

Development of Hybrid Parallel Mechanism for High Precision Work and Method for Compensating its Work Error

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2019-03-15 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: Tachiya, Hiroshi メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.24517/00053779

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



高精度加工が可能なハイブリッド
パラレルメカニズムとその加工誤差補正方法

15360082

平成15年度～平成17年度科学研究費補助金
〔基盤研究(B)(2)(一般)〕研究成果報告書

平成18年3月

研究代表者 立 矢 宏
金沢大学 自然科学研究科 助教授

金沢大学附属図書館



0800-04237-9

高精度加工が可能なハイブリッド
パラレルメカニズムとその加工誤差補正方法

15360082

平成15年度～平成17年度科学研究費補助金
〔基盤研究(B)(2)(一般)〕研究成果報告書

平成18年3月

研究代表者 立 矢 宏
金沢大学 自然科学研究科 助教授

研究成果目次

はしがき	- iii -
研究成果	- v -
第1章 緒 論	
1.1 研究目的	- 1 -
1.2 従来の研究	- 1 -
1.3 本論文の構成	- 3 -
第2章 高精度パラレルメカニズムの提案と試作	
2.1 緒 言	- 5 -
2.2 機構の概要	- 5 -
2.3 駆動系の設計	- 8 -
2.3.1 駆動特性評価法	- 8 -
2.3.2 評価結果	- 10 -
2.3.3 アクチュエータの選定	- 11 -
2.3.4 機構要素の強度検討	- 13 -
2.4 機構の設計	- 15 -
2.4.1 出力変位誤差評価法	- 15 -
2.4.2 板状節寸法検討	- 18 -
2.5 加工機の試作	- 21 -
2.5.1 連鎖の構造	- 21 -
2.5.2 出力節の構造	- 24 -
2.5.3 XYテーブルの選定	- 25 -
2.5.4 試作した加工機の全体構成	- 27 -
2.5.5 機構動作範囲	- 28 -
2.6 結 言	- 30 -
第3章 運動学解析	
3.1 緒 言	- 33 -
3.2 逆運動学解析	- 33 -
3.2.1 θ_1, θ_2 による姿勢表現の場合	- 33 -
3.2.2 ロール・ピッチ・ヨー角法による姿勢表現の場合	- 38 -
3.3 順運動学解析	- 41 -
3.4 結 言	- 44 -
第4章 経路誤差解析	
4.1 緒 言	- 45 -
4.2 ヤコビ行列の導出	- 45 -
4.3 入出力関係	- 47 -
4.4 逆運動学による誤差シミュレーション	- 53 -

4.5	入出力比を考慮した軌道生成	- 55 -
4.6	結 言	- 55 -
第5章 応答曲面法による位置決め誤差推定		
5.1	緒 言	- 57 -
5.2	応答曲面法	- 57 -
5.2.1	応答曲面法	- 57 -
5.2.2	最小二乗法	- 57 -
5.2.3	最適基準	- 58 -
5.2.4	近似モデルの適合性および係数の有意性	- 59 -
5.3	位置決め誤差の推定方法	- 61 -
5.4	位置決め誤差推定シミュレーション	- 62 -
5.4.1	空間3自由度パラレルメカニズム	- 62 -
5.4.1.1	運動解析ソフト『RecurDyn』	- 62 -
5.4.1.2	機構の誤差付与	- 63 -
5.4.1.3	運動解析シミュレーション	- 65 -
5.4.2	シミュレーション	- 65 -
5.5	推定結果の評価	- 65 -
5.6	結 言	- 66 -
第6章 応答曲面法によるキャリブレーション		
6.1	緒 言	- 79 -
6.2	パラレルメカニズムのキャリブレーション方法	- 79 -
6.3	キャリブレーションのシミュレーション	- 81 -
6.4	シミュレーション結果の評価	- 81 -
6.5	結 言	- 82 -
第7章 CADを用いた経路の生成		
7.1	緒 言	- 83 -
7.2	システム構成	- 84 -
7.3	3次元CADシステム	- 84 -
7.4	工作物形状定義	- 87 -
7.5	工具経路の生成 (メインプロセッサ)	- 88 -
7.6	制御指令データの生成 (ポストプロセッサ)	- 89 -
7.7	結 言	- 90 -
第8章 結 論		
		- 93 -
参考文献		
		- 97 -
付録		
		-付1-

はしがき

出力部を複数の節で操作するパラレルメカニズムは、支持力が大きく、複雑な運動を高速に行える。また、可動部の質量が小さいことから、駆動に要するエネルギーも少ない。したがって、パラレルメカニズムを工作機械の切削工具位置決め機構に用いれば、複雑な多軸加工機械と同等な加工を、単軸で高速かつ省エネルギーで行える工作機械を実現できる。しかし、パラレルメカニズムの作業領域は非常に小さく、十分な加工領域を得るために構造全体を大型化する必要がある。その結果、節、対偶部の弾性変形量が増大し出力部の位置決め精度も低下する。また、パラレルメカニズムの位置決め補正には、出力部の3次元的位置・姿勢を知る必要がある。しかし、その測定は困難であり、有効な補正方法は確立されていない。現状では、パラレルメカニズムを用いた工作機械の加工精度は $10\ \mu\text{m}$ 前後であり、その用途は非常に限られている。

そこで我々は、高剛性で、広い作業領域が確保可能な新たなパラレルメカニズムとして、平面運動は案内テーブルによって創成し、空間運動は3自由度空間パラレルメカニズムで創成する5自由度空間ハイブリッドメカニズムを提案する。同機構は平面内および空間内でそれぞれ比較的広い作業領域を有する機構を組合せ、それぞれ独立して平面および空間運動を生成するため、結果として広い作業領域を確保できる。また、通常のパラレルメカニズムでは、出力部の位置により出力可能な角変位が変化し、加工作業が困難となる。しかし、提案する機構は作業領域全体にわたり、ほぼ一定の角変位を出力できる。また、平面内の位置決め案内テーブルを用いることで高い位置決め精度を確保し、さらに、空間パラレルメカニズムの節には、図に示すx軸周りに曲げが作用しないため、断面形状により変形を抑制することが期待できる。

本研究では以上で提案する機構に関して、以下の課題について検討し、その高剛性化、さらに、加工誤差の補正を可能とする。

- (1) 多自由度機構である空間パラレルメカニズムの出力部に作用する任意方向の不可に対して発生し得る出力変位誤差を容易に評価する方法を確立し、同評価法を用いて高剛性な機構の形状を決定するとともに、作業計画を可能とする。
- (2) 機構の非線形な入出力関係に起因する加工経路誤差を抑制するために、多自由度機構の各位置・姿勢における任意の運動方向への最大入出力比を容易に評価する手法を確立し、同評価法に基づく最適な加工経路決定を可能とする。
- (3) 機構の組み付け誤差、寸法誤差、基準位置設定誤差など、各種の誤差に起因する機構の出力変位誤差を少数の測定結果より予測し補正を可能とする応答曲面法を用いた手法を確立し、提案する機構の加工誤差補正を可能とする。

平成18年3月

研究代表者 立 矢 宏

研究組織

研究代表者	立矢 宏	(金沢大学自然科学研究科 助教授)
研究分担者	浅川 直紀	(金沢大学自然科学研究科 助教授)
研究分担者	磯部 稔	(高松機械工業株式会社 技術開発課 課長)
研究分担者	金子 義幸	(高松機械工業株式会社 技術開発課 主任)

研究経費

平成 15 年度	9,300 千円
平成 16 年度	4,950 千円
平成 17 年度	1,100 千円
総計	15,300 千円

研究発表

(1) 学会誌など

1)立矢宏・山本康夫・橋本直親・金子義幸, 任意方向の負荷に対する多自由度機構の出力変位誤差評価 (評価法の提案と3自由度空間パラレルメカニズムの高剛性化), 日本機械学科論文集 (C編) 71-701(2005), pp. 04-0277.

