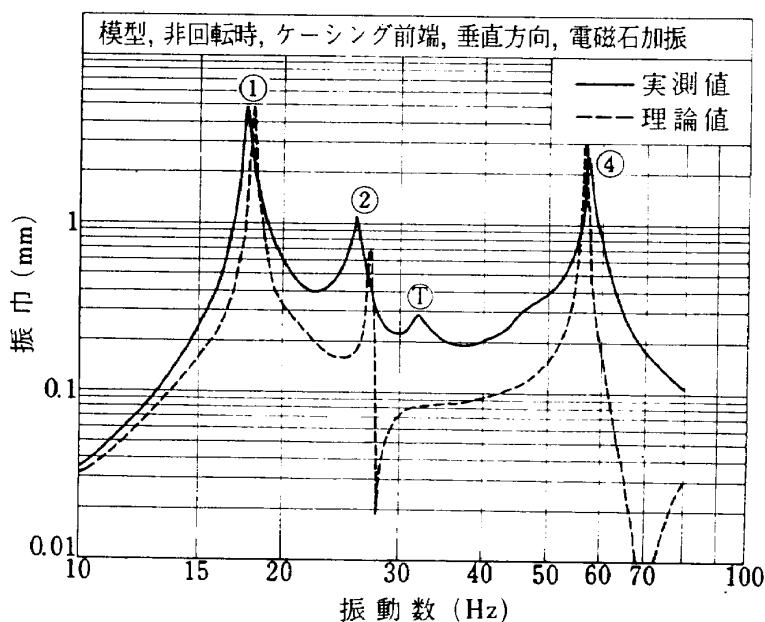


図 12 模型の振動特性

表 7 模型の振動解析モデル

	No	Z mm	ケ					シ					グ			ロ				タ
			W kg	J x kg・mm・s <sup>2</sup>	J y kg・mm・s <sup>2</sup>	EI x kg・mm <sup>2</sup>	EI y kg・mm <sup>2</sup>	ξ GA kg	W kg	J x, y kg・mm・s <sup>2</sup>	J z kg・mm・s <sup>2</sup>	EI kg・mm <sup>2</sup>	ξ GA kg							
前部軸受	1	8.0	0.613	11.68×10 <sup>-3</sup>	65.5×10 <sup>-3</sup>	0.428×10 <sup>8</sup>	0.428×10 <sup>8</sup>	1.90×10 <sup>6</sup>	0.012	91×10 <sup>-6</sup>	1.8×10 <sup>-5</sup>	0.150×10 <sup>8</sup>	0.660×10 <sup>6</sup>							
	2	21.0	0.993	14.60	102.7	"	"	"	0.009	91	1.6	0.214	0.951							
	3	36.0	0.654	0.201	31.1	"	"	"	0.031	51×10 <sup>-6</sup>	1.0×10 <sup>-4</sup>	0.676	2.14							
	4	51.5	0.242	0.174	16.6	1.68×10 <sup>8</sup>	0.387×10 <sup>10</sup>	"	0.027	6.8	1.4×10 <sup>-4</sup>	1.649	"							
	5	62.5	0.293	0.250	28.8	431	6.51	20.7×10 <sup>6</sup>	0.022	5.6	1.1	1.082	"							
	6	78.0	0.532	0.454	52.3	"	"	"	0.039	8.2	1.6	"	"							
	7	98.0	0.480	0.409	51.3	"	"	"	0.039	8.2	1.6	"	"							
	8	111.0	0.211	0.179	27.2	"	"	"	0.022	4.5	1.0	"	"							
前倒円板	9	124.5	1.747	1.690	224.0	"	"	"	0.089	91×10 <sup>-4</sup>	1.82×10 <sup>-3</sup>	6.34×10 <sup>8</sup>	"							
	10	131.0	0.038	0.033	4.9	"	"	"	0.040	1.6×10 <sup>-4</sup>	3.3×10 <sup>-4</sup>	"	"							
	11	144.0	0.460	0.392	59.2	"	"	"	7.237	2.658×10 <sup>0</sup>	5.316×10 <sup>0</sup>	"	"							
	12	186.0	1.151	0.979	148.1	"	"	"	0.119	2.5×10 <sup>-4</sup>	4.9×10 <sup>-4</sup>	1.082×10 <sup>8</sup>	"							
	13	241.0	2.495	0.816	123.4	"	"	"	0.099	2.0	4.1	"	"							
	14	291.0	2.495	0.816	123.4	"	"	"	0.099	2.0	4.1	"	"							
	15	341.0	2.495	0.816	123.4	"	"	"	0.099	2.0	4.1	"	"							
	16	387.0	0.805	0.685	103.6	"	"	"	0.083	1.7	3.4	"	"							
支持点	17	426.0	2.226	0.587	88.9	"	"	"	0.071	1.5	3.0	"	"							
	18	471.0	1.429	1.164	209.7	"	"	"	0.109	2.3	4.5	"	"							
	19	509.5	0.121	1.523	4.7	"	"	"	5.531	3.298×10 <sup>0</sup>	6.596×10 <sup>0</sup>	"	"							
後倒円板	20	525.5	0.910	17.23	75.1	0.428×10 <sup>8</sup>	0.428×10 <sup>8</sup>	1.90×10 <sup>6</sup>	0.046	4.7×10 <sup>-4</sup>	9.4×10 <sup>-4</sup>	2.89×10 <sup>8</sup>	"							
	21	537.0	0.884	13.25	57.7	"	"	"	0.009	81×10 <sup>-6</sup>	1.6×10 <sup>-6</sup>	0.214	0.951×10 <sup>6</sup>							
	22	545.0	0.092	7.95	34.7	"	"	"	0.004	3.4	1.0	0.214	"							
	23	559.0	0.001	0.019	0.2	"	"	"	0.011	5.6	1.1	0.150	0.660×10 <sup>6</sup>							
	No	Z mm	k x kg/mm	k y kg/mm	K x kg・mm/rad	K y kg・mm/rad														
前部軸受 後部軸受 支持点	2	21.0	4267	110	0	0														
	21	537.0	2131	20.4	0	0														
	16	387.0	45.6	18360	4.50×10 <sup>6</sup>	3.73×10 <sup>6</sup>														

