

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	高精度スピンドルの回転精度評価に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	野口昭治
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3222号, 授与年月日:1998年9月30日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3222号, Conferred date:1998/9/30, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

高精度スピンドルの回転精度評価に関する研究

野口 昭治

目 次

第 1 章 緒 論

1.1	研究の背景	1
1.2	回転精度評価法に関する過去の研究	6
1.3	転がり軸受単体としての回転精度に関する過去の研究	10
1.4	本研究の構成	13
1.5	本研究の概要	14
	参考文献	

第 2 章 静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度評価法

2.1	緒言	18
2.2	新しいラジアル方向回転精度評価法	22
2.3	測定精度向上のための工夫	24
2.3.1	被測定物形状誤差の分離方法	24
2.3.2	測定機器間のトータルの誤差補正	25
2.3.3	デジタルフィルタを用いたノイズ除去	28
2.4	測定装置と測定方法	30
2.4.1	測定装置	30
2.4.2	測定試料保持機構	30
2.4.3	非接触センサ保持機構	32
2.4.4	DDモータ付静圧エアスピンドル	32
2.4.5	測定条件	33
2.4.6	試験順序	34
2.5	測定結果と考察	35
2.5.1	1 方向から測定した回転精度	36
2.5.2	直交 2 軸を合成した回転精度	38
2.5.3	リサージュ図形	40
2.5.4	給気圧力による回転精度の変化	43
2.5.5	回転方向による回転精度の変化	46
2.5.6	回転速度による回転精度の変化	48
2.5.7	姿勢による回転精度の変化	50

2.6	評価法によるラジアル振れ評価値の違い	52
2.7	結言	53
	参考文献	

第3章 静圧エアスピンドルのアンギュラモーション評価法

3.1	緒言	55
3.2	アンギュラモーションの評価法	58
3.2.1	アンギュラモーション	58
3.2.2	アンギュラモーションの状態判定	60
3.3	測定装置と測定条件	62
3.3.1	測定装置	62
3.3.2	測定条件	64
3.4	測定結果と考察	66
3.4.1	アンギュラモーションの挙動	66
3.4.2	アンギュラモーションの状態判定	68
3.5	結言	72
	参考文献	

第4章 転がり軸受スピンドルの回転精度評価法

4.1	緒言	74
4.2	転がり軸受スピンドル	76
4.3	測定装置と測定条件	77
4.4	ラジアル方向回転精度測定結果	80
4.4.1	リサージュとベクトル表示	80
4.4.2	スピンドルの振れの周期性	84
4.4.3	スピンドルの振れの再現性	89
4.4.4	基礎円とリサージュ図形	90
4.5	アンギュラモーション測定結果	91
4.5.1	2断面のラジアル挙動	91
4.5.2	アンギュラモーションの状態判定	92
4.6	スピンドルの回転精度に及ぼす軸受単体の影響	96
4.7	結言	97

参考文献

第5章 転がり軸受単体の回転精度評価法と回転精度向上の工夫

5.1	緒言	99
5.2	軸受単体の回転精度測定装置の開発	101
5.2.1	従来の測定装置と問題点の検証	102
5.2.2	新しい軸受単体の回転精度評価装置	109
5.2.3	性能評価	113
5.3	ベクトル表示方式回転非同期振れ(NRR0)の提案	116
5.3.1	ばらつき幅の計算法	117
5.3.2	ばらつきの標準偏差	117
5.3.3	評価結果の比較	117
5.4	軸受単体の運動解析プログラムと計算結果	118
5.4.1	玉軸受の運動解析プログラム	118
5.4.2	計算条件	120
5.4.3	回転精度に及ぼす誤差成分の影響	121
5.5	軸受単体の回転精度を向上させる設計諸元の検討	126
5.5.1	外輪(内輪)形状誤差山数との関係	126
5.5.2	転動体形状誤差山数との関係	130
5.5.3	転動体寸法差との関係	131
5.6	12個ボール玉軸受のラジアル方向回転精度測定	133
5.6.1	測定軸受と測定条件	133
5.6.2	NRR0最大値の測定結果	133
5.6.3	転動体数を変化させた場合との比較	134
5.6.4	外輪に特定形状誤差を与えた場合の測定結果	135
5.7	結言	143

参考文献

第6章 結 論

謝 辞	153
-----	-----

第 1 章 緒 論

1.1 研究の背景

近年，工作機械の超精密加工や磁気記憶装置の高記録密度化にともない，スピンドルの高回転精度要求が高まっている．工作機械においては，主軸スピンドルの回転精度が直接加工精度に影響を与えるため，古くから主軸スピンドルの回転精度を評価する研究が行われてきた．図1.1に加工精度の変遷を示す¹⁾．年代とともに加工精度は向上しており，最近ではサブ μm レベルに達している．スピンドルに使用される軸受は転がり軸受が多いが，用途によっては静圧空気軸受，静圧油軸受も使用されるようになってきた．

また，情報機器の分野においても，高回転精度が要求されるようになってきた．特に磁気記録装置における記録密度の飛躍的な向上（年率60％上昇）には，スピンドルモータの回転非同期振れ（Non Repeatable Run-Out, 通称NRR0）の低減が大きく貢献している．ディスクの寸法は決まっているので，記憶容量を多くするには記録密度を上昇させなければならない．

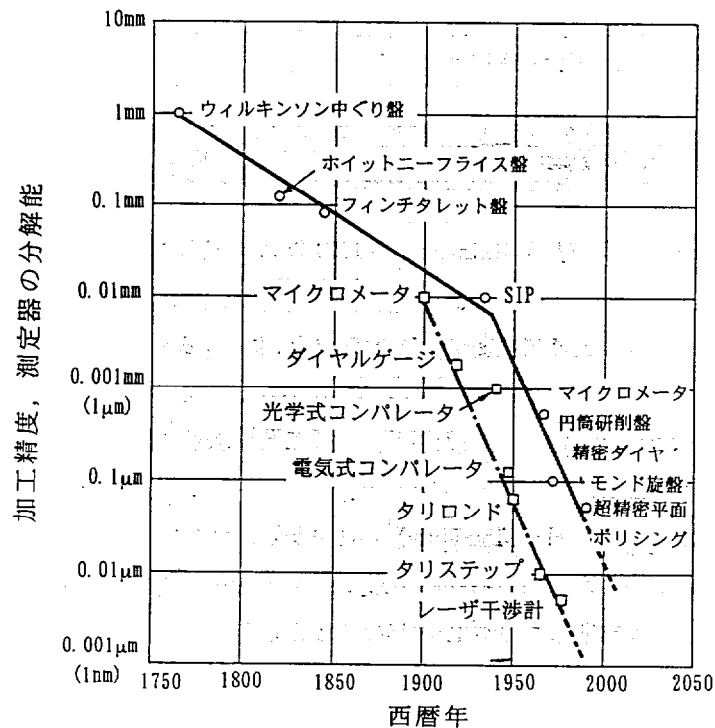


図1.1 加工精度の変遷

最も簡単な方法は、データを書き込むトラックの幅を狭くして、トラック密度を高める方法である。トラックピッチとスピンドルモータに要求されるNRROとの関係を図1.2に示す。スピンドルモータに許容されるNRROは、トラックピッチの約1/30であり、それに使用される軸受は、その半分程度である²⁾。単位としては μm よりも nm の方が適してくるほど小さな値である。このように、スピンドルの回転精度に対する要求は、サブ μm へと移ってきている。回転精度評価においては、保証の観点からスピンドル回転精度よりも1桁上の精度が必要であり、測定・評価をよ

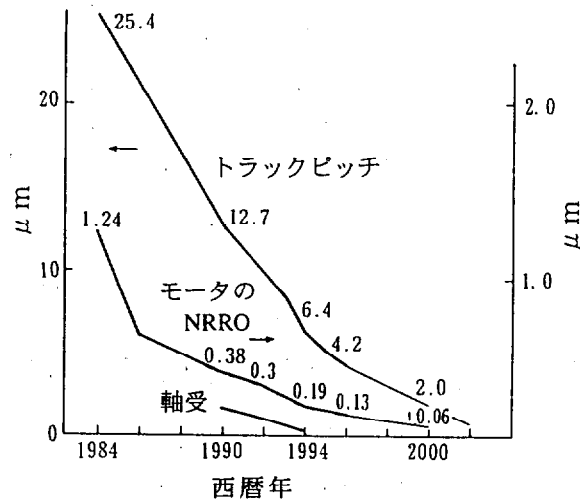


図1.2 HDDのトラックピッチとNRROの変遷

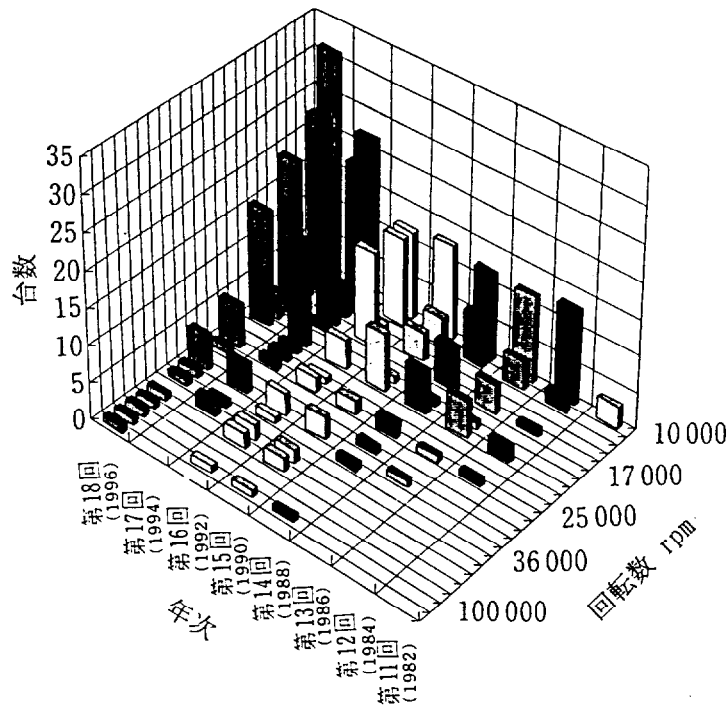


図1.3 日本工作機械見本市における10000rpm以上の主軸の変遷

り厳密に行わなければならない。

また、図1.3に示すように、スピンドルの回転速度も年々速くなっている³⁾。高速回転スピンドルの回転精度を評価するには、分解能が高いことの他に、応答周波数(追従性)の高いセンサが必要になる。フィルタリングにおいても位相遅れ⁴⁾の影響をなくす工夫が必要になり、測定に用いる機器、データ処理法も今までより高度なものが必要である。

回転精度の評価法においてもより情報が多く得られるような二次元的、三次元的な評価法が必要となる。ラジアル方向回転精度評価においては、ラジアル振れは平面的な広がりをもつ二次元空間での運動であり、全体を把握するためには複数の方向から振れを測定する必要がある。しかし、実際にはラジアル振れの評価は、1方向からの測定で行うことが

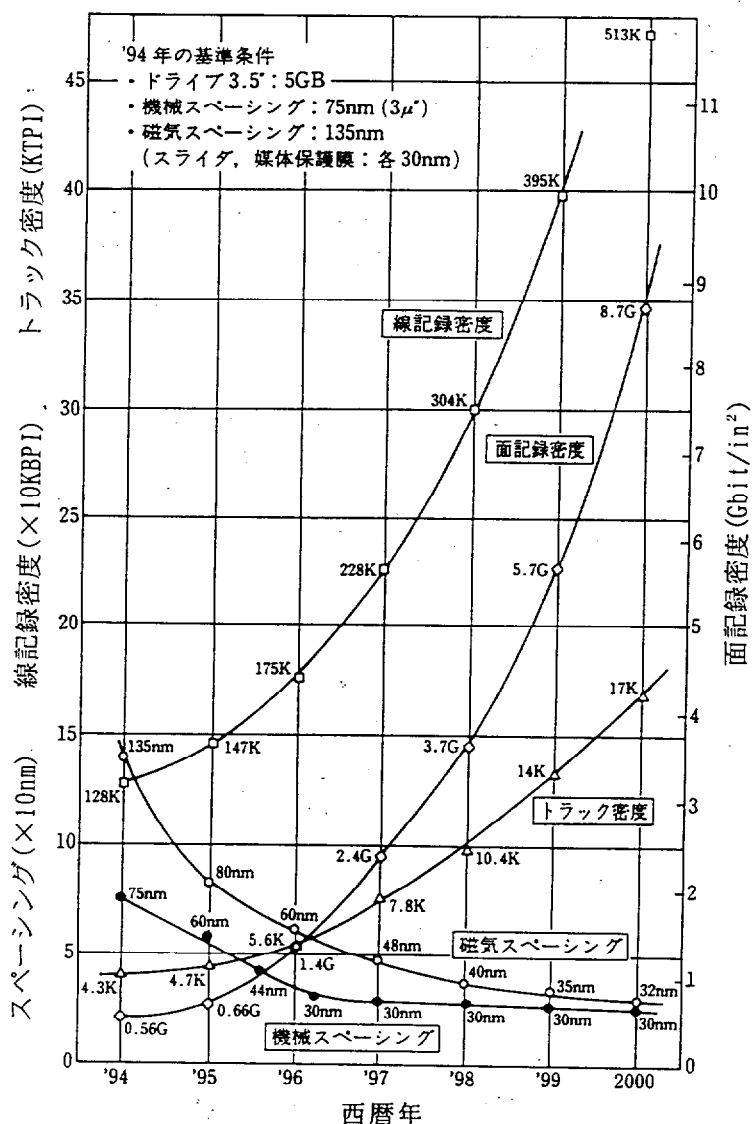


図1.4 HDDのトレンド予測

多かった．測定される方向の振れだけが性能に影響を与える旋盤などの工作機械に使用される場合には，1方向からの測定で十分であるが，平面内での位置決め精度が性能に影響を与えるような箇所に使用される場合には，1方向からの測定では不十分である．HDDスピンドルモータを例にして説明する．HDDのトレンド予測を図1.4に示す²⁾．面記録密度は上昇の一途をたどっている．面は二次元なので，面記録密度を向上させる方法は二通り考えられる．ひとつはデータを書き込むトラックピッチを狭くする方法(半径方向を短くする方法)，もうひとつは線記録密度を向上させる方法(円周方向を短くする方法)である．現在は，線記録密度に対してトラック密度が低いため，トラック密度を上げることで，面記録密度の向上を図っている．したがって，スピンドルモータのラジアル振れにおいて，最も重要な方向はヘッドの移動方向と一致する方向(半径方向)とされてきた．

線記録密度を決める要因は，1bitを書き込める面積であるとされており，現在では $0.1\mu\text{m}^2$ 程度となっている．しかし，垂直磁気記録方式や磁性材料の改良により，1bit当たりの面積を小さくすることが可能になれば，線密度を上げることによって，面記録密度を向上させることができる．線記録密度が上がると，今まで問題にされていなかった回転方向に対して接線方向のラジアル振れが問題になる．図1.5に示すように，線記録密度が低い場合には，問題なかった接線方向の振れであっても，線密度が高い場合には問題となる．瞬間的な振れであれば，リード／ラ

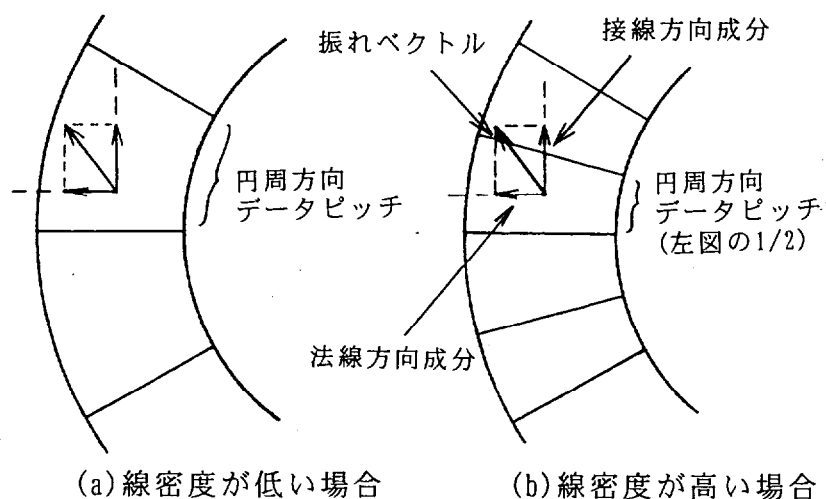


図1.5 HDDの線密度に及ぼす接線方向振れの影響

イトエラーで済むが、定常的な振れであれば、この振れの大きさより記録間隔を小さくすることはできない。これまで影響がないと考えられていた方向の振れが線記録密度の律束となる可能性がある。西暦2000年においては、線記録密度は500K/inchを越えると予測されており、1bit当たりの間隔は50nm程度となる。このように、平面内での位置決め精度が製品としての性能に影響を与えるような場合においては、ラジアル振れを平面的に評価し、その全体像を把握しておく必要がある。

さらに、ディスクは複数枚搭載されるので、ディスク毎に高さが異なっている。軸が歳差運動(アンギュラモーション)をしているような場合には、高さによってラジアル振れが異なってくるので、軸としての挙動を空間的(三次元的)に把握する必要が生じてくる。

スピンドルの回転精度が高まるにつれて、これまで問題とならなかったことが製品性能に影響を与えることが予想されるので、これからの回転精度評価においては、

- (1) 分解能、周波数応答性の高いセンサ
- (2) 位相遅れ、機器間の誤差を保证するようなデータ処理法
- (3) 振れの全体像を把握できる評価法

を盛り込んだ測定評価システムが必要となる。

また、要求される回転精度を満足させるためには、スピンドルに使用

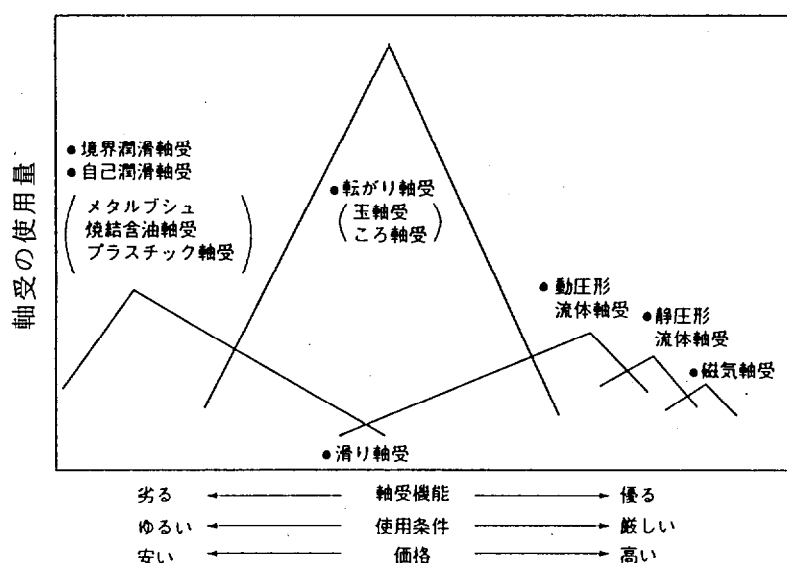


図1.6 軸受の種類

される軸受の改善も必要となる。軸受としては、図1.6に示すような種類があり⁵⁾、特徴に応じて使い分けがなされている。高回転精度が得られる軸受としては、静圧空気軸受等の流体軸受であるが、安価であること、メンテナンスが容易であること、国際的に互換性があること等の理由から量的には転がり軸受が最も多く使用されている。

転がり軸受は、転動体通過にともなう振動等の構造に起因した問題を含んでおり、それらを完全になくすことはできない。しかし、設計上の工夫や加工精度の向上によって、振れや振動を小さくすることは可能と考えられる。これまでは、主に内外輪、転動体の加工精度を向上させることで対処してきたが、加工精度には限界があり、誤差をすべて無くすることは不可能である。また、コストの上昇にもつながってくる。これからは、回転精度を向上させる設計上の工夫が不可欠であると考えられる。それには、軸受内部の設計諸元、誤差成分が回転精度とどのような関係があるかを明らかにした上での内部設計仕様の検討、検証のための軸受単体の回転精度測定評価技術の確立が必要である。

1.2 回転精度評価法に関する過去の研究

スピンドルの回転精度に関する研究は、これまでに多く行われており、一部規格化もされている。これまで多く用いられてきた回転精度評価法として代表的なものは、ポーラプロット法(ANSI/ASME⁶⁾)とリサーチ法(VUOS0⁷⁾)である。両者は、これまでの回転精度評価法の研究において基本とされている考え方なので、方法、特徴、課題等を以下に紹介する。

(1) ポーラプロット法

この方法は図1.7に示すようにマスタボールを回転軸上に設置し、軸を回転させたときのマスタボールと検出器との変位を測定するものである。ラジアル振れは、図1.8に示すように、回転角に合わせて極座標で表示される。振れの評価は、真円度の評価法と同様に、最小二乗法、最小領域法等によって行われる。この方法は簡単に回転精度を測定できる

が、次のような問題点がある。

a) 回転精度の中にマスタボールの形状誤差も含まれてしまうので、マスタボールの形状精度より数倍大きいラジアル振れのものであれば信頼性が低い。

b) 1 方向 (センシング方向) だけからみた軸心挙動であり、ラジアル挙動全体を表していない。

測定の信頼性を向上させる方法として、マスタボール (被測定物) の形状誤差と回転精度を分離して測定精度を向上させる研究^{8) ~ 10)}も行われ

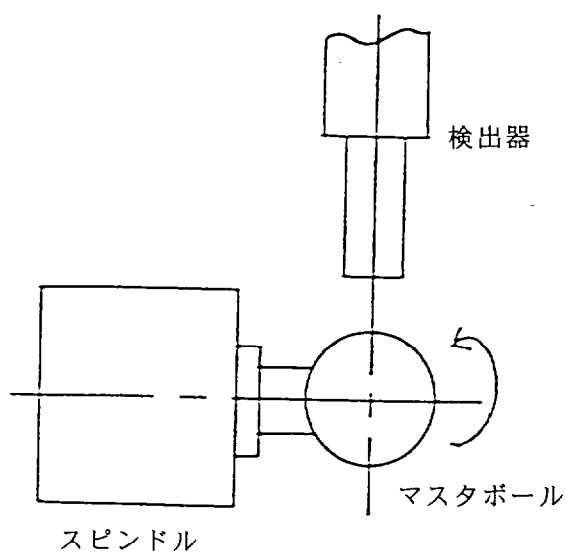


図1.7 ポーラプロットの測定原理

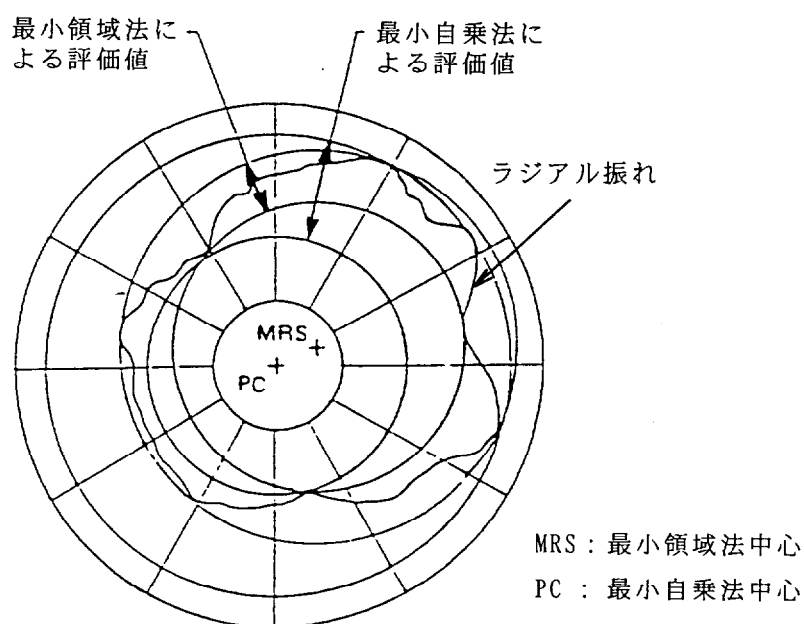


図1.8 ラジアル振れのポーラプロット表示

ており，課題a)については，測定時間，測定の複雑さ等を問題にしなければ，解決策が講じられている．

課題b)については，1方向からの測定である限り，解決策はないが，この方法は工作機械の旋盤のように，1方向から刃物が当たるような使用われ方をするスピンドルには有効な回転精度評価法である．加工物の形状誤差と主轴スピンドルのラジアル振れとの関係がある程度解明できるので，加工精度の向上を図る上で非常に有効である．さらに，転がり軸受においては，内部の幾何学的誤差によって発生する振動周波数が決まっているので^{11) 12)}，1方向からの振れを周波数解析すれば，軸受に起因する異常を診断することができる．スピンドルのメンテナンスにおいても有効な手段となっている．

(2) リサーチ法

この方法は図1.9に示すようにマスタボールを回転軸とわずかに偏心させて設置し，軸を回転させたときのマスタボールと検出器の変位を直交する2方向で測定し，それぞれの変位をX軸，Y軸に出力するものである．回転精度は偏心量が作り出す基礎円の上に重畳されて描かれた図形の形状や線幅によって評価される．図1.10のリサーチ図形は回転転角に対応した基礎円上の始点から引いた軸心振れのベクトルの終点の軌跡

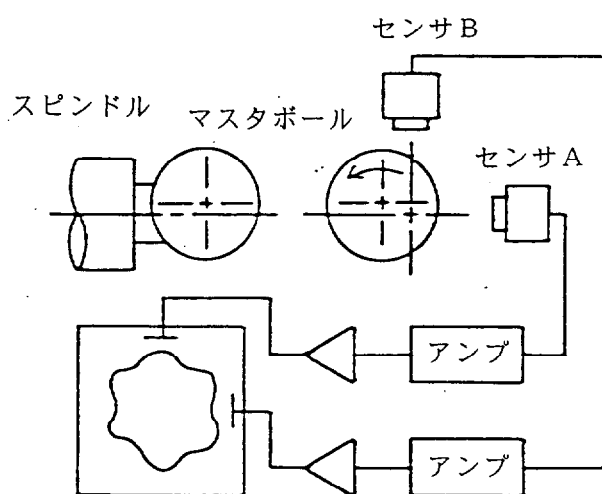


図1.9 リサーチ法の原理

を描いたものである。一般には、図形の線幅が回転非同期振れ（繰返し精度）、図形の最小領域法真円度が回転同期振れ（回転精度）を表すとされている。直交する2方向から振れを測定しているのので、ラジアル振れを平面的に評価しており、その全体像を把握できる。しかし、図1.10のように始点と終点の位置が明示されていない限り、任意の回転角度における軸心の振れ方向と大きさをリサージュ図形から判断することは困難である。

また、リサージュ法による振れの評価は、図形の半径方向の大きさで行われるため、図1.11に示すように振れベクトルの方向が基礎円の法線方向と一致しない場合には、過小評価となってしまう、正確性を欠いて

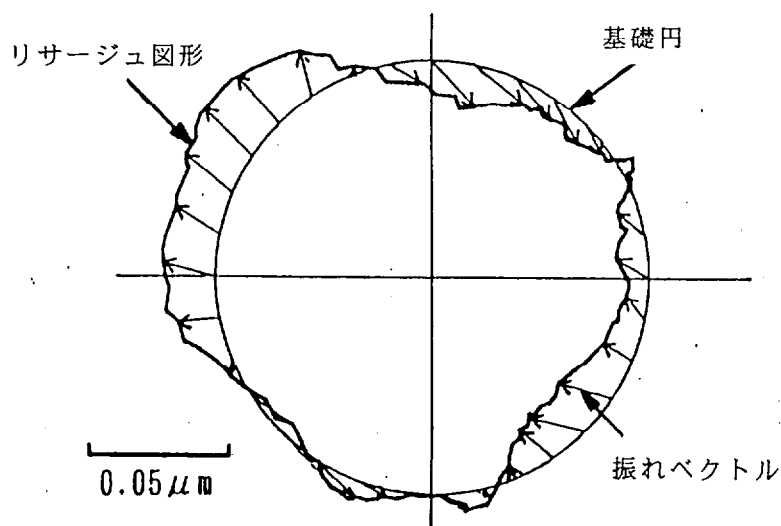


図1.10 リサージュ図形

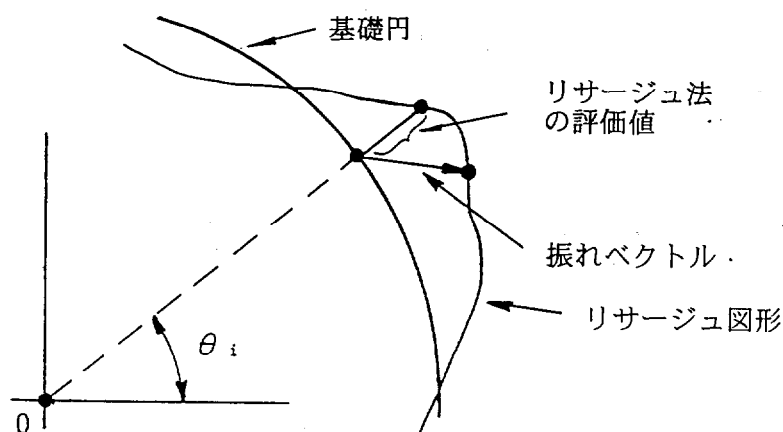


図1.11 リサージュ法の振れ評価法の問題点

いる。

さらに、測定データにはマスタボールの形状誤差も含まれているため、 $0.1\mu\text{m}$ を上回るような高い回転精度の測定では、信頼性が低くなると考えられる。

ラジアル振れを二次元的に把握した評価法ではあるが、振れの詳細が不明であり、評価値の算出方法、信頼性に課題を残している。

このふたつの評価法を応用した回転精度測定法の研究成果については、次章以降で詳細に記述するが、いずれも本節で述べたような課題を含んでおり、今後望まれるような高精度な回転精度評価においては、精度的、情報量的に不十分になると考えられる。

1.3 転がり軸受単体としての回転精度に関する過去の研究

転がり軸受の研究においては、回転精度としてよりも振動を対象とした研究が古くから行われている^{13)~18)}。軸受内部の誤差要因や欠損等

回転誤差の静的原因	測定される1回転当たりの山数	
	内輪回転	外輪回転
(I) ころがり軸受に存在する静的原因		
A) ラジアルモーシヨンの原因	$\left\{ \begin{array}{l} \text{A) の(c) は複号同順,} \\ n, m \text{ は自然数} \end{array} \right\}$	
(a) 転動体の直径の相互差	$\frac{D_I}{D_o + D_I}$	$\frac{D_o}{D_o + D_I}$
(b) 転動体の形状誤差 (N' 山)	$\frac{D_I(N'D_o \pm d)}{d(D_o + D_I)}$	$\frac{D_o(N'D_I \pm d)}{d(D_o + D_I)}$
(c) $\left\{ \begin{array}{l} (1) \text{ 外輪軌道面の形状誤差} \\ \quad (N \text{ 山: } N=nz \pm 1 \text{ のとき}) \\ (2) \text{ 内輪軌道面の形状誤差} \\ \quad (M \text{ 山: } M=mz \pm 1 \text{ のとき}) \end{array} \right.$	$\frac{(N \mp 1)D_I}{D_o + D_I}$ $\frac{MD_o \pm D_I}{D_o + D_I}$	$\frac{ND_I \pm D_o}{D_o + D_I}$ $\frac{(M \mp 1)D_o}{D_o + D_I}$
(d) $\left\{ \begin{array}{l} (1) \text{ 外輪軌道面の異常 (1 か所)} \\ (2) \text{ 内輪軌道面の異常 (1 か所)} \end{array} \right.$	$\frac{zD_I}{D_o + D_I}$ $\frac{zD_o}{D_o + D_I} \pm 1$	$\frac{zD_I}{D_o + D_I} \pm 1$ $\frac{zD_o}{D_o + D_I}$
B) アキシヤルモーシヨンの原因	(測定のタイプによる区別なし)	
(b') 転動体の形状誤差 (N' 山)	$\frac{N'D_o D_I}{d(D_o + D_I)}$	
(d') $\left\{ \begin{array}{l} (1) \text{ 外輪軌道面の異常 (1 か所)} \\ (2) \text{ 内輪軌道面の異常 (1 か所)} \end{array} \right.$	$\frac{zD_I}{D_o + D_I}$ $\frac{zD_o}{D_o + D_I}$	D_o : 外輪軌道面直径 D_I : 内輪軌道面直径 d : 転動体直径 Z : 転動体数
(e) $\left\{ \begin{array}{l} (1) \text{ 外輪軌道面の形状誤差} \\ \quad (N \text{ 山: } N=nz \text{ のとき}) \\ (2) \text{ 内輪軌道面の形状誤差} \\ \quad (M \text{ 山: } M=mz \text{ のとき}) \end{array} \right.$	$\frac{ND_I}{D_o + D_I}$ $\frac{MD_o}{D_o + D_I}$	
(f) 軌道面と主軸軸心の直角度誤差	1	

図1.12 軸受の誤差，欠損と発生する振動周波数

と振動発生周波数との関係は、図1.12に示すように既に関係付けられており、メンテナンスに利用されている。

振れと振動は発生原因が似ており、振動を小さくする対策が軸受の振れを小さくする対策とされていた。しかし、軸受単体の回転精度を高精度で測定できる装置がなかったため、誤差量と振れの振幅との関係を正確に把握することができなかった。また、加工精度の向上はコストの上昇につながるため、形状誤差の振幅やうねりの山数がどのように振れ振幅に影響を与えるかを定量的に明らかにして、効率よく回転精度を向上させることが、製造メーカーとしては重要である。

転がり軸受単体の回転精度測定法は、JIS B 1515に規格化されているが、極低速回転を前提にした準静的精度測定であり、実用回転速度域での使用や高精度な測定を行うためには、工夫が必要である。これまでに公表されている軸受単体の回転精度測定法^{19) 20)}は、軸心挙動の全体像ではなく、振れの回転非同期成分(NRR0)だけを測定対象としていた。図1.13に示す装置では、測定対象である軸の形状誤差も含まれるため、回転非同期成分の評価しかできない。また、支持軸受の回転精度、剛性の影響も受けてしまうので、高精度な測定においては、信頼性が低くなると考えられる。さらに、軸受位置と測定位置が異なっているので、正確な値を求めるためには、補正も必要となる。軸受単体としての回転精度を動的状態で測定できる装置は、まだ少ない²¹⁾。

軸受内部の誤差成分と振動との関係を解析した研究としては、Tallian & Gustafssonの研究²²⁾が知られている。図1.14に示すように内外輪軌道面と転動体の力の釣り合いから軸受の挙動を線形問題として解析している。時代が古く、計算機の性能が劣っていたためと考えられるが、転がり軸受の非線形性を考慮しておらず、発生するすべての周波数とは対応していない。しかし、振幅が大きく現れる周波数では、現象と一致しており、ある程度の振れや振動の抑制対策には使用可能である。

最近では、Wardle²³⁾、Yhland²⁴⁾によって、非線形性も考慮した解析が行われている。これらの研究によって、軸受内部の誤差成分に起因して現れる振動については、かなり解明された。しかし、転がり軸受の内

部諸元を含めた振動や振れの解析はまだ行われておらず，現状では回転精度を向上させる内部の設計法は，確立されていない．

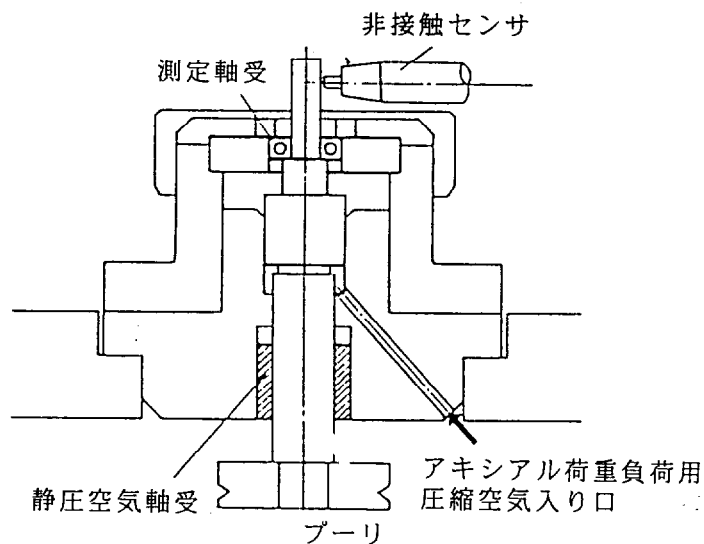
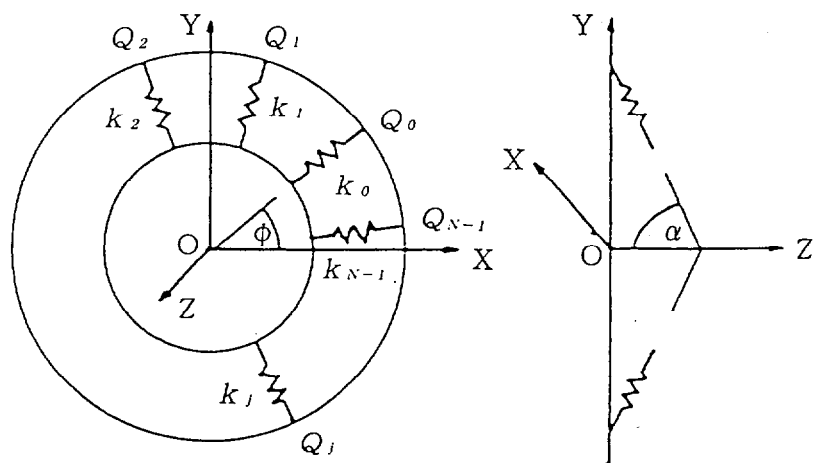


図1.13 軸受単体の回転精度測定装置の例



α : 接触角, ϕ : 回転角

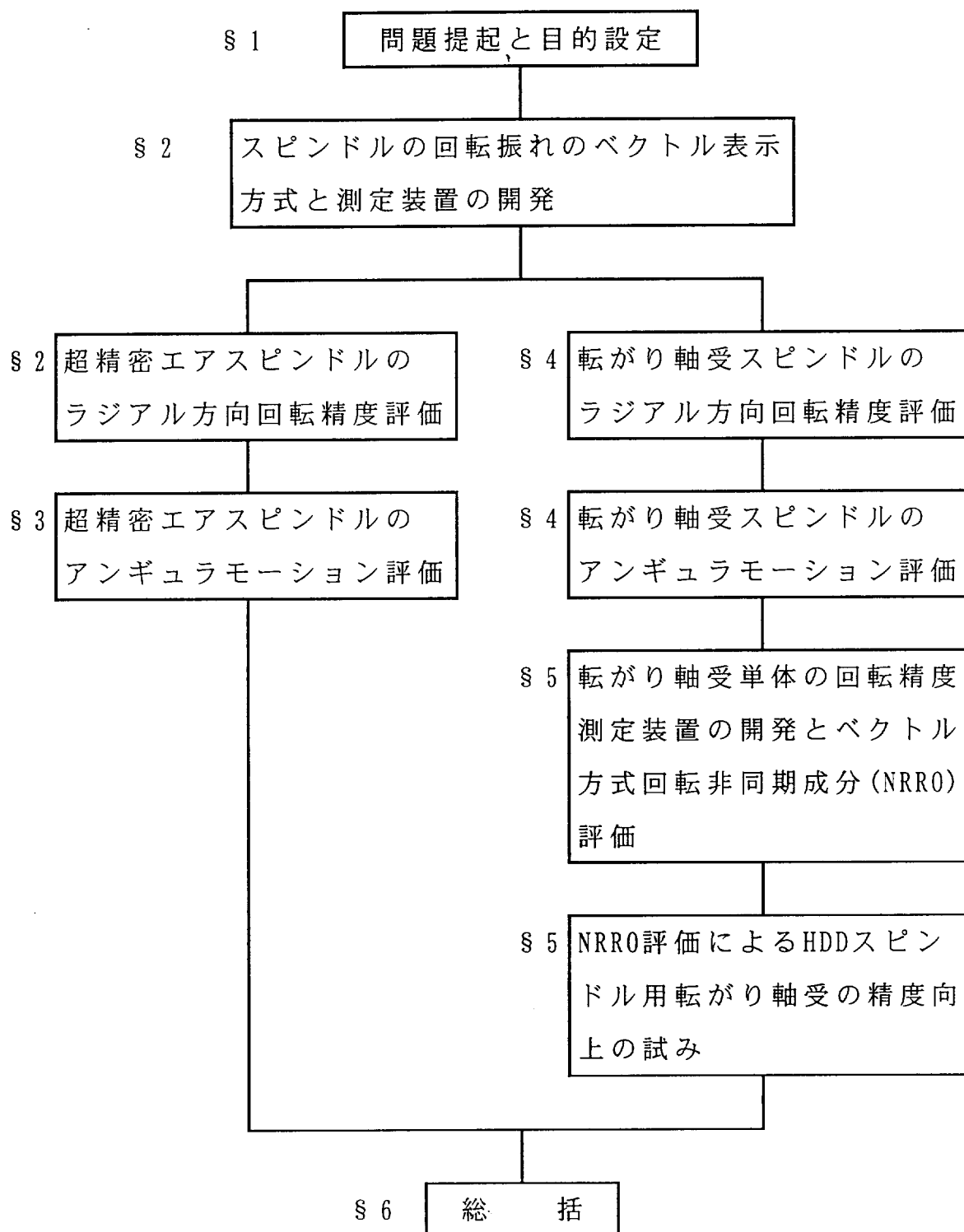
Q_i : 内外輪軌道面と玉に作用する力

k_i : 内外輪軌道面と玉との間のばね定数

図1.14 軸受振動解析のモデル

1.4 本研究の構成

本論文は，下記のような流れに沿って，まとめられている．



1.5 本論文の概要

古くからスピンドルの回転振れの精度評価に採用されてきたリサージュ法及びポーラプロット法は、接線方向の振れ成分が表示された図形の中に隠れてしまい、振れの全体評価ができなくなる。本論文は、この問題に対応する手法として、振れのベクトル表示に着目し、その解析手法と測定法を新たに導く。さらに、スピンドルの精度を左右する軸受単体の振れを、予荷重を与えて測定する測定法とベクトル方式の回転非同期成分の導出法を検討する。これによって、高精度スピンドルの精度評価法の指針を与えることができる。

本論文は、次の全6章から構成されている。

第1章「緒論」では、スピンドルの振れ精度の要求が nm オーダーにまで迫ってきている状況を述べ、このような高精度化するスピンドルでは、従来からのリサージュ法やポーラプロット法の適用に問題があることを指摘している。また、スピンドルの精度評価に関する過去の研究を概観し、新たな精度評価の手法が必要であるとして、本研究の目的を述べている。

第2章「静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度評価法」では、リサージュ図形から求めるスピンドルの振れは、ラジアル方向の振れの一部を表現しているのに対し、厳密な振れの精度は回転面内の振れベクトルから把握できることに着目し、スピンドルに取り付けたマスタボールの振れを回転面内で直交する2本の静電容量型変位センサにより測定し、デジタル化したデータから変位ベクトルを得る解析手法を提案している。さらに、この手法の基本をなす2本の変位センサのゲインの一致を実現するための新しい校正法を考案し、マスタボールの形状誤差の補正と位相補償型のデジタルローパスフィルタの適用によって信頼性の高いデータを得ている。このような手法をDDモータ付きの超精密静圧エアスピンドルに適用した結果、振れの大きさはベクトル方式の方がリサージュ法より大き目に評価されること、回転面内での振れの状態を

詳細に把握できることを明らかにしている。

第3章「静圧エアスピンドルのアンギュラモーション評価法」では、スピンドルのアンギュラモーションを評価するために、軸方向にある間隔で配置した2個のマスタボールをスピンドルに取り付け、それぞれのマスタボールの回転面内の振れを直交する2本の変位センサ(合計4本)により測定する装置を開発し、アンギュラモーションを求めるアルゴリズムを提案している。前章のベクトル表示方式に沿って求めた超精密静圧エアスピンドルのアンギュラモーションは、スピンドルの三次元的な振れの把握に適していること、方向余弦で表現したデータを t 分布検定をすることによって、アンギュラモーションを4種類のパターンに分類できることを明らかにしている。

第4章「転がり軸受スピンドルの回転精度評価法」では、ラジアル方向振れの再現性が低いといわれる転がり軸受を組み付けたスピンドルを対象に、ベクトル表示方式により回転振れを求め、ある回転以上のデータを収集すればラジアル振れは一定値に収束すること、長時間回転させると転がり軸受にも振れの周期性があり、軸受内部構造と関係づけられること、軸受単体の精度とスピンドルの振れ精度とに密接な関係があること、前章で明らかにされたアンギュラモーションの分類パターンが適用できるが、 t 分布検定で有意性がないと判断されるランダムな動きをするパターンも存在することを明らかにしている。

第5章「転がり軸受単体の回転精度評価法と回転精度向上の工夫」では、前章で明らかにしたスピンドルの振れ精度に影響を与える軸受単体の精度は、規格による静的な検査によって得ているために、予圧がかかった組み付け状態をシミュレートする回転非同期成分(NRR0)を表していないこと、今までこのようなNRR0を測定し評価する有効な手法がなかったことを指摘し、NRR0を含むラジアル方向回転精度を測定する装置の開発とベクトル方式によるNRR0評価法を提案している。回転精度の測定装置は、軸受単体が回転面内で滑らかに動けるようにするオルダム継手と、

内輪を精度よく回転させる静圧エアスピンドルからなり，エアスピンドルの精度内でNRR0が把握できることをHDDスピンドル用玉軸受を用いて明らかにしている．さらに，軸受構造を大きく変更しないで，転動体の数を変えることにより軸受の回転精度が向上できることを理論によって見出し，試作した軸受を新しいNRR0測定置で評価することによって，その効果を確かめている．

第6章「結論」では，各章の結論を総括している．

参考文献

- 1) 丸井悦男：超精密加工学，コロナ社，(1997) 2.
- 2) 市山義和：磁気ディスク用スピンドルモータ，精密工学会誌，**61**，9(1995)1239-1242.
- 3) 田中克敏：超高速工作機械の現状と問題点，機械の研究，**50**，1(1998) 213-218.
- 4) 野口昭治，塚田忠夫，坂本淳：超精密静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度の評価法，精密工学会誌，**58**，6(1992)1053-1058.
- 5) 角田和雄：転がり軸受を最適活用する小辞典 序論 軸受を使いこなす，機械設計，**42**，5(1998)17.
- 6) Axes of Rotation : ANSI/ASME B89.3.4M-1985
- 7) J VANEK : Measurement and accuracy of rotation of machine tool spindles,1969, VUOSO
- 8) R.R.Donaldson:A Simple Method for Separating Spindle Error from Test Ball Roundness Error,Annals of the CIRP,21,1(1972)125-126.
- 9) D.J.Whitehouse : Some Theoretical Aspects of Error Separation Techniques in Surface Metrology,J.of Phys.,Ser.E,Sci.Instr.,9(1976)531-536.
- 10) オズワルド・ホリカワ，佐藤海二，下河辺明：改良型反転法による真円度および絶対回転運動精度の評価，精密工学会誌，**57**，12(1991) 2231-2236.
- 11) 垣野義昭，石井信雄：軸の回転精度に関する研究(第3報 静的な回転誤差原因の診断法)，精密機械，**45**，4(1979)449-454.

- 12) 桃野達信, 野田万朶 : 転がり軸受の振動・音響 : NSK Technical Journal, No. 661(1996)13-22.
- 13) 後藤佳昭, 渡辺敏昭, 坂田敏行 : 精密ころ軸受の振動解析, 日本機械学会誌, **72**, 610(1969)1579-1585.
- 14) 垣野義昭, 山本謙, 石井信雄, 奥島啓式 : 軸の回転精度に関する研究(第1報), 精密機械, **43**, 6(1977)720-725.
- 15) 垣野義昭, 山本謙, 石井信雄, 奥島啓式 : 軸の回転精度に関する研究(第2報), 精密機械, **44**, 6(1978)728-736.
- 16) 沢辺雅二, 藤沼憲幾, 白石堅司, 佐田登志夫 : 旋盤主軸回転誤差の工作物真円度への寄与, 精密機械, **46**, 5(1980)576-581.
- 17) P.VANHERCK,J.PETERS : AN AXIS OF ROTATION ANALYSER,Proc.14th int.MTDR conf. (1973)299-305.
- 18) R.Aini,H.Rahnejat,R.Gohar : An experimental investigation into bearing-induced spindle vibration,Proc.Instrn.Mech.Engrs,209(1995)107-114.
- 19) 飯谷隆俊, 久保田好信 : 日本機械学会東海支部三重地方講演会講演論文集(1992)No. 923-2, 294-296.
- 20) 光洋精工株式会社編 : 新版転がり軸受, 工業調査会, (1995)157.
- 21) F.P.Wardle,S.J.Lacey & C.Haw :Dynamic test for measuring the non-repeatable running accuracy of rolling bearings, PRECISION ENGINEERING,10,4(1988)221-227.
- 22) Tallian,T.E. & Gustafson,O.G.:Progress in roller bearing vibration research and control, ASLE Transn.,8,3(1965)195-207.
- 23) Wardle,F.P : Vibration Forces Produced by Waviness of the rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 1 Theory, Proc.Instrn. Mech. Engrs.,202,C5 (1988)305-312.
- 24) Yhland E. : A Linear Theory of Vibrations Caused by Ball Bearings with Form Errors Operating at Moderate Speed, Trans. ASME, 114,2(1992)348-359.

