

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	6軸直動型パラレルテーブルの誤差補正と制御精度の向上に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	張遠瑞
Author(English)	yuanrui zhang
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:甲第9768号, 授与年月日:2015年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:齋藤 義夫,笹島 和幸,武田 行生,平田 敦,吉岡 勇人
Citation(English)	Degree:, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第9768号, Conferred date:2015/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成 26 年度 学位論文

6 軸直動型パラレルテーブルの
誤差補正と制御精度の向上に関する研究

指導教員 齋藤 義夫 教授

吉岡 勇人 准教授

機械制御システム専攻

張 遠瑞

目次

図の目次	IV
第 1 章 緒論	1
1.1 パラレルメカニズムの特徴	2
1.2 パラレルメカニズムの機構解析	4
1.3 パラレルメカニズムのキャリブレーション	7
1.4 パラレルメカニズムの応用	9
1.5 研究目的	11
1.6 論文構成	13
第 2 章 6 軸直動型パラレルテーブル	16
2.1 概要	16
2.2 6 軸直動型パラレルテーブルの機構パラメータ	17
2.3 機構解析	19
2.3.1 運動解析	19
2.3.2 ヤコビ行列式による特異点判別	21
2.3.3 静力学解析	21
2.4 機構干渉	22
2.4.1 アクチュエータの干渉	22
2.4.2 アクチュエータとリンクの干渉	23
2.5 可動範囲	23
2.6 機構パラメータの最適化	24
2.7 まとめ	28
第 3 章 パラレルテーブルの位置決め精度評価方法	29
3.1 概要	29
3.2 パラレルテーブルの測定環境と手法	30

目次

3.2.1	三次元座標測定機(CMM)	31
3.2.2	計測対象と座標系設定	32
3.2.3	計測内容	34
3.3	位置決め精度の測定	36
3.3.1	測定内容	36
3.3.2	出力テーブルの運動精度の計測結果	40
3.3.3	計測結果の考察	44
3.4	まとめ	45
第4章	運動学によるパラレルテーブルのキャリブレーション	46
4.1	概要	46
4.2	精度を向上するための手法	50
4.3	キャリブレーション手法	50
4.4	誤差パラメータの同定	55
4.4.1	誤差が含まれる機構パラメータの設定	55
4.4.2	逆運動学によるアクチュエータ制御量の導出	56
4.4.3	設定パラメータ誤差の導出	58
4.4.3.1	計算方法	58
4.4.3.2	設定パラメータ誤差計算結果	60
4.5	キャリブレーションの実行と評価	63
4.5.1	キャリブレーション後の位置決め精度計測結果	63
4.5.2	計測結果の考察	67
4.5.3	繰返し誤差の評価	68
4.5.4	再キャリブレーション後の評価	69
4.5.4.1	計算結果	69
4.5.4.2	再キャリブレーション後の位置決め精度計測結果	73
4.6	まとめ	75

第 5 章 キャリブレーションに考慮される機構パラメータ誤差と位置決め 精度の関係	76
5.1 概要	76
5.1.1 CMM による計測	79
5.1.1.1 計測範囲	79
5.1.2 計測結果	82
5.2 機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係	90
5.2.1 計算に用いる計測データの違いによる計算結果	90
5.3 各機構パラメータ誤差を反映した位置決め精度評価	97
5.3.1 計測範囲	97
5.3.2 計測結果	98
5.3.3 計測結果の考察	105
5.4 機構パラメータ誤差の計算に用いる計測データの再選定	106
5.4.1 選定データ	106
5.4.2 計算結果	108
5.4.3 CMM による計測結果	112
5.4.4 計測結果の考察	119
5.5 まとめ	120
第 6 章 結論	121
6.1 研究のまとめ	121
6.2 今後の展望	123
参考文献	125

図の目次

Figure 1.1: Classification of parallel mechanism.....	4
Figure 2.1: Kinematic parameters.....	17
Figure 2.2: Coordinates of actuators on base plate.....	18
Figure 2.3: Coordinates of ball joints on output.....	18
Figure 2.4: Actuator interference.....	22
Figure 2.5: Link and actuator interference.....	23
Figure 2.6: Movable area (optimized).....	25
Figure 2.7: Movable range (Optimized $\Omega_X=15^\circ$).....	26
Figure 2.8: Movable range (Optimized $\Omega_Y=15^\circ$).....	27
Figure 3.1: The measurement situation by CMM.....	32
Figure 3.2: 6-axis linear type parallel table.....	32
Figure 3.3: Measuring coordinate.....	33
Figure 3.4: Orientation error A and B (X-axis ,Y-axis).....	35
Figure 3.5: Orientation Rotation error C (Z-axis).....	35
Figure 3.6: Position error of centre point O	36
Figure 3.7: Accuracy measuring results using CMM.....	44
Figure 4.1: Errors which influence the Parallel Mechanism.....	48
Figure 4.2: The calibration problems.....	52
Figure 4.3: Calibration approach.....	53
Figure 4.4: Parameter identification.....	54
Figure 4.5: Explanation of kinematic parameters.....	55
Figure 4.6: Positioning accuracy investigation after kinematic parameter identification.....	67
Figure 4.7: Positioning error along with X movement.....	67
Figure 4.8: Orientation error along with Y movement.....	68
Figure 4.9: Errors of parameters obtained by simulation.....	72

Figure 4.10: Positioning error along with X movement (re-calibration result).....	73
Figure 4.11: Orientation error along with X movement (re-calibration result).....	73
Figure 4.12: Positioning error along with Y movement (re-calibration result).....	74
Figure 4.13: Orientation error along with Y movement (re-calibration result).....	74
Figure 5.1: Positional relationship of links.....	78
Figure 5.2: Error of actuator parameters.....	78
Figure 5.3: Error of ball joint position in end plate.....	78
Figure 5.4: Error of ball joint position at limit switch.....	79
Figure 5.5: Error of link length.....	79
Figure 5.6: Measured positions in translation.....	80
Figure 5.7: Measured position in circle.....	81
Figure 5.8: Translation error in X.....	82
Figure 5.9: Translation error in Y.....	83
Figure 5.10: Translation error in Z.....	84
Figure 5.11: Translation error in A.....	85
Figure 5.12: Translation error in B.....	85
Figure 5.13: Translation error in C.....	86
Figure 5.14: Positioning and orientation error along with A-axis movement.....	88
Figure 5.15: Error B along with B axis.....	89
Figure 5.16: Error C along with C axis.....	89
Figure 5.17: Error in X_{Ai}	93
Figure 5.18: Error in Y_{Ai}	93

図の目次

Figure 5.19: Error in Z_{Ai}	93
Figure 5.20: Error in x_{Si}	94
Figure 5.21: Error in y_{Si}	94
Figure 5.22: Error in z_{Si}	94
Figure 5.23: Error in X_{Bi}	95
Figure 5.24: Error in Y_{Bi}	95
Figure 5.25: Error in Z_{Bi}	95
Figure 5.26: Error in L_i	96
Figure 5.27: Error in C_i	96
Figure 5.28: Translation error X.....	99
Figure 5.29: Translation error Y.....	100
Figure 5.30: Translation error Z.....	101
Figure 5.31: Error in A axis movement.....	102
Figure 5.32: Error in B axis movement.....	103
Figure 5.33: Error in C axis movement.....	104
Figure 5.34: Selected position.....	106
Figure 5.35: Error in X_{Ai} calculated by using new data	108
Figure 5.36: Error in Y_{Ai} calculated by using new data.....	109
Figure 5.37: Error in Z_{Ai} calculated by using new data.....	109
Figure 5.38: Error in x_{Si} calculated by using new data.....	109
Figure 5.39: Error in y_{Si} calculated by using new data.....	110
Figure 5.40: Error in z_{Si} calculated by using new data.....	110
Figure 5.41: Error in X_{Bi} calculated by using new data.....	110
Figure 5.42: Error in Y_{Bi} calculated by using new data.....	111
Figure 5.43: Error in Z_{Bi} calculated by using new data.....	111
Figure 5.44: Error in L_i calculated by using new data.....	111
Figure 5.45: Error in C_i calculated by using new data.....	112

図の目次

Figure 5.46: Error in X.....	113
Figure 5.47: Error in Y.....	114
Figure 5.48: Error in Z.....	115
Figure 5.49: Error in A.....	116
Figure 5.50: Error in B.....	117
Figure 5.51: Error in C.....	118

第1章 緒論

近年、製造現場では情報機器、半導体装置などに代表される製品の小型化、形状の複雑化への対応が求められている。多軸工作機械の開発が進み複雑な形状の製品の加工には対応してきているが、従来の多軸工作機械は小型製品を加工対象としたとき、製品のサイズに比べ相対的に構造が大きく、さらに汎用性、剛性、作業空間を重視することでさらに大型化する傾向が見られる。このような観点から、製品の大きさに合わせた加工装置の小型化を行うことにより、従来の工作機械に比べ、省スペース化、省コスト化、省エネルギー化、環境適応などが実現される。この考えに基づきデスクトップ型やマイクロサイズの加工装置、それを組み合わせたマイクロファクトリーの研究、開発が大学や研究機関、企業で盛んに行われている[1][2][3]。しかし、デスクトップ型の小型工作機械に関して従来型の 3 軸の機械は多く研究されているものの、多自由度加工に対応した加工機の開発は相対的に遅れている。

従来の工作機械に換えて、高精度加工可能なデスクトップ型パラレルメカニズム機構の採用に伴い、機構パラメータの幾何学精度と運動モデルの同定精度の向上に対する要求が高まりつつある。各パラレル機構の運動精度は、各アクチュエータの正確な制御に依存するだけでなく、その運動モデルの幾何学特性も把握しなければならない。

1.1 パラレルメカニズムの特徴

パラレルメカニズム[4]とは、出力リンクとベースとの間に複数のジョイントから構成される連鎖が複数個配列された機構である。パラレルメカニズムのその構造的特徴から高精度、高速度、高出力であるとされ、これらの特徴を活かしロボット[5]、モーションシミュレータ[6]、加工機[7][8]として使用されている。しかし、パラレルメカニズムの問題点として出力運動が定まらず、制御不能となる特異点の存在により作業領域が限定されてしまうため、特異点の解析に関する研究[9][10]は多く行われており、機構の設計の際に非常に重要である。また機構パラメータが多数あり、装置のキャリブレーションが困難であるため、装置のキャリブレーション手法に関しても研究が進められている[11]。

産業用ロボットに広く用いられているシリアルメカニズムは、先端にあるエンドエフェクタを動かす場合、エンドエフェクタ以外にエンドエフェクタとベースの間にある複数のリンク及びアクチュエータなどを動かさなければならないため、次の様な問題点がある。

1. 各アクチュエータに供給されるエネルギーのうち、わずかしかな本来の目的であるエンドエフェクタを動かすために使用されない。結果としてエンドエフェクタの加速性が悪くなる。

2. さらにベースに近いアクチュエータは、それより先端側にあるリンク及びアクチュエータなどを支持する必要があるため、ベースに近いほど高剛性のリンク及び高出力のアクチュエータが必要となる。またエンドエフェクタに近いほどリンクの剛性及びアクチュエータの出力は小さくなり、結果としてエンドエフェクタにおける負荷質量は小さくなる。

3. エンドエフェクタの位置及び姿勢を制御しようとする場合、順運動学を用いて、各アクチュエータの位置を計算し制御するが、個々のアクチュエータの制御誤差がエンドエフェクタへ向かうに従い、積算されることになり、結果としてエンドエフェクタの位置及び姿勢の制御誤差となって表れる。また各リン

クを構成する部材の変形も積算されることになり、制御誤差を大きくする要因の一つとなる。

一方、パラレルメカニズムは、アクチュエータを並列に配置した閉ループ構造であるため、次の様な長所を持つ。

1. 各アクチュエータに供給されるエネルギーを効率よくエンドエフェクタに伝える事ができる。さらにアクチュエータ及びリンクなどを軽量に作製する事が出来るため、結果としてエンドエフェクタを高速に動かす事が期待できるとともに高エネルギー効率となる。

2. エンドエフェクタに生じる負荷が、各リンク及びアクチュエータに分散されることに加え、他のアクチュエータ及びリンクなどがアクチュエータの駆動負荷になる事が少ない。結果として高出力化が期待できると同時に各アクチュエータの出力を小さく設計する事も可能となる。

3. 各リンクが曲げ応力を受ける事が少なく、機構全体で剛性を高くする事ができる。さらにアクチュエータの制御誤差や負荷によるリンクの変形も累積せず平均化されるので、高精度となる。

4. 機構が単純でコンパクトに多自由度を実現でき、機構の対称化、特性の等方化が容易である。

5. 逆運動学及び順静力学が容易に解ける。

一方で次の様な欠点も併せ持つ。

1. シリアルメカニズムと比較して、作業領域が狭い。

2. 順運動学及び逆静力学を解析的に解く事がきわめて困難である。

3. 動力学が非常に複雑である。

4. シリアルメカニズムと比較して作業領域の中に、特異点が多く存在する。

1.2 パラレルメカニズムの機構解析

同時多軸制御技術がパラレルメカニズムの実用化を可能とし，工作機械の新しい構造形態として着目されてきた．可動範囲と機構に含まれる誤差の解析やリンクの配置方法について研究が行われた．

パラレルメカニズムの応用例をアクチュエータの駆動方式に基づいて分類すると，「伸縮型(Telescopic)」，「回転型(Rotary)」，「直動型(Linear)」，「ワイヤ型(Wired)」の4種類に大まかに分けることができる[12]．

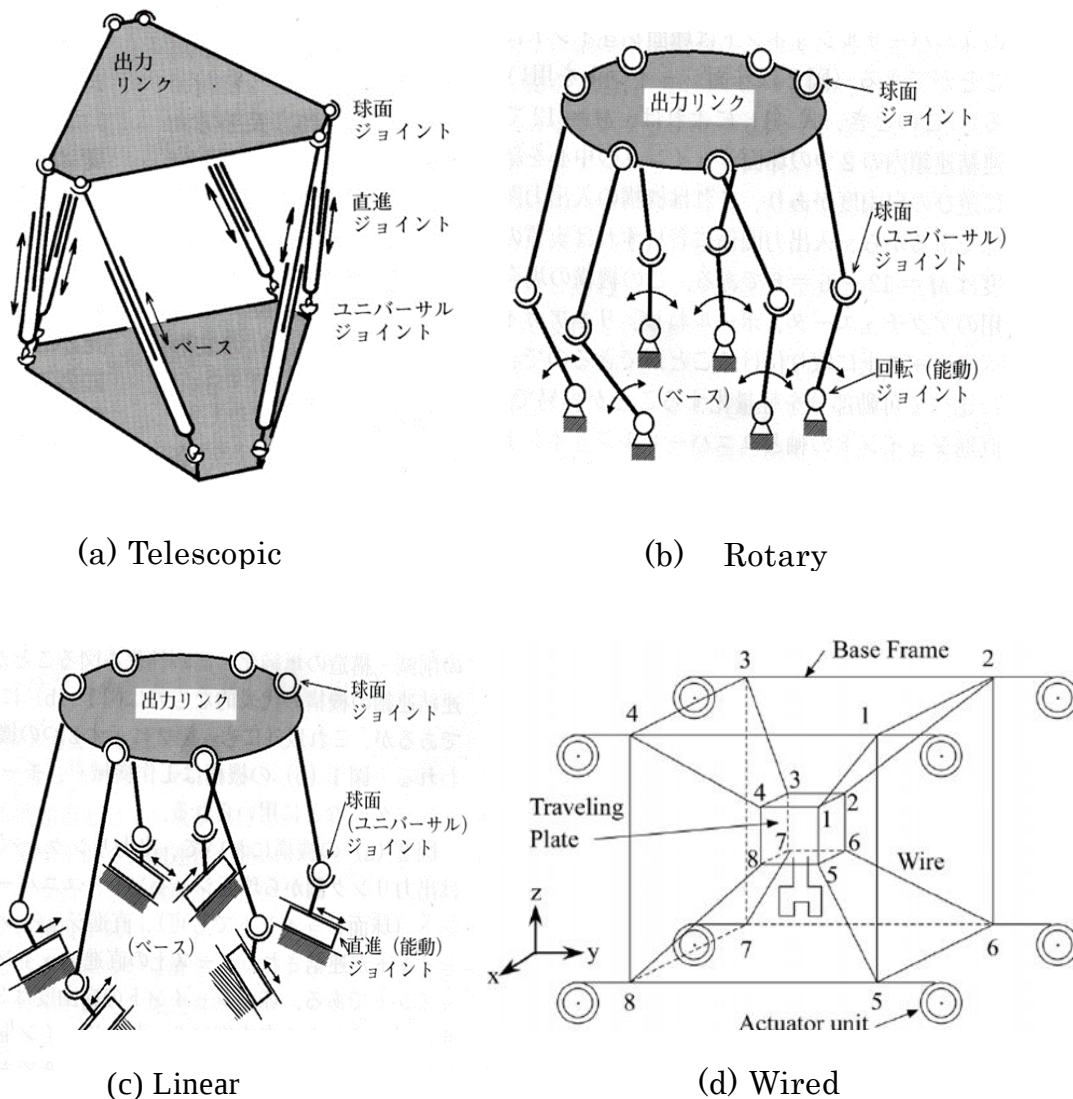


Fig. 1.1 Classification of parallel mechanism[12]

異なった特徴を持つパラレルメカニズムについて、さまざまな機構解析に関する研究が行われている。

舟橋らは、パラレルメカニズムの自由度について、全節数、全対偶数より、機構の自由度を計算出来る事を示している[12]。この様な作業は数の総合と呼ばれている。エンドエフェクタ 6 自由度の位置姿勢を独立に制御する 6 自由度空間パラレルメカニズムは、各連結連鎖の対偶の自由度の総和は 6 であり、各連結連鎖内のアクチュエータは一つである。出力節と静止節の間の連結連鎖に直動式アクチュエータを使用した機構が StewartPlatform[13]であり、出力節にかかる負荷とモーメントは、各連結連鎖の両端の球対偶を結ぶ方向に作用する引張力および圧縮力により支持され、連結連鎖にモーメントは生じない。

一方、出力節と静止節の間の連結連鎖に回転対偶を使用する場合は、作業領域が大きくとれるが、入力節にモーメントが生じる。また、シリアル機構の持つ大きな作業領域とパラレル機構の高い剛性を同時に実現するために、シリアル機構とパラレル機構を組み合わせたハイブリッド機構もある[14]。

パラレルメカニズムにおいて、アクチュエータから与えられた入力、受動対偶を含む閉ループ機構の運動学的拘束に基づき出力節に伝達されるため、機構の設計時には運動特性を評価しなければならない。武田らは、パラレルマニピュレータの入力節から出力節への力の伝達に着目し、運動伝達性指数を定義することで、作業領域の位置によって運動伝達性が大きく異なる事を示し、大きな作業領域を得るためには運動伝達性を考慮して、機構パラメータを決定する事が必要である事を示している[15]。また、この運動伝達指数が 0 の点は、パラレルメカニズムに特有の特異点である事を示している[16]。さらに、武田らは、運動伝達性に優れた機構定数領域を決定するためにモンテカルロ法に基づく方法を提案している。同方法を 6 自由度空間パラレルマニピュレータに適用し有効性を確認し、従来設計変数として扱われて

こなかった入力節の回転軸方向が機構の運動伝達性に大きく寄与する事を明らかにしている[17].

内山らは、パラレルマニピュレータの特異点は、エンドエフェクタの物理的拘束状態から、劣可動特異点と過可動特異点を定義している[18][19][20][21]. 劣可動特異点とは、手先が動けない方向が存在する特異点である. 一方、パラレルメカニズムに特有な特異点である過可動特異点とは、アクチュエータが固定されていても、手先を自由に動かす事が出来る特異点である. また劣可動特異点と過可動特異点は同時に起こる場合もある. さらに Zlatanov らは、運動空間の次元数よりも機構の自由度が小さいパラレルメカニズムにおいては、手先の自由度が低下する拘束特異点が存在することを明らかにしている[22]. 新井らは、ヤコビ行列を並進速度に係する部分と角速度に係する部分に分け、それぞれの条件数を評価量として、エンドエフェクタで発生する力やモーメントが出来るだけ一樣になるような機構を解析し、新しいパラレルマニピュレータの機構を提案している[23]. また垂直直動型パラレルメカニズムの運動学解析を行い、このパラレルメカニズムは全てのアクチュエータの運動方向がZ軸に一致しているため、逆運動学の計算が簡単化でき、垂直方向に特化した精度、出力、動作領域が得られることを示している[24]. さらに直動型パラレルメカニズムを対象として、アクチュエータの配置角度等をパラメータとして作業領域及び運動伝達指数が大きくなる最適なパラメータを導出している[25]. そしてリンク長さ等のリンクパラメータを変化させることにより、パラレルメカニズムの動作領域を可変に出来る可変構造型パラレルメカニズムを提案している[26].

小菅らは、ヤコビ行列を使用した機構解析は、エンドエフェクタの並進と回転運動、力とモーメントを一緒に取り扱って評価を行っているが、それぞれの量は異なる次元を持っており、一緒に取り扱う事は不自然であると考え、可操作楕円体[27]を使用し、エンドエフェクタで発生する力とモーメントを別々に扱うことにより、パラレルマニピュレータの力解析を行っている[28].

田中らは、パラレルメカニズムの二次元の作業領域を幾何学的に求め、リアルタイムで三次元に拡張するプログラムを開発している[29].

須崎らは、精密作業に必要となるパラレルメカニズムの手先の分解能を評価基準とする機構設計法を提案している[30].

1.3 パラレルメカニズムのキャリブレーション

パラレルメカニズムは工業分野に実用されるために、開発された数多くのパラレルメカニズム機構に対するキャリブレーション研究が行われてきた.

武田らはパラレルメカニズムを取り上げ、そのキャリブレーションモデルについて考察するとともに、誤差測定法がキャリブレーション後の誤差に及ぼす影響についてシミュレーションにより検討を加えた. パラレル機構のキャリブレーションに関して、キャリブレーション後の位置決め精度を評価する評価指数、及びキャリブレーション後の最大位置決め精度を推定する精度推定法を提案し、その妥当性をシミュレーションによって確認した[31]~[36].

松下らは、スチュワートプラットフォームを用いた Hexapod 型工作機械を研究対象とし、パラレルメカニズム工作機械における機構パラメータのキャリブレーション法について考察する. 特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. 提案した手法により、特に重力の影響の大きい条件においてキャリブレーション後の真円度がさらに向上した. Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の運動精度を DBB 法により測定し、機構パラメータ誤差のキャリブレーション方法を提案し、シミュレーションと実験によりその妥当性と有効性を確かめた[37][38].

太田らは、パラレルメカニズムの静的精度向上のため逆運動学より機構パラメータ同定してキャリブレーションする方法を提案した. 高精度に位置、姿勢を測定し、その値が指令値と一致するようにアクチュエータ位置を調整したときの調整量からパラメータを同定する. 開発した 6 自由度のパラレルメカニズム応用加工機 HexaM にその方法適用し、その有効性をシミュレーション

及び実験によって確認している. また, 1次元の変位計である DBB の測定値から順運動学的に機構パラメータ同定する新しいキャリブレーション方法を提案した. そして, 2 種類のモデルについてシミュレーション及び実験でその効果を検証した. 重力による弾性変形の位置決め制度への営業を解析するとともに, 新たに重力による弾性変形を補償する方法, 重力を考慮したときの機構パラメータのキャリブレーション方法を示し, シミュレーション及び実験によりその効果を検証した[39][40][41].

田中らは, 困難である姿勢測定を極力行わないキャリブレーションについて検討を行った. まず, 姿勢測定数を軽減するために測定の簡単化に対応したアルゴリズムを提案した. 具体的には, エンドエフェクタの位置姿勢と機構パラメータと姿勢データに関わる部分を明確に分離し, 取得するデータに対応してこれらを適宜組み合わせるキャリブレーションを行うアルゴリズムを提案した. そして, エンドエフェクタの位置姿勢データを完全なセットとして与えなくても, すなわち位置データと姿勢データが同数でなくとも完全に機構パラメータを推定できることを示した. さらに, 姿勢測定を極力行わないキャリブレーションとして, 姿勢測定を1点のみとしたキャリブレーションについてシミュレーション及び実験を行い, 姿勢測定数を軽減しなかった場合との比較を行った. 顕微鏡下に設置するパラレルメカニズムステージを対象に, 微細格子パターンを用いたエンドエフェクタの位置姿勢測定によるキャリブレーション方法を提案し, シミュレーション及び実験によってその実現性及び有効性の検証を行った[42][43].

大岩らは, 1本の冗長受動連鎖を3ヵ所に置き替えることによる3自由度パラレルメカニズムの校正方法について検討した. シミュレーションの結果, 受動連鎖を3ヵ所に用いて校正を行うことによって2ヵ所の場合と比べて, 構成精度が約20倍向上することを明らかにした. さらにメカニズムの可動範囲を広げることにより校正精度が向上し, 既報の研究結果と比べると約100倍推定精度を向上することができた. 従来より, CMM や工作機械の精度検定用

の DBB が用いられ, パラレルメカニズムの校正においても多用されてきている. 一次元の測長機による値づけが可能で構造がシンプルな DBB を用い, 搭載したタッチトリガープローブで測定した座標誤差からプローブを含めた機構のキャリブレーションの可能性を検討した[44][45].

立矢らは, 統計的手法である応答曲面法を用い, 効率的にパラレルメカニズムのキャリブレーションを行う方法を提案する. 同方法は, キャリブレーションに効果的な少数の測定条件を決定し, 同条件での測定値から機構の入力と発生する出力誤差の関係を推定して, その結果に基づきキャリブレーションを実施した[46].

以上の研究事例から, 実際のキャリブレーションアプローチのための最初のまたは最も一般的な評価基準は, 運動学相対的な装置の改善及びそれを実現させるための他の考慮面の改善である. キャリブレーションのコストについてはそれほど大きく取り上げられなかった. キャリブレーションによる精度の向上だけではなく, キャリブレーション効率の向上も考えなければならない. 特に本研究で取り上げる小型直動型パラレルメカニズムテーブル機構, 関連する研究は少ないため一層求められる.

1.4 パラレルメカニズムの応用

パラレルメカニズムは, 次の様に応用されている. 内山らは, 高速に駆動可能な3自由度空間ロボットである DELTA[53] の機能を拡張することにより, 6自由度にトラベリングプレートを制御できる HEXA を開発している. HEXA ロボット[54]は, ベースに固定された 6 個の DD モータ, これにより直接駆動される 6 つのアーム, 各アームにより間接的に駆動される 6 つのロッド, さらに 6 つのロッド全てが連結された 6 自由度を持つトラベリングプレート及びエンドエフェクタより構成されている. HEXA は, アデプトモーションにおいて, 1 サイクル 0.465s を実現している. これは同程度の大きさのロボットに比較して, 2 倍程度の速さである.

武田らは、従来型のロボットでは達成しえない高い精度、速度、剛性が要求される作業に適したマニピュレータを開発している [55][17]。試作機の位置繰返し精度は、位置決め変位 50 mm に対して、位置決め時間は 1 s、負荷質量 0~5kg の場合において、位置決め指令位置、及び位置決め方向によらず位置繰返し精度は $\pm 0.0012\sim 0.0084$ mm を達成している。

新井らは、パラレルメカニズムの特徴である位置決め精度の高さ及び逆運動学の求解の容易さから 2 本指マイクロハンドの駆動機構にパラレルメカニズムを採用している[56][57]。アクチュエータには圧電素子を使用しているが、圧電素子はヒステリシスが大きいため、ストレインゲージにより微小変位量を測定し、この変位量をフィードバックすることにより精密制御を達成している。マイクロハンドの顕微鏡視野内での位置決め分解能は、 $0.1\mu\text{m}$ 以下、最高応答周波数は 200 Hz である。

大川らは、各対偶に ± 120 度以上の可動角を持つピンジョイントを使用し、エンドエフェクタの傾斜角が 90 度以上取れる 6 自由度回転型パラレルメカニズムを開発している [58]。

田原らは、外力に対する高い柔軟性を持つ逆可動性の高い無段変速機構を用い、動作中において構造的に手先力を任意に変更可能な新しいパラレルマニピュレータを提案している [59]。

小俣らは、非駆動関節を有しアクチュエータが自由度より少ない複数のロボットをお互いに結合させる事により、形態が変更可能なパラレルロボットを提案している。このロボットは結合する事により、自由度とアクチュエータ数が一致したロボットとなり、異なった機能を持たせることが可能となる [4][60][61]。

シミュレータとしては、航空機パイロットの訓練を行うフライトシミュレータ、船舶の船橋を 6 自由度に制御制御することで乗船している雰囲気を作り出し、操船の訓練を行う船舶用シミュレータが有名であるが、テストドライバによる実車試験の代替として、ドライビングシミュレータも開発されている。

直動型パラレルメカニズムは、シリアルメカニズムより優れた特性を持ち高出力、高精度な作業への応用が期待されているが、現実にはその利用は進んでいない。その主な原因の一つは、目的仕様に応じた機構の選択方法や設計手法が不明確であるためと思われる。

本研究では、多自由度運動を生成する機構として、直動式アクチュエータを並列に固定配置した直動型パラレルメカニズムに注目し、この機構の解析と応用するための研究を行う。

1.5 研究目的

近年、製品の小型化、形状の複雑化への対応が迫られており、小型部品に対応した多軸デスクトップ型工作機械が求められている。そこで、シリアル機構に比べ、高精度、高出力、高剛性であるパラレルメカニズムを用い、工作機械用の小型 6 軸パラレルテーブルの開発が行われて来た[47][48][49]。この機構には位置決め誤差と工作機械の精度に影響を与える多くの要因があり、位置決めの不確かさは、構成パーツや組み立て誤差の幾何学的誤差による影響など多く考えられる。そのため、パラレルメカニズムの実用化においてはこの誤差を把握し、それを補正する制御方法の確立が必要である。位置決め精度は工作機械の中でもっとも重要な性能の一つである。パラレルテーブルの高い繰返し位置決め精度に対して、テーブル自身の各機構パラメータの絶対的な位置決めについては高い精度は実現されていない。この理由としては部品の製作誤差や運動学のモデル化誤差、原点リミットセンサなどの取付け誤差など設計値にはない誤差の影響を受けるためである。

そこで絶対位置決め精度の向上のためにさまざまなキャリブレーションの方法の研究がされてきた。パラレルメカニズム工作機械のキャリブレーションに対して、機構誤差のキャリブレーションに関する解析手法は逆運動解析方と順運動学解析方法と二つの手法を用いてキャリブレーションが行われて来

た[39][40][41]. 武田らは, DBB 法を用いて節に円運動を行わせた時の半径方向誤差をフーリエ変換して機構誤差同定し, キャリブレーションを行う手法について検討した[35]. 工作機械のキャリブレーションは入力値に対する実現値を測定し, 測定値とコマンドによる計算値の差が最小になるように計算に用いたパラメータを修正するものである. 本研究の 6 軸パラレルメカニズムテーブルの出力プレートの位置姿勢が精密に測定され計算値と測定値の誤差が最小になるようにキャリブレーションされるのが最も望ましいキャリブレーションである.

具体的には組み立て誤差と各部のリンクパラメータを推定することは非常に困難である. また, パラレルメカニズムのための多軸制御システムは, 各軸の間に生じる干渉を回避しなければならない. これまでの研究では, パラレルメカニズム機械に対するキャリブレーションの効率化にはまださまざまな課題が残されている. キャリブレーションアルゴリズムの開発は複雑で, 測定システムの選別, データの収集と測定値の処理, 適切なキャリブレーション手順の構築などの問題解決が重要となっている. キャリブレーションの本質的な難点は数多くの機構パラメータの同定であり, 入力データが可動範囲内の位置姿勢の離散測定した値である場合, 不可避な測定の不正確さを生成するだけでなく, 機構パラメータのずれによって生じる影響以外の要素もある. 6 軸パラレルテーブルの精度に影響する要素は数多く存在するため, それぞれの要素の影響と補正方法を把握するには詳細に調査する必要がある. 本研究では, パラレルメカニズムのテーブルの運動誤差を測定するために CMM を用いた新しい手法を考える. さらに, 測定結果に基づいて, テーブルの運動誤差を補正するための制御方法を提案し, その有効性について検討する.

また, 直動型パラレルメカニズムの出力特性は, アクチュエータ配置などの設計パラメータの組み合わせにより大きく変化することが予想され, それがどのように影響するか明らかにされていない. そのため, 直動型パラレルメカニズムの設計パラメータの組み合わせと機構特性の関係を明らかにすることが

望まれる. 本研究では小型製品の工作に対応した 6 自由度の運動ができる直動平行テーブルの機構を最適化を行い, 最適化を行った直動型6軸平行テーブルに適した誤差補正と制御精度向上させるためのキャリブレーションプロセスを提案する.

本研究で目指すキャリブレーションの目標は平行メカニズムに適用でき, 安価, 効率的かつできる限り自動化可能なアプローチとする.

問題解決には, 体系的に必要な解決項目をまとめ, それぞれの項目をひとつずつ順番に解決する必要がある. 最適な測定手順を決定するために可動範囲全体における系統的の分析, 自動化できるデータの測定と評価, 平行構造運動学的モデルに基づいて得られた測定, 効率的な最適化アルゴリズムを用いた機構パラメータの同定を行う.

1.6 論文構成

本論文は全部で6章から構成されてる, 各章の概要について, それぞれ以下にまとめる.

第1章 緒論

平行メカニズムの特徴, 工業分野に応用するための様々な機構解明やキャリブレーションアプローチに関連するこれまでの研究を紹介した. また, 本研究に用いる 6 軸平行メカニズムテーブルを実用化するための精度測定方法, 測定データを用いた機構パラメータ計算, 運動学を用いたキャリブレーションの実験的な検証などを説明した. また本論文の目的や, 論文構成についても紹介した.

第2章 6軸直動型平行メカニズムテーブル

本研究で用いる 6 軸直動型平行メカニズムテーブルの機構パラメータを紹介する. また, その制御性と実用性についての評価をシミュレーションで行う. 6 軸制御を生かしたテーブルとして活用するためのいくつか解決しなければならない問題点について述べる.

第3章 パラレルテーブルの位置決め精度評価方法

パラレルテーブルは高い繰返し位置決め精度を有するのに対して、テーブル自身の各機構パラメータの絶対的な位置決めについて高い精度は実現されていない。この理由としては部品の製作誤差や運動学のモデル化誤差、原点リミットセンサなどの取付け誤差など設計値にはない誤差の影響を受けるためである。

本章では、高精度の測定が可能な三次元座標測定機 (Coordinate Measuring Machine, 以降 CMM) を基にして、6 軸パラレルメカニズムテーブルに対応した測定システムを考える。また、テーブルが本研究で用いられる CMM に対してコンパクトなサイズを持つため、各構成パーツの幾何学誤差の測定やアセンブリ誤差の測定が可能となる。測定により得られた幾何学誤差やアセンブリ誤差を考慮したテーブルの校正により、テーブルの位置決め精度を向上させる。

第4章 運動学によるテーブルのキャリブレーション

パラレルメカニズムテーブルの複雑な機構パラメータや誤差を測定することは困難であるため、実用的な方法とするには、効率的なキャリブレーション方法が必要となる。本章では、第3章で提案した CMM を用いたテーブルの位置決め精度測定方法を用いて、出力プレートの位置と姿勢の計測データから機構パラメータ誤差を計算により求め、制御プログラムの補正を行う。この機構パラメータ誤差導出方法の有効性について検討し、位置決め精度を向上できることを示す。

第5章 キャリブレーションに考慮される機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

機構パラメータ誤差を計算する際に使用するデータが変化するとその計算結果は大きく変化する。さまざまな計算結果を用いて計測を行い、機構パラメータ誤差の変化と位置決め精度との関係を調査することによって、より効率的なキャリブレーションを行うことができる位置姿勢の組み合わせを特定す

ることができる. 本章では, 4 回のキャリブレーションを通して 6 軸パラレルメカニズムを用いたテーブルの位置決め精度と機構パラメータ誤差の関係についての調査を行う.

第 6 章 結論

本研究で得られた成果を総括すると共に, 将来展望について述べる.

第2章 6軸直動型パラレルテーブル

2.1 概要

前章では、パラレルメカニズム研究の歴史とその産業応用について紹介し、フライトシミュレータや小物の高速搬送など利用が進んでいる分野がある一方、工作機械分野実用が期待されたほどには進んでいない分野があることを指摘した。その原因の一つとして、実用的な製品として完成されたパラレルメカニズムが少なく、その特性が不明確なことが挙げられる。また、そのため作業目的に応じた効果的な利用も困難である。よって、現状では一般の機械設計者にとって、パラレルメカニズムは機構原理を選択するときの選択肢とはなっていない。これらの問題を解決するためには、運動学の解析や機構の評価を行い、設計に用いることができるデータを提示していくこと、およびこれらのデータを活用し設計する手法を、具体的な事例応用をもって示すことが重要である。

パラレルメカニズムは複数の閉ループで構成されるリンクを並列に配置した機構であり、片持ち梁構造のシリアルメカニズムに比べ、精度、剛性、出力の面で優れ、機構を構成する要素を任意に設定することによって、機構特性を変化させることが出来る。このような理由からパラレルメカニズムを小型多自由度の工作機械に適応することを試みた。

実際に設計するに当たって、機構の寸法、出力などを最適化する必要がある。そこで今回は直動型パラレルメカニズムを採用することとし、運動学、静力学特性を導き、シミュレーションによってアクチュエータ負荷を最小化するように機構のパラメータを最適化する。さらに実験装置において、シミュレーションの結果と比較することにより最適化の有効性を確認する。

2.2 6 軸直動型パラレルテーブルの機構パラメータ

工作機械のテーブルとして採用する機構として、複雑な形状にも対応出来るよう空間内で目標の位置と姿勢がとれる 6 自由度の機構で、かつアクチュエータ等をベース上に設置でき可動部を軽量化することが可能であり、可動部にかかるモーメント負荷が小さい 6 軸直動型パラレルメカニズムを採用した。この機構はベース上に取り付けられた 6 つの直動アクチュエータを制御することによって出力プレートを目的の位置、姿勢に動作させることが出来る。機構解析のため、最初に機構の特性を決定する機構パラメータを定義する。機構のパラメータとして、ベースプレートの中心位置を基準座標系として定義したときの、ベースの半径 R 、リンクの長さ L 、出力プレートの半径 r 、アクチュエータの傾斜角を θ 、アクチュエータの配置角を α 、出力プレート上の球対偶の配置角を β とする。また、出力プレート中心の位置を P 、出力プレートの各軸まわりの回転角を Ω 、アクチュエータ上の球対偶の位置を P_{bi} 、出力プレート上の球対偶の位置を P_{si} 、アクチュエータの方向を表す単位ベクトルを A_i 、リンクの方向を表す単位ベクトルを l_i 、アクチュエータ制御量を C_i とする。ここで、 i は軸の番号 1~6 を表す変数であり、設定した機構パラメータを Fig. 2.1 に示す。

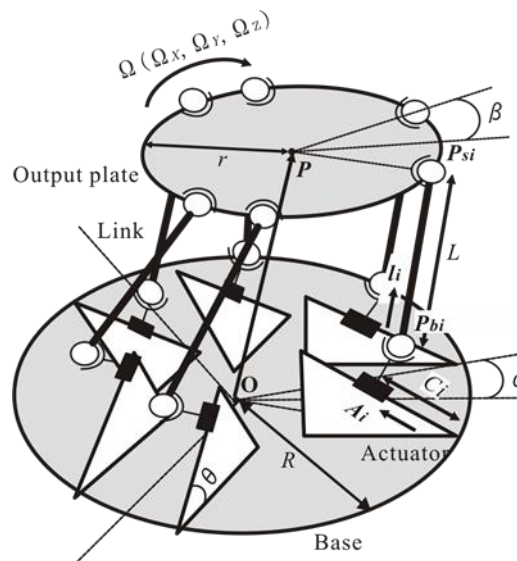


Fig. 2.1 Kinematic parameters

Fig. 2.2 にベース上のアクチュエータの配置, Fig. 2.3 に出力プレート上の球対偶の配置を示す. ここでベース上におけるアクチュエータ基準点の位置を b_i , 出力プレート中心 O_S を原点としたときの座標系 $O_S-X'Y'Z'$ 上での各球対偶の位置を P_{si}' とする.

