

大容量タービン発電機の軸振動に関する最近の進歩

Recent Developments in Vibration Reduction for Large Turbine Generator Rotors

近年、急速に大容量化が進められてきたタービン及び発電機の信頼性確認の一環として、複雑な軸振動諸現象の究明と軸振動低減を目指して、電子計算機による軸振動シミュレーションの精度向上、計測設備の整備、新バランス法の開発、小形あるいは実規模モデルを用いたタービン発電機固有の振動諸現象の解明など、多岐にわたる研究を並行して進めてきた。

その結果、多スパン多軸受系の固有振動数、軸振動モード、軸振動応答、軸受動特性、軸系の安定性、倍周波振動応答などが正確に把握され、振動原因の究明やバランス作業の改善に役立てることができた。また上記の実験や検討の結果、軸振動の状況より回転子の診断を行なう手法や、製作時点での軸振動低減に関する信頼性管理手法を確立することができた。

渡辺 孝* *Watanabe Takashi*
 川村 隆* *Kawamura Takashi*
 小栗正則* *Oguri Masanori*
 金子了市* *Kaneko Ryōich*
 藤沢二三夫** *Fujisawa Fumio*

1 緒言

タービン発電機の大容量化は、軸応力の制限から軸径の増大だけにより対処することができず、軸長を増大することにより達成されてきた。このため、軸はフレキシブルとなり、最近の大容量機のように定格速度で三次モードの振動形態をとる軸の振動現象は従来の比較的曲げ剛性の高い軸に比べ、著しく複雑になってきている。

一方、大容量化により個々の発電機の電力系統に及ぼす影響も大きくなり、その信頼性の向上が従来にも増して要求されるようになってくると、軸振動の解析、計測技術、バランス技術、軸振動諸現象の解明など広範囲にわたる研究成果を総合して、軸振動の低減に対処することが重要である。

タービン発電機の軸振動諸現象の究明とその低減のために日立製作所が実施してきた多岐にわたる実験、研究の中から主要項目について次に述べる。

2 軸振動解析手法の進歩

軸振動解析手法は大形電子計算機の出現に伴い、より精密に軸系を模擬できるところまで改良されてきており、その解析内容も単なる不つりあい振動応答だけでなく軸-軸受系の安定性解析や、軸の非対称剛性差による倍周波振動応答なども含めて、多スパン多軸受多円板回転軸系として取り扱うことのできる広範なものとなっている。図1に軸振動解析の主な内容を示す。

軸振動解析の手法については、文献1)、2)を参照されたい。この解析手法は、後述する軸受定数の計算精度の向上により著しく改善され、モデルロータによる三次元軸振動モードの実測値と計算値の比較では、図2に示すようにほぼよく一致しているし、タービン発電機の軸胴部の振動を光によって計測する新しい計測装置を開発し、実機での軸振動モードを確認した結果でも図3に示すようによい一致をみている。

3 軸受動特性の解析手法の進歩

発電機の大容量化により、定格トルク及び事故時の過度トルクが増大すると軸径を増大する必要があり、軸受周速が90m/s

を超えるようになると軸受潤滑は層流から乱流域に達し、従来の層流潤滑とは異なってくる。また、実際の軸受は性能向上を図るため軸受内面に種々の工夫が施されており、これらの形状要素を加味した解析が必要である。そこで我々は、青木氏ら³⁾の提唱する潤滑基礎方程式を差分表示し、数値計算を行なうことにより、従来の理論解析のように無限幅近似や無限小幅近似を行なうことなく、有限幅のまま油膜の形状と境界条件を与え、種々の形状について軸受内面を全周計算を行なうことを可能とし、軸受内面にダムや溝をもつ軸受の乱流領域をも含む軸受動特性の解析プログラムを開発した。この軸受の油膜定数の妥当性の確認は、次の二つの方法により行なっている。一つは実機の実測危険速度、危険速度近辺での共振の鋭さ、位相の動き、軸-軸受台振幅比率より軸受台及び油膜定数を求める方法¹⁾で、図4の(a)に解析解を、(b)に合成油膜定数の計算値実測値の対比を示すが、ほぼよい一致を得ている。他の一つは軸受負荷面センタライン上に油膜圧力を検出するための半導体小形圧力変換器を埋設し、シンクロスコープに出力を1パルスとともに撮影し、同時に測定した軸-軸受の相対移動量の実測値を用いて油膜の動的圧力分布を計算した変動圧力値とを比較する方法⁴⁾である。図5の(a)に示すような実物大試験装置を用いて、1,300rpm、2,500rpm及び3,600rpmの3種で両結果を同図(c)に対比しているが、いずれもよい一致をみている。2章の軸系振動解析プログラムと本章の軸受諸定数とを組み合わせた結果、危険速度や振動応答の計算精度は飛躍的に向上した。

4 バランス技術の進歩

バランス作業は、理想的には不つりあいの存在部分にこれを修正するウェイトを付加することにある。したがって、不つりあい重量を極力少なくするような部品の加工、重量管理及び組立法を工夫すると同時に、軸の部分組立てごとにバランス修正を行なうことが望ましい。軸単体のバランスを行なう手法は、モーダルバランス法を用いるが、大容量のタービン発電機軸のように定格速度において三次モードで回転する

* 日立製作所日立工場 ** 日立製作所日立研究所

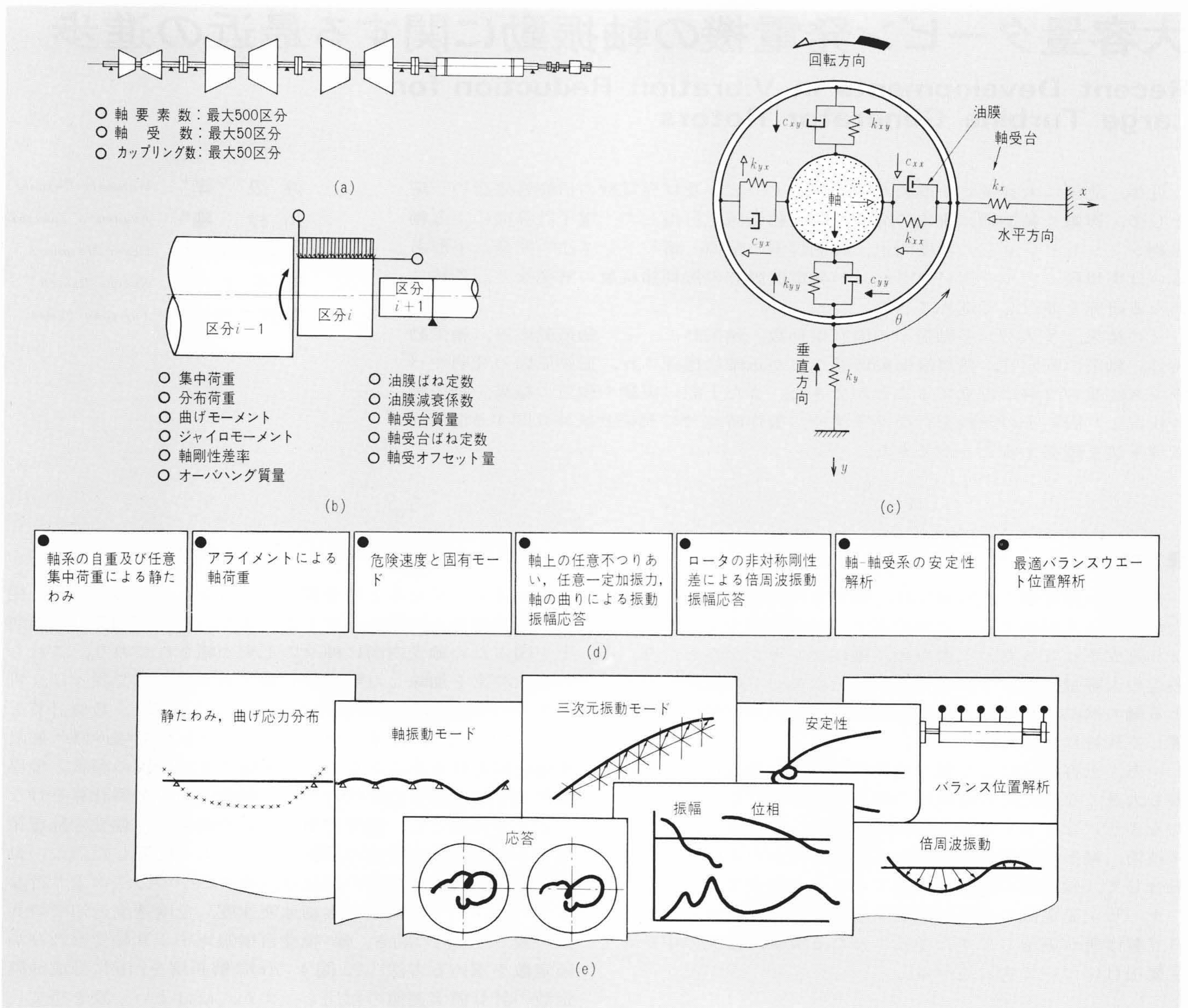


図1 軸振動解析の主な内容 不つりあい振動応答だけでなく、安定性及び倍周波振動応答も多スパン多軸受系として取り扱える。図より(a)は計算制限条件を、(b)は模擬可能な物理現象を、(c)は軸受部のモデル化を、(d)は計算項目を、(e)は計算結果の表示例をそれぞれ示す。

