
パラレルメカニズム型工作機械の精度キャリブレーションに関する研究

課題番号：15560094

平成15年度～平成16年度科学研究費補助金 基盤(C)(2) 研究成果報告書

平成17年5月

研究代表者 茨木 創一

京都大学図書

(京都大学工学研究科助手)



1050578334

茨木創一氏寄贈

附属図書館

は し が き

研究組織

- 研究代表者（平成 15 年度）： 垣野 義昭（京都大学工学研究科教授）
 研究代表者（平成 16 年度）： 茨木 創一（京都大学工学研究科助手）
 研究分担者： 松原 厚（京都大学工学研究科教授）
 研究分担者： 中川 昌夫（オークマ株式会社主任研究員）

交付決定額（配分額）（金額単位：千円）

年度	直接経費	間接経費	合計
平成 15 年度	3,500	0	3,500
平成 16 年度	400	0	400
総計	3,900	0	3,900

研究発表

1. 学会誌等

- (1) Soichi Ibaraki, Toshihiro Okuda, Yoshiaki Kakino, Masao Nakagawa, Tetsuya Matsushita, Tomoharu Ando: Compensation of Gravity-induced Errors on a Hexapod-type Parallel Kinematic Machine Tool, *JSME International Journal, Series C*, Vol. 47, No. 1, pp. 160-167, 2004.
- (2) 茨木 創一, 宜川 武史, 垣野 義昭, 中川 昌夫, 松下 哲也: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の精度向上に関する研究（第 2 報）— 絶対座標系上での位置決め誤差を評価するキャリブレーション法 —, 精密工学会誌, Vol. 70, No. 4, pp. 557-561, 2004
- (3) 茨木 創一, 奥田 敏宏, 垣野 義昭, 中川 昌夫, 松下 哲也: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械における外乱オブザーバを用いた外力推定, 日本機械学会論文集（C 編）, Vol. 70, No. 694 (2004-6), pp.1764-1769, 2004

2. 口頭発表

- (1) 宜川 武史, 茨木 創一, 松原 厚, 中川 昌夫, 松下 哲也: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の重力の影響を考慮したキャリブレーション法, 日本機械学会関西支部第 80 期定時総会講演会講演論文集, pp. 13-41~13-42, 2005.
- (2) 松下 哲也, 茨木 創一: パラレルメカニズム・マシニングセンタにおける機構パラメータキャリブレーション方法, 日本機械学会 第 5 回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集, pp. 81-82, 2004.

- (3) 中川 昌夫, 松下 哲也, 茨木 創一, 垣野 義昭: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の高精度化, 2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, pp. 333-334, 2004
- (4) Toshihiro Okuda, Soichi Ibaraki, Yoishiaki Kakino, Masao Nakagawa, Tetsuya Matsushita: Disturbance Estimation on a Hexapod-type Parallel Kinematic Machine Tool by Using a Disturbance Observer, *Proc. of Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, 2004
- (5) Soichi Ibaraki, Takeshi Yokawa, Yoishiaki Kakino, Masao Nakagawa, Tetsuya Matsushita, "Kinematic Calibration on a Parallel Kinematic Machine Tool of the Stewart Platform by Circular Tests, *Proc. of the 2004 American Control Conference*, 2004.
- (6) 奥田 敏宏, 茨木 創一, 垣野 義昭, 中川昌夫, 松下哲也: パラレルメカニズム型工作機械における重力に起因する運動誤差の補正法, ロボティクス・メカトロニクス講演会'04 講演論文集, pp. 2P2-L1-7, 2004.
- (7) 奥田 敏宏, 茨木 創一, 垣野 義昭, 中川 昌夫, 松下 哲也: パラレルメカニズム型工作機械における重力による変形誤差の補正法, 2004 年度精密工学会春季大会学術講演会, pp. 1323-1324, 2004.
- (8) Masao Nakagawa, Tetsuya Matsushita, Tomoharu Ando, Yoshiaki Kakino, Soichi Ibaraki, Hiroya Takaoka: Compensation of Gravity-induced Errors on Hexapod-type Parallel Mechanism Machine Tools, *Proc. of the International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st Century*, pp. 619-624, 2003.
- (9) 宜川 武史, 垣野 義昭, 茨木 創一, 中川 昌夫, 松下 哲也: パラレルメカニズム工作機械の高精度キャリブレーション法, 2003 年度精密工学会秋季大会学術講演会, pp. 441, 2002.

3. 出版物

なし.

研究成果による工業所有権の出願・取得状況

工業所有権の名称: パラレルメカニズム型工作機械の切削抵抗推定方法

発明者名: 垣野 義昭, 松原 厚, 茨木 創一, 奥田 敏宏, 中川 昌夫

権利者名: 同上

工業所有権の種類, 番号: 特願 2004-186980

出願年月日: 平成 16 年 6 月 24 日

取得年月日: (未取得)

目次

はしがき

概要

第1章	パラレルメカニズム工作機械の特徴と運動学	8
1.1	緒論	8
1.2	パラレルメカニズムの特徴	8
1.3	本論文で対象とする工作機械	9
1.4	順運動学と逆運動学	11
1.4.1	逆運動学	11
1.4.2	順運動学	13
第2章	円弧運動誤差軌跡に基づく機構パラメータのキャリブレーション法	14
2.1	緒言	14
2.2	Hexapod 型工作機械の構造とキャリブレーション	15
2.2.1	キャリブレーションの対象とするパラメータ	15
2.2.2	キャリブレーションの基本式	15
2.3	絶対座標系上での位置決め誤差を評価するキャリブレーション法	16
2.3.1	従来の DBB 法によるキャリブレーションの問題点	16
2.3.2	DBB 測定のための治具	18
2.3.3	治具を用いた DBB 測定によるキャリブレーション	19
2.4	実験方法, 結果および考察	19
2.5	結論	23
第3章	外乱オブザーバによる外力の推定	25
3.1	緒論	25
3.2	外乱オブザーバを用いた外力の推定の原理	26
3.2.1	パラレルメカニズムにおける外乱の推定法	27
3.3	外乱オブザーバの構成	28
3.3.1	各ストラット・プラットフォームに作用する重力	29
3.3.2	各ストラットに作用する摩擦力	30

3.3.3	プラットフォームに作用する慣性力	31
3.3.4	外力の推定手順	32
3.3.5	パラメータの同定	32
3.4	検証実験	33
3.4.1	円弧運動時のサーボモータ電流値のシミュレーション	33
3.4.2	静的外力の推定	34
3.4.3	切削抵抗の推定	36
3.5	結論	38
第 4 章	重力によって生じる弾性変形とその補正	40
4.1	緒論	40
4.2	重力に起因する運動誤差の推定	41
4.2.1	ストラットの弾性変形量	41
4.2.2	工具先端（移動球）の位置・姿勢誤差の推定	42
4.2.3	工具先端（移動球）の位置・姿勢誤差の補正	43
4.2.4	DBB 測定について	43
4.2.5	パラメータの同定	44
4.3	重力に起因する運動誤差の補正	44
4.3.1	重力補正指令の与え方	44
4.3.2	重力補正実験結果	45
4.3.3	重力補正実験結果の考察	45
4.4	結論	50
第 5 章	重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法	54
5.1	緒論	54
5.2	キャリブレーション後の運動軌跡の予測法	55
5.2.1	キャリブレーション後の運動軌跡の予測法	55
5.2.2	実験による検証	56
5.2.3	キャリブレーションに必要な測定点数の低減	56
5.3	重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法	59
5.3.1	キャリブレーションにおける重力の影響	59
5.3.2	重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法	59
5.3.3	実験による検証	60
5.4	結論	62
第 6 章	結言	65
	参考文献	

概要

従来の直交シリアル構造の工作機械に対して、まったく異なった回転ジョイントとリンクを用いたパラレルメカニズム構造の工作機械が提案されている。この構造を持つ6軸加工機であるHexapodと称する機械が、Ingersoll社とGiddings & Lewis社から1994年に最初に発表されたから既に10年近く経ち、研究レベルでは多くの成果が報告されているが¹⁾、期待に相違してエンドユーザーで実用に供されているものは世界全体を見渡しても数少ない。パラレルメカニズム型工作機械は従来の機構と比較して剛性が低く、運動精度も劣るケースが多いことが原因のひとつと考えられる。しかし、従来の多軸加工機と比較すると安価に多自由度制御が実現できるパラレルメカニズム型工作機械は、現在市場を開拓している段階にあり、運動精度・剛性の面の課題を克服することは急務である。

従来のシリアルメカニズム型送り駆動系と異なり、パラレルメカニズムの場合主軸頭の位置・姿勢を直接測定することは困難である。従って、ストラットを駆動するサーボモータの回転角度からそれらを推定せざるを得ず、そのためストラットの基準長さ、ジョイントの位置などの機構パラメータを正確にキャリブレーションすることが高精度な動作制御のためには必要不可欠である。これまでに、従来から工作機械の精度検定及び誤差診断に広く用いられてきたDBB(Double Ball Bar)法に基づくキャリブレーション法が提案され、その簡便さから標準的な手法として受け入れられつつある。キャリブレーションの結果、従来真円度で $30\mu\text{m}$ 程度あった運動誤差を $10\mu\text{m}$ 程度にまで減少させることに成功し、軽切削の5軸加工機としての用途がようやく開けつつある。

しかし、この運動精度は稼動領域全体について達成されたものではなく、テーブルの中央部付近という条件のよいところでのみ得られているにすぎない。もっとパラレルメカニズム機の用途を広げるためには、この精度をワーキングエリア全体で得られるようにする必要がある。そのためには、以下のことが実現されねばならない。

- (1) 機構パラメータのキャリブレーション法の改善
- (2) 重力による部材の変形が及ぼす誤差の補正システムの開発
- (3) 重力の影響を除去するキャリブレーション法の開発
- (4) 切削抵抗によって生じる変形の補正システムの開発

本研究では以上の観点から、パラレルメカニズム工作機械の運動精度を向上させることを目的に、主に動作制御の観点から研究を行った。本報告書の構成は以下の通りである。

第1章では、一般的なパラレルメカニズム工作機械の特徴と運動学について概説し、本研

究で対象とするパラレルメカニズム工作機械について述べる。第2章では、機構パラメータのキャリブレーション法について、従来から行われてきた円弧運動誤差測定法（DBB法）に基づく方法の問題点を指摘し、それを解決するために治具を用いた円弧補間運動誤差軌跡の測定法を提案する。第3章では、Hexapod型パラレルメカニズム工作機械を対象として、外乱オブザーバを用いて切削抵抗を推定する方法を提案する。第4章では、第3章で構築した外乱オブザーバを基礎として、重力によってストラット構成部品が弾性変形して生じる運動誤差を予測し、それを補正する手法を構築する。第5章では、前章までに構築した機構パラメータのキャリブレーション法と重力に起因する運動誤差の補正法とを組み合わせ、機構パラメータのキャリブレーションにおいて重力誤差の影響を除去する方法を提案する。第6章は以上をまとめた結言である。

第1章 パラレルメカニズム工作機械の特徴と運動学

1.1 緒論

様々な工業製品の生産の基幹となる工作機械の分野においては、今日、高精度・高能率化が緊急の課題となっている。そのため、既存の工作機械の性能が高まる一方で、従来の工作機械の概念を革新する工作機械がいくつか提案されている。その1つに、従来の直交シリアルメカニズムの工作機械とは全く異なった回転ジョイントとリンクを用いたパラレルメカニズム構造の工作機械がある。この工作機械は、元々ロボットマニピュレータの機構として研究されてきたパラレルメカニズムを工作機械に応用したものである。5軸加工機である Hexapod 型のパラレルメカニズム工作機械は 1994 年に Ingersoll と Gidding&Lewis 社により発表され、研究レベルではこれまでに多くの成果が報告されてきた¹⁾。

ロボットマニピュレータの機構として研究されてきたパラレルメカニズムを送り系に応用した工作機械として提案されているパラレルメカニズム工作機械は、出力節である主軸と入力節であるベースの間を複数のリンク（脚）で並列に連結した構造を持つ工作機械である。従来のシリアルメカニズム工作機械とは全く異なる構造であり、その特殊な構造に起因する様々な特徴を持つ。また、機械の構造上、出力節である主軸の位置を直接検出する事ができないため、その制御においては主軸の位置・姿勢から各マニピュレータへの必要入力量、すなわち脚の長さを求める逆運動学の計算が重要である。

本章では、まずパラレルメカニズムおよびその機構を用いた工作機械の基本構造および長所・短所等について考察する。次に、パラレルメカニズム工作機械の制御に必要な逆運動学や順運動学について考察し、その具体的解法を示す。

1.2 パラレルメカニズムの特徴

パラレルメカニズムとは、エンドファクタ（出力節）とベース（静止節）との間を複数のリンクで並列（パラレル）に連結した機構のことである。工作機械の分野に応用されているパラレルメカニズムにおいては、機械本体に固定された静止節をベース、主軸が取り付けられたプレート（出力節）をエンドプレート、ベースとエンドプレートを結ぶリンクを脚又はストラットと呼ぶことが多い。

一般的なシリアルメカニズムのロボットはリンクが直列に継ぎ合わさっている開ループ機構であるのに対して、パラレルメカニズムは閉ループ機構である。従来のシリアルメカニズムのロボットと比較したパラレルメカニズムの長所として、

- (1) エンドファクタへの力が分散されるので、外力による変形は比較的小さく、高剛性である。
- (2) アクチュエータの力が合成されるので、高出力である。
- (3) 重いアクチュエータを機構の先端部分ではなく固定部分に配置することができるため、可動部が極めて軽量となり高能率化が期待できる。

などが挙げられる。

逆に短所としては、

- (4) 機構上、要素の干渉が生じるので可動範囲が制限される。
- (5) パラレルメカニズムの特異点が存在するため、その点を作業領域から除く必要がある。

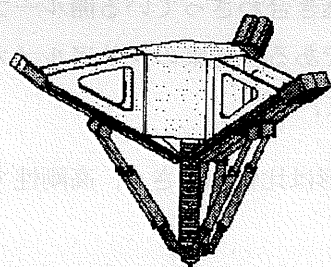
などがある。

ただし、以上の長所及び短所はロボットマニピュレータの場合であり、工作機械の場合には(1),(2)は必ずしも成り立たない。特に(1)に関して、従来の一般的なシリアルメカニズムを持つ工作機械は各駆動軸に案内機構を持つために、機構上案内を持つことのできないパラレルメカニズム工作機械よりも剛性は一般に大きい。本論文では、多軸制御工作機械の中で X, Y, Z の直交座標系をなす3直線軸と、 A, B, C の回転軸のうちの2軸とが互いに積み重なる構造を持つ工作機械をシリアルメカニズム工作機械と呼ぶ。

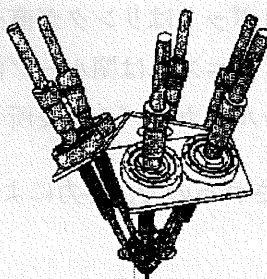
パラレルメカニズムを用いた工作機械には様々な種類のものがある。例えば、制御軸の数の違いにより図1.1(a), (b), (c)などがある。(a)は3つのアクチュエータを用いた3自由度の機械であり、エンドプレートの位置(X, Y, Z)を制御することができる。一方(b)は6自由度であり、エンドプレートの位置(X, Y, Z)と姿勢(A, B, C)を制御することができる。また(c)はパラレルメカニズムとシリアルメカニズムを組み合わせたHybrid機と呼ばれるものである。

1.3 本論文で対象とする工作機械

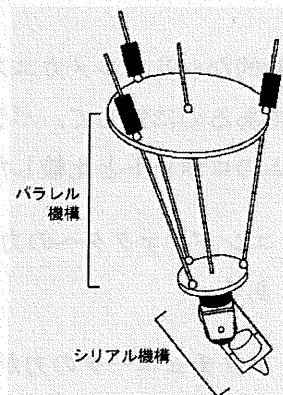
本論文で対象とするのは図1.1(b)の機械で、特に図1.2に示すスチュワートプラットフォーム²⁾を用いたHexapod型のパラレルメカニズム工作機械である。これは伸縮する6本の脚(本論文ではストラット(L)と呼ぶ)を有し、各ストラットの一端は2自由度のジョイントをもつベースに、他端は主軸ユニットを内蔵したプラットフォームに3自由度のジョ



(a) A 3 DOF parallel kinematic machine tool

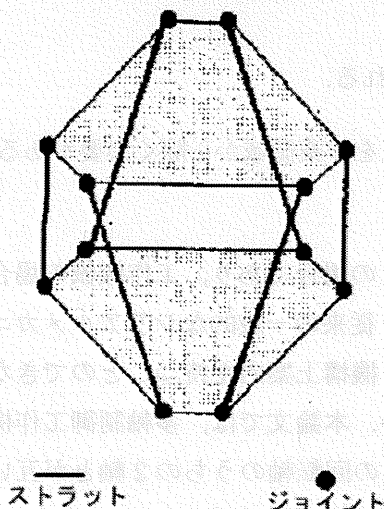


(b) A 6 DOF parallel kinematic machine tool



(c) A hybrid machine tool

図 1.1 Various types of parallel kinematic machine tools



ストラット

ジョイント

図 1.2 Stewart platform

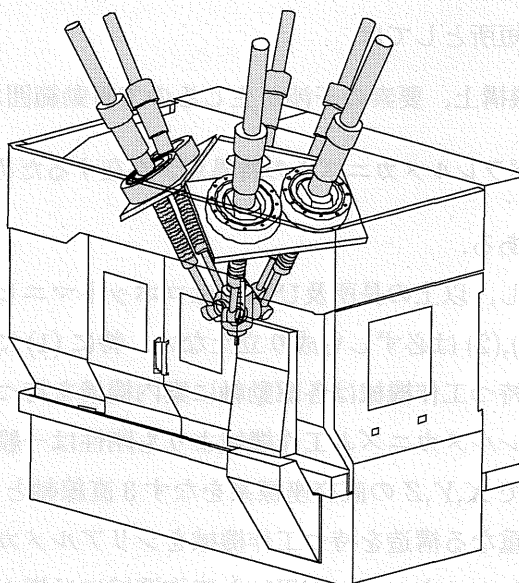


図 1.3 A Hexapod-type parallel kinematic machine tool, COSMO CENTER PM600

イントで取付けられている。

本論文では、図 1.3 に示すオークマ（株）製の Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械 COSMO CENTER PM-600 を対象とする。その主な仕様を表 1.1 に示す。また、対象実験機の写真及び各部の名称を図 1.4 に示す。ストラットの長さはナット駆動の中空軸サーボモータに取り付けられた角度検出器により制御される。各ジョイントには球面ジョイントの代わりに、ローラベアリングを複数組み合わせることにより多自由度を構成するユニバーサルジョイントを用いている。

表 1.1 Major specifications of PM-600

Workspace, mm	$\phi 600$ (XY) $\times 400$ (Z) (420 $\times$ 420 $\times$ 400)
Tilting angle, deg	± 25
Max. rapid traverse speed, m/min	100
Max. acceleration, m/s ²	14.7
Spindle speed, min ⁻¹	12,000/30,000
Spindle power, kW	6

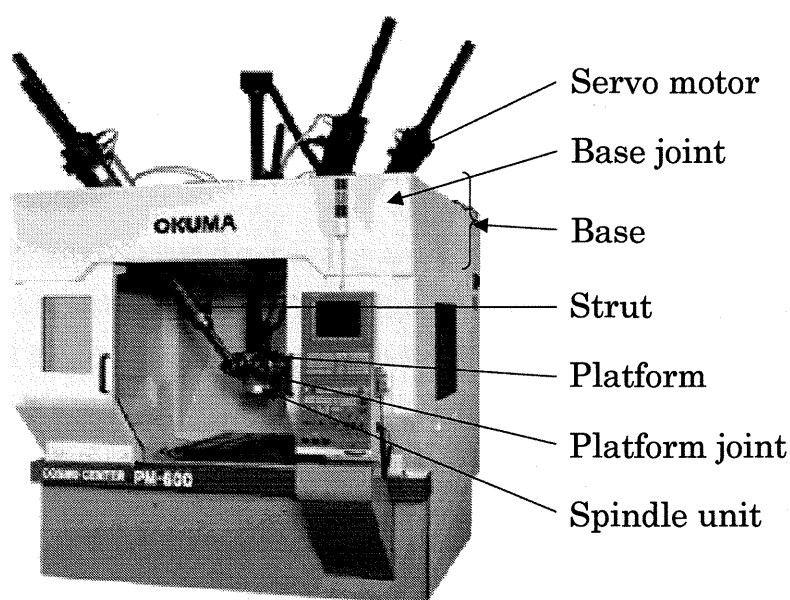


図 1.4 A outlook of experimental machine and the name of structures

1.4 順運動学と逆運動学

1.4.1 逆運動学

逆運動学とは、エンドファクタである工具先端の位置・姿勢より各アクチュエータに必要な入力量，すなわち脚の長さを求める問題である．パラレルメカニズム工作機械において，主軸ユニットの位置・姿勢の制御を行うには逆運動学問題を解くことによりストラットを駆動するサーボモータの挙動を決定する必要がある．

本論文で対象とするスチュワートプラットフォームを用いた Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械における逆運動学計算（プラットフォーム中心の延長線上にある工具先端の位置と姿勢 (X, Y, Z, A, B, C) からストラット長 $(L_1 \sim L_6)$ を求める方法）を以下で具体的