第2章 静圧エアスピンドルのラジアル 方向回転精度評価法

2.1 緒言

高精度スピンドルとして代表的な静圧エアスピンドルは、転がり軸受を用いたスピンドルと比較して剛性や負荷容量は小さいが、回転精度が高いために超仕上げ用研削スピンドルやディスク製造検査装置等に使用されている。しかし、回転精度が高くなると、リサージュ法などの従来の方法では、軸心振れの方法などが十分な精度で把握できなくなっており、近年新しい評価法が報告されてきている^{1)~4)}。また、回転精度が高くなると、測定器系のノイズ対策、使用する複数センサ間のゲイン調整等の問題も付随して生じてくる。

このような背景から、本章では静圧エアスピンドルを測定対象として、微小な変位を高精度で測定する際の問題点とその対応も含めて、デジタル処理による新しいラジアル方向回転精度評価法”ベクトル表示法”の開発について述べる。

過去のラジアル方向回転精度評価法において、基本となった方法^{5) 6)}については第1章で紹介した。ここでは、具体的な研究の紹介とその問題点について述べる。

工具回転型工作機械のラジアル方向回転精度測定法¹⁾を図2.1に示す。固定したマスタボールと金属片とのすきまの変化を主軸を回転させながら測定する方式である。ラジアル振れは、基礎円発生装置で作られた基礎円上に、回転角度に合わせて極座標で表示される。

工具回転型測定においては、アンバランスの影響、信号を取り出す際のノイズの影響を受けやすいが、この方法は固定側にセンサを置くことによって高速での回転精度測定を可能にしている。しかし、次のような問題点がまだ残っている。

- a) 回転精度の中にマスタボールの形状誤差も含まれてしまうので、マスタボールの形状精度より数倍大きいラジアル振れのものでなけれ

ば信頼性が低い。

- b) 1 方向(センシング方向)だけからみた軸心挙動であり，ラジアル方向全体を表していない。

工作機械を対象としているので，工具位置に対応した 1 方向からの測定では目的に合致しているが，1 方向からの測定である限り，二次元的な軸心挙動全体を評価することはできない。

3 点法真円度測定⁷⁾の利用したラジアル方向回転精度測定法²⁾を図 2.2 に示す。この方法は，3 本のセンサを特定の角度に配置して得られる測定データを数学的に処理することによって，被測定物の形状誤差を分離した形で二次元的な軸のラジアル方向回転精度を得ることができる。したがって，

- a) マスタボールのような高精度な被測定物の必要がない。
- b) 被測定物の形状誤差と軸の回転精度が同時に得られるので，実加工中における加工精度と軸回転精度との関係が非常に明確になる。
- c) 軸心の平面的な挙動を把握することができる。

などの利点がある。複数のセンサを用いて，ラジアル振れを二次元的に評価できる有効な方法であるが，次のような課題が残っている。

- a) 3 本のセンサを用いるので，センサ間の感度補正を厳密に行う必要がある。
- b) センサを配置する角度を厳密にしないと測定精度が低下する。

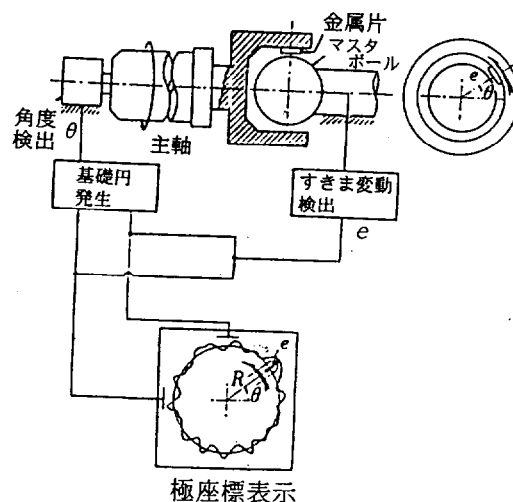


図 2.1 工具回転型工作機械のラジアル方向回転精度測定法

センサの方向(軸中心を向いている必要あり)も管理しながら、配置角度を厳密に管理することは難しく、実用において課題を残している。

回転精度の測定において使用されるセンサは、検出方式は異なれども変位を測定するものが普通であったが、変位と角度を測定するセンサを組み合わせ、ラジアル方向回転精度を測定する方法(混合法)が考案された⁴⁾。変位と角度の作動出力を計算することで、被測定物の形状誤差を分離した軸心挙動を求めることができる。変位センサ1本と角度センサ1個を互いに直交するように配置した直交型混合法を図2.3に示す。この場合のセンサ出力は、

$$\text{変位センサ: } m_A(\theta) = r(\theta) + e_Y(\theta)$$

$$\text{角度センサ: } \mu_B(\theta) = r'(\theta - \pi/2) + e_Y(\theta)/R_r$$

ここで、 $r(\theta)$: 被測定物の形状誤差、 $e_Y(\theta)$: スピンドルの回転誤差、 R_r : 被測定物の平均半径

となる。角度センサの出力は、被測定物形状誤差の微分値となるので、スピンドルの回転誤差 $e_Y(\theta)$ を消去するように2式を連立させると、被測定物の形状誤差とスピンドルの回転誤差を分離して求めることができる。また、図2.4に示すようにセンサの設置誤差による影響の検討も行われている。混合法の利点は、

- a) ラジアル方向回転精度と被測定物の形状誤差を分離するための機器が不要である。

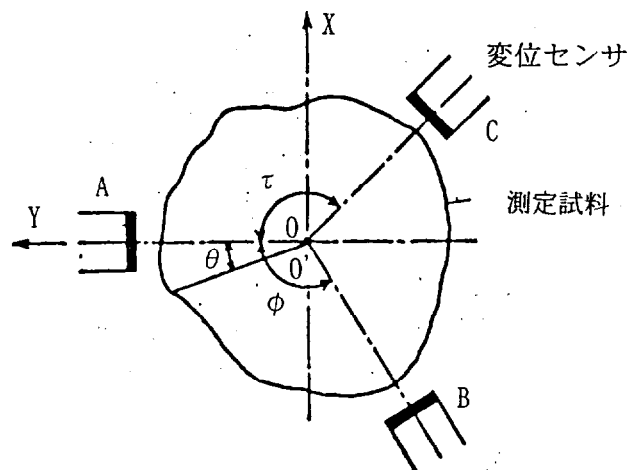


図2.2 3点法の原理を利用したラジアル方向回転精度測定法

b) センサの数が少ない。

等であり，ラジアル方向回転精度評価法として有望である。

しかし，実用においては，センサの入手性に問題がある．変位センサは小形で高分解能・高応答周波数のセンサが市販されているが，角度センサについては，変位センサと同じ性能を示すものが市販されていない．研究においては，角度センサも自作しているが，一般には入手困難である．入手性の良いセンサを使用することも，評価法の普及，実現においては重要である．

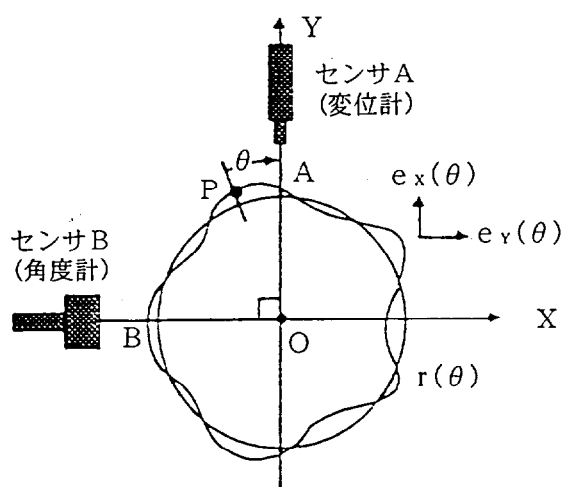


図 2.3 直交型混合法

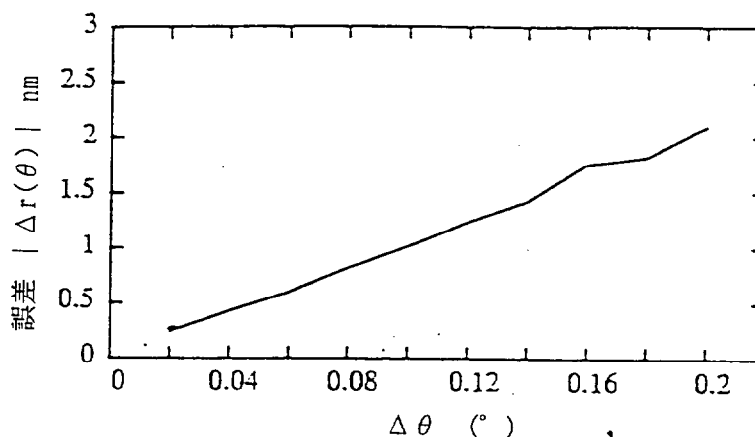


図 2.4 直交型混合法におけるセンサ設置誤差の影響

2.2 新しいラジアル方向回転精度評価法

従来の回転精度測定法では上述したような問題点がある．そこで本章では新しいラジアル方向回転精度評価方法の開発を試みた．ラジアル方向回転精度は平面的な広がりをもつため，1方向からの回転精度測定では，軸心挙動を正確に把握することはできない．そこで，リサーチ法と同様に直交する2方向から軸心振れの測定を行う．回転するマスターボールに対して，2個のセンサを直交させて配置させた場合の幾何学的な関係を図2.5に示す．回転中心からセンサ原点までの距離を R_0 ，センサAの原点に対するセンサBの原点のずれを C ，センサA, Bの出力を S_{ai} , S_{bi} ，偏心量を e ，そのX, Y成分を a , b ，偏心方向を α ，回転角を θ_i とする．まず，センサAの出力に対して最小二乗法により偏心を補正したデータを S'_{ai} とし，最小二乗円の半径を R とおく．偏心量は非常に小さいとすれば，次の近似式が得られる．

$$\begin{aligned} R_0 + S_{ai} &= R + S'_{ai} + e \cos(\theta_i - \alpha) \\ &= R + S'_{ai} + a \cos \theta_i + b \sin \theta_i \end{aligned} \quad (2.1)$$

したがって，

$$\begin{aligned} S'_{ai} &= S_{ai} + \Delta R - a \cos \theta_i - b \sin \theta_i \\ \Delta R &= R_0 - R \end{aligned} \quad (2.2)$$

同様にセンサBについては，位相が $\pi/2$ 進んでいるので，

$$\begin{aligned} R_0 + C + S_{bi} &= R + S'_{bi} + e \cos(\theta_i - \alpha + \pi/2) \\ &= R + S'_{bi} - a \sin \theta_i + b \cos \theta_i \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} S'_{bi} &= S_{bi} + \Delta R' + a \sin \theta_i - b \cos \theta_i \\ \Delta R' &= \Delta R + C \end{aligned} \quad (2.4)$$

式(2.2)，(2.4)で考える中心は同一であるので， a , b , R は両式とも同じ値でなければならない．これは， $\sum \{(S'_{ai})^2 + (S'_{bi})^2\}$ を最小にすることであり， a , b , ΔR , $\Delta R'$ は式(2.5)を解くことによって求めることができる．ここで，静圧エアスピンドル1回転当たりの測定データ数を N とし，等間隔かつ偶数になるようにすれば， $A_{11}=A_{22}=-A_{33}=-A_{44}=\sum 1$ 以外の A_{mn} はす

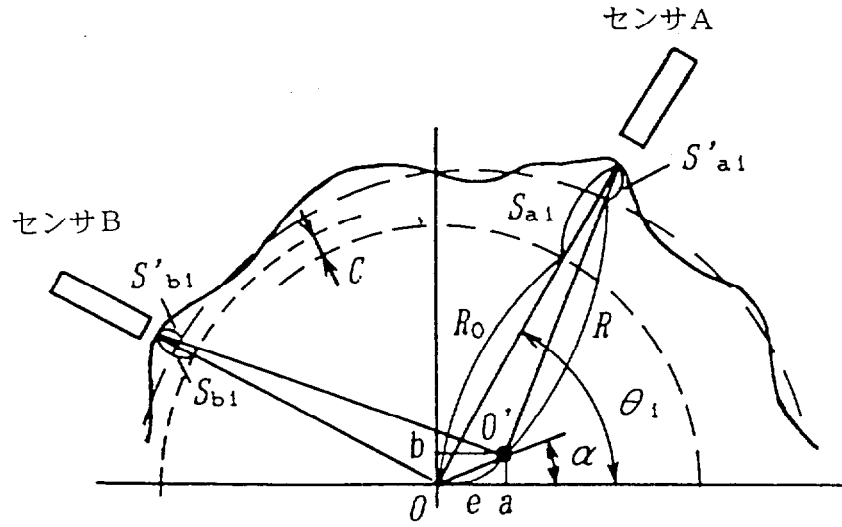


図2.5 測定データの幾何学的な関係

べて0になり，偏心補正に必要な変数は次式のように簡単に求めることができる．

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ \Delta R \\ \Delta R' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum (S_{ai} \cos \theta_i - S_{bi} \sin \theta_i) \\ \sum (S_{ai} \sin \theta_i + S_{bi} \cos \theta_i) \\ \sum (S_{ai}) \\ \sum (S_{bi}) \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} a &= \sum (S_{ai} \cos \theta_i - S_{bi} \sin \theta_i) / N \\ b &= \sum (S_{ai} \sin \theta_i + S_{bi} \cos \theta_i) / N \\ \Delta R &= -\sum (S_{ai}) / N \\ \Delta R' &= -\sum (S_{bi}) / N \end{aligned} \quad (2.6)$$

測定データの補正は式(2.6)の値を式(2.2)，(2.4)に代入して行う．回転角 θ_i における静圧エアスピンドルの軸心振れの大きさ S_i と方向 ψ_i は，

$$S_i = \{(S'_{ai})^2 + (S'_{bi})^2\}^{1/2} \quad (2.7)$$

$$\psi_i = \arctan(S'_{bi}/S'_{ai}) \quad (2.8)$$

となる．

静圧エアスピンドルの振れを大きさと方向をもつベクトルの形で評価，表示する本方向を“ベクトル表示法”と呼ぶ⁸⁾．従来にはない新しいラジアル方向回転精度の評価法である．

2.3 測定精度向上のための工夫

本節では測定精度を向上させるために，次のようなことを行った．

a) 被測定物の形状誤差とスピンドルの回転精度とを分離する測定評価法を用いる．

b) 測定に用いたセンサ，アンプ，A/Dコンバータ等の相互誤差をトータルの的に補正する．

c) デジタルフィルタによる信号の位相遅れの影響を回避する．

その詳細を以下に説明する．

2.3.1 被測定物形状誤差の分離方法

被測定物の形状誤差と回転精度とを分離する手法として，今回はマルチステップ法⁹⁾を用いた．マルチステップ法は，被測定物を回転軸に対してステップさせたとき，位相が変化する形状誤差成分と位相が変化しない回転精度分とを数学的に分離させる方法である．図2.6に示すように被測定物を静圧エアスピンドルのある決った位置に対して，方位 η_k ($\eta_k = 2\pi(k-1)/2m$, $k=1, 2, \dots, 2m$, m : 正整数) に設定し， $2m$ 回(偶数)の測定を行なう．図2.6(a)に示す $k=1$ の極座標系を基準として考える．被測定物形状誤差，スピンドル回転精度をそれぞれ $F_A(\theta)$, $E_A(\theta)$ すると $F_A(\theta)$, $E_A(\theta)$ は次式のようにフーリエ級数で表わすことができる．

$$F_A(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \{A_n \cos(n\theta) + B_n \sin(n\theta)\} \quad (2.9)$$

$$E_A(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \{C_n \cos(n\theta) + D_n \sin(n\theta)\} \quad (2.10)$$

静圧エアスピンドルに対して被測定物を η_k だけ位相をずらした図2.6(b)の位置における測定データ $S_k(\theta)$ は，

$$S_k(\theta) = F_A(\theta - \eta_k) + E_A(\theta) \quad (2.11)$$

となる．ここで， $2m$ 回分の測定データの総和を考えると，

$$\sum_{k=1}^{2m} S_k(\theta) = \sum_{k=1}^{2m} F_A(\theta - \eta_k) + \sum_{k=1}^{2m} E_A(\theta) \quad (2.12)$$

式(2.12)の右辺第1項の一般形は $\eta_k = 2\pi(k-1)/2m$ であるから，

$$\sum_{n=1}^{2m} F_A(\theta - \eta_k) = 2m \sum_{n=1}^{\infty} \{A_{2mn} \cos(2mn\theta) + B_{2mn} \sin(2mn\theta)\} \quad (2.13)$$

右辺第2項は、

$$\sum_{k=1}^{2m} E_A(\theta) = 2m E_A(\theta) \quad (2.14)$$

式(2.13)、式(2.14)を式(2.12)に代入することにより、静圧エアスピンドルの回転精度 $E_A(\theta)$ は次のようになる。

$$E_A(\theta) = \sum_{k=1}^{2m} S_k(\theta) / 2m - \sum_{n=1}^{\infty} \{A_{2mn} \cos(2mn\theta) + B_{2mn} \sin(2mn\theta)\} \quad (2.15)$$

式(2.15)の右辺第2項は、分割数 $2m$ の整数倍の高い調和次数の被測定物形状誤差が除去できないことを示している。しかし、精度の高いマスターボールを用いれば高次形状誤差成分は小さいので、分割数をある程度大きくすれば実用上は問題ないと考えられる。

2.3.2 測定機器間のトータルの誤差補正

本研究のような超精密測定においては、高感度センサの必要性は言うまでもない。さらに、複数の機器を使用する場合にはセンサにつながるアンプ、A/Dコンバータ等の機器間の微小検出誤差が重要な問題となる。

そこで本研究では、測定機器間の誤差補正を行なって測定精度を高めている。今回の実験では図2.7のように2組の非接触変位センサ+アンプ

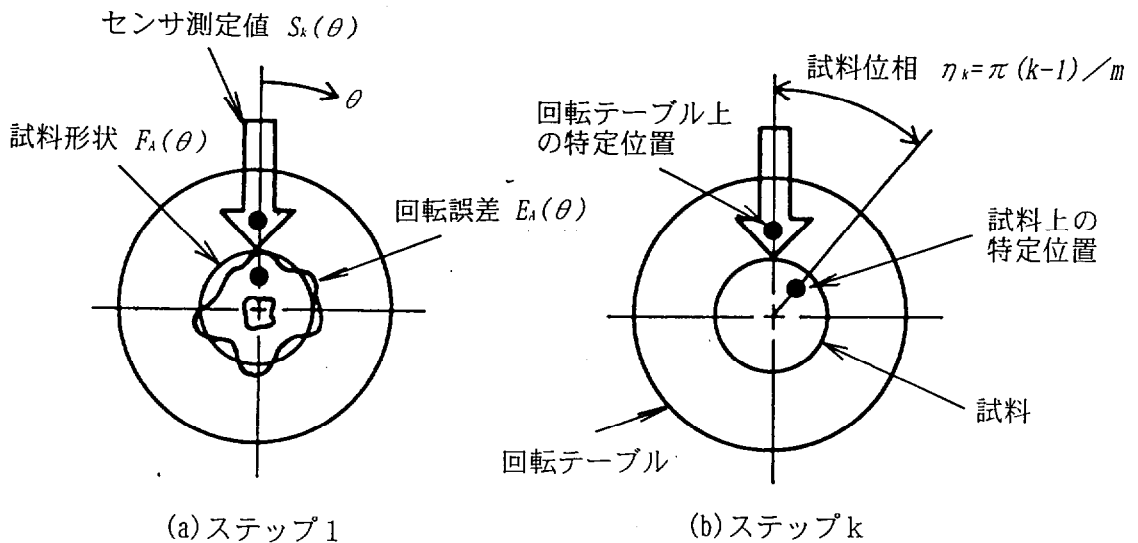


図 2.6 マルチステップ法

+ A/Dコンバータが1台のコンピュータに接続されている。第1組の測定値を基準として、第2組の測定値を校正する方法で測定機器間の補正を行なった。以下にその方法を示す。補正はすべてコンピュータに入力された数値を用いて行なった。

(1) 第1組センサ系の校正

図2.8のようにキャリブレーションテスト(最小目盛 $0.2\mu\text{m}$)を用いて、第1組センサ系の変位量と出力との関係をコンピュータに取込み、最小二乗法によって感度を求める。

(2) センサ系相互の校正

2組のセンサ系に同一の変位量(方向は180度逆)を与えたときの出力をコンピュータに取込み、その差を求める。同一の変位量を与える装置を図2.9に示す。第1組センサ系の測定値を基準にして、第2組センサ系の測定値を最小二乗法を用いて校正係数を計算する。それぞれのセンサ系の測定値を S_1 、 S_2 、校正係数を k とすると、次式の関係になる。

$$S_2 = k \cdot S_1 + \text{const.} \quad (2.16)$$

このようにして得られた感度、校正係数を表2.1に示す。校正係数はセンサAを1とした場合の値である。ただし、S/Nの問題から補正の範囲を大きくすることはできない。

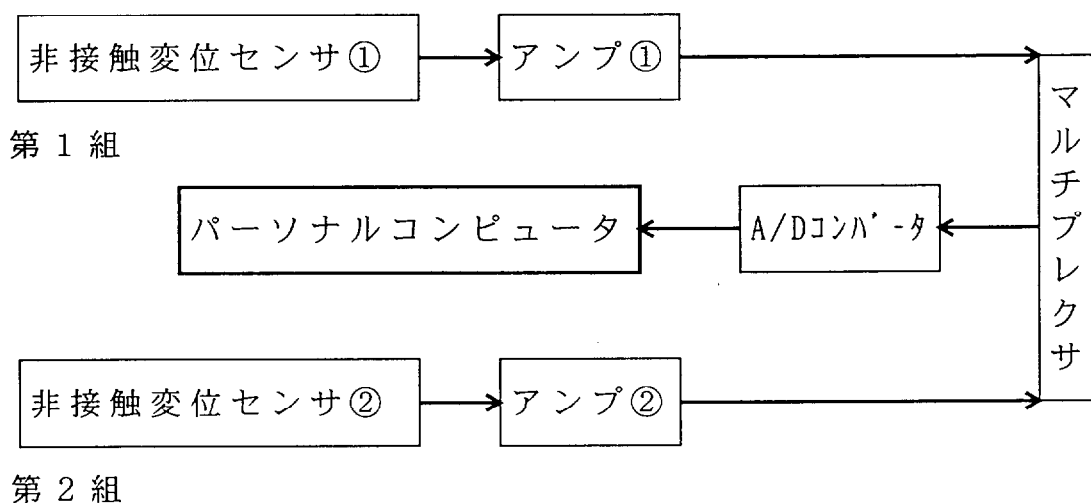


図2.7 測定系の概略図

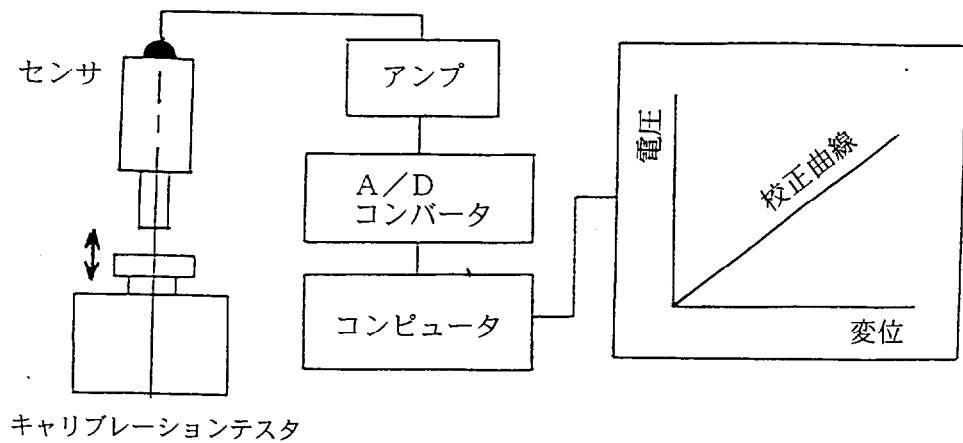


図 2.8 第 1 組センサ系の校正

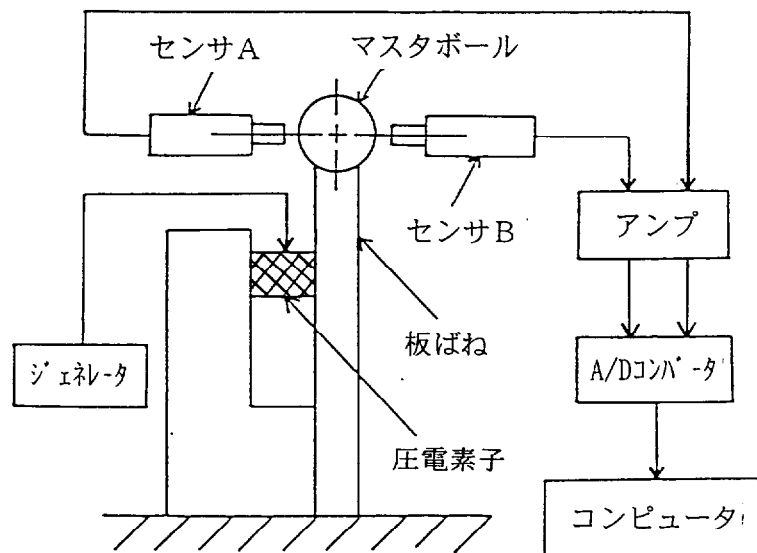


図 2.9 センサ系相互の校正装置

表 2.1 センサ間の校正結果

	感 度	校 正 係 数
センサ A	2.493 $\mu\text{m} / \text{V}$	1.0
センサ B	2.456 $\mu\text{m} / \text{V}$	0.985

※センサ B 感度 = センサ A 感度 $\times$ 校正係数

2.3.3 デジタルフィルタを用いたノイズ除去

測定データに含まれる高次のノイズ成分を除去するには，一般にアナログローパスフィルタが用いられる．しかし，カットオフ周波数を低くすると位相遅れが生じてくるので，上述したマスタボールの形状補正が正確に行えなくなる恐れがある．そこで，位相遅れのない非再帰形数値フィルタ (Non-recursive Digital Filter) の適用を試みた．

非再帰形数値フィルタとは，出力が入力のみでの有限和で与えられる方式をいう．ISOの方式¹⁰⁾を用いれば，出力 $S^*(i\Delta\theta)$ は，サンプリング間隔を $\Delta\theta$ ，フィルタに対する入力データを $S(i\Delta\theta)$ として次式で求められる．

$$S^*(i\Delta\theta) = \Delta\theta \sum_{k=1}^M h(k) [S\{(i-k)\Delta\theta\} + S\{(i+k)\Delta\theta\}] + \Delta\theta h(0)S(i\Delta\theta) \quad (2.17)$$

$$h(k) = \exp\{-\pi(k\Delta\theta/\alpha\lambda_c)^2\} / \alpha\lambda_c$$

ここで， λ_c はカットオフ値， α は λ_c においてゲインによって決まる係数で，ゲインが50%ならば $\alpha=0.4697$ である．この場合，減衰率は約12 dB/octとなる．また， M は $h(k)$ が十分小さいと判断される値，例えば $h(0)$ の1%程度とする．

測定時にセンサアンプからの出力を分岐させて，フィルタなしのデータとアナログフィルタを通して得られたデータを同時に記録させると，位相遅れを検証できる．フィルタなしのデータ，アナログフィルタを通して得られたデータ，及びフィルタなしのデータにデジタルフィルタを適用して得られたデータの様子を図2.10に示す．それぞれのカットオフ値は，アナログフィルタが100Hz，デジタルフィルタが $2\pi/10$ (10山/周)である．両フィルタとも高周波成分は除去されているが，アナログフィルタを通して得られたデータは，生データに対して位相遅れが生じていることがわかる．それに対して，デジタルフィルタでは，カットオフする山数を相当小さくしても (アナログフィルタではカットオフ周波数を低くすることに相当)，位相遅れは生じていない．デジタルフィルタの適用によって，位相遅れを生じずに高周波ノイズの除去が可

能となり、評価値の信頼性を向上させることができた。

測定データから作成したリサージュ図形と振れベクトルの一部分を図2.11に示す。これは8周分を連続して測定したデータを重ね書きしたものである。図2.11において静圧エアスピンドル回転精度の再現性を表す振れのばらつきの標準偏差は、フィルタを掛ける前で約 $0.002\mu\text{m}$ 、フィルタを掛けた後で約 $0.0005\mu\text{m}$ であった。デジタルフィルタを適用することにより、位相遅ればかりでなく、ばらつきも小さくなることが明らかとなった。

測定における不確かさ(uncertainty)においては、標準偏差(標準不確かさ)に包含係数を乗じて信頼の指標(拡張不確かさ)としている¹¹⁾。包含係数の値としては、従来の信頼率95%の信頼限界の幅と同等となるように通常2が推奨されている。本測定におけるフィルタ後の標準偏差は $0.0005\mu\text{m}$ であるので、これに2を乗じた $0.001\mu\text{m}$ が本測定の拡張不確かさとなり、95%の信頼性で $0.001\mu\text{m}$ 単位の評価ができていると考えられる。

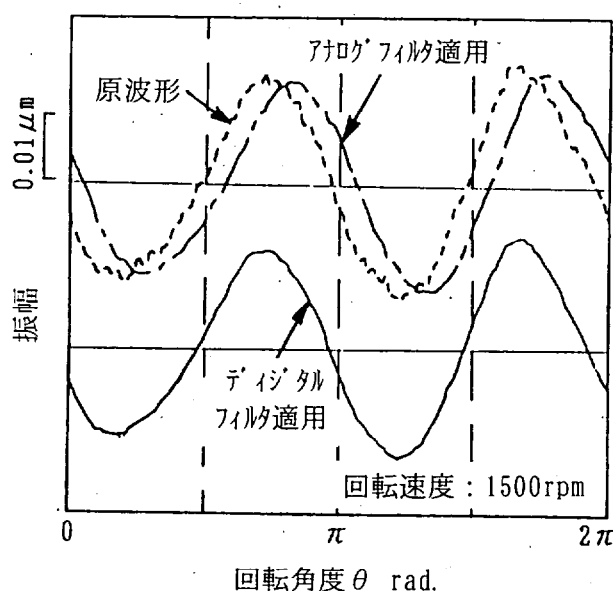
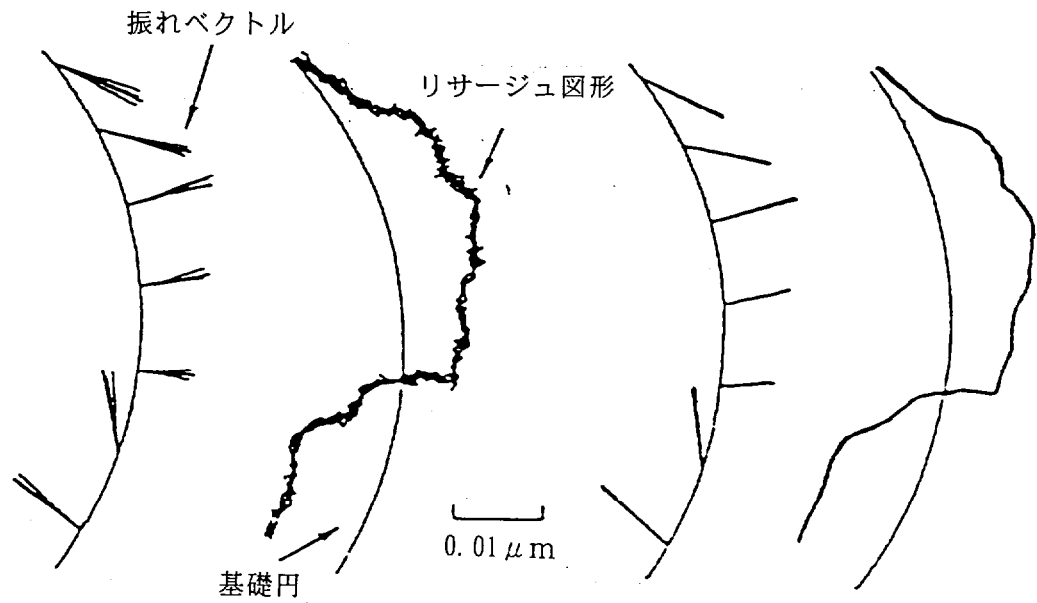


図2.10 測定データに対するフィルタの適用例



(a) フィルタリング前

(b) フィルタリング後

図2.11 デジタルフィルタによるノイズ除去

2.4 測定装置と測定方法

本研究に用いた実験装置，実験条件等を以下に示す．

2.4.1 測定装置

本研究に用いた測定装置の概略を図2.12に示す．非接触変位センサを直交させて配置し，それぞれの出力をロータリーエンコーダのパルスに合せてA/D変換し，記録する．記録されたデータはコンピュータに取込まれ，回転精度が計算される．

2.4.2 測定試料保持機構

マルチステップ法では，スピンドルの基準位置に対して測定試料の位相を次々に変えて測定を繰返さなければならない．したがって，測定試料の位相を変えられ，なおかつ高速回転で使用する装置が必要となる．また，高感度で測定するためには測定試料中心と回転中心との偏心量をできる限り小さくする必要があるため，微小移動の機構も必要になる．今回用いた試料移動機構を図2.13の左側に示す．位相の変更は，ハースカプリング(三菱重工製)を用いて行なっている．ハースカプリングは分

割精度が良く、工作機械の割出し盤等に使われている。ハースカプリングはアキシアル方向に拘束力が無いため、高速回転になると試料を保持することができない。そこで、ハースカプリングを包み込む形のカップと上面板とをねじで挟むことにより、アキシアル方向を拘束した。ねじをはずせばハースカプリングは上下に分離できるので、位相を変えることができる。また、測定試料を微小移動させる機構には、ワッブルプレートを用いた。この機構は、直交する4本のねじでボールを挟んで固定する。対抗するねじの締め付け具合によって、ボールを支点(中心)として測定試料を左右に移動させることができる。もう一对のねじによって測定試料を前後に移動させることができるので、ワッブルプレートによって、測定試料の偏心を小さく調整することができる。

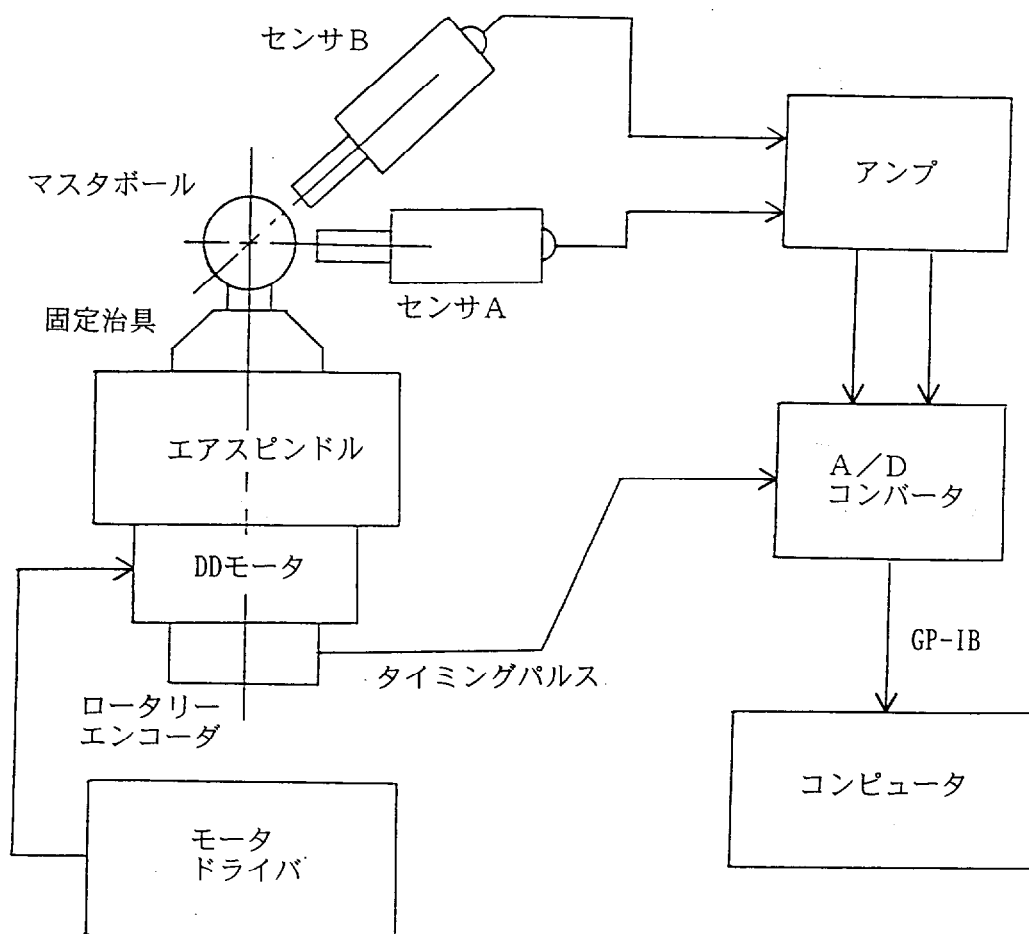


図 2.12 測定装置概略図

2.4.3 非接触センサ保持機構

図2.13の右側にセンサ保持機構を示す．今回用いたセンサは，静電容量型非接触変位センサ（日本ADE製，マイクロメス 3401-R02）である．測定感度，応答性は高いが，測定範囲が狭いため，センサと測定試料との距離を正確に設定，保持できる機構が必要になる．また，測定試料の位相を変える際には，後方に待避して，接触しないようにする必要がある．そこで，長ストロークの移動ができる粗動機構と短ストロークの微動機構とを組合せた形式とした．長ストローク粗動は，案内面を基準とした滑り移動機構，短ストローク微動は板バネ支持された移動部をマイクロメータヘッドで押す機構である．移動部に付いているねじによって，上下にも微動できる．

2.4.4 DDモータ付静圧エアスピンドル

本実験で回転精度を測定した静圧エアスピンドルの寸法を図2.14に示す．日本精工(株)製DDフラットモータ付静圧エアスピンドルGBS100NMF^{1,2)}にロータリーエンコーダ(1024パルス/周)を取り付けたものである．

静圧エアスピンドルの絞り形式は，グラファイトを用いた多孔質絞りである．多孔質絞りは，材料表面に形成される μm オーダの微小孔から空気が吹き出す構造になっている．他の絞り形式よりも単位面積当たり

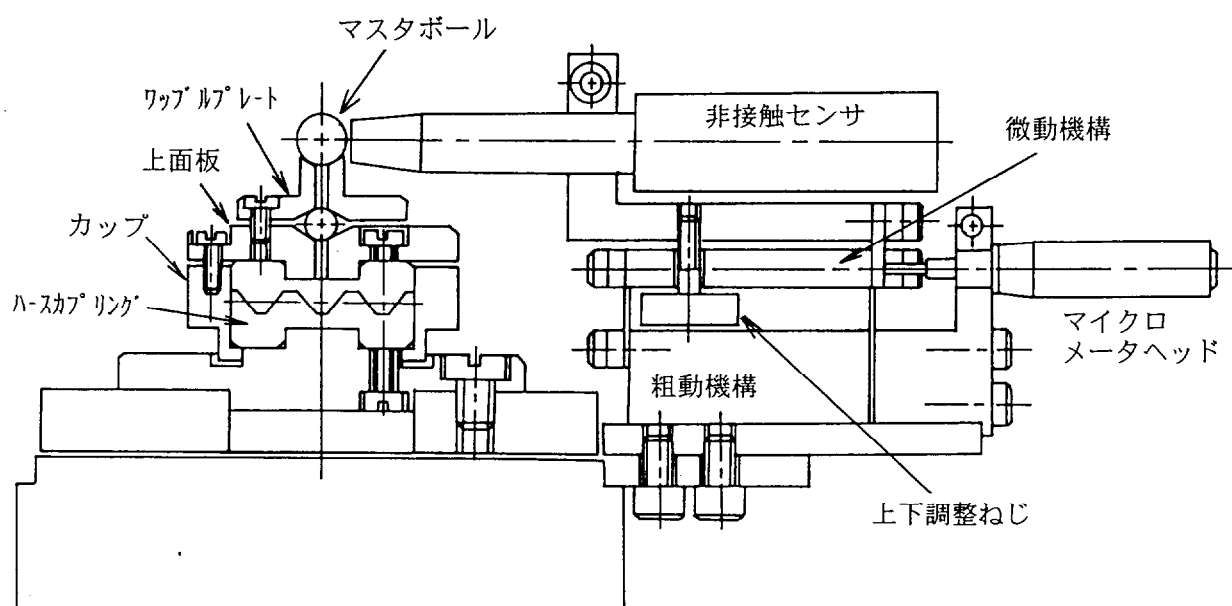


図2.13 試料保持・センサ保持機構

の負荷容量が大きく，高剛性・高負荷容量に適した絞り形式である．さらに，負荷面内の圧力分布が均一に近くなるため，軸の形状誤差に起因する振れを緩和できる（平均化効果大きい）ため，回転精度ににおいても有利である．

また，静圧エアスピンドルの回転精度を忠実に測定するためには，回転軸に作用する外力をできる限り小さくする必要がある．マグネットと磁極が周対向（ラジアル方向に対向）の円筒型モータは，モータの取付誤差，着磁むら等に起因する力の不均一があるとラジアル振れに大きな影響を与える．そこで，駆動には面对向（アキシャル方向）のフラットモータを用いることにした．平面对向型は，アキシャル方向に駆動力が作用するので，ラジアル方向の回転精度に与える影響は円筒型モータよりも小さいと考えられる．

2.4.5 測定条件

表2.2に測定条件を示す．

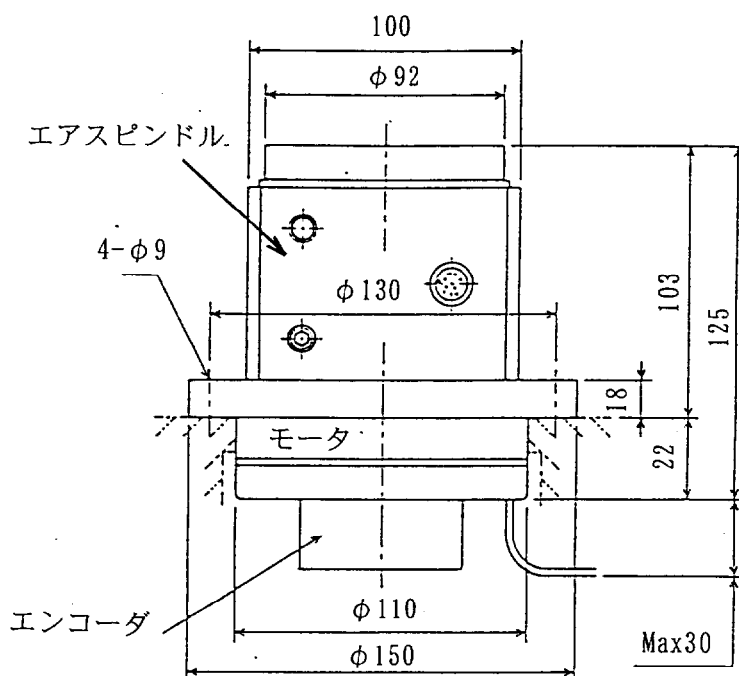


図2.14 測定に用いたDDモータ付静圧エアスピンドル

2.4.6 試験順序

試験順序を以下に示す.

- ① 給気圧力を所定の値に設定する.
- ② 回転方向, 回転速度を所定の値に設定する.
- ③ スピンドルの基準位置と測定試料の基準位置を合せて, セットする.
- ④ センサを所定の位置まで近づける.
- ⑤ ワッブルプレートを調整して, 偏心量を設定レンジ内に入れる.
- ⑥ 静圧エアスピンドルを回転させる.
- ⑦ 回転が安定したら, A / D 変換を開始させる.
- ⑧ A / D 変換が終了したら, 回転を停止させる.
- ⑨ コンピュータに測定データを取込み, ハードディスクに記録する.
- ⑩ 測定試料の位相を変えて, 分割数だけ④～⑨を繰り返す.

必要に応じて, 回転速度, 回転方向, 給気圧力を変えて, この操作を繰り返す.

表 2.2 回転精度測定条件

回 転 速 度	375, 750, 1500, 3000 rpm
姿 勢	立 置 , 横 置
測 定 方 向	直交2軸 (X, Y)
測定データ数	512点 / 周, 8回転分
回 転 方 向	C W , C C W
給 気 圧 力	0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa
マルチステップ 位相分割数	8 (45度等配)
ディジタルフィルタの カットオフ値	$2\pi / 50$ (50山 / 周)

2.5 測定結果と考察

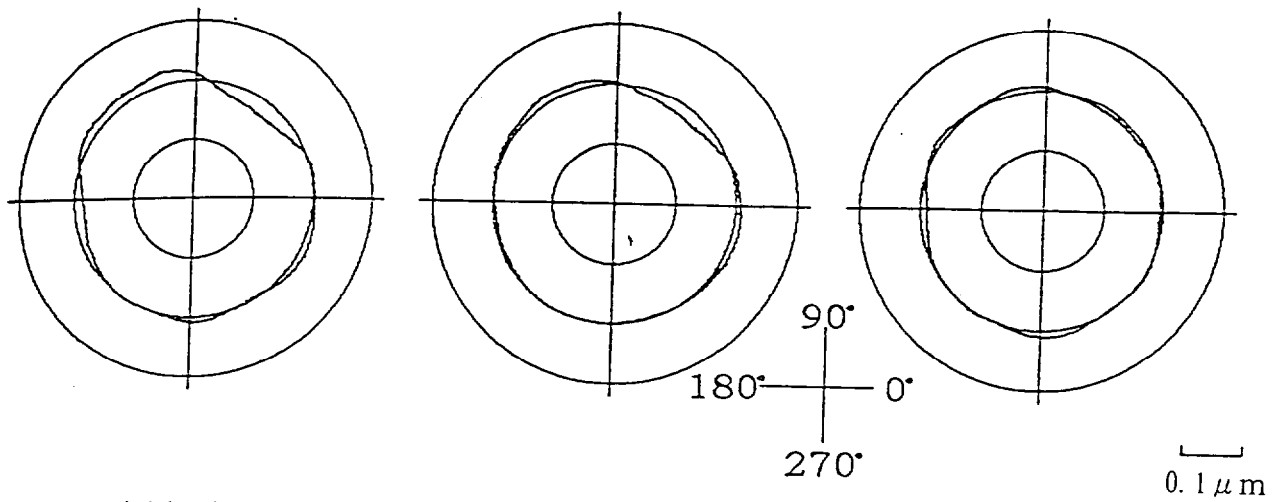
立置き状態で回転精度を測定した結果と測定条件の影響等の考察を以下に示す。

2.5.1 1方向から測定した回転精度

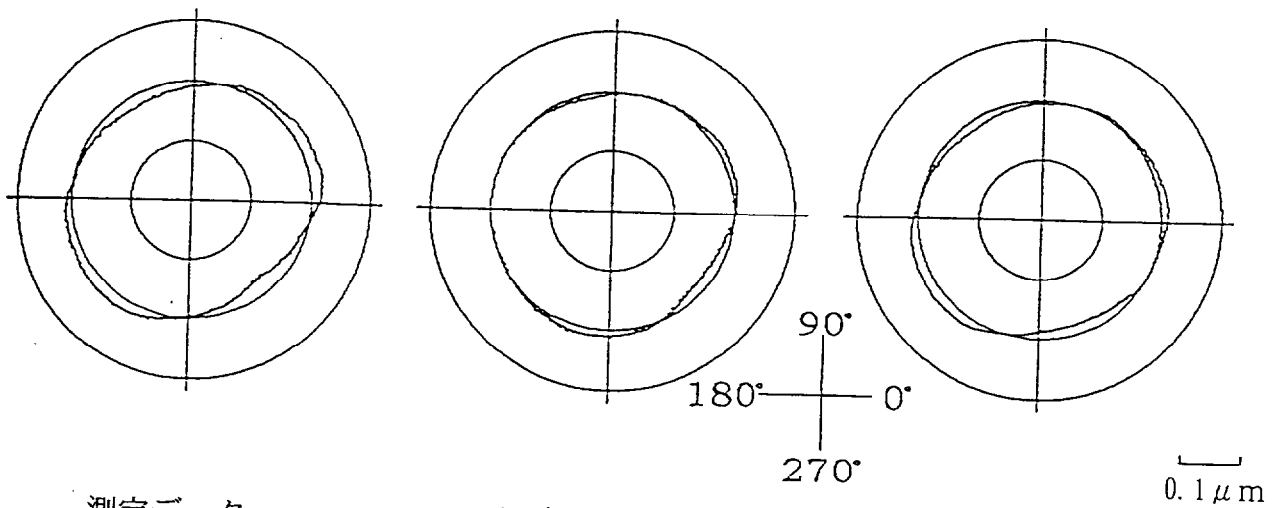
図2.15、図2.16に、GBS100NMFの回転精度を1方向から測定した結果を示す。これらは、1方向(センサ位置)から測定した軸心の挙動(出入り)を回転角度に合わせて描いたものであり、一般にポーラプロット⁵⁾と呼ばれている。

軸心の挙動は、ラジアル方向には二次元(平面的な広がりをもつ)であるため、1方向から測定しただけでは正確な挙動を把握することはできない。また、測定位置によって異なった回転精度が得られる。しかし、真円度測定器や旋盤など測定方向やバイト位置が決まっているものに使用するスピンドルの回転精度としては、1方向からの測定で実用上十分である。

図2.15、図2.16のXとY方向は測定位置が90度ずれているため、測定データ、回転精度は異なっている。しかし、マスタボールの形状は90度位相がずれているだけで形状精度はほとんど同じであり、センサ相互の校正等によって、測定誤差が非常に小さく押さえられていることがわかる。

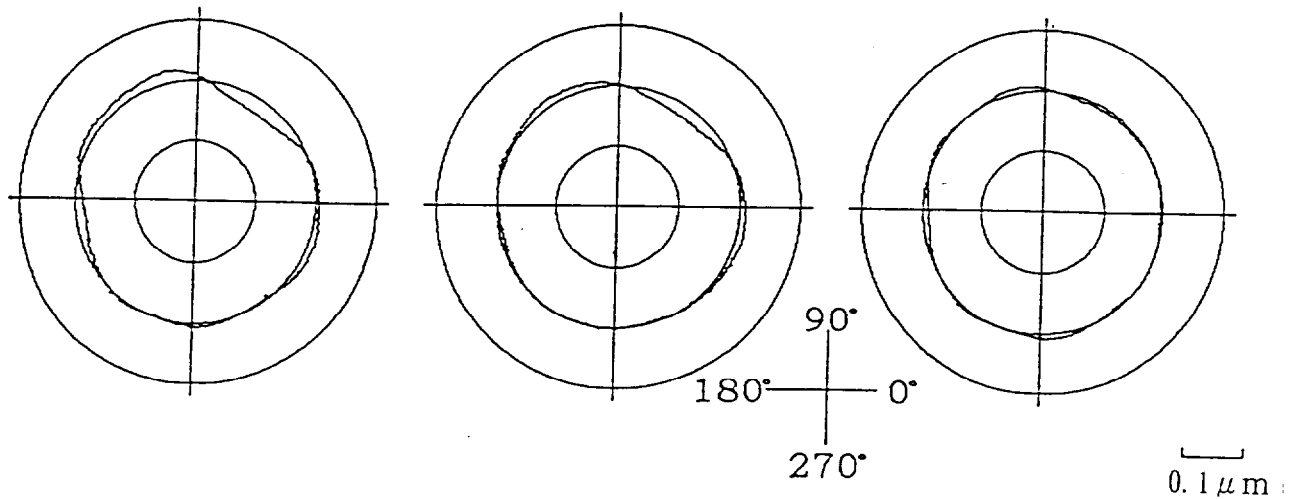


X方向



Y方向

図 2.15 1 方向から測定した回転精度
($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=375\text{rpm}$)



測定データ

マスタボール形状誤差

形状誤差 0.033 μm

最大値 0.013 μm

最小値 -0.020 μm

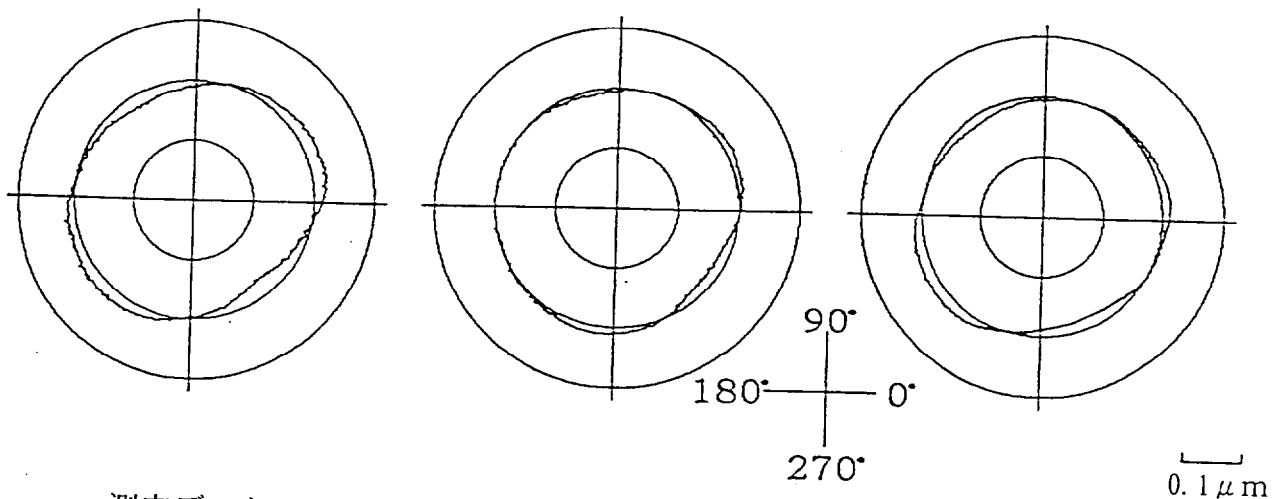
スピンドル回転精度

回転精度 0.021 μm

最大値 0.010 μm

最小値 -0.011 μm

X方向



測定データ

マスタボール形状誤差

形状誤差 0.033 μm

最大値 0.015 μm

最小値 -0.019 μm

スピンドル回転精度

回転精度 0.038 μm

最大値 0.017 μm

最小値 -0.021 μm

Y方向

図 2.16 1 方向から測定した回転精度
($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=1500\text{rpm}$)

2.5.2 直交2軸を合成した回転精度

2.2節に示したX, Y方向の回転精度を合成して表示したものを図2.17～図2.20に示す. 直交する2方向から測定した回転精度をX-Y平面上に合成すると, 1回転中の軸心の挙動を二次元的に表わすことができる. これは, スピンドルを真上から見たときの軸心の挙動を表わしている. ラジアル方向は平面的な広がりをもつので, このように二次元的な表示をすることが有効である. 軸心挙動の大きさ(回転精度), 方向性, 非対象性や複雑さ等が一目瞭然である. また, このような二次元的な軸心の挙動が把握できると, 計算によって任意の方向における一次元的な軸心の挙動を求めることもできる.

2.5.1節に示した図2.15, 図2.16は回転角度と軸心の一次元的な挙動(出入り)と関係を表わしたものであり, 座標系は $r-\theta$ 座標であった. 図2.17～図2.20は軸心の平面的な挙動を表わしたものであるため, 座標系はX-Y座標であることに注意しなければならない. この表示法は軸心の振れをベクトルで表したもので, 振れの大きさと方向が同時にわかる.

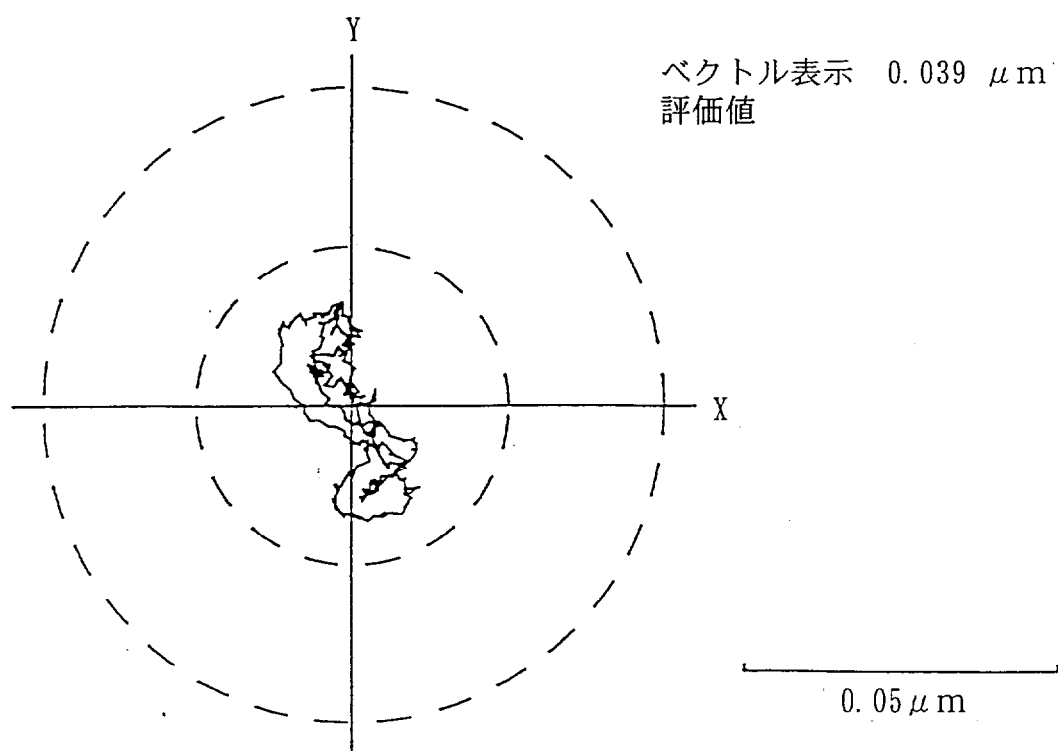


図2.17 二次元的な軸心の挙動(a) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=375\text{rpm}$)

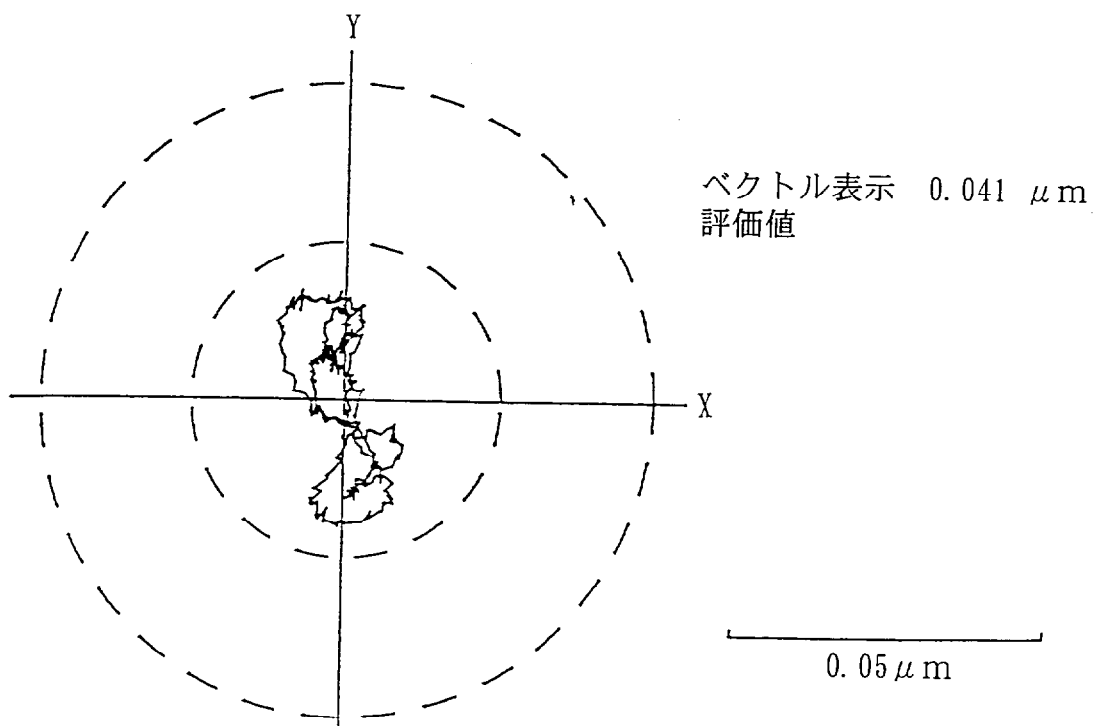


図 2.18 二次元的な軸心の挙動 (b) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=750\text{rpm}$)

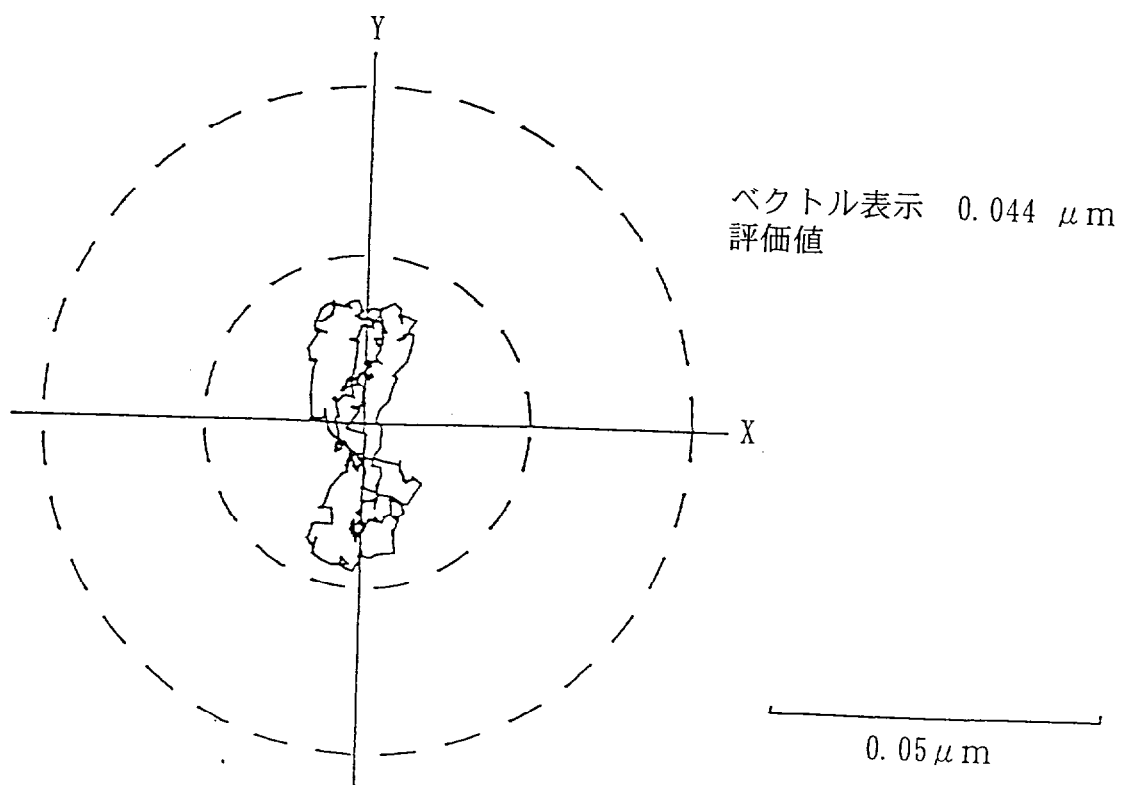


図 2.19 二次元的な軸心の挙動 (c) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=1500\text{rpm}$)

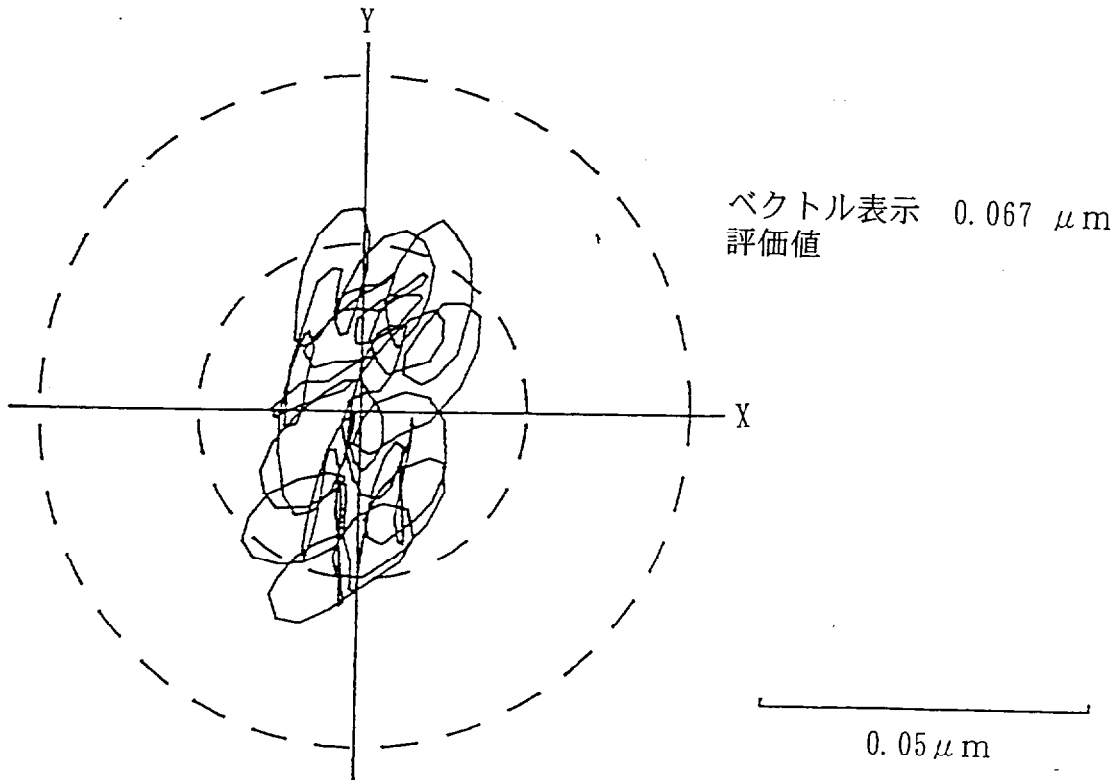


図 2.20 二次元的な軸心の挙動(d) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=3000\text{rpm}$)

