

ISSN 0452-2982  
UDC 62-233:  
629.7.035.6:  
621.452.32:  
534

# 航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-465

ファンジェットエンジンFJR710/10,  
/20および/600の振動に関する理論解析

宮地敏雄・祖父江 靖

1982年6月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# ファンジェットエンジンFJR710/10, /20および/600の振動に関する理論解析\*

宮地 敏雄\*\* 祖父江 靖\*\*

## 1. まえがき

ファンジェットエンジンFJR710のロータのつりあい起因する振動については開発の当初から理論的解析が行われた。これはエンジンの開発途上で、危険速度における振幅過大などの問題が発生した場合には、とり得る対策が限定され、また、それに要する時間と費用も多大となり、開発が遅れる可能性があるため、それを予防するためである。

FJR710エンジンの計画が開始され、概念設計が進行した時期には、当研究所が昭和38年から試作研究を行って来たJR100系およびJR200系単軸ジェットエンジンに関する各種の試験結果が蓄積されていたので、<sup>(1)(2)</sup>それらを参考にして、いくつかの型式の2軸ファンジェットエンジンの振動特性を試算することができた。<sup>(3)</sup>そして、2個の回転速度の異なるロータが1個のケーシングの中で回転している2軸ファンエンジンには、その最高回転速度までに、多数の危険速度があるが、実用上の問題となる大振幅が発生する危険速度はそれらのうちの2~3個であることを明らかにした。また、その危険速度における大振幅も、高低圧ロータのそれぞれに1個のスクイズフィルムダンパ<sup>(4)</sup>を組み込むことによって、じゅうぶんに低減できる見通しを得た。

しかしながら、この試算に用いたエンジンの構成要素の剛性等の数値は、極限までの軽量化をはかった推力1~2トンクラスの単軸ジェットエンジンに関する実測値を参考にして、きわめておおまかな方法によって推定したものである。<sup>(脚注)</sup>FJR710エンジンのコアエンジン部分の外径はJR100あるいは

JR200系エンジンと大差ないとは言え、各部の構造、肉厚および材質の相違によって、剛性には大きな差が生ずると予想されたので、剛性および振動特性の推定精度には疑問がもたれていた。その後、FJR710エンジンの開発が進み、構成要素の剛性試験も逐次実施され、データが蓄積されて来た。<sup>(5)~(7)</sup>また、第1期第1次試作モデルFJR710/10について、第2次試作モデルFJR710/20および第2期試作モデルFJR710/600の設計が行われたので、その都度、入力データを改訂し、試算を行った。

本資料ではこれらの試算結果の代表的なものについて述べる。本資料に示した計算に用いたエンジンの構成要素の剛性等の数値は参照文献(5)~(7)に記載されたFJR710/10あるいはFJR710/20に関する実測値を参考にして定めた値である。

## 2. 解析方法の概略

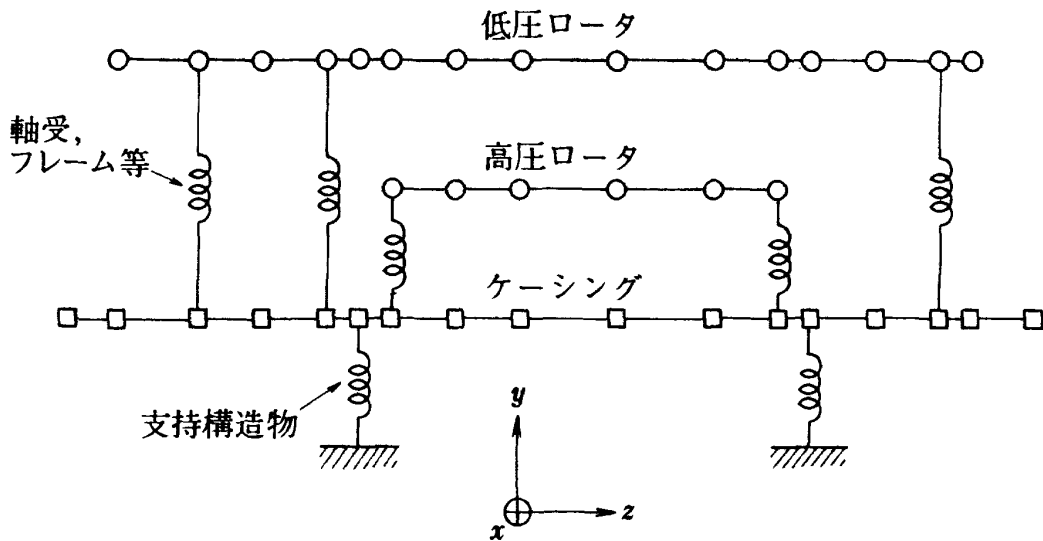
ロータのつりあいによって生ずるジェットエンジンの振動の解析については参照文献(2)と(3)に述べてあるので、ここでは計算結果の理解に必要な事項だけを説明する。

エンジンの曲げ振動に対し、伝達マトリックスによる連結はりの振動計算法<sup>(9)</sup>を適用するため、エンジンを図1のようにモデル化する。低圧ロータ、高圧ロータおよびケーシングをそれぞれ1本の変断面はりに置き換え、このはりの上にいくつかの集中質量が配置されているとする。二つの集中質量の間のはりの曲げ剛性は一定とし、質量は無いものとする。これらの3本のはりは軸受に対応する部分で、ばね等を介して連結されている。ケーシングはエンジン

(注) ロータおよびケーシングの曲げ剛性は外径の3乗、肉厚の1乗および材料の弾性係数に比例するとして、類似の構造の部分の実測値から計算した。

\* 昭和57年5月17日受付

\*\* 原動機部



## 記号

- $C$  : 粘性減衰係数 ( $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{mm}$ )  
 $EI$  : 曲げ剛性 ( $\text{kgf} \cdot \text{mm}^2$ )  
 $i$  : 集中要素の番号または  $\sqrt{-1}$   
 $I$  : 慣性モーメント ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )  
 $k$  : ばね定数 ( $\text{kgf}/\text{mm}$ )  
 $m$  : 質量 ( $\text{kg}$ )  
 $N$  : 回転速度 ( $\text{rpm}$  または  $\text{rps}$ )  
 $gs$  : 構造減衰係数 ( $\bar{k} = k(1 + i gs)$ )  
 $\delta$  : 偏心 ( $\text{mm}$ )  
 $\phi$  : 偏心の位相 ( $\text{rad}$ )  
 $\omega$  : 回転角速度 ( $\text{rad}/\text{s}$ )

## 添字

- $B$  : 軸受  
 $Q$  : スクイズフィルムダンパ  
 $S$  : 支持構造物  
 $x, y, z$  : 座標軸  
 1 : 低压ロータ  
 2 : 高压ロータ  
 3 : ケーシング

図1 振動解析モデル

マウントに対応する部分で、ばね等を介して不動点と連結されている。

図1に示した解析モデルは  $y-z$  平面について書いたものであるが、 $z-x$  平面についても同様に考え、ロータのジャイロモーメントによる2平面内の振動の連成を考慮して計算した。

なお、文献(2)にははりのせん断剛性および軸受位置での二つのはりの相対角変位に対するばね定数も考慮した計算法を示したが、本資料ではこれらは考慮しないことにした。すなわち、せん断剛性は無限大とし、軸受部での相対角変位に対するばね定数は零とした。

解析に、せん断剛性の効果を特別に導入しなかった理由は、ロータあるいはケーシングの剛性試験の際の変形から、これらをはりとして扱う場合の曲げ

剛性とせん断剛性を分離して求めることは、きわめて困難であり、両者をひっくるめた等価曲げ剛性として求めるほかなかったためである。<sup>(7)</sup> また、軸受部における相対角変位に対するばね定数を零とした理由は、航空用ガスタービンエンジンの軸受として用いられる転がり軸受は軸の傾斜に対する剛性が小さく、振動特性に対する影響は半径方向変位に対するばね定数の影響ほど著しくないと推定されたためである。

2軸エンジンには回転速度が異なる低压ロータと高压ロータがあるので、不つりあい力としてはこの二つの和を考えなければならない。しかしながら、この2個のロータは作動流体によって結合されているだけで、回転の速度も位相関係も互に拘束されていない。したがって、2個のロータの不つりあい力

の和を一義的に定めることはできない。そこで、ここでは次のような仮定のもとに、高圧ロータと低圧ロータのそれぞれの不つりあいによる振動を別個に計算することにした。

- (1) 一つのロータの不つりあいによる振動を計算する場合には、他方のロータには不つりあいは無いものとする。
- (2) 二つのロータの回転速度の間には一定の関係、たとえば比例関係、があるとするとする。

この二つの仮定にもとづいて低圧ロータ（添字 1）と高圧ロータ（添字 2）の  $i$  番目の集中質量の質量マトリックスを書けば次のようになる。

$${}_1\{P\}i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_x\omega_1^2 & 1 & 0 & 0 & -iJ_z\omega_1\omega_1 & 0 & 0 \\ m\omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & P_{49} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & iJ_z\omega_1\omega_1 & 0 & 0 & 0 & -J_y\omega_1^2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m\omega_1^2 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} i \quad \dots\dots\dots (1)$$

$${}_2\{P\}i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_x\omega_1^2 & 1 & 0 & 0 & -iJ_z\omega_1\omega_2 & 0 & 0 \\ m\omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & P_{49} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & iJ_z\omega_1\omega_2 & 0 & 0 & 0 & -J_y\omega_1^2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m\omega_1^2 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ロータ 1 の不つりあいによる振動を求める場合には、式(1)の  $P_{49}$  および  $P_{89}$  は次のとおりとする。

$$P_{49} = m\delta\omega_1^2(\sin\phi - i\cos\phi) \dots\dots\dots (3)$$

$$P_{89} = m\delta\omega_1^2(\cos\phi + i\sin\phi) \dots\dots\dots (4)$$

また、ロータ 2 に関する式(2)の  $P_{49}$  および  $P_{89}$  はともに零とする。

ロータ 2 の不つりあいによる振動を求める場合には、式(1)の  $P_{49}$  および  $P_{89}$  を零とし、式(2)の  $P_{49}$  と

$P_{89}$  はそれぞれ式(3)と式(4)の  $\omega_1$  を  $\omega_2$  に書き換えた式によって与える。また、 ${}_1\{P\}i$ ,  ${}_2\{P\}i$  はそれぞれ式(1)と式(2)の  $\omega_1^2$  を  $\omega_2^2$  に、 $\omega_1\omega_1$  を  $\omega_1\omega_2$  に、 $\omega_1\omega_2$  を  $\omega_2\omega_2$  に書き換えた式によって与える。

この方法によって二つのロータのジャイロモーメントの影響を正しく計算することができる。

なお、ロータは軸対称のものに限定するが、ケーシング、軸受およびケーシングの支持構造物は軸対称でないものも取扱う。

上に述べた解析法の妥当性についても文献(2)に述べたが、各部の剛性の見積りを正確に行い、解析モデルを的確に構成すれば、危険速度とそれに対する

対策について、設計の参考資料になる程度の数値が得られると考える。

### 3. 解析モデルの構成

#### 3.1 FJR710/10

第 1 期第 1 次試作モデル FJR710/10 については、構成要素の剛性試験が比較的早い時期に行われた。この結果は文献(5)~(7)に述べられている。

FJR710/10 については、ファンフレームの構造に変更<sup>(6)</sup>があったほかは、号機別に構造が変更された部分はないので、実測値をほぼそのまま利用して解析モデルを構成した。図 2(a)と表 1 に FJR710/10 の解析モデルを示す。

解析モデルの構成にあたっては、なるべく少い分割数で計算の精度を上げられるように、集中質量と質量の無いはり要素の配置を考慮した。集中質量を置いた軸方向位置は表 1 の摘要欄に記した部位に対応する。

なお、No.01, 02, 03, 04 軸受は低圧ロータの軸受であり、No.1, 2, 3 軸受は高圧ロータの軸受である。

### 3.2 FJR710/20

第 1 期第 2 次試作モデル FJR710/20 は /10 と比較すると、各構成要素の構造、材質等に多くの改良が行われているが、基本的な構造には大きい相違はない。そのため、/20 の構成要素については、あらためて剛性試験を行う必要は無いと判断されたものが多い。したがって、/20 の解析モデルの剛性としては /10 の実測値に、改良によって生ずる補正を加えた値を採用している部分が多い。図 2(b)と表 2 に FJR710/20 の解析モデルを示す。/20 を /10 と比較した場合、振動に関係があるおもな相違点は次の 3 点である。

- (1) ファンロータの重量の増加
- (2) No.1 軸受～No.2 軸受間距離の増加
- (3) No.2 軸受～No.3 軸受間距離の減少

### 3.3 FJR710/600

第 2 期試作モデル FJR710/600 は /20 をさらに改良し、実用エンジンとしてできる限りの軽量化をはかったものである。/600 については本資料を作成する時点で、各構成要素の剛性の実測値が得られなかったため、/10, /20 の実測値から推定した値を用いて解析モデルを構成した。図 2(c)と表 3 に FJR710/600 解析モデルを示す。/600 のおもな相違点は、全体が軽量化されたことのほか、No.1 軸受～No.2 軸受間距離がさらに増加し、No.1 軸受～No.3 軸受間距離が減少したことである。

以上、解析モデルの構成について述べたが、ここで最大の問題は各部の剛性の見積り精度である。/10 の実測値を参考にしたと言っても、剛性試験と運転中の曲げ振動では荷重条件等が異なるため等価曲げ剛性も異なると考えられることなど、積々の理由により剛性の見積りには不正確さが残る。

なお、ファンフレームより前方、No.01 軸受までの静止部分、すなわち、本来ならばケーシングに属する部分は、低圧ロータ前端部と一体になって振動すると考えた方が合理的なため、この部分は低圧ロータに含めてモデル化した。

## 4. 計算結果と考察

前節に述べたように、3 種類の FJR710 系エンジンは細かい点を除けば、基本的な構造は同じである。そのため、振動特性も良く似ており、それぞれ対応する危険速度と振動モードがあらわれている。

図 3, 4, 5 にそれぞれ /10, /20, /600 の不つりあい応答を示す。与えた不つりあいは、表 1～3 に示したとおり、高圧圧縮機、高圧タービン、ファン、低圧タービンの各ロータの同位相、0.01mm の偏心、およびトルクシャフト中央の逆位相、0.01mm の偏心である。不つりあい応答の代表値としてはフロントマウントの垂直方向振幅(片振幅)を選んだ。

なお、ロータ組立時の許容残留不つりあいはこの計算で与えた不つりあいの 1/10 程度である。また、耐久試験等の各種の試験後のバランスチェックによって測定される不つりあいは、この計算で与えた不つりあいより大きくなることはほとんどない。

図 3～5 の上半(a)は低圧ロータの不つりあいによる振動、下半(b)は高圧ロータの不つりあいによる振動を示す。回転速度は低圧ロータについては 8000 rpm まで、高圧ロータについては 18000 rpm までとした。これらの値は FJR710 系エンジンの最高回転速度 ( $N_{1max} \div 6000\text{rpm}$ ,  $N_{2max} \div 15000\text{rpm}$ ) より十分高くとってあるので、解析に多少の誤差があっても、危険速度を見落すことは無いと考えられる。

不つりあい応答の図で、実線はスクイズフィルムダンパが無い場合、破線は No.03 軸受と No.3 軸受にスクイズフィルムダンパを組み込んだ場合を示す。

なお、静止部分の構造減衰係数はすべての部分に

わたって 0.06 とした。この値は文献(1)を参考にし  
て定めたものである。

また、スクイズフィルムダンパの粘性減衰係数  $C_0$   
はそのダンパと直列になる構造物、すなわちタービ  
ンミッドフレームのストラット等のばね定数を  $k_B$ 、  
問題とする危険速度を  $\omega_{cr}$  とすると、ほぼ  $C_0 = k_B$   
 $/\omega_{cr}$  となるように定めた。<sup>(8)</sup> 実際の値は 3 ~ 6 kgf ·  
s/mm である。

図 3 ~ 5 によれば、低圧ロータによる振動には 4  
~ 5 個、高圧ロータによる振動には 6 ~ 9 個のピー  
クがあらわれている。これによって、エンジンの最  
高回転速度までに、かなり多数の危険速度があるこ  
とがわかる。表 4 に危険速度を示す。このように多  
数の危険速度があるが、エンジンの使用条件を考慮  
すれば、実用上問題となるものは表 4 および不  
つりあい応答の図中に①~④の番号を付けた、低  
圧ロータによる 2 個と高圧ロータによる 2 個だけ  
と考えられる。これらの危険速度での振動モード  
(不  
つりあい応答モード) を図 7 ~ 21 に示す。

振動モードの図の上半(a)はスクイズフィルムダン  
パが無い場合、下半(b)は No.03 軸受と No. 3 軸  
受にスクイズフィルムダンパを組み込んだ場合を示  
す。

/600 については、不  
つりあい分布の影響を検討するため、高圧圧縮機  
ロータと高圧タービンロータに逆位相の 0.01mm  
の偏心がある場合の計算も行った。図 6 にその  
場合の不  
つりあい応答、図 17, 21 に振動モードを示す。  
図 5 と 6, 図 16 と 17, 図 20 と 21 をそれぞれ  
比較すれば、高圧圧縮機ロータと高圧タービン  
ロータに同位相あるいは逆位相の偏心がある場合  
の相違がわかる。

以下、これらの計算結果について考察する。

危険速度①はファンロータが片持はりとして振  
動するモード、図 7, 8, 9 および 10 をもつ。ファン  
ロータおよびこれにともなうトルクシャフト中央  
部の振幅は、かなり大きい値になる。しかしなが  
ら、回転速度は 2000 ~ 2500rpm と低く、また、  
ダンパによって振幅が 1/5 程度に低減されるので、  
実用上重大な問題になることはないと考えられる。

なお、/600 には①と①'の 2 個の危険速度が  
近接して存在する。これらの振動モードを比較  
すると、図 9 と 10 に示したように、低圧ロー  
タの位相に対してケーシングと高圧ロータの位  
相が逆になっていること、低圧ロータの後端  
の位相が逆になっていること、の 2 点が変わ  
っていることがわかる。

危険速度②は図 11, 12, 13 に示したよ  
うに、トルクシャフトの 1 次曲げ振動が支配  
的なモードである。/10 と /20 ではダンパ  
なしの場合、トルクシャフトの中央の振幅が  
0.5mm に達しているが、ダンパ付の場合には  
0.06 ~ 0.07mm 程度に低減される。/600  
ではダンパなしの場合でも 17 $\mu$ m 程度だが、  
ダンパ付の場合には 29 $\mu$ m 程度に増加して  
いる。ただし、ケーシングと高圧ロータの振  
幅はダンパによって低減されている。この危  
険速度は、/10 と /20 においては、多少不安  
が持たれる。この危険速度が実際に問題とな  
った場合の対策としては、振動モードから  
みて、No.04 軸受にダンパを組み込むことが  
有効と考えられる。