(2) 口頭発表

1)服部亮治・立矢宏・浅川直紀・金子義幸・谷内宏史, 高精度加工実現のためのパラレルメカニズム式工作機械とその加工経路生成法の研究, 日本機械学会北陸信越支部第43期総会講演会, 長野, 2006-3.9

第1章 緒 論

1.1 研究目的

パラレルメカニズムは出力部を複数の節で操作する可能なため、支持力が大きく、複雑な運動を高速に行える。また、可動部の質量も小さいことから、駆動に要するエネルギーも少ない。したがって、パラレルメカニズムを工作機械の切削工具位置決め機構に用いれば、複雑な多軸加工機と同等な加工を単軸で高速かつ省エネルギーで行える工作機械を実現できると考えられる。そこで、パラレルメカニズムを多軸加工機の機構として用いる試みが多数なされている。

しかし、パラレルメカニズムの作業領域は非常に小さく、十分な加工領域を得るために構造全体を大型化する必要がある。その結果、節、対偶部の弾性変形量が増大し出力部の位置決めも低下する。また、パラレルメカニズムは出力節の運動を案内する剛体面を持たず、制御系のみで位置姿勢を保障しなければならないため、従来の工作機械と同等な加工精度を実現することは容易ではない。さらに、パラレルメカニズムの位置決め補正には、出力部の3次元的な位置・姿勢を測定する必要がある。しかし、その測定は困難であり、有効な補正方法は確立されていない。現状のパラレルメカニズムを用いた工作機械の加工精度は $10\ \mu\text{m}$ 程度であり、その用途は非常に限られたものである。

そこで本研究では、高剛性で広い作業領域が確保可能な新たな工作機械用機構を提案する。提案する機構は、空間運動と平面運動を組み合わせたハイブリッド機構である。空間運動は3自由度パラレルメカニズムにより創成し、平面運動は案内テーブルにより創成される。それぞれの運動を独立して創成することで、結果として同機構は広い作業領域を確保できる。また、通常のパラレルメカニズムでは、出力部の位置により出力可能な角変位が変化し、加工作業が困難となる。しかし、提案する機構は作業領域全体にわたり、ほぼ一定の角変位を出力できる。また、平面内の位置決め案内テーブルを用いることで高い位置決め精度を確保し、さらに、空間パラレルメカニズムの節を曲げモーメントを考慮した板状の節を用いることで変形を抑制できる。

本研究は、同機構の各種特性、挙動を、これまでに提案開発したマニピレータの駆動特性評価法、複数の機構特性の評価に基づく用途に応じたロボット動作機構の総合、動力学特性図によるロボット用開ループ機構の評価などを用い詳細な設計を行い、実機を製作する。さらに、機構特有の入出力関係を考慮することで最適な経路の生成法について提案する。また、実機を用い各種測定を行い、加工誤差補正方法を提案する。

1.2 従来の研究

先述のように、パラレルメカニズムは、出力節の運動を案内する剛体面を持たず、制御系のみで位置・姿勢を保証しなければならない。したがって、従来の工作機械と同様な加工精度を実現することは容易ではない。また、駆動系の選定に有用となる可操作性や、駆動特性および運動伝達指数などの評価法を用いて駆動系の最適な設計を行う試みがなされている。しかし、パラレルメカニズムにおいて、負荷に対してアクチュエータや減速機などから構成される駆動系に生じる弾性変形を考慮した評価や姿勢の変化や負荷方向を考慮した評価は容易ではないことから少ない。また、任意方向の負荷に対する

評価はなされていない。

パラレルメカニズムの工作機械への応用は、現状では、関節部の剛性が低いなど、いくつかの問題点が指摘されているが、この解決に向けた技術開発が鋭意行われている。これまで研究、開発されてきたパラレルメカニズムを利用した工作機械の例を紹介する。

G&L社のVARIAXという機構は、機構的にはスチュワートプラットフォームの構造であり、静止リンクとなるとなるベースを地面に配置し、主軸を下向きに取り付けたエンドエフェクタを複数のリンクが並列に支える構造となっている。エンドエフェクタとベースの間に被加工物と後部を配置する構造であり、加工時に発生する力のループをパラレルメカニズムの内部に取り込んでいるのが特徴である。ただし、パラレルメカニズムの内側に大きなワークスペースを確保するため、エンドエフェクタが非常に大きく、重くなっており、高速性よりも剛性を重視した設計である。伸縮機構にはボールねじを採用している。

豊田工機のHexaMは、直線駆動軸を独立に設けることにより、駆動部に設けたボールねじを両端で支持することができ、ボールねじの高速回転が可能である。運動制度は、円弧補間運動の誤差を用いるDBB測定において27mm程度である。

オークマ株式会社のCOSMO CENTER PM-600は出力部傾斜角度が $\pm 30^\circ$ 、早送り速度100m/min、最大化速度1.5Gを実現している。また、出力部傾斜角度が 0° における作業領域 $\phi 800 \times 400$ に対して、機械の大きさは2405mm(幅) \times 2830mm(奥行き) \times 3430mm(高さ)である。直線切削において、真直度0.01mm/300mm、直角度0.012mm/300mmの加工精度を有する。

以上の機構において、パラレルメカニズムは多数、また多自由度の対偶を使用する例が多く、各対偶の摩擦・磨耗によるガタの増大・発熱といった精度上・信頼性上の問題を抱えている。また、特定の誤差が検出されたとして、その原因の特定や改善といった標準的な手順が確立されていない。

1.3 本論文の構成

第1章 緒言

本章では、研究の目的とパラレルメカニズムを用いた従来の研究について述べる。

第2章 高精度パラレルメカニズムの提案と試作

本章では、位置決め精度や剛性に優れ、広い作業領域を確保できる機構として空間3自由度パラレルメカニズムと平面2自由度案内テーブルを組み合わせた加工機用機構を提案する。提案する機構について駆動特性評価法を用いてアクチュエータの選定を行い、出力変位誤差評価法を用いて連鎖の形状を決定する。また、加工機的设计および試作の過程について述べる。

第3章 運動解析

本章では、第2章で提案したパラレルメカニズム式5自由度機構の逆運動学および、順運動学解法について述べる。逆運動学については、姿勢表現の方法として θ_1, θ_2 を用いる場合とロール・ピッチ・ヨー角法を用いる場合の2つについて述べる。

第4章 経路誤差解析

本章では、提案した機構の入出力関係を明らかにし、機構の出力点に発生する経路誤差について示す。また、入出力関係を考慮した軌道生成をすることで経路誤差が低減可能となることを示す。

第5章 応答曲面法による位置決め誤差推定

本章では、応答曲面法の概要を述べるとともに、同手法を用いたパラレルメカニズムの位置決め誤差の推定方法について提案する。また、本研究において用いるシミュレーションモデルを解説し、同モデルを用いたシミュレーション実験によって提案した手法の有用性の確認を行う。

第6章 応答曲面法によるキャリブレーション

本章では、応答曲面法を用いたパラレルメカニズムのキャリブレーション法について提案する。また、シミュレーション実験からキャリブレーションについて検討を行い、提案した手法の有用性の確認を行う。

第7章 CADを用いた経路の生成

本章では、CADを用い加工物の形状を定義し、提案する加工機用機構を考慮したCAMを開発する。また、同システムにより切削した加工物を示す。

第8章 結言

本研究で得られた結論を要約して述べる。

<MEMO>

第2章 機構の提案と試作

2.1 緒言

本研究で提案するメカニズムは工作機械に用いることを前提とする。そのため、広い作業領域を有し、高剛性で高精度な機構形式が望まれる。従来の研究においても、高精度な機構形式としてパラレルメカニズムに注目し、機構の一部に案内テーブルを採用した形式は既に提案されている。しかし、空間運動創成部分が低剛性であり、全体としての加工精度は十分なものではない。また、自由度を減らすことで剛性を確保する形式も提案されているが、結果として加工に必要な自由度も不足するためパラレルメカニズムの長所が失われしまう。さらに、いずれの形式も有効な作業領域は小さい。これらに対し、本研究で提案するパラレルメカニズムは、高い剛性と、広い作業領域を確保可能で、新たな位置決め機構として工作機械のみならず、ロボット、各種自動機械の発展に寄与する。

