

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-329

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 —

宮地 敏雄・小河 昭紀
星谷 昌二・祖父江 靖

1973 年 7 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

- TR-311 界面最大引張り応力基準での固体推進剤での降伏曲面 (三次元) について
On a Failure Criterion of a Solid Propellant under Tri-axial Stress Fields 1973年3月 遠藤修司, 河田幸三
- TR-312 最適制御理論を応用したフレア制御系について
Simulation Study on Flare Control System by Optimization Theory 1973年3月 渡辺 顯, 堀川勇壮
- TR-313 BTE 翼型の遷音速二次元翼列についての一実験
Experimental Investigation of Two-Dimensional Cascade Performances with Blunt Trailing Edge Blade Sections at Transonic Inlet Mach Number Range 1973年3月 坂口 一, 近藤 博
高森 晋, 岩下敬吾
- TR-314 低アスペクト比後退角平板翼の遷音速フラッタ特性におよぼす翼端付加質量の重心位置の影響
Some Effects of Center of Gravity Locations of Added Mass on Transonic Flutter Characteristics of Low Aspect Ratio and Sweptback Thin Cantilever Wing 1973年3月 中井 暎一, 森田甫之
菊池孝男, 東久保正年
高橋 実
- TR-315T Natural Vibration and Flutter of Cylindrically Curved Panels Apr. 1973 Yuji Matsuzaki
- TR-316 推力中断型固体ロケット用プロペラントの組成と圧力指数の関係
Relation between the Compositional Variables and the Pressure Exponent of Controllable Solid Rocket Propellant 1973年4月 五代富文, 清水盛生
伊藤克弥, 西村久男
種村利春, 藤原 勉
- TR-317 ファンエンジンの性能に関する考察
Some Considerations on the Performance of the Fan Jet Engine 1973年5月 鳥崎忠雄, 森田光男
関根静雄
- TR-318T A Convergence theorem of nonlinear semigroups and its application to first order quasilinear equations June 1973 Tadayasu Takahashi
- TR-319 フライングテストベッド全機作動実験
—予備・第一次・第二次実験—
Ground Operation Tests of Flying Test Bed for VTOL Aircraft at National Aerospace Laboratory 1973年6月 滝澤直人, 田辺義一
渡谷昭義, 小川敏雄
藤枝敦俊, 甲斐忠夫
宮本義人, 鳥崎忠雄
小野幸一
- TR-320 地球の重力の作用下にある人工衛星の運動に関する研究—運動が長期間にわたる場合—
The Study on the Motion of an Artificial Satellite in the Earth's Gravitational Field—in the Case of the Long Maneuver of Free Orbital Motion— 1973年6月 武内澄夫
- TR-321 空冷軸流タービンの空力性能に関する研究 (第1報 空冷タービンの設計および全体性能に関する実験研究)
Cold-Air Investigation of an Air-Cooled Axial-Flow Turbine (Part 1 Turbine Design and Overall-Stage Performance without Supply of Cooling Air) 1973年12月 山本孝正, 高原北雄
能瀬弘幸, 井上重雄
臼井 弘, 三村富嗣雄
- TR-322 IC 演算増幅器を利用した乱流頻度計
Application of Intergrated Circuit Operational Amplifiers on Turbulence Intermittency Meters 1973年6月 綿貫忠晴, 佐藤淳造
- TR-323 月と太陽の引力の作用下にある地球の人工衛星の運動に関する研究
The Study on the Motion of an Artificial Earth Satellite under the Gravitational Attractino of the Sun and Moon 1973年7月 武内澄夫, 松島弘一

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 —

宮地 敏雄**・小河 昭紀**
星谷 昌二**・祖父江 靖**

Flexural Rigidity of a Thin Walled Built-up Rotor for Jet Engine

(Measurement by Static Load Test and Vibration Test
and Calculation by Finite Element Method)

By Toshio MIYACHI, Akinori OGAWA, Shoji HOSHIYA,
and Yasushi SOFUE

Results of flexural rigidity tests and flexural vibration tests of a thin walled built-up rotor for a single spool jet engine are presented.

Calculations of deformation of the rotor under similar loading and supporting conditions occurring in the tests are carried out by the finite element method and compared with the experimental values.

Results show that

- (1) The thin walled built-up rotor has very low flexural rigidity compared with the value computed by simple beam theory.
- (2) The values of deformation calculated by the finite element method agree well with the experimental values by proper idealization of the built-up structure.
- (3) Structural damping of the built-up rotor is much larger than for rotors having a solid or welded structure.

1. まえがき

ジェットエンジンのケーシングおよびロータに推力、自重、航空機の運動による加速度などが作用した場合の各部の変形、応力を求めることは設計の段階で必要である。また、ロータの不つりあいに起因するエンジン全体の振動の解析と振動の軽減対策の基礎データとして、ケーシングおよびロータの剛性を曲げ剛性の軸方向分布と云う形で求めておくことが必要である。

ところが、ジェットエンジンのロータおよびケーシングはともに比較的薄肉の、複雑な形状の部品をフランジ部ボルト結合、カービックカップリングあるいは

溶接などの方法で組立てた構造のものが多く、このような構造の変形、応力を図面から正確に見積ることは従来非常に困難とされていた。近年、大型電子計算機を利用し、有限要素法による計算が行なわれるようになり、このような薄肉組立構造についても変形、応力の計算が理論的には可能となったが、実際問題としては個々の部品の形状の複雑さ、部品と部品の結合部分の性質の複雑さ、などの問題がある。

また、実機のケーシング、ロータあるいは実機に類似の薄肉組立構造に関する実験結果、計算結果の発表されている例は全く見られない。

ジェットエンジン以外の各種の構造物に関しては、有限要素法による計算が多数行なわれている。それらによると、一般に応力については計算値と実測値とが良く一致しているが、複雑な形状のものの変形の絶対

* 昭和48年5月24日受付

** 原動機部

量については計算値と実測値の一致性は良くない場合が多いことが知られる。

以上の理由により、ジェットエンジンに用いられるような薄肉組立構造の剛性の実測と計算を行ない、この種の構造の特性、図面から計算によって剛性をどの程度の正確さで求め得るかについての見通しを得ることは、設計のために有用と考えられる。

本報告では圧縮機ディスクとスペーサがボルトで結合された構造を含むロータの曲げ剛性分布を静荷重を加えることによって測定した結果について述べる。

また、電磁石で加振することによって測定した固有曲げ振動数と振動モードは静的な曲げ剛性分布と良く対応すること、有限要素法¹⁾による計算値はボルト結合の部分のモデル化が適切であれば、実測値と良く一