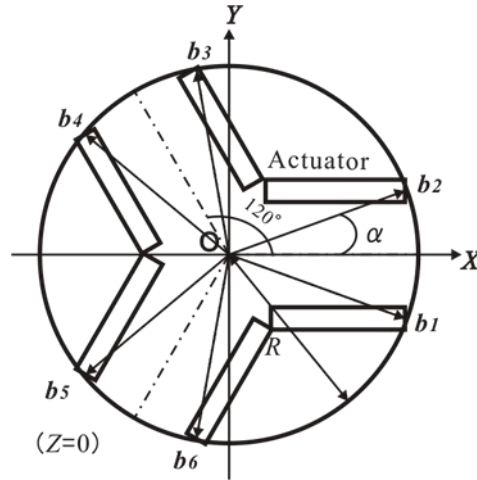


Fig. 2.2 Coordinates of actuators on base plate

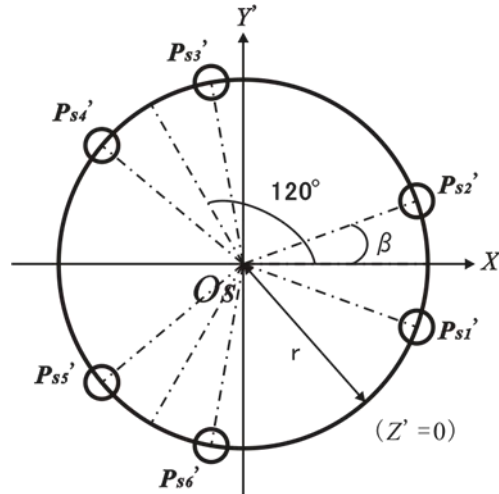


Fig. 2.3 Coordinates of ball joints on output

出力プレートに位置 $\mathbf{P}$ と各軸まわりの傾き $\boldsymbol{\Omega}$ を与えたとき $\mathbf{P}_{Si}$ と $\mathbf{P}_{Si}'$ の関係は式(2.1)で示される.

$$\mathbf{P}_{Si} = \mathbf{P} + \mathbf{R} \mathbf{P}_{Si}' \quad \therefore \begin{pmatrix} X_{Si} \\ Y_{Si} \\ Z_{Si} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_S \\ Y_S \\ Z_S \end{pmatrix} + \mathbf{R} \begin{pmatrix} X_{Si}' \\ Y_{Si}' \\ Z_{Si}' \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

ここで, $\mathbf{R}$ は座標変換行列で出力プレートの各軸周りの回転角 $\boldsymbol{\Omega}(\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z)$ から以下のように表される.

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos\Omega_Y \cos\Omega_Z & -\cos\Omega_Y \sin\Omega_Z & \sin\Omega_Y \\ \cos\Omega_X \sin\Omega_Z + \sin\Omega_X \sin\Omega_Y \cos\Omega_Z & \cos\Omega_X \cos\Omega_Z - \sin\Omega_X \sin\Omega_Y \sin\Omega_Z & -\sin\Omega_X \cos\Omega_Z \\ \sin\Omega_X \sin\Omega_Z - \cos\Omega_X \cos\Omega_Z \sin\Omega_Y & \sin\Omega_X \cos\Omega_Z + \cos\Omega_X \sin\Omega_Y \sin\Omega_Z & \cos\Omega_X \cos\Omega_Y \end{pmatrix}$$

2.3 機構解析

2.3.1 運動解析

Fig.2.2 に示した機構パラメータを用いて幾何学的関係から式(2.2)が導かれる.

$$\mathbf{P} + \mathbf{R} \mathbf{P}_{Si}' = \mathbf{b}_i + C_i \mathbf{A}_i + L_i \mathbf{l}_i \quad (2.2)$$

ここで式(2.2)の両辺を微分して整理すると,

$$\delta \mathbf{P} + \delta \mathbf{R} \mathbf{P}_{Si}' + \mathbf{R} \delta \mathbf{P}_{Si}' = \delta \mathbf{b}_i + \delta C_i \mathbf{A}_i + C_i \delta \mathbf{A}_i + L_i \delta \mathbf{l}_i \quad (2.3)$$

しかし, $\delta \mathbf{P}_{Si}' = 0$, $\delta \mathbf{b}_i = 0$, $\delta \mathbf{A}_i = 0$ より式(2.3)は式(2.4)のように表わされる.

$$\delta \mathbf{P} + \delta \mathbf{R} \mathbf{P}_{Si}' = \delta C_i \mathbf{A}_i + L_i \delta \mathbf{l}_i \quad (2.4)$$

次に左辺第二項 $\delta \mathbf{R} \mathbf{P}_{Si}'$ について式(2.5)のように整理する.

$$\begin{aligned}
 \delta \mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{i}' &= \mathbf{R} \delta \boldsymbol{\Omega} \mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{i}' = \begin{pmatrix} 0 & -\delta \Omega_Z & \delta \Omega_Y \\ -\delta \Omega_Z & 0 & -\delta \Omega_X \\ -\delta \Omega_Y & \delta \Omega_X & 0 \end{pmatrix} \mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{i}' \\
 &= \delta \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{i}' \quad (2.5)
 \end{aligned}$$

式(2.4)と式(2.5)から導かれる方程式の両辺を $\mathbf{l}_i^T$ と内積をとって整理すると

$$\mathbf{l}_i^T \cdot \delta \mathbf{P} + (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S} \mathbf{i}' \times \mathbf{l}_i^T) \cdot \delta \boldsymbol{\Omega} = \mathbf{l}_i^T \cdot \mathbf{A}_i \mathbf{C}_i \quad (2.6) \quad (\text{ただし } \mathbf{l}_i^T \cdot \delta \mathbf{l}_i = 0)$$

ここで出力プレートの速度と各軸まわりの角速度 $\mathbf{V}_0(\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \dot{\Omega}_X, \dot{\Omega}_Y, \dot{\Omega}_Z)^T$ とする.

各アクチュエータの速度 $\mathbf{V}_A(V_{A1}, V_{A2}, V_{A3}, V_{A4}, V_{A5}, V_{A6})^T$, ヤコビ行列 $\mathbf{J}_1, \mathbf{J}_2$ を用いて式(2.6)をまとめると式(2.7)となる.

$$\mathbf{J}_1 \begin{pmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\Omega}_X \\ \dot{\Omega}_Y \\ \dot{\Omega}_Z \end{pmatrix} = \mathbf{J}_2 \begin{pmatrix} V_{A1} \\ V_{A2} \\ V_{A3} \\ V_{A4} \\ V_{A5} \\ V_{A6} \end{pmatrix} \quad \therefore \mathbf{J}_1 \mathbf{V}_S = \mathbf{J}_2 \mathbf{V}_A \quad (2.7)$$

ここでヤコビ行列 $\mathbf{J}_1, \mathbf{J}_2$ は式(2.8), 式(2.9)で表される.

$$\mathbf{J}_1 = \begin{pmatrix} \mathbf{l}_1^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_1' \times \mathbf{l}_1)^T \\ \mathbf{l}_2^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_2' \times \mathbf{l}_2)^T \\ \mathbf{l}_3^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_3' \times \mathbf{l}_3)^T \\ \mathbf{l}_4^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_4' \times \mathbf{l}_4)^T \\ \mathbf{l}_5^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_5' \times \mathbf{l}_5)^T \\ \mathbf{l}_6^T & (\mathbf{R} \mathbf{P} \mathbf{S}_6' \times \mathbf{l}_6)^T \end{pmatrix} \quad (2.8)$$

$$J_2 = \begin{pmatrix} l_1 \cdot A_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_2 \cdot A_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_3 \cdot A_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_4 \cdot A_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l_5 \cdot A_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_6 \cdot A_6 \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

2.3.2 ヤコビ行列式による特異点判別

式(2.7)より,

$$V_O = J V_A \quad (J = J_1^{-1} J_2) \quad (2.10)$$

ここでヤコビ行列 J の行列式 $\det(J)$ が 0 になる点が機構の特異点であり、出力プレートはこの点を超えて移動することは出来ない。よって $\det(J) > 0$ もしくは $\det(J) < 0$ の範囲の中で移動させなければならない。平行メカニズムの特異点は空間内に局所的に点として存在するのではなく、曲線、あるいは曲面をなして存在する。

2.3.3 静力学解析

出力プレートに作用する荷重とモーメントを $F(F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y, M_Z)^T$, 各アクチュエータにかかる負荷を $F_A(F_{A1}, F_{A2}, F_{A3}, F_{A4}, F_{A5}, F_{A6})^T$ とする。全てのアクチュエータの出力の合計 $V_A^T F_A$ と、出力プレートの出力 $V_S^T F$ は等しくなるので式(2.11)が成り立つ。

$$V_A^T F_A = V_S^T F \quad (2.11)$$

式(2.11)より

$$V_A^T = (J^T V_S)^T \quad \therefore (V_A^T)^{-1} = J^T (V_S^T)^{-1} \quad (2.12)$$

式(2.12)と式(2.11)より F と F_A の関係について式(2.13)が成り立つ。

$$F_A = J^T F \quad (2.13)$$

2.4 機構干涉

実際の装置を作るためには、機構要素どうしの干渉を考慮にいてシミュレーションを行う必要がある。そこで、機構要素の干渉について述べる。

2.4.1 アクチュエータの干渉

Fig.2.4 (a), (b)の赤色の部分に示すようにアクチュエータの長さを L_A 、アクチュエータの幅を L_b とおくと、 L_A と L_b の大きさの関係によってはアクチュエータどうしの干渉が起こりうる。

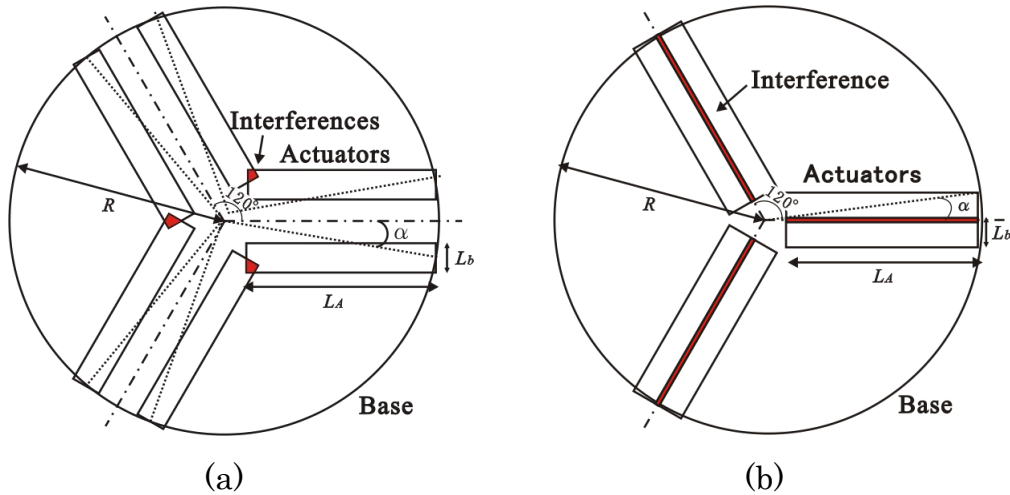


Fig.2.4 Actuator Interference

干渉が起こらないための条件を式(2.14)に示す。

$$2R \sin \alpha \leq L_b \quad \text{かつ} \quad R \sin(\pi/3 + \alpha) / \sin(\pi/3) - L_b / 2\sqrt{3} \geq L_A \quad (2.14)$$

アクチュエータのストローク量はアクチュエータの傾斜角 θ を用いると、 $L_A / \cos \theta$ と表わされる。可動範囲を大きくするためには L_b の制限の中で L_A は可能な限り大きくとる方が良い。

2.4.2 アクチュエータとリンクの干渉

Fig.2.5 の赤色の部分に示すようにアクチュエータとリンクが水平面と成す角度を θ_L とおくと, $\theta \geq \theta_L$ のときリンクとアクチュエータの干渉が起こる.

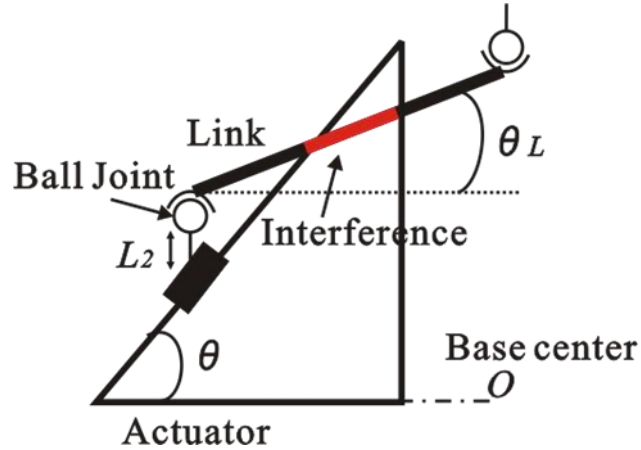


Fig.2.5 Link and Actuator Interference

この問題はボールジョイントのボールの中心とアクチュエータとの距離 L_2 を大きくすることによって回避することが出来るが, この距離が大きくなると L_2 の部分にかかるモーメント負荷が大きくなるため, ここでは $L_2=0$ として計算する.

2.5 可動範囲

目標とする出力プレート中心の可動範囲は, 出力プレートに傾きを与えない状態で式(2.15)に示すように底面の半径が $0.35R$, 高さ $0.3R$ の円柱状の領域に設定した.

$$X_s = R_s \cos(\varphi), \quad X_s = R_s \sin(\varphi), \quad -0.15R \leq Z_{ref} \leq 0.15R \quad (2.15)$$

ただし $0 \leq R_s \leq 0.35R, \quad 0 \leq \varphi \leq 360^\circ \quad Z_{ref}: \text{任意}$

この範囲において $\det(\mathbf{J}) < 0$ かつ 2.4 節で示した機構の干渉を回避出来るか判定し, 移動可能であるかを確認する.

2.6 機構パラメータの最適化

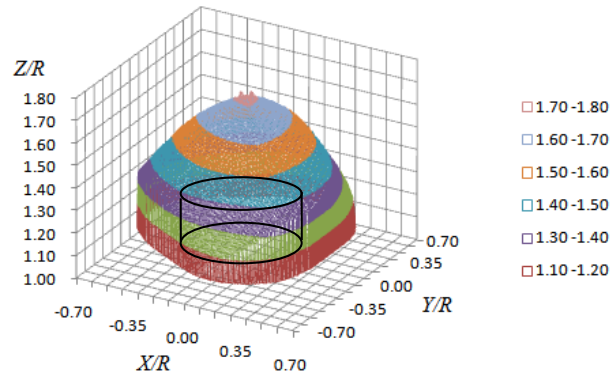
実用上の寸法を考慮し, 機構パラメータの計算範囲を式(2.16)のように定めた. ここではベース半径 R を基準とし, リンク長さ L , 出力プレート半径 r の値を定義した.

$$\begin{aligned}
 0.5R \leq L \leq 1.5R & \quad \text{変化量は } 0.1R \\
 0.3R \leq r \leq 1.0R & \quad \text{変化量は } 0.1R \\
 0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ & \quad \text{変化量は } 10^\circ \quad (2.16) \\
 10^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ & \quad \text{変化量は } 10^\circ \\
 10^\circ \leq \beta \leq 60^\circ & \quad \text{変化量は } 10^\circ
 \end{aligned}$$

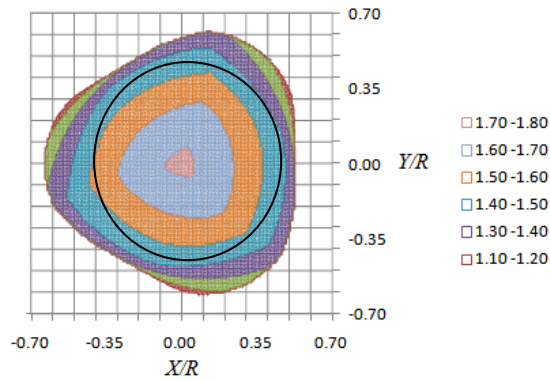
式(2.16)の機構パラメータの範囲において, 式(2.15)に示す可動範囲を満足し, 出力プレートへ負荷が与えられた際の各軸アクチュエータ負荷の最大値を最小化する機構パラメータの組み合わせを求める. 得られた機構パラメータの組み合わせ結果を Table2.1 に示す. ここではベースプレートの半径 $R=1$ として, リンクの長さ L , 出力プレートの半径 r は R の定数倍として表す. Table2.1 に示す機構パラメータを与えたときの出力プレートの可動範囲を Fig.2.6 に示す. Fig.2.6(b)は可動範囲を Z 軸正の方向から見た図である. 出力プレートの各軸まわりの傾き α はいずれも 0 としている. なお図中の色分けは Z/R の値で区別している.

Table 2.1 Optimized mechanism parameters

Kinematic parameters	R	L	r	θ	α	β
Value	1	$1.1R$	$0.6R$	40°	10°	45°



(a) Bird View

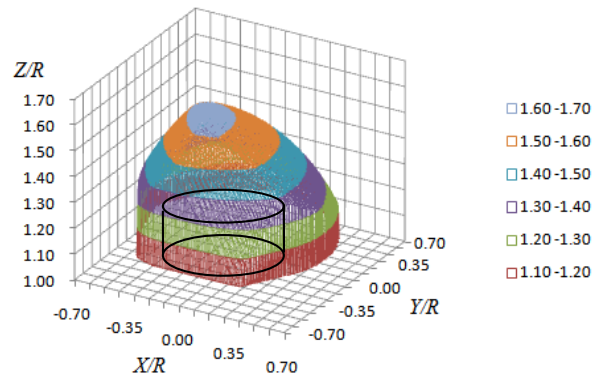


(b) Z View

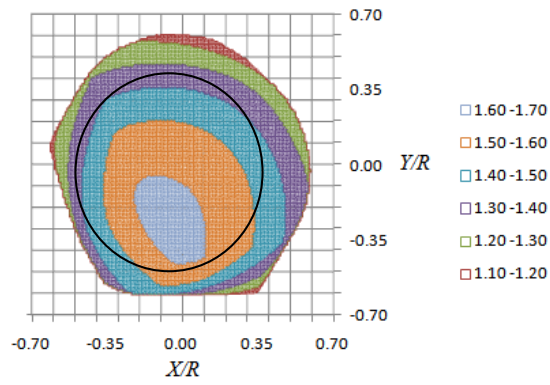
Fig. 2.6 Movable area (optimized)

Fig.2.6 中の黒線で表された円柱と円は 2.5 節で設定した目標可動範囲を示している. また最適化された機構パラメータを与えた時, アクチュエータの最大負荷 F_{Amax} は 25.82(N)となる.

また Fig.2.6 から目標とする可動範囲を満足していることが分かる. さらに, 可動範囲の形状も規則正しい形をしており, 装置として使用するのに適している. 次に出力プレートを X 軸まわりに 15° 傾けた場合の可動範囲を Fig.2.7, Y 軸まわりに 15° 傾けた場合の出力プレートの可動範囲を Fig.2.8 に示す.

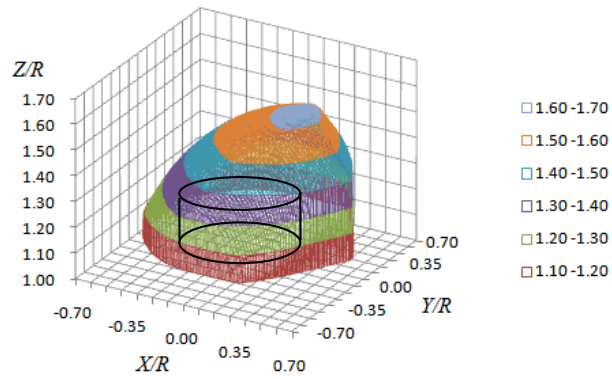


(a) Bird View

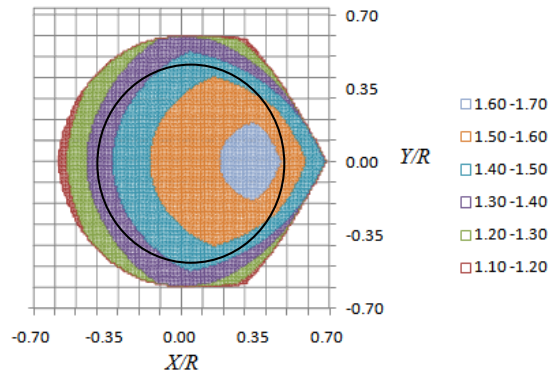


(b) Z View

Fig. 2.7 Movable Range (Optimized $\mathcal{Q}_X=15^\circ$)



(a) Bird View



(b) Z View

Fig. 2.8 Movable Range (Optimized $\mathcal{Q}_Y=15^\circ$)

Fig.2.7, Fig.2.8 より出力プレートに傾きを与えても, 可動範囲が極端に小さくなることはなく, 目標とする可動範囲の大きさを保ったまま移動できることが確認できた.

2.7 まとめ

実際に設計するに当たって、機構要素の寸法、出力などの最適化を行った。具体的には6軸直動型平行メカニズムにおける運動学、静力学特性を導き、シミュレーションによってアクチュエータ負荷を最小化するように機構パラメータの最適化を行った。さらに平行テーブルにおいて、シミュレーションの結果と比較することにより、小型製品加工に十分対応可能な6自由度性及び加工範囲における最適化の有効性を確認した。

工作機械におけるテーブルとして実用化するまで、最適化した機構パラメータを基に、テーブル構成部品の幾何学精度測定と校正、位置決め精度の評価などを行わなければならない。その際、テーブル自体を測定し、テーブルの組み立て誤差を求めることにより、キャリブレーションを可能とする、テーブルに適した測定システムを考えなければならない。

第3章 パラレルテーブルの位置決め精度評価方法

3.1 概要

一般的に知らされているように、測定結果には必ず誤差が含まれる。実際にはいくら慎重に測定しても、測定結果に影響を与える測定システム内部の要因、あるいはランダム誤差が多く存在し、これらをまとめたものとして、用語「不確かさ」が使用されている。この不確かさを減少させるには、より適切な測定方法を選ばなければならない。

測定方法は一次元と多次元測定システムと大まかに区別することができる。多次元測定システムは、従来の一次元測定機の組み合わせである。全測定システムの不確かさは、個々の機器の測定の不確かで構成されている。従って、得られる測定精度は一次元のシステムによる精度よりも常に低い。本研究の6軸パラレルテーブルの位置姿勢(6自由度)の測定においては、構成パーツが多く存在するため、アセンブリ誤差などを調べる際、識別プロセスを簡素化し、より少ない測定点とすることが必要である。しかし、単に一つの座標を測定することはかなり簡単で、測定(測定及び設置費用)の少ないコストにもつながる。また、機械の構成パーツの幾何形状を直接計測することも考えられるが、これはほとんど実用化されていない。特に大型の構成パーツ(ジョイントの場所)の場合、測定時の参考点などの影響が避けられない。また、テーブルは複数の機構が組み合わせて全体として運動を行うため、個々の機構の精度が最終的な運動精度、位置決め精度に影響する。

本研究では、エンドエフェクタの位置姿勢誤差を求め、目標値との差が無くなるまで機構パラメータを修正する方法を考える。位置姿勢誤差を求める方法として、三次元座標測定機(CMMまたはレーザトラッカなど)、オートコリメータ、ダブルボールバー[62]などの外部測定器を用いる方法や、寸法や形状が既知であるブロックゲージや三次元ボールプレート[63]などのアーティファクトをタッチプローブなどで計測する方法などがある。

本章では、測定の精度の影響をできるだけ減少させるために、CMM を用いた測定システムによりテーブルの 6 自由度位置姿勢の測定システムを提案した。

3.2 パラレルテーブルの測定環境と手法

パラレルテーブルの高い繰返し位置決め精度に対して、絶対的な位置決めについては高い精度は実現されていない。この理由としては部品の製作誤差や運動学のモデル化誤差、原点リミットセンサなどの取り付け誤差など設計値にはない誤差の影響を受けるためである。これらの誤差を明確にするためには、高精度の測定システムが必要となる。

パラレルメカニズム型工作機械の運動精度を向上させるためには、機構パラメータの正確な同定が必要不可欠である。研究者ら[39][45]は DBB(Double Ball Bar)装置を用いた円弧運動試験に基づき、

- (1)各ストラットの初期設定長さの誤差、
- (2)ベースジョイントの位置の誤差、という機構パラメータのキャリブレーションを行った。

しかし、DBB 法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[40]。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るが、従来法では工作機械の CNC による位置決めにより固定球位置を決定しているため、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ないという問題がある。

本研究では、高精度の測定が可能な三次元座標測定機(CMM)を基にして、6 軸パラレルテーブルに対応した測定システムを考えた。また、テーブ

ルが本研究で用いられる CMM に対してコンパクトなサイズを持つため、各構成パーツの幾何学誤差の測定やアセンブリ誤差の測定が可能となった。測定により得られた幾何学誤差やアセンブリ誤差を考慮したテーブルのキャリブレーションにより、テーブルの位置決め精度を向上させることが可能と考えられる。

3.2.1 三次元座標測定機(CMM)

本研究に用いたのは、MITUTOYO 社製の門(ブリッジ)移動型三次元座標測定機である。Table 3.1 にその仕様を示しており、パラレルテーブルの移動空間範囲(100×100×30mm)に対して大きな測定範囲をカバーしている。また、CMM 本体と測定対象とパラレルテーブルは常に 18～22℃の温度環境に設置され、取り付けた温度センサにより温度データを検出することで 20℃時の寸法に換算して測定結果の出力を行っているため、温度の影響を考慮した安定な測定が行える。測定時の様子を Fig. 3.1 に示す。

Table 3.1 Specification of CMM

三次元座標測定機	FALCIO-Apex776, ミットヨ製
測定範囲(mm)	X 軸:705, Y 軸:705, Z 軸:605
最小表示量(μm)	0.1
最大許容指示誤差: MPE _E (μm)	1.9 + 3L/1000 (L:測定長さ)
プロービング誤差(μm)	1.2

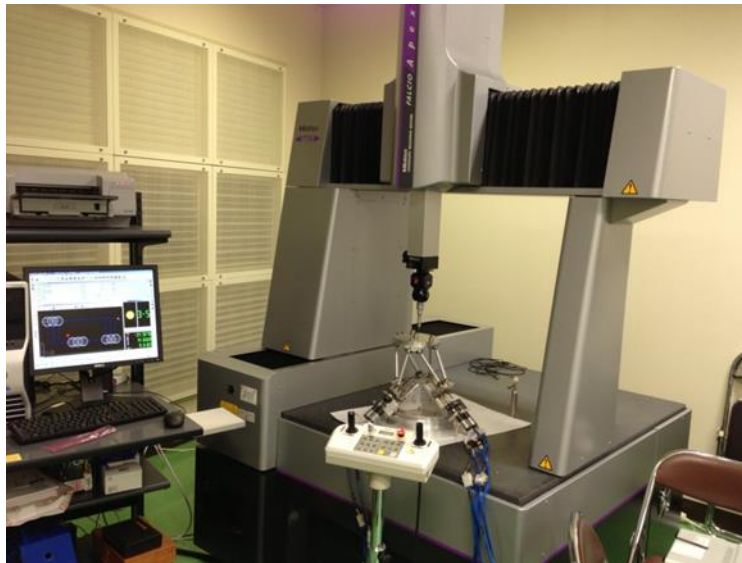


Fig. 3.1 The measurement situation by CMM

3.2.2 計測対象と座標系設定

Fig.3.2 に示したように、テーブルの機構はベース上に取り付けた 6 つの直動アクチュエータを制御することによって出力プレートを目的の位置、姿勢に動作させることができる。

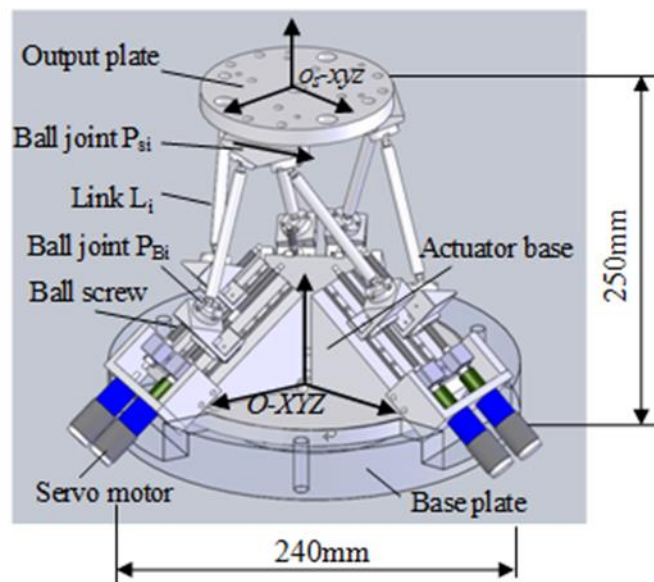


Fig. 3.2 6-axis linear type parallel table

構成要素は上から出力プレート, 6 個の球対偶 P_{Si} , 6 本のリンク L_i , 6 個の球対偶 P_{Bi} , 6 個のボールねじ, 3 つのアクチュエータベース, 6 個のサーボモータ, ベースプレートである. 大きさは直径 240mm, 高さ 250mm 程度である. 出力プレート上の球対偶 P_{Si} の位置 P_{Si} をベースプレート座標系 $O-XYZ$ においては太文字の P_{Si} , 出力プレート座標系 o_s-xyz においては小文字の p_{Si} と表している. ここで添え字 i はアクチュエータの番号 1~6 を表す.

上述したように, 6 軸パラレルテーブルの機構は複雑であるため, それぞれの機構パーツの幾何学誤差やアセンブリ誤差を明らかにするのに, CMM 測定に合わせた最適な測定アプローチを考えなければならない.

出力プレートの姿勢を正確に把握測定するために, テーブルの基準となる面と位置を定める必要がある. そこで, 本研究では基準となる測定対象物として, 測定安定性の高い真円度の高い鋼球を用いた. 鋼球の材質は SUJ-2, 直径 19.05mm, 等級 G20(真円度 $0.5\mu\text{m}$, 表面粗さ $0.04\mu\text{m}$) になっている. また, 同じ平面上(出力プレート)に固定配置された 3 つの鋼球の測定により, 測定基準面を得ることができる.

出力プレート上に $\Phi 18\text{mm}$ の精密な円ポケット加工を施し, その底面にネオジム磁石を取り付けることによって鋼球を吸引し, 測定の際に, 動かないよう配置する.

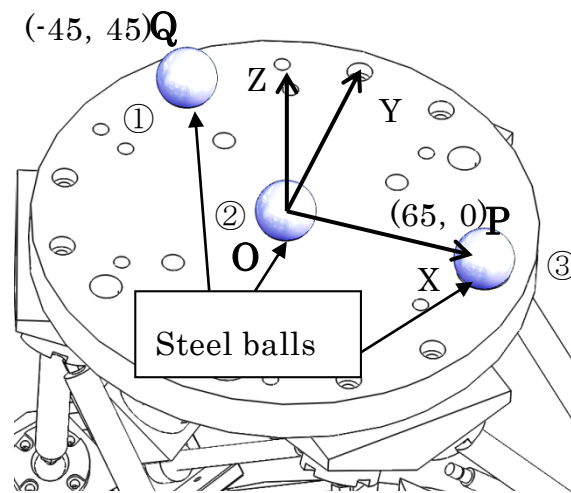


Fig. 3.3 Measuring coordinate

テーブルを測定するにあたり、三次元測定機の機械座標系とは別に計測座標系を定義する必要がある。今回はプログラム原点 $X=0, Y=0, Z=0$ かつ各軸まわりの回転角を全て 0 とした時のテーブルの位置、姿勢を基に Fig.3.3 に示す出力プレート上に配置された 3 点の鋼球の中心の位置座標をもとに計測座標系を定義する。設定方法は出力プレート上 3 つの鋼球の表面をそれぞれ 5 点ずつ計測した座標値から最小二乗法により各鋼球の中心座標を計算する。球の真球度の範囲で精度が保障されると言える。ここで出力プレート中心においた球の中心を O, Fig. 3.3 に示した②の球の中心を P, ③の球の中心を Q と定義し、原点を点 O, XY 平面を O, P, Q で定義される平面, X 軸を直線 OP と合致と定めることにより計測座標系を設定する。Fig. 3.3 に設定された計測座標系を示す。

3.2.3 計測内容

3.2.2 で示した基準座標系においてテーブルを目標の点に移動させた時の位置、姿勢の計測方法について示す。まず点 O は出力プレート中心に位置し座標系各軸まわりの指令値との回転誤差の影響を受けないと仮定し(実際にも CMM による直接測定から確認した)、点 O の座標を計測することによって、指令値と実際位置の各軸の並進誤差を求める。次に点 P, Q を計測し、点 O, P, Q を通る基準面 1 を計算する。Fig.3.4 に示す様に面 1 と X 軸, Y 軸との傾きを確かめることによって A, B を求める。最後に Fig.3.5 に示すように、指令値から計算される直線 OP' と実際の測定値から計算される直線 OP との先ほど求めた面 1 上での角度を計算することによって C を求める。これでテーブルの運動の誤差 6 成分が求められることになる。

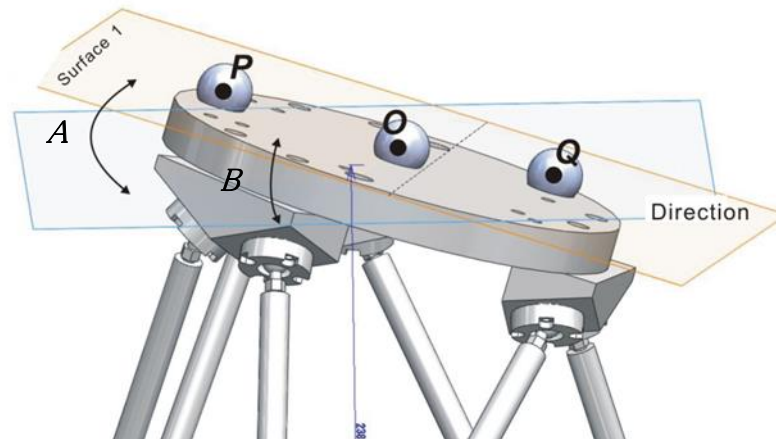


Fig. 3.4 Orientation error A and B (X-axis, Y-axis)

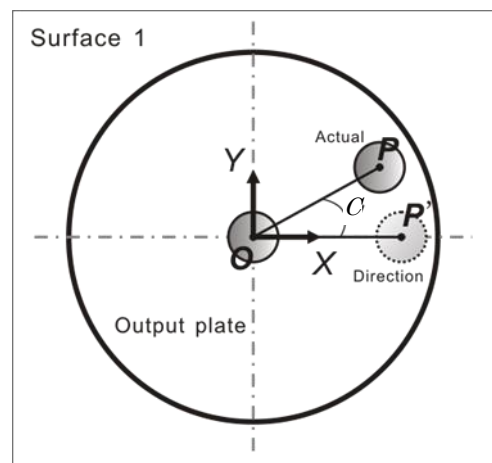


Fig.3.5 Orientation error C (Z-axis)

また、設定した基準面の精度の確認をとるために、原点 O の精度の確認を行った。パラレルリンクの配置に誤差が含まれるため、計測座標系の原点と実際のシステム機構原点は一致しないはずであり、その確認をとるために、パラレルテーブルの Z 軸を中心とする回転運動させた。得られたそれぞれの球①(座標系中心位置 O)の座標ずれ値(X , Y , Z 軸上の位置ずれ値 $errorX$, $errorY$, $errorZ$)を Fig. 3.6 に示す。各軸上の位置ずれは一定な傾向はなく、 $30\mu\text{m}$ 以内に収まっている。

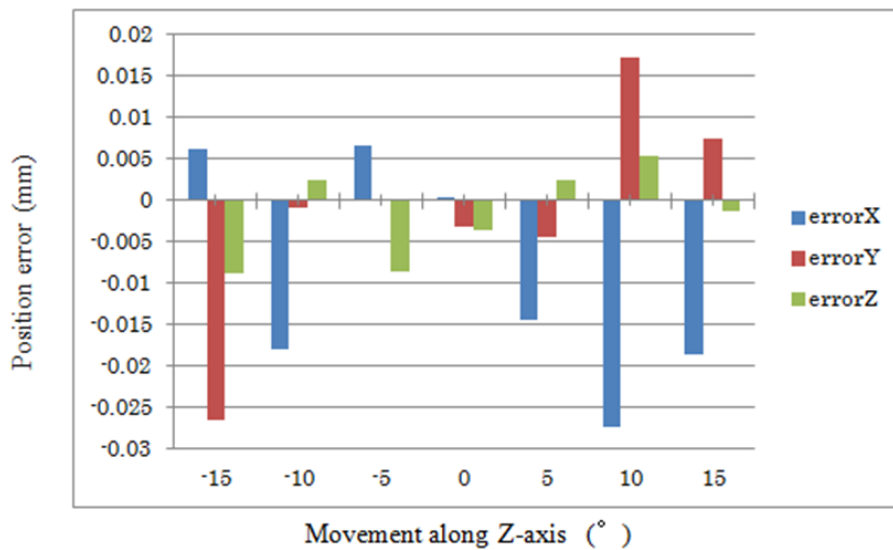


Fig.3.6 Position error of the central point O

3.3 位置決め精度の測定

上記説明した 3 次元測定機を用いたテーブルの位置決め精度の計測手法を用いる。位置決め精度を計測する前に、テーブルの組み立て誤差を計算し、装置のキャリブレーションを行い、位置決め精度の向上を図る必要がある。

テーブルの組み立て誤差の計測に際し、テーブルの運動パフォーマンスに一番重要な役割を果たしている各駆動軸に着目した。具体的には、出力プレートに隣接されている 6 つの球面軸受の配置位置、またテーブルが機械原点に停止している際の、各駆動リンクに移動する球面軸受の所在位置、そして、各アクチュエータ支持台の組立誤差のそれぞれを CMM によって測定した。測定した結果に基づいてテーブルの制御プログラムに含まれる各機構パラメータの位置関係情報を更新した。これから、新しい運動学プログラムを用いたテーブルの測定を行う。

3.3.1 測定内容

テーブルの位置決め精度を把握するために、CMM による測定手法を用いた計測を行った。計測する位置姿勢について述べる。X, Y 方向について

は-40mm から 40mm までを 10mm 間隔で計測する. Z 方向については-10mm から 30mm までを 10mm 間隔で計測する. A, B, C 方向については-15° から 15° までを 5° 間隔で計測する値を Table 3.2 にまとめる.