危険速度③は図 14, 15, 16 および 17  
に示したような振動モードのものである。この  
モードは高圧ロータの不  
つりあいによって低圧ロータとケーシングが、  
ともに波形に加振されている形と見られる。  
ダンパなしの場合にはやや大きい振幅があら  
われているが、ダンパ付の場合には 1/2 以下  
に低減されている。/600 のトルクシャフト  
中央の振幅が 17 $\mu$ m に達していること(図  
16(b))など、多少の不安はある。この危  
険速度に対しても、No.04 軸受にダンパを  
組み込むことが有効と考えられる。

/600 については高圧圧縮機ロータと高  
圧タービンロータの偏心が同位相の場合だけ  
でなく、逆位相の場合についても計算した。  
図 5 と 6 に示した不  
つりあい応答を見ると、危険速度③では、  
偏心が同位相の場合の方が大きい。これは  
図 16 と 17 に示した振動モードによると、  
高圧ロータの両端では位相が逆になって  
いるが、高圧圧縮機の中央より後は同位  
相で振動していることと対応する。<sup>(脚注)</sup>

危険速度④は高圧圧縮機ロータあるいは高  
圧ロー

(脚注) ダンパ付の場合など、減衰が大きい場合には、危険速度においても各部の振動の位相は、必ずしも同位相と逆位相とに明確に区別できるわけではなく、中間的な位相で振動している部分がある。このような場合には、振動モードを 3 次元表示するのが望ましいが、2 軸エンジンでは複雑になり、かえって理解しにくくなるので、本資料では中間的な位相も同・逆のどちらかに割り切り、y · z 面についてだけ表示した。

タ全体の1次曲げ振動が支配的と見られる。図18, 19, 20および21に示したようなモードのものである。ダンパなしの場合には高圧圧縮機ロータ中央付近の振幅は、/10で75 $\mu$ m, /20で130 $\mu$ m, /600で215 $\mu$ mである。ダンパ付の場合には、/10で56 $\mu$ m, /20で72 $\mu$ m, /600で165 $\mu$ mである。また、/600において、高圧圧縮機ロータと高圧タービンロータの偏心を逆位相とした場合には、ダンパなしで280 $\mu$ m, ダンパ付で160 $\mu$ mである。このように、新しいモデルほど高圧圧縮機ロータ中央付近の振幅が増加している原因は、表5に示したように、No.1軸受～No.2軸受間距離が新しいモデルほど増加し、No.2軸受～No.3軸受間距離が減少しているためである。

また、危険速度④の振幅低減に対して、No.3軸受にスクイズフィルムダンパを組み込むことは、危険速度③に対するほど有効ではなく、ダンパ付の場合でも、かなり振幅が大きいことが図3(b)～6から明らかである。

危険速度④は11000～135rpmであり、FJR710系エンジンの設計回転速度に近い。また、高圧圧縮機ロータ中央付近振幅が大きいことは、動翼のティップクリアランス低減に対して、きわめて不利な条件となる。

危険速度④の振幅を低減する方法としては、振幅モードからみて、No.1軸受にダンパを組み込むことが有効と考えられる。そこで、No.3とNo.03軸受のほかに、No.1軸受にもスクイズフィルムダンパを組み込んだ場合について計算した。その結果を図5(b)に2点鎖線で示した。それによると、危険速度④付近の不つりあい応答がダンパなしの場合の約1/10, No.3軸受とNo.03軸受にスクイズフィルムダンパを組み込んだ場合の約1/5に低減されている。

なお、No.1軸受に組み込んだスクイズフィルムダンパの粘性減衰係数は6 kgf·s/mmである。

## 5. 総括

FJR710系エンジンの3種類のモデル、/10, /20および/600について、ロータの不つりあいによる振幅の理論解析を行い、次のことを明らかにした。

(1) FJR710系エンジンには、低圧ロータの不つ

りあいによる危険速度が4～5個、高圧ロータの不つりあいによる危険速度が6～9個ある。

(2) 上記のように多数の危険速度があるが、これらのうち実用上問題となるものは、低圧ロータによる危険速度①, ②および高圧ロータによる危険速度③, ④の合計4個と考えられる。

(3) 上記の4個の危険速度における振幅は、危険速度④を除けば、No.03軸受とNo.3軸受に適切なダンパを組み込むことによって低減できる。

(4) 危険速度④における振幅を低減するには、No.1軸受にもダンパを組み込む方法が有効である。

## 6. あとがき

FJR710エンジンの各モデルの試運転の初期には、振動センサーを十数個取り付けてエンジン各部の振動を測定している。そして、各振動センサーの出力を低圧ロータの回転速度 $N_1$ , 高圧ロータの回転速度 $N_2$ およびそれらの整数倍成分に分け、 $N_1$ あるいは $N_2$ との関係をプロットすることも行われている。それによると、/10においては $N_1 \cong 2600$ rpmと、 $N_2 \cong 7000$ rpmに振幅のピークがあらわれている。これらはそれぞれ、理論計算で求められた危険速度①約2200rpmと危険速度③約7800rpmと対応するものと考えられる。また、/20および/600においては設計回転速度より少し低い $N_2$ で振幅になだらかなピークがあらわれることがある。これは危険速度④11000～13600rpmに対応するものと考えられる。しかしながら、振動モードを確認することはできないので、これらの対応は推定にとどまる。

なお、危険速度②6100～7200rpmは $N_1$ の最大値より高いため、あらわれないものと考えられる。

上述のように実機においても、いくつかの振幅のピークがあらわれているが、振幅過大で危険な状態は全く生じていない。これは、FJR710系エンジンがNo.03軸受とNo.3軸受に組み込んだスクイズフィルムダンパ、ならびに、/600のNo.1軸受ハウジングの振動減衰の大きい構造が有効に作用したためと考えられる。ただし、これらのダンパ等が無い状態で試験を行ったことはないので、推定にとどまる。

ここで用いた理論解析法によれば、エンジン各部の剛性を正確に与えることによって、実用上じゅう

ぶんな精度で危険速度を求められるが、実際には各部の剛性を設計の段階で正確に見積ることは困難である。この問題には有限要素法の適用が考えられる。さらに進んで、有限要素法による不つりあい応答の計算を可能にすることが望まれる。

終りに、インプットデータの作成にあたっては FJR710 デザインセンターの井上利昭氏、山本伸一氏ならびに横田晴臣氏らの御協力を得たことを記し、深く感謝する次第である。

### 参 考 文 献

- 1) 宮地敏雄, 小河昭紀, 星谷昌二, 祖父江靖; ジェットエンジン用薄肉組立ロータの曲げ剛性, 航技研報告 TR-329 (1973年7月).
- 2) 宮地敏雄, 星谷昌二, 祖父江靖; 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), 航技研報告 TR-487 (1977年2月).
- 3) 同上(第2報), TR-488 (1977年2月).
- 4) 同上(第3報), TR-491 (1977年2月).
- 5) 池田為治, 小河昭紀, 松末勝利, 宮地敏雄; ファンジェットエンジン FJR710/10 静止部剛性試験第1報, 航技研資料 TM-308 (1976年2月).
- 6) 同上第2報, TM-309 (1976年9月).
- 7) 祖父江靖, 宮地敏雄; ファンジェットエンジン FJR710/10 ロータの曲げ剛性試験, 航技研資料 TM-361 (1978年8月).
- 8) T.Miyachi, S.Hoshiya, Y.Sofue, M.Matsuki, T.Torisaki; Oil Squeeze Film Dampers for Reducing Vibration of Aircraft Gas Turbine Engines, ASME Paper 79-GT-133 (March 1979).
- 9) たとえば, E.C.Pestel, F.A.Leckie; Matrix Methods in Elastomechanics, McGraw-Hill (1963).



表 1 FJR710/10 エンジン振動解析モデル

断面 番号	z mm	低 圧 ロ ー タ			高 圧 ロ ー タ			ケ ー シ ン グ				摘 要			
		m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	$I_x = I_y$ kg·m <sup>2</sup>	$(EI)_x = (EI)_y$ kgf·mm <sup>2</sup>				
1	-100	3.272	0.1961	0.3923	10.0×10 <sup>10</sup>				0.0	~	スピナーの重心				
2	70	*87.0	3.075	6.151	14.36				4.335	1600.0×10 <sup>10</sup>	ファンロータの重心				
3	143	10.745	0.0245	0.0491	25.3				4.335	"	No.01 軸受				
4	265	11.181	0.0159	0.0319	25.3				7.316	"	ファン OGV				
5	380	8.618	0.0098	0.0196	2.174				1.984	100.0	No.02 軸受				
6	485	2.114	0.0015	0.0030	0.500				7.626	50.0	ファンフレーム(ストラット中心)				
7	610	1.480	0.0011	0.0021	2.174	0.0	0.0	~	7.626	50.0	フロントマウント				
8	646	1.636	0.0012	0.0023	2.174	9.062	0.1174	26.0×10 <sup>10</sup>	0.2044	44.15	HPC前フランジ, No.1 軸受				
9	788	2.363	0.0017	0.0034	2.174	15.637	0.2550	4.00	0.3180	38.59	HPC2R				
10	903	1.885	0.0014	0.0027	2.174	*14.311	0.3305	6.30	0.2241	33.02	HPC4R				
11	993	1.572	0.0011	0.0023	2.174	*11.937	0.2758	6.30	0.1869	27.46	HPC6R				
12	1074	1.664	0.0012	0.0024	2.174	*12.636	0.1459	5.70	0.1978	15.42	HPC8R				
13	1174	*1.793	0.0013	0.0026	2.174	15.652	0.2997	2.60	0.2565	15.42	HPC11R				
14	1269	2.307	0.0017	0.0033	2.174	11.471	0.0836	10.30	0.4109	25.37	No.2 軸受				
15	1425	4.146	0.0030	0.0060	2.174	16.106	0.0484	13.70	1.142	30.0	HPT前部				
16	1720	3.374	0.0024	0.0048	2.174	*30.422	0.3566	5.10	1.031	50.0	HPT1R				
17	1792	1.516	0.0011	0.0022	2.174	*32.728	0.4556	1.53	0.6594	70.0	HPT2R				
18	1885	1.039	0.0007	0.0015	2.174	5.892	0.0216	1.53	1.132	70.0	リアマウント				
19	1905	0.918	0.0007	0.0013	0.500	2.694	0.0040	1.53	1.132	70.0	No.3 軸受				
20	1985	13.833	0.2546	0.5092	4.781	0.0	0.0	~	2.262	70.0	No.03 軸受				
21	2128	*71.0	1.681	3.362	5.000				1.915	70.0	LPTロータ前				
22	2233	29.886	0.7030	1.406	7.000				1.827	70.0	LPT4R				
23	2293	10.107	0.0664	0.1329	7.000				0.9022	70.0	No.4 軸受				
24	2550	0.0	0.0	0.0	~				0.0314	70.0	テールコーンの重心				
軸受と エンジン マウント	断面 番号	z mm	$k_{Bx}$ kgf/mm	$k_{By}$ kgf/mm	軸受 番号	断面 番号	z mm	$k_{Bx}$ kgf/mm	$k_{By}$ kgf/mm	マウント 名称	断面 番号	z mm	$k_{Bx}$ kgf/mm	$k_{By}$ kgf/mm	
	01	3	~	~	1	8	646	20000	20000	フロント	7	610	50	150	
	02	5	20000	20000	2	14	1269	20000	20000	リ	18	1885	100	300	
	03	20	12000	12000	3	19	1905	12000	12000						
04	23	2293	2400	2400											

(注) \*印は重心を与えた位置。  
スクイズフィルムダンパの  $C_0$   
は No.03 軸受に 6 kgf·s/mm,  
No.3 軸受に 6 kgf·s/mm とし  
た。

表 2 FJR710/20 エンジン振動解析モデル

断面 番号	低 圧 ロ タ			高 圧 ロ タ			ケ ー シ ン グ			摘 要					
	m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	$I_x=I_y$ kg·m <sup>2</sup>		$(EI)_x=(EI)_y$ kgf·mm <sup>2</sup>				
1	3.272	0.1418	0.2836	10.00×10 <sup>10</sup>	0.0			0.0	~	スピナーの重心					
2	* 102.802	4.457	8.914	14.36	34.313			4.335	1600.0×10 <sup>10</sup>	ファンロータの重心					
3	10.745	0.0245	0.0491	25.30	29.317			4.335	"	No.01 軸受					
4	11.181	0.0160	0.0319	25.30	75.391			9.954	"	ファン OGV					
5	8.618	0.0098	0.0196	0.50	34.776			4.669	200.0	No.02 軸受					
6	2.252	0.0016	0.0032	2.174	97.488			9.983	50.0	ファンフレーム(ストラット中心)					
7	1.278	0.0009	0.0018	2.174	94.488	0.0	~	9.983	50.0	フロイトマウント					
8	1.507	0.0011	0.0022	2.174	10.733	0.0695	2.60×10 <sup>10</sup>	0.2273	44.15	HPC前フランジ, No.1 軸受					
9	2.353	0.0017	0.0034	2.174	16.280	0.1327	4.00	0.3410	38.59	HPC2R					
10	2.362	0.0017	0.0034	2.174	* 17.930	0.2070	6.30	0.2457	33.02	HPC4R					
11	2.417	0.0017	0.0035	2.174	* 25.880	0.2989	6.30	0.2302	27.46	HPC7R					
12	1.710	0.0012	0.0025	2.174	* 19.120	0.2208	5.70	0.2194	15.42	HPC10R					
13	* 1.875	0.0013	0.0027	2.174	9.230	0.0885	2.60	0.2776	15.42	HPC12R					
14	2.564	0.0018	0.0037	2.174	6.360	0.0463	10.30	0.4109	25.37	No.2 軸受					
15	3.199	0.0023	0.0046	2.174	11.870	0.0357	13.70	1.164	30.00	HPT前線					
16	2.638	0.0019	0.0038	2.174	* 36.080	0.4229	5.10	1.046	50.00	HPT1R					
17	1.563	0.0011	0.0022	2.174	* 36.728	0.5113	1.53	0.6780	70.00	HPT2R					
18	1.048	0.0008	0.0015	2.174	5.892	0.0216	1.53	1.132	70.00	リアマウント					
19	0.919	0.0007	0.0013	0.50	2.694	0.0040	1.53	1.132	70.00	No.3 軸受					
20	13.888	0.2546	0.5092	2.99	0.0	0.0	~	2.262	70.00	No.03 軸受					
21	* 71.000	1.681	3.362	6.18	29.906			1.796	70.00	LPTロータ前					
22	29.886	0.7030	1.406	4.585	42.476			1.745	70.00	LPT4R					
23	10.107	0.0664	0.1329	4.585	32.261			1.068	70.00	No.04 軸受					
24	0.0	0.0	0.0	~	3.000			0.0314	70.00	テールコーンの重心					
軸受と エンジン マウント	軸受 番号	断面 番号	z mm	$k_{gx}$ kgf/mm	$k_{gy}$ kgf/mm	軸受 番号	断面 番号	z mm	$k_{gx}$ kgf/mm	$k_{gy}$ kgf/mm	マウント 名称	断面 番号	z mm	$k_{gx}$ kgf/mm	$k_{gy}$ kgf/mm
	01	3	143	~	~	1	8	649	20000	20000	フロント	7	624	50	150
	02	5	379	20000	20000	2	14	1372	20000	20000	リア	18	1890	100	300
	03	20	1990	12000	12000	3	19	1911	12000	12000					
04	23	2400	2400	2400											

注 兼印は偏心を与えた位置。  
スクイズフィルムダンパのCq  
はNo.03 軸受に6 kgf·s/mm,  
No.3 軸受に6 kgf·s/mmとし  
た。

表 3 FJR710/600 エンジン振動解析モデル

断面 番号	低 圧 ロ タ				高 圧 ロ タ				ク ー シ ャ ン グ				備 考			
	z mm	m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	m kg	$I_d$ kg·m <sup>2</sup>	$I_x$ kg·m <sup>2</sup>	$EI$ kgf·mm <sup>2</sup>	m kg	$I_x = I_y$ kg·m <sup>2</sup>	$(EI)_x = (EI)_y$ kgf·mm <sup>2</sup>				
1	-120	3.224	0.1881	0.3762	10.00×10 <sup>10</sup>					0.0	~	スピナーの重心				
2	13	* 62.430	3.642	7.284	14.36					4.695	1000.0×10 <sup>10</sup>	ファンローターの重心				
3	93	8.601	0.3561	0.7124	20.00					2.358	"	No.01 軸受				
4	200	6.318	0.3056	0.6111	20.00					4.716	"	ファン OGV				
5	345	5.136	0.4493	0.8987	0.50					8.780	100.0	No.02 軸受				
6	473	1.317	0.0025	0.0051	1.175					8.780	50.0	ファンフレーム(ストラット中心)				
7	500	0.630	0.0003	0.0006	1.175	0.0	0.0	2.60×10 <sup>10</sup>		8.780	50.0	フロントマウント				
8	601	0.911	0.0005	0.0011	1.175	5.980	0.0088	4.00		0.9308	20.0	HPC前フランジ, No.1 軸受				
9	737	0.976	0.0006	0.0012	1.175	8.209	0.3000	3.15		0.4523	15.0	HPC2R				
10	855	0.980	0.0006	0.0012	1.175	* 11.566	0.1486	4.20		0.2818	10.0	HPC4R				
11	992	1.253	0.0008	0.0015	1.175	* 12.107	0.1589	5.70		0.3633	7.5	HPC7R				
12	1181	* 1.183	0.0007	0.0014	1.175	* 10.544	0.1259	2.60		0.3462	10.0	HPC12R				
13	1300	0.742	0.0005	0.0009	1.175	4.719	0.0162	10.30		0.2734	25.0	燃焼器フレームストラット				
14	1374	0.692	0.0004	0.0008	1.175	5.796	0.0100	13.70		0.6459	30.0	No.2 軸受				
15	1480	1.049	0.0006	0.0013	1.175	9.792	0.0242	5.10		0.7662	30.0	HPT前部				
16	1647	0.945	0.0006	0.0012	1.175	* 27.499	0.4215	1.50		0.4073	50.0	HPT1R				
17	1726	0.534	0.0003	0.0007	1.175	* 26.106	0.4167	1.50		0.5975	70.0	HPT2R				
18	1786	0.411	0.0003	0.0005	0.50	2.664	0.0106	5.00		0.6155	70.0	リアマウント				
19	1833	0.536	0.0003	0.0007	2.99	2.664	0.0078	5.00		0.6146	70.0	No.3 軸受				
20	1884	* 5.269	0.0032	0.0065	2.99	0.0	0.0	~		1.242	60.0	No.03 軸受				
21	2020	* 75.179	1.694	3.386	6.18					1.917	60.0	LPTロータ前				
22	2139	* 29.110	0.7036	1.407	4.585					1.865	60.0	LPT4R				
23	2268	4.667	0.0118	0.0235	4.585					1.471	60.0	No.04 軸受				
24	2420	0.0	0.0	0.0	~					0.3295	60.0	テールコーンの重心				
軸受と エンジン マウント	01	3	93	~	~	軸受 番号	断面 番号	z mm	$k_{Bx}$ kgf/mm	$k_{By}$ kgf/mm	マウント 名称	断面 番号	z mm	$k_{Bz}$ kgf/mm	$k_{By}$ kgf/mm	注 裏印は偏心を与えた位置 ☆: 03~3 軸受の関係は図 2(c) を参照。スクイズフィルムダンプは No.03 軸受に 3 kgf·s/mm No.3 軸受に 3 kgf·s/mm No.1 軸受に 6 kgf·s/mm
	02	5	345	10000	10000	1	8	601	9000	9000	フロント	7	500	50	150	
	03	19	1833	4000	4000	2	14	1374	9000	9000	リア	18	1786	100	300	
	04	☆23	2268	2400	2400	3	19	1833	5000	5000						
		☆23	2268	2400	2400	03~3	19	1833	☆20000	☆20000						