水平方向の振動モードの図は省略するが、表8に見られるように垂直方向の3個のモードに対応するモードが少しずつ異なる固有振動数をもってあらわれている。

図13と表8には理論計算の結果も示したが、この理論計算では求めることができないモード①以外のモードについては、振動モードの形も固有振動数も実測値と良く一致している。なお、理論計算においても実機のモード③に対応するモードが模型ではあらわれていない。この原因は模型の支持構造の剛性のうち、回転変位に対するばね定数に重点を置いて相似した結果、平行変位に対するばね定数が相似の値より大きくなっていることである。

なお、ロータが回転していない場合には後部軸受をダンパ軸受としたものについては実験していない。

#### 4.3 ロータが回転している場合の振動

ロータは模型に組込む前に、軸に前後円板および回転数パルス発生用歯車を取付けた状態で、つりあい試験機によってつりあわせを行ない、残留不つりあい $1g\cdot cm$ 以下とした。

このロータに各種の不つりあいを付加して回転させた場合の振動を測定した。

また、後部軸受をダンパ軸受としたものについても同様の実験を行なった。

測定はロータが回転していない場合と同じ方法で行なった。この場合のトラッキングフィルタの同期信号としては、軸に取付けた偏心カムの運動を光学式振動計で検出した信号を用いた。