以上に述べた機構形式を用い実機の試作を行う。設計時に必要となる変数の決定方法として筆者らが提案した、等方的な力を出力するために入力部に必要な駆動力を求める「駆動特性評価法」および出力部に等方的な負荷が作用した場合に生じる誤差を求める「出力変位誤差評価法」を用いる。

本章では、広い作業領域を有する機構形式の提案および上述の評価法を利用した機構の設計過程および加工機の試作について述べる。

2.2 機構の概略

筆者らはこれまでの研究で、平面パラレルメカニズムと空間パラレルメカニズムを組み合わせたハイブリッドメカニズムを提案した。同機構は、それぞれの機構で平面および空間運動を独立して創成させることで広い作業領域が確保可能である。本研究で提案する機構は図2.1に示すように、ハイブリッドメカニズムである。図2.1に示す座標系に

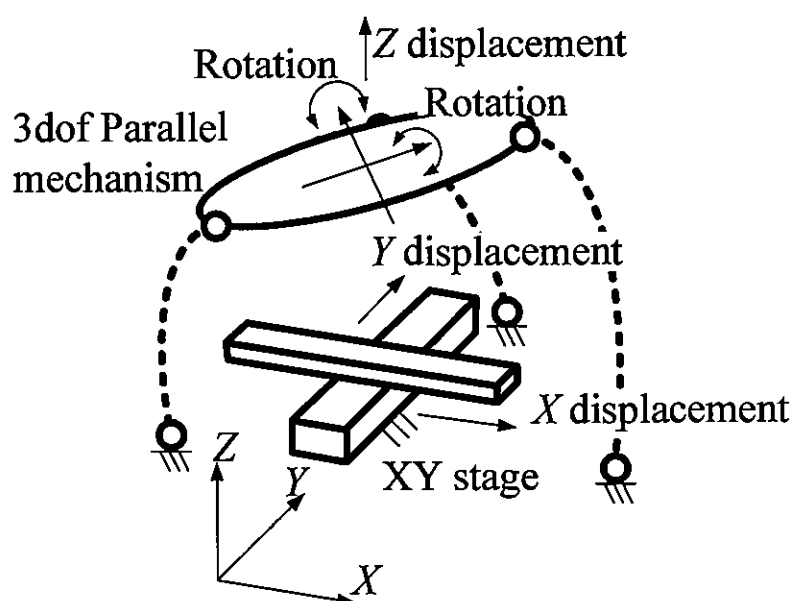


図2.1 機構形式

において XY 平面内の運動および XY 平面内以外の空間運動を創成する独立した2つの機構で構成される。以前に提案したハイブリッドメカニズムは、平面3自由度および空間3自由度パラレルメカニズムを組み合わせ、6自由度の空間機構を創成した。本研究で示す機構は、ボールエンドミルを使用することを前提とする。したがって、出力節において工具長手方向を回転軸とする回転の自由度は必要とせず、全体で5自由度の機構となればよい。そこで、本研究で提案する機構は、空間機構には先と同じく空間3自由度パラレルメカニズムを用い、平面機構には剛性の高い2自由度の平面案内テーブルを用いる。また、機構全体の剛性を高めるために図2.1に示すよう空間3自由度パラレルメカニズムおよび平面案内テーブルそれぞれを独立してベース上に固定する。

本研究で使用する空間3自由度パラレルメカニズムの概略を図2.2に示す。図2.2の機構は、同一構造である3つの連鎖でベースと出力節を連結する。ベースおよび出力節上に○で示した $A_i(i=1\sim 3)$ および $C_i(i=1\sim 3)$ は、各連鎖を構成する1自由度の回転対偶および3自由度の球対偶である。ベースおよび出力節の半径をそれぞれ R_b 、 R_o として円周上に等間隔に配置する。1自由度の回転対偶 A_i の回転軸は半径 R_b であるベースの円周接線方向とする。また、各連鎖に含まれる $B_i(i=1\sim 3)$ は1自由度の直進対偶を示す。

各連鎖の運動は回転対偶 A_i の回転軸を法線方向とする平面内に拘束される。したがって、出力節に作用する負荷に対し各連鎖には引張・圧縮の負荷および曲げモーメントが作用し、大きな変形の原因と考えられる。そこで、同機構の連鎖に作用する曲げモーメントの方向を考慮して、板状の節を用いることを提案する。試作機においても図2.3に示すように、ベース側の1自由度対偶の回転軸を面内に含む板状の節に直進対偶を取り付け連鎖に用いる。

平面案内テーブルは、図2.1に示すように空間3自由度パラレルメカニズムの可動空間内部に配置する。加工時は、平面案内テーブル上に被加工物を配置し、空間3自由度パラレルメカニズムの出力節に取り付けた回転工具で切削する。なお、空間3自由度パラレルメカニズムおよび平面案内テーブルともに、直進対偶にボールねじを用いACサーボモータを連結して駆動する。

本機構形式の特徴を以下に示す。

(1) 広い作業領域の確保

空間および平面運動をそれぞれ独立した機構で創成するため、各並進方向に対して大きな変位が得られるとともに、 XY 方向の位置変化に対してほぼ一定の出力角を得ることができる。結果として、広い作業領域が確保可能である。