Table 3.2 The order of measurements

	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)
1	0	0	0	0	0	0
2	-40	0	0	0	0	0
3	-30	0	0	0	0	0
4	-20	0	0	0	0	0
5	-10	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0
7	10	0	0	0	0	0
8	20	0	0	0	0	0
9	30	0	0	0	0	0
10	40	0	0	0	0	0
11	0	-40	0	0	0	0
12	0	-30	0	0	0	0
13	0	-20	0	0	0	0
14	0	-10	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	10	0	0	0	0
17	0	20	0	0	0	0
18	0	30	0	0	0	0
19	0	40	0	0	0	0
20	0	0	-10	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0
22	0	0	10	0	0	0
23	0	0	20	0	0	0
24	0	0	30	0	0	0
25	0	0	0	-15	0	0
26	0	0	0	-10	0	0
27	0	0	0	-5	0	0
28	0	0	0	0	0	0
29	0	0	0	5	0	0
30	0	0	0	10	0	0
31	0	0	0	15	0	0
32	0	0	0	0	-15	0
33	0	0	0	0	-10	0
34	0	0	0	0	-5	0
35	0	0	0	0	0	0
36	0	0	0	0	5	0
37	0	0	0	0	10	0
38	0	0	0	0	15	0
39	0	0	0	0	0	-15
40	0	0	0	0	0	-10
41	0	0	0	0	0	-5
42	0	0	0	0	0	0
43	0	0	0	0	0	5
44	0	0	0	0	0	10
45	0	0	0	0	0	15

3.2.2 項で示した基準座標系においてテーブルを目標の点に移動させた時の位置, 姿勢の計測方法について示す. まず点 O は出力プレート中心に位置し座標系各軸まわりの指令値との回転誤差(ここでは $errorA$, $errorB$, $errorC$ とする)の影響, 点 O の座標を計測することによって, 指令値と実際位置の各軸の並進誤差(ここでは $errorX$, $errorY$, $errorZ$ とする)を求める. 次に点 P , Q を計測し, 出力プレート座標系 $os\text{-}xyz$ を作る. ベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ の XY 平面に x 軸を投影し, この x 軸と X 軸とのなす角 $actualC$ と指令値 C との差から $errorC$ を求める. ベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ の ZX 平面に z 軸を投影し, この z 軸と Z 軸とのなす角 $actualB$ と指令値 B との差から $errorB$ を求める. ベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ の YZ 平面に y 軸を投影し, この y 軸と Y 軸とのなす角 $actualA$ と指令値 A との差から $errorA$ を求める. これで位置と姿勢の 6 成分が求められる. 得られた 6 成分を用いてテーブルの位置決め精度など評価する, さらにその後のキャリブレーションにおいても重要なデータとなる.

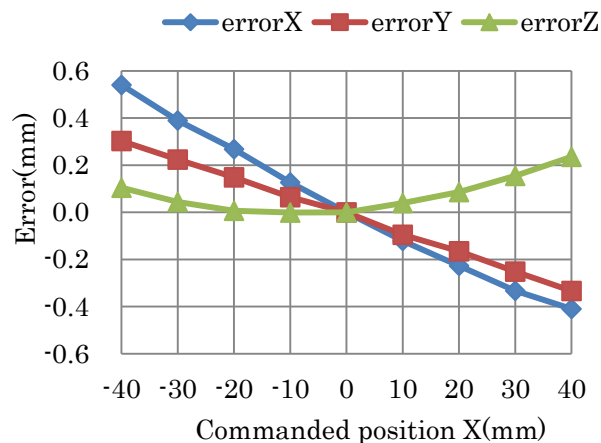
Table 3.3 Standard deviation of measuring error

No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1	-0.0001	-0.0007	-0.0011	11	0.0008	-0.0011	0.0005
2	0.0002	-0.0002	-0.0006	12	0.0002	0.0001	0.0009
3	0.0013	0	-0.0006	13	0.0005	-0.0005	0.0009
4	0.0003	-0.0008	-0.0005	14	0.0003	0.0003	0.0008
5	0.0004	0.0005	-0.0001	15	0.0002	-0.0003	0.0009
6	0.0004	-0.0001	0.0002	16	0.0002	-0.0002	0.0005
7	0.0003	-0.0001	-0.0005	17	-0.0001	0.0007	-0.0002
8	0.0003	-0.0006	0.0015	18	-0.0005	0	-0.0003
9	0.0001	0.0002	0.0008	19	-0.0002	-0.0006	0.0003
10	0.0003	-0.0006	0.0034	20	-0.0002	-0.0005	-0.0004
Standard deviation:					0.0004	0.0005	0.0010

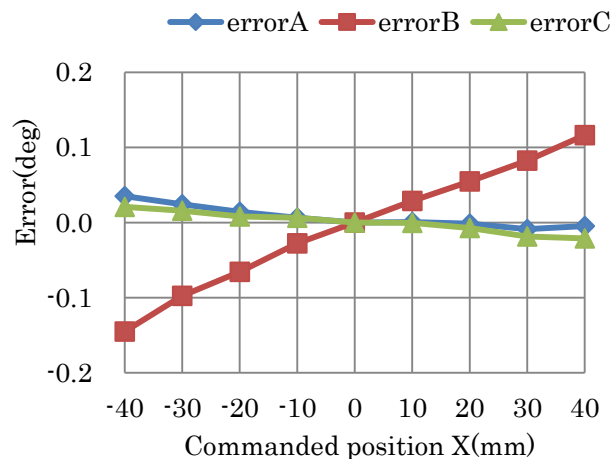
3.3.2 出力テーブルの運動精度の計測結果

テーブルの位置決め精度の計測点として、プログラム原点 $X=0, Y=0, Z=0$ を基準として X, Y を別々に -40mm から 40mm まで 20mm 間隔で移動させた点, Z を -10 から 30mm まで 10mm 間隔で移動させた点, $\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$ をそれぞれ -15° から 15° まで 5° 間隔で移動させた点と設定し, それぞれの点におけるテーブルの並進誤差, 回転誤差について計測した.

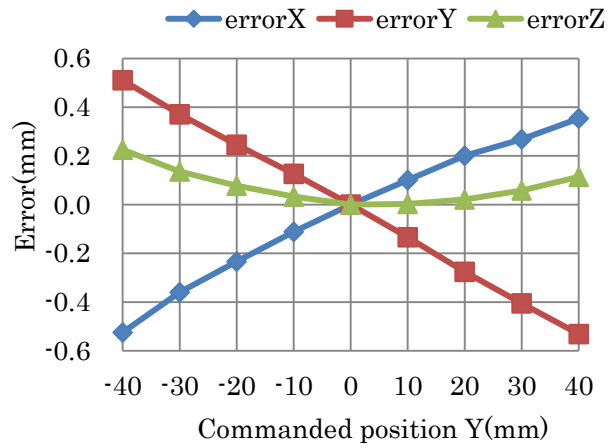
計測された誤差を指令値と実際位置の各軸の並進誤差($errorX, errorY, errorZ$), 座標系各軸まわりの指令値との姿勢誤差($errorA, errorB, errorC$)と定義し, それぞれ Fig.3.7(a)~(l)に示す.



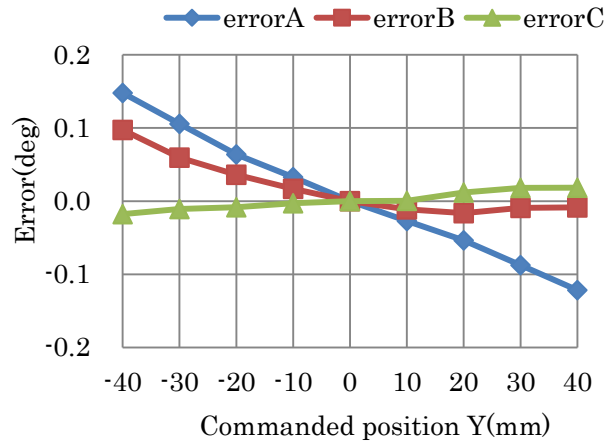
(a) Positioning error along with X movement



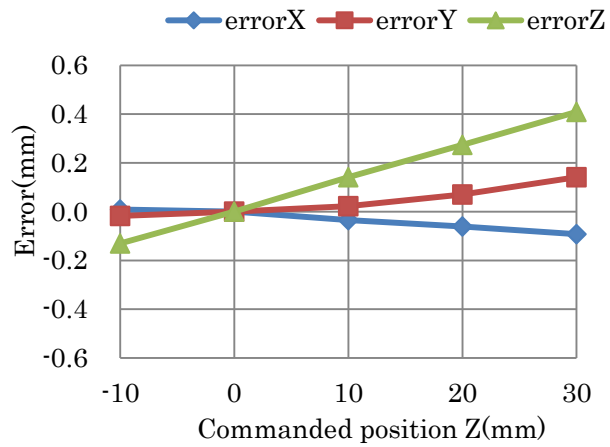
(b) Orientation error along with X movement



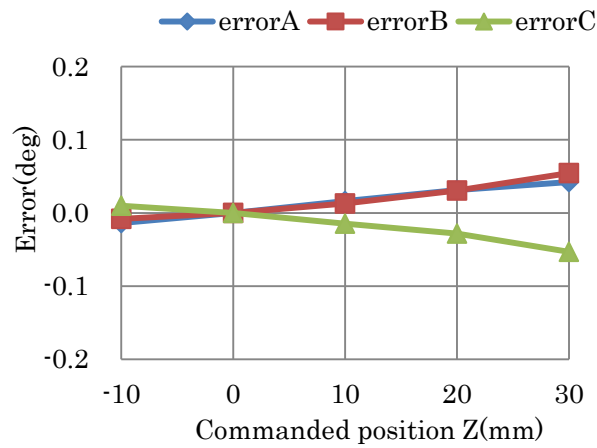
(c) Positioning error along with Y movement



(d) Orientation error along with Y movement



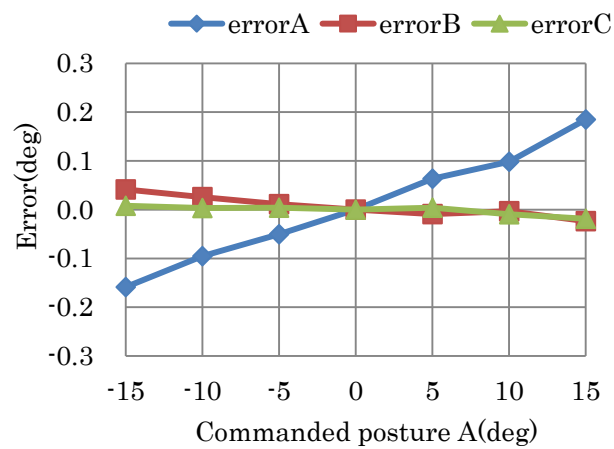
(e) Positioning error along with Z movement



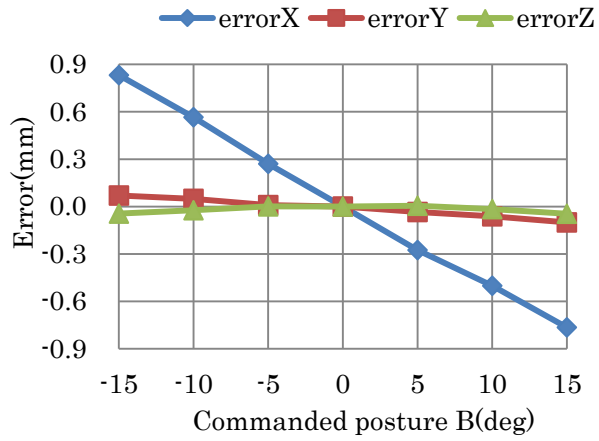
(f) Orientation error along with Z movement



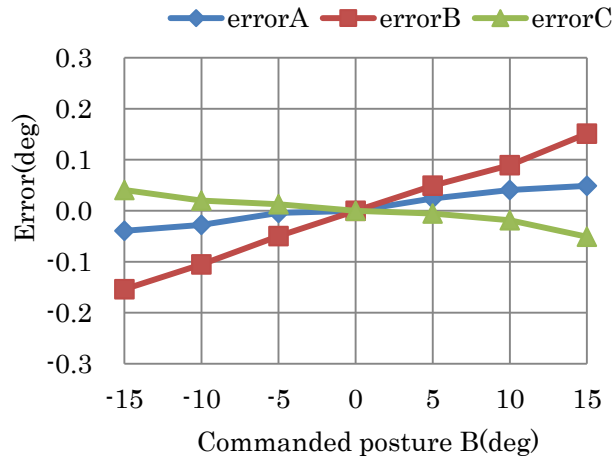
(g) Positioning error along with A rotation



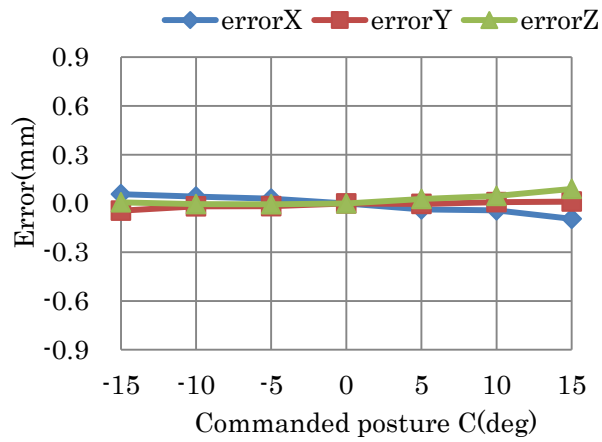
(h) Orientation error along with A rotation



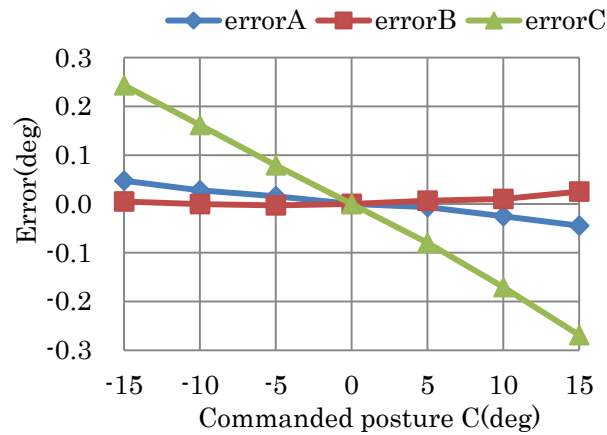
(i) Positioning error along with B rotation



(j) Orientation error along with B rotation



(k) Positioning error along with C rotation



(l) Orientation error along with C rotation

Fig. 3.7 Accuracy measuring results using CMM

3.3.3 計測結果の考察

X 軸の並進 (Fig.3.7(a), Fig.3.7(b)), Y 軸の並進 (Fig.3.7(c), Fig.3.7(d))について, それぞれ移動方向と同じ方向の $errorX$, $errorY$ が最も大きく出ている. 移動方向と直角な軸周りの回転誤差 $errorB$, $errorA$ が他の回転誤差に比べ大きいこれは制御プログラム中の出力プレート座標系が Z 方向にずれているために起きていると考えられる. A 軸の回転 (Fig.3.7(g), Fig.3.7(h)), B 軸の回転 (Fig.3.7(i), Fig.3.7(j))について, Fig.3.7(b), Fig.3.7(d)と同様に回転軸と直角な軸方向の位置決め誤差が他の位置決め誤差に比べて大きく出ている. 例えば, Fig.3.7(g)において, A 軸は X 軸周りの回転であるが, それと直角な Y 軸の位置決め誤差 $errorY$ が, $errorX$, $errorZ$ に比べて大きい. この原因も制御プログラム中の出力プレート座標系が Z 方向にずれているために起きていると考えられる.

3.4 まとめ

パラレルテーブルの複雑な形状や誤差を測定することは困難であるため、それぞれの誤差のキャリブレーション方法が必要である。ここで、キャリブレーションを施す前に、まず、3次元座標測定機による6軸パラレルテーブルの位置決め精度測定を行い、CMMによる新たなパラレルテーブルの精度の測定方法を提案した。その際、テーブル自体の組立て誤差を計測することで、パラレルテーブルのキャリブレーションを行い位置決め精度の向上が確認出来た。

第4章 運動学によるパラレルテーブルのキャリブレーション

4.1 概要

本章では、小型多自由度な工作機械としてパラレルメカニズムを用いたテーブルを研究対象とし、その装置のキャリブレーションを目的とする。

位置決め誤差と工作機械の精度に影響を与える多くの要因があり、位置決めの不確かさは、構成パーツや組み立て誤差の幾何学的誤差によるものなど多く考えられる。そのためパラレルメカニズムの実用化においてはこの誤差を把握し、それを補正する制御方法の確立が必要である。位置決め精度は工作機械の中でもっとも重要な項目の一つである。パラレルテーブルの高い繰返し位置決め精度に対して、テーブル自身の各機構パラメータの絶対的な位置決めについては高い精度は実現されていない。この理由としては、部品の製作誤差や運動学のモデル化誤差、原点リミットセンサなどの取り付け誤差など設計値にはない誤差の影響を受けるためである。

そこで、絶対位置決め精度の向上のためにさまざまなキャリブレーションの方法の研究がされてきた[5]。パラレルメカニズム工作機械のキャリブレーションに対して、機構誤差のキャリブレーションに関する解析手法は逆運動解析方法と順運動学解析方法と二つの手法を用いてキャリブレーションが行われて来た[39][40][41][25][50]。

武田[50]らは DBB 法を用いて円運動を行わせた時の半径方向誤差をフーリエ変換して機構誤差同定し、キャリブレーションを行う手法について検討した。工作機械のキャリブレーションは入力値に対する実現値を測定し、測定値とコマンドによる計算値の差が最小になるように計算に用いたパラメータを修正するものである。本研究 6 軸パラレルテーブルの出力プレートの位置姿勢が精密に測定され計算値と測定値の誤差が最小になるようにキャリブレーションされるのが最も望ましいキャリブレーションである。

難しいといわれているパラレルメカニズムのキャリブレーション手法については多くの研究者が研究を行っている。その例をいくつか示す。

武田ら[35] [36]の研究では、ヘキサ型のパラレルメカニズムを研究対象とし、その出力プレートを円運動させその時の半径方向の誤差をダブルボールバーシステム(DBB)で計測し、その誤差をフーリエ級数で近似してキャリブレーションを行うこと、また計測する運動の最適組み合わせを誤差方程式の係数行列のベクトルのノルムに基づいて決める選定アルゴリズムを提案している。実際にこの方法でキャリブレーションを行った結果、この選定アルゴリズムは有用であることが確認されている。

佐藤ら[51]の研究では、誤差行列などに緩い束縛条件を加えた最小二乗計算でのキャリブレーションを提案し、それを用いてスチュワートプラットフォーム型のパラレルメカニズムとダブルボールバーを使用するシミュレーションを行った結果、計算の発散を抑えることに成功している。

また大岩ら[52]の研究では、スチュワートプラットフォーム型のパラレルメカニズムのリンクの長さを多項式で表し、その係数を計測によって得た実際の位置姿勢で求めていくという方法を提案し、そのシミュレーションを行っている。

これまでの研究では、パラレルメカニズムを用いた機械に対する効率的なキャリブレーション手法が課題とされている[5]。キャリブレーションアルゴリズムの開発は複雑で、測定システムの選別、データの収集と測定値の処理、適切なキャリブレーション手順の構築などの問題解決が重要となっている。キャリブレーションの本質的な難点は数多くの機構パラメータの同定である。入力データが可動範囲内の位置姿勢の離散測定した値である場合、これは避けられない測定の不正確さを生成するだけでなく、機構パラメータのずれ以外のものによって生じる影響もある。6軸パラレルテーブルの精度に影響する要素が数多く存在する。それぞれの要素の影響と補正方法を把握するには調査する必要がある。これまでの関連する研究で、取り上げられたパラレル機

構のパフォーマンス精度を影響する原因は主に動的要素, 構成パーツの幾何学要素, 運動学要素に分けられます. その詳細は Fig. 4.1 にまとめることができる.

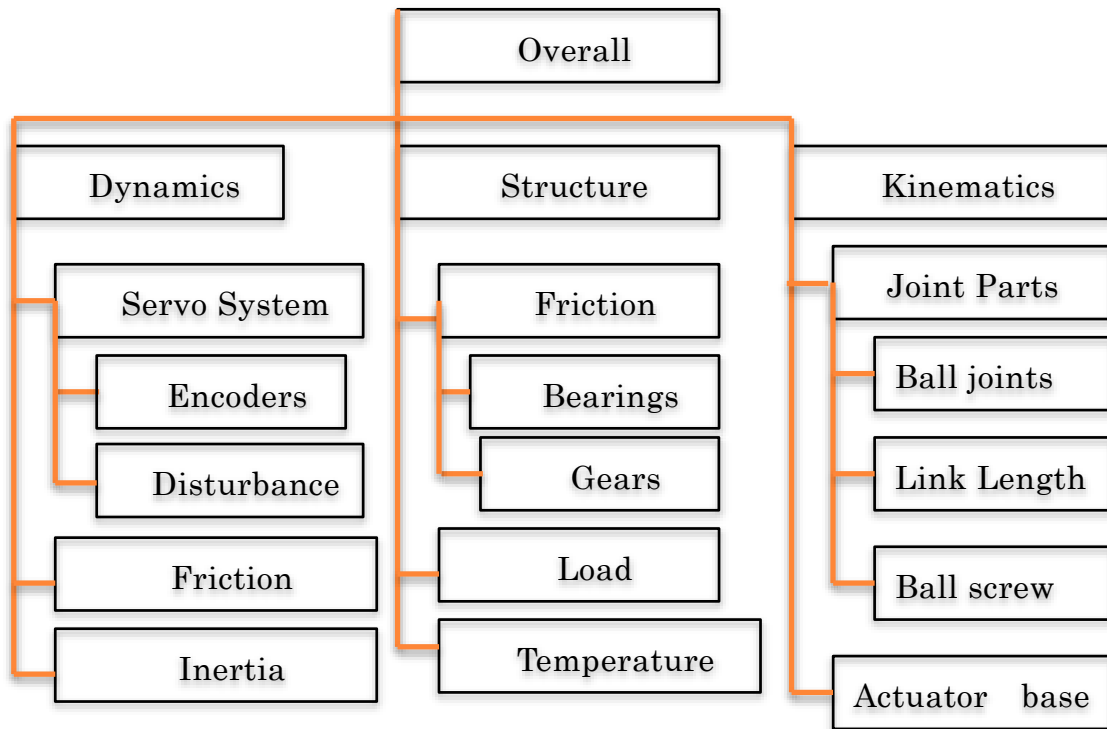


Fig. 4.1 Errors which influence the Parallel Mechanism

(1) 関節及びそれらの駆動における誤差

関節やそれらの駆動における誤差は, パラレル運動学を特徴づける本質的な誤差である. これらの誤差は, 特に大型の構造物の場合数ミリメートルの誤差を生じることがある. これらの直接な原因はシリアル構造と違って, 関節の数が多いに理由付けられる. 具体的には;

- ・製造および組立誤差: 関節パーツの製造とアセンブリ誤差による本当の位置情報の不確かさ
- ・バックラッシュ: 関節の内部すきまによる位置決めの不確かさ
- ・反転誤差: 関節の駆動応力の逆転で発生する誤差
- ・偏心誤差: 関節の中心が運動時に発生するずれ

- ・弾性変形: 自重と外力による関節位置の変化
- ・伝達誤差: 可動部とアクチュエータとの間に生じる伝達誤差
- ・摩擦: 摩擦による望ましくない応力影響の発生 (例えば **stick slip**)
- ・摩耗: ジョイントの使用中の摩耗による影響
- ・熱影響: 熱変形による, 関節の位置と寸法に対する影響

(2) アクチュエータ内部誤差

関節機構と同様に, アクチュエータ内部にもわずかに誤差が存在する. 特に動作位置 (機構内部) によって生じる場合がある. 具体的には,

・製造および組立の誤差: 位置誤差によりアクチュエータ部品の製造および組立公差の不確かさ

- ・並列性: アクチュエータの部品の平行度からの偏差
- ・直交性: アクチュエータのコンポーネントの直交性からの偏差

(3) エンドエフェクタに生じる誤差

エンドエフェクタに生じる誤差は, 製造, 加工物の精度や測定器における小さな誤差の影響に直接関連する. 具体的には,

- ・モデル偏差: モデルにおける出力プレート中心位置と実際の構造の違い
- ・調整とキャリブレーション: 不完全な調整 (例えば中心オフセット) または運動学的キャリブレーションの残留誤差

(4) エンコーダとセンサによる誤差

これらの誤差要因により, エンコーダとセンサが誤差を含んだ位置情報を制御装置に提供する. 具体的には以下のような項目にまとめられる.

- ・零位置誤差: 目標零位置誤差
- ・解像度: エンコーダの分解能による影響
- ・標準偏差: エンコーダと, センサによって与えられる位置情報の不確かさ
- ・偏心: 公称値からのエンコーダ中心点の位置ずれ
- ・同軸度: エンコーダの公称値からのラジアル偏差

4.2 精度を向上するための手法

6 軸パラレルテーブルの精度を向上させるために、複雑なアルゴリズムに基づいて、さまざまな手法を適用することができる。ほとんどは機械製造産業で適用されたものである。主に以下の2通りのアプローチに分けられる。

(1) Compensation of non-kinematic errors

機構パラメータ以外の要素はすべての軌跡の各点における動き上で考慮されなければならない。ここでは、例えば、弾性や熱的挙動として挙げることができる。これらの動作を考慮するために、望ましくない影響を最小限にし、また起因となる誤差の補正が考えられる。

(2) Correction of the Kinematic errors

主に、機構の幾何学誤差は、機械システムの組み立て後に一度実装された後にキャリブレーションを行うことで補正できる。しかし、その補正となる対象の特定や、完全な補正は容易ではない。機構の幾何誤差は繰返し誤差やランダム誤差から区別することができる。ランダム誤差は、定量的に予測できない誤差である。各機構の設定では、ランダム誤差の正確な大きさと方向を決定することはできないが、一定の値の範囲に特定することができる。ランダム誤差は、従来の手法を用いて補償することができない。ランダム誤差の例は、アクチュエータのバックラッシュにより発生する誤差がある。

4.3 キャリブレーション手法

この研究は、開発した 6 軸直動型パラレルテーブル応用における上述問題解決に基づいている。本パラレル機構のコンパクト構造などのメリットを利用して、実際のキャリブレーションアプローチの不足を克服することを目指す。主な内容は、以下になる。

1. 小型パラレルメカニズムに応用可能な低コスト、迅速、効率的に運動学的キャリブレーションを行う手順の基本を取得する。

2. 6 軸直動型パラレルテーブルを取り上げて、その具体的なアプローチを説明し、その手順の有効性を実証する。

以上のキャリブレーションアプローチ要件に、以下の制限や限界などがまとめられる。

- ・非運動学誤差の補正は本章では取り上げない。
- ・実際のパラレル機構の運動モデルに基づいてシミュレーション計算を行う。数値誤差やコンピュータモデル誤差はここでは議論しない。
- ・物理的な構造のランダムな誤差(例えばバックラッシ)が測定中のデータ収集の限界であるとする。

Fig.4.2 に一般的なキャリブレーションアプローチの概略図を示してある。同時に、各問題の非独立性及び選択された測定手法や設備が 6 軸パラレルテーブルの全体的なパフォーマンスに対する影響も表している。モデルベースの測定手法は、測定モデルを用いて、パラメータ同定のための実際の構造の姿勢情報測定データを取得する。このことから、キャリブレーション問題は、実際の構造と機構特性解明、測定モデル、ならびに機構パラメータの同定の 3 つの問題に分割することができる。

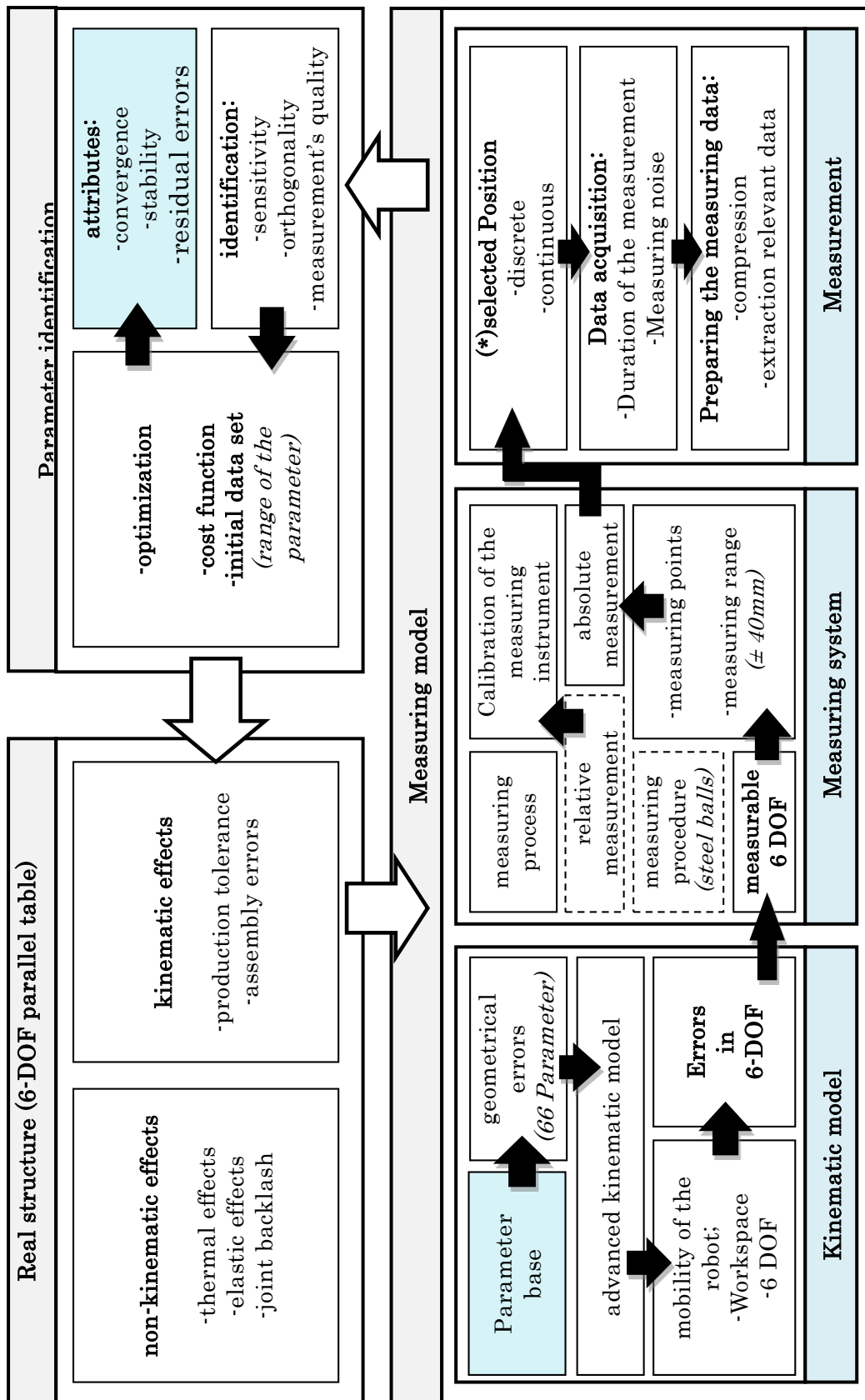


Fig. 4.2 The calibration problems

工業的にパラレルメカニズム工作機械を使用するうえで困難である理由は、製造環境で迅速かつ簡単に自動校正可能なアプリケーションが欠如していることである。パラレルメカニズムのキャリブレーション方法の研究が今まで数多く行われてきた。主にシステム内部のキャリブレーションと外部の測定システムを用いたキャリブレーションに分けられる。または順運動学や逆運動学を用いたキャリブレーションに分類できる。本研究では逆運動学を用いたキャリブレーション手法とした。その詳細に関しては Fig.4.3 に示す。システム内部の公称パラメータを用いて逆運動学により各テーブルの姿勢動作を達成させるためのアクチュエータの移動量を求める。その結果をシミュレーションにより求められたパラメータ誤差が考慮された機構モデルに導入し、実現された姿勢動作を理想的な姿勢と CMM による測定結果により比較する。比較した違いを最大限に減少させ、目標達成するまで機構パラメータ誤差を求め、それらの補正を行う。

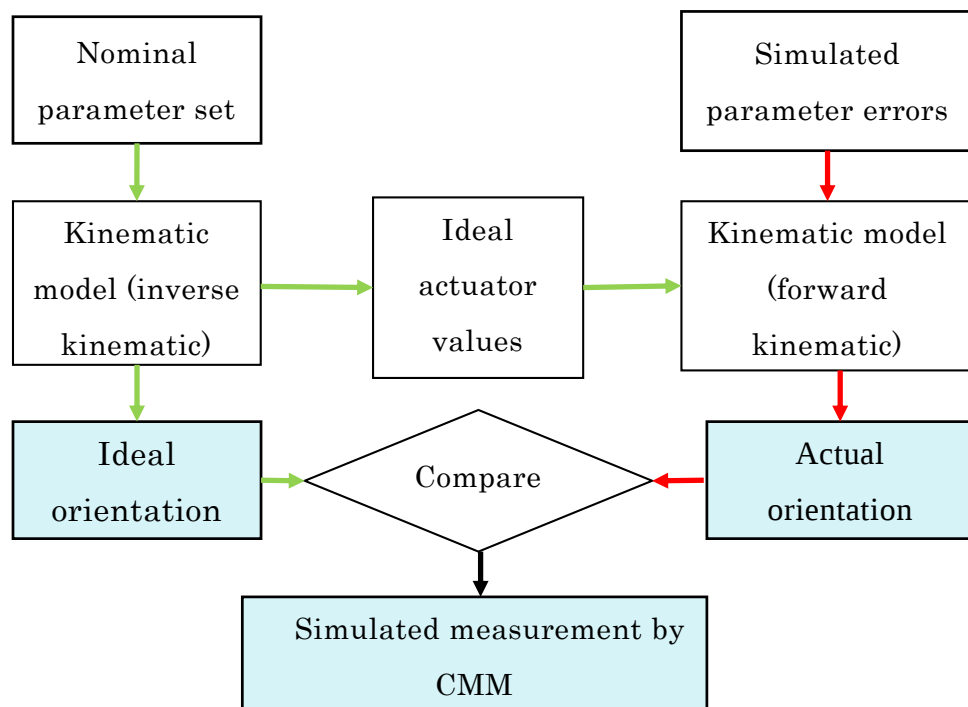


Fig. 4.3 Calibration approach

計測データを取得して処理すると、キャリブレーションの最後のステップは、準備されたデータに基づいた機構パラメータの同定となる。これらのパラメータは、測定値と計算されたパラメータセットとの間の差を最小化するために異なる最適化手法を用いて、推定されなければならない。最もよく使われる方法は、主として勾配ベースの決定論的最適化アルゴリズムである。パラメータを同定するための主要な方法を、Fig. 4.4 に示す。

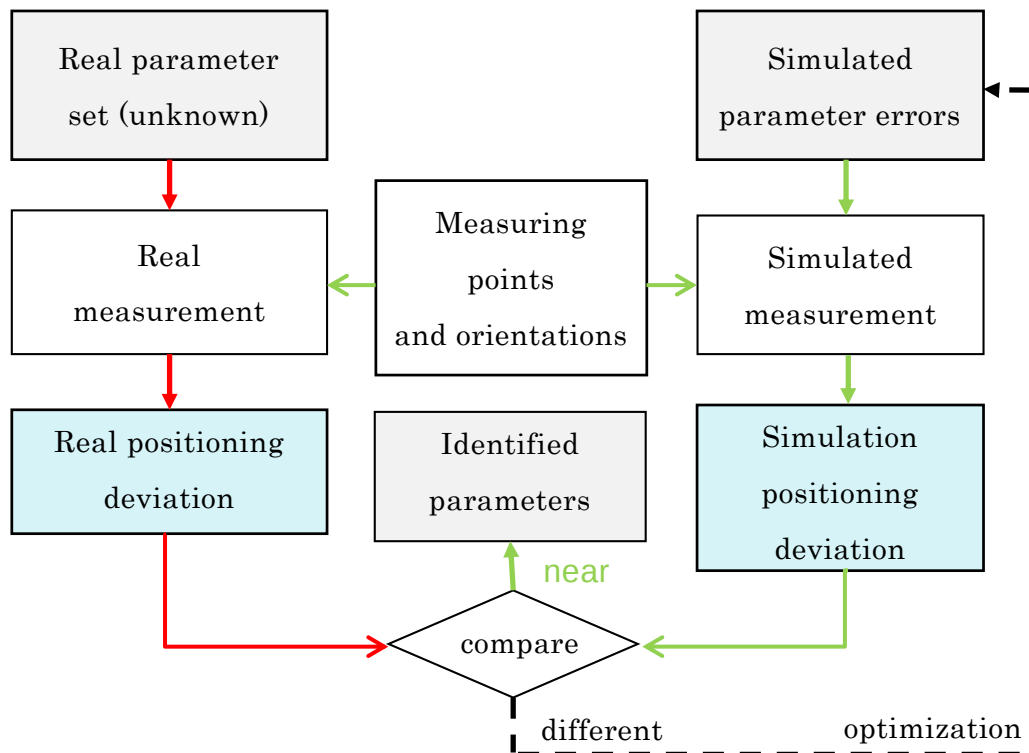


Fig. 4.4 Parameter identification

まず、実際の測定が行われ、計算された測定結果と比較し、両方の値が一定の基準に達成するまで繰り返す。測定した位置姿勢が計算で求めた位置姿勢と同じとなるように近似され、機構パラメータが推定される。

4.4 誤差パラメータの同定

4.4.1 誤差が含まれる機構パラメータの設定

機構解析のため、最初に機構の特性を決定する機構パラメータを定義する。まず二つの座標系を設定する。一つはベースプレートの中心を原点とする絶対座標系 $O\text{-}XYZ$ である。もう一つは出力プレートの中心を原点とし、出力プレートと共に動く相対座標系 $os\text{-}xyz$ である。ベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ において、出力プレート中心の位置を (X, Y, Z) 、姿勢を各軸周りに (A, B, C) とし、これらをまとめて位置姿勢 $\mathbf{X}(X, Y, Z, A, B, C)$ とする。同じくベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ において、アクチュエータ上の球対偶の位置を P_{Bi} 、アクチュエータの移動方向を表す単位ベクトルを $\mathbf{A}_i$ 、リンクの方向を表す単位ベクトルを $\mathbf{l}_i$ 、アクチュエータがリミットスイッチに接触したときの球対偶 P_{Bi} の位置を B_i とする。また、出力プレート座標系 $os\text{-}xyz$ における出力プレート上の球対偶の位置を P_{Si} とする。さらに座標系には影響されないスカラー量として、リンクの長さを L_i 、アクチュエータ制御量を C_i とする[10]。ここで i は軸の番号 1~6 を表す。設定した機構パラメータは Fig.4.5 に示す。

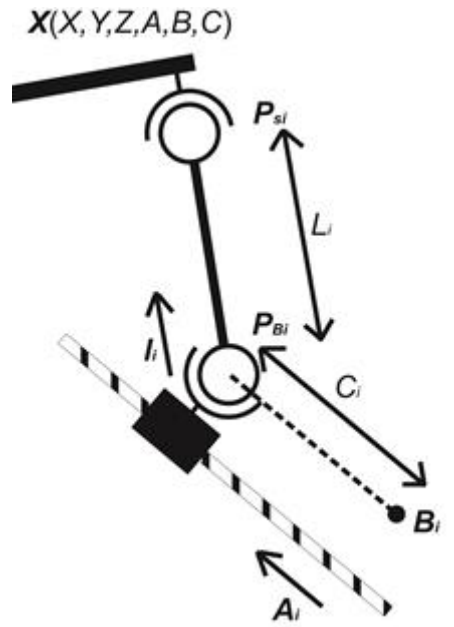


Fig. 4.5 Explanation of kinematic parameters

4.4.2 逆運動学によるアクチュエータ制御量の導出

出力プレートの位置姿勢からアクチュエータ制御量 C_i を求める方法を示す.
改めて機構パラメータを Table 4.1 にまとめる. 出力プレート上の球対偶 P_{Si} の位置をベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ においては太文字で P_{Si} , 出力プレート座標系 $os\text{-}xyz$ においては小文字で p_{Si} と表している.