2.5.3 リサーチ図形

2.5.2節に示した二次元的な軸心の挙動は仮想原点からの軸心の座標をプロットしたものである。回転精度の表示法としてよく用いられているリサーチ図形は原点を基礎円上にとって、そこから軸心のX、Y座標をプロットしたものである。

原点を軸の回転角に応じて基礎円上を移動させながら、そのときの回転角における軸心の座標をプロットさせていく。その様子を図2.21に示す。また、図2.22以降に図2.17～図2.20と同じデータを用いて作成したリサーチ図形を示す。同じ軸心の挙動でも表示方法が異なると、まったく違ったように感じられる。リサーチ図形からは原点と終点の位置関係がわからないため、リサーチ図形の真円度を回転精度ということはできない。また、2.5.2節に示した二次元的な軸心の挙動からリサーチ図形を描くことはできるが、リサーチ図形から二次元的な軸心の挙動を把握することはできない。

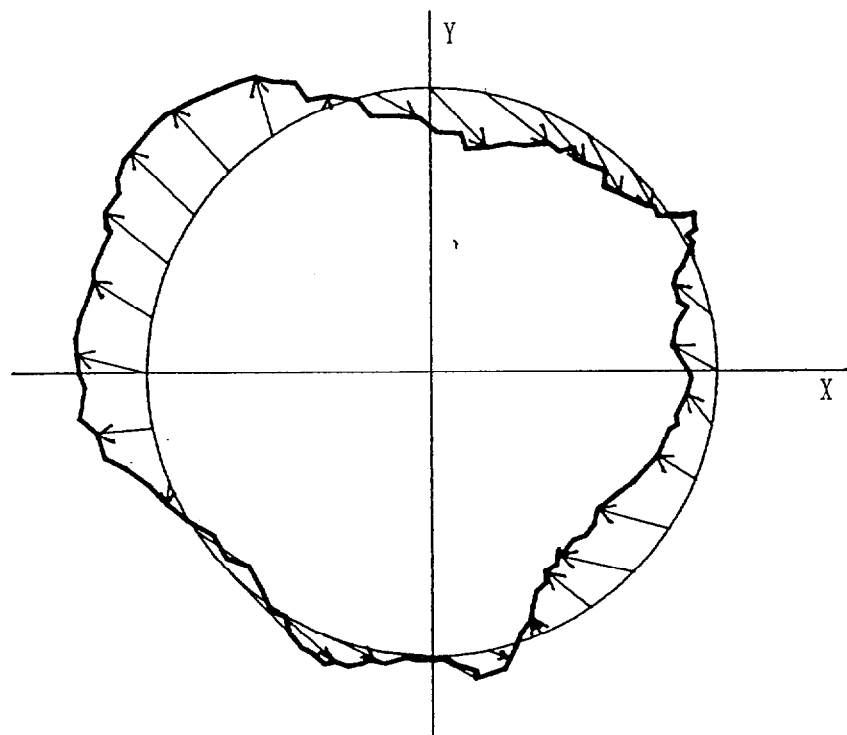


図 2.21 始点と終点を描いたリサージュ図形

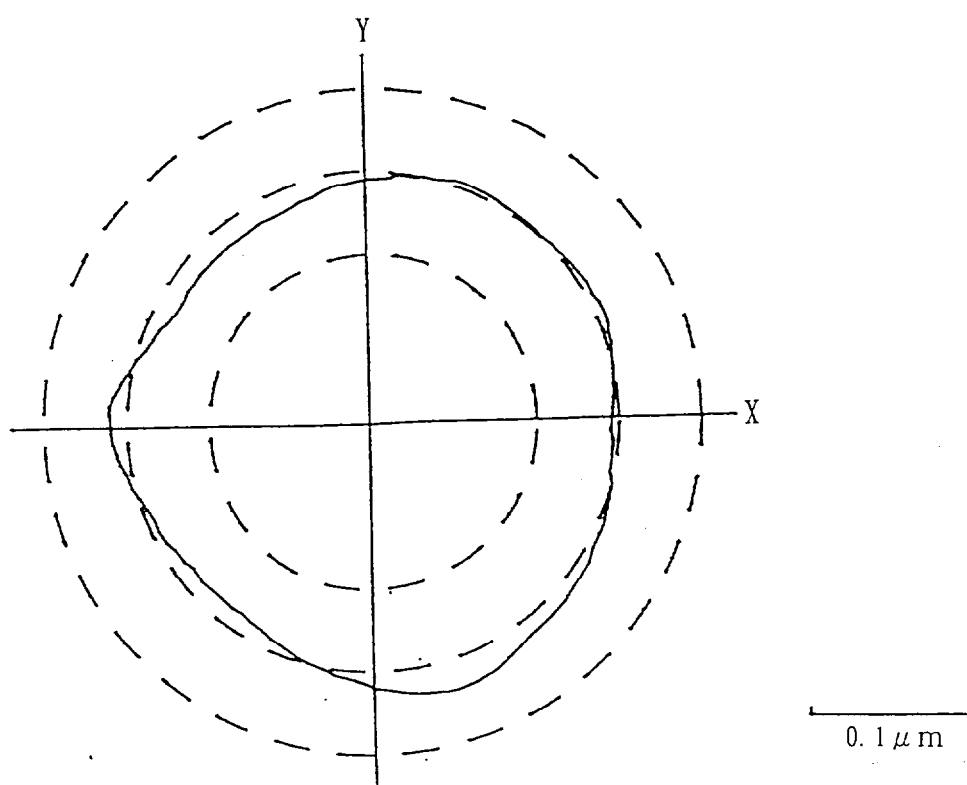


図 2.22 リサージュ図形 (a) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=375\text{rpm}$)

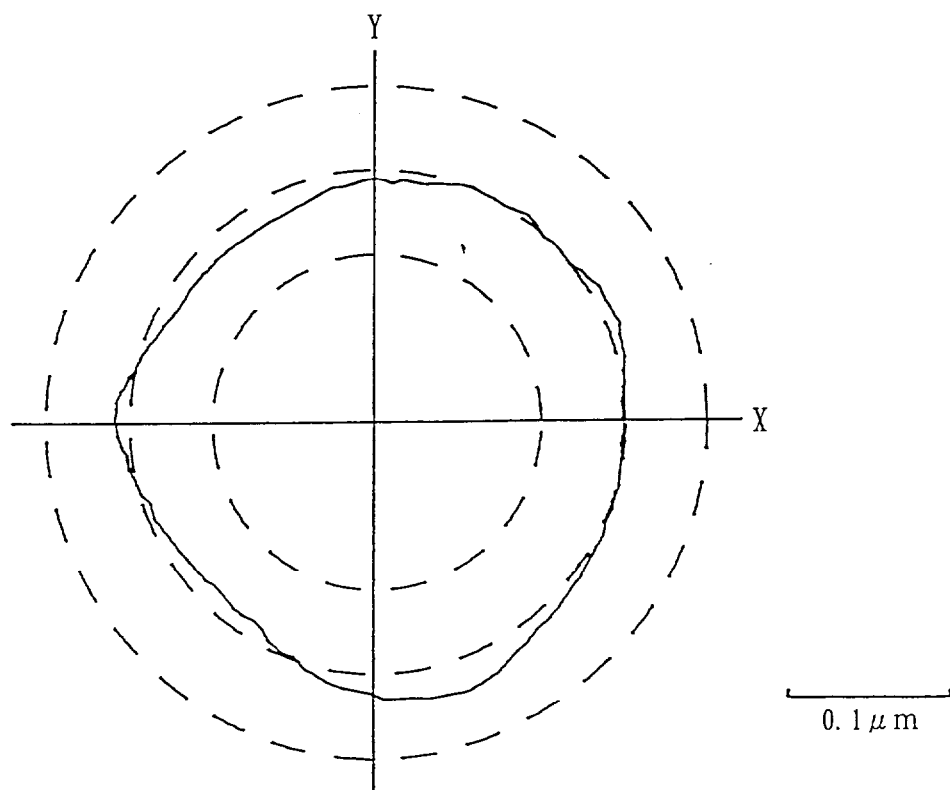


図 2.23 リサージュ図形 (b) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=750\text{rpm}$)

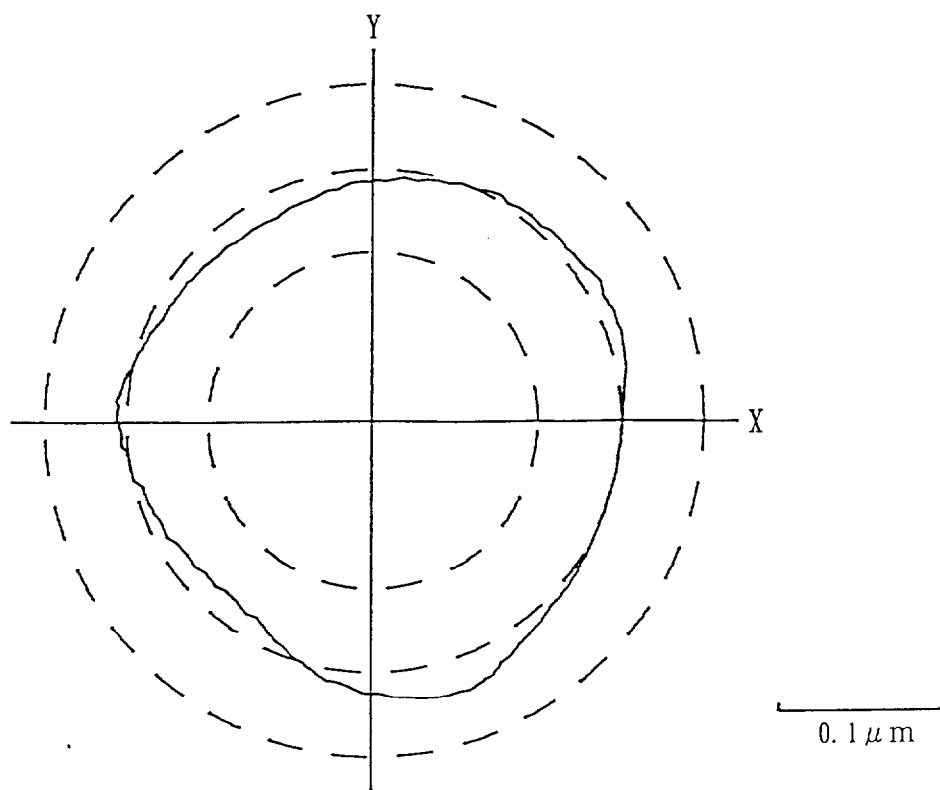


図 2.24 リサージュ図形 (c) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=1500\text{rpm}$)

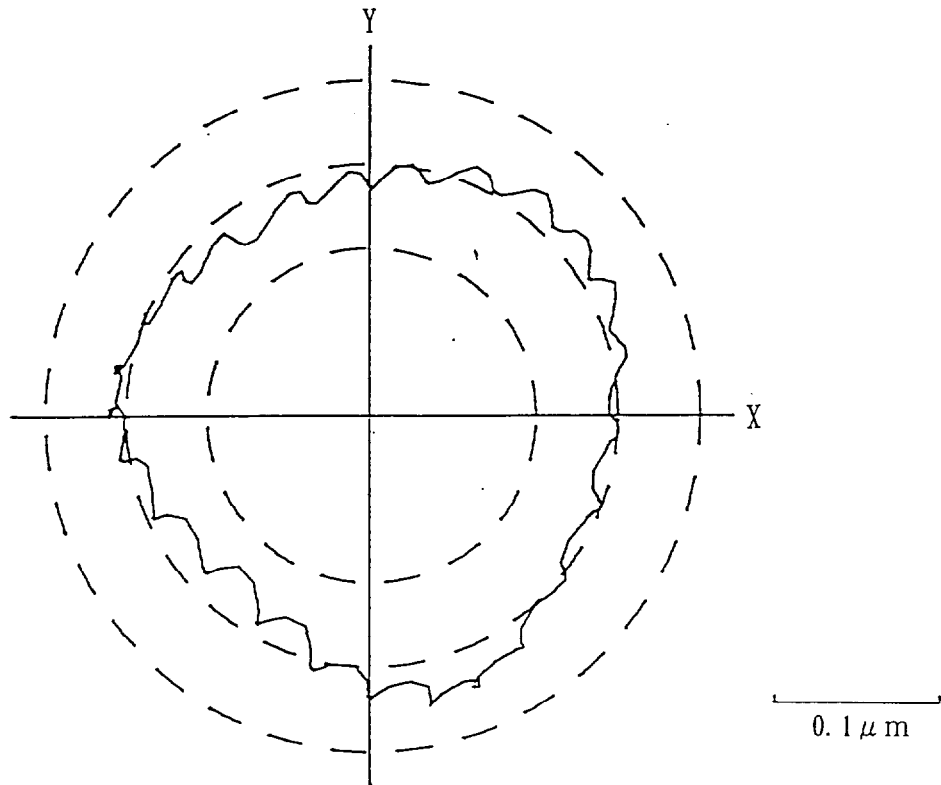


図 2. 25 リサージュ図形 (d) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=3000\text{rpm}$)

2. 5. 4 給気圧力による回転精度の変化

給気圧力を変えた場合の回転精度の変化を図 2. 26～図 2. 29 に示す．給気圧力を変えると軸心挙動も変化していることがわかる．給気圧力が高いときは Y 方向に大きく変動している（縦長の図形）が，給気圧力が低くなるにつれて X 方向の変動が大きくなっている（横長の図形）．1 方向からの測定では，このような軸心挙動の変化を総合的に把握することは不可能であり，直交 2 方向からの測定がラジアル方向回転精度測定に有効であることがわかる．給気圧力による軸心挙動の変化は多孔質体からの空気の吹出しむらが原因と考えられる．給気圧力によって吹出しむらが顕著になり，内部圧力分布が変化して回転精度に影響を与えたと考えられる．

また，給気圧力が低くなるほど回転精度は大きくなっていた．これは，給気圧力を低くすると静圧エアスピンドルの剛性が下がり，軸の拘束力が小さくなるためと考えられる．

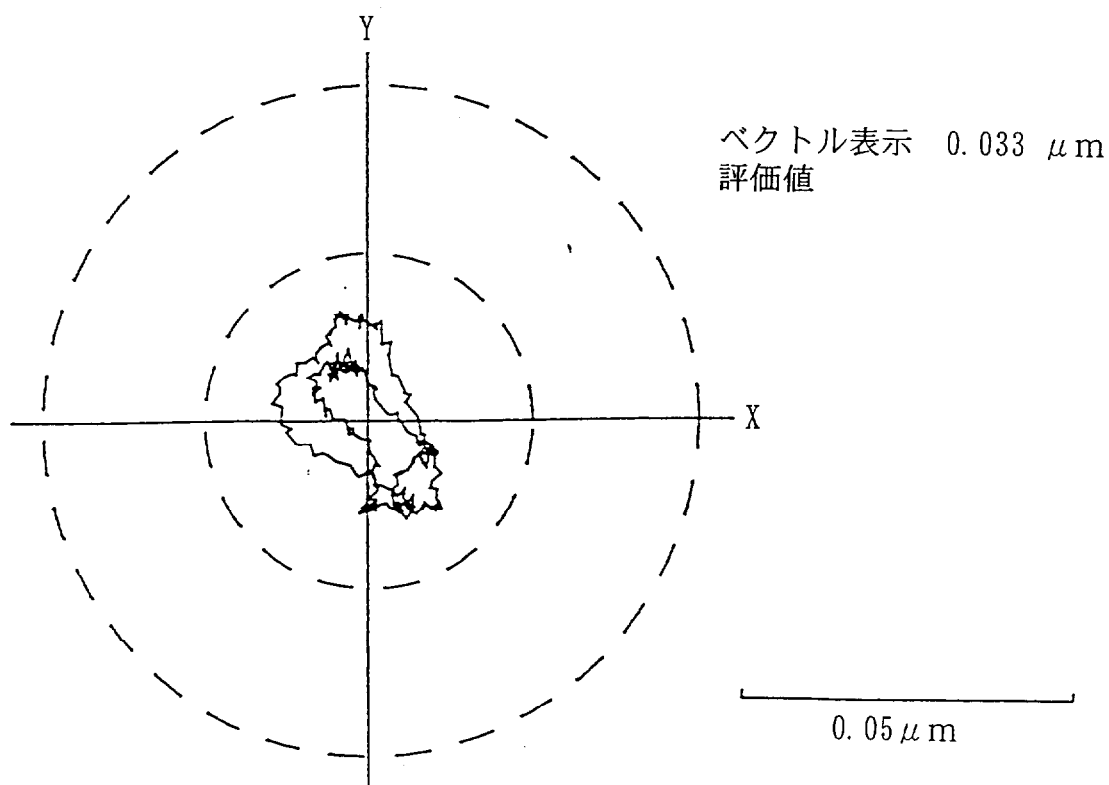


図 2. 26 軸心の挙動変化 (a) ($P=0.5\text{MPa}$, CW, $n=750\text{rpm}$)

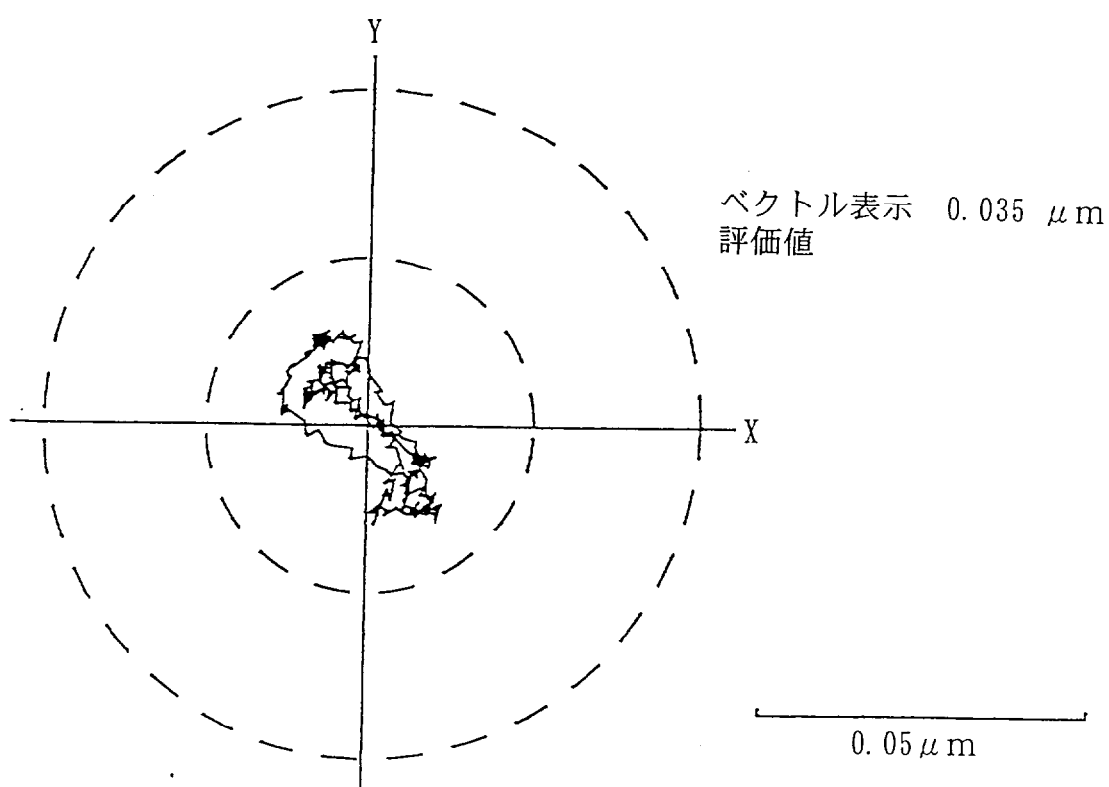


図 2. 27 軸心の挙動変化 (b) ($P=0.4\text{MPa}$, CW, $n=750\text{rpm}$)

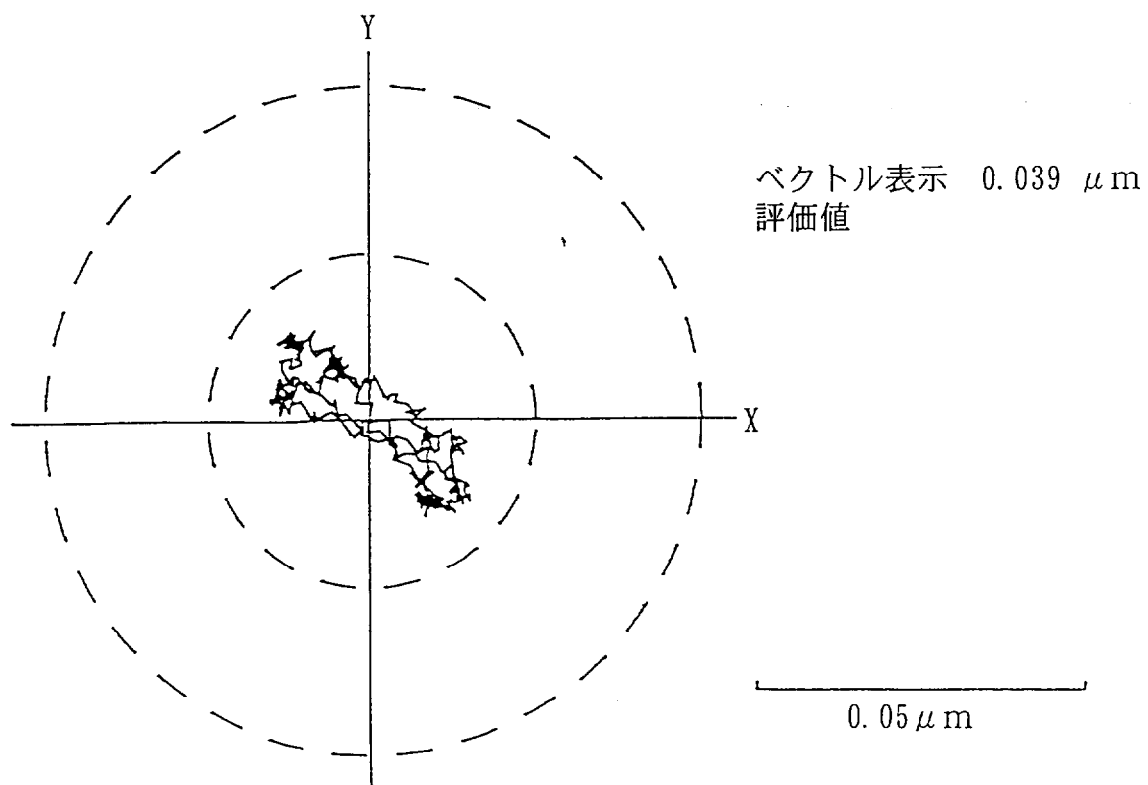


図 2.28 軸心の挙動変化(c) ($P=0.3\text{MPa}$, CW, $n=750\text{rpm}$)

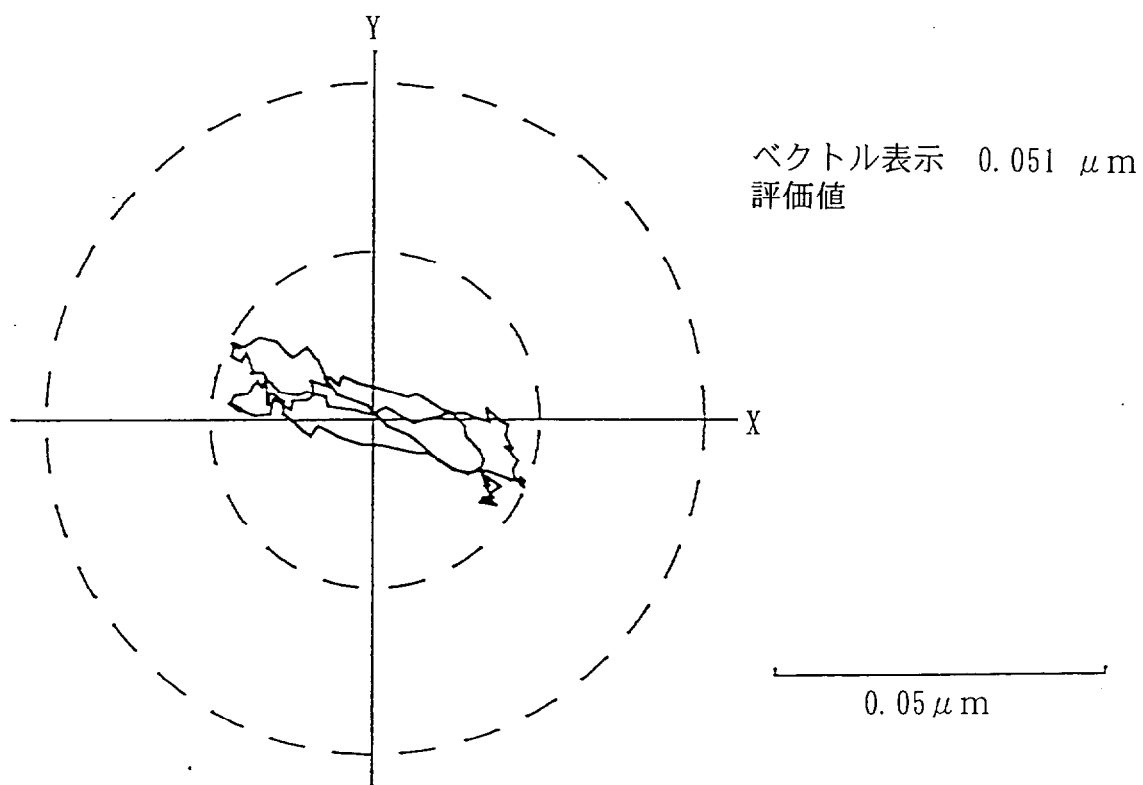


図 2.29 軸心の挙動変化(d) ($P=0.2\text{MPa}$, CW, $n=750\text{rpm}$)

2.5.5 回転方向による回転精度の変化

図2.30, 図2.31に回転方向を変えた場合の回転精度の変化を示す. CCW方向に対してCW方向のほうが全体的にY方向の変動が小さくなっている. 回転方向によって軸心の挙動が異なる原因については, 軸, 多孔質材形状の非対称性による動圧効果の差異等が考えられる.

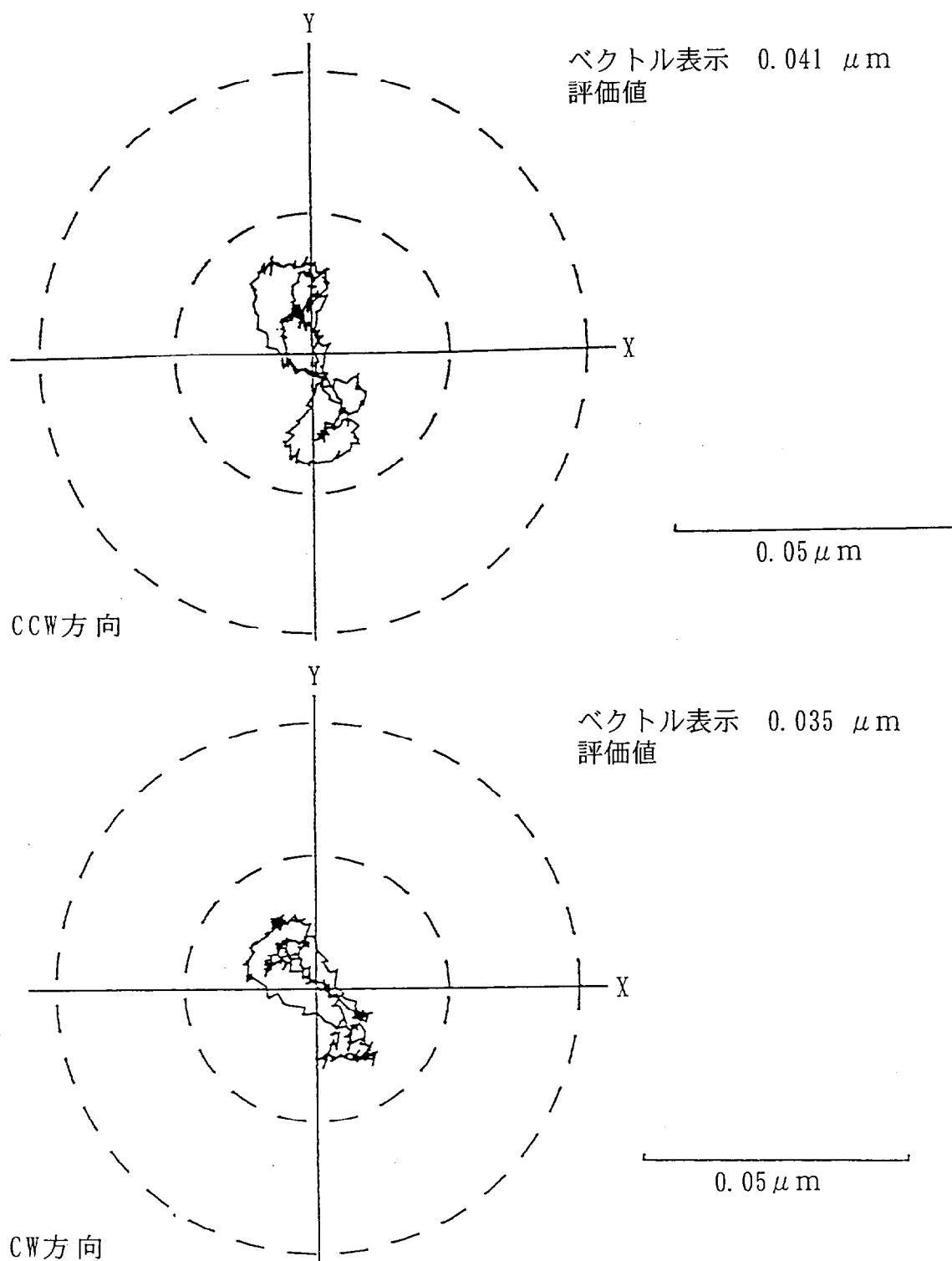


図2.30 回転方向による軸心挙動の違い ($P=0.4MPa$, $n=750rpm$)

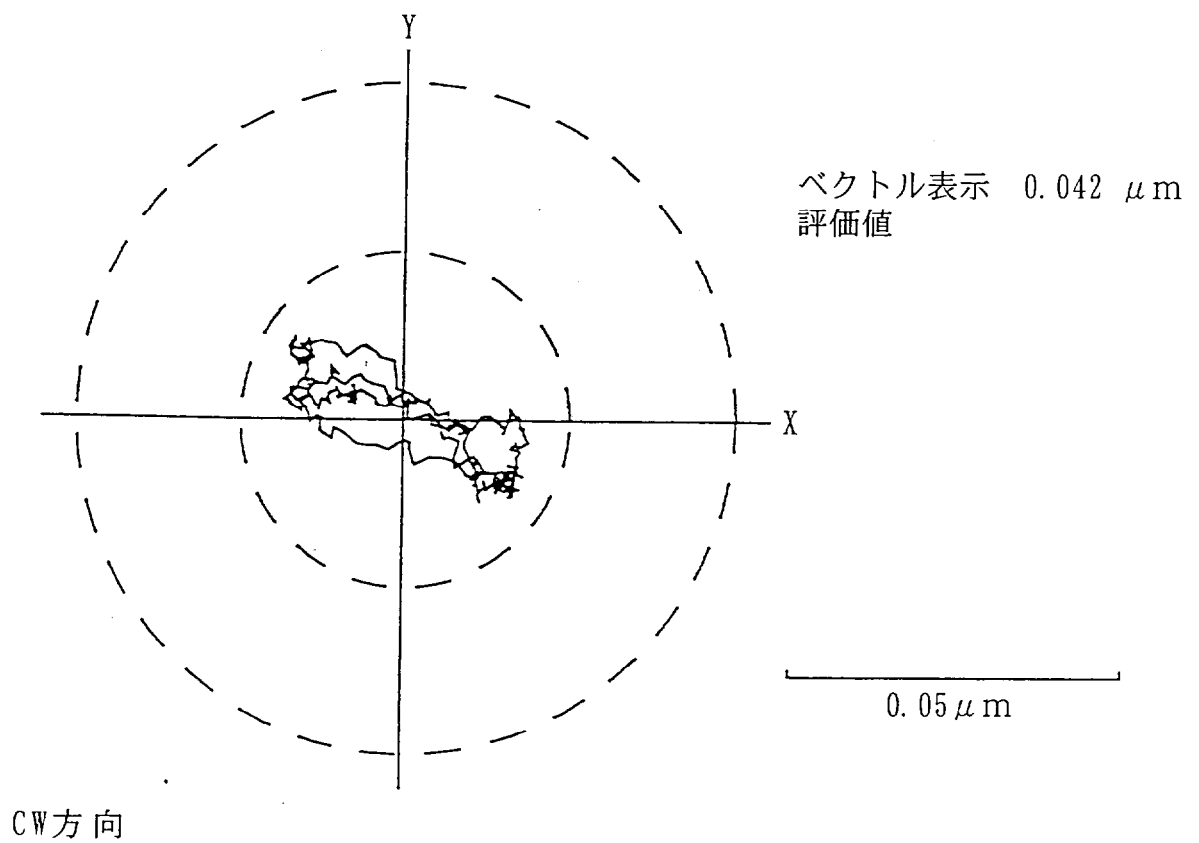
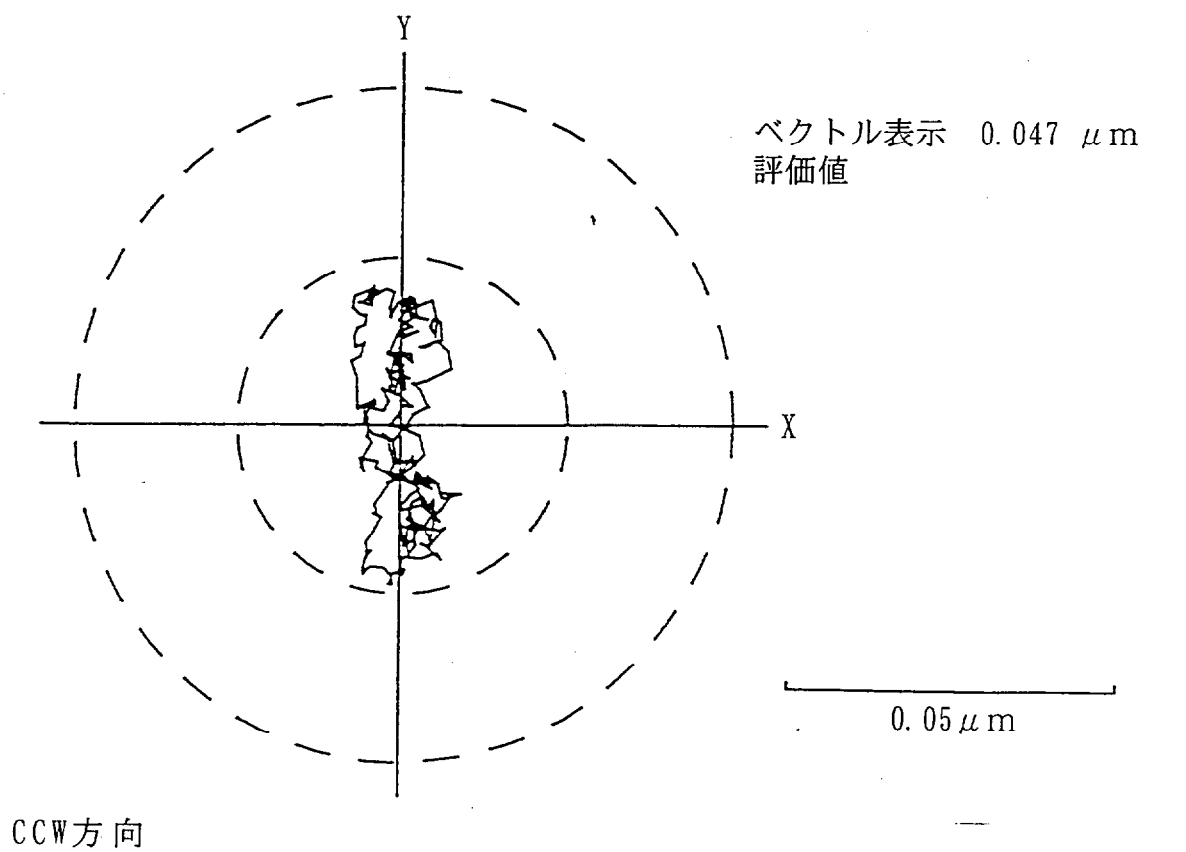
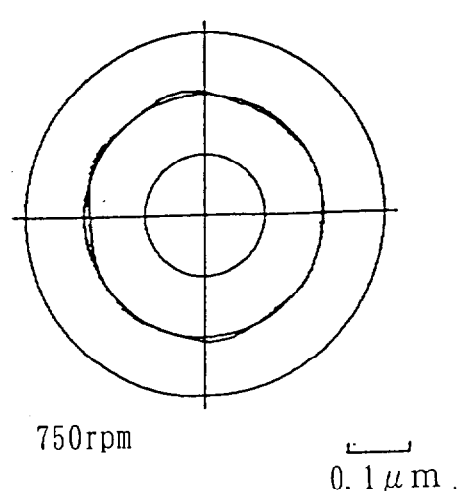


図 2.31 回転方向による軸心挙動の違い ($P=0.3\text{MPa}$, $n=1500\text{rpm}$)

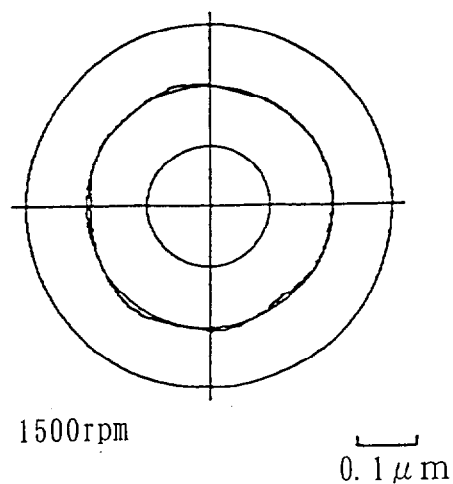
2.5.6 回転速度による回転精度の変化

図2.32, 図2.33に回転速度を変化させた場合の回転精度を示す. 図2.31は1方向から測定した場合, 図2.32はベクトル表示である. 回転速度が大きくなるとロータの慣性力が増大するので軸心振れは小さくなると考えられる. しかし, 実際にはアンバランスやモータ振動(共振)の影響で回転精度は大きくなっていった. 特に3000rpm時において, モータの影響と考えられる明確な振動が観察された.



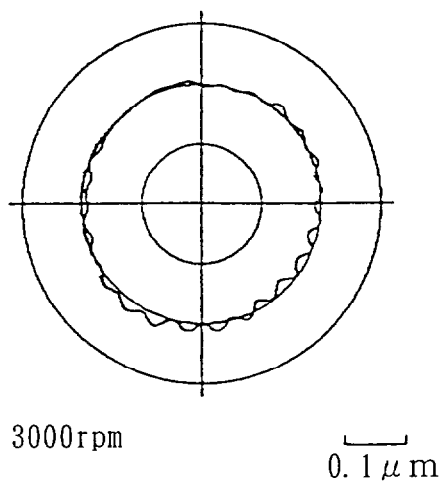
スピンドル回転精度

回転精度	0.021 μm
最大値	0.010 μm
最小値	-0.011 μm



スピンドル回転精度

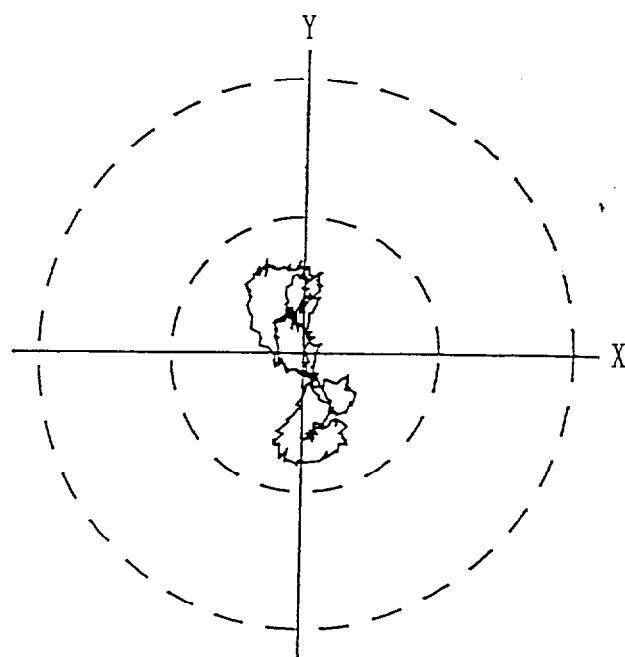
回転精度	0.018 μm
最大値	0.009 μm
最小値	-0.009 μm



スピンドル回転精度

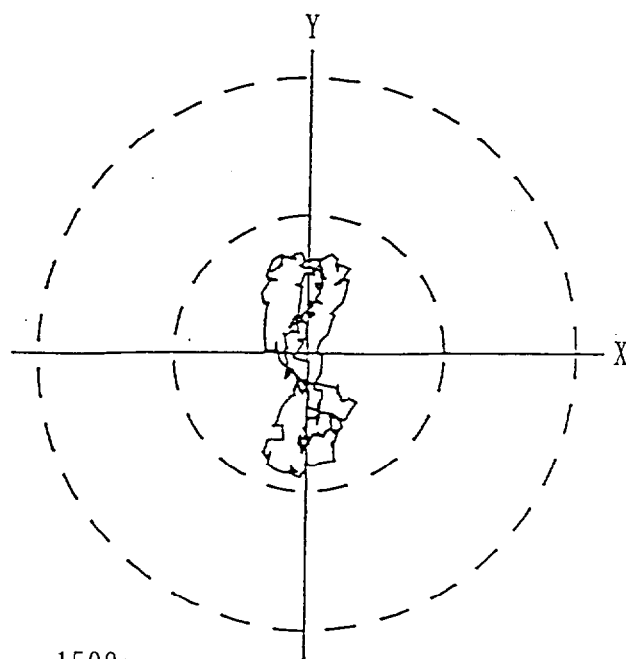
回転精度	0.036 μm
最大値	0.018 μm
最小値	-0.018 μm

図2.32 回転速度による回転精度変化(ホ-ラフ°ロット, $P=0.4\text{MPa}$, CCW)



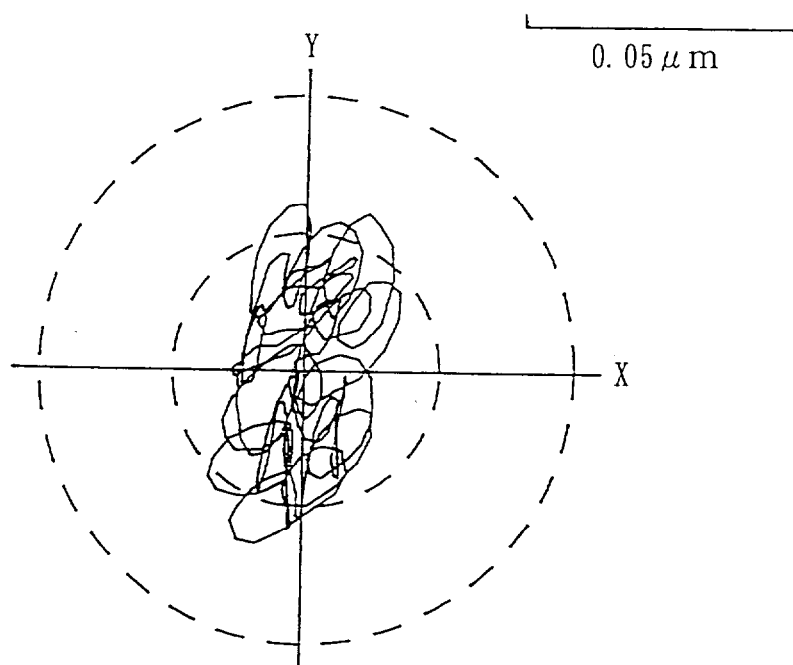
750rpm

ベクトル表示 0.041 μm
評価値



1500rpm

ベクトル表示 0.044 μm
評価値



0.05 μm

3000rpm

ベクトル表示 0.067 μm
評価値

図 2.33 回転速度による回転精度変化(ベクトル表示, $P=0.4\text{MPa}$, CCW)

2.5.7 静圧エアスピンドルの姿勢による回転精度の変化

静圧エアスピンドルを立置にした場合には、負荷はアキシアル方向だけで、ラジアル方向は無負荷である。しかし、静圧エアスピンドルを横置にした場合には、それだけで軸の自重によってラジアル方向に負荷が加わる。姿勢を変えた場合の回転精度を図2.34～図2.36に示す。

立置をそのまま90度倒したものが横置であり、ロータリーエンコーダの位相、センサの位置関係は立置の場合と同じである。横置の場合、鉛直方向であるY方向に軸心挙動が大きくなっている。また、立置の場合3000rpm時にしか現れなかった高周波成分が横置では低速域でも現れている。この原因としては、軸の形状誤差(誤差山数)に起因する周波数成分が現れやすくなったためと考えられる。横置にすると軸、フランジの自重がラジアル荷重として作用し、軸全体が沈むため下側のラジアルすきまが小さくなる。ラジアルすきまが小さくなると圧力が上昇するため、軸を押戻そうとする力が作用する。この力はすきまによって変動するため、軸の形状誤差の影響を受けやすくなる。立置の場合には軸の自重はアキシアル方向に作用し、フランジ面で受けるため、大きなアンバラン

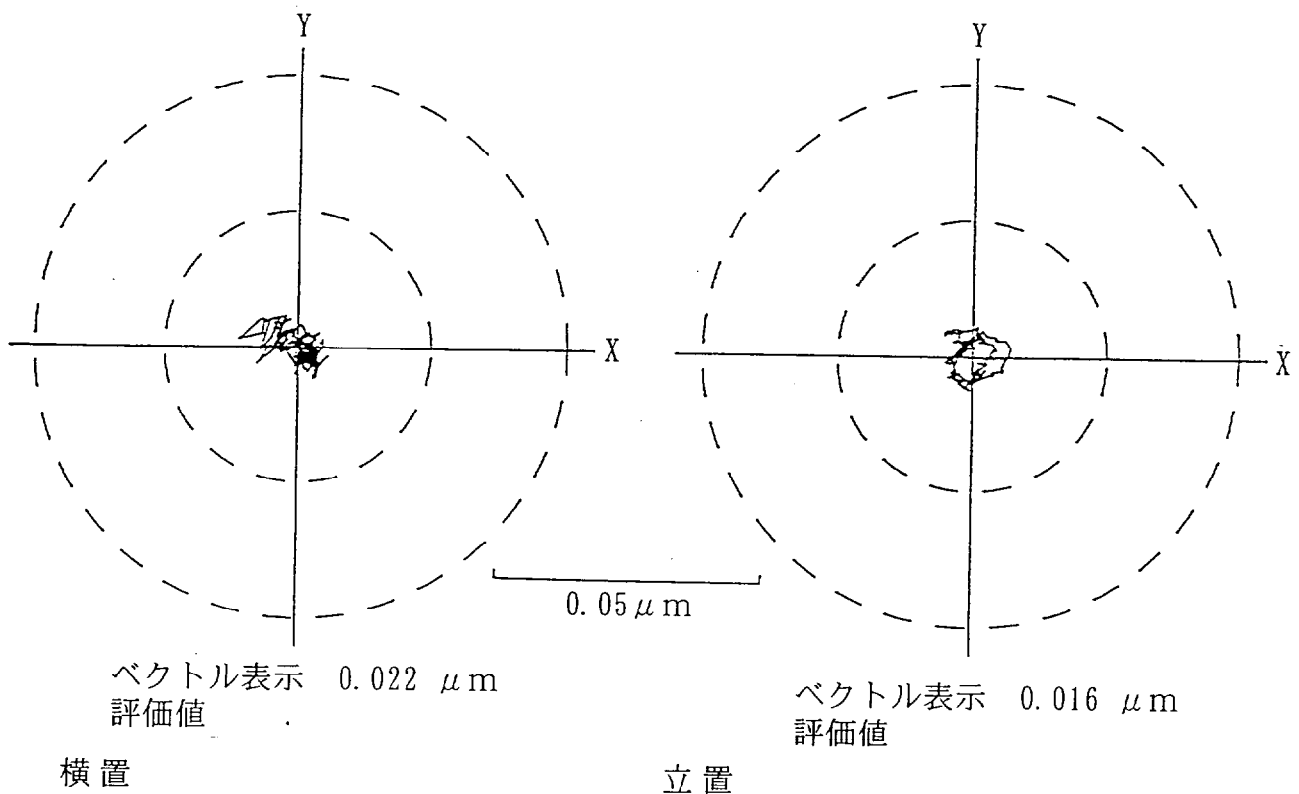


図2.34 姿勢の影響(a) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=750\text{rpm}$)

スがない限りラジアル方向には力は作用しない。したがって、軸の形状誤差による影響は横置よりも受けにくくなっていると考えられる。

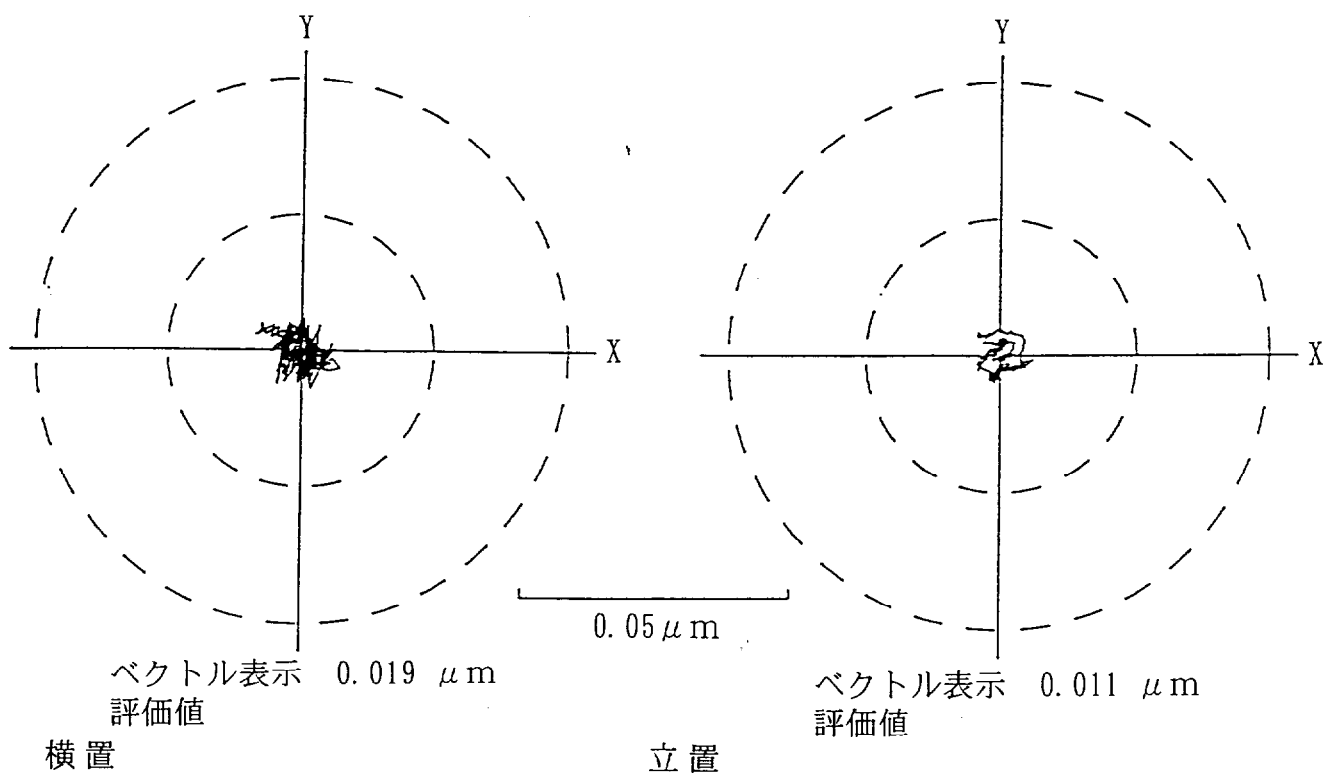


図 2.35 姿勢の影響 (b) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=1500\text{rpm}$)

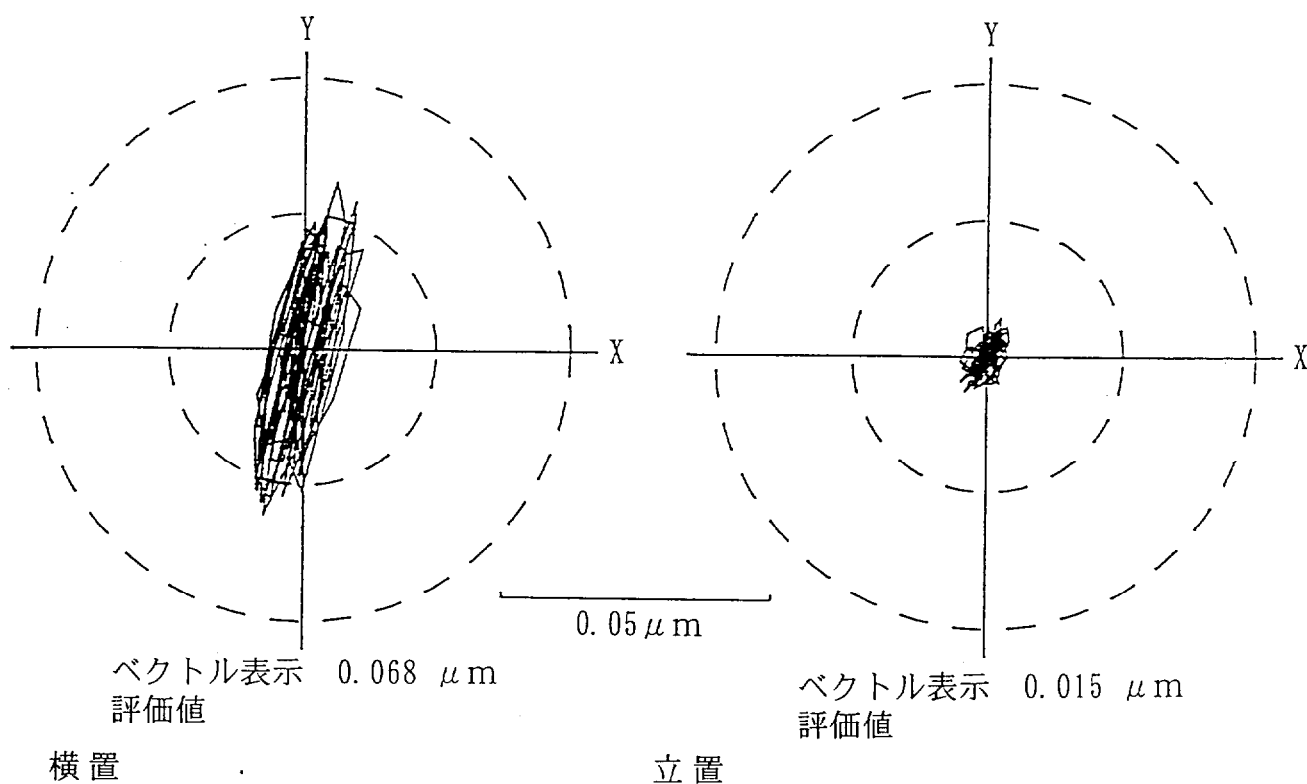


図 2.36 姿勢の影響 (c) ($P=0.4\text{MPa}$, CCW, $n=3000\text{rpm}$)

2.6 評価法によるラジアル振れ評価値の違い

同じ測定データを用いて，評価法（計算法）を変えてラジアル方向回転精度を求めた結果を表2.3に示す．評価法は，

(1)リサージュ法

(2)2方向の回転中心を一致させないで，各軸独立に偏心補正したデータを用いたベクトル表示法

(3)2方向の回転中心を一致させる方法で偏心除去を行ったデータを用いたベクトル表示法（新しい手法）

である．3評価法による値を比較すると，リサージュ法が最も小さく評価されていることがわかる．リサージュ法では，図形の半径方向の大きさを評価されるため，図1.11で示したように振れベクトルの方向が基礎円の法線方向と一致しない場合は，過小評価になる．

また，本報で提案した新しい方法が最も大きな値を示している．これは，偏心補正において，2方向独立に行う方が自由度が大きい（偏心補正に用いる変数が共通としている手法に対して，2方向の変数が独立としていることによる自由度大）ことによる．

スピンドルを評価する側から考えると，品質保証においては，評価値が大きくなる手法の方が最悪の事態を予想できるため，安全確実である．また，ラジアル方向回転精度に及ぼす要因との関係解明の手段となる可能性もある．

表2.3 評価法によるラジアル振れの違い（単位 μm ）

回転数 (rpm)	リサージュ法	独立偏心補正 ベクトル表示	中心一致偏心補正 ベクトル表示
375	0.027	0.037	0.042
750	0.027	0.035	0.040
1500	0.022	0.035	0.041
3000	0.036	0.044	0.048

2.7 結言

スピンドルのラジアル方向回転精度を評価する新しい手法として，“ベクトル表示法”を考案し，DDモータ付静圧エアスピンドルの回転精度評価を行った．本章で得られた結論を以下に示す．

- (1)直交する2方向から回転精度を測定し，ラジアル方向回転精度をベクトルとして評価する新しいラジアル方向回転精度評価法を開発した．
- (2)二次元的な軸心挙動を表すベクトル表示は，ラジアル方向回転精度を表す上で有効であり，また，安全サイドに立った評価法であることを明らかにした．
- (3)0.01 μ mを保証するような高精度の測定においては，センサ，アンプ等の総合的な感度補正，ディジタルフィルタの適用等によるデータの信頼性向上が必要である．
- (4)給気圧力，回転方向，姿勢等の実験条件によって，軸心の挙動は変化することが明らかになった．回転精度を重要視する使用にあったては，使用条件，使用状況を考慮する必要がある．