場合や、タービンと発電機を結合した多スパン系でのバランスを行なう場合には、前述の軸振動シミュレータを利用した電子計算機援用バランス法⁶⁾を実用化し併用している。この方式は、計算で予想した影響係数をもとに回転数全域で各スパンの軸振動値を最小にするもので、最適バランスウエートの決定には重み付き最小二乗法により各部の軸振動値の二乗和を最小にするとともに、最大軸振動を抑え軸振動値を均一に良好にする工夫を行なっている。

バランス計算フローチャートを図6に、また多スパンモデルロータによる検証実験結果の一例を図7に示す。

5 機械的アンバランス以外の振動要因

振動計測技術の著しい進歩と電子計算機による振動シミュレーションの効果により、機械的アンバランスの除去は著しく改善されてきた。しかし、大容量タービン、発電機では、機械的なアンバランス以外に熱の不均衡や軸受油膜などにより振動を発生するケースがあり得る。

これらの振動諸現象を究明するため、工場で図8に示すよ

うな低圧タービン軸と発電機軸の直結試験や、モデル軸で要因となる項目と振動現象の特徴について調査した。このうち、特にタービン発電機に関係の深い振動について最近の主な研究成果を紹介する。

5.1 タービン及び発電機結合に基づく振動

軸を結合するカップリングは、理想的には誤差なしで製作され結合されることが望ましいが、機械加工、焼ばめの精度は現実には限界があり、カップリングには心振れと面振れが多少とも存在する。このため、軸単独で完全につり合わされていても、カップリングを結合することにより、現地で振動を発生することもある。特に火力機であれば500MW級以上は発電機スパン内に2個の節をもつ三次モードとなるため、同相分ウエートに対する振動感度が増大するので、現地で付加的な軸曲りを生ずるような状況は避けるよう厳しく管理することが重要である。このため、低圧タービンと発電機の直結の場合でも、三次モードである発電機軸のほうの新たな軸曲りを最小にして、現地での同相分バランスウエートを最小にするような直結方法を採用している。

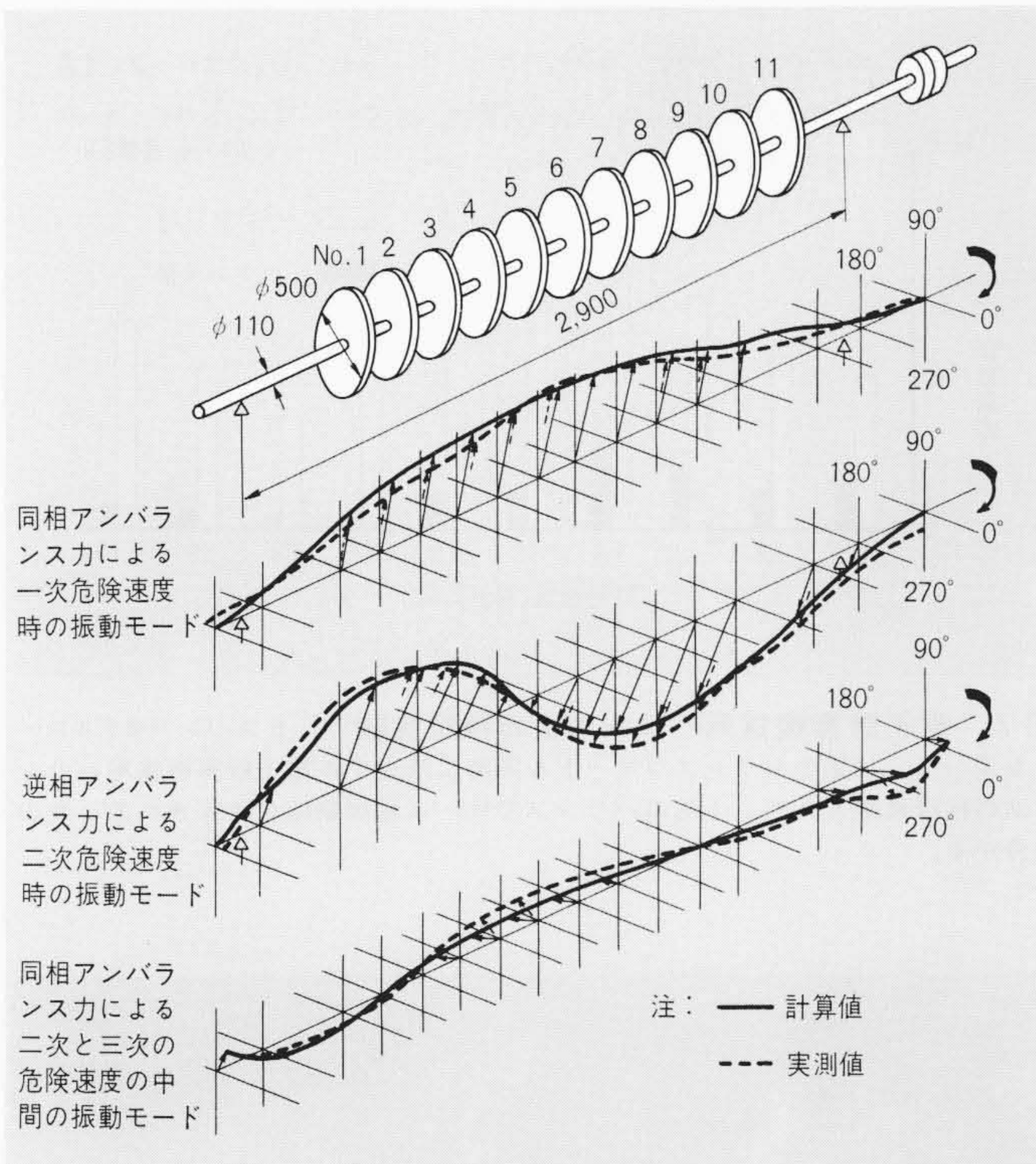


図2 モデルロータによる三次元軸振動モードの実測値と計算値の比較 振動解析の精度を、実機の危険速度に近いモデルロータで確認を行ったものである。

5.2 軸受油膜力に基づく低周波振動の混入

軸の長大化に基づく危険速度の低下と、ジャーナル径増大による軸受油膜剛性の減少により、軸受油膜に基づくオイルホイップの発生回転数は低下する傾向にあり、安定性の優れた軸受を採用する必要がある。この方法として、(1)下半軸受に周方向溝を施す、(2)上射溝に絞りなどを設けるなど軸受形状を工夫し効果を上げている¹⁾。

また架台の経時的変化による軸受荷重の低下は、オイルホイップの直接要因となるが、軸受を水平方向にオフセットした場合もその影響は少ないものの、垂直方向と同様な影響をもつことが明らかとなった。解析の詳細については文献⁷⁾を参照されたい。