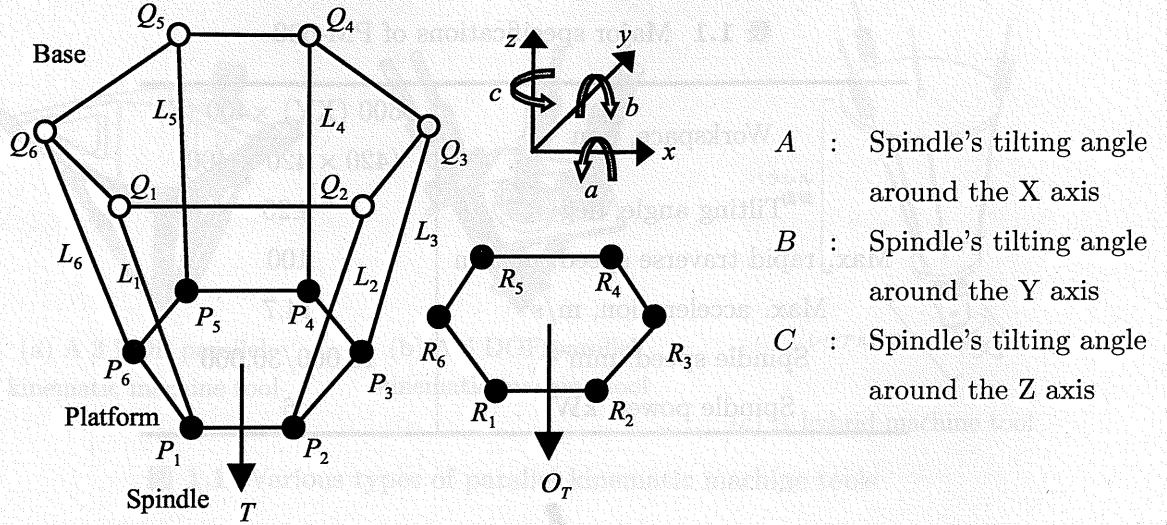


図 1.5 Diagram of the Hexapod machine

に示す。図 1.5 は対象実験機のプラットフォームとベースの位置関係及び座標系を示したものである。絶対座標系はベースの中心を原点とし、 X, Y, Z の各方向は図のように定義する。また、各軸まわりの回転角 A, B, C をチルト角と呼ぶことにする。図 1.5 における $T, P_j, R_j, O_T, Q_j, L_j$ は以下のように定義する。ただし j はストラットの番号であり、 $j = 1 \sim 6$ である。本論文において記号の太字はベクトルあるいは行列を表す。

T : 指令値 (X, Y, Z, A, B, C)

P_j : 絶対座標系でのプラットフォームジョイントの座標 ($X_{P_j}, Y_{P_j}, Z_{P_j}$)

R_j : 工具先端を基準とした相対座標系でのプラットフォームジョイントの座標 ($X_{R_j}, Y_{R_j}, Z_{R_j}$)

O_T : 工具先端を基準とした相対座標系における原点 ($0, 0, 0$)

Q_j : 絶対座標系でのベースジョイントの座標 ($X_{Q_j}, Y_{Q_j}, Z_{Q_j}$)

L_j : 各ストラットの長さ

絶対座標系でのプラットフォームジョイントの座標 P_j は、工具先端を基準とした相対座標系でのプラットフォームジョイントの座標 R_j 、回転運動 (A, B, C) の変換行列 R 、及び位置の指令値 $X = [X \ Y \ Z]^T$ を用いて以下のように書ける。

$$P_j = R R_j + X \quad (1.1)$$

j 番目のストラットの軸方向ベクトル L_j は絶対座標系におけるベースジョイントの座標を基準としたプラットフォームジョイントの位置を表すベクトルであるから、

$$L_j = P_j - Q_j \quad (1.2)$$

となる。逆運動学問題の解であるストラットの長さ L_j は

$$L_j = |L_j| \quad (1.3)$$

によって得られる。本論文では、工具先端を基準とした相対座標系における $(0, 0, l_{tool})$ の位置を主軸先端と呼ぶことにする。ここで、 l_{tool} は工具ホルダ、工具を含めた工具長 (m) である。なお、変換行列 $\mathbf{R}$ は主軸の姿勢 (A, B, C) により以下のように与えられる。対象実験機は A 軸上に B 軸が搭載され、さらに B 軸上に C 軸が搭載された角度座標系を持つ。したがって、 A, B, C 軸のまわりの回転行列をそれぞれ $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}$ とし、 A, B, C 軸のまわりの回転を合成した行列を $\mathbf{R}$ とすると $\mathbf{R} = \mathbf{ABC}$ となる：

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos B \cos C & -\cos B \sin C & \sin B \\ \cos A \sin C + \sin A \sin B \cos C & \cos A \cos C - \sin A \sin B \sin C & -\sin A \cos B \\ \sin A \sin C - \cos A \sin B \cos C & \sin A \cos C + \cos A \sin B \sin C & \cos A \cos B \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

また、順運動学を解く上で必要となる各ストラット長 $L_1 \sim L_6$ とプラットフォームの位置・姿勢 (X, Y, Z, A, B, C) との微分関係を表す逆運動学関数のヤコビ行列 $\mathbf{J}$ は以下で表される：

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{dL_1}{dX} & \frac{dL_2}{dX} & \frac{dL_3}{dX} & \frac{dL_4}{dX} & \frac{dL_5}{dX} & \frac{dL_6}{dX} \\ \frac{dL_1}{dY} & \frac{dL_2}{dY} & \frac{dL_3}{dY} & \frac{dL_4}{dY} & \frac{dL_5}{dY} & \frac{dL_6}{dY} \\ \frac{dL_1}{dZ} & \frac{dL_2}{dZ} & \frac{dL_3}{dZ} & \frac{dL_4}{dZ} & \frac{dL_5}{dZ} & \frac{dL_6}{dZ} \\ \frac{dL_1}{dA} & \frac{dL_2}{dA} & \frac{dL_3}{dA} & \frac{dL_4}{dA} & \frac{dL_5}{dA} & \frac{dL_6}{dA} \\ \frac{dL_1}{dB} & \frac{dL_2}{dB} & \frac{dL_3}{dB} & \frac{dL_4}{dB} & \frac{dL_5}{dB} & \frac{dL_6}{dB} \\ \frac{dL_1}{dC} & \frac{dL_2}{dC} & \frac{dL_3}{dC} & \frac{dL_4}{dC} & \frac{dL_5}{dC} & \frac{dL_6}{dC} \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

逆運動学関数のヤコビ行列の成分は、式 (1.1)~(1.3) から求めることができる。

1.4.2 順運動学

順運動学とは、アクチュエータからの入力量、すなわち脚の長さからエンドファクタの位置・姿勢を求める問題である。シリアルメカニズムの場合、アクチュエータとリンクが直列に組み合わさっているため、エンドファクタの位置・姿勢の計算は容易である。パラレルメカニズムの場合、アクチュエータによって直接駆動されない受動ジョイントが含まれているため、受動ジョイントの角度決定に関する計算が必要となる。そのため、パラレルメカニズムにおいて順運動学の計算は困難とされている。ただし、パラレルメカニズムの制御に必要なのは逆運動学問題を解くことであり、順運動学問題を解くことが必要なのは次章以降で用いられる工具端の運動軌跡のシミュレーションにおいてである。

本論文で対象とするスチュワートプラットフォームを用いた Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械においても、順運動学問題（ストラット長から主軸ユニットの位置と姿勢を幾何学的に求める問題）を解析的に解くことは困難である。しかし、式 (1.5) に示した逆運動学関数のヤコビ行列 $\mathbf{J}$ を用いたニュートン法などの収束計算によって、数値計算的に工具先端の位置と姿勢を求めることが可能である。

第2章 円弧運動誤差軌跡に基づく機構パラメータのキャリブレーション法

2.1 緒言

従来のシリアルメカニズム型送り駆動系と異なり、パラレルメカニズムの場合主軸頭的位置・姿勢を直接測定することは困難である。従って、ストラットを駆動するサーボモータの回転角度からそれらを推定せざるを得ず、そのためストラットの基準長さ、ジョイントの位置などの機構パラメータを正確にキャリブレーションすることが高精度な動作制御のためには必要不可欠である。これまでに提案されたキャリブレーション法は、1) 機械要素の誤差を直接測定する方法³⁾、2) 主軸端の位置決め誤差から間接的に同定する方法¹⁾の2つに分類できる¹⁾。後者の方法として、冗長脚を利用する方法⁴⁾、Laser ballbarを用いる方法⁵⁾などが提案されているが、その中でも従来から工作機械の精度検定及び誤差診断に広く用いられてきたDBB(Double Ball Bar)法⁷⁾に基づくキャリブレーション法⁸⁾は、その簡便さから標準的な手法として受け入れられつつある。著者らも過去の研究において、重力の影響の小さい条件下でDBB法に基づく精度キャリブレーションを行う手法を提案し⁹⁾、可動範囲の中央に近い条件で、従来 $30\mu\text{m}$ 程度あった真円度誤差を $7\mu\text{m}$ 程度にまで減少させることに成功し、従来型のマシニングセンタと比較しても遜色のない精度が得られるようになった。

しかし、DBB測定をパラレルメカニズム型工作機械のキャリブレーションに利用するには根本的な問題がある。DBB測定において得られるのは2球間の相対距離である。すなわち、キャリブレーションは固定球の位置を基準とした相対的な座標系での運動誤差に基づいて行われ、テーブルを基準とした絶対的な座標系上での位置決め誤差が評価されているわけではない。結果として、キャリブレーション後の運動精度も、作業領域全体を網羅する絶対的な座標系上での位置決め精度は必ずしも保証されていない。本章では、より高精度なキャリブレーションを行うためには、DBB装置の固定球を再現性よく取り付けられる治具を用いて、円弧補間運動軌跡誤差を絶対座標系上で評価することが必要であることを示す。まず従来のDBB法に基づいたキャリブレーションの問題点を整理した上で、実際に治具を製作し、それを用いたキャリブレーションの有効性を検証する。

2.2 Hexapod 型工作機械の構造とキャリブレーション

2.2.1 キャリブレーションの対象とするパラメータ

図 1.3 に示した構造の平行機構においては、可能性のある誤差原因は 200 以上ある。それらを全て同定することは不可能であるので、本論文では以下の機構パラメータ誤差をキャリブレーションの対象とする。

- (1) 各ストラットの初期設定長さの誤差： ΔL_i ($i = 1 \sim 6$)
- (2) ベースジョイントの位置の誤差： $\Delta Q_i \in \mathbb{R}^3$ ($i = 1 \sim 6$)

これら計 24 個のパラメータは、平行機構の制御で重要な役割を果たす逆運動学関数 (1.4.1 節参照) に含まれるので、位置決め誤差に直接的な影響を与える。その他に逆運動学関数に含まれるパラメータとして、プラットフォームジョイントの位置の誤差 $P_i \in \mathbb{R}^3$ ($i = 1 \sim 6$) が挙げられるが、プラットフォームジョイントのパラメータ誤差が主軸頭的位置決め誤差に与える影響は比較的小さいため、それらのキャリブレーションはより困難である。そこで本研究では、プラットフォームジョイントの位置誤差は 3 次元測定器を用いて測定するものとし、キャリブレーションの対象からは外した。詳細は文献⁹⁾を参照のこと。

2.2.2 キャリブレーションの基本式

図 2.1 に本研究で使用した DBB 装置を示す。本論文では、主軸に取り付けられた球 A を移動球、テーブルに固定された球 B を固定球と呼ぶ。DBB 法を用いて平行機構の円弧補間運動試験を行う場合、測定半径 R_i と、前節で示した機構パラメータからなるベクトル K との関係は、次式のように書ける：

$$R_i = f(K) \quad (2.1)$$

ここで、 f は順運動学で与えられる関数である。キャリブレーションの目的は、DBB 測定結果 R_i から、機構パラメータ K を求めることである。順運動関数 f は複雑な非線形関数であり、その逆関数を求めることは困難であるため、以下のように誤差パラメータ $\Delta K = [\Delta k_1, \dots, \Delta k_{24}]^T$ について線形化する。

$$\Delta R_i = \frac{\partial f_1}{\partial k_1} \Delta k_1 + \frac{\partial f_2}{\partial k_2} \Delta k_2 + \dots + \frac{\partial f_{24}}{\partial k_{24}} \Delta k_{24} \quad (2.2)$$

N 個の異なる位置・姿勢でのデータを収集し、

$$\Delta R = A \cdot \Delta K \quad (2.3)$$

を得る。ここで、

$$\Delta R = \begin{bmatrix} \Delta R_1 \\ \vdots \\ \Delta R_N \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial k_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial k_{24}} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_N}{\partial k_1} & \dots & \frac{\partial f_N}{\partial k_{24}} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

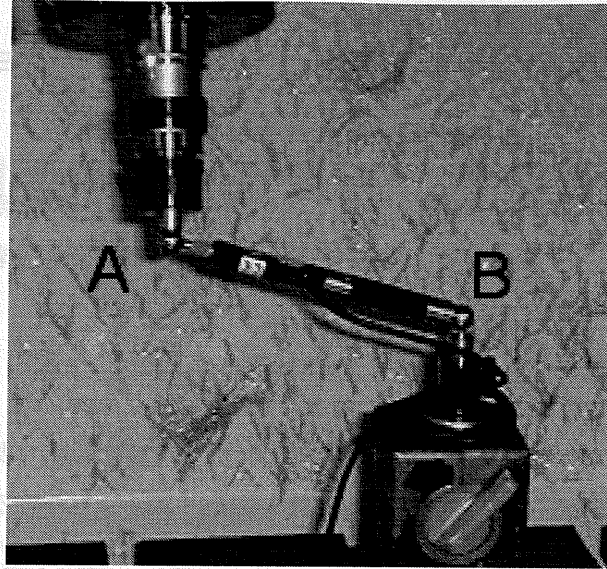


図 2.1 A DBB device.

最小 2 乗法を用いて,

$$\Delta K^* = (A^T A)^{-1} A^T \Delta R \quad (2.5)$$

が誤差 $\|\Delta R - A\Delta K\|_2$ を最小化するパラメータである.

2.3 絶対座標系上での位置決め誤差を評価するキャリブレーション法

2.3.1 従来の DBB 法によるキャリブレーションの問題点

キャリブレーションの具体的な手順は、従来のマシニングセンタなどの精度検定の場合とほぼ同様で、以下の通り行う.

【標準的な DBB 測定法】⁹⁾

- (1) 与えられた円中心の位置及び姿勢に主軸を位置決めする.
- (2) DBB 装置の固定球側の座を、主軸位置に合わせてテーブル上に固定する.
- (3) 半径分主軸を移動し、DBB 装置を主軸側の座と固定球側の座との間に取り付ける.
- (4) 測定を開始する. 機械を円弧補間運動させ、DBB バーの伸縮量を記録する.
- (5) 得られた半径誤差データから、円弧の中心位置を求める. そこからの半径誤差を再計算し、円弧補間運動誤差軌跡を得る.
- (6) 以上の測定を、本研究では 15 の異なる位置・姿勢で繰り返し、円弧補間運動誤差軌跡を収集する.

上記 5. において、円弧の中心 (x_0, y_0) は、以下の最小化問題を Newton 法などを用いて解くことで求めることができる。

$$\min_{x_0, y_0, r_0} \sum_{i=1}^N \left(\sqrt{(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2} - r_0 \right)^2 \quad (2.6)$$

ただし、 x_i, y_i ($i = 1 \sim N$) は DBB 測定で得られた半径誤差データを XY 平面上に表したものである。このように、中心座標を再計算する操作（以下、中心補正と呼ぶ）は従来のマシニングセンタなどの精度検定の場合にも通常行われている。これは、(a) 固定球の取り付け誤差、(b) 移動球の中心と主軸回転中心のずれ、といった DBB 測定時に生じる誤差をキャンセルするために必要不可欠であるとされてきた⁷⁾。これらの誤差は、一般に円弧補間運動誤差軌跡の偏心として現れる。円弧の水平移動、すなわち中心のずれは、誤差軌跡をフーリエ級数展開したときの 1 次の項として表される。この理由から、本研究では円弧補間運動誤差軌跡の中心のずれとして現れる誤差を、誤差軌跡の 1 次成分と呼ぶ。

円弧補間運動誤差軌跡の 1 次成分は測定誤差に起因するものとして、中心補正によって完全にキャンセルしても通常の直交座標系の機械の精度検定の場合には重大な問題とならなかった。しかし、パラレルメカニズム型工作機械のキャリブレーションに用いる場合には、この円弧補間運動誤差軌跡の 1 次成分を正しく評価することは、以下の理由から必要である：

(1) 中心への位置決め誤差を評価できない。

手順の 1. において中心位置に位置決めしたときに、機構パラメータのキャリブレーション誤差によって位置決め誤差が生じたとしても、それは DBB 測定の結果には現れない。DBB 測定において得られるのは 2 球間の相対距離、すなわち固定球の位置を基準とした相対的な座標系での運動誤差にすぎない。中心位置に位置決めしたときの誤差は、テーブルを基準として作業領域全体で定義される座標系（以後、絶対座標系と呼ぶ）上での位置決め誤差を表す重要な情報であるが、上記の手順の場合固定球位置は主軸位置を基準として決められるため、中心補正の有無に関わらず評価できない。

(2) キャリブレーション可能なパラメータの数が限定される。

例えば、ベース全体が同一方向に同一量の誤差を持っている場合、ベースプレートがテーブルに対して平行移動することになる。この場合固定球と移動球に同一の誤差を与えることになり、DBB の検出量には現れない。すなわち、位置決めの自由度は 6 であるため、ベースジョイントの位置を表すパラメータのうち計 6 個を固定しなくては、キャリブレーションは発散する。詳細は前報⁹⁾を参照のこと。

(3) キャリブレーション後の座標系の絶対的な位置が一定にならない。

キャリブレーションを行った後に得られる座標系は、上記 (2) において固定されたパラメータを基準とするものになる。すなわち、テーブルを基準とした絶対座標系上での位置決め精度は必ずしも保証されない。例えば、テーブルに対する平面度・平行度などは保証されない。また、DBB 測定を行う絶対座標系での位置は、厳密に一定とならないため、キャ

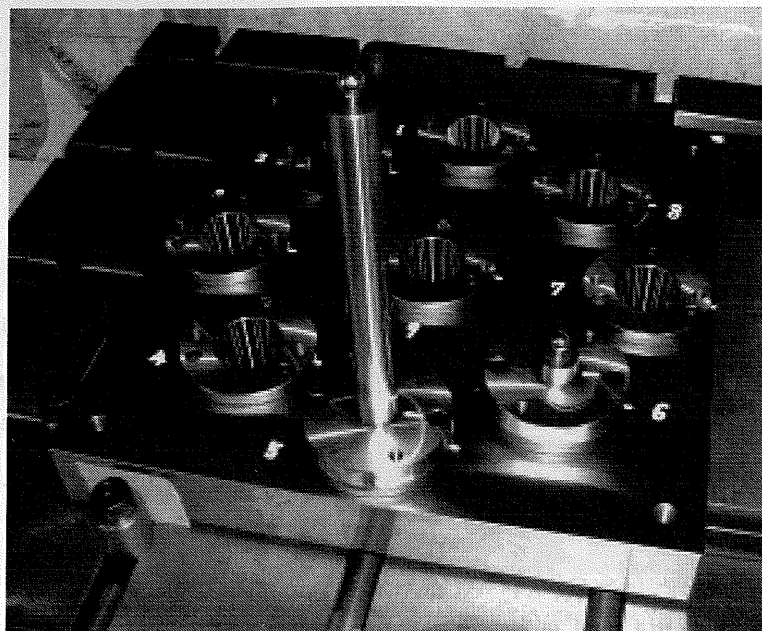


図 2.2 A jig for DBB measurements.

リブレーション後の座標系の絶対的な位置は一定とならない。すなわち、例えば原点の位置でさえもキャリブレーション条件に依存し、機械毎に少なからず誤差が生じる。キャリブレーション後の座標系をテーブルに対して固定するためには、DBB 測定を行う位置を絶対座標系上で一定化する必要がある。

2.3.2 DBB 測定のための治具

前節で述べた問題を解決する方法として、DBB 測定の際に固定球側の座を固定する治具を用いることを提案する。それにより、治具を基準とした座標系が定義され、その座標系上での絶対的な位置決め誤差が DBB 測定により評価できるようになり、従来は無視せざるを得なかった誤差軌跡の 1 次成分を評価することができるようになる。

製作された治具の外観を図 2.2 に示す。治具は同一平面上に 9 つの穴を持ち、そこに DBB 測定装置の固定球を先端に取り付けた支持ユニットをはめ込む構造としている。支持ユニットは 2 通りの高さを持ったものを用意し、固定球の高さを 2 段階に変えられるようにする。高さの異なる 2 つの支持ユニットも図 2.2 に示されている。支持ユニットは、治具へのはめ込み部に工具ホルダ用に用いられているいわゆるビッグプラス式の 7/24 テーパー面を持ち、ねじを締めることでテーパー面と端面の 2 面拘束の状態となる。DBB 測定装置の固定球は、接着剤を用いて支持ユニットの上部に固定する。

支持ユニットが着脱可能な構成になっているため、着脱動作を繰り返しても固定球の位置

が必要な精度で再現するか、3次元測定機を用いて測定した。その結果、着脱動作を5～10回繰り返した場合の球の中心位置の再現性誤差は、短い支持ユニットを用いた場合で平均1.0 μ m程度、長い支持ユニットを用いた場合でも平均3.2 μ m程度であった。

2.3.3 治具を用いた DBB 測定によるキャリブレーション

【治具を用いた DBB 測定法の手順】

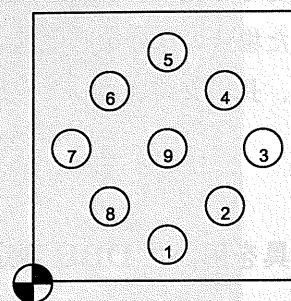
- (1) 治具をテーブル上に固定する。治具の中央に位置する穴が、ほぼ機械原点と重なるようにする。
- (2) 治具の中央に位置する穴に、短い固定球支持ユニットを取り付ける。主軸頭を XY 座標は原点、Z 座標は固定球位置と同じ高さに位置決めした後、半径分主軸を移動し、DBB 装置を主軸側の座と固定球側の座との間に取り付け、測定を開始する。
- (3) 以上の測定を、15 の異なる位置・姿勢で繰り返し、円弧補間運動誤差軌跡を収集する。円弧中心への主軸の位置決めは、予め3次元測定機で測定した固定球位置に基づいて行う。
- (4) 得られた円弧補間運動誤差軌跡は、中心補正を行わず、そのままのデータをキャリブレーションに用いる。

上記 3.において、円弧中心に位置決めしたときの主軸の位置は、機構の位置決め誤差のために必ずしも固定球の位置とは一致しないことが、【標準的な DBB 測定法】との重要な違いである。結果として、円弧中心への位置決め誤差が誤差軌跡の 1 次成分として現れることになる。また、キャリブレーション後の座標系は治具上の固定球位置を基準として定義されるため、治具をテーブル上の T 字溝などを基準として固定すれば、テーブルに対する平面度・真直度なども十分な精度が得られる。

2.4 実験方法、結果および考察

以上の手法により実際にキャリブレーションを行い、その精度を比較した。なお、【標準的な DBB 測定法】において、固定球の取り付け誤差、移動球の中心と主軸中心のずれはマイクロメータなどを用いて予め測定し、補正を行うことは可能である。中心のずれを実際に測定することにより、中心補正を行わない手法を【中心測定を行う DBB 測定法】と呼び、この手法との比較も併せて行う。ただし、たとえ測定誤差が完全に補正されたとしても、3.1 節 (1)～(3) に示した本質的な問題は解決されないことに注意されたい。なお、これより【標準的な DBB 測定法】を Conv-A、【中心測定を行う DBB 測定法】を Conv-B、【治

Name	Center *1	Z *2
a	9	1
b	4	1
c	6	1
d	8	1
e	2	1
f	9	2
g	3	2
h	5	2
i	7	2
j	1	2
k	9	3
l	4	3
m	6	3
n	8	3
o	2	3



Ball locations on the jig

*1: indicates the location of the fixed ball on the jig (shown in the figure above) in each DBB test.