Table 4.1 Explanation of parameters

$P(X, Y, Z)$	Position vector of the output plate in the absolute coordinate system
$R(A, B, C)$	Rotating matrix showing the orientation of output plate
$A_i(X_{Ai}, Y_{Ai}, Z_{Ai})$	The unit vector of the moving direction of the ball screw
$p_{Si}(x_{si}, y_{si}, z_{si})$	The position vector of the ball joint P_{Si} in the output plate coordinate system
$B_i(X_{Bi}, Y_{Bi}, Z_{Bi})$	The position vector of the ball joint P_{Bi} when the screw is on the starting point
L_i	The length of link
C_i	The controlled variable of an actuator

ベースプレート座標系 $O\text{-}XYZ$ において, P_{Si} をベースプレートから求めると次のように表される.

$$P_{Si} = P_{Bi} + Ll_i = B_i + C_i A_i + L_i l_i \quad (4.1)$$

さらに P_{Si} を出力プレートから求めると次のように表される.

$$P_{Si} = P + Rp_{Si} \quad (4.2)$$

$$P = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix},$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos A & -\sin A \\ 0 & \sin A & \cos A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos B & 0 & \sin B \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin B & 0 & \cos B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos C & -\sin C & 0 \\ \sin C & \cos C & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式(4.1)と式(4.2)から

$$B_i + C_i A_i + L_i l_i = P + Rp_{Si}$$

となる. 整理して,

$$L_i l_i = P + Rp_{Si} - (B_i + C_i A_i)$$

となる. 両辺を 2 乗する.

$$L_i^2 = (P + Rp_{Si} - B_i)^2 - 2(P + Rp_{Si} - B_i) \cdot C_i A_i + C_i^2$$

C_i についての 2 次式となったので解の公式より

$$C_i = A_i \cdot (P + Rp_{Si} - B_i) - \sqrt{(A_i \cdot (P + Rp_{Si} - B_i))^2 - ((P + Rp_{Si} - B_i)^2 - L_i^2)} \quad (4.3)$$

となる. 出力プレートの位置 P 姿勢 R からアクチュエータ制御量 C_i が求められた.

4.4.3 設定パラメータ誤差の導出

4.4.3.1 計算方法

制御プログラム中の設定パラメータ誤差の求め方を示す. Table 4.1 の機構パラメータを誤差が含まれる形に置き直す. Table 4.2 に誤差がある場合の機構パラメータを示す.

Table 4.2 Explanation of parameters including errors

$\mathbf{P}_n(actualX_n, actualY_n, actualZ_n)$	The position vector of the output plate in the absolute coordinate system
$\mathbf{R}_n(actualA_n, actualB_n, actualC_n)$	The rotating matrix showing the orientation of an output plate
$\mathbf{A}_i(X_{Ai} + \Delta X_{Ai}, Y_{Ai} + \Delta Y_{Ai}, Z_{Ai} + \Delta Z_{Ai})$	The unit vector of the moving direction of a ball screw
$\mathbf{p}_{Si}(x_{Si} + \Delta x_{Si}, y_{Si} + \Delta y_{Si}, z_{Si} + \Delta z_{Si})$	The position vector of the ball joint P_{Si} in the output plate coordinate system
$\mathbf{B}_i(X_{Bi} + \Delta X_{Bi}, Y_{Bi} + \Delta Y_{Bi}, Z_{Bi} + \Delta Z_{Bi})$	The position vector of the ball joint P_{Bi} when the screw is on the starting point
$L_i + \Delta L_i$	The length of a link
$C_i + \Delta C_i$	The controlled variable of an actuator

Table 4.1 のパラメータを使用し, 前出の式(4.3)を次のように整理する.

$$\begin{aligned}
 f(\mathbf{Q}_n, E_i) = & \\
 & A_i \cdot (P_n + R_n p_{Si} - B_i) \\
 & - \sqrt{(A_i \cdot (P_n + R_n p_{Si} - B_i))^2 - ((P_n + R_n p_{Si} - B_i)^2 - (L_i + \Delta L_i)^2) - (C_i + \Delta C_i)^2}
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

$$Q_n = \begin{bmatrix} actualX_n \\ actualY_n \\ actualZ_n \\ actualA_n \\ actualB_n \\ actualC_n \end{bmatrix}, E_i = \begin{bmatrix} \Delta X_{Ai} \\ \Delta Y_{Ai} \\ \Delta Z_{Ai} \\ \Delta x_{Si} \\ \Delta y_{Si} \\ \Delta z_{Si} \\ \Delta X_{Bi} \\ \Delta Y_{Bi} \\ \Delta Z_{Bi} \\ \Delta L_i \\ \Delta C_i \end{bmatrix}$$

E_i は設定パラメータ誤差である. すべての n について $f(Q_n, E_i) = 0$ を満たす E_i を計算により求める. MATLABを用いて計測結果から設定パラメータの誤差を求めた. 使用した関数は Optimization Toolbox の `lsqnonlin` である. `lsqnonlin` は非線形データ近似問題を含む非線形最小二乗問題を解く関数である.

$$f(E_i) = \begin{bmatrix} f(X_1, E_i) \\ f(X_2, E_i) \\ \vdots \\ f(X_m, E_i) \end{bmatrix}$$

のとき, `lsqnonlin` を使用すると,

$$\min_{E_i} \sum_{n=1}^m \{f(Q_n, E_i)^2\}$$

の値と, この時の E_i を返す. つまり m 個の位置姿勢計測データ $f(E_i)$ から 11 個の設定パラメータ誤差 E_i を求めることができる. この計算を $i = 1, 2, \dots, 6$ としてそれぞれのユニットに対して行う.

4.4.3.2 設定パラメータ誤差計算結果

設定パラメータ誤差の計算に使用した位置姿勢の計測値を Table 4.3 に示す.

Table 4.3 に計算に使用した位置姿勢の計測値をまとめる. Table 4.3 にある値は原点測定を除いたものである. lsqnonlin 関数のアルゴリズムオプションとして, 入力引数の初期点 x_0 は全て 0.01, 最大反復回数 MaxIter は 1×10^9 回, 可能な関数評価の最大回数 MaxFunEvals は 1×10^9 回, 関数値に関する終了許容誤差 TolFun は 1×10^{-9} である. 計算結果である設定パラメータ誤差を Table 4.4 に示す.

Table 4.3 The positions and orientations used for calculation

n	<i>actualX</i> (mm)	<i>actualY</i> (mm)	<i>actualZ</i> (mm)	<i>actualA</i> (deg)	<i>actualB</i> (deg)	<i>actualC</i> (deg)
1	-39.4595	0.3032	0.1043	0.0352	-0.1451	0.0208
2	-29.6102	0.2239	0.0443	0.0243	-0.0976	0.0157
3	-19.7316	0.1488	0.0068	0.0143	-0.0656	0.008
4	-9.8731	0.0643	-0.0008	0.0064	-0.0277	0.0063
5	9.8793	-0.0955	0.0395	0.0007	0.0288	-0.0004
6	19.7733	-0.1649	0.0859	-0.0015	0.0547	-0.0073
7	29.6668	-0.2512	0.1547	-0.0087	0.0826	-0.0186
8	39.5902	-0.3336	0.2356	-0.0047	0.1163	-0.0211
9	-0.5246	-39.4894	0.2259	0.1479	0.0973	-0.0178
10	-0.3601	-29.6290	0.1364	0.1057	0.0596	-0.0107
11	-0.2340	-19.7541	0.0775	0.0639	0.0361	-0.0083
12	-0.1117	-9.8735	0.0330	0.0329	0.0168	-0.0029
13	0.1010	9.8662	0.0026	-0.0271	-0.0111	0.0005
14	0.2004	19.7240	0.0215	-0.0535	-0.0165	0.0118

第 4 章 運動学によるパラレルテーブルのキャリブレーション

15	0.2680	29.5948	0.0582	-0.0876	-0.0092	0.0182
16	0.3537	39.4686	0.1136	-0.1217	-0.0085	0.0184
17	0.009	-0.0172	-10.1305	-0.0138	-0.008	0.0098
18	-0.0347	0.0223	10.1415	0.0161	0.013	-0.0146
19	-0.0611	0.0706	20.2741	0.0313	0.0307	-0.0283
20	-0.0921	0.1415	30.409	0.0422	0.0545	-0.0532
21	-0.0232	-0.747	-0.1054	-15.1588	0.0414	0.0079
22	-0.015	-0.5056	-0.0531	-10.0954	0.0258	0.0033
23	0.0187	-0.2595	-0.0233	-5.0503	0.0112	0.004
24	-0.0228	0.2457	0.0186	5.0633	-0.0092	0.004
25	-0.03	0.5149	0.0158	10.0984	-0.0032	-0.0094
26	-0.0666	0.7747	-0.0002	15.1848	-0.0236	-0.0186
27	0.8315	0.0698	-0.0446	-0.0393	-15.1538	0.0405
28	0.5656	0.049	-0.0235	-0.0278	-10.1053	0.02
29	0.2705	0.0091	0.0012	-0.0043	-5.0496	0.0128
30	-0.2757	-0.0344	0.005	0.0241	5.0492	-0.0056
31	-0.5016	-0.0618	-0.0158	0.0405	10.0894	-0.0188
32	-0.7649	-0.1003	-0.0454	0.0487	15.1511	-0.051
33	0.0574	-0.044	0.0063	0.0475	0.005	-14.7567
34	0.0418	-0.0182	-0.0045	0.0278	-0.0004	-9.8382
35	0.0291	-0.0173	-0.0053	0.0159	-0.0029	-4.9208
36	-0.0366	-0.0031	0.0279	-0.0065	0.0066	4.9204
37	-0.0422	0.0074	0.0462	-0.0251	0.0101	9.8294
38	-0.0945	0.0117	0.0893	-0.0446	0.0252	14.7309

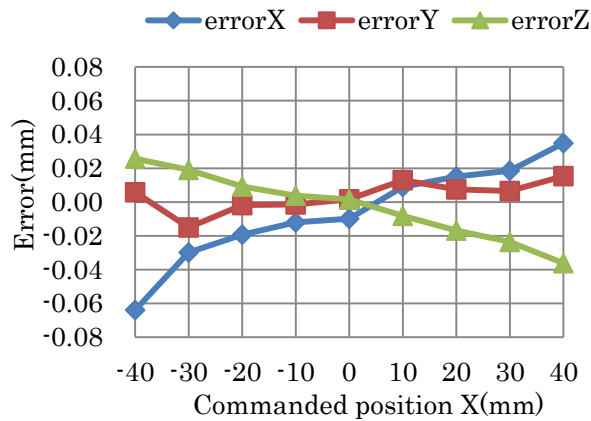
Table 4.4 The errors of configuration parameters (mm)

actuator	actuator1	actuator2	actuator3	actuator4	actuator5	actuator6
ΔX_{Ai}	-0.00756	-0.00181	-0.00554	-0.00535	0.01452	0.01056
ΔY_{Ai}	0.00383	0.00571	-0.00091	-0.00517	-0.00402	0.00004
ΔZ_{Ai}	-0.00189	0.00107	0.00283	0.00061	0.00203	0.00002
Δx_{Si}	0.01729	0.50406	0.51893	-0.25826	-0.19598	0.23484
Δy_{Si}	-0.59790	0.33082	0.29159	0.25857	0.42959	-0.22753
Δz_{Si}	-1.53063	-1.98783	-1.99269	-1.77024	-1.81508	-1.58538
ΔX_{Bi}	1.34586	1.27015	0.66042	0.50723	-0.99791	-0.65485
ΔY_{Bi}	-1.21962	-0.93061	1.04854	0.92351	-0.20733	-0.67711
ΔZ_{Bi}	-0.08982	-0.60208	-1.18310	-0.70374	-0.67166	-0.25599
ΔL_i	-0.48226	0.00213	0.09713	-0.03107	-0.20595	-0.47873
ΔC_i	-0.49000	-0.80407	-0.81130	-0.76131	-0.52703	-0.38765

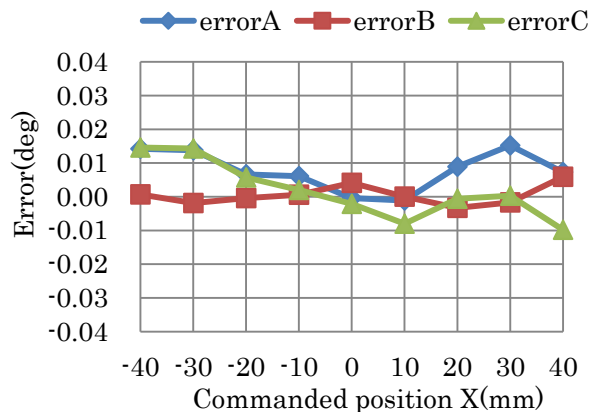
4.5 キャリブレーションの実行と評価

4.5.1 キャリブレーション後の位置決め精度計測結果

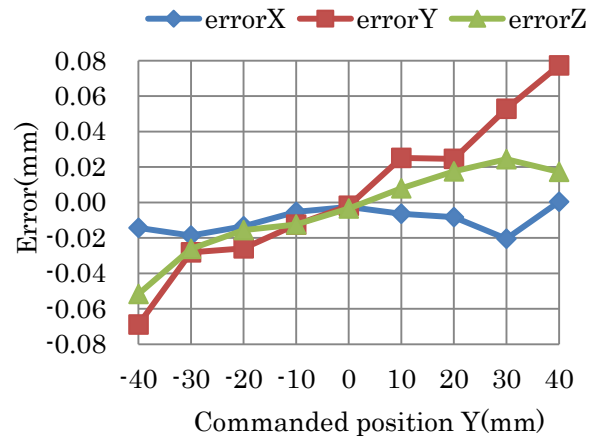
制御プログラムの設定パラメータに Table 4.4 の値を加え更新し、テーブルの出力プレートをキャリブレーション前と同じ指令位置に移動させ、計測した結果を Fig. 4.6(a)~(l)に示す. 横軸は各位置姿勢指示(各軸に沿って並進移動あるいは回転運動)の値を示しており、縦軸はそれぞれの位置姿勢の誤差の量を示している.



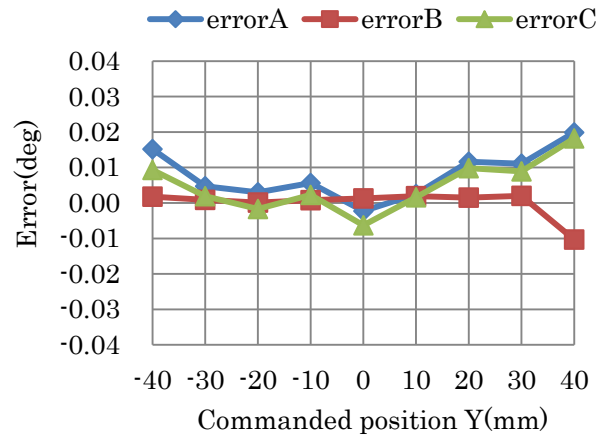
(a) Positioning error along with X movement



(b) Orientation error along with X movement



(c) Positioning error along with Y movement



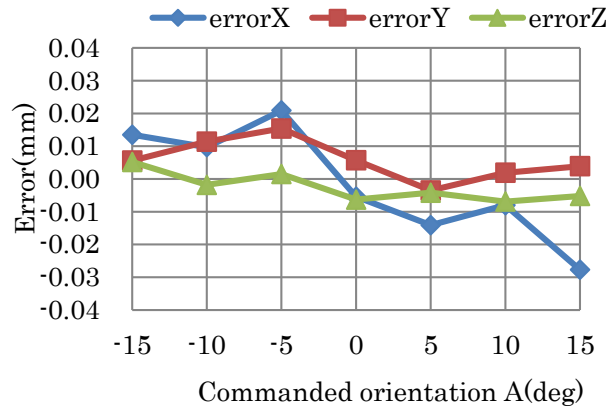
(d) Orientation error along with Y movement



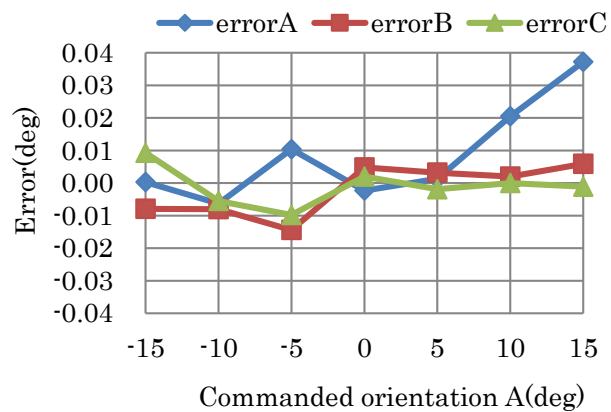
(e) Positioning error along with Z movement



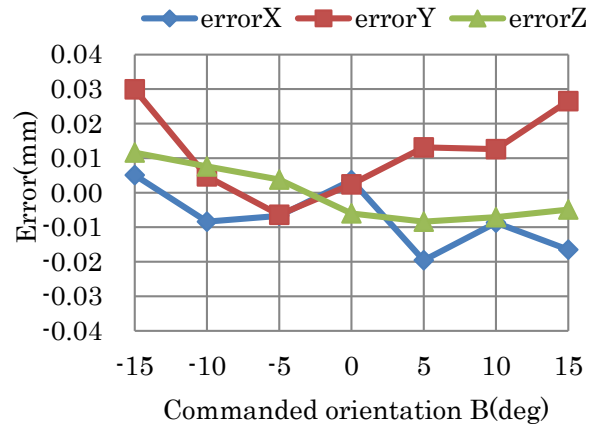
(f) Orientation error along with Z movement



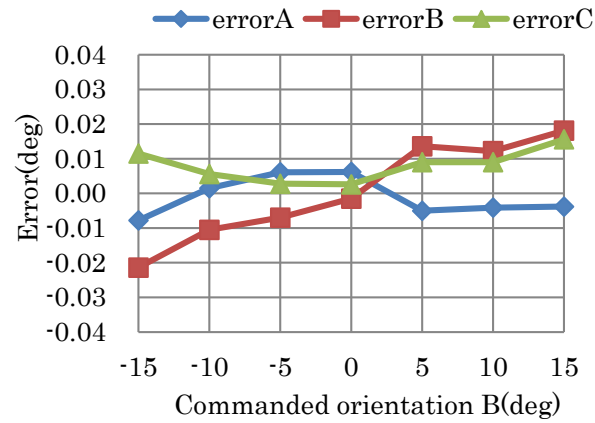
(g) Positioning error along with A rotation



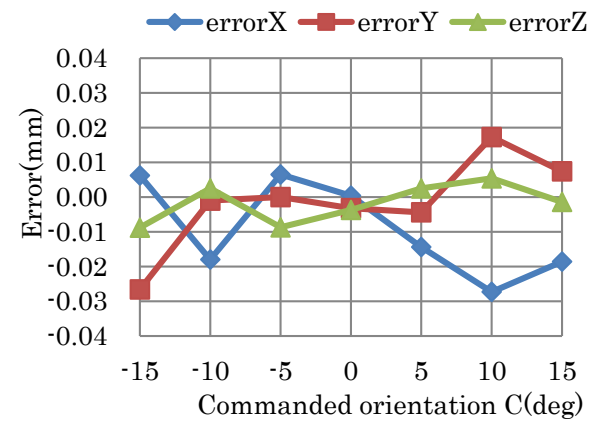
(h) Orientation error along with A rotation



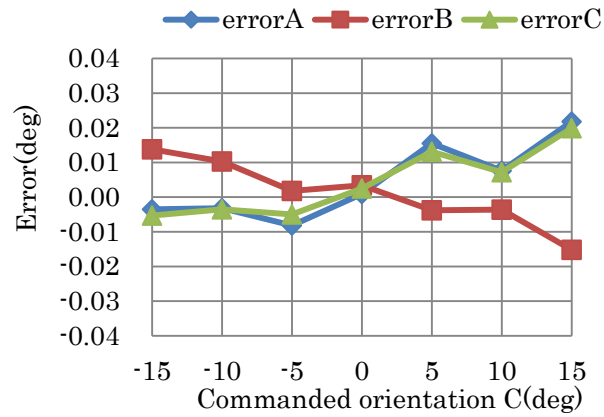
(i) Positioning error along with B rotation



(j) Orientation error along with B rotation



(k) Positioning error along with C rotation



(1) Orientation error along with C rotation

Fig. 4.6 Positioning accuracy investigation after kinematic parameter identification

4.5.2 計測結果の考察

4.5.1 項の結果と第 3 章の結果を縦軸をそろえて比較すると Fig.4.7 から Fig.4.8 のようになる.

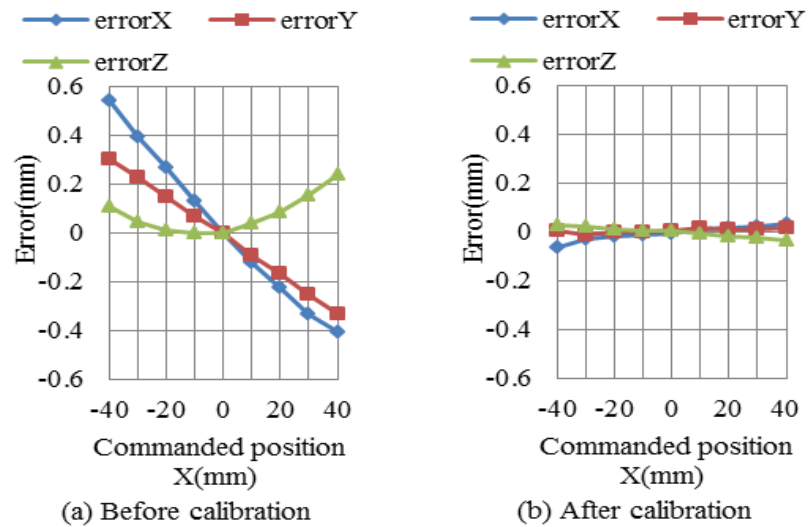


Fig. 4.7 Positioning error along with X movement

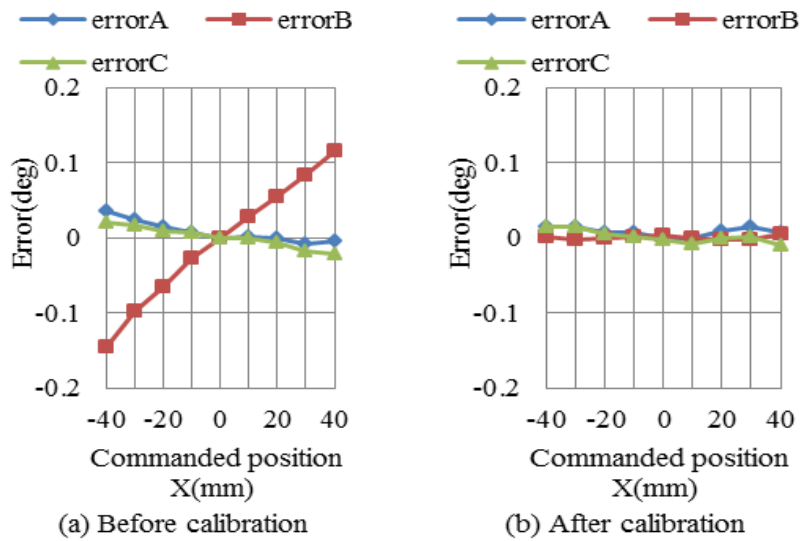


Fig. 4.8 Orientation error along with X movement

いずれの軸の運動の場合もキャリブレーション後の誤差が顕著に減少していることが確認できる. また, 原点位置から離れるほど誤差が大きくなる傾向だったものが大幅に減少した. しかし, X, Y, Z 軸の並進運動中に並進誤差が大きく出る傾向はわずかに残ってしまった.

4.5.3 繰返し誤差の評価

テーブルの繰返し誤差を評価するために原点位置での出力プレート的位置姿勢を 13 回計測した. 最初にリミットスイッチに接触させ原点復帰させた場合と, 各軸(X, Y, Z, A, B, C)についてプラス方向から原点に移動させた場合, 一方向から原点に移動させた場合の $1+2 \times 6=13$ 回である. 計測結果の標準偏差, 平均値, 最小値, 最大値を Table 4.5 にまとめる.

Table 4.5 Repeat accuracy

	X(μm)	Y(μm)	Z(μm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)
Standard deviation	4.5	2.9	3.0	0.0029	0.0022	0.004
Average	-1.4	0.0	-3.5	0.0001	0.0024	-0.00002
Minimum	-9.8	-5.7	-8.7	-0.004	-0.0015	-0.0086
Maximum	4.8	5.7	1.7	0.0062	0.0049	0.0063

4.5.1 項の計測結果においてグラフがギザギザで不連続であるように見えるのは Table 4.5 の繰返し誤差が影響しているのが確認できる。また、4.5.1 項と同じ条件でもう一度計測したところ並進誤差で最大 $20\mu\text{m}$ 、回転誤差で最大 0.044deg の違いがあった。繰返し誤差は指令値によっても変化することが考えられる。このことにより、テーブルの可動範囲全域に適応できる各誤差パラメータの補正はまだ十分ではないことが分かる。

4.5.4 再キャリブレーション後の評価

4.5.4.1 計算結果

4.2.3 項の計測結果を用いてもう一度設定パラメータ誤差を求めると Table 4.6 のようになる。

Table 4.6 The error of a configuration parameters (mm)

actuator	actuator1	actuator2	actuator3	actuator4	actuator5	actuator6
ΔX_{Ai}	0.00278	0.00038	0.00457	0.00662	-0.00493	-0.00311
ΔY_{Ai}	0.00107	-0.00359	-0.00273	-0.00056	0.00018	-0.00301
ΔZ_{Ai}	0.00180	0.00110	-0.00270	-0.00104	0.00051	0.00254
Δx_{Si}	0.09059	-0.12443	0.09267	-0.02189	-0.00820	-0.05524
Δy_{Si}	0.16865	0.09903	0.01146	0.03636	0.02969	-0.03047
Δz_{Si}	-0.25608	0.17540	0.24508	-0.05577	-0.00267	-0.22602
ΔX_{Bi}	-0.15223	-0.13716	-0.01545	-0.30278	0.00701	-0.10352
ΔY_{Bi}	0.36443	0.28386	0.27470	0.10236	0.09988	0.25410
ΔZ_{Bi}	-0.54440	0.12627	0.72164	0.12875	-0.04471	-0.43212
ΔL_i	0.47648	-0.14762	-0.72603	-0.17770	0.05675	0.37028
ΔC_i	-0.31677	0.14520	0.44321	0.05337	0.00407	-0.27494

CMM による測定結果(詳細な測定項目は, Table 4.3 に示す)を用いて, もう一度設定パラメータ誤差を求めた. 1 回目のキャリブレーション時の設定パラメータ誤差と 2 回目, 3 回目の再キャリブレーション時の設定パラメータ誤差とを比較する. 誤差成分 Table 4.7 に示す P1から P11 までの 11 個ものが含まれる. その結果 を Fig. 4.9 にまとめた. 各アクチュエータに関して図示したのものであり, 横軸は, P1 から P11 で示してある各誤差パラメータで, 縦軸はシミュレーションにより得られたそれぞれの誤差の量を表している.

Table 4.7 Errors of kinematic parameters

Error	ΔX_{Ai}	ΔY_{Ai}	ΔZ_{Ai}	Δx_{Si}	Δy_{Si}	Δz_{Si}	ΔX_{Bi}	ΔY_{Bi}	ΔZ_{Bi}	ΔL_i	ΔC_i
(mm)	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11

全体的に 2 回目と 3 回目の方がパラメータ誤差が減っていることが確認できる. 出力プレート座標系における球対偶 P_{Si} の Z 座標 Δz_{Si} (P6), アクチュエータがリミットスイッチに触れた時の球対偶 P_{Bi} の座標 ΔX_{Bi} (P7), ΔY_{Bi} (P8), ΔZ_{Bi} (P9) の 4 つの値の差が特に大きい. また, 2 回目のパラメータ誤差が大きいものとして **actuator3** と 6 があげられる. この 2 つのアクチュエータは X 軸に対して対称な位置関係にある.

再キャリブレーションしても, これまでテーブルの 38 個位置姿勢の測定データから, これ以上の位置決め精度向上は確認できなかった. 細かい誤差の出方に変化はあったが, 可動範囲内での誤差の幅にはほぼ変化はなかった. 再キャリブレーション後も同じような傾向で残っている誤差があるので系統的な誤差などの原因も考えられる.

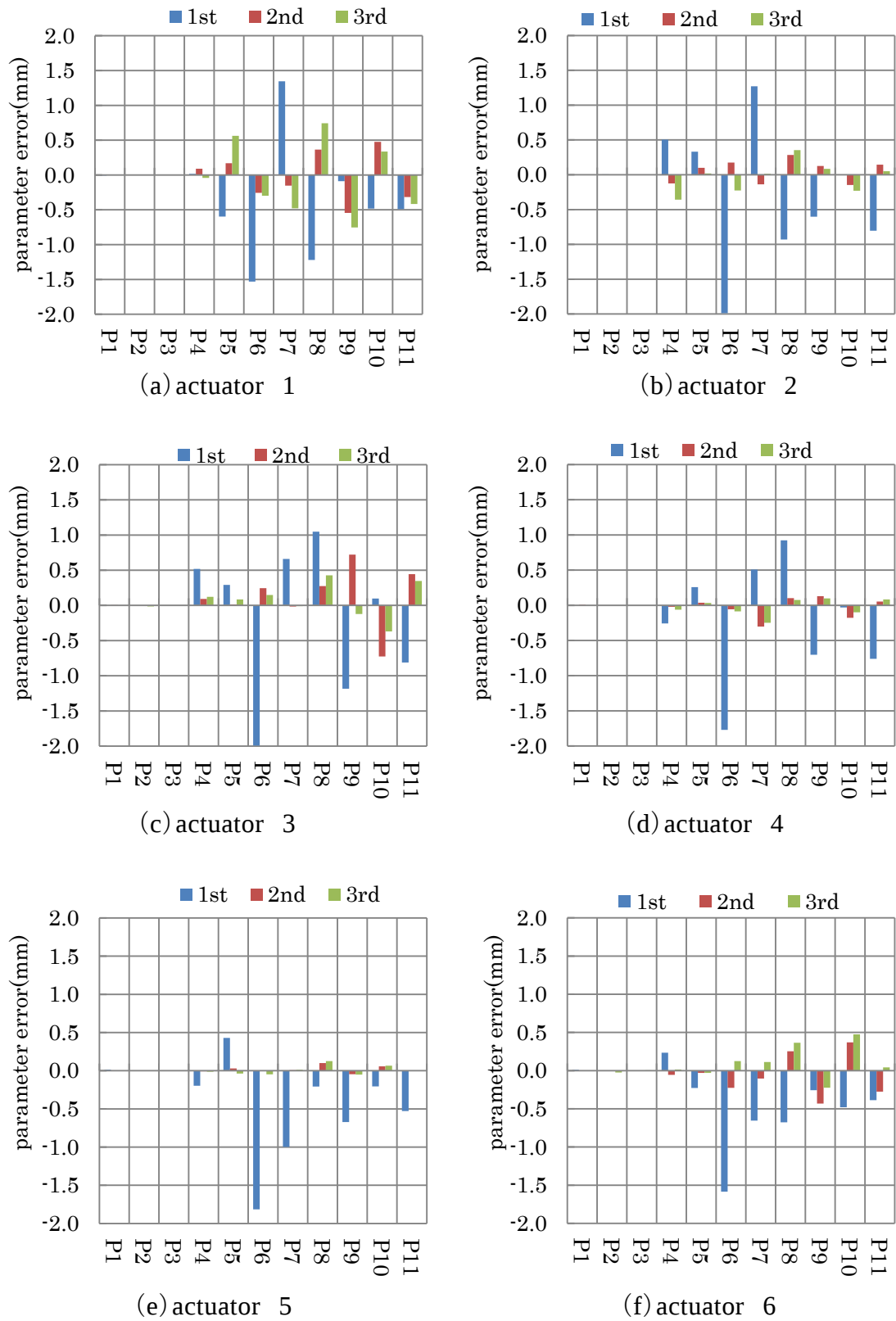


Fig. 4.9 Errors of parameters obtained by simulation

4.5.4.2 再キャリブレーション後の位置決め精度計測結果

制御プログラムの設定パラメータに Table 4.7 に示す誤差値の校正を加え、CMM にて計測した。(a)キャリブレーション後、(b)再キャリブレーション後の結果をまとめて Fig. 4.10 から Fig. 4.13 に示す。(a)キャリブレーション後の結果は 4.5.1 項の計測結果と同じである (Fig.4.6(a)~(l))。

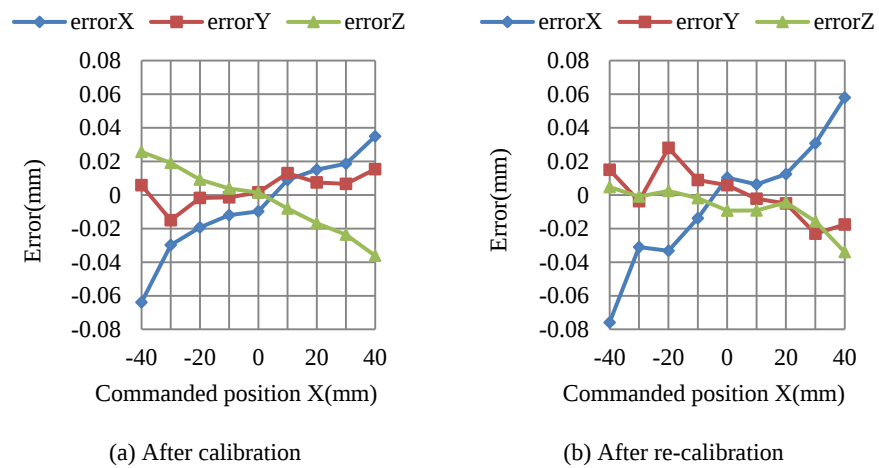


Fig. 4.10 Positioning error along with X movement (re-calibration result)

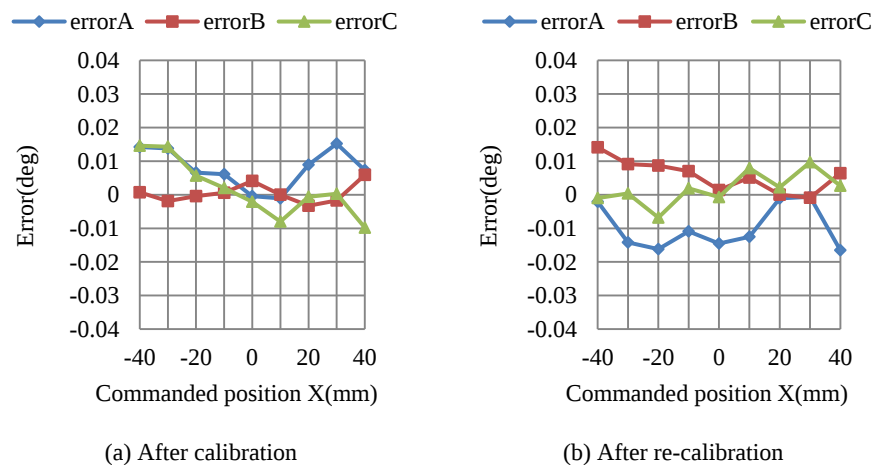


Fig. 4.11 Orientation error along with X movement (re-calibration result)

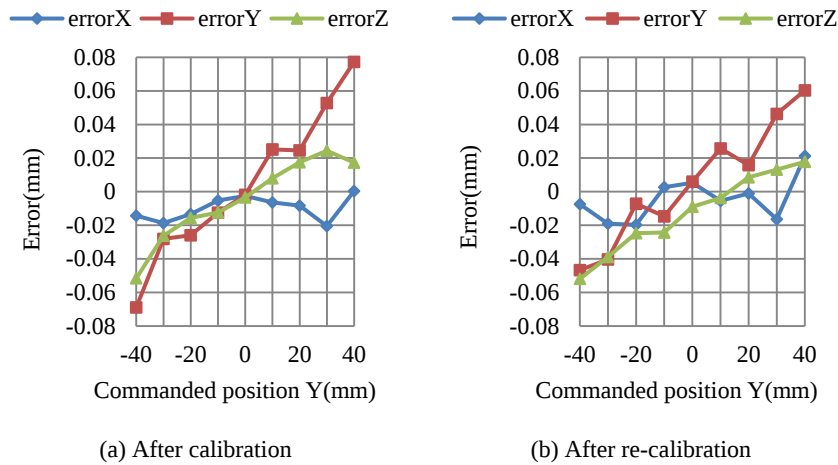


Fig. 4.12 Positioning error along with Y movement
(re-calibration result)

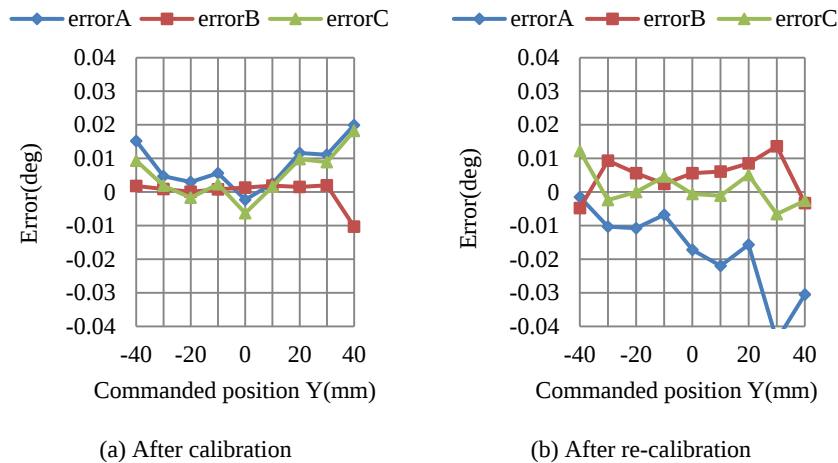


Fig. 4.13 Orientation error along with Y movement
(re-calibration result)

再キャリブレーションしても現在の方法でこれ以上の位置決め精度向上は確認できなかった。細かい誤差の出方に変化はあったが、可動範囲内での誤差の幅にはほぼ変化はなかった。これらの誤差には系統的誤差とランダム誤差がある。系統的な誤差とは部品の加工誤差や組立誤差である。再キャリブレーション後も同じような傾向で残っている誤差があるので系統的な誤差を排除できていない。さらなるパラメータ誤差の導出を行い、パラメータ誤差が収束するか確認する必要がある。また、パラメータ誤差の計算において

今回使用したデータ数は 38 個(Table 4.3)であったが、より適切なデータ数や指令値によりパラメータ誤差の精度が向上するか確認する必要がある。

4.6 まとめ

提示したキャリブレーション手法を、6 軸パラレルテーブルに適用した。運動学モデルのキャリブレーションはほかのパラレル機構(与えられた機構の運動学仕様はもちろん考慮する必要がある)への有効性も示唆した。それぞれの各構造なパラレル機構特性は、各構造の寸法やプラットフォームの形状、およびアクチュエータのベースフレームの配置に起因する。さらに、移動範囲内のエンドエフェクタの位置も決定する役割を果たしている。実機にキャリブレーションを実施する際、以下の条件が満たされなければならない。

- ・最適な測定データを獲得する、いわゆる、機構パラメータの位置決め精度に反映する効果により選出される。
- ・新たに設計された構造物のキャリブレーションは、既存の測定項目に沿って測定を実行することから始まる。

次章では、機構パラメータ同定をより効果的に行えるために、CMM による測定項目が機構パラメータに及ぼす影響を調べた。また、キャリブレーションを行うための測定項目要件なども述べる。

第5章 キャリブレーションに考慮される機構パラメータ 誤差と位置決め精度の関係

5.1 概要

機構パラメータ誤差を計算する際に使用するデータが変化するとその計算結果は大きく変化する. さまざまな計算結果を用いて計測を行い, 機構パラメータ誤差の変化と位置決め精度の関係を調査することによって, より効率的なキャリブレーションを行うことができる位置姿勢の組み合わせを特定することができる. 本章では, 複数のキャリブレーションを通して 6 軸パラレルメカニズムを用いたテーブルの位置決め精度と機構パラメータ誤差の関係についての調査を行った.