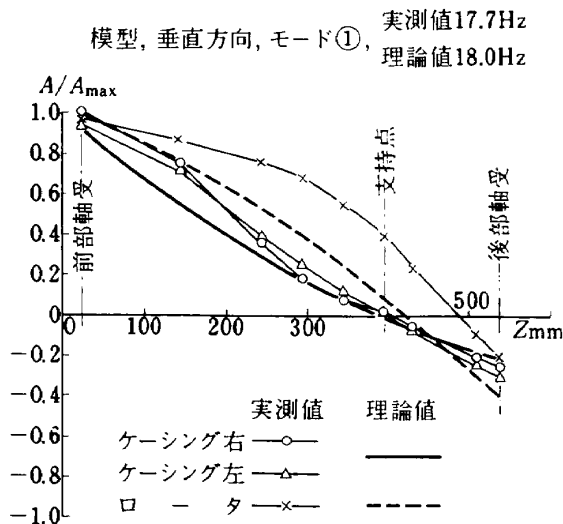


図 13 ① 模型の振動モード①

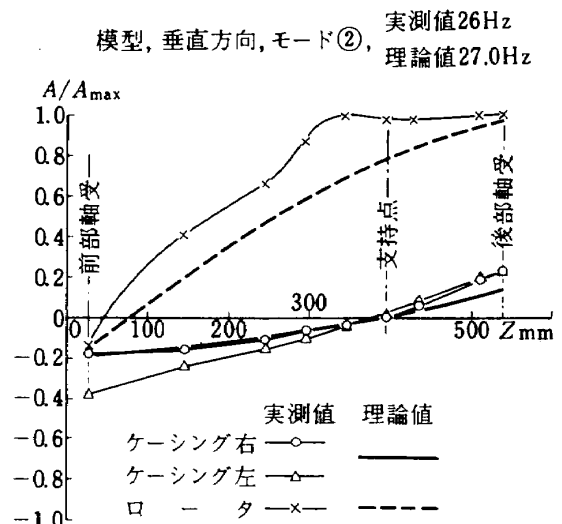


図 13 ② 模型の振動モード②

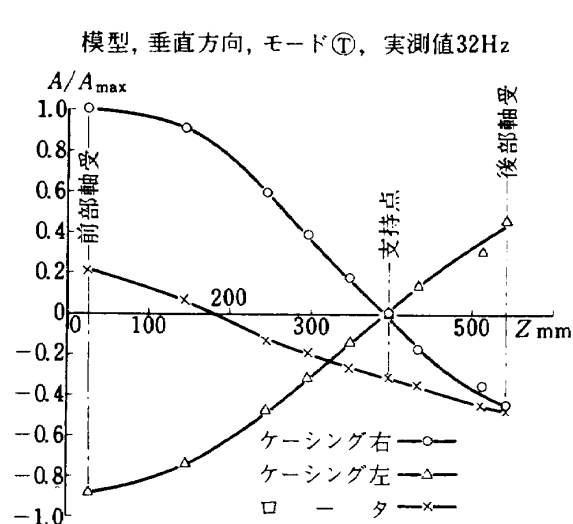


図 13 ③ 模型の振動モード③

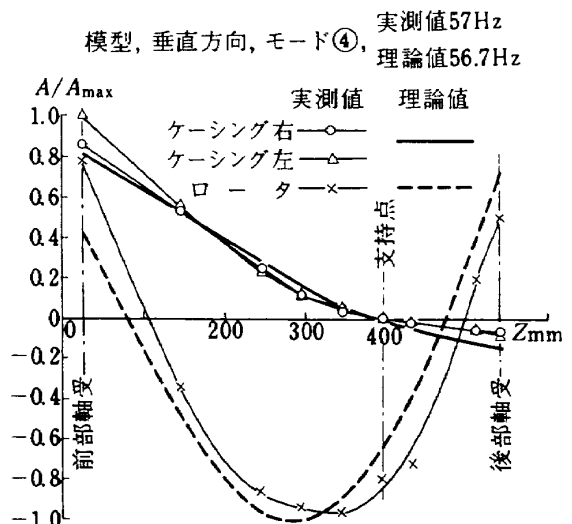


図 13 ④ 模型の振動モード④

ロータが回転している場合の振動モードの測定は危険なので行っていない。

以下に結果の代表的なものについて述べる。

#### 4.3.1 ダンパ軸受を使用しない場合

ダンパ軸受を使用しない場合の、ケーシング前端、ケーシング後端および前部軸受箱の垂直方向の振巾と回転速度との関係を図14(a), (b), (c)に、固有振動数を表9に示した。

ジャイロ作用によって垂直方向と水平方向の振動が連成すること、および前述のモード⑩がこの場合にもあら

われることにより、振巾の回転速度による変化はロータが回転していない場合より、かなり複雑な形になっている。また、ジャイロ作用によって固有振動数はロータが回転していない場合の値と少しずつ異なる値になっている。

図14の中に⑩の記号で示したピークは水平方向の振動がジャイロ作用および後に述べるような模型の構造による連成のため、垂直方向にあらわれたものである。

また、ピーク⑤もジャイロ作用による水平方向の振動との連成によって生じた図15のようなモードをもつも

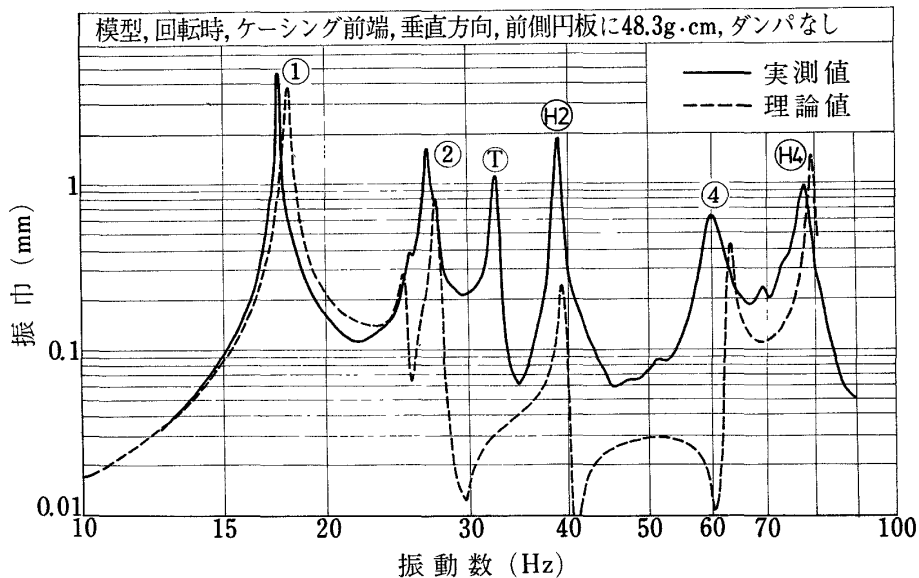


図 14(a) 模型の振動特性 (ダンパなしの場合)

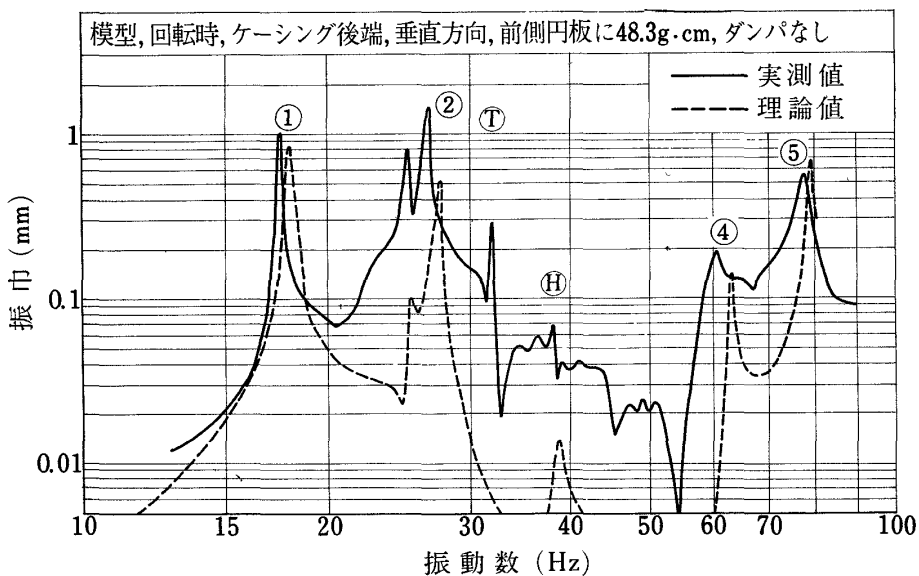


図 14(b) 模型の振動特性 (ダンパなしの場合)