*2: indicates the location of the platform in the z-direction. 1(lowest) – 3(highest).

表 2.1 Center locations and orientation of DBB tests for calibration

具を用いた DBB 測定法】を Proposed と表記する。

表 2.1 に、治具を用いたキャリブレーションにおける円弧中心位置を示す。実際の CNC への指令値は、3 次元測定機により計測した固定球位置に基づいて与えられる。Conv-A, Conv-B, Proposed の手法でキャリブレーションを行ったあと、治具上で再び DBB 測定を行い、(a) 円弧中心の位置誤差（運動誤差軌跡から式 (2.6) を用いて計算した中心位置のずれ）、(b) 半径誤差の平均値（平均半径と指令半径の差）、(c) 真円度誤差、を計 8 条件で比較した結果を表 2.2 に示す。Default はパラメータとして設計値を用いた場合を示す。Position は表 2.1 に与えられている円弧中心位置に対応する。例として、表 2.1 中の条件 d 及び k において、キャリブレーション後の円弧補間運動誤差軌跡を比較したものを図 2.3 に示す。なお、全ての DBB 測定において、送り速度は 1,000mm/min、円弧半径は 150mm とした。

表 2.2 において、Proposed として示した提案している方法でキャリブレーションを行うと、同表 (a) から分かるように、中心位置のずれは平均 $8.6\mu\text{m}$ （最大 $17.8\mu\text{m}$ ）しかなく、標準的な方法 Conv-A の平均 $47.9\mu\text{m}$ （最大 $81.9\mu\text{m}$ ）、中心ずれのみ補正する方法（Conv-B）の平均 $43.1\mu\text{m}$ （最大 $64.6\mu\text{m}$ ）よりもはるかに小さくすることができた。平均半径については、同表 (b) から分かるように、提案している方法では平均 $2.9\mu\text{m}$ となり、標準的な方法 Conv-A の $8.7\mu\text{m}$ よりも小さくなったが、中心ずれのみ補正する方法 Conv-B の $2.2\mu\text{m}$ よりも僅かに悪化した。真円度については、同表 (c) に示した通り、提案している方法で

表 2.2 Comparison of calibration results

(a) Center deviation (unit: μm)

Position	Default	Conv-A	Conv-B	Proposed
a	0.0	0.0	0.0	0.0
d	72.1	13.6	25.3	12.9
f	91.9	26.2	26.8	1.9
h	212.0	51.6	20.9	15.0
j	26.5	9.4	54.0	17.8
k	96.7	81.9	52.1	3.1
l	158.7	72.0	64.6	4.9
n	65.1	80.7	58.4	4.7

(b) Average radial error (unit: μm)

Position	Default	Conv-A	Conv-B	Proposed
a	+58.4	+9.0	+3.6	+1.3
d	+64.6	+13.6	+5.1	+3.2
f	+60.1	+9.1	+0.8	-3.4
h	+57.8	+9.3	+1.8	-0.4
j	+67.8	+10.0	+1.7	-2.0
k	+58.1	+5.9	+1.6	+3.9
l	+45.1	+6.4	+2.4	+4.0
n	+64.9	+6.5	+0.6	5.4

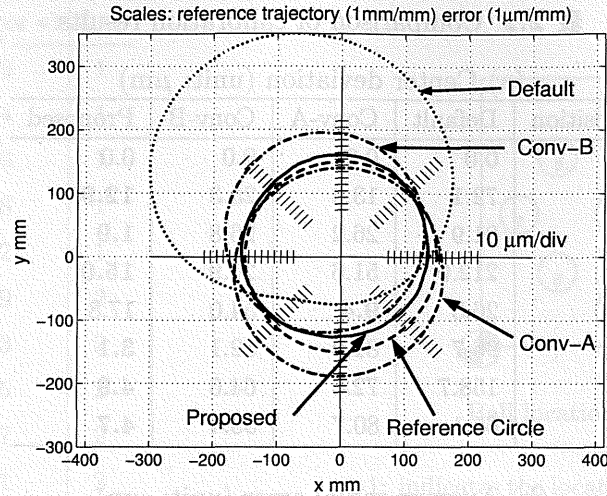
(c) Circularity error (unit: μm)

Position	Default	Conv-A	Conv-B	Proposed
a	25.1	4.9	4.5	3.9
d	18.8	4.1	5.6	5.2
f	24.8	5.2	9.5	7.3
h	61.6	7.2	10.6	12.3
j	17.2	7.6	12.9	12.9
k	25.4	4.6	17.6	5.7
l	43.6	6.6	6.5	6.7
n	14.9	5.3	26.8	5.7

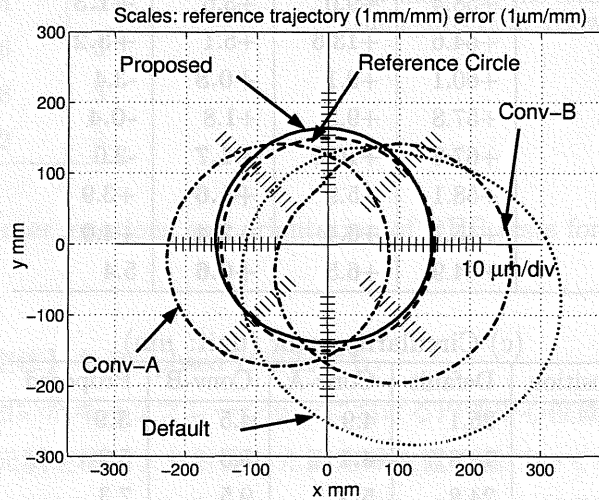
* Bold numbers indicate the best result at each position.

は平均 $7.5\mu\text{m}$ となり、中心ずれのみを補正する方法 Conv-B の平均 $11.8\mu\text{m}$ より小さかったが、標準的な方法 Conv-A の $5.7\mu\text{m}$ と比較すると少し悪くなった。これら3つの方法を比較すると、提案している方法の優位性が明らかである。すなわち、最も重要な位置誤差が大幅に小さくなることに加えて、標準的な方法と比較して半径誤差もかなり小さくなった。真円度は少し悪くなる場合があるが、位置誤差や半径誤差に比べるとその重要度は低いので大きな問題ではないと言える。

各キャリブレーション結果の作業領域全体での位置決め精度を更に検証するため、主軸位置決めテーブルに対する平面度、及び X 軸方向の平行度を測定した。具体的には、



(a) At the position d (in Table 2.1)

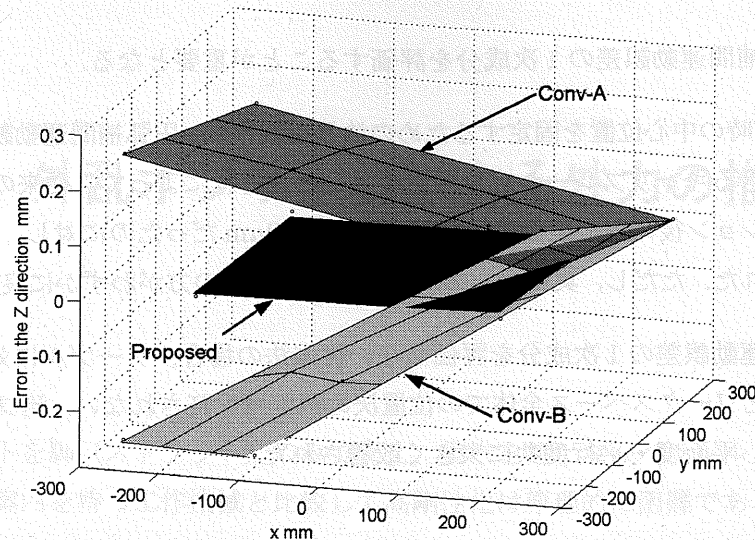


(b) At the position k (in Table 2.1)

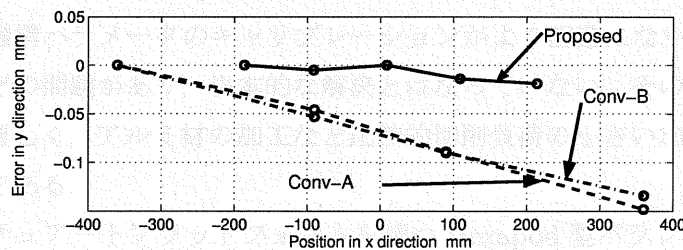
図 2.3 Comparison of contouring error trajectories

$X = -260 \sim 260$ mm, $Y = -260 \sim 260$ mm の範囲内の計 8 点において、Z 座標を一定値に位置決めしたときのテーブルからの実際の距離を、マイクロメータを用いて計測する。 $(X, Y) = (260, 260)$ mm の位置を基準として、テーブルに対する平面度誤差をプロットしたものを図 2.4(a) に示す。また、主軸を X 軸方向に移動させたときの、テーブル上の T 次溝に対する平行度誤差をマイクロメータを用いて測定した結果を図 2.4(b) に示す。Conv-A, Conv-B では平面度誤差が $X380 \times Y380$ mm の平面上でそれぞれ $186, 194 \mu\text{m}$ 、平行度誤差が $X380$ mm の範囲でそれぞれ $78, 71 \mu\text{m}$ と非常に大きかったが、治具を用いたキャリブレーションによって平面度・平行度誤差はそれぞれ $20, 19 \mu\text{m}$ と大きく改善されたことが分かる。

なお、治具を使わないキャリブレーション法においても、ベースジョイントの位置を表



(a) Flatness error with respect to the table



(b) Parallelity error with respect to the table

図 2.4 Comparison of parallelity and straightness errors

すパラメータ Q_i を、平面度・平行度の測定値などを使って補正を行うことは可能である。しかし、作業量が増える上に、補正の結果駆動領域の全体で位置決め精度が向上することは必ずしも保証されず、本論文で提案したように絶対座標系での位置決め誤差をキャリブレーションのなかで評価することが重要となる。

2.5 結論

本研究では、Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の機構パラメータ誤差のキャリブレーション方法として、従来の DBB 法に基づく方法の問題点を指摘し、それを解決するために治具を用いた円弧補間運動誤差軌跡の測定法を提案した。得られた主な結論は以下の通りである。

- (1) DBB 測定において得られるのは 2 球間の相対距離にすぎない。パラレル機構のキャリブレーションに用いる場合、絶対座標系上での位置決め誤差を向上させるために

は、円弧補間運動誤差の1次成分を評価することが重要となる。

- (2) DBB 測定時の中心位置を固定するための治具を製作し、円弧補間運動誤差の1次成分を評価できるキャリブレーション法を提案した。それによって、従来の手法ではキャリブレーション後の中心位置決め誤差が平均 $47.9\mu\text{m}$ だったのに対し、平均 $8.6\mu\text{m}$ ままで改善された。ただし、真円度誤差については従来法の方がわずかに良い結果だった。
- (3) 円弧補間運動誤差の1次成分を評価しない従来法の場合、テーブルに対する平面度・平行度などワークスペース全体での位置決め誤差は保証されない。治具を用いることによって、平面度・平行度共に大きく改善された。

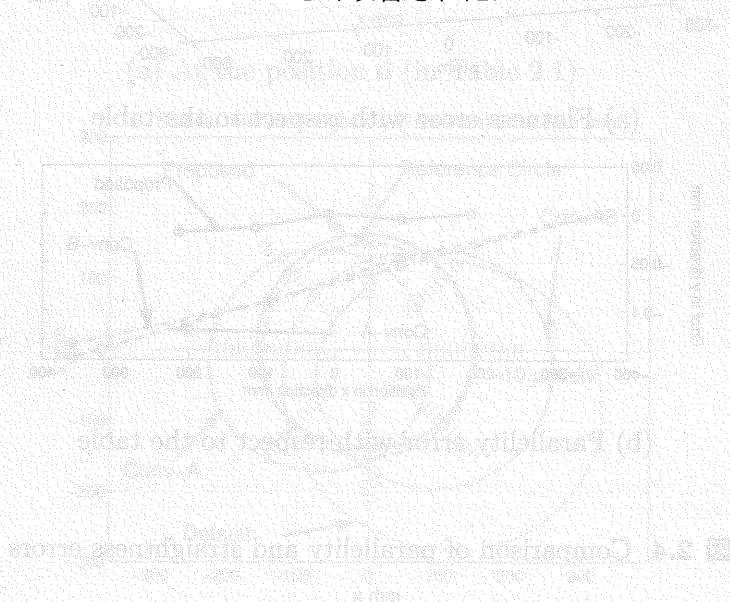


図 2.4 Comparison of parallelism and straightness errors

る。この場合、円弧補間運動誤差の1次成分を評価することが重要となる。

(2) DBB 測定時の中心位置を固定するための治具を製作し、円弧補間運動誤差の1次成分を評価できるキャリブレーション法を提案した。それによって、従来の手法ではキャリブレーション後の中心位置決め誤差が平均 $47.9\mu\text{m}$ だったのに対し、平均 $8.6\mu\text{m}$ ままで改善された。ただし、真円度誤差については従来法の方がわずかに良い結果だった。

(3) 円弧補間運動誤差の1次成分を評価しない従来法の場合、テーブルに対する平面度・平行度などワークスペース全体での位置決め誤差は保証されない。治具を用いることによって、平面度・平行度共に大きく改善された。

第3章 外乱オブザーバによる外力の推定

3.1 緒論

主軸ユニットを脚（ストラット）のみで支え、案内を持たないパラレルメカニズム構造では、従来の案内を持つ工作機械と比較して高剛性化は原理的に困難である。ストラットやジョイントの剛性を高める設計や、サーボモータの出力が直接的に主軸ユニットに作用しやすい構造設計など、機構設計面からの改良も試みられているが、コスト高になること、機構が複雑化し機構パラメータのキャリブレーションがより困難になり、結果的に運動精度が悪化するなどの問題があり、根本的な解決とはなっていない。そのため、特に重切削に使用するのは難しく、アルミ材の加工など比較的切削負荷の小さい加工のみに用いられているのが現状である。

本章では、スチュアートプラットフォームを持つ Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械において、剛性を向上させるための制御手法を提案するための基礎として、外乱オブザーバを用いた外力推定の手法を提案する。パラレルメカニズム工作機械の動作制御に関しては、前章で示した機構パラメータの同定に代表される静力学的特性に関する研究に主眼が置かれ、パラレル機構に適したサーボモータのフィードバック制御手法についての研究は現状では少ない。しかし、主軸ユニットに作用する外力が正確に推定できれば、それを補償する動作制御は十分に可能性がある。また、自律的生産システムへの応用という観点から、加工プロセスの監視とその適応制御についての研究は従来から広く行われてきたが¹⁰⁾、切削抵抗のモニタリングは其中で必要不可欠な技術である。

パラレル機構においては重力による機構部品の弾性変形が運動精度に大きな影響を及ぼすことはよく知られている。力学モデルを用いて、重力を支えるために発生する各ストラットの内力、及びそれによる弾性変形を予測し、重力に起因する運動誤差を補正する研究はこれまでに幾つか報告されている^{11, 4)}。本章に示す通り、各ストラットに作用する力の予測は外乱オブザーバの基礎であるが、外乱オブザーバへの応用を論じ、そのような観点から推定精度の評価を行った報告はこれまでにない。Tripod 型のパラレル機構工作機械について、サーボモータ電流から各ストラットの内力を推定する手法を論じた報告があるが¹²⁾、これも重力に起因する弾性変形を補正する目的でしか評価されていない。

第1章で述べたように Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の持つ問題点の一つとして、案内機構を持たないので従来のシリアルメカニズムに比べて機構部の剛性が小さくなる場合が多いことが挙げられる。逆に、パラレルメカニズム工作機械は案内を持たないの

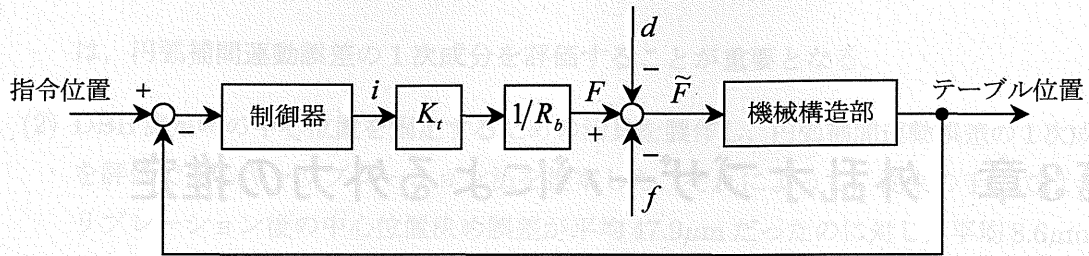


図 3.1 The model of serial feed drive

で、移動体に作用する摩擦力は小さい。これをうまく利用すれば、サーボモータの電機子電流による切削抵抗の推定は案内を用いたシリアルメカニズム工作機械の場合よりも精密に行える可能性がある。

そこで、本章においてはまず外乱オブザーバを用いて各ストラットのサーボモータ電機子電流から各軸に働く切削抵抗の分力を外乱として推定し、次に各軸に作用する切削抵抗分力を合成して切削抵抗を推定する手法について研究することとした。

本章の 3.2 節では、パラレルメカニズム工作機械において、外乱オブザーバにより切削抵抗を外乱として推定する方法について考察し、3.3 節ではパラレルメカニズム工作機械における外乱オブザーバを構築する。3.4 節では、実際に切削実験を行い、提案するモニタリング法で推定した切削抵抗と工具動力計で測定した値とを比較する。3.5 節は以上をまとめた本章の結論である。

3.2 外乱オブザーバを用いた外力の推定の原理

サーボモータの電機子電流をモニタリングすることで、送り駆動系に作用する切削抵抗等の外乱を推定する手法は、従来のシリアルメカニズム工作機械の送り駆動系でも広く行われてきた^{13) 14)}。テーブルをサーボモータとボールねじで駆動する送り駆動系の位置フィードバック制御系は、図 3.1 のように単純化してモデル化できる。ここで、 F はサーボモータの出力する力 (N)、 $\tilde{F}$ はテーブルを指令値通りに駆動するために必要な力 (N)、 d は切削抵抗等の外乱 (N)、 f は摺動面・ボールねじなどに作用する摩擦力 (N)、 i はサーボモータの電機子電流 (A)、 K_t はサーボモータのトルク定数 (Nm/A)、 $R_b (= \frac{P}{2\pi}, P: \text{ボールねじのピッチ (m)})$ は回転から直動への変換係数 (m/rad) である。また、「機械構造部」とはサーボモータが出力する力をナットを介してテーブルの直線運動に変換する部分、「制御器」とはモニタリングされたテーブル位置、もしくはモータの回転角度に基づいて、サーボモータに与える指令を決定する回路を表す。

サーボモータのトルク制御ループの帯域が十分に大きいと仮定し、電機子電流と出力トルクが比例関係にあると単純化すると、サーボモータの電機子電流 i (A) から次式のように

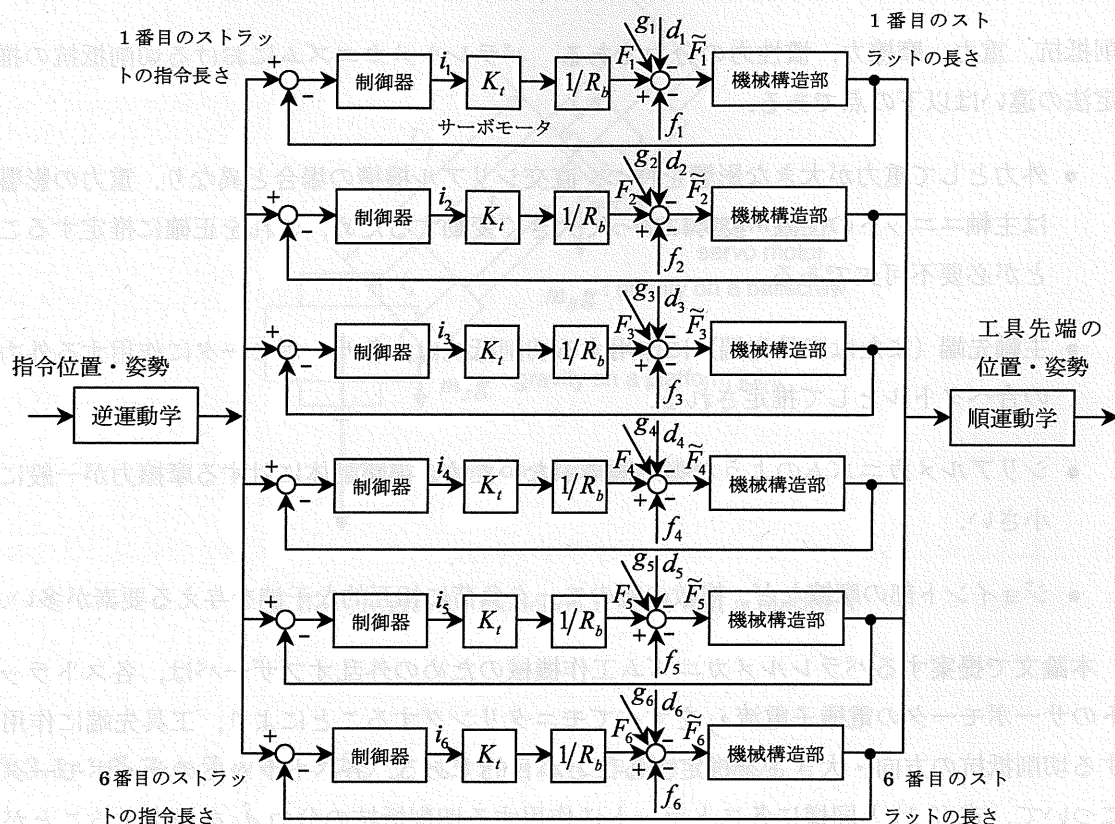


図 3.2 The model of parallel feed drives

して切削抵抗 $\hat{d}(N)$ を推定できる.

$$\hat{d} = \frac{1}{R_b} K_t i - \hat{F} - \hat{f} \quad (3.1)$$

ただし, $\hat{f}$ は摺動面に作用する摩擦力の推定値 (N), $\hat{F}$ は被駆動体を指令通りに駆動するのに必要な慣性力の推定値 (N) である. 本論文では, $\hat{\cdot}$ は一般に推定値を表す.