致することなどについて述べる。

2. 試験体

供試ロータは図1に断面を示したような、5段の軸流圧縮機部分、中間軸および単段のタービン部分が組立てられたものである。

圧縮機部分はディスクとスペーサをボルトで結合した構造で、圧縮機最終段ディスクと中間軸もボルトで結合されている。

中間軸は薄肉の一体もので、中間軸とタービンディスクはカービックカップリングで結合されている。

実機では、このロータは前軸端を単列深みぞ形玉軸受で、後軸端を単列円筒ころ軸受で支持されているが、この報告で述べる曲げ剛性試験および振動試験に

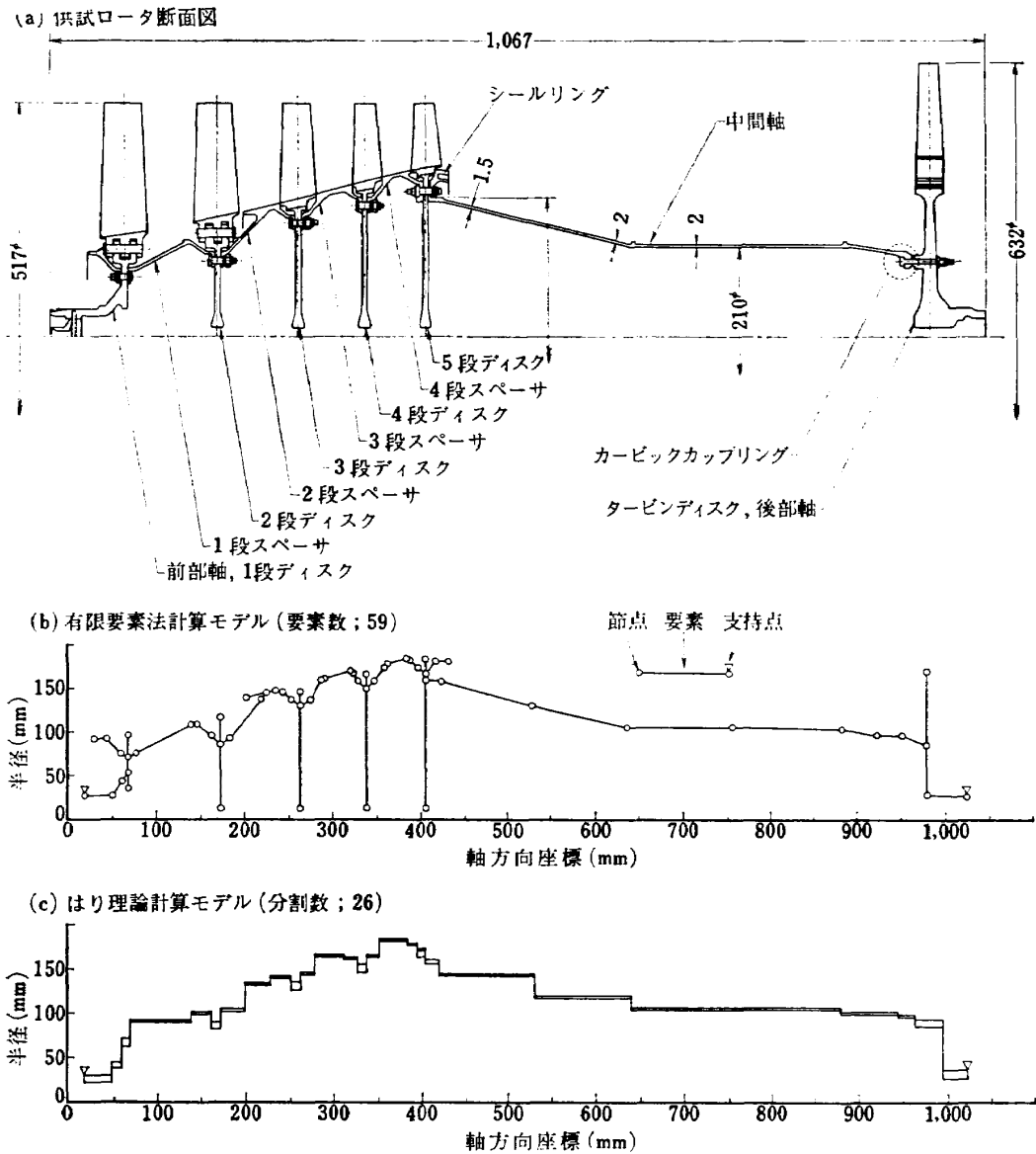


図 1

においては前後軸端をともに複列自動調心形玉軸受で支持した。これについては次節でも述べる。

ロータの各部分の材質は表1に示した通りで、主としてチタン合金とアルミニウム合金が使用されている。

3. 実験装置と実験方法

3.1 曲げ剛性試験

曲げ剛性の測定は図2に示す通りの装置によって行なった。試験結果の整理および比較を容易にするため

表1 各部の材質

部品名称	材料	縦弾性係数 kg/mm ²	ポアソン比
前部軸, 1段ディスク	K S 150B	11,250	0.36
1段スペーサ	"	"	"
2段ディスク	14S-T6	7,242	0.33
2段スペーサ	"	"	"
3段ディスク	"	"	"
3段スペーサ	2618-T61	"	"
4段ディスク	"	"	"
4段スペーサ	"	"	"
5段ディスク	"	"	"
シールリング	"	"	"
中間軸	K S 150B	11,250	0.36
タービンディスク, 後部軸	同上	同上	同上

に、支持点の特性は単純であることが望ましい。この試験では、前後とも実機の軸受と位置は同じだが、種類の異なる複列自動調心形玉軸受を配置して支持し、曲げモーメントに対する抵抗が小さい、単純支持に近い条件になるようにした。また、これらの軸受を納めるハウジングは上下二つ割りとし、ボルトをしめることによって軸受外輪に上下方向の圧力を加え、外輪をわずかながら変形させて軸受の半径方向の遊びが無くなるようにした。

次に荷重を加える方法であるが、このロータは薄肉の部分が多いので、荷重を加える位置と方法が適当でないと局部的に大きい変形を生ずることが予想される。このような局部的な変形が生ずることは、軸系としての曲げ剛性を求めると言う目的からみると好ましくない。ここでは次の3種の方法で荷重を加えた。

- (a) 圧縮機後部のシールリングの外側に荷重用リングを接着し、このリングに鋼帯を掛けて引張る。(図3(a))
- (b) 中間軸の円錐部と円筒部の接ぎ目(リブがある所)に半径を合わせた金具を介して荷重を加える(図(b))。
- (c) (b)のリブの直後の円筒部分に鋼帯を掛けて引張る(図3(c))。