のである。

次に理論値と実測値との比較について述べる。

図14に見られるように、ピーク①、②および④について理論値と実測値と比較すると、固有振動数は高く、振巾は低くなっている。また、ピーク⑤については固有振動数と振巾がともに高くなっている。しかしながら、固有振動数についての差は大きいものでも5%以内であるから、このような複雑な構造物としては良く一致していると云える。ピークの振巾についてみると、ピーク⑧および⑩以外のピークについては比較的良く一致しているが、理論値はピーク①、②および④では低目、⑤では高目となっている。ピーク⑧および⑩以外での不一致はモデル化の不正確さによるほか、ロータの模型に組込まれた状態での残留不つりあいが、軸受の回転精度などによって、つりあい試験機上で得られた値と異なるものとなること、および構造減衰係数は全体にわたって一様であるとした仮定の実際との相異によるものと考えられる。

ピーク⑧および⑩については振巾の不一致が大きい。

ピーク⑩についての不一致は、ロータが回転していない場合と同様に、この計算方法ではモード⑩のような振動が求められないことによる。モード⑩の振動の影響が少ない、模型の中心に近い位置の測定値として、図14(c)に前部軸受の垂直方向の振巾を示したが、ケーシング前端と比較するとピーク⑩の振巾は約 $\frac{1}{10}$ に減少し、理論値に近い値となっている。

ピーク⑧は模型が水平面内で、支持点を中心として回転する振動モードをもつもので、ここにおける水平方向

の振巾は垂直方向の振巾よりはるかに大きく、ケーシングの前端で3.3mmとなっている。この水平面内の振動はジャイロ作用によるほか、模型の構造により垂直方向にモード⑩と同じ形の振動を誘起する。ケーシング前端

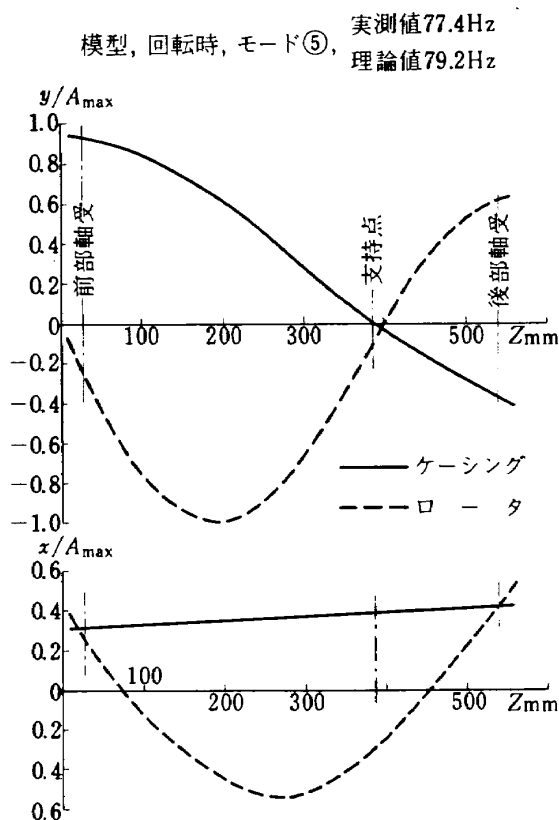


図 15 模型の回転時の振動モード⑤ (理論値)

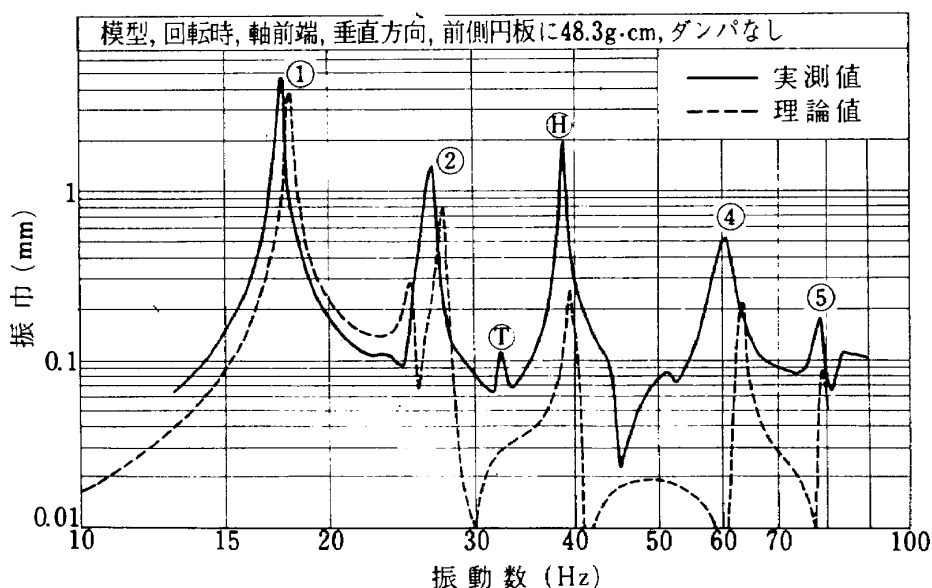


図 14(c) 模型の振動特性 (ダンパなしの場合)

表8 模型の固有振動数(非回転時)

垂直方向(Y方向)				
	モード①	モード②	モード③	モード④
実測値Hz	17.7	26	32	57
理論値Hz	18.0	27.0	~	56.7
理論値と実測値の差%	1.7	3.8	~	-0.5
水平方向(X方向)				
	モード①	モード②	~	モード④
実測値Hz	25	47.8		69.4
理論値Hz	25.7	49.7		72.3
理論値と実測値の差%	2.8	4.0		4.2

表9 模型の固有振動数(回転時,ダンパなし)

垂直方向(Y方向)				
	モード①	モード②	モード③	モード④
実測値Hz	17.7	26.6	32.3	60.2
理論値Hz	18.0	27.3	~	63.1
理論値と実測値の差%	1.7	2.6	~	4.8
水平方向(X方向)				
	モード①	モード②	~	モード④
実測値Hz	25.3	38.5		77.4
理論値Hz	25.2	39.3		79.2
理論値と実測値の差%	-0.4	2.1		2.3