従来の工作機械に使われている, シリアルメカニズムの送り駆動系 (XY テーブルなど) の場合には, 駆動軸が互いに直交しているため, 各軸に対して式 (3.1) を用いることによりそれぞれの軸方向の切削抵抗分力を推定できる.

3.2.1 パラレルメカニズムにおける外乱の推定法

上述した切削抵抗の推定法の基本的な考え方は, パラレルメカニズムにも適用できる. パラレルメカニズムの送り駆動系全体の力学モデルを図 3.2 に示す. ここで i_j , F_j はそれぞれ実際にモニタリングされた j 番目のストラットのサーボモータの電機子電流, サーボモータの出力する力であり, d_j , g_j , f_j , $\tilde{F}_j$ はそれぞれ j 番目のストラットに作用する, 切

削抵抗, 重力, 摩擦力, 慣性力の分力である。パラレルメカニズムにおける切削抵抗の推定法の違いは以下の点である。

- 外力として重力が大きな影響を持つ。直交シリアル機構の場合と異なり, 重力の影響は主軸ユニットの位置・姿勢によって大きく変動するため, これを正確に推定することが必要不可欠である。
- 主軸先端（または工具先端）に作用する切削抵抗は, 各サーボモータに作用する外力の合ベクトルとして推定される。
- シリアルメカニズムのような案内機構がないため, 被駆動体に対する摩擦力が一般に小さい。
- ジョイント部の摩擦など, 複数の軸のモータ負荷に相互的な干渉を与える要素が多い。

本論文で提案するパラレルメカニズム工作機械のための外乱オブザーバは, 各ストラットのサーボモータの電機子電流 i_j をすべてモニタリングすることにより, 工具先端に作用する切削抵抗の方向・大きさを推定することが目的である。各ストラットのサーボモータについて, 式 (3.1) と同様に各ストラットに作用する切削抵抗の分力 $\hat{d}_j$ を推定することができる。

$$\hat{d}_j = \frac{1}{R} K_t i_j - \hat{g}_j - \hat{f}_j - \hat{F}_j \quad (3.2)$$

ただし, $\hat{g}_j, \hat{f}_j, \hat{F}_j$ は j 番目のストラット軸方向に作用する重力 (N), 摩擦力 (N), 慣性力 (N) の推定値である。各ストラットに作用する推定切削抵抗分力 $\hat{d}_j$ が求まれば, 工具先端（主軸先端）に働く切削抵抗のベクトル $\hat{\mathbf{a}} \in \mathbb{R}^3$ は, それらの合ベクトルとして与えられる。

$$\hat{\mathbf{a}} = \sum_{j=1}^6 \hat{d}_j \mathbf{l}_j \quad (3.3)$$

ただし, $\mathbf{l}_j \in \mathbb{R}^3$ は j 番目のストラットの方をを表す単位ベクトルである。

与えられた指令軌跡に対し, 各ストラットに作用する重力 $\hat{g}_j$, 摩擦力 $\hat{f}_j$, 慣性力 $\hat{F}_j$ を推定する必要があるため, その部分がシリアルメカニズムの送り駆動系の場合と比較してはるかに複雑である。次節では, それらの推定方法について詳述する。

3.3 外乱オブザーバの構成

式 (3.2) が示すように, パラレルメカニズムにおいて切削抵抗 $\hat{\mathbf{a}}$ の推定を行うためには, 与えられた工具先端の位置・姿勢に対する全てのストラットの重力 $\hat{g}_j$, 摩擦力 $\hat{f}_j$, 慣性力 $\hat{F}_j$ を推定する必要がある。

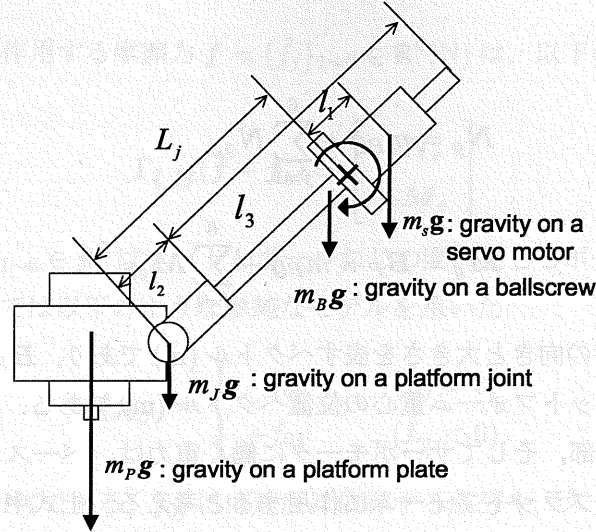


図 3.3 A gravity model on a strut and a platform

3.3.1 各ストラット・プラットフォームに作用する重力

j 番目のストラットの方向を表す単位ベクトルを $l_j \in \mathbb{R}^3$, 工具先端の位置を基準とした j 番目のプラットフォームジョイントの位置ベクトル (m) を $B_j \in \mathbb{R}^3$ としたときに, 便宜的に関数 $\Gamma_{l,B}(x) : \mathbb{R}^6 \rightarrow \mathbb{R}^6$ を次式のように定義する.

$$\Gamma_{l,B}(x) = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^6 (x_j l_j) \\ \sum_{j=1}^6 (B_j \times x_j l_j) \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

ただし, 記号 $\times$ はベクトルの外積を表す.

各プラットフォームジョイントのストラット軸方向に作用する重力 $\hat{g} = \{\hat{g}_j\}_{j=1 \sim 6} \in \mathbb{R}^6(N)$ は, 工具先端の位置まわりの力とモーメントの釣合いより, 以下の連立方程式を $\hat{g} = \{\hat{g}_j\}_{1 \sim 6}$ について解くことによって求められる¹¹⁾.

$$\Gamma_{l,B}(\hat{g} - g_s) = \begin{bmatrix} -N_g \\ -M_g \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

ただし, $N_g \in \mathbb{R}^3$, $M_g \in \mathbb{R}^3$ はプラットフォームなどに作用する重力を, 工具先端の位置まわりの合力, 及び合モーメントとして等価表現したものであり, 以下のように与える.

ストラット及びプラットフォームに作用する重力をモデル化したものを図 3.3 に示す. 図中, m_P, m_B, m_J, m_S はそれぞれ, プラットフォーム, ボールねじ, プラットフォームジョイント部, サーボモータの質量 (kg) を表す. また, l_1 はベースジョイントからサーボモータの重心までの距離 (m), l_2 はプラットフォームジョイント部の長さ (m), l_3 はボールねじの長さ (m), L_j は j 番目のストラットの長さ (m) である. このモデルを用いて, N_g, M_g

を次式の通り与える.

$$\mathbf{N}_g = m_P \mathbf{g} + \sum_{j=1}^6 \mathbf{N}_{g,j} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{M}_g = \mathbf{B}_P \times m_P \mathbf{g} + \sum_{j=1}^6 \mathbf{M}_{g,j}$$

ただし, $\mathbf{g} \in \mathbb{R}^3$ は重力の向きと大きさを表すベクトル (m) であり, $\mathbf{B}_P \in \mathbb{R}^3$ は工具先端の位置を基準としたプラットフォーム重心の位置ベクトル (m) である. ボールねじ, プラットフォームジョイント部, そしてサーボモータに働く重力は, ベースジョイントまわりのモーメントという形でプラットフォームに作用すると考える. 上式中の $\mathbf{N}_{g,j}, \mathbf{M}_{g,j} \in \mathbb{R}^3$ は, j 番目のストラットにおいてそれがプラットフォームジョイントに作る等価な力, 及び工具先端の位置まわりの等価モーメントである:

$$\begin{aligned} \mathbf{N}_{g,j} &= \left\{ \frac{m_B \left(L_j - l_2 - \frac{l_3}{2} \right) + m_J L_j - m_S l_1}{L_j} \right\} \mathbf{g} \\ &\quad - \left[\left\{ \frac{m_B \left(L_j - l_2 - \frac{l_3}{2} \right) + m_J L_j - m_S l_1}{L_j} \right\} \mathbf{g} \cdot \mathbf{l}_j \right] \mathbf{l}_j \\ \mathbf{M}_{g,j} &= \mathbf{B}_j \times \left\{ \frac{m_B \left(L_j - l_2 - \frac{l_3}{2} \right) + m_J L_j - m_S l_1}{L_j} \right\} \mathbf{g} \\ &\quad - \mathbf{B}_j \times \left[\left\{ \frac{m_B \left(L_j - l_2 - \frac{l_3}{2} \right) + m_J L_j - m_S l_1}{L_j} \right\} \mathbf{g} \cdot \mathbf{l}_j \right] \mathbf{l}_j \end{aligned} \quad (3.7)$$

ただし, 記号 $\cdot$ はベクトルの内積を表す. また, $\mathbf{g}_s = \{g_{s,j}\}_{1 \sim 6} \in \mathbb{R}^6$ は重力のストラット方向の分力 (N) であり, 次式で与える.

$$\{g_{s,j}\} = m_T \mathbf{g} \cdot \mathbf{l}_j \quad (3.8)$$

ただし, m_T は j 番目のストラットにおけるボールねじ, ジョイントなどの等価総質量 (kg) を表す.

3.3.2 各ストラットに作用する摩擦力

各ストラットの送り系に作用する摩擦力として, ナットとボールねじの間に生じるボールねじ軸方向の摩擦力, 及びベースジョイントの回転方向の摩擦力を考える. j 番目のス

トラットの軸方向に作用する摩擦力 $\hat{\mathbf{f}} = \{\hat{f}_j\}_{1 \sim 6} \in \mathbb{R}^6(\text{N})$ は、以下の方程式を解くことによって求められる。

$$\Gamma_{l,B}(\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}_b) = \begin{bmatrix} -\mathbf{N}_c \\ -\mathbf{M}_c \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

ただし、 $\mathbf{f}_b = \{f_{b,j}\}_{1 \sim 6} \in \mathbb{R}^6$ はナットとボールねじの間に生じるボールねじ軸方向の摩擦力 (N) であり、ここでは以下のような単純なモデルを用いた。

$$\{f_{b,j}\} = \begin{cases} -f_{0j} & (\dot{L}_j > 0) \\ +f_{0j} & (\dot{L}_j < 0) \end{cases} \quad (3.10)$$

ただし、 f_{0j} は定数 (N) である。 f_{0j} には速度に依存する成分や、ストラットの方向に依存する成分もあると考えられるが、対象実験機を用いた試験ではその影響は小さかったため、簡単のため一定であるとする。

$\mathbf{N}_c, \mathbf{M}_c \in \mathbb{R}^3$ は、図 3.4 に示すようにベースジョイントの回転方向の摩擦力をプラットフォームジョイントに作用するストラットと垂直方向の力として表し、工具先端の位置まわりの合力・合モーメントとして等価変換したものである。すなわち、

$$\mathbf{N}_c = - \sum_{j=1}^6 \left(\frac{\mathbf{f}_t}{L_j} \right) \frac{d(L_j \mathbf{l}_j)/dt}{|d(L_j \mathbf{l}_j)/dt|} \quad (3.11)$$

$$\mathbf{M}_c = - \sum_{j=1}^6 \mathbf{B}_j \times \left(\frac{\mathbf{f}_t}{L_j} \right) \frac{d(L_j \mathbf{l}_j)/dt}{|d(L_j \mathbf{l}_j)/dt|}$$

ただし、 $\mathbf{f}_t = \{f_{t,j}\}_{1 \sim 6} \in \mathbb{R}^6$ はベースジョイントとボールねじの間に生じる摩擦トルク (Nm) であり、ここでは以下のような線形モデルを用いた。

$$\{f_{t,j}\}_j = t_{0j} + t_{1j} \hat{g}_j \quad (3.12)$$

ただし、 $\hat{g}_j$ は j 番目のストラットの軸方向に働く重力、 t_{0j} は 0 次定数 (Nm)、 t_{1j} は 1 次定数 (m) である。

3.3.3 プラットフォームに作用する慣性力

主軸先端（または工具先端）に作用する慣性力 (N) を $\mathbf{N}_F \in \mathbb{R}^3$ とすると、各ストラット方向の分力 $\hat{\mathbf{F}} = \{\hat{F}_j\}_{1 \sim 6}(\text{N})$ は以下の方程式を解くことによって求められる。

$$\Gamma_{l,B}(\hat{\mathbf{F}}) = \begin{bmatrix} -\mathbf{N}_F \\ -\mathbf{B}_P \times \mathbf{N}_F \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

主軸先端の加速度が小さい場合、慣性力は重力や摩擦と比較して小さくなり、無視することも可能である。

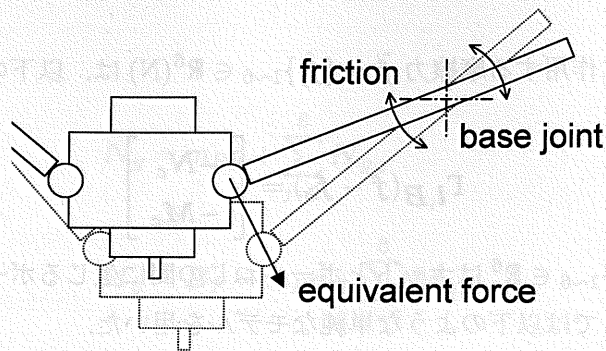


図 3.4 The friction on a base joint

3.3.4 外力の推定手順

以上に示したモデルを用いた切削抵抗推定の手順をまとめると、

- (1) 与えられた主軸先端（または工具先端）の位置・姿勢から、逆運動学計算によってストラットの軸方向単位ベクトル $\mathbf{l}$ 及びプラットフォームジョイントの位置ベクトル $\mathbf{B}$ を求める。
- (2) 方程式 (3.5)(3.9)(3.13) を解くことによってそれぞれ $\hat{\mathbf{g}}$, $\hat{\mathbf{f}}$, $\hat{\mathbf{F}}$ を求める。
- (3) 式 (3.2)(3.3) によって、実際のサーボモータの電機子電流 i_j ($j = 1 \sim 6$) から切削抵抗 $\hat{\mathbf{d}}$ を推定する。

となる。

3.3.5 パラメータの同定

モデルに含まれるパラメータの幾つかは、実際の測定に基づいて同定されるべきである。具体的には、式 (3.7) 中の m_S 、式 (3.8) 中の m_T 、式 (3.10) 中の f_{0j} 、式 (3.12) 中の t_{0j} , t_{1j} を、切削負荷がない条件で駆動し、測定されたサーボモータ電機子電流値とそのシミュレーション結果との誤差が最小化されるように同定する。それ以外のパラメータには設計値を用いる。実際には表 3.1 に示す 2 条件で測定されたデータを用いて同定を行った。表 3.2 に同定したパラメータの値を示す。

表 3.1 Conditions of circular tests for the identification of model parameters

Name	Tool length, mm	Radius, mm	Center location, mm			Tilting angle, deg		
			X	Y	Z	A	B	C
A	104.255	144	0	100	-1008	-23	0	0
B	104.255	144	100	0	-1008	0	23	0

表 3.2 Identified parameters

Name	Value
m_S , kg	18
m_T , kg	27
f_{01} , N	151
f_{02} , N	164
f_{03} , N	219
f_{04} , N	201
f_{05} , N	182
f_{06} , N	136
t_{0j} ($j = 1 \sim 6$), Nm	8.88
t_{1j} ($j = 1 \sim 6$), m	0.0139

3.4 検証実験

3.4.1 円弧運動時のサーボモータ電流値のシミュレーション

外乱オブザーバを用いて切削抵抗を正確に推定するためには、切削負荷が作用しない状態で機械を駆動したとき、各ストラットのサーボモータの電流値を正確にシミュレーションできることが必要条件である。構築した力学モデルの有効性を検討するため、対象実験機を用いて、円弧運動時のサーボモータの電機子電流を実際に測定し、外乱オブザーバによるシミュレーション結果と比較する。

表 3.3 に示す条件において、円弧運動時のサーボモータの出力トルクの測定値 T_j (式 (3.2) 中の $K_t i_j$) と、その推定値 $\hat{T}_j$ (同式中の $\hat{F}_j + \hat{f}_j + \hat{g}_j$) を比較したものを図 3.5(a), (b), (c), (d) に示す。共通条件は送り速度: 1,000mm/min, 回転方向: CCW である。直交シリアルメカニズムと異なり、各ストラットに作用する力は主軸の位置・姿勢によって大きく変化するが、トルクの推定値と測定値はよく一致しており、構築した外乱オブザーバによる推定は良好に行えていることが分かる。各ストラットにおける推定誤差の平均値は、条件 A

表 3.3 Conditions of circular tests performed to validate the model accuracy

Name	Tool length, mm	Radius, mm	Center location, mm			Tilting angle, deg			Result
			X	Y	Z	A	B	C	
A	104.255	144	0	100	-1008	-23	0	0	Fig. 3.5(a)
B	104.255	144	100	0	-1008	0	23	0	Fig. 3.5(b)
C	104.255	150	0	0	-1215	0	0	0	Fig. 3.5(c)
D	213.981	144	0	0	-1173	0	23	0	Fig. 3.5(d)

で 0.17Nm, 条件 B で 0.15Nm, 条件 C で 0.10Nm, 条件 D で 0.12Nm であった. 条件 C, D はパラメータの同定に用いていない条件であるにも関わらず, パラメータの同定に用いた条件 A, B と同程度に推定が行えていることから構築した力学モデルの有効性が確認できたと考えられる.

図 3.5 中の測定値に見られる変動の高周波数成分は, 主にモータ電流のモニタリング時のノイズや摺動摩擦の変動の影響に起因するものと考えられる. 案内機構を持つ従来のシリアルメカニズム工作機械の方が摺動摩擦は大きく, またその大きさは多くの要因の影響を受けた結果であるため, 推定誤差は一般にはるかに大きくなる¹⁴⁾. その他, 各サーボモータの制御系の特性が推定精度に及ぼす影響は主に高周波数成分のみであり, 本論文で推定対象とする低周波数成分についてはほとんど影響はないと言える.

3.4.2 静的外力の推定

前節では, 切削負荷が作用していない条件における各ストラットのサーボモータの電機子電流をモニタリングし, 力学モデルを用いたシミュレーション結果と比較することで, 式 (3.2) における重力 $\hat{g}_j$, 摩擦力 $\hat{f}_j$, 慣性力 $\hat{F}_j$ が正確に推定できることを示した. 以降は, 切削負荷が作用する条件における各ストラットのサーボモータ電機子電流をモニタリングし, 切削負荷の大きさ・向きが推定可能であることを検証する. まずは, 静的外力を負荷した場合において外力の推定が行えるかを静剛性試験において検証する.

