

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	直交座標系三次元倣いプローブの開発に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	中村哲夫
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3249号, 授与年月日:1998年12月31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3249号, Conferred date:1998/12/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

1998年度 学位論文

直交座標系三次元倣いプローブの
開発に関する研究

Study of Probe System for Scanning Form Measurement
in Cartesian Coordinates

(株)ミットヨ

中 村 哲 夫

目 次

第1章 緒 論

1.1 緒 言	1
1.2 従来の研究と技術	10
1.2.1 タッチ・トリガ・プローブ	10
1.2.2 変位検出形プローブ	12
1.2.3 非接触プローブ	14
1.2.4 パートプログラム	16
1.3 本研究の目的	17
1.4 本論文の構成	20
参考文献	

第2章 直交座標系による倣い測定プローブの設計

2.1 緒 言	24
2.2 倣い測定による形状測定法	26
2.2.1 プローブパスの探索法	26
2.2.2 倣いプローブに必要な機能と特性	28
2.3 倣いプローブの機構設計	29
2.3.1 直交座標系	29
2.3.2 変位測定法	32
2.3.3 測定力の発生機構	34
2.3.4 直交座標系のダンピング	35
2.4 プローブ測定系を構成する静圧空気スラスト軸受	36
2.4.1 直交座標系のスラスト軸受形式とその配置	36
2.4.2 複合絞り方式のスラスト軸受	38
2.4.3 一列給気軸受の特性	39
(a) 理論解析とその結果	39
(b) 実験結果との比較	47

2.4.4	二列給気軸受の特性	49
(a)	理論解析とその結果	49
(b)	実験結果との比較	53
2.5	結 言	56
	参考文献	

第3章 倣いプローブの静的特性

3.1	緒 言	59
3.2	直交座標系のヒステリシス	61
3.3	案内面の軸受剛性	65
3.4	測定力発生のはね特性	70
3.5	スタイラスの弾性変形	71
3.5	結 言	72
	参考文献	

第4章 倣いプローブの誤差補正とその評価

4.1	緒 言	73
4.2	プローブ測定系によるスタイラスチップの変位測定	76
4.3	プローブ測定系における直角誤差の補正	79
4.3.1	直角誤差の補正方法	79
4.3.2	直角誤差の測定	80
4.4	倣いプローブの直交座標系における変位特性とその補正	82
4.4.1	バースプリング, コイルスプリングの変位	82
4.4.2	プローブ測定系の補正式	89
4.5	補正係数の決定	97
4.5.1	β_{xx} , β_{yy} , β_{zz} の決定	98
4.5.2	直交座標系の干渉に対する補正係数の決定	102
4.6	プローブ測定系の補正効果の評価	108
4.6.1	補正効果評価の実験法	108

4.6.2	評価実験結果	110
4.7	結 言	113
	参考文献	
第5章 倣いプローブの動的特性		
5.1	緒 言	115
5.2	プローブ測定系の仕様	117
5.3	プローブ測定系の動的特性の評価	119
5.3.1	フリックスタANDARD法	119
5.3.2	実験装置	123
5.3.3	動的特性の測定方法	125
5.4	動的特性の実験結果	131
5.4.1	プローブ測定系のオーバシュート	131
5.4.2	プローブ測定系の動の変位測定の特	132
5.4.3	動の変位の測定誤差	135
5.5	倣い測定精度の評価	137
5.6	結 言	139
	参考文献	
第6章 結 論		
		141
謝 辞		

第1章 緒 論

1.1 緒 言

多くの工業製品には、市場での厳しい競争のために、高機能化、高性能化に対する努力が余儀なくされているとともに、コストを低下させて高付加価値化を達成することがますます必要になっている。このことのために製品設計の最適化、新しい材料の利用技術、加工精度向上のための技術開発、高精度、高能率の測定技術開発などに対する弛みない研究が重要な要件として求められている。また、これらの技術的進展の背景には、材料、加工、計測などに関する固有技術が融合した、高度な生産技術が必要不可欠であることは、過去の歴史に照らして見ても

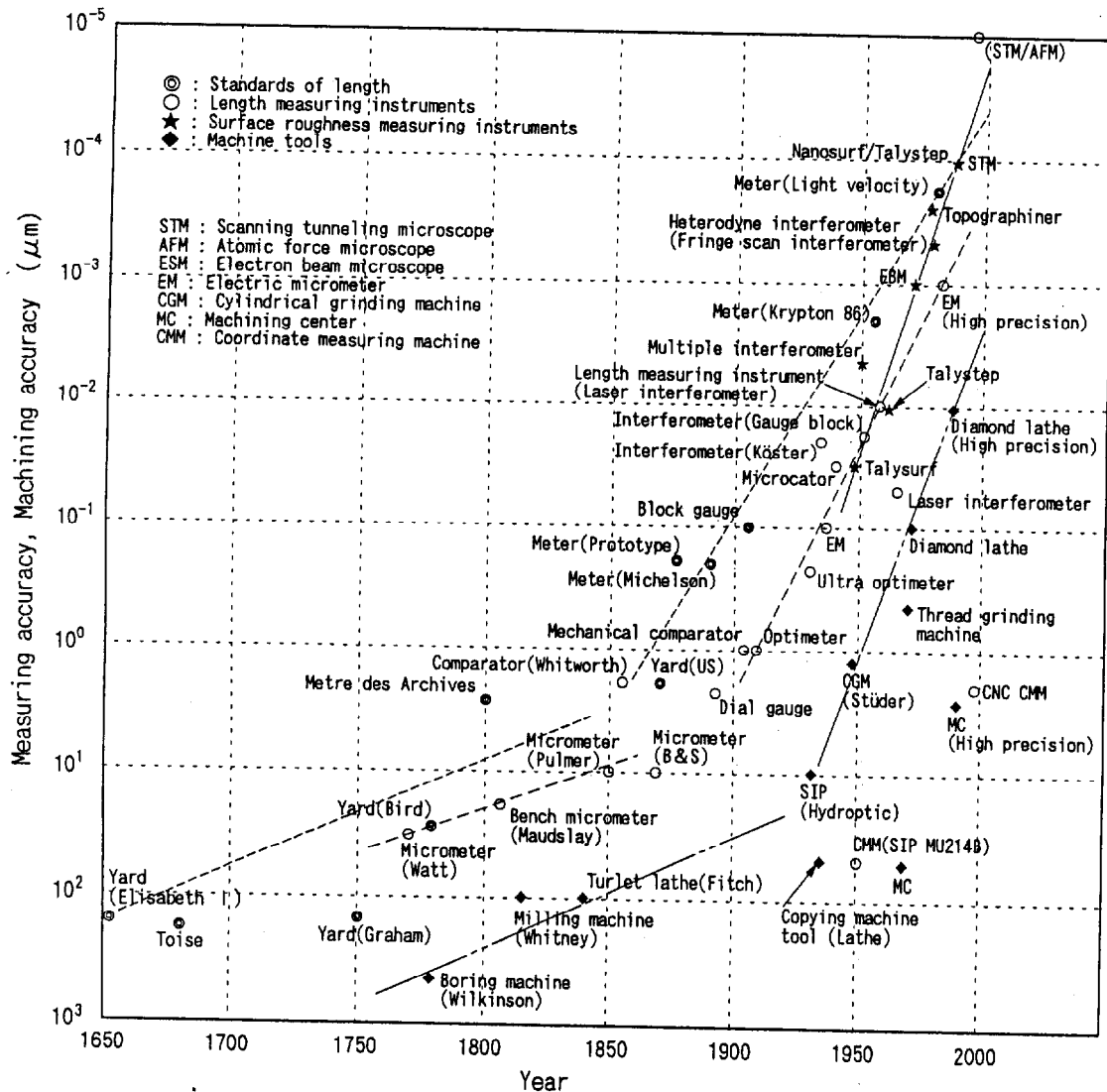


Fig.1.1 Progress in measuring accuracy and in machining accuracy

明らかである。

計測技術の推移の一例として、長さ標準と寸法測定機器の測定精度、および工作機械の加工精度の歴史的変遷を概観すると図1.1のようになる¹⁾。この図における寸法測定精度、加工精度は、ほぼ100mm程度の部品を対象にしている。図1.1から明らかなように、測定機器の性能の変遷と工作機械の性能の変遷には密接な関わりがあり、両者ともほぼ対応して発展してきた様子がうかがえる。工作機械の性能が改善され、加工精度の向上がもたらされるためには、測定機器の測定精度が十分に確保されなければならない。また、測定機器の測定精度が正確に検証されるためには、測定器の校正基準となる長さ標準を十分な精度で確立することが求められてきたものと思われる。

特に、1850年代から1930年代にかけて、長さ標準、寸法測定機器、工作機械の精度の変遷の様子が大きく変化し、急勾配になっていることが分かる。また、工

Table 1.1 Progress in coordinate measuring machine

1905	Dixi	Jig Borer
1912	SIP	Jig Borer
1920	Carl Zeiss	Tool Microscope
1923	Carl Zeiss	UMM
1929	SIP	3D-Jig Borer (Rolt F.H. : Gauges and Fine Measurement)
1952	SIP	MU-214B UMM
1957	Moore	M-18(No.3) CMM
1959	NC 3D-Measuring Machine (Developed in U.S.A)	
1960	National Research Laboratory of Metrology (N.R.L.M) Measuring Machine of Large Tapered Screw Thread Gauge Ferranti CMM (Digital)	
1964	SIP	Toriotopic CMM
1962	Moore	M-48(No.5) NC CMM
1963	Fujioka	Layout Machine
1964	Rolls-Royce (Renishaw)	Touch Trigger Probe
1966	Mitsui Seiki-Japan Society for the Promotion of Machine Industry	NC CMM
1968	Mitutoyo	CMM Tokyo-Seimitsu CMM
1970	Zeiss	UMM500 CMM
1971	SIP	422M CMM
1972	Tokyo-Seimitsu	M1000A NC CMM
1976	Mitutoyo	CNC CMM
1977	Tokyo-Seimitsu	CNC CMM
1980	Mitutoyo	H422 CNC CMM N.R.L.M.-Mitutoyo CNC CMM for API Tapered Screw Thread Gauge
1982	Mitutoyo	MIC Measuring Robot
1986	Moore	M-18,32,48 CNC CMM (0.01 μ m)

作機械の精度が急激に高まってきた1930年頃から、加工面の表面粗さの測定器が登場してきている。そして、最近における表面粗さ測定に要求される測定精度は著しく高まっており、長さ標準に匹敵するほどの精度になっていることも注目される。

三次元測定機がこの世に出現した契機も、工作機械の歴史と密接に関わっている。三次元測定機の歴史的変遷を表1.1に示す²⁾。ボーリングした穴の内径やピッチなどを、簡便に測定することの要求が高まってきた1900年頃において、ジグボーラの機上で座標測定を行ったことが三次元測定の始まりとされている。当時においては、多分ダイヤルゲージなどをジグボーラのスピンドルに取り付け、穴の中心を割り出して内径、ピッチなどの測定を行ったものと推測される。したがって、加工面上の三次元座標を測定して、部品の寸法や形状を推定する現在のような三次元測定機の機能は存在しなかったと思われる。三次元測定機の形態を整えた測定機は、万能測定顕微鏡にZ軸の測定機能を付加したS I PのMU-214Bで、1952年頃の発売であったとのことである。そして、近代的な三次元測定機の開拓者として製作されたのは、Moore社のM-18三次元測定機である。この三次元測定機は、ジグボーラ形であり1957年に発表された。また、三次元測定機に初めてデジタルスケールを採用したのは、Ferranti社であり、1960年のことである。

日本国内においては、計量研究所が1960年に大型ねじゲージ測定機として三次元測定機を開発したが、本格的に三次元測定機の製作、販売が開始されたのは1970年頃である。以来、デジタルスケールの開発、プローブの考案、コンピュータによる測定データの演算処理技術の向上、CNC技術の発展などがもたらされ、三次元測定機は便利な測定システムとして飛躍的に普及してきた。ところが、その三次元測定機で行われていた測定内容は、幾何学計算によって寸法を求めることが殆どであり、測定面の三次元的表面形状の測定が行われるようになったのは1980年代に入った頃からである。

三次元測定機による表面形状の測定が必要とされる代表的な機械部品には、プレス金型、プラスチックの成形金型、コンプレッサのスクロールやスクリュ、大型歯車、非球面レンズなどがある。特に、射出成形機において高速応答のサーボ

バルブが導入され、数値制御によるプロセス制御技術が向上したために、高精度なプラスチック部品が成形可能となり、成形金型に対して非常に高い加工精度を要求する場合が多くなってきた。その一つの例として、光学機器製品の光学系に使用される非球面レンズが挙げられる³⁾。非球面レンズは光学系の収差を除くことができ、コンパクトに光学系を構成できるなど、数多くの利点が指摘されていたが、初めてカメラに適用したのは、1982年に発売されたコダック社のディスクカメラであると言われている⁴⁾。このことが可能になったのは、NCによる高精度、高能率の加工技術が大きく貢献している。

図1.2に示すように、非球面レンズの適用分野は多岐にわたっているために、その大きさ、要求される加工精度は様々である⁵⁾。また、これらの非球面レンズは、その用途と目的に応じてプラスチックの射出成形、ガラスの機械加工などによって加工されている。そして、非球面レンズとしての最終的な加工精度は、いろいろな光波干渉測定法で測定されるが、成形金型の形状精度、大型ガラス非球面レンズの加工精度などは、三次元測定機による表面形状測定が活用されている。

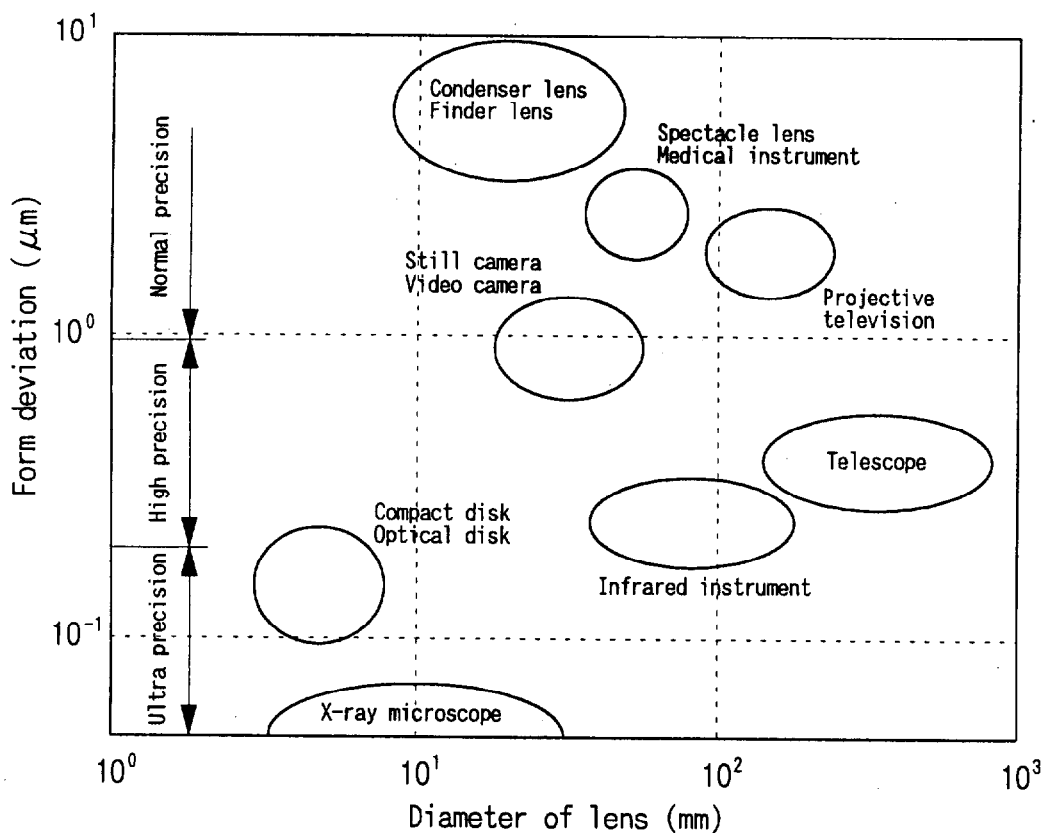


Fig.1.2 Required form accuracy of aspherical lenses

特殊な事例ではあるが、レーザ核融合の研究に使用される大型非球面レンズ（直径780mm）を、Z軸にレーザ干渉測定機を取り付け、特殊プローブを装備した改良型の三次元測定機で測定する事例を図1.3に示す⁶⁾。この測定装置が設置してある場所の温度変動は、 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 以内に維持されている。また、測定装置の信頼性は、平面と球面を基準にした測定で、

繰り返し精密度： $0.05\mu\text{m}$

長さ測定精度： $0.1\sim 0.2\mu\text{m}$

形状測定精度： $0.5\mu\text{m}$

が達成されている。しかし、非球面レンズの形状測定では、 45° ピッチ、8方向の直径上の測定で約1時間以上の測定時間が必要であり、測定能率の向上が課題であると言われている。

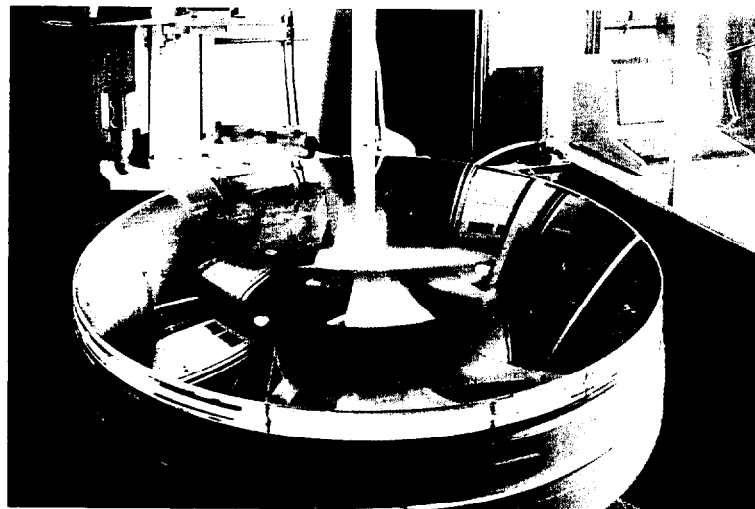


Fig.1.3 Measurement of large size aspherical lens ⁶⁾

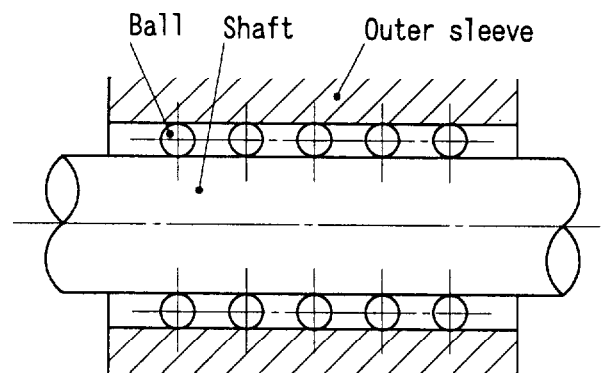


Fig.1.4 Example of linear bearing

一方、機械加工部品の幾何学的精度は、一般的には寸法精度、形状精度、表面性状などによって評価されている。しかし、工業製品の機能と性能の高度化が求められるとともに、部品加工の分業化が余儀なくされるにしたがって、機械部品の幾何学的精度を、寸法、形状、表面粗さなどの独立した特性だけで検証することが難しくなっている。例えば、図1.4は回転、直進運動が要求されるベアリングを示している。このベアリングに適正な予圧を与えて滑らかな運動を実現させるためには、軸の外周面および外筒内周面の直径、円筒度、表面粗さを適正に仕上げる必要がある。そして、それらの特性を複合させて同時に測定することによって、ベアリングの機能評価に関連する重要な情報が得られることになる。

機械部品の幾何学的な形状精度を定義する幾何公差の概念は、1950年頃から各国で検討され始め、1970年頃に一応の体系化ができあがった。この時期は図1.1に示した表面粗さ測定機の出現に対応している。国内では幾何公差の図示方法が1970年代にJIS B 0021として標準化され、幾何公差を一義的に解釈できる規格として1984年に導入された⁷⁾。この幾何公差の基本概念は、機械部品が点、線、軸線、面または中心面の形体(feature)から成り立っていて、この形体の精度で公差に関連するものには、大きさ(size)、形状(form)、姿勢(orientation)、位置(position)の4要素であるとしたことである。この形体の4要素とそれぞれの幾何学的公差としては、

大きさ：寸法および寸法公差

形状：真直度公差、平面度公差、真円度公差、円筒度公差、線の輪郭度公差、面の輪郭度公差

姿勢：平行度公差、直角度公差、傾斜度公差

位置：位置度公差、同軸度公差および同心度公差、対称度公差などがある⁸⁾。

これらの形体の4要素の特性は、独立の原則⁹⁾に従って解釈される場合と、包絡の条件⁹⁾、最大実体公差方式¹⁰⁾などが適用される場合とがある。そして、それぞれの場合で、機械部品の寸法、形状偏差を測定する方法、考え方は大きく異

なることになる。例えば、図1.5に示すように、単独形体である真円度は、指示線で示された円筒面の軸直角切断面の切り口の形体が、半径差で指定された同心円の間であればよい¹¹⁾。したがって、この真円度は、切り口の直径、軸線の真直度に対して無関係で、独立の原則に従っていることになり、通常の実円度測定機で測定できる。

これに対して、最大実体公差方式が適用された図1.6の平行度公差の場合には、

- (1) 軸の直径は、0.1mmの寸法公差内になければならない。
- (2) 軸の直径が6.5mmの最大実体寸法であるとき、軸線はデータム平面Aに平行で0.06mm離れた二つの平行平面の間になければならない。また、軸の直径

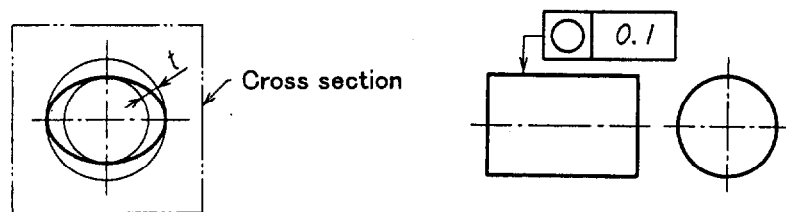


Fig.1.5 Definition of roundness ¹¹⁾

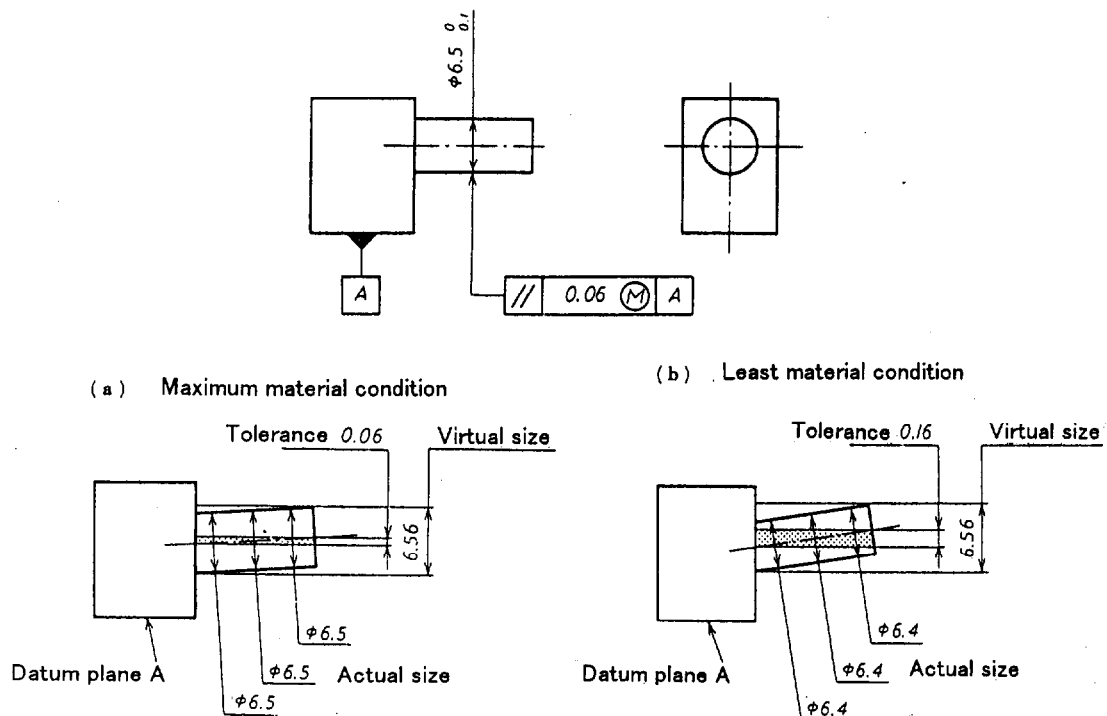


Fig.1.6 Tolerance of parallelism applied maximum material principle ¹⁰⁾

が6.4mmの最小実体寸法であるとき、軸線の平行度は最大0.16mmまでの公差域(二つの平行平面の距離)内で変動することができる。

(3) 実際の軸は、データム平面Aに平行で、6.56mm離れた二つの平行平面によって設定される実効状態の境界を越えてはならない。

ことになる¹⁰⁾。したがって、この場合の外径は単純な寸法測定器で測定できることにはならず、データムAとの平行度を考慮に入れた外径測定が求められる。

このような場合の測定システムの一つとして、三次元測定機とコンピュータによるデータ処理技術の適用が有効であると思われる。三次元測定機の利用によって測定できる表面形状の凹凸の周波数成分の領域は限られた範囲になるものの、機械部品の形体を三次元空間における座標データにより測定し、寸法精度と形状精度を同時に評価することが可能となる。そして、データムとの相対的関連を検討しながら、合理的に寸法公差や幾何公差の検証を行えるものと期待できる。このようなことを背景にして、ISOにおいてVectorial tolerancing¹²⁾の概念が提案され、三次元測定システムなどによるデジタル測定データに、直線、円、

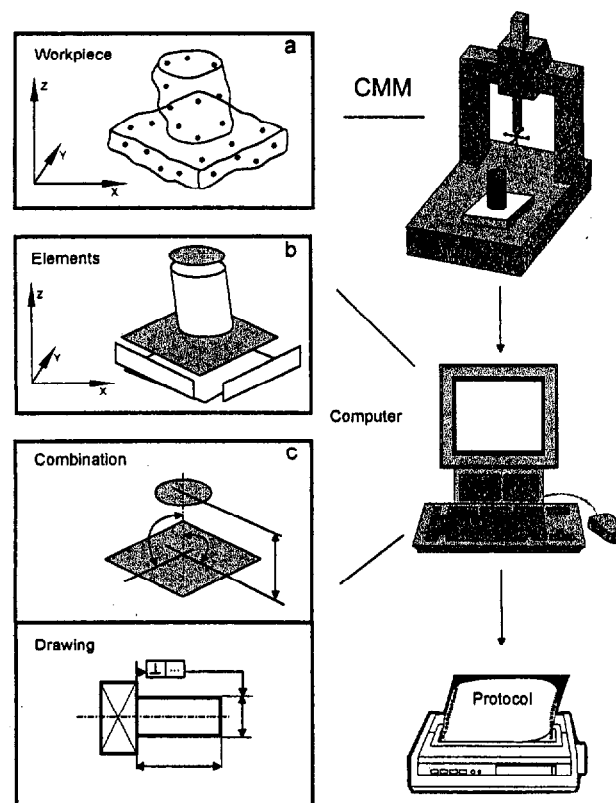


Fig.1.7 Concepts of coordinate measurement ¹⁴⁾

平面，球などの代用形体を最小二乗法により当てはめ，幾何公差を検証することが検討されている¹³⁾．すなわち，図1.7に示すように，

- (1) 測定部品上の測定点の座標値を三次元測定機で測定する(図1.7 a)．
- (2) 形体の大きさ，形状，位置，姿勢を特徴づけるパラメータに関して，代用形体を当てはめる．
- (3) それらの代用形体間の相対関係を検討したり，代用形体と図面の寸法，公差を比較することによって，測定部品の形体を評価することが，三次元測定システムでの測定に求められている¹⁴⁾．

このような立場から幾何公差を検証するものとする，現状の三次元測定システムには，

- (1) 測定されたデータ処理のソフトウェアに誤りがないこと，およびそのソフトウェアが種々の測定部品，測定条件に適用できること．
- (2) 幾何公差の検証に必要とされる十分な量の座標点を高精度，かつ高能率に測定できること．

などの事柄に対する課題を指摘することができる．

データ処理のソフトウェアの課題は，既に最適化技法の適用による試みがかなり研究されており^{15) 16)}，三次元測定システムのソフトウェアとして適用されるものと思われる．ところが，幾何偏差を離散化したデジタルデータで評価する場合には，座標データのサンプリング間隔が粗いと正確な評価が難しくなることが指摘されており¹⁷⁾，幾何公差の検証には測定面上の多量な座標データを測定することが必要になる．

三次元測定システムで測定部品上の座標データを測定するには，様々な検出方式のプローブが使用されている．しかし，機械部品の表面形状測定，幾何公差の検証などにおける三次元座標測定を，プロービングの立場から検討すると，

- (1) 測定面の多量な座標データを能率的に測定すること．
- (2) プローブの検出特性が，可能な限り座標データの測定精度に影響しないこと．
- (3) 座標データを測定するときのプロービング制御が簡便であること．

などの課題を解決することが必要であると思われる。

このような背景から、本論文では、倣い測定法による機械部品の表面形状測定に着目し、上記の(1),(2),(3)の課題を克服するためのプローブの設計、開発について検討することとした。すなわち、測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位を測定する直交座標系のプローブを考案し、そのスタイラスチップの三次元変位ベクトルの制御に基づいて測定方向が決定できれば、プロービング制御が非常に簡便な表面形状の倣い測定法が実現できるものと思われる。また、この倣い測定法は、後述するような三次元測定システムの間欠運動制御で座標データを測定するpoint-to-pointの測定方式と異なり、三次元測定システムの滑らかな連続運動によって測定面の座標データが測定されるために、従来の測定法と比較して能率的で高精度な形状測定が遂行できるものと期待される。

1.2 従来の研究と技術

1.2.1 タッチ・トリガ・プローブ

スタイラスチップと測定面との接触を何らかの電気的信号で検出し、この接触信号で三次元測定システムのX, Y, Z軸の座標値を取り込み、三次元測定機の座標系に対する測定面の相対的座標値を測定するプローブがタッチ・トリガ・プローブである。この種のプローブの代表的事例として、レニショウ社のタッチ・トリガ・プローブの原理構造を図1.8に示す¹⁸⁾。このプローブでは、電気接点と機械的位置決めを兼ねている3箇所のV形支持機構により、スタイラスチップの位置を拘束している。そして、3箇所6点の接点を電気的に結線した状態で、スタイラスチップに測定部品が接触して測定力が負荷されたとき、何れかの接点が離れて電気的に遮断された信号が発生する。このように機械的にも電気的にも極めて単純な方法でスタイラスチップが測定面に接触した時の電気信号を得られるために、このタッチ・トリガ・プローブは現在の三次元測定システムで最も一般的に使用されている。

ところが、図1.8から明らかなように、コイルばねによる押付力でスタイラスチップが支持され、かつ測定力はこの押付力で決められる。また、スタイラス

チップは3箇所V形支持機構で位置決めされているために、電気接点が作動するときの測定力は測定方向によって異なることになる。この結果として、スタイラスチップと測定面との接触を感知するときの検出感度は、コイルばねの押付力、スタイラスの長さや方向、接触速度などによってかなり変化することが報告されている^{14) 19)}。図1.9はタッチ・トリガ・プローブを使用して、三次元測定機でリングゲージを測定した結果を示している²⁰⁾。測定方向で測定力が異なるために、顕著な測定誤差が発生している。このような測定誤差を補正することの研究もみられるが²¹⁾、プローブを様々な方向にセットして測定を行う三次元測定システムにおいては実用的とは言えない。また、このタッチ・トリガ・プロー

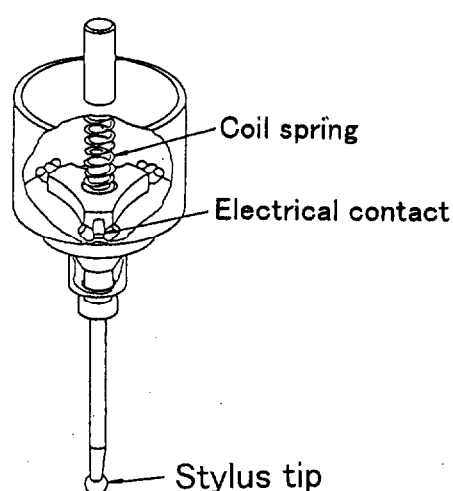


Fig.1.8 Touch trigger probe (Renishaw) ¹⁸⁾

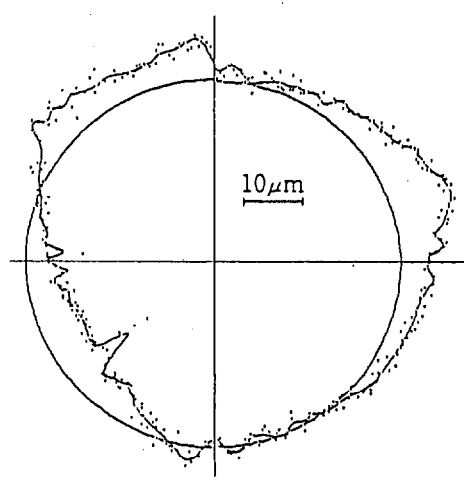


Fig.1.9 Probe lobing

ブによる測定では、測定面とスタイラスチップの接触を間欠的に繰り返し、測定面上の座標データを一点一点測定する方式であるために、能率的な座標測定は望めないと言える。

1.2.2 変位検出形プローブ

プローブの中に内蔵させたX, Y, Z軸の測定系によって、測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位を検出し、その変位を利用して測定面上の座標データのプロービングを行うプローブが変位検出形プローブである。これを3Dプローブと呼ぶことにする。CNC三次元測定システムでは、3Dプローブで検出されるX, Y, Z軸の変位を観察しながら、三次元測定機の測定系を駆動制御することが可能となる。実用化されている3Dプローブの代表的事例として、Zeiss社のプローブの概略構造を図1.10に示す²²⁾。

この3Dプローブでは、平行板ばね機構による案内と差動トランスを利用した

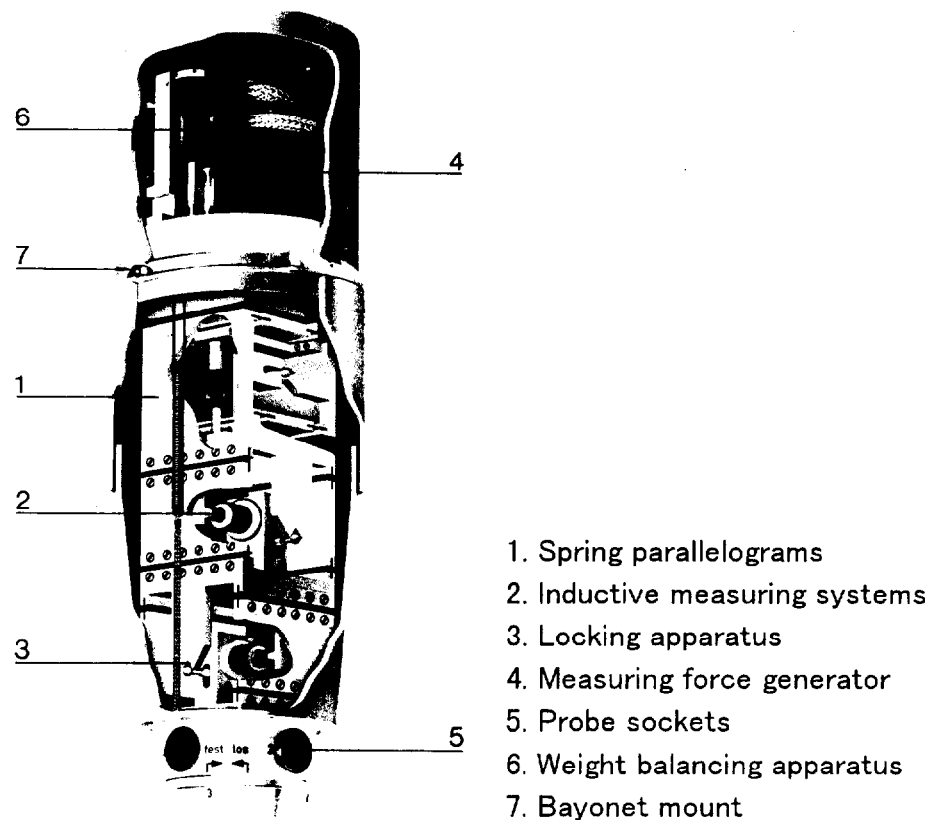


Fig.1.10 Structure of 3D-probe system (Zeiss)²²⁾

変位測定で、X、Y、Z軸の測定系を構成している。各軸の差動トランスのゼロ点は、機械的中立位置でクランプした点に設定される。また、X、Y、Z軸方向の測定力の大きさを、コイルマグネットを利用して制御できる²³⁾。測定部品に対するプロービングの方向は、一つの座標軸方向で行われ、他の二軸は機械的中立位置でクランプされる。すなわち、図1.11のXY平面内におけるプロービングに示されるように、座標系に対して45°の位置でプロービング方向を切り換えて、XおよびY方向のプロービングはそれぞれ独立して行われる。したがって、この3Dプローブによる測定では、各軸の平行板ばね機構の運動の再現性が極めて高

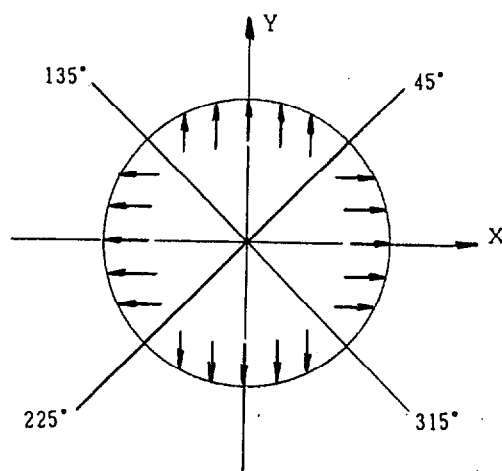
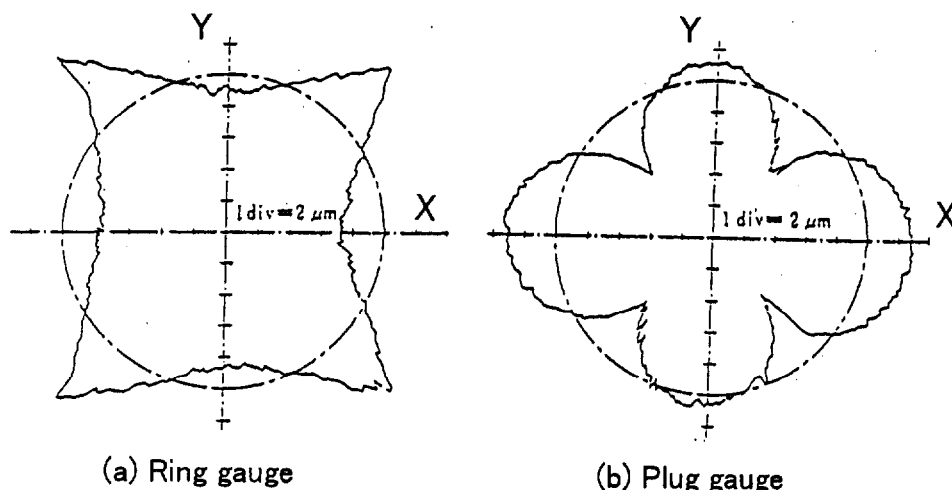


Fig.1.11 Probing directions in XY plane



Diameter of stylus tip : $\Phi 1.5\text{mm}$
 Measuring force : 0.1N

Fig.1.12 Measuring errors of 3D-probe system

いこと、および各軸方向の測定力の大きさが制御できることなどのために、スタイラスチップの座標軸方向の変位は、極めて高い再現性で測定できる。

ところが、この3Dプローブで実際の測定部品を三次元測定するとき、スタイラスチップに任意の方向の測定力が作用すると、測定誤差が発生することが報告されている^{24)~26)}。この測定誤差の事例として、リングゲージの内径とプラグゲージの外径の測定結果を図1.12に示す²⁷⁾。この事例は $\phi 1.5\text{mm}$ のスタイラスチップを使用し、 0.1N の測定力で測定した結果を示している。図より明らかなように、三次元測定機の座標軸に対して 45° の方向に近づくに従って測定誤差が大きくなっている。この測定誤差は、スタイラスチップに作用する測定力の方向変化にプロービング方向が対応していないために発生するものであり、3Dプローブの構造、および測定力の制御方式に起因しているものと思われる。

1.2.3 非接触プローブ

測定面上の座標値を非接触で測定するために、光学的三角測量^{28) 29)}、光蝕針センサ³⁰⁾、光ファイバセンサ³¹⁾、CCDカメラ³²⁾などを利用した方式が実用化されている。数mmの変位測定には光学的三角測量、光ファイバセンサが適用され、表面粗さの測定には光蝕針センサ、光ファイバセンサなどが使用されている。三次元測定機に光学的三角測量の非接触プローブを装備し、機械部品の表面



Fig.1.13 Form measurement by using the triangulation probe system ³³⁾

形状の測定を行った事例を図1.13に示す³⁹⁾。また、光学的三角測量の原理を図1.14に示す。この図に示すように、光源から出た光束は、光学系(i)によって細い光束に絞られ、測定部品の表面上に光スポットを形成する。また、この光スポットは、光学系(ii)によってディテクタの表面に結像される。そして、測定部品上の光スポットと非接触プローブとの相対的変位量 Z は、ディテクタ上の光スポットの像の移動量 X として測定される。ただし、この測定系の変位特性は非線形であるために、ディテクタからのアナログ出力は、A/D変換するとともに線形化されて、 Z 方向の変位量として変換、校正される。

しかしながら、非接触プローブの一般的特性として、測定部品の表面の反射率、表面粗さなどが測定精度に大きく影響すると言われている。図1.13の非接触プローブの変位測定精度を評価するために、鉄鋼、アルミニウム合金、黄銅で作成したテストピースで測定実験を行った。このときテストピースと光ビームとの角度を 90° 、 67.5° 、 45° に変化させ、測定面の表面粗さは最大高さ(R_a)で約5、 $50\mu\text{m}$ に設定した。測定実験の結果の一例を表1.2に示す³²⁾。表1.2に示されるように、光学的三角測量の非接触プローブの変位測定精度は、測定面の傾き、テストピースの材質、表面粗さの影響で変化することが理解される。なお、このときの測定精度の推定の信頼限界は95%である。このような非接触プローブの特性のために、図1.13の三次元測定システムでは、測定面の曲率変化に対応し

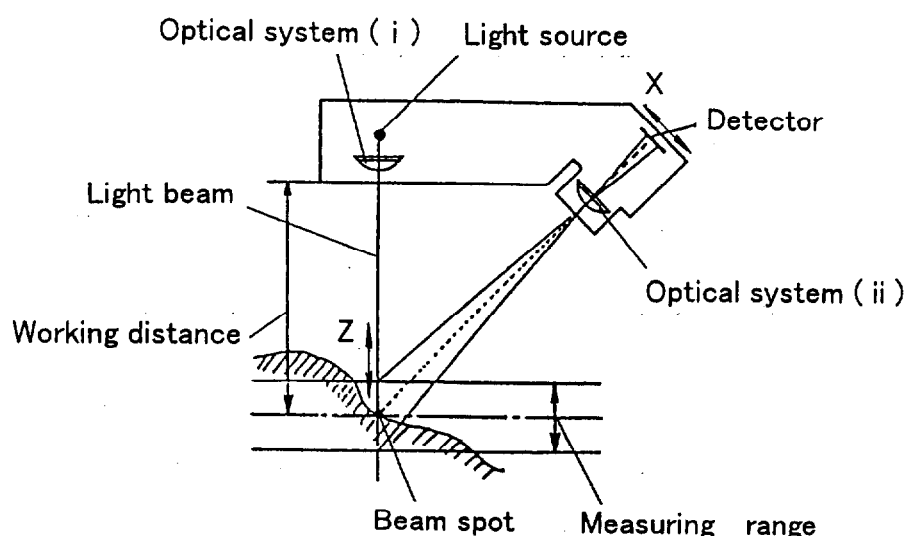


Fig.1.14 Principle of triangulation probe

Table 1.2 Measuring accuracy of triangulation probe

Material	Angle between light beam and measuring surface			Surface roughness (Ry μ m)	
	90°	67.5°	45°	about 5	about 50
Steel	±14.8	±32.2	±39.0	±34.1	±20.6
Aluminum	±13.5	±18.0	±25.0	±20.9	±15.9
Brass	±11.5	±12.0	±23.5	±14.8	±14.8

(Confidence limits : 95%)

て非接触プローブを傾ける制御を行っている。しかし、その制御のためのパートプログラムは、個々の測定部品について別々に作成することが必要であり、多種多様な測定部品にフレキシブルに対応することは容易でない。

1.2.4 パートプログラム

CNC三次元測定システムで機械部品を測定するには、個々の測定部品に対して、要求される測定内容に応じて、測定点の位置、測定手順、プローブパスなどを定めるパートプログラムを作成することが必要である。このパートプログラムは、次のような方法で作成される。

(1) On-line programming

Learning mode : 三次元測定機上の測定部品をJoy stick操作によって測定して、その過程をコンピュータに記憶させる。そして、同様の測定部品に対して、その

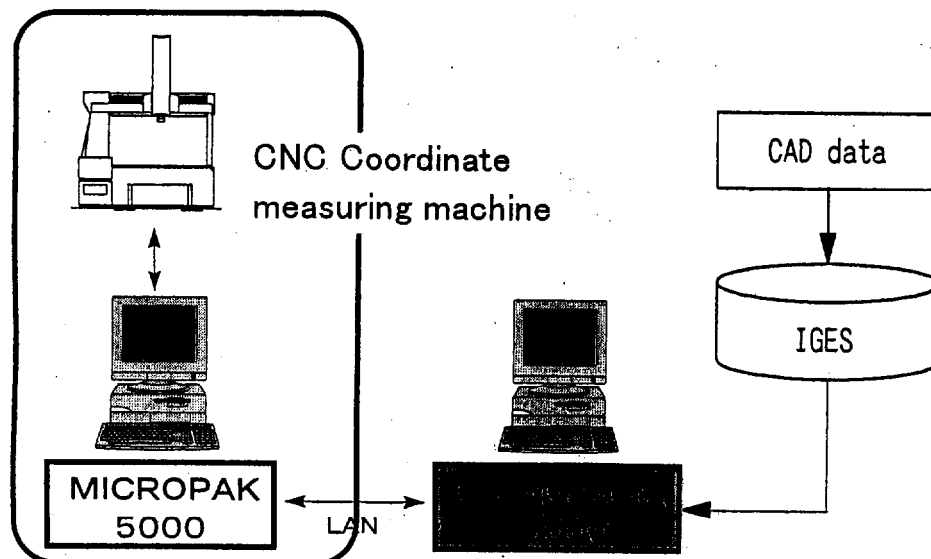


Fig.1.15 Block diagram of off-line part programming system ³⁴⁾

測定を繰り返す方法。

Teaching mode：三次元測定機上にセットした測定部品のC A D図面をモニタに表示し、そのC A D図面上で測定点を指示して測定を行わせる方法。

(2) Off-line programming

Off-line programmingの事例として、CadMeasure5000^{3,4)}のブロック図を図1.15に示す。測定部品のC A Dデータを基にして、CadMeasure5000で測定範囲、測定点、プロービング条件などの測定コマンドを作成する。この測定コマンドに基づいてMICROPAK5000が三次元測定機に測定手順を指令して、測定部品上の座標値が測定される。曲面形状の測定の場合には、各々の測定点における法線方向をCadMeasure5000で計算し、その法線方向からスタイラスチップを接近させて、測定部品上の座標値を一点一点測定することが行われる。いずれの方法にしても、個々の測定部品に対して、各々のパートプログラムを作成するには、繁雑な操作と作業が必要であり、かなりの時間とコストが必要になっている。

1.3 本研究の目的

1.1節において、高度な機能と性能が求められる機械部品は、その表面形状を高精度に評価することが必要であること、および機械部品の幾何公差の検証においては、その形体を三次元空間における座標データにより測定し、寸法精度と形状精度を複合して評価することが肝要になっていることを指摘した。また、1.2節において、三次元測定システムにおけるプローブ、およびパートプログラミングについて概観し、機械加工部品の表面形状を測定する立場から、従来のCNC三次元測定システムによる座標測定の問題点を指摘した。そして、それらの問題点は、下記のようにまとめられる。

(1) 機械部品の表面形状の精度評価には、測定面の多量な座標データが必要であるが、スタイラスチップを間欠的に測定面に接触させて、座標データを一点一点測定する方式では能率的な形状測定が難しいために、座標データを連続的に測定できる倣い測定法の実現が望まれる。

(2) 倣い測定による高精度な形状測定を実現するためには、動的測定に対する

プローブの機能と特性を見直して、新たな倣いプローブの開発が必要である。

(3) 個々の測定部品に対して、プローブパスを制御するパートプログラミングが煩雑であり、かなりのコストが必要であるために、パートプログラムの作成が不要になる倣い測定法を構築できれば、三次元測定システムによる形状測定が非常に簡便になる。

これらの課題を克服する倣い測定法として、測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位ベクトルを直交座標系のプローブで測定し、その三次元変位ベクトルを観察しながら三次元測定システムを制御して、スタイラスチップを測定面に沿って移動させる倣い測定法が考えられる。すなわち、図1.16に示すように、スタイラスチップが測定面に接触して、中立位置 $O(0, 0, 0)$ から点 $P(\Delta X, \Delta Y, \Delta Z)$ に変位するものとする。このときプローブ測定系に発生する内部抵抗が微少であれば、スタイラスチップの三次元変位ベクトル、測定力のベクトルは測定面の法線方向とほぼ一致する。したがって、ベクトル OP の大きさを一定に維持し、倣い測定方向をベクトル OP の直角二方向の何れかに定めて、三次元測定システムを制御すれば、スタイラスチップを測定面に沿って倣わせることができ、プローブパスを制御するパートプログラムが不要な倣い測定法が実現されるものと思われる。