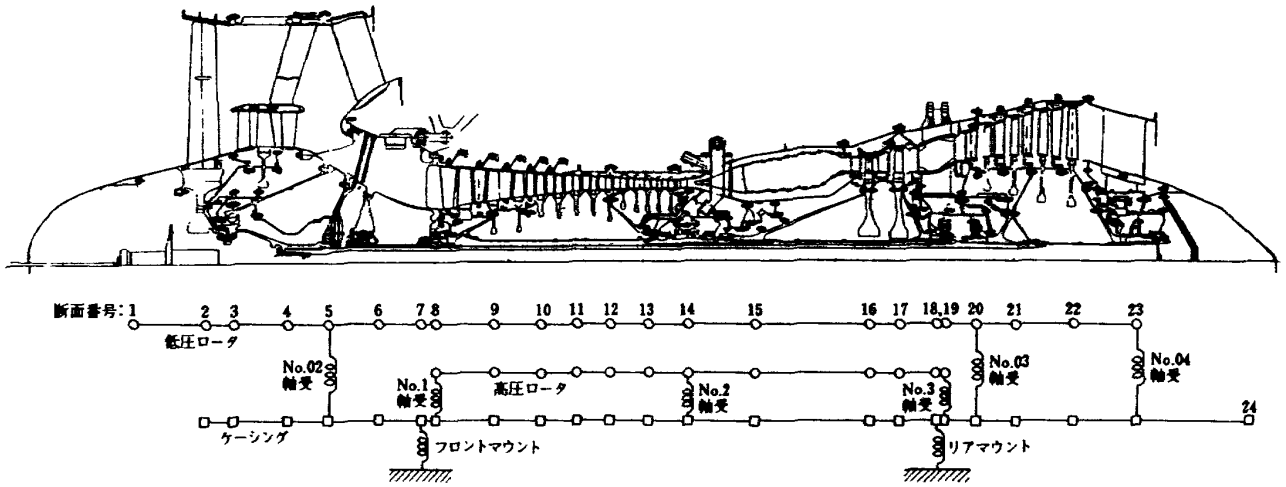
表 4 危険速度

エンジン ロータ	FJR710/10		FJR710/20		FJR710/600	
	低圧	高圧	低圧	高圧	低圧	高圧
危険速度 上段 rpm 下段 rps	642 10.7	642 10.7	630 10.5	630 10.5	678 11.3	678 11.3
	1200 20.0		1014 16.9		996 16.6	
		1704 28.4		1494 24.9		1524 25.4
	① 2166 36.1		① 2010 33.5		① 2064 34.4	
		2856 47.6		2688 44.8		2274 37.9
					①' 2448 40.8	
		6132 102.2		5994 99.9		
	② 6342 105.7		② 6192 103.2		② 7200 120.0	
		③ 7806 130.1		③ 7320 122.0		③ 6768 112.8
		④ 13500 225.0		④ 10980 183.0		④ 11736 195.6
				13560 226.0		14100 235.0
				15840 264.0		

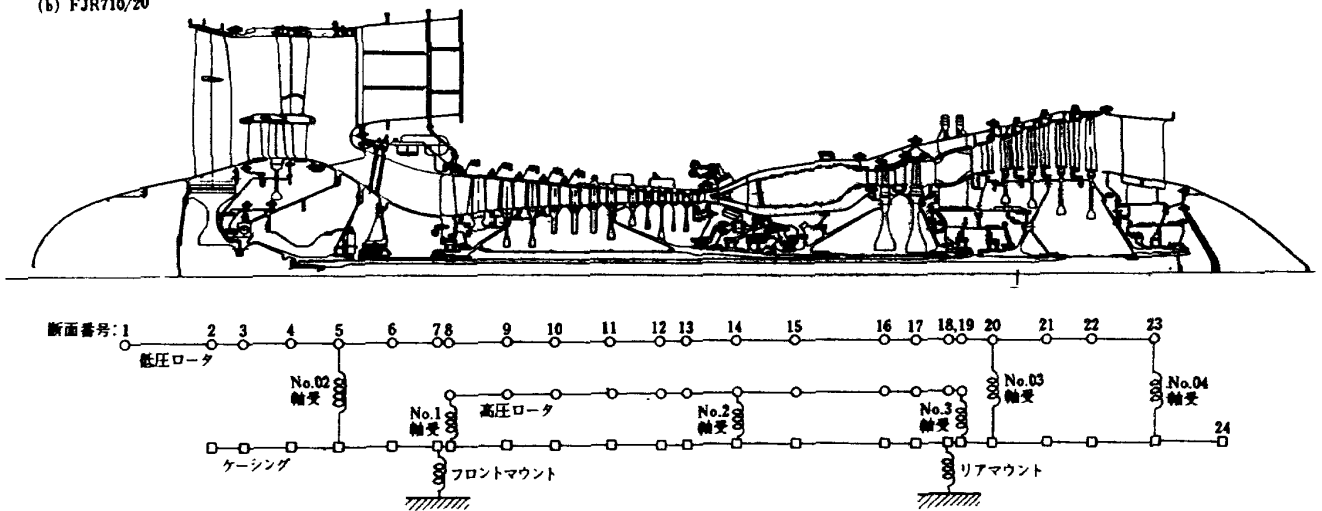
表 5 高圧ロータの軸受間距離

エンジン	No.1 ~ 2 軸受間距離 mm 全長を1とした比	No.2 ~ 3 軸受間距離 mm 全長を1とした比	No.1 ~ 3 軸受間距離 mm
FJR710/10	623 0.495	636 0.505	1259
FJR710/20	723 0.573	539 0.427	1262
FJR710/600	773 0.627	459 0.373	1232

(a) FJR710/10



(b) FJR710/20



(c) FJR710/600

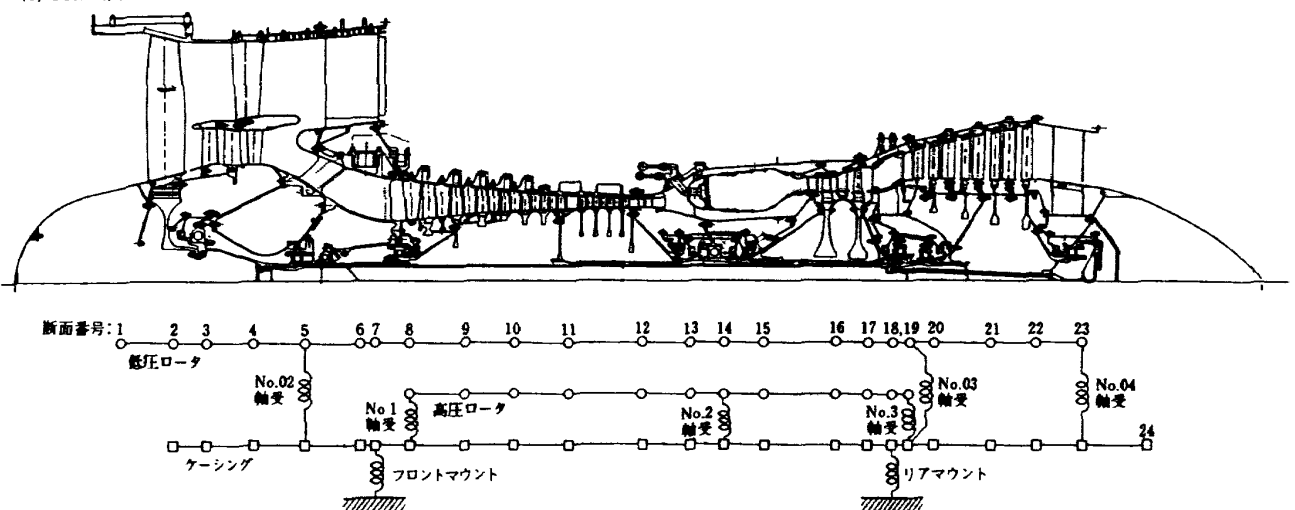
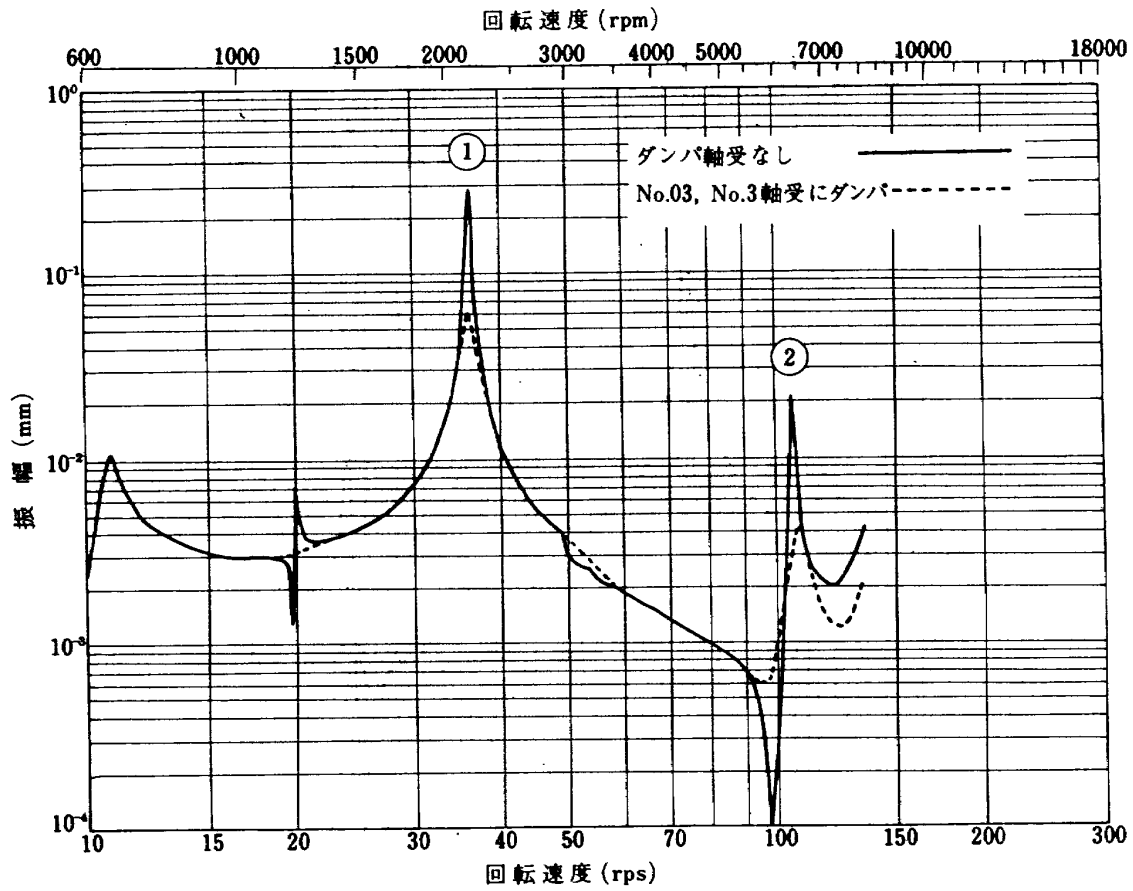
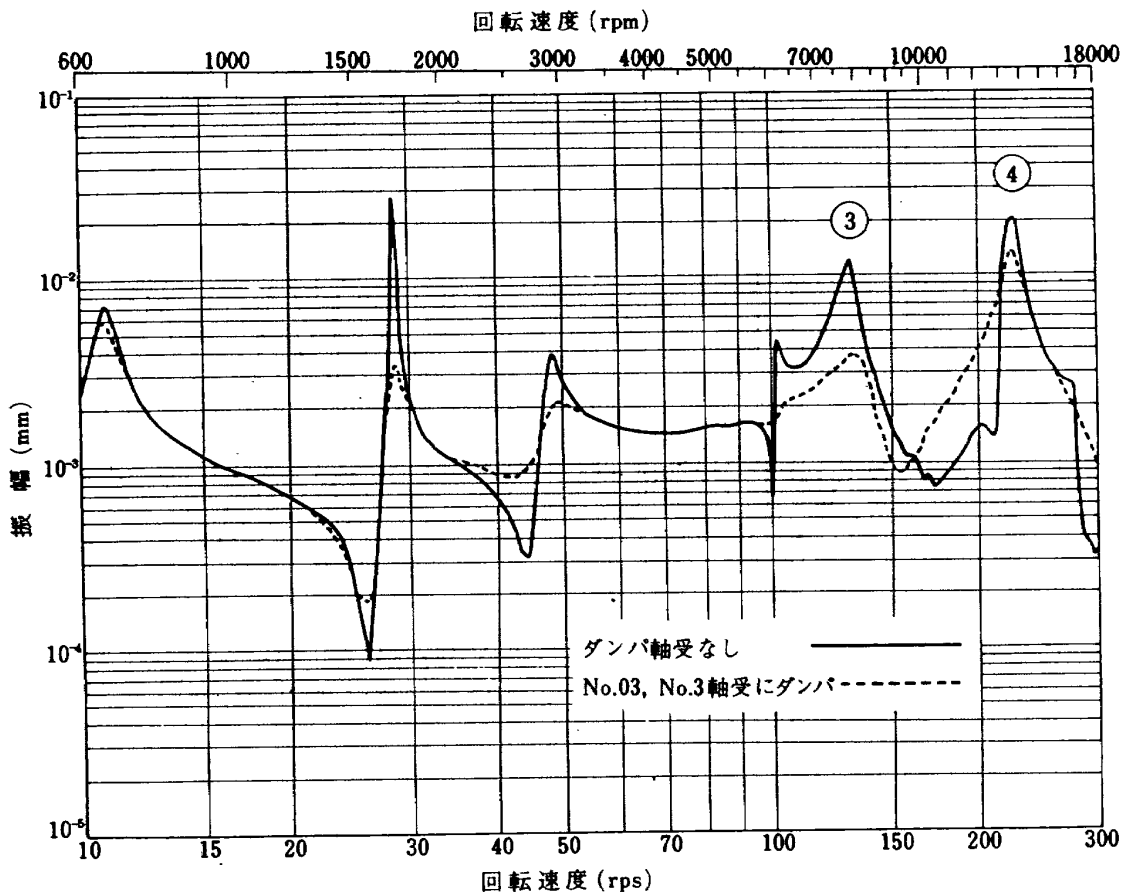