参考文献

- 1)垣野義昭，山本謙，石井信雄，奥島啓式：軸の回転精度に関する研究（第1報），精密機械，**43**, 6(1977)720-725.
- 2)三井公之：精度診断技術の研究，日本機械学会論文集(C編)，**48**, 425(1982)115-120.
- 3)オズワルド ホリカワ，佐藤海二，下河辺明：改良型反転法による真円度および絶対回転運動の評価，精密工学会誌，**57**, 12(1991)2231-2236.
- 4)高偉，清野慧：真円度測定のための直交型混合法に関する研究，日本機械学会論文集(C編)，**61**, 589(1995)3775-3780.
- 5)Axes of Rotation : ANSI/ASME B89.3.4M-1985

- 6) J VANEK : Measurement and accuracy of rotation of machine tool spindles,1969, VUOSO
- 7) 青木保雄, 大園成夫 : 3点法真円度測定法の一展開, 精密機械, 32, 12(1966)831-836.
- 8) 野口昭治, 塚田忠夫, 坂本淳 : 超精密静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度の評価法, 精密工学会誌, 58, 6(1992)1053-1058.
- 9) D.J.Whitehouse : Some Theoretical Aspects of Error Separation Techniques in Surface Metrology,J.of Phys.,Ser.E,Sci.Instr.,9(1976)531-536.
- 10) ISO/TC57/SC3/WG1N22-1993 :Roundness-Part2:Instruments for the assessment of deviation from roundness-measurement of variations in radius.
- 11) 今井秀孝 : 形状計測における不確かさ解析, 精密工学会誌, 61, 8 (1995)1054-1058.
- 12) 日本精工株式会社 静圧エアスピンドル個別カタログ, No.1390, (1990)

第3章 静圧エアスピンドルのアンギュラ モーシヨン評価法

3.1 緒言

高精度静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度はマスタボールと同等であり，リサーチ法によるラジアル方向回転精度評価では，軸心振れの大きさや方向を正確に把握することは困難である．このような背景から，前章で新しいラジアル方向回転精度を評価する方法として“ベクトル表示法”を提案した¹⁾．

しかし，軸は長さを持っているので，異なる位置（高さ）で測定すれば違った測定結果が得られる．スピンドル全体の評価としては，1断面でのラジアル方向回転精度だけでは不十分である．軸心挙動全体を把握するには，複数位置での測定が必要であるが，ただデータを並べただけでは平均的なラジアル振れが得られるだけである．軸の長さ方向も加味した三次元空間での評価が必要となる．本章では，三次元空間での倒れなどの角度的運動成分（アンギュラモーシヨンと呼ぶ）をベクトルとして評価することを試みた．アンギュラモーシヨンを含む三次元空間での軸心振れを評価した過去の研究^{2)～5)}と問題点を以下に述べる．

工作機械主軸の回転精度の研究では，切削工具の切込み方向をセンシティブな方向とし，この方向の角度的運動成分をアンギュラモーシヨンと定義して回転精度が評価されている²⁾．工作物回転型の主軸スピンドルの回転精度測定法を図3.1に示す．ラジアル方向の回転精度を2ヶ所で測定し，検出量の差をセンサ間の距離で除することによって，アンギュラモーシヨンを正接の形で表すものである．センサ位置が工具（切り込み）位置に相当しており，センシング方向におけるアンギュラモーシヨンを測定できる．加工精度と回転精度との関係を把握する上では，非常に有効であるが，第2章でも述べたように，1方向からの測定であるため，振れ全体を把握することができない．最近では，多軸盤の進歩により，刃物が当たる方向は1方向からだけとは限らないので，このよう

な工作機械においては，1方向だけでなく全方位において振れを評価できる方法が必要となる．また，汎用のスピンドルでは，特定の方向に限らない三次元空間でのアンギュラモーションの把握が必要となる．

ラジアル方向回転精度のほかにスピンドル端面の角度的運動成分を測定して，フェースモーションを評価した研究も報告されている³⁾．図3.2に示すように，センサを6本用いて，特定の角度に配置して測定物の変位を測定する方法である．得られた測定値をフーリエ解析して，それ

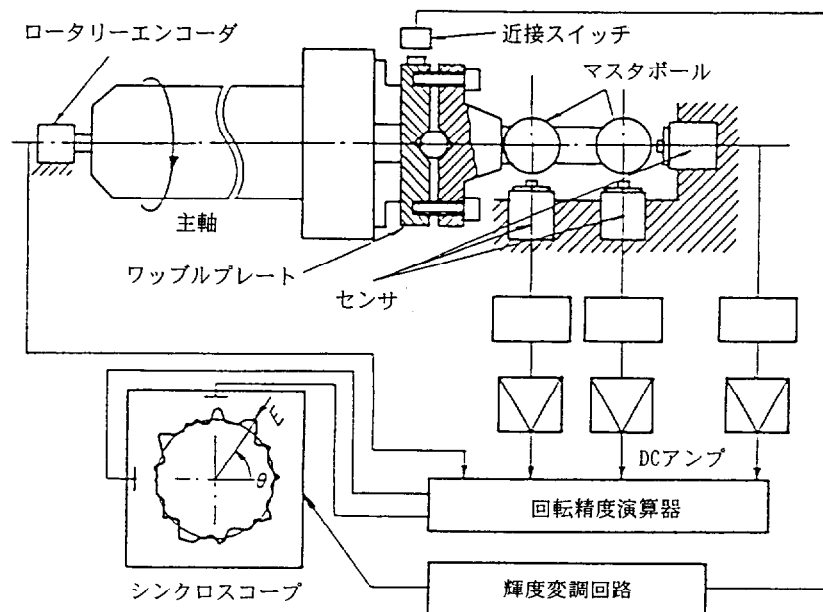


図3.1 工作物回転型の主軸スピンドルの回転精度測定法

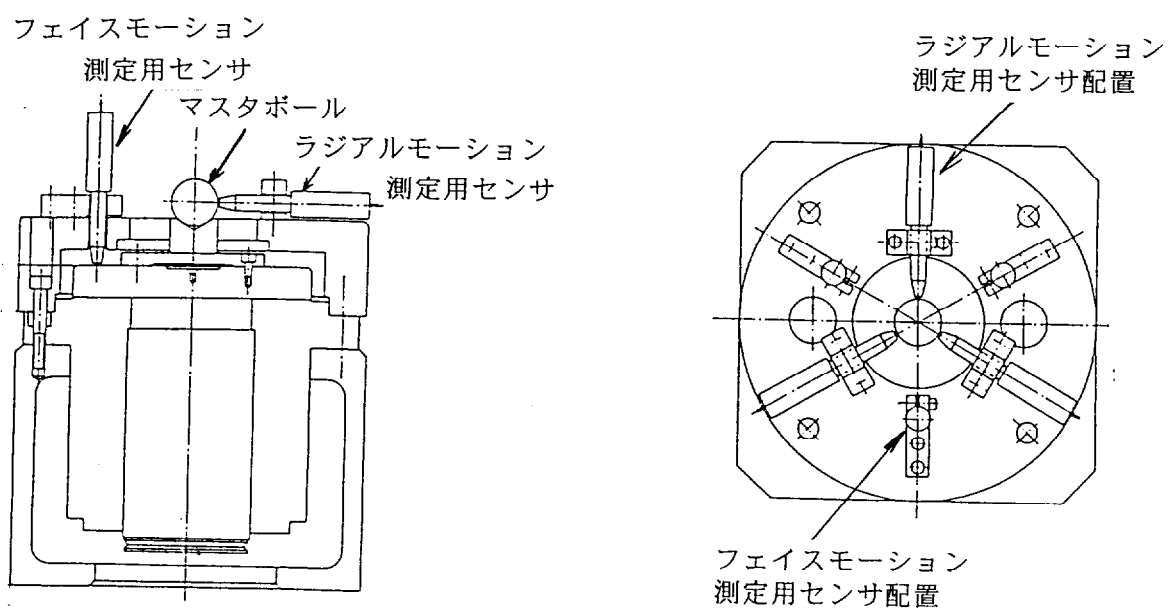


図3.2 フェースモーション測定法

らを再合成することによって、被測定物の形状とフェイスモーションを同時に求めることができる。3点法真円度測定法⁴⁾の応用であり、精度の高い被測定物を必要としない利点がある。しかし、3点法では、センサの配置角度を厳密にしないと誤差が大きくなる。0.01 μm を保証するような超高回転精度測定においては、センサ中心を割り出して、角度をかなり厳密に調整する必要がある。

クランフィールド大学では、非接触センサを8本用いた装置を製作している⁵⁾。原理的には図3.1と同じであるが、反転法⁶⁾を適用して被測定物の形状誤差と回転精度を分離して、測定精度を向上させている。しかし、使用するセンサが多いので、前章でも述べたがセンサ間の感度校正を厳密に行わないと測定精度が低下する。また、反転法はセンサを正確に反転させないと誤差の分離が不十分になるので⁷⁾、センサ配置も厳密に行う必要がある。

このような背景から、本章では図3.3に示すように、直交する2組の変位センサを用いて高さ Z_1, Z_2 ($Z_2 > Z_1$)の2断面でのラジアル振れを測定し、スピンドルのアンギュラモーションをベクトルとして評価する方法について検討した。さらに、アンギュラモーションの形態をモデル化し、その判定方法についても検討する。

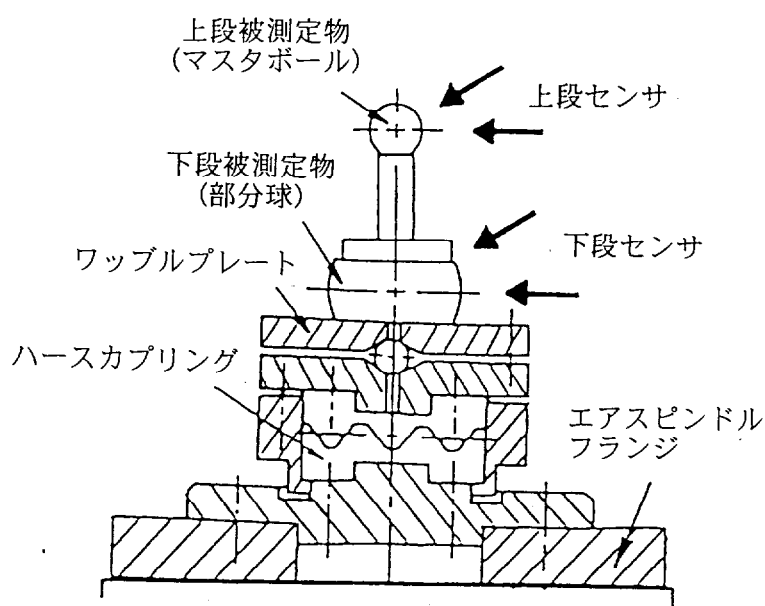


図3.3 本章におけるアンギュラモーション測定法

3.2 アンギュラモーションの評価法

3.2.1 アンギュラモーション

ある高さにおける1断面でのラジアル方向の軸心挙動を求める方法は第2章で述べた。ここでは、2断面で求めたラジアル方向の軸心挙動から軸のアンギュラモーションを評価する方法について説明する。式展開の都合上、第2章と同じになるが、直交する2方向の回転中心を一致させた偏心除去法を述べる。

回転するマスタボールに対して直交配置した2個のセンサA, Bと測定値との幾何学的関係を図3.4に示す。仮想中心0からセンサ原点までの距離を R_0 、センサAの原点に対するセンサBの原点のずれを C 、センサA, Bによる測定値を S_{ai}, S_{bi} 、マスタボールの中心を O' 、偏心を e 、そのX, Y方向成分を a, b 、偏心方向を β 、回転角を θ_i とする。まず、 S_{ai}, S_{bi} から最小二乗法により偏心を除去したデータを S'_{ai}, S'_{bi} とし、最小二乗半径を R とおくと、次の近似式が得られる。

$$S'_{ai} = S_{ai} + \Delta R - a \cos \theta_i - b \sin \theta_i, \quad \Delta R = R_0 - R \quad (3.1)$$

$$S'_{bi} = S_{bi} + \Delta R' + a \sin \theta_i - b \cos \theta_i, \quad \Delta R' = \Delta R + C \quad (3.2)$$

式(3.1), (3.2)における中心は一致するので、 a, b, R は共通でなければならない。これは、 $\sum \{(S'_{ai})^2 + (S'_{bi})^2\}$ を最小にすることにより満足される。

上述した最小二乗法による $a, b, R, \Delta R, \Delta R'$ から S'_{ai}, S'_{bi} を求めるが、その際、測定ターゲット（マスタボール）の形状誤差は系統的誤差として補正する。スピンドルの回転角 θ_i におけるラジアル方向の振れを S_i 、その方向を ψ_i とすれば、次式により求められる。

$$S_i = \{(S'_{ai})^2 + (S'_{bi})^2\}^{1/2} \quad (3.3)$$

$$\psi_i = \arctan(S'_{bi}/S'_{ai}) \quad (3.4)$$

高さの異なる2断面において同様の処理を行い、それぞれの高さにお

けるラジアル方向の振れベクトルから、アンギュラモーションを評価することになる。

アンギュラモーションを把握する手段として、スピンドル軸心方向余弦を用いることにする。図3.5のように、高さ Z_1, Z_2 の2点 (X_1, Y_1, Z_1) , (X_2, Y_2, Z_2) を通る軸心の Z 軸に対する方向余弦を (l, m, n) とおけば、

$$\begin{aligned} l &= (X_2 - X_1)/K, \\ m &= (Y_2 - Y_1)/K, \\ n &= (Z_2 - Z_1)/K \\ K &= \{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2\}^{1/2} \end{aligned} \quad (3.5)$$

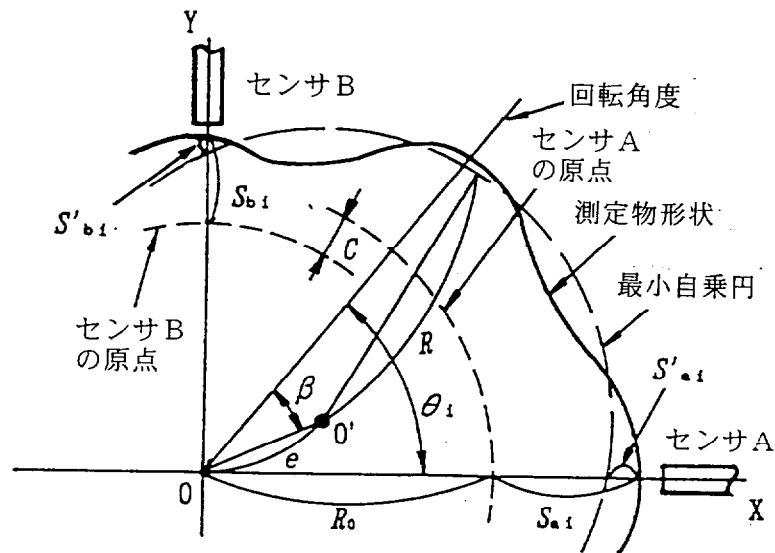


図3.4 測定データの幾何学的な関係

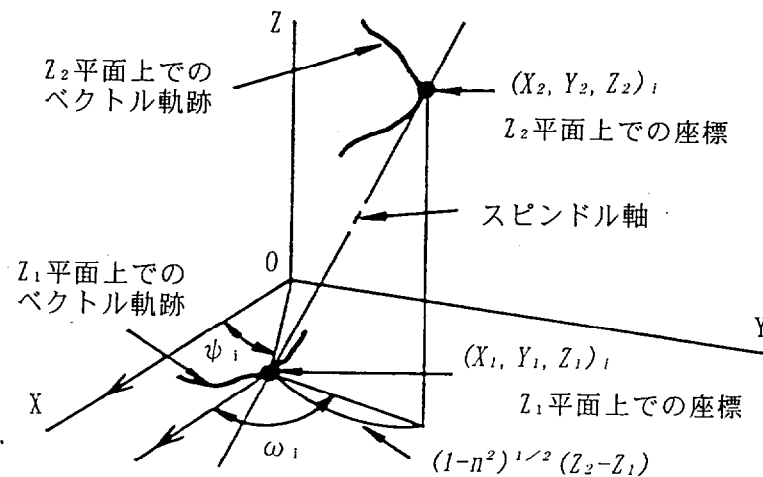


図3.5 傾斜したスピンドル軸の定義

高さの異なる Z_1 , Z_2 の 2 平面上のラジアル振れ成分をそれぞれ S'_{a1i} , S'_{b1i} 及び S'_{a2i} , S'_{b2i} とおけば,

$$X_2 - X_1 = S'_{a2i} - S'_{a1i}, \quad (3.6)$$

$$Y_2 - Y_1 = S'_{b2i} - S'_{b1i}$$

したがって、スピンドル軸心の方角余弦は、次のようになる。

$$l = (S'_{a2i} - S'_{a1i}) / K,$$

$$m = (S'_{b2i} - S'_{b1i}) / K, \quad (3.7)$$

$$n = (Z_2 - Z_1) / K$$

$$K = \{(S'_{a2i} - S'_{a1i})^2 + (S'_{b2i} - S'_{b1i})^2 + (Z_2 - Z_1)^2\}^{1/2}$$

3.2.2 アンギュラモーシヨンの状態判定

Z_1 面上と Z_2 面上のスピンドル軸心の移動軌跡の回転方向位相差（これを回転方向傾斜 (tangential tilt) 状態と呼ぶ）や軸心の Z 軸方向に対する平行性（これを軸心のラジアル方向傾斜 (radial tilt) 状態と呼ぶ）は、三次元空間における軸心の変動状態を表している。これらを定量化してまとめると、アンギュラモーシヨンの形態を分類することができる。

Z_1 から h の高さの面を Z_h 面とすれば、 Z_1 面上及び Z_h 面上の振れベクトルを Z_1 面上へ正投影すると図 3.6 のようになる。 Z_1 面上の振れベクトルを T_i 、その先端と Z_h 面上のベクトルの先端を結ぶベクトル（差分ベクトル

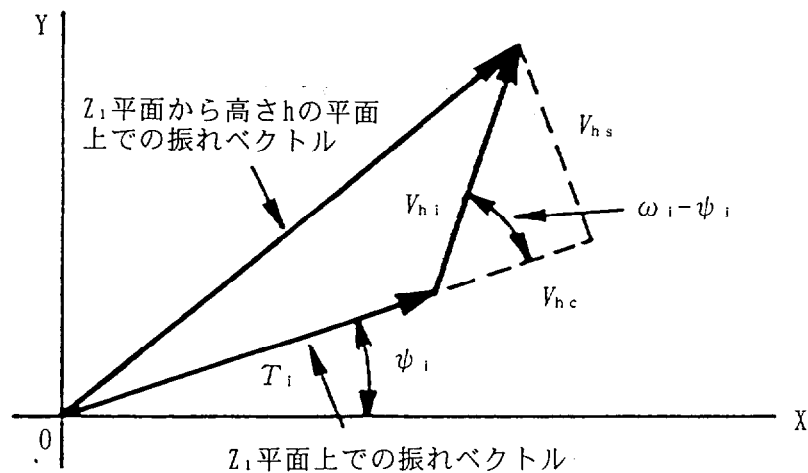


図 3.6 2 断面の振れベクトルの平面図

と呼ぶ) を V_{hi} とすると

$$V_{hi} \approx h(1 - n^2)^{1/2} \quad (3.8)$$

また, ベクトル T_i に対する差分ベクトル V_{hi} の方向は, 図3.5から $(\omega_i - \psi_i)$ となるので, 図3.6の V_{hi} の2方向成分は

$$V_{hs} = V_{hi} \sin(\omega_i - \psi_i), \quad (3.9)$$

$$V_{hc} = V_{hi} \cos(\omega_i - \psi_i)$$

V_{hs} , V_{hc} の平均値を $\bar{V}_{hs}$, $\bar{V}_{hc}$ とし, こられらが図3.7の9つの領域のどこに属するかを次の方法により判定すれば, 図3.8のモデルとの対応が可能となる.

まず, 回転方向傾斜について, V_{hs} が零とみなせるかどうかの検定を行う. データ数を N , 標本標準偏差を S_s とするとき, $(V_{hs} - 0)N^{1/2}/S_s$ は自由度 $N-1$, 危険率 α の t 分布に従う. すなわち, 次式が成立すれば, $V_{hs} \approx 0$ という仮説は棄却され, 有意性があると判断される.

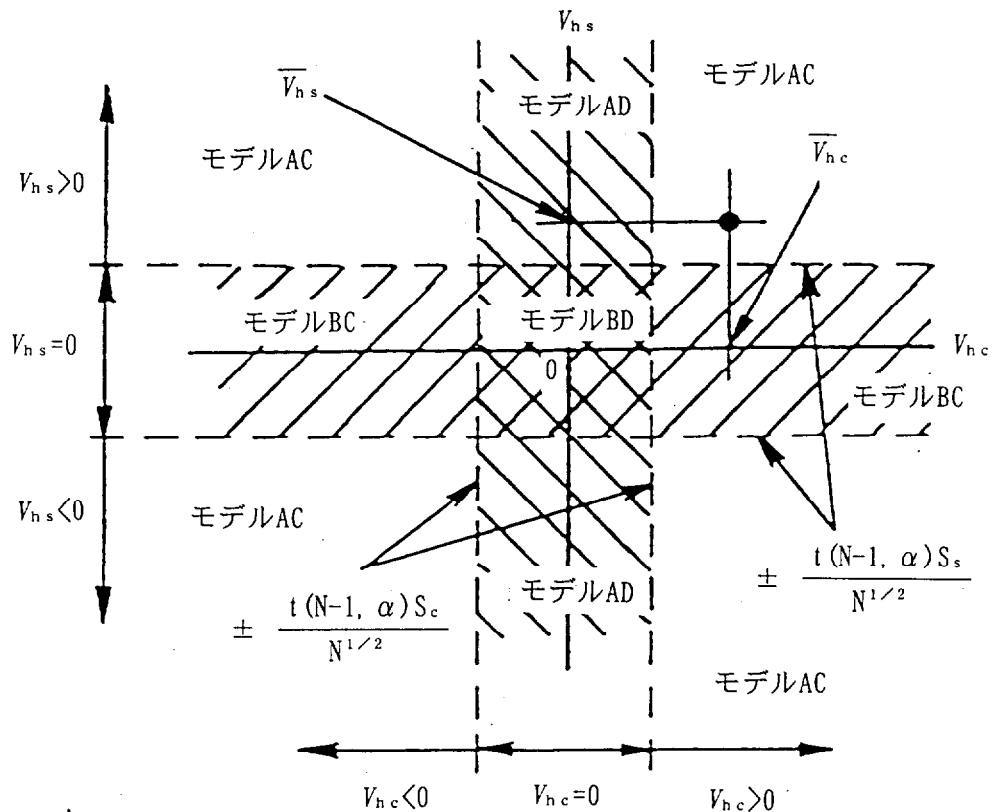


図3.7 V_{hs} , V_{hc} の組合せによるアンギュラモーションの分類法

$$|(\bar{V}_{hs} - 0)N^{1/2}/S_s| > t(N-1, \alpha)$$

$$S_s = \{\Sigma (V_{hs} - \bar{V}_{hs})^2 / (N-1)\}^{1/2} \quad (3.10)$$

有意性があると判断された場合、 $V_{hs} > 0$ であれば、 Z_2 面上の振れベクトルの先端は Z_1 面上の振れベクトルの先端よりも回転方向に進んだ状態にあると理解される。次に、上記と同様の処理を V_{hc} について行う。

$$|(\bar{V}_{hc} - 0)N^{1/2}/S_c| > t(N-1, \alpha)$$

$$S_c = \{\Sigma (V_{hc} - \bar{V}_{hc})^2 / (N-1)\}^{1/2} \quad (3.11)$$

図3.8はこのような状態の組合せによるアンギュラモーシヨンの分類である。モデルAC, AD, BCは基本的には双曲面で同じものであるが、原因が異なるので分けてある。影響要素Aでは、 T_i と V_s は近似的に直交するので、モデルADの双曲面体の節(node)の高さ方向位置は図3.5の Z_1 面の位置に一致する。したがって、 $V_{hc} > 0$ であれば、双曲面体（円すい体を含む）の節は、 Z_1 面より下方にあることになる。

3.3 測定装置と測定条件

3.3.1 測定装置

本章で使用した回転精度測定装置の概略を図3.9に示す。振れを測定するための球面試料は第2章と同じダイレクトドライブモータ駆動の静圧エアスピンドルに取り付けられている。高さの異なる2断面のラジアル方向変位は、4本の静電容量形変位センサを用いて同時に測定する。測定データはロータリエンコーダのパルスによりサンプリングされ、コンピュータに取り込まれる。上段(Z_2 の位置)のセンサはスペースの都合で下段(Z_1 の位置)のセンサのX, Y方向と180°対向して配置されている。したがって、センサの出力を反転させて、下段と同じ方向から測定した状態にしてデータ処理を行う。

測定ターゲットの偏心調整部やセンサの取り付け部の詳細を図3.10に示す。変位センサは、水平と上下方向に移動できる微動ステージに固定

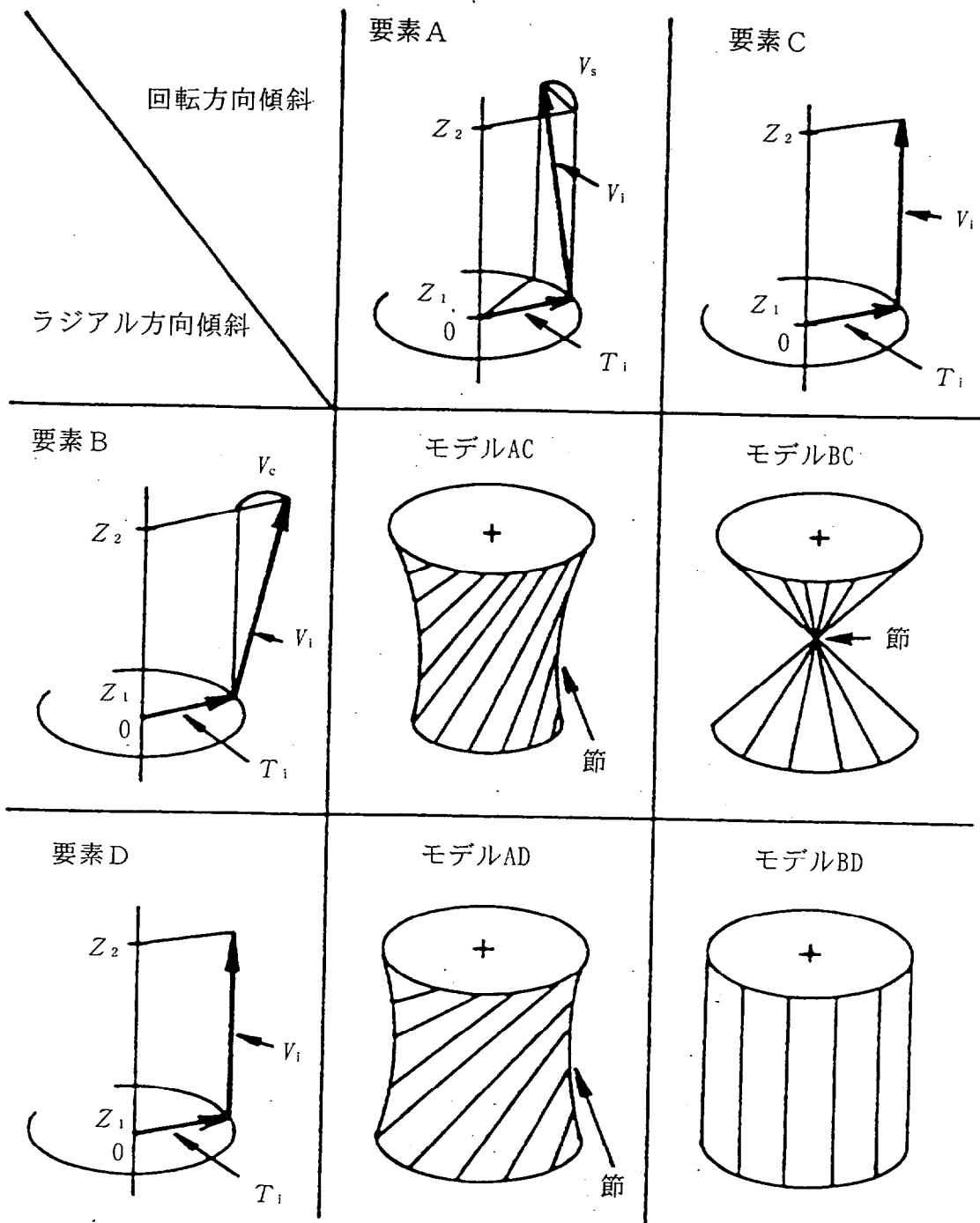


図 3.8 アンギュラモーション分類モデル

されている．測定ターゲットは上段が直径約11.11mm(7/16")のマスタボール，下段が直径約22.22mm(7/8")の軸受用鋼球を研削して作成した部分球面である．上下の測定ターゲットはワッブルプレート上面に垂直に接着して組立てた．測定ターゲットの偏心は，ワッブルプレートの調整により小さくした．

測定ターゲットの形状誤差と回転精度の分離のためにマルチステップ法を用いた⁸⁾．そのための角度分割は割出し盤（ハースカプリング，最大24分割）により行うことにした¹⁾．2つの測定ターゲットの中心の高さは，三次元測定機を用いてターゲットの赤道面を測定して求めた．スピンドルのフランジ端面からの高さは，下段が40.44mm，上段が67.81mmであった．

3.3.2 測定条件

測定条件を表3.1に示す．測定値のばらつきなどの検討のために，同一

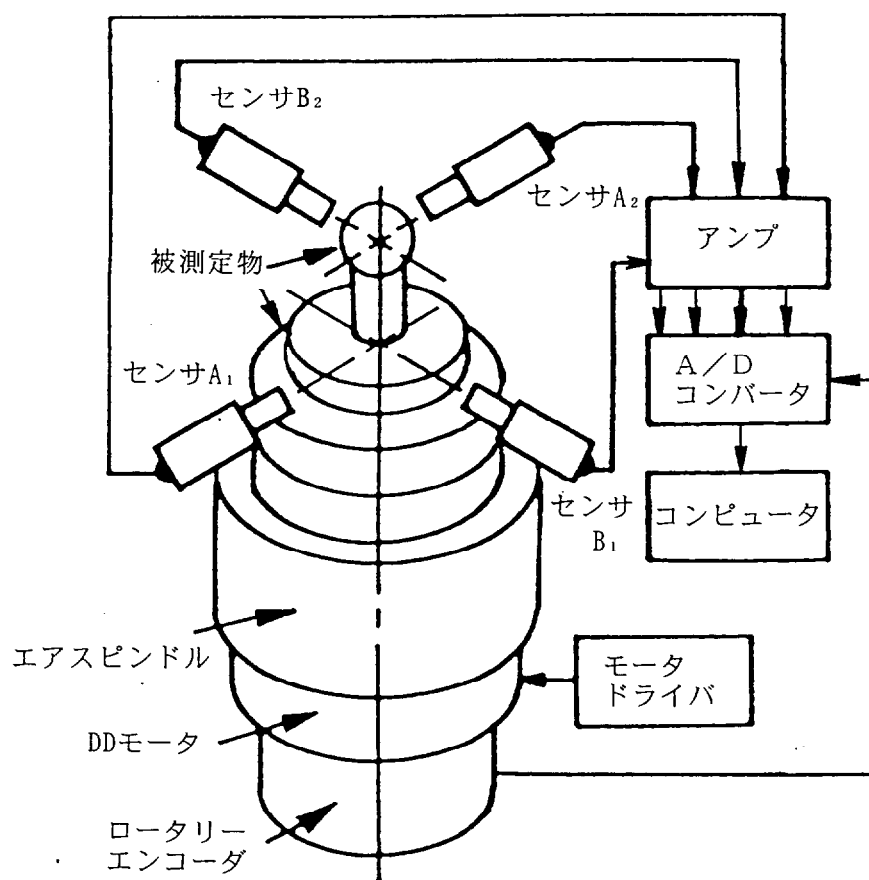


図 3.9 測定装置概略図

条件で8周分のデータを連続してサンプリングする．ノイズ除去のためのローパスフィルタは位相補償型のデジタルフィルタ（減衰率12dB/oct, カットオフ波長 $2\pi/50$ rad (50upr)）を使用した．また，マルチステップ法のための分割は 30° 間隔12等分とした．

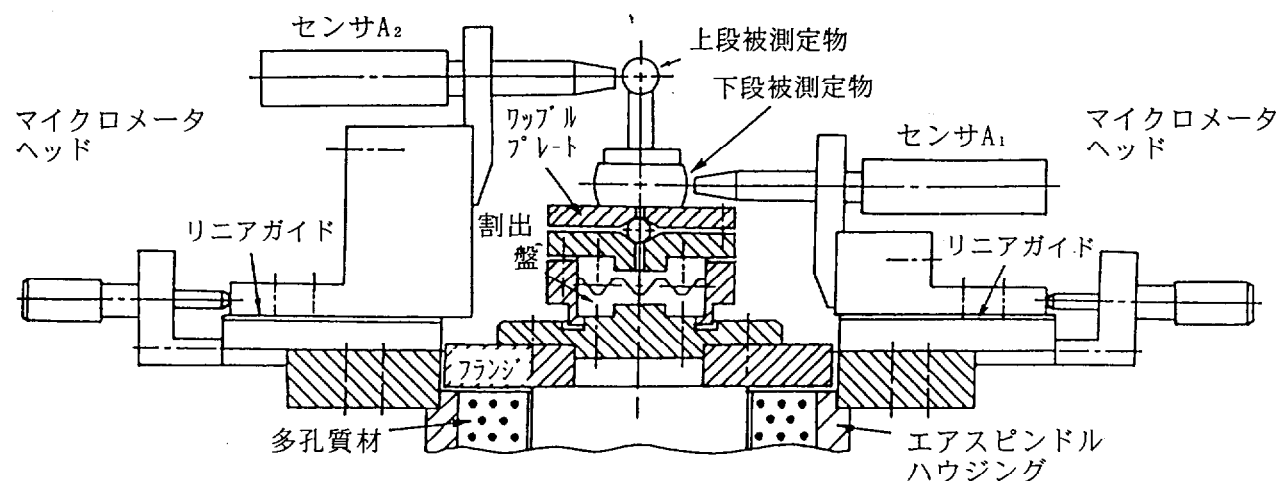


図 3.10 測定部詳細図

表 3.1 回転精度測定条件

回 転 速 度	1500, 3000 rpm
姿 勢	立 置 き
測 定 方 向	直交2軸で2断面
測定データ数	512点／周，8回転分
回 転 方 向	C W , C C W
給 気 圧 力	0.4 MPa
マルチステップ 位相分割数	12(30度等配)
デジタルフィルタの カットオフ値	$2\pi/50$ (50山／周)
測定面高さ (フランジ面から)	Z_1 : 40.44 mm Z_2 : 67.81 mm

本実験では，使用するセンサが4本になるため，前章2.3.2節の方法を用いて，センサ間の相互校正を行った．その結果を表3.2に示す．各センサ間の感度の差は小さいが，扱う測定値が非常に小さいので，相互の校正が重要である．

表3.2 センサ4本の校正結果

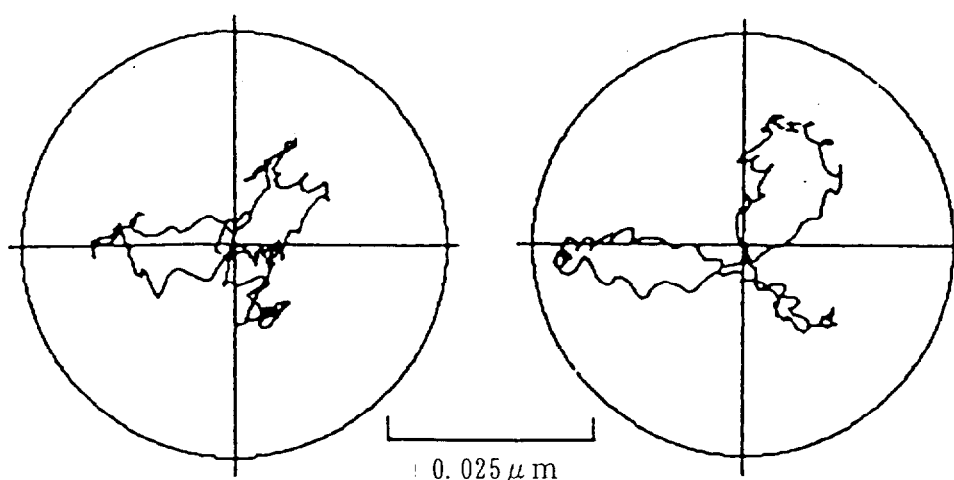
	感 度	校 正 係 数
センサ A	$2.493 \mu\text{m} / \text{V}$	1.0
センサ B	$2.455 \mu\text{m} / \text{V}$	0.985
センサ C	$2.473 \mu\text{m} / \text{V}$	0.992
センサ D	$2.463 \mu\text{m} / \text{V}$	0.988

※各センサ感度＝センサA感度×校正係数

3.4 測定結果と考察

3.4.1 アンギュラモーシヨンの挙動

Z_1 ， Z_2 面におけるラジアル方向の振れベクトルの挙動を図3.11に示す．両者とも振れの挙動が類似しているが， Z_2 面の振れの方が大きくなって



(a) 下断面

(b) 上断面

図3.11 2断面におけるラジアル振れのベクトル表示
($P=0.4\text{MPa}$, 1500rpm , CW)

いることがわかる．アンギュラモーションの挙動を見るために， Z_1 面における振れベクトル T_i の方向 ψ_i と差分ベクトル V_{hi} の方向 $(\omega_i - \psi_i)$ ， T_i の大きさ $|T_i|$ ，スピンドル軸心から計算した差分ベクトルの大きさを表す $(1-n^2)^{1/2}$ を求める．

図3.11のデータに対してこのような分析をした結果を図3.12に示す．

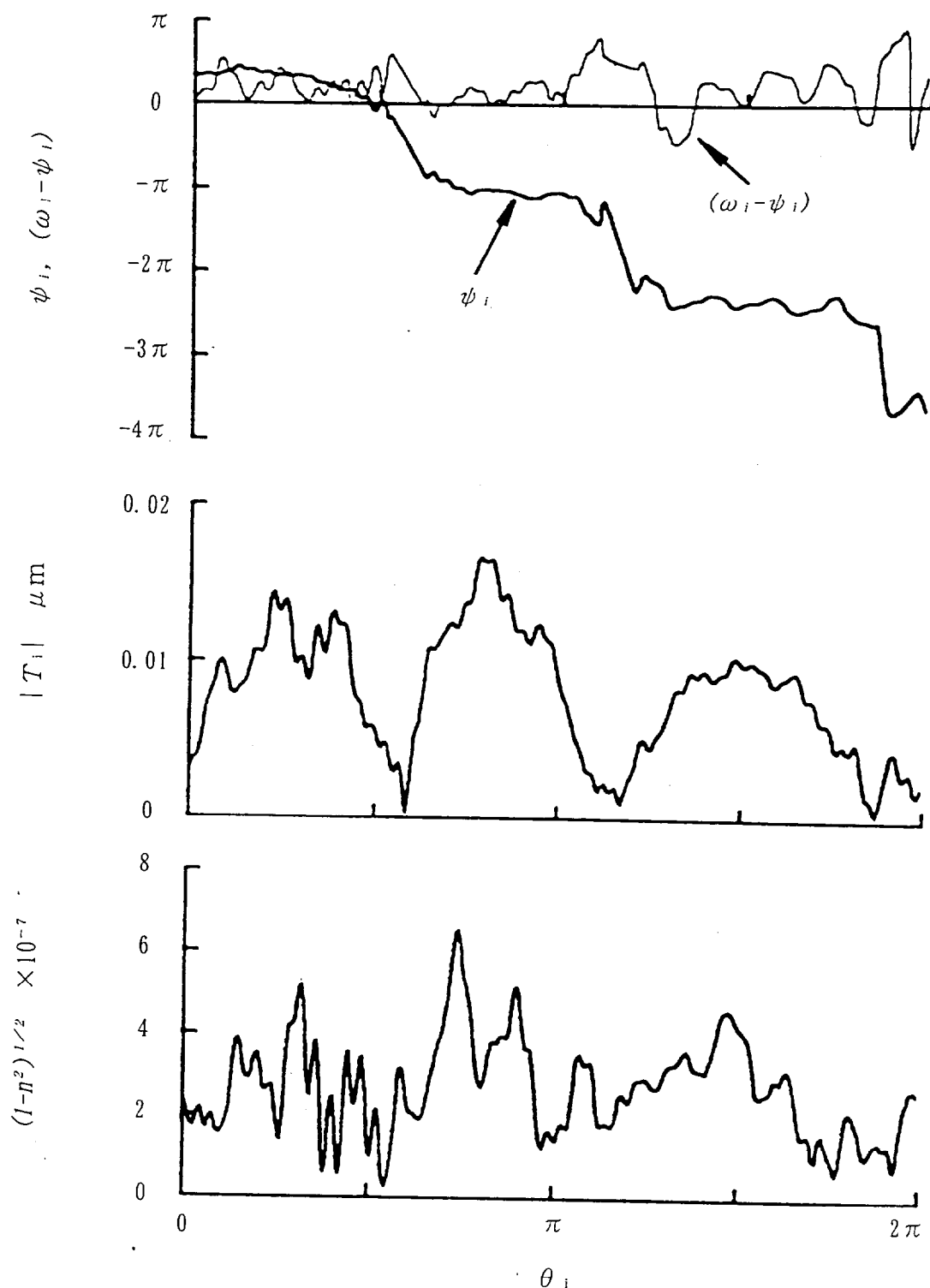


図3.12 図3.11のデータを用いたアンギュラモーションの分析例

この例ではスピンドル1回転で ψ_i は直線的に 4π 変化しており、2周していることがわかる¹⁾。また、ベクトルの大きさ $|T_i|$ はスピンドル1回転で3周期をもち、図3.9の3方向に伸びているベクトルパターンを表していることもわかる。ただし、これらの現象の原因は、不明である。分析においては、 $|T_i|$ や $(1-n^2)^{1/2}$ が非常に小さくなると、 ψ_i や ω_i の計算値が不安定になるので、本研究では振れベクトルの大きさが測定データの再現性の限界である $0.0005\mu\text{m}$ 以下になった場合は、表示を省略した。

図3.12では、 $(1-n^2)^{1/2}$ には明確な周期性は見られず、 $(\omega_i - \psi_i)$ もほぼ正方向とみなされるので、 Z_2 面の振れベクトルは $V_{hs} > 0$ の方向を向いているといえることができる。

3.4.2 アンギュラモーシヨンの状態判定

本研究では、1周当たりのデータ数が $N=512$ なので、 $\alpha=5\%$ とすれば、式(3.10)、(3.11)のt分布の値は約1.96となる。

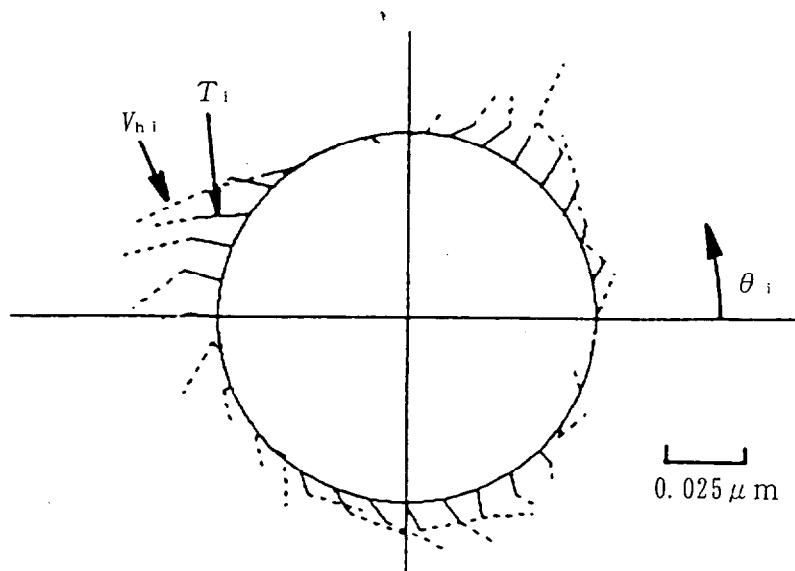
図3.13(a)は、図3.11の振れベクトル T_i と式(3.12)で $h=100\text{mm}$ の位置に換算した差分ベクトル V_{hi} の関係、図3.13(b)はその成分 V_{hs} 、 V_{hc} である。この場合、式(3.10)、(3.11)の右辺の検定値は23.2、17.6であり、有意性があると判断される。また、図3.13(b)の状態は危険率5%で図3.8のモデルACに分類される。この例では、 $V_{hc} > 0$ であるので、図3.8のモデルの節が Z_1 面より下にあると考えられる。

図3.14は、供給空気圧を0.4Mpa、CCWで1500rpmとした場合の Z_1 、 Z_2 面における振れベクトルである。 Z_1 面と Z_2 面における振れベクトルのパターンは異なっており、図3.11のような両者の類似性は見られない。この場合の T_i 、 V_{hi} は図3.15(a)のようになる。この例では、式(3.10)、(3.11)の右辺の検定値は図3.15(b)に示すようにほぼ零であり、危険率5%で有意とはならない。したがって、図3.14の挙動は平均値として図3.8のモデルBDに相当する。

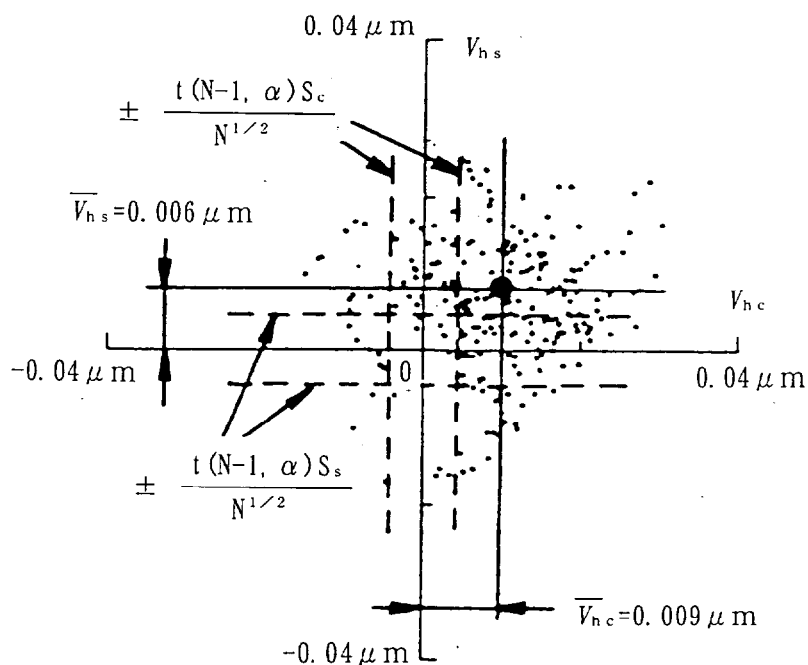
本研究で用いたスピンドルでは、回転方向の違いによって図3.13と図3.15のように振れの状態が異なっているが、回転速度を3000rpmにした場合にも、1500rpm時と同様に回転方向によってアンギュラモーシヨン

の状態が異なる現象が観察された。

このような現象の詳細は解明されていないが、静圧エアスピンドルを構成する部材の形状誤差等に起因した回転方向による動圧効果の違いが影響していることも考えられる。

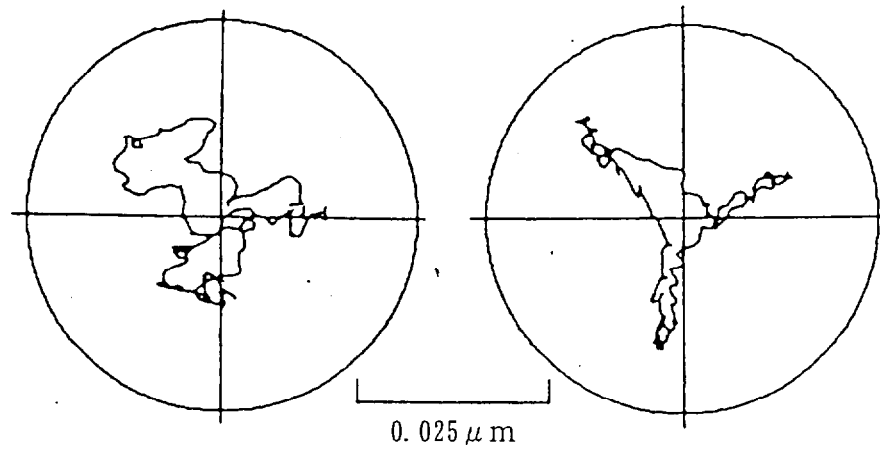


(a) T_i と V_{hi} の挙動



(b) V_{hs} , V_{hc} の分布

図 3.13 図 3.11 のアンギュラモーション状態判別



(a) 下断面

(b) 上断面

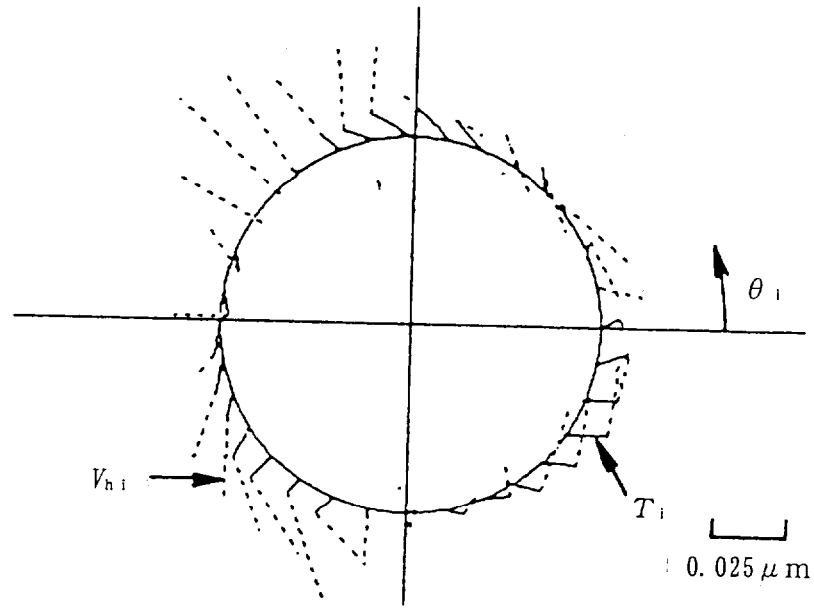
図3.14 2断面におけるラジアル振れのベクトル表示
($P=0.4\text{MPa}$, 1500rpm , CCW)

図3.6において、 Z_i 面から高さ h における振れベクトル T_{hi} は、式(3.8)を用いて次式により推定することができる。

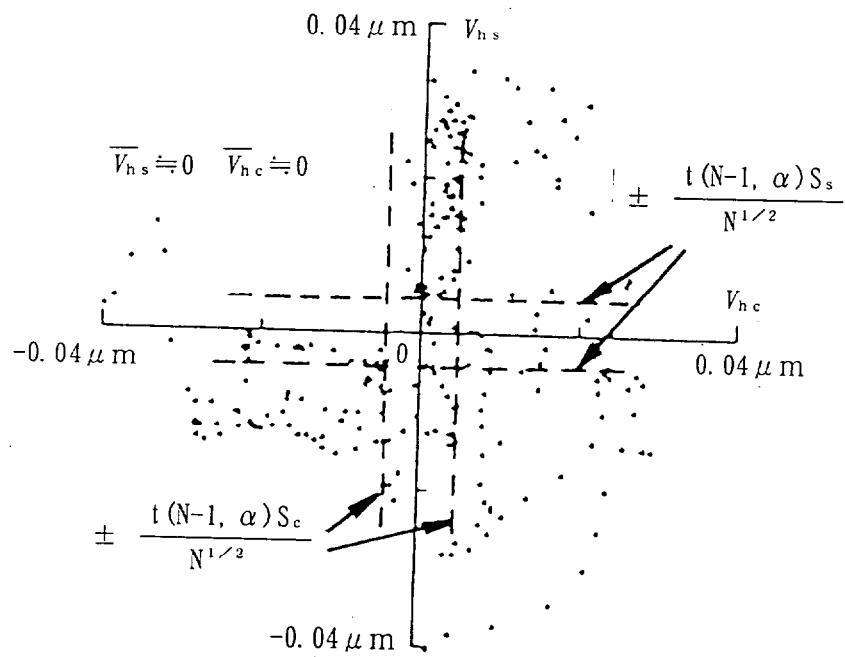
$$|T_{hi}| = (T_i^2 + V_{hi}^2)^{1/2} \quad (3.12)$$

図3.11, 図3.14の結果から推定した本静圧エアスピンドルの $|T_{hi}|$, $|V_{hi}|$ のラジアル方向の最大振れを表3.3に示す。図3.11の状態では、 $|T_{hi}|$ は h が高くなるにつれて不規則に変動する $|V_{hi}|$ の振れより大きくなっている。分類モデルACに属する形態では、節が Z_i 面より下にあるので、高さ h が高くなると h に比例した V_{hc} がオフセット値として加わる。したがって、高さ h が高くなるほど $|T_{hi}|$ は $|V_{hi}|$ より大きくなる。

それに対し図3.14の状態では、 $|T_{hi}|$ は h が高くなっても $|V_{hi}|$ とほぼ同じ値である。分類モデルBDに属する形態では $V_{hc} \approx 0$ であり、高さ h が高くなってもオフセット値として加わる値はほぼ零である。したがって、高さ h が高くなっても $|T_{hi}|$ は $|V_{hi}|$ とあまり変わらない。ただし、 $|T_{hi}|$ は h が高くなるにつれて $|V_{hi}|$ とほぼ同じ値で増えるので、図3.14の例は不規則な方向に変動するアンギュラモーシオンであると解釈される。スピンドルの回転精度は測定位置が高くなっても小さいことが要求されるので、モデルBDに属するような形態のアンギュラモーシオンが望ましいと考えられる。



(a) T_i と V_{hi} の挙動



(b) V_{hs} , V_{hc} の分布

図 3.15 図 3.14 の アンギュラ モー シ ョ ン 状 態 判 別

表 3. 3 下段高さを基準とした各高さでのラジアル振れの最大値

h mm	$ T_{hi} \mu m$		$ V_{hi} \mu m$	
	図 3. 12	図 3. 15	図 3. 12	図 3. 15
0	0. 032	0. 033	0	0
50	0. 045	0. 039	0. 039	0. 040
100	0. 074	0. 052	0. 065	0. 049

3. 5 結 言

直交する変位センサによりスピンドルのアンギュラモーションを測定し，解析した本章の主な結論を以下に記す．

- (1)直交する 4 本の変位センサによりスピンドルのアンギュラモーションを測定するシステムを開発した．
- (2)高さの異なる 2 断面で得られるラジアル振れベクトルから，方向余弦により汎用のスピンドルのためのアンギュラモーションを評価する方法を提案した．
- (3)アンギュラモーションの分類モデル化と t 分布を基にしたモデルの分析方法を提案した．
- (4)スピンドルにとっては，測定位置が高くなっても回転精度があまり変わらないモデルに属するような形態のアンギュラモーションが望ましいことを明らかにした．

参 考 文 献

- 1)野口昭治，塚田忠夫，坂本 淳：超精密エアスピンドルのラジアル方向回転精度の評価法，精密工学会誌，58，6(1992)1053-1058.
- 2)垣野義昭，石井信雄，古賀清孝，山本謙，奥島啓式：軸の回転精度に関する

る研究(第2報), 精密機械, 44, 6(1978)730-736.

- 3) H.Shinno, K.Mitsui, Y.Tatsue, N.Tanaka, T.Omino and T.Tabata:A New Method for Evaluating Error Motion of Ultra Precision Spindle,Annals of the CIRP,36,1,(1987)381-384.
- 4) 青木保雄, 大園成夫: 3点法真円度測定法の一展開, 精密機械, 32, 12(1966)831-836.
- 5) P.D.Chapman:A capacitance based ultra-precision spindle error analyser, Precision Engineering,7,3(1985)129-137.
- 6) R.R.Donaldson:A Simple Method for Separating Spindle Error from Test Ball Roundness Error,Annals of the CIRP,21,1(1972)125-126.
- 7) 塚田忠夫, 金田 徹, 笹島和幸, 周 文豪:円筒形状測定における系統的誤差の補正とその評価, 設計工学会誌, 23, 9(1988)291-296.
- 8) D.J.Whitehouse: Some Theoretical Aspects of Error Separation Techniques in Surface Metrology, J.Phys.,Ser.E,Sci.Instr.,9,(1976)531-536.