主軸ユニットが停止した状態で, プラットフォームにループ式荷重計を用いて外部から静的な力を加え, 主軸ユニットがどれだけ変位するかをマイクロメータを用いて測定する. 静的外力が X 方向に加えられたときの実験装置の位置関係を図 3.6 に示す. 3.3.4 節に従って, 各ストラットのサーボモータの電機子電流 i_j から外力を推定し, 実測値と比較する. 外力は 0N から 0.1kN 刻みで 1.0kN まで加え, さらに 0.5kN 刻みで 3.0kN まで加える. そこから 0.5kN 刻みで 1.0kN まで減らし, さらに 0.1kN 刻みで減少させ 0N で試験を終了す

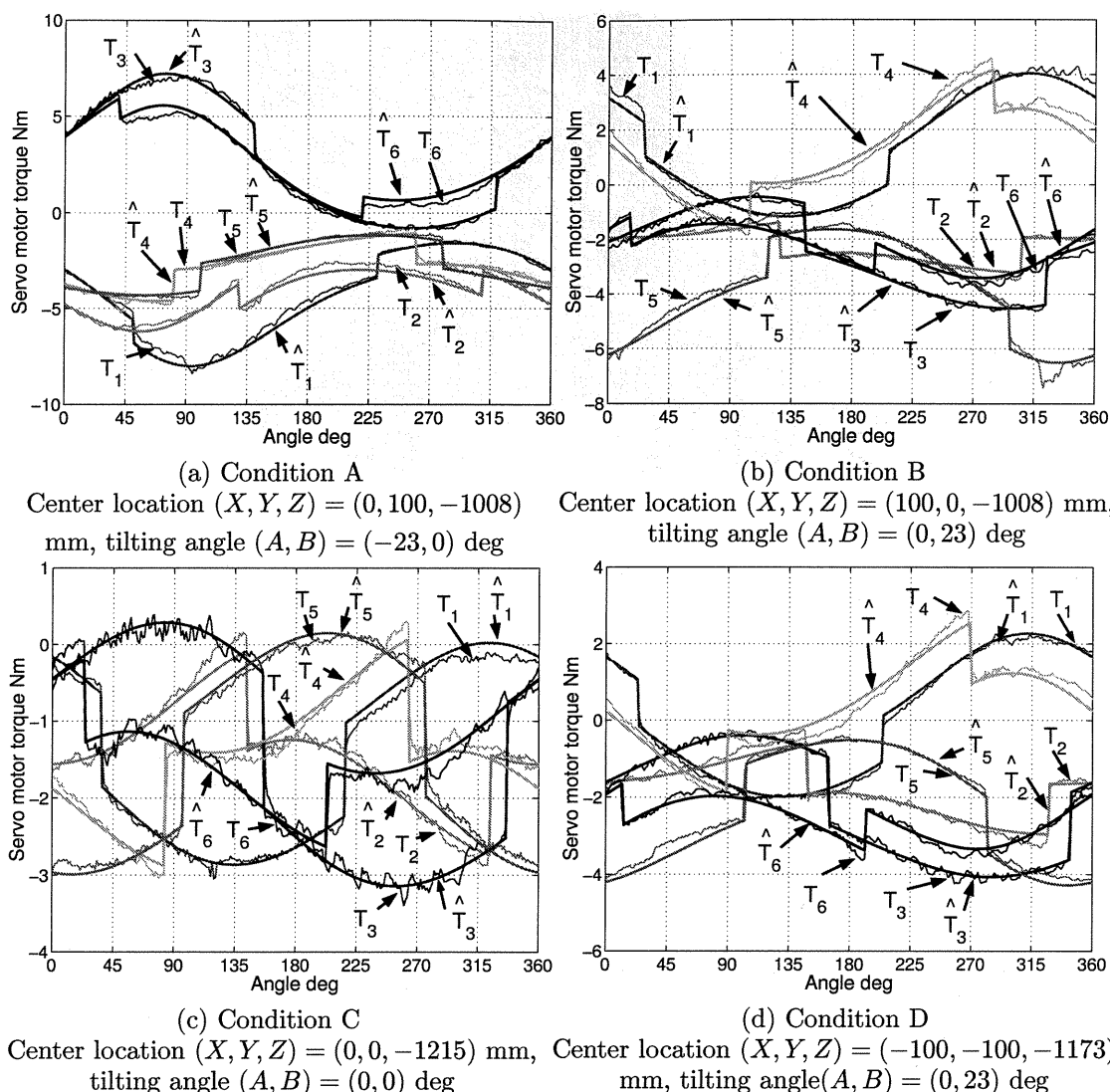


図 3.5 Comparison of measured (T_j) and simulated ($\hat{T}_j$) servo motor torque profiles on each strut ($j = 1 \sim 6$) in a circular operation

る。同様の試験を X 方向, Y 方向, Z 方向について行う。各測定時における主軸先端の位置・姿勢及び静的外力の負荷位置を表 3.4 に示す。

図 3.7(a)(b)(c) は静的外力がそれぞれ X 方向, Y 方向, Z 方向に加えられたとき, 外力の推定値 ($\hat{d}_X, \hat{d}_Y, \hat{d}_Z$) (縦軸) と実測値 (横軸) を比較したものである。静的外力を負荷していないとき (0N) における外力の作用方向の推定誤差が大きいのは, 摩擦力 $\hat{f}_j$ を推定する際に用いるパラメータ (式 (3.10) 中の f_{0j} , 式 (3.12) 中の t_{0j}, t_{1j}) の同定を動摩擦の働く円弧運動時で行っており, 静止摩擦が働く条件での $\hat{f}_j$ を正確に推定できていないためだと考えられる。この誤差を取り除いた場合, 外力が 500N 以下の条件では最大 50N の推定誤差で推定できた。また, 実験を行った全ての条件における推定誤差は最大 25% であった。

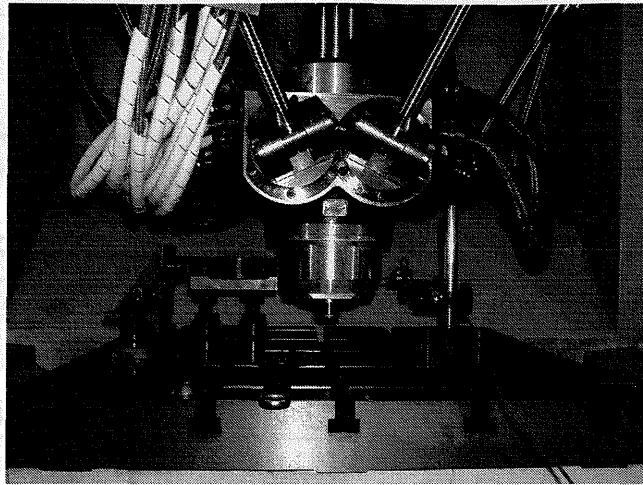


図 3.6 An outlook of experimental equipment for static loading test

表 3.4 Conditions of static loading tests

Loading direction	Loading position	Position, mm			Tilting angle, deg		
		X	Y	Z	A	B	C
+X	Z = +60mm from spindle nose	0	0	-1250	0	0	0
+Y	Z = +60mm from spindle nose	0	0	-1250	0	0	0
+Z	spindle (directly)	0	0	-1100	0	0	0

3.4.3 切削抵抗の推定

表 3.5 に示す条件において切削試験を行う。表中に示すように異なる半径方向切り込み量でストレートエンドミルによる直線切削を行い、3 分力動力計により測定した切削抵抗と外乱オブザーバによる推定値とを比較する。同様の試験を X 方向, Y 方向に切削した場合について行う。

例として、半径方向切り込み量が 4.0mm のときの切削抵抗分力の測定値と推定値を比較したものを、X 方向及び Y 方向切削時について図 3.8 に示す。また、半径方向切り込み量が異なる計 10 条件について、切削時の切削抵抗の X, Y, Z 方向成分の定常成分、すなわち各成分の定常切削時の平均値を実測と推定とで比較したものを図 3.9 に示す。両者の誤差は最大 19N (X 成分), 38N (Y), 71N (Z), 誤差の平均は 9N (X 成分), 31N (Y), 28N (Z) と良好な結果であった。また、各条件における実測値と推定値の誤差の標準偏差は、10 条件の中での最大値が 16N (X 成分), 13N (Y), 30N (Z) であった。この値は、図 3.8 で見られるような推定値の高周波数の変動成分の大きさを表す指標といえる。この変動は、3.4.1 節でも示したとおり、外力の定常成分の推定のためには重要な問題ではない。

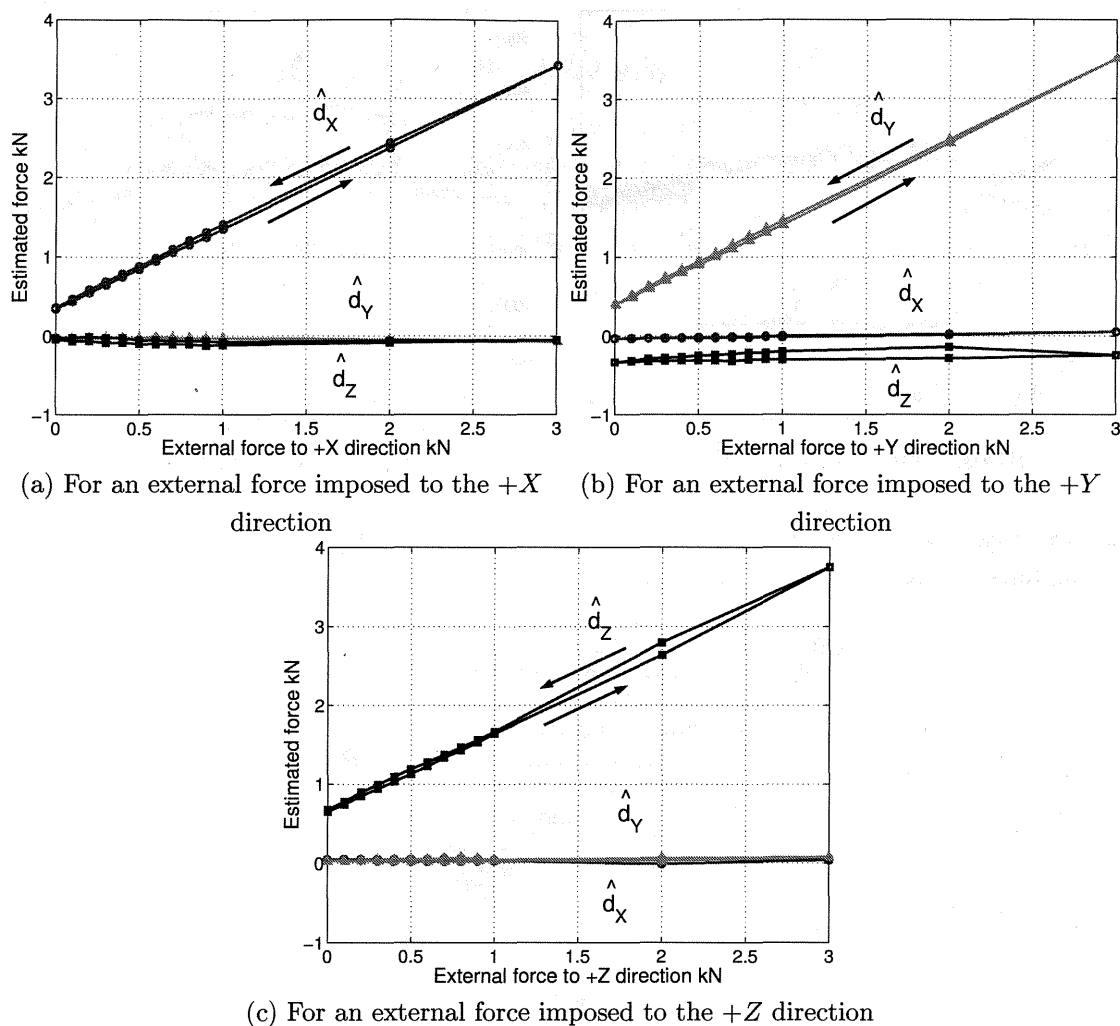


图 3.7 The estimate of the static external force imposed on the platform (its X -, Y -, Z -components are compared with measured forces)

表 3.5 Cutting conditions

Workpiece material	Aluminum alloy, A5052
Tool	A sintered carbide square endmill (2 flutes, $\phi 12\text{mm}$)
Spindle speed	$12,000 \text{ min}^{-1}$
Feedrate	$6,000 \text{ mm/min}$
Milling method	Down cut
Axial depth of cut	18.0 mm
Radial depth of cut	$1.0, 2.0, 2.5, 3.5, 4.0 \text{ mm}$
Tool extension	130 mm (from spindle unit)

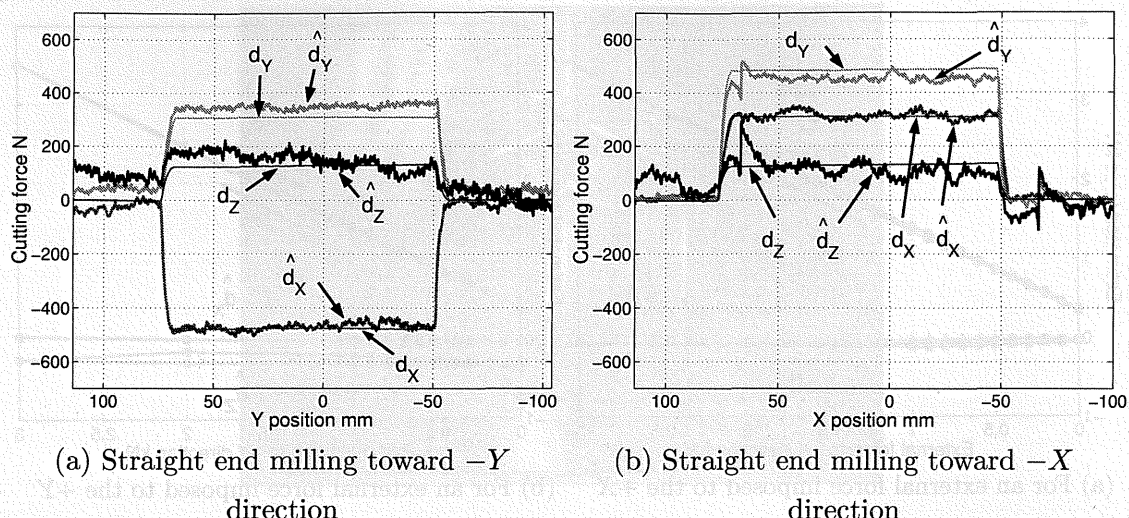


図 3.8 Measured (d_X, d_Y, d_Z) and estimated ($\hat{d}_X, \hat{d}_Y, \hat{d}_Z$) cutting force profiles in straight end milling tests (radial depth of cut: 4.0 mm)

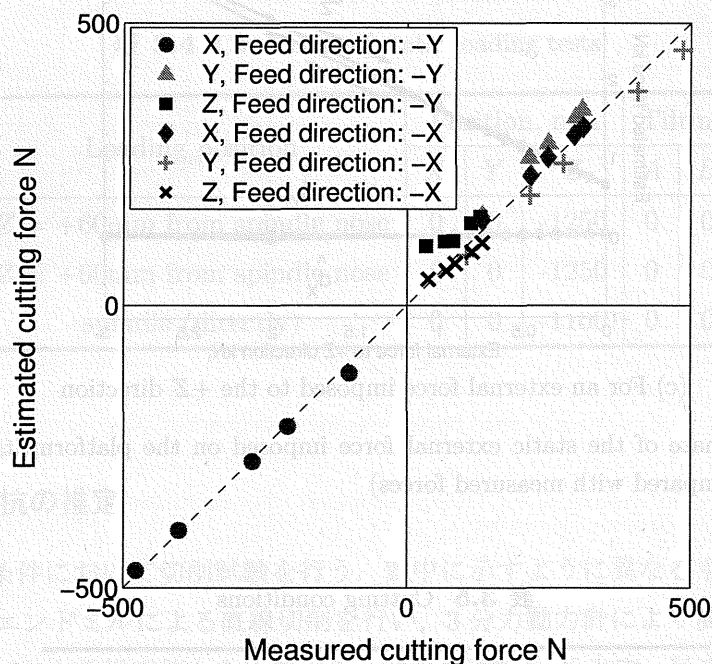


図 3.9 Comparison of mean value of measured and estimated cutting forces (X , Y , and Z components) in straight end milling test with various radial depths of cut

3.5 結論

本章では、スチュワートプラットフォームを用いた Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械を対象として、外乱オブザーバを用いて切削抵抗を推定する方法について研究した。得られた主な結果は以下の通りである。

- (1) サーボモータの電機子電流から主軸先端（工具先端）に作用する外乱を推定するに

は、パラレルメカニズムの場合特に重力の影響を正確に推定することが必要不可欠で、外乱オブザーバはより複雑となる。しかし、案内機構を持たないパラレルメカニズムでは摩擦の影響が小さく、切削抵抗の推定のためにはむしろ有利である。

- (2) 送り系が停止した状態での静的負荷の推定実験、及び直線切削時の切削抵抗の推定実験を行い、切削抵抗の少なくとも定常成分については全ての方向の分力が最大 71N の推定精度で推定可能であることを確認した。

第4章 重力によって生じる弾性変形とその補正

4.1 緒論

第2章に示したパラレルメカニズム工作機械を対象とする機構パラメータのキャリブレーション法の研究によって、対象実験機において作業領域の中央部付近で主軸のチルト角が小さい領域では、 $8\mu\text{m}$ 以下の運動精度を実現できるようになった。しかし、作業領域の周辺部で主軸のチルト角が大きい領域や中央部付近においても主軸のチルト角が非常に大きくなる場合には、重力によってストラットが大きく弾性変形するため、運動精度は $50 \sim 200\mu\text{m}$ と著しく悪化する条件が存在する。

工作機械の作業領域周辺部や主軸のチルト角が大きくなる場合に運動精度が悪くなるのは、シリアルメカニズムでもパラレルメカニズム工作機械でも共通である。しかし、パラレルメカニズムの場合は案内機構を持たず、主軸ユニットの重量を6本のストラットのみで支える構造であるため、弾性変形量がより大きくなり、その結果大きな運動誤差が生じる。そのような領域では工作機械としての用途が限られるために、実用的な作業領域は機械が持つ作業領域よりもさらに狭くなってしまう。

したがって、実用的な作業領域を広くするためには、重力による弾性変形から生じる誤差を特に主軸のチルト角が大きな領域において補正する必要がある⁴⁾。重力によって生じる機構部の弾性変形量はFEM解析によって求めることができる。しかし、実用的にはリアルタイムで処理を行う必要があるため、なるべく簡単に計算時間のかからない計算法であることが望ましい。そこで簡単な数学モデルを用いて弾性変形量を予測し、指令値に補正を加えることで運動精度を改善する方法について研究することとした。

重力によって機構部が弾性変形することで生じる誤差の補正を行うことを本論文では「重力補正」と呼ぶことにする。

本章の4.2節では重力によって弾性体に生じる弾性変形を計算する方法について考察する。4.3節では、提案した方法を用いた計算結果と対象実験機の結果とを比較し、作業領域の周辺部及び中央部で測定した運動誤差について補正なしの場合と補正ありの場合を比較することで、本方法の有効性を検証する。4.4節は以上をまとめた本章の結論である。

4.2 重力に起因する運動誤差の推定

4.2.1 ストラットの弾性変形量

本節では、重力によって工具先端に生じる指令位置・姿勢の誤差を推定する方法を提案する。提案する手法では、工具先端における位置決め誤差を各ストラットへ働く力による弾性変形量の足し合わせにより推定する。本論文で対象とするパラレルメカニズム工作機械において、XY平面内での円弧運動誤差軌跡に対するストラットの曲げ変形の寄与は、軸方向の伸縮変形と比べて小さいことがFEM解析により示されている¹⁵⁾。したがって、工具先端の位置決め誤差を推定するのに、ストラットの曲げは無視して、軸方向への変形のみを考慮する。

まず、ストラット軸方向に作用する力によって生じる、ストラットを構成するボールねじ、軸受などの部品の弾性変形量を推定する。切削負荷が作用しない場合にサーボモータが出力する力($\hat{g} + \hat{f} + \hat{F}$)を推定する方法については3.3節で既に述べた。式(3.9)のストラット軸方向の摩擦力 f_b は弾性変形に寄与しないとして除外すると、弾性変形に寄与するストラット軸方向の力 $\hat{F}_E = \{\hat{F}_{E,j}\}_{j=1\sim6} \in \mathbb{R}^6(\text{N})$ は、

$$\hat{F}_E = \hat{g} + \hat{f} + \hat{F} - f_b \quad (4.1)$$

である。 j 番目のストラットの軸方向への弾性変形量 $\Delta\hat{L} = \{\Delta\hat{L}_j\}_{1\sim6} \in \mathbb{R}^6(\text{m})$ は次式で与えられると仮定する。

$$\{\Delta\hat{L}_j\} = \{K_{stiff,j}\}\{\hat{F}_{E,j}\} \quad (4.2)$$

ここで、 $K_{stiff} = \{K_{stiff,j}\}_{1\sim6} \in \mathbb{R}^6$ はストラットの軸方向へのコンプライアンス(m/N)を表している。本論文では、 K_{stiff} を以下のようにモデル化する：

$$\{K_{stiff,j}\} = K_{stiff1} \frac{L_j - l_2}{l_3} + K_{stiff2} \quad (4.3)$$

ここで、 $K_{stiff1} \in \mathbb{R}$ は軸方向への負荷に対するボールねじ全体のコンプライアンス(m/N)を表し、 $K_{stiff2} \in \mathbb{R}$ は軸方向への負荷に対するボールねじ以外の構成部品のコンプライアンス(m/N)を表す。 L_j は j 番目のストラットの長さ(m)、 l_2 はプラットフォームジョイント部の長さ(m)、 l_3 はボールねじの長さ(m)である。

本論文で対象とする工作機械のストラットの構成要素を図4.1に示すが、一部の構成要素のコンプライアンスは実際に測定されている。それらの実験値を表4.1に示す。また、ボールねじのコンプライアンスについてはボールねじ形状を単純形状に近似すると、コンプライアンスの近似値を計算する。ボールねじ形状は、鉄製で外径40mm(谷径35.1mm)、内径17mmのねじ形状であることから外形35.1mm、内径17mmの円筒と近似し、ボールねじ全体のコンプライアンスは $9.00 \times 10^{-6} \text{mm/N}$ と計算される。ただし、これらの組み合わせとして与えられるストラット軸方向のコンプライアンスの値と実際の運動誤差軌跡から推定できる値の間には誤差がある場合が多い。この原因は表4.1に示した構成要素及び

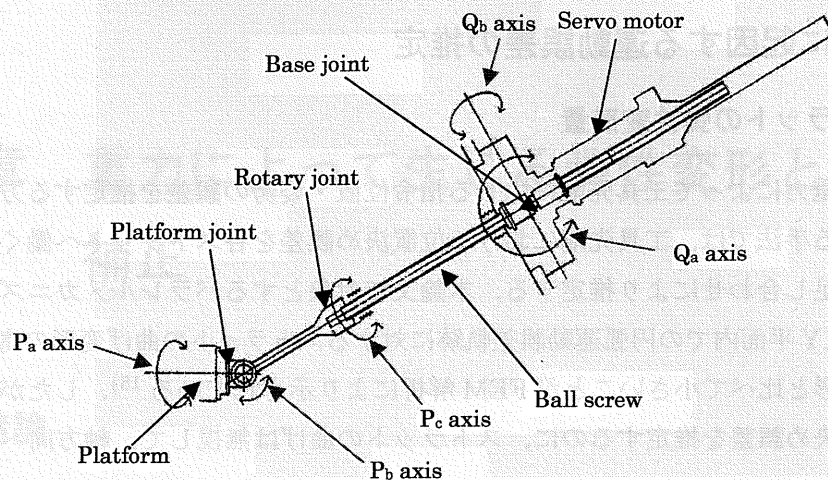


図 4.1 Structure components of one strut

表 4.1 Compliance of structure components in one strut

Name	Direction	Compliance 10^{-6}mm/N
Ball screw nut	Axial	2.27
Spline nut	Torque	0.07 (transform into axial direction)
P_c axis bearing	Axial	1.13
P_b axis bearing	Radial	0.29
Q_b axis bearing	Radial	0.15

ボールねじ以外の構成部品の弾性変形であると考えられる。本研究では、より正確な工具先端の運動誤差軌跡の推定を行うため、ストラット軸方向のコンプライアンスを表すパラメータ K_{stiff1}, K_{stiff2} は実際に測定された運動誤差軌跡に基づき同定するものとする。なお、 K_{stiff1}, K_{stiff2} は簡単のためにそれぞれ全てのストラットで同じ値とする。