本研究で使用するテーブルは第 4 章に述べたキャリブレーションを適用した. その時に計算された機構パラメータ誤差を Table 5.1 に示す. Table 5.1 中の 1 から 6 の番号は Fig.5.1 の Link 1 から Link 6 に対応している. また, これら値が設計値に対してどの程度の大きさであるかを示したものを Fig.5.2 から Fig.5.5 に示す. Fig.5.2 はアクチュエータの単位ベクトル, Fig.5.3 は出力プレート上の球対偶の位置, Fig.5.4 はアクチュエータがリミットスイッチに触れているときのベース側のボールジョイントの位置, Fig.5.5 はリンクの長さをそれぞれ表している. ただし Y_{A1} , Y_{A2} , 各 Z_{Bi} , C_i は設計値が 0 であり, その機構パラメータの変化した割合が表せないためこれらの図には載せていない.

Fig.5.2 を見るとリンク 5 と 6 での X 方向の誤差の割合がほかのリンクと比べて大きくなっている. これはアクチュエータの 5 と 6 のモータ部分またはボールねじに何らかの問題があるためだと考えられる.

Fig.5.3 を見るとすべての z 方向の誤差が 4.5%ほどになっている. これは計測時に計測対象である鋼球の高さを機構パラメータに含めていなかったために生じた誤差であることがわかっている.

Fig.5.4 ではリンク 1 と 2 の Y 方向で最大 4%を超えるパラメータ誤差がみられるが、これはもともとの Y 座標が 0 に近いためにパーセント表示にしたときに大きく表れてしまったためである。

Fig.5.5 は他の図のパラメータと比べて、最大の誤差が-0.5%程度であるなど設計値からは大きくずれていない。リンクはほぼ設計値通り正確に作られていると考えられる。

Table 5.1 The error of configuration parameters (mm)

Link i	1	2	3	4	5	6
ΔX_{Ai}	-0.00478	-0.00143	-0.00098	0.001266	0.009597	0.007451
ΔY_{Ai}	0.004902	0.002123	-0.00365	-0.00572	-0.00384	-0.00297
ΔZ_{Ai}	-8.6E-05	0.002174	0.000137	-0.00043	0.002541	0.002557
Δx_{Si}	0.107872	0.379627	0.611602	-0.28015	-0.20418	0.179607
Δy_{Si}	-0.42925	0.429853	0.303048	0.294935	0.45928	-0.258
Δz_{Si}	-1.78671	-1.81244	-1.74762	-1.82601	-1.81776	-1.8114
ΔX_{Bi}	1.193626	1.132996	0.644969	0.20445	-0.9909	-0.75837
ΔY_{Bi}	-0.85519	-0.64675	1.323238	1.025864	-0.10745	-0.42301
ΔZ_{Bi}	-0.63422	-0.47581	-0.46145	-0.57499	-0.71637	-0.68811
ΔL_i	-0.00578	-0.14549	-0.62889	-0.20878	-0.1492	-0.10845
ΔC_i	-0.80677	-0.65887	-0.36809	-0.70794	-0.52296	-0.66259

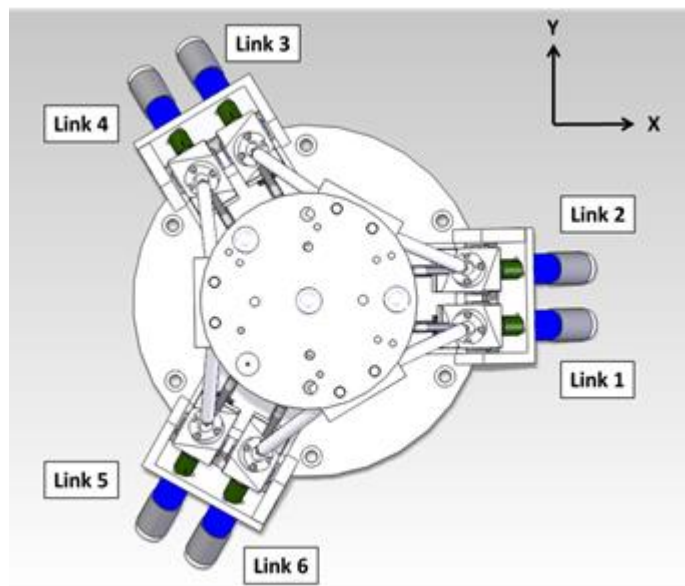


Fig. 5.1 Positional relationship of links

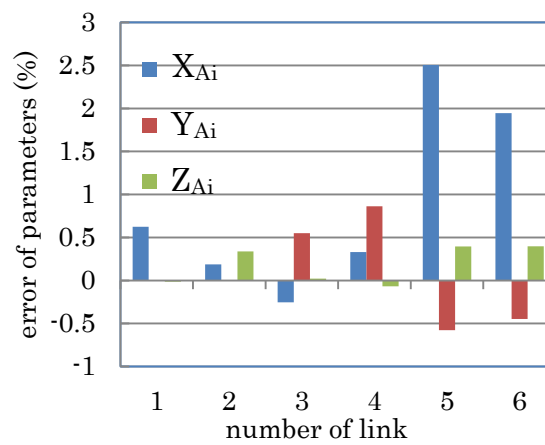


Fig. 5.2 Error of actuator parameters

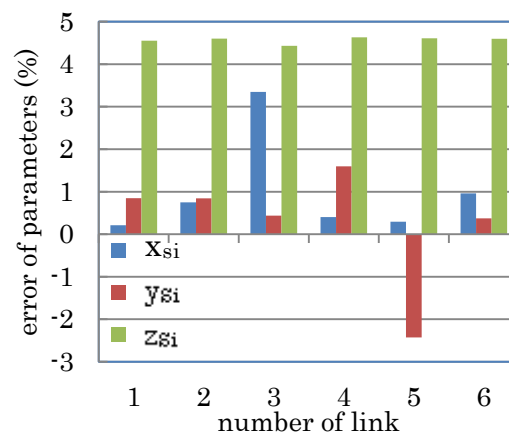


Fig. 5.3 Error of ball joint position in end plate

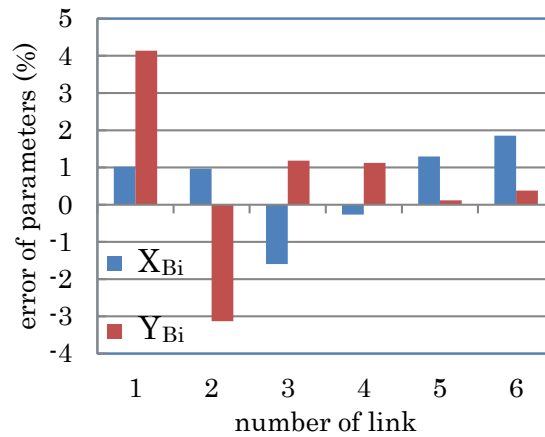


Fig. 5.4 Error of ball joint position at limit switch

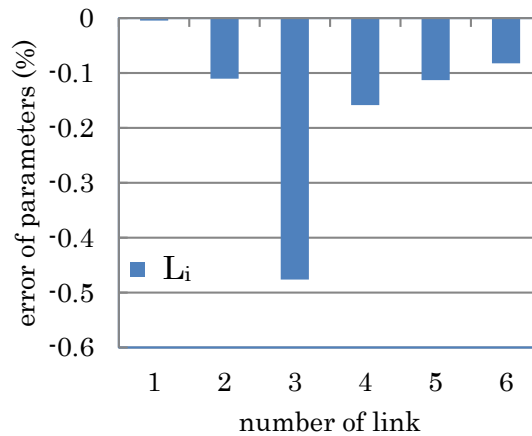


Fig. 5.5 Error of link length

5.1.1 CMM による計測

5.1.1.1 計測範囲

今回は出力プレートの移動方法によって計測範囲を 3 種類に分けて計測を行った. 以下にそれぞれの計測範囲を示す.

一つ目の計測範囲は直進移動と呼ぶこととする. この計測範囲では, 出力プレートを計測座標系の原点から回転方向には動かさずに直進移動させた時の位置姿勢を計測した. この時に計測した点を Fig.5.6 に示す.

第 5 章 キャリブレーションに考慮される 機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

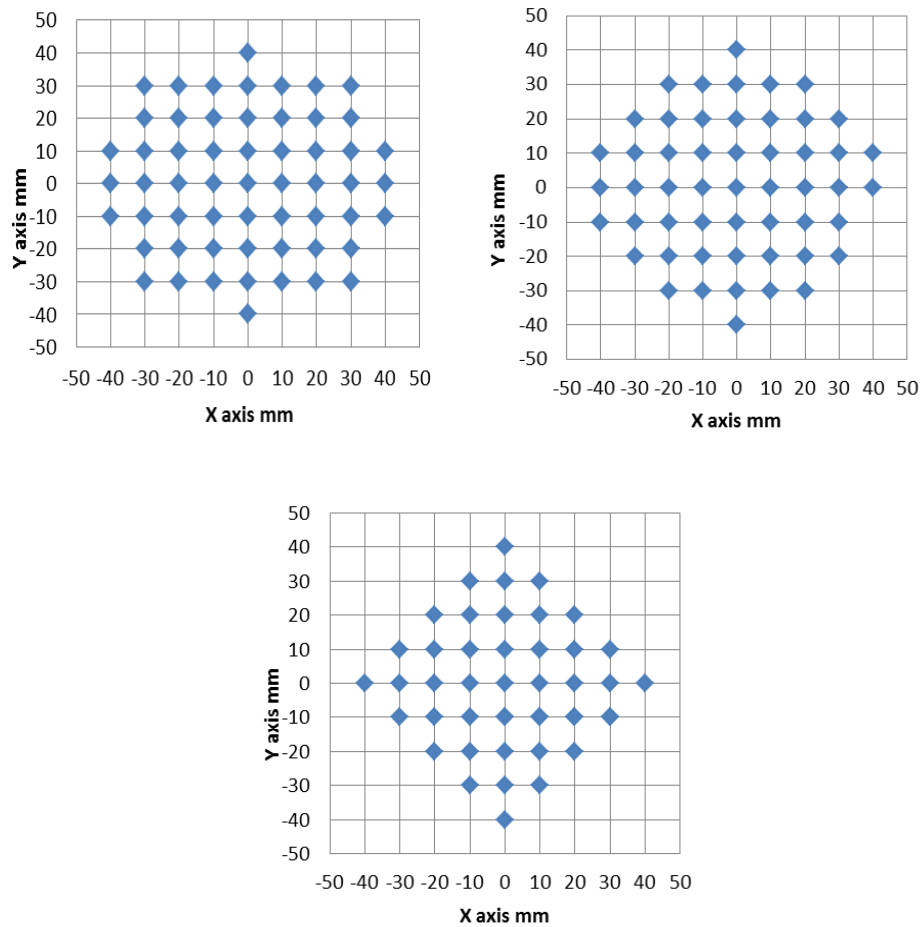


Fig. 5.6 Measured position in translation

二つ目の計測範囲は円移動と呼ぶこととする. この計測範囲では, 計測座標系の XY 平面上で任意の点を中心とする円弧移動で位置決めを行い, それらの点を計測したものである. Table 5.2 に円弧移動の中心座標を, Fig.5.7 に実際に計測した点を示す.

Table 5.2 Center of circle

No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1	0	0	0
2	10	10	0
3	-10	10	0
4	-10	-10	0
5	10	-10	0

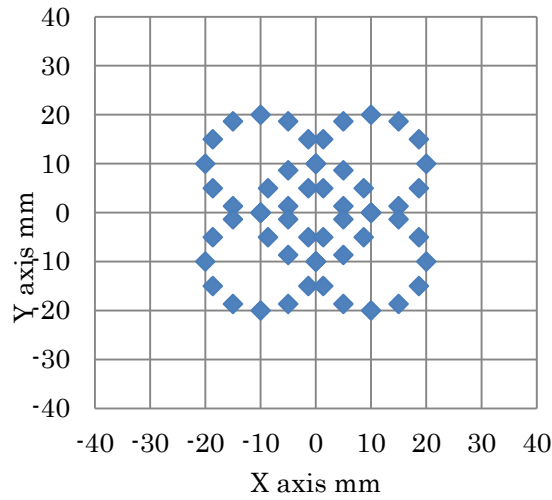


Fig. 5.7 Measured position in circle

三つ目は回転方向と呼ぶこととする. この計測では, 上記の二つとは異なり, 回転を与えた位置姿勢を計測した. その計測範囲は, 計測座標系の $P(0, 0, 0)$, $P(10, 0, 0)$, $P(-10, 0, 0)$, $P(0, 10, 0)$, $P(0, -10, 0)$ の各点で A, B, C 方向に最大 15° , 最小 -15° の変位を与えた点である. しかし位置によっては $\pm 15^\circ$ まで計測できていない. その原因は, アクチュエータの移動限界やリンク部分の干渉の影響で移動させることができなかったためである. 計測できなかった位置を Table 5.3 に示す.

Table 5.3 Not measured position

No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)
1	10	0	0	-15	0	0
2	10	0	0	15	0	0
3	-10	0	0	-15	0	0
4	-10	0	0	15	0	0
5	-10	0	0	0	-15	0
6	-10	0	0	0	15	0
7	0	10	0	-15	0	0
8	0	10	0	15	0	0
9	0	10	0	0	-15	0
10	0	10	0	0	15	0

5.1.2 計測結果

直進移動させた時のグラフを Fig.5.8 から Fig.5.13 に示す. 各図の(a)は $Z=0$, (b)は $Z=5\text{mm}$, (c)は $Z=10\text{mm}$ のそれぞれの平面でテーブルを移動させた時のものである.

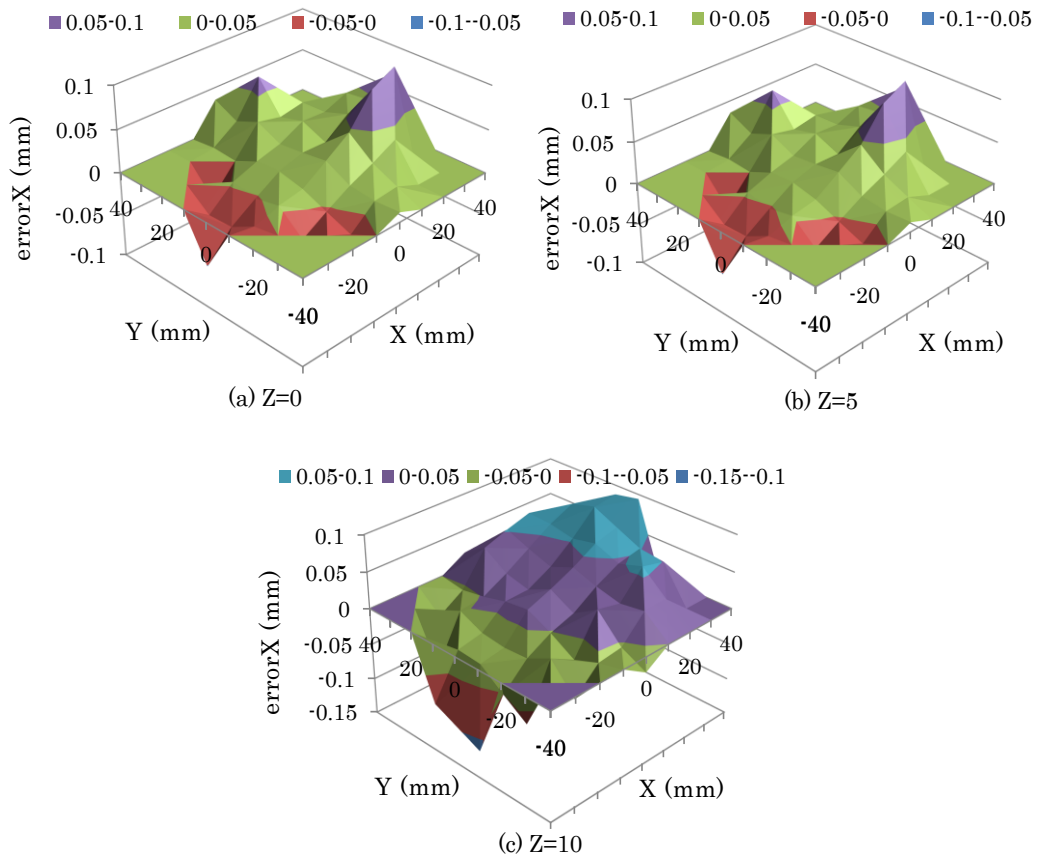


Fig. 5.8 Translation error in X

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

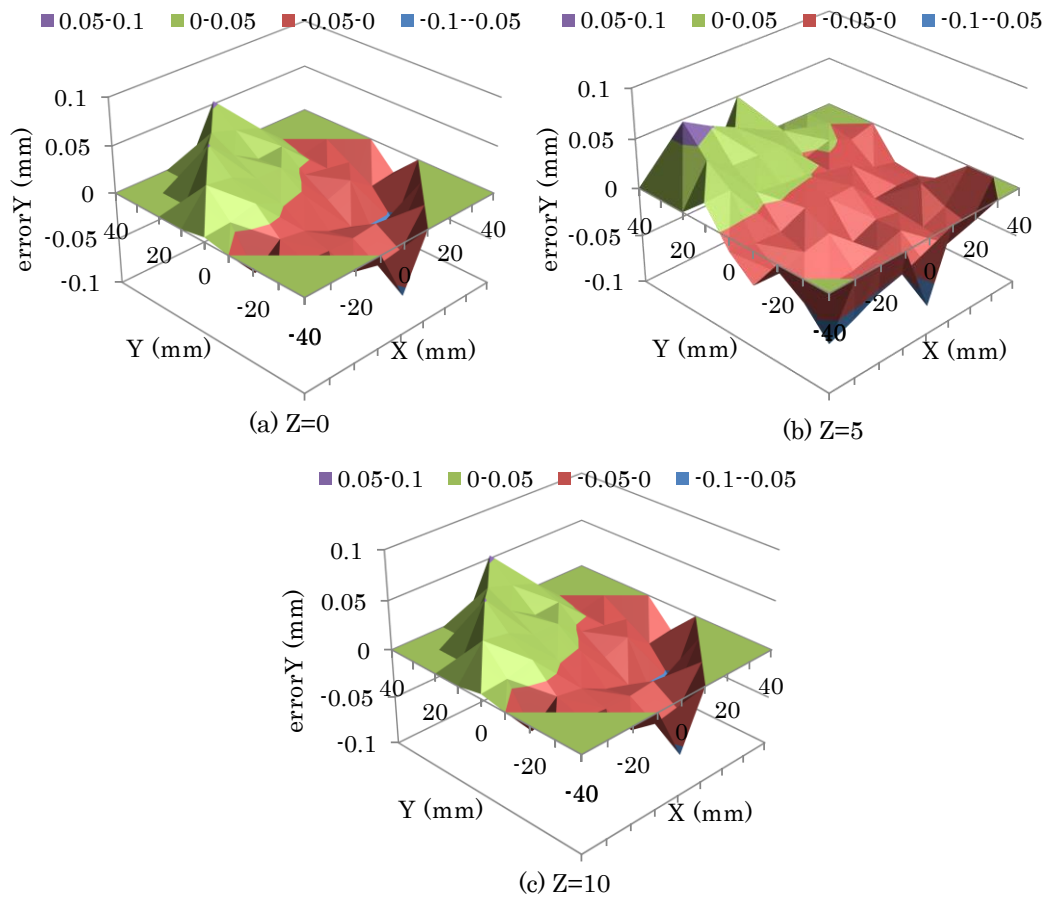


Fig. 5.9 Translation error in Y

Fig.5.9 は Y 方向の誤差である. Y 方向の誤差も X 方向の誤差と同じようにどの高さでも共通の傾向が表れた.

第5章 キャリブレーションに考慮される 機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

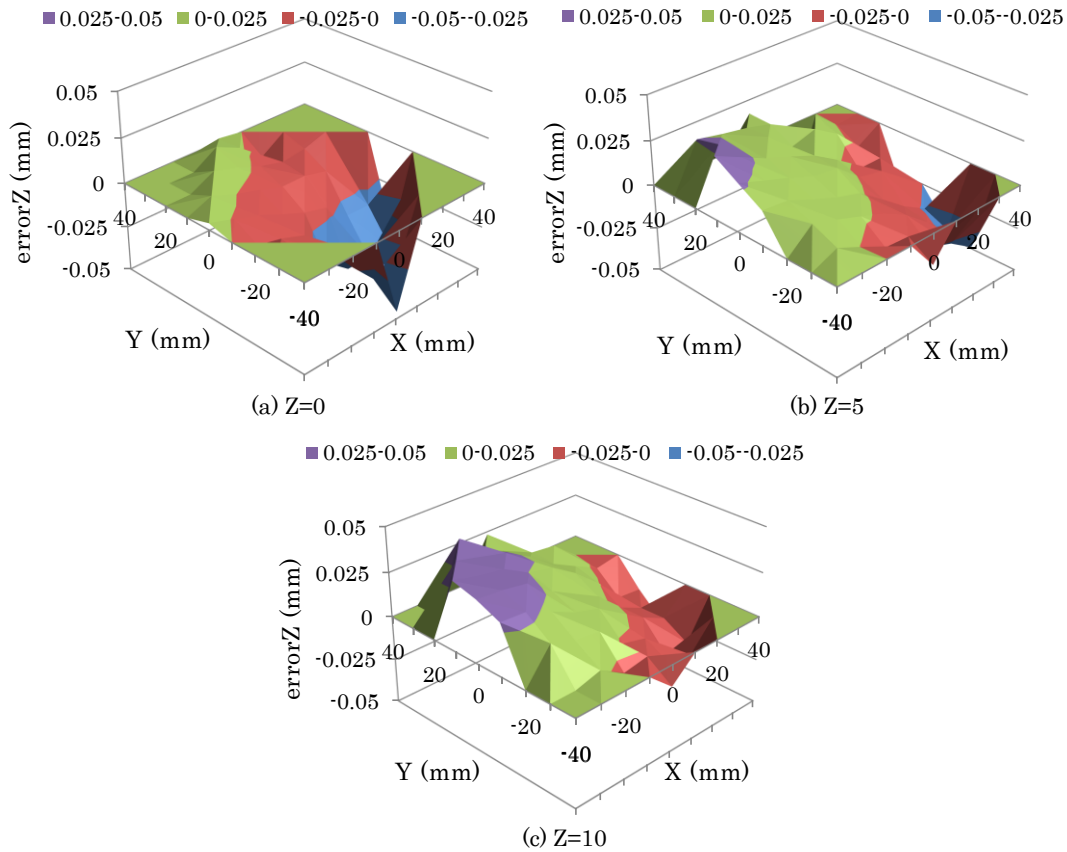


Fig. 5.10 Translation error in Z

Fig.5.10 は Z 方向の誤差を表したものである. この時も Z 座標に関係なく同じような傾向がみられた. また(a)を見ると $Z=0$ では負の方向に, (c)を見ると $Z=10$ では正の方向に誤差が大きくなっている. (b)の $Z=5$ ではそのような偏りは見られないので, $Z=5$ 付近から Z の正の方向に動かすほど誤差が負の方向に偏り, 負の方向に動かすほど誤差が正の方向に偏ると考えられる.

次に Fig.5.11 から Fig.5.13 に回転方向の誤差を表したグラフを示す. これらには Z 方向のそれぞれの位置で目立った傾向は見られなかったので回転方向の誤差は並進移動の影響を受けにくいものと考えられる.

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

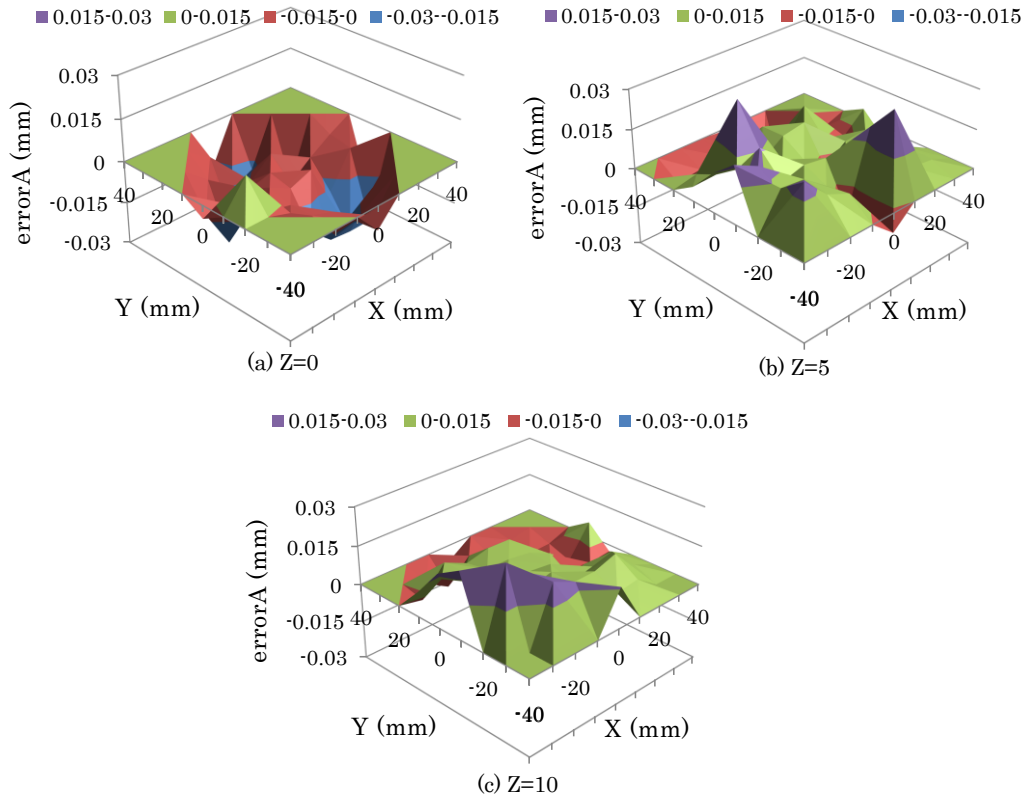


Fig. 5.11 Translation error in A

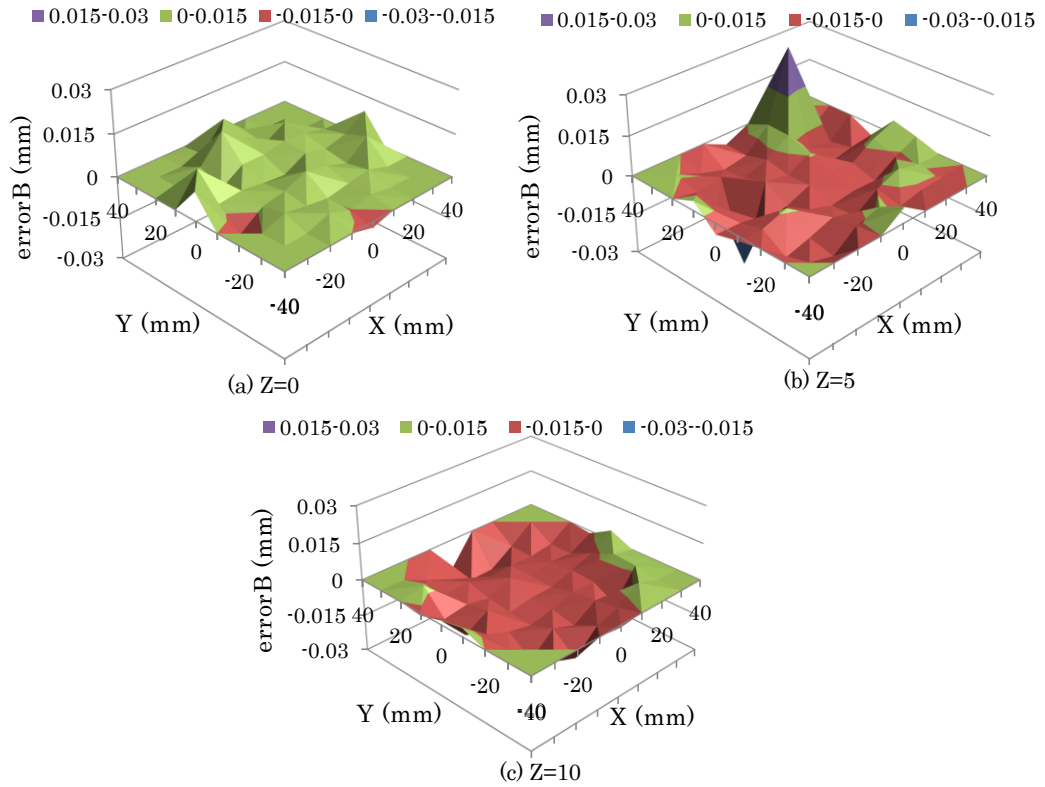


Fig. 5.12 Translation error in B

第5章 キャリブレーションに考慮される 機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

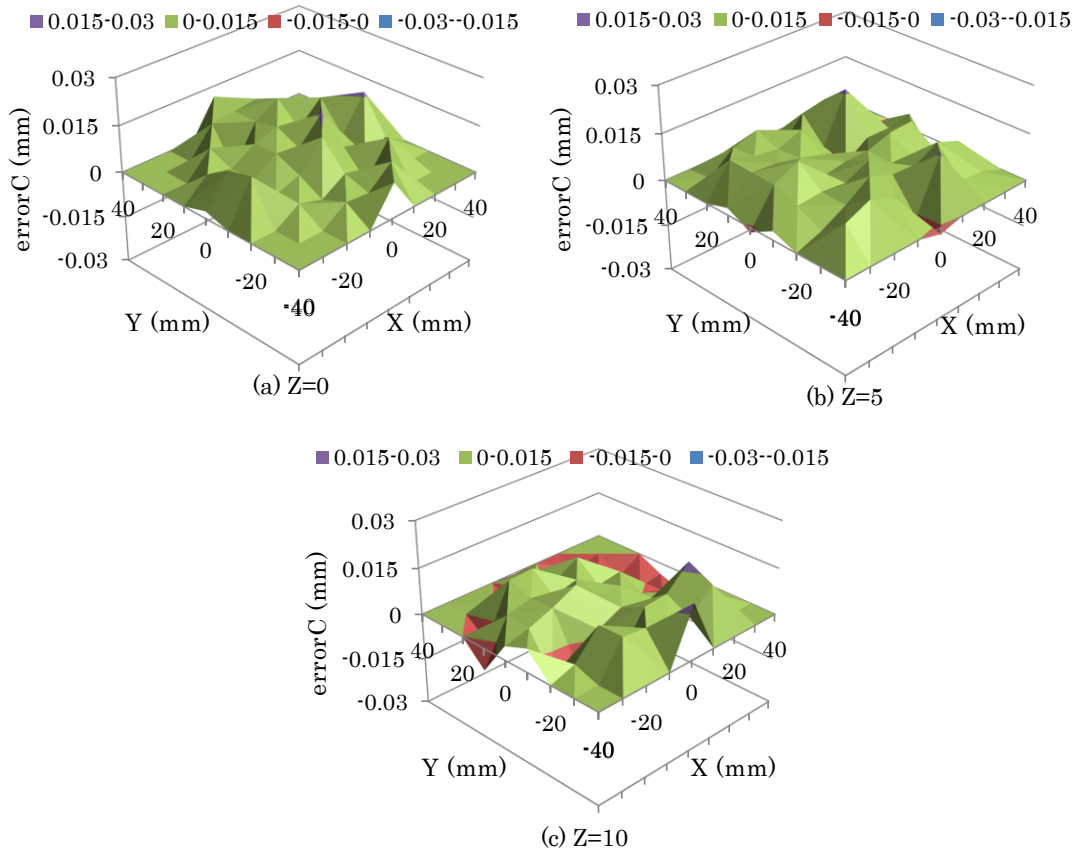


Fig. 5.13 Translation error in C

円運動させた際の誤差は直進移動させた際と同じ傾向を示したため省略する。

次に回転方向成分を変化させた時の誤差を示す。Fig.5.14 は A 方向を変化させた際のグラフである。グラフ中の C1, C2, C3, C4, C5 はテーブルの並進方向の位置を表していて、それぞれ位置(0, 0, 0), (10, 0, 0), (-10, 0, 0), (0, 10, 0), (0, -10, 0)を示している。このグラフでは並進方向の誤差には一定の傾向を見ることができないが、回転方向の誤差に関しては、Fig.5.14 の(d)において大きくテーブルを傾けるほど A の誤差が大きくなっている。この傾向は A 方向に傾けた時だけでなく B 方向に傾けた時には B 方向の誤差が、C 方向に傾けた時は C 方向の誤差がそれぞれ傾きに応じて大きくなっていた。その時のグラフを Fig.5.15 と Fig.5.16 に示す。

直進移動させた時と回転方向に移動させた時では、いずれも動かした方向と同じ方向の誤差が動かした量に応じて大きくなり、その変化はほぼ線形であるという結果が表れている。今回は過去のキャリブレーションよりも多くの点を計測したので、これら結果を用いてキャリブレーションを行えばより位置決め精度を向上させることができると考えられる。

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

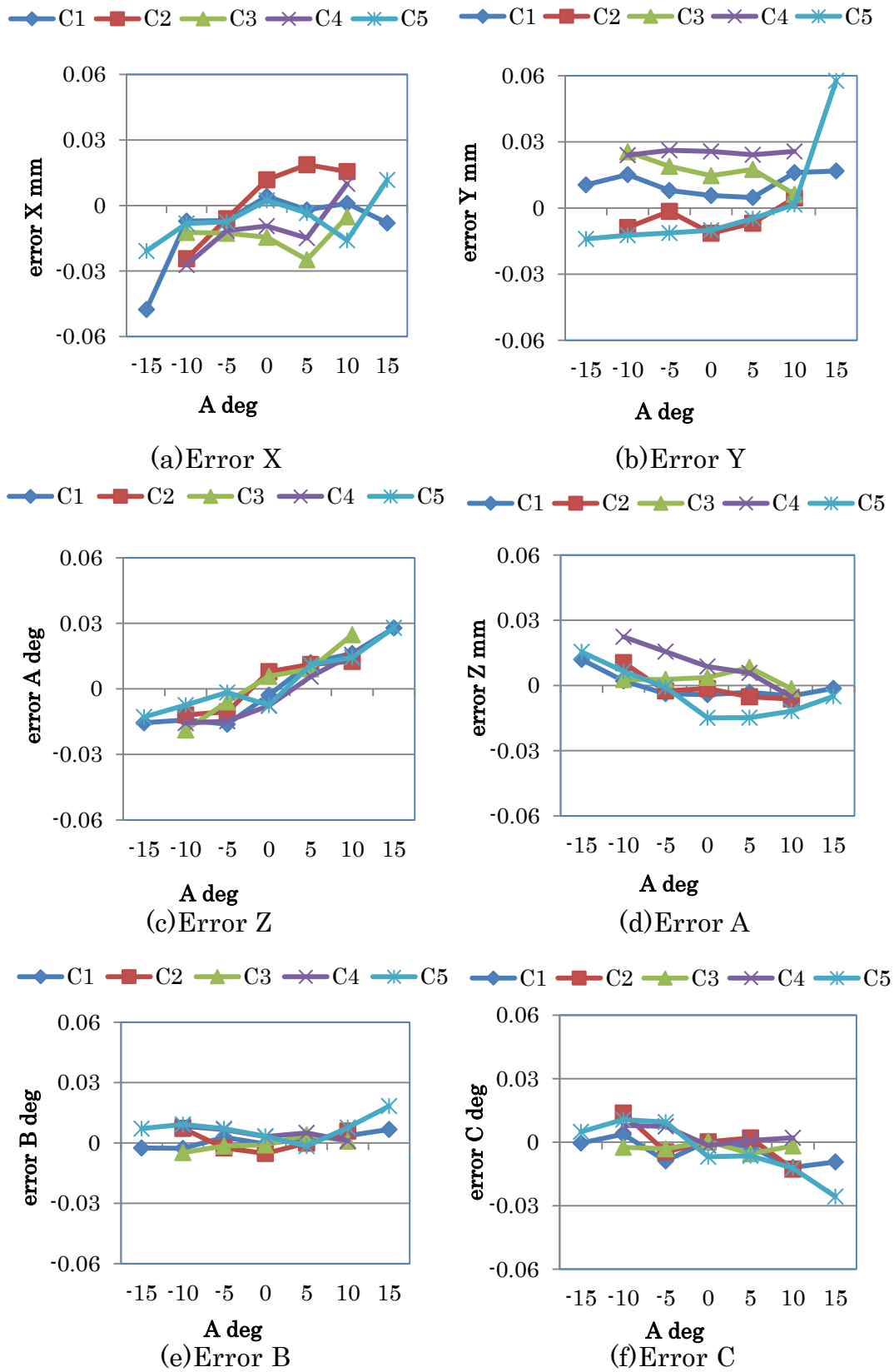


Fig. 5.14 Positioning and orientation error along with A-axis movement

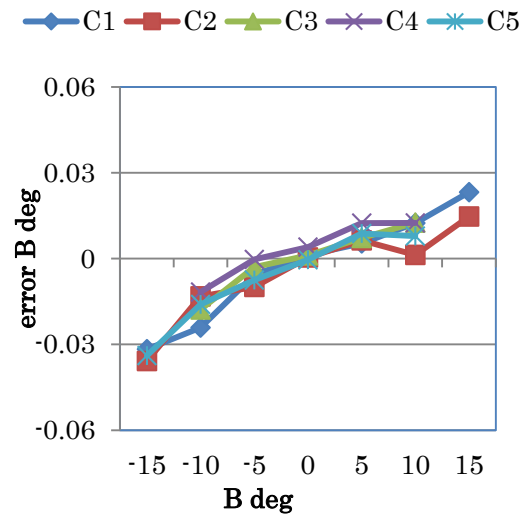


Fig. 5.15 Error B along with B axis movement

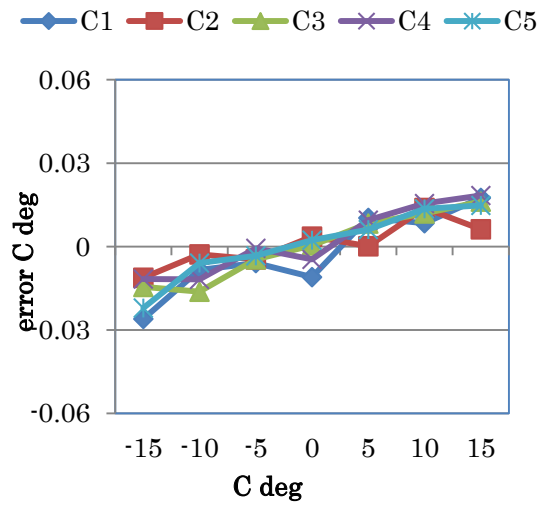


Fig. 5.16 Error C along with C axis movement

5.2 機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

機構パラメータ誤差を計算する際に使用するデータが変化するとその計算結果は大きく変化する. さまざまな計算結果を用いて計測を行い, 機構パラメータ誤差の変化と位置決め精度の関係を調査することによって, より効率的なキャリブレーションを行うことができる位置姿勢の組み合わせを特定することができると考えられる.