(注) 水平方向のモード②および④が垂直方向の周波数に答に、それぞれピーク③および⑤となってあらわれる。

表10 模型の固有振動数(回転時,ダンパ付)

垂直方向(Y方向)				
	モード①	モード②	モード③	モード④
実測値Hz	17.3	25.5	30.5	~
理論値Hz	18.0	27.3	~	~
理論値と実測値の差%	4.0	7.1	~	~
水平方向(X方向)				
	モード①	モード②	~	モード④
実測値Hz	24.0	38.5		79
理論値Hz	25.2	39.3		79.1
理論値と実測値の差%	5.0	2.1		0.1

の静的な変位の測定から、垂直方向に誘起される振巾は水平方向の変位の約 0.2 倍と推定される。したがって、垂直方向に約 0.7 mm の振巾が生ずることになる。また、実験に使用した加速度ピックアップの横方向感度を測定したところ、振動数 40 Hz 付近で、受感方向に垂直方向に 20～30 % の感度があることが明らかになった。これによって垂直方向に見掛けの振巾が 0.7～1 mm あらわれることになる。これらの振巾はピーク(H)の理論値 0.25 mm の 3～4 倍となるので、ピーク(H)については理論値と実測値を比較することは意味がない。

なお、水平方向の振巾が垂直方向の振巾より著しく大きくなるのはピーク(H)だけである。

次に、ロータの残留不つりあいの影響について少し説明を加えておく。

ロータはあらかじめつりあい試験機を用いて残留不つりあい  $1 \text{ g} \cdot \text{cm}$  (偏重心  $0.7 \mu\text{m}$ ) 程度につりあわせてあるが、つりあい試験機上での回転中心と模型に組込んだ状態での回転中心が玉軸受の回転精度などによってずれること、および駆動のための軸接手とフレキシブルシャフトを後側軸端に接続することによって不つりあいが生ずる。この不つりあいを模型が組立てられた状態で測定し、修正することは非常に困難なので、そのまま試験に用いた。この残留不つりあいは或る分布をもつもので、

1 点の不つりあい量であらわせるものではないが、概略の値として、試験のために不つりあいを付加した場合と付加しない場合の振動の比較から、 $10 \text{ g} \cdot \text{cm}$  以下であると推定される。しかしながら、試験のために付加し得る不つりあいの量は、模型の強度によって最大  $50 \text{ g} \cdot \text{cm}$  程度に制約されるから、 $10 \text{ g} \cdot \text{cm}$  程度の残留不つりあいは無視できるほど小さくない。

ダンパ軸受を使用しない場合の実験としては、これまでに述べたもののほかに、実機でのトリムバランス<sup>(脚注)</sup>の効果を検討するため、前後軸端に調整おもりを取付けた実験をいくつか行なった。ところが、前述の残留不つりあいが無視できない程度の量であり、またその分布を明確に求めることができないため、トリムバランスの効果をじゅうぶんに確認することはできなかった。

#### 4.3.2 ダンパ軸受を使用した場合

後部軸受に 4.1 に述べたダンパ軸受を使用した場合の振動特性の実測値を、ダンパ軸受を使用しない場合と比較して図 16 (a), (b) に示す。

ダンパによるピークの振巾の減少比はそれぞれのピークによって異なり、ピーク①は 1:1.5, ②は 1:10, ③は 1:1.5, ④は 1:20, ⑤は 1:4, ⑥は 1:2 となっており、振巾の減少比の大きいものでは、はっきりしたピークは認められなくなっている。

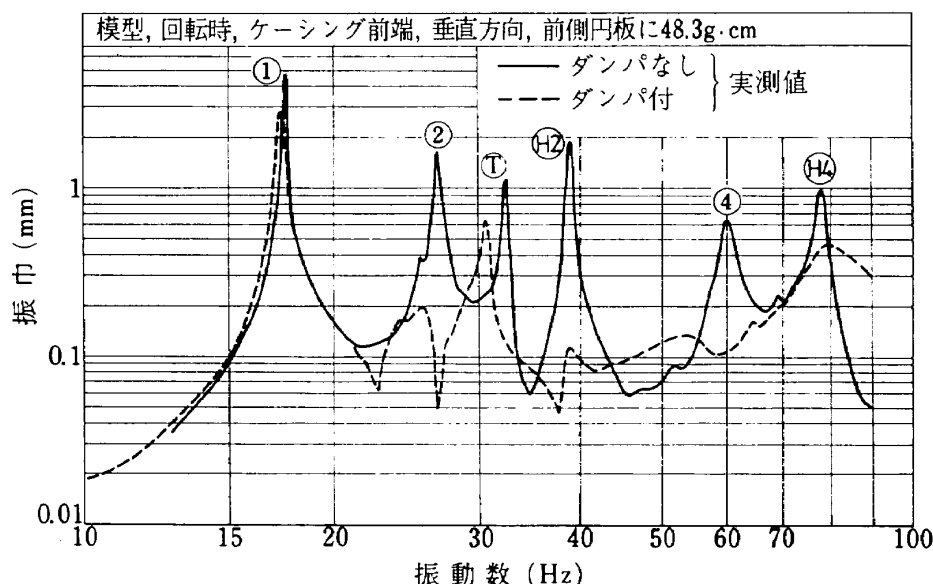


図 16 (a) 模型の振動特性 (ダンパの効果)