2) 組み付け誤差の抑制

連鎖の数が少ない空間3自由度パラレルメカニズムを用いるため、製作時の組付け誤差が生じにくい。

(3) 節の高剛性化

採用する空間3自由度パラレルメカニズムの連鎖に生じる曲げモーメントの方向は限られる。そこで、図2.3に示すように断面係数を考慮した板状の節を用いることで機構の高

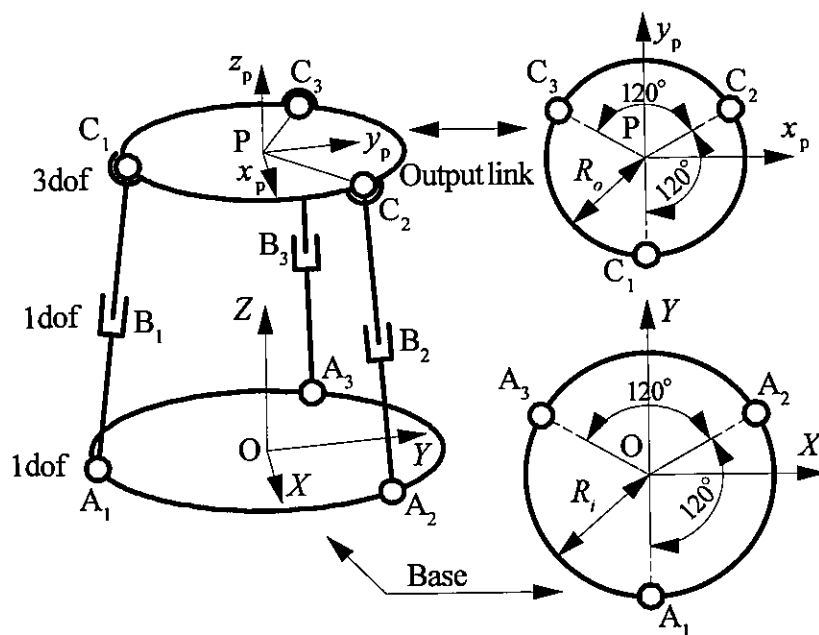


図 2.2 提案する空間 3 自由度パラレルメカニズム

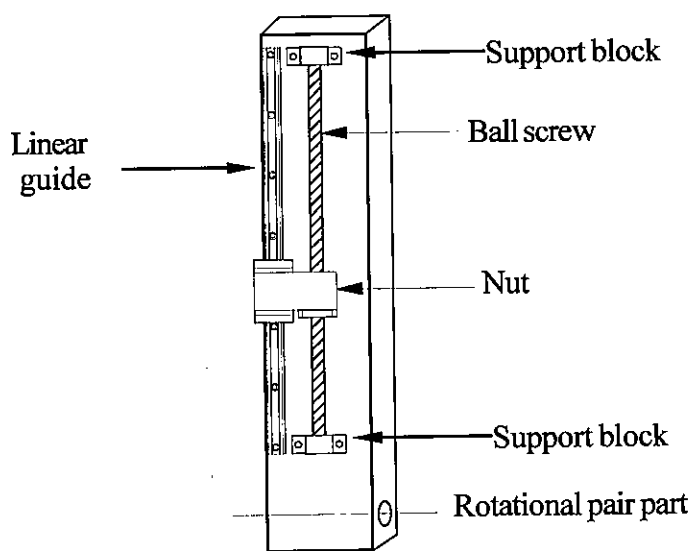


図 2.3 支持節

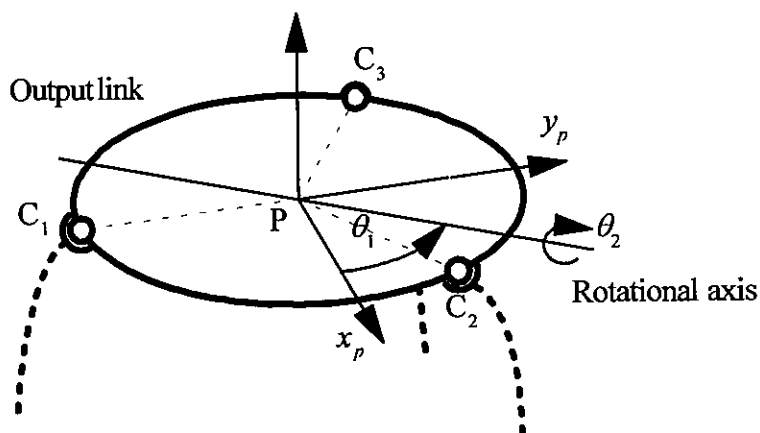


図 2.4 姿勢角の表現方法

剛性化が図れる。

(4) 直進対偶部の支持の改善

従来の多くの平行メカニズムと異なり板状の節を用いることで直進対偶を両端支持できるため高剛性化・高速化が期待できる。

2.3 駆動系の設計

前節で提案した機構は各節にアクチュエータを1つ有する機構である。これらのアクチュエータの選定を先述の駆動特性評価法を用いて行う。さらに、駆動特性評価法を応用し、機構要素の1つであるボールねじに作用する力について検討する。また、同評価法で用いる位置・姿勢の表現方法は図2.2の示すベースおよび出力節上に静止座標系 $O-XYZ$ および動座標系 $P-x_p y_p z_p$ を設け、静止座標系に対する出力点 P の位置と図2.4に示す出力節の傾きを示す θ_1 および θ_2 によって示す。位置姿勢の表現方法および機構の運動解析については第3章で詳しく述べる。

2.3.1 駆動特性評価法

機構の出力点 P が、等方的に単位出力をする場合、各入力部に要求される入力 G は複雑に変化する。過去の研究において、出力点 P が等方的な出力をする場合、その中で最も機構の出力が困難で、入力部に大きな入力 G が要求される方向が存在することが分かっている。そこで、各入力に求められる性能に対して最大駆動力および最大駆動速度の二つを定義し、その値の物理量で求めることで機構に求められる入力 G の大きさを把握することが可能となる。そこで、必要とされる性能に対する最適なアクチュエータを選択するため駆動特性評価法を用いる。本研究で提案する機構の解析モデルでは駆動部に直進対偶を用いているため、出力節対偶点に作用する力の駆動方向成分は機構の駆動力である。したがって、出力節対偶点に作用する力を図2.5のように表す。このとき、駆動方向に作用する力を G_{ni} ($i=1 \sim 3$)、非駆動方向である駆動節の拘束平面に垂直な方向に作用する力を G_{nj} ($j=1 \sim 3$) とし、出力点 P に任意方向に大きさの等しい力が作用した場合に生じる G_{ni} および G_{nj} の最大値を求める。以下に評価方法を示す。駆動軸に発生する入力 G と n 次元出

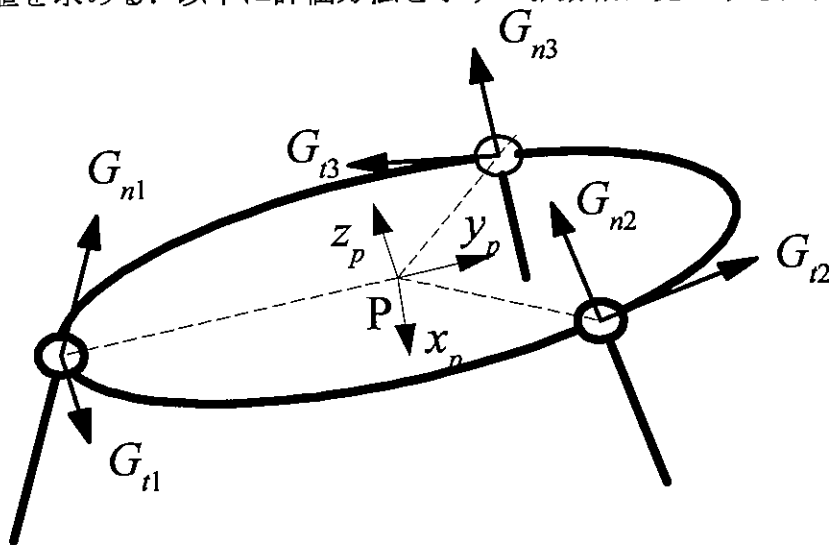


図2.5 出力節対偶点に作用する力

力 F の関係は、ヤコビ行列 J を用いて次式で表される。

$$G = J^T F \quad (2.1)$$

さらに、 i 番目の駆動軸に発生する入力 G_i は、関係するヤコビ行列を J_i とすれば次式で示される。

$$G_i = J_i^T F \quad (2.2)$$

等方的な単位力 F に対する、各駆動軸の入力の最大値 $G_{i\max}$ を求めるため、式(2.2)の両辺を自乗し入力の自乗を次式のように求める次式で示される。

$$G_i^2 = F^T J_i J_i^T F \quad (2.3)$$

上式において、 $J_i J_i^T$ は実対称行列となる。 $J_i J_i^T$ の固有値を λ_i 、対応する固有ベクトルを P_i からなる行列 P を次式で定義する。

$$P = (P_1, P_2, P_3 \cdots P_m) \quad (2.4)$$

直交行列となる P によって $J_i J_i^T$ を次のように分解、対角化される。

$$J_i J_i^T = P^T \lambda P \quad (2.5)$$

上式において λ は $\lambda_i (i=1 \sim m)$ を対角要素とする対角行列である。したがって式(2.3)は以下のように表される。

$$G_i^2 = (PF)^T \lambda PF \quad (2.6)$$

ベクトル PF を \hat{F} で表し、その要素を $\hat{F}_i (i=1 \sim m)$ とすれば式(2.6)は次式となる。

$$G_i^2 = \lambda_1 \hat{F}_1^2 + \lambda_2 \hat{F}_2^2 + \lambda_3 \hat{F}_3^2 + \cdots + \lambda_m \hat{F}_m^2 \quad (2.7)$$