本章ではいくつかの機構パラメータ誤差を計算で導出し, それらを適用して計測を行った結果を示す. それらを計算する際に, 第 4 章では非線形最小二乗計算の終了許容誤差は 1×10^{-9} であったが, 本章では計測点が多いため機構パラメータ誤差の計算結果が収束性が低下した. よって, 本章で許容誤差を 1×10^{-6} と設定することとする.

5.2.1 計算に用いる計測データの違いによる計算結果

・各計測データの計算

直進移動で計測されたデータを用いて計算を行った. この時使用したデータは 5.1 節の Fig.5.6 に示した範囲のデータである. 算出された機構パラメータ誤差は Table 5.4 のようになっている. 出力プレートの姿勢を変化させずに可動範囲の端付近まで動かしたときの位置姿勢のデータを用いているので, このパラメータを適用した際には直進移動時の誤差が補正され小さくなると考えられる.

第 5 章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

Table 5.4 Error of configuration parameters in translation(mm)

Link i	1	2	3	4	5	6
ΔX_{Ai}	-0.00106	-0.00087	-0.00275	-0.00405	-5.5E-05	0.001434
ΔY_{Ai}	-0.00234	0.001145	-0.00147	0.001864	-0.00093	-0.00089
ΔZ_{Ai}	0.001112	-0.00079	6.1E-05	0.002522	0.001272	0.000911
Δx_{Si}	0.020956	-0.01663	-0.0163	0.057654	0.153414	0.110811
Δy_{Si}	0.138231	-0.06262	-0.17045	-0.00454	0.019313	0.078244
Δz_{Si}	-0.20469	0.118402	0.114774	-0.09868	-0.10004	-0.08067
Δx_{Bi}	0.014497	-0.03231	-0.0118	0.098647	0.024171	-0.07123
Δy_{Bi}	0.156654	-0.073	-0.04737	0.080693	0.058288	0.095409
Δz_{Bi}	0.24433	-0.08615	-0.08397	0.130023	0.10587	0.088702
ΔL_i	-0.60935	0.189348	0.265449	-0.27393	-0.23958	-0.17932
ΔC_i	0.159098	-0.03862	-0.04978	0.070614	0.093695	0.056221

円軌道上の計測点のデータを用いて計算を行った. 円軌道というデータの範囲は 5.1 節の Fig.5.7 の範囲である. この時の機構パラメータ誤差の計算結果を Table 5.5 に示す. これは直進移動のものと比べて固定座標系の原点に近いデータを使用しているため, このパラメータを使用した計測では可動域の端の部分では位置決め精度が安定しない代わりに座標中心付近ではより誤差が小さくなると予想できる.

Table 5.5 error of configuration parameters in circular motion (mm)

Link i	1	2	3	4	5	6
ΔX_{Ai}	-0.00016	-5.6E-05	-0.00184	-0.00694	-0.00071	-0.001
ΔY_{Ai}	-0.00076	0.002182	3.7E-05	0.0028	-0.00133	0.001022
ΔZ_{Ai}	-0.0002	-0.00034	0.000944	0.00267	0.001731	0.000172
Δx_{Si}	0.047426	0.010275	0.008712	0.394998	0.286471	0.046502
Δy_{Si}	0.065089	-0.03529	-0.02913	-0.0604	-0.00672	0.016826
Δz_{Si}	0.001725	0.084928	0.011141	0.193762	-0.12414	0.005165
Δx_{Bi}	-0.06659	-0.05147	0.011224	0.56278	0.170507	-0.02644
Δy_{Bi}	0.064416	-0.08253	0.048884	0.059341	0.039887	0.00431
Δz_{Bi}	0.020358	-0.06532	0.008857	-0.17845	0.142245	0.014779
ΔL_i	-0.10575	0.121998	0.008535	0.466263	-0.30727	0.012082
ΔC_i	0.042239	-0.01817	0.003286	-0.12239	0.108614	0.005449

5.1.1 項で紹介したデータをすべて用いて機構パラメータ誤差を計算した。この結果を Table 5.6 に示す。これは前述した二つとは違い出力プレートを傾けた姿勢が含まれているデータを用いて計算されている。また計算で使った位置姿勢のデータの数も全機構パラメータ誤差の中で最も多い。よってこの機構パラメータ誤差を適用して計測を行った場合にはどの位置姿勢でも安定して誤差の小さい計測結果が得られるが、他の二つのほうが一部の直進移動時の誤差は小さくなるという結果が得られると予想できる。

Table 5.6 error of configuration parameters in all data (mm)

Link i	1	2	3	4	5	6
ΔX_{Ai}	0.000262	0.00062	-0.0026	-0.00438	-0.00053	0.000934
ΔY_{Ai}	-0.00272	0.001722	-0.00237	0.00283	-0.00135	-0.00181
ΔZ_{Ai}	0.000753	-0.00023	7.7E-05	0.002591	0.00129	0.000847
Δx_{Si}	-0.00179	-0.04288	-0.05542	-0.03814	-0.03507	0.03686
Δy_{Si}	-0.14972	-0.04456	0.012311	0.017423	0.035865	0.024586
Δz_{Si}	0.041594	0.148192	-0.15062	-0.00408	0.059411	0.128627
Δx_{Bi}	-0.04234	-0.10892	-0.05041	0.016432	-0.18818	-0.09594
Δy_{Bi}	-0.14984	-0.00504	0.08279	0.048953	0.07865	0.037531
Δz_{Bi}	0.340964	0.063157	-0.28051	0.094127	0.239221	0.246561
ΔL_i	-0.52933	-0.04263	0.308875	-0.14782	-0.28359	-0.20838
ΔC_i	0.240899	0.085474	-0.20308	0.052646	0.182242	0.149244

・計算結果の比較考察

5.2.1 項で計算した結果を比較する。この時に各計算結果でどのような差があるかを見るために三種類の計算結果をパラメータの種類ごとに変化量の割合にしてグラフにすると Fig.5.17 から Fig.5.27 のようになった。Fig.5.18 では、アクチュエータ 1 と 2 の変化の割合が他のアクチュエータに比べて非常に大きいのでアクチュエータ 1 と 2 だけを別のグラフに示した。この計算結果を見ると直進移動データを用いた場合と全体のデータを用いた場合の計算結果が円軌道データを用いたものと比べると近い値となる場所が多かった。全体のデータを用いたときが最も位置決め精度の向上が期待できるので、

それと近い値にならない円軌道のデータを用いたときにはあまり変化がないと考えられる。

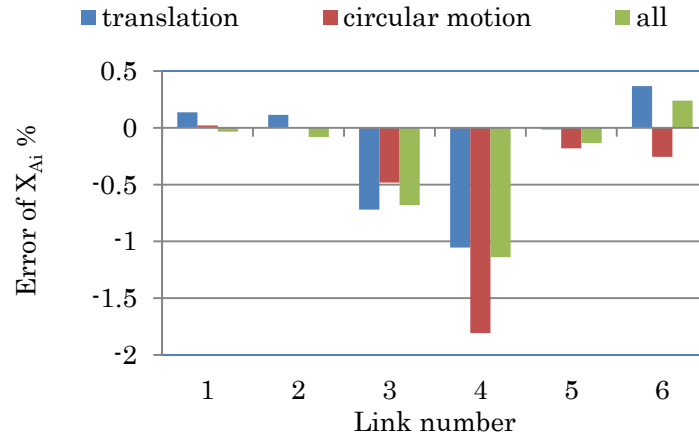


Fig. 5.17 Error in X_{Ai}

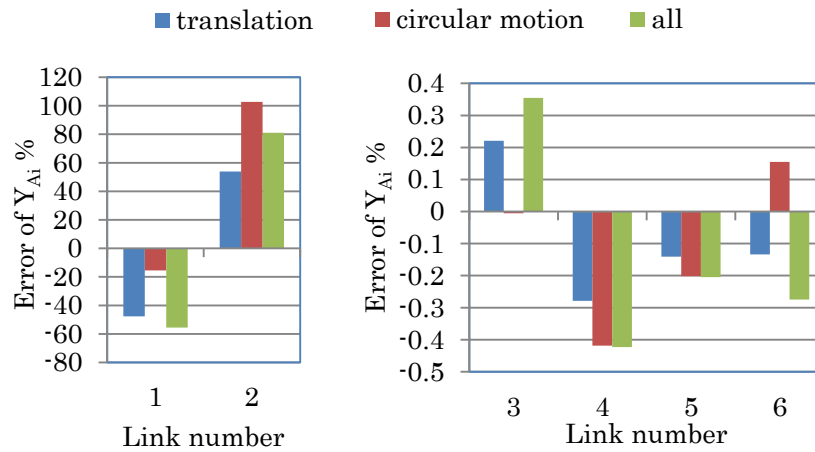


Fig. 5.18 Error in Y_{Ai}

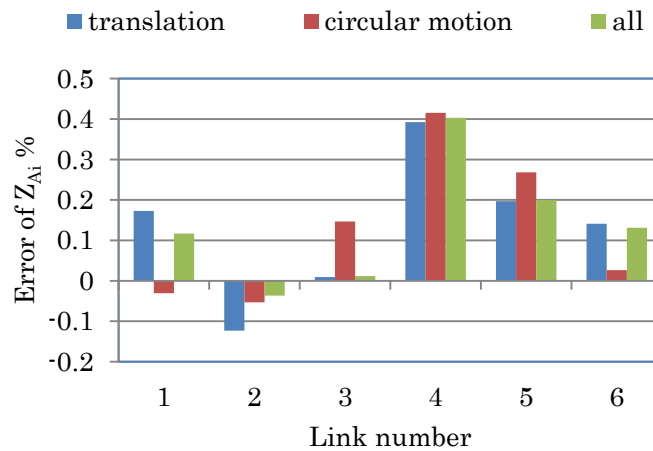


Fig. 5.19 Error in Z_{Ai}

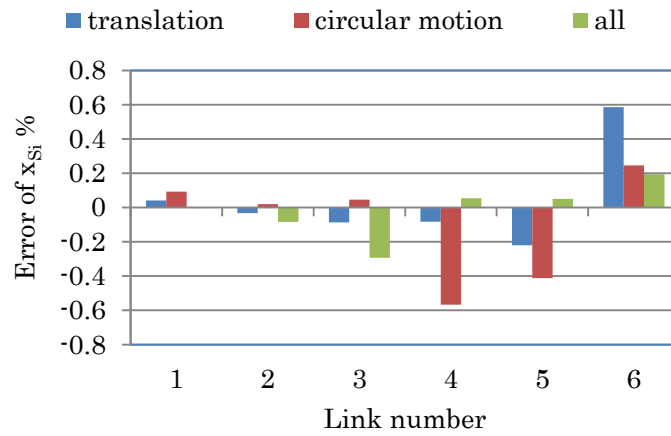


Fig. 5.20 Error in x_{Si}

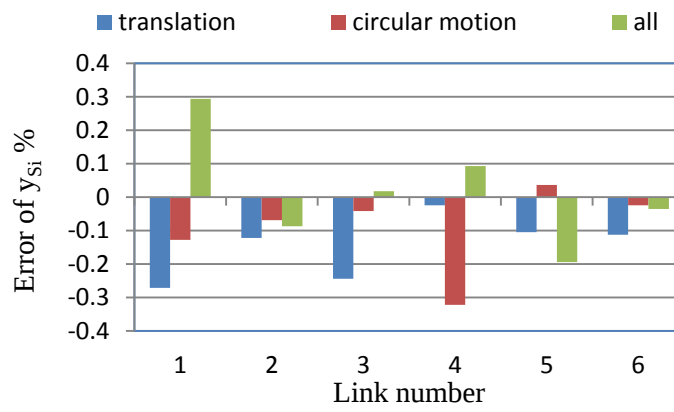


Fig. 5.21 Error in y_{Si}

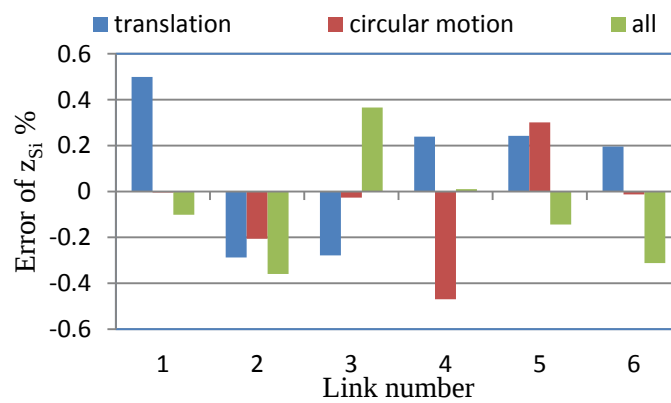


Fig. 5.22 Error in z_{Si}

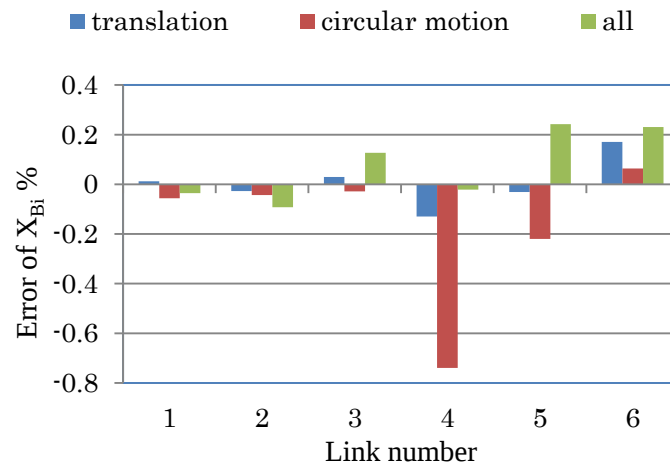


Fig. 5.23 Error in X_{Bi}

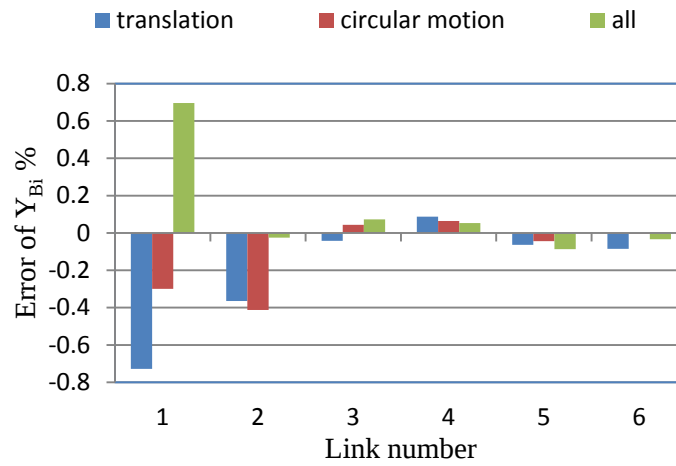


Fig. 5.24 Error in Y_{Bi}

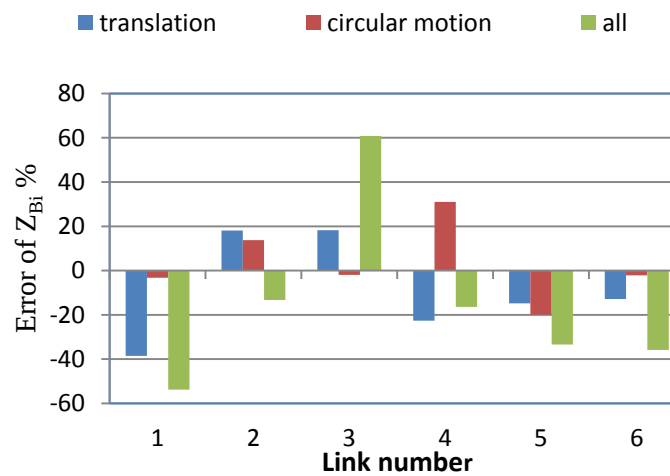


Fig. 5.25 Error in Z_{Bi}

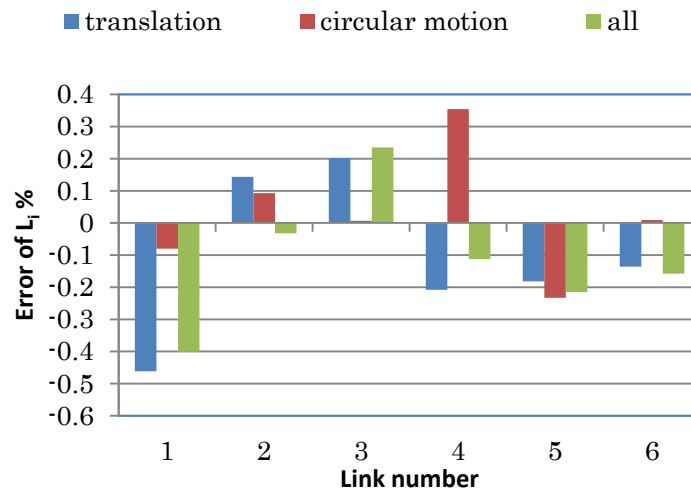


Fig. 5.26 Error in L_i

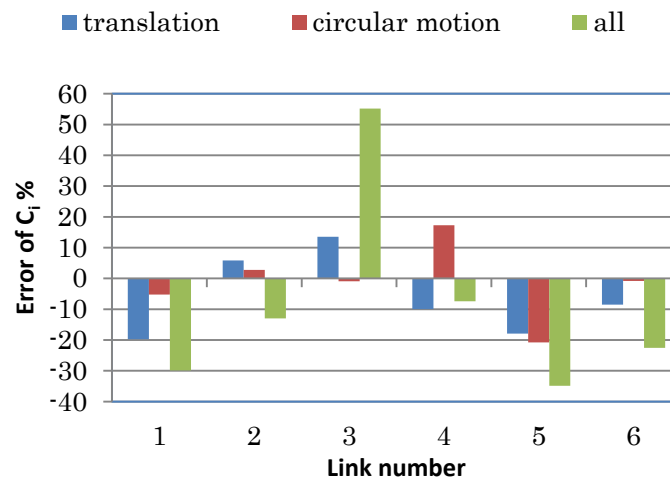


Fig. 5.27 Error in C_i

5.3 各機構パラメータ誤差を反映した位置決め精度評価

5.3.1 計測範囲

位置決め精度の変化を見るために計測を行った．計測した点を Table 5.7 に示す．

Table 5.7 The order of measurement

No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)
1	0	0	0	0	0	0
2	-40	0	0	0	0	0
3	-20	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0
5	20	0	0	0	0	0
6	40	0	0	0	0	0
7	0	-40	0	0	0	0
8	0	-20	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	0	20	0	0	0	0
11	0	40	0	0	0	0
12	0	0	0	-15	0	0
13	0	0	0	-10	0	0
14	0	0	0	-5	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	5	0	0
17	0	0	0	10	0	0
18	0	0	0	15	0	0
19	0	0	0	0	-15	0
20	0	0	0	0	-10	0
21	0	0	0	0	-5	0
22	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	5	0
24	0	0	0	0	10	0
25	0	0	0	0	15	0
26	0	0	0	0	0	-15
27	0	0	0	0	0	-10
28	0	0	0	0	0	-5
29	0	0	0	0	0	0
30	0	0	0	0	0	5
31	0	0	0	0	0	10
32	0	0	0	0	0	15

5.3.2 計測結果

計測結果を各軸の誤差ごとに Fig.5.28 から Fig.5.33 に示す. これらのデータにおいて, **using all** は全体のデータを用いて計算した機構パラメータ誤差を反映した場合, **using translation** は直進移動データを用いて計算した機構パラメータ誤差を反映した場合, **using circular motion** は円軌道データを用いて計算した機構パラメータ誤差を反映した場合の結果になっており, **before calibration** はこれらとの比較のための今回のキャリブレーションを行う前の計測結果になっている. (a)は X 方向に動かしたとき, (b)は Y 方向に動かしたとき, (c)は A 方向に回転させたとき, (d)は B 方向に回転させたとき, (e)は C 方向に回転させたときの各誤差の値となっている.

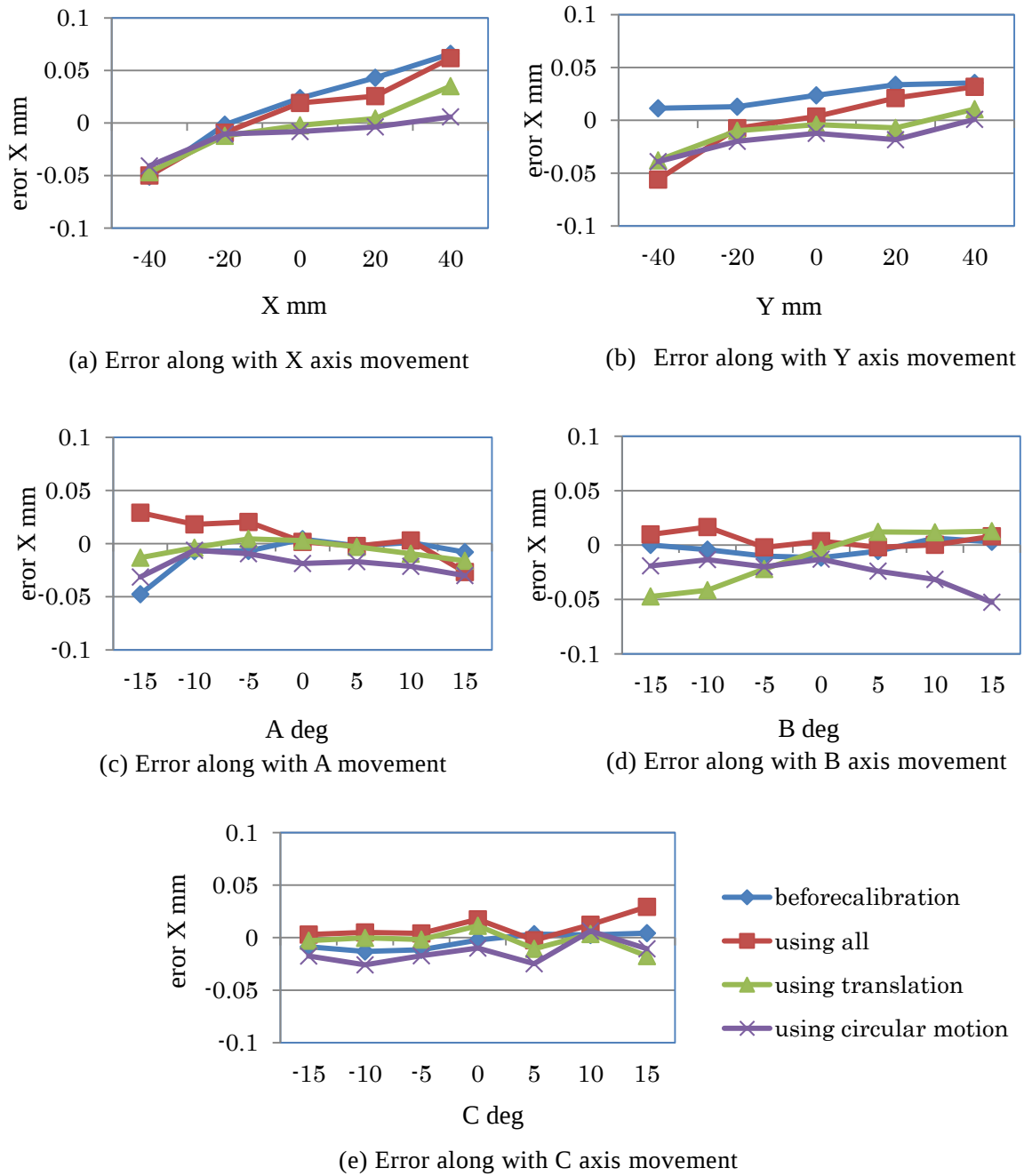
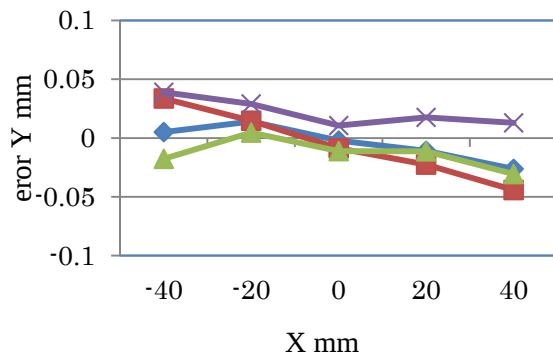


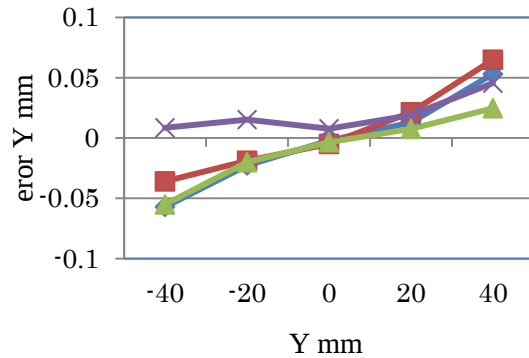
Fig. 5.28 Translation error X

Fig.5.28 は X 方向の誤差を示したものである. Fig.5.28 の(a)を見ると, キャリブレーション前と全体のデータを用いてキャリブレーションしたときの結果はほとんど変化がない一方で, 他の二つは X 軸の正の方向に動かしたときの誤差が小さくなっている. (b)ではキャリブレーション前と全体のデータを使用したときの誤差が 0.01mm から 0.04mm 程度であったが, 他のデータを用

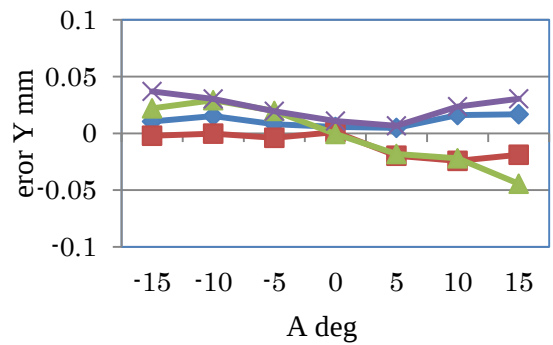
いた場合には誤差が大きくなっていた。回転方向に動かしたときの(c), (d), (f)ではキャリブレーション前より誤差が大きくなる傾向がみられた。その傾向は特に(d)でよく見ることができて、キャリブレーション前には $\pm 0.02\text{mm}$ 程度に収まっていた誤差が -0.06mm 程度まで大きくなっている。



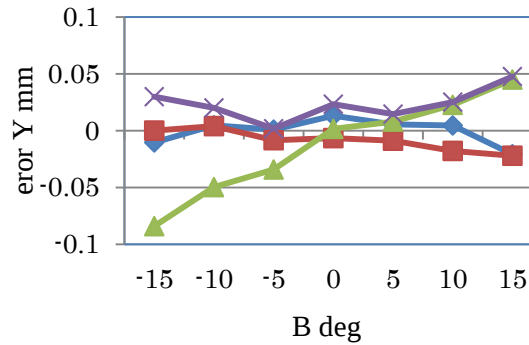
(a) Error along with X axis movement



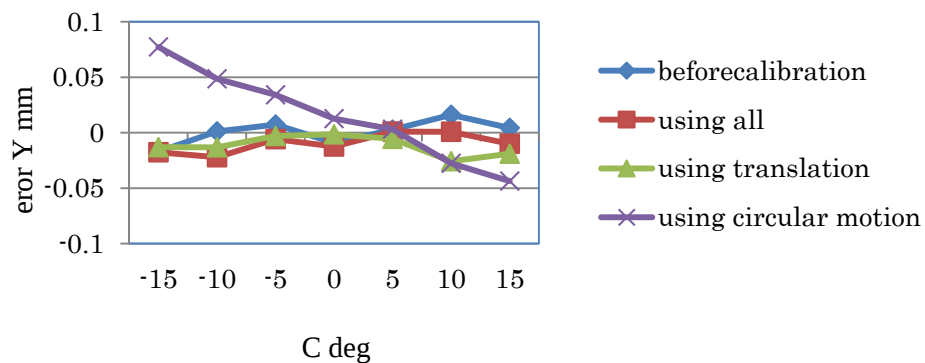
(b) Error along with Y axis movement



(c) Error along with A axis movement



(d) Error along with B axis movement



(e) Error along with C axis movement

Fig. 5.29 Translation error Y

Fig.5.29 は Y 方向の誤差を示したものである. Fig.5.29 の(b)を見ると円軌道を用いたキャリブレーションでの誤差が他のものと比べて安定して小さくなっている. しかし回転方向の誤差の(c), (d), (e)を見ると, キャリブレーション前と全体のデータを用いてキャリブレーションしたときの誤差は $\pm 0.02\text{mm}$ に収まっているが, 他の機構パラメータ誤差を適用した場合には誤差が大きくなり, 特に(d)の直線移動を用いたときの誤差は最大で -0.08mm を超えていた.

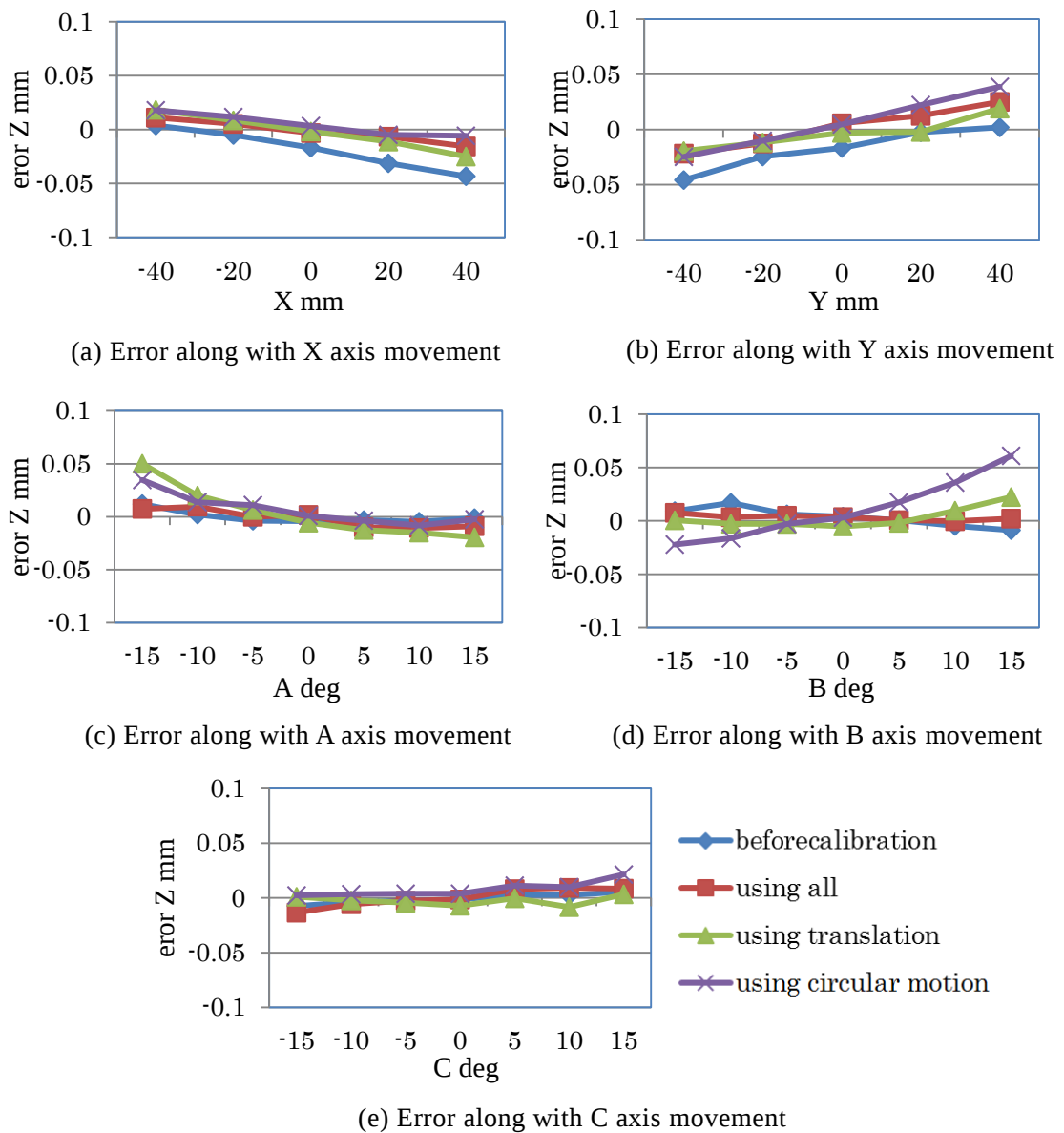


Fig. 5.30 Translation error Z

Fig.5.30 は Z 方向の誤差を示したものである. 全体的にそれぞれの誤差に大きな差はないが, Fig.5.30 の(d)を見ると円軌道のデータを用いてキャリブレーションしたもの以外は誤差が $\pm 0.02\text{mm}$ に収まっているのに対し, -0.02mm から 0.06mm 程度と大きくなっている.