第4章 転がり軸受スピンドルの回転精度評価法

4.1 緒言

転がり軸受は、機械の回転部を支える重要な要素であるが、近年の情報機器の高度化、工作機械の高精度化などに伴って高回転精度に対する要求が高まっている。転がり軸受を使用したスピンドルの回転精度に関する研究は、工作機械用を中心に古くから行われている^{1)~5)}。また、振動解析やメンテナンスの研究も進んでおり^{6)~9)}、現在では転がり軸受各部の影響に至るまで詳細に究明されている。

工作機械では、切削工具の切込み方向の振れが加工物の真円度に影響を与えるため、切込み方向だけを問題にした回転精度の研究が多い。旋盤等加工物回転型の主軸スピンドル回転精度の測定装置の例を図4.1に示す¹⁾。加工精度と振れとの関係を明らかにする目的には合致した測定法であるが、第3章でも言及したようにセンサが設置された方向のみの振れであり、振れ全体を把握することはできない。最近では、多軸盤の進歩により、刃物が当たる方向は1方向からだけとは限らない。このような工作機械の回転精度測定では、ラジアル振れを二次元的に評価でき

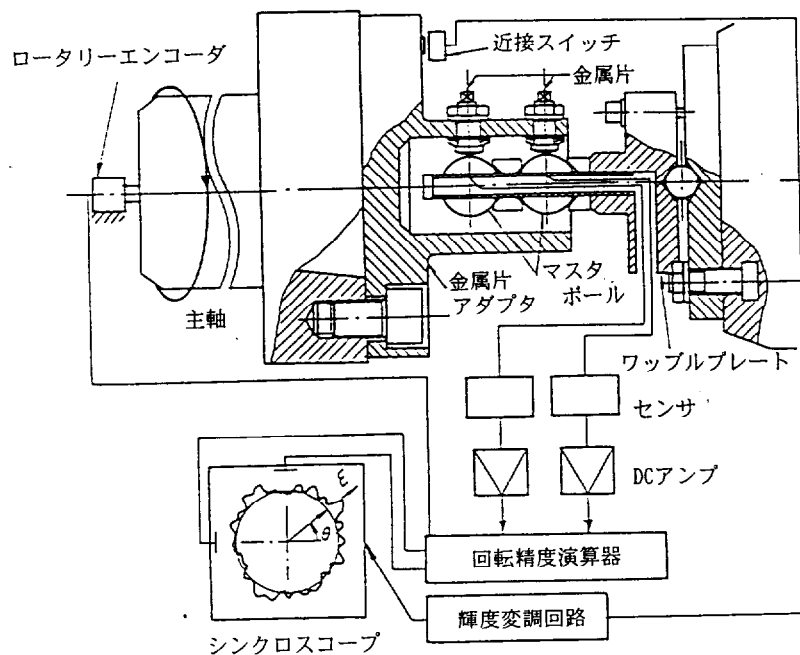


図4.1 工作機械主軸回転精度測定法の一例

る方法が望まれる。

また、工作物の真円度と振れに関する研究においては、スピンドル 1 回転中に現れる成分に関するものが多い。図 4.2 に示すように、あまり精度が高くないスピンドルにおいては、1 回転中の振れと工作物の真円度はよく一致している。しかし、転がり軸受は、1 回転では内輪、外輪、転動体の位置関係が最初の状態に戻らないために、1 回転毎の振れは違ったものになり、静圧エアスピンドルのような再現性は得られない。転がり軸受スピンドルの回転精度を正確に評価するには、1 回転毎の評価ではなく、複数回転分のデータを用いる必要がある。また、保持器公転成分のように 1 回転よりも長い周期を持つ振れ成分も存在しており、転がり軸受の回転精度を評価するには、振れの再現性や周期性にも着目する必要がある。

振れの再現性は、回転非同期成分(Non Repeatable Run-Out:NRRO)によって表される。ダイヤモンド旋削における引き目不良、ハードディスクのリード／ライトエラーの原因とされており、超精密の分野において、非常に重要視されている。リサージュ図形やポーラプロットにおいては、図 4.3 に示すように、重ね書きされた図形のラジアル方向の線幅として評価される。しかし、リサージュ法ではラジアル振れの詳細が不明確であり、ポーラプロットでは、測定方向以外の振れの状況がわからない。

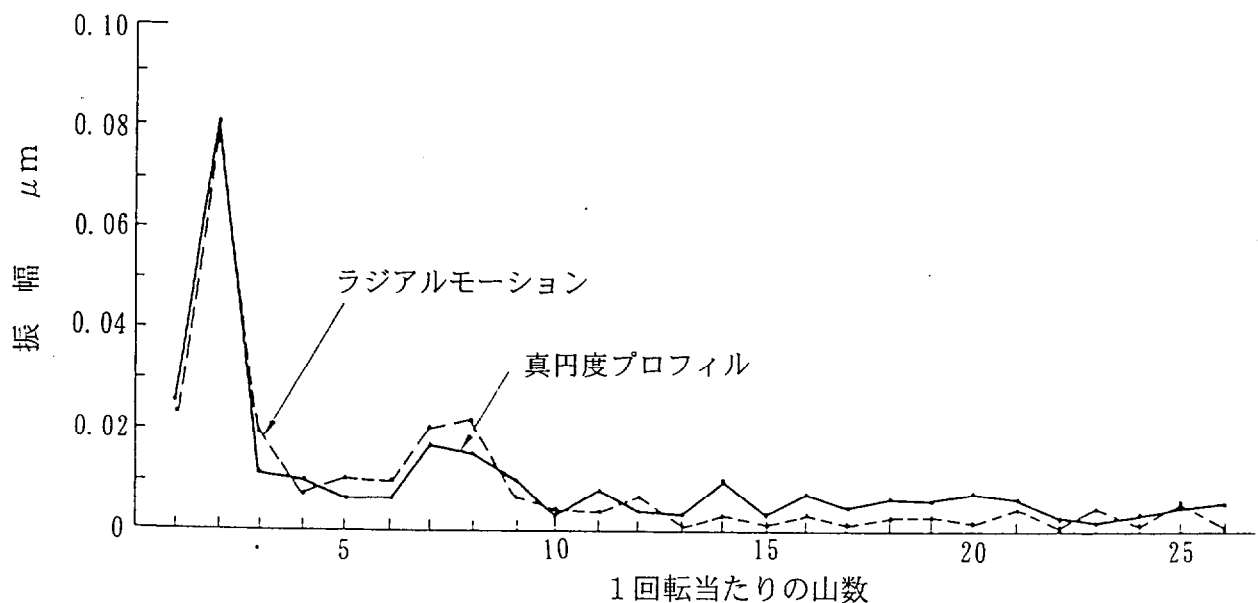


図 4.2 工作物の加工精度とラジアル振れとの関係

超精密分野においては、回転精度のさらなる向上が不可欠であり、振れと軸受内部の要因との関係を解明することが急務である。そのためには、振れの詳細や全体的な挙動の把握が不可欠である。

本章では、静圧エアスピンドルを対象として開発してきた新しい回転精度評価法であるベクトル表示法を用いた場合の転がり軸受スピンドルの回転精度評価について述べる。

4.2 転がり軸受スピンドル

回転精度を測定するスピンドルを図4.4に示す。上下に玉軸受を単列に配したスピンドルである。工作機械用スピンドルでは、剛性の要求から軸受は複列で用いられているが、本研究では回転精度に及ぼす軸受の影響を顕著にするため単列とした。また、測定部を第2章、第3章と共通にできるように、スピンドルの外形寸法を静圧エアスピンドルと同じになるように製作した。駆動も平面对抗のダイレクトドライブモータを用いて、ラジアル方向回転精度への影響を少なくしている。

使用した転がり軸受はグリース潤滑の深溝玉軸受6204, 6205である。精度等級はJIS 0級, JIS 5級の2種類である。シールの接触による摩擦の影響を無くすために、シール無しの開放形とし、また、グリース量も従

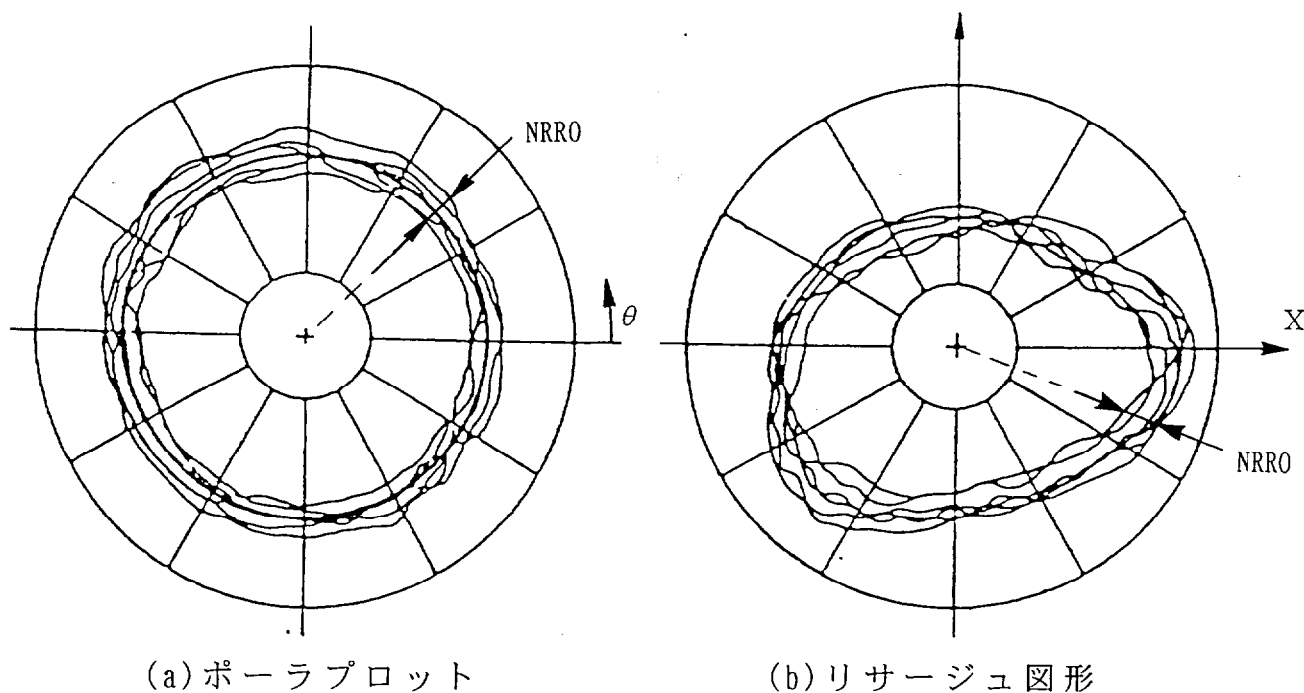


図4.3 振れの再現性(回転非同期成分)の評価法

来より少量とした。予圧は、ばねを用いて147Nの定圧予圧とした。軸受の諸元を表4.1に示す。

4.3 測定装置と測定条件

本章で用いた測定・評価装置は、第2章、第3章と同じ構成であり、スピンドル部分だけが異なっている。スピンドルの上に設置したマスタ

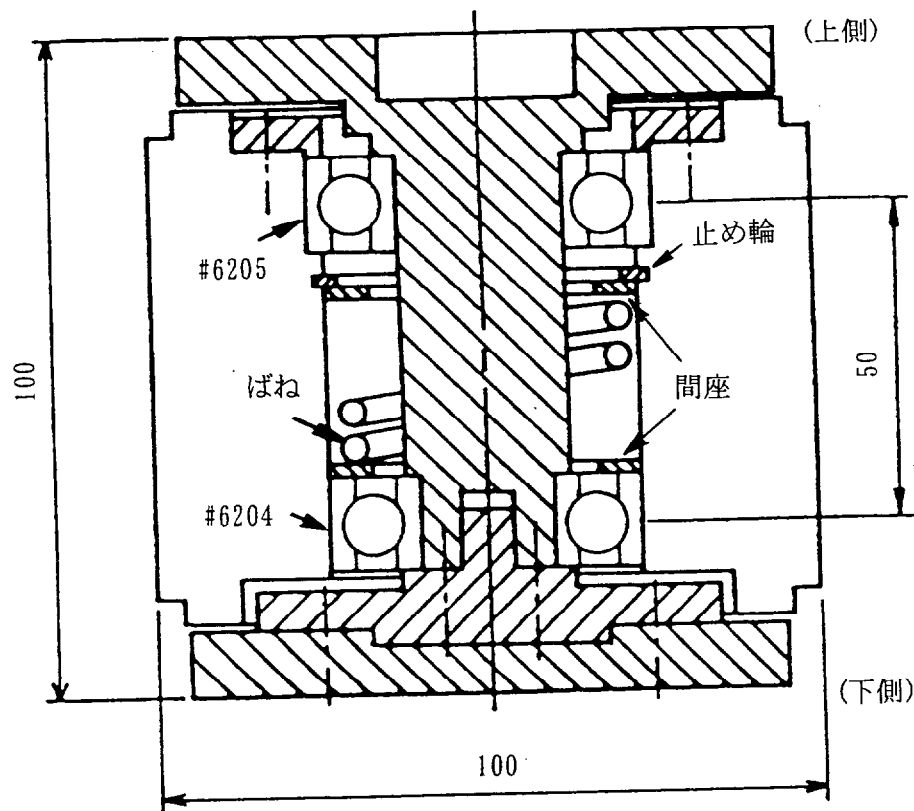


図4.4 転がり軸受スピンドル概略図

表4.1 軸受諸元

上側軸受 6205	内径25mm×外径52mm×幅15mm 玉数：9 個 グリース：AV2 0.5g
下側軸受 6204	内径20mm×外径47mm×幅14mm 玉数：8 個 グリース：AV2 0.5g

ボールの振れを直交する2方向から測定するが，転がり軸受のラジアル振れには1周毎の再現性がないので，マルチステップ法を適用することができない．被測定物の形状誤差とスピンドルの振れを分離して求めることはできないが，マスタボールの形状誤差は転がり軸受を用いたスピンドルの振れより1桁小さく，無視できると考えて，マスタボールの形状誤差を0として評価を行うことにした．

測定装置の概略を図4.5，図4.6に示す．また，測定条件を表4.2に示す．転がり軸受スピンドルの再現性を検討するために，データをサンプリングする測定周数は100周とした．

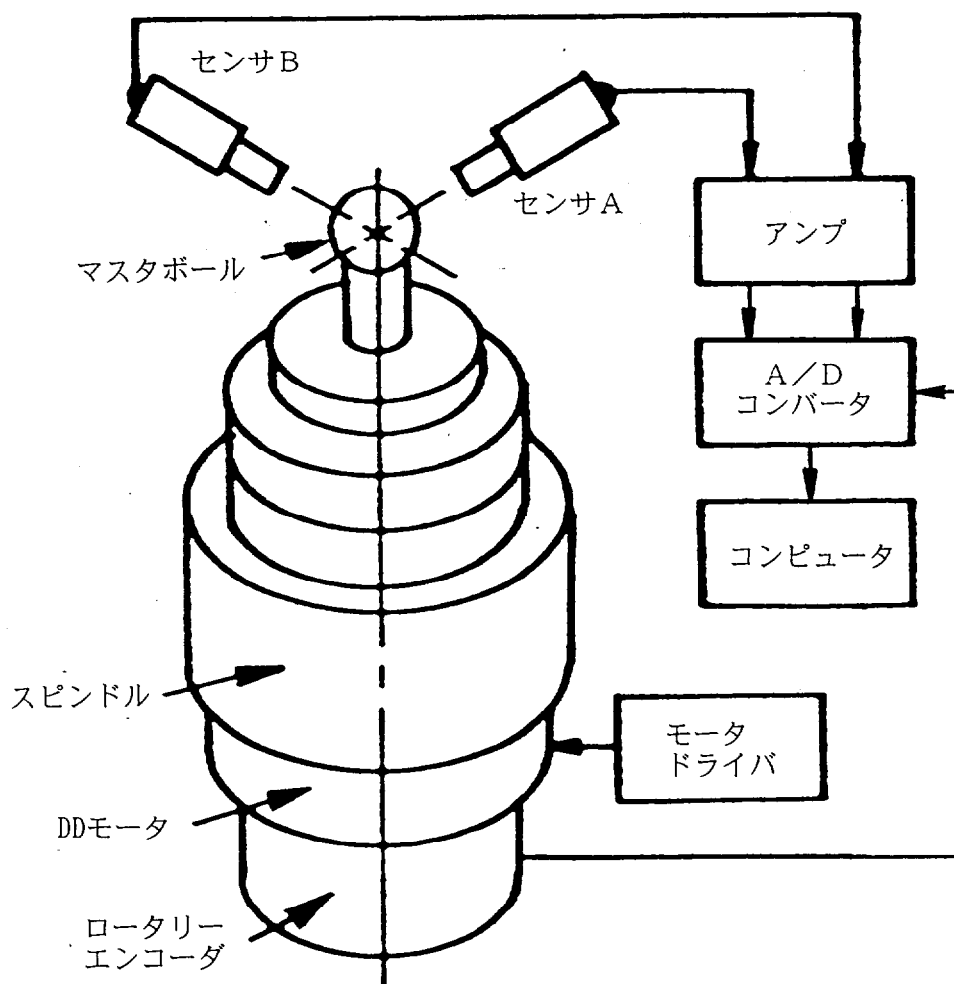


図4.5 ラジアル方向回転精度測定装置

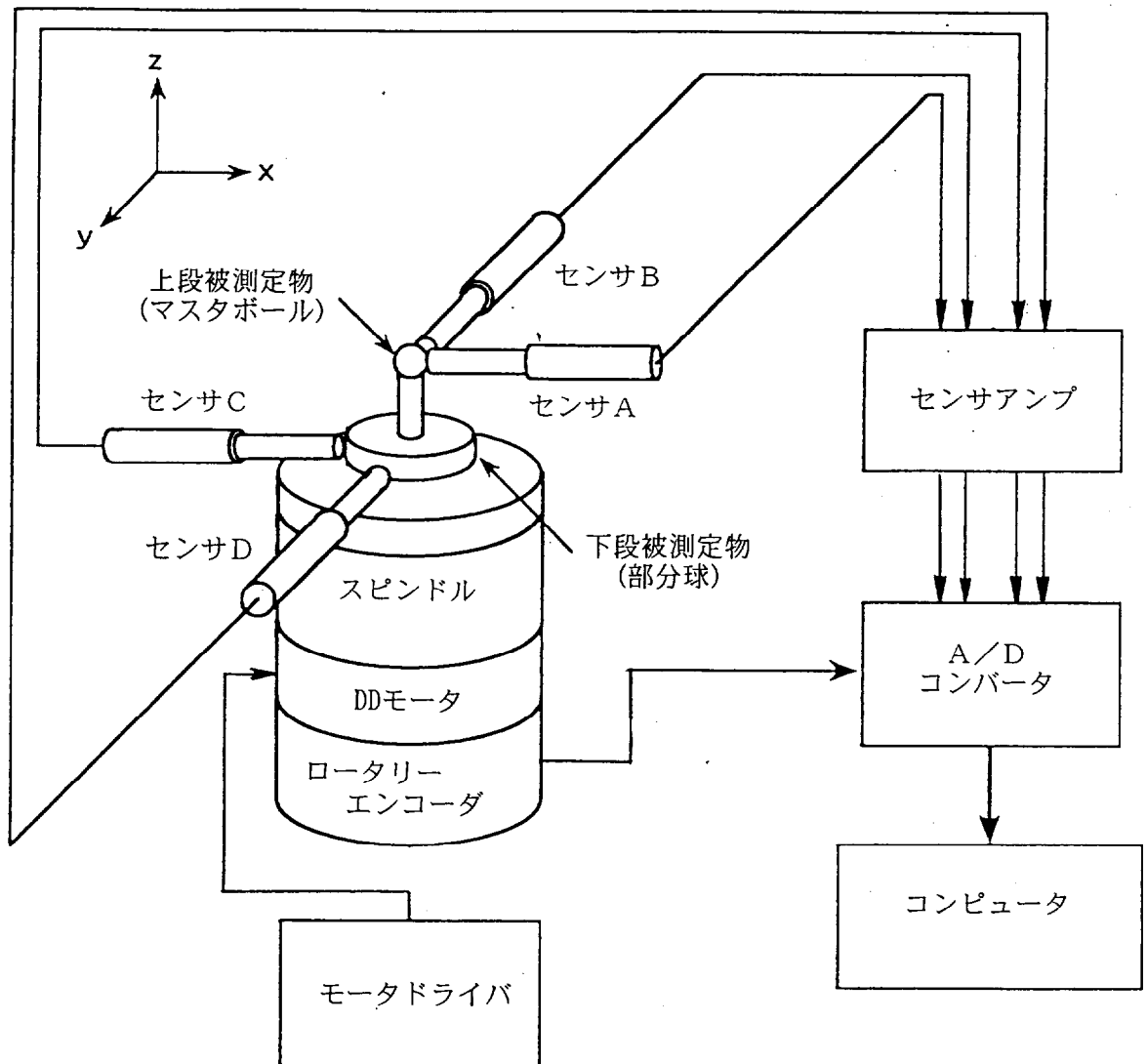


図 4. 6 アンギュラモーション測定装置

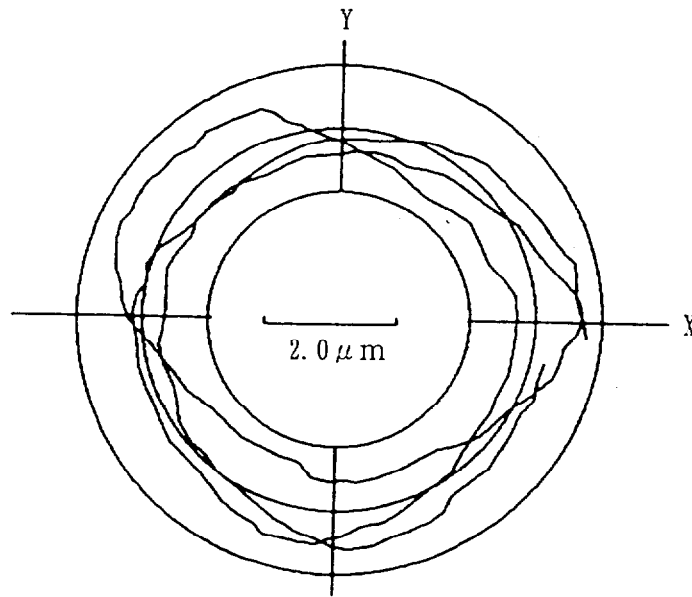
表 4. 2 回転精度測定条件

回 転 速 度	375, 750, 1500, 3000 rpm
姿 勢	立 置 ぎ
測 定 方 向	直 交 2 軸 (X, Y)
測定データ数	256点 / 周, 100回転分
回 転 方 向	C W , C C W
ディジタルフィルタの カットオフ値	$2\pi / 50$ (50山 / 周)

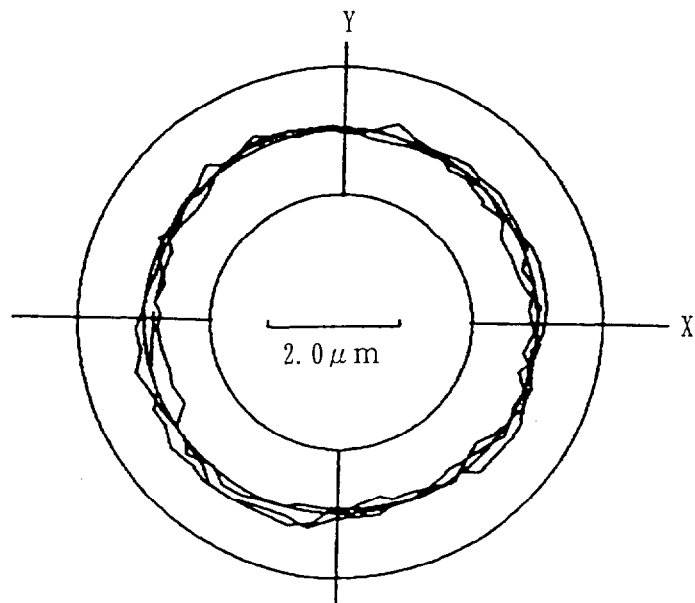
4.4 ラジアル方向回転精度測定結果

4.4.1 リサージュとベクトル表示

1 周毎に偏心補正を行うと，前週の終点と次週の始点との連続性が無くなるため，測定された100周分のデータを各回転位置で平均した1周分のデータをコンピュータ上で作成して，第2章の式(2.6)による偏心補正を行った．両方向の中心を共有させる偏心補正法を適用して得られた3周分のデータを用いて描いたリサージュ図形を図4.7に示す．軸受



(a) 軸受精度 JIS 0級

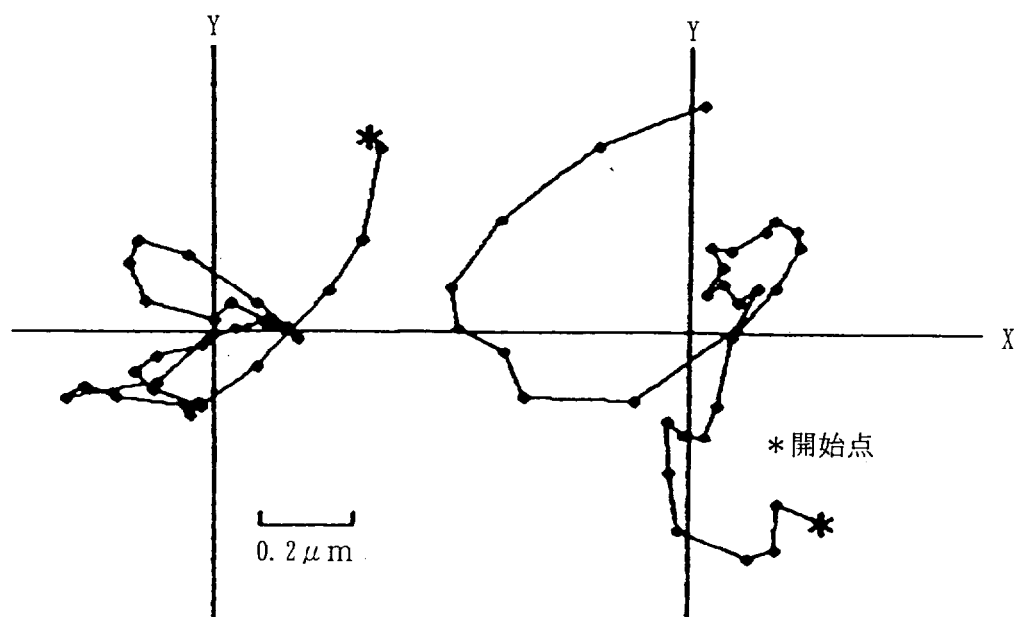


(b) 軸受精度 JIS 5級

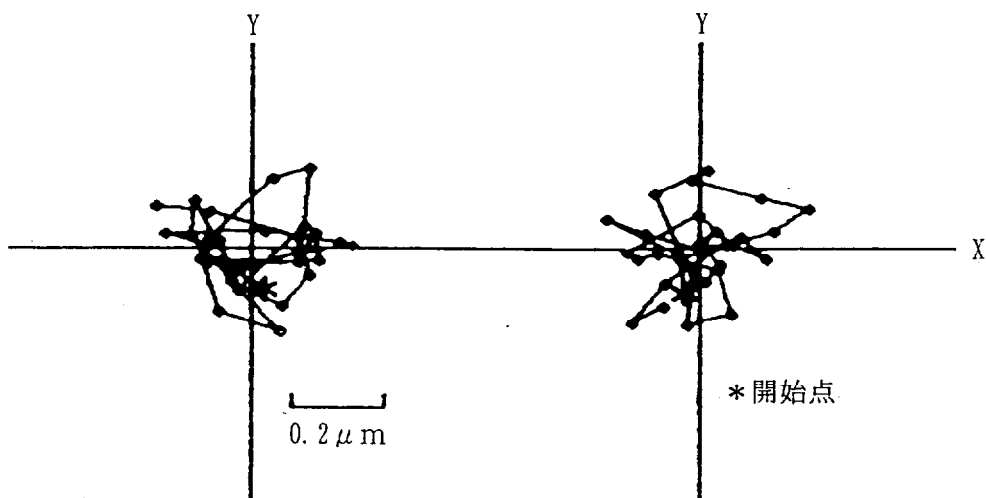
図4.7 新しい偏心補正法で得られたリサージュ図形(1500rpm, CW)

精度の高いJIS 5級の方が，回転精度も向上していることがわかる．100周分の測定データを用いて，両方向独立に偏心補正を行った場合には，振れの大きさは $0.1\mu\text{m}$ 程度小さくなる．これは，振れの自乗和がX，Y方向それぞれに独立に最小となるように偏心補正係数を決めたためである．しかし，振れの大きさと比較して偏心補正誤差が小さいため，描かれるリサージュ図形は図4.7と大差はない．

図4.7と同じデータをベクトル表示法で1回転毎に2周(32点/周)表示した結果を図4.8に示す．中心から各実験点までの距離が振れの大きさ，X



(a) 軸受精度JIS 0級



(b) 軸受精度JIS 5級

図4.8 振れのベクトル表示(1500rpm, CW)

軸からの角度が振れの方角を表わしている。図4.7のリサージュ図形では分からない軸心の挙動が詳細に表現されている。1周目と2周目では大きく様相が異なっている。転がり軸受では1回転毎の周期性は得られないと言われているが、今回の実験でも確認された。

また、JIS 0級の結果では、各週の軌跡が回転中心からずれた位置にあり、偏心補正が正確に行われていないように見える。これも1周毎の周期性が無いための現象であり、1周毎ではずれていても100周全体での偏心は補正されている。

転がり軸受を用いたスピンドルの軸心の挙動は、1回転毎のばらつきが大きいため、再現性を見るためには複数回転分のデータを用いなければならない。図4.9にデータを収集したスピンドルの回転周数（データを連続して収集するスピンドルの回転の数）とリサージュ図形の振れ幅の最大値を示す。この場合、偏心補正は、所定の回転周数全部のデータに施した。

また、同様のデータに対するデータ周数と1周毎の振れベクトル最大値との関係を図4.10に示す。図4.9、図4.10とも評価に用いる回転周数が少ないと過小評価になることがわかる。本スピンドルでは再現性を評価するには少なくとも50周分のデータが必要である。

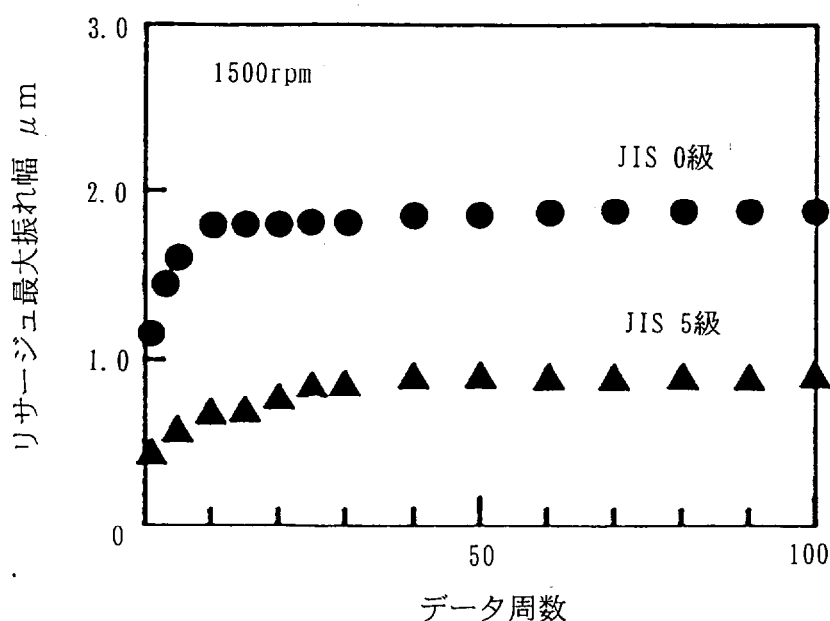


図4.9 回転周数とリサージュ図形の回転精度

本章における実験結果をまとめて表4.3に示す. いずれの条件においても, ベクトル表示の方がリサージュ法と比較して10%程度大きな値となっている. 評価値が大きい方が最悪の事態を予想できるため, 保証の観点からもベクトル表示法は有効と考えられる.

回転速度と回転精度の関係を図4.11に示す. 一般的に回転速度が速くなると軸のアンバランスによる振れ周りや振動が大きくなるが, 今回の実験はほとんど無負荷であり, 3000rpmまでにおいてはその影響が現れなかったと考えられる.

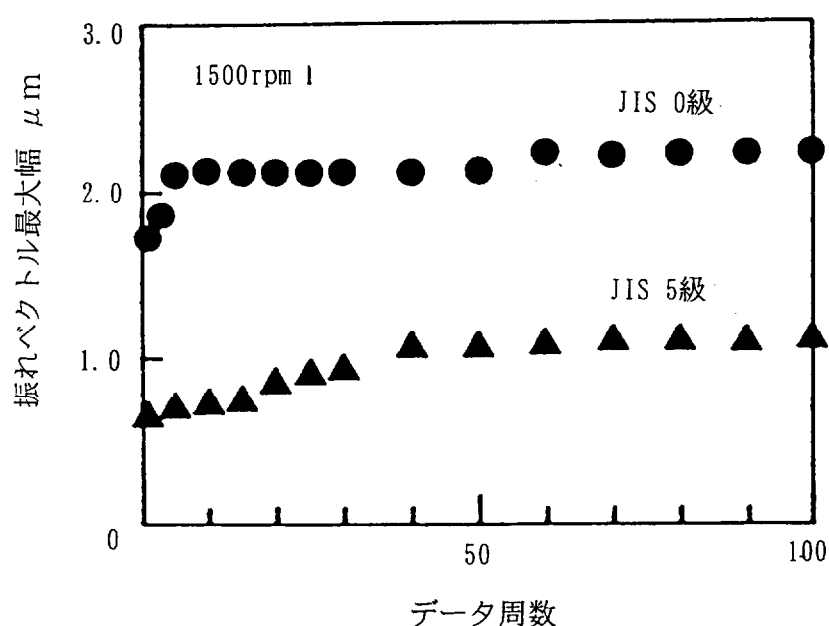


図4.10 回転周数とベクトル表示の回転精度

表4.3 ベクトル表示とリサージュ法の回転精度比較

回転速度	JIS 0級		JIS 5級	
	ベクトル表示	リサージュ図形	ベクトル表示	リサージュ図形
375 rpm	2.31 μm	2.01 μm	1.00 μm	0.85 μm
750	2.33	2.01	1.13	0.93
1500	2.28	1.89	1.14	0.91
3000	2.38	2.00	1.10	0.97

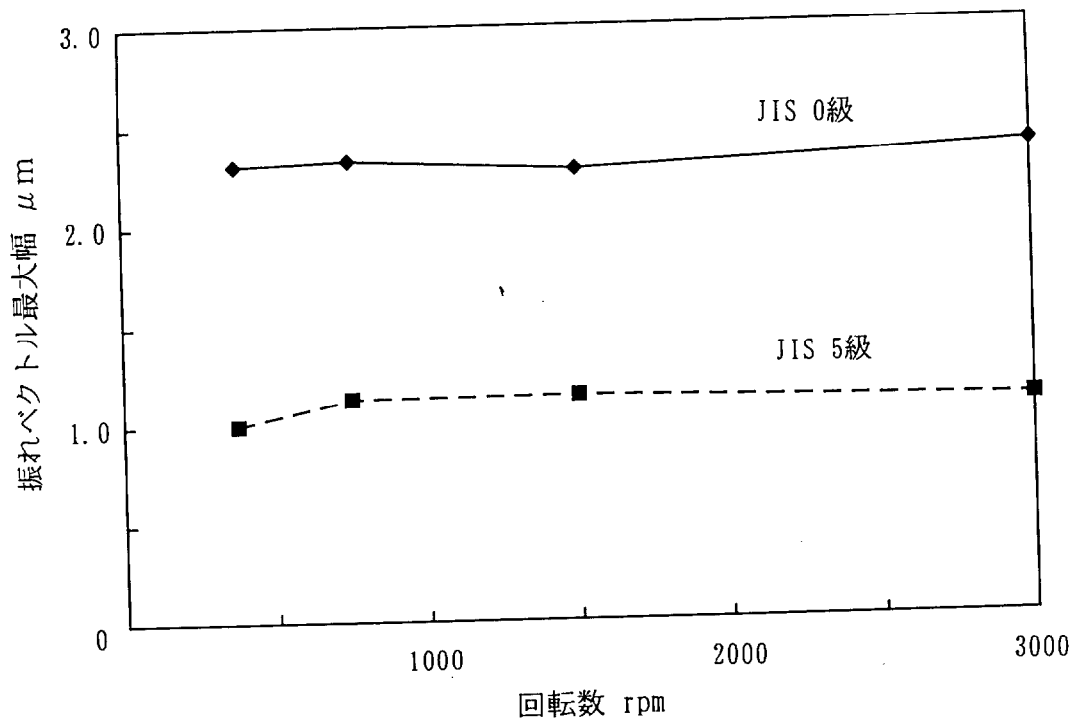


図 4.11 回転速度と回転精度との関係

4.4.2 スピンドルの振れの周期性

JIS 0級の軸受を用いたスピンドルの1回転毎の軸心挙動(36周分, 32点/周)を図4.12に示す. 図4.12を注意深く観察すると, スピンドル13回転毎に周期性がみられることがわかる. 13周毎に当たる回転速度における典型的な軸心挙動を図4.13に示す.

これはスピンドルに使用された軸受において, 13回転の周期で内輪と転動体が初期の位置関係に戻るためと考えられる. 深みぞ玉軸受では内輪回転の場合, 転動体の公転速度は次の式で計算される¹⁰⁾.

$$n_c = (1 - D_w \cos \alpha / D_{pw}) \times n_i / 2 \quad (4.1)$$

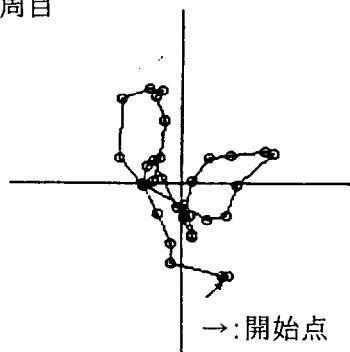
ここで, n_c : 転動体公転速度 (rpm), D_w : 転動体直径 (mm),

D_{pw} : 転動体ピッチ径 (mm), α : 接触角, n_i : 内輪回転速度 (rpm)

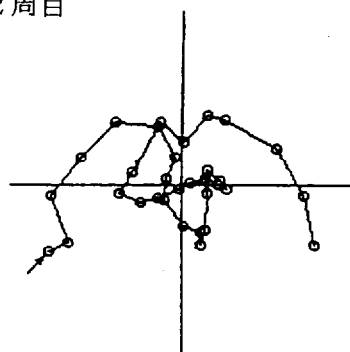
である.

n_c/n_i が N_x/N_y (N_x, N_y は整数) の形でうまく表されたときに, N_y 回転毎に周期性が現れると考えられる. #6204と#6205について, n_c/n_i を計算した結果を表4.4に示す. この結果, #6204 が公差すきまの範囲におい

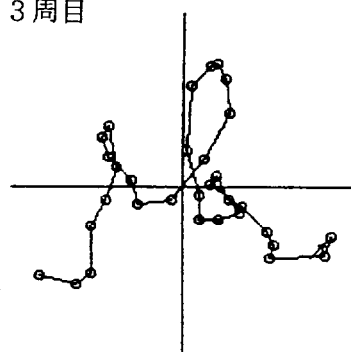
1 周目



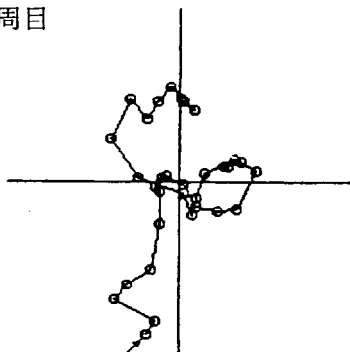
2 周目



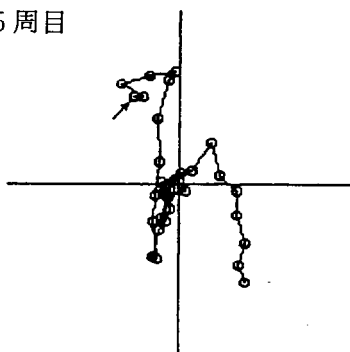
3 周目



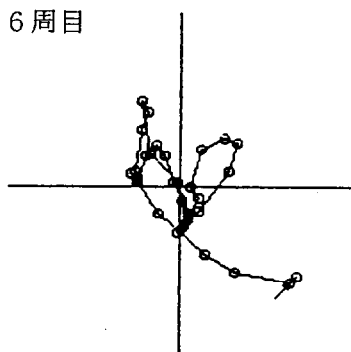
4 周目



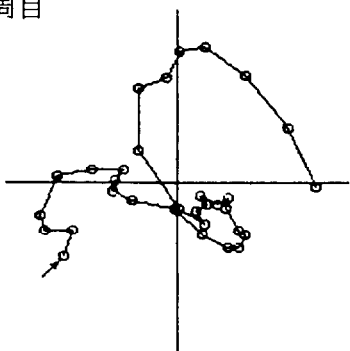
5 周目



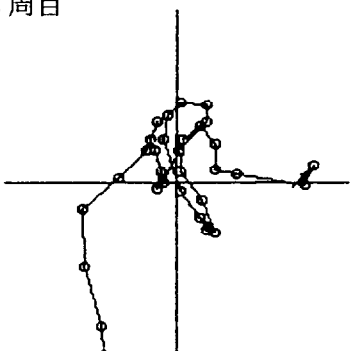
6 周目



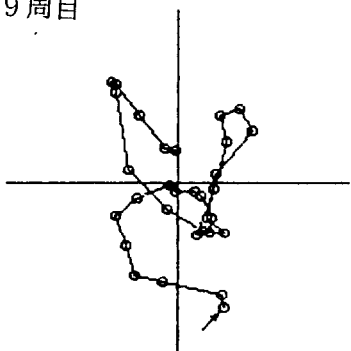
7 周目



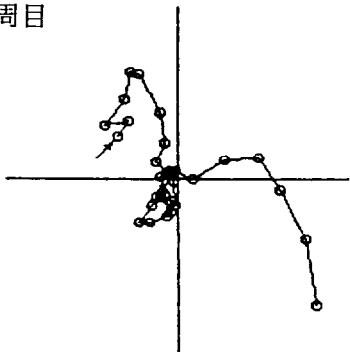
8 周目



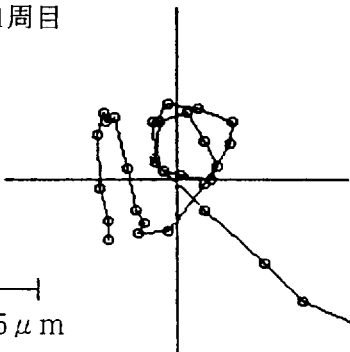
9 周目



10 周目



11 周目



0.5 μ m

12 周目

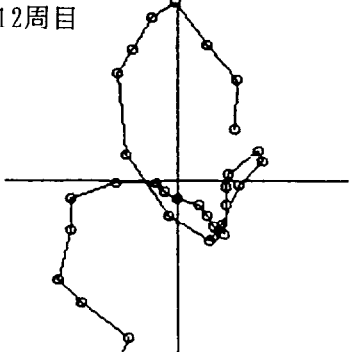
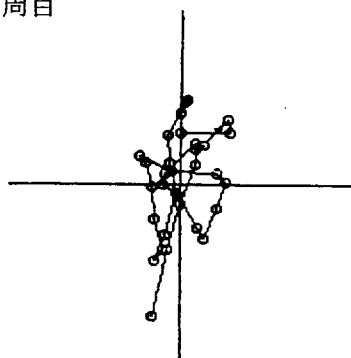
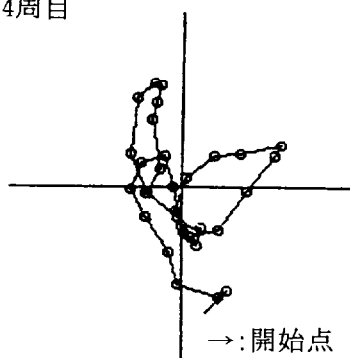


図 4.12 スピンドル 1 回転毎の軸心挙動 (JIS 0 級軸受, 375rpm)

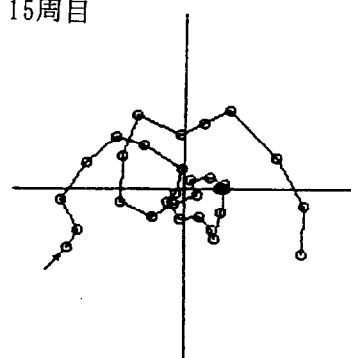
13周目



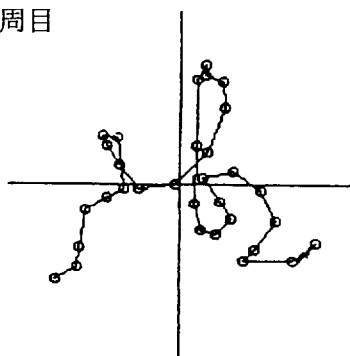
14周目



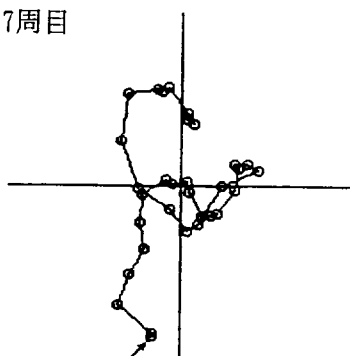
15周目



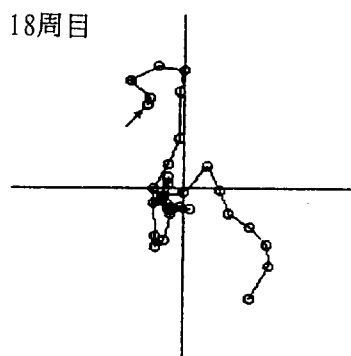
16周目



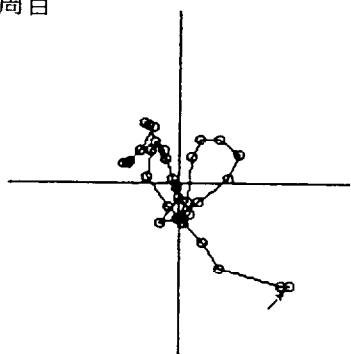
17周目



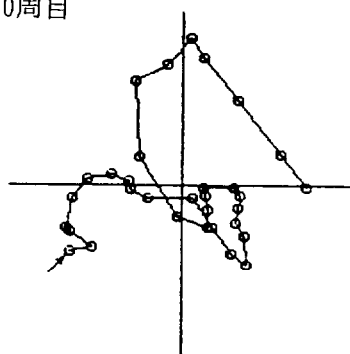
18周目



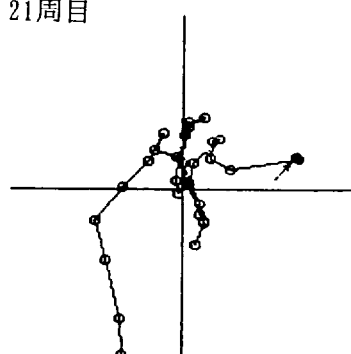
19周目



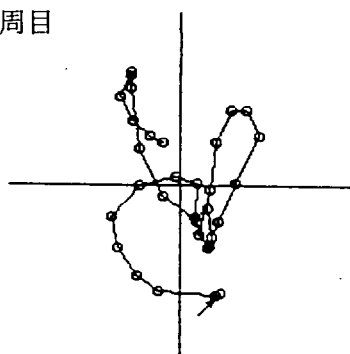
20周目



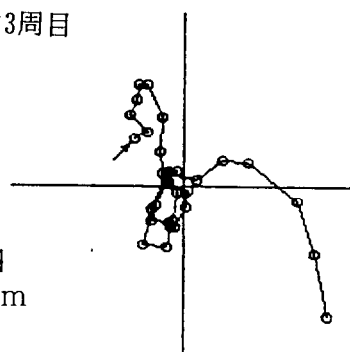
21周目



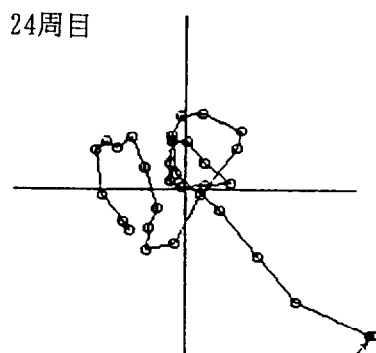
22周目



23周目



24周目



0.5 μ m

図4.12 スピンドル1回転毎の軸心挙動(JIS 0級軸受, 375rpm) (つづき)

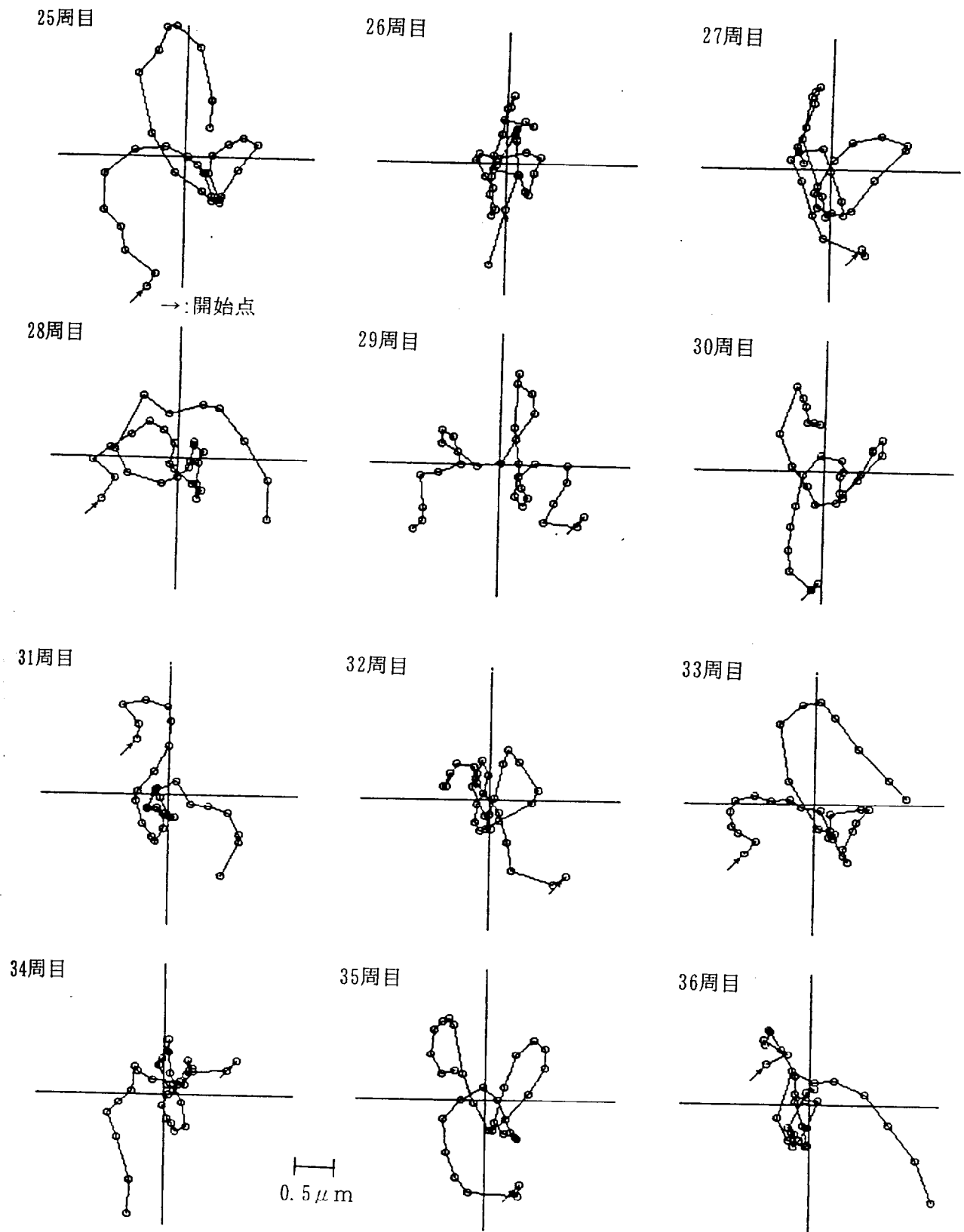


図4.12 スピンドル1回転毎の軸心挙動(JIS 0級軸受, 375rpm) (つづき)

て $n_c/n_i = 5/13 (=0.3846)$ となる可能性がある．今回0級において観察された13周毎の周期性は，主に#6204の周期性に起因するものと考えられる．しかし，#6205に起因する周期性やJIS 5級の軸受では周期性が見られなかったが，これは内部すきまの微妙な違いにより， n_c/n_i が今回の測定周数の範囲においては N_x/N_y (N_x, N_y は整数) の形でうまく表すことができなかったためと考えられる．

測定周数を大幅に増やしての測定や，FFTアナライザーを用いた周波数分析を行うことにより，より長周期の周期性や軸受どうしの相互作用（ビート現象）が観察されることが考えられる．

しかし，市販されているスピンドルにおいては，転がり軸受は単列ではなく複列で使用されることが多い．複列になると個々の軸受の相互作用（平均化効果）によって周期性は観察され難くなる．

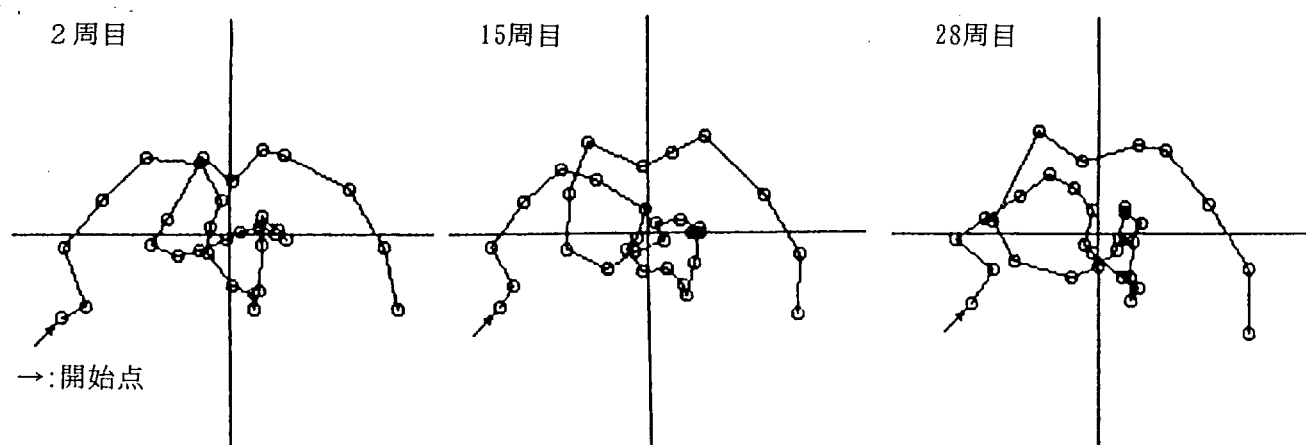


図4.13 13周毎の軸心挙動 (JIS 0級軸受, 375rpm)

表4.4 n_c/n_i の比較

ラジアルすき間	#6204	#6205
最小 5 μm	0.3825	0.3990
最大 20 μm	0.3853	0.4015

4.4.3 スピンドルの振れの再現性(回転非同期成分)

一般的に振れの再現性とは回転に同期しない成分を意味しており、リサージュ図形においては、重ね書きした図形の半径方向の線幅として評価されている。スピンドルでは実用上、1回転中に現れる振れ成分が重

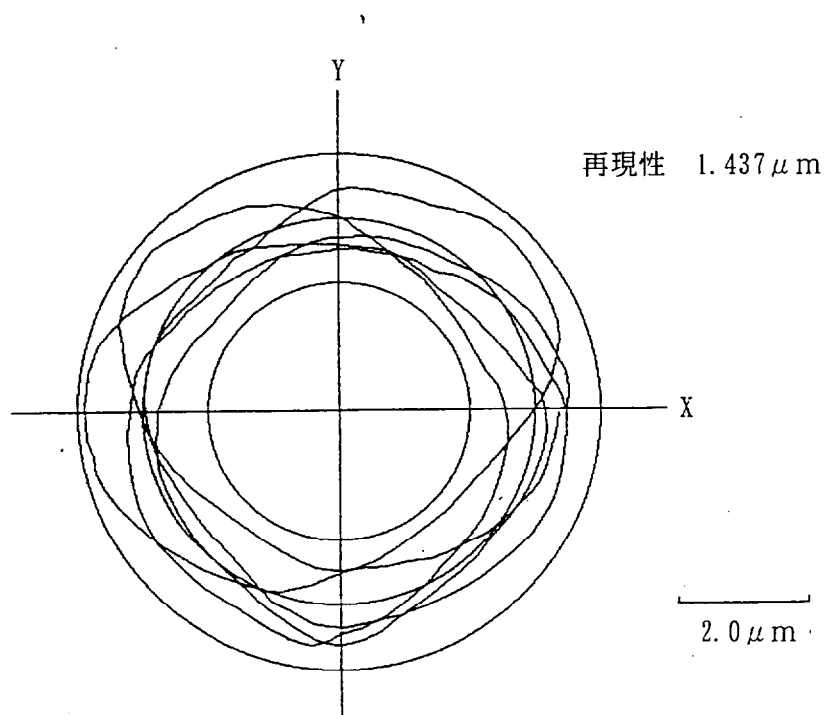


図4.14 1周毎の再現性(連続5周のデータ)

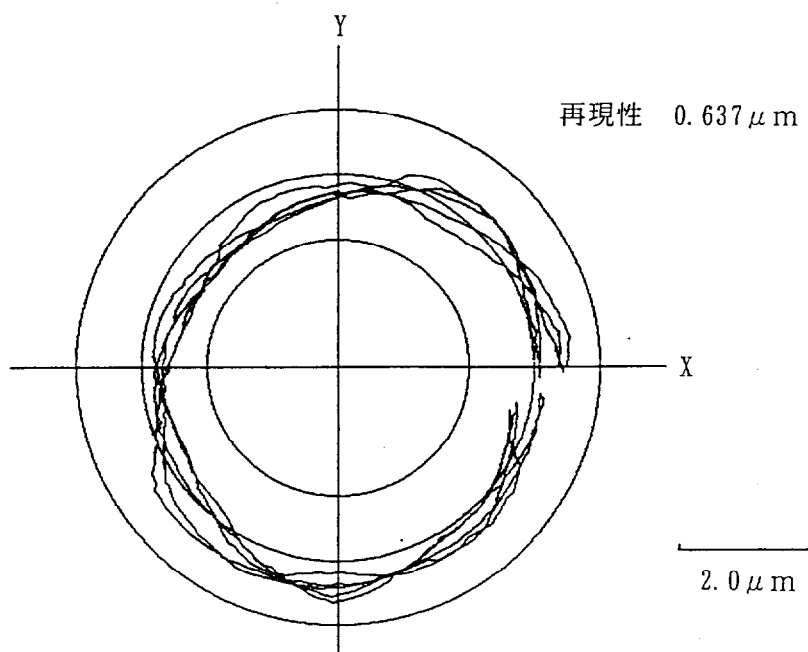


図4.15 2.60周毎の再現性

要であるため、評価も1回転単位になることが多い。しかし、転がり軸受では内輪、外輪1回転では転動体が元の位置に戻らないため、このような評価を行うと大きな値となってしまう。