この場合の倣いプローブの直交座標系を静圧空気スラスト軸受によって構成するものとする、空気の粘性抵抗が非常に小さいために、直交座標系の摩擦抵抗、

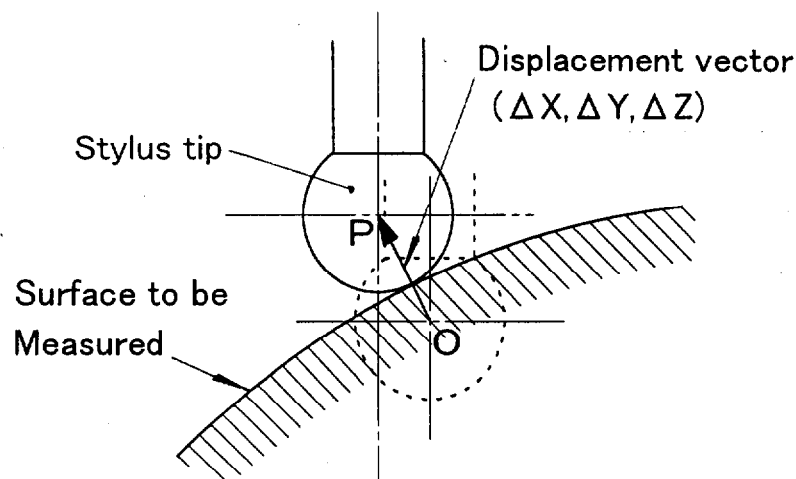


Fig.1.16 Scanning measurement

ヒステリシスを微小にでき、スタイラスチップの変位ベクトルを測定面の法線方向と一致させ得るものと思われる。また、静圧空気スラスト軸受の設計を工夫することにより、直交座標系に負荷される荷重(測定力)、モーメントに対して、スラスト軸受の平行変位剛性、角度変位剛性を十分に高めることができる。これによりアッペの原理を満足できない倣いプローブでも、その直交座標系が示す座標値を単純な補正式で補正でき、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを正確に測定することが可能になるものと期待される。したがって、倣いプローブの直交座標系に静圧空気スラスト軸受を適用することは、倣いプローブの機能と特性を実現させる有効な方策に成り得るものと思われる。

以上の事柄を背景にして、本論文では直交座標系による倣いプローブを開発するために、下記の項目について検討する。

(1) スタイラスチップの三次元微小変位ベクトルを直交座標系による倣いプローブで測定し、その微小変位ベクトルを基準にしてプローブパスを推定しながら測定面の形状測定を行う倣い測定法を実現させるために、そのプローブに要求される機能、特性を明らかにする。そして、その機能特性を実現させる倣いプローブを、静圧空気スラスト軸受の採用による直交座標系で構築することを提案し、静圧空気スラスト軸受の設計と軸受特性について検討する。

(2) 倣いプローブに負荷される静的な変位、測定力、モーメントに対する直交座標系のヒステリシス、軸受剛性、測定力を発生させるばね特性、スタイラスの弾性曲げ変形などの静特性を評価する。

(3) 倣いプローブの直交座標系の補正式を解析的に推定するとともに、それに基づく補正係数を実験的に決定する。さらに、スタイラスチップの三次元変位に対して、この補正係数を直交座標系に適用したときの倣いプローブの測定精度を評価する。

(4) スタイラスチップの動変位に対して、倣いプローブの直交座標系の動特性を評価し、倣いプローブの目標精度に対して、プローブ測定系に許容できる加速度変化の限界を明らかにする。なお、1.2節で示した従来のプローブの特性と性能、および三次元測定機の寸法測定精度^{35) 36)}などに鑑みて、倣いプローブ

の目標精度は $\pm 2 \mu\text{m}$ とした。

1.4 本論文の構成

本論文においては、スタイラスチップの三次元変位ベクトルをプローブで測定し、その変位ベクトルを基準にしてプローブパスを決定できる倣い測定法を実現するために、静圧空気スラスト軸受を採用した直交座標系の倣いプローブを提案し、開発することを研究の目的としている。

本論文は、「直交座標系三次元倣いプローブの開発に関する研究」と題して、下記の6章により構成されている。

第1章「緒論」では、三次元測定システムで利用されている各種プローブに関する従来の研究と技術を概観し、機械加工部品の表面形状を評価するためには多量な座標データが必要であること、プローブの位置・変位の検出特性が、形状測定誤差の発生に大きく影響していること、個々の測定部品に対してプローブパスを制御する煩雑なパートプログラミングが必要であることなどを指摘して、簡便で能率的な形状測定システムの構築が必要であることを述べている。そして、これらの課題を克服する方策として、静圧空気軸受を採用した三次元直交座標系の新たなプローブの開発により座標測定の高精度化を図ることができ、測定面に接触したスタイラスチップの変位ベクトルを基準にしてプローブパスを決定する倣い測定法が実現できることを提案している。このことにより個々の測定部品についてのパートプログラミングが不要になるとともに、高精度で能率的な形状測定が期待できるとして、従来の汎用プローブより高い測定精度 $\pm 2 \mu\text{m}$ を目標精度とする倣いプローブの開発が本研究の目的であることをのべている。

第2章「直交座標系による倣い測定プローブの設計」では、測定面に接触したスタイラスチップの変位ベクトルを基準にして、プローブパスを推定しながら形状測定を遂行する倣い測定法の概念を示し、倣いプローブに要求される機能と特性を明らかにしている。また、その機能と特性を満たす倣いプローブとして、直交座標系による測定機構を提案し、変位の測定方式、測定力の発生機構、ダンピングの負荷法などについて検討している。さらに、直交座標系に適用する静圧空

気軸受として、複合絞りを採用したスラスト軸受を設計し、オフセット荷重の負荷に対するスラスト軸受の平行変位、角度変位の軸受特性を理論的、実験的に検討して、倣いプローブシステムの構築が可能であることを明らかにしている。

第3章「倣いプローブの静的特性」では、第2章で開発された静圧空気スラスト軸受を直交座標系に組み込んだ倣いプローブにおいて、スタイラスチップに測定力が作用した場合を対象にして、倣いプローブのX, Y, Z軸測定系のばね特性と変位、ピッチ、ヨウ、ロール方向のモーメントに対するプローブ測定系の軸受の傾きと変位特性、スタイラスの弾性曲げ変形などの静的特性を実験的に評価して、本論文で開発した倣いプローブでは、いずれの変位も測定力に対して十分な直線性が得られていることを明らかにしている。

第4章「倣いプローブの誤差補正とその評価」では、アッペの原理を満足できない直交座標系の倣いプローブでは、直交測定系を構成する静圧空気スラスト軸受の直角誤差、測定力の作用によるスラスト軸受の角度変位やスタイラスチップの曲げ変形などのために、スタイラスチップの変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)とプローブ測定系が示す変位($\delta x, \delta y, \delta z$)は一致しないが、第3章で確認されたプローブ測定系の静的特性を利用することにより、($\delta x, \delta y, \delta z$)は容易に補正できることを解析的に明らかにしている。さらに、この解析結果の適合性を検証するために、倣いプローブのX, Y, Z軸測定系に対する補正係数を実験的に求め、それをプローブ測定系の三次元変位に適用した結果、倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu m$ が達成できることを明らかにしている。

第5章「倣いプローブの動的特性」では、スタイラスチップに動変位が作用した場合の加速度変化と倣いプローブの変位特性の関係を明らかにしている。スタイラスチップが測定面を倣い測定している状態で、任意の加速度をスタイラスチップに与える方法として、フリックスタANDARD法を用い、倣いプローブのX, Y, Z軸方向に任意の加速度を与えたときの各軸測定系の変位特性を求め、倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu m$ を達成するための許容加速度限界を明らかにし、本論文で開発した倣いプローブが十分実用に供することができることを述べている。

第6章「結論」では、各章の結論を総括している。

参考文献

- 1) 沢辺雅二：測定値はどこまで信頼できるか，工作機械86(1986)29.
- 2) 精密工学会産学協同研究協力分科会：三次元測定機の歴史，非接触高精度三次元測定機の研究報告書，第1分冊，第1部三次元測定機外觀(1989)16.
- 3) 土肥寿秀：プラスチックレンズ，精密工学会誌52, 2(1986)49.
- 4) 鈴木弘：非球面加工部品の形状・表面あらさ測定，工作機械86(1986)95.
- 5) 横倉隆，玄間隆志：非球面形状測定の現状と課題，応用機械工学6(1990)90.
- 6) Tinsley Laboratories, Inc., : Enhancing the performance of optical components and systems, カタログ.
- 7) 佐藤豪編：製図マニュアル精度編，日本規格協会(1989)3.
- 8) 塚田忠夫：最適化技法によるデータ処理と形状精度評価，精密工学会誌，61, 8(1995)1054.
- 9) J I S B 0024-1988：製図－公差表示方式の基本原則.
- 10) J I S B 0023-1996：最大実体公差方式および最小実体公差方式.
- 11) J I S B 0021-1984：幾何公差の図示方法.
- 12) I S O / T C 3-10-57 / J H G / T G 3 N 1-1994：DP-Vectorial dimensioning and tolerancing.
- 13) 高増潔：形状測定におけるソフトウェアの問題点，精密工学会誌，61, 8(1995)1049.
- 14) John A. Bosch：Coordinate measuring machine and systems(1995)169.
- 15) 大園成夫，山田昌寿：山登り法による最小領域値の探索，1979年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集(1979)387.
- 16) 塚田忠夫，金田徹，奥田謙造：最適化技法を用いた最小領域真円度の評価法，精密機械，49, 10(1983)1351.
- 17) 金田徹，塚田忠夫：円筒形状の離散測定におけるサンプリング間隔，精密機械，51, 6(1985)1225.
- 18) Renishaw社：プローブカタログ.
- 19) T. Pfeifer, M. Bambach, A. Fürst：Ermittlung der meßunsicherheit von 3-D-tastsystemen, Technisches Messen tm, Helt4(1979)161.
- 20) 中村哲夫：三次元測定機におけるプローブシステムの開発動向，機械技術，37, 12(1989)33.
- 21) W. Tyler Estler, et al. : Error compensation for CMM touch trigger probes, Precision engineering, 19, 2/3(1996)86.
- 22) Zeiss：Bausteine der Zeiss CNC-Koordinate-Meßgeräte(1981).
- 23) H. Neuer et al. : Universal multi-coordinate sensor, US patent, 3869799(1973). .
- 24) M. Bambach et al. : Zur genauigkeit von mehrkoordinaten-meßgeräten und

deren überprüfung, VDI-Z122, Nr. 13-Juli(1)(1980)585.

25)上野滋：3次元測定機用プローブの構造と特徴, ツールエンジニア, 6(1984)72.

26)M. Bambach, A. Fürst : Bestimmung der antastunsicherheit elektronischer 3-D-tastsysteme, VDI-Berichte, Nr. 378(1980)15.

27)丸山六男：三次元検出器の動作特性, 機械の研究, 39, 3(1987)39.

28)出澤正徳：RORSに基づく3次元計測機用光触針の構成, 非接触計測と画像処理, 第8回理化学研究所シンポジウム資料(1987)21.

29)長田秀治, 下河辺明, 秋津行秀：光学式非接触プローブの研究(第2報), 精密機械, 51, 12(1985)2271.

30)太田成賢：合焦点型非接触変位計による表面性状測定, 光学技術コンタクト, 26, 11(1988)773.

31)三好隆志：光ファイバを用いた三次元形状測定のための非接触変位センサ, 光学技術コンタクト, 20, 11(1982)12.

32)中村哲夫：非接触三次元座標測定機, 0 plus E, 87, 2(1987)70.

33)高木勇輔, 他：3次元形状の非接触自動計測システム, 自動化技術, 17, 10(1985)36.

34)(株)ミットヨ：Cadmeasure 5000, 製品概要書.

35)H. Yano, T. Nakamura : Simplified method of evaluating the measurement error of the coordinate measuring machine, Annals of CIRP, 25/1(1977)235.

36)中村哲夫：高精度三次元測定機の開発, 合成樹脂, 28, 3(1982)42.

第2章 直交座標系による倣い測定プローブの設計

2.1 緒言

前章において、三次元測定システムにおける各種のプローブ、およびパートプログラミングについて概観した。それらの結果から、機械部品の表面形状の精度評価には、測定面の多量な座標データが必要であり¹⁾、測定面に沿ってスタイラスチップをトレースさせながら、座標データを連続的に測定する倣い測定が有効な測定法になることを示唆した。また、この倣い測定法で高精度な形状測定を実現するためには、動的測定におけるプローブの機能と特性を見直して、新たな倣いプローブの開発が望まれることを指摘した。さらに、個々の測定部品に対して、プローブを制御するパートプログラミングが不要な倣い測定法を構築できれば、三次元測定システムによる形状測定が非常に簡便になることも示唆した。

これらの課題の克服を意図した倣い測定法の概念図を図2.1に示す。図2.1において、測定面に接触したスタイラスチップが、点O(0, 0, 0)の中立位置から点P($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)に変位したとき、その三次元変位ベクトルの方向が、測定面の法線方向と一致するものと仮定する。この三次元変位ベクトルOPを倣いプローブの直交座標系で測定して、三次元変位ベクトルOPの大きさを一定に維持しながら、それに直交したPS方向にスタイラスチップが移動するように三次

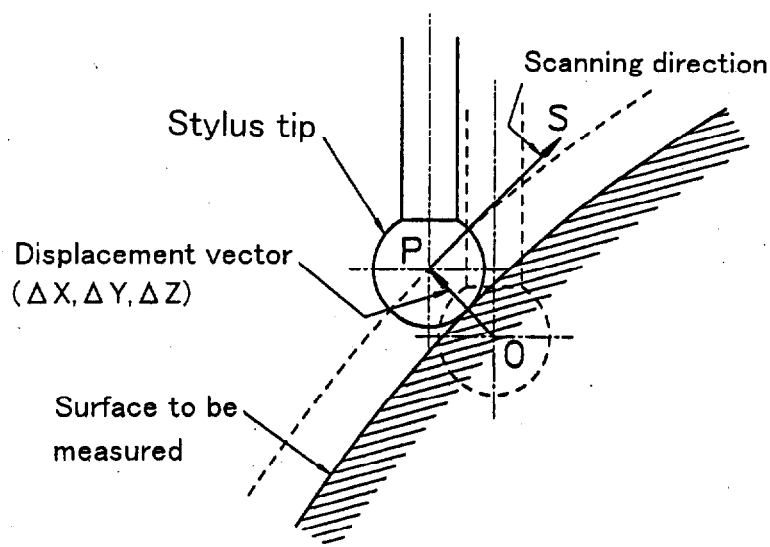


Fig.2.1 Concept of scanning measurement

元測定システムを制御すれば、測定面の倣い測定が可能になるものと思われる。この倣い測定法では、スタイラスチップの三次元変位ベクトル OP を観察しながら測定方向を推定するために、個々の測定部品に対するパートプログラムは不要であり、 CAD データが未知の測定面でも表面形状が測定できることになる²⁾。また、測定面上でスタイラスチップが連続的に倣い運動しながら、その座標データを測定できるために、多量の座標データを能率的、かつ高精度に測定できる可能性がある。

実際の測定では、スタイラスチップに摩擦力が作用するために、厳密にスタイラスチップを法線方向に変位させることは困難である。しかし、倣いプローブの直交座標系の機構の工夫により、上記の仮定をほぼ実現させることは可能であると思われる。スタイラスチップが測定面の法線方向に変位することは、スタイラスチップの三次元変位ベクトルの方向と、倣いプローブに発生する力のベクトルの方向が、ほぼ一致することを意味している。このような特性を備えた倣いプローブが開発できれば、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを制御することにより、必然的に測定力のベクトルも制御されることになり、倣い測定により表面形状測定が簡便に実行できることになる。

スタイラスチップの三次元変位を正確に測定し、かつ上記の仮定を成立させるためには、倣いプローブの直交座標系の摩擦抵抗、ヒステリシスを微小にすることが基本となる。したがって、この直交座標系に静圧空気スラスト軸受を適用することは^{3) 4)}、倣いプローブの機能と特性を実現させる有効な方策になり得るものと思われる。また、三次元直交座標系はアッペの原理を満足できないために、プローブ測定系の指示値に補正を施して、スタイラスチップの三次元変位を測定しなければならない。しかし、静圧空気スラスト軸受の設計を適正化することにより、プローブ測定系に負荷される外力(測定力、摩擦力、内部抵抗)、モーメントに対して、スラスト軸受の平行変位剛性、角度変位剛性を十分高めることができ、単純な比例関係でプローブ測定系の指示値を補正できるものと期待される。

そこで、本章においては、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを基準にして、プローブパスを探索できる倣い測定システムを構築するために、

(1) 倣い測定による形状測定法の概念を示し、倣いプローブに必要な機能と特性を明らかにすること。

(2) それらの機能と特性を直交座標系で実現するために、静圧空気スラスト軸受を採用した倣いプローブ測定系を提案すること。

(3) この直交座標系の静圧空気スラスト軸受の軸受方式を考案し、その軸受特性を明らかにして、倣いプローブを開発すること。

について検討する。

2.2 倣い測定による形状測定法

2.2.1 プローブパスの探索法

スタイラスチップの三次元変位をプローブ測定系で測定でき、かつプローブ測定系と三次元測定機の直交座標測定系の相対位置関係が一義的に定められれば、スタイラスチップの位置を三次元測定システムで測定・制御することができる。スタイラスチップの三次元微小変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を、プローブ測定系で測定したとする。また、このときの三次元測定機の直交座標系の座標値を(X_M, Y_M, Z_M)とすると、三次元測定機の測定空間におけるスタイラスチップの中心の位置座標(X_s, Y_s, Z_s)は、

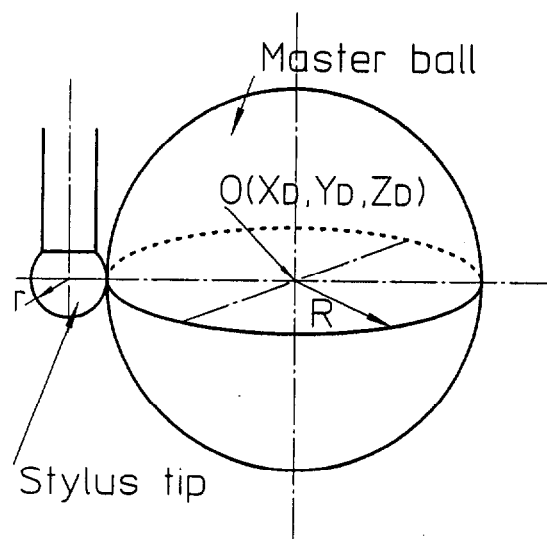


Fig.2.2 Measurement of datum point

$$\begin{aligned} X_s &= X_M + \Delta X \\ Y_s &= Y_M + \Delta Y \\ Z_s &= Z_M + \Delta Z \end{aligned} \quad (2.1)$$

となる.

また, 三次元測定機上の基準球とスタイラスチップの中心を仮想基準として, プローブ測定系と三次元測定機の直交座標系の相対位置関係が決定される. すなわち, 図2.2に示すように, 基準球の外周面をプローブ測定系で測定すると, 基準球とスタイラスチップの中心間距離は $(r + R)$ であり, 次式のような関係式が成り立つ.

$$(X_D - X_{si})^2 + (Y_D - Y_{si})^2 + (Z_D - Z_{si})^2 = (r + R)^2 \quad (2.2)$$

ここで, (X_D, Y_D, Z_D) は基準球の中心座標である. 基準球の外周面の4点の座標を測定すれば, 中心座標 (X_D, Y_D, Z_D) を (X_{si}, Y_{si}, Z_{si}) で表現することができる. このことは, 基準球の中心座標をデータム点として, 適宜のスタイラスチップの位置が一義的に定められることを意味している. したがって, 測定面上に接触しているスタイラスチップの中心座標の位置を測定・制御できることになり, CNC三次元測定システムによる微い測定が可能になる.

図2.1に示すように, スタイラスチップの微小変位ベクトルOPが, 測定面の法線方向とほぼ一致すると仮定する. 三次元測定システムに対して, 次の事柄

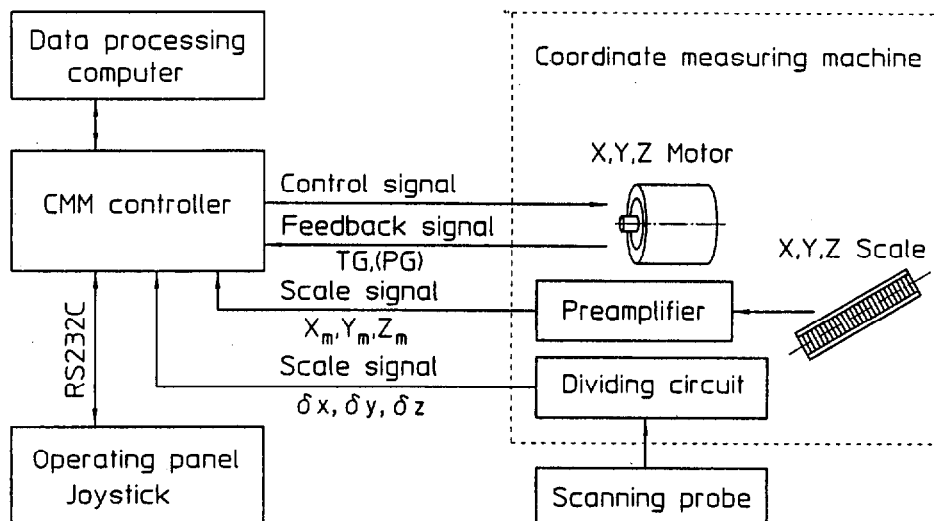


Fig.2.3 System of scanning measurement

を基本とする制御を施すことによって、スタイラスチップを測定面に沿ってトレースできる⁵⁾。

(1) OPの大きさ $E = (\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2)^{1/2}$ を、指令された一定値(基準変位)に維持する。

(2) $OP \perp PS$ であるPSの方向に、指令された倣い速度でスタイラスチップを移動させる。

(3) スタイラスチップの中心を、指定された断面に沿って移動させる。

これらの制御法による倣い測定システムのブロック図の事例を図2.3に示す。プローブ測定系のスケール信号($\delta x, \delta y, \delta z$)はCMMコントローラでスタイラスチップの変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)に変換し、スタイラスチップの基準変位Eが制御される。三次元測定システムのスケール信号(X_m, Y_m, Z_m)は、測定空間におけるプローブ測定系の位置検出信号、および位置制御のフィードバック信号として使用される。倣い測定の条件設定は、測定の開始位置、測定面の方向、倣い測定の方向、測定データのピッチ、倣い測定速度、速度終了条件の6項目で決められる。倣い制御のサンプリング間隔は10msであり、倣い測定の速度は1～15mm/sの範囲で選択される。測定データのピッチは0.1mm以上の値に指定されるが、そのピッチは倣い測定速度との関連で決められる。この倣い測定によって、測定面上をトレースするスタイラスチップの中心座標が連続的に測定できる。さらに、その中心座標の点列データを処理して、測定面上の座標点列が推定され、表面形状が求められる。この倣い測定法では、スタイラスチップの変位ベクトルを基準にして、倣い測定の方向を決定しているために、測定面のCADデータに依存せずにプローブパスの制御が可能である。したがって、CADデータが存在しないような測定面の場合でも、形状測定を行える利点がある。

2.2.2 倣いプローブに必要な機能と特性

上記の倣い測定法では、スタイラスチップの変位ベクトルが、測定面の法線方向にほぼ一致することを前提にしている。また、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を測定する直交座標系は、アッペの原理を満足できない。した

がって、これらの条件を克服し、かつスタイラスチップの三次元変位を正確に測定するプローブ測定系には、下記のような要件を満足することが必要になる。

- (1) プローブ測定系の案内機構、測定力の発生機構における摩擦、ヒステリシスなどが、スタイラスチップの変位測定に与える影響は無視できること。
- (2) スタイラスチップの三次元変位に比例した測定力を発生させることができ、その比例定数が各方向で安定していること。
- (3) この比例関係を利用して、プローブ測定系がアッペの原理を満足できないために発生するスタイラスチップの変位の誤差を簡便に補正できること。
- (4) 直交座標系の相互干渉が、スタイラスチップの変位測定に及ぼす影響は補正できること。
- (5) プローブ測定系の変位センサにはデジタルスケールを使用し、誘導センサに見られるようなドリフトを可能な限り避けること。
- (6) X, Y, Z 軸の測定系は、可能な限り軽量、かつコンパクトな機構で成立させ、プローブ測定系の動的特性を向上させること。
- (7) X, Y, Z 軸の測定系には適正なダンピングが施されること。また、そのダンピングはプローブ測定系の変位測定の外乱にならないこと。

2.3 倣いプローブの機構設計

2.3.1 直交座標系

上記の特性が要求されるプローブ測定系の案内機構に、摩擦抵抗が極めて少ない静圧空気スラスト軸受を適用すれば、ヒステリシスは無視できる直交座標系の構築が期待できる。また、このプローブ測定系に負荷される外力、モーメントとスラスト軸受隙間の変化、およびスタイラスの弾性変形の関係を比例させれば、アッペの原理を満足できない直交座標系の補正が可能になるものと思われる。さらに、外力とスタイラスチップの三次元変位との比例関係も成立し、スタイラスチップの三次元変位を高精度に測定できるものと思われる。

倣いプローブに要求される特性を実現する測定機構として、図 2.4 に示す直交座標系を提案する。この直交座標系は、X・Y 測定系の案内面を同一平面上に

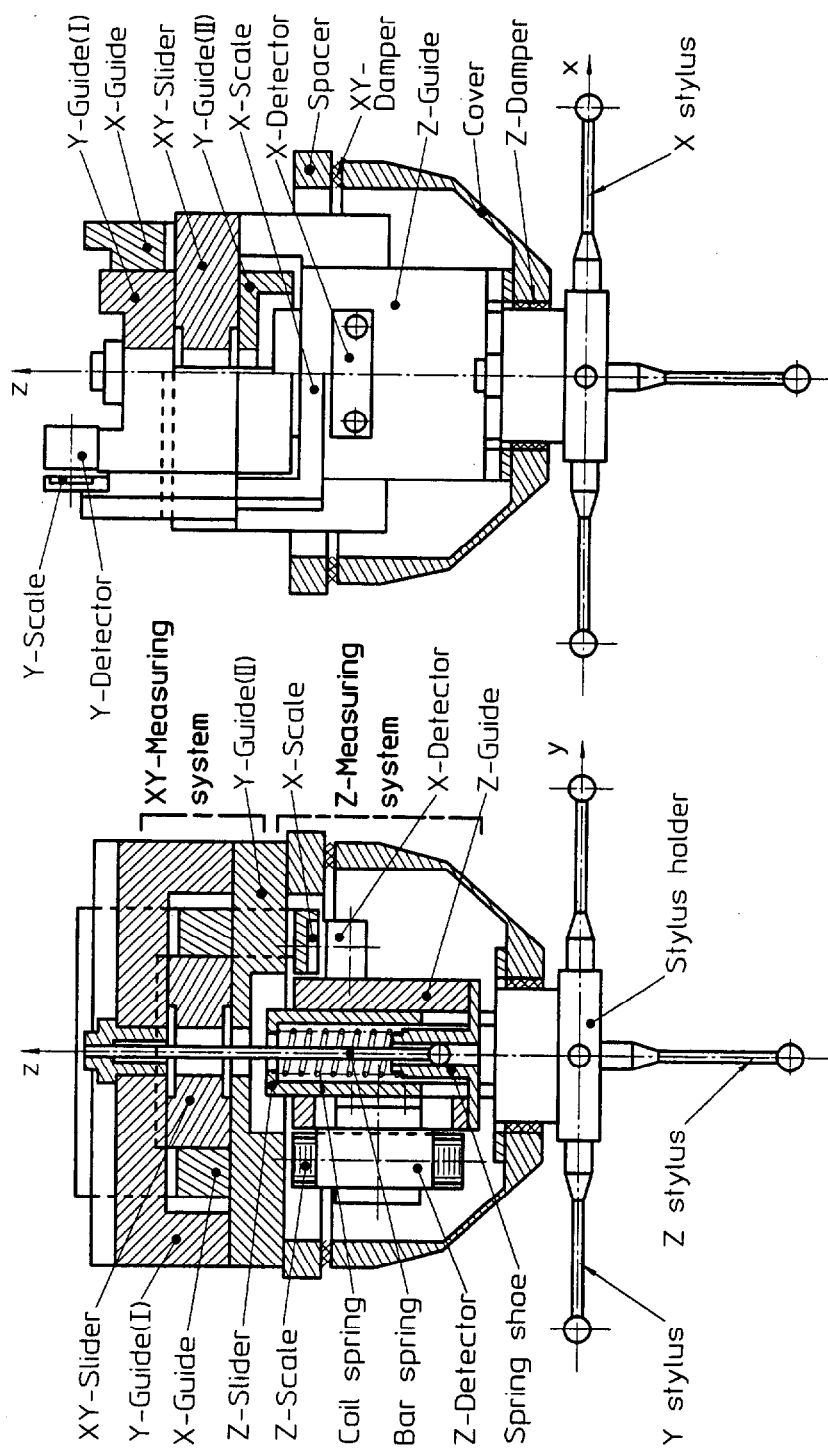


Fig.2.4 Structure of scanning probe

設定して、これにZ測定系を付加した構造になっている。また、直交座標系を構成する大部分の部品材質にアルミニウム合金を適用することにより、プローブ測定系の質量の軽減化を図ることができる。この場合に、静圧空気スラスト軸受を構成する軸受部品には、陽極酸化硬化膜処理による表面硬化が必要になる。この表面硬化処理によって、研削、ラッピングによる高精度加工が可能になり、スラスト軸受面における傷の発生、破損を未然に防止できることになる。このような方策を採用することにより、直交座標系全体の小形化、軽量化、および単純化が可能となって、高精度な倣いプローブが構築できるものと期待される。

直交座標系の案内機構の構造と機能は、次のようになっている。スタイラスがセットされるスタイラスホルダは、Zスライダの下端に締結されている。ZスライダはZガイドのスラスト軸受によって案内されるが、このZガイドはXYスライダに固定されている。また、XYスライダのXY面とZX面には、スラスト軸受が設定されていて、これによりXYスライダがXガイドとYガイドで案内される。さらに、Xガイドは、Yガイド(Ⅱ)の上面のスラスト軸受で案内されるとともに、Yガイド(Ⅰ)のYZ面に設定したスラスト軸受で案内される。したがって、スタイラスホルダの各座標軸方向にセットされるスタイラスチップは、X、Y、Z方向に変位できることになる。

X、Y、Z測定系に発生する変位は、デジタルスケールによって測定される。まず、ZスケールはZスライダに、Z検出器はZガイドに取り付けられている。さらに、XガイドにXスケールとYスケールが取り付けられ、X検出器はZガイ

Table 2.1 Design specifications of scanning probe

Measuring range (mm)	X,Y axis : ± 1.5 , Z axis : 5
Measuring system	Digital scale Resolution : $0.1 \mu\text{m}$
Measuring force (N)	0.049~0.196
Measuring accuracy	$\pm 2 \mu\text{m}$
Guideway system	Aerostatic thrust bearing
Supply pressure of air	$3.92 \times 10^5 \text{ Pa}$
Length of stylus (mm)	L1 : 31, L2 : 71, L3 : 101
Size (mm)	$\Phi 85(\text{Diameter}) \times 130(\text{Height})$

ドに、Y検出器はYガイド(I)に締結されている。したがって、スタイラスチップの三次元変位は、

X方向変位：XガイドとXYスライダの相対変位

Y方向変位：YガイドとXガイドの相対変位

Z方向変位：ZガイドとZスライダの相対変位

として測定される。倣いプローブの設計仕様の概要を表2.1に示す。

2.3.2 変位測定法

倣いプローブの直交座標系の変位は、反射形リニヤエンコーダによって測定する⁶⁾。この反射形リニヤエンコーダの検出器の構造を図2.5に示し、信号処理のブロック図を図2.6に示す。検出器の光源にはLED、受光素子にはフォトトランジスタを使用している。インデックススケールの4箇所の光学格子は、メインスケールに対して左側から 0° 、 90° 、 270° 、 180° の位相差で刻まれているために、 $\pi/4$ の位相差を持った正弦波信号A、B、 $\bar{B}$ 、 $\bar{A}$ がフォトトランジスタで検出される。

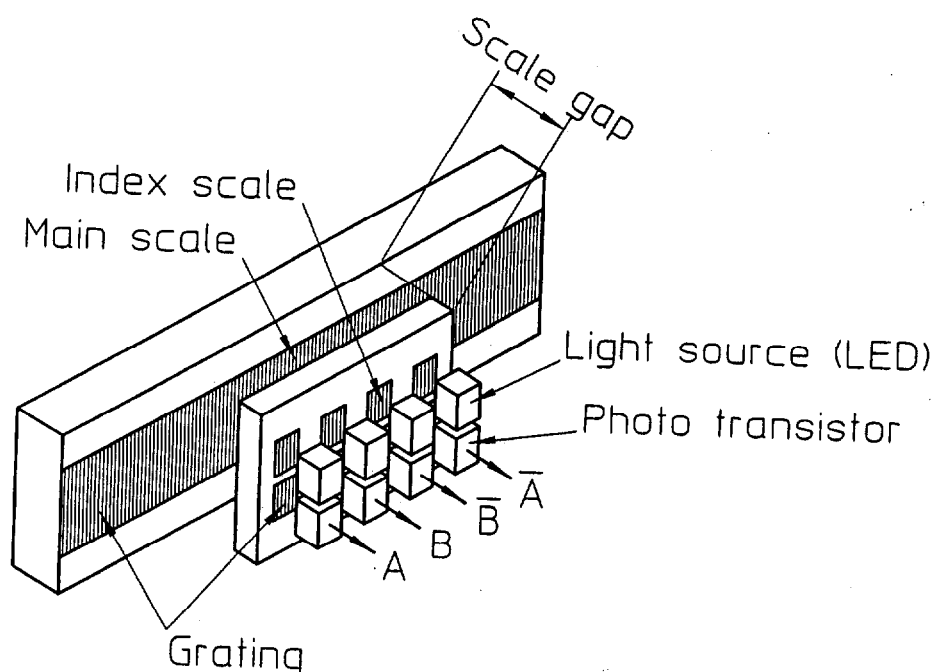


Fig.2.5 Linear encoder system

図2.5の検出器では、光学格子における回折光の干渉を利用して、光学的アナログ2分割効果を活用している。この2分割効果により、正弦波信号の電気的アナログ分割数を低減させることができ、リニアエンコーダの高分解能化における分割誤差を小さくできる。ただし、回折現象を利用した場合の欠点は、フォトトランジスタの出力信号レベルが小さく、エンコーダ効率が低下することである。この欠点を克服するために、図2.5の検出器ではLEDとフォトトランジスタの部分にそれぞれ光学レンズを組み込み、フォトトランジスタの受光面にレンズ系の焦点を設定して、実用上十分な出力信号レベルを得ている。

図2.6に示すように、フォトトランジスタからの出力信号は、DCレベル変動の影響を排除して、アナログ信号のS/N比を上げるために、(A, $\bar{A}$)および(B, $\bar{B}$),

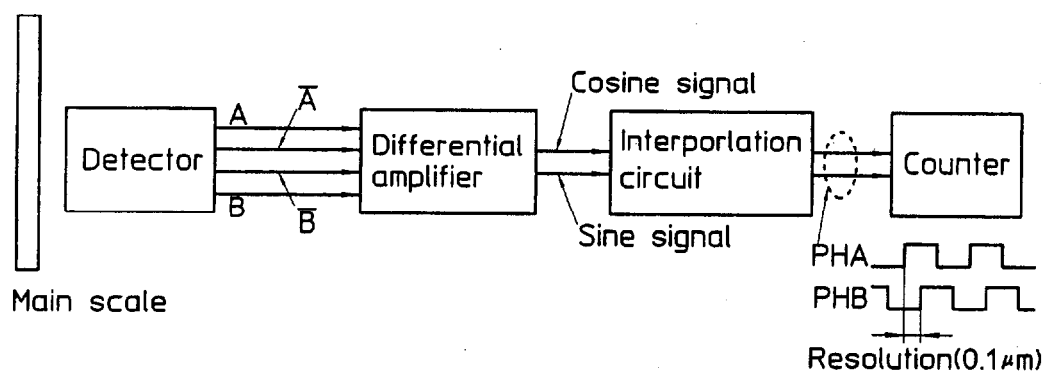


Fig.2.6 Signal processings of linear encoder system

Table 2.2 Specifications of linear encoder system

Grating pitch (μm)	4 (2/2)
Scale gap (mm)	1.7 ± 0.5
Main scale	
Material	Soda-lime glass
Coefficient of thermal expansion ($1/^\circ\text{C}$)	9.4×10^{-6}
Thickness of chromic coating ($\text{\AA}$)	900
Operating temperature ($^\circ\text{C}$)	0 ~ 40
Detector	
Light source	GaAlAs LED
Photodetector	Phototransistor
Resolution (μm)	0.1

B)を差動増幅して、それぞれCOS信号、SIN信号に変換される。さらに、このCOS信号、SIN信号は内挿回路で抵抗分割法により分割され、コンパレータで2値化して、デジタル信号処理により2相方形波に変換する。カウンタにおいては、この2相方形波を入力してアップダウン計数を行い、位置データに換算している。倣いプローブの直交座標系に適用した反射形リニヤエンコーダの概略仕様を表2.2に示す。

2.3.3 測定力の発生機構

X, Y, Z軸方向にセットしたスタイラスチップが三次元的に変位したとき、X, Y, Z軸測定系の復原力は、図2.4に示すバースプリングとコイルスプリングによって発生できる。すなわち、スタイラスチップのX・Y方向の変位に対して、バースプリングの曲げ変形で復原力が発生する。また、Z方向の変位には、コイルスプリングの伸縮変形を利用する。これらの復原力が、測定力としてスタイラスチップに作用することになる。このようにバースプリングとコイルスプリングをZ軸中心に設置することは、X, Y, Z測定系の変位と測定力を比例させ、その

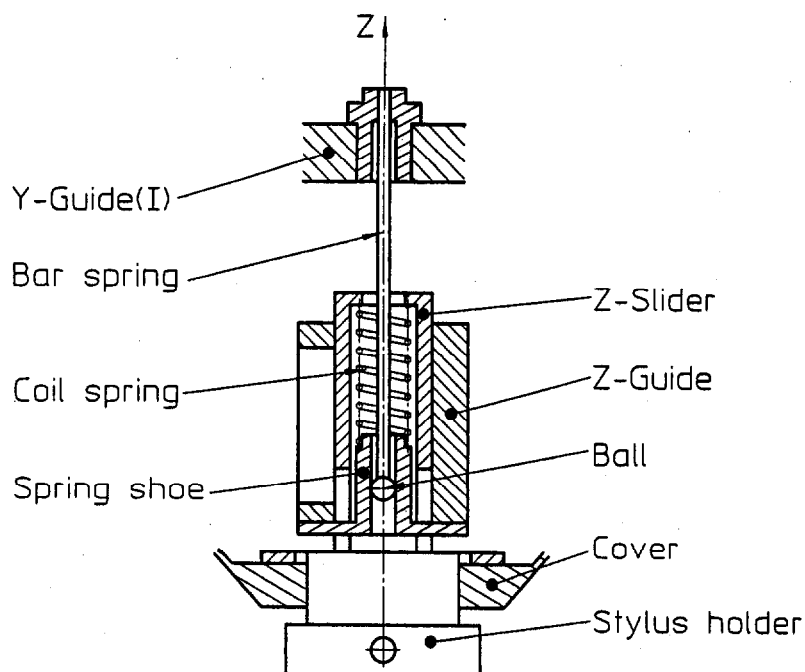


Fig.2.7 Generation of measuring force

比例定数がスタイラスチップの変位方向で、可能な限り変化しないことを意図している。

バースプリングとコイルスプリングの支持方法を図2.7に示す。Zスライダを中空に加工し、コイルスプリングを挿入してZスライダを支持する。また、バースプリングの上端は、Yガイド(1)の中心に固定され、Z軸と同軸にセットされる。バースプリングとコイルスプリングの下端は、Zガイドの下端に締結したスプリングシューに支持される。このスプリングシューの内側をラッピング加工して表面粗さを向上させ、球体を介してバースプリングを支持することにより、プローブ測定系のXY方向の変位に外乱を与えないように配慮している。球体とスプリングシューの内径のクリアランスは数 μm 程度である。なお、Zスライダの下部には、逆U字形の溝加工が施されていて、スプリングシューとの干渉を避けて、スタイラスホルダがZスライダの下端に取り付けられている。バースプリング、コイルスプリングのばね定数は、三次元測定システムにおけるプロービングの測定力、スタイラスチップの変位量と静圧空気スラスト軸受のモーメント負荷能力の関係などを考慮して、 0.196N/mm に設定した。

2.3.4 直交座標系のダンピング

静圧空気スラスト軸受の摩擦抵抗が極めて小さいために、プローブ測定系にはダンピングの対策が必要になる。図2.4に示すスペーサとカバー、およびカバーとスタイラスホルダの隙間にシリコンオイルを充填し、その粘性抵抗を利用してプローブ測定系のXY方向とZ方向にダンピングを負荷した。この場合の粘性減衰係数 c は、

$$c = \mu A / \varepsilon \quad (2.3)$$

により、近似的に推定できる⁷⁾。ただし、 μ はシリコンオイルの粘性係数、 A および ε は、ダンパを構成するシリコンオイル膜の面積と膜厚である。

また、倣いプローブの直交座標系の減衰特性は、動特性を損なわないように、やや不足減衰気味に設定される。そこで、減衰係数比 $\xi = c / c_c$ が0.7近傍になることを目標にして、ダンピングに必要な面積を検討した。ここで、 c_c はX、Y、

Table 2.3 Area of viscous damping

Mass (g)	Area of damper (cm ²)
m _x 300~450	11.1~13.5
m _y 400~500	12.8~14.3
m _z 80~150	5.7~7.8

Z測定系の臨界減衰係数で $c_c = 2(mk)^{1/2}$, m, k は各測定系の質量とばね定数である。動粘度 $\nu = 1000 \text{ cSt}$, 密度 $\rho = 0.971 \text{ g/cm}^3$ のシリコンオイル⁸⁾ をダンパに充填するものとし, その膜厚を 0.1 mm と仮定する。プローブ測定系の X, Y, Z 方向のばね定数は, 上述したように 0.196 N/mm に設定しており, X, Y, Z 測定系の質量を $m_x = 300 \sim 450 \text{ g}$, $m_y = 400 \sim 500 \text{ g}$, $m_z = 80 \sim 150 \text{ g}$ の範囲内であるものと想定して, ダンパ面積を推定すると表 2.3 のようになる。この検討結果から, おおよそのダンパの大きさが推定できる。

2.4 プローブ測定系を構成する静圧空気スラスト軸受

2.4.1 直交座標系のスラスト軸受形式とその配置

図 2.4 に示したプローブ測定系において, スタイラスチップに測定力, 摩擦力が外力として作用すると, これに対する復原力がプローブ測定系に発生する。また, この外力, 復原力に起因してモーメントがプローブ測定系に発生するが, スタイラスをセットする方向によって, モーメントの大きさと方向が異なり, 各方向のティルトモーメントが複合して, プローブ測定系に作用する。すなわち, (−Z) 方向にスタイラスをセットした場合には, スタイラスチップの三次元変位に伴って, XY スライダと Z スライダには, 外力の X, Y, Z 方向成分, および YZ, ZX 両面内のティルトモーメントが作用する。また, (X) あるいは (Y) 方向にスタイラスをセットした場合には, さらに XY 面内のティルトモーメントが加えられることになる。

したがって, 図 2.4 の直交座標系を構成する静圧空気スラスト軸受は, プローブ測定系に作用する外力とティルトモーメントの両方を支持することが必要になる。また, プローブ測定系をコンパクトに構成させるために, 可能な限り小形,

かつ少数の軸受要素で，案内面を構築しなければならない．さらに，それらの外力とティルトモーメントの負荷に対して，軸受隙間の変化を比例させることの工夫が要求される．これらの事柄を実現させるために，図2.8に示すようなダブルパッド形の静圧空気スラスト軸受を考案し，倣いプローブの直交座標系に適用することを検討した^{9) 10)}．図2.8(a)の一行給気軸受は，Y方向の外力とYZ面内のティルトモーメントを支持することを狙っている．また，図2.8(b)，(c)の二列給気軸受(1)，(2)は，YZ, XY両方向のティルトモーメントを一つの軸受面で支持することを意図している．とくに，二列給気軸受(2)は，YZ, XYの二方向の軸受特性の対称性の発揮を意図している¹¹⁾．

倣いプローブのXY測定系とZ測定系に適用した，図2.8のスラスト軸受の

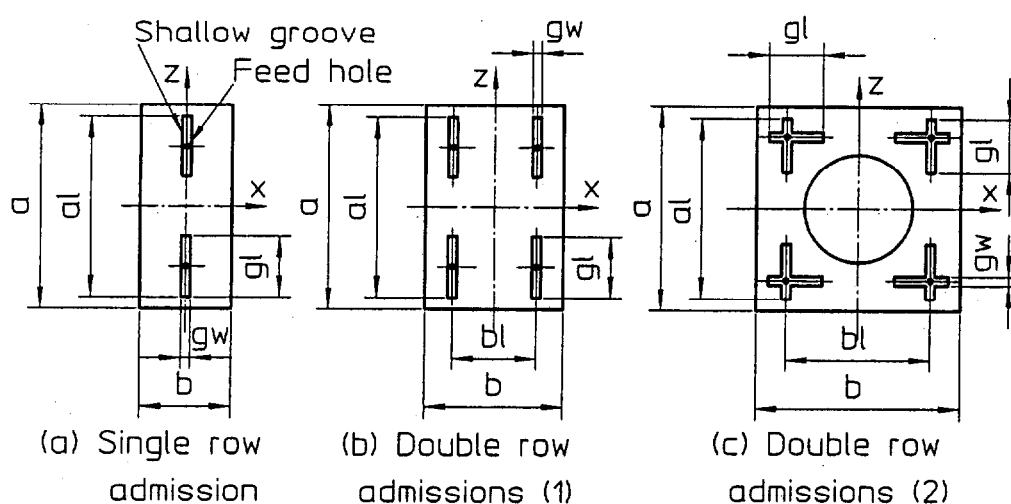


Fig.2.8 Aerostatic thrust bearings with compound restrictors

Table 2.4 Specifications of aerostatic thrust bearings

	X*Y Guideway			Z Guideway	
	Single(i)	Single(ii)	Double(2)	Single(iii)	Double(1)
Bearing length, a (mm)	46	50	34	34	34
Bearing width, b (mm)	10	10	34	15	23
Distance, al (mm)	42	42	30	30	30
Distance, bl (mm)	—	—	24	—	14
Groove length, gl (mm)	11	11	9	10	10
Groove width, gw (mm)	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
Clearance, h0 (μm)	8.5	9.0	8.0	9.3	8.0

主な仕様を表2.4に示す。図2.4の直交座標系の案内面に対して、XY測定系には一列給気軸受(i),(ii)と二列給気軸受(2)、Z測定系には一列給気軸受(iii)と二列給気軸受(1)を適用した。これらのスラスト軸受を、直交座標系に対して次のように配置した。XY測定系では、XYスライダのXY面(上下両面)に二列給気軸受(2)、Y方向側面(左右両面)に一列給気軸受(i)を配置した。また、Xガイドは、Yガイド(II)の上面に配置した一列給気軸受(ii)で支持されるとともに、Yガイド(I)のX方向側面(左右両面)に配置した一列給気軸受(i)で案内される。さらに、Z測定系では、ZガイドのX方向に配置した一列給気軸受(iii)、Y方向に配置した二列給気軸受(1)によって、Zスライダが案内される。このような軸受配置により、プローブ測定系の案内面をコンパクトに構成でき、各方向に作用する外力とティルトモーメントを支持することができた。

2.4.2 複合絞り方式のスラスト軸受

静圧空気スラスト軸受の軸受特性は、軸受面に空気を供給するときの絞り方式によって大きく影響される^{12)~16)}。図2.8のダブルパッド形のスラスト軸受には、軸受剛性を高めるために、給気孔絞りと浅い給気溝による表面絞りを組み合わせた複合絞り方式を採用している^{17)~19)}。表面絞りには様々の溝の形状が考えられるが、ここでは単純なI形溝を採用し、給気孔は浅い溝の中に加工されている。図2.9は、表面絞りと複合絞りを備えた静圧空気スラスト軸受の軸受形状と、軸受面の圧力分布の概要を示したものである。図2.9の(a)と(b)とを比較することによって、給気絞り方式によるスラスト軸受の軸受剛性の相違を明らかにできる。

図2.9(a)は、典型的な表面絞りを備えた軸受を示している²⁰⁾。この軸受には、多数の浅い溝と、大きな給気孔を備えた深い給気溝がある。この浅い溝が絞りの役割をしており、大きな給気孔および深い給気溝には絞り作用がない。軸受剛性は、軸受隙間 h_0 が変化したときの軸受面の圧力分布の変動によって発生する。図2.9に示す斜線の領域は、 h_0 がゼロから大きな値に変化したときの、軸受面の圧力変化を示している。図2.9(a)に示されるように、深い給気溝にお