ここで、パラレルメカニズムの出力節に作用する並進負荷の大きさを \bar{f} とし、出力節に作用する力 F の成分を $F_i (i=1 \sim m)$ で表せば次式が成り立つ。

$$F_1^2 + F_2^2 + \cdots + F_m^2 = \bar{f}^2 \quad (2.8)$$

式(2.6)において PF は F に対して大きさを変えない直交座標変換であることから、さらに次式が成り立つ。

$$\hat{F}_1^2 + \hat{F}_2^2 + \cdots + \hat{F}_m^2 = \bar{f}^2 \quad (2.9)$$

したがって、式(2.7)および(2.9)より、パラレルメカニズムの出力節の任意方向に作用しえる単位力 $\bar{f}^2=1$ に対する各入力軸の入力の最大値 $G_{i\max}$ は次式で求められる。

$$G_{i\max} = \max \left[\sqrt{|\lambda_j|} \right] \quad (2.10)$$

各軸に対して求めた $G_{i\max}$ の最大値を、この姿勢での駆動力 G_A と定義し次式で表される。

$$G_A = \max [T_{i\max}] \quad (2.11)$$

同様に入力軸に発生する回転速度 ω と出力速度 V は次式で関係づけられる。

$$\omega = J^{-1} V \quad (2.12)$$

i 番目の入力軸に発生する入力回転速度は次式で示される。

$$\omega_i = J_i^{-1} V \quad (2.13)$$

各入力軸の入力回転速度の最大値 $\omega_{i\max}$ を求めるため、式(2.11)の両辺を自乗し入力回転速度の自乗を次式のように求める。

$$\omega_i^2 = \mathbf{V}^T \mathbf{J}_i^{-T} \mathbf{J}_i^{-1} \mathbf{V} \quad (2.14)$$

上式において、 $\mathbf{J}_i^{-T} \mathbf{J}_i^{-1}$ は実対称行列となる。 $\mathbf{J}_i^{-T} \mathbf{J}_i^{-1}$ の固有値を λ_{ij} 、対応する固有ベクトルからなる直交行列より対角化される。単位速度に対する各回転速度の最大値 $\omega_{i\max}$ は次式で求められる。ただし、 i 番目以外の入力軸に発生する入力回転速度は、ここでは考慮する必要はない。

$$\omega_{i\max} = \max \left[\sqrt{|\lambda_{ij}|} \right] \quad (2.15)$$

各軸に対して求めた $\omega_{i\max}$ の最大値を、この姿勢での駆動速度を ω_A と定義し次式で表される。

$$\omega_A = \max [\omega_{i\max}] \quad (2.16)$$

駆動特性評価法によって求めた駆動力および駆動速度をプロットすることで、機構に要求する性能に対して必要なアクチュエータを選定することができる。

2.3.2 評価結果

式(2.11)および式(2.16)で示される駆動特性評価法を用い必要なアクチュエータの性能を求めた。駆動力 G_T (N)、駆動力 G_R (Nmm)、駆動速度 ω_T (mm/s) および駆動速度 ω_R (deg/s) を表 2.1 に示す。ここで、駆動力 G_T (N) は単位並進力 (N) を出力するために必要な物理量であり、駆動力 G_R (Nmm) は単位回転力 (Nmm) を出力するために必要な物理量であり、駆動速度 ω_T (mm/s) は単位並進速度 (mm/s) を出力するために必要な物理量であり、駆動速度 ω_R (deg/s) は単位回転速度 (deg/s) を出力するために必要な物理量である。表 2.1 の結果は出力節の Z 軸方向の変位が 293mm ~ 458mm、 θ_1 が 0 ~ 180°、 θ_2 が ±30° の範囲内での最大値である。

アクチュエータの選定に必要な値は最大値となるから、位置姿勢と駆動力、駆動速度の大きさの関係を示すグラフは省略する。最大駆動力は出力節がベースと平行となる場合が最小となり、傾き角度が大きくなるにしたがって増加し、出力節の Z 軸方向の変位による変化は少ないという結果になった。これは出力節の高さが変化しても支持節の傾きの変化が少ないことが原因と考えられる。速度解析 - 並進成分の結果は位置姿勢による変化が現れているが、値の変化は小さくほぼ同様といえる。また同様に、速度解析 - 回転成分の結果もほぼ同様であるといえる。

表 2.1 各評価結果の最大値(N, mm/s)

G_T	G_R	ω_T	ω_R
0.5599	0.0041	1	5.5152

G_T : 単位並進力(N)を出力するための駆動力(N)

G_R : 単位回転力(Nmm)を出力するための駆動力(N)

ω_T : 単位並進速度(mm/s)を出力するための駆動速度(mm/s)

ω_R : 単位回転速度(deg/s)を出力するための駆動速度(deg/s)

2.3.3 アクチュエータの選定

アクチュエータを選定するには、駆動軸のボールねじ径およびリードを決定する必要がある。本研究では加工機の大きさと、空間運動を3つの駆動軸で出力節を駆動する平行メカニズムとすることを考慮し、ボールねじ径を一般的な工作機械に用いられている最小の径である16mmとし、リードを5mmとしてアクチュエータの出力および回転数を求める。表2.1に示した最大値は単位並進力、単位回転力、単位速度および単位回転速度を出力するときの値を用いて、各値に設定した実機の駆動力および駆動速度を乗じた値からアクチュエータを選定する。加工に必要な並進力1000Nおよび回転力100Nmを要する作業を行う場合を考える。作業領域における単位並進力、単位回転力を出力する場合の駆動力の最大値は表2.1より0.5599Nおよび0.0041Nとなる。よって、実際に必要となる駆動力は559.9Nおよび410Nとなる。また、空間平行メカニズムの駆動速度は加工を行うときよりも、原点復帰をするときなどの早送り速度が最大送り速度となる。一般的な5軸のマシニングセンタや既に実用化されている平行メカニズム型加工機の性能を参考にして試作機に必要な最大並進速度を100mm/sおよび回転速度15deg/sとした。作業領域における単位速度および単位回転速度を出力する駆動速度の最大値は表2.1より1mm/sおよび5.5152mm/sとなる。よって、必要な駆動速度は100mm/sおよび82.7mm/sとなる。それぞれの大きい方を用いて、駆動軸に必要な駆動力が559.9N、駆動速度が100mm/sとなるようアクチュエータを選定する。

まず、以上の結果よりモータ特性を求める。出力点が出力する力を乗じた駆動力を F_r (N)とする。はじめに駆動力 F_r よりトルク T を求める。

駆動力 F_r および力 Q の関係は図2.6のように表される。図2.6よりボールねじ外周の力 Q (N)を求める。

$$Q \cos \theta - F_r \sin \theta = \mu(Q \sin \theta + F_r \cos \theta) \quad (2.17)$$

$$Q = \frac{F_r (\sin \theta + \mu \cos \theta)}{\cos \theta - \mu \sin \theta} \quad (N) \quad (2.18)$$

上式よりモータが発生すべきトルク T は、ボールねじ軸径 d (mm)を用いると式(2.19)

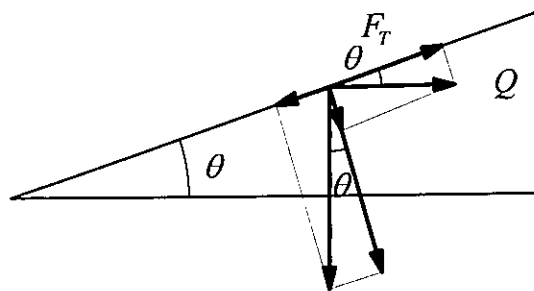


図2.6 駆動力およびボールねじ外周の力の関係

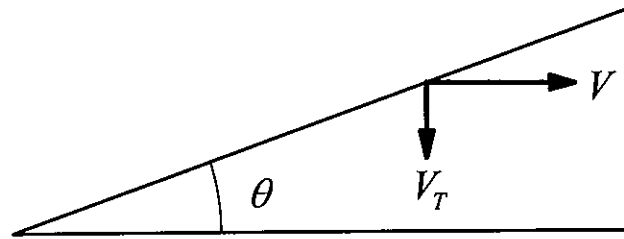


図 2.7 駆動速度およびボールねじ周速度

のように表される.

$$T = Q \frac{d}{2} = \frac{F_T (\sin \theta + \mu \cos \theta)}{\cos \theta - \mu \sin \theta} \cdot \frac{d}{2} \quad [\text{mN} \cdot \text{m}] \quad (2.19)$$