なお、(b)および(c)の場合にはそれぞれ荷重用金具と鋼帯の当り面に布製粘着テープを張り付け、試験体を損傷しないようにした。

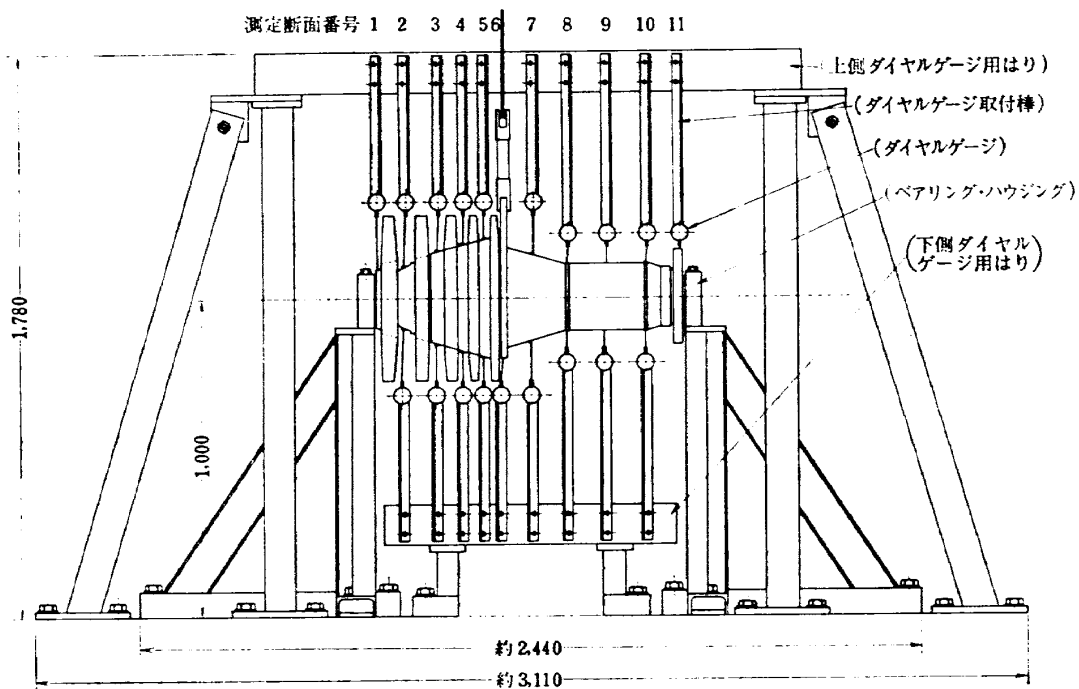


図2 曲げ剛性の測定装置

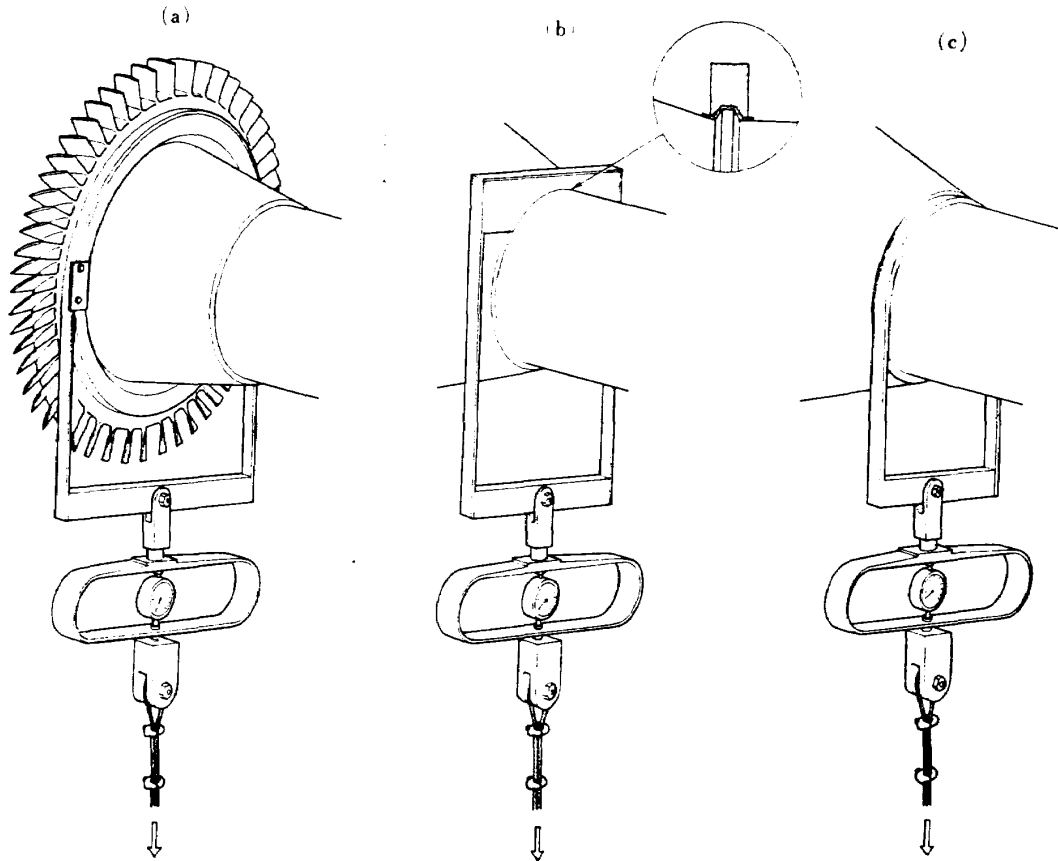


図3 荷重方法

荷重は上向きにも下向きにも加えられるようにし、上向きの場合はチェンブロックにより、下向きの場合は油圧ジャッキによって加え、何れの場合も同一のリング形荷重計（容量 500 kg）によって測定した。

たわみの測定は試験体の上下に設けたダイヤルゲージ用はりに取付けた合計20個のダイヤルゲージ(1/100 mm 目盛のもの)によって行なった。ダイヤルゲージの触針の当る面が円錐面である場合には、試験体にプラスチックの小片を接着し、その小片の面がダイヤルゲージの触針に垂直になるようにした。

また、試験中にロータが回転することを防ぐために、タービンディスクの後面に出ているカービックカップリング用ボルトの先端と、後部軸受ハウジングとの間にまわり止めを設けた。

荷重を加える順序は、まず或る方向に 100 kg おきに最大 500 kg まで増加させた後、零にもどすサイクルを 3~4 回くりかえし、次に荷重の方向を逆にして同様のサイクルを 3~4 回くりかえす、と云うものである。

3.2 振動試験

振動試験の場合のロータの支持方法は曲げ剛性試験

の場合と全く同じである。

このロータは薄肉の部分が多いので、高い振動数範囲には多くの固有振動数をもっているが、実用上問題になるのは軸系としての1次曲げ固有振動なので、この振動数範囲だけについて試験を行なった。

加振には電磁石を用いたが、このロータは鉄系材料の部分が少ないので、中間軸の円筒部分に鉄片を接着して加振点とした。

振動の測定には圧電型加速度ピックアップを中間軸に接着して用いた。

このロータには多数の圧縮機動翼とタービン動翼が取付けられているが、これらの植込部はすべてルーズフィットのものである。振動試験の場合は、これらの動翼がロータと一体になって振動することが望ましいので、動翼外周に細ひも、粘着テープなどを強く巻きつけて試験を行なった。このような対策を講じても、振動波形の中に雑音が現われるが、トラッキングフィルターを使用して加振周波数の成分だけを取り出して測定した。

試験としては、まず加振周波数をスイープさせて共振線の記録を行ない、振幅が最大となる振動数を求

めて固有振動数とした。次に振動モードの測定は圧電型加速度ピックアップを手で持ってロータに接触させ、各点の振幅と位相を求める方法によって行なった。

対数減衰率は共振曲線と、電磁石の電流を切った後の減衰振動の記録から求めた。

4. 実験結果と考察

4.1 曲げ剛性試験

3種類の荷重方法によって測定したたわみ曲線を図4(a), (b), (c)に示す。これらの図には上向きおよび下向きに500 kgの荷重を加えたときの、上側および下側測定点の変位を縦軸の一方にまとめて示した。

もしロータの特性が完全に上下対称であれば、下向荷重の場合の上側測定点の変位と上向荷重の場合の下側測定点の変位(図4の○印と×印)および下向荷重の場合の下側測定点の変位と上向荷重の場合の上側測定点の変位(図4の△印と▽印)はそれぞれ一致するはずである。図4によると、多少のばらつきはあるが、これらの測定値は良く一致している。

なお、図4に示した測定値は数回の測定の平均値である。また、前後の支持点の変位は試験体の剛体変位となるが、図4にはこれを含んだものを示した。剛体変位は図中に一点鎖線で示したから、試験体自体のたわみは一点鎖線からそれぞれのたわみ曲線までの距離で表わされる。

支持点の変位は支持点が軸受ハウジングなどで囲まれているため、直接測定することが困難だったので、たわみ曲線から外挿して求めた。ところが、個々のたわみ曲線にこの方法を適用しても、それぞれの場合に必ずしも精度良く支持点の変位を求められない。そこで、この試験で求めた多数のたわみ曲線から支持点における反力と支持点の変位の関係を探り、個々の場合の支持点の変位はこの関係を利用して、支持点の反力から求める方法をとった。この方法によって求められた支持点の剛性は前側 $2.0 \times 10^4 \text{ kg/mm}$ 、後側 $2.5 \times 10^4 \text{ kg/mm}$ である。

図4において同一方向の荷重による上下測定点の変位の差をみると、荷重方法(a)ではあまり大きい差がないが、(b)と(c)では中間軸部分にかなり大きい差が現われている。特に(b)の場合には著しく、一部に荷重の方向と逆方向の変位が生ずるほどになっている。これは前に述べたような荷重が円周上に様に分布しないために生ずる局所的な変形が、ロータ全体の曲げ変形と同程度ないしそれ以上になることを示している。

後に述べる有限要素法による計算結果によれば、荷重が荷重断面に様に分布する場合には、上側と下側の変位は等しいが、荷重が荷重断面の円周に $\cos^2 \frac{\theta}{2}$ に比例する分布の場合には図4(c)と同じ位の上下の変位の差を生ずることが知られる(図11参照)。

実験に用いた荷重方法(b)および(c)では試験体と荷重用金具または鋼帯との間に挿入する粘着テープの厚さ分布を調整して、なるべく局所的な変形を小さくするようにしたが、このような方法ではいずれにしても半円周上に分布する荷重であるから、上下の変位に差が生ずることは避けられない。

このような薄肉かく構造をはりに置きかえ、曲げ剛性で評価することは妥当でない点もあるが、ロータ単独あるいはケーシングと支持装置を含む系の曲げ振動の解析には、ロータとケーシングをはりとして扱うことが便利であり、また実用上じゅうぶんな解析を行なうことができるので、ここでも曲げ剛性で表示する。