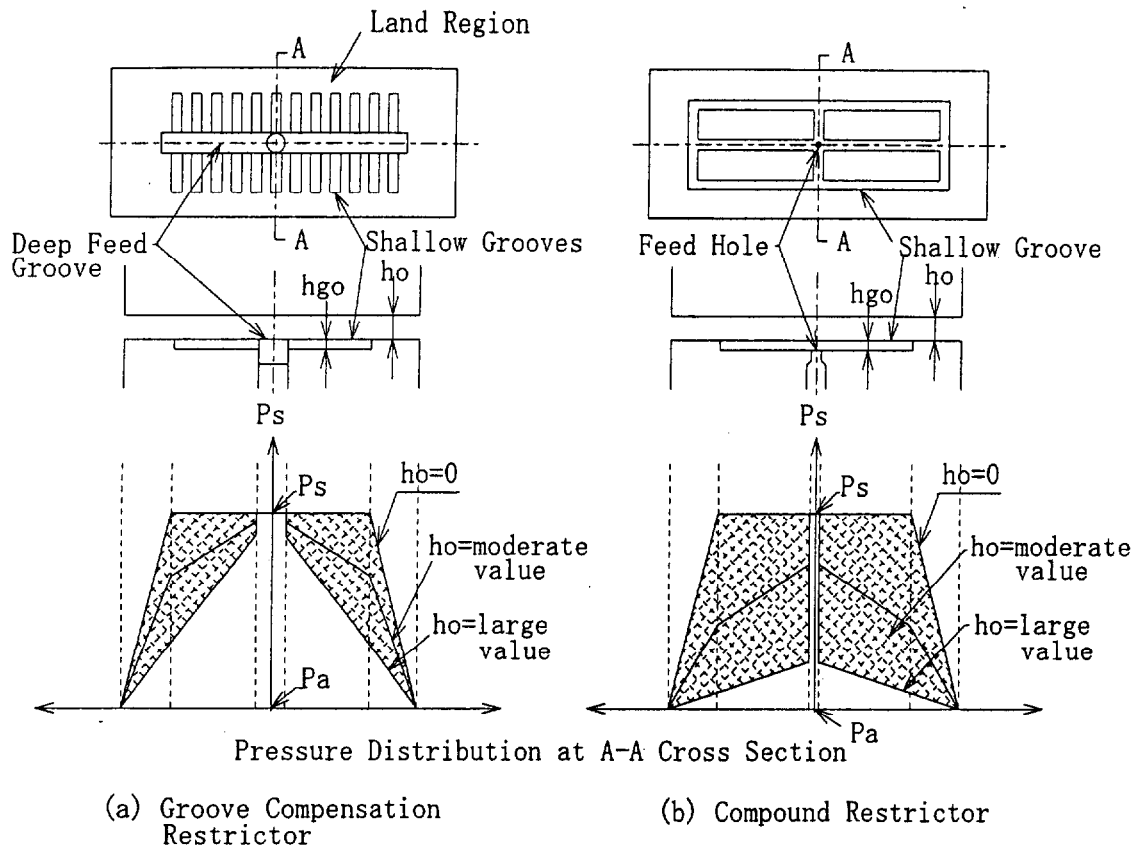


Fig.2.9 Comparison between groove compensation restrictors and compound restrictor

ける圧力は軸受間隙の変化に対して無関係であり、つねに供給圧力と等しいために、表面絞りの軸受における圧力の変化量はそれ程大きくない。

図2.9(b)に示す複合絞りの場合には、絞りとして作用する小さな給気孔から空気が供給される。そして、給気孔出口における圧力は軸受間隙に伴って大きく変化する。したがって、図2.9(b)に示す斜線の領域は、表面絞りの場合よりもより大きくなる。したがって、複合絞りを採用することにより、通常の表面絞りのスラスト軸受より高い軸受剛性が達成できることになる。

2.4.3 一列給気軸受の特性

(a) 理論解析とその結果

図2.8に示した一列給気軸受と二列給気軸受(1),(2)を、倣いプローブのXY測定系とZ測定系に適用したとき、それぞれの軸受には異なる機能が要求され

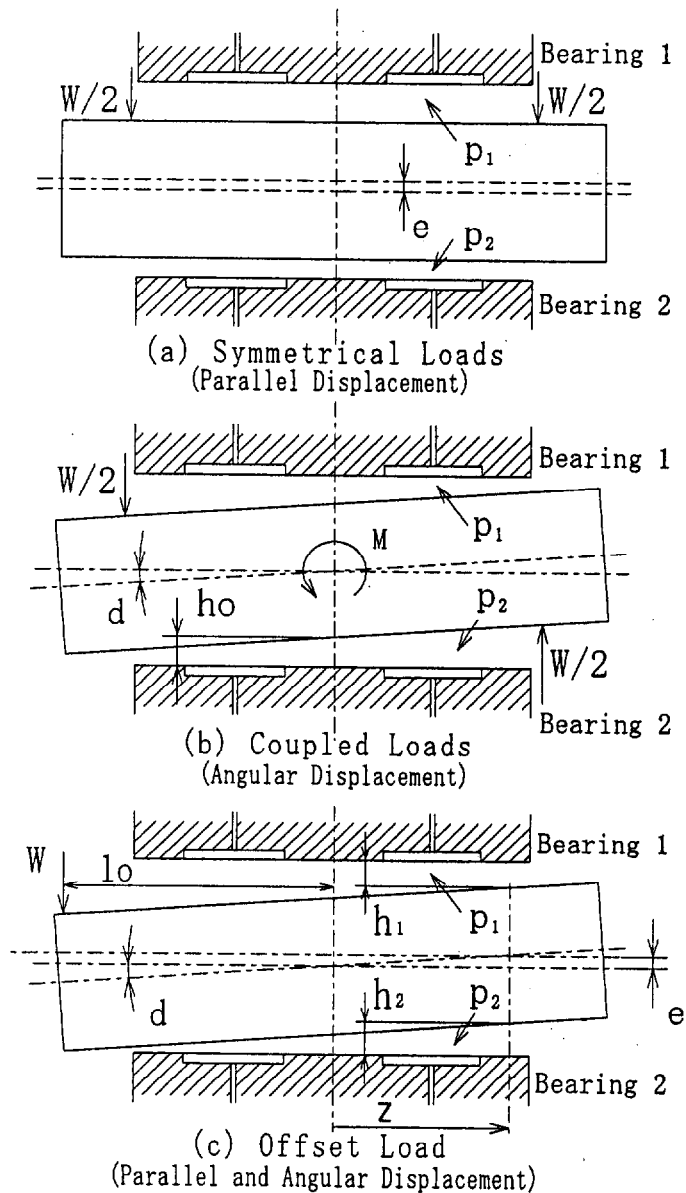


Fig.2.10 Types of applied loads

る。図2.8(a)の一群給気軸受は、軸受面に対するY方向荷重とYZ面内のティルトモーメントを支持することが要求される。ダブルパッド形の静圧空気スラスト軸受に負荷される荷重モデルを図2.10に示す。スタイラスチップに外力が作用したとき、一群給気軸受と軸の相対変位は、図2.10(c)に示す平行変位と角度変位となるが、これらは図2.10(a)の平行変位 e と図2.10(b)の角度変位 d が、重ね合わさったものと考えられる。

図2.10(c)において、軸受1または2の軸受隙間 h_n および溝深さ h_g は、次式のように与えられる。

$$h_n = h_0 \pm e + d \cdot z = h_0(1 \pm \varepsilon + \delta \cdot 2Z) = h_0 H_n \quad (2.4)$$

$$h_g = h_n + g_d = h_0(H_n + G_d) \quad (n=1,2) \quad (2.5)$$

ここで、 h_0 は無負荷のときの軸受隙間で、 $\varepsilon = e/h_0$ である。 $\delta = a \cdot d/(2h_0)$ は軸受端での無次元角度変位を示しており、 a は図2.8に示す軸受長さである。また、 $H_n = 1 \pm \varepsilon + \delta \cdot 2Z = h_n/h_0$ 、 $Z = z/a$ 、 $G_d = g_d/h_0$ である。スラスト軸受の軸受隙間における圧力分布を求めるために、抵抗網近似法(RNM)による数値計算を利用した²⁰⁾。このRNMによる数値計算は、浅い溝による表面絞りの軸受面の解析に有効である。その方法を以下に述べる。

図2.11に示すように、スラスト軸受の軸受面を分割し、差分法の適用を検討する⁸⁾。溝の中心(i, j)を中心にして、二辺の長さが $(\Delta z_j + \Delta z_{j+1})/2$ 、および $(\Delta x_i + \Delta x_{i+1})/2$ の点線の長方形で囲まれる領域を考え、この領域における空気の質量流量を求める。このとき、 z 軸の方向に沿った流動抵抗はランドと溝の幅に比例して平均化され、 x 軸方向の溝の流動抵抗は無視されるものとす

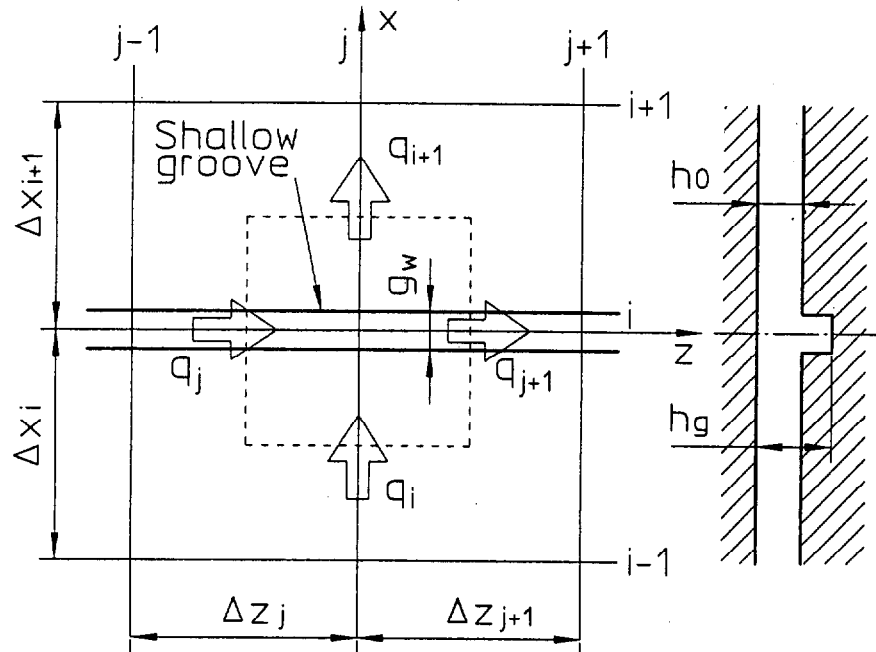


Fig.2.11 Finite difference grid for RN method

る。点線で囲まれた領域において、質量流量の連続性から次式が得られる。

$$q_{j+1} - q_j + q_{i+1} + q_i = 0 \quad (2.6)$$

ここで、

$$q_{j+1} = \frac{1}{12\mu R T} \frac{(P_{i,j+1} + P_{i,j})}{2} \frac{(P_{i,j+1} - P_{i,j})}{\Delta z_{j+1}} \left\{ \left(\frac{\Delta x_{i+1} + \Delta x_i}{2} - g_w \right) h_n^3 + g_w h_g^3 \right\} \quad (2.7)$$

$$q_j = \frac{1}{12\mu R T} \frac{(P_{i,j} + P_{i,j-1})}{2} \frac{(P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\Delta z_j} \left\{ \left(\frac{\Delta x_{i+1} + \Delta x_i}{2} - g_w \right) h_n^3 + g_w h_g^3 \right\} \quad (2.8)$$

$$q_{i+1} = \frac{h_n^3}{12\mu R T} \frac{(P_{i+1,j} + P_{i,j})}{2} \frac{(P_{i+1,j} - P_{i,j})}{\Delta x_{i+1} - g_w/2} \frac{(\Delta z_{j+1} + \Delta z_j)}{2} \quad (2.9)$$

$$q_i = \frac{h_n^3}{12\mu R T} \frac{(P_{i,j} + P_{i-1,j})}{2} \frac{(P_{i,j} - P_{i-1,j})}{\Delta x_i - g_w/2} \frac{(\Delta z_{j+1} + \Delta z_j)}{2} \quad (2.10)$$

ただし、 μ は空気の粘性係数、 R は空気のガス定数、 T は絶対温度であり、 $P = p/p_a$ 、 p_a は大気圧である。

それぞれの格子節点における圧力は、与えられた ε あるいは δ の値に対して、式(2.3)を数値計算的に解くことによって求められる。得られた圧力分布を軸受面に対して積分すると、無次元負荷能力 $\bar{W}$ 、無次元ティルトモーメント $\bar{M}$ が、次式のように求められる。

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a a b} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} (P_2 - P_1) dX dZ \quad (2.11)$$

$$\bar{M} = \frac{M}{p_a a^2 b} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} (P_2 - P_1) Z dX dZ \quad (2.12)$$

ここで、 $X = x/b$ であり、 b は図2.8に示す軸受幅である。これらの理論計算に適用した、複合絞りのスラスト軸受の概略仕様を表2.5に示す。表2.5には、

Table 2.5 Principal dimensions of aerostatic bearings
used in theoretical calculations

	Restrictor	
	Compound	Feed-hole
Number of feed holes	2	6
Diameter of feed hole (mm)	0.2	0.3
Bearing length a (mm)	34	34
Bearing width b (mm)	16	16
Distance a_1 (mm)	30	30
Groove width g_w (mm)	0.4	—
Groove depth g_d (mm)	0.03	—
Groove length g_l (mm)	10	—

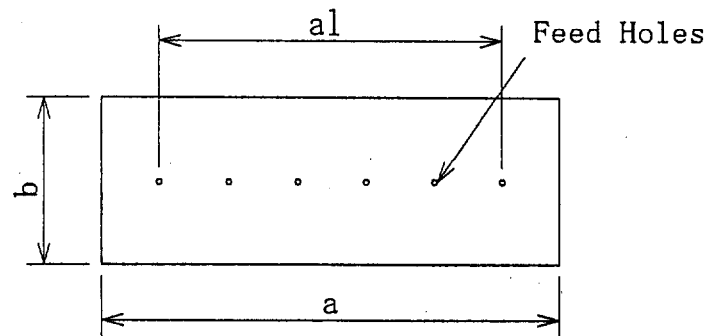


Fig.2.12 Aerostatic thrust bearing with
feed-hole restrictors

比較のために検討した，給気孔絞りのスラスト軸受の仕様も併記してある．この給気孔絞りのスラスト軸受を図2.12に示す．また，給気孔における流量係数は0.8として理論計算を行った．

図2.13，図2.14，および図2.15は，複合絞りと給気孔絞りを備えたスラスト軸受の静特性を比較している．図2.10(a)に示すように，荷重 $W/2$ が軸に作用した場合に，無次元平行変位 ε が0.1、0.5、0.8に変化したとき，軸受隙間 h_0 と $\bar{W}/\varepsilon$ との関係を求めた結果が図2.13である． $\bar{W}/\varepsilon$ は次式の関係が成立するために， $\varepsilon=0.1$ のときの $\bar{W}/\varepsilon$ の値は無偏心状態での平行変位に対する無次元軸受剛性で見なせる．

$$K = \frac{h_0 k}{p_a a^2} = \frac{h_0 W}{p_a a^2 \varepsilon} = \frac{W}{p_a a^2} \frac{h_0}{\varepsilon} = \frac{\bar{W}}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

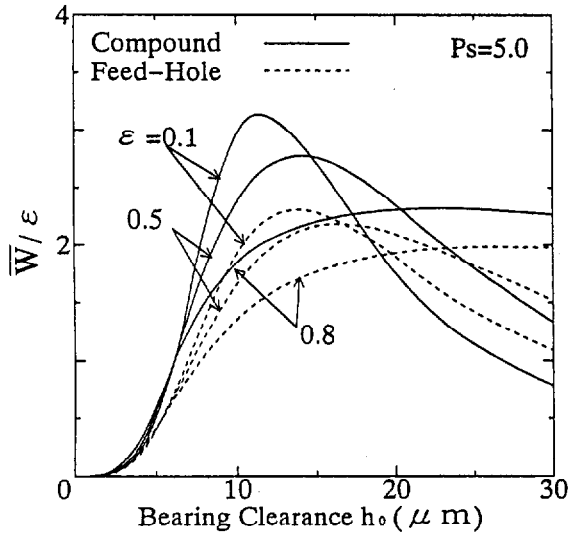


Fig.2.13 Load capacity for axially symmetrical loads

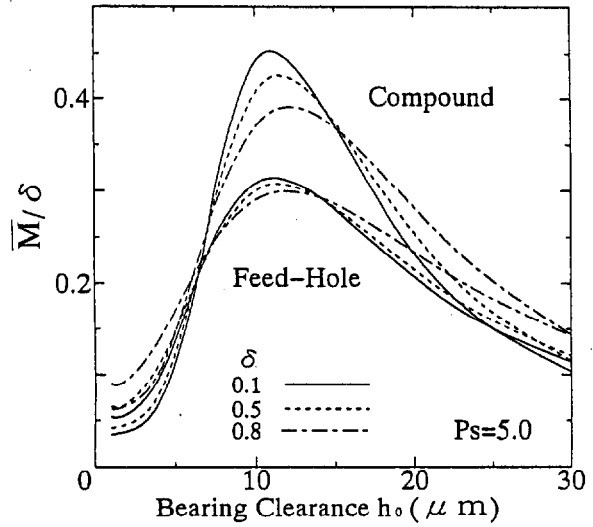


Fig.2.14 Characteristics of tilt moment for coupled loads

図2.13から明らかなように、複合絞りのスラスト軸受の場合には、 $\epsilon = 0.1$ のときの $\bar{W}/\epsilon$ の最大値は、給気孔絞りのスラスト軸受の場合の値よりも約40%ほど大きい。どちらの絞り方式のスラスト軸受とも、軸受隙間が $15\mu\text{m}$ 以下の領域においては、 ϵ の値が増加するにしたがって $\bar{W}/\epsilon$ の値は減少するが、 $20\mu\text{m}$ 以上の軸受隙間の領域においては増加する。また、 ϵ が0.8程度になると、軸受隙間が $15\mu\text{m}$ 以上の領域で、 $\bar{W}/\epsilon$ の値はほとんど一定の値になる。

図2.10(b)のようなモーメントが負荷されたとき、軸の角度変位特性を求めた結果が図2.14である。複合絞りのスラスト軸受の $\bar{M}/\delta$ の最大値は、やはり給気孔絞りのスラスト軸受の値よりも大きいことがわかる。 $\bar{M}/\delta$ の最大値に対応する軸受隙間は、 δ の値の変化に対して鈍感であり約 $10\mu\text{m}$ である。しかし、 $\bar{M}/\delta$ が軸受隙間 h_0 を含んでいるために、 $\bar{M}/\delta$ の最大値は最大モーメント $M_{\max}$ に対応することにはならない。ここで、図2.10(b)の場合のモーメントと角度変位の関係について検討してみる。図2.10(b)において、荷重 $W/2$ が軸受両端に負荷されたとき、モーメントの大きさは $W \cdot a/2$ であるから、次式の関係が得られる。

$$\bar{M} = \frac{M}{p_a a^2 b} = \frac{W a / 2}{p_a a^2 b} = \frac{W}{2 p_a a b} = \frac{\bar{W}}{2} \quad (2.14)$$

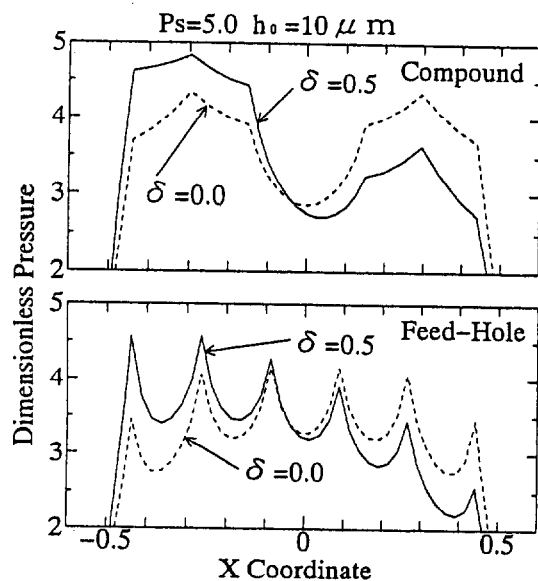


Fig.2.15 Pressure distributions of compound and feed-hole restrictors

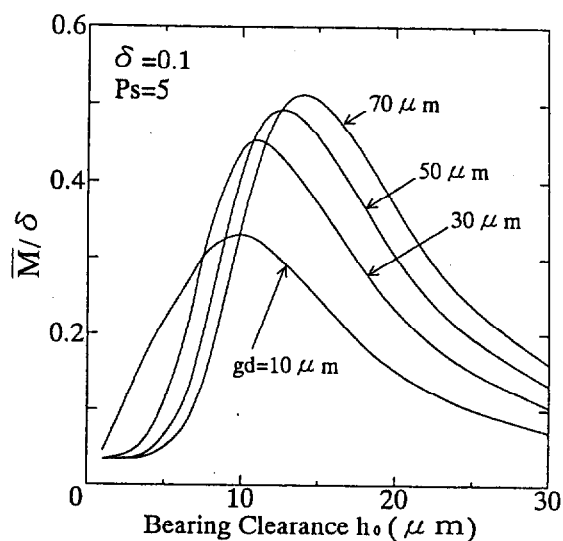


Fig.2.16 Influences of groove depth on the tilt moment

この関係を考慮して、 $\bar{M}/\delta$ の最大値と $\bar{W}/\varepsilon$ の最大値を比較すると、荷重 $W/2$ が図2.10(b)と図2.10(a)のように負荷されることにより、軸受端における軸の変位 $d \cdot a/2$ は、平行変位 e より約4倍大きくなる。すなわち、角度変位による軸の変位量は平行変位による変位量よりも大きいことになる。

複合絞りと給気孔絞りのスラスト軸受で、 δ をゼロと0.5にしたときの z 軸方向の圧力分布を推定した結果が図2.15である。図2.15に示されるように、複合絞りの軸受の圧力変化は、給気孔絞りのそれよりも遥かに大きいことは明らかである。このことの理由は、複合絞りのスラスト軸受では、溝部における圧力がほとんど一定に保持される反面、給気孔絞りの軸受では、給気孔間の圧力がかなり減少しているためであると考えられる。したがって、複合絞りのスラスト軸受のティルトモーメントは、給気孔絞りの軸受よりも遥かに大きいことになる。

複合絞りのスラスト軸受の給気溝深さが、ティルトモーメントに与える影響を求めた結果が図2.16である。 $\bar{M}/\delta$ の最大値は、溝深さとともに増加するが、溝深さの増加は、空気の圧縮性に起因する自励振動を招きやすくなる。さらに、給気溝長さがティルトモーメントに与える影響を図2.17に示す。給気溝が長

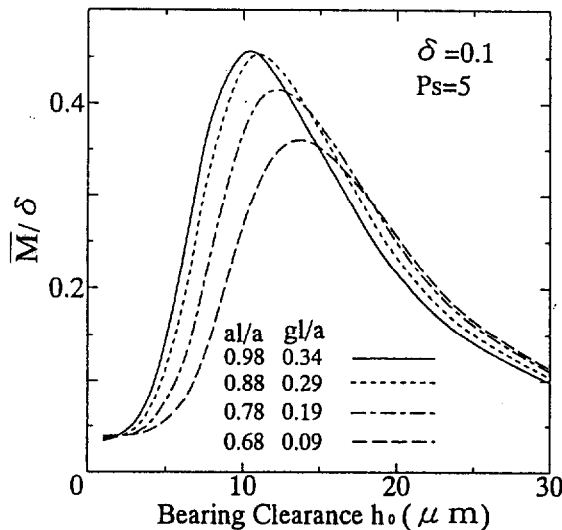


Fig.2.17 Influences of groove length on the tilt moment

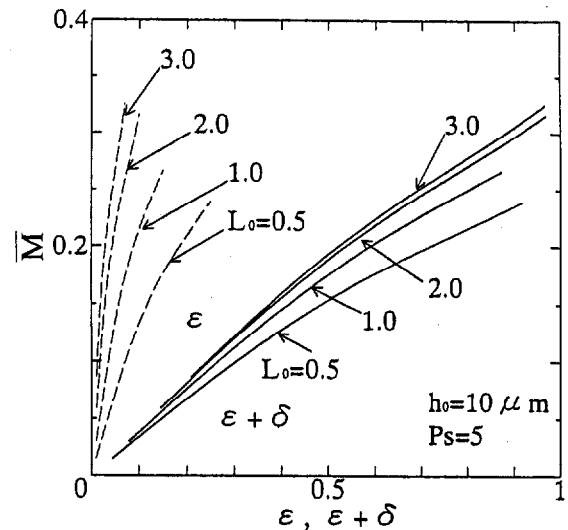


Fig.2.18 Tilt characteristics of offset load

くなると、より大きな $\bar{M}/\delta$ が達成できることが認められる。計算結果は示されていないが、給気孔の位置が軸受端に近づくにしたがって、 $\bar{M}/\delta$ の値は僅かに増加する。

図2.10(c)に示すオフセット荷重の作用点 $L_0 = l_0/a$ が変化したとき、軸の無次元変位と無次元ティルトモーメントの関係を求めた結果が図2.18である。 L_0 は軸受の中心から、荷重が負荷される位置までの無次元距離を示している。このときの数値計算は、与えられた L_0 に対して、下記の条件を満足するように、無次元平行変位 ε および無次元角度変位 δ の数値を決定した。

- (1) ε と L_0 に適当な値を与え、 δ の初期値を仮定する。
- (2) 式(2.6)を数値的に解くことによって、 $\bar{W}$ と $\bar{M}$ を求める。
- (3) $\Delta = (\bar{W} \cdot L_0 - \bar{M})/\bar{M}$ を計算する。
- (4) Δ が 1×10^{-4} より大きければ、 δ の値を変えて(2)に戻る。

Δ が 1×10^{-4} より小さければ、計算を終了する。

図2.18には、軸受端における無次元総変位量 $\delta + \varepsilon$ と無次元平行変位 ε を示してある。 $\delta + \varepsilon = 1$ は、軸が軸受端で軸受と接触することを意味している。図2.18に見られるように、 $L_0 = 0.5$ 以上でオフセット荷重が作用した場合には、無次元角度変位 δ は無次元平行変位 ε よりも大きな値を示す。 ε と $\delta + \varepsilon$ の

比は、 L_0 の増加に伴って減少する。さらに、 $\bar{M}/\delta$ の値は L_0 とともに増加する。しかし、 $\bar{M} = \bar{W} \cdot L_0$ の関係を考慮すると、 L_0 が大きくなるにつれて、小さなオフセット荷重でも、軸受端で軸と軸受が接触することは容易に分かる。

(b) 実験結果との比較

軸受特性の解析結果を検証するために、下記の実験を行った。図2.19に実験装置の概要を示す。実験対象のスラスト軸受と軸は、重力の影響を除去するために垂直に設定した。軸は細い糸によって重心で吊り下げられ、実験対象のスラスト軸受は基板に固定されている。この実験においては、図2.19(a)のカップル荷重、図2.19(b)のオフセット荷重が、スラスト軸受に負荷される。軸の上下端部の変位は、二つの静電容量形変位計で測定し、それらの測定値から軸の平行変位と角度変位を計算した。寸法の異なる4本の軸を準備して、軸受隙間

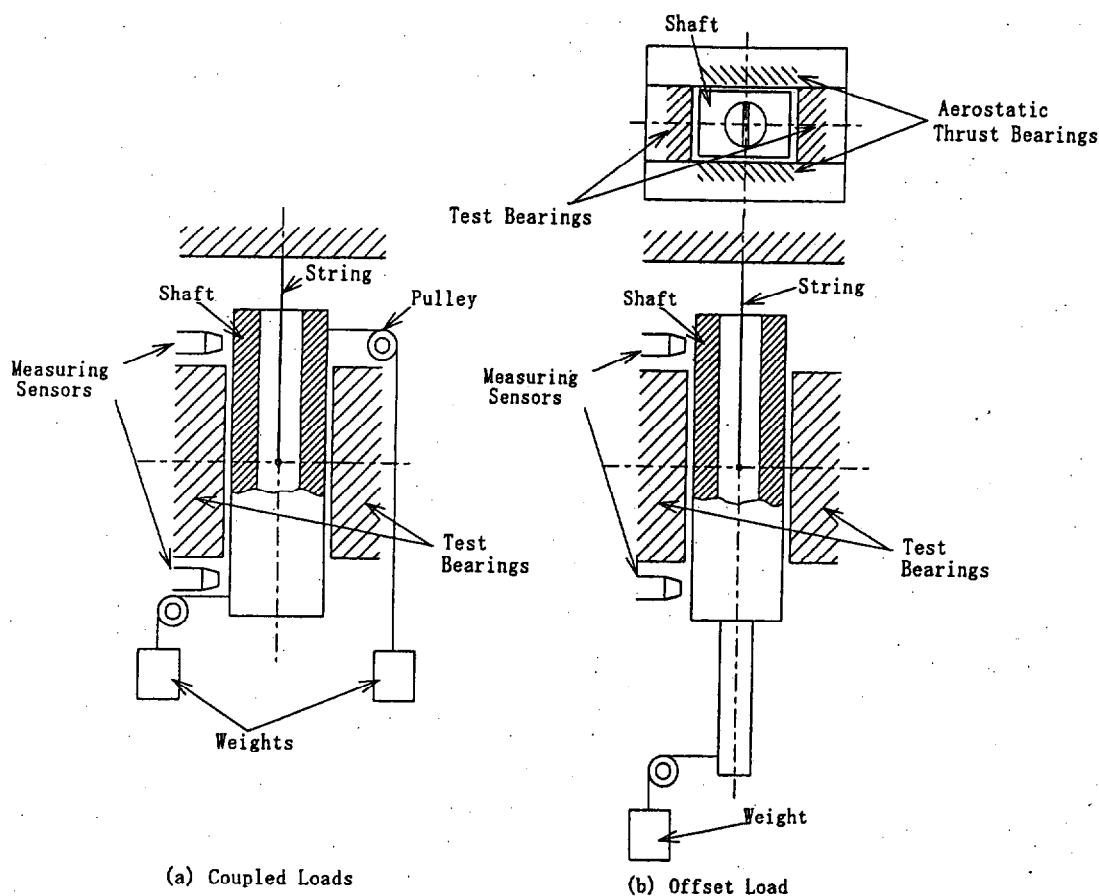


Fig.2.19 Experimental apparatus

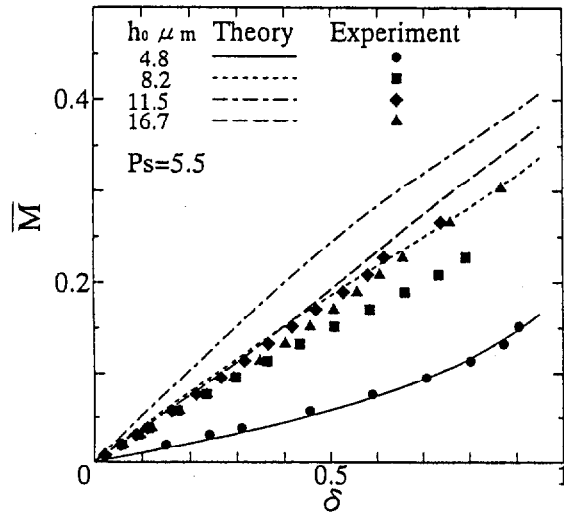


Fig.2.20 Tilt moment for coupled loads

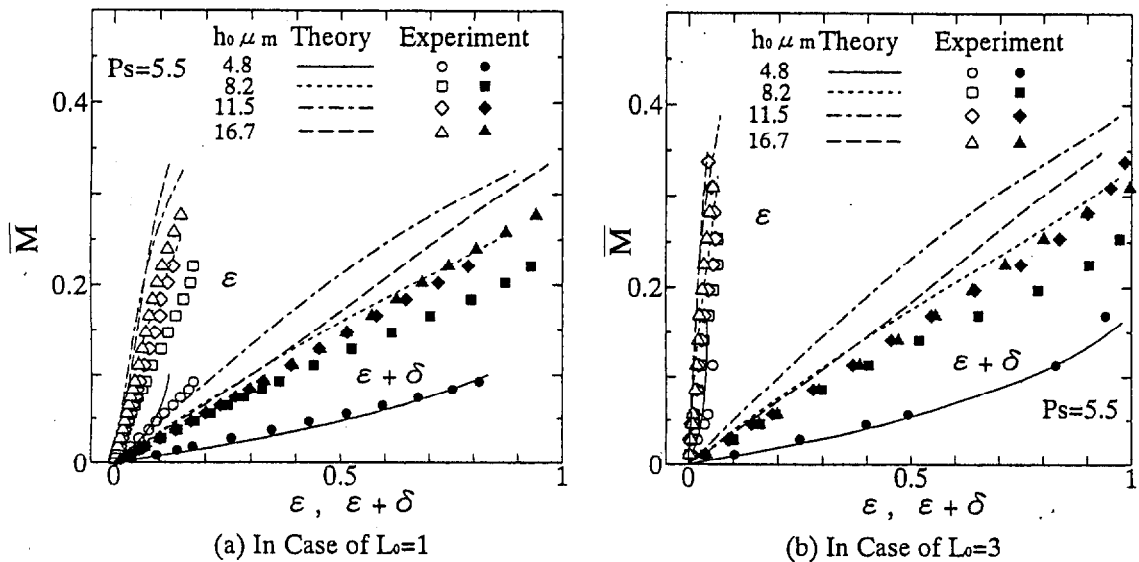


Fig.2.21 Tilt moment for offset load

を変化させた。

軸にカップル荷重が負荷されたとき、無次元角度変位 δ と無次元ティルトモーメント $\bar{M}$ の関係を測定した結果が図 2.20 である。図示されるように、実験結果は $h_0 = 4.8 \mu\text{m}$ の結果を除いて、理論計算結果よりも低い値を示しているが、定性的傾向は良い一致が認められる。ティルトモーメント $\bar{M}$ は、 δ に対してほぼ直線的に増加している。

オフセット荷重が軸に負荷されたとき、軸の無次元変位 ε 、 $\varepsilon + \delta$ とティルト

モーメント $\bar{M}$ の関係の測定結果が図 2.21 である。図 2.21(a) は $L_0=1$ 、図 2.21(b) は $L_0=3$ の場合を示している。これらの実験結果から明らかなように、いずれの軸受隙間においても、角度変位 δ が軸の全変位量 $\varepsilon + \delta$ の大部分を占めている。倣いプローブでは測定力が 0.196 N 以下であり、スタイラスの最大長さは 100 mm 程度である。さらに、軸受隙間 h_0 は $10 \mu\text{m}$ 近傍に設定しており、 L_0 は 1.2 以上であるために、ティルトモーメント $\bar{M}$ は 0.1 を越えることはない。したがって、図 2.21 の結果から明らかなように、直線性の良好な領域の軸受特性を利用して、プローブ測定系を構築できることになる。

2.4.4 二列給気軸受の特性

(a) 理論解析とその結果

倣いプローブの XY スライダ、Z スライダには、スタイラスチップに作用する外力、プローブ測定系の復原力、および各方向のティルトモーメントが複合して作用する。したがって、図 2.8(b)、図 2.8(c) の二列給気軸受には、Y 方向の荷重、および YZ、XY 両面内のティルトモーメントを支持することが要求される。ここで、YZ 方向、XY 方向を、それぞれピッチ、ロール方向と呼ぶことにする。倣いプローブの直交座標系を、高精度かつコンパクトに構築させるには、この二列給気軸受の設計条件が重要な要件になる。したがって、ピッチ、ロール両方向のモーメントに対するダブルパッド形スラスト軸受の変位特性を解析することが必要になる。なお、前節における解析結果に示されたように、スラスト軸

Table 2.6 Principal specifications of aerostatic thrust bearings

Diameter of feed hole (mm)	0.2
Bearing length a (mm)	34
Bearing width b (mm)	24
Distance a_1 (mm)	30
Distance b_1 (mm)	12
Groove width g_w (mm)	0.6
Groove depth g_d (mm)	0.03
Groove length g_l (mm)	10

受に対する軸の平行変位は、角度変位に比して小さいために、ここでは角度変位のみに着目して解析する。また、図2.8(b), (c)の二列給気軸受の理論解析は同様に扱えるため、図2.8(b)の二列給気軸受の理論解析について検討する。解析の対象とするスラスト軸受の概略仕様を表2.6に示す。

図2.22は、ピッチ、ロール方向での軸の角度変位の挙動を示している。ピッチ、ロール方向で、モーメントの作用による軸の角度変位 d_P , d_R が発生したとき、軸受1, 2のランド部における軸受隙間 h_{Pn} および h_{Rn} は次式で与えられる。

$$h_{Pn} = h_0 \pm d_P \cdot z = h_0(1 \pm \delta_P \cdot 2Z) = h_0 H_{Pn}$$

$$h_{Rn} = h_0 \pm d_R \cdot x = h_0(1 \pm \delta_R \cdot 2X) = h_0 H_{Rn} \quad n=1, 2 \quad (2.15)$$

また、給気溝における軸受隙間 h_{Pg} および h_{Rg} は次式となる。

$$h_{Pg} = h_{Pn} + g_{Pd} = h_0(H_{Pn} + G_{Pd})$$

$$h_{Rg} = h_{Rn} + g_{Rd} = h_0(H_{Rn} + G_{Rd}) \quad n=1, 2 \quad (2.16)$$

ここで、 $\delta_P = a \cdot d_P / (2h_0)$ は、ピッチ方向の軸受端での軸の無次元角度変位、 $\delta_R = b \cdot d_R / (2h_0)$ は、ロール方向の軸端での軸の無次元角度変位である。なお、 $Z = z/a$, $X = x/b$, $H_{Pn} = 1 \pm 2Z \delta_P$, $G_{Pd} = g_{Pd}/h_0$, $H_{Rn} = 1 \pm 2X \delta_R$, $G_{Rd} = g_{Rd}/h_0$ で、 a と b は、図2.8に示すスラスト軸受の長さ、幅である。

軸受隙間における圧力分布は、前節同様にRNMを用いた数値計算によって求められる¹⁰⁾。得られた圧力分布を軸受面で積分することにより、ピッチ方向、ロール方向での無次元ティルトモーメント $\bar{M}_P$, $\bar{M}_R$ は、次式のように与えられる。

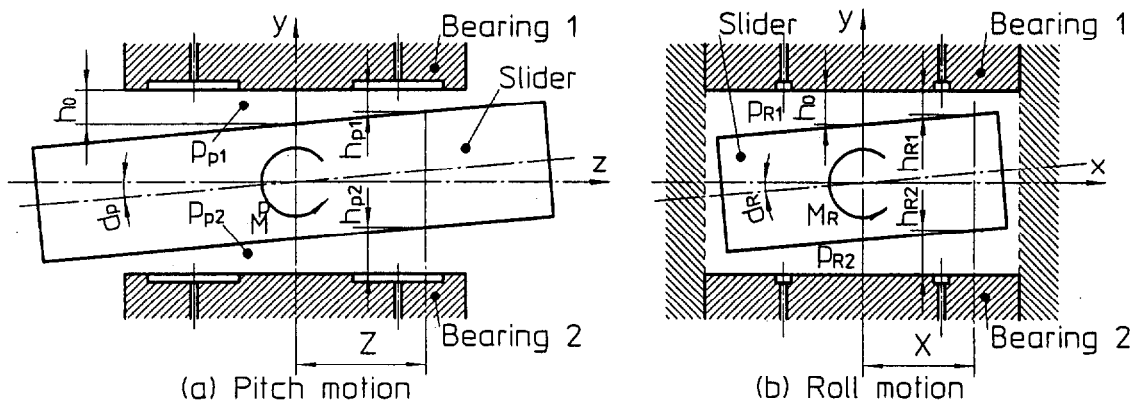


Fig.2.22 Motion models of shaft

$$\overline{M}_P = \frac{M_P}{p_a a^2 b} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} (P_{P2} - P_{P1}) Z dX dZ \quad (2.17)$$

$$\overline{M}_R = \frac{M_R}{p_a a b^2} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} (P_{R2} - P_{R1}) X dX dZ \quad (2.18)$$

二列給気軸受との比較のために、一列給気軸受のピッチモーメント、ロールモーメントに対する角度変位特性を図2.23に示す。図2.23は、軸受隙間 h_0 と $\overline{M}_P/\delta_P$ 、 $\overline{M}_R/\delta_R$ の関係を示している。ここで、 $\overline{M}_P/\delta_P$ 、 $\overline{M}_R/\delta_R$ は

$$\frac{\overline{M}_P}{\delta_P} = \frac{M_P/(p_a a^2 b)}{a d_P/(2h_0)} = \frac{M_P}{(a d_P/2)} \cdot \frac{h_0}{p_a a^2 b} = \frac{k_P h_0}{p_a a^2 b} = K_P \quad (2.19)$$

$$\frac{\overline{M}_R}{\delta_R} = \frac{M_R/(p_a a b^2)}{b d_R/(2h_0)} = \frac{M_R}{(b d_R/2)} \cdot \frac{h_0}{p_a a b^2} = \frac{k_R h_0}{p_a a b^2} = K_R \quad (2.20)$$

である。ただし、 $k_P = M_P/(a d_P/2)$ は、ピッチ方向における静的角度変位剛性を示している。また、 $k_R = M_R/(b d_R/2)$ は、ロール方向の静的角度変位剛性である。したがって、 $\overline{M}_P/\delta_P$ および $\overline{M}_R/\delta_R$ は、それぞれピッチ方向、ロール方向の静的無次元角度変位剛性となせる。

図2.23において、ピッチ方向の角度変位特性では、 K_P を最大にする最適軸受隙間が存在し、その最大値は給気孔径 d_s が小さいほど高まる。また、ロール

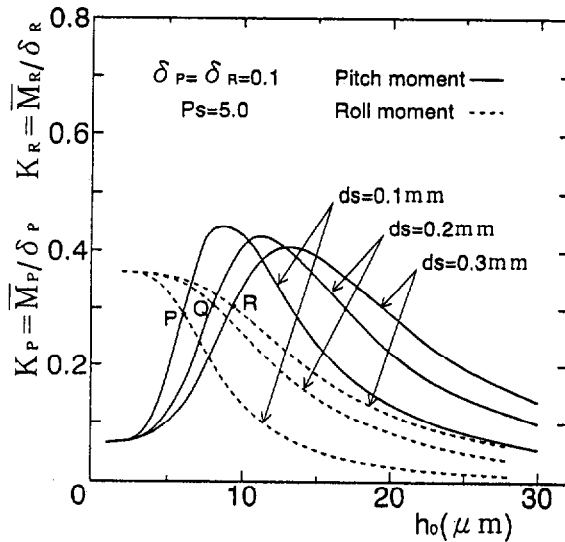


Fig.2.23 Tilt characteristics of single row bearing

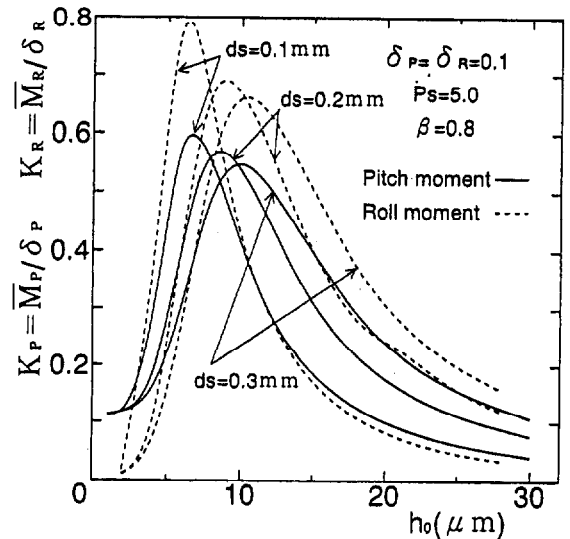


Fig.2.24 Tilt characteristics of double row bearing

方向の K_R は d_s が大きいほど高い値を示すが、 h_o の減少に伴って単調増加となり、 h_o の小さい領域で最大値に収束する。したがって、一列給気軸受の軸受隙間を、 K_P が最大になる最適軸受隙間に設定すると、 K_R は最大値の約50%程度に低下する。また、 $5\mu m$ 程度の小さい軸受隙間に設定して K_R を高めると、 K_P は著しく低下する。さらに、 K_P 、 K_R の両方を可能な限り高めるために、特性曲線の交点P、Q、R点に相当する軸受隙間に設定すると、ピッチ、ロール両方向ともスラスト軸受の角度変位特性を最大限に活かすことができないことになる。これらの事柄から、ピッチ、ロールの両方向のモーメントが複合して作用するプローブ測定系を、一列給気軸受によって構成させて、高い角度変位剛性を発揮させる設計は困難であることが理解される。

二列給気軸受の軸受隙間 h_o と $\bar{M}_P/\delta_P$ 、 $\bar{M}_R/\delta_R$ の関係を求めた結果が図2.24である。一列給気軸受の場合と異なり、二列給気軸受では K_P 、 K_R を最大にする最適軸受隙間が存在する。また、図2.23の一列給気軸受の角度変位特性と比較すると、二列給気軸受の K_P の最大値は、何れの給気孔径においても一列給気軸受の場合より約1.3倍ほどの大きな値を示している。さらに、二列給気軸受のピッチ、ロール両方向の最適軸受隙間は、 d_s の大きさが変化してもほぼ同一の隙間になることが示されている。したがって、二列給気軸受の軸受隙間を、こ

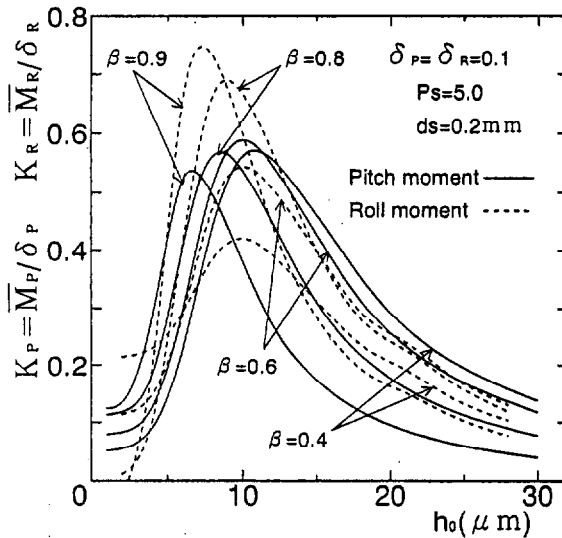


Fig.2.25 Effect of groove location on tilt moment for double row bearing

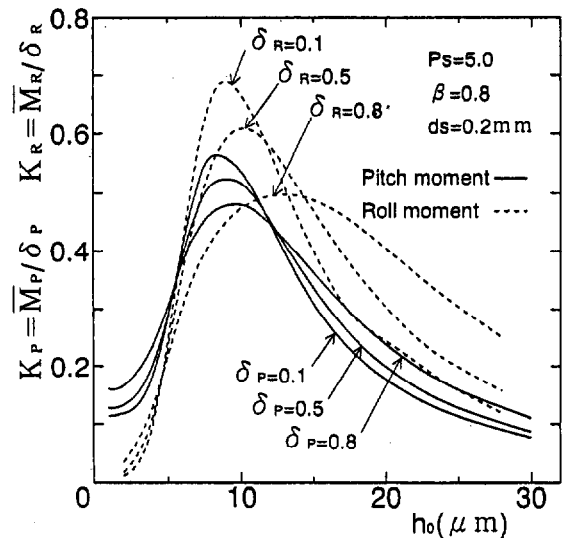


Fig.2.26 Effect of tilt displacement on tilt moment for double row bearing

これらの最適軸受隙間に設定すれば、ピッチ、ロールの両モーメントの負荷を、 K_P 、 K_R の最大値で支持することが可能となる、これらの事柄より、倣いプローブの直交座標系を構築するために、二列給気軸受は有効なスラスト軸受と言える。実際のプローブ測定系では、給気孔径は加工性を考慮して0.2mmに設定した。このときの最適軸受隙間は、おおよそ8~10 μ mである。

$\beta = b_1/b$ をパラメータにして、二列給気軸受の軸受隙間 h_0 と $\bar{M}_P/\delta_P$ 、 $\bar{M}_R/\delta_R$ の関係を図示した結果が図2.25である。図2.25において、 β を大きくして溝の位置を軸受の外側に移行すると K_R は増加するが、 K_P は $\beta=0.6$ のときに最大となる。しかし、 δ_P の中に h_0 が含まれるために、 K_P の最大値は、有次元角度変位剛性 k_P の最大値に対応することにはならない。図2.8の二列給気軸受では、 β を0.6~0.7に設定している。

軸の無次元角度変位 δ_P 、 δ_R をパラメータにして、二列給気軸受の軸受隙間 h_0 と $\bar{M}_P/\delta_P$ 、 $\bar{M}_R/\delta_R$ の関係を求めた結果が図2.26である。 δ_R の増加に伴って、ロール方向の角度変位に対する最適軸受隙間は僅かに右側にシフトするが、 δ_P が変化しても最適軸受隙間はほとんど変化しない。

(b) 実験結果との比較

二列給気軸受の角度変位特性の解析結果を、実験的に検証するための実験装置を図2.27に示す。この実験装置は、ピッチ、ロール両方向の軸の角度変位が測定できるように設計されている。軸および実験対象のスラスト軸受は、軸受特性に対する重力の影響を除去するために、鉛直(z方向)にセットされている。また、軸の重心軸上に取り付けられた二本のアームに、小さいボールベアリングが対称的にセットされ、軸に作用する重力を受けるとともに、軸がX方向に移動しないように支持している。

軸に作用するピッチ、ロール両方向のモーメントは、質量が正確に知れている二組の分銅を用いて、図2.27に示すようなカップル荷重によって発生させている。これらのモーメントによるピッチ、ロール両方向の軸の角度変位は、A、BおよびC、Dの非接触変位計によって測定される。寸法の異なる三本の軸を準備