4.2.2 工具先端（移動球）の位置・姿勢誤差の推定

工具先端での位置・姿勢誤差 $\Delta \hat{T} \in \mathbb{R}^6(\text{m})$ は各ストラット軸方向への弾性変形量 $\Delta \hat{L}$ の重ねあわせにより与えられる：

$$\Delta \hat{T} = \mathcal{F}^{-1}(\hat{L} + \Delta \hat{L}) - \hat{T} \quad (4.4)$$

ここで、関数 $\mathcal{F}^{-1}$ はストラット長から工具先端の位置・姿勢を求める順運動学関数を表す。 $\hat{T} \in \mathbb{R}^6$ は工具先端に対する位置・姿勢指令である。 $\hat{L} \in \mathbb{R}^6$ は逆運動学問題 $\hat{L} = \mathcal{F}(\hat{T})$ をとくことで得られるストラット長である。

4.2.3 工具先端（移動球）の位置・姿勢誤差の補正

提案した方法を用いて各ストラットの軸方向への弾性変形量 $\Delta \hat{\mathbf{L}}$ を推定できれば、ストラット軸方向の誤差をキャンセルするように位置・姿勢指令を変更することで工具先端の位置・姿勢誤差を補正する。すなわち、補正指令 $\hat{\mathbf{T}}_{comp} \in \mathbb{R}^6$ は

$$\hat{\mathbf{T}}_{comp} = \mathcal{F}^{-1}(\hat{\mathbf{L}} - \Delta \hat{\mathbf{L}}) \quad (4.5)$$

で与えられる。

4.2.4 DBB 測定について

本章では、主軸を円弧運動させたときの運動誤差の測定に基づいて、提案した補正法の有効性を検証する。本章において DBB 測定条件には、指令軌跡の半径が 150mm の場合と 144mm の場合の 2 通りがある。指令軌跡の半径が 150mm の場合、移動球と固定球の Z 座標は同じであるためバーは XY 平面内を動く。指令軌跡の半径が 144mm の場合、移動球と固定球の Z 座標は 42mm 異なるためバーは円錐の側面を沿うように動く。また、特に断りのない限り、回転方向は CCW（反時計回り）、送り速度は 1000mm/min である。

円弧運動誤差軌跡を表示する場合には、以下に示す方法で行う。第一に、DBB 測定により得られた半径方向への誤差 $\Delta R_n (n = 1, 2, \dots)$ から、指令軌跡の円弧半径を $R(\text{m})$ 、DBB バーの基準長さを $R_{DBB}(\text{m})$ 、各サンプル点での円弧中心を基準とした角度 $\theta_n(\text{rad})$ を用いて、DBB が XY 平面を動いたとみなした時の X, Y 方向成分 $X_n = (R + \Delta R_n) \cos \theta_n$, $Y_n = (R + \Delta R_n) \sin \theta_n$ へ変換する。点群 (X_n, Y_n) の中心 (X_0, Y_0) は以下の最小化問題をニュートン法などを用いて解くことで求められる。

$$\min_{X_0, Y_0, R_0} \sum_n \left(\sqrt{(X_n - X_0)^2 + (Y_n - Y_0)^2} - R_0 \right)^2 \quad (4.6)$$

ここで、 R_0 は最適化半径 (m) と呼ばれる。中心 (X_0, Y_0) を基準とした半径方向への誤差 $\Delta R'_n(\text{m})$ は

$$\Delta R'_n = \frac{R}{R_{DBB}} \left(\sqrt{(X_n - X_0)^2 + (Y_n - Y_0)^2} - R_{DBB} \right) \quad (n = 1, 2, \dots) \quad (4.7)$$

となる。また、真円度 Δ は

$$\Delta = \frac{R_{DBB}}{R} \left(\max_n \Delta R'_n - \min_n \Delta R'_n \right) \quad (4.8)$$

で定義される。以降では (X_0, Y_0) を中心オフセット量 (m)、 $(R_0 - R_{DBB})$ を平均半径誤差 (m) と呼ぶ。

表 4.2 Conditions of circular tests for validation of the estimation model

Name	Tool length, mm	Radius, mm	Center location, mm			Tilting angle, deg		
			X	Y	Z	A	B	C
A	104.255	144	0	100	-1008	-23	0	0
B	104.255	144	100	0	-1008	0	23	0
C	104.255	150	0	100	-1008	-25	0	0
D	104.255	144	-70	-70	-1008	17	-17	0

4.2.5 パラメータの同定

式 (4.3) に含まれるパラメータ K_{stiff1} , K_{stiff2} は対象実験機における円弧運動時の運動誤差の測定に基づいて、重力補正後の誤差軌跡の真円度が最小化されるように定める。補正指令を入力した場合の推定の誤差軌跡は、補正を行わない場合の誤差軌跡の測定値に対し、補正指令軌跡を足し合わせることで予測する。

実際に、表 3.1 に示す条件における円弧運動誤差軌跡の測定に基づいてパラメータ K_{stiff1} , K_{stiff2} の同定を行った。その結果

$$K_{stiff1} = 9.00 \times 10^{-6} \text{ mm/N}, \quad K_{stiff2} = 1.52 \times 10^{-5} \text{ mm/N} \quad (4.9)$$

となった。ただし、作業領域内において K_{stiff1} と K_{stiff2} の変動が誤差軌跡に及ぼす影響はほぼ同じであることから、2つのパラメータがある線形関係になったときに真円度が最小化されるという結果になった。したがって、 $K_{stiff,1}$ には 4.2.1 節で計算した近似値を用いた。

表 4.2 に示す条件において、実測と推定の誤差軌跡を比較したものを図 4.2 に示す。また、表 4.3 に実測と推定の誤差軌跡の真円度を示す。条件 C, D はパラメータの同定に用いていない条件であるにも関わらず、条件 A, B と同程度の誤差で軌跡が推定できている。条件 B の推定誤差が大きいのは、これは機構パラメータのキャリブレーションによって生じる誤差の影響が大きいためであると考えられる。

4.3 重力に起因する運動誤差の補正

4.3.1 重力補正指令の与え方

本節では、4.2 節で求めた補正指令を対象実験機に入力する重力補正実験を行うことで、重力補正を行った場合に真円度、平均半径誤差がどの程度向上するかを検討する。

円周を 0.1° 刻みに 3600 分割した点に対して、式 (4.5) の補正指令 $\hat{T}_{comp}$ を計算し補正指令軌跡を生成する。

表 4.3 Measured and estimated circularity errors in the condition shown in Table 4.2

Name	Circularity error, μm		Error, %
	Measured	Estimated	
A	107.0	98.9	-7.6
B	29.3	48.7	66.2
C	191.5	180.8	-5.6
D	109.7	101.7	-7.3

4.3.2 重力補正実験結果

重力補正実験を行った条件を表 4.4 に示す。ここで条件 A, B はパラメータの同定に用いた条件である。提案した補正法は、特定の位置・姿勢のみにおける運動精度の向上を図るものではなく、可動領域全体で重力に起因する誤差を低減し運動精度を向上させる必要がある。それを検証するために、作業領域の中央付近でチルト角が小さい条件、すなわち運動誤差に及ぼす重力の影響が比較的小さい条件についても重力補正を行う。表 4.4 中に Jig plate という列があるが、「Yes」と書かれている条件は DBB 測定を機構パラメータのキャリブレーションで用いる測定用治具プレート（第 2 章に示したもの）上で行うことを示す。測定用治具プレートを用いた場合には、4.2.4 節の (1) で述べた固定球の取り付けが、主軸の位置決めを基準にではなく治具を基準になされるため、誤差軌跡の平均半径誤差や中心オフセット量をより正確に測定することができる。

重力補正実験を行った全ての条件における、補正なしと補正ありの場合での真円度の比較を表 4.5 に示す。ただし、表中の「Improvement」は補正なしの場合の真円度が補正を行うことで何%減少したかを表している。また、図 4.3, 図 4.4 はそれぞれ測定用治具を用いていない場合、用いる場合について重力補正なしと補正ありの場合の実測の誤差軌跡を比較したものである。また、重力補正ありの場合に平均半径誤差が生じているが、これについては 4.3.3 節で考察する。

4.3.3 重力補正実験結果の考察

重力補正効果についての考察

以上の結果より、ほぼ全ての条件において真円度が向上しており、主軸のチルト角の絶対値が大きい条件つまり重力による弾性変形が大きい位置・姿勢において特に高い補正効果があることが分かる。また、重力による弾性変形が比較的小さい位置・姿勢においても、さらに真円度を向上させるために重力補正を行うことが有効な手段であることが確認でき

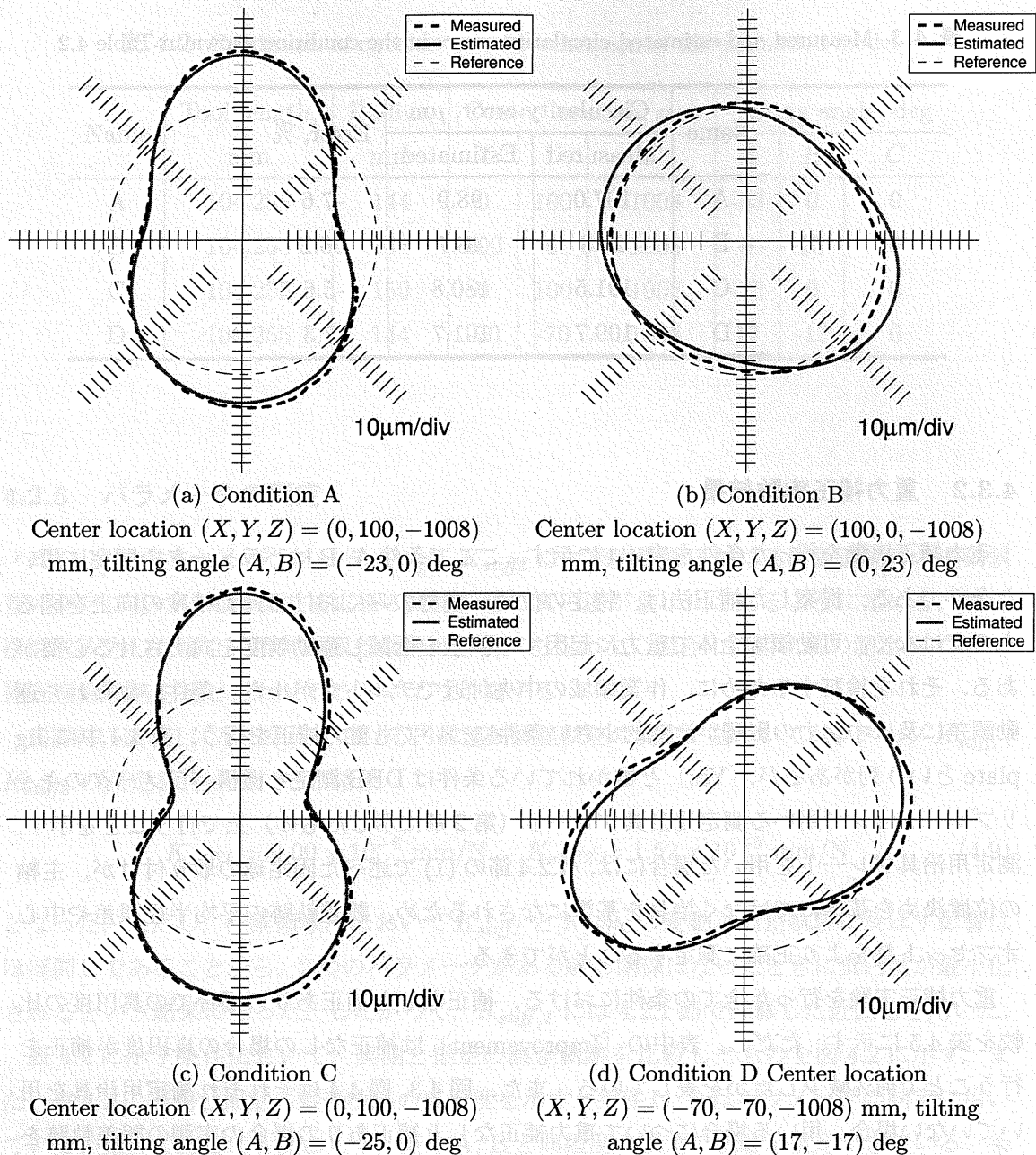


図 4.2 Comparison of measured (dashed line) and estimated (solid line) contouring error profiles in a circular operation

た。重力補正効果が負の条件すなわち補正を行うと真円度が悪化する条件があるのは、重力による誤差軌跡への影響よりも機構パラメータのキャリブレーションによって生じる誤差の誤差軌跡への影響の方が大きいと考えられる。

表 4.4 における条件 A, C, E~J, すなわち円弧中心座標を固定して A 軸まわりのチルト角を $-25^\circ \sim 25^\circ$ まで変えた時の、真円度を補正ありとなしの場合で比較したもの図 4.5 に示す。補正を行わない場合には、チルト角が負の方向に小さくなるにつれて真円度は急激

表 4.4 DBB measurement conditions for compensation tests of gravity-induced errors

Name	Tool length, mm	Center location, mm			Tilting angle, deg			Jig plate
		X	Y	Z	A	B	C	
A	104.255	0	100	-1008	-23	0	0	No
B	104.255	100	0	-1008	0	23	0	No
C	104.255	0	100	-1008	-25	0	0	No
D	104.255	-70	-70	-1008	17	-17	0	No
E	104.255	0	100	-1008	-20	0	0	No
F	104.255	0	100	-1008	-10	0	0	No
G	104.255	0	100	-1008	0	0	0	No
H	104.255	0	100	-1008	10	0	0	No
I	104.255	0	100	-1008	23	0	0	No
J	104.255	0	100	-1008	25	0	0	No
K	104.255	100	0	-1008	0	25	0	No
L	213.988	0	0	-1215+42	-23	0	0	Yes
M	213.988	0	0	-1215+42	-25	0	0	Yes
N	213.988	0	0	-1215+42	0	23	0	Yes
O	213.988	0	0	-1215+42	0	25	0	Yes
P	104.255 *1	0	0	-1215	0	0	0	Yes
Q	104.255 *1	-100	-100	-1215	-10	10	0	Yes
R	213.988	0	150	-1215	15	0	0	Yes
S	213.988	-150	0	-1215	0	15	0	Yes

*1 Although the simulator that estimates the gravity-induced errors and NC calculate the position command using this value, actual tool length is 104.193 mm.

に大きくなった。この条件で極端に運動誤差が大きくなるのは、この条件が平行ルメカニズムの特異点に近いためだと考えられる。提案した補正法では、そのような平行ルメカニズムの特異点に近い条件において特に真円度が向上した。

平均半径誤差についての考察

表 4.6 に、重力補正なしと補正ありの場合における実測した誤差軌跡の平均半径誤差を比較したものを示す。ほとんどの条件において平均半径誤差は重力補正により低減していない。この原因は以下のように考えられる。最初に、固定球の取り付け位置を主軸の位置決めにより決定した条件、すなわち条件 A~K では、固定球の取り付け位置を決定する際

表 4.5 Comparison of circularity error without and with the gravity compensation.

Name	Center location, mm		Tilting angle, deg		Circularity error, μm		Improvement, %
	X	Y	A	B	Without compensation	With compensation	
A	0	100	-23	0	107.0	15.7	85.3
B	100	0	0	23	29.3	24.1	41.6
C	0	100	-25	0	191.5	26.9	86.0
D	-70	-70	17	-17	109.7	15.9	85.5
E	0	100	-20	0	53.8	10.2	81.0
F	0	100	-10	0	15.9	7.4	53.3
G	0	100	0	0	5.1	3.9	23.3
H	0	100	10	0	5.0	5.6	-12.0
I	0	100	23	0	12.6	7.4	41.6
J	0	100	25	0	12.9	7.9	38.2
K	100	0	0	25	49.0	29.6	39.7
L	0	0	-23	0	76.3	12.9	83.1
M	0	0	-25	0	110.4	23.2	79.0
N	0	0	0	23	28.9	29.5	-2.3
O	0	0	0	25	38.4	32.8	14.6
P	0	0	0	0	2.3	3.3	-43.3
Q	-100	-100	-10	10	3.0	4.0	-34.2
R	0	150	15	0	9.4	4.1	56.2
S	-150	0	0	15	6.3	5.5	12.6

に重力補正を行っていない。そのため、固定球の位置自体に重力に起因する誤差が含まれることとなり、その結果平均半径誤差が生じたと考えられる。

次に、条件 L~O では固定球の取り付けが治具プレートを基準になされているので、上記の誤差は小さいと考えられる。これらの条件で平均半径誤差が生じた原因は、機構パラメータのキャリブレーション誤差に起因する運動誤差が、特に Z 方向に対して大きいためであると考えられる。機構パラメータのキャリブレーションは、第 2 章に示されているように DBB バーを水平にした状態での円弧運動誤差軌跡の測定に基づいて行われている。このような測定では Z 方向の運動誤差が円弧運動誤差軌跡にはほとんど影響を与えないため、結果的に Z 方向の運動誤差を低減することが難しい。条件 P~S、すなわち治具プレートを用いた条件で円弧半径が 150mm の場合では、DBB バーを水平にして測定を行っているため

表 4.6 Comparison of the average radial error measured by DBB tests with and without the gravity compensation

Name	Center location, mm		Tilting angle, deg		Average radial error, (measured) μm	
	X	Y	A	B	Without compensation	With compensation
A	0	100	-23	0	4.6	8.6
B	100	0	0	23	0.5	3.3
C	0	100	-25	0	10.8	8.4
D	-70	-70	17	-17	5.9	5.8
E	0	100	-20	0	2.5	8.1
F	0	100	-10	0	2.2	7.5
G	0	100	0	0	3.5	5.1
H	0	100	10	0	3.8	9.4
I	0	100	23	0	4.9	9.7
J	0	100	25	0	4.8	9.5
K	100	0	0	25	2.6	4.6
L	0	0	-23	0	-40.8	-39.7
M	0	0	-25	0	-30.0	-37.8
N	0	0	0	23	-41.1	-42.0
O	0	0	0	25	-37.1	-42.2
P	0	0	0	0	-4.3	-5.2
Q	-100	-100	-10	10	-4.9	-3.2
R	0	150	15	0	-2.8	-7.6
S	-150	0	0	15	-2.9	-7.7

に機構パラメータのキャリブレーション誤差に起因する運動誤差が運動誤差軌跡に現れにくいと考えられる。また、条件 A~K ではキャリブレーション誤差の影響を移動球と固定球の両方が受けているために円弧運動誤差軌跡に対するキャリブレーション誤差の影響が相殺され、この誤差の影響は小さいと考えられる。

運動精度をさらに向上させるためには、キャリブレーションを行う際に重力の影響と機構パラメータのキャリブレーション誤差の影響を陽に分離し、機構パラメータのキャリブレーション誤差のみをより正確に評価してキャリブレーションを行った上で、重力補正を適用する必要がある。次章ではこの点について検証する。

4.4 結論

本章では、スチュワートプラットフォームを用いた Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械を対象として、重力によってストラット構成部品が弾性変形して生じる運動誤差の補正法について研究した。得られた主な結論は以下の通りである。

- (1) ストラットの軸方向へ働く力によって各ストラットに生じる弾性変形量を足し合わせることで、工具先端の指令値からの位置・姿勢誤差を推定する方法を提案した。提案した方法の妥当性を確認するために DBB 法を用いて円弧運動時の運動誤差を測定し、重力補正を行わない場合の誤差軌跡は最大 60% 程度の誤差で推定することができた。
- (2) 提案した方法により求めた重力補正指令を対象実験機に入力する重力補正実験を行い、主軸のチルト角の絶対値が大きい条件、すなわち重力によって生じる弾性変形が大きい位置・姿勢においては、補正なしの場合と比較して真円度を最大 85% 低減させることができた。
- (3) 重力補正を行った場合に、実験を行った一部の条件では真円度が悪化し、また平均半径誤差が生じる条件があった。これは機構パラメータのキャリブレーションが不十分であり、そのような条件では重力誤差よりもキャリブレーション誤差の影響が大きくなるためだと考えられる。機構パラメータのキャリブレーション法の改良によってキャリブレーション誤差を小さくすることができれば、真円度の更なる向上や平均半径誤差の減少が重力補正を行った場合に期待できる。