曲げ剛性分布を求めるには、局所的な変形が最も小さい荷重方法(a)の場合の上下のたわみの平均値に最小二乗法による多項式の曲線のあてはめを行ない、この曲線の曲率分布と曲げモーメント分布から計算する方法をとった。あてはめた曲線は6次式によるもので図4(a)に点で示した曲線である。ところが、この方法で求めた曲げ剛性分布のはりに同じ荷重を加えた場合のたわみ曲線を計算すると最初あてはめた曲線との間に差が生ずる(図4(a)の二点鎖線)。この差は曲線のあてはめの誤差、曲げ剛性をたわみ曲線の上の有限な数の点で求め、その点の前後の或る区間の曲げ剛性は一定であるとして計算しことによる誤差などによって生じたものである。ここに示した結果はロータの全長を18区間に分割して計算したものだが、分割数をこれ以上増加しても誤差はあまり小さくならない。そこで、この二つの曲線の差が小さくなるように曲げ剛性分布を逐次修正し、たわみ曲線を計算することによって、分割数は変えずに実測値とほぼ一致するたわみ曲線を与える曲げ剛性分布を求めた。

最終的な修正を行なったものを図4(a)に太い一点鎖線で示した。また、上記の方法で求めた曲げ剛性分布を図5(a)に、これとの比較の対象として、はり理論によって求めた曲げ剛性分布を図5(b)に示した。

なお、図5(b)のはり理論によって求めた曲げ剛性は、ディスク、フランジ、ボルトによる結合部および中間軸の2個の円周方向リブなどは無視し、断面が変化している区間ではその区間のいくつかの断面の算術平均をとり、図1(c)のようにモデル化して計算したも