注； 組立てられたエンジンのロータの不つりあいを修正するために、外部から調整可能な部分、たとえば軸

端などに取付ける調整おもりの量と位置 (位相) を加減すること。

ダンパ軸受の作用は、それが組込まれることによって振動系の形を変えることと、それによってエネルギーを吸収することの二つに分けて考えられる。第1の作用については後に理論計算の結果とともに述べる。

第2の作用についてみると、液体の粘性を利用したダンパは振動速度に比例する抵抗力を作用するから、1サイクル振動の間に吸収するエネルギーはダンパを挿入した部分の相対振巾の2乗と振動数の積に比例する。したがって、モード①のような剛体回転型の振動モードで、ダンパ挿入部の相対振巾が小さく、しかも振動数が低い場合にはダンパは有効に作用しない。

これに対し、モード②のようにダンパ挿入部の相対振巾が大きい場合には有効に作用している。

実験に用いたダンパ軸受はダンパ内筒がばねで支持されていない形式であるから、ロータとケーシングの間にはタービンフレームとダンパが直列に挿入された形となる。このような要素が組込まれることによって振動系の形が変わるから、単にピークの振巾が減少するのではなく、固有振動数と振動モードも変化すると考えられる。理論計算においては、ダンパ軸受を使用しない場合と同じタービンフレームをモデル化したばねと、ダンパをモデル化した粘性減衰を直列に接続したものが後部軸受でロータとケーシングを結合しているモデルを想定した。ダンパの粘性減衰係数は別に行なった実験の結果と無限小巾軸受理論<sup>(6)</sup>を参考にして、 $0.4 \text{ Kg} \cdot \text{s/mm}$ とした。

なお、ダンパ軸受単体についての実験については別に報告する予定である。

図17(a), (b)にケーシング前端および後端の振巾の理論値をダンパ付の場合の実測値と比較して示した。

図17にはロータの後側支持条件を、ばねと粘性減衰が並列に接続されたものとした場合および粘性減衰だけとした場合の理論値も比較のために示した。また、共振振動数を表10に示した。

図16と図17に示した実測値と理論他のそれぞれについて、ダンパなしの場合とダンパ付の場合の各ピークの振巾の比を求め、ダンパなしの場合の振巾を1としてあらわした値を、表11に示した。表11によると、ピークの振巾の減少比は実測値の方が高いものが多い。特に、ダンパなしの場合に振巾の大きいピークにおいては実測値の減少比が大きくなっている。各ピークにおけるダンパの内筒と外筒の相対振巾を測定したところ、ピーク①、②および⑤では、いずれも $0.04 \sim 0.045 \text{ mm}$ （片振巾）となっており、内筒はすきま（半径すきま $0.05 \text{ mm}$ ）の中をほとんどいっぱい振動していることを示している。このような場合には、ダンパの特性の非線型性が著しくなり、それによって振巾の減少比が理論値より高くなると考えられる。

理論計算に用いたダンパの粘性減衰係数は無限小巾軸受理論による、内筒の振巾が小さい場合の値であるが、このような構造のダンパの粘性減衰係数は振巾によって大巾に変わることが同理論によって示されている。図18に無限小巾軸受理論によって求められたダンパの内外筒の半径すきまに対する振巾の比と粘性減衰係数の関係を示した。これによると、粘性減衰係数は振巾比0.8で振巾無限小の場合の9倍以上となっている。しかしながら、

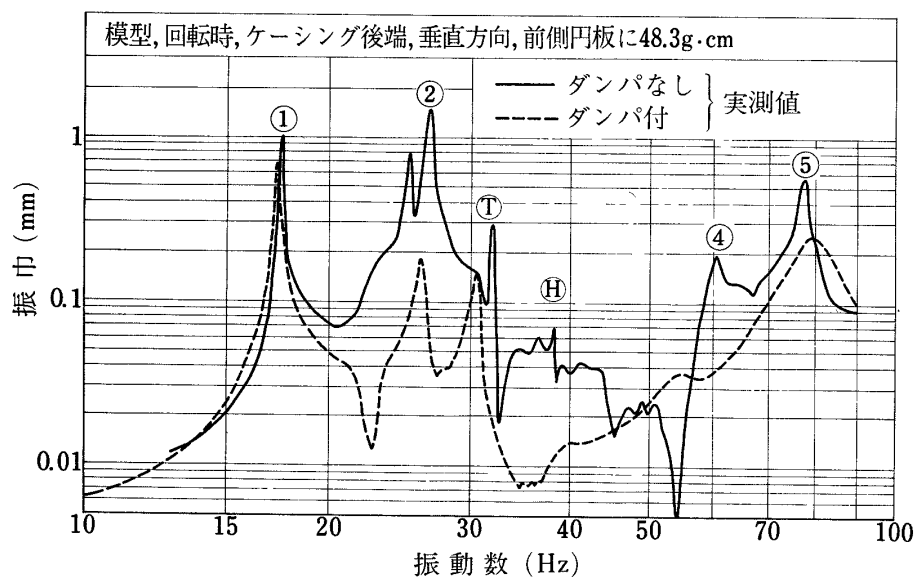


図16(b) 模型の振動特性（ダンパの効果）

この値は油膜が軸受面全体に完全に形成されていることを仮定して求められたものである。実際には、振巾が大きい場合は軸受内で気泡の発生、油膜の破断などの現象が起きるので、このような大きい値は得られないと予想される。このような作動条件におけるダンパ軸受の特性については単体として測定する必要があると考えられる。