図2 FJR710系エンジンの振動解析モデル

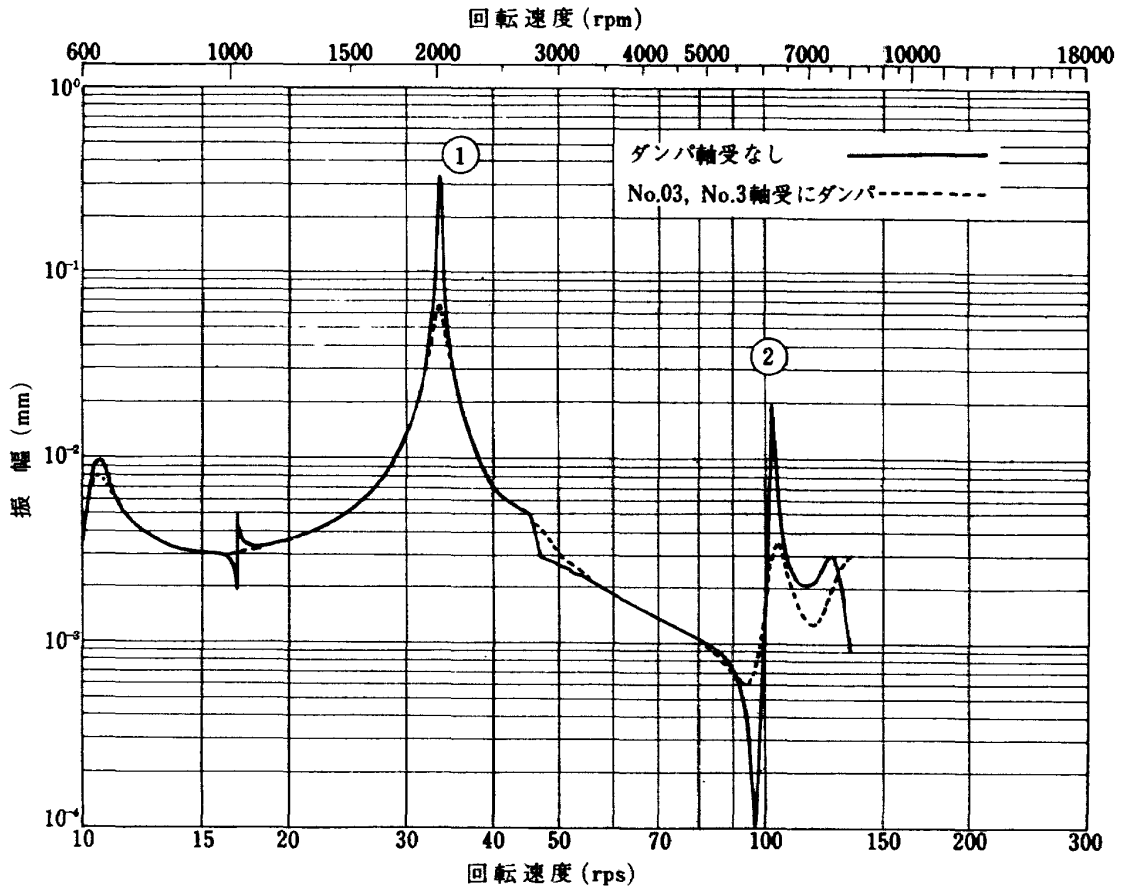


(a) 低圧ロータのつりあいによる振動

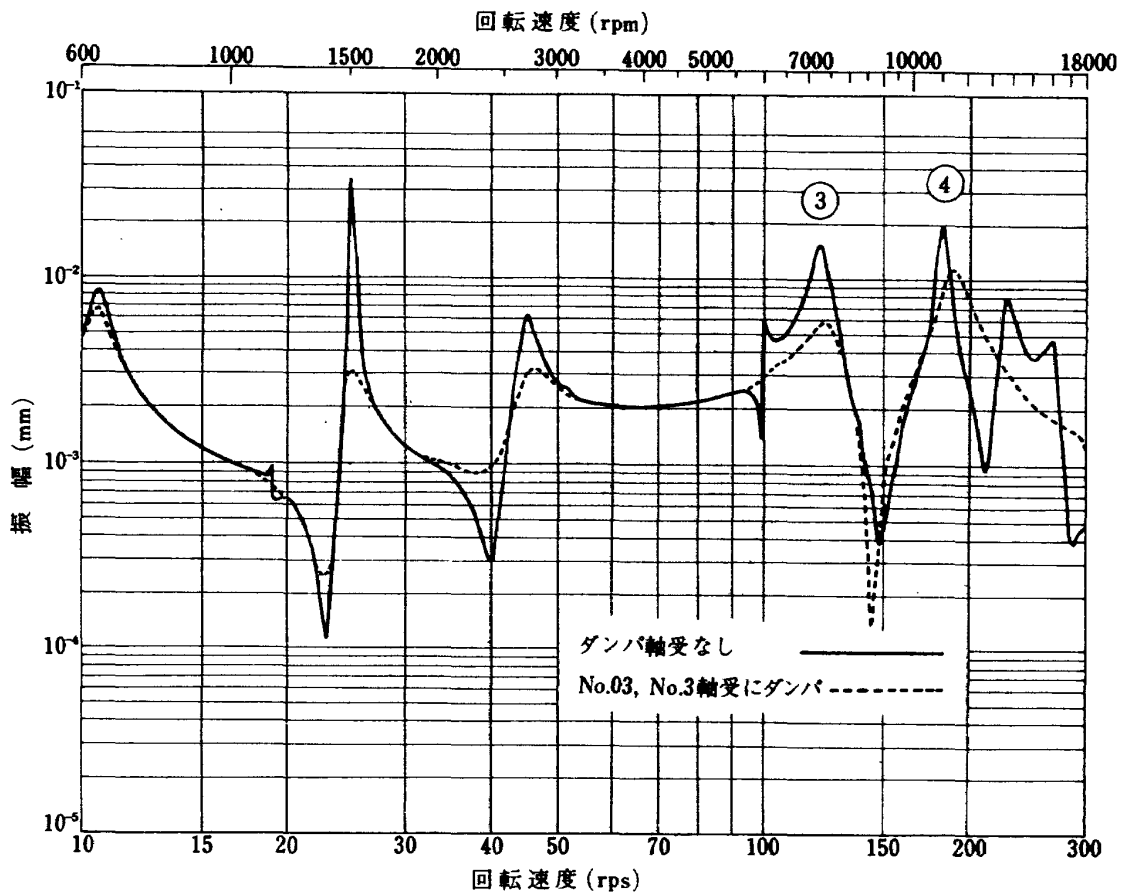


(b) 高圧ロータのつりあいによる振動

図3 FJR710/10のつりあい応答 (フロントマウント垂直方向振幅)

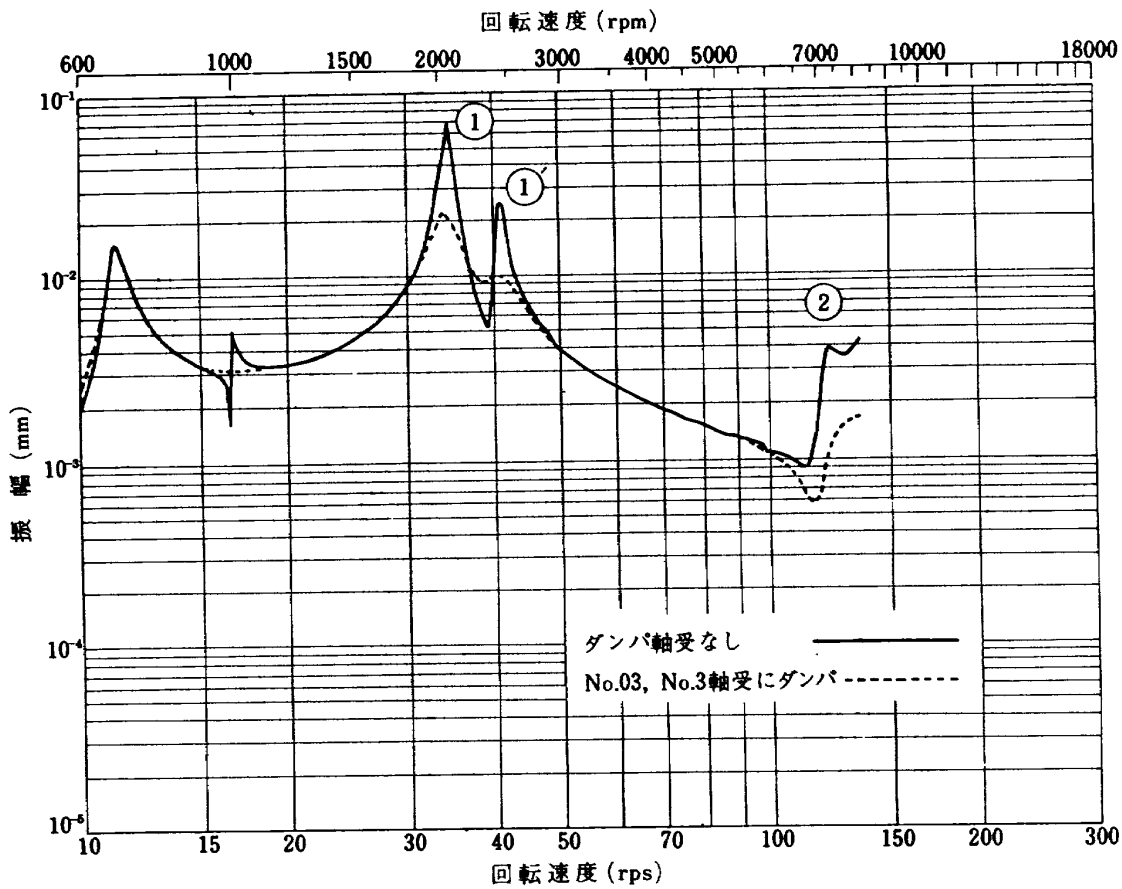


(a) 低圧ロータのつりあいによる振動

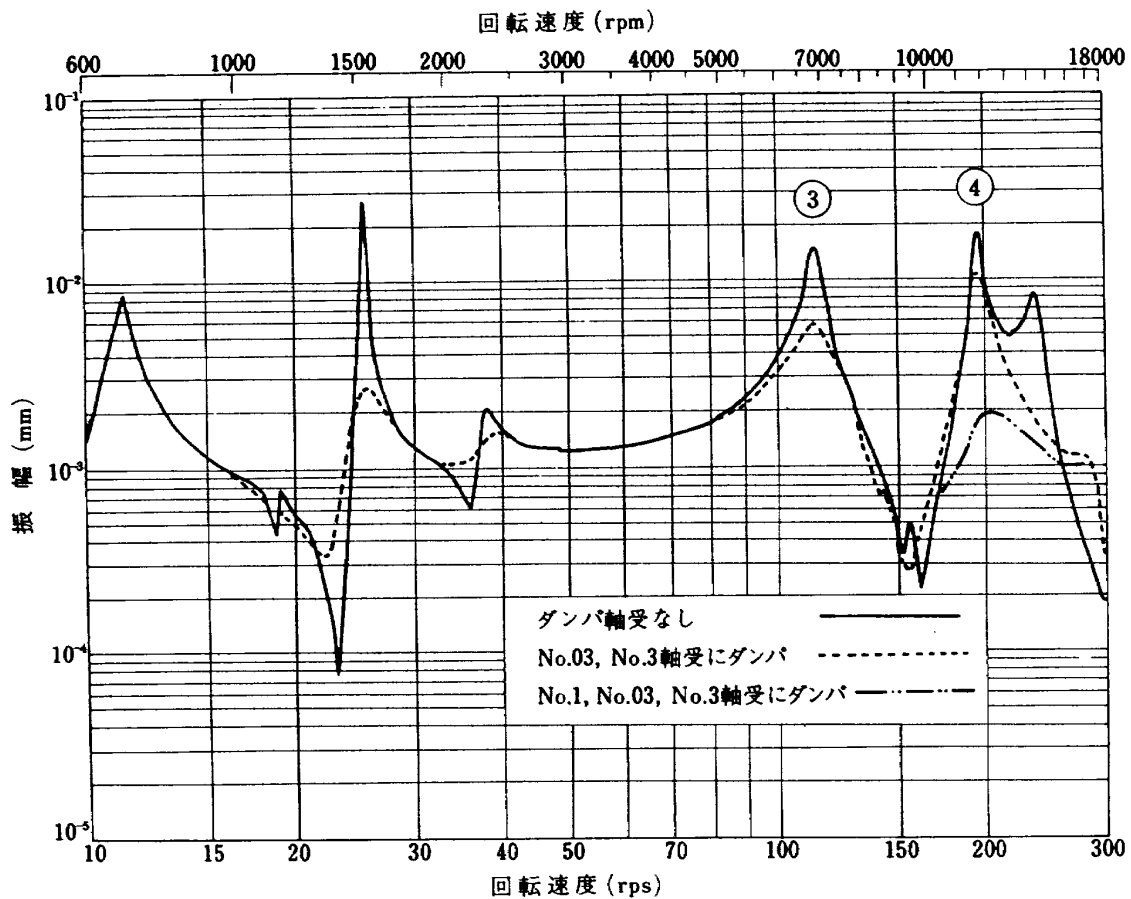


(b) 高圧ロータのつりあいによる振動

図4 FJR710/20のつりあい応答 (フロントマウント垂直方向振幅)



(a) 低圧ロータのつりあいによる振動



(b) 高圧ロータのつりあいによる振動

図5 FJR710/600のつりあい応答(フロントマウント垂直方向振幅)



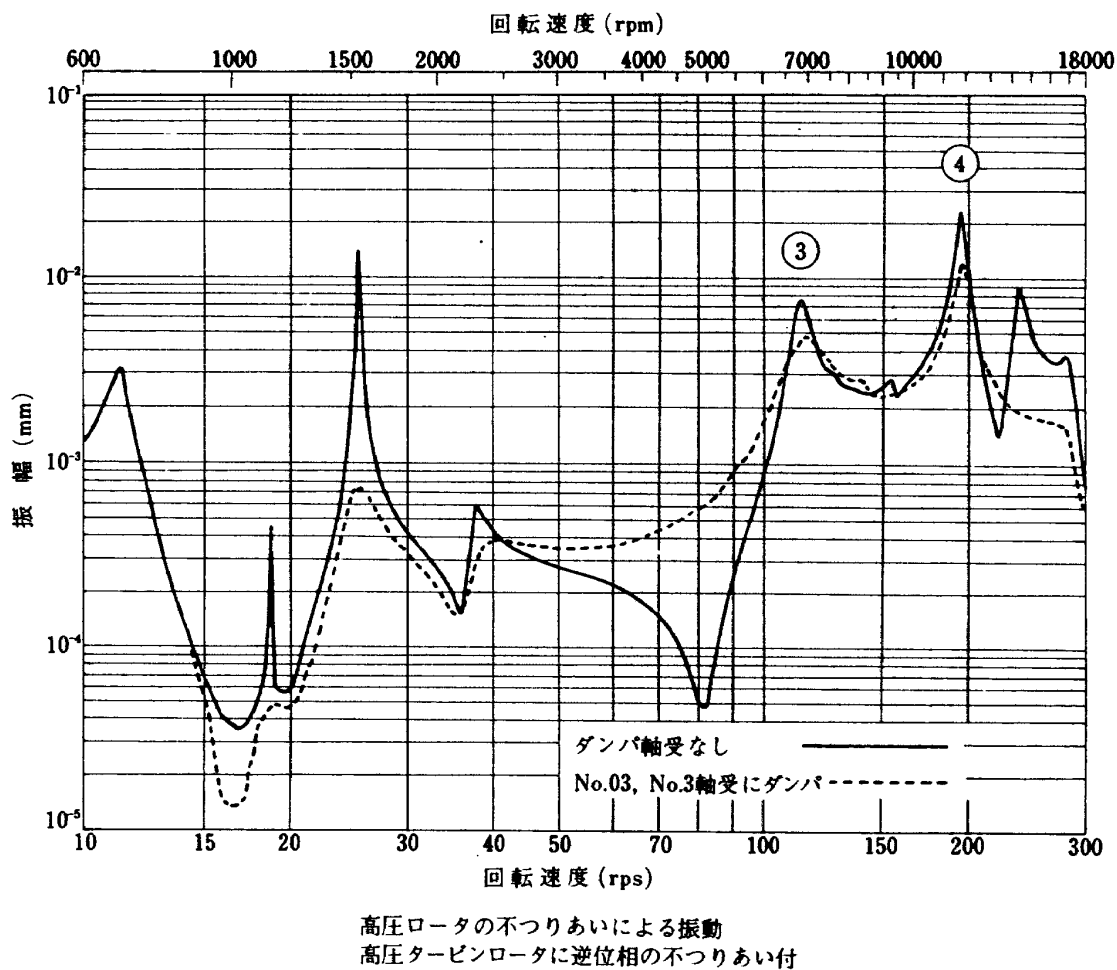


図 6 FJR710/600のつりあい応答 (フロントマウント垂直方向振幅)

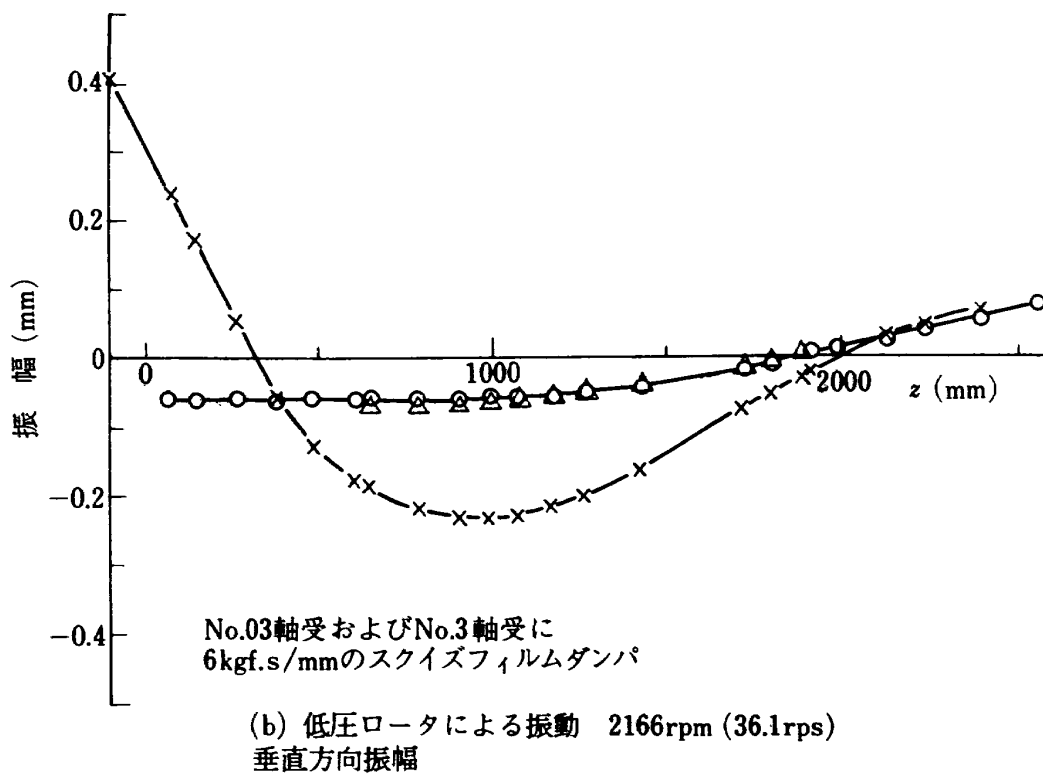
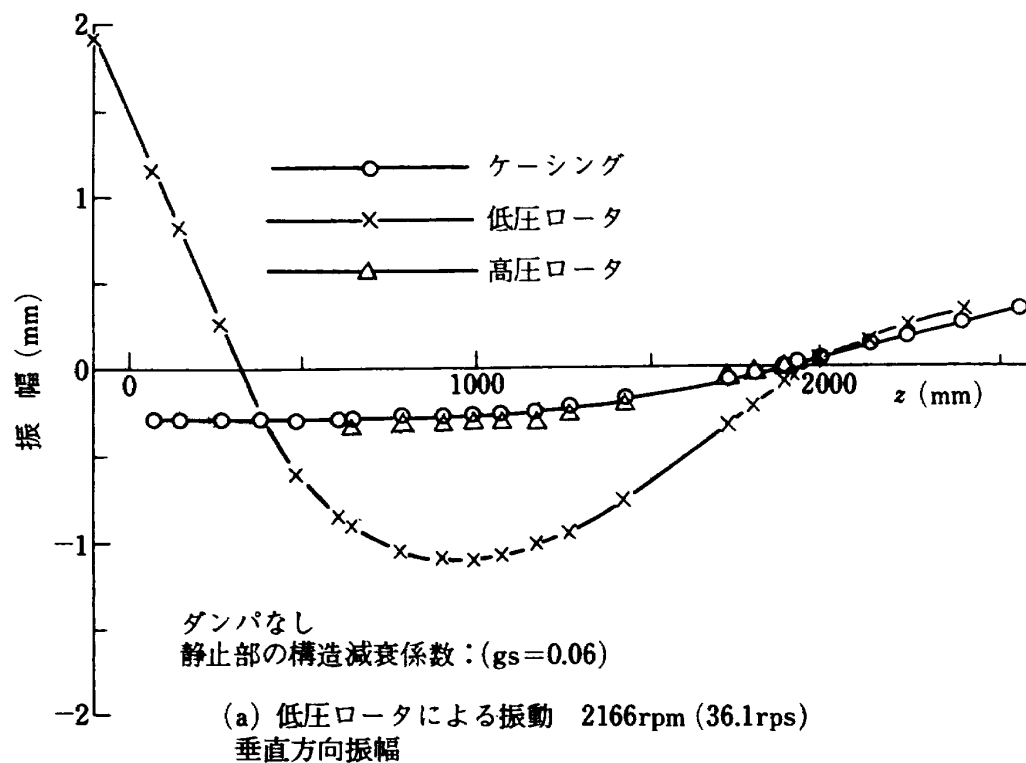