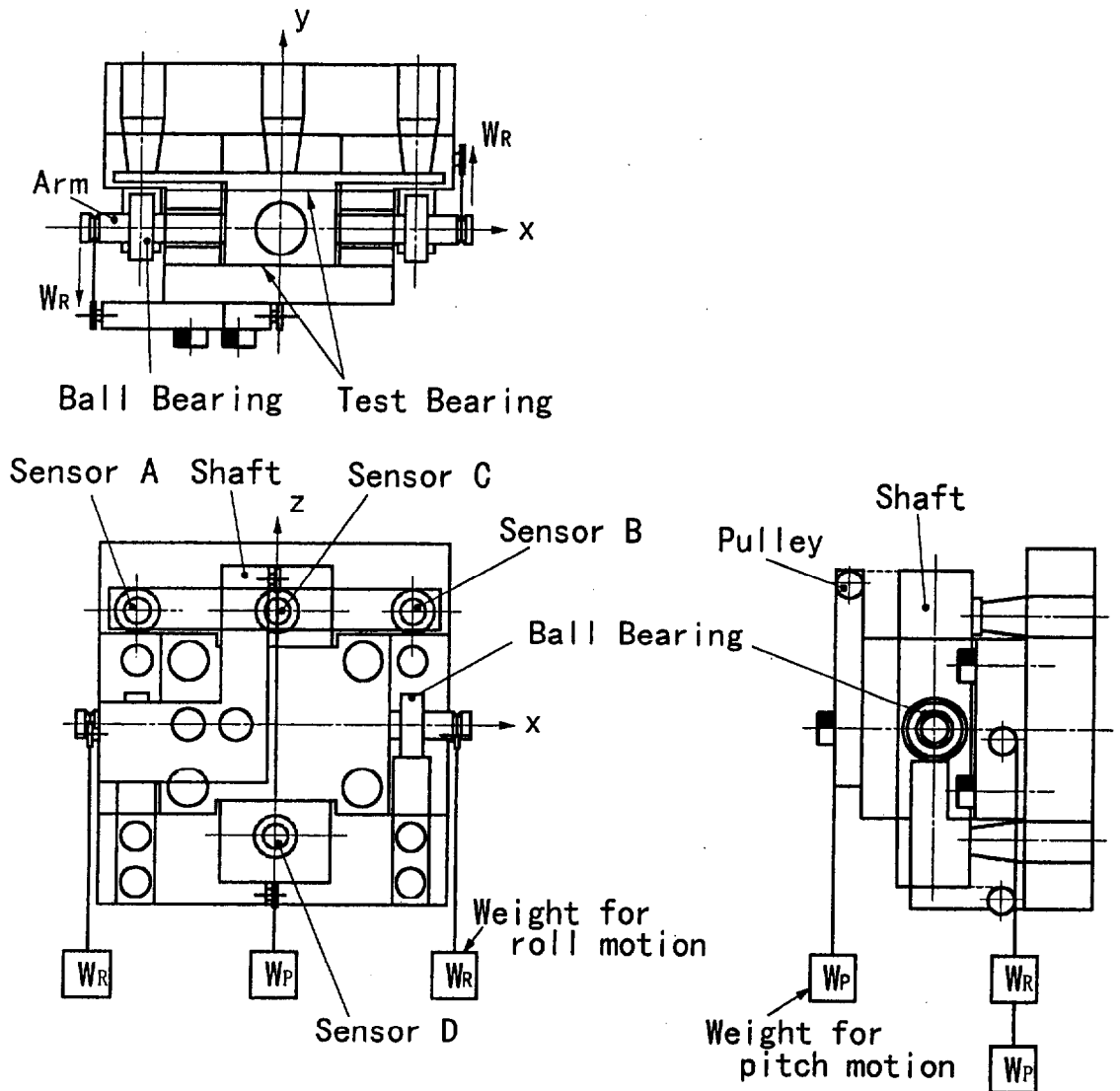


Fig.2.27 Experimental apparatus for tilt characteristics of aerostatic thrust bearing

して、軸受隙間を変化させた。

軸受隙間 h_0 をパラメータにして、一列、二列給気軸受のピッチ方向の無次元角度変位 δ_P と無次元ティルトモーメント M_P の関係を測定した結果が図 2.28 である。無次元角度剛性は $\Delta M / \Delta \delta$ で表され、 $M - \delta$ 曲線の勾配から推定できる。 $3 \mu\text{m}$ 近傍の小さい軸受隙間では、一列、二列給気軸受のピッチ方向の角度剛性はほぼ同等であるが、 $10 \mu\text{m}$ 近傍の大きい軸受隙間では二列給気軸受の角度剛性が大きくなる。

一列、二列給気軸受のロール方向の無次元角度変位 δ_R と無次元ティルトモーメ

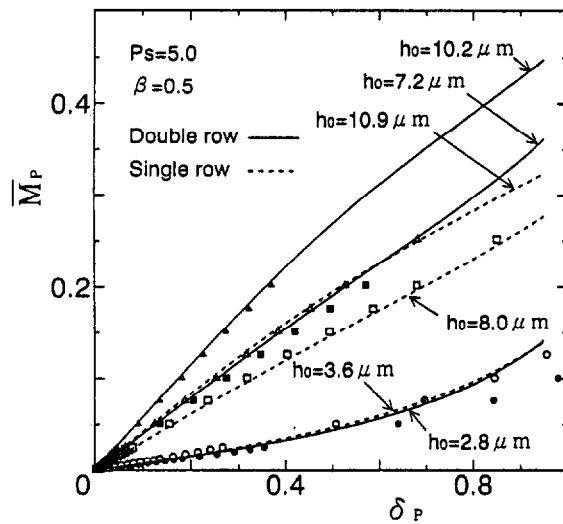


Fig.2.28 Tilt moment for pitch moment

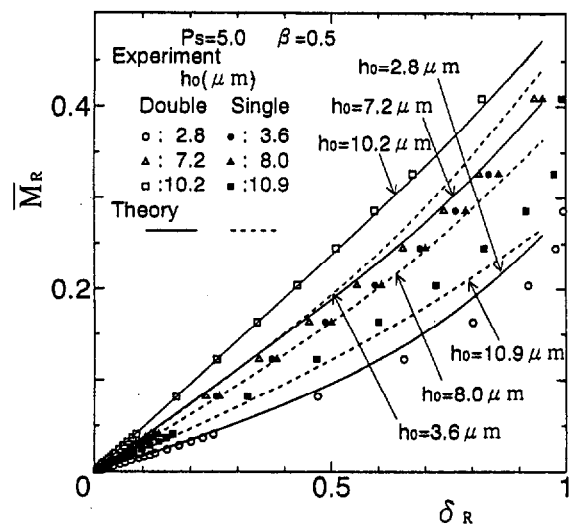


Fig.2.29 Tilt moment for roll moment

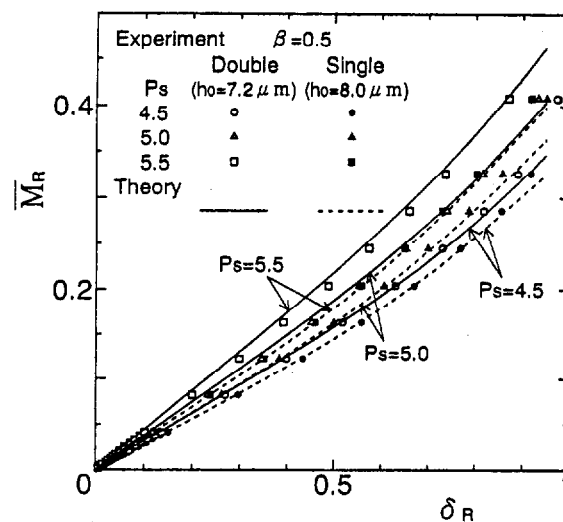


Fig.2.30 Effect of supply pressure on tilt moment

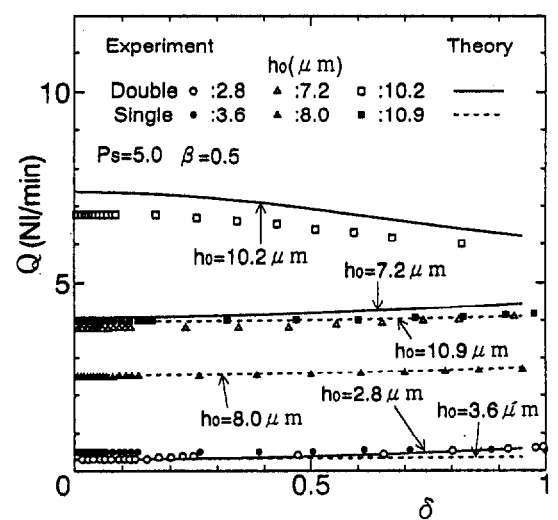


Fig.2.31 Volume flow rate versus tilt displacement of shaft

ント $\bar{M}_R$ の関係を実験した結果が図2.29である。二列給気軸受では、軸受隙間の増加に伴って角度剛性が高くなっているが、一列給気軸受では軸受隙間の減少とともに角度剛性も低くなり、図2.23, 図2.24の理論解析結果と符合している。

図2.30は、給気圧力をパラメータにして、一列、二列給気軸受のロール方向の無次元角度変位 δ_R と無次元ティルトモーメント $\bar{M}_R$ の関係を示している、両軸受の実験結果は理論解析結果と良く一致していて、給気圧力の増加に伴い無次元角度剛性も高くなっている。

図2.31は、一列、二列給気軸受の無次元角度変位 δ_R と大気圧状態での空気流量 Q の関係を示している、何れの軸受でも、 δ_R の変化による空気流量の変化は僅かである。ここで、流量係数は0.8として空気流量を推定している。

2.5 結 言

三次元測定システムによる機械部品の表面形状の測定において、測定面のCADデータに依存してスタイラスパスを決定するパートプログラミングを必要としない形状測定法として、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを基準にして、プローブパスを推定しながら形状測定を遂行できる倣い測定法について検討した。そして、この方法による形状測定を実現するためのプローブとして、空気軸受の案内面を利用した直交座標系による倣いプローブを提案し、その測定機構および静圧空気スラスト軸受の特性と設計条件について検討した。本章における主な結論は、下記の通りである。

(1) 測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位を倣いプローブで測定し、この変位ベクトルを基準にしてプローブパスを探索しながら形状測定を実行する倣い測定法の概念を明示するとともに、その倣いプローブに要求される機能と特性を明らかにした。

(2) 静圧空気スラスト軸受の案内機構による直交座標系によって、倣いプローブを構築することを提案し、直交座標系の機構、変位測定法、測定力の発生機構、ダンピングなどに対する方策、仕様を明らかにした。

(3) 直交座標系を構成する静圧空気スラスト軸受として、一列給気および二列給気の複合絞りを採用した矩形ダブルパッド形静圧空気スラスト軸受を提案した。さらに、その軸受特性に対する理論解析と実験的検証を行い、下記の結論を得るとともに、直交座標系の設計条件を明らかにして、倣いプローブを開発した。

(a) 複合絞りを備えた静圧空気スラスト軸受は、給気孔絞りの軸受より大きなティルトモーメントを発揮することができる。

(b) 静圧空気スラスト軸受のティルトモーメントは、複合絞りの溝長さ g_l 、溝深さ g_d の増加とともに大きくなる。

(c) $L_0=0.5$ 以上の作用点にオフセット荷重が負荷されるとき、軸受端における軸の角度変位 δ は平行変位 ε よりも大きな値になる。

(d) 一列給気軸受のロール方向の角度変位剛性は、軸受隙間の減少に伴って単調増加となるが、ピッチ方向では角度変位剛性を最大にする最適軸受隙間が存在する。したがって、一列給気軸受でピッチ、ロールの両モーメントの負荷に対して、高い角度変位剛性を発揮させる設計はできない。

(e) 二列給気軸受では、ピッチ、ロールの両方向の角度変位剛性を最大にする最適軸受隙間が存在する。

(f) 二列給気軸受の角度変位剛性の最大値は、ピッチ、ロール両方向とも一列給気軸受より高い値となる。

(g) 二列給気軸受のピッチ、ロール両方向の最適軸受隙間は、ほぼ同一隙間になるため、二列給気軸受の角度変位剛性の最大値を活用して、ピッチ、ロールの両モーメントを支持する案内面の設計が可能になる。

参考文献

- 1) 金田徹, 塚田忠夫: 円筒形状の離散測定におけるサンプリング間隔, 精密機械, 51, 6(1985)1225.
- 2) 中村哲夫, 森田英夫, 安孫子健二: 直交座標測定系による三次元微いプローブの開発, 設計工学, 33, 4(1998)107.
- 3) 稲崎一郎, 青山藤詞郎: 静圧軸受, 工業調査会(1990)14.
- 4) 十合晋一: 気体軸受, 共立出版(1984)10.
- 5) T. Nakamura, H. Morita, M. Sawabe: Development of new probing apparatus for profile measurement on CNC coordinate measuring machine, Pro. of VIII internationales oberflächen kolloquium(1992)63.
- 6) 太田成賢, 上田守正, 深津拓也, 沢辺雅二: 高分解能リニヤエンコーダシステムと光ファイバによる非接触粗さ計測法について, 精密工学会学術講演会, 先端技術紹介セッション(1985)33.
- 7) 亘理厚: 機械振動, 丸善(1966)10.
- 8) 東芝シリコン(株): シリコンオイルTSF451, カタログ
- 9) T. Nakamura, S. Yoshimoto: Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double-pad thrust bearings with compound restrictors, Tribol. Int., 29, 2(1996)145.
- 10) 中村哲夫, 吉本成香: 静圧空気スラスト軸受の角度変位特性, 精密工学会学術

講演論文集(1995)381.

11)T. Nakamura, S. Yoshimoto : Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double-pad thrust bearings with double row admissions, Tribol. Int., 30, 8(1997)605.

12)Kassab S. Z. : Performance of an externally pressurized rectangular gas bearing under constant effective recess pressure. Tribol. Int., 27, 3(1994) 159.

13)Rao N. S. : Analysis of aerostatic porous rectangular thrust bearings with offset loads, Wear, 59(1980)333.

14)Singh K. C. and Rao N. S. : Static characteristics of aerostatic porous rectangular thrust bearings with offset load, Trans. ASME, J. Lub. Technol. 105(1983)143.

15)Al-Bender F. and Brussel H. V. : Tilt characteristics of circular centrally fed aerostatic bearings, Tribol. Int., 25, 3(1992)189.

16)小野京右, 土谷幸広, 伊庭剛二 : 二列円周みぞ付き給気孔形静圧気体スラスト軸受, 機械学会論文集, 52, 480 C (1986)2142.

17)Boffey D. A., Duncan A. E. and Deardent J. K. : An experimental investigation of the effect of orifice restrictor size on the stiffness of an industrial air lubricated thrust bearing, Tribol. Int., 14(1981)287.

18)Boffey D. A., Barrow A. A. and Deardent J. K. : Experimental investigation into the performance of an aerostatic industrial thrust bearing, Tribol. Int., 18, 3(1985)165.

19)Boffey D. A., Waddell M. and Deardent J. K. : A theoretical and experimental study into the steady-state performance characteristics of industrial air lubricated thrust bearings, Tribol. Int., 18, 4(1985)229.

20)Kogure K., Kaneko R. and Ohtani K. : A study on characteristics of surface-restriction compensated gas bearing with T-shaped grooves, Bull. JSME, 25, 210(1982)2039.

第3章 倣いプローブの静的特性

3.1 緒言

前章においては、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを基準にして、スタイラスパスを推定しながら測定面の形状測定を行う倣い形状測定法の概念を明らかにした。そして、この倣い形状測定法を可能にするプローブシステムとして、静圧空気スラスト軸受を利用した直交座標系による倣いプローブを提案し、スラスト軸受の軸受特性、直交座標系の変位測定法、測定力の発生機構、プローブ測定系のダンピング法などの事柄について検討した。

倣いプローブの直交座標系に、静圧空気スラスト軸受を適用する理由は、

- (1) 直交座標系の案内機構の摩擦、ヒステリシスなどを可能な限り小さくすること。
- (2) スタイラスチップの三次元変位ベクトルと測定力のベクトルが、可能な限り比例すること。
- (3) スタイラスチップの変位ベクトルが、測定面の法線方向にほぼ一致すること。
- (4) 静圧空気スラスト軸受の軸受剛性を利用して、アッペの原理を満足できないプローブ測定系の誤差を簡便に補正できること。

などの特性を実現することを意図している¹⁾。

図3.1に示すように、実際の倣いプローブにおいては、スタイラスを($\pm X$), ($\pm Y$), ($-Z$)方向にセットして形状測定が行なわれる。したがって、これらの5方向のいずれのスタイラスチップに測定力が作用しても、上記の特性が発揮されねばならない。また、上記の特性を阻害する要因としては、コイルスプリング、バースプリングの非線形性、空気供給ホースおよび検出器における信号ケーブルの変形抵抗などが考えられる。そこで、本章においては、5方向のそれぞれのスタイラスチップに測定力を作用させて、

- (1) X, Y, Z 軸測定系におけるヒステリシスを評価する。
- (2) XYスライダおよびZスライダを案内する静圧空気スラスト軸受の角度変

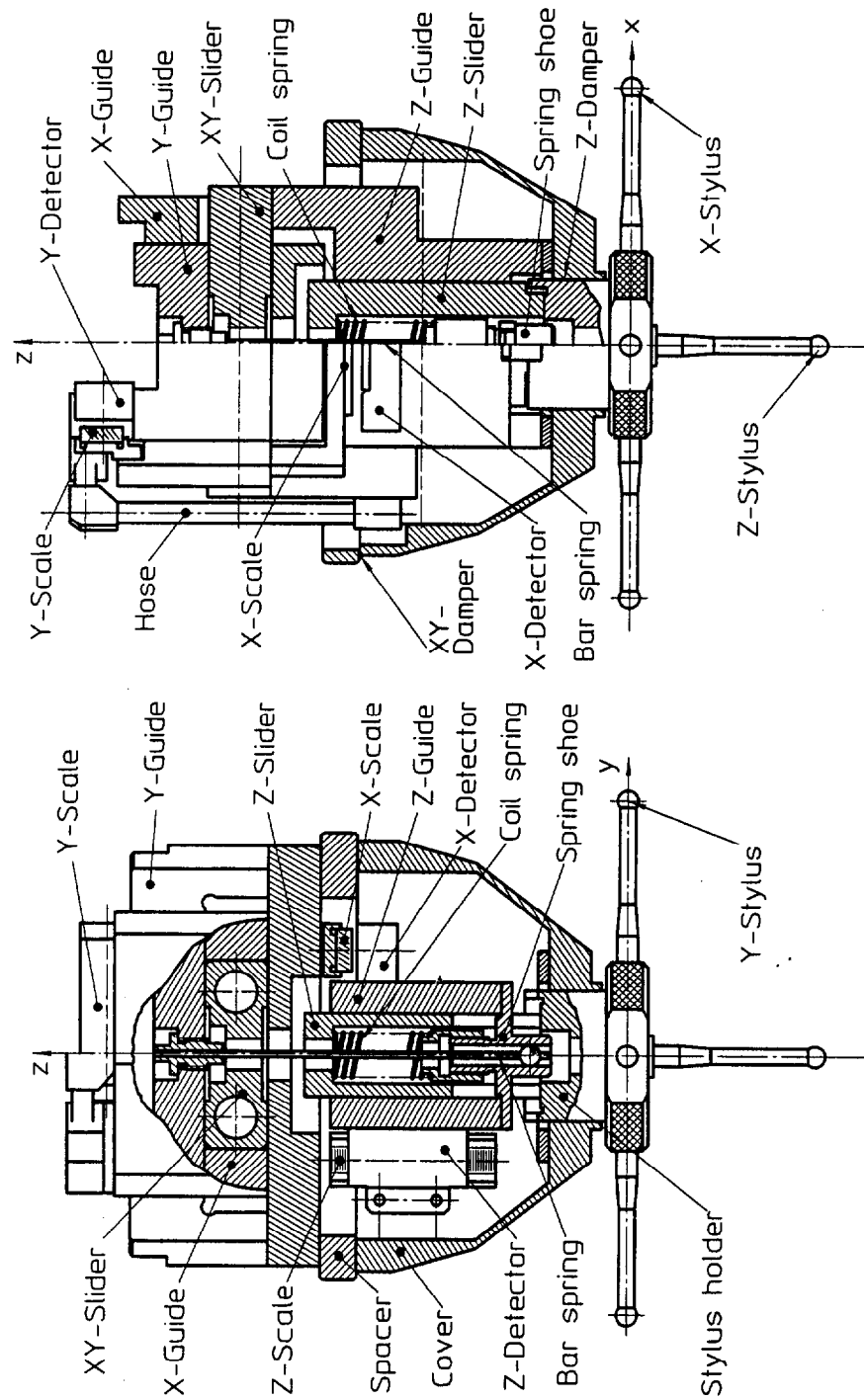


Fig.3.1 Structure of scanning probe

位剛性を求める。

(3) X, Y, Z 軸方向における測定力と変位の関係を推定する。

(4) 測定力とスタイラスの曲げ変形によるスタイラスチップの変位との関係を求める。

などの事柄について実験的に検討し、倣いプローブの直交座標系の静的特性を明らかにする。

3.2 直交座標系のヒステリシス

プローブ測定系の案内面における静圧空気スラスト軸受の摩擦抵抗はほとんど無視できる^{2) 3)}。直交座標系のヒステリシスの発生原因としては、静圧空気スラスト軸受の軸受隙間の角度変位の安定性、測定力を発生させるばね系の特性、スタイラスの弾性変形とねじ締結部の挙動、空気供給ホースの変形抵抗などが考えられる。スタイラスの長さ、セット方向、および変位方向によって、これらの原因によるヒステリシスの大きさが異なるものと考えられる。そこで、各座標軸方向のスタイラスチップに対して、X, Y, Z 軸方向の一定ピッチの基準変位を与えて、それぞれの位置におけるプローブ測定系のヒステリシスを測定した。このヒ

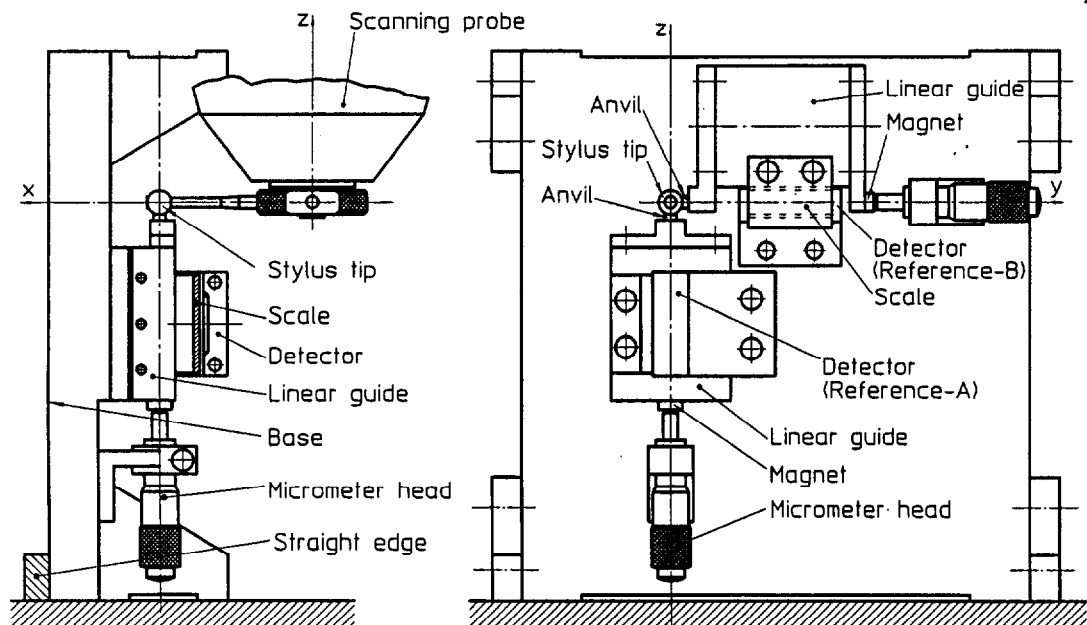


Fig.3.2 Experimental apparatus for hysteresis of scanning probe

ステリシスの測定装置を図3.2に示す。

図3.2の測定装置は、A軸、B軸を直交させた二次元測定系であり、スタイラスチップに直交二軸方向の変位を与えられる。A軸およびB軸方向のスタイラスチップの変位は、リニアベアリング⁴⁾で案内されたキャリッジを介してマイクロメータヘッドで与えられる。このときのキャリッジとマイクロメータヘッドのスピンドルは、マグネットを用いて回転自由に結合されている。しかし、スタイラスチップにルビー球を使用しているために磁力の影響は受けず、プローブ測定系に測定力以外の外力を与えることなく、スタイラスチップに(+)(-)両方向の変位が与えられる。スタイラスチップに与えられる変位は、キャリッジ上にセットしたデジタルスケール⁵⁾によって $0.1\mu\text{m}$ の分解能で測定した。

図3.2から明らかなように、スタイラスチップの変位測定の機構は、アッベの原理を満たしていないために、キャリッジの案内精度がスタイラスチップの変位測定に影響するものと懸念される。そこで、ブロックゲージを基準にしてキャリッジに 0.5mm ピッチの変位を与えて、その変位とデジタルスケールの指示値の関係から、アッベの原理に反することによる誤差を確認した。この実験結果を図3.3に示す。図3.3において、横軸はキャリッジに与えた基準変位であり、

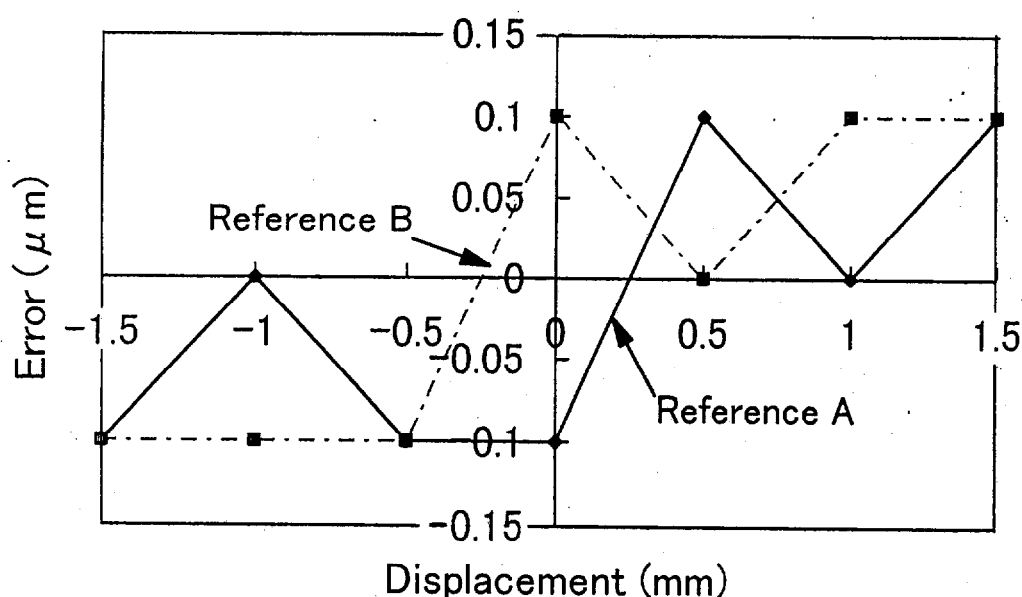
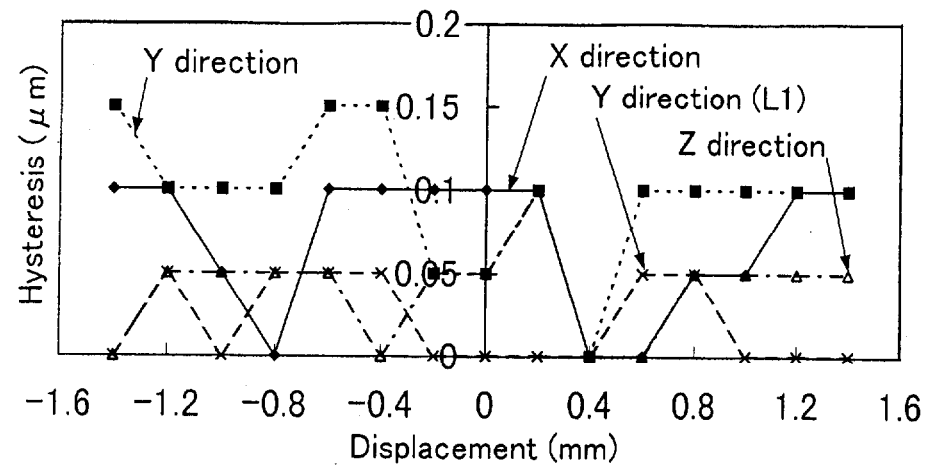
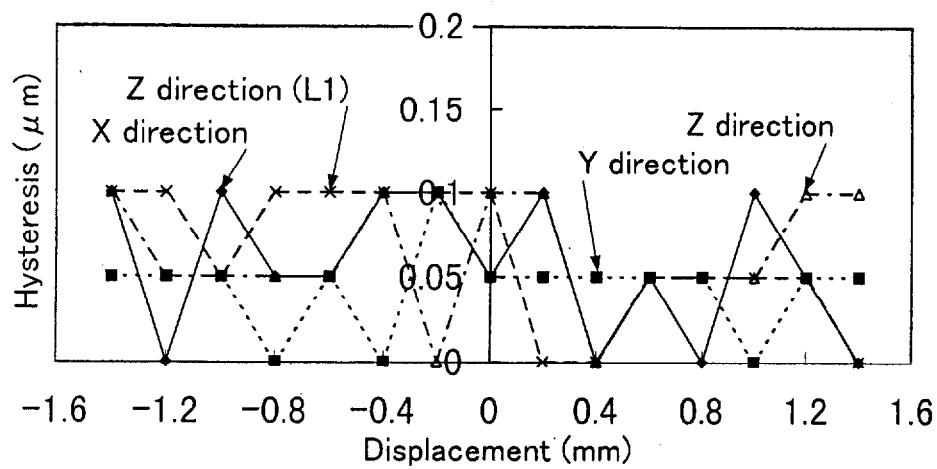


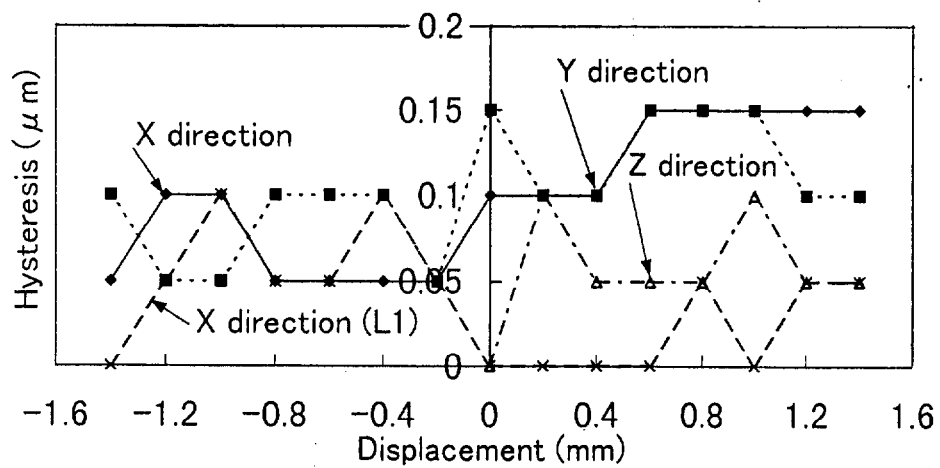
Fig.3.3 Measuring errors of experimental apparatus



(a) In case of X-stylus



(b) In case of Y-stylus



(c) In case of Z-stylus

Fig.3.4 Hysteresis of scanning probe

縦軸にはデジタルスケールの指示値と基準変位との偏差を誤差として示した。A, B両軸ともブロックゲージで与えた基準変位に対する誤差は、 $\pm 0.1 \mu\text{m}$ 以内であり、キャリッジの案内精度がスタイラスチップの変位測定に与える影響は無視できるものと判断した。

スタイラスホルダにセットした各軸方向のスタイラスに対して、図3.2の測定装置の設置方向を変化させて、プローブ測定系のX, Y, Z軸方向のヒステリシスを測定した。X, Y, Z軸のそれぞれの座標軸方向において、 0.2mm ピッチの位置で(+)(-)両方向からスタイラスチップの位置決めを行い、このときのプローブ測定系の指示値の差をヒステリシスとして測定した。なお、倣いプローブに供給する空気圧力の変動は $4.9 \times 10^3 \text{ Pa}$ 以内にした。

最も長いL3スタイラスの場合のヒステリシスの測定結果を図3.4に示す。何れも2反復の測定値の平均値を図示した。図3.4(a)はスタイラスをX軸方向にセットしたときのX, Y, Z軸方向のヒステリシスを示している。比較のために最も短いL1スタイラスのY軸方向のヒステリシスも図示した。同様に、Y軸, Z軸方向のスタイラスに対するヒステリシスを図3.4(b), (c)に示す。図3.4の測定結果から明らかなように、短いL1スタイラスの方がヒステリシスは小さいと思われるが、いずれの場合でもヒステリシスは $0.15 \mu\text{m}$ 以下である。上述したヒステリシスの発生原因の影響は図3.4の測定結果に含まれており、プロ

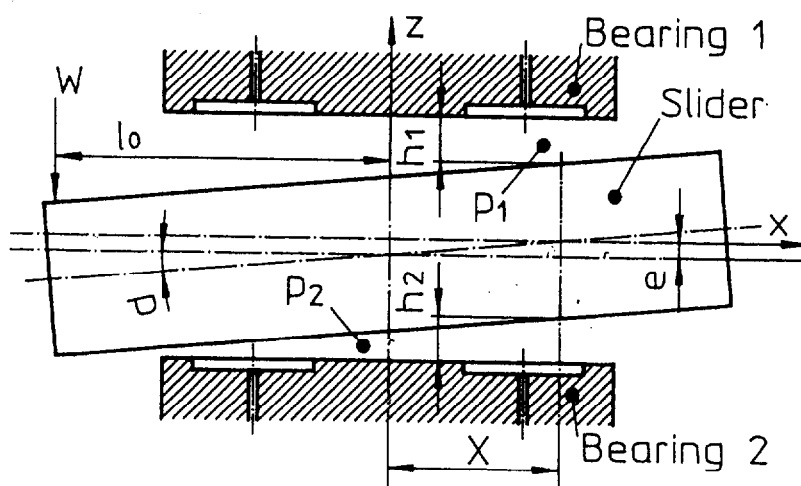


Fig.3.5 Motion model of shaft

ープ測定系のヒステリシスは測定精度の目標 $\pm 2 \mu\text{m}$ に比して極めて小さいことが確認できた。

3.3 案内面の軸受剛性

スタイラスチップが測定面に接触して測定力が発生すると、プローブ測定系のXYスライダおよびZスライダは、測定力の分力に応じてそれぞれの座標軸方向に変位する。また、このときXYスライダ、Zスライダには、図3.5に示すようなスラスト軸受に対する平行変位、角度変位が発生する。このスライダの平行変位、角度変位に起因するスタイラスチップの変位は、プローブ測定系の指示値から推定することはできない。したがって、スタイラスチップの変位とプローブ測

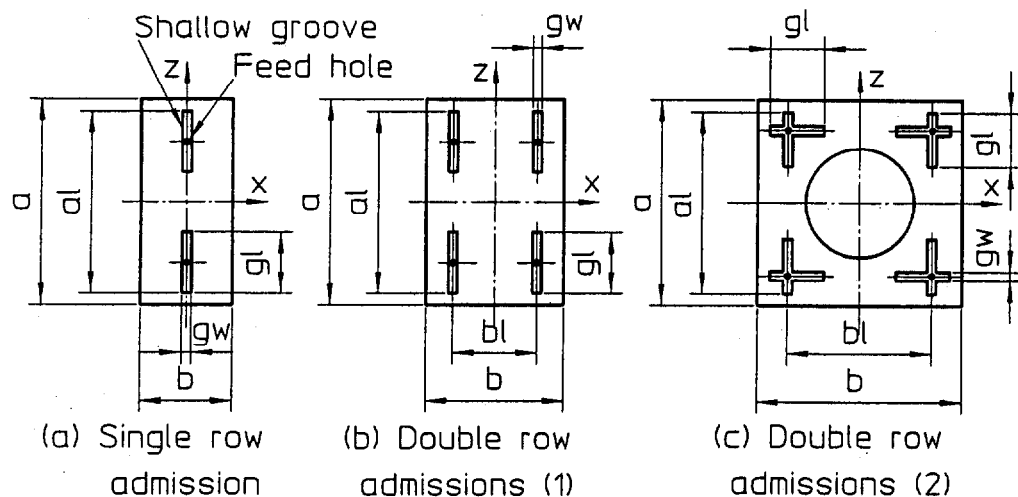


Fig.3.6 Aerostatic thrust bearings with compound restrictors

Table 3.1 Specifications of aerostatic thrust bearings

	X*Y Guideway			Z Guideway	
	Single(i)	Single(ii)	Double(2)	Single(iii)	Double(1)
Bearing length, a (mm)	46	50	34	34	34
Bearing width, b (mm)	10	10	34	15	23
Distance, al (mm)	42	42	30	30	30
Distance, bl (mm)	—	—	24	—	14
Groove length, gl (mm)	11	11	9	10	10
Groove width, gw (mm)	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
Clearance, h0 (μm)	8.5	9.0	8.0	9.3	8.0

測定系の指示値との関係を正確に補正することが不可欠となり、前述したように測定力および測定力によるモーメントとXYスライダ、Zスライダの変位との比例関係を検討する必要がある。

第2章で示したように、プローブ測定系のXYスライダ、Zスライダは、図3.6および表3.1に示す静圧空気スラスト軸受で案内されている。これらの静圧空気スラスト軸受においては、オフセット荷重による軸受端での軸の角度変位 δ は平行変位 e よりも大きくなるのが、第2章での解析結果および実験結果によって明らかにされた。すなわち、図3.5のスライダの変位モデルにおいて、モーメント $W \cdot l_0$ の作用で発生する荷重作用点の変位(スタイラスの変位)は $e + l_0 \cdot d$ となる。アッペの原理を満足できないプローブ測定系では $l_0 > a$ (a は軸受長さ)であるから、 e よりも d がスタイラスの変位に大きく寄与することになる⁶⁾。したがって、プローブ測定系の補正に寄与する軸受特性はスラスト軸受の角度変位が主体となり、測定系に作用するモーメントとXYスライダ、Zスライダの角度変位の比例関係を検討すればよい。

測定力の作用によるモーメントとプローブ測定系のXYスライダ、Zスライダの角度変位との関係を測定した実験装置を図3.7に示す。測定力に相当する荷

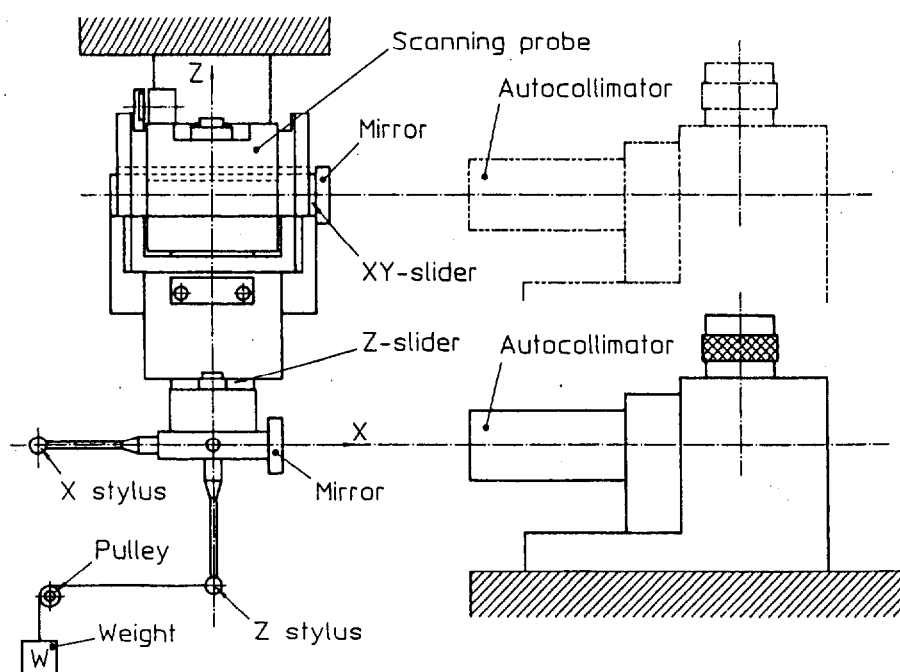


Fig.3.7 Measuring apparatus for tilt stiffness of probe system

重を分銅により作り、それを各軸方向のスタイラス先端に負荷して、測定系に作用するモーメントを発生させた。ここで、図3.1に示すプローブ測定系のピッチ、ヨウ、ロール方向を、XY測定系ではそれぞれZX, XY, YZ方向とし、Z測定系ではYZ, ZX, XY方向と定義する。これらの各方向におけるXY, Zスライダの角度変位はオートコリメータで測定した⁷⁾。ただし、Zスライダの角度変位を測定するときにはXY測定系を固定した。最も長いL3スタイラスの場合の実験結果を図3.8, 図3.9に示す。

図3.8はXYスライダの角度変位特性を示している。Zスタイラスのピッチ、ロール方向での特性は、二列給気軸受(2)の角度変位である。図3.6および表3.1に示すように二列給気軸受(2)は軸受面が軸対称であるため、ピッチ、ロール両方向の特性はほぼ等しい。また、Xスタイラスのヨウ方向の特性は、表3.1の二列給気軸受(i), (ii)の角度変位が加算された結果を示し、ロール方向の特性はヨウおよびロールモーメントが同時に作用したときの二列給気軸受(2)の角度変位である。

図3.9はZスライダの角度変位特性を示している。Zスタイラスのピッチ、ヨウ

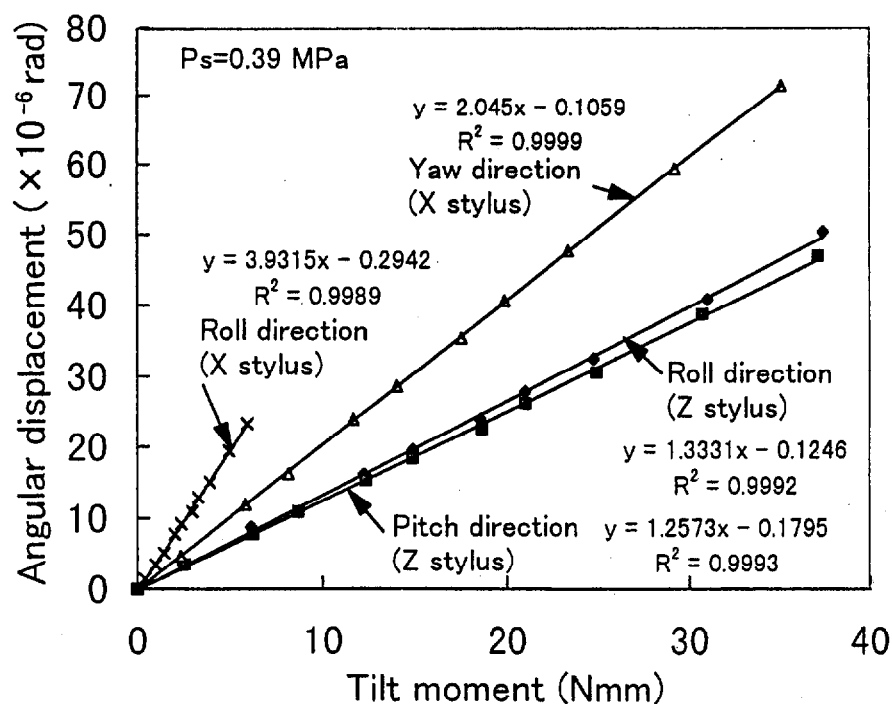


Fig.3.8 Tilt characteristics of XY-slider

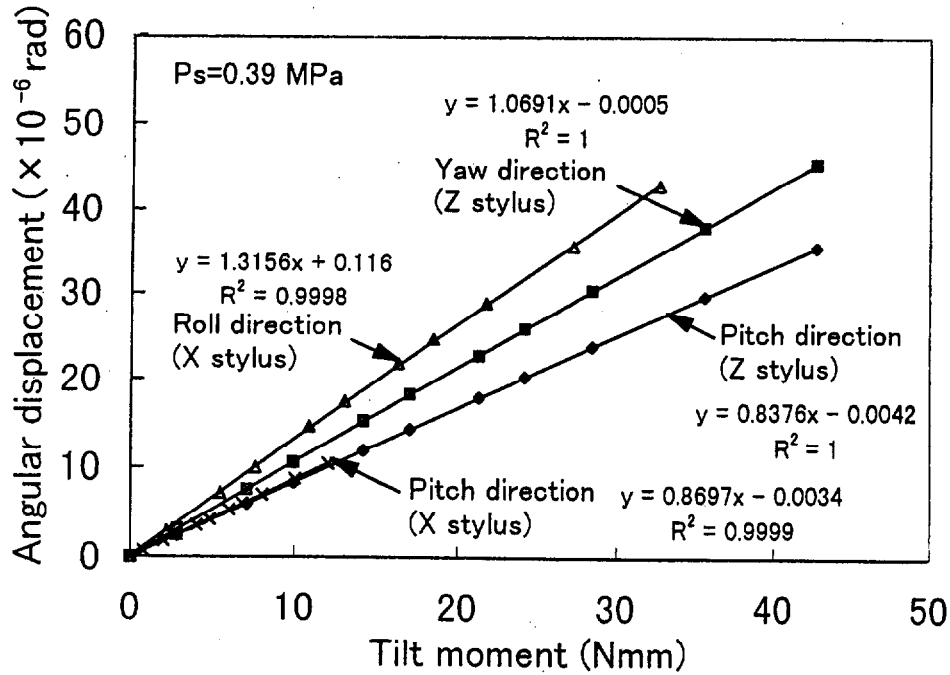


Fig.3.9 Tilt characteristics of Z-slider

ウ方向の特性は、それぞれ二列給気軸受(1)、一列給気軸受(Ⅲ)の角度変位を示している。また、Xスタイラスのロール方向の特性は、ピッチ、ロールモーメントが複合したときの一列給気軸受(Ⅲ)、二列給気軸受(1)の角度変位が加算された結果である。さらに、Xスタイラスのピッチ方向の特性は、ピッチとロール両方向のモーメントが複合したときの二列給気軸受(1)の角度変位を示している。

図3.8および図3.9より明らかなように、プローブ測定系の静圧空気スラスト軸受は、個々の軸受におけるピッチ、ヨウ、ロール方向のモーメントと角度変位との関係が極めて優れた直線性を示すとともに、それらの角度変位が加算しても直線性が維持されている。また、異なる方向のモーメントが複合してプローブ測定系に作用しても、各方向の角度変位の直線性は維持されている。したがって、プローブ測定系のXYスライダおよびZスライダが角度変位することによって発生するスタイラスチップの変位は、これらの直線性を活用して正確かつ簡便に補正できる。以上の実験結果から、XYスライダ、Zスライダを案内する静圧空気スラスト軸受の角度変位剛性を、L1、L3スタイラスの場合について求めた結果が表3.2である。

Table 3.2 Tilt stiffness of aerostatic thrust bearings

Tilt stiffness of XY-Slider for X-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{xy(x)xy, x}$	1.0650	1.0065
	Y stylus : $K_{xy(x)xy, y}$	1.1368	1.0275

Tilt stiffness of XY-Slider for Y-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in Y-Z plane	X stylus : $K_{xy(y)yz, x}$	0.2997	0.2544
	Y stylus		
	Z displacement : $K_{xy(y)yz, y}$	1.0518	1.0089
	Y displacement : $K_{xy(y)yz, y0}$		1.1696
	Z stylus : $K_{xy(y)yz, z}$	0.5744	0.7501
in Z-X plane	X stylus		
	Z displacement : $K_{xy(y)zx, x}$	0.9264	0.9347
	X displacement : $K_{xy(y)zx, x0}$		1.5436
	Y stylus : $K_{xy(y)zx, y}$	0.3622	0.3139
	Z stylus : $K_{xy(y)zx, z}$	0.6571	0.7954

Tilt stiffness of X-Guide for Y-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{x(y)xy, x}$	0.8442	0.9510
	Y stylus : $K_{x(y)xy, y}$	0.9744	1.0351

Tilt stiffness of Z-Slider for Z-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{z(xy)x}$	0.7412	0.7574
	Y stylus : $K_{z(xy)y}$	0.7252	0.7339
in Y-Z plane	X stylus : $K_{z(yz)x}$	1.1703	1.1482
	Y stylus		
	Z displacement : $K_{z(yz)y}$	1.0006	1.0417
	Y displacement : $K_{z(yz)y0}$		1.0191
in Z-X plane	Z stylus : $K_{z(yz)z}$	1.1990	1.1937
	X stylus		
	Z displacement : $K_{z(zx)x}$	0.8453	0.9712
	X displacement : $K_{z(zx)x0}$		1.0247
	Y stylus : $K_{z(zx)y}$	0.9241	0.9109
	Z stylus : $K_{z(zx)z}$	0.9270	0.9354

3.4 測定力発生のはね特性

倣いプローブシステムでは、X、Y、Z測定系の指示値を補正して、スタイラスチップの三次元変位を推定することが必要になる。それぞれの座標軸方向のスタイラスチップに対する補正係数は、個々のスタイラスチップのX、Y、Z軸方向の変位とプローブ測定系の指示値との関係から求められる。したがって、スタイラスチップの変位に伴って発生する測定力と各軸のプローブ測定系の指示値の関係(ばね定数)を明らかにする必要がある。このばね定数の特性は、各座標軸方向で可能な限り揃っていることが必要である。特に、X軸およびY軸測定系ではゼロ点で測定力の向きが反転するために、ばね特性の対称性が要求される。プローブ測定系のはね定数は、図3.7の実験装置を利用して分銅による荷重とX、Y、Z測定系の変位との関係から求められる。

各軸測定系のはね定数の測定結果を図3.10に示す。各軸測定系とも測定力と変位の関係は極めて良好な直線性を示しているが、Y軸測定系では(+)と(-)方向で0.0104 N/mmの差がある。これは空気供給ホースの変形抵抗の影響によるものと思われる。倣い測定におけるスタイラスチップの変位量は1

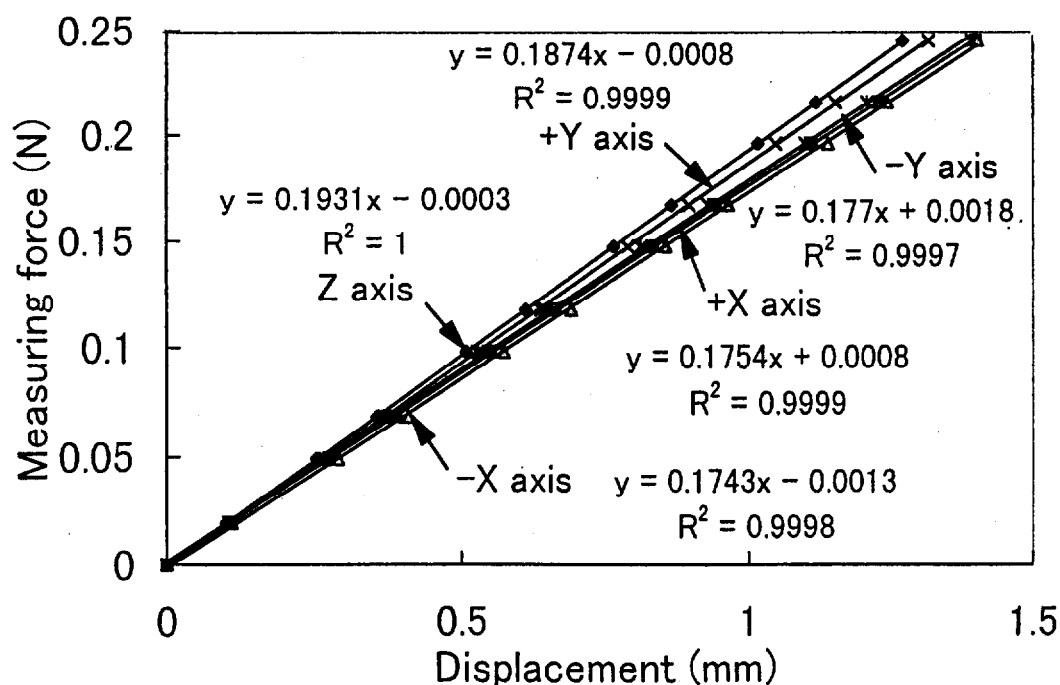


Fig.3.10 Spring constants of probe system

mm以下である。表3.2に示したXYスライダ、Zスライダの角度変位剛性を利用して、このY軸のばね定数の方向差によって発生するスタイラスチップの変位1mm当たりの誤差を推定すると、L3スタイラスをZ方向にセットした場合で約 $0.6\mu\text{m}$ となるが、倣いプローブの目標精度 $\pm 2\mu\text{m}$ に比して許容できる。

3.5 スタイラスの弾性変形

測定力の作用によるスタイラスの縦ひずみは無視できるが、曲げ変形はスタイラスチップの変位測定に影響する。特に、L2、L3の両スタイラスはL1スタイラスと補助棒を締結しているため、スタイラスチップの変位を正確に測定するには、測定力とスタイラスの曲げ変形との関係を考慮しなければならない。

L1、L2、L3のスタイラスを片持支持し、その先端に測定力に相当する荷重を負荷して、スタイラスの単純曲げ変形によるスタイラスチップの変位量を測定した結果を図3.11に示す。いずれのスタイラスでも測定力とスタイラスチップの変位量の関係は優れた直線性を示しており、この特性を使ってスタイラスの曲げ変形がスタイラスチップの変位に与える影響は容易に補正できる。

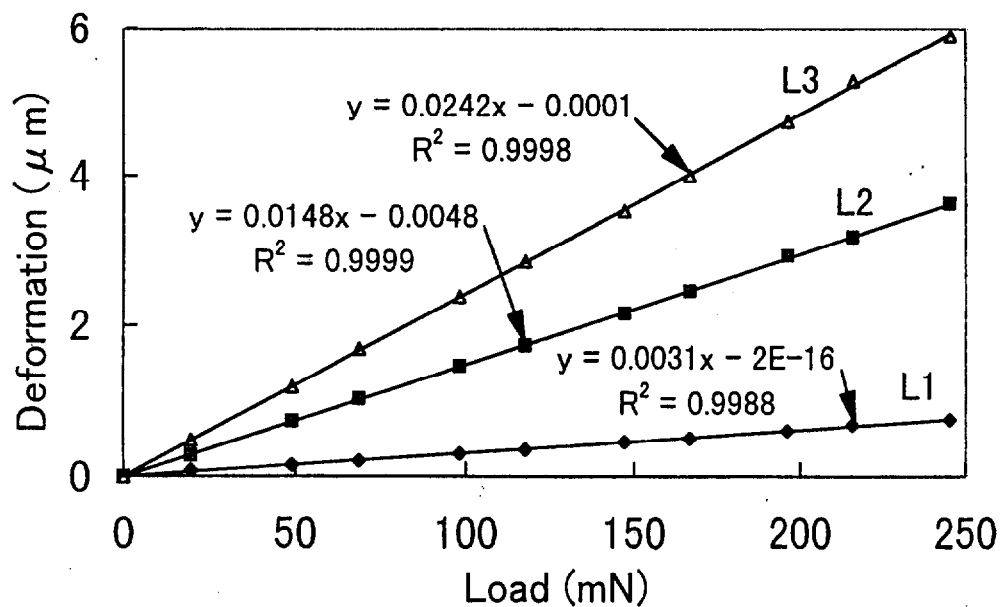


Fig.3.11 Bending deformation of stylus

3.6 結 言

第3章では、開発した倣いプローブの静的特性として、直交座標系のヒステリシス、プローブ測定系のモーメント負荷に対する静圧空気スラスト軸受の角度変位特性、測定力の作用に対するばね特性、およびスタイラスの変形特性について評価した。本章における主な結論は下記の通りである。

(1) 倣いプローブの直交座標系のヒステリシスを評価して、いずれの測定系でも $0.15\mu\text{m}$ 以下であることを示した。

(2) 倣いプローブのXY測定系およびZ測定系において、測定力の作用で発生するモーメント負荷に対して、ピッチ、ヨウ、ロール方向の静圧空気スラスト軸受の角度変位特性を実験的に評価し、いずれの方向でも優れた直線性が発揮されることを明らかにした。

(3) 測定力を発生させるばね系の荷重-変位特性は、優れた直線性を示すものの、変位方向によってばね定数の差異が認められた。しかし、このばね定数の違いによる変位測定の見誤差は約 $0.6\mu\text{m}$ 程度であり、プローブ測定系の目標精度に比して許容できることを明らかにした。

(4) スタイラスの単純曲げ変形に伴うスタイラスチップの変位量は、測定力の大きさに比例し、容易に補正できることを示した。

参 考 文 献

- 1) 中村哲夫, 森田英夫, 安孫子賢二: 直交座標測定系による三次元倣いプローブの開発, 設計工学, 33, 4(1998)107.
- 2) 稲崎一郎, 青山藤詞郎: 静圧軸受, 工業調査会(1990)15.
- 3) 十合晋一: 気体軸受, 共立出版(1984)11.
- 4) ユニオンツール(株): リニヤベアリング カタログ
- 5) 太田成賢, 上田守正, 深津拓也, 沢辺雅二: 高分解能リニヤエンコーダシステムと光ファイバによる非接触粗さ測定法について, 精密工学会学術講演会, 先端技術紹介セッション(1985)33.
- 6) T. Nakamura, S. Yoshimoto: Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double-pad thrust bearings with compound restrictors, Tribol. Int., 29, 2(1996)145.
- 7) テーラーホブソン: オートコリメータDA-80 取扱説明書.