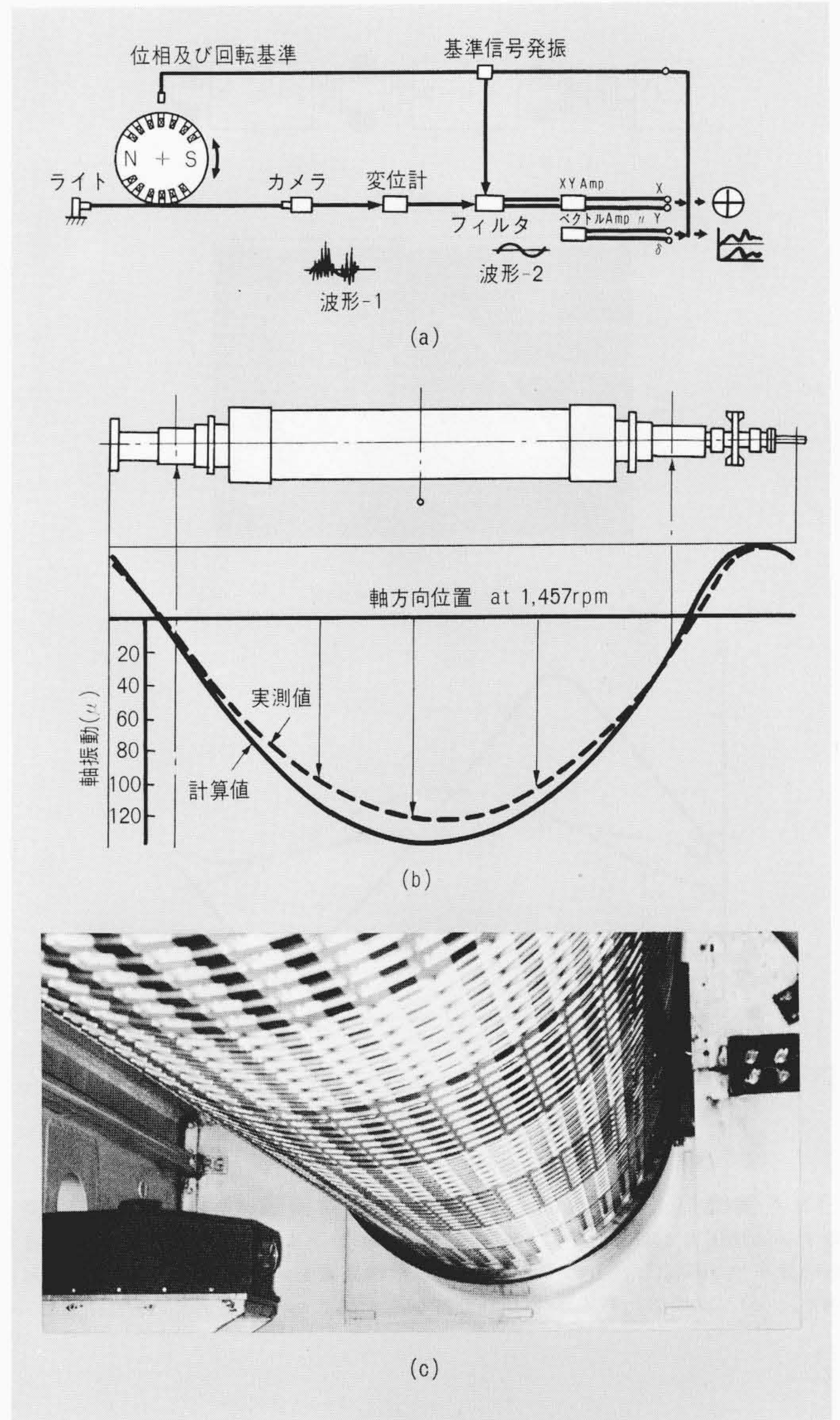


図3 実機ロータの軸振動モードの実測例 グルーピングやウエッジをもつ発電機胴部の軸振動を、光学式振動計によりとらえ実機での振動解析の精度を確認したものである。(a)は原理図を、(b)は実測値との比較を、(c)は光学式振動計の取付状況を示す。

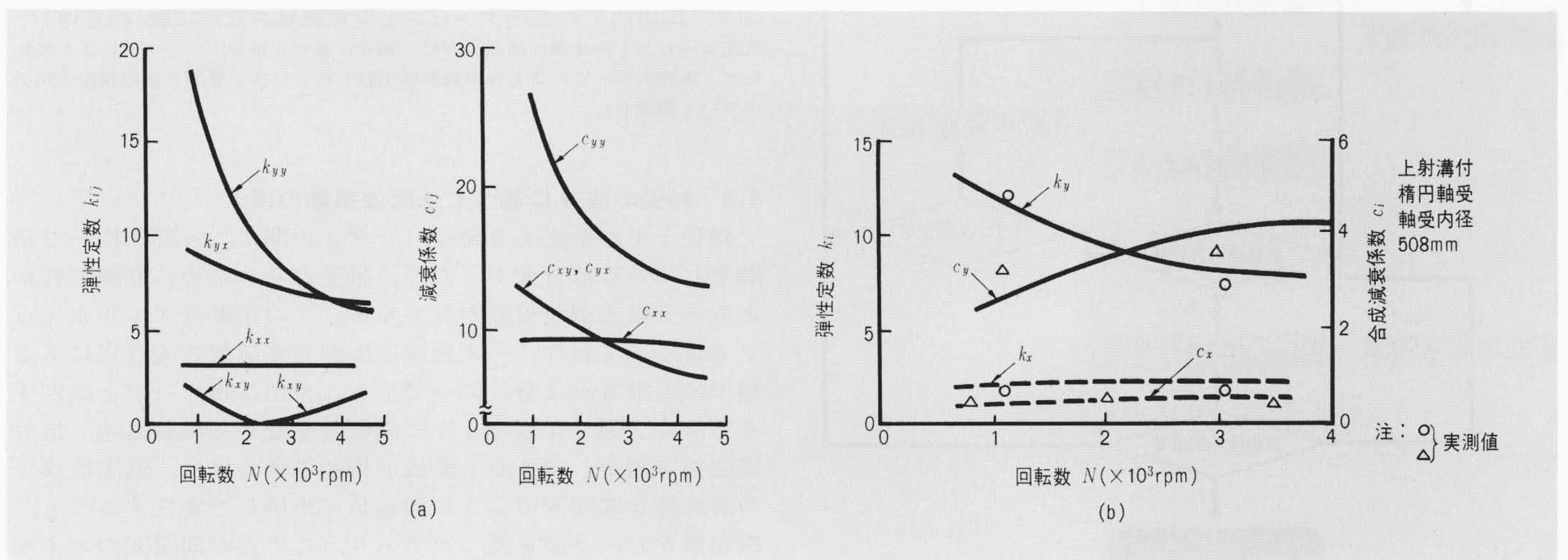


図4 軸受定数の解析例 (a)に上射溝付楕円軸受(φ508)の回転数に対する軸受ばね定数及びダンピング係数の解析値を、(b)に軸振動特性値から比較した軸受合成油膜定数の実測値との対比を示す。これより軸受定数の妥当性が確認された。