図7 FJR710/10の振動モード①

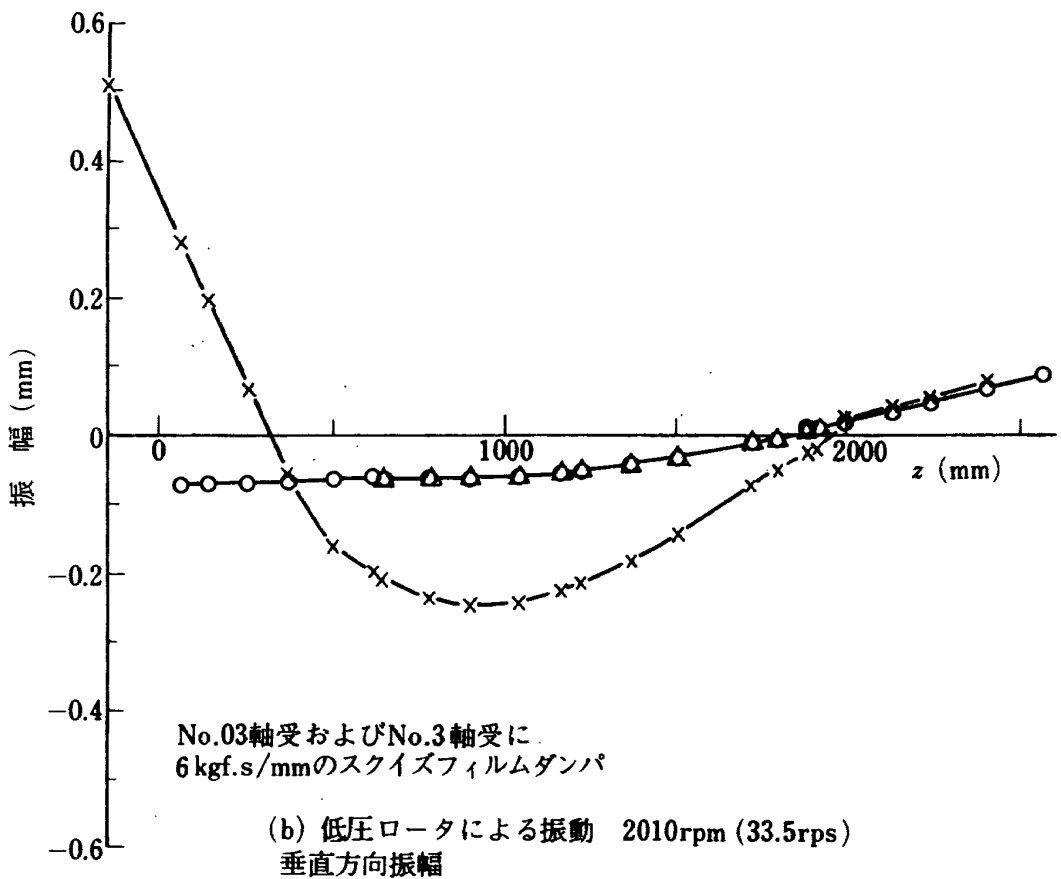
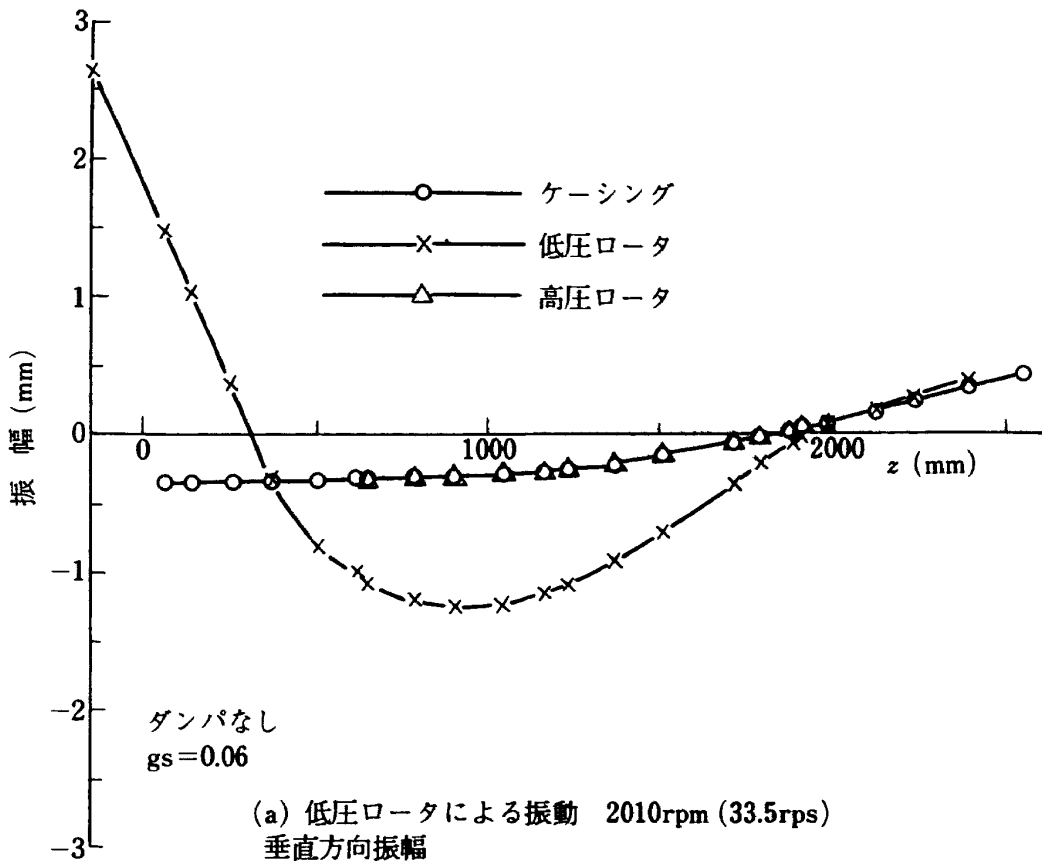
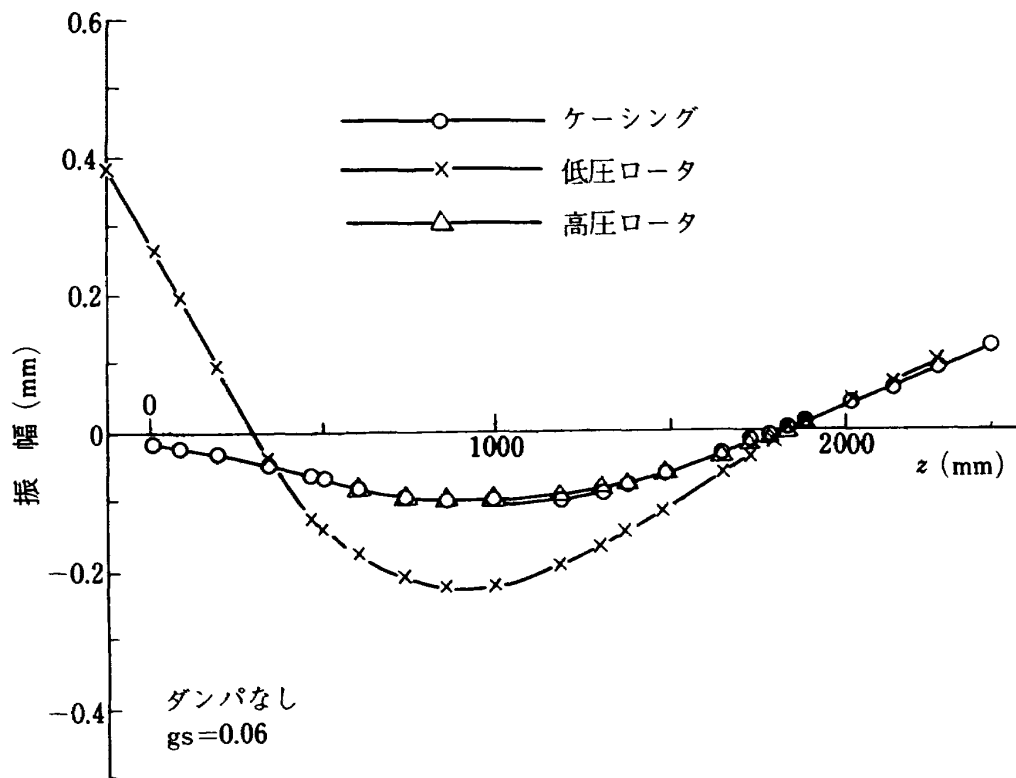
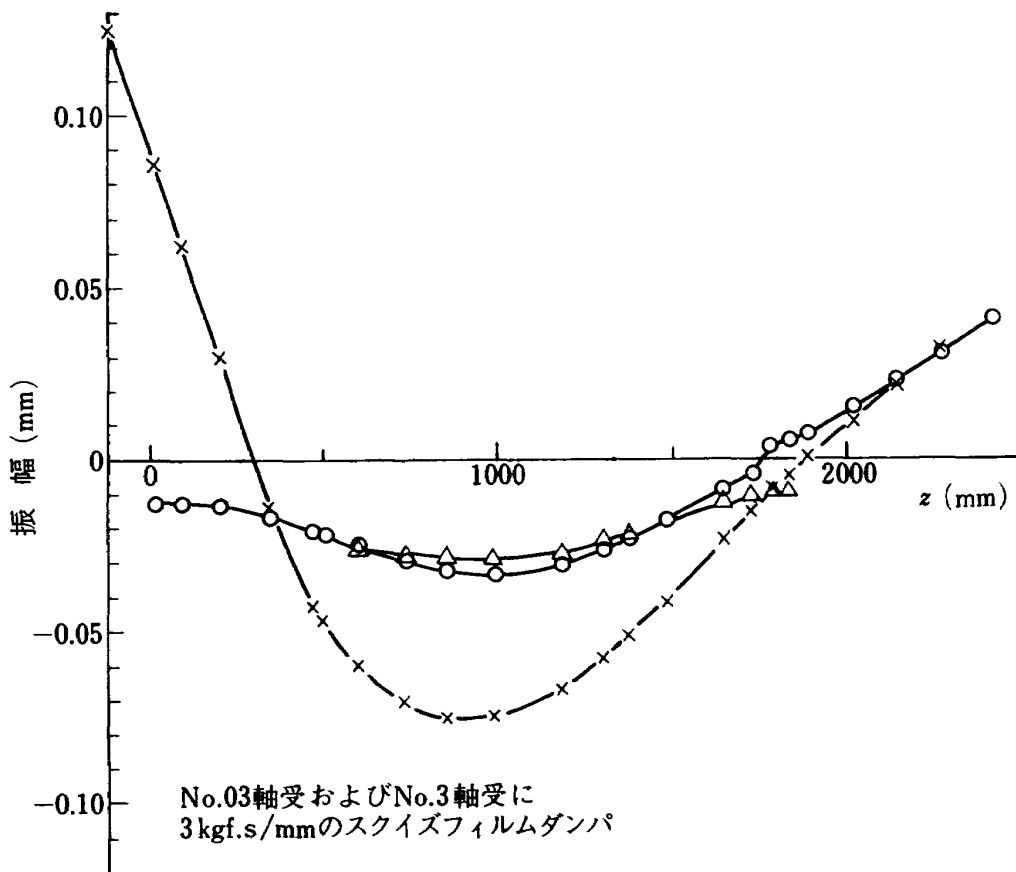


図8 FJR710/20の振動モード①



(a) 低圧ロータによる振動 2064rpm (34.4 rps)  
垂直方向振幅



(b) 低圧ロータによる振動 2040rpm (34.0 rps)  
垂直方向振幅

図9 FJR710/600の振動モード①

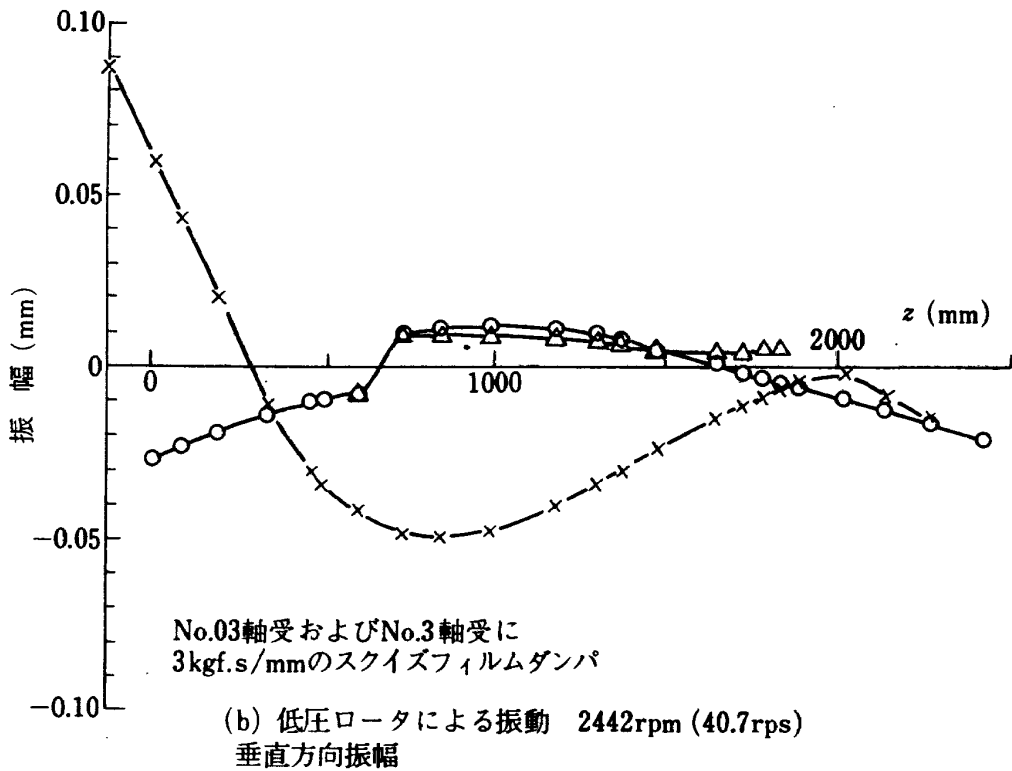
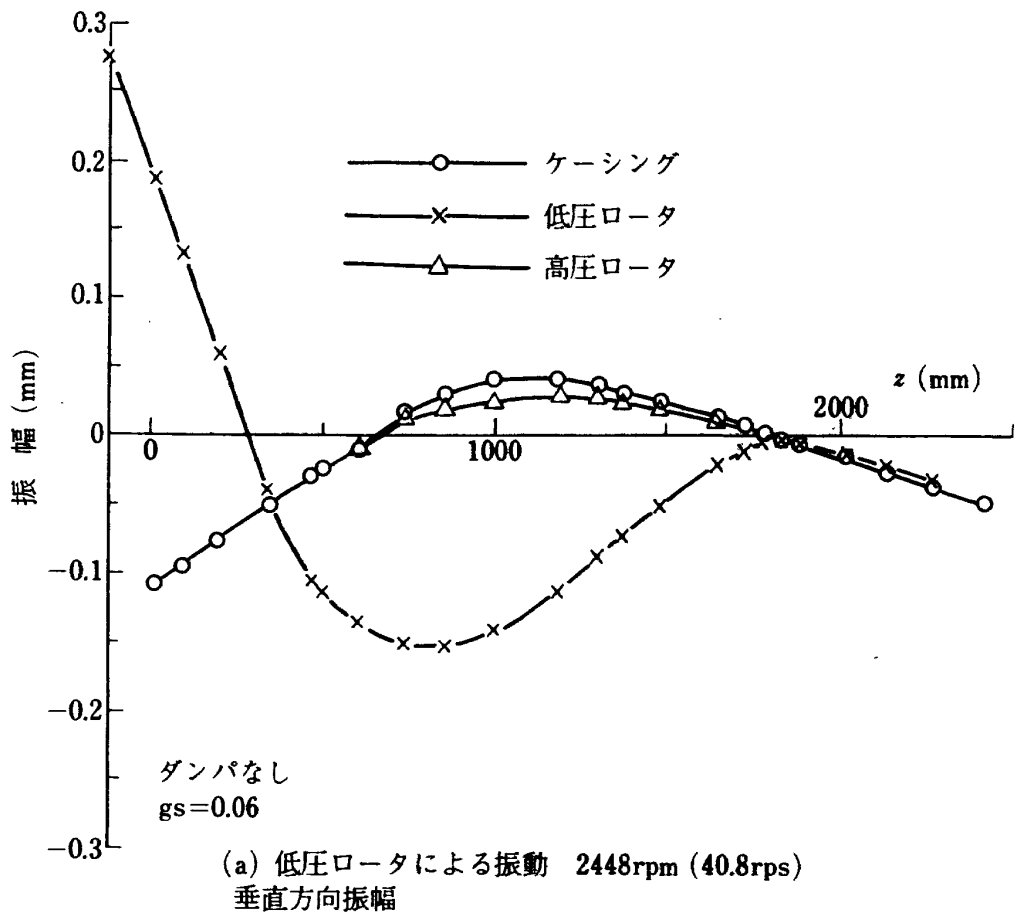
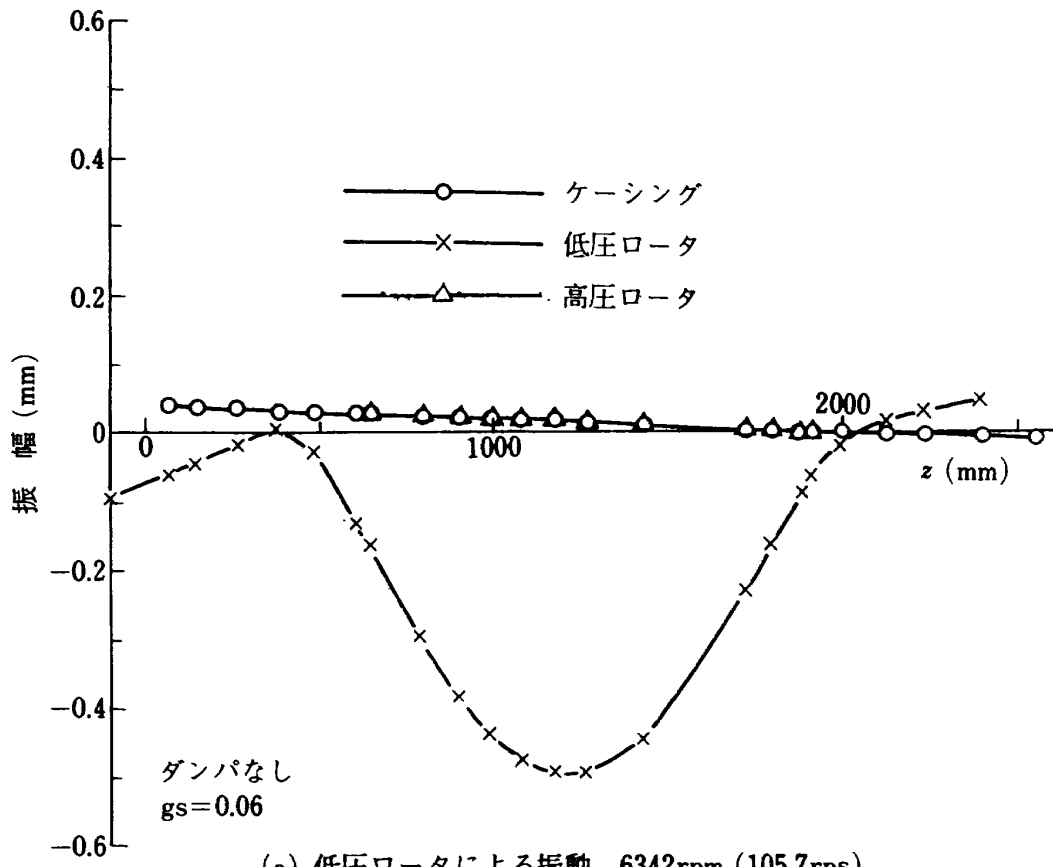
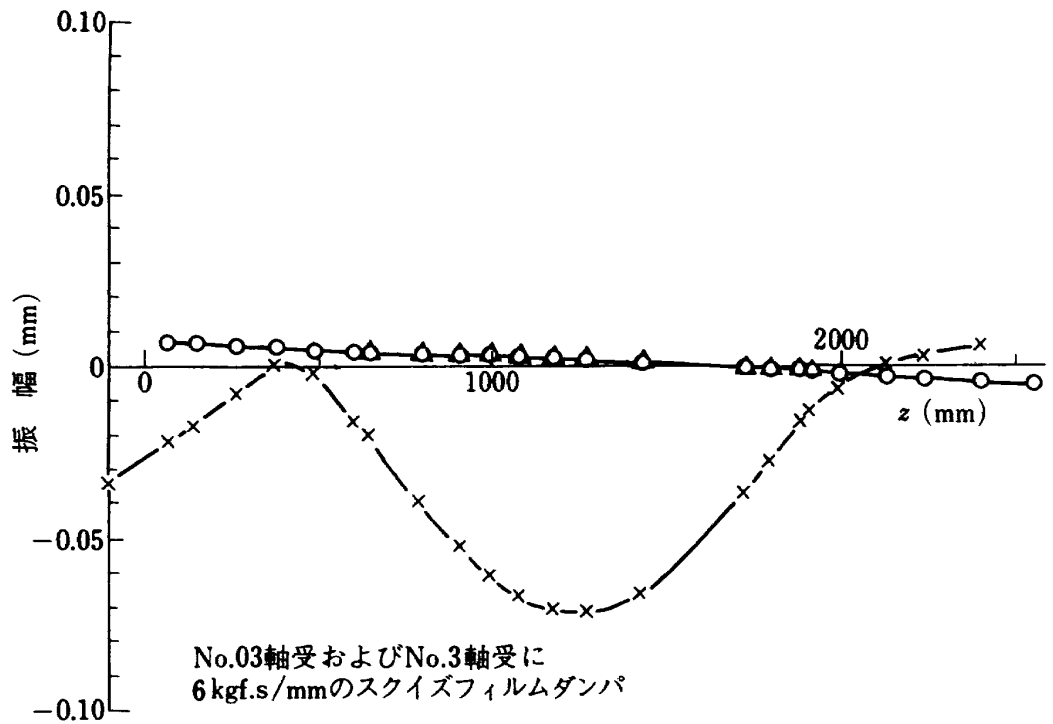