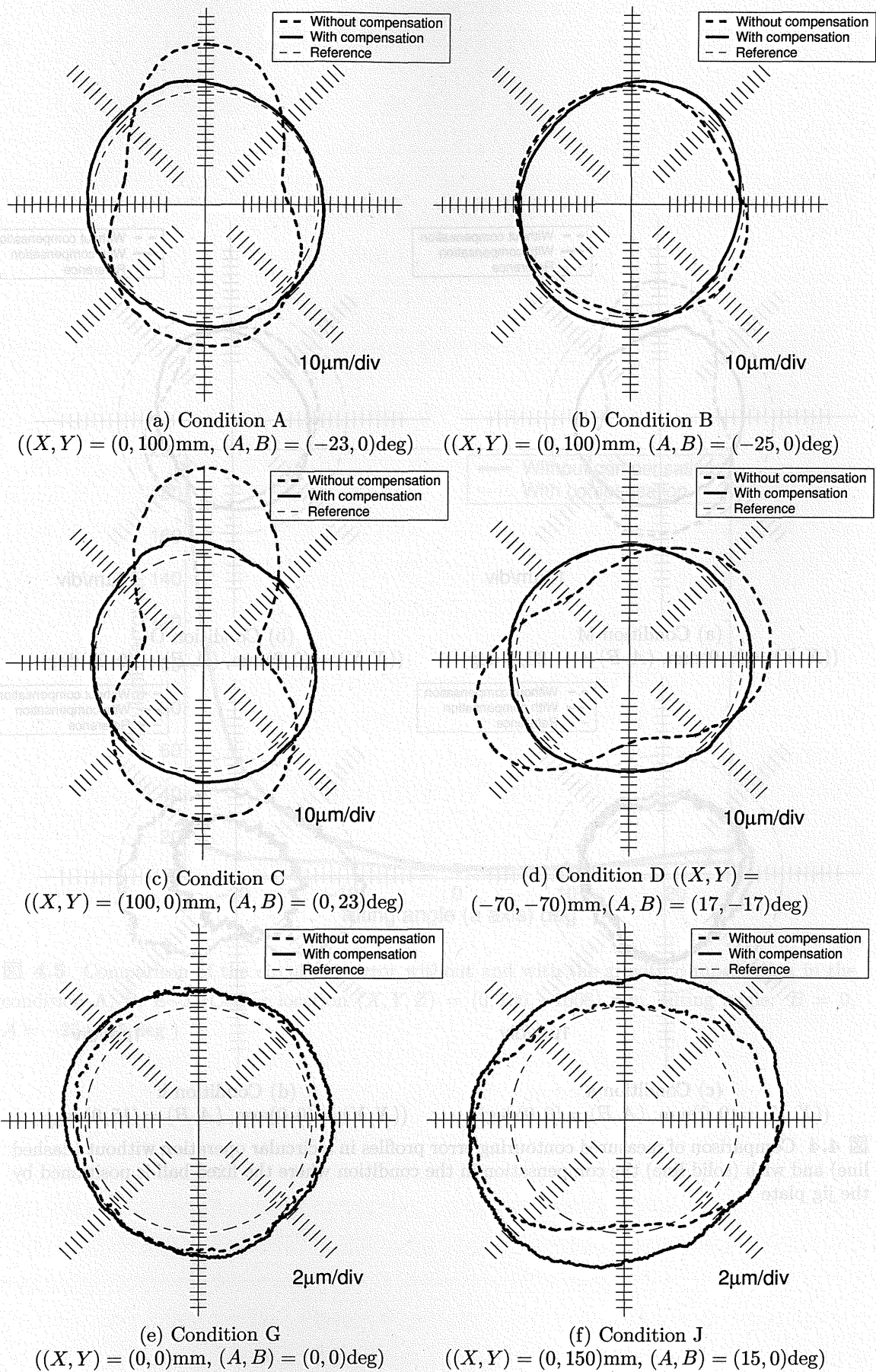


图 4.3 比较了测量轮廓误差在圆形操作中无补偿(虚线)和有补偿(实线)的情况, 其中固定球的位置由工具的定位决定

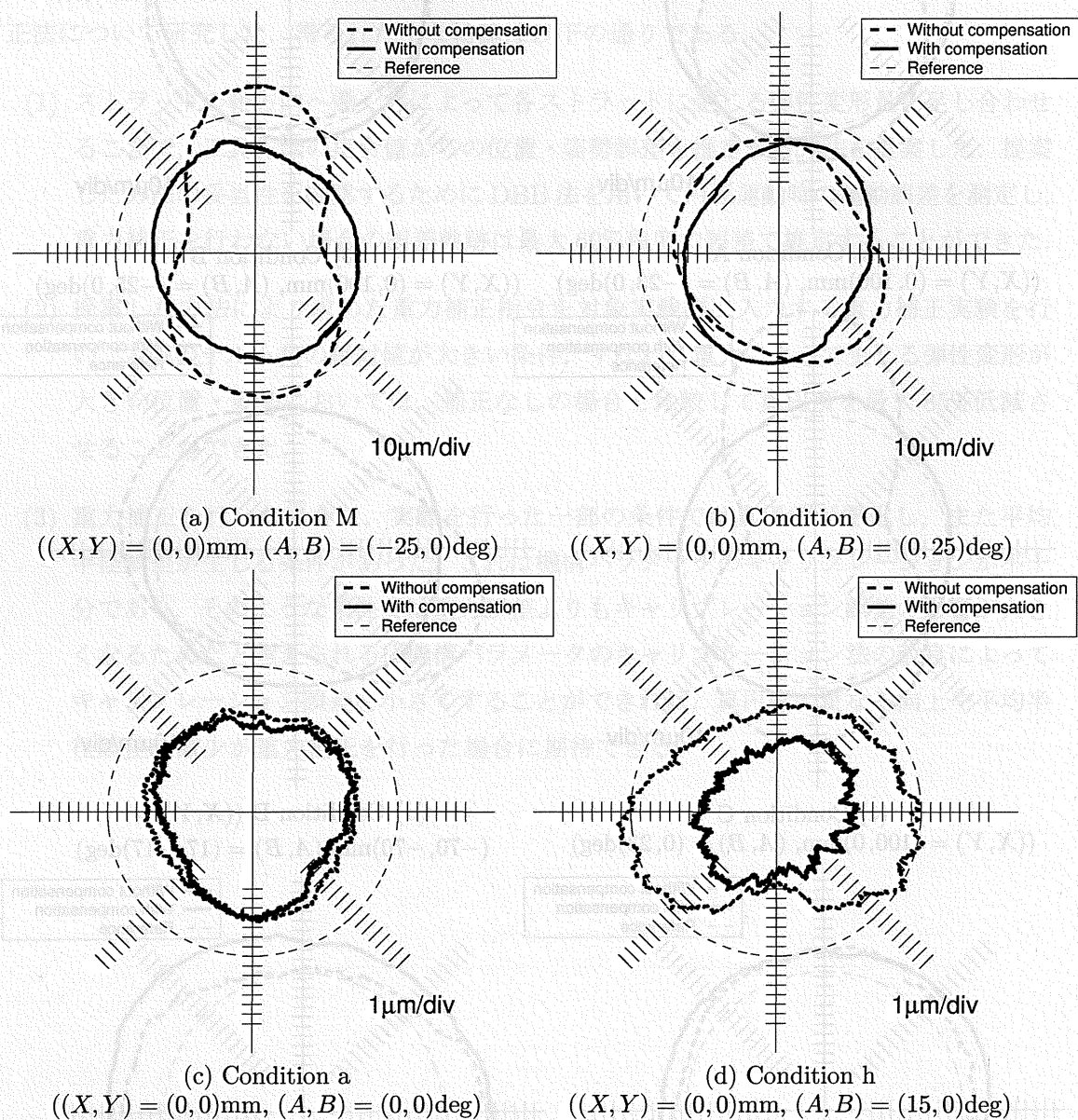


图 4.4 比较了测量轮廓误差在圆形操作中的轮廓 (虚线) 和补偿 (实线) 的轮廓, 其中固定球的位置由夹具板决定

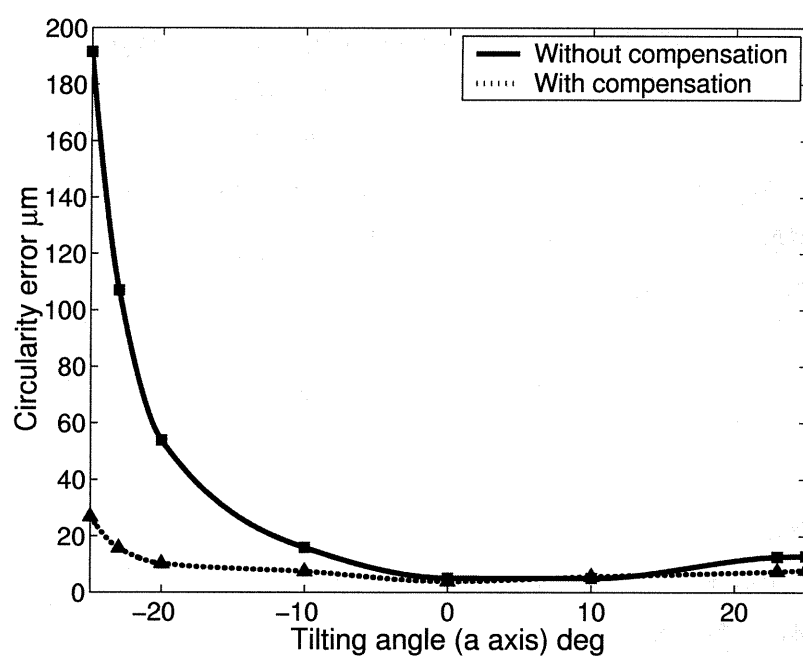


図 4.5 Comparison of the circularity error without and with the gravity compensation in the condition A, B, E~J (Center location $(X, Y, Z) = (0, 100, -1008)$ mm, tilting angle: $B = 0$, $A = -25 \sim 25$ deg)

第5章 重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法

5.1 緒論

パラレルメカニズム工作機械の位置決め誤差の主要因として、機構パラメータのキャリブレーション誤差、及び重力によるストラットなどの部材の変形の2つが挙げられることはよく知られており¹⁾、前章までにそれらを個別に補正するための方法を提案してきた。すなわち、第2章において、DBB法を用いて測定された円弧運動誤差軌跡を基として、ストラットの基準長さ、ジョイントの位置などの機構パラメータを同定する手法を構築した。その結果、主軸ユニットが可動領域の中心付近にあり、主軸の姿勢変化（チルト角）が小さい条件下では、真円度誤差で $7\mu\text{m}$ 以下の運動精度を達成できた、しかし、主軸のチルト角が大きい場合など、重力が運動精度に及ぼす影響が大きくなる条件では、位置決め誤差は急激に悪化し、特にパラレル機構の特異点に近い条件では真円度誤差は上記の数十倍にも達する場合がある。この重力に起因する位置決め誤差（以下、重力誤差と呼ぶ）を補正するために、第4章ではパラレル機構の力学モデルを用いて重力誤差を予測し、指令軌跡を修正する方法を提案した。その結果、重力の影響が大きい条件下において大幅に運動精度を向上し、真円度誤差を最大80%程度低減できた。以上の手法により、可動範囲の大部分において従来型のマシニングセンタと遜色ない位置決め精度が得られるようになり、また主軸の位置が作業領域の端近くにある場合やチルト角が大きい場合にも、位置決め精度を大幅に向上できた。

しかし、従来型の5軸制御マシニングセンタに対し工作機械としての優位性を明らかにし、また、3次元測定器¹⁶⁾や精密機器の生産・組み立て・検査用精密ステージ、マイクロ・ナノ分野での精密マニピュレータなど、静的かつ高精度な位置決め精度が要求される分野へのパラレル機構の応用を考えると、さらに位置決め精度を向上させ、また主軸の位置・姿勢による位置決め精度の変動を最小化することは非常に重要である。そのためには、機構パラメータ及び重力誤差の補正法の両方をさらに高精度にチューニングする手法が必要となる。本章では、従来の機構パラメータのキャリブレーション法においては、運動誤差に対する機構パラメータのキャリブレーション誤差の影響と、重力の影響とが陽に分離されていないことに着目し、位置決め精度をより向上させるためのキャリブレーション法を提案する。すなわち、さらに精度良く機構パラメータのキャリブレーションを行うために

は、重力の影響を円弧運動誤差軌跡から除いた上で、機構パラメータの影響のみを評価してキャリブレーションを行うことが必要であることを示す。同様の考え方は太田ら¹¹⁾によっても提案されているが、本研究では重力誤差を推定するための力学モデルの同定と、機構パラメータの同定と平行して行う手法に重点を置く。提案した手法の有効性は1.3節に示したパラレル機構工作機械を用いて実験的に検証する。

5.2 キャリブレーション後の運動軌跡の予測法

5.2.1 キャリブレーション後の運動軌跡の予測法

本節では、ある機構パラメータを用いて機械を駆動した場合の運動誤差軌跡が測定された場合に、その機構パラメータを変更した後の運動誤差軌跡を予測する手法を示す。この方法は、5.2.3節に示すようにキャリブレーションに必要な測定点数の削減に応用できるほか、5.3章に示す重力誤差を予測するための力学モデルの同定に用いられる。

第2章の式(2.1)で与えられた通り、円弧補間運動試験における測定半径 $R_i (i = 1, \dots, N)$ と、機構パラメータからなるベクトル $K \in \mathbb{R}^{24}$ との関係は、次式のように書くことができる：

$$R_i = f(K) + g(T) \quad (5.1)$$

ここで、 f は順運動学で与えられる関数である。 g は重力に起因する運動誤差を表し、工具先端の位置及び姿勢を表すベクトル $T \in \mathbb{R}^6$ に依存する。第2章のキャリブレーションにおいては、キャリブレーションに用いる測定条件では重力誤差 $g(T)$ が十分に小さいと仮定し、議論を進めた。しかし、第3, 4章で示した通り、パラレル機構の運動誤差の原因はキャリブレーション誤差だけではなく、重力の影響、摩擦の影響、動的なサーボ誤差の影響など、式(5.1)における順運動学で与えられる関数 $f(K)$ 以外の要因は決して無視できない。

ここで、機構パラメータを $K = K_1$ としたときの運動誤差軌跡 $\hat{R}_i^1 (i = 1, \dots, N)$ が測定されたとする。機構パラメータを $K_2 = K_1 + \Delta K$ と変更したときの運動誤差軌跡 $\hat{R}_i^2$ は、式(5.1)より

$$\hat{R}_i^2 = \hat{R}_i^1 + \{f(K_2) - f(K_1)\} \approx \hat{R}_i^1 + A\Delta K \quad (5.2)$$

により推定できる。式(5.1)において、重力の影響 $g(T)$ やその他の誤差要因は、その大きさ自体は $f(K)$ と比較して無視できないものの、機構パラメータが微小に変動してもほとんど影響を受けない。そのため、上式のように2つの誤差軌跡の差は順運動関数 f にのみ依存すると考えられる。

表 5.1 Comparison of measured and predicted circularity errors after the calibration. "Error" shows an error between measured and estimated circularity errors after the calibration.

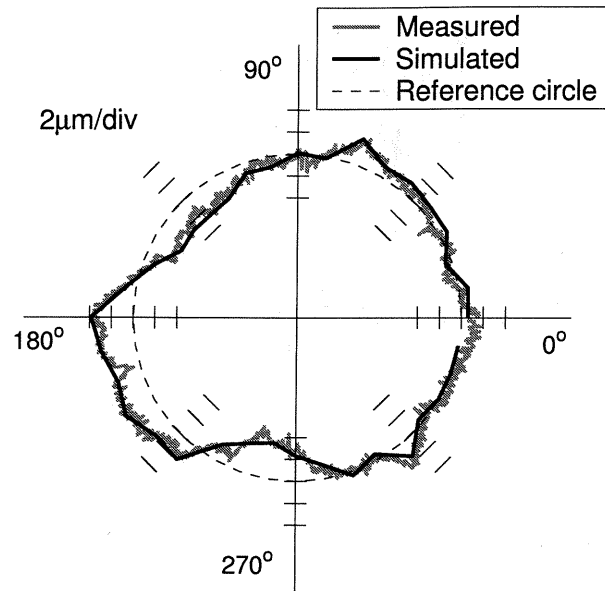
Name	before calib. (measured) μm	after calib. (measured) μm	after calib. (estimated) μm	Error μm
a	28.6	2.5	3.8	1.3
b	30.0	3.6	4.1	0.5
c	62.6	3.2	4.4	1.2
d	49.3	4.3	4.2	-0.1
e	14.2	2.8	4.0	1.2
f	52.1	7.8	9.6	1.8
g	34.6	7.2	8.3	1.1
h	122.9	12.2	13.8	1.6
i	105.1	9.6	13.9	4.3
j	40.0	10.4	12.0	1.6
k	44.5	5.7	8.5	2.8
l	64.7	4.0	5.9	1.9
m	112.2	8.8	11.5	2.7
n	63.1	5.5	6.7	1.2
o	19.7	7.1	9.0	1.9

5.2.2 実験による検証

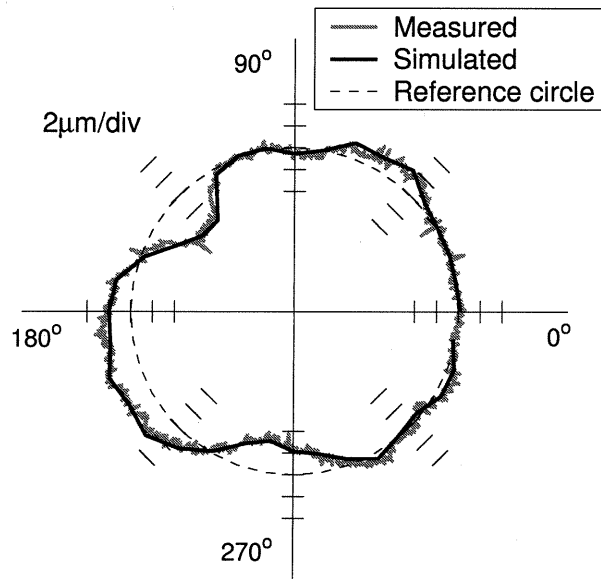
1.3 節に示した実験機を用いて、従来のキャリブレーション法により機構パラメータの同定を行い、初期パラメータ K_1 から K_2 に変更した。変更前の円弧運動誤差軌跡から、式 (5.2) により変更後の誤差軌跡の予測を行い、実測結果との比較を行った。キャリブレーション後の誤差軌跡の真円度誤差（円弧運動誤差軌跡の最大半径と最小半径の差）について、予測結果と実測結果の比較を表 5.1 に示す。ただし測定は、第 2 章中の表 2.1 で示した計 15 通りの異なる位置・姿勢で行った。共通条件は、送り速度：1,000mm/min，測定半径及び DBB バー基準長さ：150mm。例として、表 5.1 中の条件 g 及び o における円弧運動誤差軌跡の測定結果と推定結果の比較を、それぞれ図 5.1(a)(b) に示す。推定軌跡は実測軌跡に非常によく一致している。なお、表 5.1 において、真円度誤差の推定値は実測値と比較して、ほぼ一様に $1\sim 2\mu\text{m}$ 大きいのが、これは図 5.1 にも現れているように実測軌跡の高周波振動によるものあり、重要な誤差ではない。

5.2.3 キャリブレーションに必要な測定点数の低減

5.2.1 節で示したキャリブレーション後の運動誤差軌跡の予測法の応用例として、キャリブレーションに必要な測定点数の低減に利用する手法を示す。第 2 章で示したキャリブレーション法は、可動範囲のできるだけ広い範囲を網羅するように主軸の位置・姿勢を 15 通り選択した。キャリブレーションに必要な測定条件を最適化し、測定数を最小化する方法と



(a) In the condition g

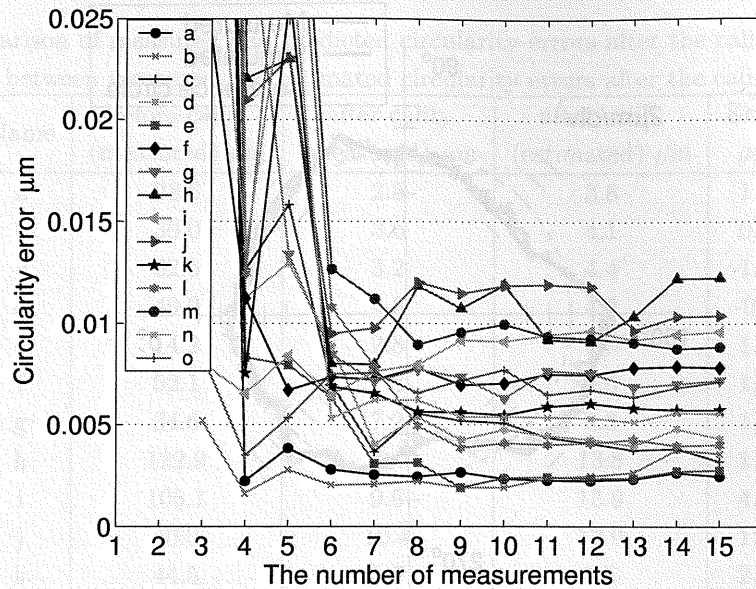


(b) In the condition o

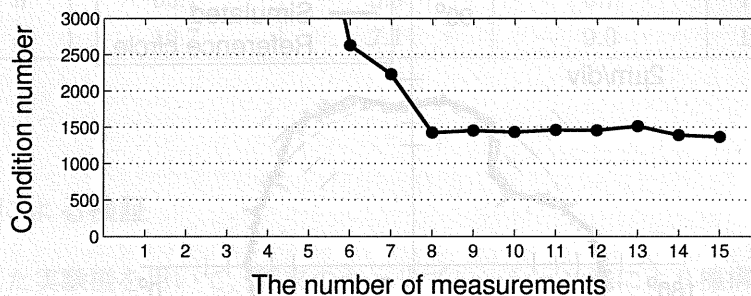
図 5.1 Comparison of measured and simulated trajectories after the calibration.

して、武田ら¹⁸⁾らは式(2.3)の感度行列 A の条件数を規範とする手法を提案しているが、感度行列 A の条件数は測定軌跡に含まれる誤差が機構パラメータの同定誤差に及ぼす影響を表す重要な指針ではあるものの、キャリブレーション後の運動誤差を直接保証するものではない。

キャリブレーションに用いた 15 条件から、ひとつずつ測定数を減らしていき、測定誤差軌跡から機構パラメータを計算する。同定された機構パラメータを用いて、15 通り全ての



(a) Comparison in circularity error



(b) Comparison in the condition number of the matrix A in Eq.(2.3)

図 5.2 The predicted circularity error and the condition number of the sensitivity matrix, compared with the number of experiments used in the kinematic calibration.