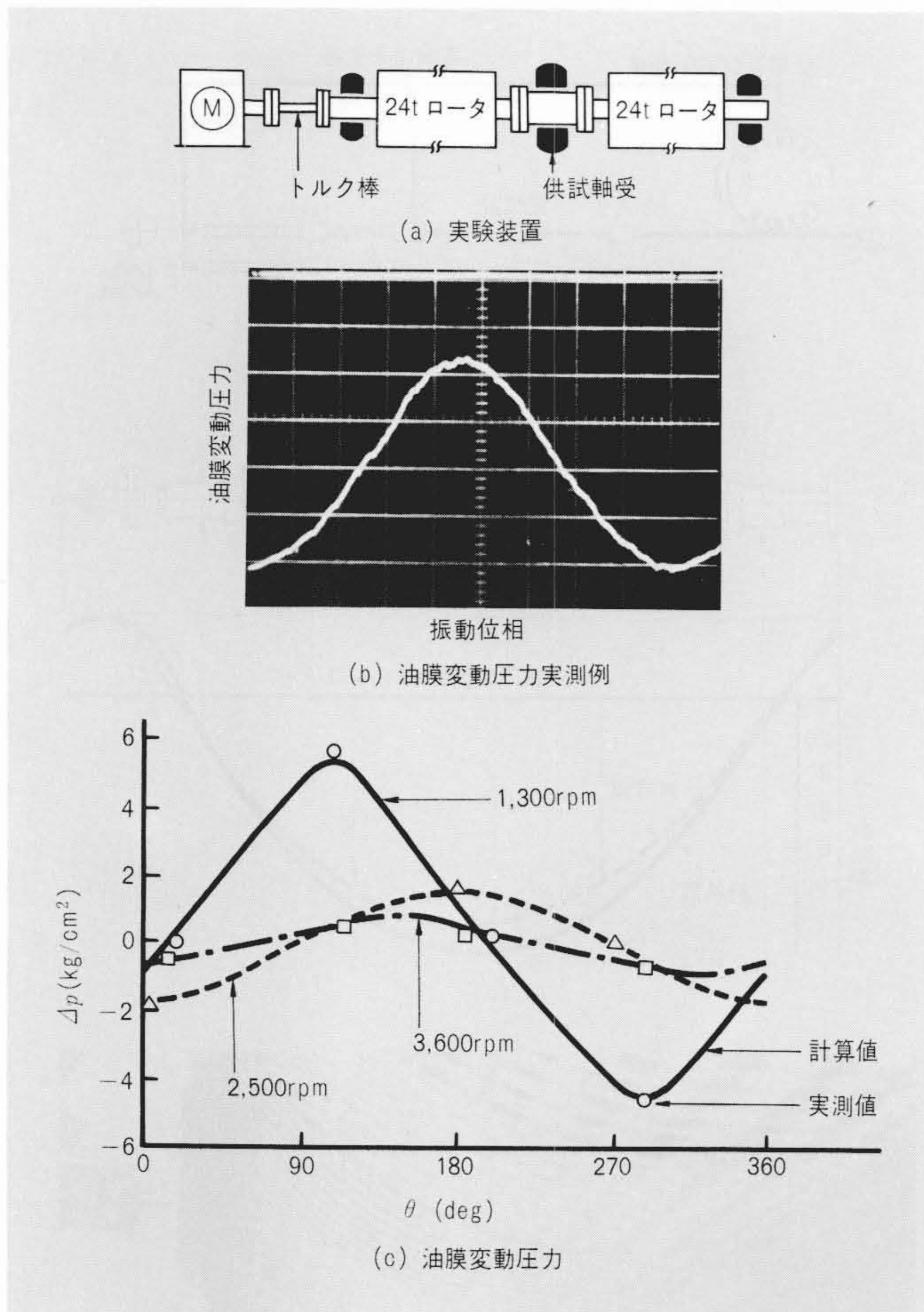


図5 実機相当モデルによる油膜定数確認実験 軸振動によって変動する油膜圧力を直接測定し、解析と対比することにより、解析による油膜定数の妥当性を確認したものである。(a)は実験装置を、(b)は油膜変動圧力実測例を、(c)が結果の比較を示すものである。

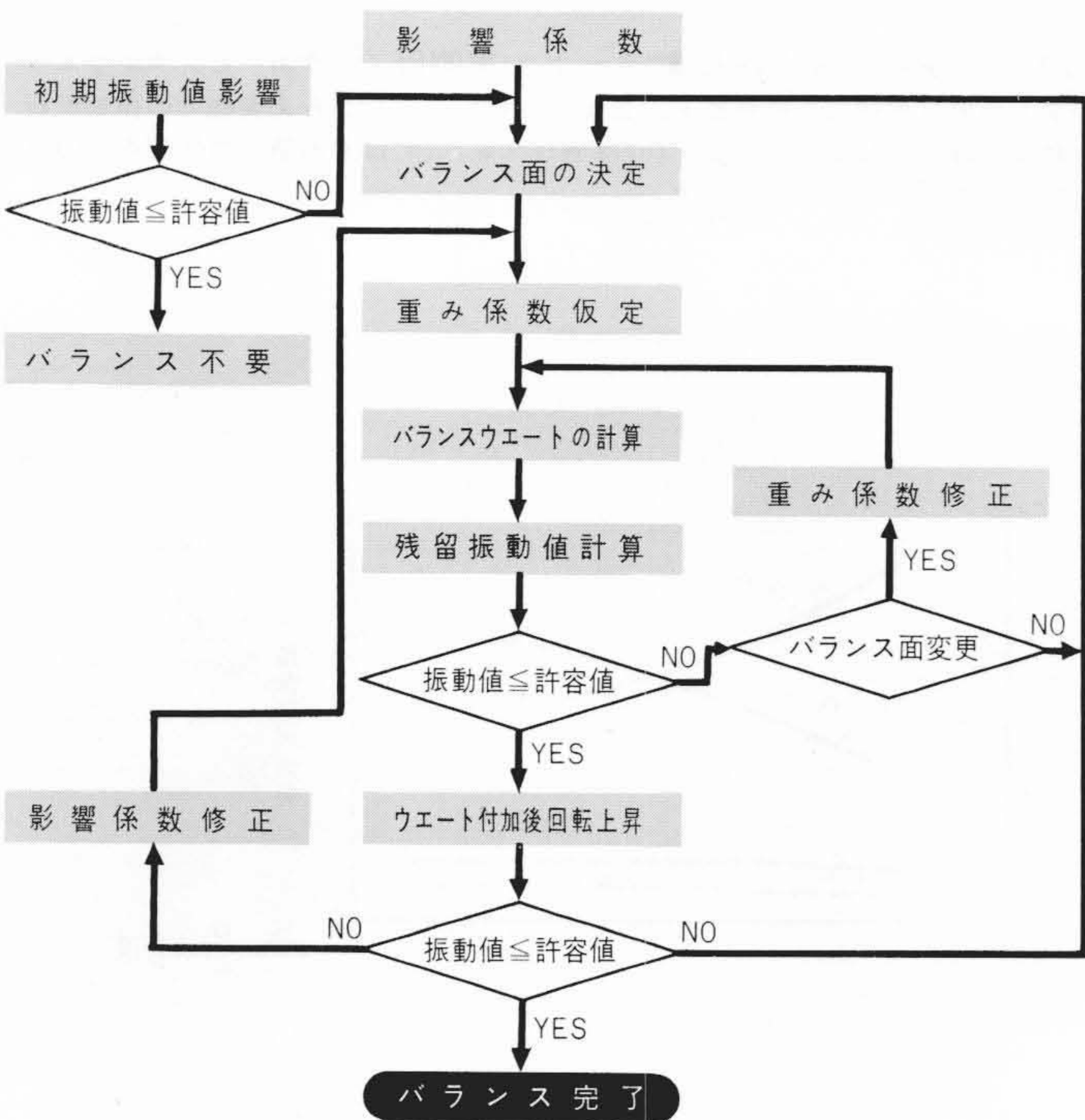


図6 バランス計算フローチャート 重み付き最小二乗法により各部の軸振動値の二乗和を最小にするとともに、最大軸振動を抑え軸振動を均一にして良好にする工夫を行なっている。