第4章 倣いプローブの誤差補正とその評価

4.1 緒言

倣いプローブの座標測定機構は、静圧空気スラスト軸受の案内機構を採用した直交座標系で構成している。したがって、倣いプローブの直交座標系はアッペの原理を満足できないものの、案内面の摩擦抵抗は極めて小さい。倣いプローブの直交座標系の構造を図4.1に示す。この倣いプローブのX, Y, Z軸測定系における変位は、

X測定系：Xガイドに対するXYスライダの相対変位

Y測定系：Yガイドに対するXガイドの相対変位

Z測定系：Zガイドに対するZスライダの相対変位

として、 $0.1\mu\text{m}$ の分解能のデジタルスケールによって測定される。

図4.1に示すように、スタイラスは(±X)方向、(±Y)方向および(−Z)方向にセットされる。スタイラスチップが測定面に接触して、倣い測定が行われるとき、これらのスタイラスチップに、測定力、摩擦力が外力として作用する。この外力の作用に対するプローブ測定系の復原力は、

X, Y方向の復原力：バースプリングの曲げによるばね力

Z方向の復原力：コイルスプリングの伸縮によるばね力

を利用して発生させる。バースプリングの復原力は、Zガイド(すなわちXYスライダ)に作用し、コイルスプリングの復原力は、Zスライダに作用する機構になっている。また、これらの復原力と各座標軸方向に発生する変位との関係を比例させること、およびその比例関係が変位方向によって変化しないこと、などの特性を発揮させるために、バースプリングおよびコイルスプリングは、ともにプローブ測定系の中心軸上に配置してある。

このような倣いプローブにおいて、スタイラスチップに三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が与えられたとき、プローブ測定系の指示値が、中立状態の(0, 0, 0)から($\delta x, \delta y, \delta z$)に変化したとする。この三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)に伴って、バースプリングとコイルスプリングが撓み、三次元変位に対抗する復原力が

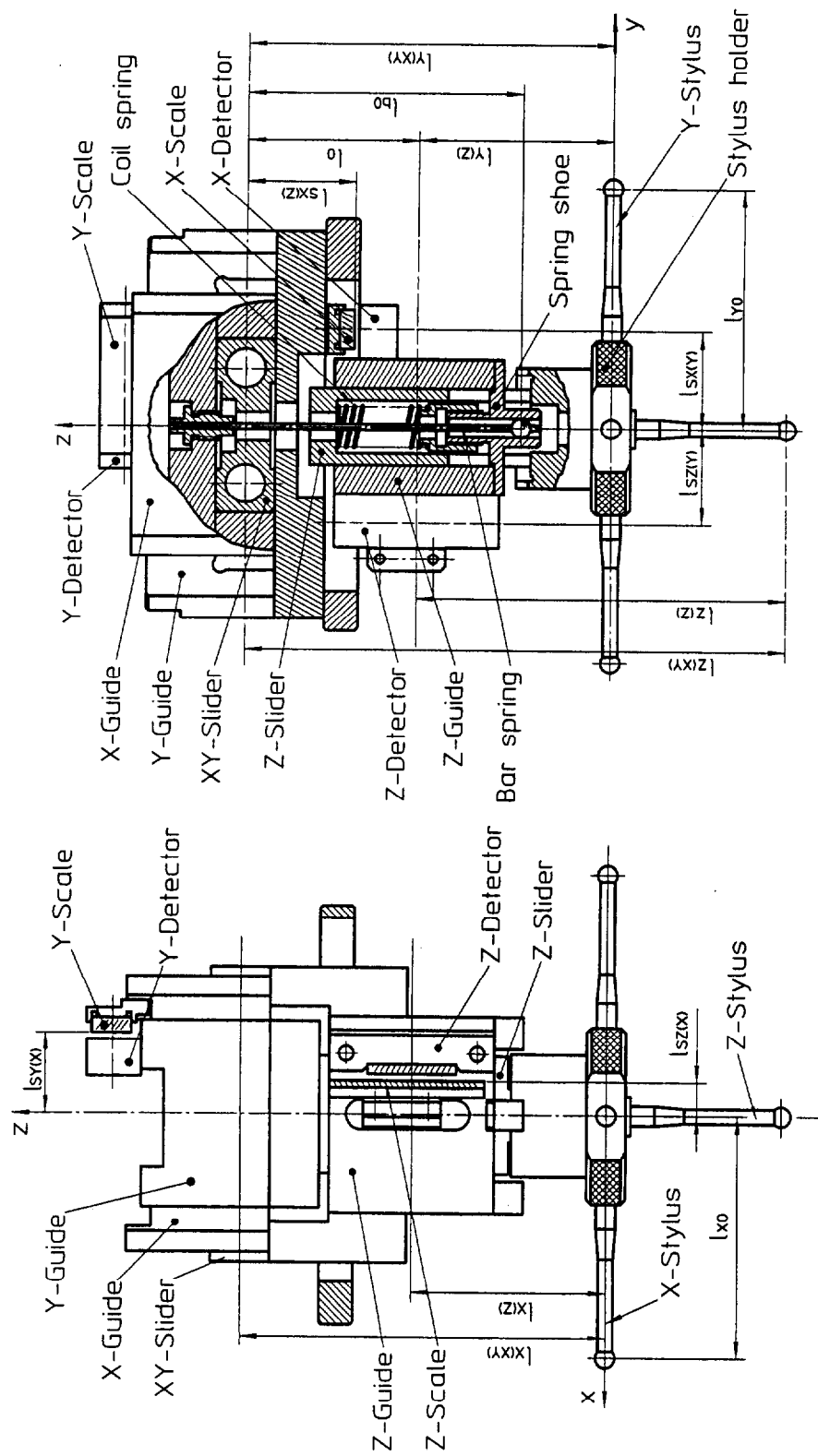


Fig.4.1 Structure of scanning probe

発生する。同時に、この復原力とスタイラスチップに作用する外力によって、モーメントが発生する。

これらの外力、復原力およびモーメントが作用するとき、アッペの原理を満足できないプローブ測定系には、下記のような挙動が発生するものと思われる。

(1) プローブ測定系のスラスト軸受の軸受隙間が変化して、ZスライダおよびXYスライダが、それぞれのガイドに対して角度変位する。このためにスタイラスチップが直交座標系に対して相対的に変位する。

(2) この角度変位によって、直交座標系における検出器とスケールの相対変位が発生する。

(3) Zスライダ、XYスライダの角度変位は、それぞれピッチ、ヨウ、ロールの方向成分を含んでいるために、X、Y、Z測定系の相互干渉が発生する。

(4) スタイラスチップに作用する外力で、スタイラスの曲げ変形が発生する。

これらの挙動のために、プローブ測定系の変位($\delta x, \delta y, \delta z$)は、スタイラスチップの実際の変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を、正確に表示していないことになる。したがって、プローブ測定系でスタイラスチップの座標値を正確に測定するには、($\delta x, \delta y, \delta z$)と($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の関係を補正することが必要になる。倣いプローブの直交座標系で、測定面上のスタイラスチップの三次元変位を測定することは、プローブ測定系が示す三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)から、未知であるスタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を逆推定することである。これの実現のためには、上記で指摘したプローブ測定系の挙動を定量的に把握し、それを利用して($\delta x, \delta y, \delta z$)と($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の補正アルゴリズムを構築することが必要になる。

第2章で示したように、倣いプローブの直交座標系には、ピッチ、ロール両方向のモーメントの作用に対する負荷能力を高めるために、複合絞り方式によるダブルパッド形の静圧空気スラスト軸受を採用している。このスラスト軸受では、ピッチモーメント、ロールモーメントに対して、軸受隙間の変化(角度変位の剛性)が非常に安定しており、極めて良好な再現性を示している。また、両モーメントが複合して作用しても、その軸受特性は維持されている^{1) 2) 3)}。したがって、

このような直交座標系の特性を利用して、スタイラスチップの三次元変位(ΔX , ΔY , ΔZ)と、プローブ測定系のX, Y, Z軸の変位(δx , δy , δz)の関係式を検討することにより、上記のプローブ測定系の挙動は補正できるものと思われる。

そこで、本章においては、

(1) 倣いプローブの直交座標系の個々の挙動は、プローブ測定系の三次元変位成分(δx , δy , δz)との比例関係が成立するものと仮定し、直交座標系の補正アルゴリズムを推定する。

(2) この補正アルゴリズムにおける補正係数と、プローブ測定系の特性値との関係を明らかにし、補正式を決定する。

(3) 補正式の適合性を、実験的に検証する。

などの事柄について検討し、倣いプローブの直交座標系における補正方法を明らかにする。

4.2 プローブ測定系によるスタイラスチップの変位測定

測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位(ΔX , ΔY , ΔZ)は、倣いプローブの直交座標系の三次元変位(δx , δy , δz)から推定することになる。ところが、この直交座標系に直角の狂いがあれば、三次元変位(δx , δy , δz)に誤差が含まれる。また、三次元変位(δx , δy , δz)には、スタイラスの曲げ剛性、スラスト軸受の軸受剛性、バースプリング、コイルスプリングのばね定数などの、プローブ測定系の特性値が密接に関与している。

したがって、スタイラスチップの三次元変位を、倣いプローブの直交座標系で測定するには、プローブ測定系の特性値を利用して、(ΔX , ΔY , ΔZ)と(δx , δy , δz)の関係を検討することが必要になる。そのときの検討項目には、

(1) プローブ測定系の三次元変位(δx , δy , δz)に対して、直交座標系の直角の狂いを補正して、三次元変位(δX , δY , δZ)に変換する。

(2) スタイラスチップに作用する外力、バースプリング、コイルスプリングによる復原力、およびこれらの力によって発生するモーメントなどと、プローブ測定系の三次元変位(δX , δY , δZ)の関係を明らかにする。

(3) さらに、これらの外力、復原力、モーメントなどに起因する、XYスライダ、Zスライダの角度変位、直交座標系の相互干渉、スタイラスの曲げ変形などが、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の測定に与える影響を、プローブ測定系の特性値と三次元変位($\delta X, \delta Y, \delta Z$)の関係式で表現する。

(4) これらの結果を用いて、($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)と($\delta X, \delta Y, \delta Z$)の関係を明らかにする。

などの事柄がある。

一方、第3章において、プローブ測定系の静的特性として、

(1) 直交座標系のヒステリシスは $0.15\mu\text{m}$ 以下であり、プローブ測定系の変位特性は安定している。

(2) スタイラスチップに与える外力と、プローブ測定系の復原力で発生するモーメントの作用により、プローブ測定系のXYスライダ、Zスライダは、それぞれの案内面のピッチ、ヨウ、ロールの各方向に角度変位する。しかし、この角度変位と、それぞれのモーメントの関係は、優れた直線性を示す。また、ピッチ、ヨウ、ロール方向のモーメントが、複合してプローブ測定系に作用しても、この直線性は変化しない。

(3) スタイラスチップに作用する力と、プローブ測定系の各座標軸方向の変位との関係は、極めて良好な直線性を示す。

(4) 測定力に相当する荷重の変化に対して、スタイラスの単純曲げ変形に伴うスタイラスチップの変位は比例している。

などの事柄が確認されている。

これらのプローブ測定系の特性に鑑みると、プローブ測定系によるスタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の測定に大きな影響を及ぼす、スタイラスの曲げ変形、XYスライダ、Zスライダの角度変位、および直交座標系の相互干渉などの特性は、スタイラスチップの外力、プローブ測定系の復原力、および、それらの力に起因するモーメントと、比例関係が成立するものと予測される。さらに、これらの個々の特性が、スタイラスチップの変位測定に与える影響は、X、Y、Z軸の座標系において、重ね合わせできるものと仮定する。

これらの予測と仮定が成立すれば、次式のような比例式の補正を、プローブ測定系の三次元変位($\delta X, \delta Y, \delta Z$)に適用することによって、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が、推定できるものと思われる⁴⁾。

$$\begin{aligned}\Delta X &= \beta_{xx} \delta X + \beta_{xy} \delta Y + \beta_{xz} \delta Z \\ \Delta Y &= \beta_{yx} \delta X + \beta_{yy} \delta Y + \beta_{yz} \delta Z \\ \Delta Z &= \beta_{zx} \delta X + \beta_{zy} \delta Y + \beta_{zz} \delta Z\end{aligned}\tag{4.1}$$

ただし、 $\beta_{\cdot\cdot}$ はプローブ測定系の補正係数である。例えば、 β_{xx} はX方向の変位に対するX測定系の補正係数であり、 β_{xy} は直交座標系のY方向変位でX測定系に発生する干渉を補正する係数である。

本論文においては、直交座標系の干渉を次のように考える。図4.1に示す倣いプローブの直交座標系では、X、Y、Z方向の変位を測定するスケールの位置が、それぞれの案内中心からオフセットしている。このために、XYスライダ、Zスライダの角度変位が、直交座標系の変位に影響する。また、このXYスライダ、Zスライダの角度変位により、スタイラスチップと直交座標系の相対変位が発生する。このとき、スタイラスチップは測定面に接触していて、この相対変位の作用が直交座標系の変位に影響することになる。XYスライダ、Zスライダの角度変位は、それぞれピッチ、ヨウ、ロール方向の成分を含んでいるために、この両者の影響によるX、Y、Z測定系の変位は、互いに独立として扱うことはできない。したがって、本論文では、それぞれの座標測定系において、この両者の影響をプローブ測定系の干渉として検討することが必要になる。

式(4.1)の補正係数には、プローブ測定系の軸受剛性、バースプリングとコイルスプリングのばね定数、スタイラスの曲げ剛性などの特性値が関与するはずである。また、スタイラスの長さやセット方向が変わると、スタイラスチップの外力、プローブ測定系の復原力、および、これらによって発生するモーメントが異なり、直交座標系の挙動も変化するものと思われる。したがって、個々のスタイラスに対する補正アルゴリズムを検討して、式(4.1)の補正係数が決定されることになる。

4.3 プローブ測定系における直角誤差の補正

4.3.1 直角誤差の補正方法

倣いプローブの直交座標系に、直角誤差が存在する場合には、プローブ測定系の三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)の補正が必要になる。図4.2に示すように、直角誤差がないと見なせる直交座標系の X, Y, Z 軸に対して、プローブ測定系の x, y, z 軸の直角の狂いを、それぞれ(χ, ϕ, ζ)とする。この(χ, ϕ, ζ)のために、三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)には、 X, Y, Z 軸方向の変位成分が含まれることになり、それらを定量的に把握する必要がある。そこで、プローブ測定系の x, y, z 軸上の3点($\delta x, 0, 0$), ($0, \delta y, 0$), ($0, 0, \delta z$)から、それぞれ XY 平面, YZ 平面, ZX 平面に垂線の足を下ろす。図4.2に示すように、それぞれの垂線の足と、原点 O で作られる角度を、 $\chi_y, \chi_z, \phi_z, \phi_x, \zeta_x, \zeta_y$ とする。

プローブ測定系の三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)に対応する、 X, Y, Z 軸座標系での三次元変位を($\delta X, \delta Y, \delta Z$)とする。図4.2における幾何学的関係から、($\delta x, \delta y, \delta z$)を($\delta X, \delta Y, \delta Z$)に変換するための補正式は、次式のように

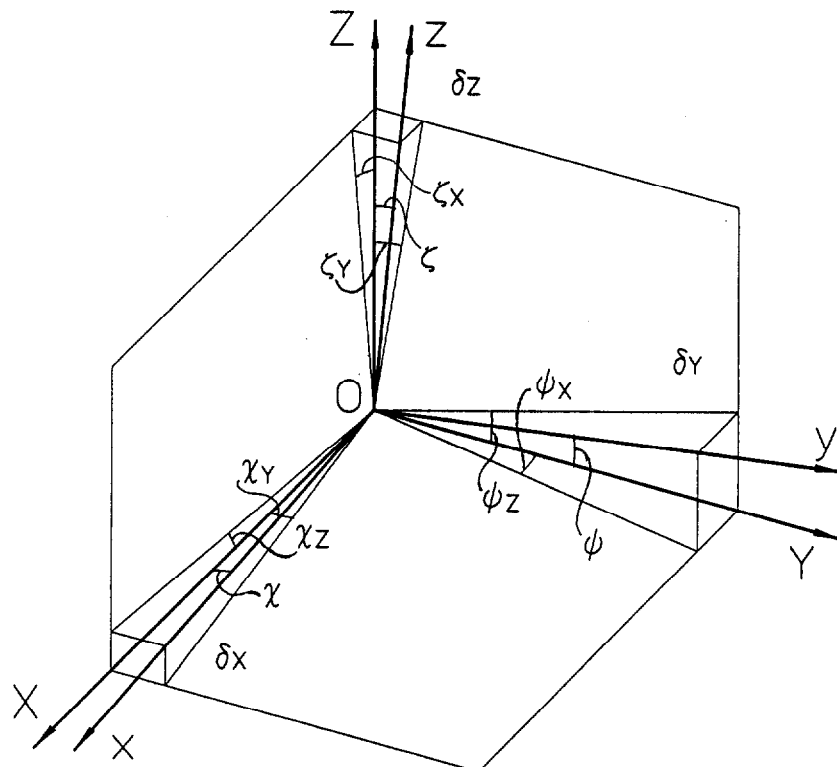


Fig.4.2 Correction of squareness
in cartesian coordinates

なる。

$$\begin{aligned}\delta X &= \delta x \cos \chi_y \cos \chi_z + \delta y \sin \phi_x + \delta z \sin \zeta_x \\ \delta Y &= \delta y \cos \phi_z \cos \phi_x + \delta z \sin \zeta_y + \delta x \sin \chi_y \\ \delta Z &= \delta z \cos \zeta_x \cos \zeta_y + \delta x \sin \chi_z + \delta y \sin \phi_z\end{aligned}\quad (4.2)$$

したがって、プローブ測定系の直角誤差($\chi_y, \chi_z, \phi_z, \phi_x, \zeta_x, \zeta_y$)を求めれば、 x, y, z 軸の直角誤差による($\delta x, \delta y, \delta z$)の誤差を補正できることになる。

4.3.2 直角誤差の測定

プローブ測定系の直角誤差を測定する装置の概要を図4.3に示す。三次元測定機のテーブル上に、ティルティング装置、定盤、直定規を、図示のように設置する。直定規は三次元測定機のY軸と平行に固定し、X, Y, Z 軸の直交座標系の基準とした。以後のプローブ測定系の補正実験は、この直定規を基準にしている。プローブ測定系の直角誤差($\chi_y, \chi_z, \phi_z, \phi_x, \zeta_x, \zeta_y$)は、スコヤの前側面(Z X

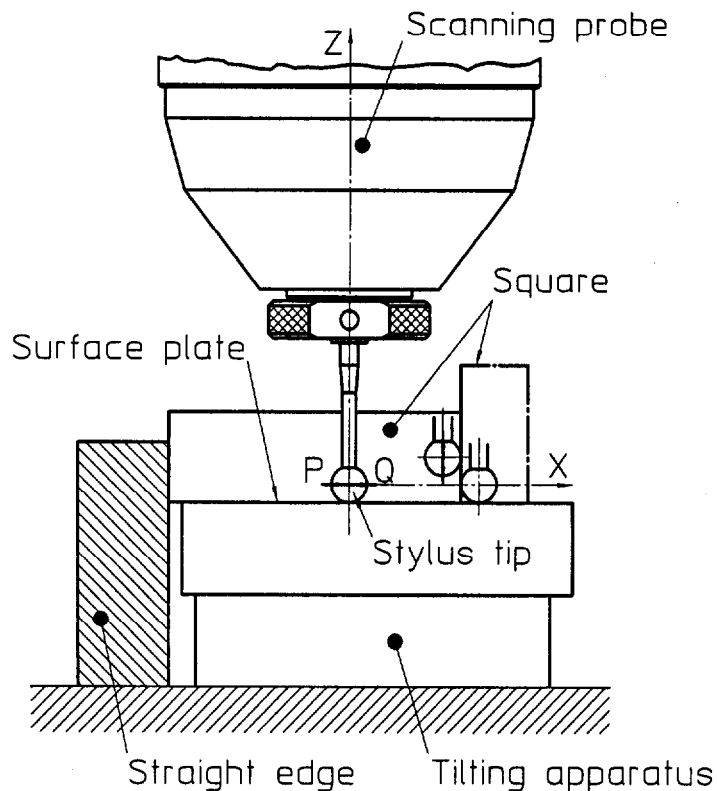


Fig.4.3 Measuring method of squareness
in cartesian coordinates

平面), 右側面(Y Z 平面), および定盤表面(X Y 平面)を, 直角誤差のない基準座標系と見なして測定する。

スコヤは6面をラッピング加工して, 6面相互の平行度, 直角度は, $0.2\mu\text{m}$ 以内に仕上げられている。また, 定盤表面の平面度は, $0.3\mu\text{m}$ 程度である。倣いプローブは三次元測定機のZ軸にセットし, 三次元測定機と倣いプローブの座標軸のアライメントはY軸基準で行った。さらに, 定盤表面にスタイラスチップを接触させ, 約10mmのストロークで, X軸とY軸方向に三次元測定機を駆動して, スタイラスチップを定盤表面上でスキャンする。このとき, プローブ測定系のz軸変位の変化を観察しながら, ティルティング装置を操作し, 定盤表面と倣いプローブのx y案内面の平行度を, $0.3\mu\text{m}$ 程度に調整した。その後, スコヤを定盤に載せて, 直定規に当てた位置で固定した。

図4.3の測定装置は, 最も短いL1スタイラスを(-z)方向にセットして, プローブ測定系のx軸の直角誤差 χ_y, χ_z の測定法を示している。後述するように, L1スタイラスを(-z)方向で使用すれば, プローブ測定系の相互干渉の影響が無視できるため, 直角誤差の測定に好都合である。三次元測定機の座標系を駆動して, スタイラスチップをスコヤのZX平面と定盤表面に同時に接触させる。このとき, プローブ測定系のy軸, z軸の変位が, それぞれ約 $50\mu\text{m}$ を示す位置で, 三次元測定機の駆動系をロックし, 倣いプローブを位置決めした。

この状態において, スタイラスチップに, X方向の $\pm 1\text{mm}$ 程度の変位を与え, そのときの2点P, Qのプローブ測定系の座標値($\delta x_P, \delta y_P, \delta z_P$), ($\delta x_Q, \delta y_Q, \delta z_Q$)を測定する。プローブ測定系とスコヤのX, Y, Z軸座標系が平行であれば, ($\delta y_P, \delta z_P$)および($\delta y_Q, \delta z_Q$)の値は変化しないはずである。プローブ測定系のx軸の直角誤差 χ_y, χ_z は, 2点P Qを通る直線の勾配から求められる。

この2点P($\delta x_P, \delta y_P, \delta z_P$), Q($\delta x_Q, \delta y_Q, \delta z_Q$)を通る直線の方程式は次式となる。

$$\begin{aligned}(X - \delta x_P) / (\delta x_Q - \delta x_P) &= (Y - \delta y_P) / (\delta y_Q - \delta y_P) \\ &= (Z - \delta z_P) / (\delta z_Q - \delta z_P) \quad (4.3)\end{aligned}$$

Table 4.1 Squareness in cartesian coordinates
of scanning probe

(degree)	
X axis	$\chi_y = -0.1710$
	$\chi_z = -0.0225$
Y axis	$\phi_x = -0.0148$
	$\phi_z = 0.0300$
Z axis	$\zeta_x = 0.0054$
	$\zeta_y = 0.0045$

プローブ測定系の x 軸の直角誤差 χ_y, χ_z は, XY, ZX 平面内における直線 PQ の傾きであり, 次式で与えられる.

$$\chi_y = \tan^{-1}(\delta y_Q - \delta y_P) / (\delta x_Q - \delta x_P) \quad (4.4)$$

$$\chi_z = \tan^{-1}(\delta z_Q - \delta z_P) / (\delta x_Q - \delta x_P) \quad (4.5)$$

プローブ測定系の y 軸, z 軸の直角誤差 $\phi_z, \phi_x, \zeta_x, \zeta_y$ も同様に求められる. ただし, z 軸の ζ_x, ζ_y を測定するときの YZ 面の基準には, 図 4.3 に一点鎖線で示した補助スコヤを使用した. この方法によって, プローブ測定系の直角誤差を, それぞれ 3 回測定した. その測定値の平均値を表 4.1 に示す. このときの測定値のばらつきは, $\pm 0.002^\circ$ 程度であった.

4.4 倣いプローブの直交座標系における変位特性とその補正

4.4.1 バースプリング, コイルスプリングの変位

プローブ測定系の変位に伴って, バースプリング, コイルスプリングに, 復原力が発生する. これとともに, プローブ測定系にモーメントが作用し, 前述したような直交座標系の挙動が発生する. したがって, プローブ測定系の変位特性を検討し, 直交座標系の補正式を決定するには, バースプリング, コイルスプリングの変位を推定しなければならない.

プローブ測定系に変位 ($\delta X, \delta Y, \delta Z$) が発生したとき, バースプリングのスプリングシューにおける X 方向, Y 方向の変位を δ_{sx}, δ_{sy} , およびコイルスプリングの Z 方向の変位を δ_{sz} とする. XY スライド, Z スライドが, それぞれ XY,

Table 4.2 Tilt stiffness of aerostatic thrust bearings

Tilt stiffness of XY-Slider for X-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{xy(x)xy, x}$	1.0650	1.0065
	Y stylus : $K_{xy(x)xy, y}$	1.1368	1.0275

Tilt stiffness of XY-Slider for Y-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in Y-Z plane	X stylus : $K_{xy(y)yz, x}$	0.2997	0.2544
	Y stylus		
	Z displacement : $K_{xy(y)yz, y}$	1.0518	1.0089
	Y displacement : $K_{xy(y)yz, y0}$	1.1696	
	Z stylus : $K_{xy(y)yz, z}$	0.5744	0.7501
in Z-X plane	X stylus		
	Z displacement : $K_{xy(y)zx, x}$	0.9264	0.9347
	X displacement : $K_{xy(y)zx, x0}$	1.5436	
	Y stylus : $K_{xy(y)zx, y}$	0.3622	0.3139
	Z stylus : $K_{xy(y)zx, z}$	0.6571	0.7954

Tilt stiffness of X-Guide for Y-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{x(y)xy, x}$	0.8442	0.9510
	Y stylus : $K_{x(y)xy, y}$	0.9744	1.0351

Tilt stiffness of Z-Slider for Z-Guide ($\times 10^6 \text{ N mm/rad}$)

Motion	Length of stylus	L1	L3
in X-Y plane	X stylus : $K_{z(xy)x}$	0.7412	0.7574
	Y stylus : $K_{z(xy)y}$	0.7252	0.7339
in Y-Z plane	X stylus : $K_{z(yz)x}$	1.1703	1.1482
	Y stylus		
	Z displacement : $K_{z(yz)y}$	1.0006	1.0417
	Y displacement : $K_{z(yz)y0}$	1.0191	
	Z stylus : $K_{z(yz)z}$	1.1990	1.1937
in Z-X plane	X stylus		
	Z displacement : $K_{z(zx)x}$	0.8453	0.9712
	X displacement : $K_{z(zx)x0}$	1.0247	
	Y stylus : $K_{z(zx)y}$	0.9241	0.9109
	Z stylus : $K_{z(zx)z}$	0.9270	0.9354

Y Z, Z X平面内で角度変位することを考慮して、直交座標系における幾何学的関係を解析すると、 $(\delta X, \delta Y, \delta Z)$ と $(\delta_{sx}, \delta_{sy}, \delta_{sz})$ の関係式が得られる。また、プローブ測定系の復原力、モーメントおよびスタイラスチップの外力などが、三次元変位 $(\delta X, \delta Y, \delta Z)$ の関数として表現できるものと思われる。

ここで、プローブ測定系のXYスライダ、Zスライダには、角度変位と同時に平行変位も発生する。しかし、第3章で検討したように、平行変位がスタイラスチップの変位に与える影響は、微小であるために無視した¹⁾。また、図4.1に図示されるように、倣いプローブのスタイラスは、 $(\pm X), (\pm Y), (-Z)$ の各方向にセットされるが、 $(-X)$ 方向、 $(-Y)$ 方向の場合も同様であるために、以後の検討では $(+X), (+Y), (-Z)$ の各方向のスタイラスを対象にする。

以下の関係式において、 k_b, k_c はそれぞれバースプリング、コイルスプリングのばね定数であり、第3章での実験値を用いると $k_b, k_c \approx 0.18 \text{ N/mm}$ である。 $l_{x(z)}, l_{y(z)}, l_{z(z)}$ および $l_{x(xy)}, l_{y(xy)}, l_{z(xy)}$ は、ZスライダおよびXYスライダの角度変位の回転中心から、それぞれのスタイラスチップの中心までの距離である。XYスライダ、Zスライダの平行変位が無視できる場合には、これらの距離はXYスライダ、Zガイドの軸受中心からの距離で近似できる。また、 K_{xxxx} は、XYスライダ、ZスライダおよびXガイドの角度変位剛性を示している。例えば、 $K_{xy(y)zx, x}$ は、XYスライダのYガイドに対する角度変位剛性で、X方向のスタイラスにZX平面内のモーメントが作用するときの値である。また、 $K_{z(xy)x}$ は、ZスライダのZガイドに対するXY平面内の角度変位剛性で、Xスタイラスの場合の値を示している。倣いプローブの直交座標系における角度変位剛性の表示と、第3章で検討した実験値を表4.2に示す。

(1) $(+X)$ スタイラスの場合

δX と $(\delta_{sx}, \delta_{sy}, \delta_{sz})$ の関係式は次式のようになる。

$$\delta X = \delta_{sx} - k_c \delta_{sz} l_{x0} l_{b0} / K_{xy(y)zx, x}$$

(Z分力で、XYスライダがZX面内で角度変位するときの、X方向変位)

$$-k_b \delta_{sx} l_{x(xy)} l_{bo} / K_{xy(y)zx.xo}$$

(X分力で、XYスライダがZX面内で角度変位するときの、X方向変位)

$$-k_b \delta_{sy} l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy.x}$$

(Y分力で、XYスライダがXY平面内で角度変位し、Xスケールの $l_{sx(y)}$ のオフセットによるX方向変位)

$$+k_b \delta_{sx} l_{x(xy)} l_{sx(z)} / K_{xy(y)zx.xo}$$

(X分力で、XYスライダがZX平面内で角度変位し、Xスケールの $l_{sx(z)}$ のオフセットによるX方向変位)

$$+k_c \delta_{sz} l_{xo} l_{sx(z)} / K_{xy(y)zx.x}$$

(Z分力で、XYスライダがZX平面内で角度変位し、Xスケールの $l_{sx(z)}$ のオフセットによるX方向変位)

$$= \delta_{sx} \{1 - k_b l_{x(xy)} (l_{bo} - l_{sx(z)}) / K_{xy(y)zx.xo}\}$$

$$- \delta_{sy} k_b l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy.x}$$

$$- \delta_{sz} k_c l_{xo} (l_{bo} - l_{sx(z)}) / K_{xy(y)zx.x}$$

$$= a_x \delta_{sx} - b_x \delta_{sy} - c_x \delta_{sz} \quad (4.6)$$

ここで、それぞれの係数は

$$a_x = 1 - k_b l_{x(xy)} (l_{bo} - l_{sx(z)}) / K_{xy(y)zx.xo} \quad (4.7)$$

$$b_x = k_b l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy.x} \quad (4.8)$$

$$c_x = k_c l_{xo} (l_{bo} - l_{sx(z)}) / K_{xy(y)zx.x} \quad (4.9)$$

である。

式(4.6)は、直交座標系が干渉するために、プローブ測定系のX方向変位が、 δ_{sx} のみならず δ_{sy} 、 δ_{sz} にも影響されることを示している。この影響量を推定するために、式(4.6)に対して、

バースプリング、コイルスプリングのばね定数： $k_b, k_c \approx 0.18 \text{ N/mm}$

プローブ測定系における距離：

$$l_{x(xy)} \approx 74, l_{bo} = 55.5, l_{sx(z)} = 22, l_{sx(y)} = 20 \text{ mm}$$

スタイラスの長さ： $l_{xo} = 119 \text{ mm}$ (最も長いL3スタイラスの場合)

表4.2に示すXYスライダ, Zスライダの角度変位剛性:

$$K_{XY(Y)ZX, X0} = 1.5436 \times 10^6, \quad K_{XY(X)XY, X} = 1.0065 \times 10^6,$$

$$K_{XY(Y)ZX, X} = 0.9347 \times 10^6 \text{ Nmm/rad}$$

を代入すると

$$\delta X = (1 - 2.89 \times 10^{-4}) \delta_{sx} - 4.26 \times 10^{-4} \delta_{sy} - 7.68 \times 10^{-4} \delta_{sz} \quad (4.10)$$

となる.

第2章で検討したように, $(\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2)^{1/2} = \text{一定値}$ として, 倣い測定が行われる. このときの一定値は, 0.25~1mmの範囲の値が用いられるために, $|\delta_{sx}|, |\delta_{sy}|, |\delta_{sz}|$ の値は, 何れも1mm以上になることはない. しかし, 式(4.10)に示されるように, δ_{sz} の値が1mmに近づいた場合には, δX に対する δ_{sz} の影響は約0.8 μ m程度となり, 倣いプローブの目標精度 $\pm 2\mu$ mに対して無視できない. したがって, 直交座標系における干渉の影響を考慮に入れて, $(\delta_{sx}, \delta_{sy}, \delta_{sz})$ の個々の成分を, プローブ測定系の変位 $(\delta X, \delta Y, \delta Z)$ で表すことが必要になる.

式(4.6)と同様な解析により, $\delta Y, \delta Z$ と $(\delta_{sx}, \delta_{sy}, \delta_{sz})$ の関係式が, 次式のように求まる.

$$\begin{aligned} \delta Y &= \delta_{sy}(1 - k_b l_{X(XY)} l_{b0} / K_{XY(Y)YZ, X}) \\ &\quad - \delta_{sy} k_b l_{X0} l_{sY(X)} / K_{X(Y)XY, X} \\ &= d_X \delta_{sy} \end{aligned} \quad (4.11)$$

ここで,

$$\begin{aligned} d_X &= 1 - k_b l_{X(XY)} l_{b0} / K_{XY(Y)YZ, X} - k_b l_{X0} l_{sY(X)} / K_{X(Y)XY, X} \\ &= (1 - 3.28 \times 10^{-3}) \delta_{sy} \end{aligned} \quad (4.12)$$

である. さらに,

$$\begin{aligned} \delta Z &= \delta_{sz} - k_b \delta_{sy} l_{X(Z)} l_{sZ(Y)} / K_{Z(YZ)X} \\ &\quad - k_c \delta_{sz} l_{X0} l_{sZ(X)} / K_{Z(ZX)X} - k_b \delta_{sx} l_{X(Z)} l_{sZ(X)} / K_{Z(ZX)X0} \\ &= -\delta_{sx} k_b l_{X(Z)} l_{sZ(X)} / K_{Z(ZX)X0} \\ &\quad - \delta_{sy} k_b l_{X(Z)} l_{sZ(Y)} / K_{Z(YZ)X} \\ &\quad + \delta_{sz}(1 - k_c l_{X0} l_{sZ(X)} / K_{Z(ZX)X}) \end{aligned}$$

$$= -e_x \delta_{sx} - f_x \delta_{sy} + g_x \delta_{sz} \quad (4.13)$$

ここで,

$$e_x = k_b l_{x(z)} l_{sz(x)} / K_{z(zx)} x_0 = 4.92 \times 10^{-5} \quad (4.14)$$

$$f_x = k_b l_{x(z)} l_{sz(y)} / K_{z(yz)} x = 1.25 \times 10^{-4} \quad (4.15)$$

$$g_x = 1 - k_c l_{x0} l_{sz(x)} / K_{z(zx)} x = 1 - 1.54 \times 10^{-4} \quad (4.16)$$

である.

式(4.6), (4.11), (4.13)を δ_{sx} , δ_{sy} , δ_{sz} について解くと次式となる.

$$\begin{aligned} \delta_{sx} &= \delta X g_x / (a_x g_x - c_x e_x) \\ &\quad + \delta Y (b_x g_x + c_x f_x) / d_x (a_x g_x - c_x e_x) \\ &\quad + \delta Z c_x / (a_x g_x - c_x e_x) \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\delta_{sy} = \delta Y / d_x \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \delta_{sz} &= \delta X e_x / (a_x g_x - c_x e_x) \\ &\quad + \delta Y (b_x e_x + a_x f_x) / d_x (a_x g_x - c_x e_x) \\ &\quad + \delta Z a_x / (a_x g_x - c_x e_x) \end{aligned} \quad (4.19)$$

したがって, (+X)スタイラスの場合の, バースプリング, コイルスプリングの変位(δ_{sx} , δ_{sy} , δ_{sz})は, プローブ測定系の三次元変位成分(δX , δY , δZ)との比例式として表された.

同様にして, (+Y)スタイラス, (-Z)スタイラスの場合について, 解析した結果を以下に示す.

(2) (+Y)スタイラスの場合

$$\delta_{sx} = \delta X / a_y \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \delta_{sy} &= -\delta X (b_y g_y - d_y e_y) / a_y (c_y g_y - d_y f_y) \\ &\quad + \delta Y g_y / (c_y g_y - d_y f_y) \\ &\quad + \delta Z d_y / (c_y g_y - d_y f_y) \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} \delta_{sz} &= -\delta X (b_y f_y - c_y e_y) / a_y (c_y g_y - d_y f_y) \\ &\quad + \delta Y f_y / (c_y g_y - d_y f_y) \\ &\quad + \delta Z c_y / (c_y g_y - d_y f_y) \end{aligned} \quad (4.22)$$

ここで, それぞれの係数は

$$a_Y = 1 - k_b l_{Y(XY)} (l_{b0} - l_{SX(Y)}) / K_{XY(Y)ZX, Y} + k_b l_{Y0} l_{SX(Y)} / K_{XY(X)XY, Y} \quad (4.23)$$

$$b_Y = k_b l_{Y0} l_{SY(X)} / K_{X(Y)XY, Y} \quad (4.24)$$

$$c_Y = 1 - k_b l_{Y(XY)} l_{b0} / K_{XY(Y)YZ, Y0} \quad (4.25)$$

$$d_Y = k_c l_{Y0} l_{b0} / K_{XY(Y)YZ, Y} \quad (4.26)$$

$$e_Y = k_b l_{Y(Z)} l_{SZ(X)} / K_{Z(ZX)Y} \quad (4.27)$$

$$f_Y = k_b l_{Y(Z)} l_{SZ(Y)} / K_{Z(YZ)Y0} \quad (4.28)$$

$$g_Y = 1 - k_c l_{Y0} l_{SZ(Y)} / K_{Z(YZ)Y} \quad (4.29)$$

である。

(3) (-Z)スタイラスの場合

$$\delta_{SX} = \delta X / a_Z \quad (4.30)$$

$$\delta_{SY} = \delta Y / b_Z \quad (4.31)$$

$$\delta_{SZ} = \delta X c_Z / a_Z + \delta Y d_Z / b_Z + \delta Z \quad (4.32)$$

ここで、それぞれの係数は

$$a_Z = 1 - k_b l_{Z(XY)} (l_{b0} - l_{SX(Z)}) / K_{XY(Y)ZX, Z} \quad (4.33)$$

$$b_Z = 1 - k_b l_{Z(XY)} l_{b0} / K_{XY(Y)YZ, Z} \quad (4.34)$$

$$c_Z = k_b l_{Z(Z)} l_{SZ(X)} / K_{Z(ZX)Z} \quad (4.35)$$

$$d_Z = k_b l_{Z(Z)} l_{SZ(Y)} / K_{Z(YZ)Z} \quad (4.36)$$

である。

以上の解析結果により、バースプリングとコイルスプリングの座標軸方向の変位(δ_{SX} , δ_{SY} , δ_{SZ})は、何れの座標軸方向にセットしたスタイラスに対しても、プローブ測定系の変位成分(δX , δY , δZ)の関数として表せることが明らかになった。したがって、バースプリング、コイルスプリングに発生する復原力の座標軸方向成分($k_b \delta_{SX}$, $k_b \delta_{SY}$, $k_c \delta_{SZ}$)も、(δX , δY , δZ)の関数として与えられる。また、スタイラスチップに作用する外力は、復原力と釣り合うはずであり、復原力の座標軸成分($k_b \delta_{SX}$, $k_b \delta_{SY}$, $k_c \delta_{SZ}$)を利用して表現できる。さらに、プローブ測定系に作用するモーメントも、($k_b \delta_{SX}$, $k_b \delta_{SY}$, $k_c \delta_{SZ}$)の成分で表せる。

4.4.2 プローブ測定系の補正式

前述したように、倣いプローブの直交座標系では、スタイラスの曲げ変形、XYスライダ、Zスライダのピッチ、ヨウ、ロール方向の角度変位および直交座標系の相互干渉などの挙動が、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の測定に影響する。ところが、前節での解析結果から、これらの挙動の原因となるスタイラスチップに作用する外力、バースプリング、コイルスプリングの復原力、およびこれらの力によるモーメントなどは、何れもプローブ測定系の三次元変位成分($\delta X, \delta Y, \delta Z$)との比例関係で、表現できることが明らかになった。

第3章で検討したように、XYスライダ、Zスライダのピッチ、ヨウ、ロール方向の角度変位は、プローブ測定系に作用するモーメントに比例している。また、スタイラスの曲げ変形も、スタイラスチップに作用する荷重に比例している。したがって、プローブ測定系の個々の挙動も、三次元変位成分($\delta X, \delta Y, \delta Z$)との比例関係で記述できるものと思われる。

さらに、このプローブ測定系の個々の挙動が、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)の測定に与える影響は、各座標軸方向で重ね合わせできるものと仮定する。この仮定に基づいて、プローブ測定系の挙動を解析すれば、三次元変位成分($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が、($\delta X, \delta Y, \delta Z$)を利用した推定式で記述できるはずであり、式(4.1)の補正式が求まることになる。また、この解析によって、直交座標系の相互干渉の状態が把握でき、それぞれの座標軸方向のスタイラスに対する補正係数が決定できるものと思われる。

(1) (+X)スタイラスの場合

スタイラスチップの三次元変位の推定値($\Delta X_c, \Delta Y_c, \Delta Z_c$)は、次式によって与えられる。

$$\Delta X_c = \delta X$$

$$+ k_c \delta_{sz} l_{x0} l_{sx(z)} / K_{xy(y)zx, x}$$

(Z分力によって、XYスライダがZX面内で角度変位し、Xスケールの $l_{sx(z)}$ のオフセットによるX方向変位)

$$+ k_b \delta_{sx} (l_{x(xy)} - l_{bo}) l_{sx(z)} / K_{xy(y)zx, x0}$$

$$\begin{aligned}
& \text{(X分力によって, XYスライダがZX面内で角度変位し, Xスケールの} l_{sx(z)} \text{のオフセットによるX方向変位)} \\
& -k_b \delta_{sy} l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy, x} \\
& \text{(Y分力によって, XYスライダがXY面内で角度変位し, Xスケールの} l_{sx(y)} \text{のオフセットによるX方向変位)} \\
& +k_c \delta_{sz} l_{xo} l_{x(z)} / K_{z(zx)x} \\
& \text{(Z分力によって, ZスライダがZX面内で角度変位するときの, スタイラスチップのX方向変位)} \\
& +k_b \delta_{sx} l_{x(z)}^2 / K_{z(zx)x0} \\
& \text{(X分力によって, ZスライダがZX面内で角度変位するときの, スタイラスチップのX方向変位)} \\
& +k_c \delta_{sz} l_{xo} l_{x(xy)} / K_{xy(y)zx, x} \\
& \text{(Z分力によって, XYスライダがZX面内で角度変位するときの, スタイラスチップのX方向変位)} \\
& +k_b \delta_{sx} (l_{x(xy)} - l_{bo}) l_{x(xy)} / K_{xy(y)zx, x0} \\
& \text{(X分力によって, XYスライダがZX面内で角度変位するときの, スタイラスチップのX方向変位)} \\
& = \delta X \\
& + \delta_{sx} \{ k_b (l_{x(xy)} - l_{bo}) (l_{sx(z)} + l_{x(xy)}) / K_{xy(y)zx, x0} \\
& \quad + k_b l_{x(z)}^2 / K_{z(zx)x0} \} \\
& - \delta_{sy} k_b l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy, x} \\
& + \delta_{sz} \{ k_c l_{xo} (l_{sx(z)} - l_{x(xy)}) / K_{xy(y)zx, x} \\
& \quad + k_c l_{xo} l_{x(z)} / K_{z(zx)x} \} \tag{4.37}
\end{aligned}$$