次に、駆動速度 V_T より水平方向の速度 V を求め回転数 N (rpm) を算出する。
図 2.7 より、

$$V = \frac{V_T}{\tan \theta} \quad (2.20)$$

また、ボールねじの外周における周速度は式 2.21 のように表されるため角速度 ω (rad/s) は式(2.22)となる。

$$V = \frac{d}{2} \omega \quad (2.21)$$

よって、

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{rad/s}) \quad (2.22)$$

角速度 ω より回転数 N は、

$$N = \frac{30}{\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{V_T}{\tan \theta} \cdot \frac{2}{d} \quad (\text{rpm}) \quad (2.23)$$

となる。

以上より、モーターの出力 L [W] は式(2.24)で表される。

$$L = \omega \cdot \frac{T}{1000} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{T}{1000} \quad (\text{W}) \quad (2.24)$$

以上の式を用いて算出したモータ特性を表 2.2 に示す。

表 2.2 モータ特性

トルク (mNm) : T	回転数 (rpm) : N	出力 (W) : L
472	1200	59.3

表 2.3 モータ諸元

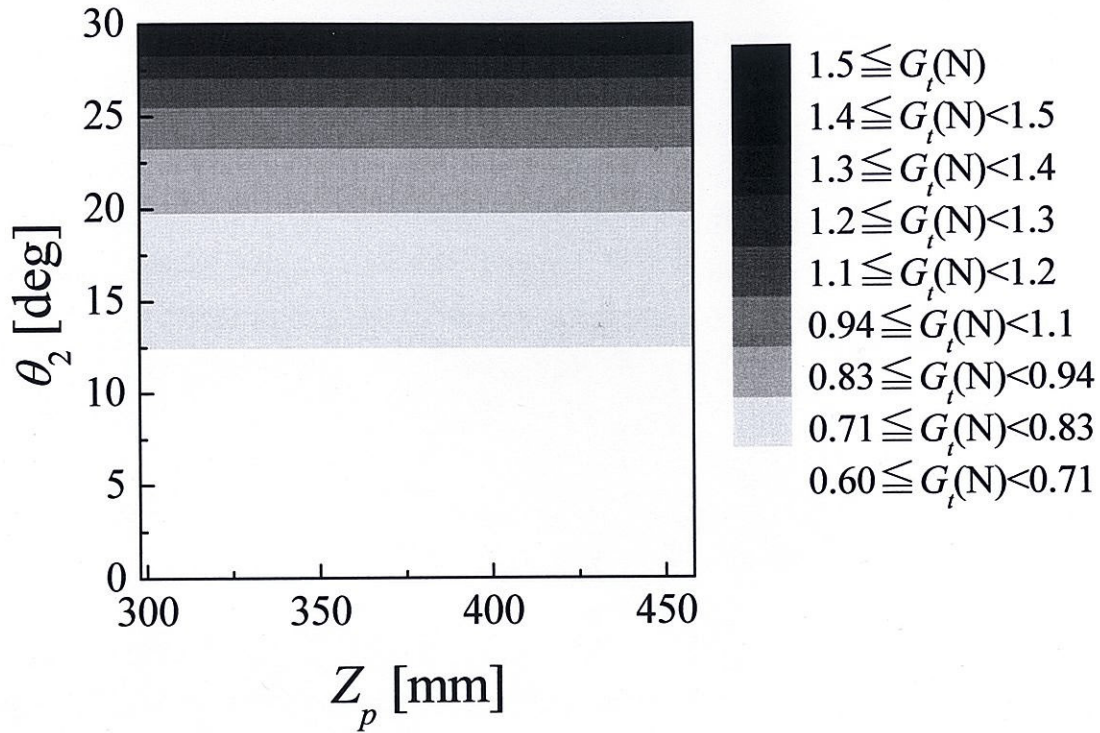
トルク(mNm) : T	回転数(rpm) : N	出力(W) : L
1270	3000	400

得られた値は実機に設定した性能を発揮するために必要な最大の出力と回転数である。ここでは加工機の自重や各部の摩擦などは考慮していない。そのため実際に加工を行った際、さらに大きな負荷が加わる可能性がある。計算結果より、実際に用いるモータは安川電機製ACサーボモータから値を十分に許容するものを選定した。表2.3に選定したモータの諸元を示す。

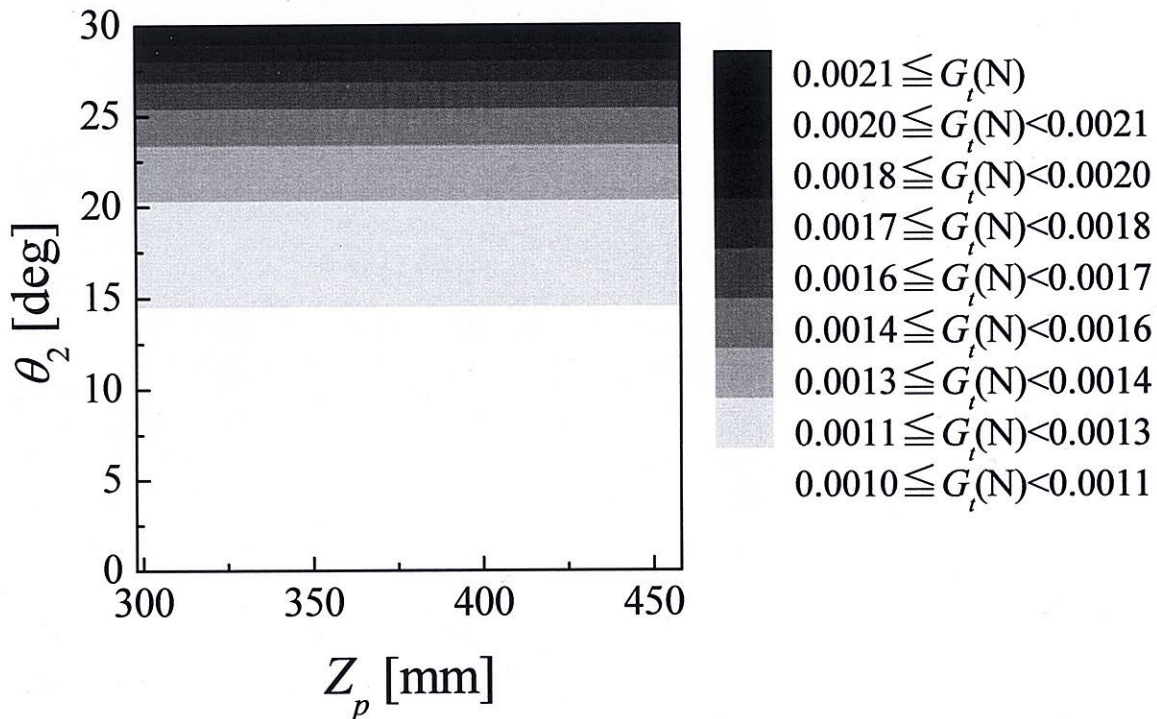
2.3.4 機構要素の強度検討

本機構では、出力節が受ける負荷は各連鎖の板状節とボールねじに作用する。ボールねじには運動方向に作用する引張・圧縮による弾性変形が生じる。一般的にボールねじは駆動方向の力に対しては剛性が高く、駆動方向に垂直な力に対しては剛性が低い。パラレルメカニズムは複数の方向に並進または回転させ作業を行うことから、多方向の負荷が作用する。そこで、等方的な単位負荷(1N)および単位回転力(1Nmm)受けた場合に生じる駆動方向に垂直な方向の力の最大値を図2.8(a)および(b)に示す。