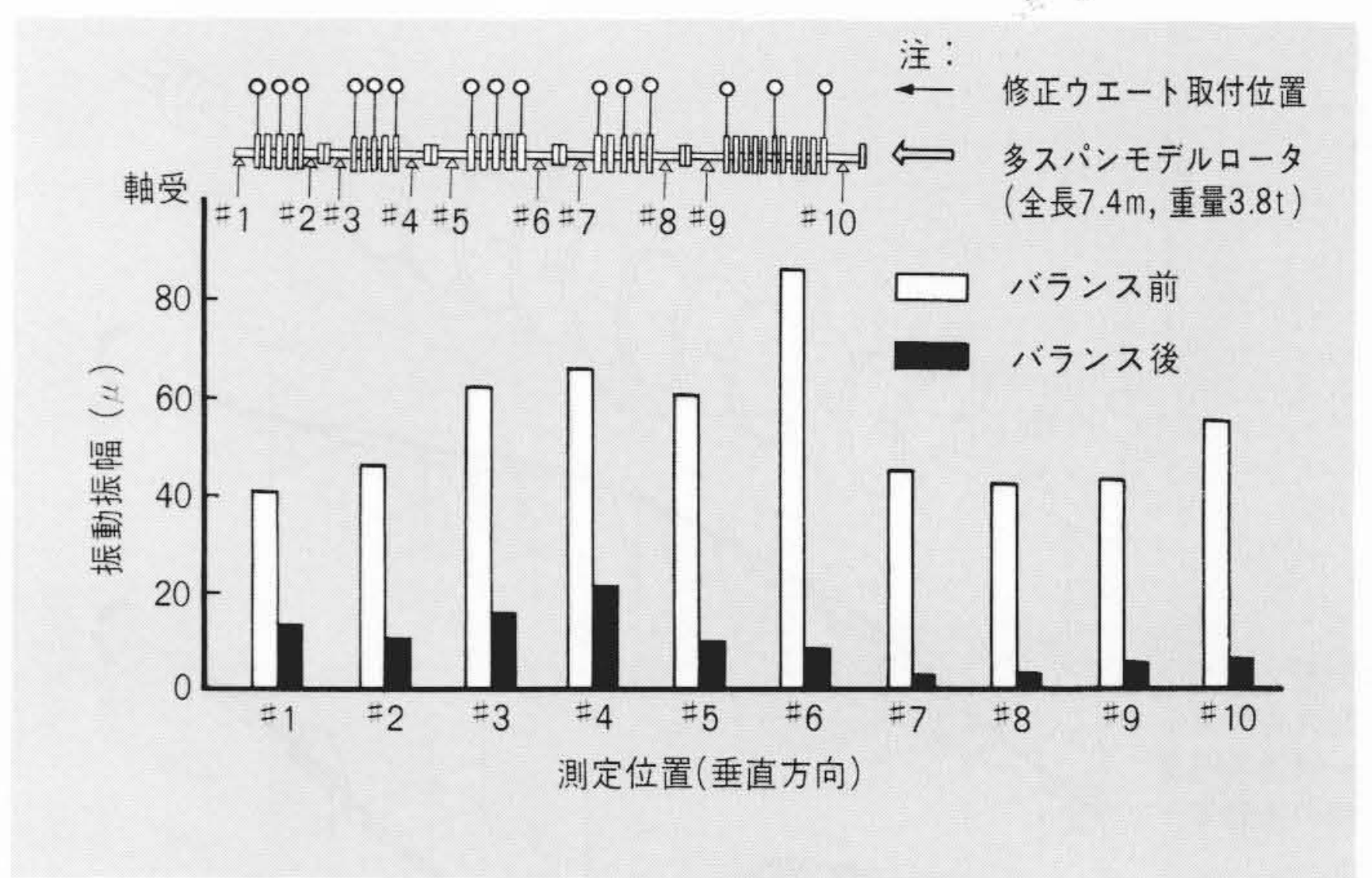


図7 電子計算機援用バランス法の検証実験 5スパンのモデルロータを用いて、15面のバランスウエートを同時に決定する電子計算機援用バランス法の検証結果であり、1回のバランスで均一に軸振動値が改善されているのが分かる。



図8 工場内の低圧タービンと発電機軸の直結試験(組立中) 低圧タービンと発電機の直結の問題、軸受に基づく振動、ラビングによる振動など、実物大ロータによる軸振動解明実験を行ない振動要因と振動現象の特徴について調査した。

5.3 軸受の座りに基づく低周波振動の混入

軸受とそれを支える軸受リングとの間に、一部不均一な接触をしている部分があったり、軸受台そのものに非線形性があると分数次調波振動が発生する。この振動はオイルホイップとよく似ており、一次危険速度が定格速度の $\frac{1}{3}$ 近辺にある軸では振動波形は全く同一である。オイルホイップと識別する方法は、図9に示すように回転数を変えて振動振幅、振動周波数を測定してみると非線形振動の場合には、低周波成分の周波数が同図(b)のように回転数に比例して変化すること、振幅値がピークを持つ点であり、この点が同図(a)のオイルホイップと異なる。軸受の座り状態を組込み時にチェックすることがこの振動の防止に重要である。解析の詳細については文献8)を参照されたい。

5.4 給油不足による脈動振動

潤滑上の必要最少油量より少ない給油量で運転される場合、軸受間隙を潤滑油で満たしているとして決定した軸受の諸特性と異なり、油膜状態の不規則な変化に伴い、脈動振動を生ずることがある。実験例では図10(a)(b)に示すように、軸受給油量の減少に比例して脈動成分は増加するが、周波数は回転数に相当するもので、他の周波数成分は認められない。この現象をアンバランスによる軸振動応答が油膜の状態変化により不規則に変化するものと推定し解析を試みた。解析の結果、同図(c)のように脈動成分の実測値と計算値とはほぼ一致し、発生機構の妥当性が明らかになった。解析手法については文献9)を参照されたい。

5.5 熱的不平衡に基づく振動

タービン発電機の熱的不平衡の要因は次の項目がある。

- (1) 界磁コイル層間短絡により、短絡ターンに電流が流れなくなるため、隣接するテースの温度が健全部より低くなる。
- (2) コイルの組立て公差や異物によって通風経路にアンバランスを生じ、熱的不平衡を起こす。
- (3) ウエッジ挿入固さのばらつきにより、ロータ表面に流れるうず電流の相違により、熱曲りを生ずる。またウエッジ材とシャフト材の熱膨張係数の差によりウエッジが軸を曲げる。
- (4) 界磁コイルエンドの熱伸びがエンドスペーサのブロッキングにより円周方向に微小変位し、バランスを崩す。
- (5) 油切り、シールリング、コレクターリングなどで静止部が軸に接触した場合、軸のハイスポットが固定部分に当たり、この当たり部分が軸を局部的に加熱し、円周に温度差を生じた結果、一時的に曲りを生ずる。
- (6) 軸自身の熱的特性により生ずる曲り

以上述べたような熱による一時的な軸曲りにより軸振動が発生するが、この状況は各々の要因により異なり、例えば、(1)の界磁コイル層間短絡であれば、図11に示すような界磁電流の印加とともに、磁気吸引力の差により瞬時的な振動変化も付加されるし、かつアンバランス発生方向が極方向であるなどの特徴があるし、(5)の軸が静止部とラビングした場合には振動振幅、位相が時間とともに比較的急速に変化することなどで識別できる。これらの熱振動現象の詳細については、