式(4.37)に式(4.17), (4.18), (4.19)を代入して整理すると, 次式が得られる.

$$\begin{aligned}
\Delta X_c = & \delta X \{ 1 + (g_x \gamma_x - e_x \eta_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \} \\
& + \delta Y [\varepsilon_x / d_x - \{ (b_x g_x - c_x f_x) \gamma_x - (b_x e_x - a_x f_x) \eta_x \} \\
& \quad / d_x (a_x g_x - c_x e_x)]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \delta Z (c_x \gamma_x + a_x \eta_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \\
& = \beta_{xx} \delta X + \beta_{xy} \delta Y + \beta_{xz} \delta Z
\end{aligned} \tag{4.38}$$

ここで、それぞれの補正係数は

$$\begin{aligned}
\gamma_x &= k_b (l_{x(xy)} - l_{bo}) (l_{sx(z)} + l_{x(xy)}) / K_{xy(y)zx, xo} \\
& + k_b l_{x(z)}^2 / K_{z(zx)xo}
\end{aligned} \tag{4.39}$$

$$\varepsilon_x = k_b l_{xo} l_{sx(y)} / K_{xy(x)xy, x} \tag{4.40}$$

$$\begin{aligned}
\eta_x &= k_c l_{xo} (l_{sx(z)} + l_{x(xy)}) / K_{xy(y)zx, x} + k_c l_{xo} l_{x(z)} / K_{z(zx)x} \\
& \tag{4.41}
\end{aligned}$$

$$\beta_{xx} = 1 + (g_x \gamma_x + e_x \eta_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \tag{4.42}$$

$$\begin{aligned}
\beta_{xy} &= -\varepsilon_x / d_x + \{ (b_x g_x + c_x f_x) \gamma_x + (b_x e_x + a_x f_x) \eta_x \} \\
& / d_x (a_x g_x - c_x e_x)
\end{aligned} \tag{4.43}$$

$$\beta_{xz} = (c_x \gamma_x + a_x \eta_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \tag{4.44}$$

である。なお、 $a_x, b_x, c_x, d_x, e_x, f_x, g_x$ の係数は、それぞれ式(4.7), (4.8), (4.9), (4.12), (4.14), (4.15), (4.16)に示す。

$$\Delta Y_c = \delta Y$$

$$- k_b \delta_{sy} l_{xo} l_{sy(x)} / K_{x(y)xy, x}$$

(Y分力によって、XガイドがXY面内で角度変位し、Yスケールの $l_{sy(x)}$ のオフセットによるY方向変位)

$$+ k_b \delta_{sy} l_{xo}^2 / K_{z(xy)x}$$

(Y分力によって、ZスライダがXY面内で角度変位するときの、スタイラスチップのY方向変位)

$$+ k_b \delta_{sy} l_{x(z)}^2 / K_{z(yz)x}$$

(Y分力によって、ZスライダがYZ面内で角度変位するときの、スタイラスチップのY方向変位)

$$+ k_b \delta_{sy} l_{xo}^2 / K_{xy(x)xy, x}$$

(Y分力によって、XYスライダがXY面内で角度変位するときの、スタイラスチップのY方向変位)

$$+ k_b \delta_{sy} l_{xo}^2 / K_{x(y)xy, x}$$

(Y分力によって, XスライダがXY面内で角度変位するときの,
スタイラスチップのY方向変位)

$$+ k_b \delta_{SY} (l_{X(XY)} - l_{bo}) l_{X(XY)} / K_{XY(Y)YZ, X}$$

(Y分力によって, XYスライダがYZ面内で角度変位するときの,
スタイラスチップのY方向変位)

$$+ k_b \delta_{SY} / K_{BS}$$

(Y分力によるスタイラスの曲げ変形の影響)

$$= \delta Y$$

$$+ \delta_{SY} \{ k_b l_{XO} (l_{XO} - l_{SY(X)}) / K_{X(Y)XY, X} + k_b l_{XO}^2 / K_{Z(XY)X}$$

$$+ k_b l_{X(Z)}^2 / K_{Z(YZ)X} + k_b l_{XO}^2 / K_{XY(X)XY, X}$$

$$+ k_b (l_{X(XY)} - l_{bo}) l_{X(XY)} / K_{XY(Y)YZ, X} + k_b / K_{BS} \}$$

(4.45)

式(4.45)に式(4.18)を代入すると次式が得られる.

$$\Delta Y_c = \delta Y (1 + \kappa_X / d_X)$$

$$= \beta_{YY} \delta Y$$

(4.46)

ただし, 補正係数は

$$\kappa_X = k_b l_{XO} (l_{XO} - l_{SY(X)}) / K_{X(Y)XY, X} + k_b l_{XO}^2 / K_{Z(XY)X}$$

$$+ k_b l_{X(Z)}^2 / K_{Z(YZ)X} + k_b l_{XO}^2 / K_{XY(X)XY, X}$$

$$+ k_b (l_{X(XY)} - l_{bo}) l_{X(XY)} / K_{XY(Y)YZ, X} + k_b / K_{BS}$$

(4.47)

$$\beta_{YY} = 1 + \kappa_X / d_X$$

(4.48)

である. ただし, K_{BS} はスタイラスの曲げ変形に対する定数である.

$$\Delta Z_c = \delta Z$$

$$- k_b \delta_{SY} l_{X(Z)} l_{SZ(Y)} / K_{Z(YZ)X}$$

(Y分力によって, ZスライダがYZ面内で角度変位し, Zスケールの $l_{SZ(Y)}$ のオフセットによるZ方向変位)

$$- k_c \delta_{SZ} l_{XO} l_{SZ(X)} / K_{Z(ZX)X}$$

(Z分力によって, ZスライダがZX面内で角度変位し, Zスケールの $l_{SZ(X)}$ のオフセットによるZ方向変位)

$$\begin{aligned}
& -k_b \delta_{sx} l_{x(z)} l_{sz(x)} / K_{z(zx)xo} \\
& \quad (X \text{ 分力によって, } Z \text{ スライダが } ZX \text{ 面内で角度変位し, } Z \text{ スケールの } l_{sz(x)} \text{ のオフセットによる } Z \text{ 方向変位}) \\
& + k_c \delta_{sz} l_{xo}^2 / K_{z(zx)x} \\
& \quad (Z \text{ 分力によって, } Z \text{ スライダが } ZX \text{ 面内で角度変位するときの, } \\
& \quad \text{スタイラスチップの } Z \text{ 方向変位}) \\
& + k_b \delta_{sx} l_{x(z)} l_{xo} / K_{z(zx)xo} \\
& \quad (X \text{ 分力によって, } Z \text{ スライダが } ZX \text{ 面内で角度変位するときの, } \\
& \quad \text{スタイラスチップの } Z \text{ 方向変位}) \\
& + k_c \delta_{sz} l_{xo}^2 / K_{xy(y)zx,x} \\
& \quad (Z \text{ 分力によって, } XY \text{ スライダが } ZX \text{ 面内で角度変位するときの, } \\
& \quad \text{スタイラスチップの } Z \text{ 方向変位}) \\
& + k_b \delta_{sx} (l_{x(xy)} - l_{bo}) l_{xo} / K_{xy(y)zx,xo} \\
& \quad (X \text{ 分力によって, } XY \text{ スライダが } ZX \text{ 面内で角度変位するときの, } \\
& \quad \text{スタイラスチップの } Z \text{ 方向変位}) \\
& + k_c \delta_{sz} / K_{bs} \\
& \quad (Z \text{ 分力によるスタイラスの曲げ変形の影響}) \\
& = \delta_{sx} \{ k_b l_{x(z)} (l_{xo} - l_{sz(x)}) / K_{z(zx)xo} \\
& \quad + k_b (l_{x(xy)} - l_{bo}) l_{xo} / K_{xy(y)zx,xo} \} \\
& - \delta_{sy} k_b l_{x(z)} l_{sz(y)} / K_{z(yz)x} \\
& + \delta_{sz} \{ k_c l_{xo} (l_{xo} - l_{sz(x)}) / K_{z(zx)x} \\
& \quad + k_c l_{xo}^2 / K_{xy(y)zx,x} + k_c / K_{bs} \} \\
& + \delta Z \tag{4.49}
\end{aligned}$$

式(4.49)に式(4.17),(4.18),(4.19)を代入して整理すると, 次式が得られる.

$$\begin{aligned}
\Delta Z_c = & \delta X (g_x \lambda_x - e_x \xi_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \\
& + \delta Y [\nu_x / d_x - \{ (b_x g_x - c_x f_x) \lambda_x - (b_x e_x - a_x f_x) \xi_x \} \\
& \quad / d_x (a_x g_x - c_x e_x)]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \delta Z \{ 1 + (c_x \lambda_x + a_x \xi_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \} \\
& = \beta_{zx} \delta X + \beta_{zy} \delta Y + \beta_{zz} \delta Z
\end{aligned} \tag{4.50}$$

ここで、それぞれの補正係数は

$$\begin{aligned}
\lambda_x &= k_b l_{x(z)} (l_{x0} - l_{sz(x)}) / K_{z(zx)x0} \\
& + k_b (l_{x(xy)} - l_{b0}) l_{x0} / K_{xy(y)zx, x0}
\end{aligned} \tag{4.51}$$

$$\nu_x = k_b l_{x(z)} l_{sz(y)} / K_{z(yz)x} \tag{4.52}$$

$$\begin{aligned}
\xi_x &= k_c l_{x0} (l_{x0} - l_{sz(x)}) / K_{z(zx)x} + k_c l_{x0}^2 / K_{xy(y)zx, x} + k_c / K_{bs} \\
& \tag{4.53}
\end{aligned}$$

$$\beta_{zx} = (g_x \lambda_x + e_x \xi_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \tag{4.54}$$

$$\begin{aligned}
\beta_{zy} &= -\nu_x / d_x + \{ (b_x g_x + c_x f_x) \lambda_x + (b_x e_x + a_x f_x) \xi_x \} \\
& / d_x (a_x g_x - c_x e_x)
\end{aligned} \tag{4.55}$$

$$\beta_{zz} = 1 + (c_x \lambda_x + a_x \xi_x) / (a_x g_x - c_x e_x) \tag{4.56}$$

である。同様にして、(+Y)スタイラス、(-Z)スタイラスの場合について、解析した結果を以下に示す。

(2) (+Y)スタイラスの場合

スタイラスチップの三次元変位の推定値($\Delta X_c, \Delta Y_c, \Delta Z_c$)は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
\Delta X_c &= \delta X (1 + \gamma_y / a_y) \\
& = \beta_{xx} \delta X
\end{aligned} \tag{4.57}$$

$$\begin{aligned}
\Delta Y_c &= \delta X [\varepsilon_y / a_y - \{ (b_y g_y - d_y e_y) \eta_y + (b_y f_y - c_y e_y) \kappa_y \} \\
& / a_y (c_y g_y - d_y f_y)] \\
& + \delta Y \{ 1 + (g_y \eta_y + f_y \kappa_y) / (c_y g_y - d_y f_y) \} \\
& + \delta Z (d_y \eta_y + c_y \kappa_y) / (c_y g_y - d_y f_y) \\
& = \beta_{yx} \delta X + \beta_{yy} \delta Y + \beta_{yz} \delta Z
\end{aligned} \tag{4.58}$$

$$\begin{aligned}
\Delta Z_c &= -\delta X [\lambda_y / a_y + \{ (b_y g_y - d_y e_y) \nu_y + (b_y f_y - c_y e_y) \xi_y \} \\
& / a_y (c_y g_y - d_y f_y)] \\
& + \delta Y (g_y \nu_y + f_y \xi_y) / (c_y g_y - d_y f_y) \\
& + \delta Z \{ 1 + (c_y \xi_y + d_y \nu_y) / (c_y g_y - d_y f_y) \}
\end{aligned}$$

$$= -\beta_{zx} \delta X + \beta_{zy} \delta Y + \beta_{zz} \delta Z \quad (4.59)$$

したがって、X軸測定系には干渉が発生しない。しかし、Y軸測定系にはX、Z軸の変位が、Z軸測定系にはX、Y軸の変位が干渉することになる。

ここで、それぞれの補正係数は

$$\begin{aligned} \gamma_Y &= k_b(l_{Y(XY)} - l_{b0})(l_{SX(Z)} + l_{Y(XY)}) / K_{XY(Y)ZX, Y} \\ &+ k_b l_{Y0}(l_{SX(Y)} + l_{Y0}) / K_{XY(X)XY, Y} + k_b l_{Y0}^2 / K_{Z(XY)Y} \\ &+ k_b l_{Y(Z)}^2 / K_{Z(ZX)Y} + k_b l_{Y0}^2 / K_{X(Y)XY, Y} + k_b / K_{BS} \end{aligned} \quad (4.60)$$

$$\varepsilon_Y = k_b l_{Y0} l_{SY(X)} / K_{X(Y)XY, Y} \quad (4.61)$$

$$\eta_Y = k_b l_{Y(Z)}^2 / K_{Z(YZ)Y0} + k_b(l_{Y(XY)} - l_{b0})l_{Y(XY)} / K_{XY(Y)YZ, Y0} \quad (4.62)$$

$$\kappa_Y = k_c l_{Y0} l_{Y(Z)} / K_{Z(YZ)Y} + k_c l_{Y0} l_{Y(XY)} / K_{XY(Y)YZ, Y} \quad (4.63)$$

$$\lambda_Y = k_b l_{Y(Z)} l_{SZ(X)} / K_{Z(ZX)Y} \quad (4.64)$$

$$\begin{aligned} \nu_Y &= k_b l_{Y(Z)}(l_{Y0} - l_{SZ(Y)}) / K_{Z(YZ)Y0} \\ &+ k_b(l_{Y(XY)} - l_{b0})l_{Y0} / K_{XY(Y)YZ, Y0} \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\xi_Y = k_c l_{Y0}(l_{Y0} - l_{SZ(Y)}) / K_{Z(YZ)Y} + k_c l_{Y0}^2 / K_{XY(Y)YZ, Y} + k_c / K_{BS} \quad (4.66)$$

$$\beta_{XX} = 1 + \gamma_Y / a_Y \quad (4.67)$$

$$\begin{aligned} \beta_{YX} &= \varepsilon_Y / a_Y - \{(b_Y g_Y - d_Y e_Y) \eta_Y + (b_Y f_Y - c_Y e_Y) \kappa_Y\} \\ &\quad / a_Y (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \end{aligned} \quad (4.68)$$

$$\beta_{YY} = 1 + (g_Y \eta_Y + f_Y \kappa_Y) / (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \quad (4.69)$$

$$\beta_{YZ} = (d_Y \eta_Y + c_Y \kappa_Y) / (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \quad (4.70)$$

$$\begin{aligned} \beta_{ZX} &= \lambda_Y / a_Y + \{(b_Y g_Y - d_Y e_Y) \nu_Y + (b_Y f_Y - c_Y e_Y) \xi_Y\} \\ &\quad / a_Y (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \end{aligned} \quad (4.71)$$

$$\beta_{ZY} = (g_Y \nu_Y + f_Y \xi_Y) / (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \quad (4.72)$$

$$\beta_{ZZ} = 1 + (c_Y \xi_Y + d_Y \nu_Y) / (c_Y g_Y - d_Y f_Y) \quad (4.73)$$

である。なお、 $a_Y, b_Y, c_Y, d_Y, e_Y, f_Y, g_Y$ の係数は、それぞれ式(4.23)～(4.29)に示す。

(3) (−Z)スタイラスの場合

スタイラスチップの三次元変位の推定値($\Delta X_c, \Delta Y_c, \Delta Z_c$)は、次式となる。

$$\begin{aligned}\Delta X_c &= \delta X(1 + \gamma_z / a_z) \\ &= \beta_{xx} \delta X\end{aligned}\quad (4.74)$$

$$\begin{aligned}\Delta Y_c &= \delta Y(1 + \varepsilon_z / b_z) \\ &= \beta_{yy} \delta Y\end{aligned}\quad (4.75)$$

$$\begin{aligned}\Delta Z_c &= \delta X(c_z / a_z) + \delta Y(d_z / b_z) + \delta Z \\ &= \beta_{zx} \delta X + \beta_{zy} \delta Y + \beta_{zz} \delta Z\end{aligned}\quad (4.76)$$

この場合には、Z軸測定系のみに干渉が発生する。

ここで、それぞれの補正係数は

$$\begin{aligned}\gamma_z &= k_b(l_{z(XY)} - l_{bo})(l_{sx(z)} + l_{z(XY)}) / K_{XY(Y)ZX, Z} \\ &\quad + k_b l_{z(z)}^2 / K_{z(ZX)Z} + k_b / K_{BS}\end{aligned}\quad (4.77)$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_z &= k_b l_{z(z)}^2 / K_{z(YZ)Z} \\ &\quad + k_b(l_{z(XY)} - l_{bo})l_{z(XY)} / K_{XY(Y)YZ, Z} + k_b / K_{BS}\end{aligned}\quad (4.78)$$

$$\beta_{xx} = 1 + \gamma_z / a_z \quad (4.79)$$

$$\beta_{yy} = 1 + \varepsilon_z / b_z \quad (4.80)$$

$$\beta_{zx} = c_z / a_z \quad (4.81)$$

$$\beta_{zy} = d_z / b_z \quad (4.82)$$

$$\beta_{zz} = 1$$

である。なお、 a_z, b_z, c_z, d_z の係数は、それぞれ式(4.33)～(4.36)に示す。

以上の解析結果から明らかなように、式(4.1)の補正式で補正することによって、プローブ測定系の三次元変位($\delta X, \delta Y, \delta Z$)から、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が推定できることが示された。また、各座標軸方向にセットしたスタイラスに対して、プローブ測定系の変位測定の挙動が数式的に明らかになり、式(4.1)の補正で必要となる補正係数が決定された。さらに、スタイラスをセットする方向が変わると、プローブ測定系の干渉の状態が変化するために、それぞれの座標軸方向のスタイラスで、補正式は異なることになる。しかし、何れのスタイラスに対しても、プローブ測定系の特性値であるXYスライ

ダ、Zスライダの角度変位剛性、バースプリング、コイルスプリングのばね定数、スタイラスの曲げ剛性などと、式(4.1)における補正係数との関係が明らかにされた。

4.5 補正係数の決定

倣いプローブの直交座標系の補正方法を解析する前提として、スタイラスの曲げ変形、XYスライダ、Zスライダの角度変位、測定系の相互干渉などの直交座標系の挙動は、プローブ測定系の三次元変位成分($\delta X, \delta Y, \delta Z$)との比例関係が成立するものと予測していた。また、これらの挙動が、スタイラスチップの変位測定に与える影響は、各軸座標系において重ね合わせできるものと仮定していた。これらの予測と仮定のもとで、式(4.1)の補正によって、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)は、プローブ測定系の三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)から、逆推定できることを示した。また、各座標軸方向のスタイラスに対して、式(4.1)による補正で必要になる補正係数を明らかにし、それぞれの補正係数は、プローブ測定系の特性値から推定できることを示した。

しかし、直交座標系の補正係数を、プローブ測定系の特性値から推定する場合には、個々の特性値に含まれる誤差が重畳する恐れがある。したがって、既知の変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)を、各座標軸方向のスタイラスチップに与え、これとプローブ測定系の三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)との関係から、補正係数を実験的に決定することが必要となる。あるいは、プローブ測定系の特性値から推定した補正係数に対しては、何らかの実験的検証を行わねばならない。

さらに、プローブ測定系の補正係数を、実験的手段によって検討することは、前節での解析結果の適合性を検証することになる。すなわち、プローブ測定系の三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)は、直交座標系の挙動の影響を受けているはずであり、この変位とスタイラスチップに与えた三次元変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)との直線性が確認できれば、プローブ測定系の挙動が($\delta x, \delta y, \delta z$)との比例関係にあることの証しになる。また、実験的に求めた補正係数が、プローブ測定系の特性値から推定した補正係数とほぼ一致することになれば、プローブ測定系の個

々の挙動が、スタイラスチップの変位測定に与える影響は、重ね合わせが成立しているものと判断できる。

4.5.1 β_{xx} , β_{yy} , β_{zz} の決定

β_{xx} , β_{yy} , β_{zz} は、それぞれスタイラスチップのX, Y, Z変位に対する, X, Y, Z軸測定系の補正係数である。これらの補正係数は、図4.4に示す測定装置により実験的に求められる。図4.4の測定装置は、(−Z)方向のスタイラスにX軸方向の変位を与え、 β_{xx} を測定する状態を示している。図4.3の場合と同様に、倣いプローブは三次元測定機のZ軸にセットし、直定規に対してY軸座標系の平行度を調整した。スタイラスチップは、アンビルに押されてX方向に変位するが、Y方向, Z方向への変位を拘束するためにガイド治具を使用した。

このガイド治具は、図4.5に示すように、平行度, 直角度を $0.2\mu\text{m}$ 以内にラッピング加工した小形スコヤを利用したものである。このガイド治具を図4.4の

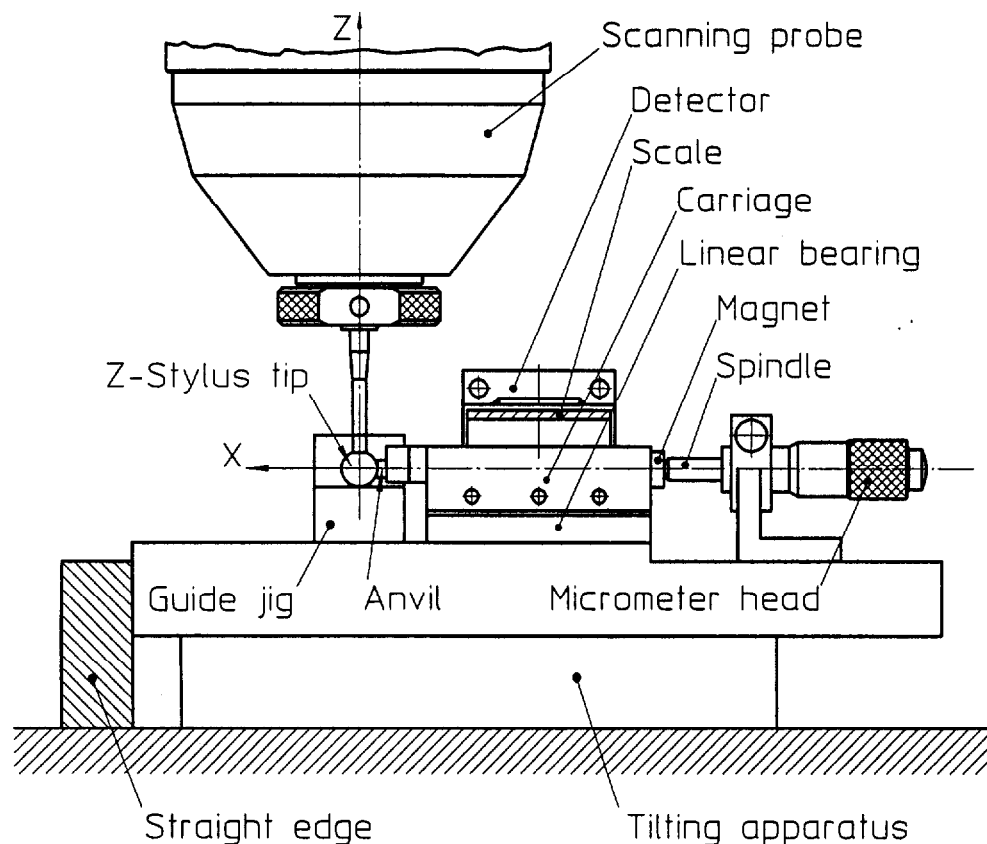


Fig.4.4 Measuring apparatus for coefficient of compensation

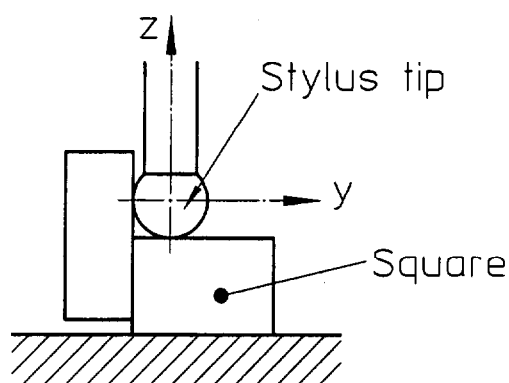


Fig.4.5 Guide jig for stylus tip

測定装置にセットし、ティルティング装置の操作により、プローブ測定系のXY案内面とガイド治具上面の平行度を調整した。プローブ測定系の測定範囲(± 1.5 mm)内での平行度を、 $0.2\mu\text{m}$ 以内に調整した。

スタイラスチップの変位は、リニアベアリング⁵⁾で案内されたキャリッジを介して、マイクロメータヘッドで与えられる。マイクロメータヘッドのスピンドルとキャリッジは、マグネットで結合されていて、スピンドルの先端は球面加工されている。このためにスピンドルは回転自由であり、スピンドルの(±)両方向の変位がキャリッジに伝達できる。なお、スタイラスチップの材質はルビーであるため、スタイラスチップに磁力の影響は作用しない。

キャリッジの変位は、リニアスケール⁶⁾によって $0.1\mu\text{m}$ の分解能で測定される。この測定装置によるキャリッジの変位測定は、アッペの原理を満足していない。しかし、第3章で示したように、アンビルに与えられる変位を、リニアスケールで測定するときの誤差は、ゲージブロックを基準にした測定で評価すると、 $\pm 0.1\mu\text{m}$ 以内である。したがって、図4.4の測定装置の誤差を無視して、補正係数を推定しても差し支えないものと判断できる。

各座標軸方向のスタイラスに対応させて、図4.4の測定装置のセッティング方向を変更して姿勢の調整を行えば、スタイラスチップにX, Y, Z方向の基準変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)を与えられる。このときのプローブ測定系が示す三次元

変位($\delta x, \delta y, \delta z$)に対して、式(4.2)による直角誤差の補正を施し、三次元変位($\delta X, \delta Y, \delta Z$)に変換する。この変位($\delta X, \delta Y, \delta Z$)と基準変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)の関係から、補正係数 $\beta_{xx}, \beta_{yy}, \beta_{zz}$ を決定できる。最も短いL1スタイラス(31mm)と、最も長いL3スタイラス(101mm)を、(+X)方向にセットしたとき、スタイラスチップの基準変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)と、それぞ

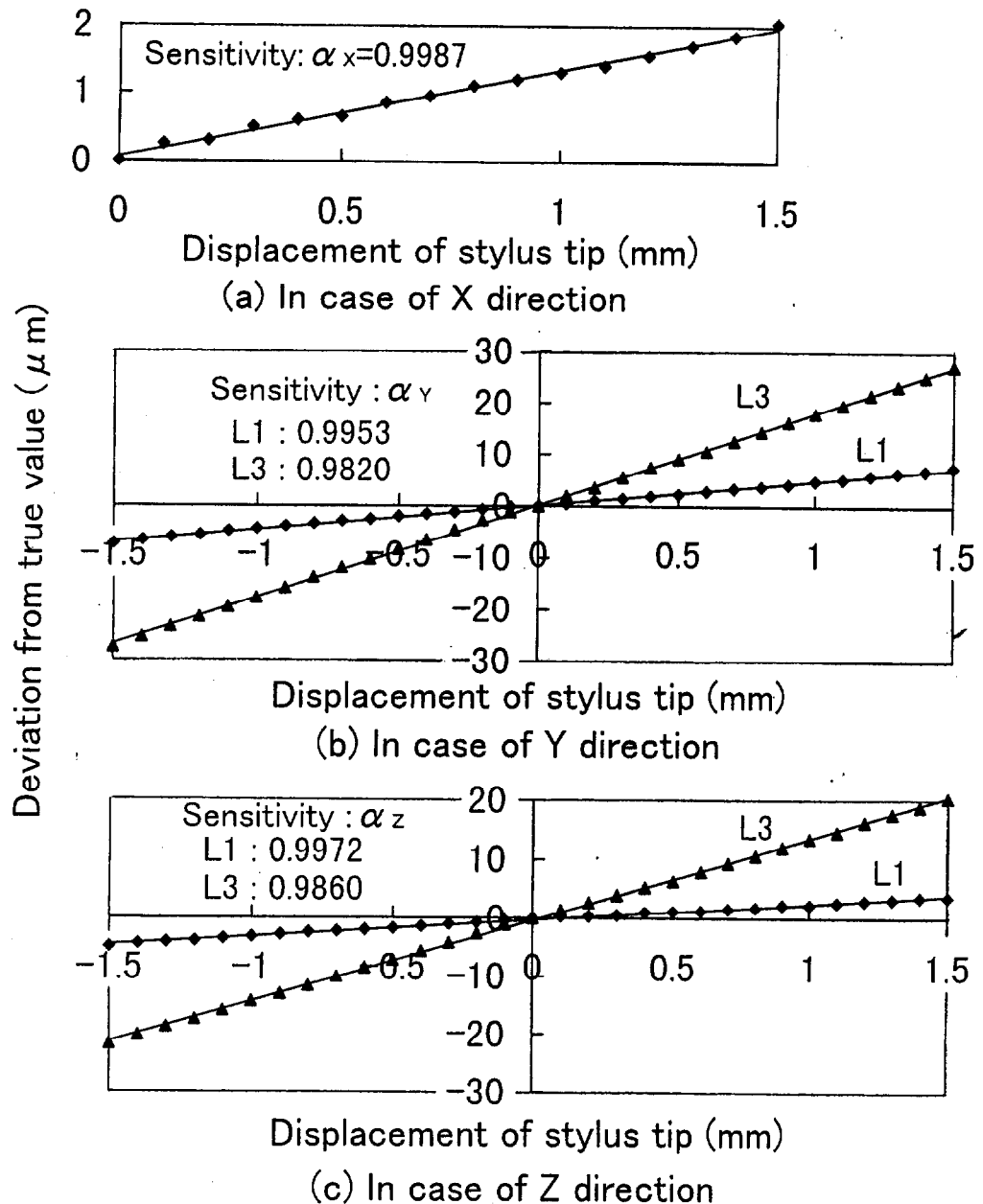


Fig. 4.6 Relationships between displacement of stylus tip and readings of scanning probe

れの偏差($\Delta X_R - \delta X$, $\Delta Y_R - \delta Y$, $\Delta Z_R - \delta Z$)の関係を示す測定結果が図4.6である。

図4.6の測定結果に示すように、何れの座標軸方向の変位においても、基準変位と偏差($\Delta X_R - \delta X$, $\Delta Y_R - \delta Y$, $\Delta Z_R - \delta Z$)との関係は、優れた直線性が得られている。この実験結果の中には、スタイラスの曲げ変形、XYスライダ、Zスライダのピッチ、ヨウ、ロールの角度変位などの、直交座標系の挙動が含まれている。したがって、直交座標系の挙動は、プローブ測定系が示す変位(δX , δY , δZ)に比例するとした、前節での仮定は成立していると判断できる。

また、図4.6の中には、基準変位(ΔX_R , ΔY_R , ΔZ_R)と、プローブ測定系の変位(δx , δy , δz)の、回帰直線の勾配 α を示してある。したがって、プローブ測定系の変位(δX , δY , δZ)は、それぞれ($\alpha_x \Delta X_R$, $\alpha_y \Delta Y_R$, $\alpha_z \Delta Z_R$)として表現できる。また、プローブ測定系の変位(δX , δY , δZ)から、スタイラスチップの変位を、逆推定するときの補正係数 β_{xx} , β_{yy} , β_{zz} は、これらの勾配 α_x , α_y , α_z の逆数で与えられる。

Table 4.3 Coefficients of compensation for scanning probe

Stylus		Notation	Experiment	Estimation
+ X	L 1, L 3	β_{xx}	1.0013	1.0005
	L 1	β_{yy}	1.0047	1.0030
		β_{zz}	1.0026	1.0016
	L 3	β_{yy}	1.0183	1.0140
		β_{zz}	1.0142	1.0102
+ Y	L 1, L 3	β_{yy}	1.0010	1.0005
	L 1	β_{zz}	1.0022	1.0013
		β_{xx}	1.0041	1.0033
	L 3	β_{zz}	1.0127	1.0096
		β_{xx}	1.0175	1.0142
- Z	L 1, L 3	β_{zz}	1.0001	1.0000
	L 1	β_{xx}	1.0048	1.0036
		β_{yy}	1.0048	1.0034
	L 3	β_{xx}	1.0162	1.0150
		β_{yy}	1.0166	1.0132

(+X), (+Y), (-Z)の各方向のスタイラスに対して、同様な方法によって求めた補正係数の実験値を表4.3に示す。また、表4.3には、前節での解析結果に基づく、補正係数 β_{xx} , β_{yy} , β_{zz} の推定値を併記した。これらの補正係数の実験値と推定値は、ほぼ一致していると思なせる。したがって、プローブ測定系の個々の挙動が、スタイラスチップの変位測定に与える影響は、4.4.2節で示したように、それぞれの座標軸方向で重ね合わせが成立しており、式(4.1)の補正式の仮定、および補正係数の解析方法とその結果は妥当なものと判断できる。

4.5.2 直交座標系の干渉に対する補正係数の決定

4.4.2節の解析結果で示したように、プローブ測定系の干渉の補正には、表4.4に示す補正係数が必要になる。表4.4は、個々のスタイラスに対して、スタイラスチップの変位方向、プローブ測定系の干渉軸、および個々の補正係数の記号を示している。前述したように、XYスライダ、Zスライダのピッチ、ヨウ、ロールの角度変位に起因して、各軸のスケールと検出器の相対変位、および直交座標系に対するスタイラスチップの相対変位が発生し、これらがプローブ測定系における干渉の原因となる。これらのプローブ測定系の干渉には、個々の干渉変

Table 4.4 Interaction in cartesian coordinates
of scanning probe

Stylus	Notation	Displacement of stylus	Axis of interaction
+ X	β_{zx}	- X	Z
	β_{zy}	$\pm Y$	Z
	β_{xy}	$\pm Y$	X
	β_{xz}	$\pm Z$	X
+ Y	β_{zx}	$\pm X$	Z
	β_{yx}	$\pm X$	Y
	β_{zy}	- Y	Z
	β_{yz}	$\pm Z$	Y
- Z	β_{zx}	$\pm X$	Z
	β_{zy}	$\pm Y$	Z

位が独立として扱える場合と、干渉変位が相互に重ね合わさる場合とがあり、それぞれの場合で干渉に対する補正係数の決定方法が異なる。

個々の干渉変位が独立して発生するとき、あるいは他の原因による干渉変位が微少量として無視できる場合には、図4.4に示した測定装置により、補正係数が実験的に求められる。すなわち、図4.4の(−Z)スタイラスの場合で、スタイラスチップがX方向に変位するときには、ガイド治具のXY面、XZ面に、スタイラスチップを接触させて、Y方向、Z方向の変位を拘束する。この状態で、スタイラスチップにX方向の変位を与えて、このときのZ軸測定系の変位の変化を観察して、ガイド治具のXY面を基準にした干渉変位が測定できる。この干渉変位には、Zスライダの回転に伴うZ方向変位も含まれる。しかし、Zスライダの回転角は 10^{-5} radのオーダーであり、これによるZ方向変位は $10^{-3}\mu\text{m}$ のオーダーになり、微少量として無視できる³⁾。(＋X)スタイラスのときの補正係数 β_{zy} 、 β_{xy} 、および(＋Y)スタイラスのときの補正係数 β_{zx} 、 β_{yx} 、 β_{yz} は、上記と同様の測定方法で求められる。なお、この場合の測定値にも、式(4.1)によるプローブ測定系の直角誤差の補正を行った。

ところが、スケールと検出器の相対変位の干渉に、スタイラスチップと直交座標系の相対変位の干渉が重ね合わさる場合には、干渉に対する補正係数を実験的

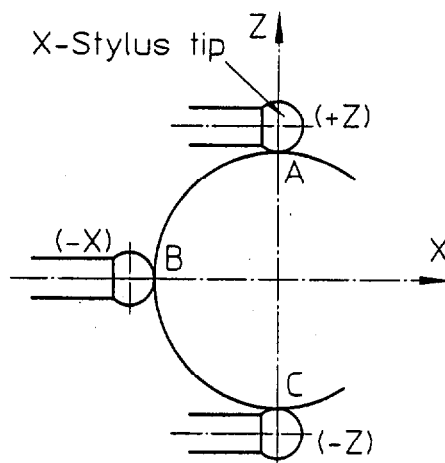
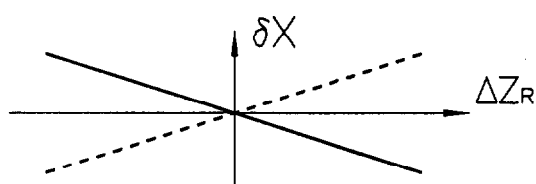


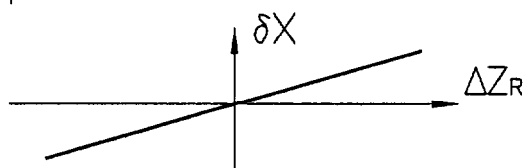
Fig.4.7 Generation of interaction in cartesian coordinates of scanning probe

に求めることが極めて困難となる。例えば、図4.7に示すように、(+X)スタイラスで円筒外周を測定するときに、A, B, C点でのスタイラスチップの変位方向は、それぞれ(+Z), (-X), (-Z)方向となり、プローブ測定系に作用するモーメントの大きさと方向が変化する。このときにプローブ測定系のXYスライダ、Zスライダが、ZX面内で角度変位するために、スタイラスチップに作用するZ方向の外力により、X軸測定系のスケールと検出器の相対変位、およびスタイラスチップと直交座標系のX方向の相対変位が発生する。また、これとは逆に、X方向の外力がスタイラスチップに作用すると、Z方向の相対変位が発生し、図4.7の場合にはX軸とZ軸の座標測定系が、相互に干渉することになる。

図4.7のような(+X)スタイラスの場合において、スタイラスチップがZ方向に変位するとき、X軸測定系に発生する干渉変位の様子を図4.8に示す。図4.8(a)に示す点線は、XYスライダ、ZスライダのZX面内の角度変位によるスタイラスチップのX方向の干渉変位を示している。また、XスケールがXYス



(a) X-displacement of stylus tip caused by tilt motion of XY-Slider and Z-Slider in ZX plane.



(b) X-displacement of X-Scale caused by tilt motion of XY-Slider in ZX plane owing to offset distance of $l_{sx(z)}$.

Fig.4.8 Displacement in X-axis direction caused by interaction of scanning probe

ライダの中心から $l_{sx(z)}$ だけオフセットしているために、XYスライダのZX面内の角度変位によって、図4.8(b)に示すXスケールと検出器の相対変位が発生する。この両者の干渉変位は、それぞれ独立ではないために、個々の変位を実験的に測定することは極めて困難である。また、その両者の合成変位によって、X軸測定系の干渉変位に対する補正係数 β_{xz} が決定されることになるが、それを実験的手段によって直接に測定することも困難である。

そこで、(+X)スタイラスのスタイラスチップにZ方向の変位を与えたときの、Xスケールの干渉変位、およびスタイラスチップのX方向の干渉変位を、前節における解析結果を利用して推定した。そして、この両者の干渉変位の差とスタイラスチップのZ方向変位の関係は実験的に確認できることに着目し、それらの干渉変位の適合性を実験的に検証した。この干渉変位の適合性を検証する実験装置

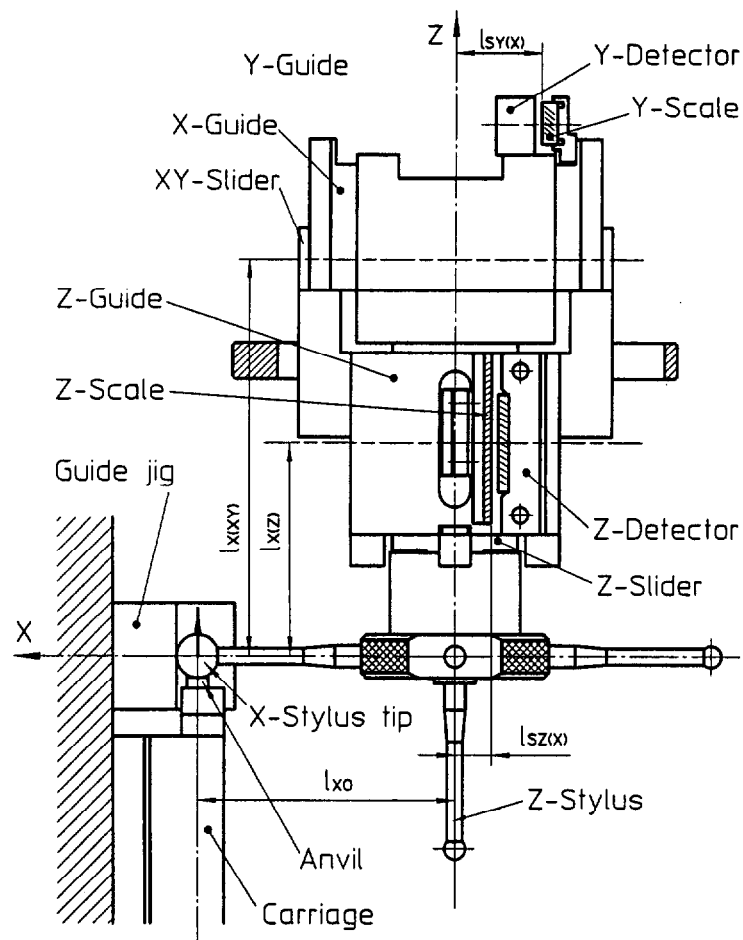


Fig. 4.9 Measurement of interaction β_{xz} in case of (+X) stylus

を図4.9に示す。この実験装置は、図4.4の測定装置をZ軸方向に設置し、図4.4の場合と同様の方法でプローブ測定系のZ軸とガイド治具のYZ面、ZX面を平行に調整した装置である。この実験装置により、スタイラスチップのX方向、Y方向の変位を拘束しながらZ方向に変位を与えたとき、Xスケールの干渉変位は、図4.8(a)の実線のようになる。この実線の勾配は、点線の勾配の逆符号になるはずであり、図4.9の実験装置で測定されるX軸測定系の干渉変位は、図4.8(a)の実線と図4.8(b)の合成変位になる。

一方、図4.9で測定されるXスケールの干渉変位とスタイラスチップのX方向の干渉変位との差 I_{xz} は、

$$I_{xz} = \delta_{sz} k_c l_{x0} l_{sx(z)} / K_{xy(y)zx, x} \quad (\text{Xスケールの干渉変位})$$

$$- \delta_{sz} (k_c l_{x0} l_{x(z)} / K_{z(zx)x} + k_c l_{x0} l_{x(xy)} / K_{xy(y)zx, x}) \quad (\text{スタイラスチップのX方向の干渉変位})$$

$$(4.83)$$

となる。式(4.19)の δ_{sz} 、および式(4.50)の ΔZ_c に対して、図4.9の実験条件 $\delta Y = 0$ を適用し、高次の微量量を省略すると次式が得られる。

$$I_{xz} = - \{ K_{xz} a_x \Delta Z_R / (a_x g_x - c_x e_x) \beta_{zz} \} / \{ 1 + K_{xz} a_x \beta_{zx} / (a_x g_x - c_x e_x) \beta_{zz} \} \quad (4.84)$$

ここで、

$$K_{xz} = k_c l_{x0} \{ l_{x(z)} / K_{z(zx)x} + (l_{x(xy)} - l_{sx(z)}) / K_{xy(y)zx, x} \} \quad (4.85)$$

である。

結局、干渉変位の差 I_{xz} は、(+X)スタイラスのX軸測定系の干渉変位に対する補正係数 β_{zx} との関係式で表現された。したがって、補正係数 β_{zx} の推定値を利用して求めた I_{xz} と、実験的に求めた I_{xz} を比較することにより、推定によって求めた補正係数 β_{zx} の適合性が検証できることになる。式(4.84)において、 β_{zz} には表4.3の(+X)スタイラスの場合の実験値、 β_{zx} には式(4.54)による推定値を使用して、L1スタイラス、L3スタイラスに対して ΔZ_R と I_{xz} の関

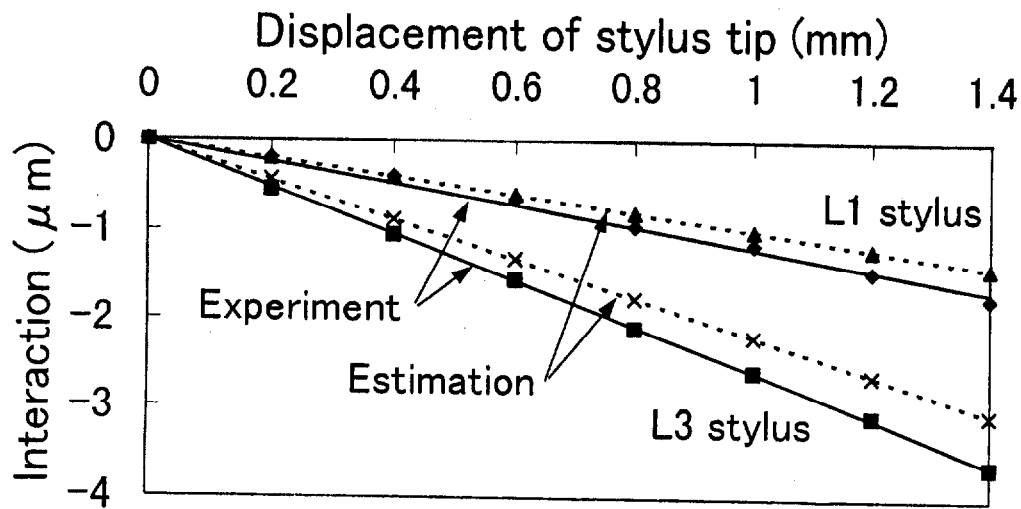


Fig.4.10 Relationships between Z-displacement of stylus tip and I_{xz}

係を推定した結果が図4.10の点線である。また、図4.10の実線は、図4.9の実験装置で測定した I_{xz} の実験値を示している。

図4.10から明らかなように、スタイラスチップの1mm当たりのZ方向変位に対して、干渉変位の差 I_{xz} の実験値と推定値の差異は、L1スタイラスの場合で約 $0.2\mu\text{m}$ 、L3スタイラスの場合で約 $0.4\mu\text{m}$ 程度である。これらの結果から、 I_{xz} の推定値は、ほぼ現実の値に近いものと思われるために、補正係数 β_{xz} をプローブ測定系の特性値から推定しても差し支えないものと判断した。さらに、図4.10の実験結果には、前述したプローブ測定系の特性による影響が重畳しているはずである。したがって、この実験結果が直線性を示していることは、図4.6の実験結果と同様に、プローブ測定系の補正法を解析するときの仮定が成立しているものと判断できる。

XスタイラスのX方向変位、およびYスタイラスのY方向変位に対して、Z軸測定系に発生する干渉の場合にも、Zスケールの干渉変位と、スタイラスチップの干渉変位が重ね合わさることになる。したがって、(+X)スタイラスのときの補正係数 β_{zx} 、および(+Y)スタイラスのときの補正係数 β_{zy} は、上述の方法と同様にして推定した。以上の方法によって決定した、プローブ測定系の干渉に対する補正係数を表4.5に示す。表4.5において 10^{-5} のオーダーの微量量であるも

Table 4.5 Coefficients of compensation for interaction

($\times 10^{-3}$)

Coefficient			Notation	Displacement of stylus	Axis of Interaction
Stylus	L1	L3			
+ X	*0.4	*1.1	β_{zx}	- X	Z
	small	small	β_{zy}	+ Y - Y	Z
	0.7	1.4	β_{xy}	+ Y	X
	0.6	1.2		- Y	
	*1.3	*3.1	β_{xz}	+ Z	X
	*1.3	*3.1		- Z	
+ Y	small	small	β_{zx}	+ X - X	Z
	1.0	2.2	β_{yx}	+ X	Y
	1.1	2.3		- X	
	*0.4	*1.1	β_{zy}	- Y	Z
	1.4	2.7	β_{yz}	+ Z	Y
	1.4	2.8		- Z	
- Z	small	0.3	β_{zx}	+ X	Z
		0.4		- X	
	small	0.5	β_{zy}	+ Y	Z
		0.6		- Y	

*: Estimated value

のをsmallと表示した。短いL1スタイラスの場合には、Z軸測定系に対する干渉量は無視できる。さらに、(+X)スタイラスのY方向変位によるZ軸測定系の干渉量、および(+Y)スタイラスのX方向変位によるZ軸測定系の干渉量は、何れも微量であることが明らかになった。

4.6 プローブ測定系の補正効果の評価

4.6.1 補正効果評価の実験法

スタイラスチップに、値の明らかな変位($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)を与え、この変位とプローブ測定系の変位($\delta x, \delta y, \delta z$)の補正值を比較することにより、倣いプローブの直交座標系の補正効果を実験的に評価できる。この評価実験においては、X, Y, Z方向の変位が、それぞれ単独でスタイラスチップに作用する場合

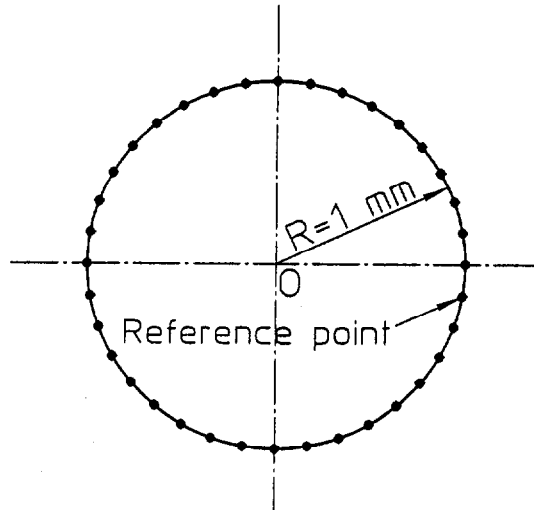


Fig.4.11 Circular motion of stylus tip

のみならず，ビッチ，ヨウ，ロール方向のモーメントが，複合して直交座標系に作用する場合を考慮して，前述のプローブ測定系の挙動に対する補正効果を評価することが必要である．