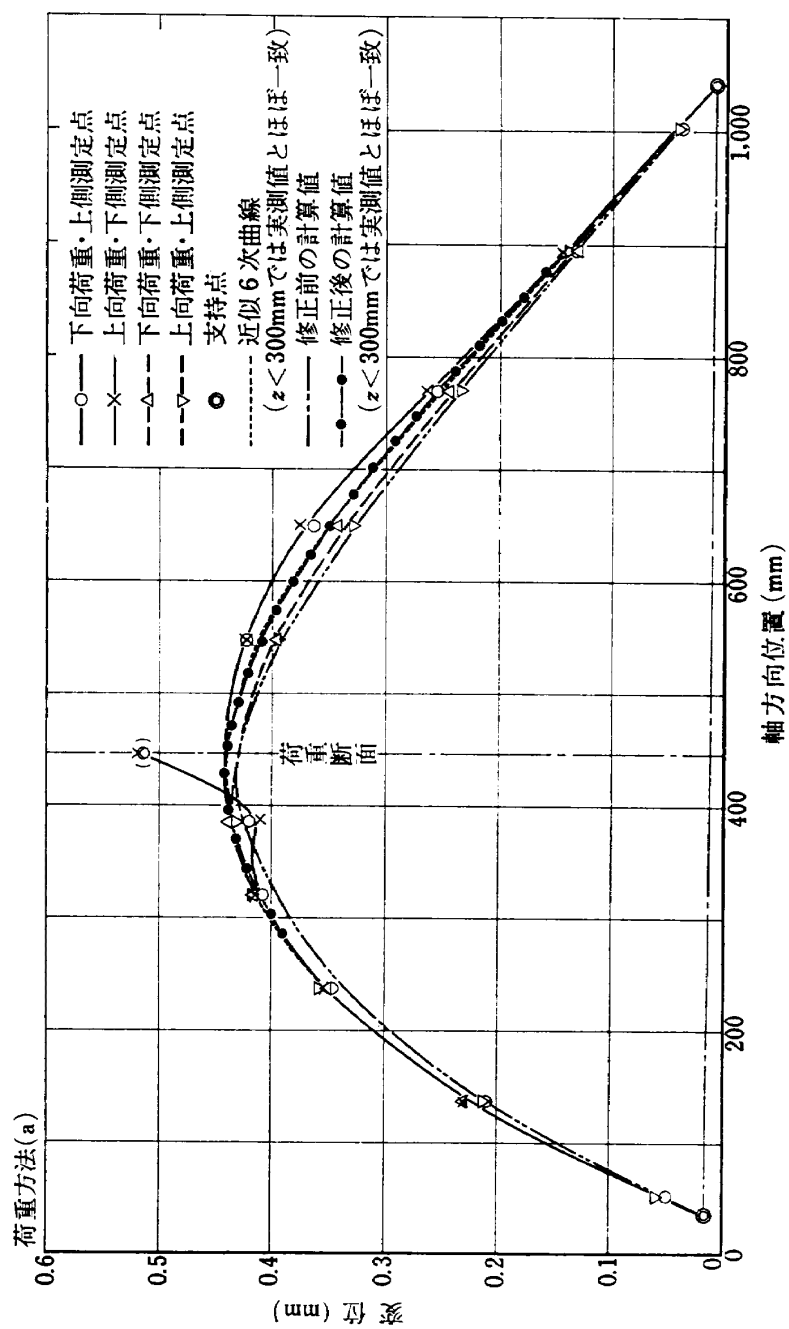


図 4(a) たわみ曲線

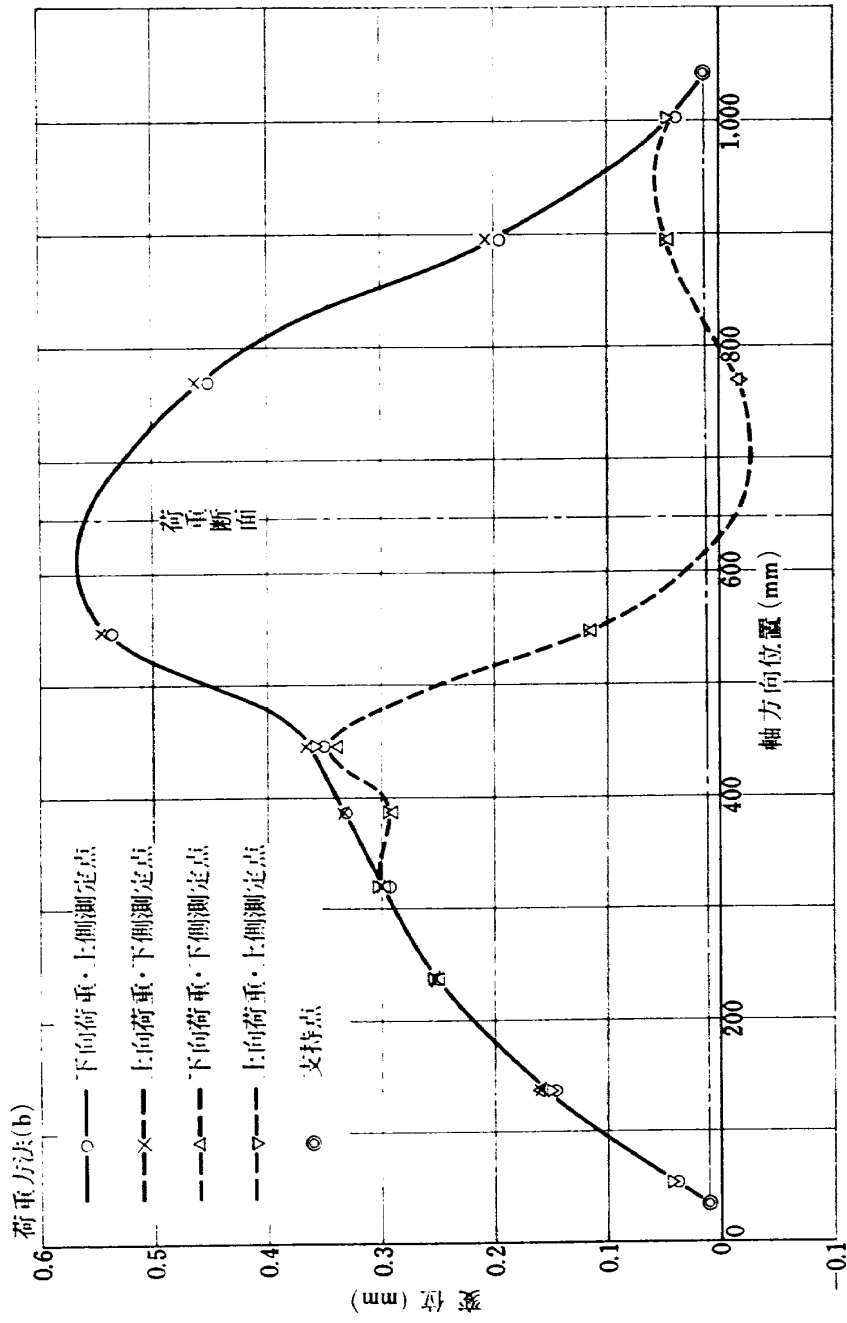


図 4(b) たわみ曲線

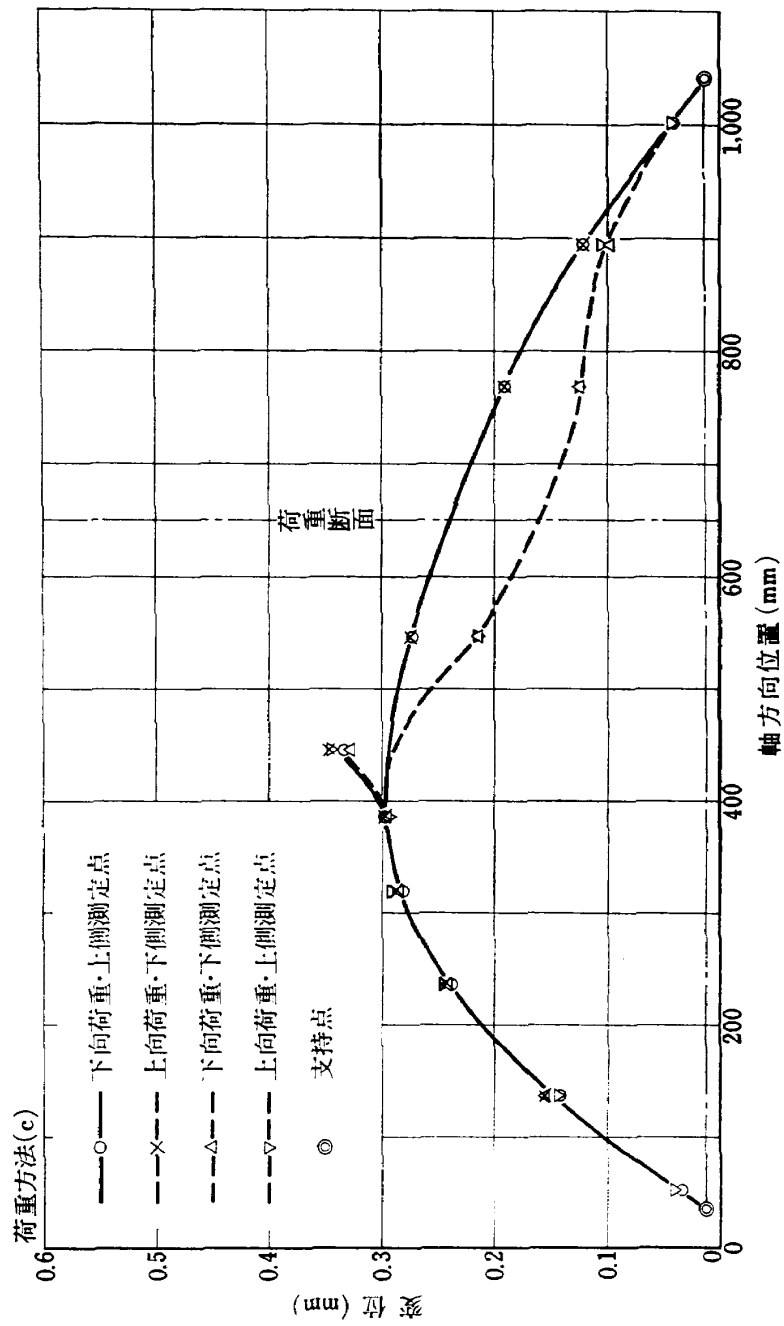


図 4(c) たわみ曲線

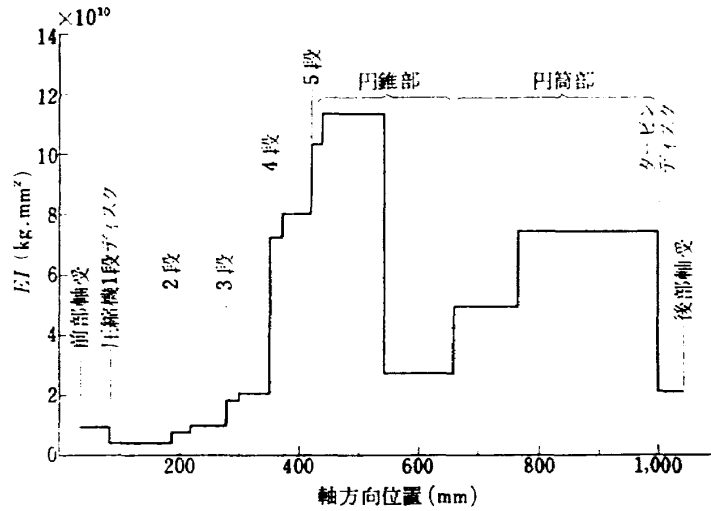


図 5(a) たわみ曲線から求めた曲げ剛性分布

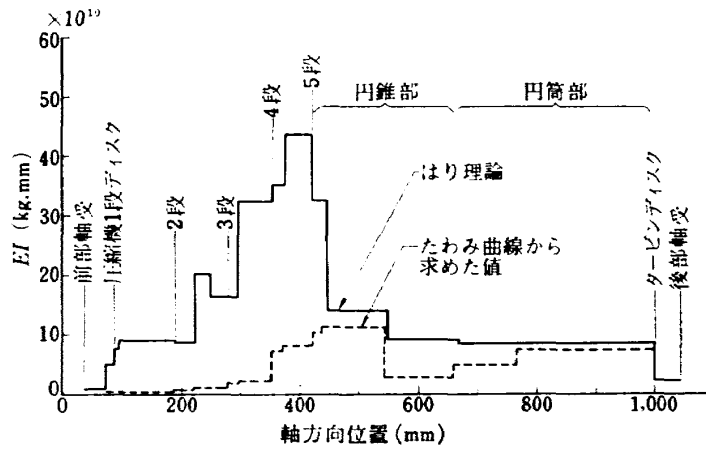


図 5(b) はり理論によって求めた曲げ剛性分布

のである。

図5によると圧縮機部分の曲げ剛性ははり理論による値の数分の一ないし十数分の一の値となっている。

中間軸でははり理論による値との差は小さいが、円錐部と円筒部の接ぎ目の前後では著しく曲げ剛性が低くなっている。

これらのことから円錐かくと円筒かく、あるいは二つの円錐かくを接続した部分、内向きフランジをボルトで結合した部分などの曲げ剛性は、はり理論による値より大幅に低くなることが知られる。

次に荷重方法 (a) の場合の測定断面5 (圧縮機4段動翼と5段動翼の間、 $z=385.2\text{mm}$) における変位と荷重の関係を図6(a)~(d)に示す。この図には荷重の増減を2回くりかえした場合の測定値を示したが、1回目荷重を加えた後、荷重を零にもどしたときには

0.01 mm 程度の変形が残ること、1回目の荷重が減少するときの径路と2回目の荷重が増加し減少するときの径路はほぼ一致することなどが知られる。図には示していないが、3回目以後の変位と荷重の関係は2回目とほとんど一致する。

なお、ここに示した1回目の荷重と云うのは、その荷重を加える前に逆方向に500 kgの荷重を加えたものである。荷重の方向が交互に変る場合の変位と荷重の関係は、図6の(a),(c)あるいは(b),(d)をそれぞれ図7のように接続したヒステリシスループを描くと考えれば良い。

1回目の荷重の後に残る変位は最大荷重による変位の2%程度である。このような大きい残留変形がどの部分で生じているかを知るために、残留変位の軸方向分布を描いたものが図8である。残留変位は微小な量であり、荷重の前後におけるダイヤルゲージの読みの