そこで、先の周期性解析によって明らかになった周期毎の再現性を検討した。JIS 0級のデータを用いて、1周毎(連続5周分)、保持器公転周期毎(2.60(=1/0.3846)周毎)、13周毎に1周分(256点)のデータを5周重ね書きさせた場合のリサージュ図形と重ね書きされた図形の線幅最大値で評価される再現性(回転非同期成分)を図4.14以降に示す。周期性が強く現れるほど、再現性は良くなっていることがわかる。

4.4.4 基礎円とリサージュ図形

リサージュ図形に及ぼす基礎円半径の大きさ r の影響を図4.17に示す。リサージュ図形を描くときは、基礎円の半径を任意に設定できる。 r が小さい場合には、軸心は複雑に迷走しているような軌跡になる。一方、 r を大きくしてゆくと、比較的単純な曲線となって、変動が観察し易くなる。リサージュ図形では、基礎円半径を適切にする必要があることがわかった。

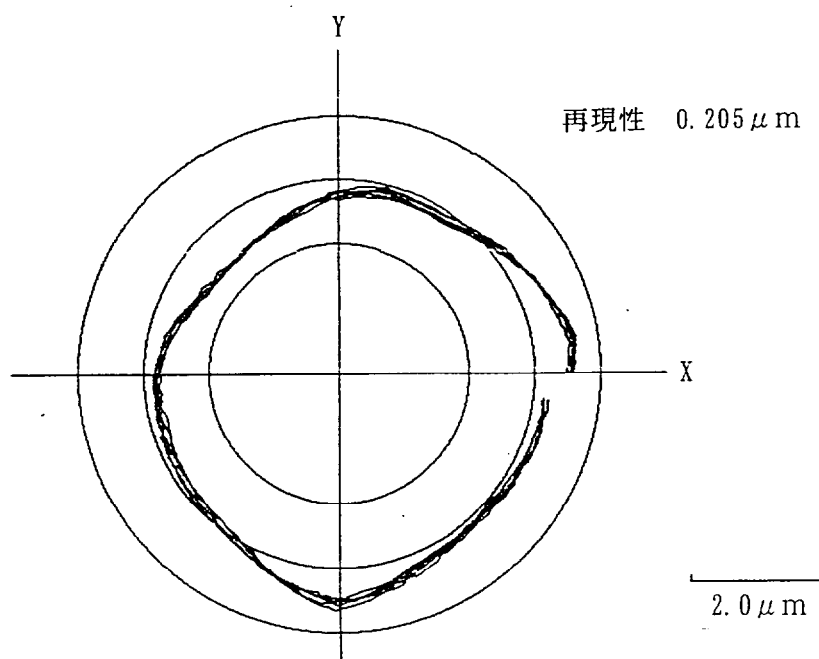


図4.16 13周毎の再現性

4.5 アンギュラモーション測定結果

4.5.1 2断面のラジアル挙動

第3章と同じようにして、転がり軸受を用いたスピンドルのアンギュラモーションの解析を行った。100周の平均データに対して偏心補正を行って得られた上下2断面（高さの差27.37mm）でのラジアル振れの例を図4.18以降に示す。上下の平均的なラジアル方向挙動には、相似性がみられることがわかる。

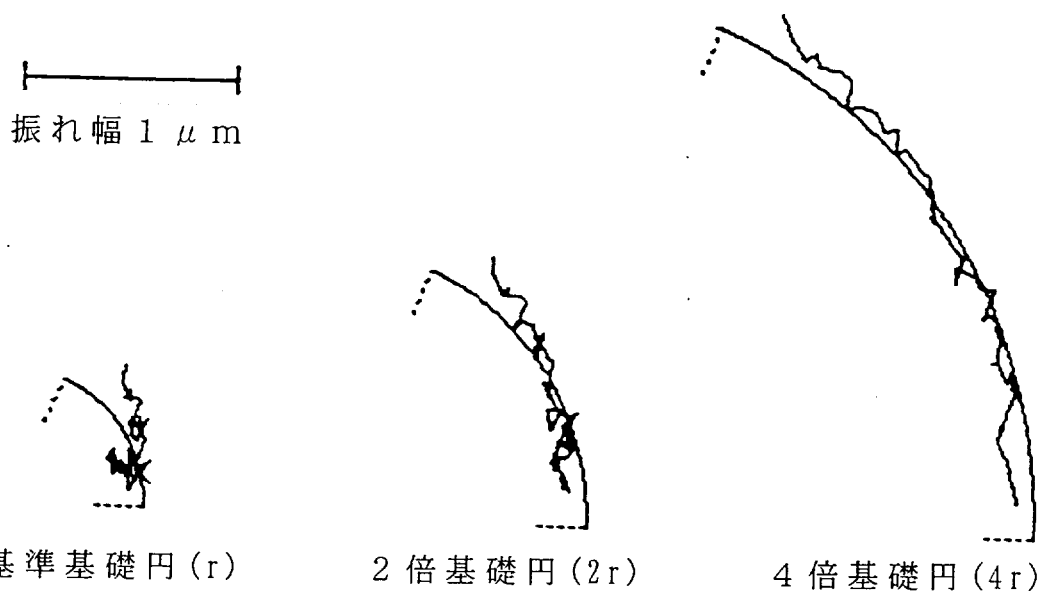


図4.17 リサージュ図形における基礎円径の影響

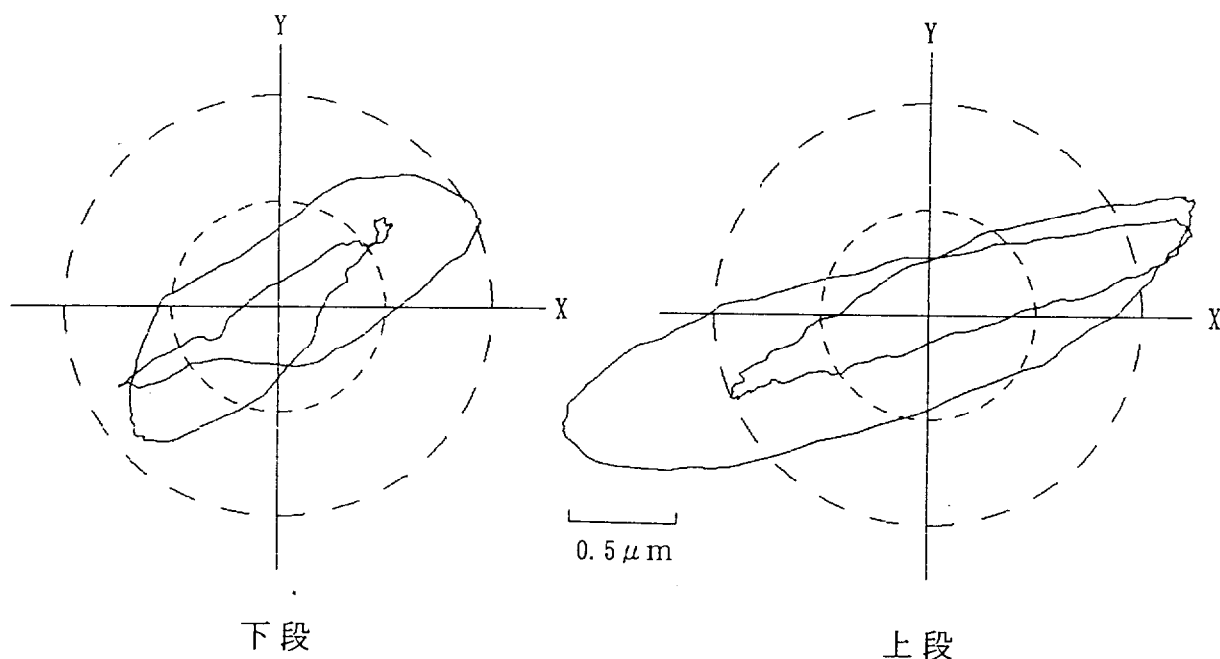


図4.18 上下2断面のラジアル振れ(a) ($n=750\text{rpm}$, CW, 0級)

4.5.2 アンギュラモーシヨンの状態判定

第3章と同じ手法を用いて、アンギュラモーシヨンの状態判定を行った。図4.18から図4.20に示したデータを用いて描いた上下のラジアル振れベクトルの平面図（下段振れベクトルとその終点から描いた上下の差分ベクトル）と差分ベクトルの広がり、位相の状態分布を図4.21以降に示す。

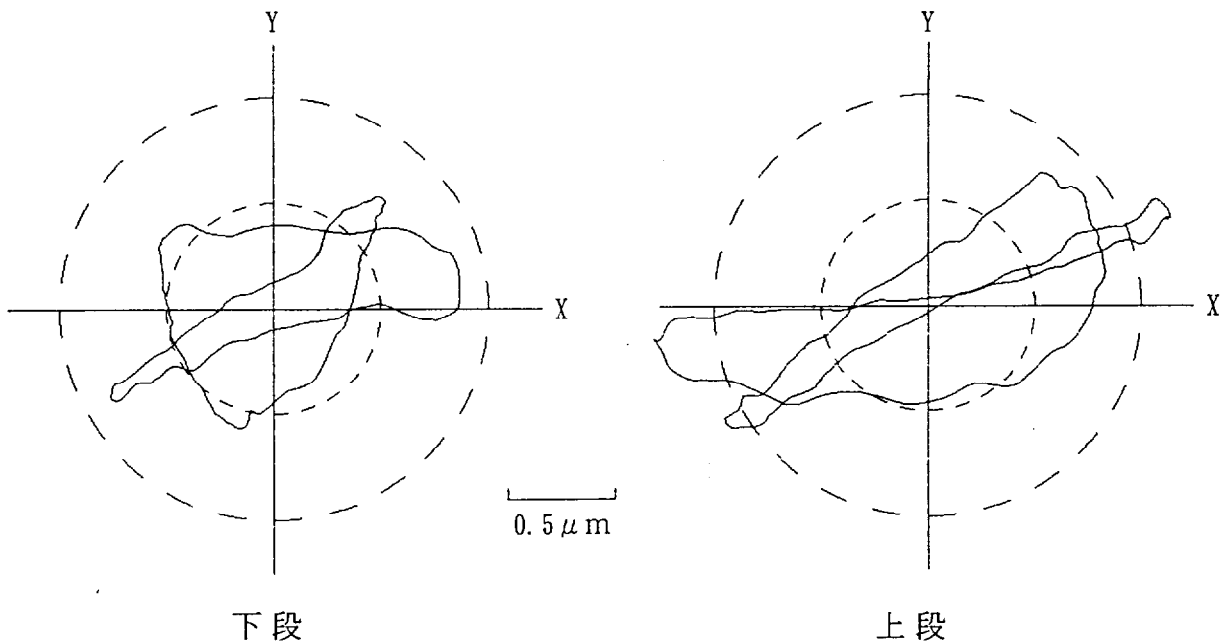


図4.19 上下2断面のラジアル振れ(b) ($n=750\text{rpm}$, CCW, 0級)

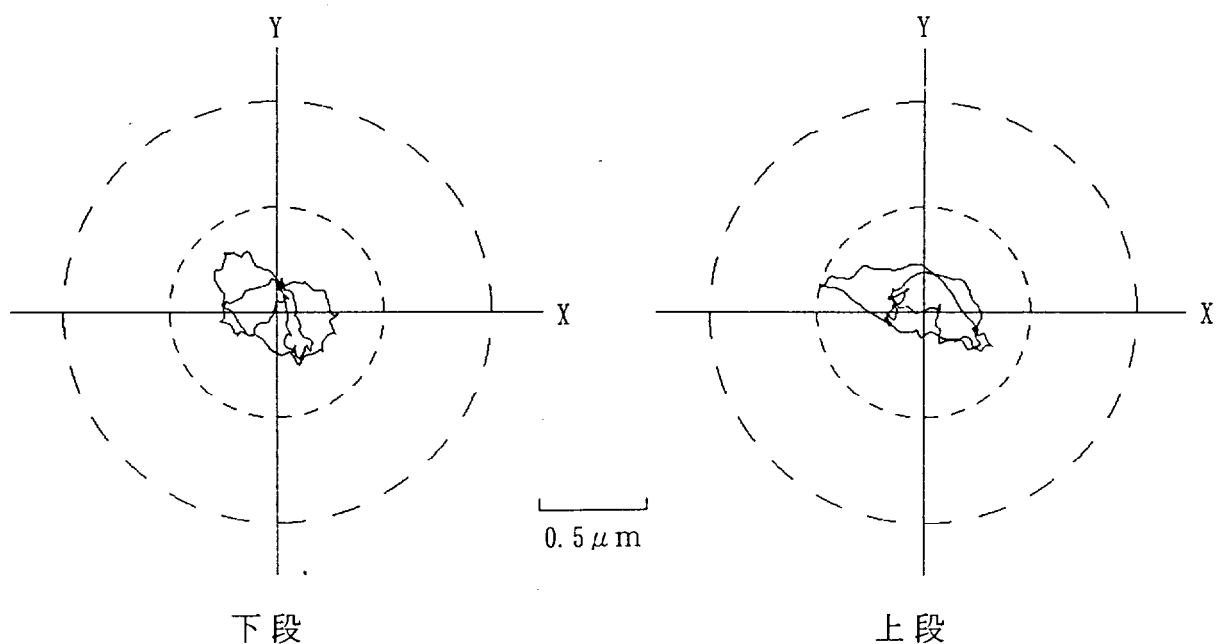


図4.20 上下2断面のラジアル振れ(c) ($n=750\text{rpm}$, CW, 5級)

評価データ数は256点/周であるため、 t 分布検定における有意判定の検定値は1.96であるが、平均データを用いた結果は、広がり、位相の平均値に対する検定値はともに1.96より大きく、有意と判定された。したがって、図4.18から図4.20のデータから得られたアンギュラモーシヨンは、上に開いた形（図3.8ではモデルAC）とに属すると判定された。

しかし、図4.24以降に示すように、平均的には上に開いた状態であっても、1周毎に分割すると有意性なしと判定されるケースも現れていた。

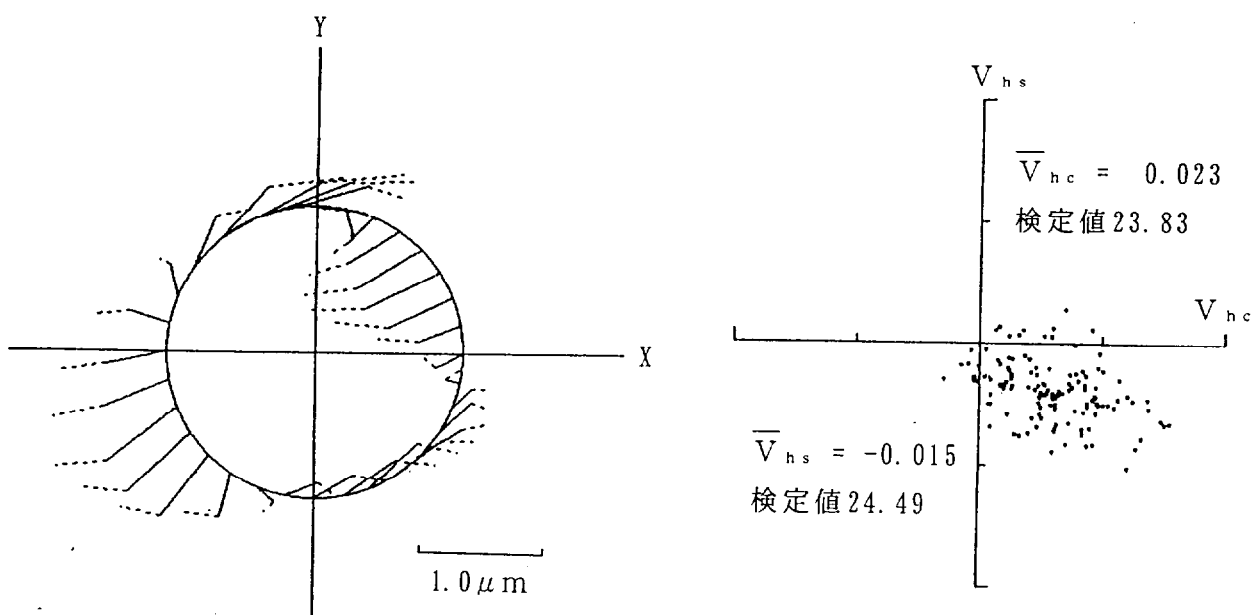


図4.21 アンギュラモーシヨン状態判定(a) ($n=750\text{rpm}$, CW, 0級)

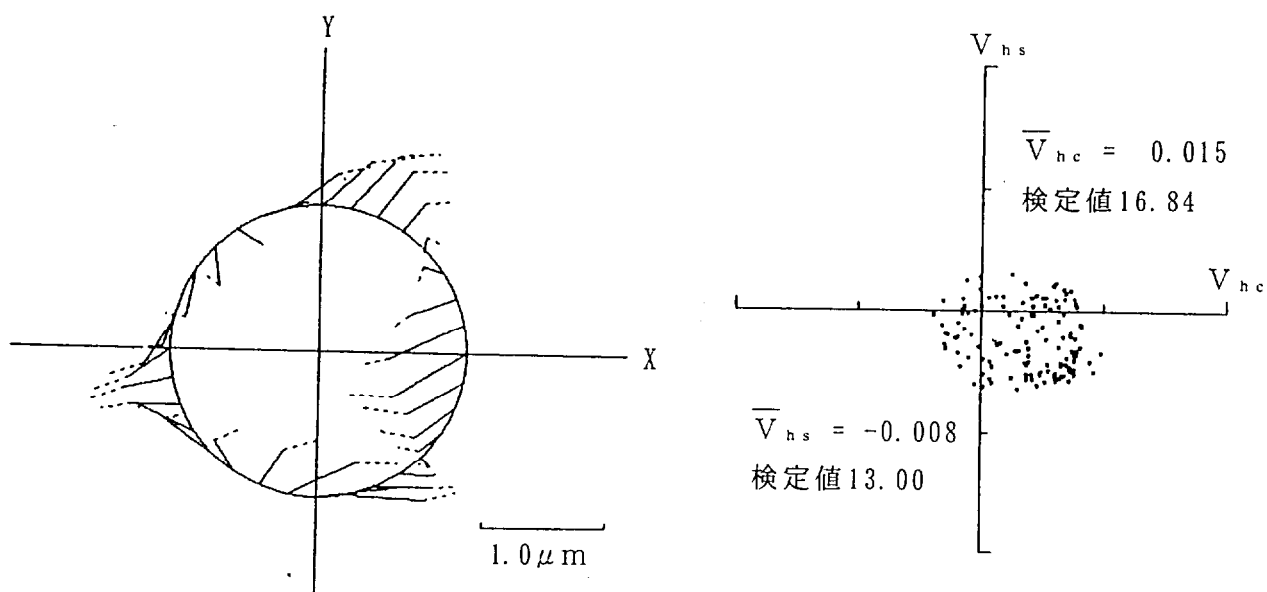
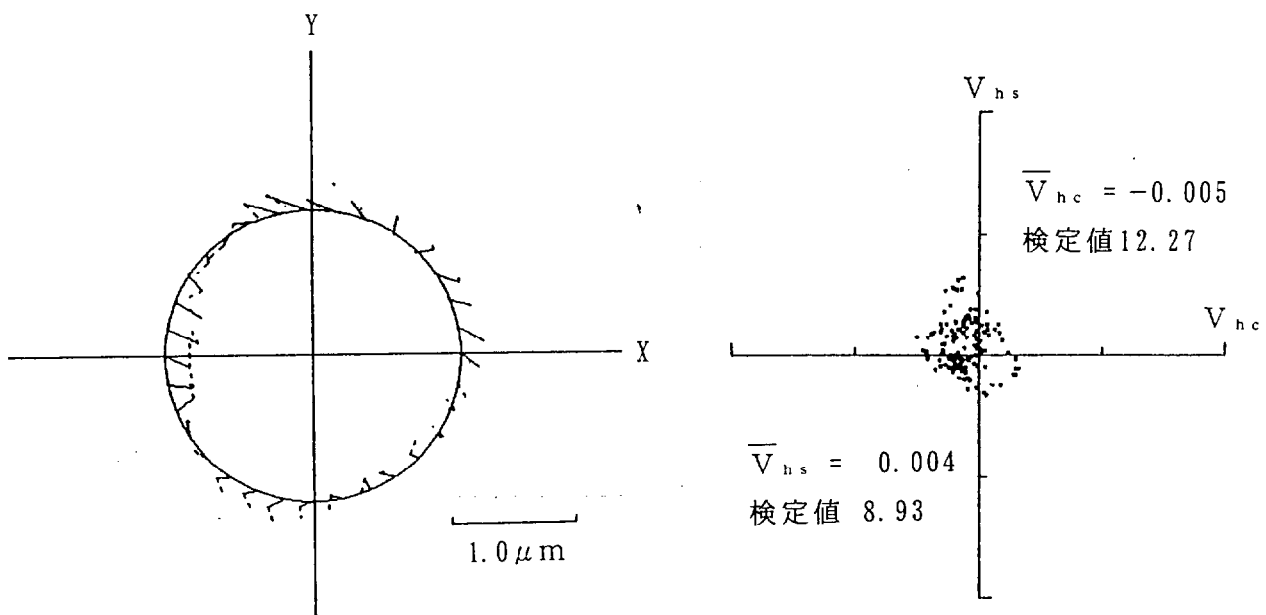
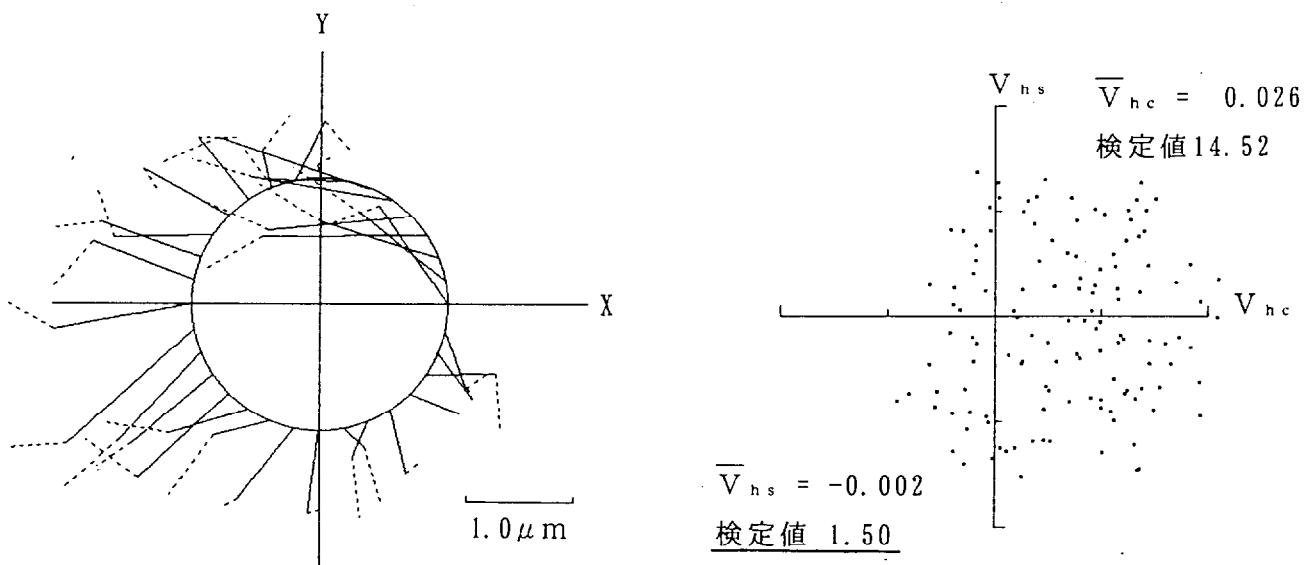


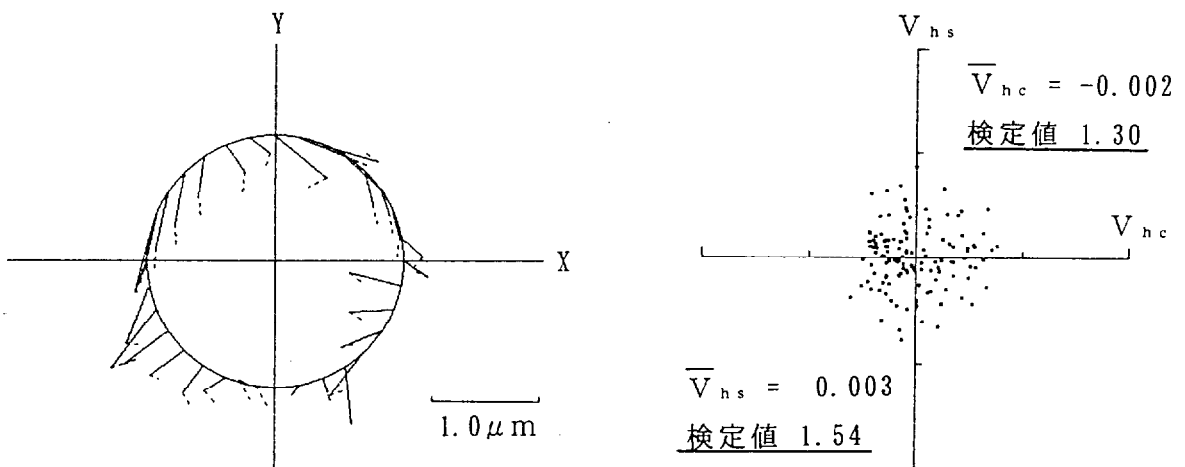
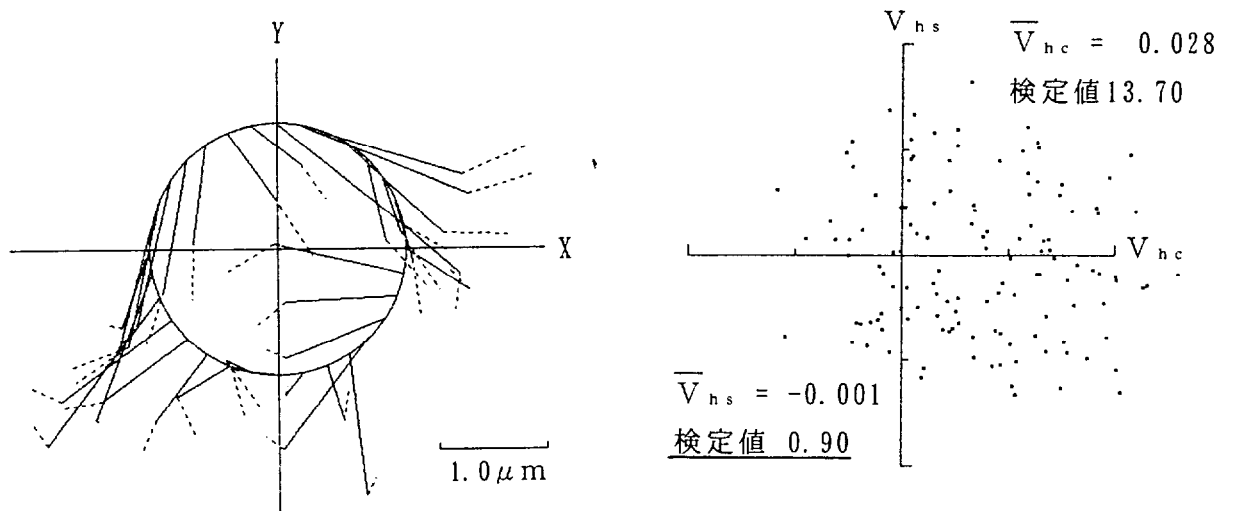
図4.22 アンギュラモーシヨン状態判定(b) ($n=750\text{rpm}$, CCW, 0級)



ベクトル平面図 広がり，位相分布
 図 4.23 アンギュラモーシヨン状態判定(c) ($n=750\text{rpm}$, CW, 5級)



ベクトル平面図 広がり，位相分布
 図 4.24 1 周毎のアンギュラモーシヨンにおいて有意性なしとなった例
 (JIS 0級, CW, 750rpmにおける第14周目)



4.6 スピンドルの回転精度に及ぼす軸受単体の影響

今回の測定においては、ラジアル方向回転精度は表4.5に示すように、0級よりも5級の玉軸受を用いたスピンドルの方が良好であった。軸受を上下単列に配置した簡単なスピンドル構造であったために影響が顕著に現れたと考えられるが、転がり軸受を用いたスピンドルの回転精度は、軸受単体の回転精度に大きく依存していることが明らかになった。

組立における軸受取付誤差(偏心、傾き)の抑制、変形防止など軸受周辺の工夫も重要であるが、軸受単体の回転精度を向上させることが不可欠であることが明らかとなった。

表4.5 使用した軸受等級によるスピンドルの回転精度

回転速度 回 転 速 度	ベクトル表示		リサージュ図形	
	JIS 0級	JIS 5級	JIS 0級	JIS 5級
375 rpm	2.31 μm	1.00 μm	2.01 μm	0.85 μm
750	2.33	1.13	2.01	0.93
1500	2.28	1.14	1.89	0.91
3000	2.38	1.10	2.00	0.97

4.7 結言

静圧エアスピンドルにおいて確立した回転精度評価法を転がり軸受スピンドルに適用して，回転精度評価を行った．本章で得られた結論を以下に記す．

ラジアル方向回転精度評価について，

- (1) 軸心のラジアル振れのベクトル表示を行い，大きさと方向を明らかにした．
- (2) 転がり軸受スピンドルの回転精度を評価するために必要なデータ収集の回転周数を明らかにした．
- (3) 転がり軸受スピンドルにみられる周期性と軸受内部構造との関係付けができる例を見出した．再現性は周期性が強く現れるほど，良好であった．
- (4) リサージュ図形の複雑さは，基礎円半径に依存することを示した．
- (5) 転がり軸受を使ったスピンドルにおいては，組み込まれる軸受単体の回転精度が大きく影響していた．

アンギュラモーション評価について，

- (6) 100周分を平均したデータを用いた評価においては，アンギュラモーションは上に開いた形態であった．
- (7) 1 周毎の評価においては，広がり，位相において有意性なしと判断される場合が観察された．

参考文献

- 1) 垣野義昭，山本謙，石井信雄，奥島啓式：軸の回転精度に関する研究（第1報），精密機械，**43**，6（1977）720-725．
- 2) 垣野義昭，山本謙，石井信雄，奥島啓式：軸の回転精度に関する研究（第2報），精密機械，**44**，6（1978）728-736．
- 3) 沢辺雅二，藤沼憲幾，白石堅司，佐田登志夫：旋盤主軸回転誤差の工作物真円度への寄与，精密機械，**46**，5（1980）576-581．

- 4) P.VANHERCK,J.PETERS : AN AXIS OF ROTATION ANALYSER,Proc.14th int.MTDR conf. (1973)229-305.
- 5) R.Aini,H.Rahnejat,R.Gohar : An experimental investigation into bearing-induced spindle vibration,Proc.Instn.Mech.Engrs,209(1995)107-114.
- 6) 後藤佳昭, 渡辺敏昭, 坂田敏行 : 精密ころ軸受の振動解析, 日本機械学会誌, **72**, 610(1969)1579-1584.
- 7) 垣野義昭, 山本謙, 石井信雄, 奥島啓式 : 軸の回転精度に関する研究 (第3報), 精密機械, **45**, 4(1979)449-454.
- 8) 五十嵐昭男・浜田啓好 : 欠陥をもつころがり軸受の振動・音響に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集(C編), **47**, 422, (1981)1327-1334.
- 9) 桃野達信, 野田万朶 : 転がり軸受の振動・音響, NSK TECHNICAL JOURNAL, No. **661**(1996)13-22.
- 10) NSKテクニカルレポート, (1991)250.

第5章 転がり軸受単体の回転精度評価法と 回転精度向上の工夫

5.1 緒言

転がり軸受を使用したスピンドルにおいては、組み込まれた軸受単体の回転精度がスピンドルとしての回転精度に影響を与えることは、前章の実験結果から明らかであり、一般的な概念としても理解できる。しかし、公称値は別として、転がり軸受単体の回転精度がどの程度であるかは十分把握されていない。

転がり軸受では、1回転に同期した再現性が得られないので、回転精度としては、回転非同期成分(Non repeatable Run-Out, 以降NRR0)として評価されるべきものである。しかし、NRR0は基本的にはラジアル振れのばらつきを表すものであり、第2章で述べたようにこれまでの評価法では、振れの一部を表すに過ぎない。振れ全体を把握するには、軸受単体の評価においてもベクトル表示方式を導入した新しいNRR0の評価が必要になる。

軸受単体の回転精度評価法は、JIS B 1515¹⁾に規定されている。ラジアル方向の測定法を図5.1に示す。外輪に重錘を載せて、回転を止めた状態で内輪を回転させて、外輪のラジアル変位を測定する方法である。回転速度が数rpmの準静的状態では有効であるが、軸受サイズが小さくなっ

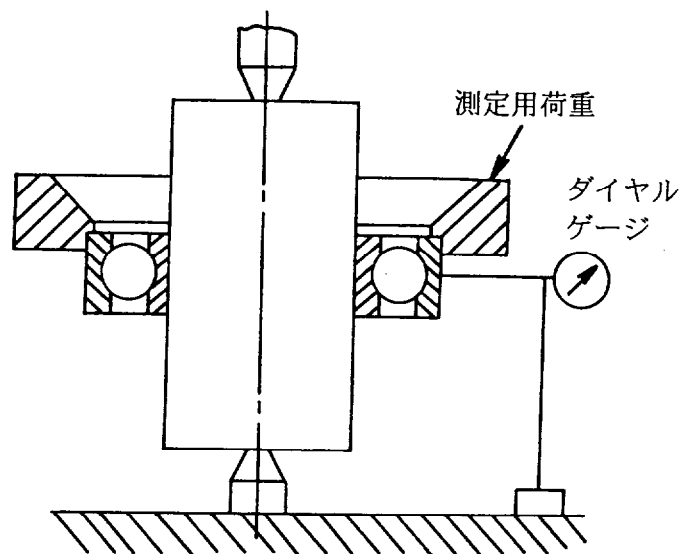


図5.1 JIS B 1515に規定されている転がり軸受の振れ測定方法

た場合には、予圧荷重の慣性や、回転を止めるための抵抗の影響が懸念される。また、回転支持系の精度が軸受の振れに含まれるため、高精度な測定においては、支持系の精度を十分高める必要がある。

動的な測定方法として公表されている方法^{2) 3)}を図5.2, 図5.3に示す。図5.2の測定法では、測定対象である軸の形状誤差が含まれるため、詳細な振れの解析はできない。また、複数回転分のデータをポーラプロットやリサージュ図形上に重ね書きさせて、1回転に同期しない振れ成分を評価した場合においても、測定対象である軸の真円度をかなり良くしないと形状が急に変化する箇所で重ね書きの誤差が大きくなりやすい。

図5.3の測定法では、もう一方の転がり軸受の振れも測定値として含まれてしまうので、測定値の信頼性に課題が残る。軸受単体のラジアル方向回転精度を高速回転において高精度で評価する方法はあまり開発されていない⁴⁾。

このような背景から、本章では、まず高精度な評価に有効であるベクトル表示方式を適用できる新しい軸受単体のラジアル方向回転精度測定装置とベクトル方式NRR0評価法の開発について述べる。

また、転がり軸受の回転精度は、 μm オーダが普通であり、高精度品においても $0.1\mu\text{m}$ のオーダであった。しかし、情報機器用玉軸受、特にハードディスクドライブ(以後HDD)のスピンダルモータ用玉軸受では、西暦2000年におけるラジアル方向NRR0の要求精度は、軸受単体として数10nmといわれている⁵⁾。さらに、線密度を高くして面記録密度を向上させるには、ヘッド移動方向以外のラジアル振れも小さくする必要もある。軸受単体の回転精度が $0.01\mu\text{m}$ オーダになると、加工精度の向上だけで対処することは困難となり、新たな設計的工夫が必要である。

軸受の形状誤差、寸法相互差等の部品精度、転動体数、溝曲率(接触角)等の設計要素等をパラメータとして、理論的に軸受中心挙動を計算するプログラムを用いて、軸受単体のラジアル振れを小さくするための諸元の検討を試みる。

最後に、理論解析した結果を用いて試作した軸受の回転精度測定を行い、NRR0低減効果の検証を試みる。

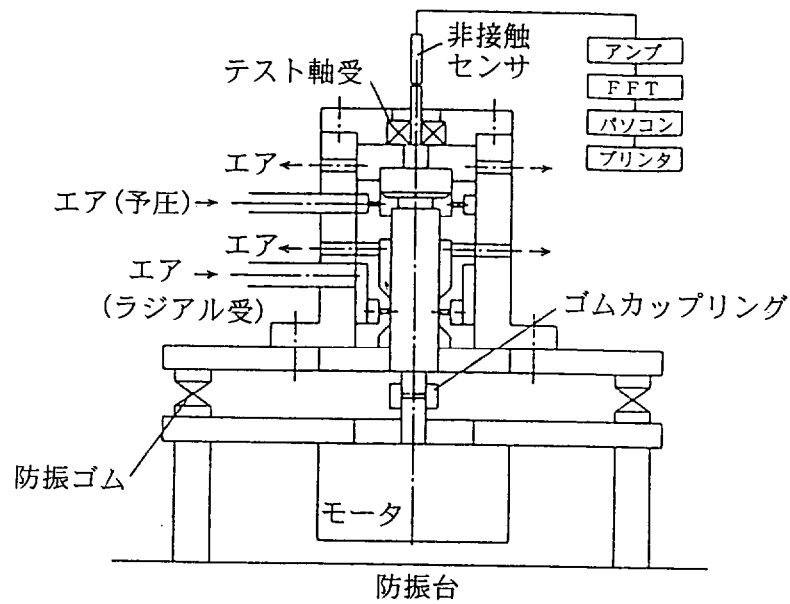


図 5.2 公表されている軸受単体の測定装置 (a)

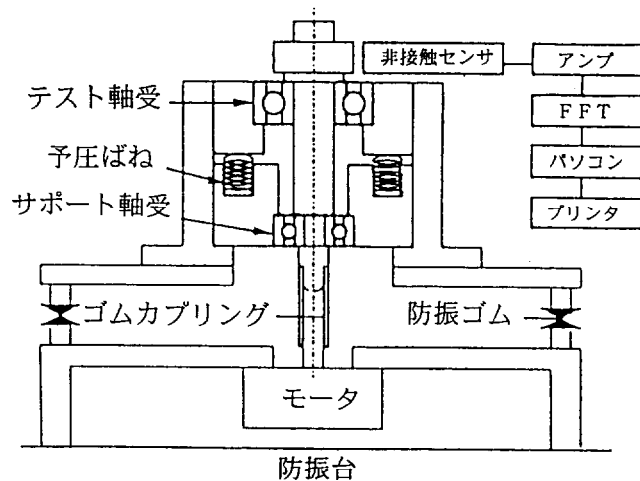


図 5.3 公表されている軸受単体の測定装置 (b)

5.2 軸受単体の回転精度測定装置の開発

転がり軸受単体の回転精度評価方法については，報告例が少なく，精度的に問題を抱えている^{2) 3)}．また，極小玉軸受において JIS B 1515 の測定方法¹⁾や文献 4) の方法をそのまま適用することは，駆動や重錘の慣性の影響を考えると精度的に不十分である．近年，情報機器に使用される転がり軸受の高回転精度化要求が高まっているが，これまでの方法で

転がり軸受単体の回転精度を保証することは困難になると予想される。

そこで本節では、軸受単体の回転精度測定方法の確立を目指して、HDDスピンドルモータ用玉軸受を対象とした軸受単体のラジアル方向回転精度測定装置を新たに製作し、従来方法との比較を含めて実用性の検討を行った。

5.2.1 従来の測定装置と問題点の検証

(1) 従来の軸受単体回転精度測定装置

これまでに報告されている転がり軸受単体の回転精度測定装置は、被測定軸受ともう一つの軸受を用いてスピンドルを構成し、軸のラジアル振れを測定する方式であった。スピンドルを構成するもう一つの軸受の回転精度は無視できるほど小さいとして、軸の振れはすべて被測定軸受に起因しているという考えに基づく測定装置である。この考えに基づいて試作した測定装置を図5.4に示す。被測定軸受の支持と駆動は、DDモータ付エアスピンドルで行っている。予圧に相当するアキシアル荷重は、マイクロメータヘッドでばねを押して負荷している。また、面板上には直交2方向にマイクロメータヘッドが2本ずつ対向して配置されており、軸受ハウジングを押すことによって被測定軸受の位置を調整することができる。

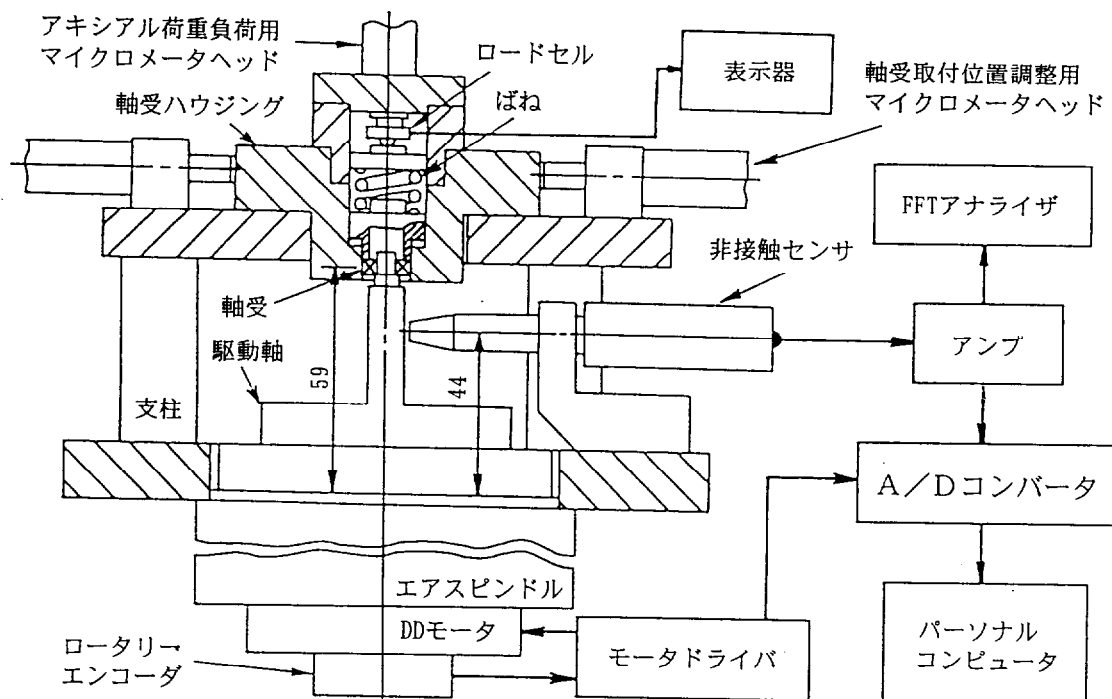


図5.4 従来型転がり軸受単体回転精度測定装置概略図

外輪固定として、内輪を回転させた時の軸のラジアル変位をロータリーエンコーダのパルスに合わせて、非接触センサで測定する。測定データは、デジタルメモリ、GP-IBを介してコンピュータに転送され、デジタルフィルタや偏心除去の後回転精度の計算が行われる。また、併設のFFTアナライザによる周波数解析、特定周波数振幅の時間変動等も観察することができる。

(2) 測定装置の問題点と検証

この方式の測定装置では、次のような問題点が考えられる。

(Ⅰ)非接触センサの位置が被測定軸受の位置より低く、軸受位置での振れ量はセンサ位置で測定すると過小評価になる。

(Ⅱ)支持・駆動に用いるエアスピンドルのモーメント剛性が被測定軸受のラジアル挙動を規制する方向に作用するため、軸受本来の振れよりも小さな挙動になる。

(Ⅲ)取付誤差があると、軸から偏心量に比例するラジアルに反力を受けるので、純アキシャル荷重下での正しい測定ができない。

(Ⅳ)測定値に測定部の軸形状誤差が含まれるため、振れの再現性を表すNRR0の評価は可能であるが、ラジアル振れ全体を評価するためには形状誤差の分離等の工夫が必要である。

これらにおいて、(Ⅳ)は評価項目がNRR0であれば問題にならないが、(Ⅰ)～(Ⅲ)は評価結果に影響を与える。そこで、試作装置を用いて定量的な検証実験を行った。

(a) 軸受とセンサの位置の違いによる影響

被測定軸受よりも振れを測定する非接触センサの位置が低いため、軸受位置での変位はセンサ位置では真値よりも小さく測定される。測定値の減少量は、軸の曲がりを含めて装置固有であると考えられ、補正も可能である。そこで、センサを軸受取付位置と振れ測定位置に2本配置して、軸受取付位置をワイヤで引っ張った場合の変位を比較して減少割合を求めた。各測定位置での変位の関係を図5.5に示す。

これは3回の実験における平均値を用いた結果である。軸受位置での変位とセンサ位置での変位は、ほとんど比例的な関係にあり、直線回帰

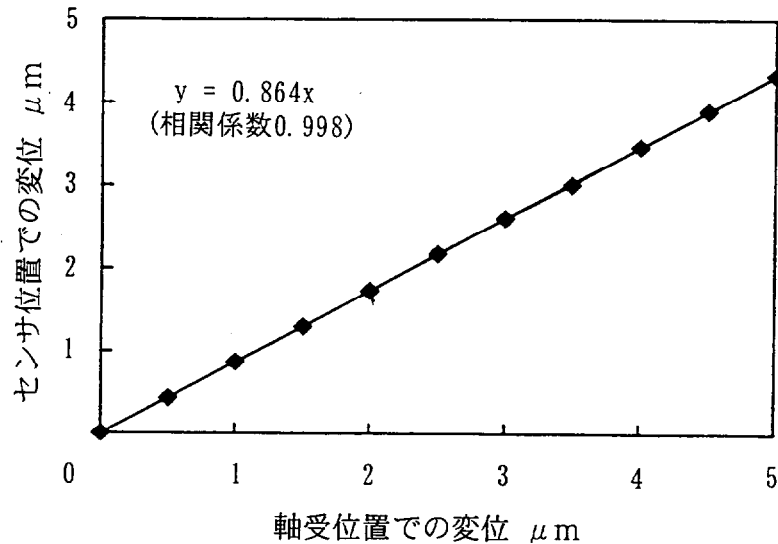


図 5.5 高さの異なる位置で測定した変位の関係

して得られた傾きは0.864であった. センサ位置では軸受位置よりも測定値が13.6%減少することが明らかになった.

(b) 軸受位置におけるエアスピンドルのラジアル剛性の影響

図5.4において, 被測定軸受の位置で軸がラジアル方向に変位する場合には, エアスピンドルのラジアル剛性が抵抗力となり, 本来示すべき変位よりも小さくなる可能性がある. そこで, エアスピンドルのラジアル剛性と被測定軸受のラジアル剛性を並列ばねモデルとして解析し, 測定におけるエアスピンドルのラジアル剛性の影響を定量化した.

エアスピンドルのラジアル剛性を測定する方法を図5.6に示す. 図5.4の支柱以上を取り外した状態で, 被測定軸受の位置に予圧荷重に相当する重りを載せて, ラジアル方向へ引いた時の張力と変位を測定した. フランジから突き出た軸の片方にラジアル荷重を加えているので, エアスピンドル側からみれば, モーメントとして荷重を受けていることになる. この測定は, 厳密には軸受位置におけるエアスピンドルのモーメント剛性を測定していることになる. しかし, 転がり軸受からみれば, 軸受高さにおけるラジアル剛性なので, ここでは軸受高さにおけるエアスピンドルのラジアル剛性と定義する.

測定結果の一例を図5.7に示す. 張力とラジアル変位を直線回帰し, その傾きをラジアル剛性とした. 給気圧力を変えて得られたラジアル剛性

を図5.8に示す. 本装置のエアスピンドルの軸受位置における静止中のラジアル剛性は, $4.02 \sim 4.61 \text{ N}/\mu\text{m}$ で, 給気圧力の上昇に伴ってラジアル剛性は大きくなっていった.

また, 転がり軸受のラジアル剛性は, 予圧や内部すきま, 材質等が決まると弾性接触理論から計算が可能である. 被測定軸受を極小玉軸受695とした場合には, 予圧9.8N, ラジアルすきま $7.5 \mu\text{m}$ (半径)においてラジアル剛性は $22.05 \text{ N}/\mu\text{m}$ である.