ピーク①、②およびHに對し、ピーク⑤においては内外筒の振巾差は0.16 mmで、すきまに対する比が小さい。この場合には振巾の減少比の実測値と理論値はほぼ等しくなっている。

なお、ダンパなしの場合のピーク④に對應する固有振

動は、ダンパ付の場合には実測値においても、理論値においても消滅しているので、この場合の振巾の減少比はダンパなしの場合のピーク④に對應する振動数の振巾から求めた。実測値には54 Hz付近に小さいピークがあるが、ロータの回転に対する各部の振動の位相はこのピークの前後であり変化していないので、これは模型全体の固有振動によるものとは認められない。

図17に比較のために示したロータの後部の支持条件を、ばねと粘性減衰が並列になったものとした場合、および粘性減衰係数だけとした場合の振動特性をみると、前者はピーク④が消滅せず、ピーク⑤が消滅している点で、

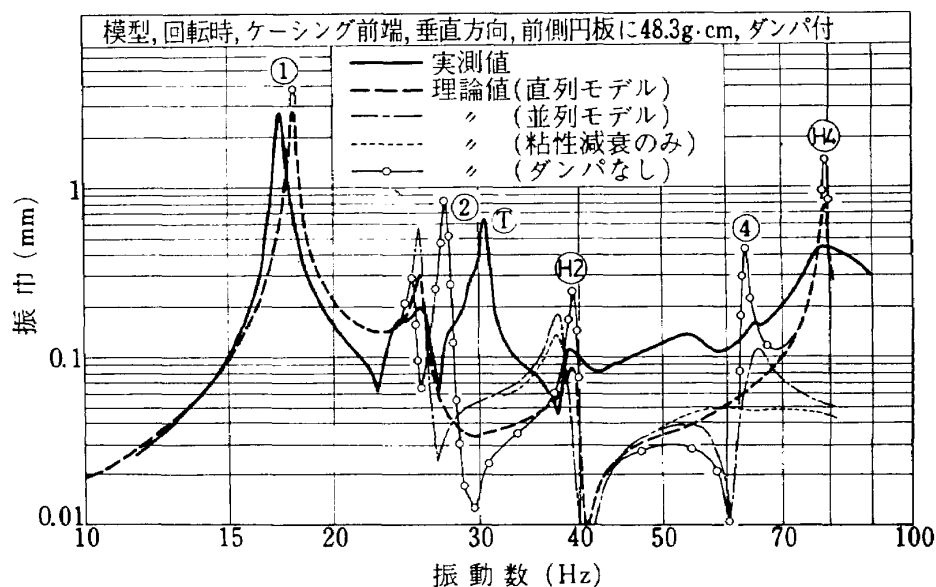


図 17(a) 模型の振動特性 (ダンパ付の場合)

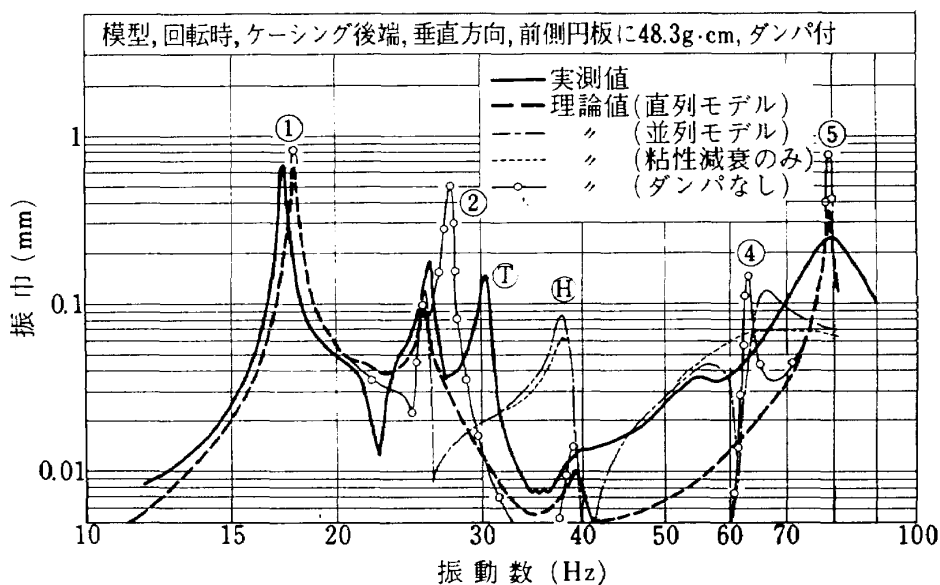


図 17(b) 模型の振動特性 (ダンパ付の場合)

後者はピーク④も⑤も消滅している点で実測値と異なっている。これらのことから、定量的な一致は必ずしもじゅうぶんではないが、ここに使用したような形式のダンパ軸受を、ばねと粘性減衰を直列にした形にモデル化することは妥当と考えられる。

## 5. 結 言

単軸ジェットエンジンJR200 およびその振動特性を相似した模型のつりあい振動について実験と理論計算を行なった結果を述べたが、これによって次のようなことが明らかにされた。