条件 (a~o) についてキャリブレーション後の誤差軌跡を予測する。測定点数と、キャリブレーション後の予測誤差軌跡の真円度の関係を図 5.2(a) に示す。これより、測定点数が 8 以上であれば多くの条件で測定点数が 15 のときと同程度の真円度が得られることが分かる。参考のため、図 5.2(b) に測定点数と感度行列 A の条件数（最大特異値と最小特異値の比）の関係を示す。両者は同様の傾向を示しているが、実際にキャリブレーション後の誤差軌跡の真円度を調べる方が、より信頼性の高い判定が行えると言える。ただし、図 5.2(a) に示した結果は、あくまで可動領域の一部のみについてシミュレーションした結果であり、可動領域全体での精度を厳密に保証するものではない。しかしキャリブレーションそのものがこれらの条件のみに基づいており、十分に実用的であると言える。

5.3 重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法

5.3.1 キャリブレーションにおける重力の影響

第2章で示したキャリブレーション法は、重力が誤差軌跡に及ぼす影響は機構パラメータが及ぼす影響と比較して十分小さいという仮定に基づいている。この仮定を成立させるため、重力の影響が比較的小さく、かつ機構パラメータの影響が大きく現れる測定条件を選択することが重要となる⁹⁾。第2章では、図5.3(a)に示すようにDBBバーを水平にした状態で円弧補間誤差軌跡を測定するものとした。図5.3(a)では、主軸のZ方向への運動誤差はほとんどバーの伸縮に影響を与えず(Z方向の1mmの変動に対して、バーの伸縮量は $0.8\mu\text{m}$ 程度)、重力によるZ方向の誤差は誤差軌跡にほとんど影響を与えないと考えられる。しかしその一方で、機構パラメータがZ方向の運動誤差に及ぼす影響も無視する形となり、結果的に、キャリブレーション後のZ方向の運動精度が必ずしも保証されない問題点があった。図5.3(b)のように、DBBバーを傾けて測定を行えば、Z方向の運動誤差に対するDBB測定の感度を上げることができる¹⁷⁾。例えば、DBBバーの基準長さ150mmに対し、主軸側球の回転半径を144mmとすると、主軸のZ方向への1mmの変位に対し、バーの伸縮方向の変位は $280\mu\text{m}$ となる。しかし、このような測定では同時に重力誤差が大きくなってしまう。2つの誤差要因を分離した上でキャリブレーションを行うためには、次節で提案する重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法が必要不可欠となる。

5.3.2 重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法

第4章に示した方法により重力誤差を推定した結果を式(5.1)に代入し、重力の影響をキャンセルした上で機構パラメータのキャリブレーションを行う。また、5.2.1節に示した方法によりキャリブレーション後の誤差軌跡を予測し、重力補正を適用したあとの輪郭誤差が最小化されるように、重力誤差を推定するための力学モデルに含まれるパラメータ $K_{stiff,2}$ を同定する(4.2.5節参照)。詳細は以下の通り。ただし、機構パラメータの初期値を K_1 とする。

(1) 機構パラメータのキャリブレーション

式(5.1)において、重力による変形の影響 $g(T)$ は一般に決して無視できない。特に図5.3(b)に示したようにZ方向の運動誤差に対する感度を高める測定方法では、その影響はより大きくなる。2.3節に示した力学モデルを用いて得られた推定値 $\hat{g}(T)$ を代入し、式(2.3)の代わりに次式を用いて機構パラメータ ΔK を算出する。

$$\Delta R - \hat{g}(T) = A \cdot \Delta K \quad (5.3)$$

(2) 重力誤差の力学モデルの同定

第4章に示した力学モデルに含まれるパラメータである、ストラットのコンプライアンス

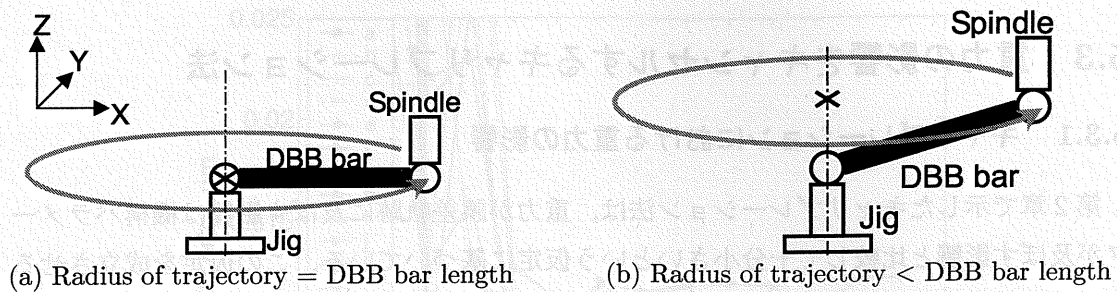


図 5.3 Schematics of DBB circular test

を表すパラメータ $K_{stiff,2}$ は、推定誤差軌跡と実際の誤差軌跡の差が最小化されるように同定する (4.2.5 節参照). ここでは, (1) により得られた新しい機構パラメータ $K_2 = K_1 + \Delta K$ を用いて, 5.2.1 節に示した方法によりキャリブレーション後の誤差軌跡を推定し, それと力学モデルによる重力誤差の推定軌跡との差が最小化されるように, パラメータ $K_{stiff,2}$ を修正する.

(3) 上記 (1)(2) を収束するまで繰り返す.

5.3.3 実験による検証

提案したキャリブレーション法の有効性を実験により検証する. 以下に示す 3 通りの手法で機構パラメータのキャリブレーションを行った. なお, キャリブレーション及び検証のための DBB 測定は, 第 2 章に示した DBB 測定用の治具を用いて行った.

方法 1 : 従来のキャリブレーション法 (Conventional)

第 2 章に示した手法によりキャリブレーションを行う. キャリブレーション後, 重力補正は行わない. キャリブレーションに用いる DBB 測定の測定条件 (計 15 条件) は第 2 章と同様であるが, 10 条件で図 5.3(b) に示したように DBB バーを傾けて測定を行った.

方法 2 : 従来のキャリブレーション法 + 重力補正 (Conventional + Gravity comp.)

従来のキャリブレーションを行った上で, キャリブレーション後は重力補正を適用する. キャリブレーションに用いる DBB 測定条件 (計 15 条件) は方法 1 と同様であるが, ここでは重力誤差の影響を除去するため, 全ての条件で図 5.3(a) に示したように DBB バーを水平にして測定を行った.

方法 3 : 重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法 + 重力補正 (Proposed + Gravity comp.)

5.3.2 節に示した重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法により機構パラメータを同定した上で, 重力補正を適用する. キャリブレーションに用いる測定条件は, 方法 1, 2 の測定条件のうち 10 条件を選択し, 重力の影響が比較的大きいと考えられる 2 条件を加

表 5.2 DBB measurement conditions

Name	Tool	Center location, mm			Tilt angle, deg	
		X	Y	Z	A	B
a	*1	0.039	-0.984	-1215.062	0	0
b	*1	-99.959	99.010	-1215.062	-10	10
c	*1	0.042	149.013	-1215.063	15	0
d	*1	-149.964	-0.991	-1215.061	0	15
A	*2	0.039	-0.984	-1215.062	-23	0
B	*2	0.039	-0.984	-1215.062	-25	0
C	*2	0.039	-0.984	-1215.062	0	23
D	*2	0.039	-0.984	-1215.062	0	25
E	*1	-70.000	-70.000	-1050.000	17	-17

*1, *2: The distance from the platform plate and the center of the DBB ball attached to the spindle is 104.255mm (*1), and 213.988mm (*2), respectively.

え (表 5.2 中の条件 A, C), 計 12 条件を用いる。図 5.3(b) に示す測定姿勢とした。

各々のキャリブレーション結果を用いて、表 5.2 に示す条件で円弧運動誤差軌跡を比較した。図 5.3(b) に示したように DBB バーを傾けて測定を行った。条件 a~d は通常の加工で用いられることが多い範囲の条件であり、重力の影響が比較的小さいと考えられる。条件 A~E はチルト角が大きく、重力の影響による運動誤差が可動領域の中で最大に近いと考えられる条件である。各条件において、真円度誤差及び平均半径誤差（半径誤差の平均値）の比較を図 5.4(a)(b) に示す。また例として、条件 A, C, E における円弧運動誤差軌跡の比較を図 5.5 に示す。

重力が運動精度に及ぼす影響が比較的大きい条件 A~E では、重力補正を用いない場合真円度は大幅に悪化する。従来のキャリブレーション法を用いた場合、重力補正の適用により真円度誤差は条件 A, C, E においてそれぞれ 64%, 33%, 86% 低減された。さらに、提案したキャリブレーション法及び重力補正 (Proposed+Gravity comp.) により、従来のキャリブレーション法と重力補正を用いた場合 (Conventional+Gravity comp.) と比較して、条件 A~D において真円度がそれぞれ、38%, 43%, 77%, 72% 低減され、全ての条件で真円度誤差 $15\mu\text{m}$ 以下を達成した。ただし、条件 E の場合のみ、従来のキャリブレーション法と重力補正を用いた場合の方が真円度誤差が小さい。これは、条件 E はキャリブレーション条件に含まれないためと考えられ、キャリブレーション条件の最適化により改善することは可能であると考えられる。

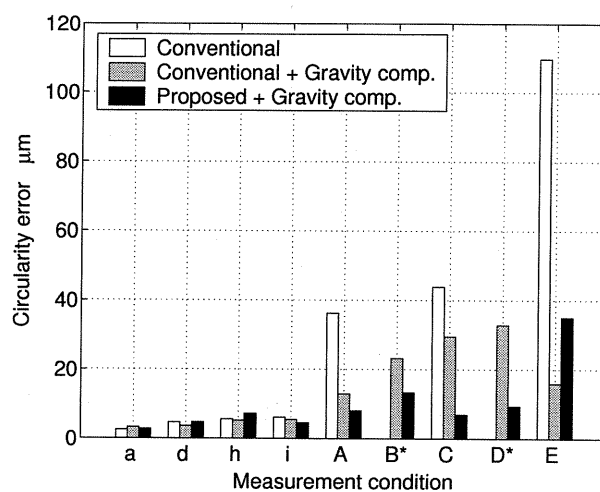
また、従来のキャリブレーション法と重力補正を用いた場合、図 5.4(b), 図 5.5 から明らかな通り、ほとんどの条件で $30\sim 40\mu\text{m}$ 程度の平均半径誤差が生じた。これはキャリブレーションのための DBB 測定が全て図 5.3(a) のように水平面上で測定されているために、Z 方向の変動が無視された形となり、結果的にキャリブレーション後においても Z 方向の位置決め誤差が大きいことを表している。キャリブレーションに用いる誤差軌跡において、

重力誤差の影響を可能な限り小さくしようとする従来のキャリブレーション法の問題点を表しているが、キャリブレーションにおいてZ方向の位置決め誤差を評価するためには、本章で提案した重力の影響をキャンセルする手法が必要不可欠である。なお、条件a~dでは3方法の差は1~2 μm 程度であり明確な差は現れていないが、これらの条件では重力の影響が比較的小さいためである。

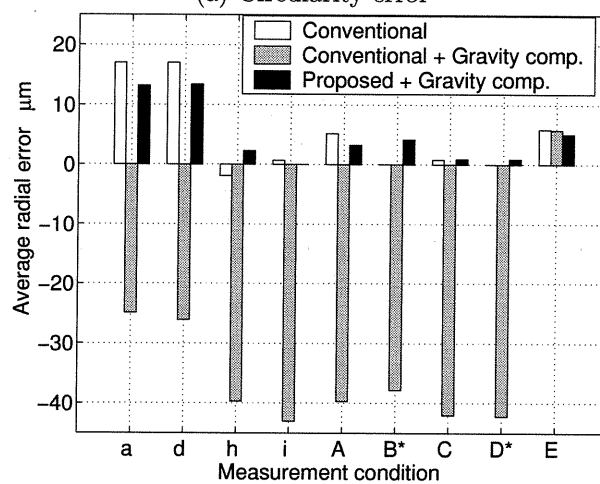
5.4 結論

本章では、Hexapod型パラレルメカニズム工作機械を対象とし、従来の機構パラメータのキャリブレーション法の問題点を指摘し、それを解決するために重力の影響をキャンセルするキャリブレーション法を提案した。得られた主な結論は以下の通りである。

- (1) 実際に測定された運動誤差軌跡から、機構パラメータを変更した後の運動誤差軌跡を予測する手法を提案した。重力など機構パラメータ以外の誤差要因を排除できることから、極めて高精度な予測が可能であることを実験で示した。
- (2) 力学モデルを用いて重力誤差を推定し、機構パラメータのキャリブレーションにおいて重力誤差の影響を除去する方法を提案した。力学モデルのパラメータは、キャリブレーション及び重力補正後の運動誤差が最小化されるように、(1)の方法を利用して同定する。提案したキャリブレーション法及び重力補正法の適用により、従来のキャリブレーション法及び重力補正を用いた場合と比較して最大77%程度真円度誤差を低減でき、大幅に運動精度が向上できた。

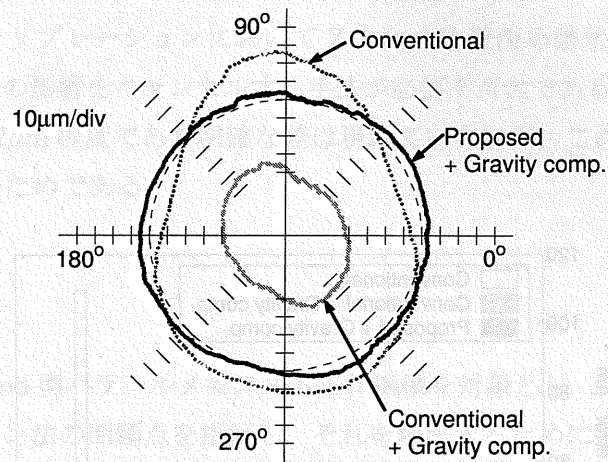


(a) Circularity error

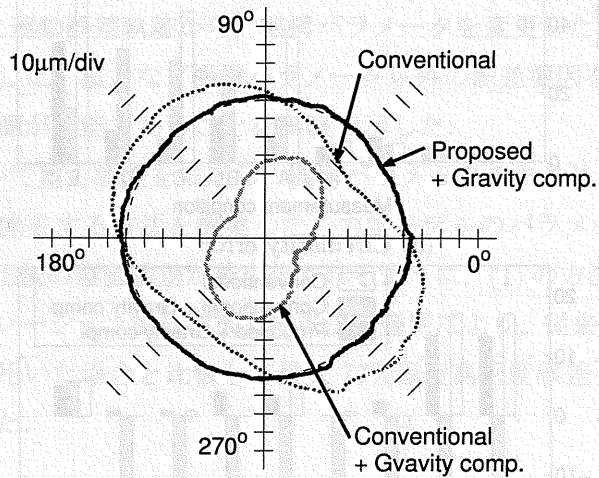


(b) Average radial error

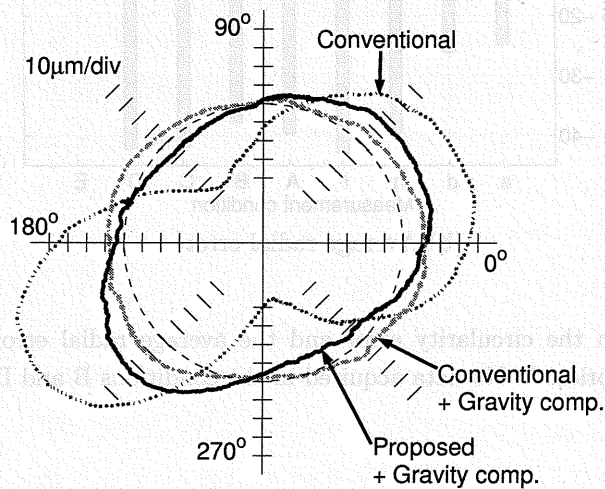
Fig. 5.4 Comparison in the circularity error and the average radial error of measured DBB contouring error trajectories. *: No data acquired in the conditions B and D for "conventional."



(a) In the condition A



(b) In the condition C



(b) In the condition E

図 5.5 Comparison of DBB contouring error trajectories.

第6章 結言

本研究では、Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械を対象とし、主に動作制御の観点からその運動精度を改善するための研究を行った。従来型の 5 軸制御マシニングセンタに対しパラレルメカニズム工作機械が工作機械としての優位性を明らかにし、また、3 次元測定器や精密機器の生産・組み立て・検査用精密ステージ、マイクロ・ナノ分野での精密マニピュレータなど、静的かつ高精度な位置決め精度が要求される分野へのパラレル機構の応用を考えると、運動精度をさらに向上させ、また主軸の位置・姿勢による運動精度の変動を最小化することは非常に重要である。Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械は送り系の案内機構を持たず、工作機械としての剛性面では従来のシリアル機構と比較して不利であることは否めないが、位置決め精度については送り系の摩擦の影響が小さいため、適切な制御を行えば従来の機構よりも高い運動精度を達成できる可能性は十分にある。パラレルメカニズム工作機械の位置決め誤差の主要因として、機構パラメータのキャリブレーション誤差、及び重力によるストラットなどの部材の変形の 2 つが挙げられることはよく知られている。本研究では、それらを最小化し、可動範囲の全域においてより高い運動誤差を達成するために必要な手法を提案した。得られた主な結論は以下の通り。

- (1) 従来のシリアルメカニズム型送り駆動系と異なり、パラレルメカニズムの場合主軸頭の位置・姿勢を直接測定することは困難である。従って、ストラットを駆動するサーボモータの回転角度からそれらを推定せざるを得ず、そのためストラットの基準長さ、ジョイントの位置などの機構パラメータを正確にキャリブレーションすることが高精度な動作制御のためには必要不可欠である。本研究では、最初に、Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の機構パラメータ誤差のキャリブレーション方法として、従来から行われてきた円弧運動誤差測定法 (DBB 法) に基づく方法の問題点を指摘し、それを解決するために治具を用いた円弧補間運動誤差軌跡の測定法を提案した。すなわち、DBB 測定において得られるのは 2 球間の相対距離にすぎない。パラレル機構のキャリブレーションに用いる場合、絶対座標系上での位置決め誤差を向上させるためには、円弧補間運動誤差の 1 次成分を評価することが重要となる。提案した手法によって、特にテーブルに対する平面度・平行度などワークスペース全体での位置決め誤差が大きく低減された。
- (2) Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械を対象として、外乱オブザーバを用いて切削抵抗を推定する方法を提案した。サーボモータの電機子電流から主軸端 (工具端)

に作用する外乱を推定するためには、パラレル機構の場合特に重力の影響を正確に推定することが必要不可欠で、外乱オブザーバはより複雑となる。しかし、案内機構を持たないパラレル機構では摩擦の影響が小さく、切削抵抗の推定のためにはむしろ有利であることを示した。静的負荷の推定実験、及び直線切削時の切削抵抗の推定実験を行い、切削抵抗の少なくとも定常成分については全ての方向の分力が十分な精度で推定可能であることを確認した。

- (3) Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械を対象として、重力によってストラット構成部品が弾性変形して生じる運動誤差の補正法について研究した。提案した方法を用いて、特に主軸のチルト角の絶対値が大きい条件、すなわち重力によって生じる弾性変形が大きい位置・姿勢において、運動精度を大きく改善できることを示した。
- (4) 重力補正を行った場合に、一部の条件では運動精度が十分なレベルまで向上しない場合があった。これは機構パラメータのキャリブレーションを行う際に、重力の影響が運動誤差軌跡に含まれるために、機構パラメータのみを評価することができず、それがキャリブレーション誤差として現れるためであると考えられる。この問題を解決するため、力学モデルを用いて重力誤差を推定し、機構パラメータのキャリブレーションにおいて重力誤差の影響を除去する方法を提案した。これにより、キャリブレーションにおいて重力に起因する誤差を排除し、機構パラメータのキャリブレーション誤差のみを評価することができる。提案したキャリブレーション法、及び重力に起因する運動誤差の補正法の適用によって、可動範囲のほぼ全域において、真円度誤差 $20\mu\text{m}$ 以下という目的をほぼ達成できた。

図 5.6 Comparison of DBB compensating error trajectories

参考文献

- 1) Weck, M. and Staimer, D., Parallel Kinematic Machine Tools – Current State and Future Potentials, *Annals of the CIRP*, 51-2 (2002) 671.
- 2) Stewart, D., A platform with six degree of freedom, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering*, 180-1, 15 (1965) 371.
- 3) 例えば, Zhuang, H., Liu, L., Self-calibration of Parallel Mechanisms with a Case Study on Stewart Platforms, *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, 13, 3 (1997).
- 4) Weck, M., Staimer, D., Accuracy Issues of Parallel Kinematic Machine Tools, Compensation and Calibration, *Proc. of 2000 Parallel Kinematic Machines Int. Conf.*, (2000) 35-41.
- 5) Soons, J. A., Measuring the Geometric Errors of a Hexapod Machine Tool, *Proc. of the Lamdamap Conference*, (1999), 169-182.
- 6) 垣野 義昭, 井原 之敏, 篠原 章翁: DBB 法による NC 工作機械の精度評価法, リアライズ社.
- 7) Kakino, Y., Ihara, Y., Shinohara, A., Accuracy Inspection of NC Machine Tools by Double Ball Bar Method, Carl Hanser Verlag, 1993.
- 8) 太田 浩充, 渋川 哲郎, 遠山 退三, 内山 勝: パラレルメカニズムのキャリブレーション法の研究 — 逆運動学による機構パラメータのキャリブレーション —, 精密工学会誌, 66, 10 (2000), 1568.
- 9) 中川 昌夫, 松下 哲也, 梨木 政行, 垣野 義昭, 井原 之敏: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の精度向上に関する研究 (第 1 報) — 重力の影響の少ない条件下での精度キャリブレーション —, 精密工学会誌, 67, 8 (2001), 1333.
- 10) 松原厚: 機械加工におけるプロセス計測/制御技術の現状と動向, 計測と制御, 41, 11 (2002) 781-786.
- 11) 太田浩充, 大坪和義, 内山勝, 遠山退三, 渋川哲郎: パラレルメカニズムのキャリブレーション法の研究 (第 3 報) — 重力補償と重力を考慮した機構パラメータのキャリブレーション —, 精密工学会誌, 67, 7 (2001), 1114-1119.

- 12) Schoppe, E., Pönisch, A., Maier, V., Puchtler, T., Ihlenfeld, S., Tripod Machine SKM 400 – Design, Calibration, and Practical Application, *Proc. 3rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, (2002), 579–594.
- 13) Altintas, Y., Prediction of Cutting Forces and Tool Breakage in Milling from Feed Drive Current Measurements, *Trans. ASME Eng. Ind.*, 114 (1992), 386–392.
- 14) 坂平昌浩, 茨木創一, 松原厚, 垣野義昭, 新家秀規: エンドミル加工における切削抵抗のモニタリング, 精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2002), 600.
- 15) 高岡寛也, 垣野義昭, 茨木創一, 中川昌夫, 松下哲也, 神通邦彦: パラレルメカニズム型工作機械の重力誤差補正, 2002 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2002) 236.
- 16) 大岩 孝彰: パラレルメカニズムを用いた三次元座標測定機 —基本原理と運動学—, 精密工学会誌, 64, 12(1998), 1791.
- 17) 松下 哲也, 茨木 創一: パラレルメカニズム・マシニングセンタにおける機構パラメータキャリブレーション方法, 日本機械学会 第5回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集, (2004), 81.
- 18) 武田 行生, 沈 崗, 舟橋 宏明: フーリエ級数を用いたパラレルメカニズムのキャリブレーション (第1報, キャリブレーション法及び測定運動の選定法の提案), 日本機械学会論文集 (C 編), 68, 673 (2002), 246.