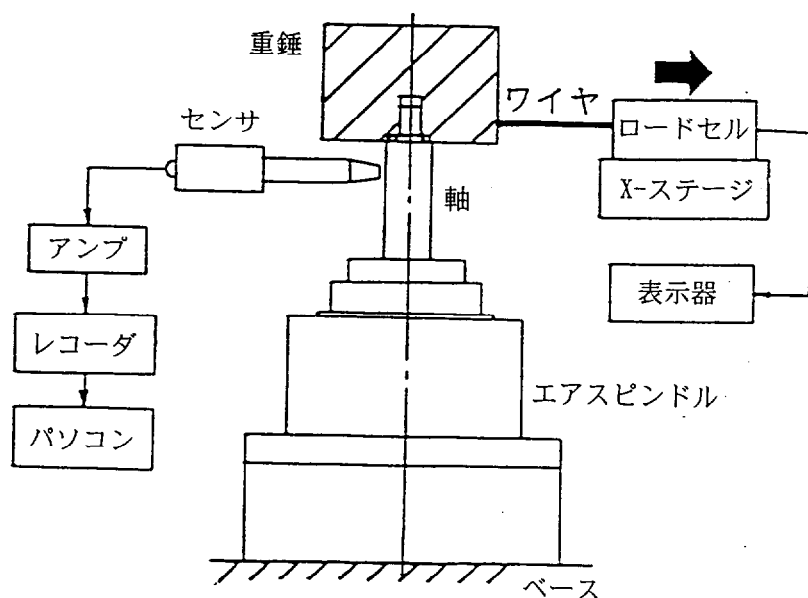


図5.6 軸受高さにおけるエアスピンドルのラジアル剛性測定法

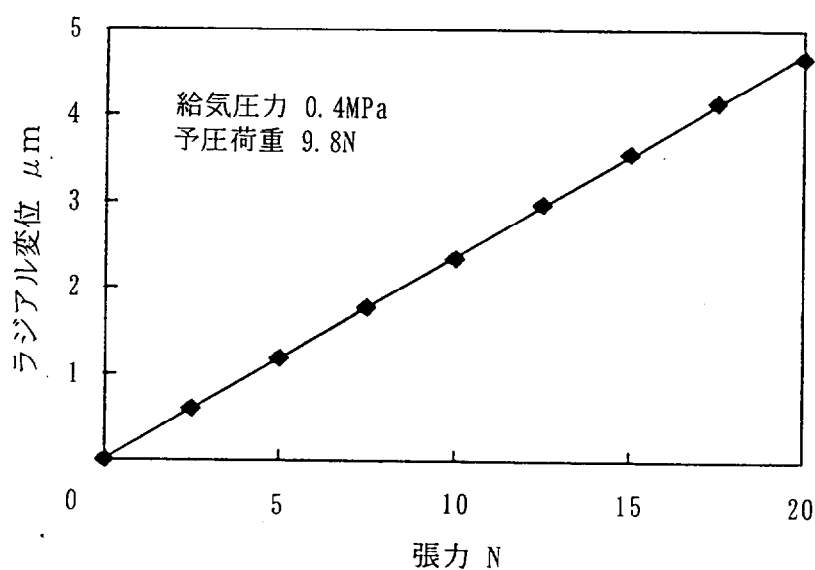


図5.7 張力とラジアル変位の関係

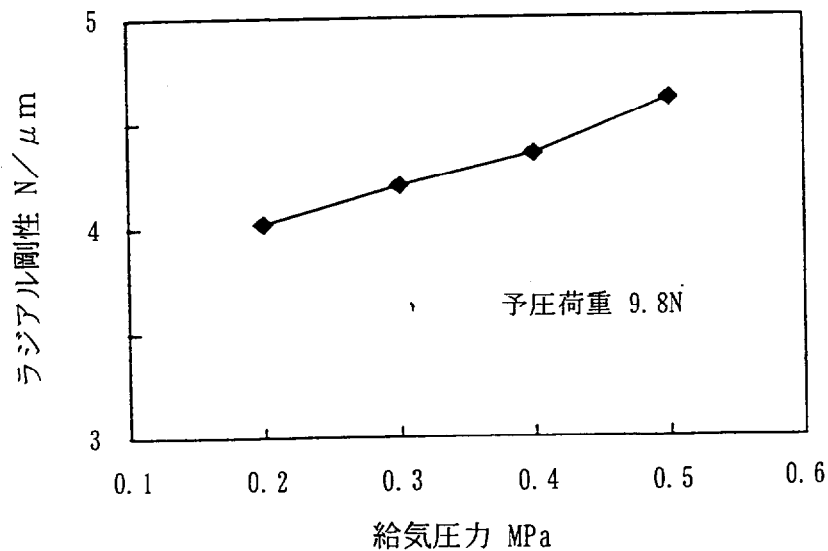


図 5. 8 給気圧力とラジアル剛性の関係

被測定軸受のラジアル剛性を k_1 ，エアスピンドルのラジアル剛性を k_2 とすると，軸受取り付け位置での全体のラジアル剛性は両者が並列に作用するので，

$$k = k_1 + k_2 \quad (5.1)$$

となる．この位置で軸受内部から内輪をラジアル方向に変位させる力 F が発生した場合の変位は，

$$H = F/k = F/(k_1 + k_2) \quad (5.2)$$

となる．しかし，エアスピンドルのラジアル剛性がなければ内輪の変位は， F/k_1 であり，

$$Fk_2/k_1(k_1 + k_2) \quad (5.3)$$

だけ変位が減少したことになる．エアスピンドルのラジアル剛性による内輪変位の減少割合は，

$$k_2/(k_1 + k_2) \quad (5.4)$$

になるので，この値を転がり軸受単体の回転精度測定におけるエアスピンドルラジアル剛性の影響度と考えることができる．本装置におけるそれぞれのばね定数は， $k_1 = 22.05 \text{ N}/\mu\text{m}$ ， $k_2 = 4.61 \text{ N}/\mu\text{m}$ であり，エアスピンドルラジアル剛性の影響度は最大で 17.3% である．今回は静止中のラ

ジアル剛性であるが、回転中はジャイロ効果等によってラジアル剛性が上昇すると考えられるので、エアスピンドルラジアル剛性の影響度はより大きくなることが予想される。また、被測定軸受のラジアル剛性が小さくなると影響度は相対的に大きくなる。

(c) 被測定軸受の偏心の影響

図5.4の装置では、駆動軸の中心と被測定軸受回転中心との間に偏心があると、エアスピンドルのラジアル剛性によって偏心量に比例したラジアル荷重が被測定軸受に加わる。転がり軸受にラジアル荷重が作用すると転動体通過に伴う振動が増加するため、純アキシアル荷重下での正しい回転精度測定はできなくなる。また、取り付けに起因する偏心量は、はめあい部にすきまがあるため、軸受を交換する度に変わると考えられるので測定装置の固有誤差とすることもできない。そこで、図5.4の試作装置における軸受の偏心状況を明らかにした。

偏心量の測定は、軸受を取り付けない状態でのセンサと軸までの距離を基準として、軸受を取り付けた場合の軸間距離の変化を測定する方法で行った。取り付け時に偏心の原因となるはめあい部の直径すきまを表5.1に示す。

軸を静止させた状態で軸受の交換を50回行って得られた偏心量のヒストグラムを図5.9に示す。図中の偏心量は、実測値を被測定軸受の高さになるように補正した値である。この装置では、軸受交換によって最大で $3.93\mu\text{m}$ 、平均で $1.97\mu\text{m}$ の偏心を生じていることが明らかになった。

表5.1 はめあい各部の直径すきま

はめあい部	直径すきま
外輪ハウジング部／面板	0.028 mm
外輪ハウジング／軸受外径面	0.011 mm
駆動軸／内輪内径面	0.008 mm

被測定軸受には、前項で明らかにしたラジアル剛性×偏心量で与えられるラジアル荷重が作用する。偏心が測定値にどのような影響を与えるかを定量的に明らかにする必要がある。図5.4の装置には被測定軸受の位置を調整するためのマイクロメータヘッドが付いているので、これを用いて軸受に偏心を与えてNRR0を測定した結果を図5.10に示す。極小玉軸受695を用いてアキシアル荷重9.8N、回転速度300rpmの条件で50周分を重ね書きしたりサージュ図形の線幅の最大値を評価した結果である。

NRR0最大値は偏心量に伴って大きくなっていることがわかる。偏心量を $0.05\mu\text{m}$ 以内に厳密に調整した場合を基準にすると、 $2\mu\text{m}$ 偏心した場合にはNRR0の最大値は5倍以上大きくなっており、軸受取り付けにおけ

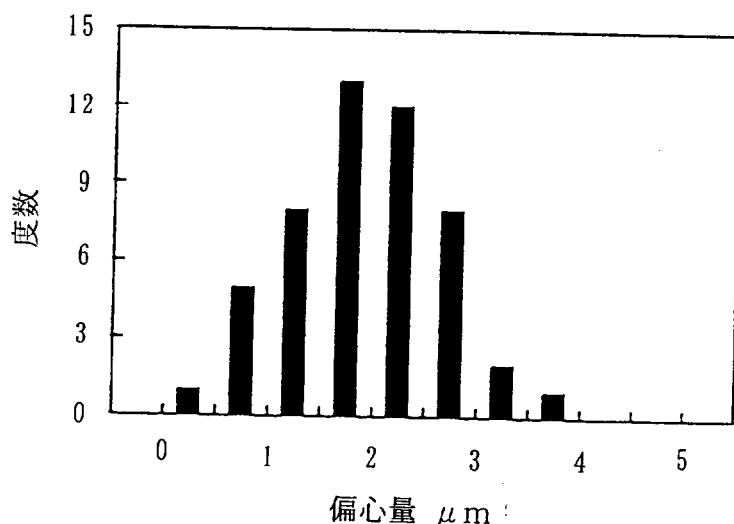


図5.9 軸受交換による取付偏心量のばらつき

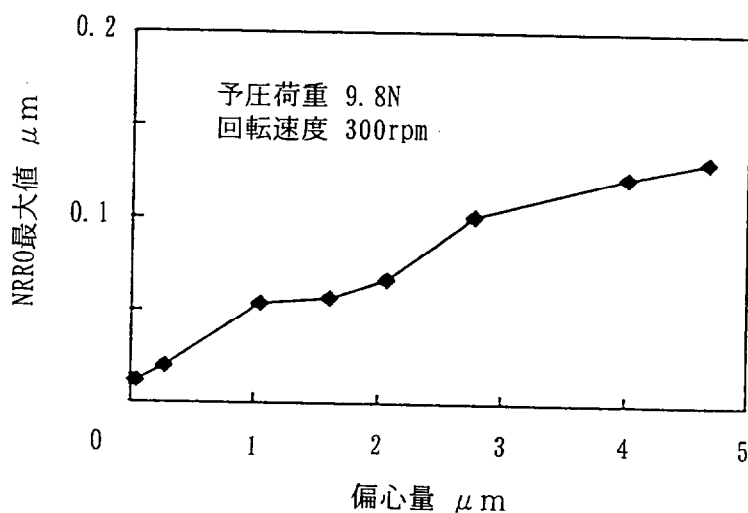


図5.10 NRR0最大値と取付偏心量の関係

る偏心の影響が無視できないことが明らかになった。ラジアル剛性の高いエアスピンドルを用いると小さな偏心量でも大きなラジアル荷重が作用するため、偏心調整をより慎重に行う必要がある。

上記の検証実験から、従来方式の測定装置は測定値の補正や軸受の取り付けに注意が必要となり、今後の高回転精度転がり軸受を評価するには、信頼性、測定効率を考えると適用が難しくなると思われる。

5.2.2 新しい軸受単体の回転精度測定装置

前節で明らかにした問題点を考慮して開発した転がり軸受単体の回転精度測定装置の概略を図5.11に示す。本装置は、JIS B 1515の4.10.1項備考(1)に示されている転がり軸受内輪振れ測定法と同様に、内輪を回転させた時の外輪の振れを測定する方式である。DDモータ付エアスピンドルで内輪を回転させ、ロータリーエンコーダの出力に合わせて、外輪のラジアル振れを直交する2方向から非接触センサで測定する。測定データの転送、処理方法は図5.4に示した従来方式と同じである。

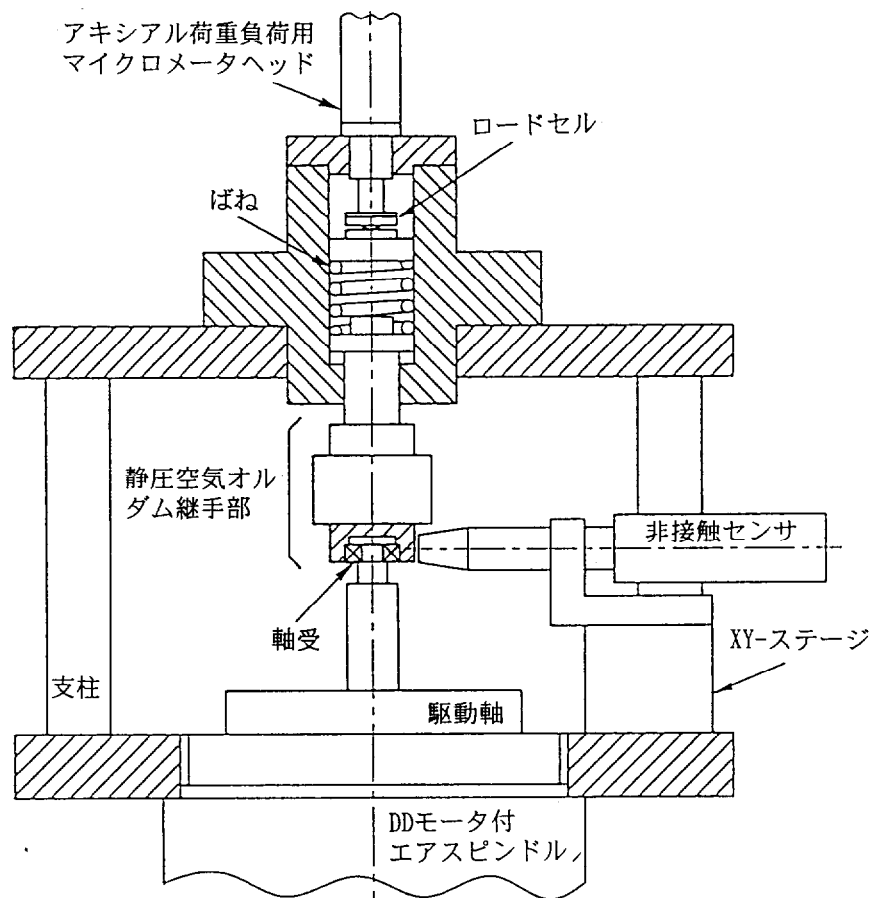


図5.11 新しく開発した軸受単体の回転精度測定装置

この方式はセンサ中心と被測定軸受中心の高さが同じで、駆動・支持に用いるエアスピンドルのラジアル剛性による過小評価もないため、測定値の補正が不要である。また、取り付け時に偏心があってもエアスピンドルからのラジアル剛性の影響を受けず、回転同期成分としてのみ現れるので数学的な偏心補正によって振れの評価から除去される。測定値に悪影響を与える要因が少なく、転がり軸受本来のラジアル振れが現れやすい構造と考えられる。

JISの転がり軸受内輪振れ測定法では、外輪にアキシアル荷重を負荷して、回転を止めて振れ測定を行うが、その際に外輪の振れを規制する力や慣性の影響をできるだけ小さくする必要がある。本装置では、予圧に相当するアキシアル荷重の負荷と、外輪の回転を止めるための機構として、静圧空気のオルダム継手機構を用いた。静圧空気オルダム継手機構の詳細を図5.12に示す。中間部の芯が多孔質材（グラファイト製）で、上下の端面には互いに直交するように凹溝が精度よく加工されている。負荷軸と外輪カバーには、溝と嵌合するように凸部が加工されている。中間部の上下の平面部でアキシアル荷重を受け、溝側面部で外輪の回転を止めている。多孔質材表面からは圧縮された空気が吹き出しており、負荷を受ける各面では静圧パッドやエアスライドが構成される。そのた

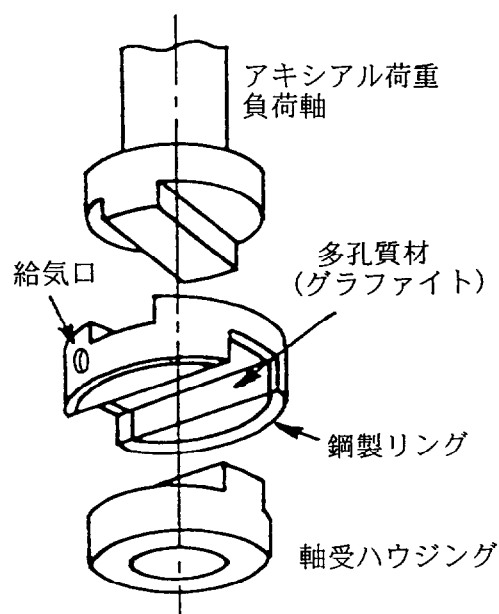


図5.12 静圧空気オルダム継手機構詳細図

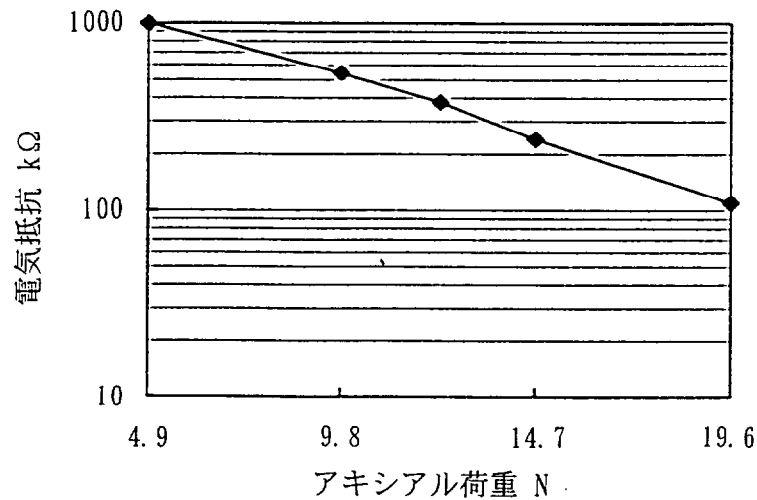


図5.13 アキシアル荷重と電気抵抗の関係

め負荷を非接触で受けることができるので，理想的に機能すれば外輪のラジアル挙動を規制する力は空気のせん断抵抗だけになる．製作した静圧空気オルダム継手の負荷容量は，給気圧力0.5MPaにおいて約33Nである．

アキシアル荷重と静圧オルダム継手部の電気抵抗の関係を図5.13に示す．HDD用軸受の実用予圧である14.7N程度までは抵抗が大きく，非接触性が保たれていることがわかる．

本オルダム継手機構では，中間部に質量(35g)があるため，外輪が動く方向によって慣性が異なる．軸受外輪の振動方向が中間部の下側溝に一致する場合には，振動体の慣性質量は軸受ハウジングだけであるが，振動方向が中間部上側溝に一致する場合には，慣性質量は（軸受ハウジング＋中間部）となり，慣性に差異が生じる．慣性が大きい方向では振れの振幅が減少する可能性がある．そこで，センサを中間部上下の溝の方向に配置して，慣性の差が最も大きい状態で振れを測定した生データのパワースペクトルを図5.14に示す．上側の(a)が慣性の最も小さい下側溝方向，下側の(b)が慣性の最も大きい上側溝方向のパワースペクトルである．アキシアル荷重9.8N，回転速度900rpmの条件では，両者の各周波数における振幅の差はみられない．ここまでの回転速度範囲においては，慣性による振れ振幅の減少はほとんどないと考えられる．

また，駆動・支持に用いるエアスピンドル自身の回転精度は，1周毎

に再現性のある系統的誤差であり，転がり軸受の回転精度と比較して無視できるほど小さいとされてきた⁶⁾。

しかし，HDDスピンドルモータのNRR0要求精度が $0.01\mu\text{m}$ オーダーになると，無視できないレベルになることも考えられる．特にNRR0は，測定値からの分離が不可能な誤差となるため，値として小さいことは言うまでもないが，評価の信頼性を検討するためには定量的に把握しておくことが必要である．本装置に用いたエアスピンドルの回転精度を図5.15に示す．1周当たり256点，50周分のベクトル表示の重ね書きである．回転速度は次節の測定条件に合わせて300rpmで行った．振れの最大値は $0.023\mu\text{m}$ ，NRR0に相当する線幅は最大で $0.006\mu\text{m}$ ，平均で $0.004\mu\text{m}$ であった．

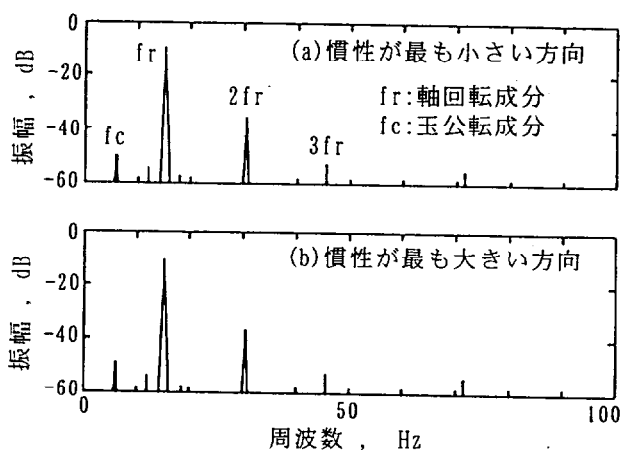


図5.14 慣性が異なる方向で測定したパワースペクトルの比較
(アキシアル荷重9.8N, 回転速度900rpm)

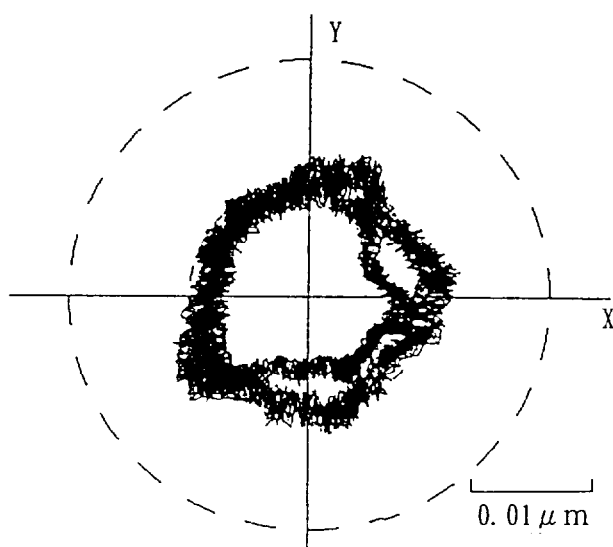


図5.15 エアスピンドルの回転精度(300rpm, CCW)

5. 2. 3 性能評価

(a) 測定条件

新たに開発した転がり軸受単体回転精度測定装置の実用性を検討するために、測定実験を行った。測定条件を表5.2に示す。アキシアル荷重は、被測定軸受が実機で使用される場合の一般的な値である。また、回転速度は軸のアンバランスやモータの振動等の影響を避けるため、低速で行った。ローパスフィルタは、1周当たり100山の位相補償型デジタルフィルタ⁷⁾を用いた。

(b) 測定結果

測定結果の例を図5.16、図5.17に示す。図5.16は振れのベクトル表示である。左側が最初の1周分、右側が50周分である。転がり軸受のラジアル振れは、内輪1回転毎の周期性が明確でないことがよくわかる。50周分のラジアル振れは、この例では最大で $0.114\mu\text{m}$ であった。従来の測定法でベクトル表示を行うには複雑なデータ補正が必要であるが、本装置を用いるとデータの補正なしで、軸受単体の振れのベクトル表示が可能である。

図5.17は、ベクトル表示法で計算した振れベクトルを用いて描いた50周分のリサージュ図形である。HDDスピンドルモータ用転がり軸受では、全振れの大きさよりも回転に同期しないNRR0成分が機能上重要である。複数回転におけるNRR0の観察や評価には、リサージュ図形が視覚的にわかりやすい。この測定例では、NRR0に相当するリサージュ図形の半径方向線幅は、最大で $0.053\mu\text{m}$ 、平均で $0.041\mu\text{m}$ であった。

表5.2 測定条件

被 測 定 軸 受	695VVMC5 ($\phi 5 \times \phi 13 \times 4$)
アキシアル荷重	14.7 N
回 転 速 度	300 rpm (5 rps)
回 転 方 向	CCW
デ ー タ 数	256点/周, 50周分
デジタルフィルタの カットオフ値	$2\pi/100$ (100山/周)

同じ転がり軸受を用いて、従来方式と本方式でリサージュ図形のラジアル方向最大線幅(NRRO最大値)を評価した結果の比較を図5.18に示す。従来方式では先に述べた問題があるため、測定値の補正を行わないと本方式よりも過小評価になっていることがわかる。測定位置とエアスピンドルのラジアル剛性の影響を補正すれば、本方式による評価値と大差はなくなるが、偏心調整による測定効率の低下、データ補正に伴う測定の信頼性において課題が残る。

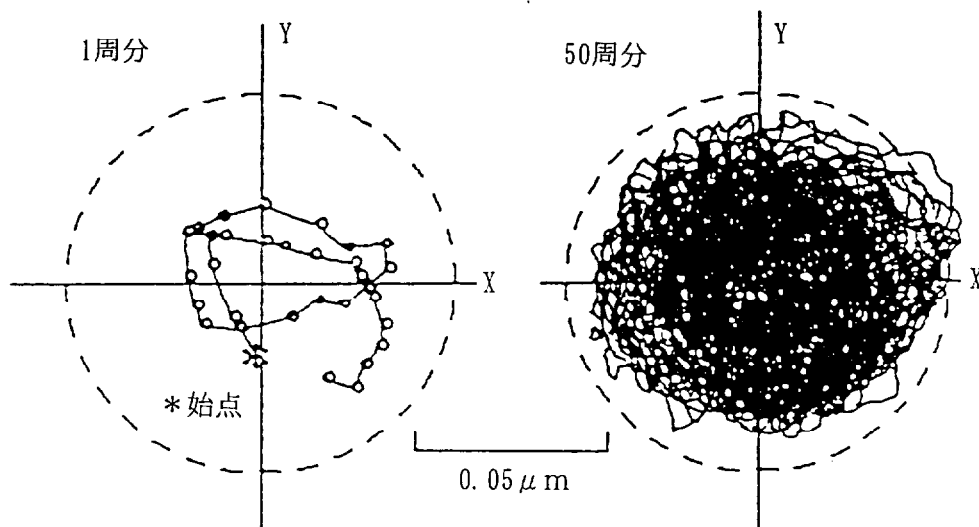


図5.16 振れのベクトル表示

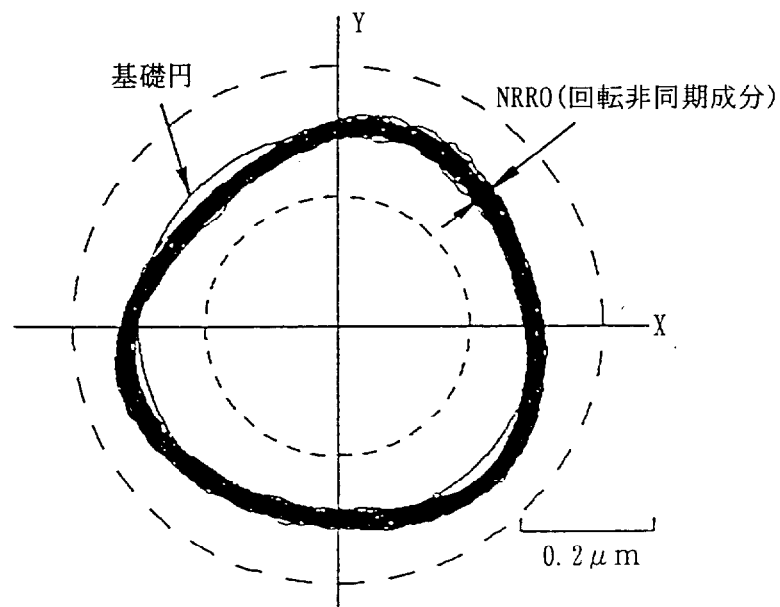


図5.17 50周分のリサージュ表示

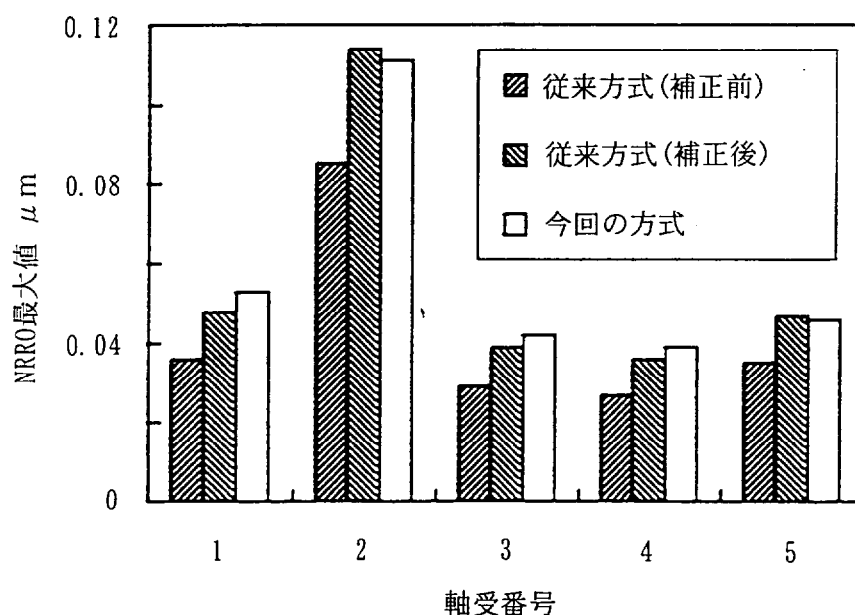


図 5.18 測定方式によるNRR0最大値の比較

また，この測定例において評価値に占めるエアスピンドル回転精度の割合は，ベクトル表示評価で約22%，NRR0評価で約11%であった．測定精度の更なる向上のためには，エアスピンドル回転精度が重要になってくる．

文献4)の測定装置も本装置と類似した構造であるが，相違点をまとめて表5.3に示す．極小玉軸受まで適用できること，評価法等の点で本装置の方が有用と考えられる．

表 5.3 本装置と文献4)の装置との比較

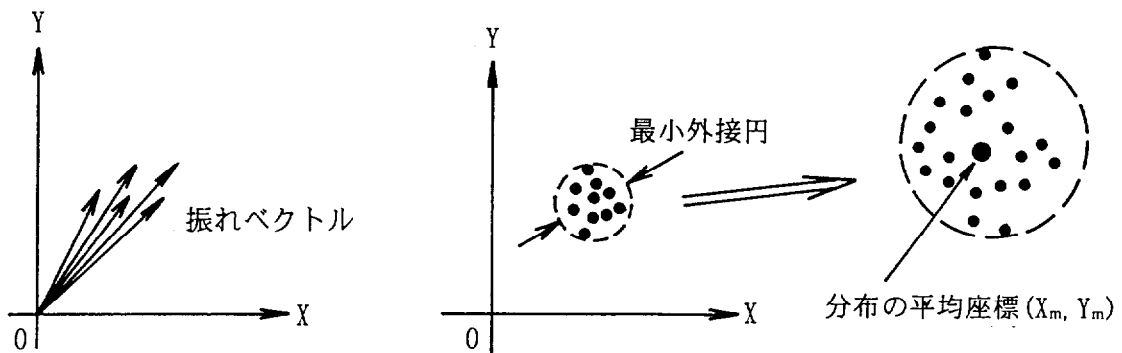
測定方向	1 方向 (ポーラプロット)	直交 2 方向 (ベクトル表示可)
測定対象	外輪外径面を直接測定 (薄肉では外輪変形の影響有り)	ホルダ側面を測定 (外輪変形の影響なし)
データ収集	1 パルス／周をトリガとして，時間基準で 1076点(1.04周，20周) (スピンドルジッタの影響：大)	1 パルス／周をトリガとして，定位置で 256点／周(50周) (スピンドルジッタの影響：小)
フィルタ	アナログフィルタ (位相遅れ)	デジタルフィルタ (位相遅れなし)
アキシアル荷重負荷法	ゴム (円周方向の荷重不均一：大) (ラジアル剛性：大)	静圧空気軸受 (円周方向の荷重不均一：微小) (ラジアル剛性：極小)
NRR0評価法	振幅軌跡上の最大値－最小値(p-p) (再現性を表していない)	測定角度における振幅の最大幅

5.3 ベクトル表示方式回転非同期振れ(NRR0)の提案

従来の測定法においては、回転非同期振れ(NRR0)は図4.3に示したように、複数回転分の軌跡における半径方向の線幅として評価される。しかし、リサーチ法やポーラプロット法の問題点でも指摘したように、従来の評価法では、振れ全体を評価していないという問題が残る。第2章でも述べたが、従来の評価値は、ベクトル表示方式の評価値よりも小さく、過小評価になる傾向があった。この傾向はNRR0の評価においても同様と考えられる。HDDスピンドルモータに使用される玉軸受では、軸受単体のNRR0として数十nmが要求されるようになってきた。微小な振れほど評価誤差の影響が大きいので、評価値が最大となるベクトル表示方式で回転非同期振れを評価する方法を提案する。

任意の角度位置における複数回転分の振れベクトルは、図5.19(a)のように描かれ、ベクトルの終点は図5.19(b)のように分布する。回転非同期振れの定義を同じ回転角度位置における振れのばらつきとするならば、終点分布幅の最大値がその角度位置における回転非同期振れとなる。終点分布の最大値は、分布すべてを内側に包む最小領域法外接円の直径として求めることができる。そして、すべての角度位置においてベクトル終点分布の最大幅を計算し、それらの最大値、平均値が測定物の回転非同期振れの最大値、平均値となる。

また、ばらつきの平均値からの偏差を求めることにより、回転非同期振れの標準偏差を求めることもできる。



(a) ある回転位置における振れベクトル

(b) 振れベクトル終点の分布

図5.19 ベクトル表示方式回転非同期成分の考え方

5.3.1 ばらつき幅の計算法

ベクトル方式におけるばらつき幅の計算方法を以下に示す．ある任意の回転角度位置における i 回転目の振れベクトルの終点座標を (x_i, y_i) とする． X - Y 座標系を原点を中心に ψ 回転した座標を X' - Y' とする．このとき，座標 (x_i, y_i) は，

$$\begin{bmatrix} x_i' \\ y_i' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi \\ -\sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

X' - Y' 座標系を 1 回転させたときの X' ， Y' 方向の最大幅は，

$$\begin{aligned} X_{max} &= \max_{\psi} \{ \max_i (x_i') - \min_i (x_i') \} \\ Y_{max} &= \max_{\psi} \{ \max_i (y_i') - \min_i (y_i') \} \end{aligned} \quad (5.6)$$

となり，最大幅となる分布領域を含む外接円の直径は，次式で求められる．

$$\text{最大幅} = \max(X_{max}, Y_{max}) \quad (5.7)$$

5.3.2 ばらつきの標準偏差

ばらつきの標準偏差は，平均座標からの偏差と考える．測定周数を N 回転として，ベクトル終点分布の平均位置座標 (x_m, y_m) とすると，

$$x_m = \sum_{i=1}^N x_i / N, \quad y_m = \sum_{i=1}^N y_i / N \quad (5.8)$$

となる．標準偏差は次式で求められる．

$$\text{標準偏差} = \left[\sum_{i=1}^N \{ (x_i - x_m)^2 + (y_i - y_m)^2 \} / N \right]^{1/2} \quad (5.9)$$

5.3.3 評価結果の比較

従来の回転非同期振れの評価法であるリサージュ図形のラジアル方向の幅と今回提案したベクトル表示方式の評価結果の比較を表 5.4 に示す．同じ測定データを用いて行った評価であるが，リサージュ法と比較して，ベクトル表示方式の評価値が大きくなっていることがわかる．微小な振

表 5.4 回転非同期振れ (NRR0) の比較 (μm)

軸受	リサージュ法 最大値	ベクトル表示方式	
		最大値	標準偏差
No. 1	0.057	0.062	0.018
No. 2	0.108	0.116	0.043
No. 3	0.037	0.045	0.010
No. 4	0.036	0.041	0.009
No. 5	0.045	0.048	0.014

れほど評価誤差の影響が大きいので，評価値が大きくなるベクトル表示方式が保証の観点からも有利である．次節以降の回転非同期振れ (NRR0) の評価は，すべてベクトル表示方式とする．

5.4 軸受単体の運動解析プログラムと計算結果

前節では，転がり軸受単体のラジアル方向回転精度を精度良く測定できる装置とベクトル方式の NRR0 評価について述べた．本節では，今後の高回転精度要求に対処するための新たな設計的工夫を検討する際に用いた玉軸受の運動解析プログラムと HDD スピンドルモータ用玉軸受 695 を例にした計算結果について述べる．

5.4.1 玉軸受の運動解析プログラム

これまでも転がり軸受の理論的な運動解析 (振動解析) は行われているが，計算モデルの厳密性や解析精度に課題が残る^{8)~10)}．そこで，玉軸受を二次元平面モデルとして，軸心のラジアル挙動を内部の力の釣り合いから計算するプログラムを改良して，玉軸受のラジアル方向回転精度の計算を行った¹¹⁾．玉軸受運動解析プログラムの概略を以下に示す．すべての転動体が内輪，外輪と弾性接触しており，滑らずに純転がりをしていることを前提としている．

図 5.20 に内外輪と転動体の位置関係を示す．内外輪と転動体は純転がりなので，内部寸法と内輪回転角によってそれぞれの接触角度位置は，以下になる．

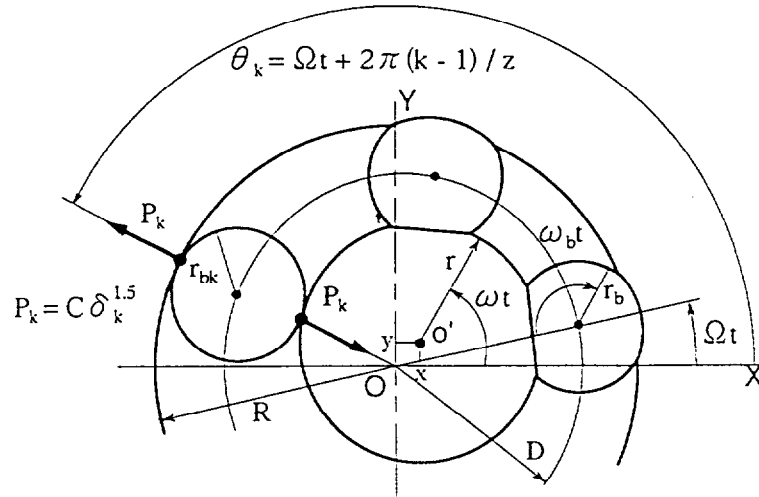


図5.20 内輪・外輪と転動体の位置関係

内輪の回転角 $\omega t = (\omega_i + \Omega) t$ のとき、

転動体1の角度位置 $\Omega_1 = \Omega t = \omega (1 - d/D) t / 2$

転動体kの角度位置 $\Omega_k = \Omega t + 2\pi(k-1)/Z$ (5.10)

転動体の回転角 $\omega_b t = \omega t \times (D/d - d/D) / 2$

ここで、転動体直径： $d_k = d$ ，転動体ピッチ円直径： D

内輪軌道面半径： $r_i = (D - d)/2$

外輪軌道面半径： $r_o = (D + d)/2$

さらに、内外輪と転動体の弾性接触変位量 δ_k が等しいと仮定すると、軸心が偏心していない場合の変位量 δ_k は、

$$\delta_k = (r_i + d_k - r_o) / 2 \quad (5.11)$$

である。軸心が x ， y に偏心したときには、変位量 δ_k は式(5.12)のようになる。

$$\delta_k = (r_i + d_k - r_o + x \cos \theta_k + y \sin \theta_k) / 2 \quad (5.12)$$

各転動体と内外輪に作用する力を考えると、変位量が δ_k の場合にはヘルツの弾性接触理論から、 C を定数として次式のようになる。

$$P_k = C \delta_k^{1.5} \quad (5.13)$$

軸受全体の x, y 軸方向の力の釣り合いを考えると、それらの合力が 0 になる位置に軸心は移動するので、軸心の座標は式 (5.14), (5.15) の連立식을解くことによって求められる。方程式は転動体の数と等しく、非線形方程式となるので、コンピュータを用いてニュートン・ラフソン法で数値計算する。

$$\text{x 方向} : \sum_{k=1}^Z C \delta_k^{1.5} \cos \theta_k = 0 \quad (5.14)$$

$$\text{y 方向} : \sum_{k=1}^Z C \delta_k^{1.5} \sin \theta_k = 0 \quad (5.15)$$

内輪の回転角を変化させながら計算を繰り返すと、内輪回転角に応じた軸心挙動 (X, Y 方向) が計算される。この際、形状誤差は、 r_i , r_o , d_k に数値として加えられる。計算された中心の挙動を用いて、軸受単体のラジアル方向回転精度や NRR0 を求めることができる。転がり軸受の回転精度は、NRR0 として評価されるので、本節ではベクトル表示方式 NRR0 の最大値を求めることにした。

5.4.2 計算条件

計算対象とした軸受は、極小玉軸受 695 である。玉軸受が 2 個単列で構成するスピンドルにおいて、高回転精度を要求される用途としては、HDD のスピンドルモータが代表的である。そこで、前章のスピンドルに用いた軸受とは異なるが、スピンドルモータに多く用いられている 695 を例にした。その諸元を表 5.5 に示す。また、共通とした計算条件を表 5.6 に示す。

また、計算値はラジアル振れの測定に用いるセンサの検出限界（分解能）である 1nm までとし、1nm 未満は 0 とすることにした。計算時間は、1 周当たりの分割数や計算周数に依存するが、表 5.6 の条件で 10～15 分程度 (CPU Pentium 100MHz, Fortran 言語) である。与える形状誤差の山数や振幅が大きくなると収束に必要な繰返し計算数が増えて、計算時間は長くなる。

表 5.5 軸受諸元

軸受形番	6 9 5
外形寸法	内径 $\phi 5 \times$ 外径 $\phi 13 \times$ 幅 4
転動体	直径 $\phi 2.000\text{mm}$, 個数 $Z = 8$
溝半径	$r_e = 1.06$, $r_i = 1.04 \text{ mm}$
転動体PCD	9.0 mm

表 5.6 計算条件

分割数	256点／周
計算周数	50 周
弾性接触量	3 μm
収束判定条件	10^{-4} (ニュートン・ラフソン法の収束判定)

5.4.3 回転精度に及ぼす形状誤差の影響

(a) 軌道面形状誤差

極小玉軸受 695 を対象に、転動体は真円・寸法相互差 0 として、外輪、内輪の一方に正弦波 ($A \sin B\theta$) の形状誤差を与えた場合の計算結果 (ベクトル表示方式 NRR0 の最大値) を表 5.7, 表 5.8 に示す。

なお、与えた形状誤差の山数 B は、実際の真円度測定データに基づき 10 山までとした。また、振幅 A は影響を顕著にするため実際よりかなり大きな値まで計算を行った (実際の内外輪軌道面の真円度は、 $0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ である。)

内輪、外輪とも与えた形状誤差成分が $Z \pm 1$ (Z : 転動体数) のときに、与えた形状振幅の約 2 倍まで大きくなり、それ以外の山数では、振幅が $1 \mu\text{m}$ 近くにならないければ、 1nm 未満である。

(b) 転動体形状誤差

極小玉軸受695を対象に、内外輪軌道面は真円、転動体1個だけ(寸法相互差0)に正弦波($A \sin B\theta$)の形状誤差を与えた場合の計算結果を表5.9に示す。転動体は内外輪と比較して真円度が良いため、与える誤差山数 B は8山、誤差振幅 A は $0.1 \mu\text{m}$ までとした。形状誤差形状誤差成分が偶数のときにラジアル振れは与えた誤差振幅と同程度に現れるが、奇数では誤差振幅が大きくなっても、NRR0は1nm以下である。

表5.7 外輪形状誤差とNRR0最大値 (μm)

山数 \ 振幅	0.05	0.1	0.3	0.5	0.8	1.0	1.5	2.0
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0.001	0.002	0.008	0.022
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0.001	0.002	0.009	0.022
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0.099	0.198	0.593	0.988	1.580	1.975	2.963	3.952
8	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0.099	0.198	0.593	0.988	1.582	1.977	2.965	3.954
10	0	0	0	0	0	0	0	0

0は1nm未満を示す

表5.8 内輪形状誤差とNRR0最大値 (μm)

山数 \ 振幅	0.05	0.1	0.3	0.5	0.8	1.0	1.5	2.0
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0.001	0.002	0.008	0.021
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0.001	0.002	0.009	0.022
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0.099	0.198	0.593	0.989	1.582	1.978	2.966	3.955
8	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0.099	0.198	0.593	0.992	1.588	1.985	2.977	3.964
10	0	0	0	0	0	0	0	0

0は1nm未満を示す

表 5.9 転動体(1個)形状誤差とNRR0最大値 (μm)

山数 \ 振幅	0.005	0.01	0.03	0.05	0.1
2	0.005	0.009	0.027	0.046	0.091
3	0	0	0	0	0
4	0.005	0.010	0.031	0.051	0.103
5	0	0	0	0	0
6	0.04	0.009	0.027	0.045	0.090
7	0	0	0	0	0
8	0.005	0.011	0.032	0.053	0.107

0は1nm未満を示す

(c) 転動体寸法差の影響

① 転動体 1 個に寸法差を与えた場合

内外輪軌道面，転動体は真円として転動体 1 個だけに寸法差を与えた場合の計算結果を図 5.21 に示す．寸法差は転動体標準直径 2mm に対して $\pm 1\mu\text{m}$ まで与えた．計算結果から，与えた寸法差の約 1/2 が NRR0 として現れることがわかった．

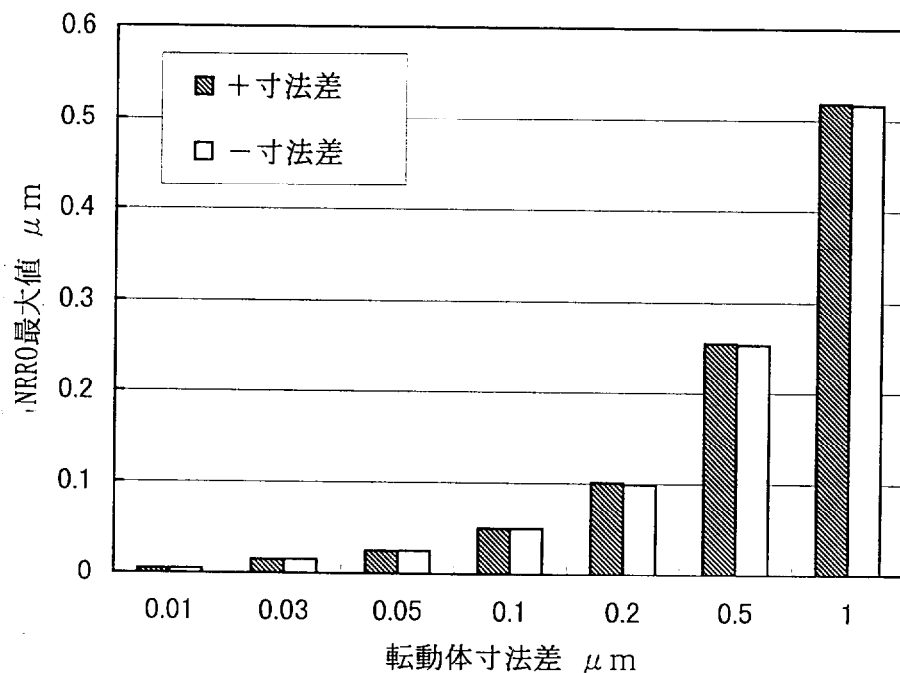


図 5.21 回転精度に及ぼす転動体寸法差(1個)の影響 (695)

② 転動体複数個に寸法差を与えた場合

極小玉軸受695を対象に，内外輪軌道面，転動体は真円として，転動体複数個に寸法差を与えた場合の計算結果を図5.23～図5.25に示す．寸法差は転動体標準直径2mmに対して $+1\mu\text{m}$ まで与えた．また，複数個に寸法差を与える場合には，寸法差を与えた転動体の配置も考慮しなければならない．図5.22のように転動体に番号を付けて配置を表すことにした．

計算結果から，配置によって大きな影響を受けることがわかった．寸法差を与えた転動体が連続するとNRROは大きくなり，与えた寸法差よりも大きくなる場合もあった．しかし，寸法差を与えた転動体が180度対向した場合や90度間隔に配置された場合には，寸法差が $1\mu\text{m}$ であってもNRROは1nm未満であった．寸法差を与えた転動体の配置がばらけてくるとNRROは小さくなる傾向を示し，転動体1個に寸法差を与えた場合よりも小さくなる場合もある．

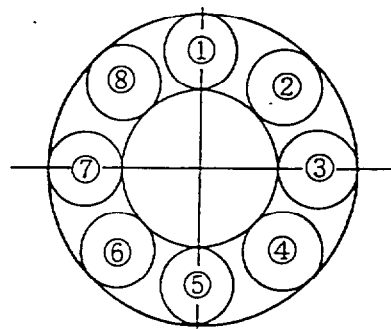


図5.22 転動体配置番号

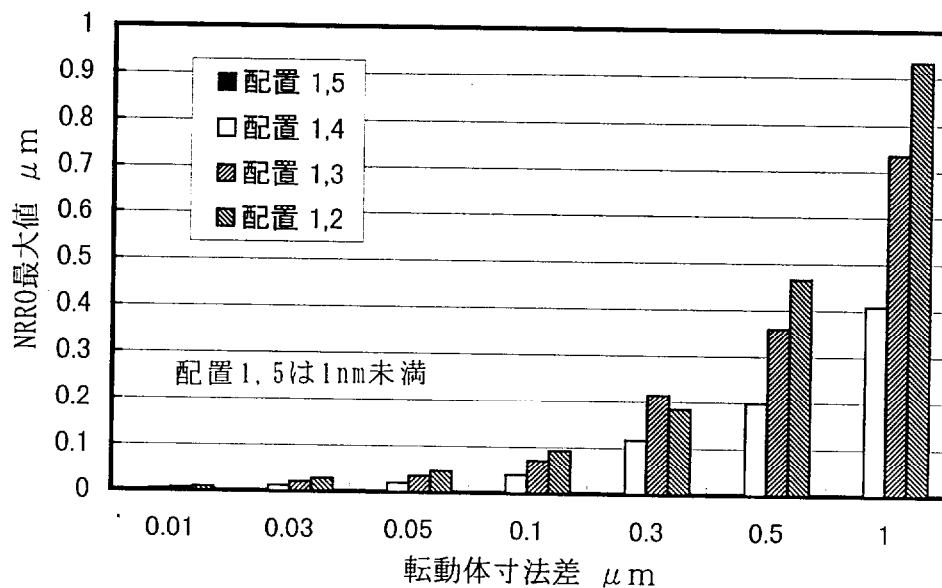


図5.23 回転精度に及ぼす転動体寸法差(2個)の影響(695)

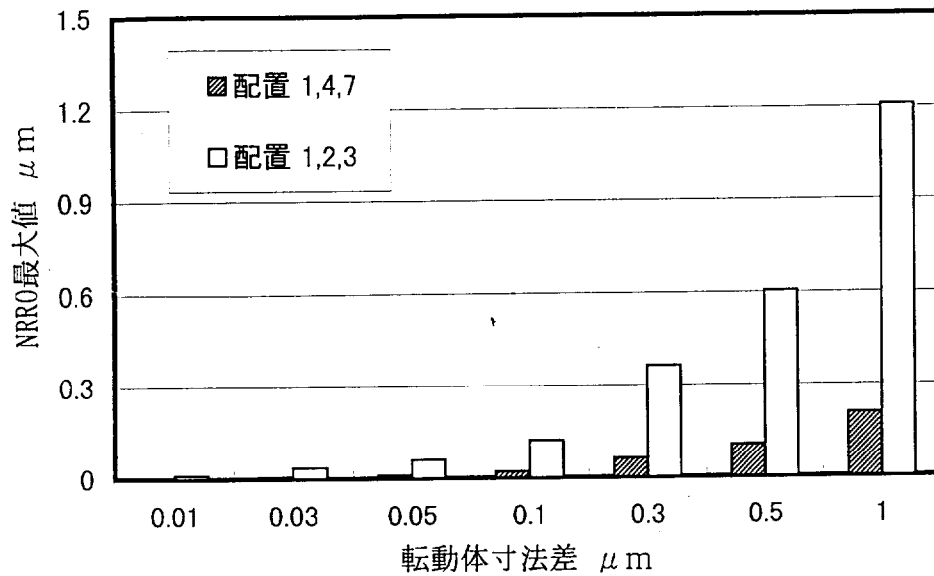


図 5. 24 回転精度に及ぼす転動体寸法差 (3個) の影響 (695)

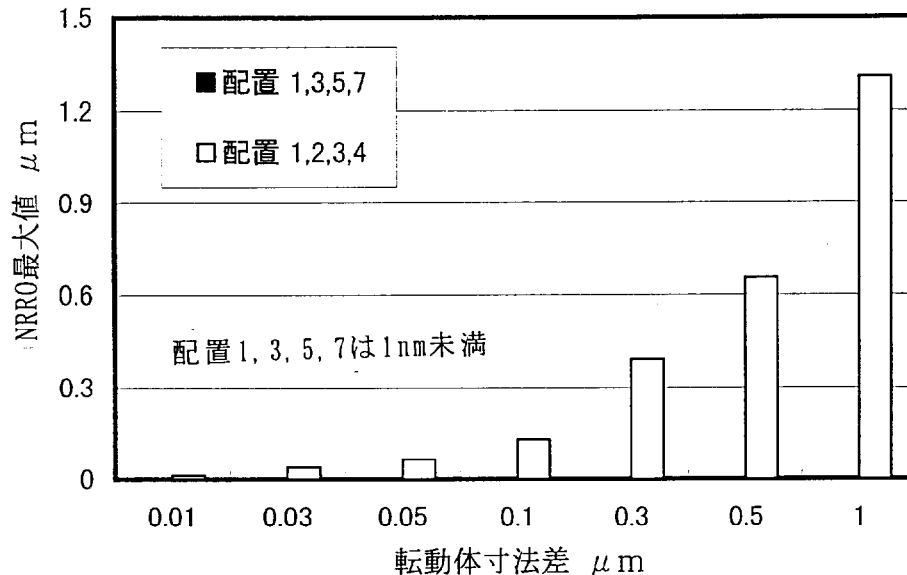


図 5. 25 回転精度に及ぼす転動体寸法差 (4個) の影響 (695)

(d) 転動体 1 個に不等配を与えた場合

極小玉軸受 695 を対象に，内外輪軌道面，転動体は真円として，転動体 1 個だけに配置の不等配を与えた場合の計算結果を図 5. 26 に示す．不等配量は最大 2° まで与えた．計算結果は， 0.1 度までは変化がなく，それより不等配量が大きくなるとラジアル振れも大きくなる．不等配が 1° で $0.008 \mu m$ ， 2° になると $0.023 \mu m$ 大きくなり，回転精度において，転動体不等配の影響も無視できないことが明らかになった．

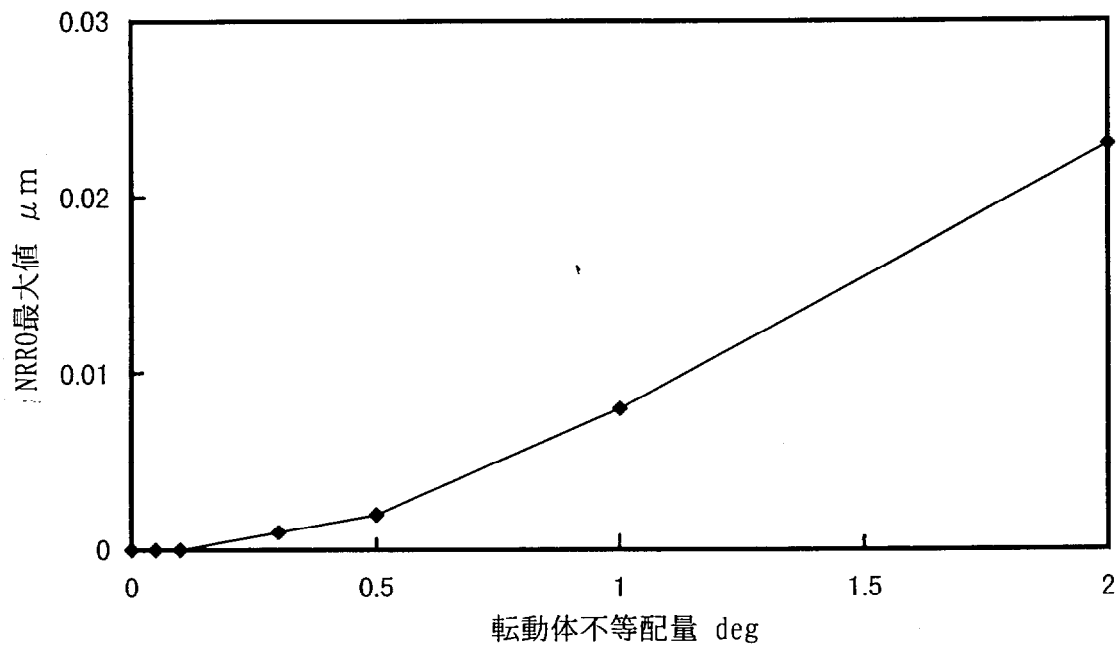


図 5. 26 回転精度に及ぼす転動体不等配の影響 (695)

5. 5 軸受単体の回転精度を向上させる設計諸元の検討

前節の計算プログラムを応用すれば，ラジアル方向の回転精度を向上させるような軸受の最適設計を検討することかできる．そこで本節では，回転精度向上に効果が大きく，設計変更が比較的容易と考えられる転動体数をパラメータにして回転精度との関係を調べ，最適な転動体数を明らかにすることを目的とする．したがって，計算では既存の型番ではなく，転動体数をできる限り多く実装できるように検討した軸受の諸元（外形寸法は695と同じで，転動体PCD=9.7mm, 転動体直径=1.0mm）で計算を行った．計算条件は，前節表5.6と同じであり，ベクトル表示方式のNRR0最大値を求めた．

5. 5. 1 外輪（内輪）形状誤差山数との関係

内輪軌道面は真円，転動体は真円・寸法相互差0として，転動体数と外輪軌道面形状誤差の山数を変えて計算した結果を表5.10に示す．形状誤差の振幅は，関連をより明確にするために $1\mu\text{m}$ （真円度で $2\mu\text{m}$ ）とした．転動体数(Z)は7～20個，形状誤差山数(B)は，実際の軌道面測定において現れる山数を参考にして，2～10山まで計算した．

この結果を分析すると，現れたNRR0の大きさによって，転動体数 Z と形

表 5.10 転動体数，外輪形状誤差山数とNRR0の関係 (μm)

誤差山数 転動体数	2山	3山	4山	5山	6山	7山	8山	9山	10山
7	0.007	0.129	0.130	0.007	2.001	0	2.003	0.007	0
8	0	0.006	0	0.006	0	1.999	0	1.999	0
9	0.001	0	0.130	0.130	0	0.001	2.005	0	2.006
10	0	0.006	0	0	0	0.006	0	2.008	0
11	0	0.001	0.006	0.129	0.129	0.006	0.001	0	2.003
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0	0.001	0.006	0	0.130	0.130	0	0.006	0.001
14	0	0	0	0.006	0	0	0	0.006	0
15	0	0	0.001	0	0	0.130	0.129	0	0
16	0	0	0	0.006	0	0	0	0	0
17	0	0	0.001	0	0.006	0	0.131	0.131	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0.001	0.006	0	0	0.131	0.131
20	0	0	0	0	0	0.006	0	0	0

0表示はすべて1nm未満

状誤差山数Yに規則性があることがわかる。

(Ⅰ)数値が囲まれている部分

この部分は，外輪形状誤差が振動発生の原因となっている $B=nZ \pm 1$ (この場合は $n=1$) の関係が成立している部分であり，与えた振幅の，倍程度がNRR0として現れている。図5.27に示すように転動体の位置と外輪形状の関係から軸受中心の振れが大きくなり，振れの回転非同期成分であるNRR0も大きくなる。

(Ⅱ)強調文字の部分

これまでは，形状誤差の山数 $B=nZ \pm 1$ が振動を発生させる山数であると考えられていた。この部分は， $B=nZ \pm 1$ には該当していないが，もう少し詳しく分析すると，

$$B = (n_1 Z \pm 1) / n_2, \text{ ここで } n_1, n_2 : \text{ 自然数 } \quad (5.16)$$

において、 $n_2=2$ としたときに B が正数となる箇所であることがわかる．
例えば、

転動体数 Z	$Z \pm 1$	$(Z \pm 1)/2$
7	6, 8	3, 4
13	12, 14	6, 7
17	16, 18	8, 9

である．他の部分でも同様な関係になっている．この部分でNRR0が現れる理由は、定性的には図5.27と同じように説明ができる．図5.28に示すように外輪の山数は図5.27の半分であっても、転動体と外輪形状の位置

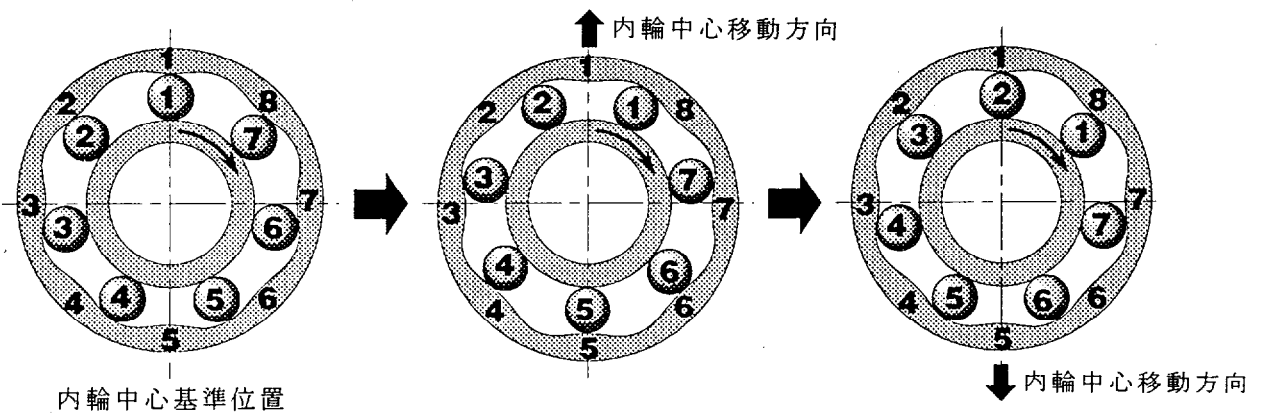


図5.27 誤差山数=8，転動体数=7における転動体と形状誤差の位置関係

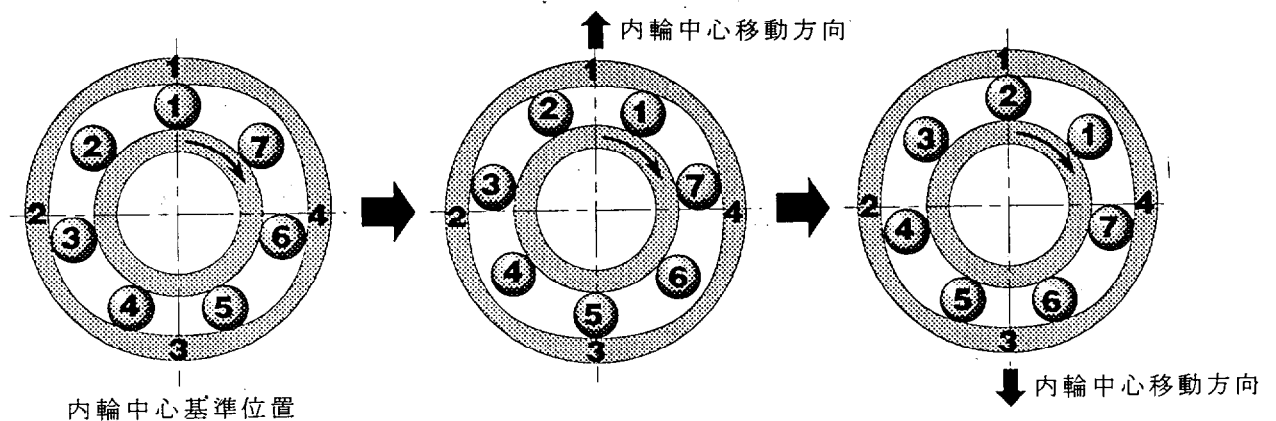


図5.28 誤差山数=4，転動体数=7における転動体と形状誤差の位置関係

関係は対称にならない．NRR0としては $0.13\mu\text{m}$ 程度で， $B=Z\pm 1$ の場合と比較すると $1/15$ 程度であるが，将来軸受単体に要求されているNRR0は数 10nm であり，外輪変形等を考慮すれば，この部分で現れるNRR0を無視することはできない．

(Ⅲ)斜体文字の部分

この部分は式(5.16)において， $n_2=3$ としたときに B が正数となる箇所であることがわかる．例えば，

転動体数 Z	$Z\pm 1$, $2Z\pm 1$	$(Z\pm 1), (2Z\pm 1)/3$
7	<u>6</u> , 8 , 13, <u>15</u>	2 , 5
10	<u>9</u> , 11 , 20, <u>21</u>	3 , 7
14	13, <u>15</u> , <u>27</u> , 29	5 , 9

である．他の部分でも同様な関係になっている．この部分でNRR0が現れる原因は， $n_2=2$ の場合と同じである．ただし，NRR0としては $0.006\mu\text{m}$ 程度であり， $n_2=2$ の場合と比較して $1/21$ 程度になる．この部分で現れるNRR0も軸受単体に要求されているNRR0を考慮すれば，無視することはできない．与える誤差振幅を大きくして計算すれば，さらに $n_2=4$ でもNRR0は現れると考えられるが，現実問題では本章程度の条件で十分と考えられる．