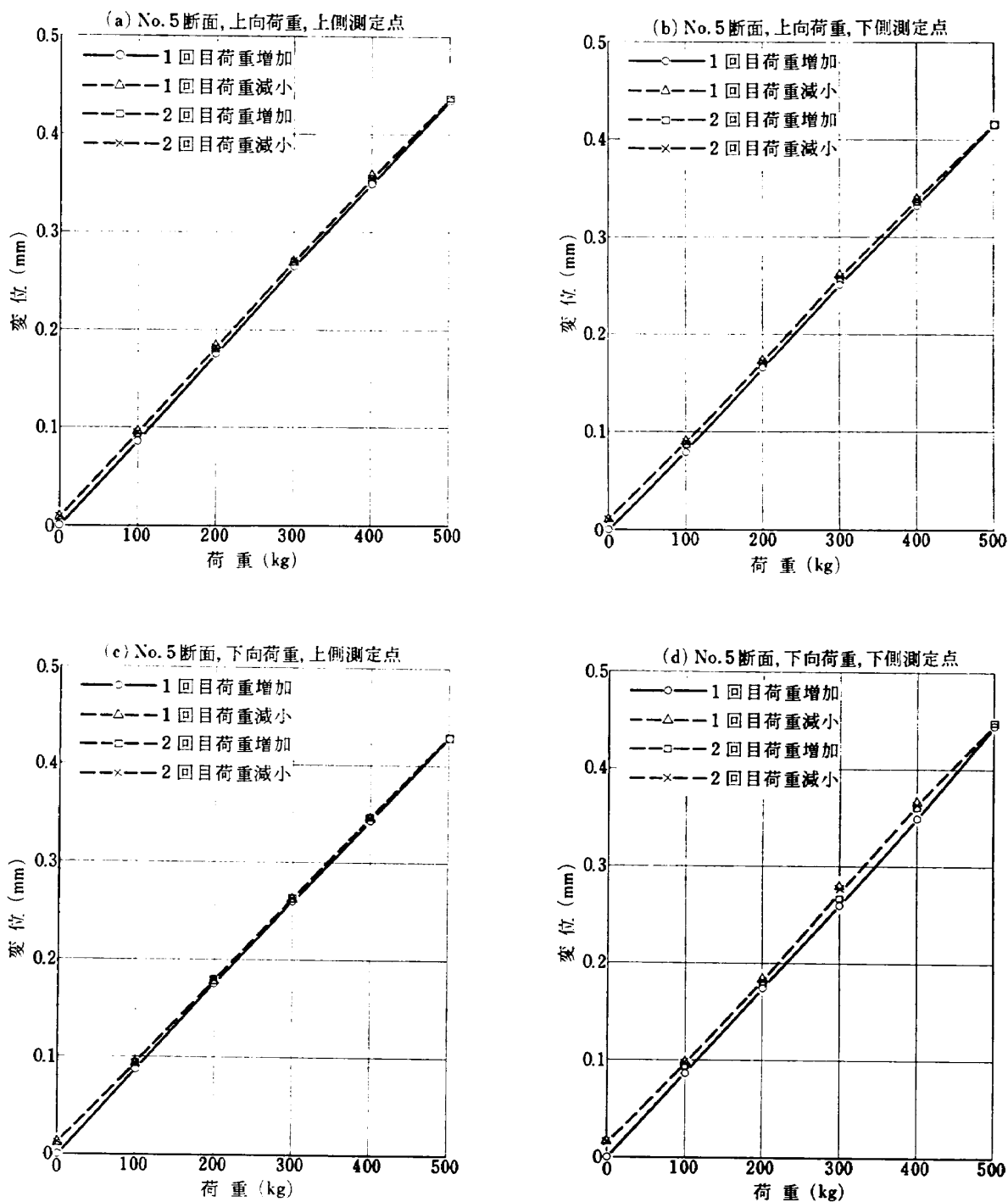


図 6 荷重と変位の関係

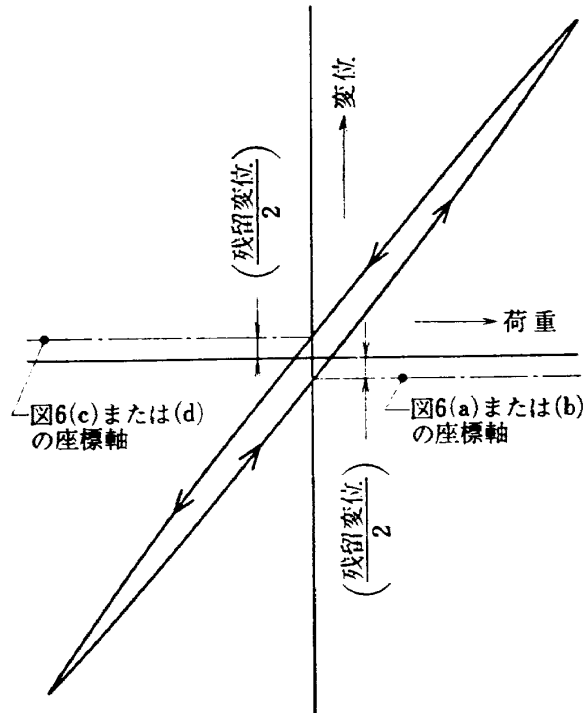


図 7 変位～荷重のヒステリシスループ

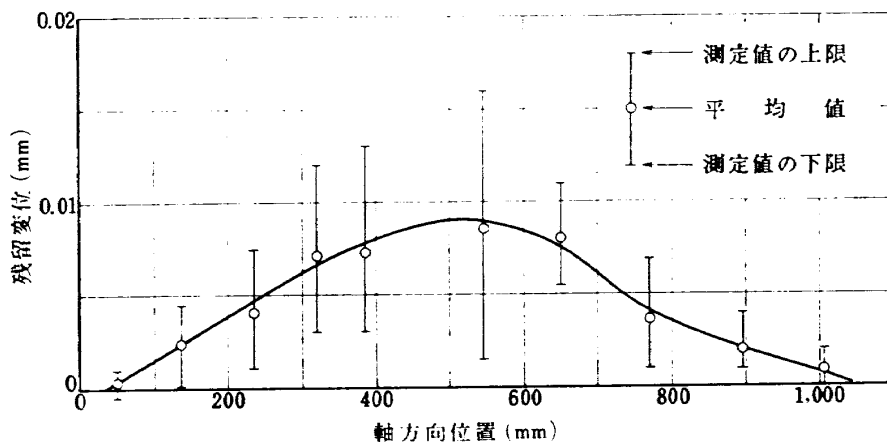


図 8 残留変位の軸方向分布

差から求めるものであるから、測定値にかなりのばらつきが生ずる。図 8 には平均値と測定値の上下限を示した。測定値のばらつきはあるが、残留変形は主として圧縮機部分、特にその後部に生じており、中間軸では少ないようにみられる。また支持点の残留変位はほとんど無い。圧縮機部分の残留変形はボルト結合の部分の微小なすべりによって生ずるものと推定される。

4.2 振動試験

電磁石の加振力を変えて固有振動数の測定を行なったところ、表 2 に示す結果が得られた。表 2 には断面 8 (中間軸円筒部の前端附近, $z=664.5$ mm) の振幅を示したが、振幅が 0.003 mm 程度のとき固有振動数は最も低くなること、振幅が 0.006 mm 程度より大

表 2 固有振動数

断面 8 の振幅 (mm)	固有振動数 (Hz)
0.0003	124.2
0.0013	124.1
0.0024	123.6
0.0032	123.1
0.0035	123.8
0.0055	126.1
0.0068	126.3
0.0074	126.4
曲げ剛性の測定値から計算した値	123.3

きくなると固有振動数はほぼ一定となり、この実験の範囲ではこれ以上振幅が大きくなってあまり変化しないことなどが知られる。このような固有振動数の振幅依存性は、振幅が非常に小さい範囲でロータの曲げ剛性あるいは支持点の剛性に、静的な試験では認められないような非線形性があるためと考えられる。

なお、振動試験を行なう前に、荷重方法(a)のために接着したリングを取外したが、このときロータにいろいろな方向から 100 kg 程度の荷重を加えたので、振動試験の際のロータの状態は一向方に 500 kg の荷重を受けた直後の状態とは異なるものになっている。

また、製作図面から求めた質量分布、剛性試験から求めた曲げ剛性分布および支持点の剛性を与え、伝達マトリックス法によって計算した固有振動数は 123.3 Hz である。これは実測値の最も低い値となっている。

次に、振動モードの実測値と固有振動数と同じ方法で求めた計算値を図 9 に示す。振動モードの実測値と計算値がかなり良く一致していることから、動的な曲げ剛性と静的な曲げ剛性に差はないと考えられる。