図2.8よりボールねじには作用する力の1.5倍程度の負荷が加わることが分かった。一般的にボールねじはたわみを防ぐ必要があるため、リニアガイドをボールねじと並列に設置し、ボールねじの軸に垂直方向の曲げを抑制する。リニアガイドは剛性の高いローラタイプが望ましいが、ローラタイプを使用するには取付け面に十分な剛性と仕上げ加工面の精度が必要とされる。しかし、試作する加工機では必要な部品の加工精度が得られない可能性があるため、ボールタイプを用いることとする。また、リニアガイドをボールねじを挟む形で2本用いることでより高い剛性が得られるが、取り付けの際に高い平行度が必要となるのでリニアガイドは1本とする。リニアガイドはTHK社製のものを用い、ボールタイプの中でもスラスト方向ラジアル方向の両方の負荷に強いものを選定した。



(a)並進力による駆動方向に垂直な力



(b)回転力による駆動方向に垂直な力

図 2.8 並進力および回転力による駆動方向に垂直な力

2.4 機構の設計

工作機械に用いることを前提としたメカニズムの設計は、より剛性の高い機構を実現するために出力節に作用する負荷に対して生じる出力変位誤差を把握することが望まれる。出力節に生じる変位誤差の多くは、出力節の可動方向に作用する負荷に対して生じるアクチュエータ、減速機などから構成される駆動部の弾性変形に起因する。しかし、多自由度機構であるパラレルメカニズムは、出力節を複数の方向に並進または回転させ作業を行うことから、出力節の変位誤差を解析する場合にも、これら多方向から作用する負荷を考慮する必要がある。その評価は容易でない。このようなパラレルメカニズムなどの出力節に作用する任意方向の負荷に対して、駆動部の弾性変形に起因し生じる出力変位誤差を容易に評価する方法を提案する。また、同評価法を用いて連鎖に作用する曲げモーメントの大きさを考慮し、連鎖に用いる板状節の形状について検討する。上述の評価法で用いる位置・姿勢の表現方法も駆動特性評価法の場合と同じである。

2.4.1 出力変位誤差評価法

前述のように、マニピュレータに生じる出力変位誤差は駆動部などを構成する要素の変形により生じる。本節では、出力変位誤差の評価を行うために、マニピュレータの先端に生じる変位と駆動部などの変形に関する、一般化された弾性関係を示すコンプライアンス行列について述べる。

各駆動部に作用する力 T_i とその変位量 $D\theta_i$ の間には式(2.25)の弾性関係が成り立つ。

$$T_i = k_i \Delta\theta_i \quad (2.25)$$

ただし、 k_i は駆動部の剛性を表す。この関係は、

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_n \end{bmatrix}, \quad \Delta\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \Delta\theta_1 \\ \Delta\theta_2 \\ \vdots \\ \Delta\theta_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & & & 0 \\ & k_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & k_n \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

とすれば、以下のようにベクトルの関係で表記できる。

$$\mathbf{T} = \mathbf{K}\Delta\boldsymbol{\theta} \quad (2.27)$$

次にロボットメカニズムの出力部に生じる各方向の並進および回転変位誤差をそれぞれ ΔP_i および $\Delta\Phi_i$ とする。ここで、添え字 i は変位誤差の生じる方向を表す。これらを成分とする列ベクトルをそれぞれ $\Delta\mathbf{P}$ および $\Delta\boldsymbol{\Phi}$ とし、入出力微分関係を表すヤコビ行列を \mathbf{J} とすれば次式が成り立つ。

$$\begin{bmatrix} \Delta\mathbf{P} \\ \Delta\boldsymbol{\Phi} \end{bmatrix} = \mathbf{J}\Delta\boldsymbol{\theta} \quad (2.28)$$

上式より、各駆動部の変位量は次式で得られる。

$$\Delta\theta = J^{-1} \begin{bmatrix} \Delta P \\ \Delta\Phi \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

式(2.27)および式(2.29)より，駆動部に作用する力と出力部に生じる変位誤差の関係は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \Delta P \\ \Delta\Phi \end{bmatrix} = JK^{-1}T \quad (2.30)$$

一方，出力部に作用する力およびモーメントを成分とするベクトルを F および M とすれば，ロボットメカニズムの静力学関係は次式で表される。

$$T = J^T \begin{bmatrix} F \\ M \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

したがって，ロボットメカニズムの出力節に作用する負荷に対して，入力部の弾性変形により出力部に生じる出力変位誤差は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \Delta P \\ \Delta\Phi \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} F \\ M \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

ここで C は駆動部のやわらかさ，コンプライアンスを表す行列であり次式で表される。

$$C = JK^{-1}J^T \quad (2.33)$$

式(2.32)に基づきロボットメカニズムの出力部に生じる変位誤差を求める。ただし，本研究では出力部に作用する並進力および回転力，さらにこれらの力によって発生する並進変位および回転変位をそれぞれ独立に評価するために，コンプライアンス行列の成分を以下のように分割して行う。

$$C = \begin{bmatrix} C_{PF} & C_{PM} \\ C_{RF} & C_{RM} \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

上式において C_{PF} および C_{PM} はそれぞれ，並進力および回転力に対する並進変位誤差の関係を表す行列であり， C_{RF} および C_{RM} はそれぞれ，並進力および回転力に対する回転変位の関係を表す行列である。

以上の関係式より，出力変位誤差の最大値を評価する方法について述べる。前述のように，本研究では，出力部に作用する並進力および回転力，さらに，これらの力により生じる並進および回転変位についてそれぞれ独立に評価を行う。

まず，ロボットメカニズムの出力部に並進力のみが作用し，回転力は零である場合に生じる並進変位誤差は次式で表される。

$$\Delta P_r = C_{PF}F \quad (2.35)$$

上式を2次形式で表現すれば次式となる。

$$\sum_{i=1}^m \Delta P_i^2 = \Delta P_1^2 + \Delta P_2^2 + \dots + \Delta P_m^2 = \mathbf{F}^T \mathbf{C}_{PF}^T \mathbf{C}_{PF} \mathbf{F} \quad (2.36)$$

上式左辺は出力節に作用する並進力により生じる並進変位誤差の大きさを表す。 m はロボットメカニズムの並進運動の自由度である。上式において、 $\mathbf{C}_{PF}^T \mathbf{C}_{PF}$ は実対称行列となる。ここで、 $\mathbf{C}_{PF}^T \mathbf{C}_{PF}$ の固有値を λ_i ，対応する固有ベクトルを \mathbf{Q}_i とし，固有ベクトル \mathbf{Q}_i からなる行列 \mathbf{Q} を次式で定義する。

$$\mathbf{Q} = (\mathbf{Q}_1 \ \mathbf{Q}_2 \ \mathbf{Q}_3 \ \dots \ \mathbf{Q}_m) \quad (2.37)$$

直交行列となる \mathbf{Q} によって $\mathbf{C}_{PF}^T \mathbf{C}_{PF}$ は次のように分解，対角化される。

$$\mathbf{C}_{PF}^T \mathbf{C}_{PF} = \mathbf{Q} \boldsymbol{\lambda} \mathbf{Q}^T \quad (2.38)$$

上式において、 $\boldsymbol{\lambda}$ は $\lambda_i (i=1 \sim m)$ を対角要素とする対角行列である。したがって，式(2.36)は以下のように表される。

$$\sum_{i=1}^m \Delta P_i^2 = (\mathbf{Q}_i^T \mathbf{F})^T \boldsymbol{\lambda} \mathbf{Q}_i^T \mathbf{F} \quad (2.39)$$

ベクトル $\mathbf{Q}\mathbf{F}$ を $\hat{\mathbf{F}}$ で表し，その要素を $\hat{F}_i (i=1 \sim m)$ とすれば，式(2.39)は次式となる。

$$\sum \Delta P_i^2 = \lambda_1 \hat{F}_1^2 + \lambda_2 \hat{F}_2^2 + \dots + \lambda_m \hat{F}_m^2 \quad (2.40)$$