そこで，図4.11に示すように，プローブ測定系の中立点Oを中心にして，半径1 mmの円運動をスタイラスチップに与え，直交座標系に与える変位と力の方向を変化させた．このスタイラスチップの円運動は，XY, YZ, ZX平面内における， 10° ピッチの座標値の点列で与えた．プローブ測定系が示す36点の座標値に対して，式(4.2)の直交座標系の直角誤差の補正，および式(4.1)によるプローブ測定系の変位($\delta x, \delta y, \delta z$)の補正を施した．そして，スタイラスチップに与えた座標値($\Delta X_R, \Delta Y_R, \Delta Z_R$)と，補正後の座標値($\Delta X_C, \Delta Y_C, \Delta Z_C$)との距離を，プローブ測定系の補正効果評価の特性値とした．

プローブ測定系の各座標軸方向にセットしたスタイラスに，円運動を与える実験装置を図4.12に示す．この実験装置は，図4.4と同様の装置を直交させたもので，A軸, B軸の2軸の直交座標系で構成している．円運動はA軸, B軸のマイクロメータヘッドの操作によって与えられる．各座標軸方向のスタイラスに対して，この実験装置のセッティングを変えて，直定規を基準にして位置決めすれば，スタイラスチップにXY, YZ, ZX平面内の円運動を与えられる．

図4.12は，(+X)スタイラスのスタイラスチップに，YZ平面内の円運動

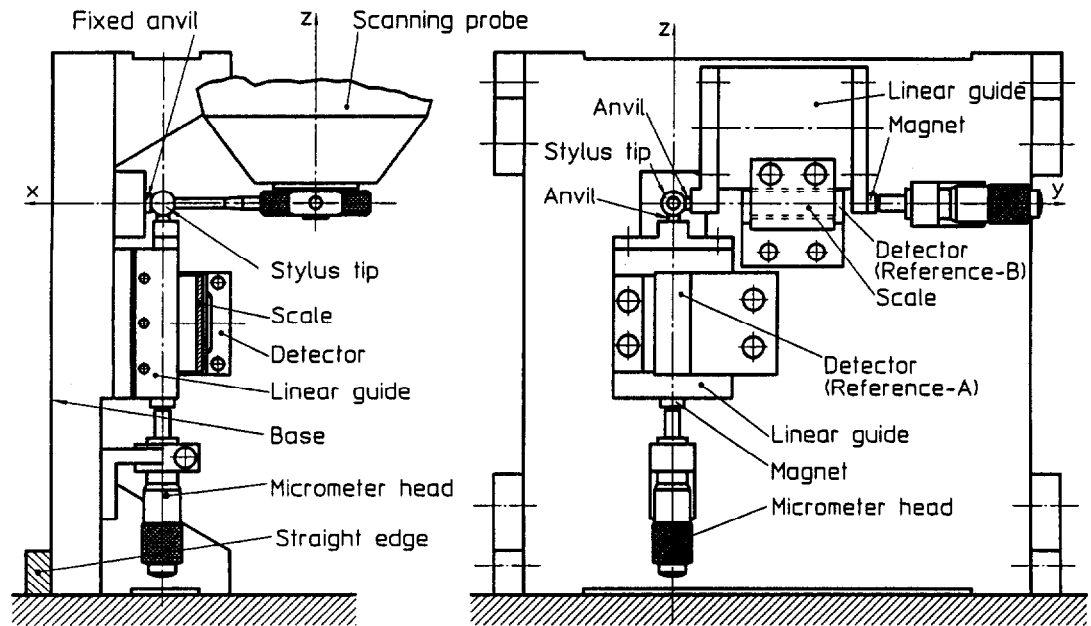


Fig.4.12 Experimental apparatus for effect of compensation

を与える状態を示している。スタイラスチップは、A軸、B軸のアンビルに接触するとともに、固定アンビルの表面にも接触していて、スタイラスチップの運動が案内される。この3個のアンビルには、表面を平面度 $0.3\mu\text{m}$ 以内にラッピング加工した超硬チップを使用した。それらの相互の直角度は $0.3\mu\text{m}/3\text{mm}$ 以内に調整した。また、固定アンビルの表面とベースの平行度は、 $0.2\mu\text{m}/3\text{mm}$ 程度である。A軸、B軸のスケールの分解能は、ともに $0.1\mu\text{m}$ である。

4.6.2 評価実験結果

最も短いスタイラス(L1:31mm)と、最も長いスタイラス(L3:101mm)を、(+X),(+Y),(−Z)の各方向にセットし、それぞれYZ,ZX,XY平面内での円運動をスタイラスチップに与えたとき、プローブ測定系の補正効果を示す実験結果が図4.13である。図4.13の横軸は、スタイラスチップに与えた点列の位置を角度で示している。縦軸は、スタイラスチップに与えた座標点とプローブ測定系が示した座標点との距離を示している。図4.13には、プローブ測定系の変位(δx , δy , δz)を、式(4.1)と式(4.2)で補正した場合と、補正しな

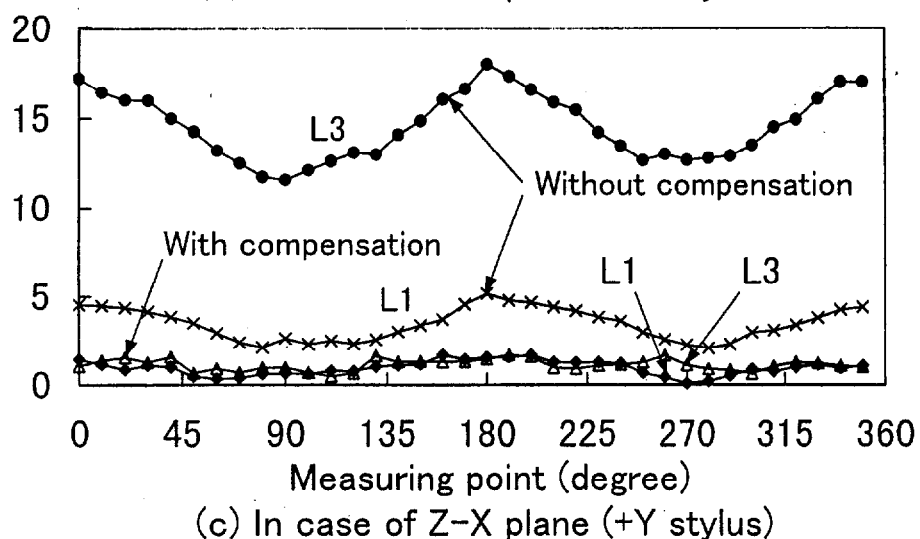
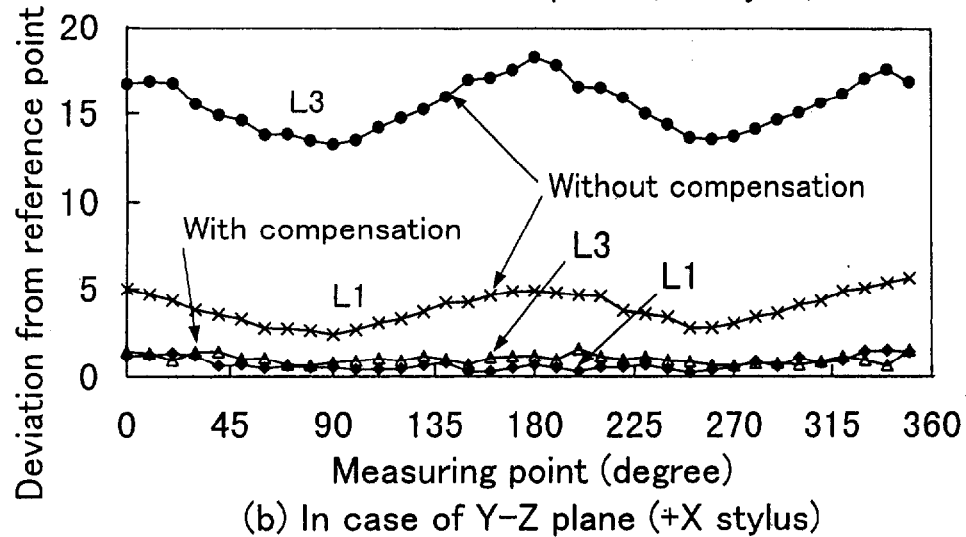
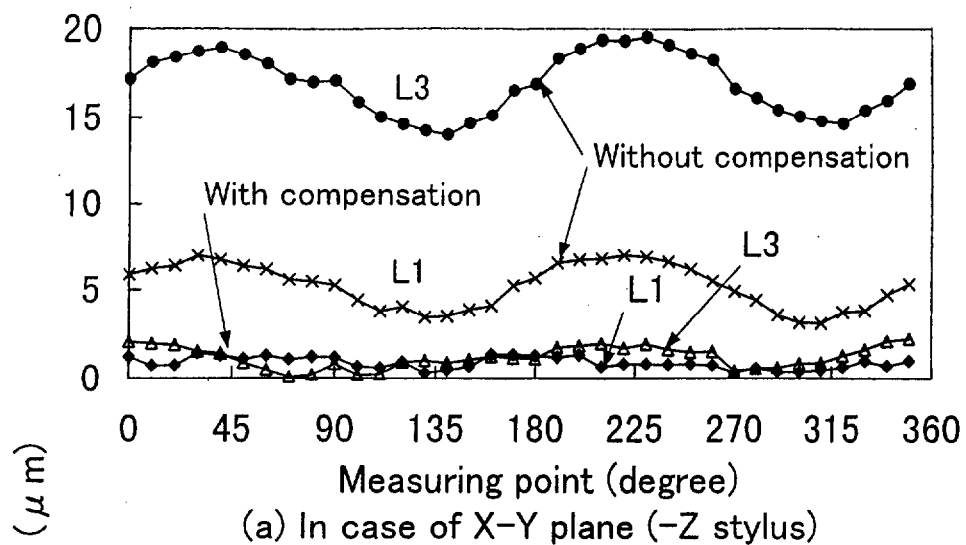


Fig.4.13 Compensating effects on measuring accuracy of scanning probe

い場合を比較して示した。補正しない場合には、L1スタイラスで $3\sim 7\mu\text{m}$ 、L3スタイラスで $12\sim 20\mu\text{m}$ の周期的誤差が認められる。これらは直交座標系の直角誤差が主な原因と思われる。また、XYスライダ、Zスライダの角度変位とスタイラスの曲げ変形により、かたより誤差が発生している。しかし、プローブ測定系が示す変位を、式(4.1)と式(4.2)で補正することにより、何れのスタイラスの場合でも $2\mu\text{m}$ 以内の誤差となる。

図4.13の実験結果は、何れもスタイラスに直交する平面内での座標点列の補正効果である。この場合の評価では、直交座標系の相互干渉に起因する誤差を、過小評価する可能性がある。例えば、(+X)スタイラスに対して、YZ平面内の円運動をスタイラスチップに与える場合には、表4.5に示されるように、Y方向の変位によるZ軸測定系の干渉は微小である。このことは(+Y)スタイラスおよび(-Z)スタイラスに対しても同様である。

そこで、プローブ測定系の相互干渉の影響が、顕著であると思われる事例として、L3の(+X)スタイラスに対して、ZX平面内での半円運動($R=0.5\text{mm}$)

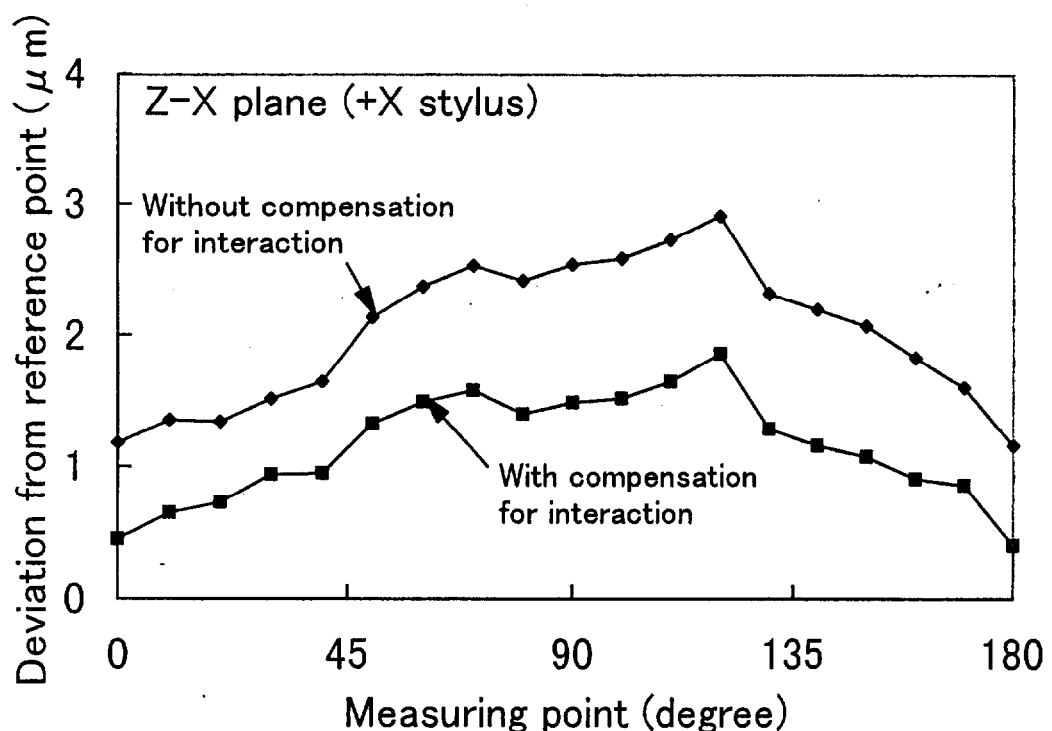


Fig.4.14 Effect of compensation for interaction

をスタイラスチップに与えた。このときの座標点列に対して、相互干渉の影響を補正する場合と、補正しない場合を比較した実験結果が図4.14である。図4.14から明らかなように、干渉に対する補正を施すことによって、プローブ測定系の変位測定誤差は $2\mu\text{m}$ 以内となる。したがって、図4.13、図4.14の結果から、第2章で示した倣いプローブの目標精度 $\pm 2\mu\text{m}$ は、式(4.1)による補正で達成できることが明らかになった。

4.7 結 言

静圧空気スラスト軸受の案内機構で構成した直交座標系の倣いプローブで、プローブ測定系が表示した三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)から、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を推定する場合の、直交座標系の補正方法を解析的に検討するとともに、その補正効果を実験的に検証した。本章における主な結論は、下記の通りである。

(1) 倣いプローブの直交座標系が示す三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)の各成分に対して、補正係数を掛け合わせる単純な補正式で補正することにより、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が推定できることを明らかにした。

(2) 各座標軸方向のスタイラスに対して、直交座標系の変位特性を解析的に検討し、プローブ測定系の補正に必要となる補正係数を明らかにした。また、それらの補正係数は、直交座標系の直角度、プローブ測定系のばね定数、スラスト軸受の角度変位剛性、およびスタイラスの曲げ剛性などによって決定されることを明らかにした。

(3) 倣いプローブの直交座標系には、測定系の相互干渉が認められるものの、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)とプローブ測定系が示す三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)との関係は、何れの座標軸方向でも比例していることを実験的に明らかにした。

(4) スタイラスの曲げ変形、XYスライダ、Zスライダの角度変位、および測定系の干渉などのプローブ測定系の挙動が、スタイラスチップの変位測定に与える影響量は、X、Y、Z軸測定系で重ね合わせできることを示した。

(5) プローブ測定系が示す三次元変位から、スタイラスチップの三次元変位を逆推定するときの誤差は、 $2\mu\text{m}$ 以内であることを明らかにした。

(6) したがって、本章で検討した直交座標系の補正方法によって、プローブ測定系の目標精度 $\pm 2\mu\text{m}$ が達成できることを示した。

参考文献

- 1) T. Nakamura and S. Yoshimoto: Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double-pad thrust bearings with compound restrictors, Tribol. Int., 29, 2(1996)145-152.
- 2) T. Nakamura and S. Yoshimoto: Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double-pad thrust bearings with double row admissions, Tribol. Int., 30, 8(1997)605-611.
- 3) 中村哲夫, 森田英夫, 安孫子賢二: 直交座標測定系による三次元微いプローブの開発(第1報, 測定システムの設計と静特性), 設計工学, Vol. 33, No. 4(1998),
- 4) 田口玄一: 計測技術のための実験計画法, コロナ社, (1980)21.
- 5) ユニオンツール(株): リニヤベアリング カタログ
- 6) 太田成賢, 上田守正, 深津拓也, 沢辺雅二: 高分解能リニヤエンコーダシステムと光ファイバによる非接触粗さ計測法について, 精密工学会学術講演会, 先端技術紹介セッション(1985)33.

第5章 倣いプローブの動的特性

5.1 緒言

倣いプローブは、静圧空気スラスト軸受の案内による直交座標系で構成しており、その測定系はアッペの原理を満足できない。第3章において、プローブ測定系の静的特性について検討して、

- (1) 案内面の摩擦抵抗が極めて小さいために、スタイラスチップの変位に対する直交座標系のヒステリシスが小さい。
- (2) 測定力、モーメントの作用に伴って発生するスラスト軸受の角度変位、スタイラスの弾性変形の特性は、何れも優れた直線性を示している。
- (3) スタイラスチップの三次元変位と測定力との比例関係が成立している。

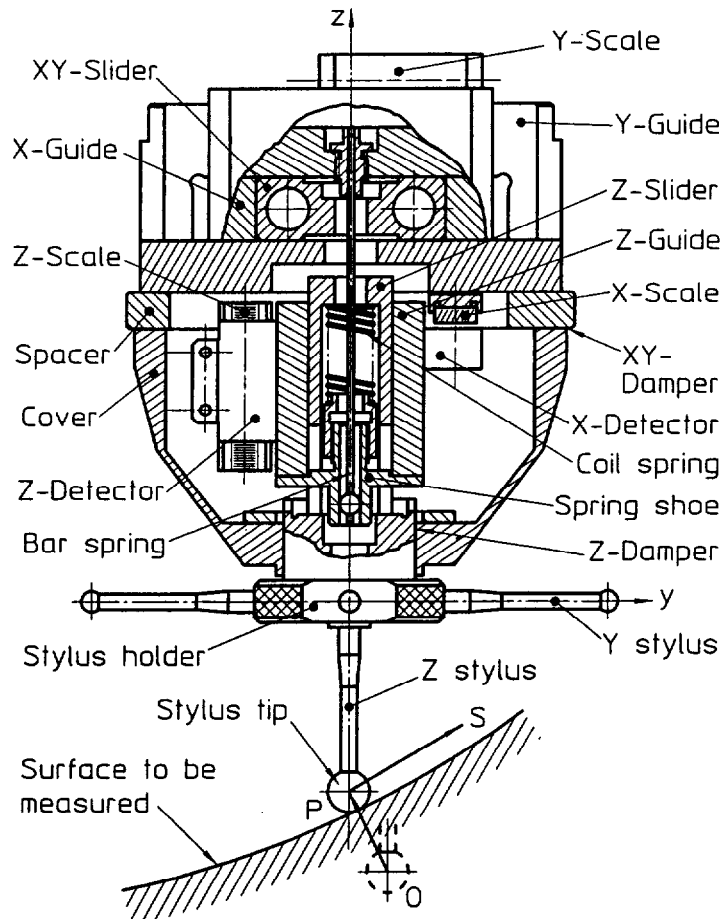


Fig.5.1 Method of scanning form measurement

などの結果が得られた¹⁾。また、第4章における検討結果に示したように、各軸測定系の指示値に比例式の補正を施すことにより、スタイラスチップの静的変位は正確に測定できることが明らかになった。しかしながら、実際の倣い測定におけるプローブ測定系の特性評価には、スタイラスチップの動的変位に対するプローブ測定系の挙動を検討しなければならない。

三次元測定機と倣いプローブで測定面の形状測定を行うとき、図5.1に示すように、測定面に接触したスタイラスチップの基準変位OPと倣い速度PSを、それぞれの目標値に制御しながら倣い測定が行われる。これらの目標値は、基準変位OPが1mm以下、倣い速度PSが10mm/s以下に制限されていて、測定面の凹凸の程度、要求される測定精度と測定能率などを考慮して、オペレータが適宜に判断して測定条件を設定している。しかし、スタイラスチップが測定面上を倣っているとき、スタイラスチップのX, Y, Z軸方向の変位は、測定面の曲率変化に伴って時々刻々に変化し、倣いプローブの各軸測定系には常に加速度変化が作用している。

特に、図5.2に示す不連続な測定面の場合には、点A, Bにおいてスタイラスチップの運動は急激に変化する。このときのプローブ測定系の加速度変化で発生する慣性力が、プローブ測定系の変位測定に影響し、その結果として測定面の形状測定誤差が発生するものと思われる。したがって、スタイラスチップの急激な運動変化に対して、プローブ測定系に発生するオーバシュートと加速度変化との関係を把握すること、およびスタイラスチップの動的変位に対するプローブ測定

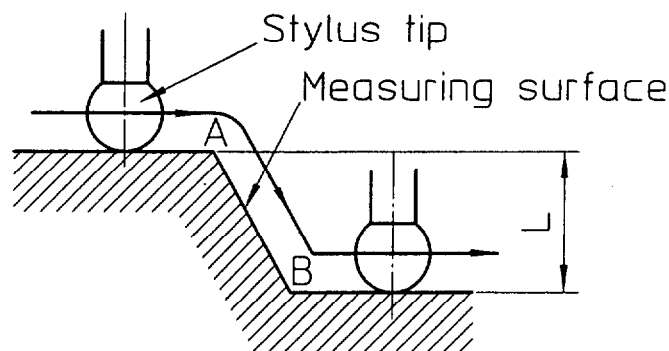


Fig.5.2 Example of work piece

系の変位特性とそのときの測定誤差を評価することが必要となる。

一方、スタイラスチップが測定面を倣っている状態をシミュレートして、プローブ測定系の数 μm 程度の動的変位の変化を解析的に予測することは困難である。したがって、実際に倣い測定を行っている状態で、スタイラスチップの動的変位とプローブ測定系の挙動との関係を実験的に評価することが必要となる。また、図5.1に示すように、倣いプローブはX, Y, Z軸の座標系が重畳している。このために各軸座標系の質量が異なること、およびXYスライダ, Zスライダを案内するスラスト軸受の軸受特性が一樣でないことなどにより、スタイラスチップの動的変位に対するプローブ測定系の応答特性は、スタイラスのセット方向とスタイラスチップの変位方向によって異なる特性を示すものと思われる。したがって、各座標軸方向にスタイラスをセットし、スタイラスチップのX, Y, Z軸方向の動的変位に対して、倣いプローブのX, Y, Z測定系の応答特性をそれぞれ独立に評価しなければならない。

そこで、本章では、スタイラスチップが測定面に接触して摺動している状態に鑑みて、スタイラスチップのX, Y, Z方向に、一定量の動的変位を任意加速度で与える方策を検討する。そして、この動的変位に対するプローブ測定系の応答特性として、

(1) X, Y, Z軸座標系に発生する加速度変化とオーバシュートとの関係を明らかにすること。

(2) スタイラスチップの動的変位に対するX, Y, Z軸座標系の変位特性を把握するとともに、動的変位の測定誤差を評価すること。

などの事柄を実験的に検討し、倣いプローブの目標精度仕様に対して許容できる加速度変化の限界を明らかにする。

5.2 プローブ測定系の仕様

倣いプローブの各軸測定系の質量、ばね定数、スタイラスの長さや質量、ダンピングオイルの動粘度など、プローブ測定系の動的特性に関係する概略仕様を表5.1に示す。図5.1に示すように、倣いプローブはXY測定系にZ測定系を締

Table 5.1 Specifications of scanning probe

Measuring range : X,Y axis ± 1.5 mm Z axis 5mm
Digital scale : Resolution $0.1 \mu\text{m}$
Measuring accuracy : $\pm 2 \mu\text{m}$
Mass of measuring system (g) X axis : 377.6 Y axis : 453.7 Z axis : 98.3
Spring constant (N/mm) X direction : 0.175 Y direction : 0.182 Z direction : 0.193
Stylus Mass (g) L1 : 1.7 L2 : 9.4 L3 : 18.5 Length (mm) L1 : 31 L2 : 71 L3 : 101
Kinematic viscosity of damping oil (m^2/s) : 10^{-3}

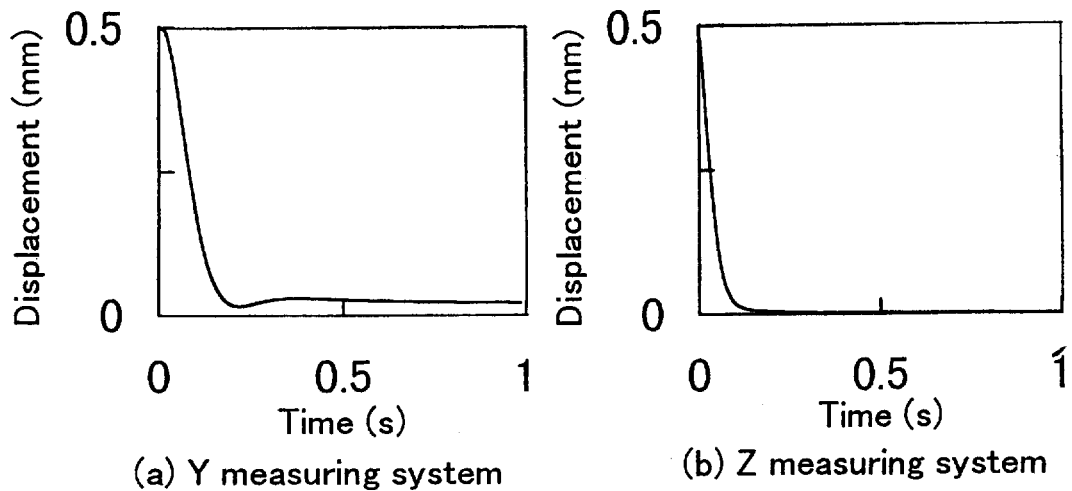


Fig.5.3 Step response of scanning probe

結した直交座標系で構成しているために、X、Y、Z軸測定系の質量がそれぞれ異なる。また、スタイラスチップの変位に比例した測定力を発生させるために、X方向、Y方向はバースプリングの曲げ変形、Z方向はコイルスプリングの伸縮変形を利用している。各軸方向のばね定数の実験値を表5.1に示す。

倣いプローブのXY測定系、Z測定系の運動に対するダンピングは、シリコンオイルの粘性抵抗を利用している。図5.1に示すXYダンパ、Zダンパの所に0.1 mmの隙間を設定し、そこに動粘度 $10^{-3} \text{m}^2/\text{s}$ のシリコンオイルを充填した²⁾。

質量が最大のY軸測定系、および最小のZ軸測定系に対して、0.5mmのステップ変位を与えたときの応答を図5.3に示す。このときのステップ変位は、極細の木綿糸でスタイラスチップを座標軸方向に引っ張り、プローブ測定系が0.5mmの変位を示す位置で、糸を焼き切る方法で発生させた。この方法によって、プローブ測定系に外乱を与えることなく、0.5mmのステップ変位をプローブ測定系に与えることができた。

図5.3(a)のY軸測定系の応答では、ゼロ点近傍では復原力が小さく、かつダンパーの粘性抵抗のために、ゼロ点復帰に長い時間が掛かっている。しかし、実際の倣い測定においては、基準変位として0.25~1mmのオフセットがスタイラスチップに与えられるため、ゼロ点復帰の特性は倣い測定精度には影響しない。また、質量の小さいZ測定系ではやや過減衰であるが、動粘度 $10^{-3}\text{m}^2/\text{s}$ のシリコンオイルによるダンピングでプローブ測定系の動的特性評価の実験を行った。

5.3 プローブ測定系の動的特性の評価

5.3.1 フリックスタンダード法

倣い測定が行われるときと同様の状態で、プローブ測定系の動的特性を評価するためには、

- (1) 所定の測定力を負荷した状態で、スタイラスチップに動的変位を与える。
- (2) かつ、スタイラスチップが測定面と摺動している状態において、一定量の動的ステップ状変位（フリック変位と呼ぶ）を、任意加速度でスタイラスチップに与える。

などが必要になる。

これらの事柄を実現するためのフリックスタンダード法を図5.4に示す^{3) 4)}。このフリックスタンダードは、直径20mmの円筒外周の一部を研削して、軸に対する平行平面（フリック平面と呼ぶ）を加工したものである。このフリックスタンダードの外周にスタイラスチップを接触させて、フリックスタンダードの回転数を調整すれば、一定量(0.212mm)のフリック変位を任意加速度でスタイラスチップに与えられる。また、フリックスタンダードの点A、Bにおけるスタイラ

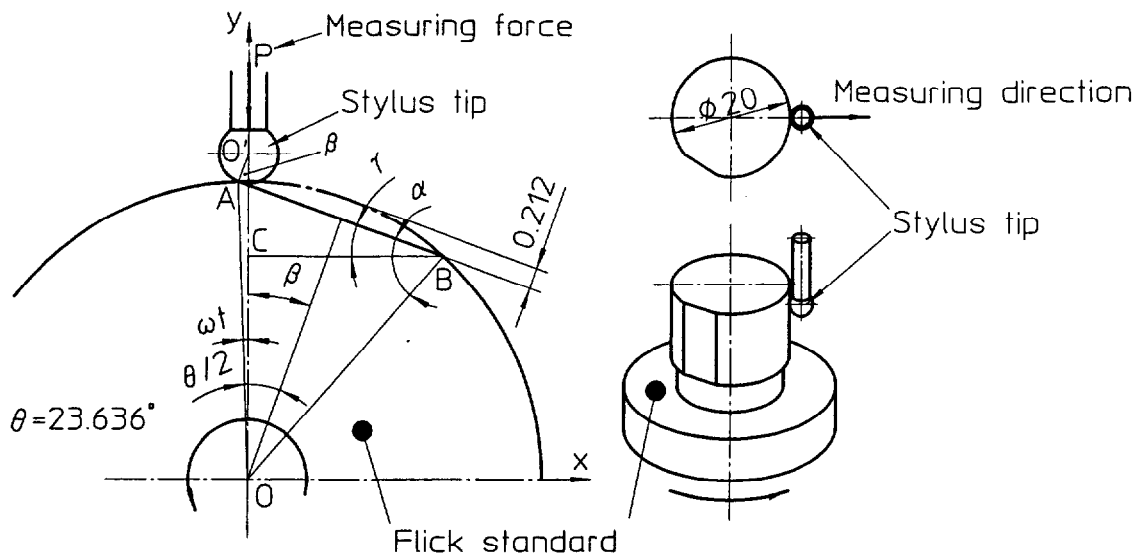


Fig.5.4 Flick standard method

スチップの動的変位により，測定面の急峻な変化に対応する加速度変化をスタイラスチップに作用させられる．

スタイラスチップがフリック平面と接触するとき，フリック平面の傾斜角 γ が摩擦角以上になって，スタイラスチップがフリック平面上でスリップしないことを考慮して，フリック変位量(0.212mm)を決定した．すなわち，図5.4に示すように，フリック平面にスタイラスチップが接触を開始する瞬間の幾何学的関係から，角 $\angle ABO$ とフリック平面の傾斜角 γ の最大値 $\beta = \angle AO'O$ との関係は，

$$\tan \beta = R \cos \alpha / (r + R \sin \alpha) \quad (5.1)$$

となる．ただし， R はフリックスタンダードの半径($R = 10.0015 \text{ mm}$)， r はスタイラスチップの半径($r = 1.9995 \text{ mm}$)である．

この角度 β を摩擦角以下に設定しなければならないが，スタイラスチップの摺動面は，動粘度 $4.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 程度のオイルで潤滑するために，そのときの運動摩擦係数 μ_k は0.17程度であるものとして，角度 β を検討した^{5) 6)}．この条件で検討すると， $\alpha = 78.18^\circ$ ， $\beta = 9.65^\circ$ となり，フリックスタンダードの加工は，円筒表面から0.212mm研削すれば良いことになる．

ここで，スタイラスチップが摺動するときの摩擦力を無視し，図5.4に示すようにスタイラスチップがフリックスタンダードの中心軸上で変位するものと仮

定すると、フリックスタンドの稜Aがy軸を通過した瞬間からの時間経過に対するスタイラスチップの変位 $f(t)$ は

- (i) フリックスタンドの稜Aがスタイラスチップ表面と接触しているとき
($0 < \omega t < \theta/2 - \beta = 0.034 \text{ rad}$ のとき)

$$f(t) = r + R - R \cos \omega t - \{r^2 - (R \sin \omega t)^2\}^{1/2} \quad (5.2)$$

- (ii) フリック平面がスタイラスチップと接触しているとき
($0.034 \text{ rad} < \omega t < \theta/2 + \beta = 0.378 \text{ rad}$ のとき)

$$f(t) = r + R - r / \sin(\alpha + \omega t) - R \sin \alpha / \sin(\alpha + \omega t) \quad (5.3)$$

- (iii) フリックスタンドの稜Bがスタイラスチップ表面と接触しているとき
($0.378 \text{ rad} < \omega t < \theta = 0.413 \text{ rad}$ のとき)

$$f(t) = r + R - R \cos(2\alpha + \omega t) - \{r^2 - \{R \sin(2\alpha + \omega t)\}^2\}^{1/2} \quad (5.4)$$

で表される。ただし、 ω はフリックスタンドの角速度である。

フリックスタンドの角速度を $\pi/6 \text{ rad/s}$ (周速: 5 mm/s) とするとき、時間経過とタイラスチップの変位、速度、加速度の関係を、式(5.2), (5.3), (5.4)から推定すると図5.5のようになる。図中のA, B点は、フリックスタンドの稜A, Bがy軸を通過する瞬間を示している。Q, S点は、スタイラスチップがフリック平面と接触を開始、終了するときの境界点を示している。この点での急激な加速度変化が、実際の倣い測定で測定面が急激に変化する場合に対応することになる。AQ, SBの部分は、フリックスタンドの稜A, Bがスタイラスチップ上を摺動する過程を示している。点Rの近傍では加速度の変化率は小さいが、ここでフリック変位の最大値(0.212 mm)が検出される。

スタイラスチップがフリックスタンドに接触して摺動すると摩擦力が発生し、これがプローブ測定系の変位に影響を及ぼす。また、スタイラスチップの接触による減衰作用がプローブ測定系に働く。このようなときのスタイラスチップの動変位に対して、プローブ測定系の運動を解析的に検討し、数 μm オーダの動変位特性の変化を推定することは困難である。しかしながら、倣いプローブの各座標軸方向にスタイラスをセットして、それぞれのスタイラスチップにX,

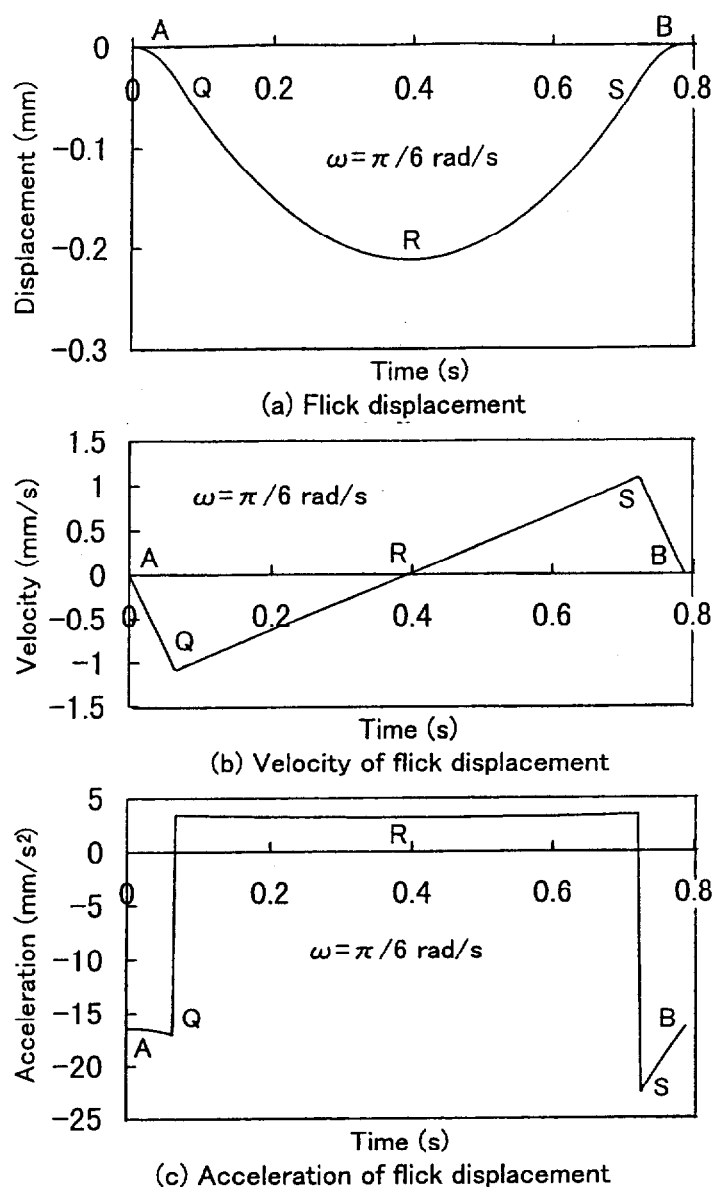


Fig.5.5 Estimated characteristics of scanning probe for flick displacement

Y, Z 軸方向のフリック変位を与えれば、プローブ測定系に加速度変化を発生させられる。このときのフリックスタンダードの角速度 ω を段階的に変化させて、倣いプローブのX, Y, Z 軸測定系のそれぞれの変位を、一定のサンプリングタイムで取り込めば、各軸測定系における変位－時間特性曲線が得られる。この特性曲線を解析することにより、プローブ測定系の加速度変化と変位特性との関係を、実験値として測定することが可能となる。

この実験的方法により、下記のようなプローブ測定系の動的特性を推定するこ

とができる。

(1) 図5.5(a)の点S, B近傍での急激な加速度変化の後に、スタイラスチップの変位は一定値になる。この近傍でのプローブ測定系の変位特性から、加速度変化に伴う各軸測定系のオーバシュートを測定できる。曲率変化の急激な測定面の倣い測定では、このオーバシュートが測定誤差の発生と密接に関わってくる、

(2) 第3章で示したように、プローブ測定系のXY, YZ, ZX平面内の角度変位剛性がそれぞれ異なるために、0.212mmのフリック変位に対するX, Y, Z軸測定系の指示値は同一とはならない。しかし、図5.5(a)の点R近傍における変位特性から、各軸測定系における加速度-変位特性の関係を把握でき、プローブ測定系に許容できる加速度変化の限界を推定できる。

(3) 第4章で示したプローブ測定系の補正係数を利用して、(2)で求めたプローブ測定系の変位特性を補正すれば、この補正值と0.212mmのフリック変化の差から、動的変位に対するプローブ測定系の測定誤差を把握できる。

5.3.2 実験装置

フリックスタンドードに回転を与える実験装置を図5.6に示す。回転軸の先端にフリックスタンドードを取り付けて、フリックスタンドードと回転スピンドルの同軸度を $0.5\mu\text{m}$ 以内に調整した。回転スピンドルには、精密級の組み合わせアンギュラ玉軸受を採用した。この回転スピンドルの回転精度は、真円度測定機用の基準半球を使用して、マルチステップ法⁷⁾で評価すると、 $0.2\mu\text{m}$ 以内であった。さらに、モータ、ギヤヘッドからの回転むらを除去して、フリックスタンドードの回転を一定に維持するために、継ぎ目の無い丸ベルトで回転を伝達するとともに、回転スピンドルの軸端にフライホイールを直結して、その外周にシリコンオイルによるダンピングを施した。

プローブ測定系の座標軸方向にセットした個々のスタイラスチップに対して、図5.6の実験装置の設置方向を変えて、X, Y, Z軸方向のフリック変位を与えた。このとき三次元測定機のZ軸に倣いプローブを取り付け、テーブル上に図5.6の実験装置をセットし、双方の座標系を三次元測定機の座標系に合致させた。

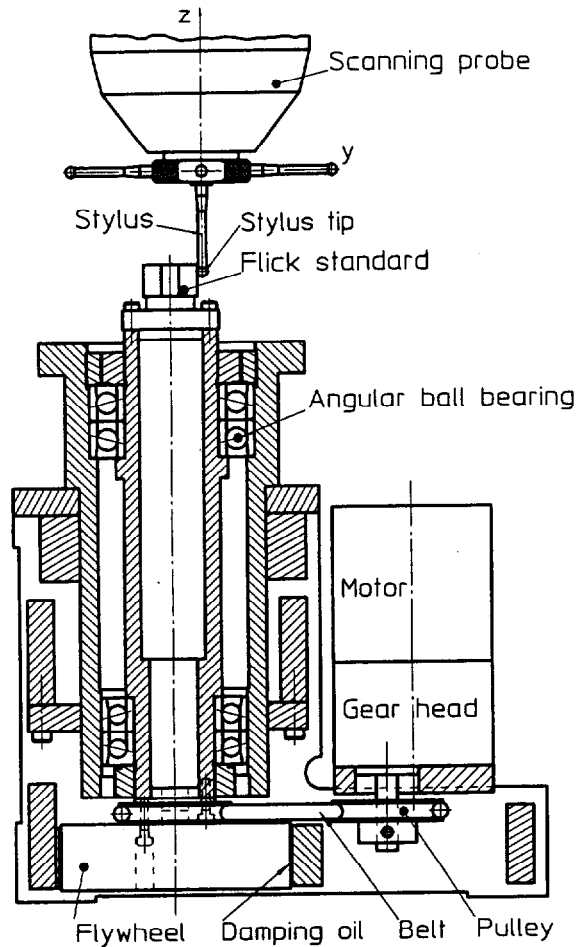


Fig.5.6 Experimental apparatus for dynamic characteristics of scanning probe

そして、プローブ測定系のカウンタを観察しながら、オペレーティングパネルでのジョイスティック操作によって、三次元測定機を微調整して、フリックスタンダードの軸心に対するスタイラスチップの位置決めを行った。この方法により、スタイラスチップがフリックスタンダードの外周を摺動しているとき、双方の中心軸の位置決め誤差を $\pm 5 \mu\text{m}$ 以内にすることができ、スタイラスチップのセッティング誤差によるフリック変位の測定誤差を無視することができた。

フリックスタンダード法によって、プローブ測定系の動的変位特性を測定する実験システムのブロック図を図5.7に示す。フリックスタンダードの回転数は、DCモータによって適宜に調整した。倣いプローブのスケール信号(Δx , Δy , Δz)は、1msのサンプリングタイムで読み取り、CMMコントローラのRAMに記

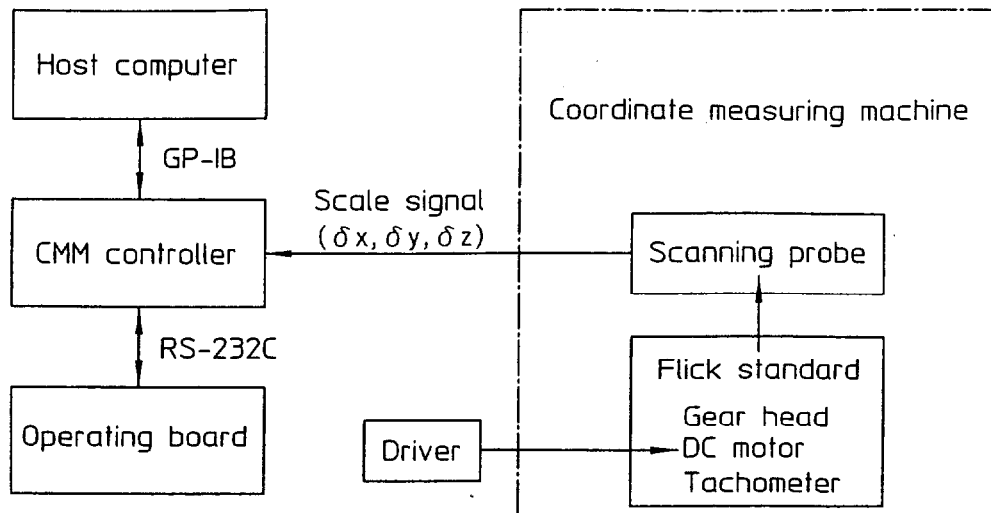


Fig.5.7 Block diagram of experimental system

憶される。このときスケール信号の取り込み開始，終了の指令は，オペレーティングパネルからのマニュアル指令で行った。測定データの取り込みが終了すると，ホストコンピュータに測定データが転送され，データ解析が行われる。

5.3.3 動的特性の測定方法

Z方向のスタイラスに対して，Y方向のフリック変位をスタイラスチップに与えたとき，プローブ測定系のY方向変位の測定データの一例を図5.8に示す。このY方向変位は，フリックスタンダードの角速度が小さく($\pi/10$ rad/s)，フリック変位がゆっくりとスタイラスチップに与えられたときの変位特性を示しており，スムーズな変位-時間特性曲線が観測されている。この特性曲線のA R Bの部分，が，スタイラスチップとフリック平面が接触している過程を示している。A点以前あるいはB点以降は，スタイラスチップがフリックスタンダードの円筒面に接触しているときのY軸測定系の変位であり，一定の変位を示している。

また，図5.8には，スタイラスチップがフリックスタンダードから受ける摩擦力と抗力の作用によるプローブ測定系のX方向変位も示してある。フリックスタンダードの回転方向をCCWとして，このX方向変位は次のように説明できる。図5.9に示すように，スタイラスチップがフリックスタンダードの円筒面に接触しているときには，スタイラスチップのY方向変位の変化が無く，フリックス

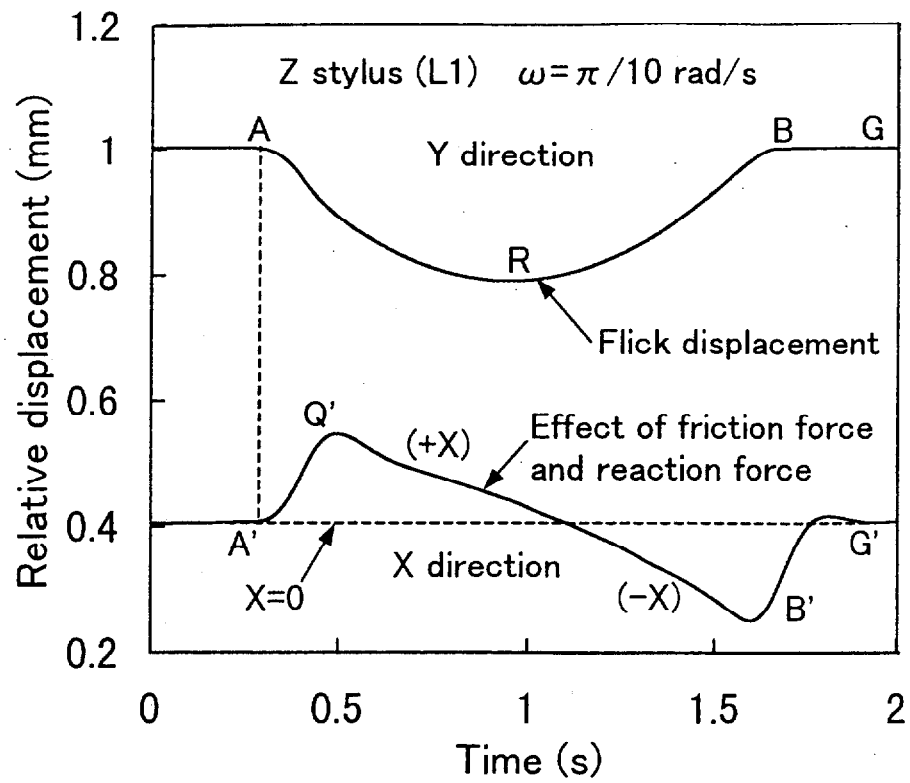


Fig.5.8 Characteristics of flick displacement in case of low angle velocity

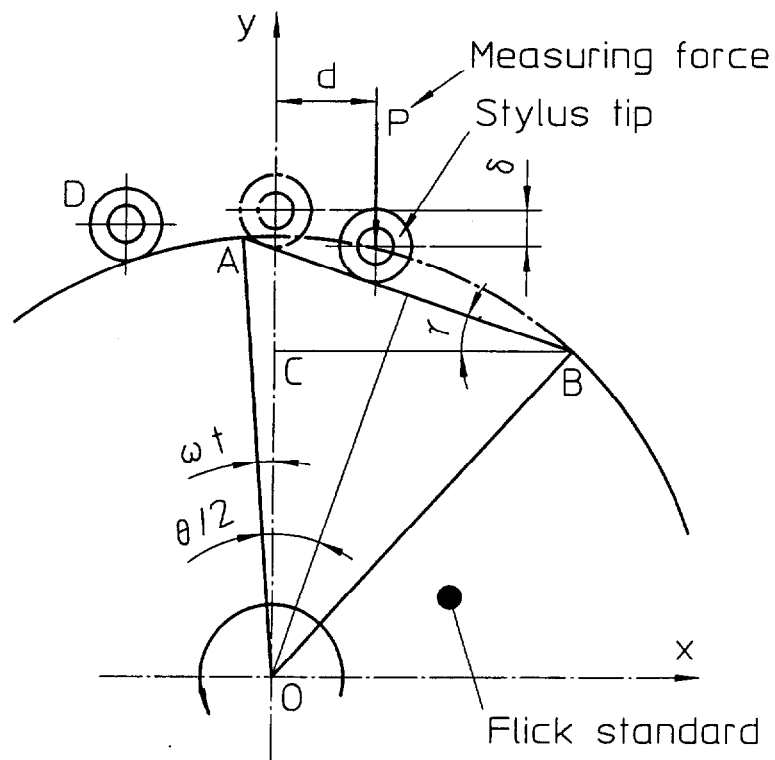


Fig.5.9 Displacement of stylus tip caused by friction force

タンダードに作用する摩擦力は、プローブ測定系の(+X)方向のばね力とバランスする。さらに、シリコンオイルによるダンピング効果により、プローブ測定系のX軸方向の変位は振動的にならずに、 $X = 0$ 近傍ではほぼ一定の値を示す。

ところが、フリックスタンダードの稜Aが、スタイラスチップの表面に接触する過程では、図5.5に示したスタイラスチップの変位、速度、加速度の特性から明らかなように、スタイラスチップがフリックスタンダードから受ける抗力(プローブ測定系のばね力、ダンピングの粘性抵抗、慣性力の合力)が減少方向に作用するために、スタイラスチップに作用する摩擦力は減少する。その結果として、プローブ測定系の(+X)方向のばね力と抗力の(+X)方向成分の合力が、摩擦力のX方向成分より勝り、プローブ測定系は(+X)方向に変位する。スタイラスチップがフリック平面に接触する点Qから点Rの過程では、抗力の(+X)方向成分が徐々に減少するため、プローブ測定系のX軸方向の変位も点R付近で元の $X = 0$ 近傍の状態に戻る。