対数減衰率を共振法および減衰法によって求めた結果を表 3 に示す。減衰法による測定値はばらつきが大きいですが、二つの方法による結果はほぼ一致している。

実験した振幅の範囲では対数減衰率の振幅依存性は明確に現われなかった。

表 3 対数減衰率

	共振法による測定値	減衰法による測定値
最大値	0.19	0.21
平均値	0.18	0.19
最小値	0.17	0.11

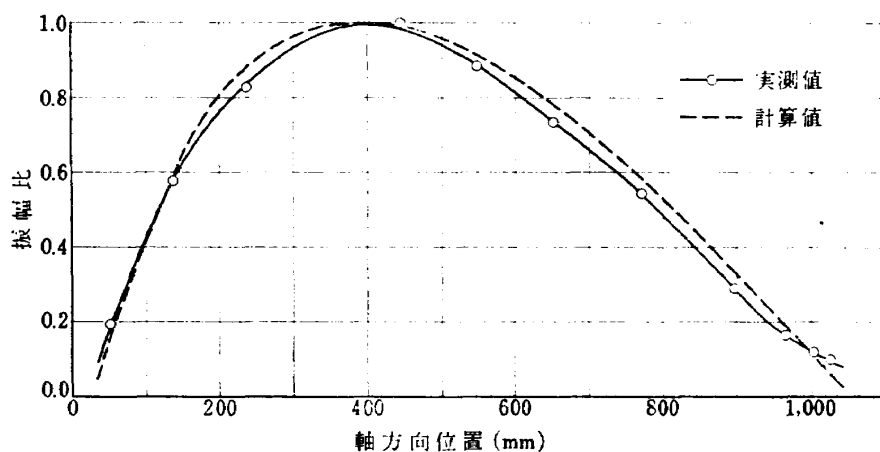


図 9 振動モード

以上のようにして測定された固有振動数と対数減衰率にはロータの支持条件の影響が含まれている。この影響を評価するために外径 50 mm、内径 42 mm の鋼管の軸受部だけを軸受内径に合わせて太くしたもの（以下ダミー軸と称する）を 3.1 に述べたロータと同じ方法で支持し、振動試験を行なった。これによって 1 次曲げ固有振動数は 127.0 Hz と測定された。これに対応する計算値は、軸受位置を単純支持の条件で 129.1 Hz、固定支持で 292.6 Hz であるが、実測値は軸受位置単純支持の計算値とほぼ一致している。

また、対数減衰率は 0.022 であった。この値はロータの値 (0.11~0.21) の 1/5~1/10 である。ダミー軸の重量および曲げ剛性はともにロータの約 1/10 であるから、支持条件の固有振動数および対数減衰率に対する影響はロータよりダミー軸においてはるかに大きいと考えられる。それにもかかわらず、ダミー軸の固有振動数が軸受部単純支持の計算値と一致していることは実験に用いた支持方法が単純支持に十分近いものとなっていることを示している。

また、ダミー軸の対数減衰率は 0.022 と測定されているが、もしこれがすべて支持部のエネルギー損失によるものと仮定しても、ロータの測定値に対する影響は 0.002 程度となり、無視し得る。

このロータの対数減衰率は一体削り出しあるいは溶接構造²⁾などの値と比較すると非常に大きい値である。

これはボルトによる結合個所が後部のカービックカップリングを含めて 6 個所もあり、しかもそのうち 4 個所はディスクを間にはさんだ 3 枚じめの形になっているためと考えられる。

4.3 有限要素法による計算結果と比較

このロータのような多数の複雑な形の部品から組立

てられた軸系の曲げ剛性を図面から精度良く予測することは、かなり困難である。ここでは著者の一人が作成した、軸対称かくに非軸対称荷重が作用した場合の応力、歪、変形などの、有限要素法による計算プログラム³⁾を利用して計算を行ない、この計算によって、どの程度の精度で曲げ剛性を予測できるか、また、計算のためのモデル化に際して、どのような注意が必要か、について検討した。

計算のために、ロータをいくつかの、それぞれ一定の肉厚をもつ、さい頭円錐かくの集合体にモデル化する。図 1(b) に計算モデルの概略を示す。なお、モデル化は次のような原則に従って行なった。

- (1) 肉厚が変化している部分については、その肉厚の算術平均値を対応する要素の肉厚とする。
- (2) 計算機の容量上、要素数が限られるので、剛性に大きい影響を与えない部分は省略または粗い要素で示した。コーンの結合部のように勾配が急変する部分の肉厚は剛性に大きく影響するので、その部分は細かい要素に分割した。
- (3) ボルト結合はモデル化が困難であるが、このロータにおいては、ディスクの両側のスペーサの延長がディスクの厚さのほぼ中央、ボルトのピッチ円上で、交叉するようになっている。そこで図 10(a) のような部分を (b) のようにモデル化することにした。ディスクとその両側のスペーサを結ぶ節点は、円板の厚さの中央、ボルトのピッチ円上に取ってある。

(4) 実験ではロータの両端を複列自動調心形玉軸受で支持している。これに近い支持条件として、支持断面において、

- (i) 半径方向の変位は零、
 - (ii) 接線方向の変位は零、
 - (iii) 子午線方向の曲率変化は零、
- として計算した。

なお、計算機の記憶容量などの関係から、分割数は 60 以下とした。

計算における荷重は実験における荷重方法 (a) および (b), (c) と同じ軸方向位置の荷重断面に与えた。

荷重の円周方向分布としては、一様分布と $\cos^2 \frac{\theta}{2}$ の分布の 2 種類を与えた。

以上のようにして計算した結果を荷重方法 (a) および (b), (c) に対応して図 11(a), (b) に示す。計算値は実測値と定性的にも定量的にもよく一致している。

このことから、ここに適用したモデル化の原則は、このロータのようなものに対して妥当であると考えられる。

次に、荷重の円周方向分布の影響をみると、 $\cos^2 \frac{\theta}{2}$ 分布の場合には、上側と下側の 変位に差が生じている。特に荷重方法 (b) の場合は荷重断面付近の肉厚が薄いため、荷重断面の前後の広い範囲に非常に大きい差が生じている。実際の荷重分布は一様ではなく、また $\cos^2 \frac{\theta}{2}$ 分布とも異なるので、単純に比較することはできないが、この部分の変形の定性的な傾向についても計算値と実測値は、かなり良く対応している。