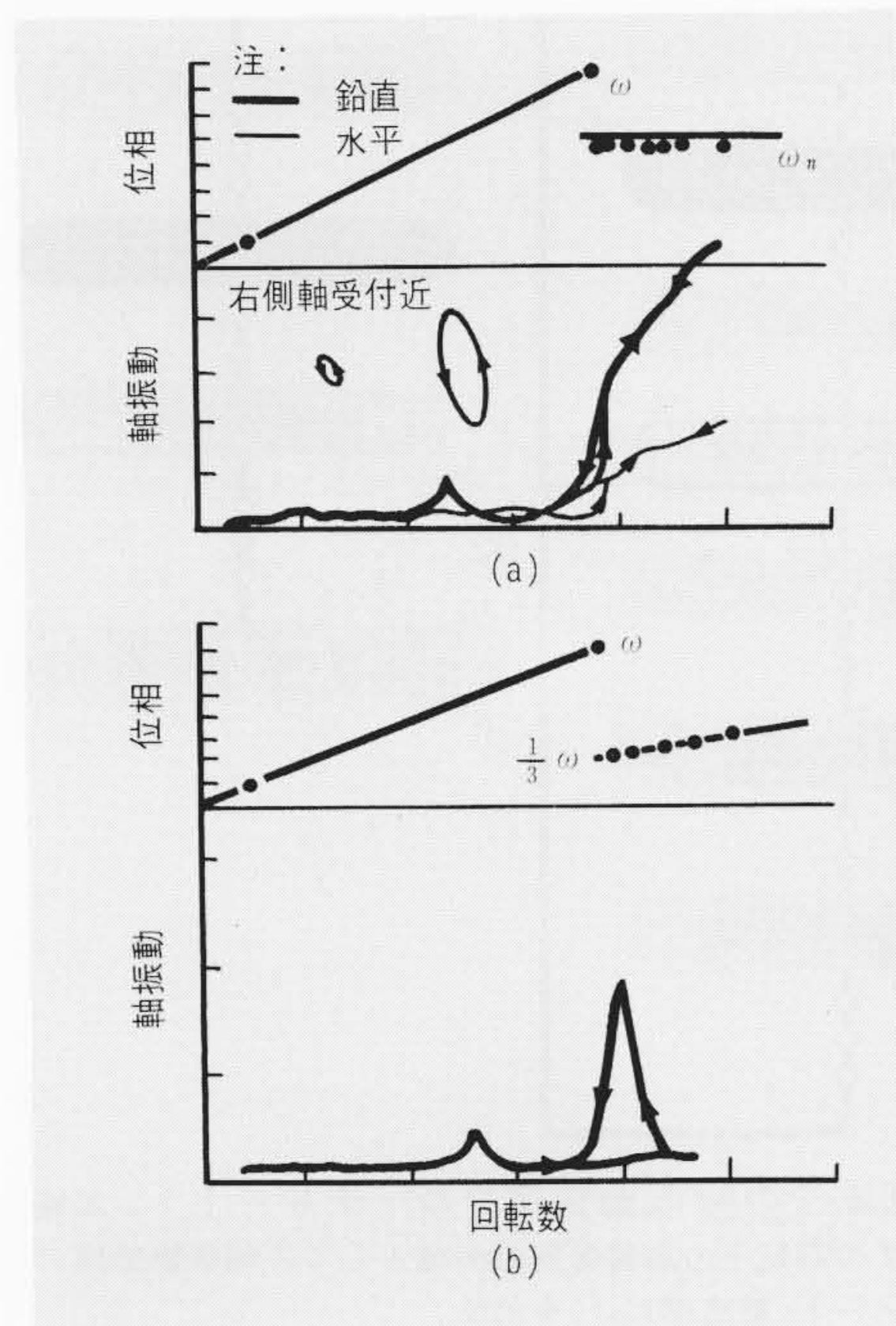


図9 軸受に基づく低周波振動の混入 オイルホイップと軸受座りに基づく振動とは、振動波形が酷似しているが回転数を変えて振動応答を測定すると、低周波成分の周波数の相違から、(a)のホイップと(b)の軸受座りに基づく振動とに識別できる。

文献1)を参照されたい。最近では図12に示すように、ロータ表面の温度分布を直接測定できるような計測器の進歩により、製作時点での熱不平衡を確認できるようになり、6章に示すような厳密な品質管理を行なっている。

6 軸振動状況からの回転子の診断

前章で述べたように、タービン発電機の構成部品の不具合は各種の振動をひき起こすので、運転中の回転子の診断を

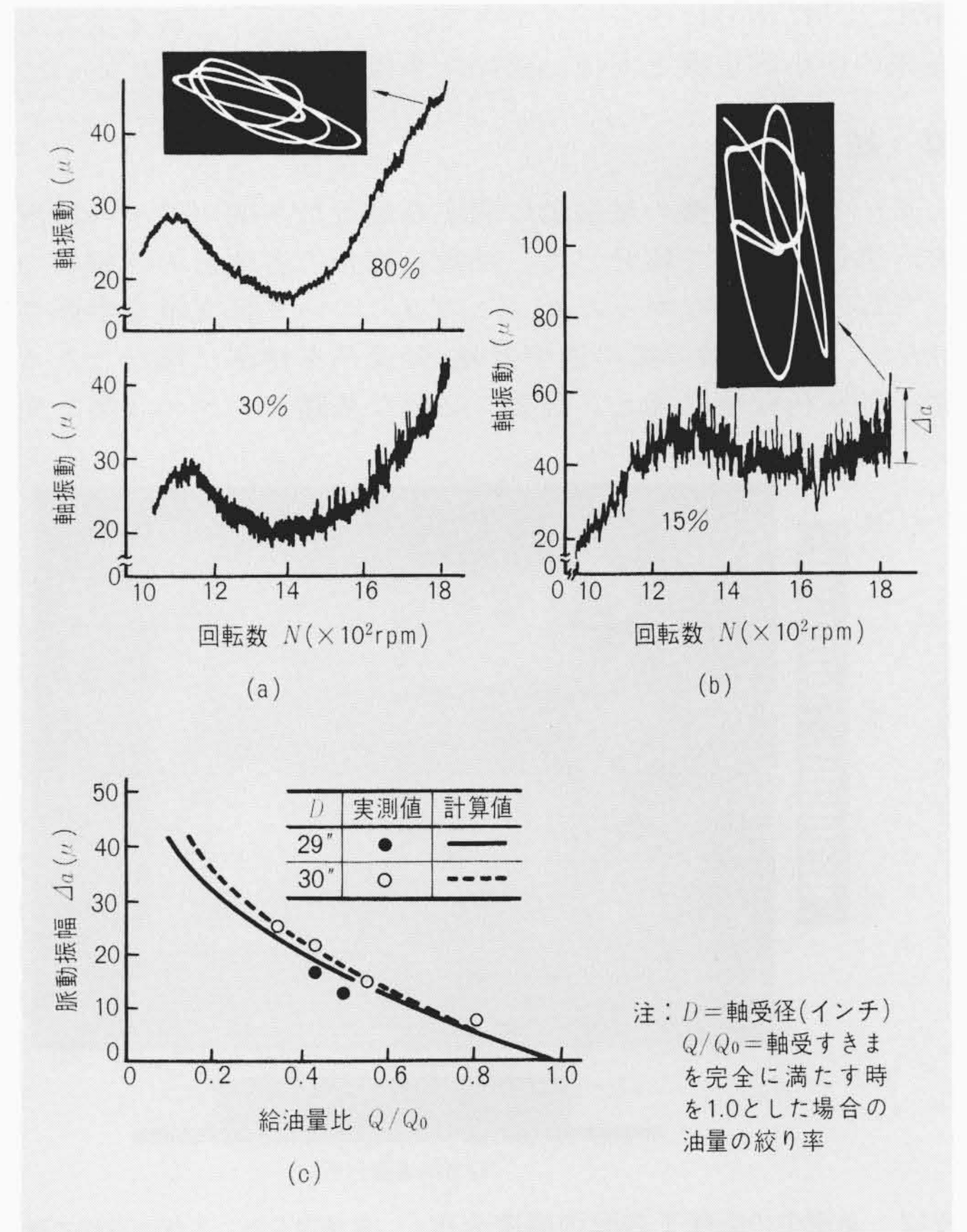


図10 給油不足による脈動振動の実験結果 軸受の給油が不足すると、油膜状態の不規則な変化に伴い軸振動が脈動する。(a)は油量絞り率80%、30%の場合を、(b)には15%の場合を示す。(c)は油量の絞り率と脈動振幅との関係を示すもので、実測値と計算値がほぼ一致していることから、発生機構の妥当性が明らかになった。