さらに、点R以降の過程においては、抗力および摩擦力の(-X)方向成分が合成されるために、プローブ測定系は(-X)方向に変位する。しかし、スタイラスチップが稜B以降の円筒面に接触すると、抗力の方向は(+Y)方向になり、再びスタイラスチップに作用する摩擦力とプローブ測定系のばね力がバランスして、プローブ測定系のX方向の変位は $X = 0$ の近傍に戻るようになる。このようにスタイラスチップに作用する抗力と摩擦力の作用で、プローブ測定系はX軸方向に変位するが、フリック変位の最大値(0.212mm)は、Y方向のフリック変位曲線の2点A、Bの平均変位と点R近傍の最小値との偏差として測定される。

フリックスタンダードの角速度 ω を徐々に増加させたとき、スタイラスチップの(+X)変位のピーク値 Q' は、相対的に右側にシフトするが、フリック変位の最大値(0.212mm)は上記と同様に測定できる。しかし、さらにフリックスタンダードの角速度 ω が増加すると、プローブ測定系に発生する加速度変化が大きくなり、図5.10および図5.11に示すようにフリック変位曲線のAR、BGの部分に過渡振動の発生が観察されるようになる。図5.11に示すように、この過渡振動が点Rの付近まで影響するようになると、フリック変化の最大値(0.212

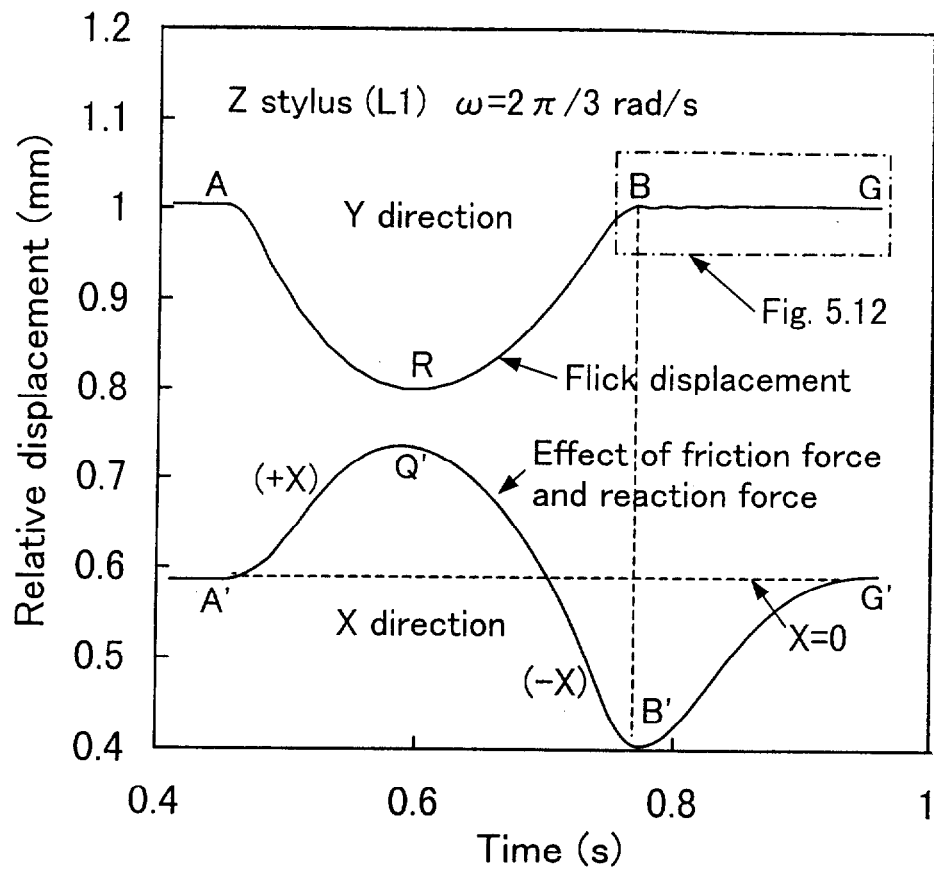


Fig.5.10 Characteristics of flick displacement in case of high angle velocity (L1)

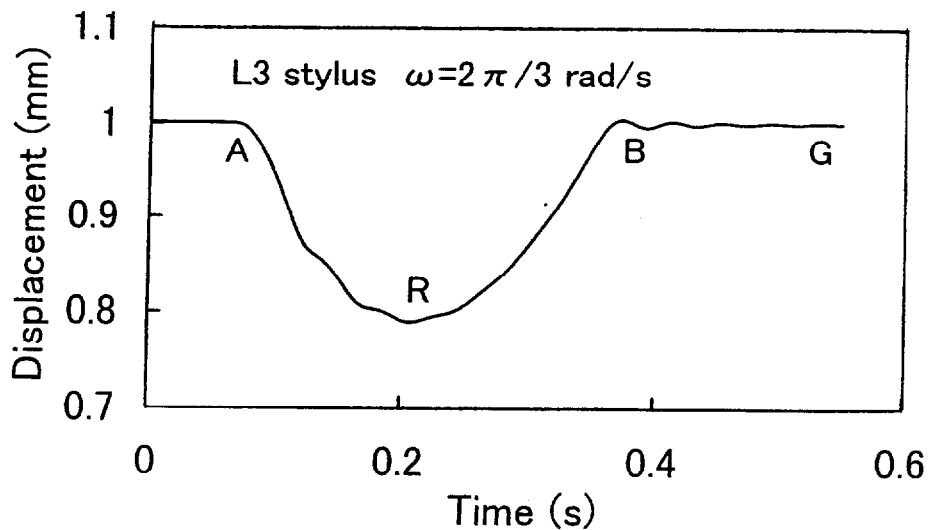


Fig.5.11 Characteristics of flick displacement in case of high angle velocity (L3)

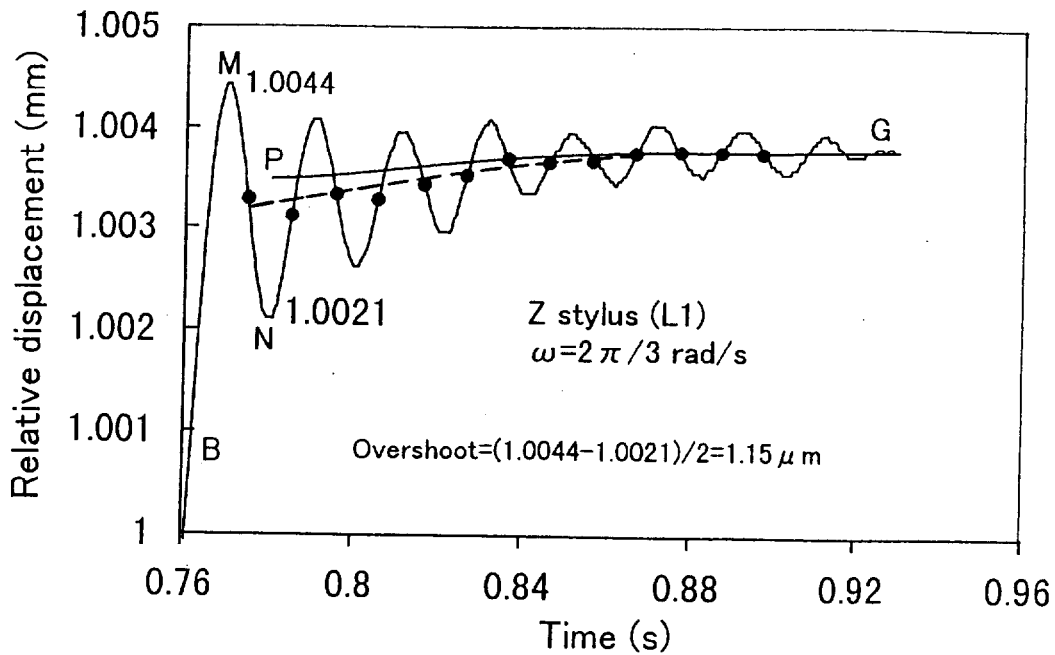


Fig.5.12 Measurement of overshoot

mm)の測定誤差が大きくなる。フリック変位を正確に測定できるプローブ測定系の限界の加速度は、過渡振動の影響が点R付近に及ぶ直前のフリック変位曲線において、点R近傍の最小値での二次微係数から推定できる。

図5.10のフリック変位特性のBGの部分拡大したものが図5.12である。図5.12は点B近傍の急激な加速度変化に伴って、プローブ測定系のY方向に発生した過渡振動を示しており、オーバーシュートの発生が観察される。図5.10の曲線B'G'に示すように、この過渡振動が発生している過程において、プローブ測定系の(+X)方向の変位はスムーズな変化を示しており、図5.12の過渡振動はスタイラスチップに作用する摩擦力は影響しないものと判断できる。

図5.12の過渡振動は、振幅が減衰しながら点Gに収束している。このときの振幅の中心点をプロットすると、図5.12の点線で示すように僅かに増加しながら点Gに漸近している。前述したように、スタイラスチップがフリックスタンダードの稜Bと接触した直後においては、スタイラスチップは(-X)方向(図5.9の点Dの方向)に変位している。そして、過渡振動が収束する過程で、スタイラスチップがフリックスタンダードの円筒面上を移動して $X=0$ に近づくために、図5.12の点線の変位がプローブ測定系に発生するものと考えられる。

この挙動を確認するために、図5.10における(-X)方向の変位 $B'G'$ を利用して、スタイラスチップがフリックスタンドの円筒面上を移動するときのプローブ測定系のY方向変位を推定した。それを図5.12の点Gを基準にして表示した結果が曲線PGである。この曲線PGは過渡振動の振幅の中心点をプロットした曲線にほぼ一致しており、図5.12の過渡振動が点線で示したように僅かにシフトしながら減衰するのは、スタイラスチップが円筒面上を(-X)方向に変位することの影響によるものと判断できる。

倣い測定を行う立場においては、図5.12のプローブ測定系の過渡振動の発生は、測定面の形状を正確に測定できないことを意味しており、測定誤差の原因

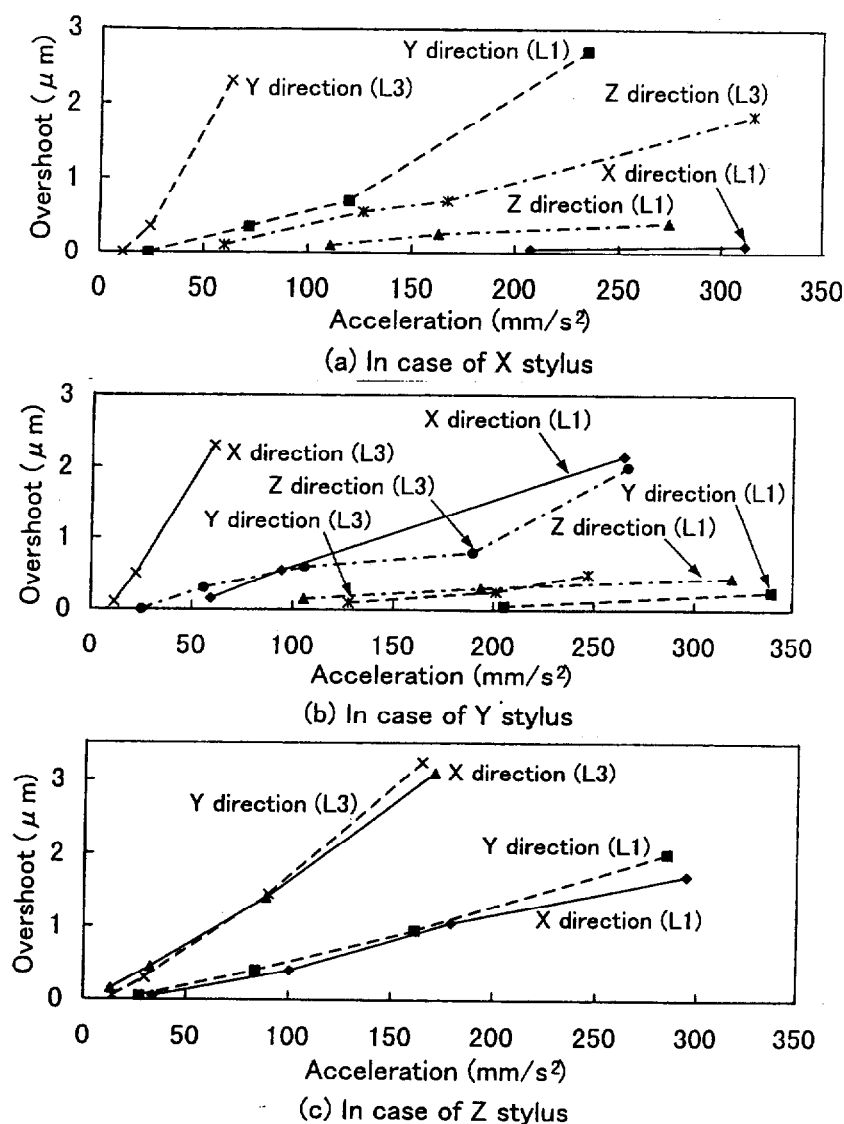


Fig.5.13 Experimental results of overshoot

として考慮すべきことである。そこで、プローブ測定系の過渡振動におけるオーバーシュートと、それが発生する点Mにおける加速度を実験的に求め、倣いプローブの目標精度に対して、プローブ測定系に許容できる加速度変化を検討した。なお、図5.12の過渡振動では、定義に適ったオーバーシュートを測定することが難しいために、容易に測定できる便宜的なオーバーシュートの代用特性値として、図5.12の2点M, Nの変位差の $1/2$ を採用することにした。以後、この値をオーバーシュートと呼ぶものとする。

5.4 動的特性の実験結果

5.4.1 プローブ測定系のオーバーシュート

L1(31mm), L3(101mm)のスタイラスをX, Y, Z軸方向にセットし、それぞれのスタイラスチップにX, Y, Z軸方向のフリック変位を与えたとき、プローブ測定系のオーバーシュートの測定結果を図5.13に示す。図5.13(a), (b), (c)は、それぞれX, Y, Z方向にスタイラスをセットしたときの、X, Y, Z軸測定系におけるオーバーシュートを示している。第3章で示したように、プローブ測定系のZ軸回りの角度変位剛性が低いために、XスタイラスのY方向、およびYスタイラスのX方向のフリック変位に対するオーバーシュートが大きい値を示している。とくに、L3スタイラスの場合には、XY面内の大きなモーメントがプローブ測定系に作用し、L1スタイラスに比して曲げ剛性が低いために、他と比較して加速度変化が小さくても大きなオーバーシュートが発生している。また、XスタイラスのX方向、およびYスタイラスのY方向のオーバーシュートは、いずれも非常に小さいことが確認された。

図5.13(c)はZスタイラスの場合のX, Y軸測定系のオーバーシュートを示している。L1, L3のスタイラスともX, Y方向のオーバーシュートはほとんど同程度である。また、Z軸測定系のオーバーシュートは、図示された加速度の範囲では観察されなかった。これらの実験結果に示されるように、倣いプローブの何れの測定系でも、加速度の増加に伴ってオーバーシュートはほぼ直線的に増加する。また、倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu\text{m}$ に対して、X, Y, Z方向にセットしたそれ

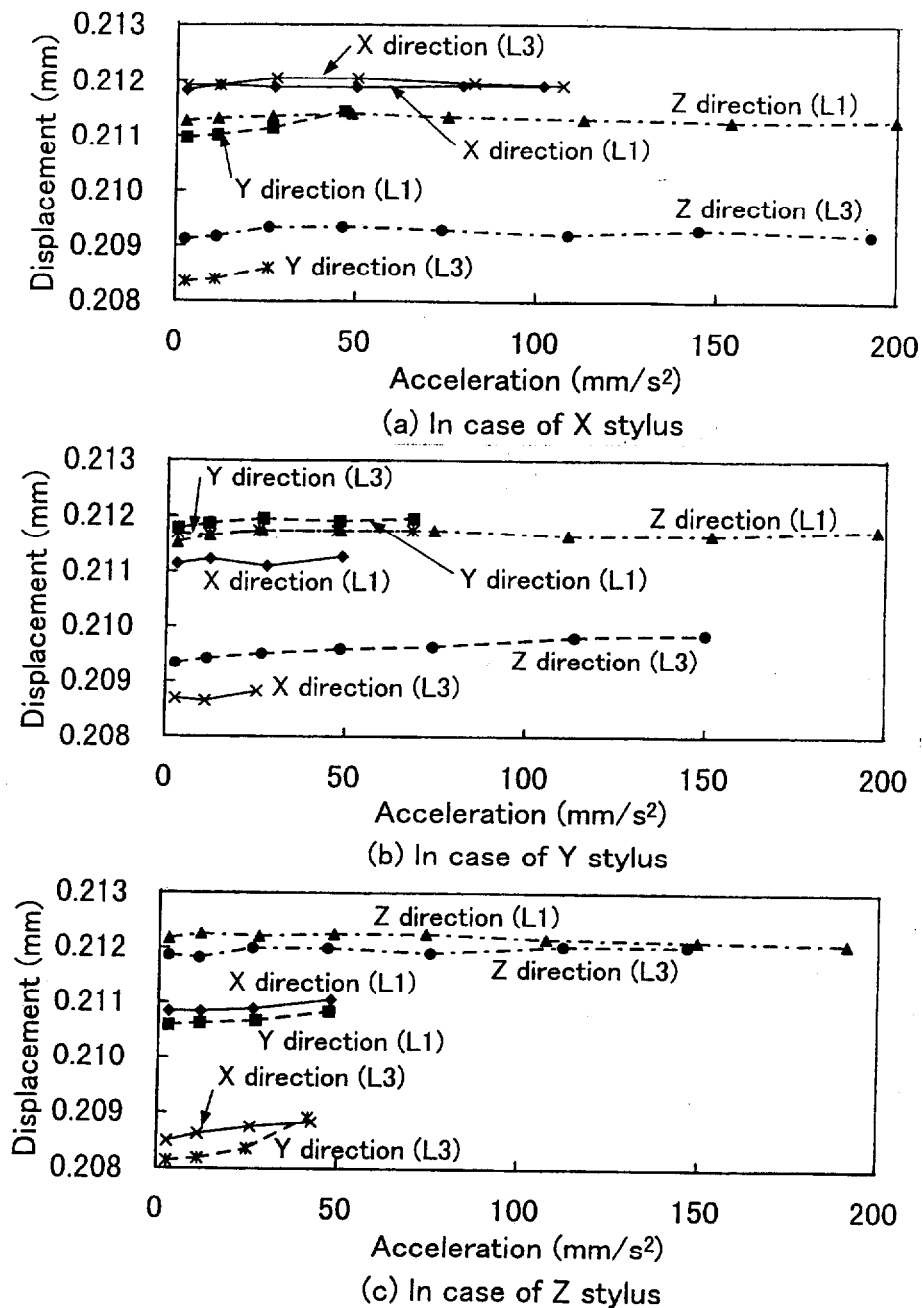


Fig.5.14 Response of scanning probe for dynamic displacement

ぞれのスタイラスにおいて、プローブ測定系に許容できる加速度の程度を定量的に把握することができた。

5.4.2 プローブ測定系の動的変位測定の特徴

長さや質量の異なるスタイラスL1, L3をX, Y, Z方向にセットして、フリッ

クスタンダードの回転数を5 rpmごとに変化させたとき、プローブ測定系の加速度変化とX, Y, Z軸測定系の変位特性との関係の実験結果が図5.14である。縦軸はプローブ測定系の変位を示し、横軸には各軸測定系がフリック変位を測定するときの加速度を示している。また、それぞれの座標方向におけるプロットの右端点は、その測定系が応答できる限界の加速度を示している。

図5.14(a)はスタイラスをX方向にセットし、そのスタイラスチップにそれぞれX, Y, Z方向のフリック変位を与えたときの、各軸測定系の変位特性を示している。X軸測定系の変位特性では、L1, L3のスタイラスの場合とも、ほぼ同様な加速度－変位特性を示し、約 100 mm/s^2 程度の加速度までフリック変位に応答している。この場合の測定力の作用方向は、スタイラスの軸方向が主体であり、スタイラスの曲げ変形の影響が少ないこと、および5.3.3節で述べたように、摩擦力がフリック変位の測定に及ぼす影響は少ないことなどの理由により、L1, L3スタイラスの加速度－変位特性は、ほぼ同様の特性を示したものと考えられる。

これに対してY方向にフリック変位が作用する場合には、図5.1に示す倣いプローブの構造から明らかなように、スタイラスチップに作用する測定力によって、XY平面内とYZ平面内のモーメントがプローブ測定系に作用する。これらのモーメントの作用に対して、第3章に示したように、XYスライダのYZ面内およびZスライダのXY面内の角度変位剛性は、他の方向の角度変位剛性に比して低い。したがって、Y軸測定系の加速度－変位特性では、フリック変位に応答できる限界の加速度は低下し、長いL3のスタイラスの場合には約 25 mm/s^2 程度となっている。

Z軸測定系の加速度－変位特性は、Z測定系の質量がもっとも小さいために、約 200 mm/s^2 の加速度までほぼ一定の変位特性を示している。また、プローブ測定系はアッペの原理を満足できない測定系であるために、Y軸およびZ軸測定系の変位特性に見られるように、スタイラスが長いほどフリック変位を小さく測定して、L1とL3のスタイラスで約 $2\sim 3\text{ }\mu\text{m}$ の変位差が生じている。後述するように、この変位差はプローブ測定系を補正することによって微量となる。

スタイラスをY方向にセットしたとき、フリック変位に対する各軸測定系の変位特性が図5.14(b)である。この場合は測定力とモーメントの方向がXスタイラスの場合と異なるものの、それらのプローブ測定系に対する作用形態はほぼ同様であるために、図5.14(b)の変位特性は図5.14(a)のX軸とY軸を入れ替えた特性と極めて類似している。このことはX軸測定系とY軸測定系に質量差(約76g)が存在しても、第2章で示したようなプローブ測定系のスラスト軸受の設計により、スタイラスチップの動的変位に対する各軸測定系の特性をほぼ同一に設定できたことを示しており、スタイラスを各座標軸方向にセットして形状測定を行わねばならない倣い測定システムの立場からは、好都合な特性であると言える。

図5.14(c)は、スタイラスをZ方向にセットしたときの各軸測定系の変位特性である。この場合のZ軸測定系はアッペの原理に適用することになり、測定力がスタイラスの軸方向に作用するため、Z方向では高い加速度まで一定の変位特性を示している。しかも、その変位量はフリック変位の実寸法(0.212mm)にほぼ等しい。X方向、Y方向の変位特性では、図5.1の倣いプローブの構造から明らかのように、スタイラスチップとXYスライダの距離が長く、かつX軸測定系およびY軸測定系の質量が大きいために、応答できる加速度の限界は低下している。しかし、X方向とY方向でのL1とL3のスタイラスの変位特性はほぼ同様であり、両スタイラスの変位特性には2~3 μ mの変位差が認められる。

図5.14に示したように、スタイラスチップの動的変位に対して、倣いプローブのX、Y、Z軸測定系が応答できる加速度の限界は、スタイラスのセット方向と変位方向によってかなり異なるが、それらを定量的に把握できた。この限界加速度はXY平面内で大きなモーメントが作用する測定条件のときに最小になり、そのときの加速度は25mm/s²である。現実の倣い測定システムでは、スタイラスチップと測定面との相対速度は10mm/s以下に制限されていて、通常の倣い測定は5mm/s以下の測定速度で行われることが多い。仮に、5mm/sの測定速度を上記のフリックスタンダード法に適用すると、プローブ測定系に作用する加速度は約3mm/s²程度となる。したがって、倣いプローブの動的特性から判断

すると、現状の倣い速度の約3倍の速さで形状測定が可能であるものと思われる。さらに、第2章で述べたように、現状の倣い測定はスタイラスチップの速度と位置の制御で行われているが、プローブ測定系に発生する加速度変化を制御しながら倣い測定を行うことにより、多種多様な測定部品に対してフレキシブルで高精度、高能率な形状測定が実現できるものと思われる。

5.4.3 動的変位の測定誤差

図5.14に示したように、スタイラスチップに動的変位が与えられたとき、倣いプローブのX, Y, Z軸測定系が示す加速度-変位特性は、スタイラスの長さやセット方向によって異なる特性を示した。このことの理由は、

(1) XYスライダおよびZスライダを案内する静圧空気スラスト軸受の角度変位剛性が、XY, YZ, ZX平面のそれぞれの方角で異なること。

(2) スタイラスの弾性変形が、プローブ測定系の変位に影響すること。

(3) 測定力を発生させるバースプリング、コイルスプリングのばね定数が、座標軸方向で必ずしも均一でないこと

などの要因が影響しているためである。したがって、スタイラスチップの動的変位をプローブ測定系で測定したとき、これらの事柄が原因となって測定データのかたよりが発生する。

プローブ測定系で動的変位を測定した場合の測定データのかたよりは、第4章で検討した補正係数を利用して、静的変位の場合と同様に補正できるものと思われる。L1, L3のスタイラスをX, Y, Z方向にセットしたとき、プローブ測定系のX, Y, Z方向の変位に対する補正係数は、第4章における検討により表5.2のように求められている。これらの補正係数を用いて、

$$(\text{プローブ測定系が示す各座標軸方向の変位}) \times \text{補正係数} \quad (5.5)$$

の補正を行うことにより、スタイラスチップのX, Y, Z方向に与えられた動的変位量が推定される。

図5.14に示したフリック変位の測定データを、表5.2の補正係数で補正した結果が図5.15である。図5.15の縦軸は測定データの補正值とフリック変

Table 5.2 Coefficients of compensation for scanning probe

	X stylus	Y stylus	Z stylus
	X axis : 1.0013	Y axis : 1.0010	Z axis : 1.0001
L1	Y axis : 1.0047	Z axis : 1.0022	X axis : 1.0048
31 mm	Z axis : 1.0026	X axis : 1.0041	Y axis : 1.0048
L3	Y axis : 1.0183	Z axis : 1.0127	X axis : 1.0162
101 mm	Z axis : 1.0142	X axis : 1.0175	Y axis : 1.0166

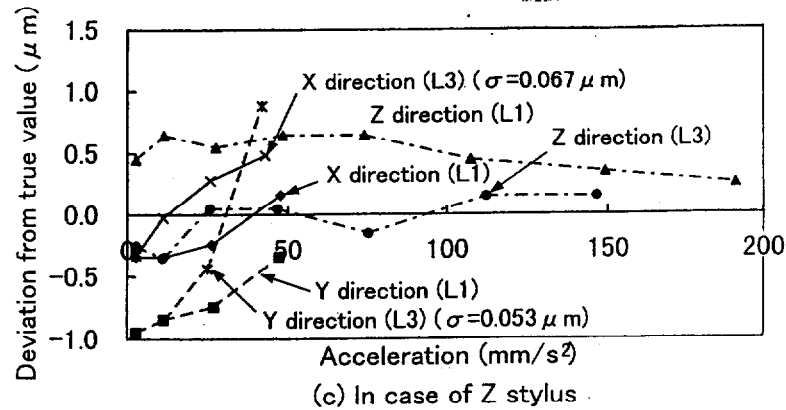
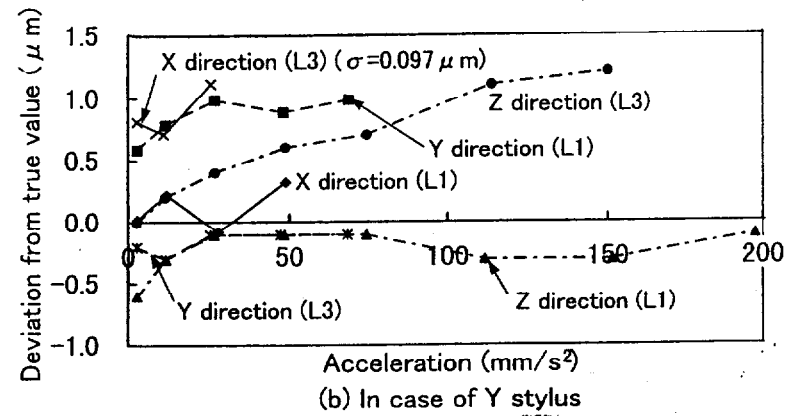
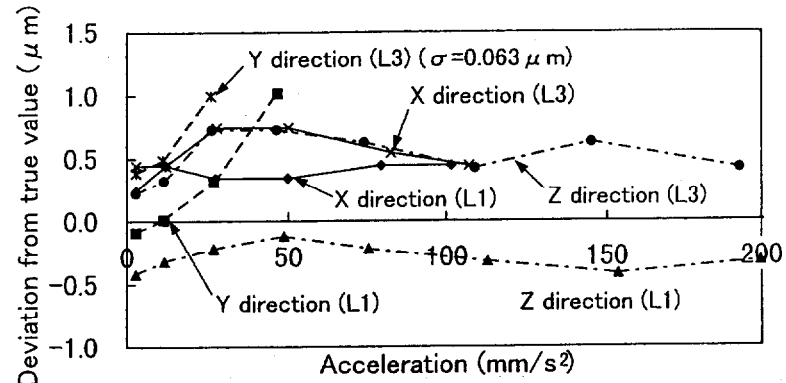


Fig.5.15 Measuring errors of scanning probe for dynamic displacement

位の最大値0.212mmとの偏差を示している。また、これらの測定データのばらつきの程度を示す目安として、もっとも長いL3スタイラスの場合に、プローブ測定系が応答できる限界加速度が作用したときの測定データの標準偏差を図中に示した。この標準偏差は10回の繰り返し測定に対する値である。図5.15に示されるように、スタイラスチップにX, Y, Z軸方向の動的変位が与えられるとき、スタイラスを何れの座標軸方向にセットしても、プローブ測定系が応答できる範囲内の加速度ならば、その動的変位を測定する測定誤差は、約 $\pm 1 \mu\text{m}$ 程度であるものと判断できる。

5.5 倣い測定精度の評価

開発した倣いプローブを図5.16に示す。また、この倣いプローブを三次元測定機に装着した倣い測定システムを図5.17に示す。倣い測定で形状測定を行う場合の測定精度を評価するために、直径12.7mm(1/2インチ)の鋼球の赤道近傍の断面形状を倣い測定した。その測定データの事例を図5.18に示す。この測定データは、L1, L3の各スタイラスをX, Y, Z軸方向にセットして、そ

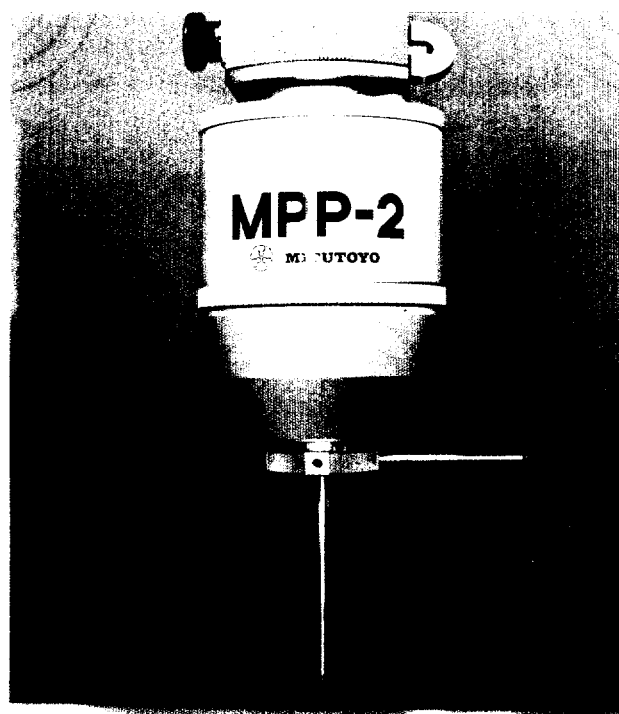


Fig.5.16 Scanning probe

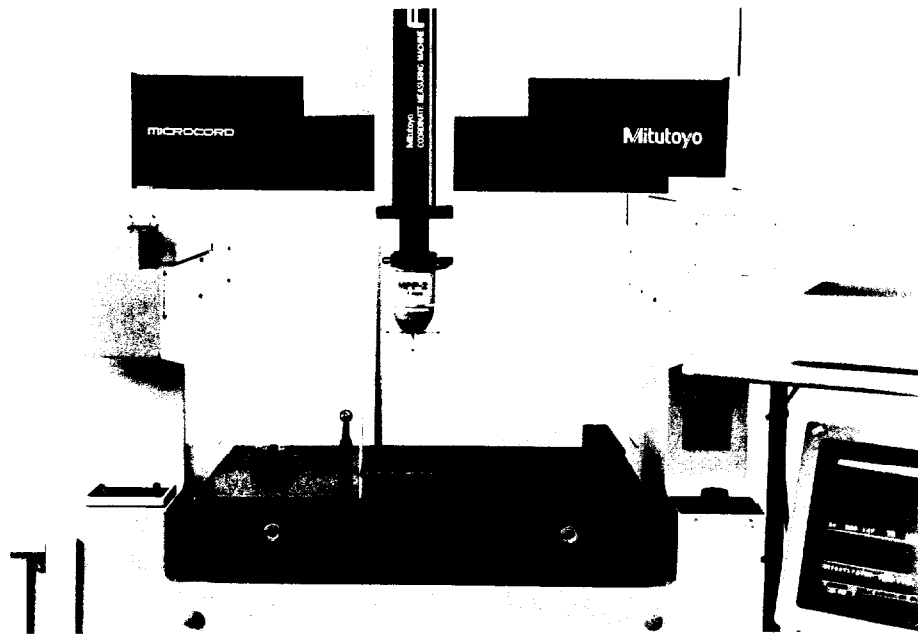


Fig.5.17 System of scanning form measurement

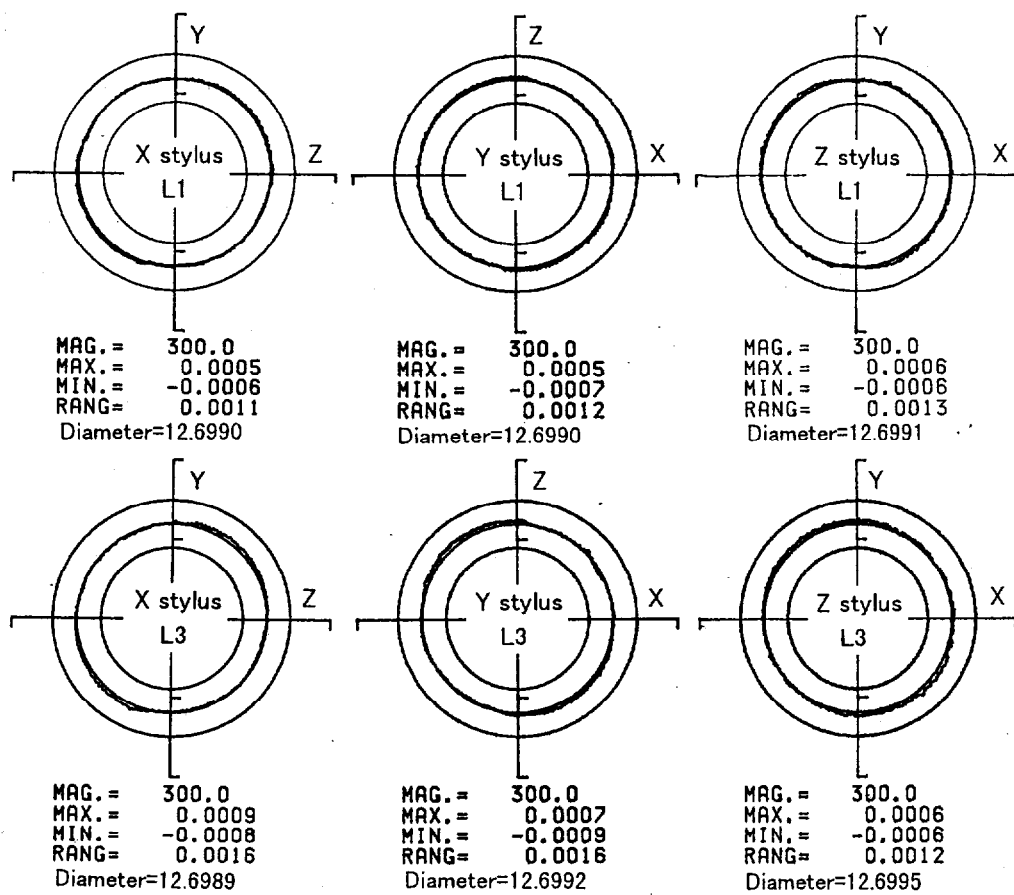


Fig.5.18 Data of scanning form measurement for sphere

れぞれ Y Z, Z X, X Y 平面内で鋼球断面を測定した結果である。このときの倣い測定条件は、スタイラスチップに与えた基準変位が 0.5 mm (測定力：約 0.1 N) であり、測定速度は 3 mm / s である。

図 5.18 に示すように、スタイラスの長さでセット方向を変えて、何れの平面内で倣い測定を行っても、平均直径および平均直径からの形状偏差の測定値の差異は 1 μ m 以内であり、ほぼ同様な測定結果を示している。また、図 1.12 に示したようなプローブシステムの機構、および測定システムの制御方式に起因する顕著な測定誤差の発生は認められない。これらの測定結果から、第 2 章で述べた倣いプローブの機能特性は実現できているものと思われる。また、第 4 章で示した補正式により、プローブ測定系の指示値からスタイラスチップの変位が逆推定でき、倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu$ m は達成できたものと判断できる。

5.6 結 言

静圧空気軸受案内の直交座標系で構成した倣いプローブの動的変位特性を評価するために、スタイラスチップが測定面を倣っている状態で動的ステップ状変位（フリック変化）を発生させる方策として、フリックスタンダード法を倣いプローブに適用した。そして、スタイラスチップに動的変位が作用した場合の、プローブ測定系の加速度変化とオーバシュートの関係、加速度変化と動的変位の検出特性、およびそのときの測定誤差などを実験的に検討した。本章における主な結論は下記の通りである。

(1) フリックスタンダード法を工夫して倣いプローブに適用することによって、一定量で任意加速度のステップ状変位（フリック変位）をスタイラスチップに与え、スタイラスチップと測定面が摺動して倣い測定が行われる状態を実験的に実現し、倣いプローブの動的特性が評価できることを示した。

(2) スタイラスの長さでセット方向、スタイラスチップの変位方向によって、プローブ測定系のオーバシュートは異なるが、スタイラスの曲げ剛性、静圧空気スラスト軸受の角度変位剛性の影響を受けて、オーバシュートが発生していることを明らかにした。

(3) 各座標軸方向にセットしたスタイラスチップにX, Y, Z方向の動の変位を与えたとき, 倣いプローブの目標精度に対してプローブ測定系に許容できる加速度限界を定量的に明らかにした.

(4) プローブ測定系に作用する加速度が同一でも, 測定の方角によってプローブ測定系の指示値にかたよりが発生するが, その指示値のかたよりは第4章で検討した補正式により補正できることを示した. そして, 許容限界内の加速度では, フリック変位に対する各軸の座標測定系の補正後の誤差は $\pm 1 \mu\text{m}$ 程度であることを明らかにした.

(5) 開発した倣いプローブと三次元測定システムで球面の形状測定を行い, 倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu\text{m}$ が達成できることを明らかにした.

参考文献

- 1) 中村哲夫, 森田英夫, 安孫子賢二: 直交座標測定系による三次元倣いプローブの開発(第1報, 測定システムの設計と静特性), 設計工学, 33, 4(1998)107.
- 2) 東芝シリコン(株): シリコンオイルTSF451カタログ.
- 3) ISO4291-1985(E): Methods for the assessment of departure from roundness measurement of variations in radius, (1985)11.
- 4) Henrik S. Nielsen and Mark C. Marburg: Tracerbility and correlation in roundness measurement, Precision engineering, 19, 2/3(1996)176.
- 5) バウデン・ティバー(曾田範宗訳): 固体の摩擦と潤滑, 丸善(1973)313.
- 6) 機械工学便覧改訂第5版: 第3編, 力学(1968)3-33.
- 7) 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.

第6章 結 論

本論文は、三次元測定システムで機械加工部品の表面形状を測定する場合に、個々の測定部品に対するプローブパスのパートプログラミングを必要としない倣い測定法を実現するために、静圧空気スラスト軸受を採用した直交座標系の倣いプローブの設計、開発について研究したものであり、各章で得られた結論をまとめると、以下のようになる。

第1章「緒論」では、三次元測定システムで利用されているプローブに関する従来の研究と技術を概観し、機械部品の表面形状を評価するためには多量の座標データを収集する必要があること、スタイラスチップの位置と変位を測定するプローブの検出特性が、形状測定誤差の発生に大きく影響していること、個々の測定部品に対して、プローブパスを制御する煩雑なパートプログラミングが必要であることなどを指摘して、簡便で効率的な三次元形状測定システムの構築が望まれていることを述べている。これらの課題を克服する方式として、測定面に接触したスタイラスチップの法線方向の変位を制御し、その変位ベクトルを基準にしてプローブパスを決定しながら測定面上の座標を連続的に測定する倣い測定法を提言している。そして、従来の汎用プローブより高い精度 $\pm 2 \mu\text{m}$ を目標精度とするプローブを実現させるために、静圧空気スラスト軸受を採用した直交座標系による新しい機構の倣いプローブを提案し、それを設計、開発することが本研究の目的であることを述べている。

第2章「直交座標系による倣い測定プローブの設計」では、三次元測定システムによる機械部品の表面の形状測定において、測定面のCADデータに依存してプローブパスを決定するパートプログラミングを必要としない形状測定法として、スタイラスチップの三次元変位ベクトルを基準にして、プローブパスを推定しながら形状測定を遂行できる倣い測定法について検討した。そして、この倣い測定法による形状測定を実現するためのプローブとして、空気軸受の案内面を採用した直交座標系による倣いプローブを提案し、その測定機構および静圧空気スラスト軸受の特性と設計条件について検討した。得られた主な結論は、下記の通りで

ある。

(1) 測定面に接触したスタイラスチップの三次元変位を倣いプローブで測定し、この変位ベクトルを基準にしてプローブパスを探索しながら形状測定を実行する倣い測定法の概念を明示するとともに、その倣いプローブに要求される機能と特性を明らかにした。

(2) 静圧空気スラスト軸受の案内機構による直交座標系によって、倣いプローブを構築することを提案し、直交座標系の機構、変位測定法、測定力の発生機構、ダンピングに対する方策、仕様を明らかにした。

(3) 直交座標系を構成する静圧空気スラスト軸受として、一列給気および二列給気の複合絞りを採用した矩形ダブルパッド形静圧空気スラスト軸受を提案した。さらに、その軸受特性に対する理論解析と実験的検証を行い、下記の結論を得るとともに、直交座標系の設計条件を明らかにして、倣いプローブを開発した。

(a) 複合絞りを備えた静圧空気スラスト軸受は、給気孔絞りの軸受より大きなティルトモーメントを発揮することができる。

(b) 静圧空気スラスト軸受のティルトモーメントは、複合絞りの溝長さ g_l 、溝深さ g_d の増加とともに大きくなる。

(c) $L_0=0.5$ 以上の作用点にオフセット荷重が負荷されるとき、軸受端における軸の角度変位 δ は平行変位 ε よりも大きな値になる。

(d) 一列給気軸受のロール方向の角度変位剛性は、軸受隙間の減少に伴って単調増加となるが、ピッチ方向では角度変位剛性を最大にする最適軸受隙間が存在する。したがって、一列給気軸受でピッチ、ロールの両モーメントの負荷に対して、高い角度変位剛性を発揮させる設計はできない。

(e) 二列給気軸受では、ピッチ、ロールの両方向の角度変位剛性を最大にする最適軸受隙間が存在する。

(f) 二列給気軸受の角度変位剛性の最大値は、ピッチ、ロール両方向とも一列給気軸受より高い値となる。

(g) 二列給気軸受のピッチ、ロール両方向の最適軸受隙間は、ほぼ同一隙間になるため、二列給気軸受の角度変位剛性の最大値を活用して、ピッチ、ロールの

両モーメントを支持する案内面の設計が可能になる。

第3章「倣いプローブの静的特性」では、開発した倣いプローブの静的特性として、直交座標系のヒステリシス、プローブ測定系のモーメント負荷に対する静圧空気スラスト軸受の角度変位特性、測定力の作用に対するばね特性、およびスタイラスの変形特性について評価した。主な結論は下記の通りである。

(1) 倣いプローブの直交座標系のヒステリシスを評価して、いずれの測定系でも $0.15\mu\text{m}$ 以下であることを示した。

(2) 倣いプローブのXY測定系およびZ測定系において、測定力の作用で発生するモーメント負荷に対して、ピッチ、ヨウ、ロール方向の静圧空気スラスト軸受の角度変位特性を実験的に評価し、いずれの方向でも優れた直線性が発揮されることを明らかにした。

(3) 測定力を発生させるばね系の荷重－変位特性は、優れた直線性を示すものの、変位方向によってばね定数の差異が認められた。しかし、このばね定数の違いによる変位測定の見誤差は約 $0.6\mu\text{m}$ 程度であり、プローブ測定系の目標精度に比して許容できることを明らかにした。

(4) スタイラスの単純曲げ変形に伴うスタイラスチップの変位量は、測定力の大きさに比例し、容易に補正できることを示した。

第4章「倣いプローブの誤差補正とその評価」では、倣いプローブの直交座標系が表示した三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)から、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)を逆推定する場合の、直交座標系の補正方法を解析的に検討するとともに、その補正効果を実験的に検証した。得られた主な結論は、下記の通りである。

(1) 倣いプローブの直交座標系が示す三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)の各成分に対して、補正係数を掛け合わせる単純な補正式で補正することにより、スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)が推定できることを明らかにした。

(2) 各座標軸方向のスタイラスに対して、直交座標系の変位特性を解析的に検討し、プローブ測定系の補正に必要な補正係数を明らかにした。また、それらの補正係数は、直交座標系の直角度、プローブ測定系のばね定数、スラスト軸

受の角度変位剛性，およびスタイラスの曲げ剛性などによって決定されることを明らかにした。

(3) 倣いプローブの直交座標系には，測定系の相互干渉が認められるものの，スタイラスチップの三次元変位($\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$)とプローブ測定系が示す三次元変位($\delta x, \delta y, \delta z$)との関係は，何れの座標軸方向でも，比例していることを実験的に明らかにした。

(4) スタイラスの曲げ変形，XYスライダ，Zスライダの角度変位，および測定系の干渉などのプローブ測定系の挙動が，スタイラスチップの変位測定に与える影響量は，X，Y，Z軸測定系で重ね合わせできることを明らかにした。

(5) プローブ測定系が示す三次元変位から，スタイラスチップの三次元変位を逆推定するときの誤差は， $2\mu\text{m}$ 以内であることを明らかにした。

(6) したがって，本章で検討した直交座標系の補正方法によって，プローブ測定系の目標精度 $\pm 2\mu\text{m}$ が達成できることを示した。

第5章「倣いプローブの動的特性」では，倣いプローブの直交座標系の動的変位特性を評価するために，スタイラスチップが測定面を倣っている状態において動的ステップ状変位（フリック変化）を発生させる方策として，フリックスタンダード法を倣いプローブに適用した。そして，スタイラスチップに動的変位が作用した場合の，プローブ測定系の加速度変化とオーバシュートの関係，加速度変化と動的変位の検出特性，およびそのときの測定誤差などを実験的に検討した。主な結論は下記の通りである。

(1) フリックスタンダード法を工夫して倣いプローブに適用することによって，一定量で任意加速度のステップ状変位（フリック変位）をスタイラスチップに与え，スタイラスチップと測定面が摺動して倣い測定が行われる状態を実験的に実現し，倣いプローブの動的特性が評価できることを示した。

(2) スタイラスの長さやセット方向，スタイラスチップの変位方向によって，プローブ測定系のオーバシュートは異なるが，スタイラスの曲げ剛性，静圧空気スラスト軸受の角度変位剛性の影響を受けて，オーバシュートが発生していることを明らかにした。

(3) 各座標軸方向にセットしたスタイラスチップにX, Y, Z方向の動的変位を与えたとき、倣いプローブの目標精度に対してプローブ測定系に許容できる加速度限界を定量的に明らかにした。

(4) プローブ測定系に作用する加速度が同一でも、測定の方角によってプローブ測定系の指示値にかたよりが発生するが、その指示値のかたよりは第4章で検討した補正式により補正できることを示した。そして、許容限界内の加速度では、フリック変位に対する各軸の座標測定系の補正後の誤差は $\pm 1 \mu\text{m}$ 程度であることを明らかにした。

(5) 開発した倣いプローブと三次元測定システムで球面の形状測定を行い、倣いプローブの目標精度 $\pm 2 \mu\text{m}$ が達成できることを明らかにした。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、終始暖かいご指摘とご指導を賜った東京工業大学情報理工学研究科、塚田忠夫教授に心から感謝申し上げます。また、本研究における基本技術である静圧空気スラスト軸受の理論解析と実験研究において、懇切なご指導を賜った東京理科大学機械工学科、吉本成香教授に厚く感謝申し上げます。

本研究の発端は、日本合成樹脂技術協会の精密加工研究会において、「プラスチック金型の表面形状を、三次元測定機で高精度、高能率に測定したい」との指摘を受けたことにあります。以来、倣いプローブの開発研究を進めるための場と機会を与えて戴くとともに、暖かい励ましを賜った(株)ミットヨ、沼田恵照副会長、故花岡浩前副社長に心からお礼申し上げます。また、佐々木寛顧問には、様々なお心使いを戴いたことを記し、感謝申し上げます。

(株)ミットヨ、技術顧問沢辺雅二博士には、この研究を進める過程で計測技術に対する適切なご助言を戴くとともに、研究全般に及ぶご指導を賜ったことを明記し、深く感謝申し上げます。

この研究は幾多の試作と実験によって遂行されました。特に、倣いプローブの開発に成功したことは、(株)ミットヨ商品開発部、森田英夫、安孫子賢二両氏の多大な努力と敢闘のお陰であります。また、倣いプローブの空気軸受の精密加工には、(株)ミットヨに勤務しておられた君島文雄、杉崎岩男、斎藤正美諸氏の卓越した技術と技能が大きく貢献しております。さらに、倣いプローブの特性評価実験には、(株)ミットヨの三輪昌利、杉田耕造、木村俊雄、高橋教明、倉岡一則諸氏のご協力を戴いております。ここに記して感謝申し上げます。