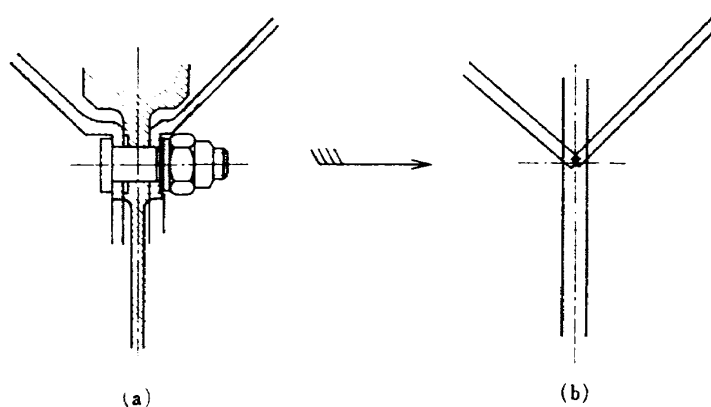


図 10 ボルト結合部のモデル化

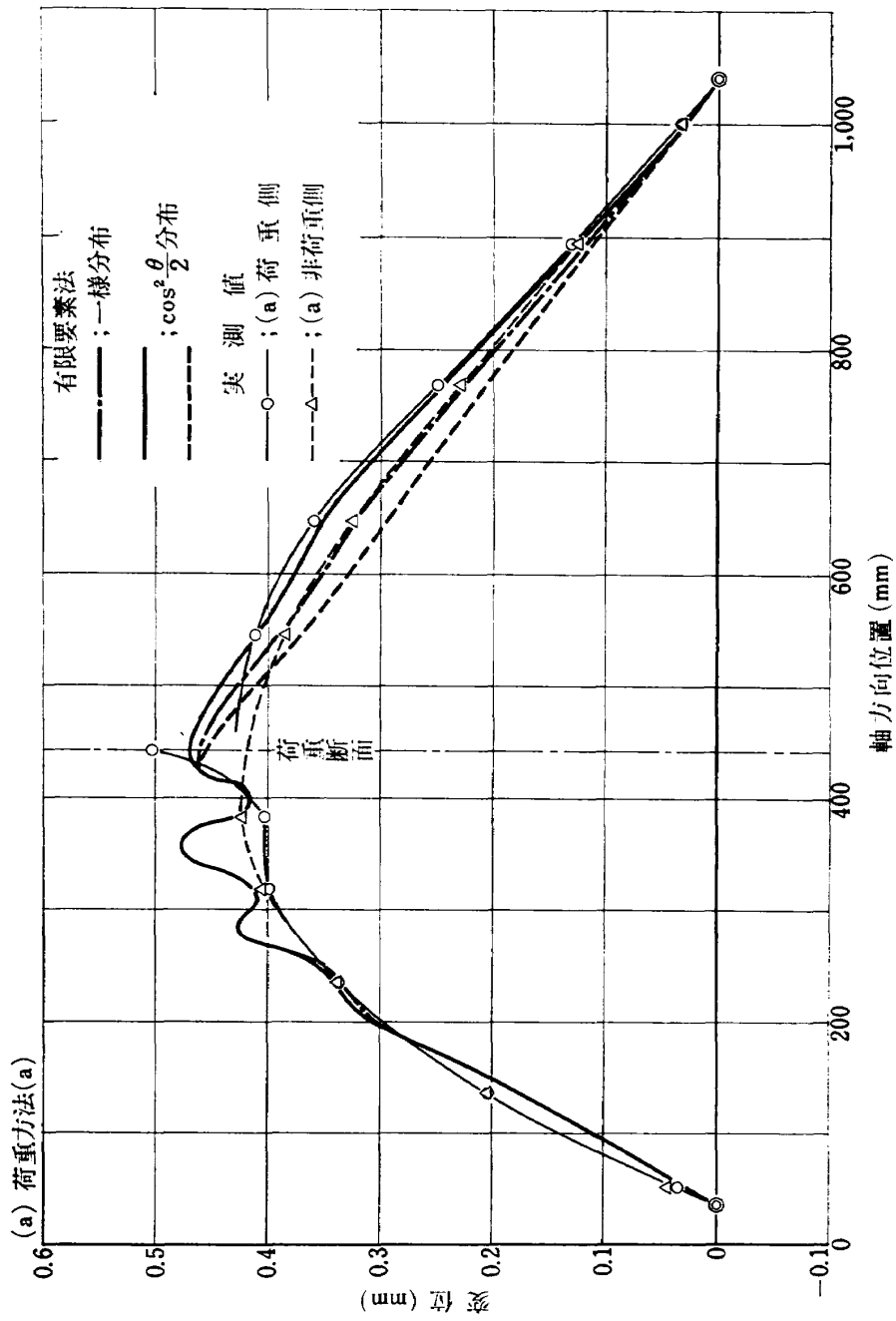


図 11(a) 有限要素法による計算値

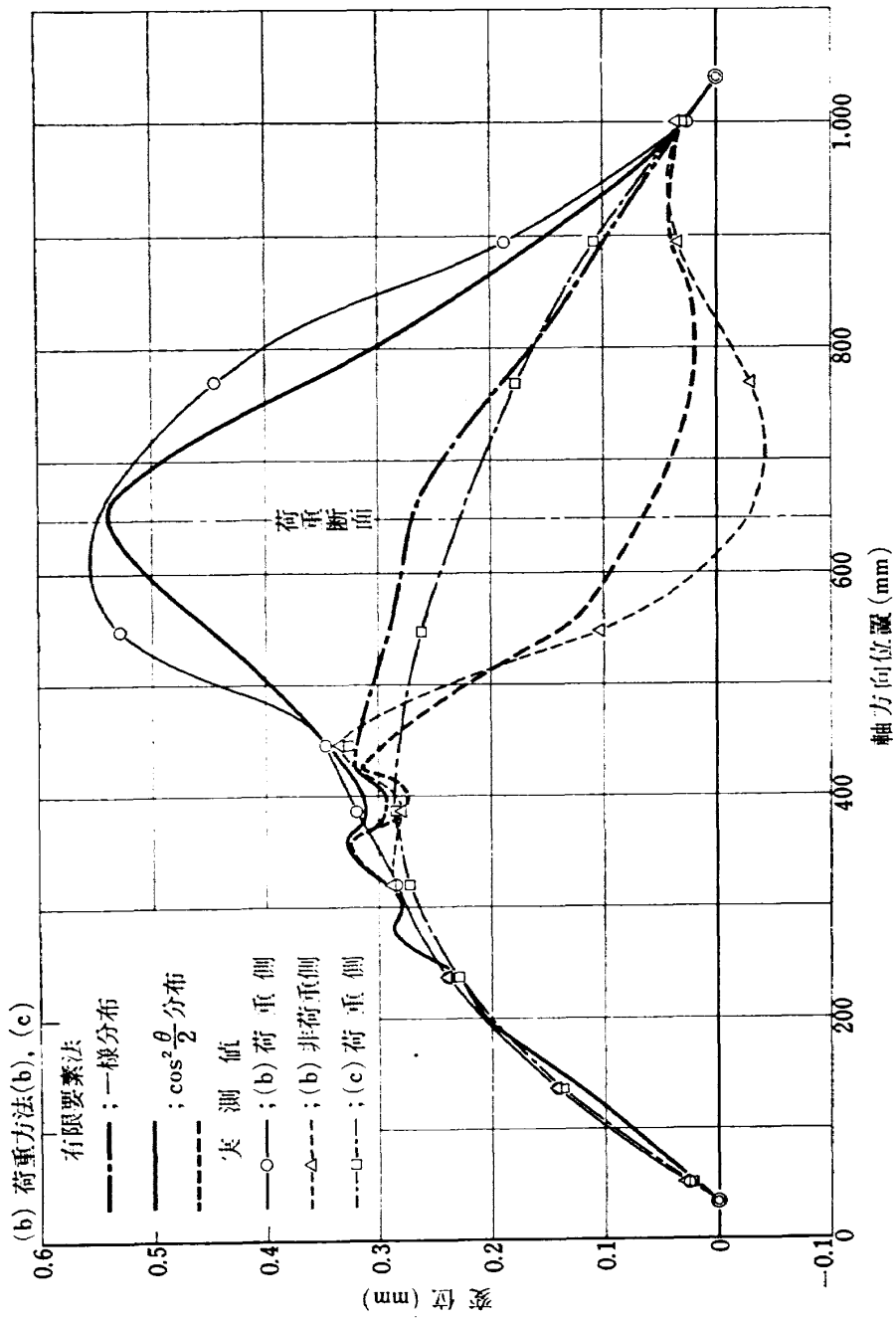


図 11(b) 有限要素法による計算値

- | | | | |
|---------|--|---------|----------------------------------|
| TR-324 | 偏揺れ振動するT型尾翼に働く、非定常ローリングモーメントの測定
Measurement of Rolling Moments Acting on the Stabilizer of T-tails Oscillating in Yaw | 1973年6月 | 市川輝雄, 磯貝紘二
安藤泰勝, 江尻宏 |
| TR-188T | 浮動型1自由度積分ジャイロの不等弾性誤差
Analysis of the Anisoelastic Errors of a Floated Single Degree of Freedom Integrating Gyro | 1973年6月 | 大月正男, 新宮博公
田畑浄治, 鈴木孝雄
円居繁治 |
| TR-325 | ロケットの分離特性に関する研究
Some Investigation on the Separation Characteristics of a Two-Stage Vehicle Model | 1973年7月 | 宇宙研究グループ |
| TR-326 | 電子衝撃型水銀イオンエンジンの研究
Experimental Investigation on 5cm Mercury Electron Bombardment Ion Engine | 1973年7月 | 中村嘉宏, 東久雄
宮崎勝弘 |
| TR-327 | ガスタービン燃焼器のライナにおける伝熱
On the Liner Heat Transfer of Gas Turbine Combustor | 1973年7月 | 相波哲朗 |
| TR-328 | 連続板の振動
Natural Frequencies of Continuous Plate | 1973年7月 | 林洋一, 川井忠彦 |

航空宇宙技術研究所報告329号

昭和48年7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