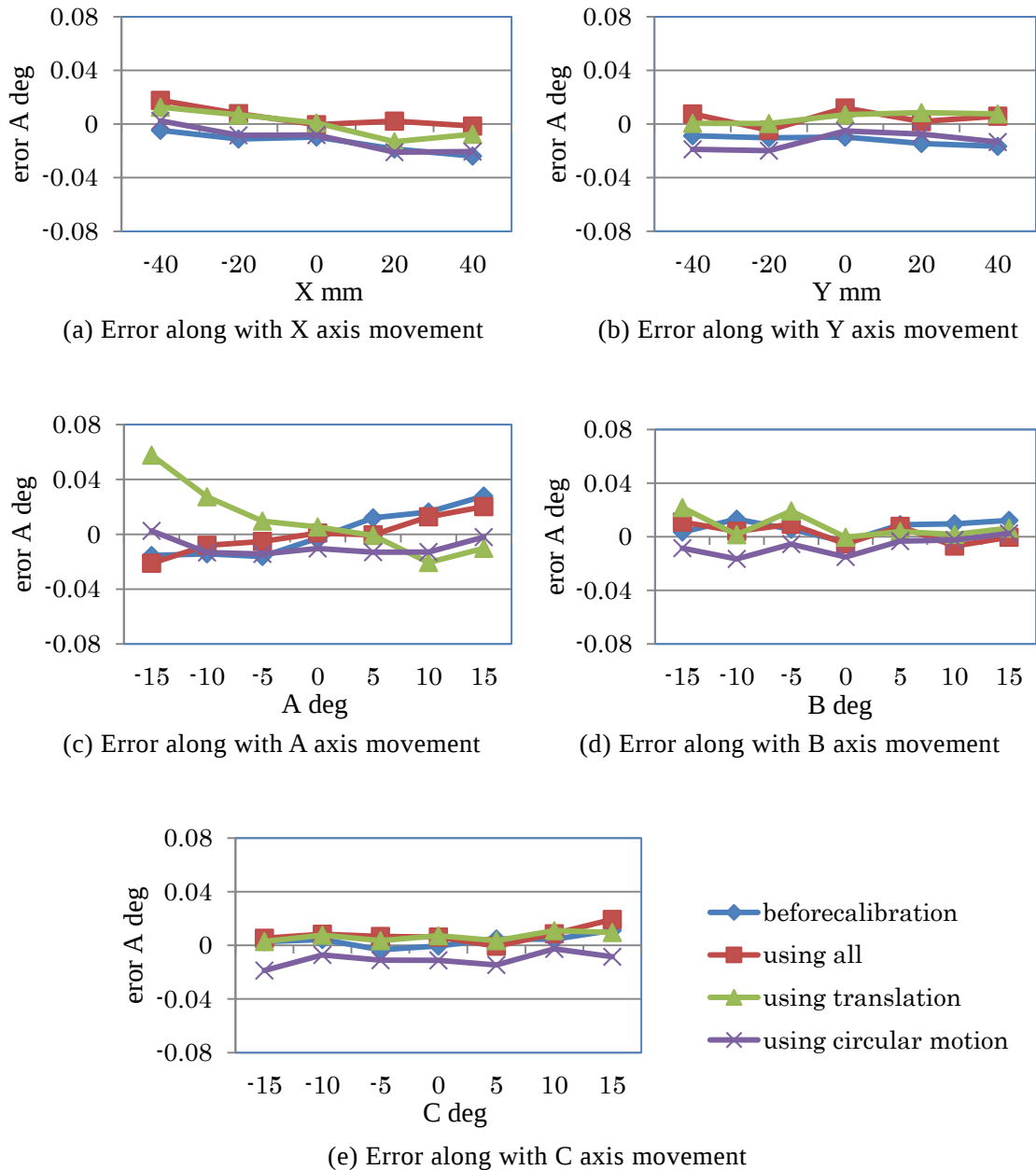


Fig. 5.31 Error in A axis movement

Fig.5.31 は A 方向の誤差を示したものである. Fig.5.31 では A 方向に回転させた時に直進移動のデータでキャリブレーションを行ったものの誤差が他のものと比べて大きくなった. 他のところはこのキャリブレーション結果でも大きな差は出ていない.

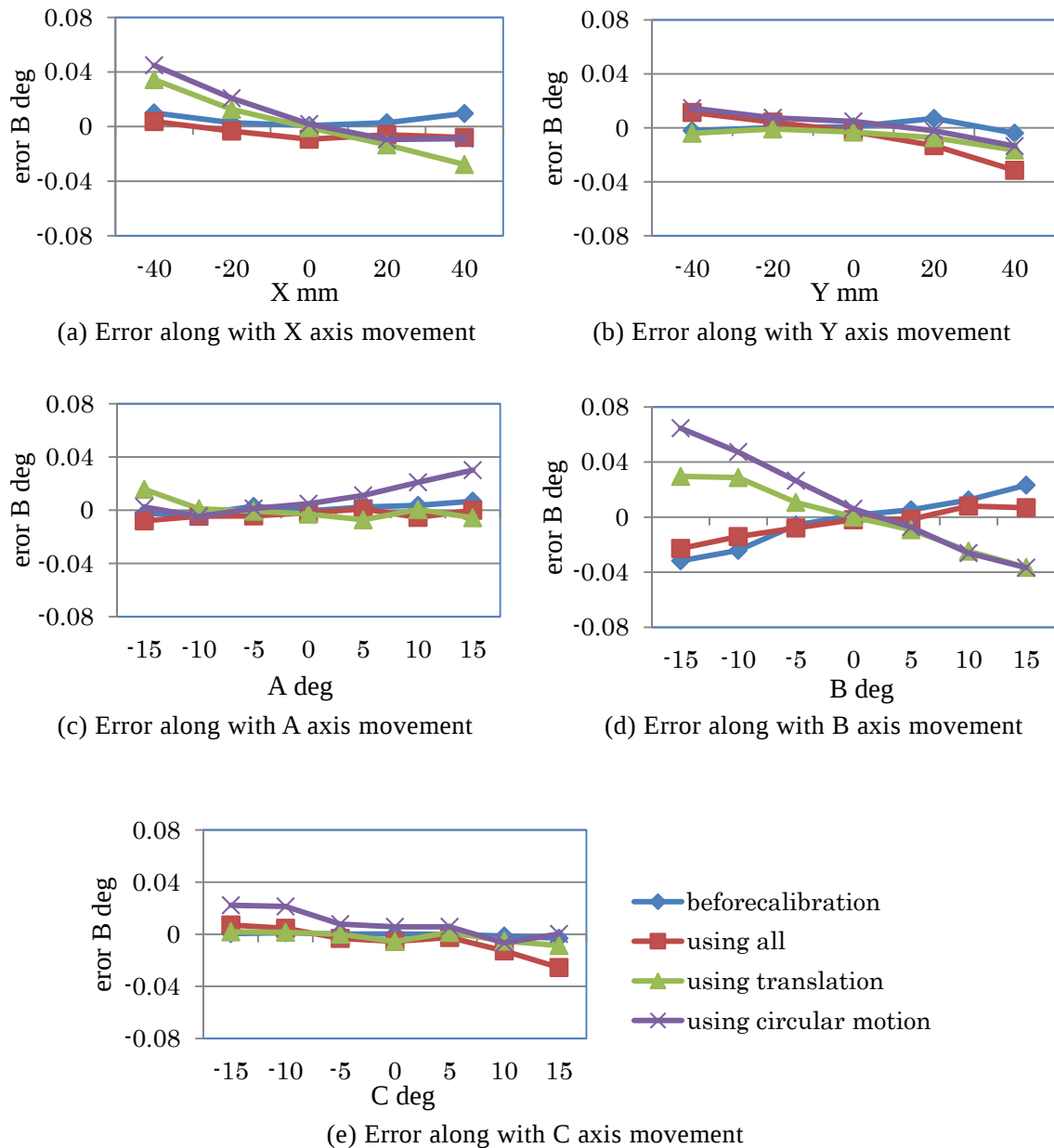
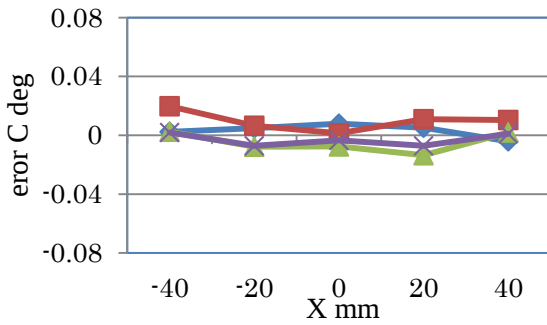


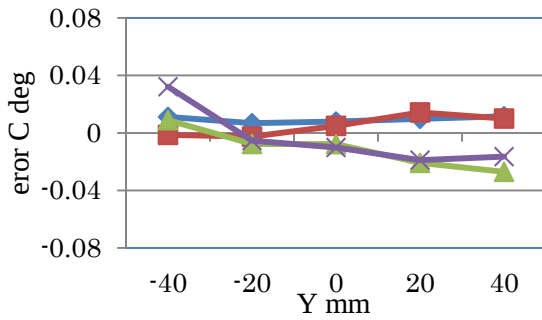
Fig. 5.32 Error B axis movement

Fig.5.32 は B 方向の誤差を示している. Fig.5.32 より, 全体的に円軌道データを用いてキャリブレーションしたものの誤差が大きくなる傾向がみられ

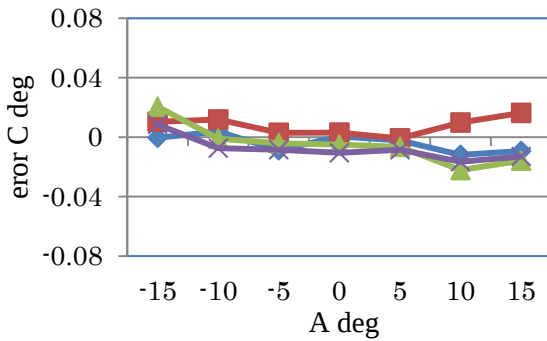
た. また, 直線移動データを用いてキャリブレーションしたものは B 方向に移動させた時の(d)では円軌道を用いたものとよく似た傾向が表れた. 全体のデータを用いてキャリブレーションしたときの結果はキャリブレーション前の結果とほぼ同じであった.



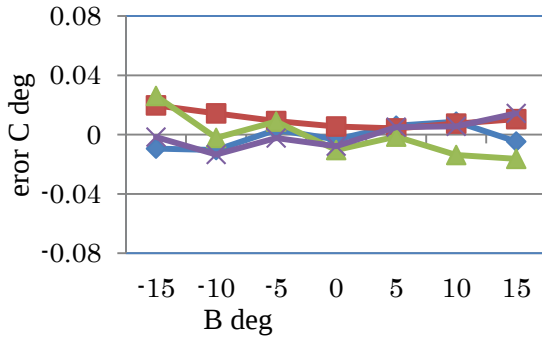
(a) Error along with X axis movement



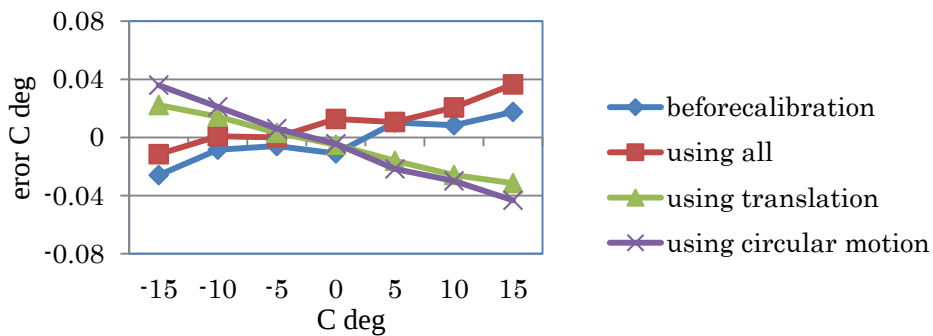
(b) Error along with Y axis movement



(c) Error along with A axis movement



(d) Error along with B axis movement



(e) Error along with C axis movement

Fig.5.33 Error in C axis movement

Fig.5.33 は C 方向の誤差を示したものである。Fig.5.33 を見ると、キャリブレーション前とすべてのデータを用いてキャリブレーションした場合は全体的にどちらも同じような傾向を示している。また直進移動データを使った場合と円軌道データを使った場合も似たような傾向が表れている。これは(b)と(e)でよく表れており、(e)ではその誤差が $\pm 0.04\text{deg}$ 程度になるなどキャリブレーション前と比べて非常に大きくなっている。

5.3.3 計測結果の考察

Fig.5.28 から Fig.5.33 の結果から、第 4 章よりも多い位置姿勢で計測した全体のデータを用いてキャリブレーションした場合でもキャリブレーション前と比べて大きな変化はなく、この時にはキャリブレーション前の誤差の傾向などもそのままになっている部分も多かった。この原因はキャリブレーションに用いたデータの組み合わせにあると考えられる。今回のキャリブレーションでは計測したデータを全て用いて機構パラメータ誤差を計算したが、データ数が多くそれぞれが計測誤差を含んでいるために最小二乗計算の解が収束しにくくなり、結果的にキャリブレーション精度の低下の原因となっている可能性がある。

また直進移動と円軌道データを用いてキャリブレーションした場合には、キャリブレーション前に見られた各誤差の傾向は現れず、出力プレートを傾けなかった際の誤差は小さくなり、傾けた際の誤差が大きくなるが多かった。このことから出力プレートの姿勢を変化させていないデータを用いてキャリブレーションした場合には、出力プレートを傾けた際の位置決め精度が安定しないということがいえる。

これらのことから、より安定したキャリブレーションを行うために必要なデータの組み合わせは、広い範囲で出力プレートを移動させたデータと出力プレートを傾けた時のデータとをバランスよく組み合わせたデータであると考えられる。

5.4 機構パラメータ誤差の計算に用いる計測データの再選定

5.4.1 選定データ

5.3 節の結果を踏まえて機構パラメータ誤差の計算に用いるデータを選定した。そのデータは直進移動データの一部と回転運動データの一部を組み合わせたものがある。直進移動データの選定の際には測定範囲の端に近い位置を選ぶようにしている。今回は $Z=0$, $Z=5$, $Z=10$ のときのデータがあるので、測定範囲の中心寄りになる $Z=5$ のときのデータの一部は使用しないこととする。また回転運動データは、元のデータ数が直進移動と比べて少ないためすべて使用する。使用した直進移動のデータの範囲を Fig.5.34 に、使用した回転運動の範囲を Table 5.8 に示す。Table 5.8 には回転方向の変位が 0 のものが含まれていないが、これは Fig.5.34 で示した範囲内に同じ位置姿勢が含まれているためである。

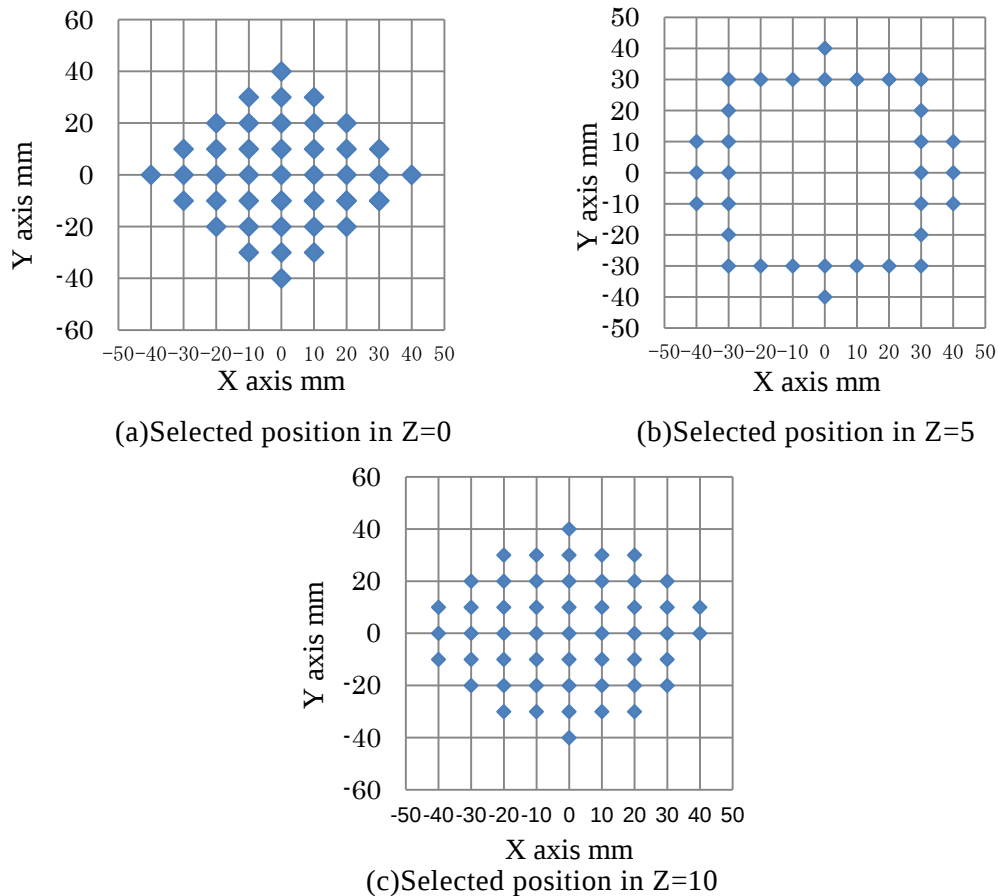


Fig. 5.34 Selected positions

第 5 章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

Table 5.8 Selected rotation data

No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)	No.	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	A(deg)	B(deg)	C(deg)
1	0	0	0	-15	0	0	40	-10	0	0	0	-5	0
2	0	0	0	-10	0	0	41	-10	0	0	0	5	0
3	0	0	0	-5	0	0	42	-10	0	0	0	10	0
4	0	0	0	5	0	0	43	-10	0	0	0	0	-15
5	0	0	0	10	0	0	44	-10	0	0	0	0	-10
6	0	0	0	15	0	0	45	-10	0	0	0	0	-5
7	0	0	0	0	-15	0	46	-10	0	0	0	0	5
8	0	0	0	0	-10	0	47	-10	0	0	0	0	10
9	0	0	0	0	-5	0	48	-10	0	0	0	0	15
10	0	0	0	0	5	0	49	0	10	0	-10	0	0
11	0	0	0	0	10	0	50	0	10	0	-5	0	0
12	0	0	0	0	15	0	51	0	10	0	5	0	0
13	0	0	0	0	0	-15	52	0	10	0	10	0	0
14	0	0	0	0	0	-10	53	0	10	0	0	-10	0
15	0	0	0	0	0	-5	54	0	10	0	0	-5	0
16	0	0	0	0	0	5	55	0	10	0	0	5	0
17	0	0	0	0	0	10	56	0	10	0	0	10	0
18	0	0	0	0	0	15	57	0	10	0	0	0	-15
19	10	0	0	-10	0	0	58	0	10	0	0	0	-10
20	10	0	0	-5	0	0	59	0	10	0	0	0	-5
21	10	0	0	5	0	0	60	0	10	0	0	0	5
22	10	0	0	10	0	0	61	0	10	0	0	0	10
23	10	0	0	0	-15	0	62	0	10	0	0	0	15
24	10	0	0	0	-10	0	63	0	-10	0	-15	0	0
25	10	0	0	0	-5	0	64	0	-10	0	-10	0	0
26	10	0	0	0	5	0	65	0	-10	0	-5	0	0
27	10	0	0	0	10	0	66	0	-10	0	5	0	0
28	10	0	0	0	15	0	67	0	-10	0	10	0	0
29	10	0	0	0	0	-15	68	0	-10	0	15	0	0
30	10	0	0	0	0	-10	69	0	-10	0	0	-15	0
31	10	0	0	0	0	-5	70	0	-10	0	0	-10	0
32	10	0	0	0	0	5	71	0	-10	0	0	-5	0
33	10	0	0	0	0	10	72	0	-10	0	0	5	0
34	10	0	0	0	0	15	73	0	-10	0	0	10	0
35	-10	0	0	-10	0	0	74	0	-10	0	0	0	-15
36	-10	0	0	-5	0	0	75	0	-10	0	0	0	-10
37	-10	0	0	5	0	0	76	0	-10	0	0	0	-5
38	-10	0	0	10	0	0	77	0	-10	0	0	0	5
39	-10	0	0	0	-10	0	78	0	-10	0	0	0	10
							79	0	-10	0	0	0	15

5.4.2 計算結果

選定したデータの組み合わせを用いて機構パラメータ誤差を計算した. この結果を最も安定したキャリブレーション結果であった全体のデータを用いて計算した機構パラメータ誤差と比較した. その結果を Fig.5.35 から Fig.5.45 に示す. これらのグラフの all とは 5.2.2 項の図中の all と同様のものであり, new data は新たに選定したデータを用いて計算した機構パラメータを表している. Fig.5.35 から Fig.5.45 を見ると all と new data には大きな違いがないことがわかる. このことから機構パラメータ誤差の計算に使用するデータの個数を減らしても, 可動範囲の端のほうのデータを用いて計算していればより多くのデータを用いた時と同等の位置決め精度を得られ, 効率的なキャリブレーションが可能であると考えられる.

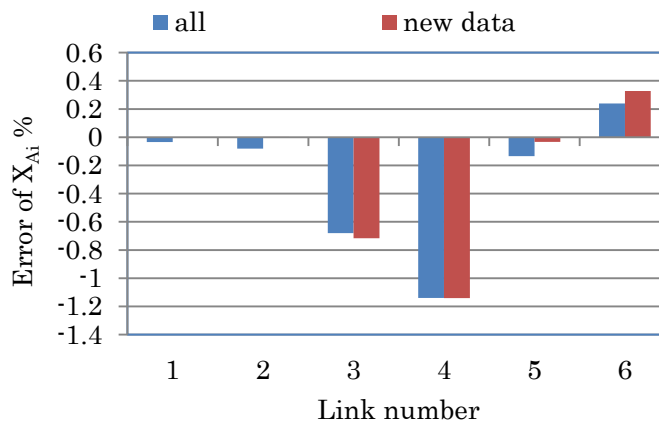


Fig. 5.35 Error in X_{Ai} calculated by using new data

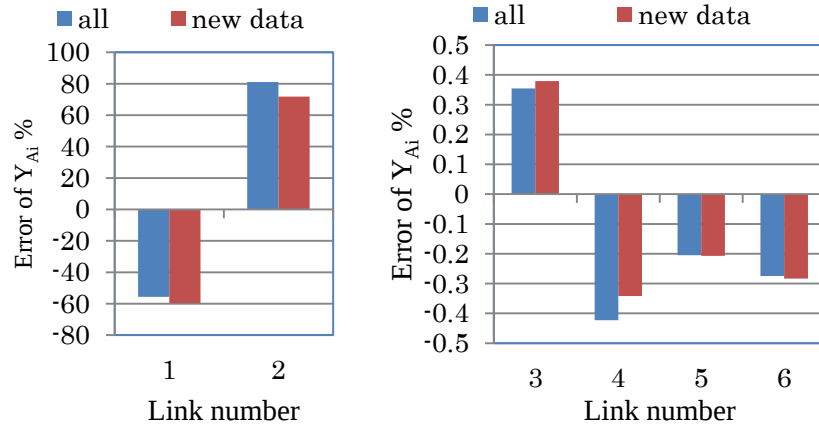


Fig. 5.36 Error in Y_{Ai} calculated by using new data

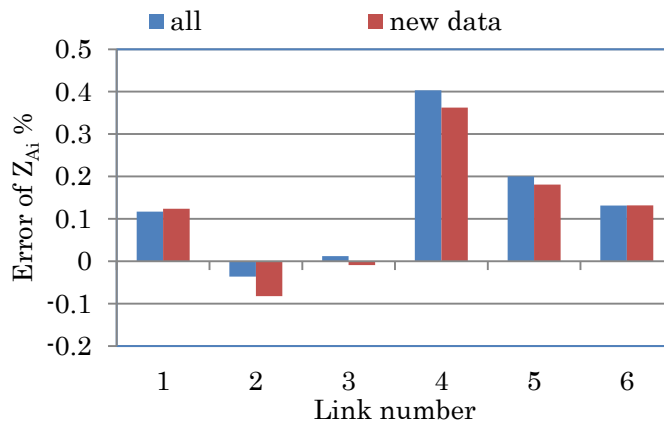


Fig. 5.37 Error in Z_{Ai} calculated by using new data

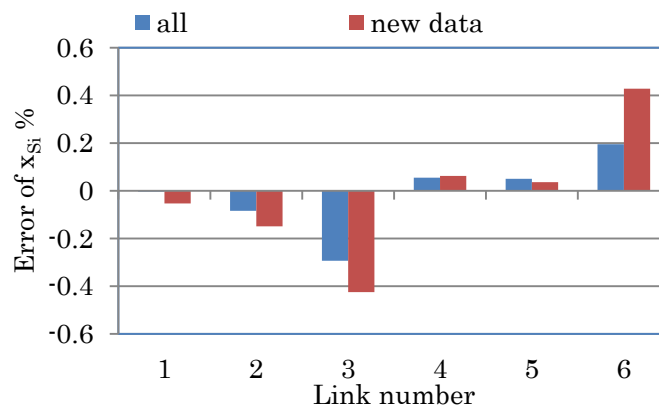


Fig. 5.38 Error in x_{Si} calculated by using new data

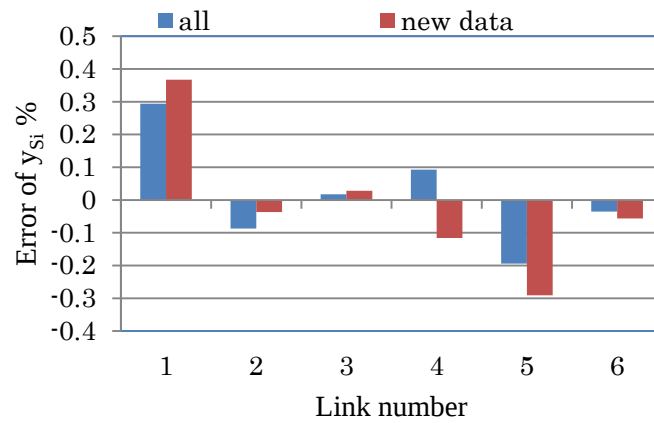


Fig. 5.39 Error in y_{Si} calculated by using new data

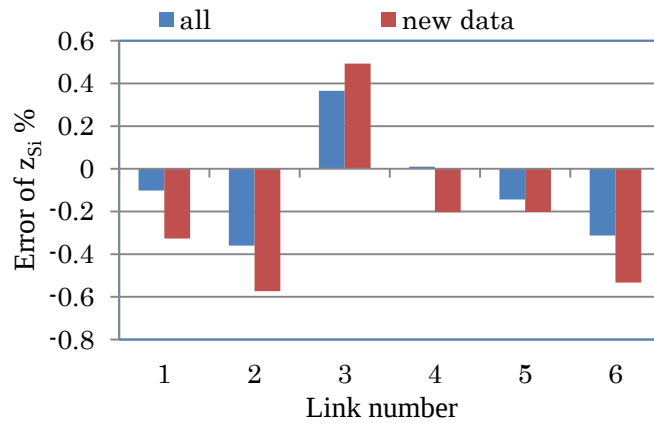


Fig. 5.40 Error in z_{Si} calculated by using new data

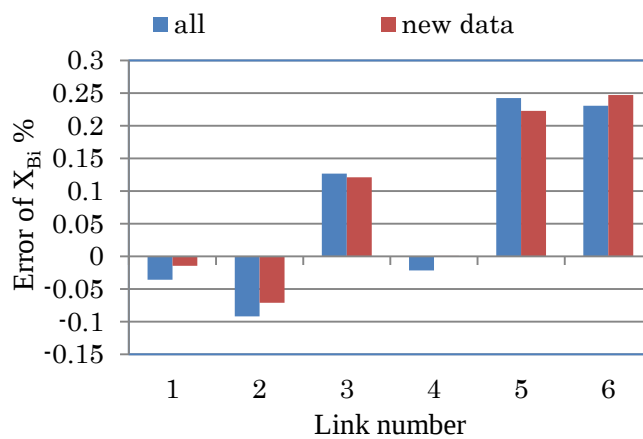


Fig. 5.41 Error in X_{Bi} calculated by using new data

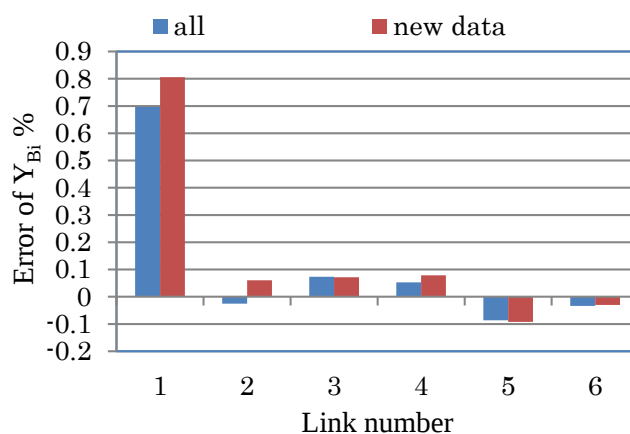


Fig. 5.42 Error in Y_{Bi} calculated by using new data

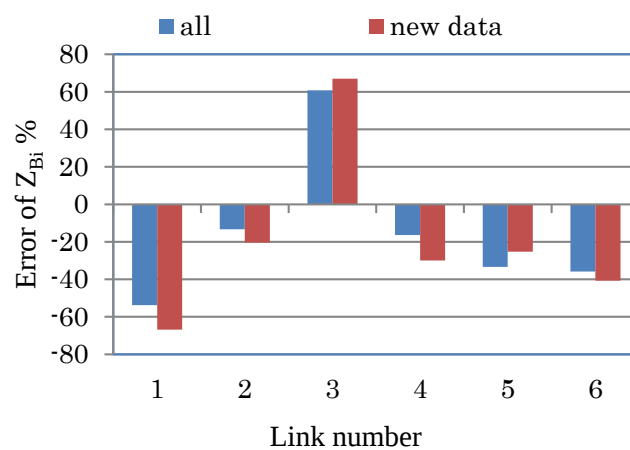


Fig. 5.43 Error in Z_{Bi} calculated by using new data

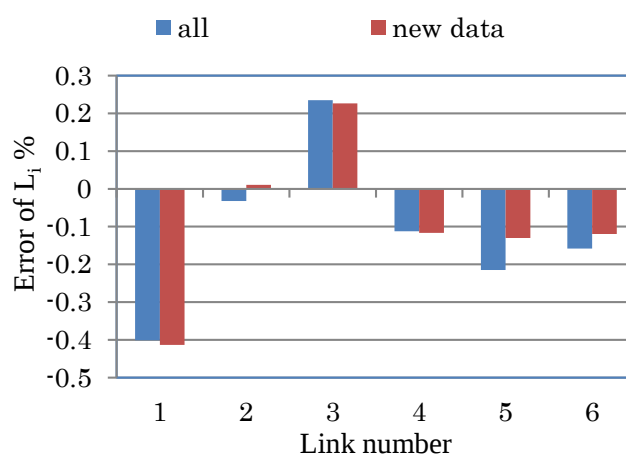


Fig. 5.44 Error in L_i calculated by using new data

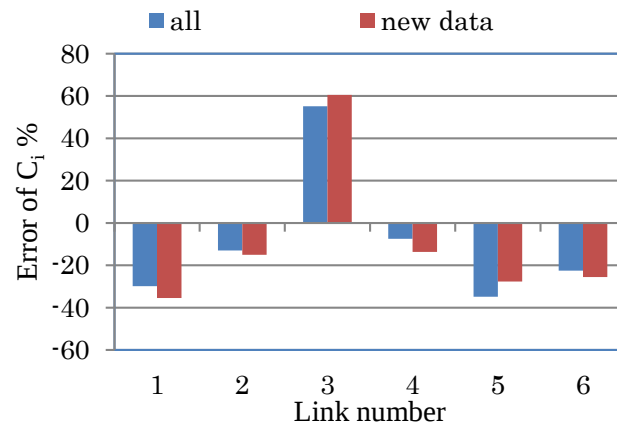


Fig. 5.45 Error in C_i calculated by using new data

5.4.3 CMM による計測結果

新たに計算した機構パラメータ誤差を用いて計測を行った. この時に計測した範囲は 5.3 節の Table 5.7 に示したものと同様である. 新たに計測した誤差を, すべてのデータを用いて計算した機構パラメータ誤差を適用して計測した誤差と比較したものを各誤差の方向ごとに Fig.5.46 から Fig.5.51 に示す. これらのグラフにおいて, using all は Fig.5.28 から Fig.5.33 の using all と同じものであり, using new data は新たに計算した機構パラメータ誤差を適用して計測したものである. 各図の(a)は X 方向に移動させたときの誤差, (b)は Y 方向に移動させたときの誤差, (c)は A 方向に回転させたときの誤差, (d)は B 方向に回転させたときの誤差, (e)は C 方向に回転させたときの誤差をそれぞれ示している.

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

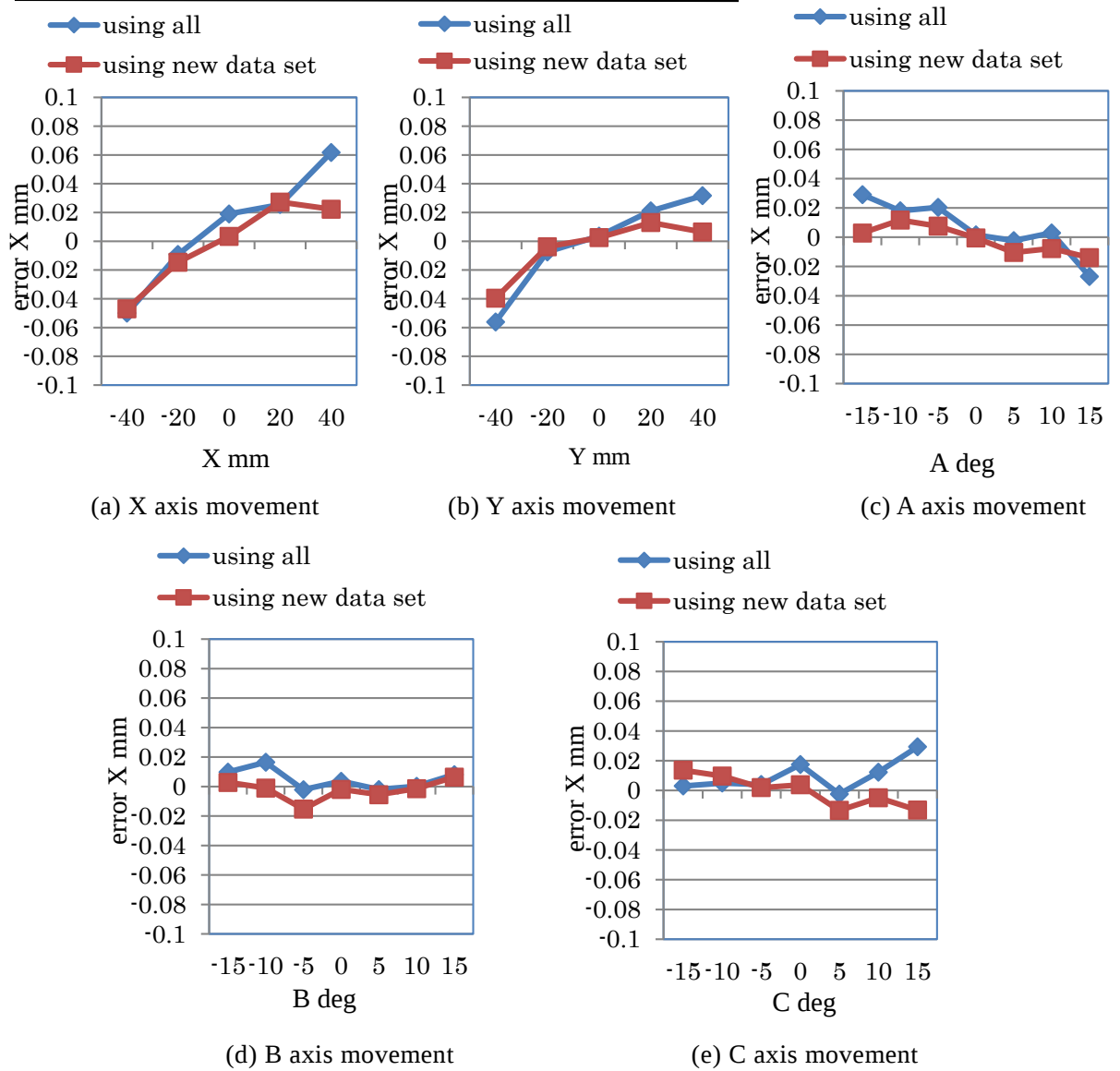


Fig.5.46 Translation error X

Fig.5.46 は X 方向の誤差を表したものである. すべてのデータを使ってキャリブレーションした場合と比べると, (a)では X 方向正の向きに動かしたときの誤差が減り, (b)では Y 方向負の向きに動かしたときの誤差が大きくなっている. (c), (d), (e)では回転方向に動かした場合の誤差は, 新たに計測したものはすべて $\pm 0.02\text{deg}$ 以内に収まっていて, すべてのデータを用いたときよりも誤差が小さかった.

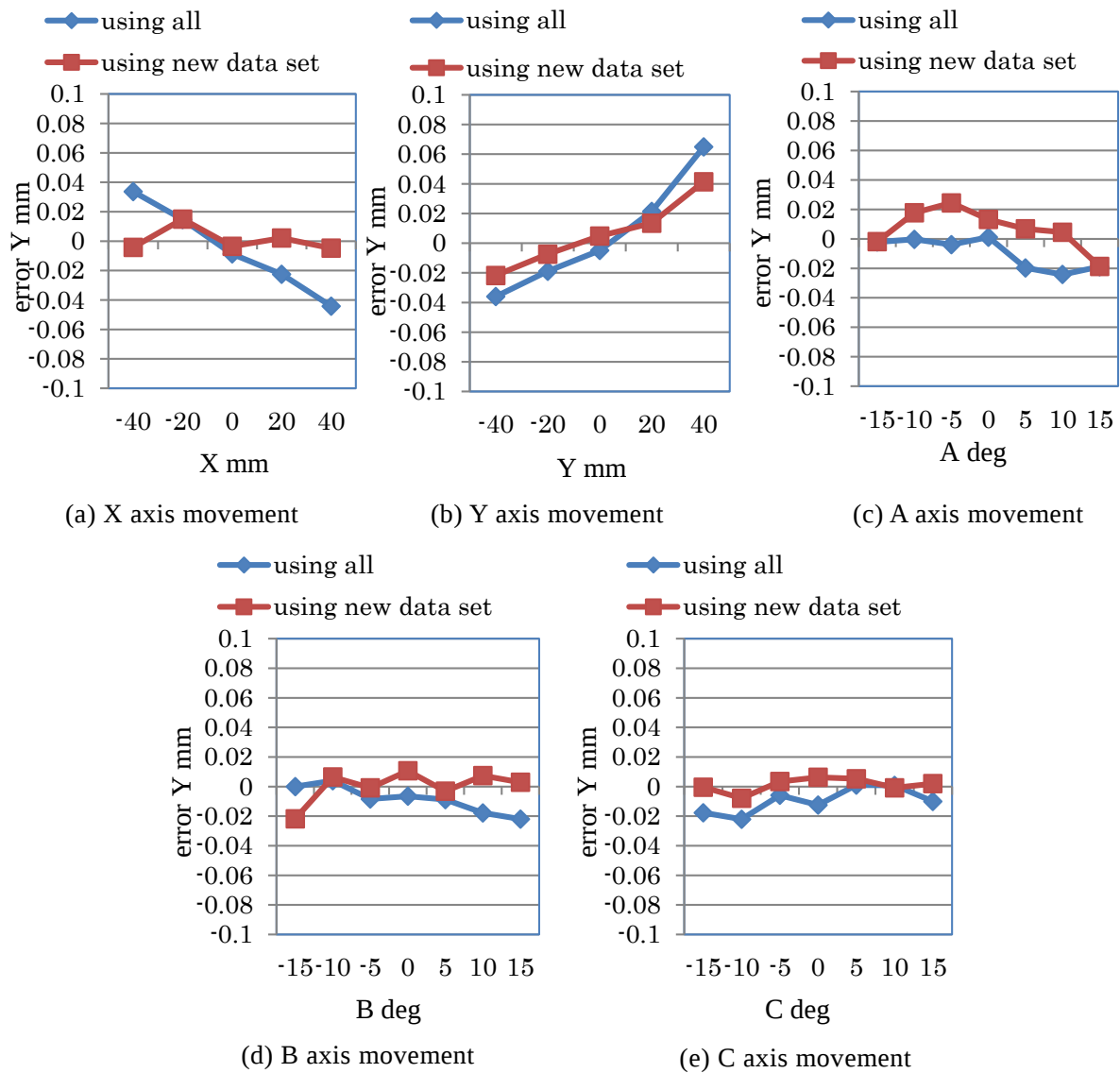


Fig.5.47 Error in Y

Fig.5.47 は Y 方向の誤差を表したものである. (a)を見るとすべてのデータを用いてキャリブレーションした場合には X 方向の移動にしたがって誤差も大きくなる傾向がみられたが, 今回の計測ではそのような目立った傾向はみられず誤差も小さくなっていた. (b)では Y 方向に動かしたときにも前回に比べて今回の方が誤差が小さくなった. 回転方向に動かした場合の(c), (d), (e)のグラフでは目立った傾向はなく, 誤差の大きさもほとんど変わらなかった.