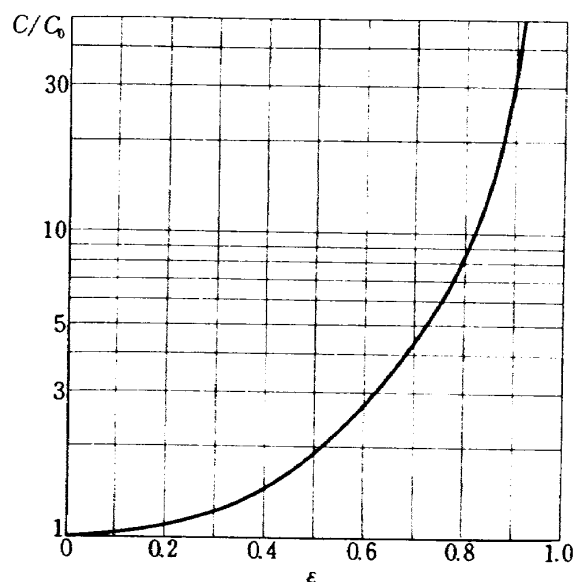
(1) ジェットエンジンの振動特性について、ロータおよびケーシングをそれぞれ1本のはりにモデル化し、伝達マトリックス法によって計算した結果は、JR200のような直径に対する長さの比が比較的小さいエンジンに関しては、実測値との一致に多少不満足な点もあるが、設計時に振動特性を予測し、振動対策を講ずるための資料としてはじゅうぶん利用し得るものである。

(2) 模型においては、模型特有のねじりモードの固有振動数の付近を除けば、実機におけるよりも理論値の実測値との一致が良い。これは簡単な構造の模型に対しては、理論計算に用いる各部の剛性を見積りを実機に対するより精度良く行なうことができたためである。

このことから、各部の剛性がさらに正確に与えられれば、実機においても理論値の実測値との一致は良くなる

と予想される。

(3) この報告に述べたようなダンパ内筒を油膜だけで支持する形式のダンパ軸受は、振動特性の計算において、軸受ハウジングを支持する構造物に対応するばねと、油膜に対応する粘性減衰とが直列に接続された形にモデル化することが妥当である。



$C_0$  : 振巾無限小の場合の粘性減衰係数

$\varepsilon$  : 振巾/軸受の半径すきま

図 18 粘性減衰係数の振幅依存性

表 11 共振振動数における振巾 (単位 mm)

		ダンパ	モード①	モード① <sub>1</sub>	モード②	モード② <sub>1</sub>	モード③	モード④	モード⑤
ケーシング 前端	実測値	なし	4.9	0.38	1.7	1.1	1.9	0.65	0.99
		付	2.9	0.17	0.195	0.63	0.11	(0.10)	0.44
		減少比	1:1.7	1:2.2	1:8.7	1:1.7	1:1.7	1:6.5	1:2.3
	理論値	なし	3.9	0.28	0.85	~	0.25	0.44	1.5
		付	2.9	0.17	0.30	~	0.085	(0.065)	0.80
		減少比	1:1.3	1:1.6	1:2.8	~	1:2.9	1:6.8	1:1.9
ケーシング 後端	実測値	なし	1.0	0.80	1.5	0.31	0.069	0.19	0.56
		付	0.65	0.09	0.18	0.16	0.015	(0.041)	0.25
		減少比	1:1.5	1:9	1:8.4	1:1.9	1:4.6	1:4.6	1:2.2
	理論値	なし	0.84	0.10	0.52	~	0.014	0.14	0.69
		付	0.64	0.044	0.095	~	0.010	(0.017)	0.35
		減少比	1:1.3	1:2.3	1:5.5	~	1:1.4	1:8.2	1:2.0

(注) 減少比 : ダンパ付の場合の振巾 : ダンパなしの場合の振巾

(4) ダンパ軸受の防振効果を共振振動数における振巾の減少比であらわしたが、この値は振動モードによって異なる。実測値および理論値のそれぞれにおける振巾の減少比を比較すると、実測値は理論値より減少比が高い場合が多く、低いものでもほぼ理論値と等しい値となっている。特に、ダンパ内筒と外筒の相対振巾が大きく、軸受すきまに対する振巾の比が1に近い場合には理論値よりはるかに高い減少比が得られている。

(5) 模型についての実験と理論計算ならびに実機についての理論計算から、実機においてもダンパ軸受によって危険速度での振巾を大巾に減少し得ると推定される。

以上のほか試験方法に関して次のようなことが明らかにされた。

ジェットエンジンのような薄肉のケーシングをもつ回転機械のつりあい振動に関して、加振機による試験を行なう場合には、加振点としてその周辺の局所的な振動の影響が少ない部分、たとえば軸端などを選ぶ必要がある。

終りに、本研究のうち実機に関する試験は航空機公害研究グループ島崎総合研究官、原動機性能研究室吉田技官、中山技官の指導と協力によって行なわれたことを記し、深く感謝する次第である。

- 1) Finkelstein, A. R.; Myklestad's Method for Predicting Whirl Velocity as a Function of Rotational Velocity for Flexible Multi-mass Rotor Systems, Trans. ASME, J. of App. Mech. Sept. 1965 p. 589-591.
- 2) Handel, M. S. & Harker, R. J.; Balancing of Flexible Rotors Having Arbitrary Mass and Stiffness Distribution, Trans. ASME, J. of Engineering for Industry May 1966 p. 217-223.
- 3) 菊地勝昭, 多軸受多円板回転軸系のつりあい振動の解析, 日本機械学会誌 72巻 610号 昭和44年11月 P. 1556~1563
- 4) Bohm, R. T.; Tame Menace of Turbine Vibration SAE J. Feb. 1966 p. 44-48.
- 5) 宮地, 小河, 星谷, 祖父江, ジェットエンジン用薄肉組立ロータの曲げ剛性(静荷重試験と振動試験による測定と有限要素法による計算) 航空宇宙技術研究所報告 TR-329(1973年7月)
- 6) DuBois, G. B. & Ocvirk, F. W.; Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings NACA Rept. 1157 (1953).

---

## 航空宇宙技術研究所報告 487 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

---