図10 FJR710/600の振動モード①'



(a) 低圧ロータによる振動 6342rpm (105.7rps)  
垂直方向振幅



(b) 低圧ロータによる振動 6420rpm (107.0rps)  
垂直方向振幅

図11 FJR710/10の振動モード②

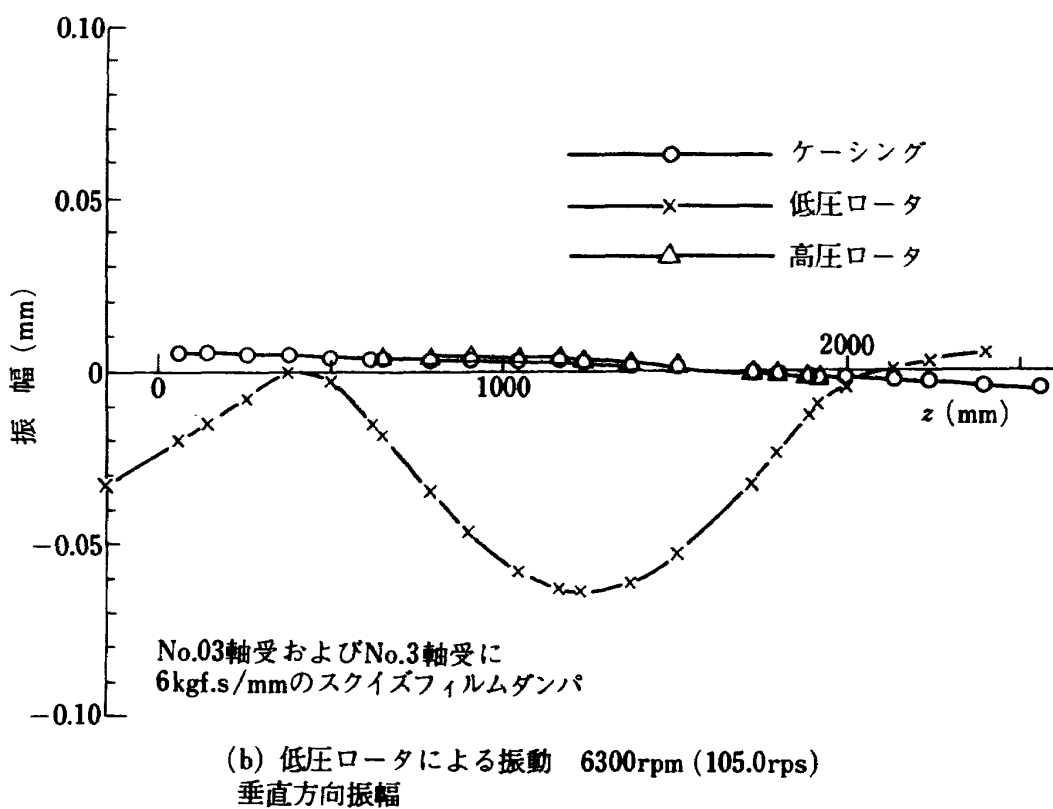
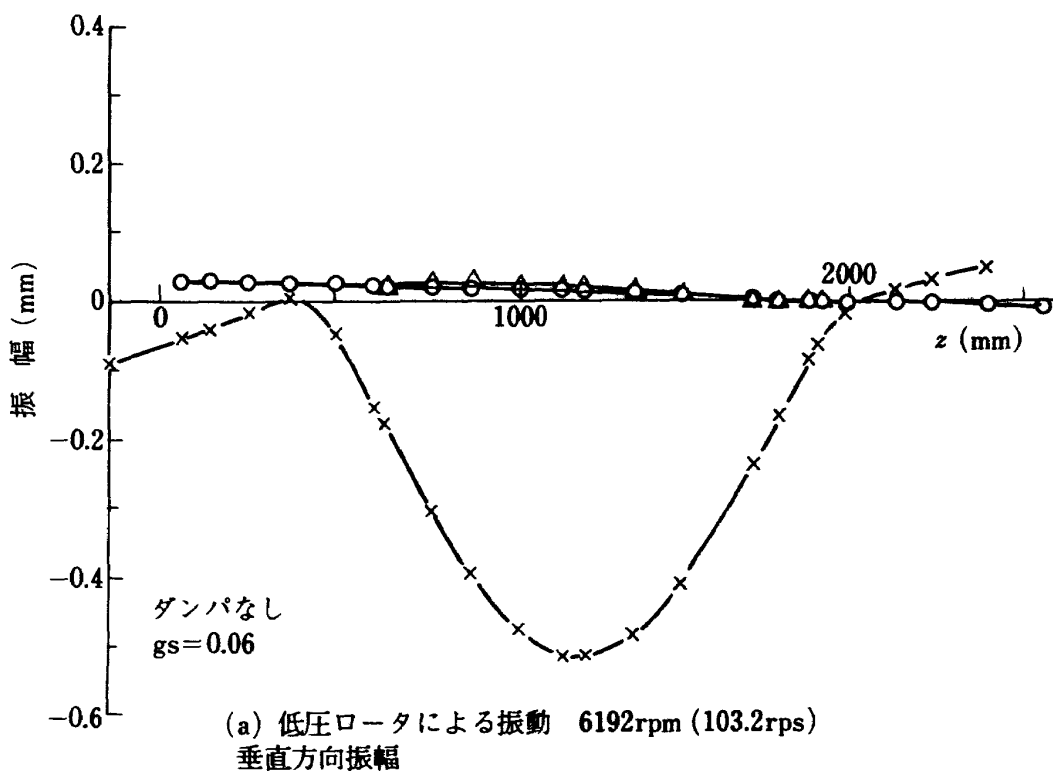


図12 FJR710/20の振動モード②

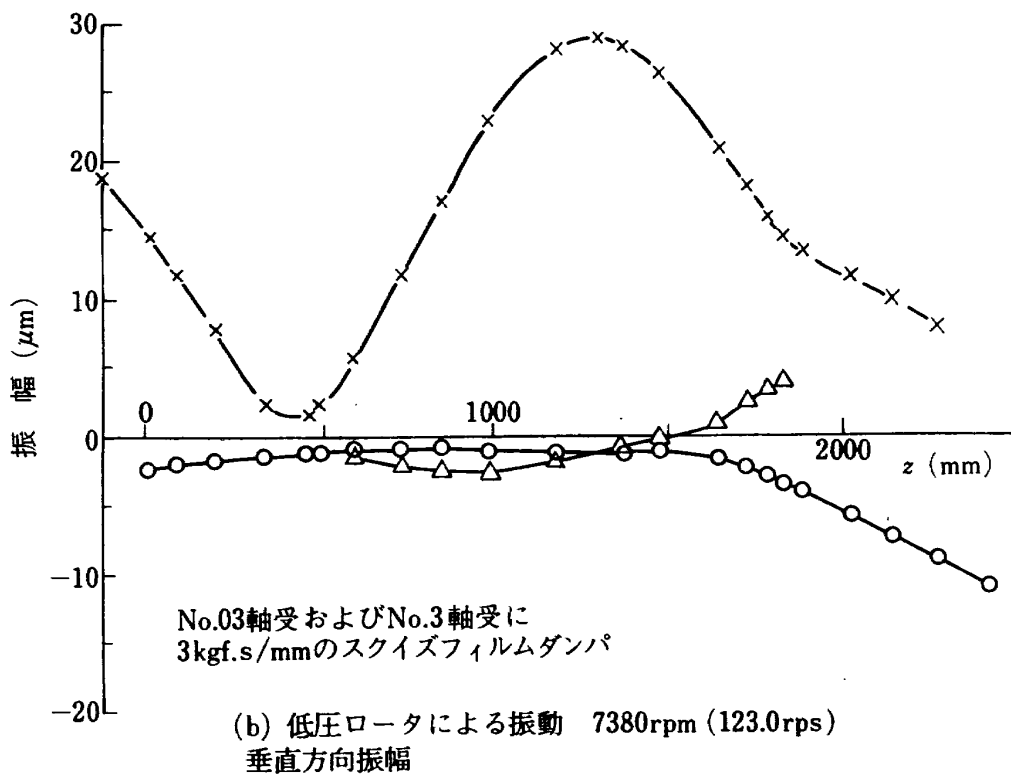
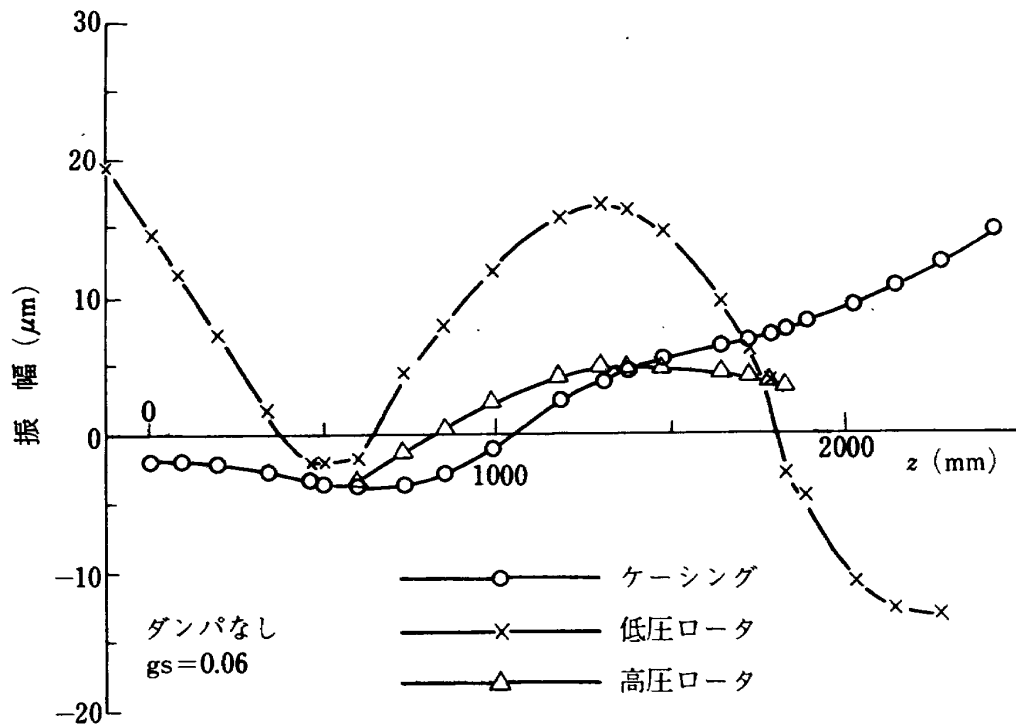


図13 FJR710/600の振動モード②



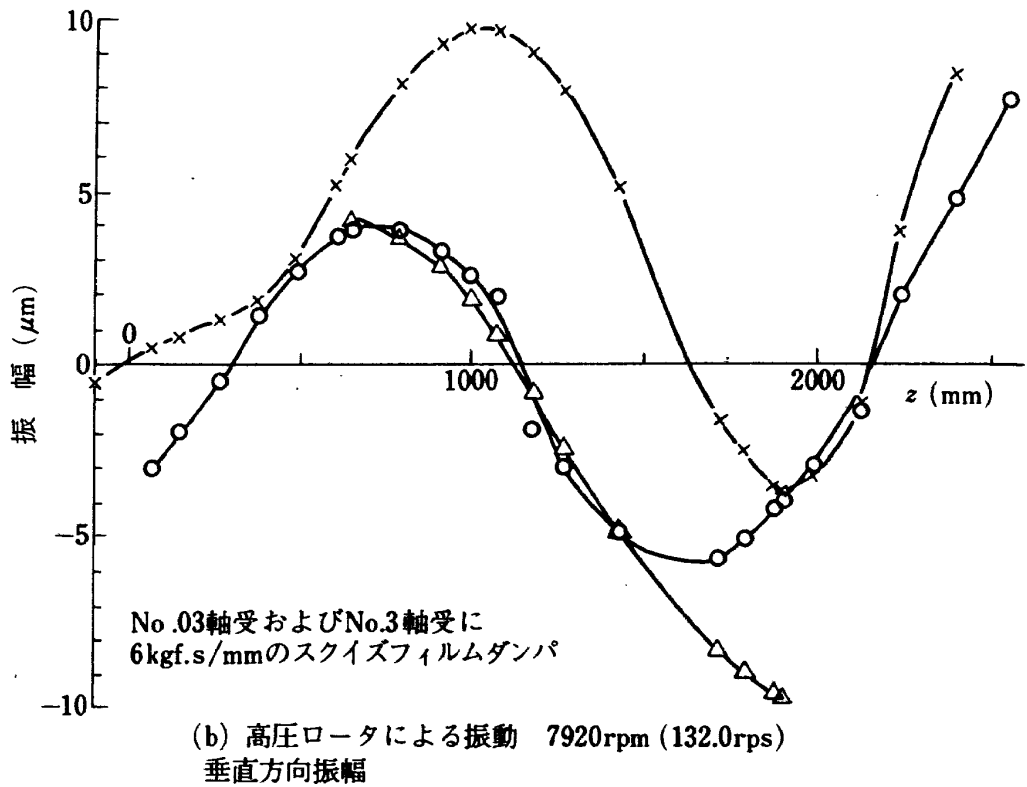
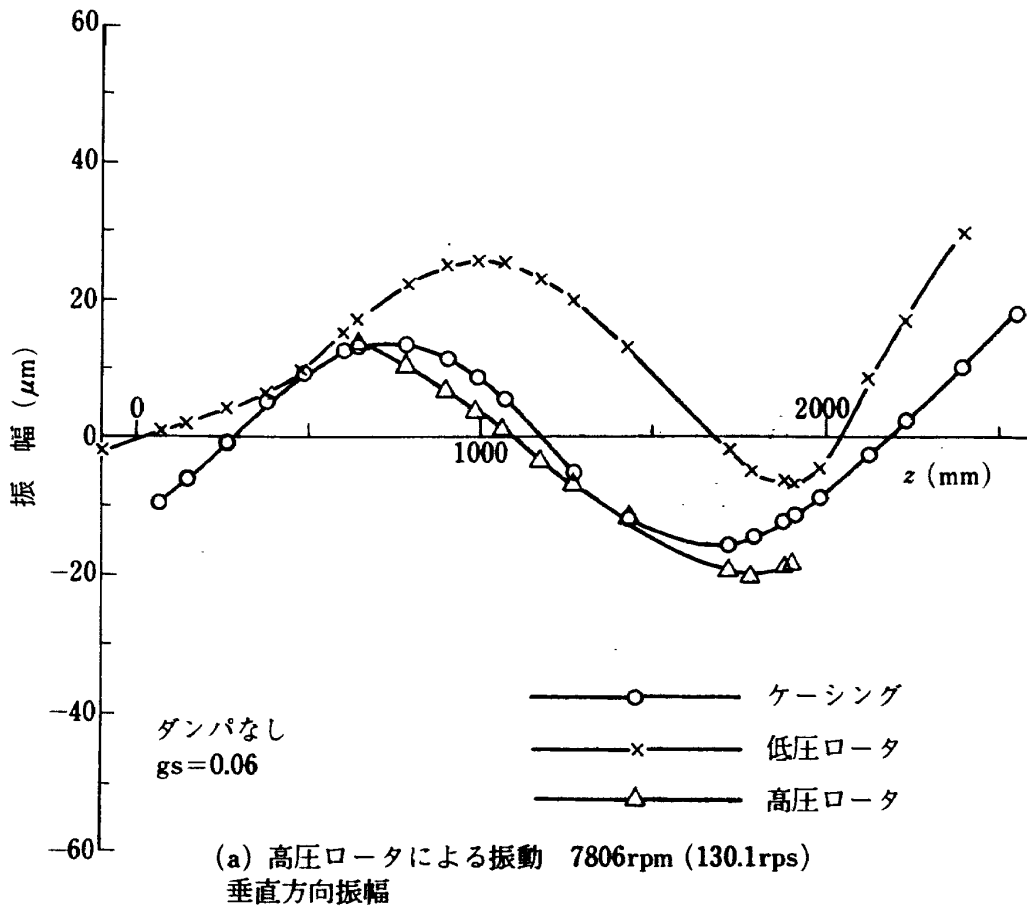