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

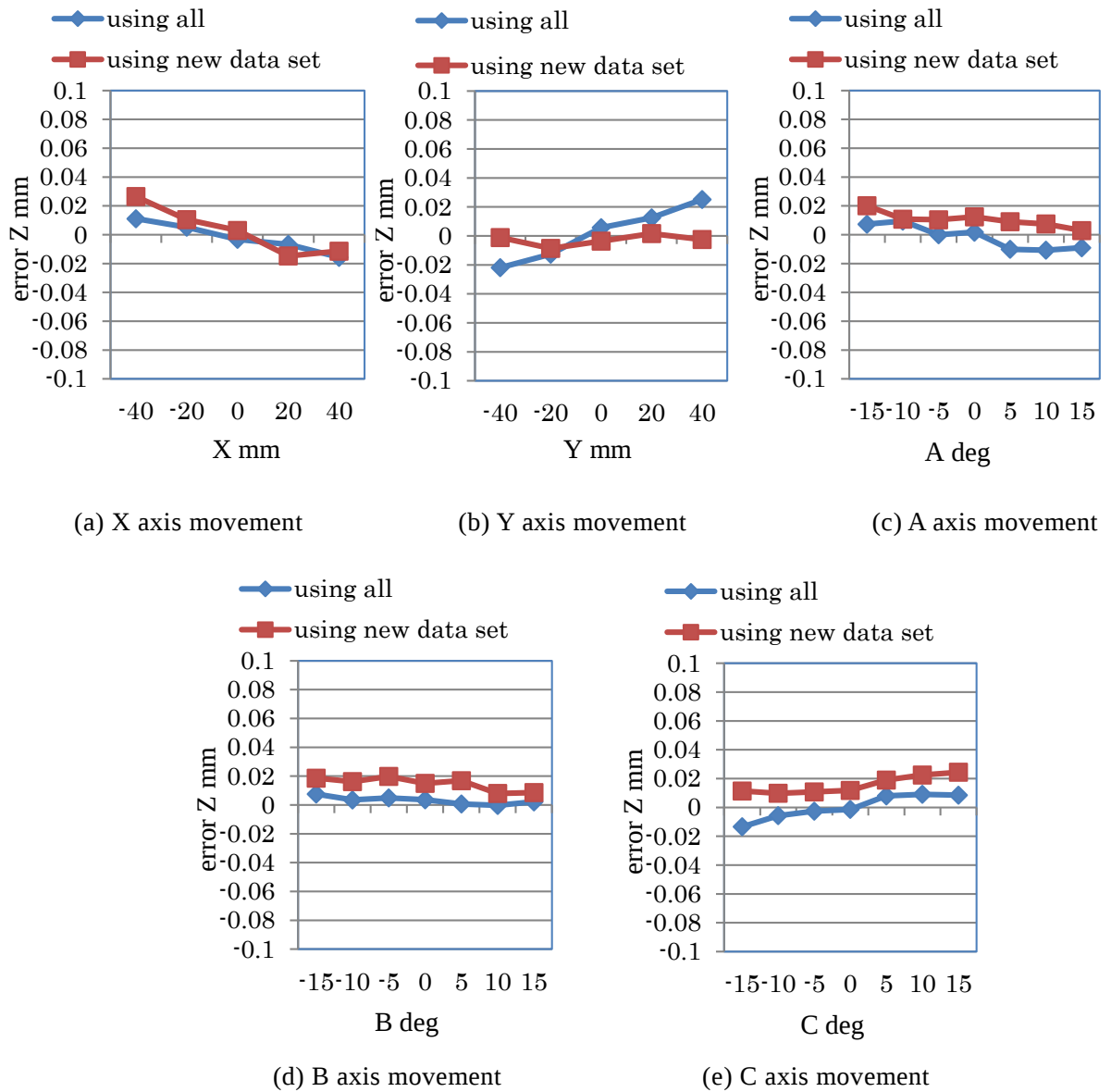


Fig.5.48 Error in Z

Fig.5.48 は Z 方向の誤差を表したものである. (a)を見ると X 方向に移動させた際には誤差の傾向, 大きさ共にあまり変化がないが, (b)の Y 方向に移動させた際には誤差の傾向がなくなり, 小さくなっている. (c), (d), (f)の回転方向に移動させた際には誤差が正の方向に大きくなっていた.

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

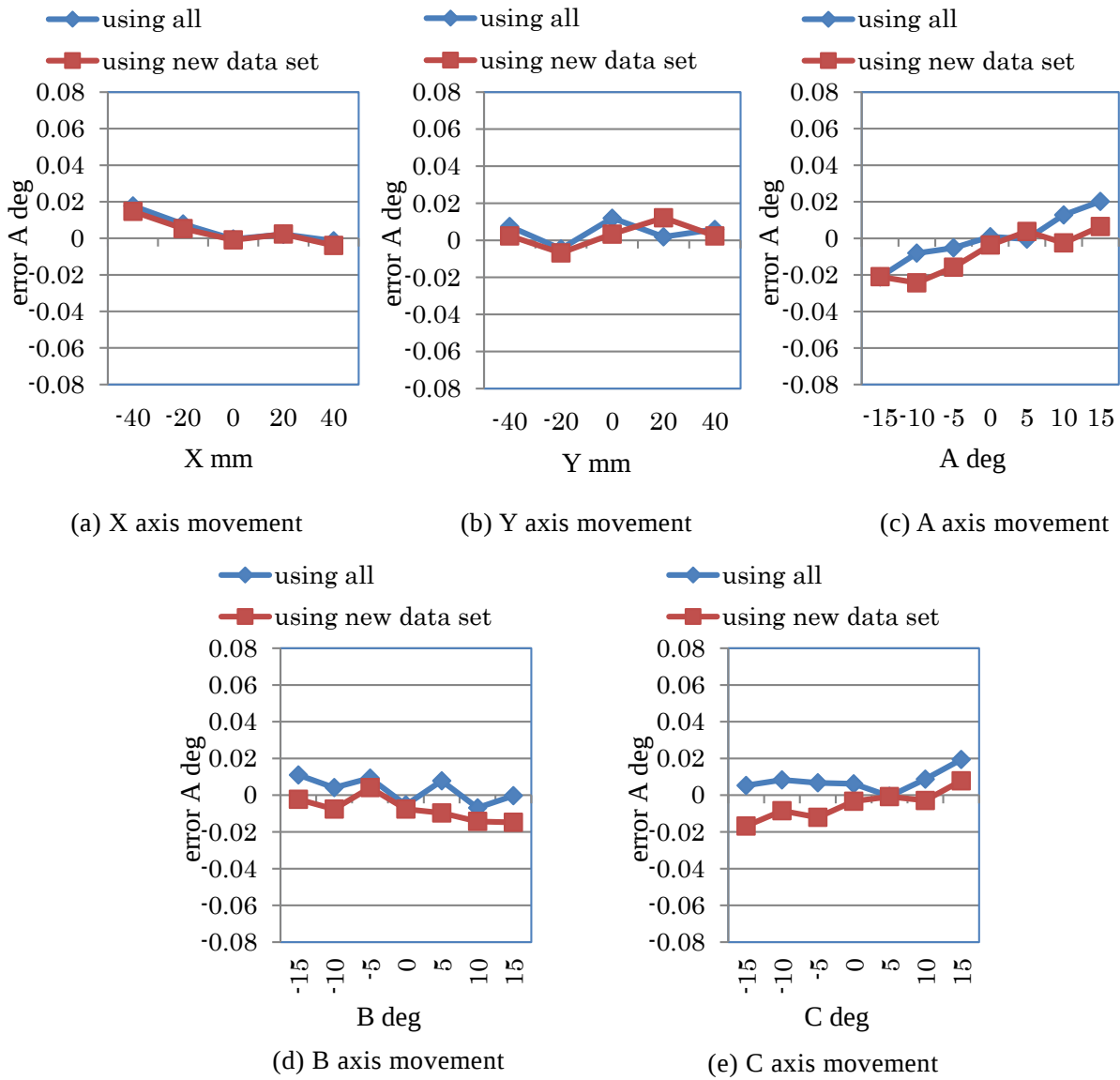


Fig. 5.49 Error in A

Fig.5.49 は A 方向の誤差を表したものである. A 方向の誤差はすべて $\pm 0.02\text{deg}$ 程度に収まるようになっているが, (c)を見ると A 方向に回転させた際の傾向は残っている.

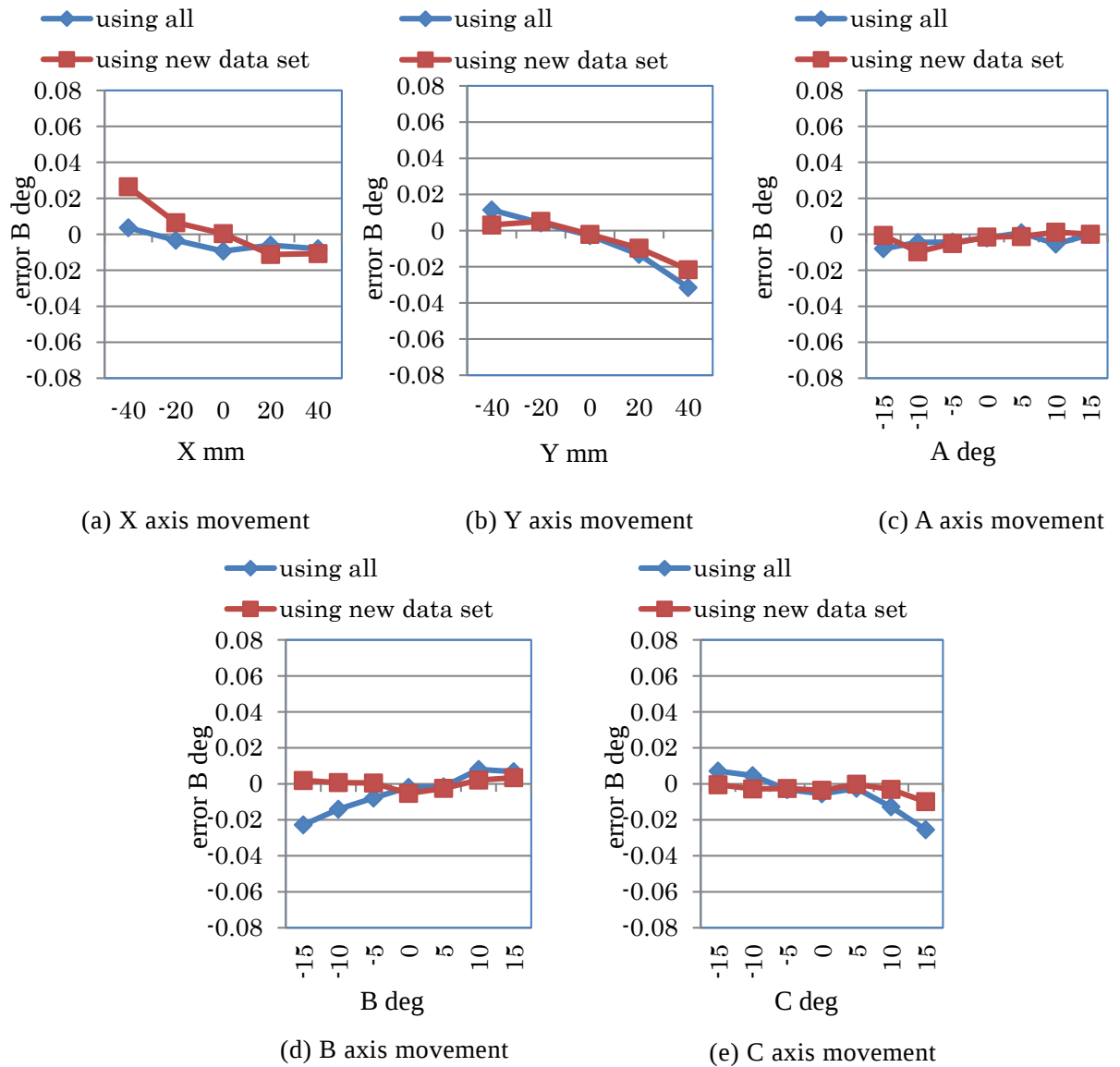


Fig.5.50 Error in B

Fig.5.50 は B 方向の誤差を表したものである. B 方向の誤差では, (a)を見ると X 方向に移動させた際には全体のデータを用いた時のほうが誤差が小さくなっているが, (b)から(e)までのそのほかの方向に移動させた際の誤差を見ると, 今回新たに計測したもののほうが誤差が小さくなり, 特に(d)では B 方向に回転させたときの傾向もなくなっていた.

第5章 キャリブレーションに考慮される
機構パラメータ誤差と位置決め精度の関係

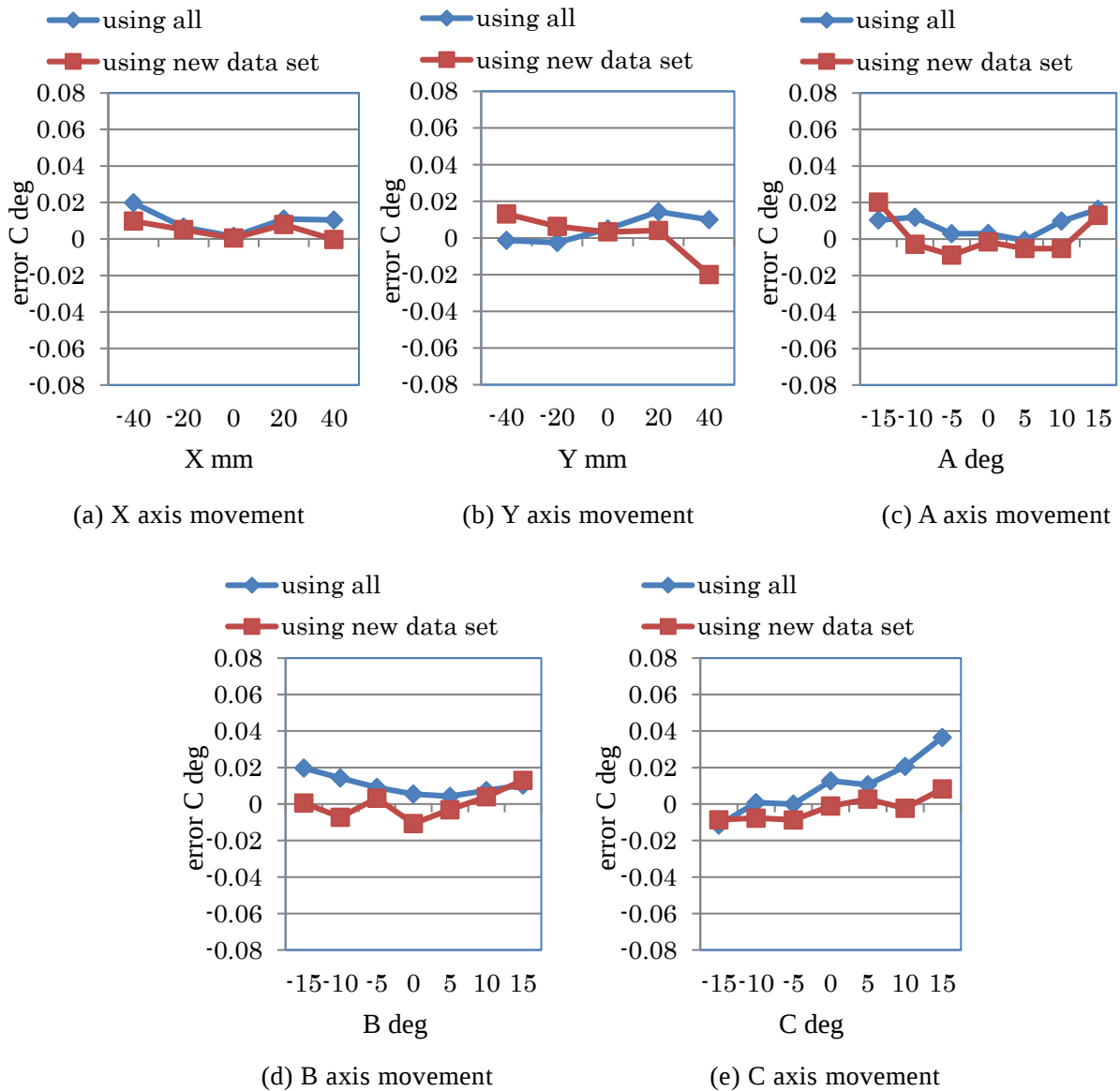


Fig. 5.51 Error in C

Fig.5.51 は C 方向の誤差を表したものである. (e)を見ると, すべての計測データを用いてキャリブレーションしたときには C 方向に回転させた際の誤差が回転させるにつれその誤差が大きくなり, 15deg 回転させた時には 0.04deg 程度になっていた. それに対して今回の計測ではその誤差 ± 0.01 deg 程度にまで減少していた. そのほかの方向に動かしたときには大きな変化は見られなかった.

5.4.4 計測結果の考察

Fig.5.46 から Fig.5.51 を見ると、全体的に大きくその誤差の傾向が変化したところはない。すべての計測データを用いてキャリブレーションした場合に移動させれば移動させるほど誤差が大きくなるという傾向が生じていたが、今回の計測ではその傾向がほとんどなくなり、この傾向が残っていても誤差の値が小さくなるなど改善が見られた。その他には大きな変化は見られなかった。このようにすべての計測データを用いた場合と計測範囲の端側の計測データを選定して用いた場合のキャリブレーションでは使用している位置姿勢のデータは後者の方が少ないにもかかわらず両者とも同等の精度を保っているところが多く、一部の位置姿勢では後者の方が誤差が小さくなる場所もあった。このことから、キャリブレーションを行う際にはより多くの計測データを用いることが重要ではなく、少ないデータ数でも出力プレートをより大きく動かしたときの位置姿勢の計測データを用いるのが効果的だといえる。

このような結果になった理由として、今回のキャリブレーションを行う前の誤差の傾向が関係していると考えられる。キャリブレーション前の誤差の傾向は第 4 章で示した通り、出力プレートを大きく動かせば動かすほど誤差が大きくなるというものだった。このような誤差のある時に、計測したすべてのデータを用いてキャリブレーションを行った場合と、計測した範囲の端側のみを用いてキャリブレーションを行った場合では、後者のほうがもともと誤差の大きかった位置姿勢を重点的にキャリブレーションすることになる。つまり誤差の少ない位置姿勢のデータよりも誤差の大きい位置姿勢のデータを多く用いることが重要だと推測できる。そして、その誤差の大きいデータの集合として有効なのが出力プレートを大きく動かしたときの位置姿勢であると考えられる。

5.5 まとめ

機構パラメータ誤差を計算する際に使用するデータが変化するとその計算結果は大きく変化する. さまざまな計算結果を用いて計測を行い, 機構パラメータ誤差の変化と位置決め精度の関係を調査することによって, より効率的なキャリブレーションを行うことができる位置姿勢の組み合わせを特定することができる. 4回のキャリブレーションを通して6軸パラレルテーブルの位置決め精度と機構パラメータ誤差の関係についての調査を行った.

位置決め精度は機構パラメータ誤差の値そのものではなく, その機構パラメータ誤差を計算するために用いた位置姿勢のデータの組み合わせと深い関係があることを確認した. 特徴を持つ位置姿勢測定データを用いた場合, 少数のデータによるキャリブレーションは効果的に行えることが分かった.

機構パラメータ誤差の導出に用いるデータは数が多ければよいのではなく, その位置姿勢の選び方が重要である. まず, テーブルの並進移動, 円弧移動, 軸の回転移動などの様々な特徴をもつ位置姿勢において, 誤差パラメータの導出効果の検証を行った. 並進移動やCMMによる測定キャリブレーションに用いる測定データにおいて, 可動域の限界位置に近づくデータや特徴を持つ位置姿勢測定データを用いることの有用性を実験に示した. 最終的にパラレルテーブルの実用的に向けたキャリブレーションにおいて, 必要となる代表的な測定データを見出し, その有効性について実験的に検証した.

第6章 結論

6.1 研究のまとめ

パラレルテーブルの複雑な機構パラメータや誤差を測定することは困難であるため、実用化をするには、効果的なキャリブレーション方法が必要となる。本研究では、まず、CMM を用いたテーブルの位置決め精度測定方法を提案した。また、出力プレートの位置と姿勢の計測データから機構パラメータ誤差を計算により求め、制御プログラムの補正を行った。この機構パラメータ誤差導出方法は有効であり、位置決め精度を向上できることが確認できた。実際のキャリブレーションの手法は、測定位置姿勢の完全性、測定システムなどの問題とキャリブレーションの要求によって与えられた制約から限られている、パラメータ同定を行うための適切なパスを取得することが重要となる。パラレルメカニズムの位置決め精度は、コントローラモデルは機構の実際の運動動作を反映し、どの程度正確に行えるかについて実験的に調査した。調査結果に基づいて有効的なキャリブレーションアプローチが得られた。

・CMM による測定に基づくパラレルテーブルのキャリブレーション手法を提案、その有効性を実験的に検証した。

パラレルテーブルの高い繰返し位置決め精度に対して、テーブルの絶対的な位置決めについては高い精度は実現されていない。この理由としては部品の製作誤差や運動学のモデル化誤差、原点リミットセンサなどの取付け誤差など設計値にはない誤差の影響を受けるためである。これらの誤差を明確にするためには、高精度の測定システムが必要となる。

本研究では、高精度の測定が可能な三次元座標測定機(CMM)を基にして、6 軸パラレルテーブルに対応した測定システムを考えた。また、テーブルが本研究で用いられる CMM に対してコンパクトなサイズを持つため、各構成パーツの幾何学誤差の測定やアセンブリ誤差の測定が可能となった。

測定により得られた幾何学誤差やアセンブリ誤差を考慮したテーブルの校正により、テーブルの位置決め精度を向上させた。

- ・誤差を含む機構パラメータの同定に基づいた運動学によるテーブルのキャリブレーションは有効的に行えた。

パラレルテーブルの複雑な機構パラメータや誤差を測定することは困難であるため、実用化とするには、効果的なキャリブレーション方法が必要となる。本研究では、第3章で提案したCMMを用いたテーブルの位置決め精度測定方法を用いて、出力プレートと姿勢の計測データから機構パラメータ誤差を計算により求め、制御プログラムの補正を行った。この機構パラメータ誤差導出方法は有効であり、位置決め精度を向上できることが確認できた。

- ・位置決め精度は機構パラメータ誤差の値だけではなく、機構パラメータ誤差を導出するために用いた位置姿勢に影響を受ける。

機構パラメータ誤差を計算する際に使用するデータが変化するとその計算結果は大きく変化する。さまざまな計算結果を用いて計測を行い、機構パラメータ誤差の変化と位置決め精度の関係を調査することによって、より効果的なキャリブレーションを行うことができる位置姿勢の組み合わせを特定することができる。4回のキャリブレーションを通して6軸パラレルメカニズムを用いたテーブルの位置決め精度と機構パラメータ誤差の関係についての調査を行った。

位置決め精度は機構パラメータ誤差の値そのものではなく、その機構パラメータ誤差を計算するために用いた位置姿勢のデータの組み合わせと深い関係があることを確認した。

- ・特徴を持つ位置姿勢測定データを用いた場合、少数のデータによるキャリブレーションは効果的に行えることを明らかにした。

機構パラメータ誤差の導出に用いるデータは数が多ければよいのではなく、その位置姿勢の選び方が重要である。キャリブレーションに用いる測定データにおいて、可動域の限界位置に近づくデータや特徴を持つ位置姿勢測定データを用いることの有用性を実験的に示した。最終的にテーブルの実用的に向けたキャリブレーションにおいて、必要となる代表的な測定データを見出し、その有効性について実験的に検証した。

6.2 今後の展望

以上の観点に基づいてこれからの研究対象として考えられる。

① CMM によるテーブルの測定最適な測定位置姿勢項目を明確にする。

本研究で用いた測定パスは、キャリブレーションのために使用するデータを収集することができる。この測定データがあるが、まだ完全ではない、パラメータを全体的に同定するのに十分な代表的なものである。最適な位置姿勢測定において、各運動パラメータが含まれる位置姿勢を見つけるために、CMM を用いて測定システムを用いる。

②キャリブレーションアルゴリズムを改善する。

遺伝的アルゴリズムを用いることで、パラメータの経験的特性に起因するキャリブレーションプロセスが所望の値に高速にかつ迅速に収束するようにさらに最適化することができる。プロセスの個々のパラメータを処理し、分析し、最終的には目標の機能を改善することは、今後の研究課題の一つとなる。

③完全に自律的なキャリブレーション手順を明らかにする.

手順の自動化は, キャリブレーション実用性を考慮した重要な役割を果たしている. これは, プロセスの効率を高め, 人間の介入なしにキャリブレーションを処理することを可能にする.

④他のパラレル機構へのキャリブレーションの一般化を実現する.

この研究では, 6 軸パラレルテーブルのキャリブレーションの実現ができた. その手法や手順を他のタイプの 6 軸パラレル機構にも適用可能である. 提示されたアルゴリズムの一般化を行うとともに, 分析する構造の特性を考慮した方法に展開する.

参考文献

- [1] 北原時雄, 三井公之, 岡崎雄一, 三島望, 実用化が進むマイクロ工作機械(工作機械のマイクロ化分科会)(＜特集＞専門委員会・分科会研究レビュー), 精密工学会誌, Vol. 69, No. 8 (2003), pp.1074-1076.
- [2] 三島望, 芦田極, 前川仁, 谷川民生, 田中誠, マイクロファクトリと小型工作機械の概念設計, 精密工学会誌, Vol.68, No.4 (2002), pp.586-590.
- [3] Kurita,T, Hattroi,M, Development of new concept desk top size machine tool, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 45, No. 7-8 (2005), pp.959-965.
- [4] 山脇 輔, 森 治, 小俣 透, 4自由度パラレルメカニズム移動ロボット, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.74, No.748 (2008), pp.2955-2691.
- [5] 武田行生, パラレルメカニズム, 精密工学会誌, Vol. 71, No. 11 (2005), pp.1363-1368.
- [6] 青木豊, 田川康敬, 負荷質量を考慮したパラレルリンク型モーションシミュレータのモデリング, 日本機械学会機械力学, 計測制御部門講演会論文集, (2007), No.422, pp.1-6.
- [7] 五島博之, 一柳 健, 田中 豊, 6自由度パラレルメカニズムの技術を用いた曲げ加工機の開発, 技研所報, Vol. 44, No. 136 (2008), pp.135-138.
- [8] 渋谷哲郎, パラレルメカニズム形切削加工機, 精密工学会誌, Vol. 53, No. 12 (1997), pp.1671-1675.
- [9] 武田行生, 舟橋宏明, パラレルマニピュレータの特異点とその近傍における運動特性および静力学特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 570 (1994), pp.701-708.
- [10] 杉本浩一, 機構の特異点に関する考察, 日本ロボット学会誌, Vol.11, No.4 (1993), pp.70-76.

- [11] 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, 生産加工・工作機械部門講演会: 生産と加工に関する学術講演会, Vol. 2004, No. 5(2004), pp. 81-82.
- [12] 舟橋宏明, 堀江三喜男, 久保田哲也, 武田行生, 6 自由度空間パラレルマニピュレータの開発, 日本機械学会論文集C編, Vol. 56, No. 523, pp. 829-833, 1990.
- [13] Stewart, D., A Platform with Six degree of Freedom, Proc. Institution of Mech. Eng., 180-1-15, pp.371, 1965-1966.
- [14] O. Khatib, B. Roth, New Robot Mechanisms for Robot Capabilities, Proc. IROS'91, pp.44-49, 1991.
- [15] 武田行生, 舟橋宏明, パラレルマニピュレータにおける運動伝達性, 日本機械学会論文集C編, Vol. 59, No. 560, pp. 1142-1147, 1993.
- [16] 武田行生, 舟橋宏明, パラレルマニピュレータの特異点とその近傍における運動特性および静力学特性, 日本機械学会論文集C編, Vol. 60, No. 570, pp.701-708, 1994.
- [17] 武田行生, 舟橋宏明, 運動伝達性に優れた6自由度空間パラレルマニピュレータの開発, (第1報, モンテカルロ法に基づく機構定数領域の抽出), 日本機械学会論文集C編, Vol.61, No. 589, pp.3781-3788, 1995.
- [18] 内山 勝, パラレルマニピュレータの機構と特性, 日本ロボット学会誌, Vol. 10, No. 6, pp.715-720, 1992.
- [19] F. Pierrot, M. Utiyama, P. Dauchez and A. Fournier, A New Design of a6-DOF Pararelle Robot, J. of Robotics and Mechatronics, Vol. 2, No. 4, pp. 308-315, 1990.
- [20] フランソワピエロ, 内山勝, ピエールドシェ, アランフルニエ, 6 自由度パラレルロボットの新設計, 機械の研究, Vol. 44, No. 2, pp.281-288, 1992.

- [21] C. Gosselin and J. Angeles, Singularity analysis of closed loop kinematic chains, IEEE trans. on Robotics and Automation, Vol. 6, No. 3, pp. 281-290, 1990.
- [22] D. Zlatanov, I. Bonev and C. M. Gosselin, Constraint singularities of parallel mechanisms, Proc. of the IEEE 2002 ICRA, pp. 496-502, 2002.
- [23] 新井健生, 静力学に基づくパラレルマニピュレータの解析と統合, 日本ロボット学会誌, Vol. 10, No. 4, pp. 526-533, 1992.
- [24] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生, 垂直直動型パラレルメカニズムの運動学解析と試作, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 638, pp.194-201, 1999.
- [25] 増田峰知, 藤原基芳, 新井健生, アクチュエータ配置の違いによる直動型パラレルメカニズムの運動特性変化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 659, pp. 154-159, 2001.
- [26] 新井健生, 小関義彦, 高山和也, 井上健司, 前 泰志, 可変構造型パラレルメカニズム, 日本ロボット学会, Vol. 22, No. 1, pp. 140-147, 2004.
- [27] 吉川恒夫, ロボットアームの可操作度, 日本ロボット学会誌, Vol. 2, No. 1, pp. 63-67, 1991.
- [28] 小菅一弘, 奥田 実, 川俣裕行, 福田敏男, 小塚敏紀, 水野智夫, パラレルリンクマニピュレータの力解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 575, pp. 134-140, 1994.
- [29] 田中義人, 横道 勲, 石井純子, パラレルメカニズム作業空間の三次元可視化, 日本機械学会論文, Vol. 73, No. 726, pp. 528-534, 2007.
- [30] 須崎真理, 加藤典彦, 藤原基義, 増田峰知, 野村由司彦, 松井博和, パラレルメカニズムの手先分解能指標を用いた設計手法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 750, pp. 374-379, 2009.

[31] 沈 崗, 武田行生, 舟橋宏明, 3 λ パラレルメカニズム形ステージのキャリブレーションと機械設計, [No.03-1] 日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集(4), pp.165-166

[32] 井本淳一, 武田行生, 最大位置決め誤差推定に基づくパラレルメカニズムの最適キャリブレーション, [No.07-1] 日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集(4), pp.21-22

[33] 沈 崗, 武田行生, 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法, 日本機械学会 [No.01-11] 第1回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, pp.133-134

[34] 沈 崗, 武田行生, 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法(同定値の検討), 日本機械学会 [No.02-12] 第2回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, pp.137-138

[35] 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および測定運動の選定法の提案, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 673 (2002-9), pp.246-253.

[36] 沈 崗, 武田行生, 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 2 報), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 682 (2003-6), pp.227-234.

[37] 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, 日本機械学会講演論文集 No.054-1, pp.1341-1342

[38] 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), 精密工学会誌, Vol. 67, No. 8, 2001, pp.1333-1337.

[39] 太田浩充, 渋川哲郎, 遠山退三, パラレルメカニズムのキャリブレーション方法の研究(第 1 報), 精密工学会誌, Vol. 66, No. 6, 2000, pp.950-954.

[40] 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方法の研究(第 2 報), 精密工学会誌, Vol. 66, No. 10, 2000, pp. 1568-1572.

[41] 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方法の研究(第 3 報), 精密工学会誌 67(7), pp.1114-1119, 2001.

[42] 田中 航, 新井健生, 井上健司, 前 泰志, 小関義彦, パラレルメカニズムの姿勢測定数を軽減したキャリブレーションに関する考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 701 (2005-1), pp.206-213.

[43] 田中 航, 新井健生, 井上健司, 田窪朋仁, 朴 忠植, 微細格子パターンを用いたパラレルメカニズムのキャリブレーション, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 750 (2009-2), pp.132-141.

[44] 池田竜也, 大岩孝彰, パラレルメカニズムを用いた高速・高精度 3 次元座標計測システム(第 22 報), [No.08-1]日本機械学会 2008 年度年次大会講演論文集(4), pp.175-176.

[45] 大岩孝彰, 片岡頼洋, パラレルメカニズムを用いた三次元座標測定機の校正に関する研究(ダブルボールバーとタッチプローブを用いたキャリブレーション), 精密工学会誌, Vol. 69, No. 2, 2003, pp.222-226.

[46] 立矢 宏, 青木泰穂, 谷内宏史, 武田昌士, 応答曲面法によるパラレルメカニズム型加工機のキャリブレーション, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 767 (2010-7), pp.222-229.

[47] M Komori, J Zhu, T Tanaka, Y Saito, Development of Work Table System with 6-DOF parallel mechanism for Machine Tools, 3rd International Conference of Asian Society for Precision Engineering and Nanotechnology, Nov. 2009, 2A1-4.

[48] Tomohisa TANAKA, Masahiro KOMORI, Jiang ZHU, Yoshio SAITO. Development of flexible worktable for end milling based on parallel mechanism, Key Engineering Materials, Trans Tech Publications, Vol. 447-448, pp. 826-830, Jul. 2010.

[49] Yuanrui Zhang, Jiang Zhu, Tomohisa Tanaka, Yoshio Saito, Measurement of movement error and its compensation for 6-DOF parallel mechanism worktable, Key Engineering Materials (Emerging Technology in Precision Engineering XIV), Vol. 523-524, pp. 463-468, 2012.

[50] 武田行生, 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, パラレルメカニズム応用工作機械に関する調査研究会成果報告書, (2001)35.

[51] 佐藤 理, 下嶋 賢, 古谷涼秋, 高増潔, パラレルメカニズムのアーティファクト校正—緩い束縛条件を用いた運動学パラメータの校正—, 精密工学会誌, Vol. 70, No.1, 2004, pp.96-100.

[52] 大岩孝彰, 寺田一輝, 朝間淳一, 佐藤元宥, 6 自由度パラレルメカニズムの構成に関する研究(第 8 報)(多項式近似を用いたキャリブレーション), 日本機械学会 2010 年度次大会講演論文集(4), pp.169-170.

[53] R. Clavel, DELTA, a fast robot with parallel geometry, Proc. International Symposium on Industrial Robots, pp.91-100, 1988.

[54] 内山 勝, 飯村憲一, 多羅尾 進, フランソワ ピエロ, 外山 修, 6 自由度高速パラレルロボット HEXA の開発, 日本ロボット学会誌, Vol. 12, No. 3, pp. 451-458, 1994.

- [55] 武田行生, 舟橋宏明, 市丸寛展, 運動伝達性に優れた6自由度空間パラレルマニピュレータの開発, (第 2 報, 試作マニピュレータの位置繰返し精度), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 590, pp. 4068-4074, 1995.
- [56] 谷川民生, 新井健生, 二本指マイクロハンドの設計と微細作業, 日本ロボット学会誌, Vol. 15, No. 2, pp. 122-127, 1997.
- [57] 新井健生, 谷川民生, Rene Larssonneur, マイクロハンドを構成するフィンガーモジュールの機構と制御, 日本ロボット学会誌, Vol. 15, No. 3, pp. 402-407, 1997.
- [58] 大川一也, 岡村祥宏, ピンジョイントを用いた回転型パラレルメカニズムのリンク構成の提案と可動領域の調査, 日本ロボット学会誌, Vol. 29, No. 2, pp. 184-191, 2011.
- [59] 田原健二, 岩佐信吾, 那波 修, 山本元司, 無段変速機構を有する逆可動性の高いパラレルマニピュレータ, 日本ロボット学会誌, Vol. 30, No. 1, pp. 99-106, 2012.
- [60] 小俣 透, 森 治, 内海祐治, 2 本の第 1 関節非駆動型 2 リンク系の結合による垂直面内可変形態パラレルロボット, 日本ロボット学会誌, Vol. 20, No. 6, pp. 640-646, 2002.
- [61] 山脇 輔, 森 治, 小俣 透, 閉 4 ・閉 5 リンク系を上体とするパラレルメカニズム移動ロボット, 日本ロボット学会誌, Vol. 23, No. 2, pp. 213-219, 2005.
- [62] Yukio Takeda, Gang Shen, Hiroaki Funabashi, A DBB-Based Kinematic Calibration Method for In-Parallel Actuated Mechanisms Using a Fourier Series, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 126, No. 5 (2004), 856-865.

- [63] 大岩孝彰, 京極正人, 山口浩希, パラレルメカニズムを用いた三次元座標測定機(第 5 報)ー立体的なボールプレートを用いたキャリブレーションー, 精密工学会誌, Vol. 68, No. 1 (2002), 65-69.