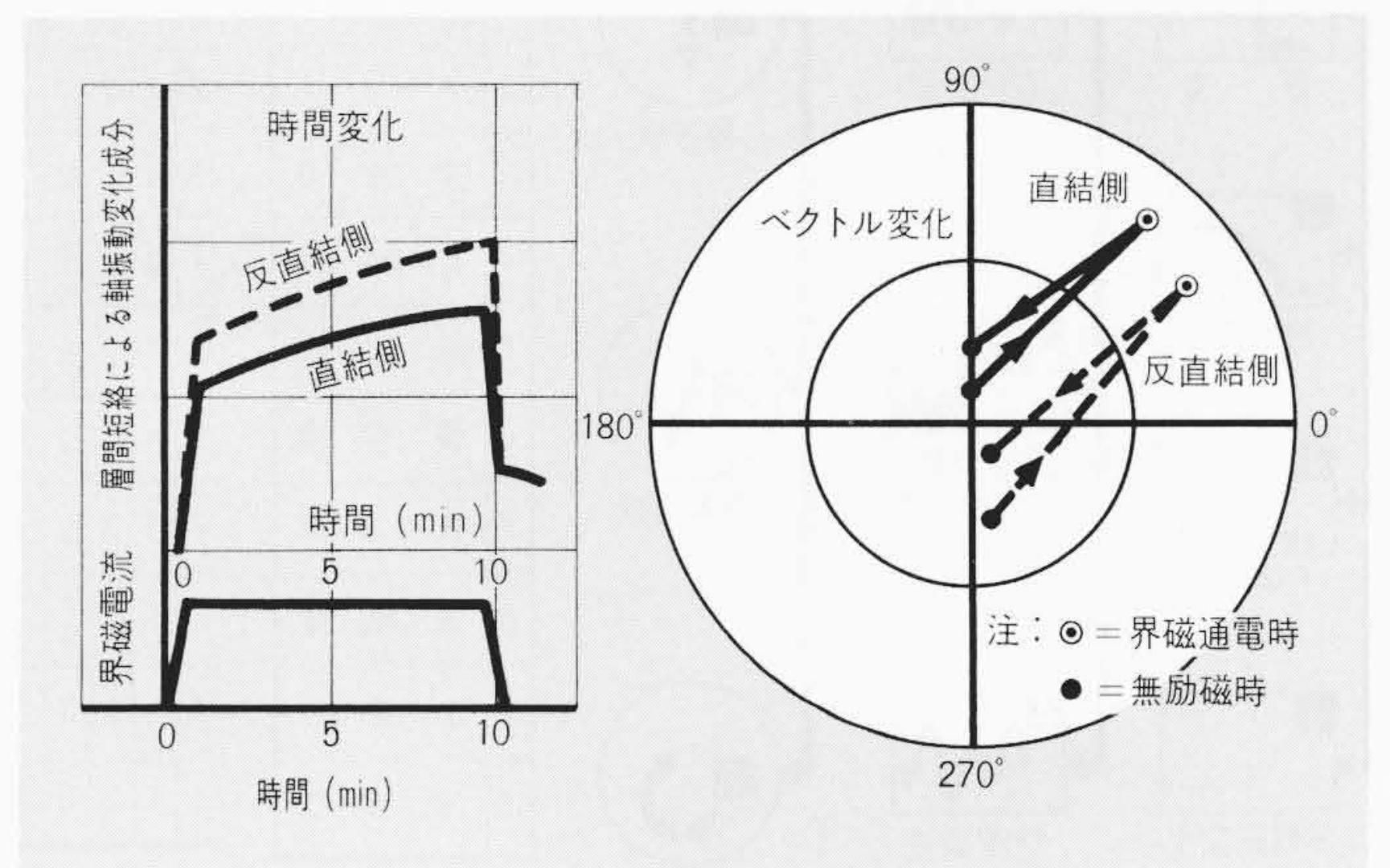


図11 界磁コイル層間短絡による振動現象 励磁電流印加とともに、瞬時的に変化する軸振動成分があることと、アンバランス発生方向が極軸であることが特徴である。

軸振動の状況から行なうことができる。図13で軸振動値の振幅A, 周波数F, 位相D, 条件変化Cの4項目の組合せより診断を行なおうとするものであり, 例えば, 振幅も不規則変化で周波数は回転成分であり, 位相変化は任意で, 油温変化に影響されるような軸振動がみられるときは, 給油量不足が原因で不規則振動がでるといように判定する方式である。更に, 発電機軸自身の熱的な軸曲りを生ずる原因となる界磁巻線の層間短絡, 通風不平衡, 回転子ウエッジのはめ合い固さの不平衡などに関しては, 工場及び現地試験の過程で図14に示すように十分にチェックできるようになり, 大容量機でも従来の中小容量機と同様の信頼度を保つことが可能となった。

7 結 言

タービン発電機の軸振動に関する最近数年間の進歩の状況を, 実例を挙げて紹介した。紙数の都合で各項目の詳細については説明できなかったが, この点については文献を参照されたい。最近の軸振動の進歩は軸-軸受系を精密に模擬できる軸振動解析技術に加え, 計算に必要な基礎データの収集, 光

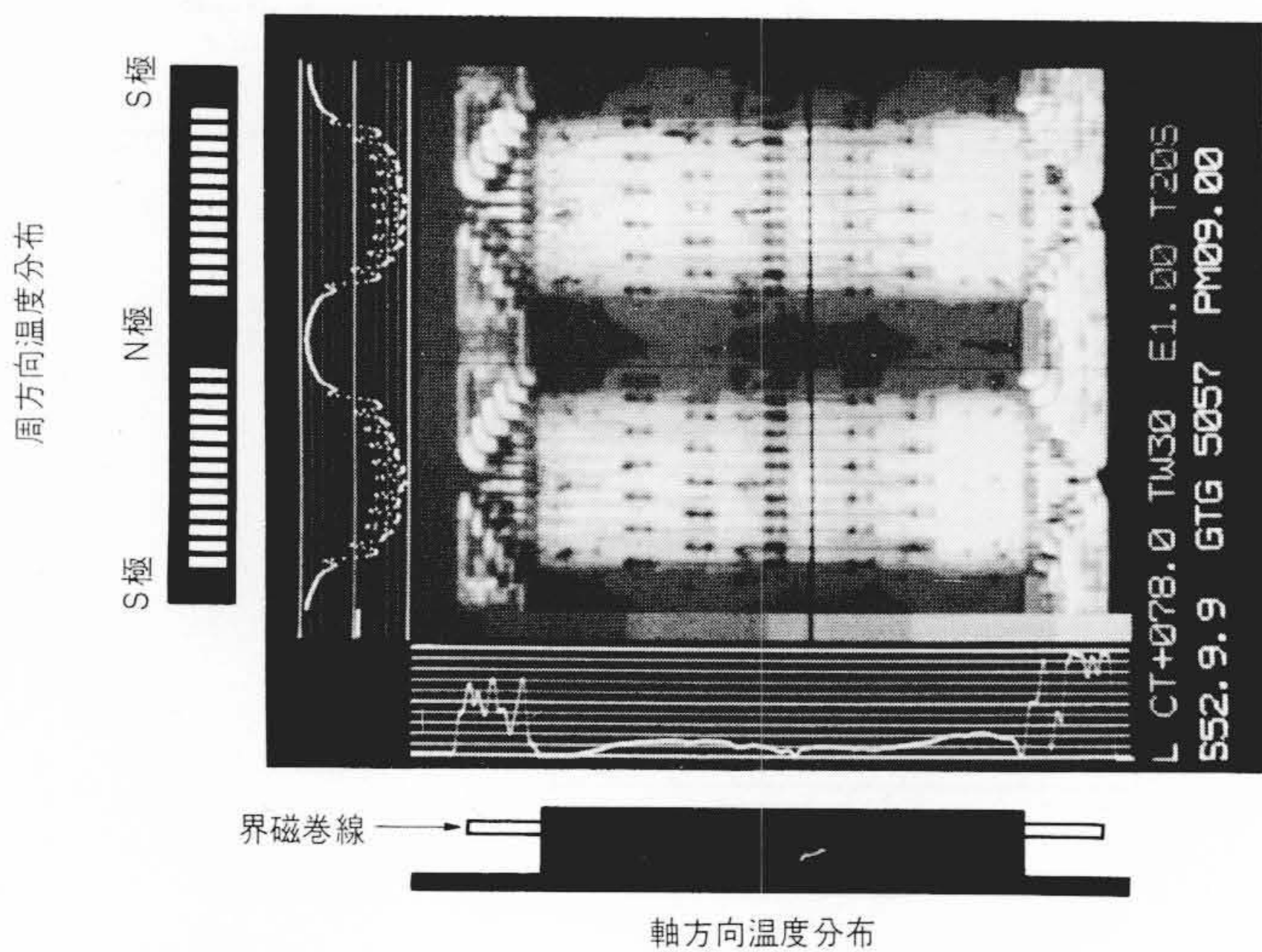


図12 通電中の回転子表面の温度分布 保持環を外して低速回転で通電し, 回転子表面温度を実測したもので, 色の濃淡により温度の高低を表示する。熱振動には円周方向の温度差が問題となる。