図14 FJR710/10の振動モード③

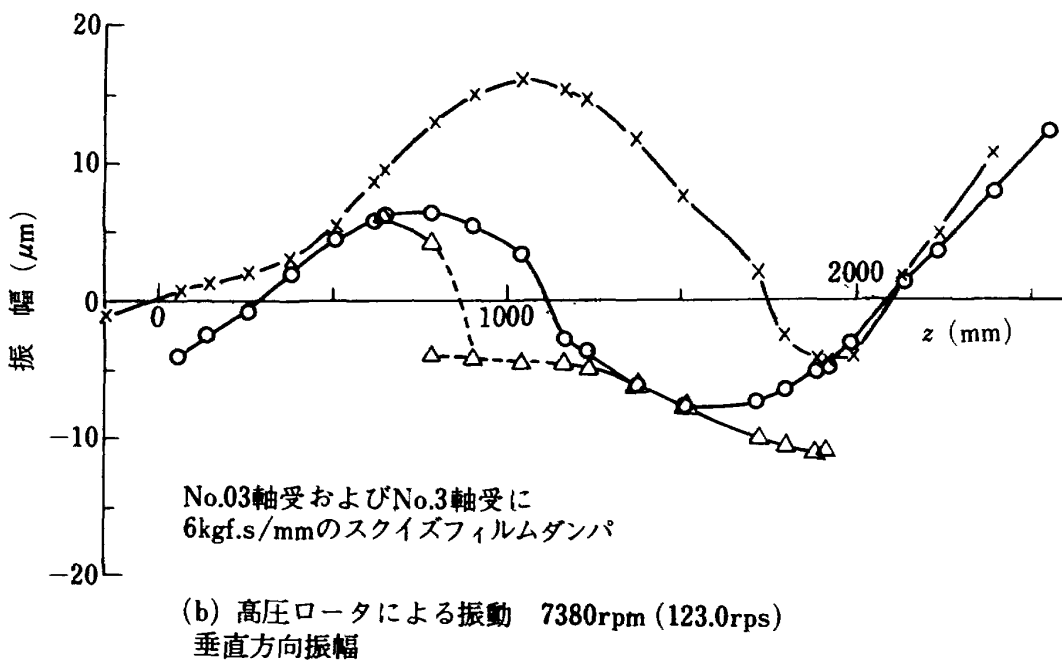
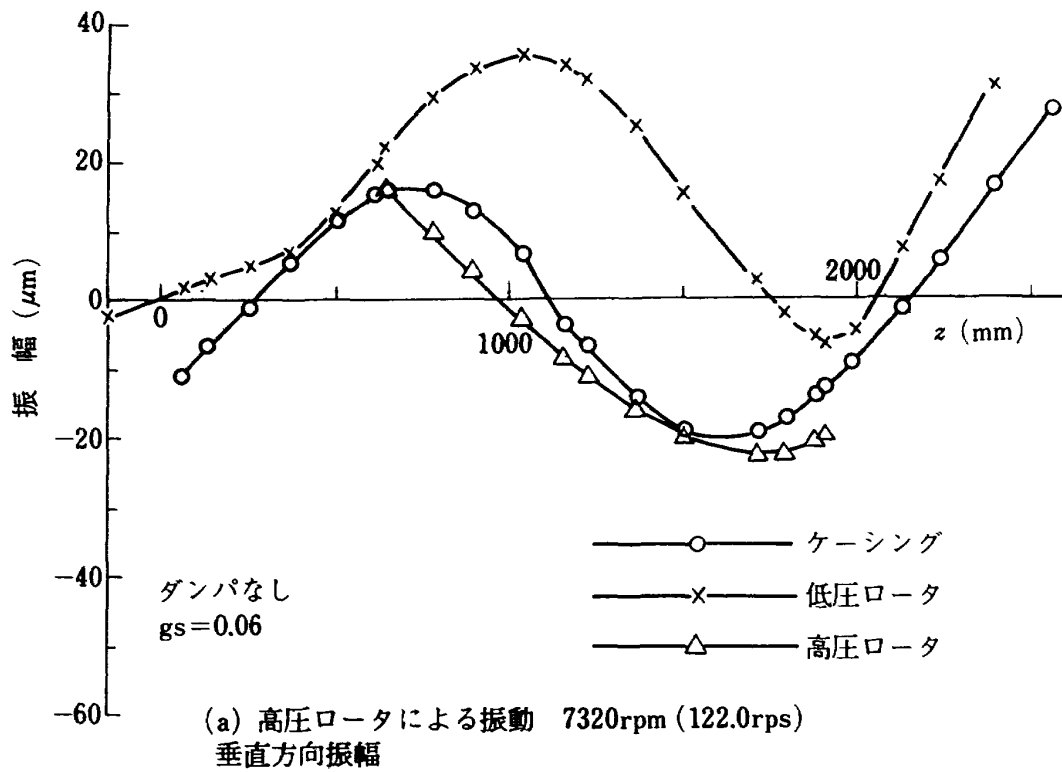
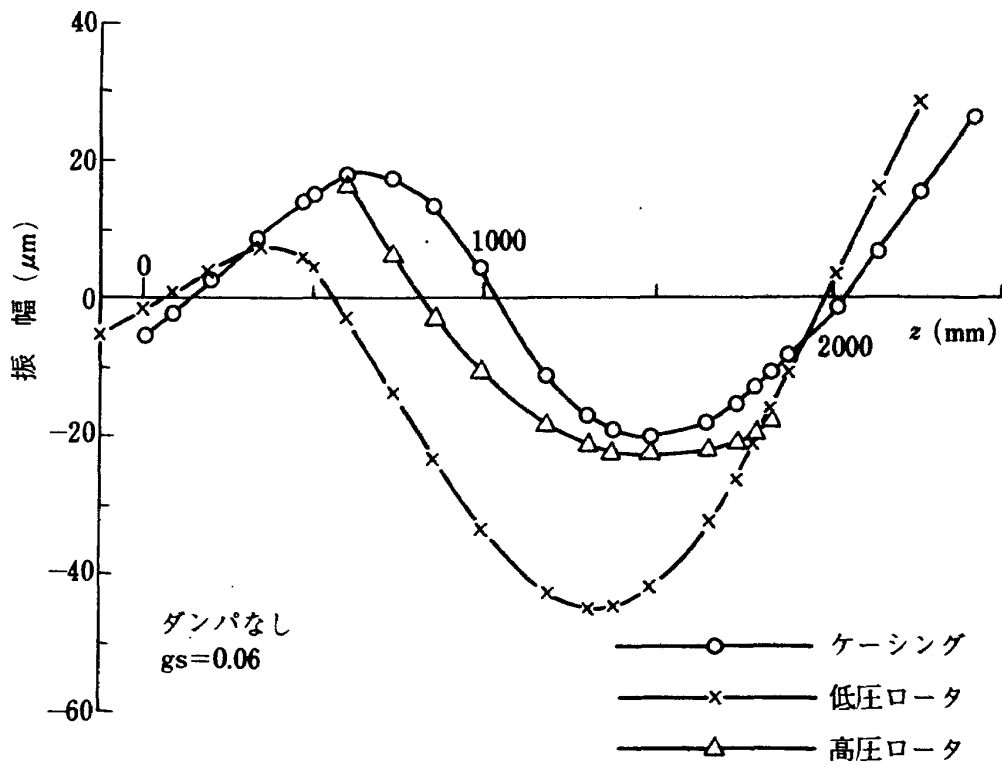
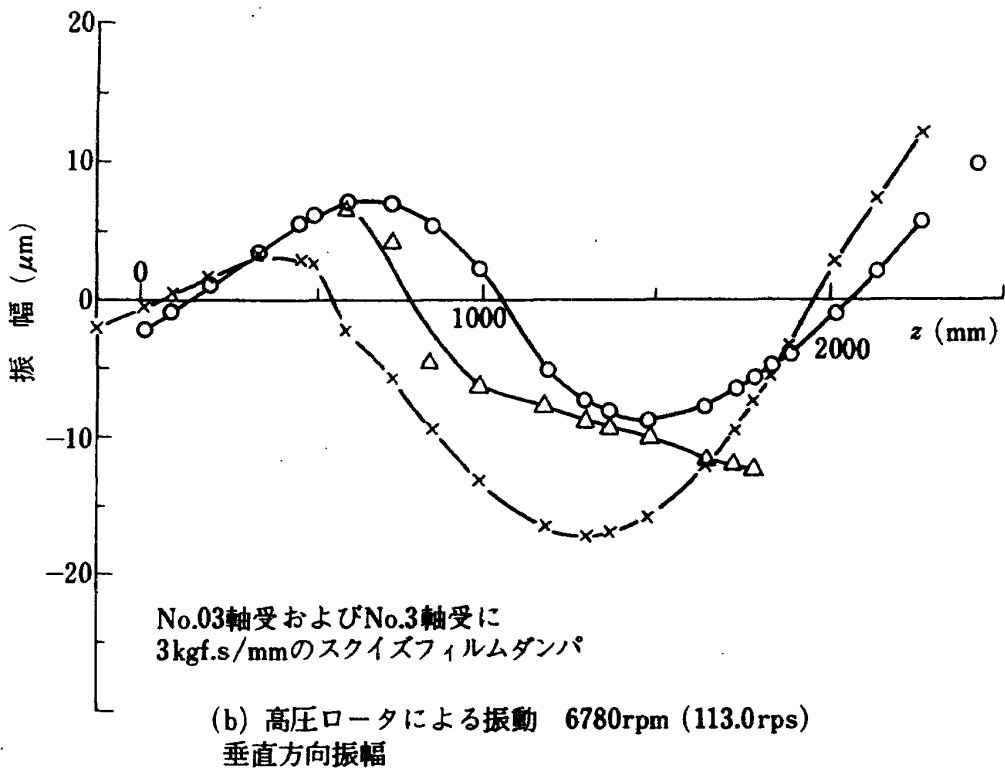


図15 FJR710/20の振動モード③

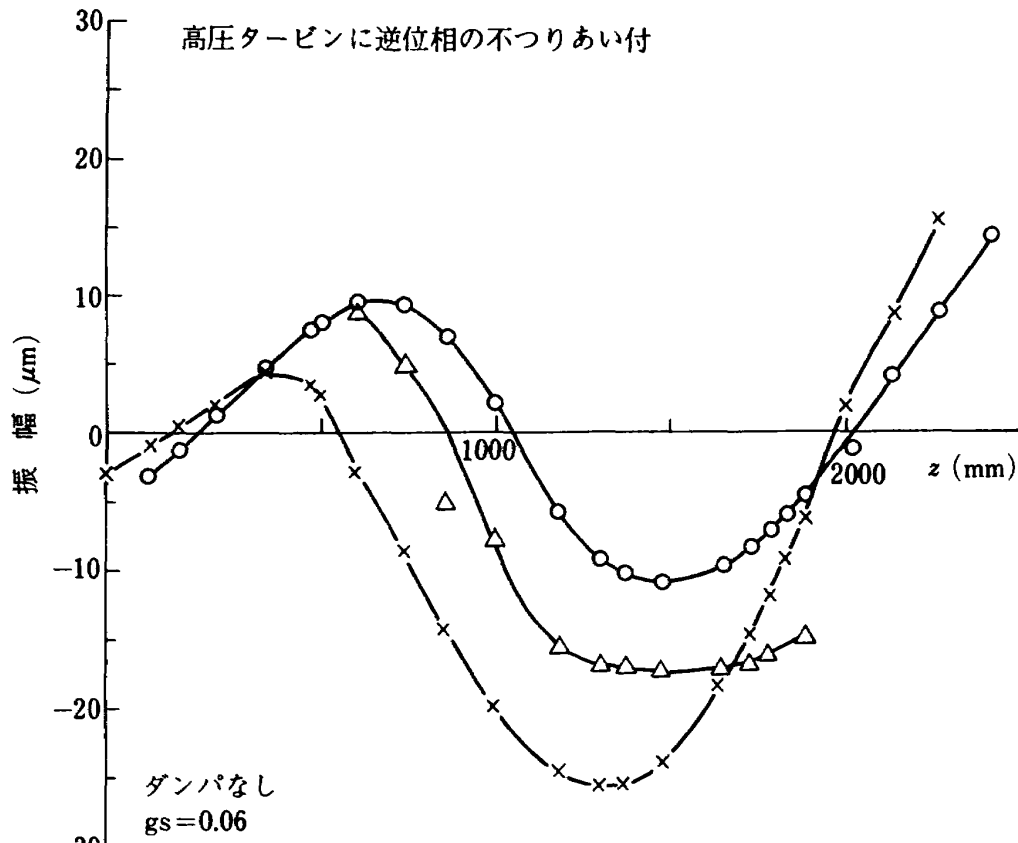


(a) 高圧ロータによる振動 6768rpm (112.8rps)  
垂直方向振幅

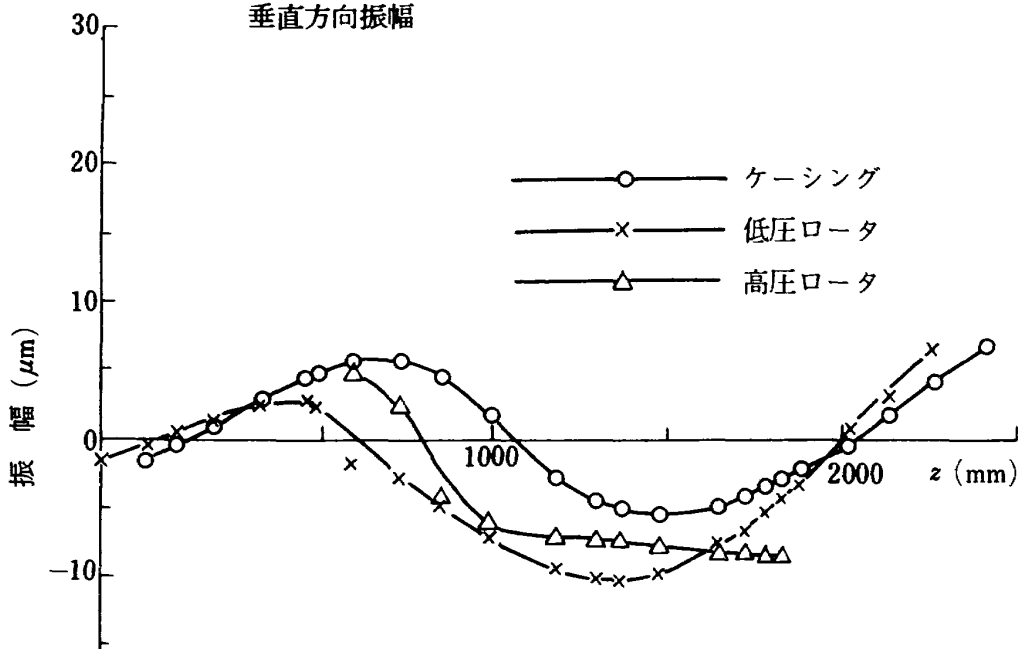


(b) 高圧ロータによる振動 6780rpm (113.0rps)  
垂直方向振幅

図16 FJR710/600の振動モード③



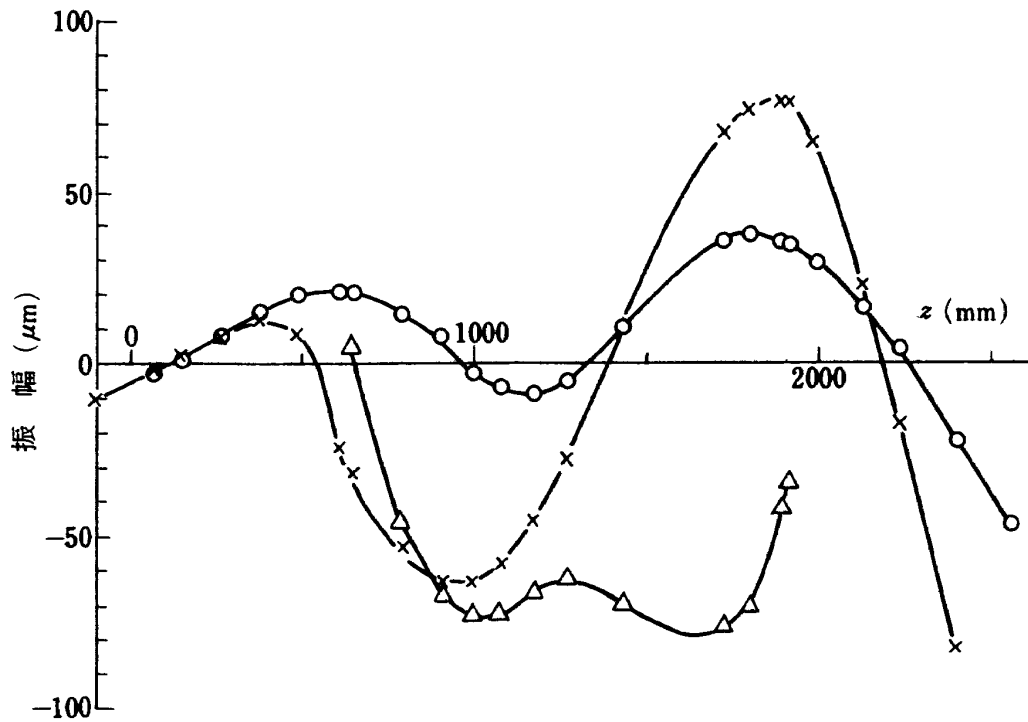
(a) 高圧ロータによる振動 6768rpm (112.8rps)  
垂直方向振幅