また，転動体数が山数の倍数になっている部分には，NRR0は現れていないことがわかる．転動体数が山数の倍数である場合には，図5.29に示

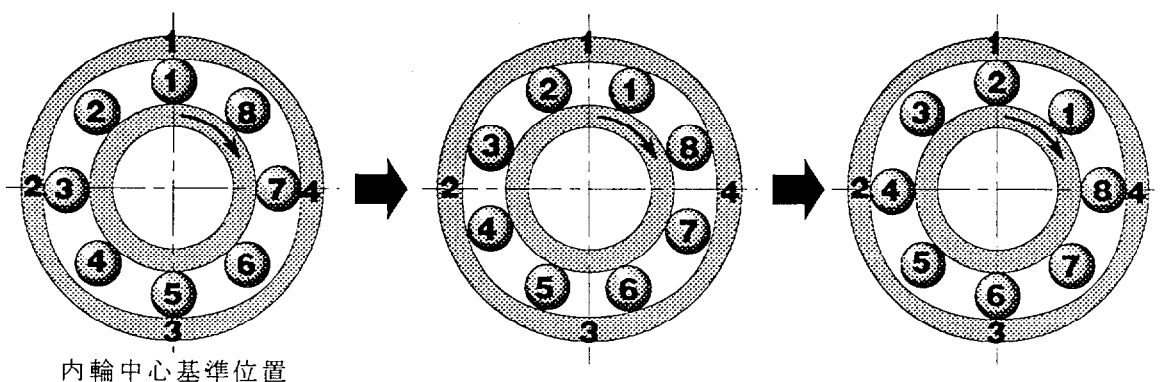


図5.29 誤差山数=4，転動体数=8における転動体と形状誤差の位置関係

すように転動体と形状の位置関係が常に対称になり，内輪が回転しても外輪が収縮するだけで中心の移動は起こらない．従って，NRR0は非常に小さくなっていると考えられる．

これまでは，NRR0が大きく現れる部分に着目したが，表5.10において転動体数に着目すると，形状誤差山数が10山までの範囲においては， $Z=12, 18$ でNRR0が現れていないことがわかる． $Z=12, 18$ の場合には，

①10山までの範囲において，転動体数と山数の関係が上述した(I)～(III)にならない．

②約数に低周波山成分を多く持っている．

などのためにNRR0が現れなかったと考えられる．外輪軌道面の形状誤差は10山程度までの低周波成分が支配的であり，それらを約数として多く持つような転動体数がNRR0において外輪軌道面の形状誤差の影響を受けないと考えられる．このような条件を満たす転動体数は，12，18，24，36，48等である．

また，内輪軌道面に形状誤差を与えた場合においても，定量的に外輪軌道面に形状誤差を与えた場合と同様になることも確認してある．

5.5.2 転動体形状誤差山数との関係

内外輪軌道面は真円，転動体は寸法相互差0として，転動体数と転動体1個に形状誤差を与えて，その山数を変えた場合の計算結果を表5.11に示す．形状誤差の振幅は， $0.05\mu\text{m}$ (真円度で $0.1\mu\text{m}$)，転動体数は7～20個，形状誤差山数は，2～10山まで計算した．形状誤差の山数が偶数の場合だけNRR0として現れて，奇数の場合には1nm未満であった．この原因は次のように考えることができる．

転動体の自転角を θ とすると，内輪と転動体が接触する位置における形状誤差 E_i は $A\sin B\theta$ となる．外輪と接触する位置は，位相が π ずれているので，外輪接触位置での形状誤差 E_o は， $A\sin B(\theta + \pi)$ となる．山数が奇数の場合には， $E_i = -E_o$ となる．したがって， $E_i + E_o$ は常に0となり，転動体の直径は変化せず，見かけ上真円と同じになる．軸受内部の力の釣り合いが乱れないので，NRR0は現れない．

それに対して，山数が偶数の場合には $E_i = E_o$ なので， $E_i + E_o = 2E_o (=2E_i)$

表 5.11 転動体数，転動体形状誤差山数とNRR0の関係 (μm)

誤差山数 転動体数	2山	3山	4山	5山	6山	7山	8山	9山	10山
7	0.059	0	0.059	0	0.060	0	0.061	0	0.063
8	0.051	0	0.052	0	0.052	0	0.054	0	0.056
9	0.046	0	0.046	0	0.046	0	0.048	0	0.049
10	0.041	0	0.041	0	0.042	0	0.043	0	0.044
11	0.037	0	0.038	0	0.038	0	0.039	0	0.040
12	0.034	0	0.035	0	0.035	0	0.036	0	0.037
13	0.032	0	0.032	0	0.032	0	0.033	0	0.035
14	0.029	0	0.030	0	0.030	0	0.031	0	0.032
15	0.027	0	0.028	0	0.028	0	0.029	0	0.030
16	0.026	0	0.026	0	0.026	0	0.027	0	0.028
17	0.024	0	0.024	0	0.025	0	0.025	0	0.026
18	0.023	0	0.023	0	0.023	0	0.024	0	0.025
19	0.022	0	0.022	0	0.022	0	0.023	0	0.024
20	0.021	0	0.021	0	0.021	0	0.022	0	0.023

0表示はすべて1nm未満

となる．転動体の直径が変化しながら公転するので，軸受内部の力の釣り合いが変化して，NRR0が現れると考えられる．

また，偶数山の場合には，転動体数が多くなるとNRR0は小さくなることわかる．これは，転動体数が多くなると形状誤差に起因して発生した円周方向の応力がより平均化されるためと考えられる．形状誤差の山数とNRR0の関係については，偶数の山数が増えても，現れるNRR0最大値には，大きな差は見られなかった．

5.5.3 転動体寸法差との関係

内外輪軌道面，転動体は真円として，転動体1個に寸法差 $+0.06\mu\text{m}$ を与えた場合の転動体数とNRR0最大値の関係を図5.30に示す．転動体数は7～20個で計算した．これより，転動体数が多くなるとNRR0は一様に減少することがわかる．ただし，減少勾配は一定ではなく，転動体数が多くなると収束に向かっている．

寸法差を変えて行った計算結果を図5.31に示す。寸法差は $0.03\mu\text{m}$ 、 $0.06\mu\text{m}$ 、 $0.13\mu\text{m}$ を与えた。これより、転動体の寸法差とNRR0は比例関係にあることがわかる。

本節の結果から、高回転精度を達成するための転動体数については、約数を多く持ち、できる限り多数の方が形状誤差・寸法誤差の影響を受けにくいと言える。しかし、実際に軸受を製作、使用するに当たっては組立効率や強度的な問題も検討しなければならない。現在の状況を踏ま

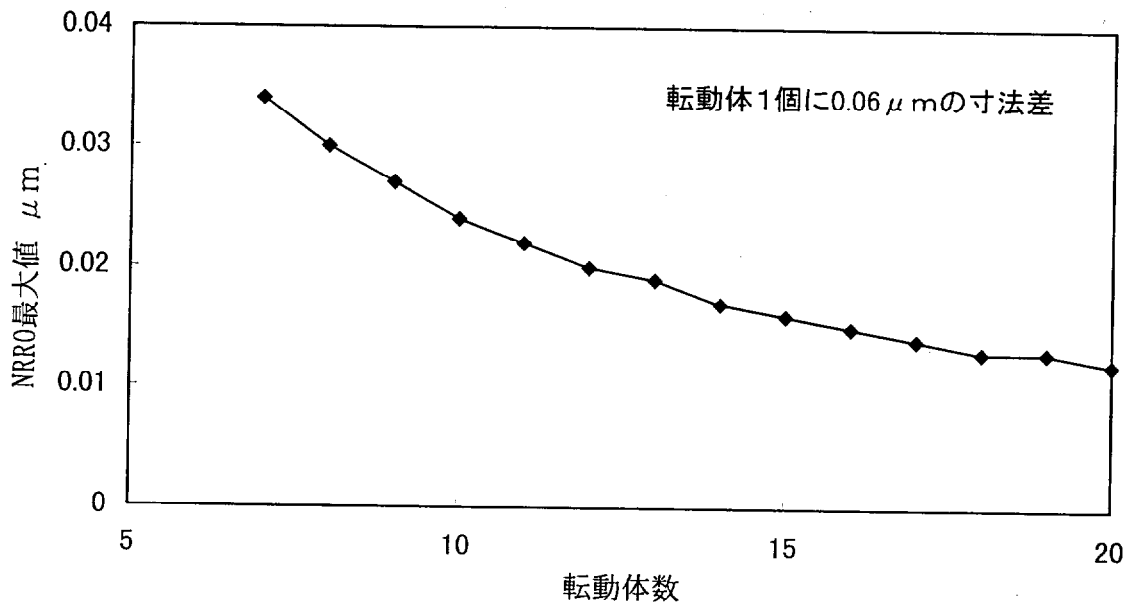


図5.30 転動体数とNRR0の関係(転動体1個に寸法差 $+0.06\mu\text{m}$)

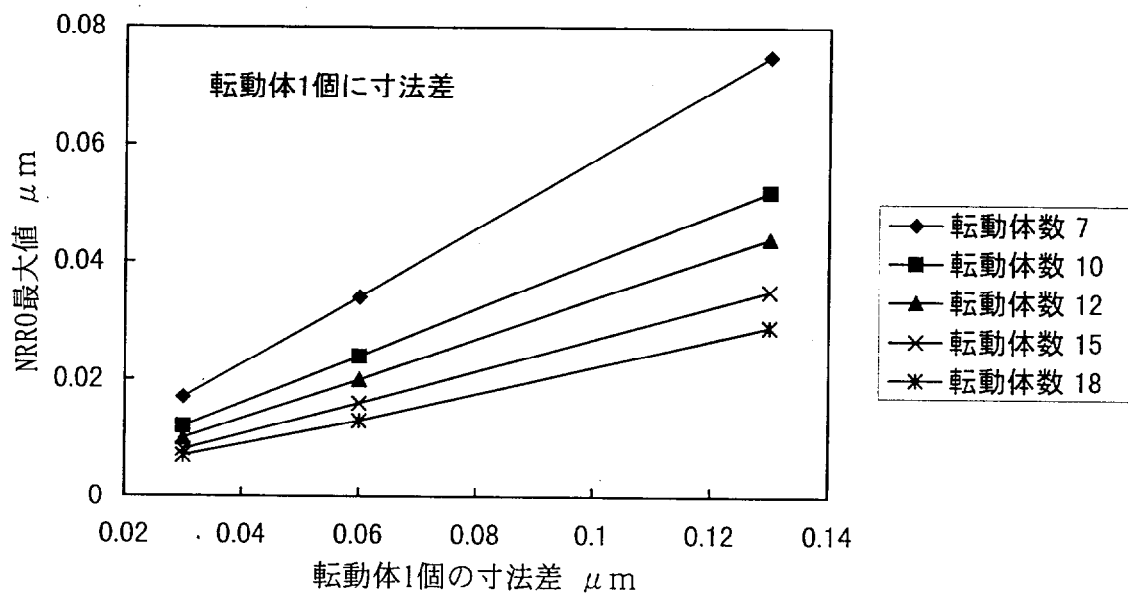


図5.31 寸法差と転動体数を変えた場合のNRR0

えれば、他の性能を低下させずに、高回転精度を実現できる転動体数は、12が最良と考えられる。

5.6 12個ボール玉軸受のラジアル方向回転精度測定

前節で、回転精度を向上させる設計諸元のひとつとして、転動体数12の玉軸受を理論解析から導き出した。内外輪軌道面の10山までの形状誤差(うねり)の影響を受けないこと、転動体寸法相互差の影響が緩和されること等から、これらが事実であればHDD用玉軸受においてコストを押さえて回転精度を向上させる上で非常に有効である。そこで、HDDスイングアーム用12個ボール玉軸受SR1810を対象として、5.1節で述べた軸受単体の回転精度測定装置を用いて、ラジアル方向回転精度測定を行い、転動体数12の有効性を実験的に検証した結果について述べる。

5.6.1 測定軸受と測定条件

これまでの理論解析を検証するために、12個ボール玉軸受SR1810を用いて、回転精度測定を行った。SR1810の諸元を表5.12に示す。また、基本的な測定条件を表5.13に示す。回転精度測定は、図5.11の装置を用いて、回転開始から5分後に行った。潤滑剤の影響をできるだけ避けるために、本測定では無添加ベースオイルを用いた微量油潤滑(2mg)とした。

5.6.2 NRR0最大値の測定結果

SR1810を30個測定して作成したNRR0最大値の分布を図5.32に示す。分布の平均値は $0.054\mu\text{m}$ 、最小値は $0.036\mu\text{m}$ 、最大値は $0.079\mu\text{m}$ であった。これまでに測定されている695(8個ボール)のNRR0最大値の平均値が

表 5.12 SR1810諸元

寸 法	内径7.938mm×外径12.7mm×幅3.967mm
材 質	内外輪，転動体すべて LNS125
転 動 体	直径1.2mm (精度等級 G5) 12個 要求精度：直径相互差 $0.18\mu\text{m}$ 真球度 $0.13\mu\text{m}$ 直径不同 $0.13\mu\text{m}$
保 持 器	プラスチック (P66G31U)

表 5.13 測定条件

回 転 速 度	1800 rpm
回 転 方 向	CCW
アキシアル荷重	転動体数12個で 9.8 N
測定データ数	256点/周, 50周分
潤 滑	無添加基油 (26cst at 40℃) 2 mg

0.084 μm (ポーラプロットの線幅最大値)であることから¹²⁾, 12個ボールのSR1810は良好なNRR0を示していることが確認された。

また, SR1810に使用されているボールの精度等級はG5であり, HDDスピンドルモータ用として従来使用されているボールの精度等級(JIS規定G3よりも厳しい規格値)より劣っている。それにもかかわらず, 軸受としてのNRR0が小さくなっていたのは, 転動体数を12としたことによって, 転動体の誤差成分の影響も緩和されているためと考えられる。

5.6.3 転動体数を変化させた場合との比較

SR1810は転動体数が12で約数が多く, プラスチック保持器のため, 12個以外に転動体数を3, 4, 6とした場合でも転動体を等配置にすることができる。そこで同じ内外輪を用いて転動体数を変えた場合のNRR0測定(軸

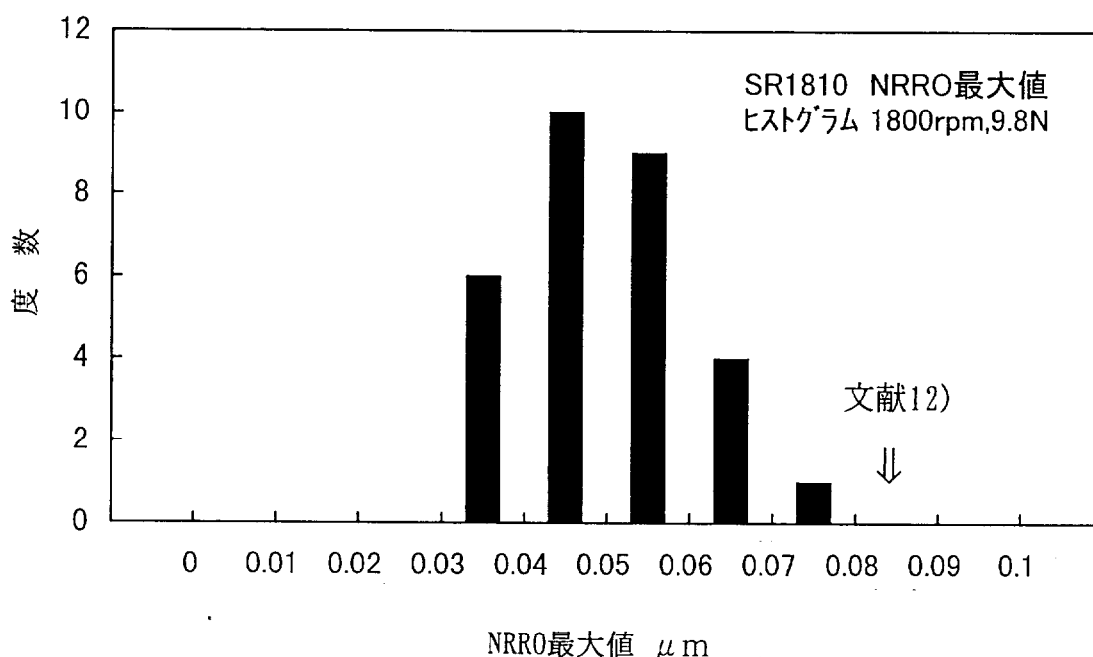


図 5.32 SR1810のNRR0最大値分布(測定個数30)

受として5組)を行った。この際、玉径相互差の影響を考慮して、転動体数を変える場合には図5.33のような配置の転動体を使った。(白丸位置のボールを使用、保持器の1カ所にマークを付けて位置関係が保てるようにしてある)

また、予圧に相当するアキシアル荷重は、転動体1個の負担が同じなるように転動体数に応じて設定した。各転動体数におけるアキシアル荷重は、

$$\text{転動体数} \times 9.8 / 12 \quad [\text{N}] \quad (5.17)$$

とした。

5個のSR1810を使用して転動体数を12, 6, 4, 3と減少させた場合のNRR0最大値の変化を表5.14と図5.34に示す。転動体数を減少させるとNRR0はかなり大きくなった。これは、転動体数が小さいほど、内外輪軌道面に含まれる低周波山成分の影響を大きく受けたためと考えられる。(実際の内外輪軌道面の真円度測定データは、後述図5.35以降参照のこと)

5.6.4 外輪に特定形状誤差を与えた場合の測定結果

通常、外輪軌道面の形状誤差は、2山(だ円)、3山(三角)等が大きく、高次になるにつれて小さくなっている。転動体数を12にした場合には、軌道面の10山までの山成分があっても理論上はNRR0に影響を与えない。このことを確認するために、10山までにおいて軌道面に特定山成分を大

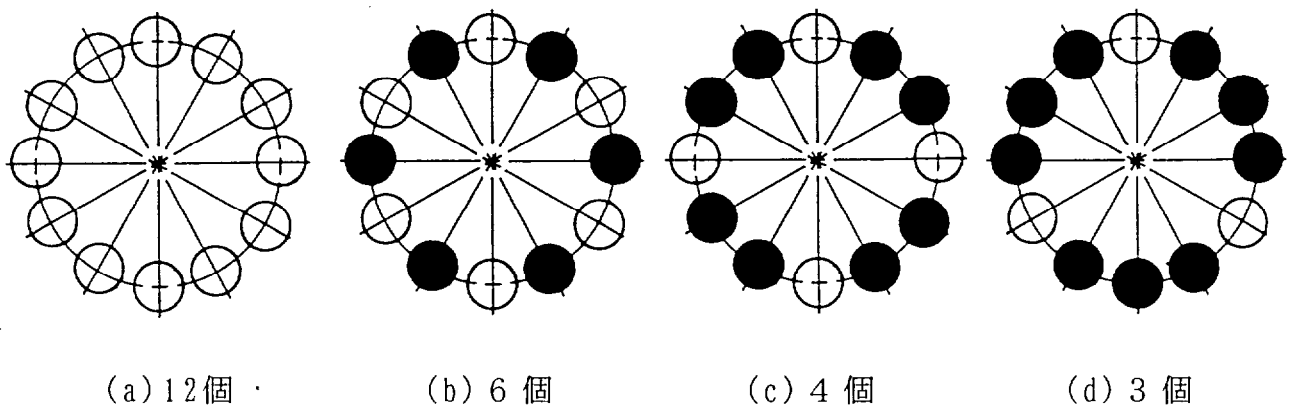


図5.33 転動体数を変える場合使用する転動体の配置
(白丸位置のボールを使用)

表 5. 14 転動体数を変えた場合のNRR0最大値(5分ならし運転後)

	転動体数 12	転動体数 6	転動体数 4	転動体数 3
No. 1	0.048 μm	0.132 μm	0.279 μm	0.709 μm
No. 2	0.060	0.128	0.316	0.979
No. 3	0.057	0.106	0.217	0.656
No. 4	0.056	0.113	0.328	1.023
No. 5	0.059	0.125	0.306	0.635

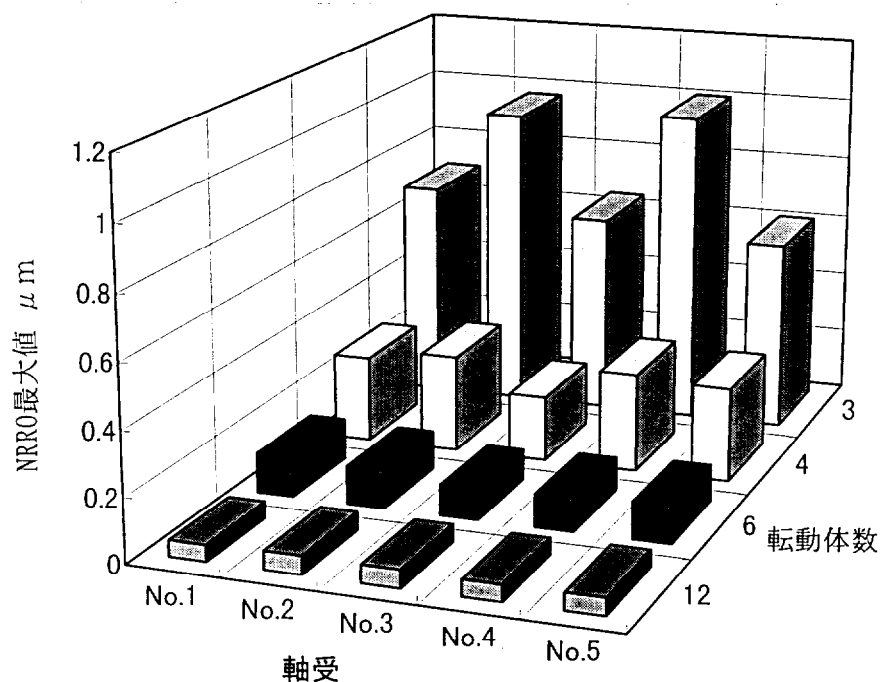


図 5. 34 転動体数を変えた場合のNRR0最大値

きく付与した場合のNRR0評価を行った。

1組の内輪，転動体を用いて(転動体は配置も同じにする)，軌道面に特定山成分を付与した外輪を組み合わせた場合のNRR0最大値評価結果を表5.15に示す．振幅を大きくした山数は，表5.10において種々の転動体数でNRR0が現れる山数として5, 7, 9山を選んだ．また，衝突等で起こりやすい変形として，1ヶ所だけに傷を与えた場合の評価も行った．

特定山成分は，外輪外径面に山数分の傷を等配に付ける方法で与えた．全体の真円度は，特定山付与前より大きめであるが，オーダが変わるほどではなかった．変形後の接触点近傍の軌道面真円度と調和解析結果は

図5.35以降に示す．内輪と転動体（配置も同じ）は共通なので，表5.15に示す標準状態からのNRR0増減は，外輪軌道面形状が主な原因と推定される．それぞれの外輪軌道面形状誤差において，10山までと12個転動体でも影響を避けることができない $nZ \pm 1$ 山成分（11, 13, 23, 25）の振幅とNRR0最大値，NRR0増減の関係を表5.16に示す．

狙った山数の振幅は確かに大きくなっているが，狙い以外の山成分も大きくなってしまった．特に5山狙いのNo. 2, No. 4においては11, 13山成分も大きくしている．また，7山狙いのNo. 3は，7山も大きいがそれ以上に3山成分が大きくなっている．

しかし，測定されたNRR0最大値は，標準組合せ状態と比較すると，付与した特定山成分ではなく，特定山成分を付与した際に変化した $nZ \pm 1$ 山成分（11, 13, 23, 25）に比例して増減していることがわかる（表5.10では， $nZ \pm 1$ 山成分（片振幅）のほぼ2倍で変化）．5山を狙ったNo. 4を例にすれば，No. 4は標準の外輪よりも5山成分が $0.05 \mu\text{m}$ 以上大きくなっているが，測定されたNRR0最大値は $0.028 \mu\text{m}$ しか大きくっておらず，5山の増加分ではなく， $nZ \pm 1$ 山成分（11, 13, 23, 25）の増加分の2倍に見合っている．

他の軸受においても，表5.16の最終段に示したNRR0の変動分は上段の $nZ \pm 1$ 山成分（11, 13, 23, 25）の増減の2倍に近い値であることがわかる．特に7山付与を狙ったNo. 3外輪においては，変形を与えても $nZ \pm 1$ 山成分（11, 13, 23, 25）の和がほとんど変わらなかったために，標準組合せと同等のNRR0最大値になったと考えられる．

この結果からも，12個ボールは10山までの特定山成分の影響を受けず，低NRR0化にとって有効であることが確認された．

表5.15 外輪に特定山数を与えた場合のNRR0最大値（ μm ）

	標準 (本来の 外輪)	No. 1 (1ヶ所 変形)	No. 2 (5山 狙い)	No. 3 (7山 狙い)	No. 4 (5山 狙い)	No. 5 (9山 狙い)
NRR0最大値	0.060	0.085	0.076	0.059	0.088	0.077

表5.16 特定山成分を付与した外輪軌道面調和解析結果(片振幅)
とNRRO最大値 (μm)

	標 準 (本来の 外輪)	No. 1 (1 力所 変形)	No. 2 (5 山 狙い)	No. 3 (7 山 狙い)	No. 4 (5 山 狙い)	No. 5 (9 山 狙い)
真円度	0.199	0.586	0.348	0.238	0.258	0.537
2 山	0.085	0.166	0.092	0.033	0.023	0.204
3 山	0.016	0.070	0.029	0.048	0.013	0.012
4 山	0.007	0.066	0.022	0.012	0.015	0.022
5 山	0.005	0.038	0.059	0.004	0.058	0.025
6 山	0.002	0.021	0.006	0.009	0.010	0.006
7 山	-----	0.013	0.009	0.025	0.014	0.021
8 山	0.003	0.010	0.009	0.014	0.012	0.008
9 山	0.003	0.012	-----	0.007	0.009	0.038
10山	-----	0.015	0.014	0.005	0.011	0.013
11山	0.008	0.011	0.006	-----	0.017	0.003
13山	-----	0.007	0.007	0.006	0.006	0.006
23山	-----	0.003	0.004	-----	0.003	0.003
25山	-----	0.002	-----	-----	-----	0.002
nZ $\pm$ 1山 成分合計	0.008 (A)	0.023 (B)	0.017 (C)	0.006 (D)	0.026 (E)	0.014 (F)
標準との 増減 $\times 2$	0	0.030 (B-A) $\times 2$	0.018 (C-A) $\times 2$	-0.004 (C-A) $\times 2$	0.036 (E-A) $\times 2$	0.012 (F-A) $\times 2$
NRRO 最大値	0.060 (a)	0.085 (b)	0.076 (c)	0.059 (d)	0.088 (e)	0.077 (f)
標準との NRRO増減	0	0.025 (b-a)	0.016 (c-a)	-0.001 (d-a)	0.028 (e-a)	0.017 (f-a)

本節においける軌道面の真円度測定は，タリロンド73HPR(20万倍測定器)を用いて行った．測定条件を表5.17に示す．

表 5.17 軌道面真円度測定条件

測 定 速 度	6 rpm (センサ回転速度)
測 定 倍 率	20,000 倍 (評価は200,000倍)
ローパスフィルタ	150山
評 価 法	最小領域法

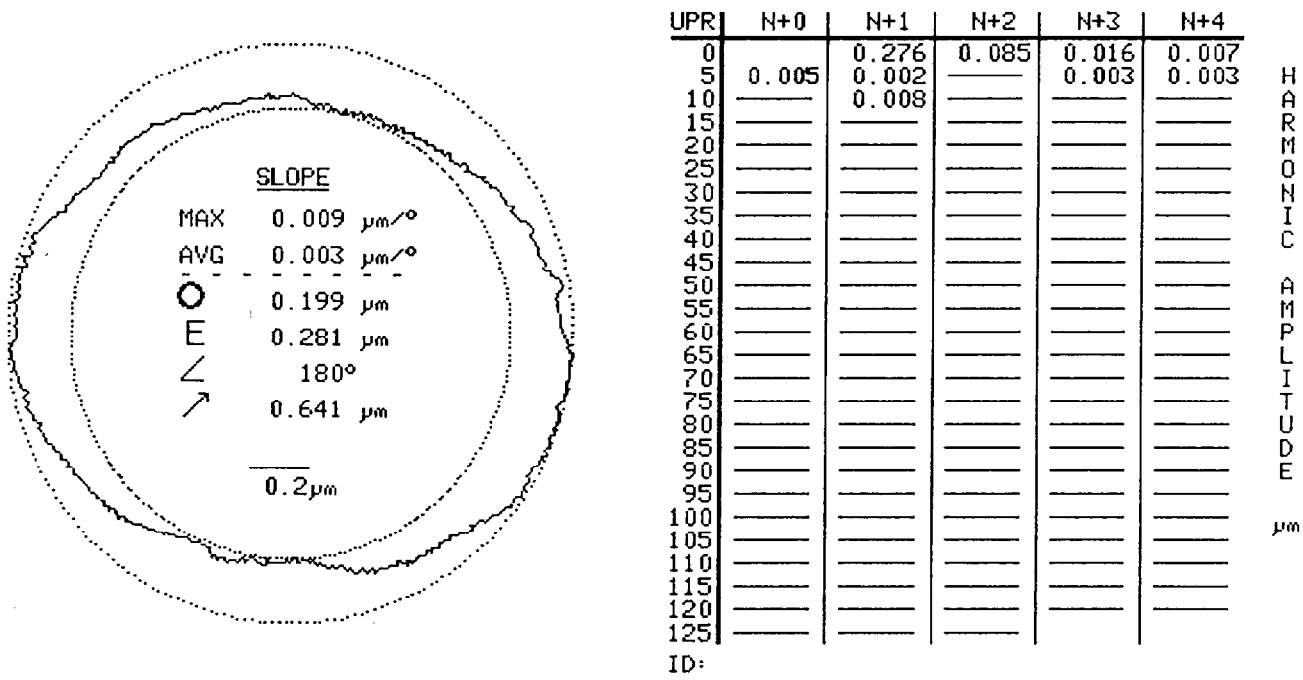
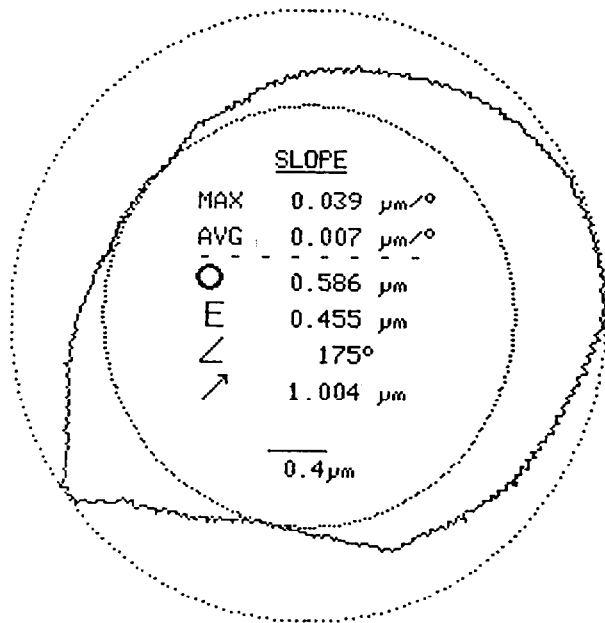
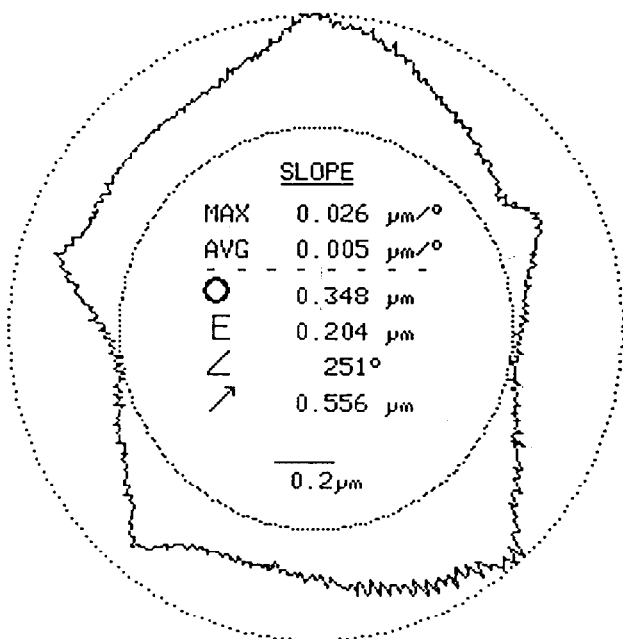


図 5.35 標準品外輪軌道面接触点近傍形状データ



UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	HARMONIC AMPLITUDE μm
0		0.293	0.166	0.070	0.066	
5	0.038	0.021	0.013	0.010	0.012	
10	0.015	0.011	0.010	0.007	0.008	
15	0.010	0.004	0.003	0.004	0.005	
20	0.004	0.002		0.003	0.003	
25	0.002					
30						
35						
40		0.003				
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80	0.003					HARMONIC AMPLITUDE μm
85						
90				0.002		
95		0.010			0.002	
100						
105						
110						
115						
120						
125	0.003					

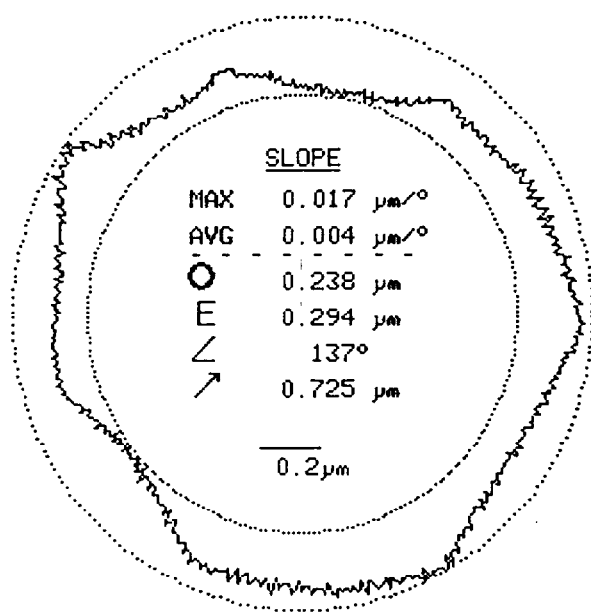
図5.36 No.1外輪(1ヶ所変形)軌道面接触点近傍形状データ



UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	HARMONIC AMPLITUDE μm
0		0.187	0.092	0.029	0.022	
5	0.059	0.006	0.009	0.009		
10	0.014	0.005	0.008	0.007	0.004	
15	0.006	0.006	0.003	0.005		
20	0.003	0.003		0.004		
25						
30			0.002			
35						
40	0.002	0.003				
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80	0.003					HARMONIC AMPLITUDE μm
85						
90				0.003		
95		0.008			0.003	
100						
105						
110						
115						
120						
125	0.004					

ID:

図5.37 No.2外輪(5山狙い)軌道面接触点近傍形状データ

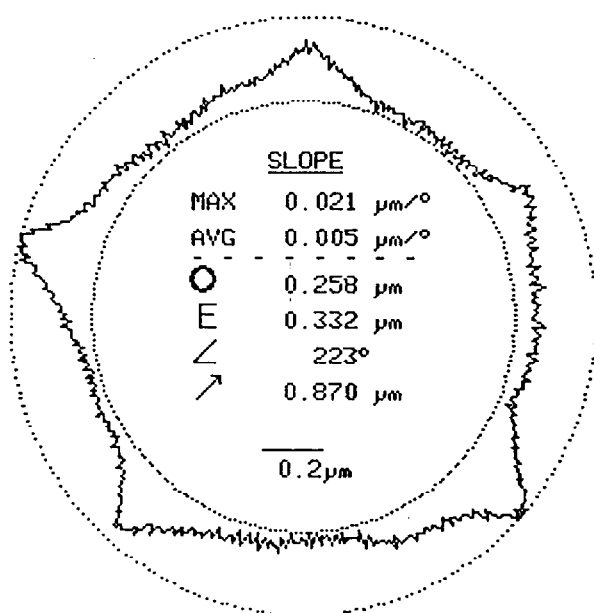


UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	
0		0.253	0.033	0.048	0.012	
5	0.004	0.009	0.025	0.014	0.007	
10	0.005		0.006	0.006	0.002	
15	0.005				0.004	
20		0.002				
25				0.002		
30						
35						
40	0.003	0.007				
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80	0.002					
85						
90				0.002		
95	0.002	0.008				
100			0.002			
105						
110						
115						
120						
125	0.003					

ID:

HARMONIC AMPLITUDE μm

図 5.38 No. 3 外輪 (7 山狙い) 軌道面接触点近傍形状データ

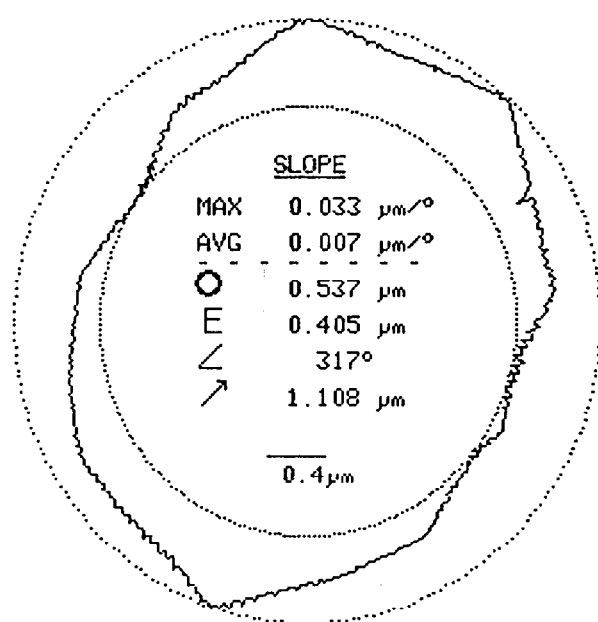


UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	
0		0.340	0.023	0.013	0.015	
5	0.058	0.010	0.014	0.012	0.009	
10	0.011	0.017	0.017	0.006	0.008	
15		0.010	0.003	0.006	0.006	
20		0.004		0.003	0.002	
25						
30						
35						
40	0.004	0.007	0.002			
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80	0.003					
85						
90				0.003	0.003	
95		0.009		0.002		
100						
105						
110						
115						
120						
125	0.003					

ID:

HARMONIC AMPLITUDE μm

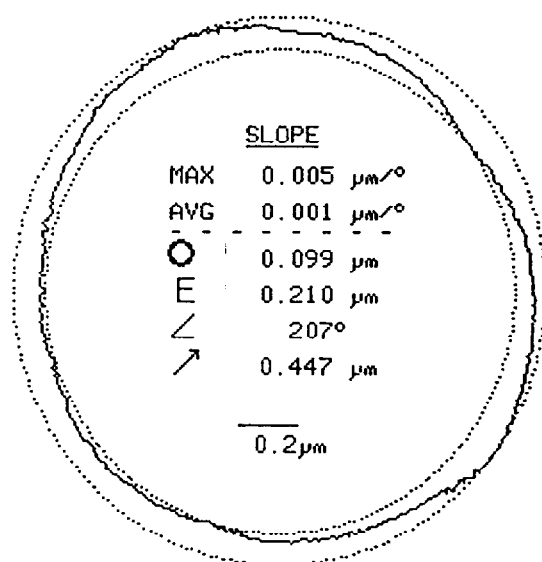
図 5.39 No. 4 外輪 (5 山狙い) 軌道面接触点近傍形状データ



UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	HARMONIC AMPLITUDE μm
0		0.373	0.204	0.012	0.022	
5	0.025	0.006	0.021	0.008	0.038	
10	0.013	0.003	0.009	0.006	0.009	
15		0.007	0.004	0.007	0.002	
20		0.002	0.004	0.003		
25	0.002		0.003	0.002		
30						
35						
40						
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80	0.002			0.003		
85						
90				0.005		
95	0.002	0.007		0.002		
100						
105						
110						
115						
120						
125	0.002					

ID:

図5.40 No.5外輪(9山狙い)軌道面接触点近傍形状データ



UPR	N+0	N+1	N+2	N+3	N+4	HARMONIC AMPLITUDE μm
0		0.191	0.027	0.021	0.002	
5	0.003		0.007	0.005		
10				0.002		
15						
20						
25						
30						
35						
40						
45						
50						
55						
60						
65						
70						
75						
80						
85						
90						
95						
100						
105						
110						
115						
120						
125						

ID:

図5.41 標準品内輪(共通内輪)軌道面接触点近傍形状データ

5.7 結言

玉軸受単体の回転精度を高精度で測定するために，過去の装置の問題点を定量的に明らかにして，それらを考慮した新しい回転精度測定装置を製作し，その実用性を検証した．その結果，次のことが明らかになった．

- (1) 従来の軸受単体回転精度測定装置では，軸受取付誤差による過大評価，測定位置，エアスピンドルのラジアル剛性による過小評価が起きやすく，正確な値が得られないことを明らかにした．
- (2) 新たに開発した測定装置を用いることにより，転がり軸受単体のラジアル方向回転精度をベクトル表示法で評価することが可能となった．
- (3) 測定精度を向上させるためには，駆動に用いるエアスピンドルの剛性，回転精度を向上させることが必要である．

二次元平面モデルによる玉軸受の運動解析プログラムを用いて，軸受各部の形状誤差，寸法誤差，玉配置の不等配等の誤差要因，転動体数をパラメータとして，回転精度の理論解析を行った．その結果，次のことが明らかになった．

- (4) 内外輪に形状誤差を与えた場合には，形状誤差の山数が $n(2 \pm 1)$ のときに誤差振幅の2倍程度のNRR0が現れる．この山数以外では，誤差振幅が μm のオーダーにならないとNRR0は1nm未満である．
- (5) 転動体1個に形状誤差を与えた場合には，形状誤差の山数が偶数のときに誤差振幅と同程度のNRR0が現れる．奇数山成分では，誤差振幅が μm のオーダーになってもNRR0は1nm未満である．
- (6) 転動体1個に寸法差を与えた場合には，与えた寸法差の約半分がNRR0として現れる．
- (7) 複数個の転動体に寸法差を与えた場合には，寸法差を与えた転動体の配置によって現れるNRR0の大きさが異なる．寸法差を与えた転動体が連続して配置された場合にはNRR0は大きくなるが， 180° 対向した場合や 90° 均等配置では，寸法差が大きくなってもNRR0は1nm未満であ

る。

(8) 転動体の配置に不等配を与えた場合には、不等配量が 0.1° より大きくなるとNRR0は増大し、 1° を越えるとNRR0として無視できない大きさになる。

(9) 外輪、内輪軌道面形状誤差山数(B)と転動体数(Z)において、

$$B = nZ \pm 1, \quad n: \text{自然数}$$

の関係以外に、

$$B = (n_1 Z \pm 1) / n_2, \quad n_1, n_2: \text{自然数}$$

の関係が成立する場合(特に $n_2=2, 3$)にも、NRR0が現れることがわかった。

(10) 転動体数が外輪、内輪軌道面形状誤差山数の倍数になっている場合には、NRR0は現れないことがわかった。

(11) NRR0において、外輪、内輪軌道面形状誤差の主成分である10山までの低周波山成分の影響を受けない転動体数が存在することがわかった。これは、低周波山成分を多く約数に持ち、結言(9)の関係が成立しない数である。実際には、 $Z=12, 18, 24$ 等が該当する。

(12) 転動体の形状誤差や寸法差に起因するNRR0は、転動体数を多くすると一様に小さくなることがわかった。

(13) 転動体に寸法差を与えた場合のNRR0は、寸法差に比例していることがわかった。

(14) 外輪、内輪軌道面形状誤差の影響、実際の組立、負荷容量、剛性等を考慮した実用的な転動体数の最適値は、現状の8, 10より12とえられる。

転動体数12個の回転精度向上効果を検証するため、SR1810を用いて種々の条件で回転精度測定を行った。その結果、次のことが明らかになった。

(15) 軌道面形状誤差が大きく、転動体の精度等級が悪いにも関わらず、SR1810のNRR0は良好であった。30個測定分布におけるNRR0最大値の平均は約 $0.05 \mu\text{m}$ であり、従来のHDDスピンドルモータ用玉軸受695

(転動体数8)のNRR0を上回っていた。

- (16)ひとつの軸受において、転動体数を減少させるとNRR0が大きくなる
ことが実験上でも明らかになり、解析理論の妥当性を検証することが
できた。
- (17)外輪に10山までの特定山成分を大きく付与しても、NRR0の増減は nZ
 ± 1 山成分(11, 13, 23, 25)の増減に影響されており、与えた山成分そ
のものはNRR0に影響を与えないことが確認された。
- (18)転動体数を12個にするとNRR0にとって有利であることが実験的にも
明らかになった。

参考文献

- 1) 転がり軸受の測定方法：JIS B 1515-1988
- 2) 滝井裕一：ミニアチュア・小径玉軸受などの最新技術, KOYO Engineering Journal, No.152(1997)68-77.
- 3) 光洋精工株式会社編：新版転がり軸受, 工業調査会, (1995)157.
- 4) F.P.Wardle, S.J.Lacey & C.Haw :Dynamic test for measuring the non-repeatable running accuracy of rolling bearings, PRECISION ENGINEERING, 10, 4(1988)221-227.
- 5) 市山義和：磁気ディスク用スピンドルモータ, 精密工学会誌, 61, 9 (1995)1239-1242.
- 6) 野口昭治, 塚田忠夫, 坂井繁一：ころがり軸受スピンドルのラジアル方向回転精度評価法, トライボロジスト, 38, 3(1993)281-286.
- 7) ISO/TC57/SC-1N87, " ISO Draft Proposal for Metrological Characteristics of Phase Corrected Filters for the Use in Electrical Contact Stylus Instrument "
- 8) Wardle, F.P : Vibration Forces Produced by Waviness of the rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 1 Theory, Proc.Instn. Mech. Engrs., 202, C5 (1988)305-312.
- 9) Wardle, F.P : Vibration Forces Produced by Waviness of the rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearings, Part 2 Experimental Validation, Proc.Instn. Mech. Engrs., 202, C5(1988)305-312.
- 10) Yhland E. : A Linear Theory of Vibrations Caused by Ball Bearings with Form Errors Operating at Moderate Speed, Trans. ASME, 114, 2(1992)348-359.

- 11) K.ONO, K.TAKAHASHI : Theoretical Analysis of Shaft Vibration Supported by a Ball Bearing with Small Sinusoidal Waviness, IEEE TRANSACTION ON MAGNETICS,32,3 (1996)1709-1714.
- 12) NSKテクニカルジャーナル, No. 656 (1993) 56-57.

第 6 章 結 論

古くからスピンドルの回転振れの精度評価に用いられてきたリサージュ法やポーラプロット法では、接線方向の振れ成分が表示された図形中に隠れてしまい、全体的な振れの評価ができなくなる。本研究は、この問題に対応する方法として、振れをベクトルとして評価することを考え、その解析手法と測定法を新たに提案した。さらに、スピンドルの回転精度に大きな影響を与える転がり軸受単体の動的な回転振れを測定する装置とベクトル方式の回転非同期成分の導出法を考案するとともに、転がり軸受の転動体数を最適にすることによって軸受単体の振れ精度を向上させる方法を見出し、高精度スピンドルの設計指針を与えることを可能にした。

6 章からなる本論文の主な結言をまとめると、以下のようになる。

第 1 章「緒論」では、スピンドルの振れ精度の要求が nm オーダにまで迫ってきている現状を述べ、このような高精度化するスピンドルの回転精度評価においては、従来からの方法であるリサージュ法、ポーラプロット法の適用に問題があることを指摘している。

また、スピンドルの回転精度評価に関する過去の研究を概観し、新たな精度評価の手法が必要であるとして、本研究の目的を述べている。

第 2 章「静圧エアスピンドルのラジアル方向回転精度評価法」では、リサージュ図形から求めるスピンドルの振れは、ラジアル方向の振れの一部を表現しているのに対し、厳密な振れの精度は回転面内の振れベクトルから把握できることに着目し、スピンドルに取り付けたマスタボールの振れを回転面内で直交する 2 方向から静電容量型変位センサにより測定し、デジタル化したデータから変位ベクトルを得る解析手法を提案した。さらに、この手法の基本をなす 2 本の変位センサのゲインの一致を実現するための新しい校正法を考案し、マスタボールの形状誤差

の補正と位相補償型のデジタルローパスフィルタの適用によって信頼性の高いデータが得られるようにした。このような手法をDDモータ付きの静圧エアスピンドルに適用した結果、振れの大きさはベクトル方式の方がリサージュ法より大き目に評価されること、回転面内での振れの状態を詳細に把握できることを明らかにした。本章で明らかになった主な結論は次のとおりである。

- (1) 直交する2方向から回転精度を測定し、ラジアル方向回転精度をベクトルとして評価する新しいラジアル方向回転精度評価法を開発した。
- (2) 二次元的な軸心挙動を表すベクトル表示は、ラジアル方向回転精度を表す上で有効であり、また、安全サイドに立った評価法であることが明らかになった。
- (3) $0.01\mu\text{m}$ を保証するような高精度の測定においては、センサ、アンプ等の総合的な感度補正、デジタルフィルタの適用等によるデータの信頼性向上が必要である。
- (4) 給気圧力、回転方向、姿勢等の実験条件によって、軸心の挙動は変化することが明らかになった。回転精度を重要視する使用にあつては、使用条件、使用状況を考慮する必要がある。

第3章「静圧エアスピンドルのアンギュラモーション評価法」では、スピンドルのアンギュラモーションを評価するために、軸方向にある間隔で配置した2個のマスタボールをスピンドルに取り付け、それぞれのマスタボールの回転面内の振れを直交する2方向から変位センサにより測定する装置を開発し、アンギュラモーションを求めるアルゴリズムを提案した。前章のベクトル表示方式に沿って求めた静圧エアスピンドルのアンギュラモーションは、スピンドルの三次元的な振れの把握に適していること、方向余弦で表現したデータを t 分布検定をすることによってアンギュラモーションを4種類のパターンに分類できることを明らかにした。本章の主な結論は次のとおりである。

- (1) 4 本の変位センサを用いて静圧エアスピンドルのアンギュラモーションを測定するシステムを開発した。
- (2) 高さの異なる 2 断面で得られるラジアル振れベクトルから，方向余弦により汎用のスピンドルのアンギュラモーションを評価する方法を提案した。
- (3) アンギュラモーションの分類モデル化と t 分布を基にしたモデルの分析方法を提案した。
- (4) スピンドルにとっては，測定位置が高くなっても回転精度があまり変わらないモデルに属するような形態のアンギュラモーションが望ましいことを明らかにした。

第 4 章「転がり軸受スピンドルの回転精度評価法」では，ラジアル方向振れの再現性が低いといわれる転がり軸受を組み込んだスピンドルを対象に，ベクトル表示方式により回転振れを求め，ある回転以上のデータを収集すればラジアル振れは一定値に収束すること，多数回転させると転がり軸受にも振れの周期性があり，軸受内部構造と関係づけられること，軸受単体の精度とスピンドルの振れ精度とに密接な関係があること，前章で明らかにされたアンギュラモーションの分類パターンが適用できるが， t 分布検定で有意性がないと判断されるランダムな動きをするパターンが存在することを明らかにした。本章で選られた主な結論は次のとおりである。

ラジアル方向回転精度評価について，

- (1) 軸心のラジアル振れのベクトル表示を行い，大きさと方向を明らかにした。
- (2) 転がり軸受スピンドルの回転精度を評価するために必要なデータ収集の回転周数を明らかにした。
- (3) 転がり軸受スピンドルにみられる周期性と軸受内部構造との関係付けができる例を見出した。再現性は周期性が強く現れるほど，良好であった。
- (4) リサージュ図形の複雑さは，基礎円半径に依存することを示した。

(5) 転がり軸受を使ったスピンドルにおいては、組み込まれる軸受単体の回転精度が大きく影響する。

アンギュラモーション評価について、

(6) 100周分を平均したデータを用いた評価においては、アンギュラモーションは上に開いた形態であった。

(7) 1周毎の評価においては、広がり、位相において有意性なしと判断される場合が観察された。

第5章「転がり軸受単体の回転精度評価と軸受精度向上の工夫」では、前章で明らかにしたスピンドルの振れ精度に影響を与える軸受単体の精度は、規格による静的な検査によって得ているために、予圧がかかった組み付け状態をシミュレートする回転非同期成分(NRR0)を表していないこと、今までこのようなNRR0を測定し評価する有効な手法がなかったことを指摘し、NRR0を測定する装置の開発とベクトル方式による精度評価法の提案を行った。NRR0の測定装置は、軸受単体が回転面内で滑らかに動けるようにするオルダム継手と、内輪を精度よく回転させる超精密静圧エアスピンドルからなり、エアスピンドルの精度内でNRR0が把握できることを、HDD用軸受を用いて明らかにした。さらに、転動体数を最適に選ぶことにより、軸受構造の変更や加工精度の向上をしなくても、回転精度を向上できることを理論によって見出し、試作した軸受を新しい測定装置で評価することによって、その有効性を確かめた。本章の主な結論は次のとおりである。

(1) 従来の軸受単体回転精度測定装置では、軸受取付誤差による過大評価、測定位置、エアスピンドルのラジアル剛性による過小評価が起きやすく、正確な値が得られないことを明らかにした。

(2) 新たに開発した測定装置を用いることにより、転がり軸受単体のラジアル方向回転精度をベクトル表示法で評価することが可能となった。

(3) 測定精度を向上させるためには、駆動に用いるエアスピンドルの剛性や回転精度を向上させることが必要である。

(4) 内外輪に形状誤差を与えた場合には、形状誤差の山数が $n(Z \pm 1)$ のと

きに誤差振幅の2倍程度のNRR0が現れる。この山数以外では、誤差振幅が μm オーダーにならないとNRR0は1nm未満である。

- (5) 転動体1個に形状誤差を与えた場合には、形状誤差の山数が偶数のときに誤差振幅と同程度のNRR0が現れる。奇数山成分では、誤差振幅が μm のオーダーになってもNRR0は1nm未満である。
- (6) 転動体1個に寸法差を与えた場合には、与えた寸法差の約半分がNRR0として現れる。
- (7) 複数個の転動体に寸法差を与えた場合には、寸法差を与えた転動体の配置によって現れるNRR0の大きさが異なる。寸法差を与えた転動体が連続して配置された場合には、NRR0は大きくなるが、 180° 対向した場合や 90° 均等配置では、寸法差が大きくなってもNRR0は1nm未満である。
- (8) 転動体の配置に不等配を与えた場合には、不等配量が 0.1° より大きくなるとNRR0は増大し、 1° を越えると無視できない大きさになる。
- (9) 外輪、内輪軌道面形状誤差山数(B)と転動体数(Z)において、

$$B = nZ \pm 1, \quad n: \text{自然数}$$

の関係以外に、

$$B = (n_1 Z \pm 1) / n_2, \quad n_1, n_2: \text{自然数}$$

の関係が成立する場合(特に $n_2=2, 3$)にも、NRR0が現れることがわかった。

- (10) 転動体数が外輪、内輪軌道面形状誤差山数の倍数になっている場合には、NRR0は現れないことがわかった。
- (11) NRR0において、外輪、内輪軌道面形状誤差の主成分である低周波山成分(10山まで)の影響を受けない転動体数が存在することがわかった。これは、低周波山成分を多く約数に持ち、本章結論(9)の関係が成立しない数である。実際には、 $Z=12, 18, 24$ 等が該当する。
- (12) 転動体の形状誤差や寸法差に起因するNRR0は、転動体数を多くすると一様に小さくなることがわかった。
- (13) 転動体に寸法差を与えた場合のNRR0は、寸法差に比例していることがわかった。

- (14) 外輪，内輪軌道面形状誤差の影響，実際の組立，負荷容量，剛性等を考慮した実用的な転動体数の最適値は，現状の8, 10より12とえられる．
- (15) 軌道面形状誤差が大きく，転動体の精度等級が悪いにも関わらず，SR1810のNRR0は良好であった．30個の測定におけるNRR0最大値の平均は約 $0.05\mu\text{m}$ であり，従来のHDDスピンドルモータ用玉軸受695（転動体数8）のNRR0を上回っていた．
- (16) ひとつの軸受において，転動体数を減少させるとNRR0が大きくなることが実験上でも明らかになり，解析理論の妥当性を検証することができた．
- (17) 外輪に10山までの特定山成分を大きく付与しても，NRR0の増減は $nZ \pm 1$ 山成分(11, 13, 23, 25)の増減に影響されており，与えた山成分そのものはNRR0に影響を与えないことが確認された．
- (18) 転動体数を12個にするとNRR0にとって有利であることが実験的にも明らかになった．

以　上

謝 辞

本研究は、1988年頃から始まり、まとめに至るまで約10年の歳月を要しました。本研究の遂行からまとめに至るまで、長期間懇切丁寧なご指導を頂きました東京工業大学大学院情報理工学研究科塚田忠夫教授に深く感謝致します。

本研究を遂行するにあたって、貴重なご助言、ご助力を頂きました東京工業大学小野京右教授、笹島和幸助教授、長岡技術科学大学柳和久教授、関東学院大学金田徹教授に深く感謝致します。

また、本研究遂行のために多大な便宜を図って頂きました日本精工株式会社 元総合研究所所長 角田和雄氏(現在中央大学理工学部教授)、元常務取締役 五明恒夫氏(現在常任監査役)、常務取締役 古村恭三郎氏、基盤技術研究所所長 當摩克也氏、同所部長 野田万朶氏、同所部長 神谷紀男氏、同所部長 田中克彦氏、玉軸受技術部部長 武井建治氏、同部部長 高見沢徹氏、軸受技術企画部部長 相原了氏、ころ軸受技術部部長 正田義雄氏、同部副主務村井隆司氏、NSKワーナー株式会社副主務大六野智氏に深く感謝致します。

坂本淳氏(現在株式会社日立製作所)、坂井繁一氏(現在コニカ株式会社)を始めとして、本研究の実験、測定に携わって卒業された東京工業大学塚田研究室、東京理科大学阿武研究室の学生の方々にも深く感謝致します。