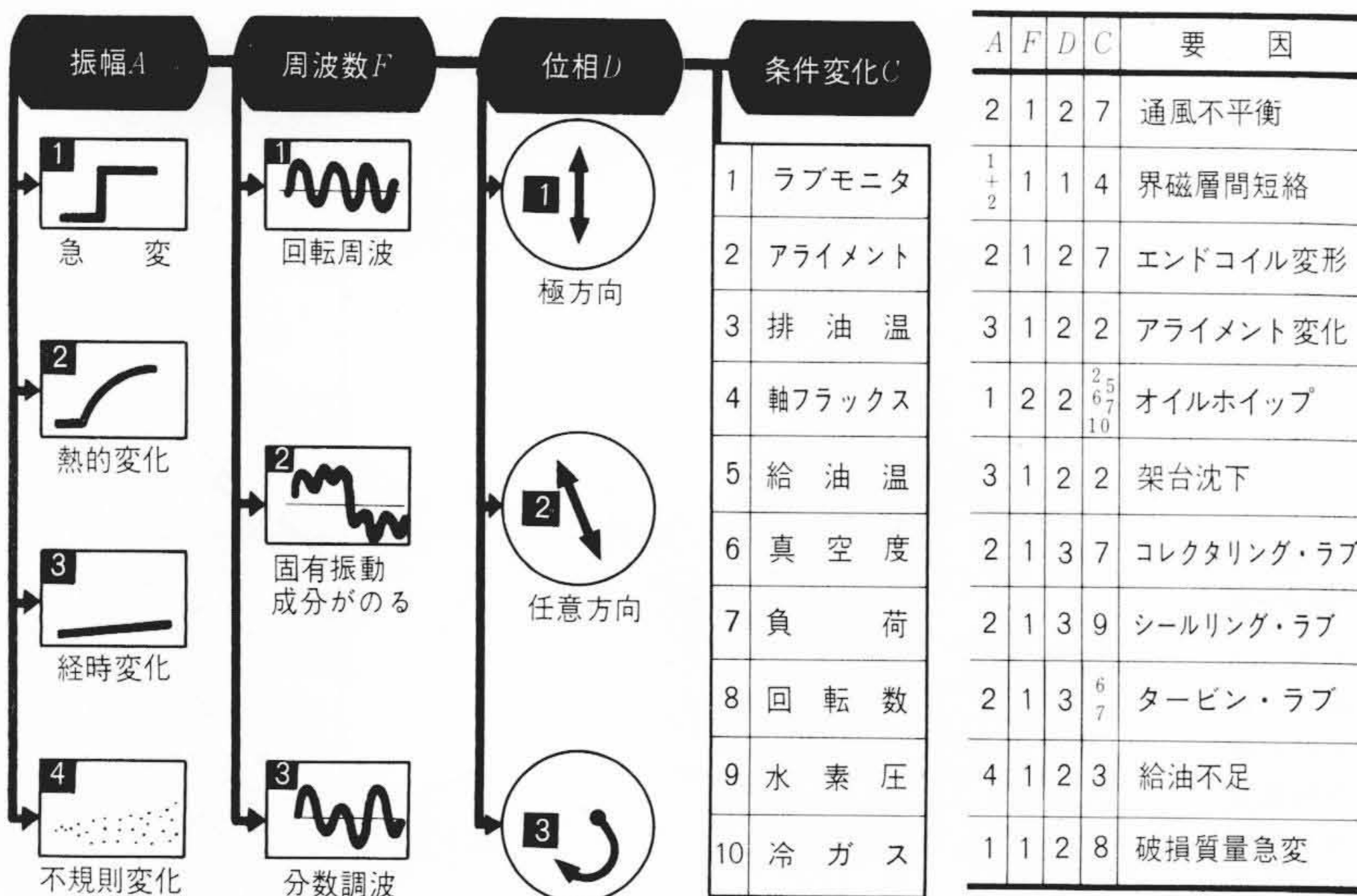


図13 軸振動状況からの回転子の診断 軸振動の状況の微小な変化から回転子内部の状況変化を診断し, 予防保全のデータを運転中に得ようとするものである。

振動計や軸表面温度計測などの新計測技術, 電子計算機援用バランス法の実用化, 軸振動諸現象の解明など, 多岐¹⁰⁾にわたる研究成果が有機的に結合し達成されたものである。軸振動問題は, その原因が多岐にわたり広範囲な技術による解明が必要とされるので, 今後も不断に研究を続け, 振動が小さく信頼性の高い機械の実現に努めたいと考えている。関係各位のいっそうの御指導をお願いする次第である。

参考文献

- 1) 渡辺ほか: 大容量タービン発電機の軸振動 火力原子力発電 Vol.25, No.10, p.947 (昭49-8)
- 2) 菊地ほか: 多軸受多円板回転軸系の安定性解析 機論, 43, 368, p.1338 (昭52-4)
- 3) 青木, 原田: ジャーナル軸受の乱流域における油膜の弾性および減衰係数 潤滑, Vol.16, No.6 (1971)
- 4) 金子, 渡辺ほか: 大径高速楕円軸受の油膜定数 潤滑学会第20期通常総会予稿集, B-4, p.81 (昭51-5)
- 5) 佐藤, 藤沢ほか: モード別影響係数を用いた大型回転機のつりあわせ法 機講論, No.770-3 (1977-4)
- 6) 塩幡, 藤沢: 多軸受回転軸系のつりあわせ法 機講論, No.760-3 (1976-4)
- 7) 金子, 渡辺ほか: 軸受水平方向オフセットの安定性に及ぼす影響 機講論, No.760-8 (1976-6)
- 8) 大田原, 久野: すべり軸受で支えられたロータの非線形振動 機講論, No.760-8 (1976-6)
- 9) 金子, 渡辺ほか: 給油不足による脈動振動 機講論No.761-1 (1976-5)
- 10) 井上, 渡辺ほか: オーバハング軸受の制振制 機講論No.761-1 (1976-6)

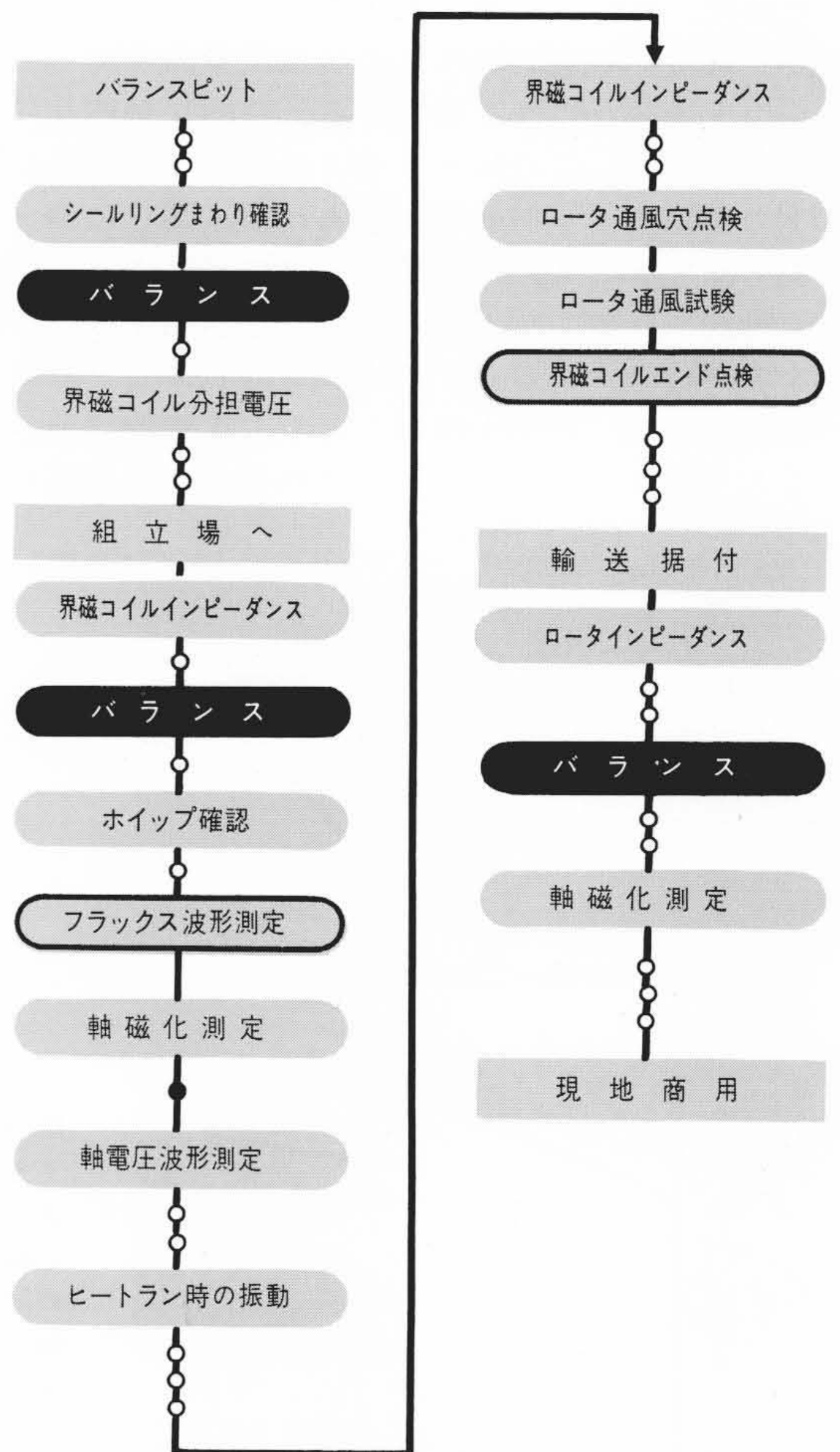


図14 回転子の軸振動管理フローチャート 工場内, 現地での回転子の品質管理の一環としての軸振動管理のフローチャート(重点部だけ)を示す。