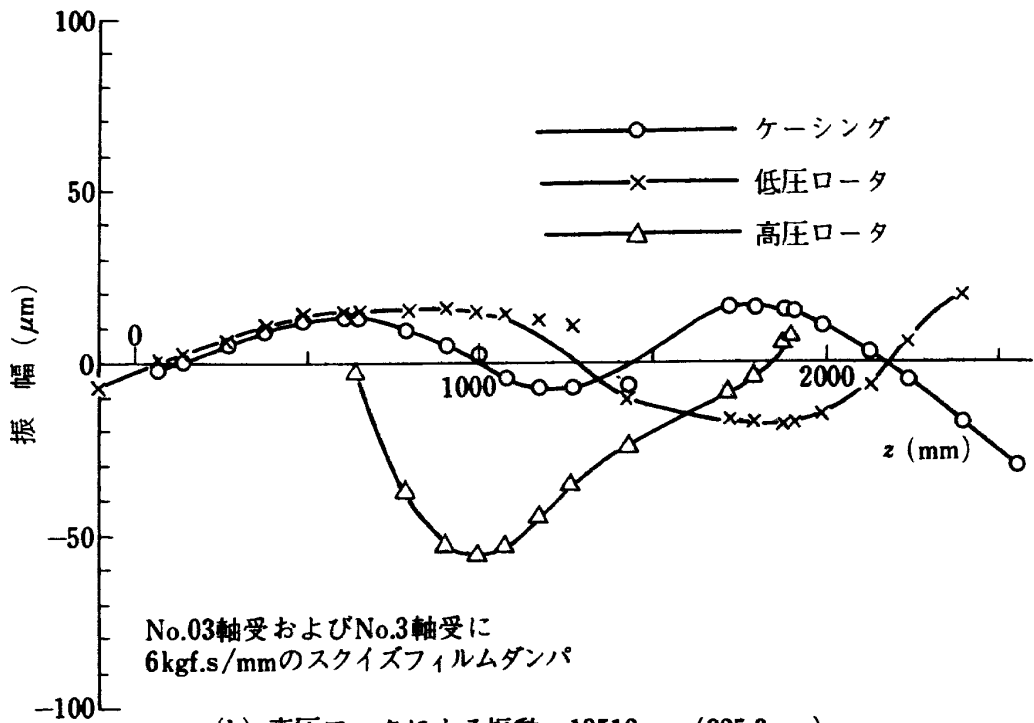
No.03軸受およびNo.3軸受に  
3kgf.s/mmのスライズフィルムダンパ

(b) 高圧ロータによる振動 6780rpm (113.0rps)  
垂直方向振幅

図17 FJR710/600の振動モード③



(a) 高圧ロータによる振動 13500rpm (225.0rps)  
垂直方向振幅



No.03軸受およびNo.3軸受に  
6kgf.s/mmのスライズフィルムダンパ

(b) 高圧ロータによる振動 13518rpm (225.3rps)  
垂直方向振幅

図18 FJR710/10の振動モード④

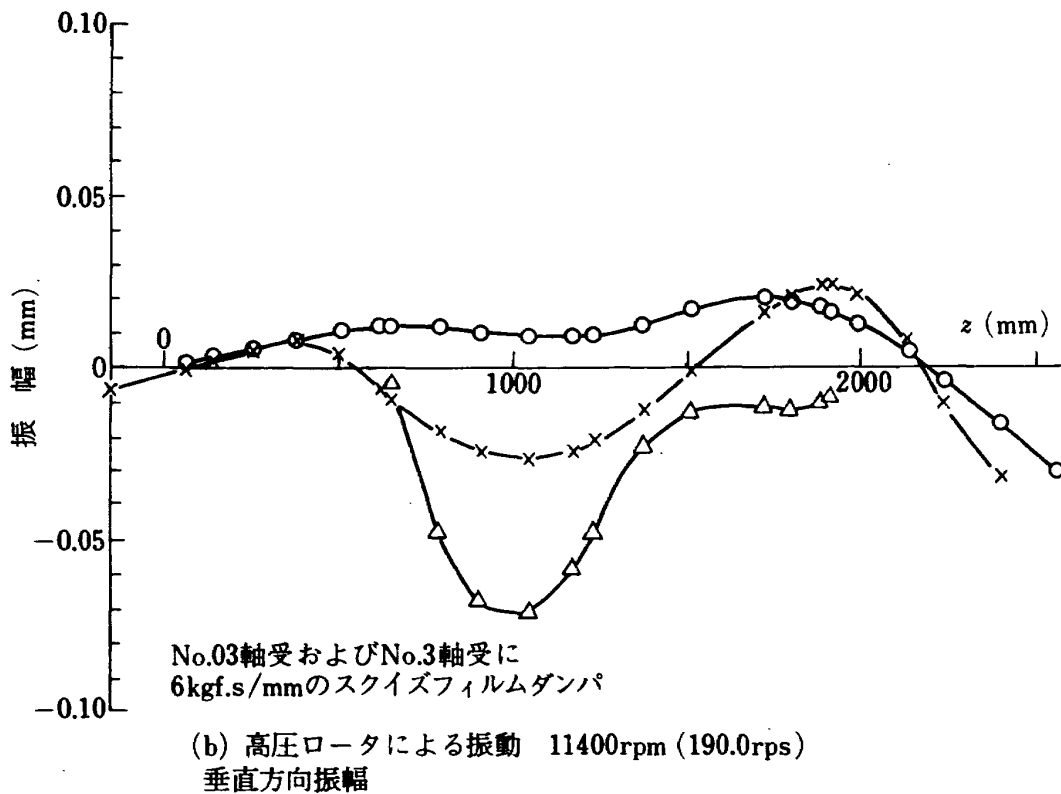
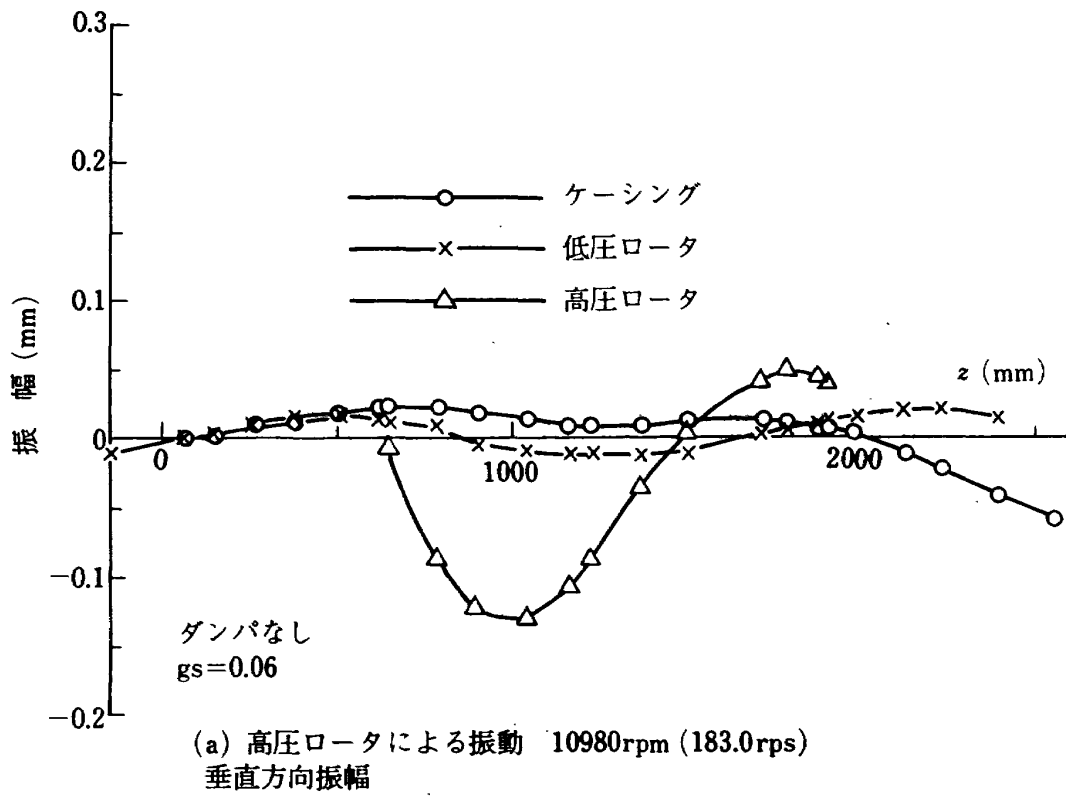


図19 FJR710/20の振動モード④

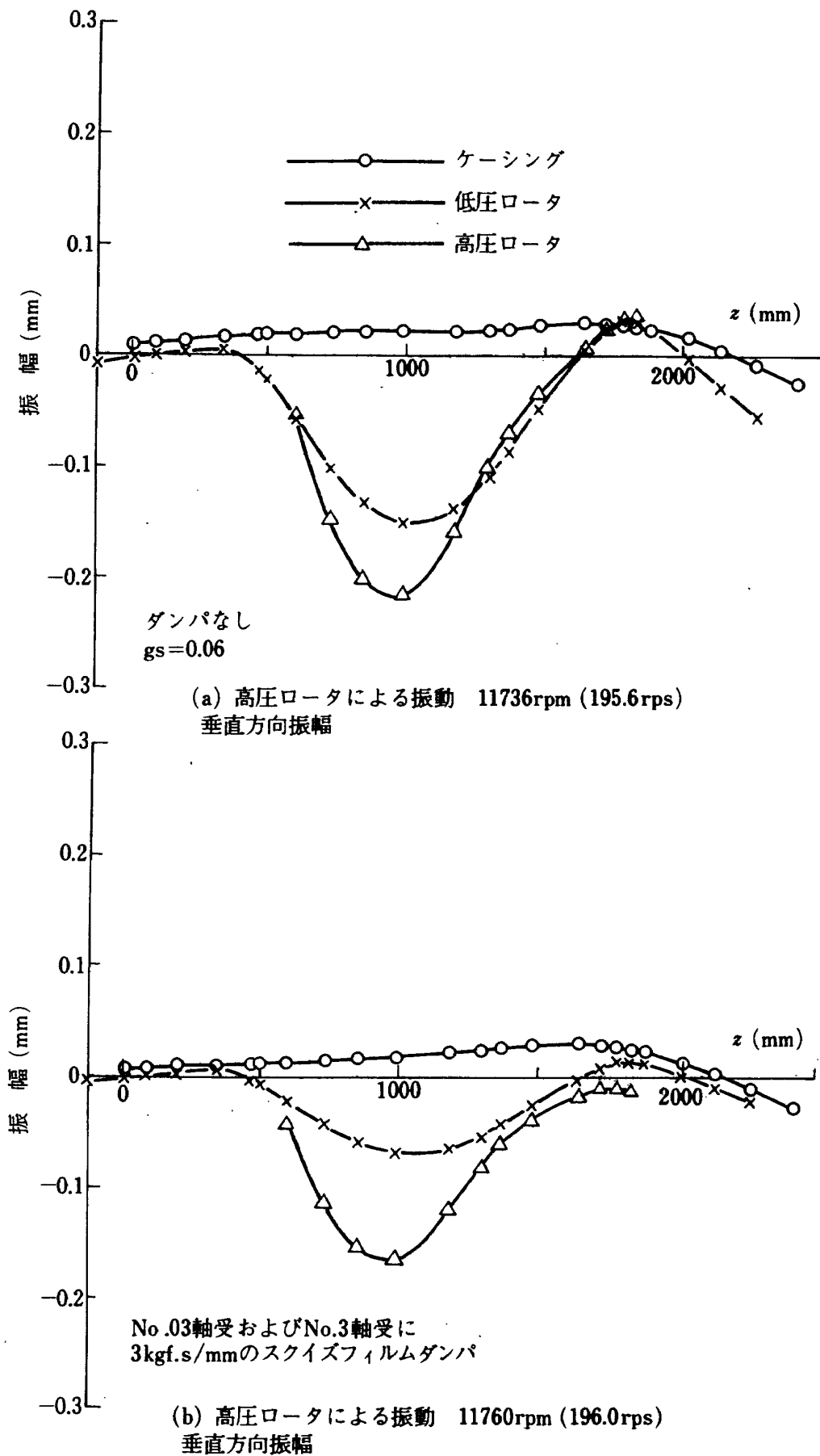


図20 FJR710/600の振動モード④

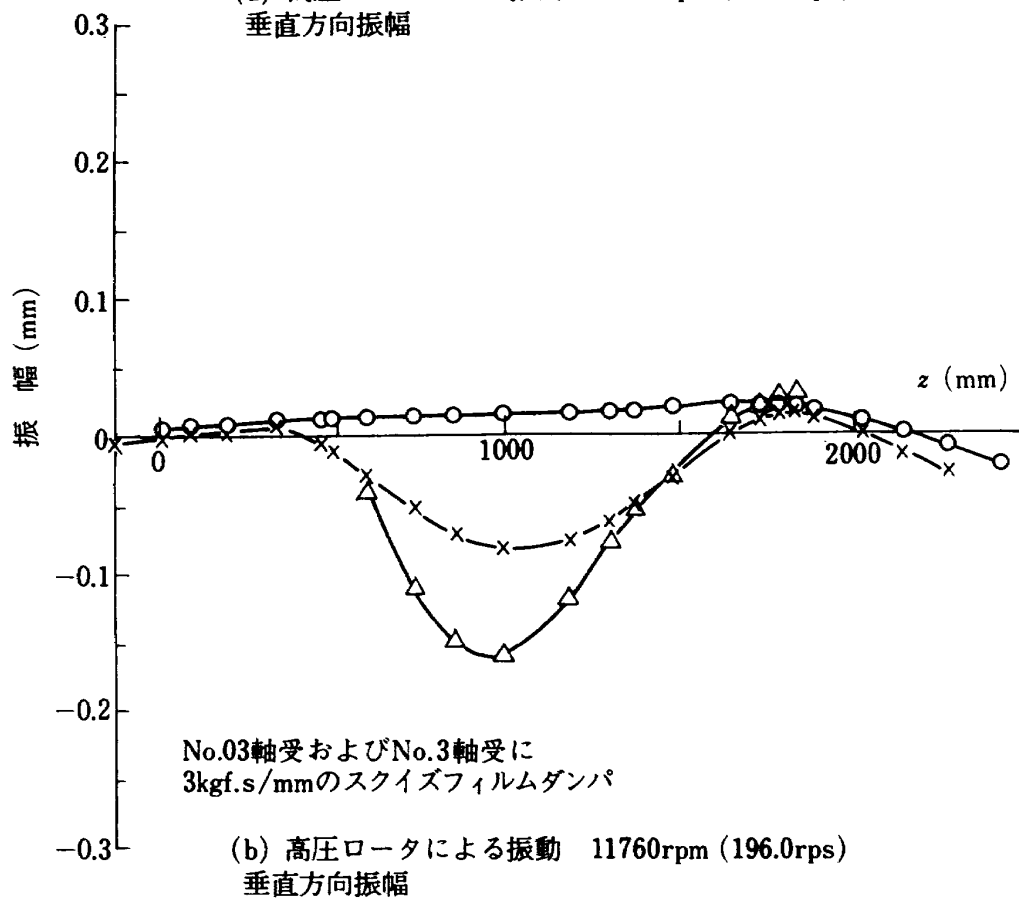
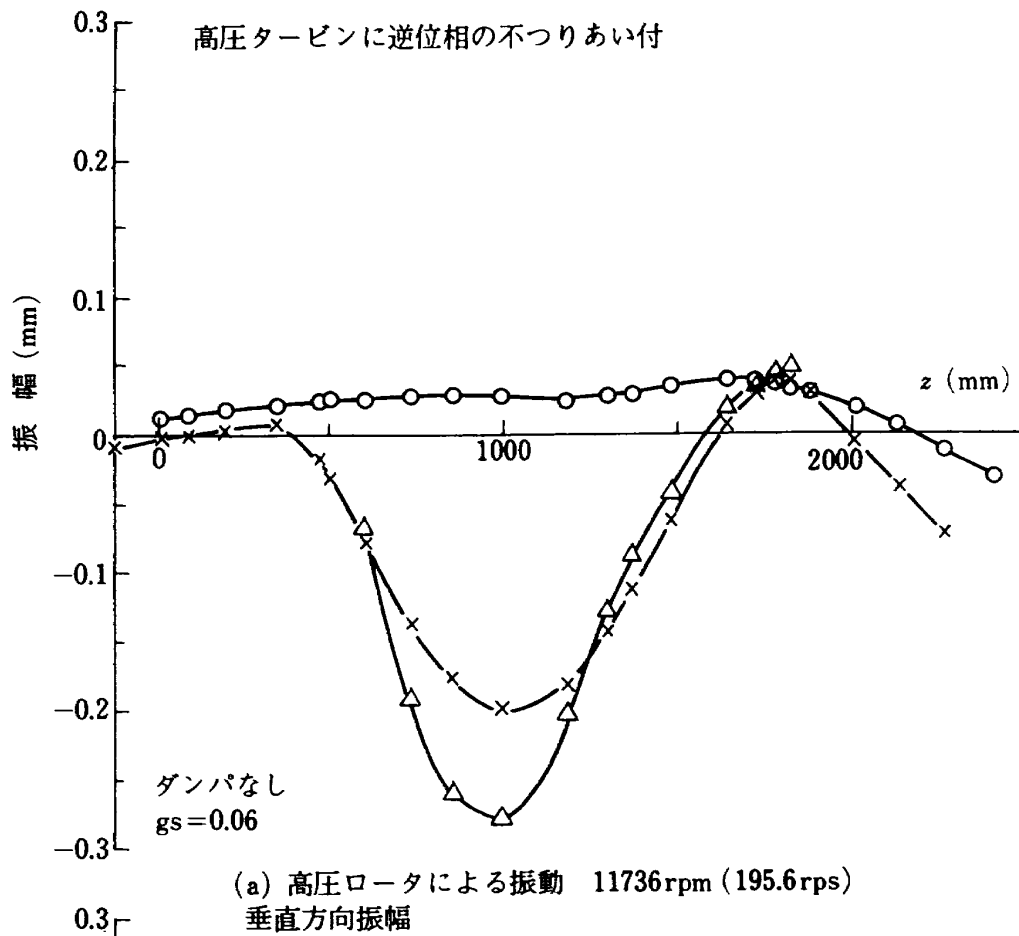


図21 FJR710/600の振動モード



---

## 航空宇宙技術研究所資料465号

昭和57年6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 株式会社三興印刷  
東京都新宿区信濃町12 三河ビル

---