上式は，パラレルメカニズムの出力節に作用する各方向の並進力に対して，駆動部の弾性変形により生じる出力変位誤差の大きさを表している。

ここで，パラレルメカニズムの出力節に作用する並進負荷の大きさを \bar{f} とし，出力節に作用する力 \mathbf{F} の成分を $F_i (i=1 \sim m)$ で表せば次式が成り立つ。

$$F_1^2 + F_2^2 + \dots + F_n^2 = \bar{f} \quad (2.41)$$

さらに，式(2.39)において $\mathbf{Q}\mathbf{F}$ は \mathbf{F} に対して大きさを変えない直交座標変換であることから次式が成り立つ。

$$\hat{F}_1^2 + \hat{F}_2^2 + \dots + \hat{F}_n^2 = \bar{f} \quad (2.42)$$

したがって，式(2.40)および式(2.42)より，パラレルメカニズムの出力節の任意方向に作用し得る大きさ \bar{f} の並進負荷に対して生じる出力変位誤差の最大値 ΔP_{\max} は次式で表される。

$$\Delta P_{\max} = \max(\sqrt{\lambda_1} \ \sqrt{\lambda_2} \ \dots \ \sqrt{\lambda_n}) \bar{f} \quad (2.43)$$

さらに，パラレルメカニズムの出力節に作用する任意方向の並進力による出力節の回転変位誤差の最大値，また，出力節に作用する任意方向の並進および回転力による回転変位誤差の最大値も，式(2.35)以降において，対応するコンプライアンスの成分を表す行列および負荷を表すベクトルを用いれば同じく評価が行える。

以上の方法を用いれば，パラレルメカニズムのある位置・姿勢において，出力節に作用する任意方向の負荷に対し駆動部の弾性変形により生じる出力変位誤差の最大値が，コンプライアンス行列の成分などから導いた行列の固有値を求めることで容易に把握でき，

最適な機構の形状等の決定に有用である。

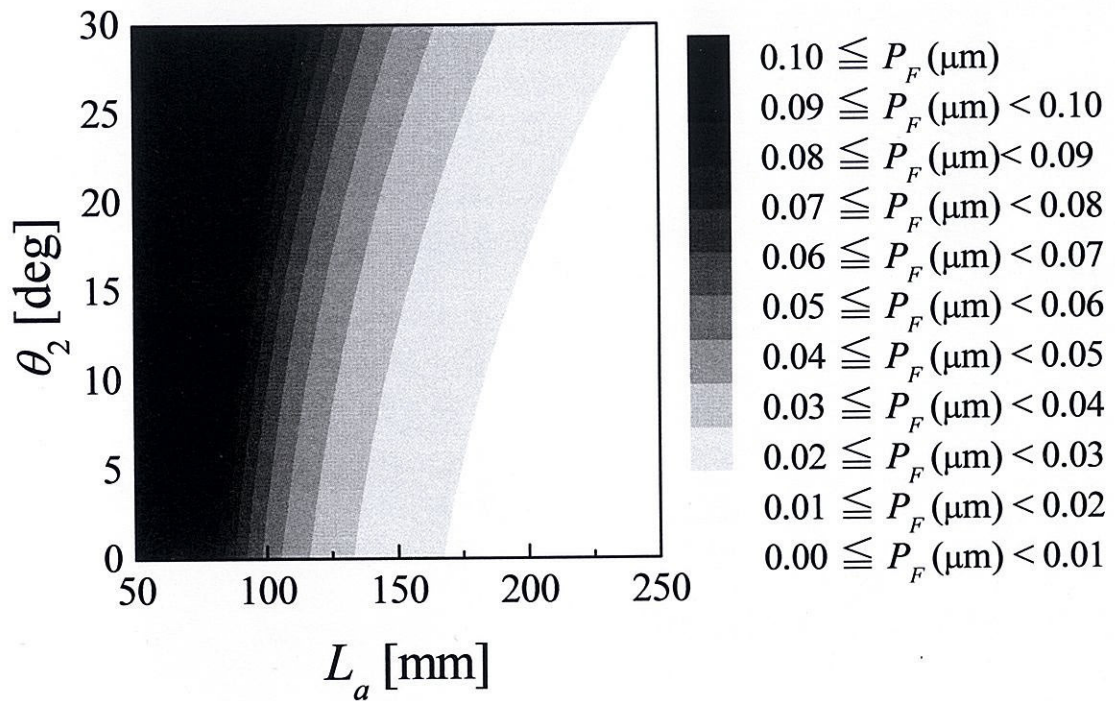
2.4.2 板状節寸法の検討

提案した工作機械用機構において、XYテーブルに比べて剛性が劣ると予想される空間平行メカニズムの出力変位誤差を同評価法で評価する。

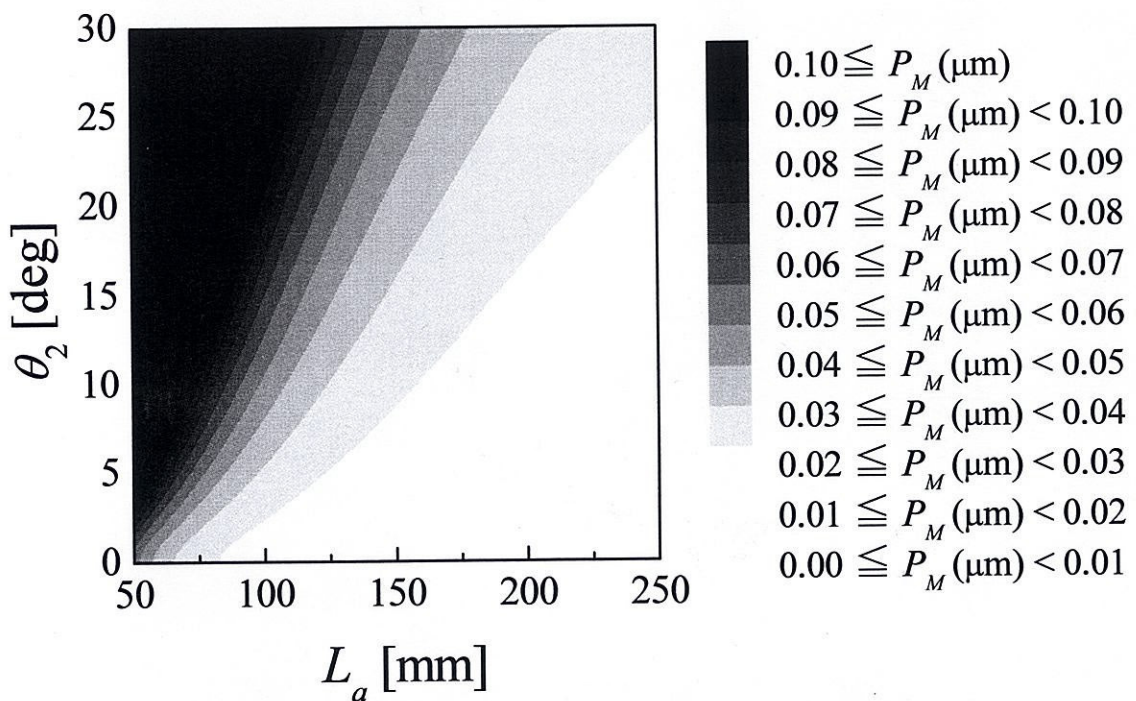
本節では板状の節の効果を検討するために、出力変位誤差評価方法により、駆動軸の弾性変形だけでなく、リンクの曲げ変形を含めて出力変位誤差を検討する。そのために、空間平行メカニズムの各連鎖が、1自由度の回転対偶の回転軸に直交する方向にも回転駆動軸を有する6自由度機構とし、同軸周りおよび直進対偶に生じる弾性変形を考慮した出力変位誤差解析を行う。板状節の幅 L_a を50mmから250mmで5mmずつ変化させ、各値を有する平行メカニズムの姿勢を、 θ_1 を0～360°まで10°ずつ、 θ_2 を0～+30°まで1°ずつ、さらに Z_p を298～458mmまで20mmずつ変化させ、出力節の任意の方向に並進負荷1Nが作用する場合に生じる最大並進変位誤差 P_p 、最大回転変位誤差 P_M また、回転負荷1Nmが作用する場合に生じる最大並進変位誤差 R_p 、最大回転変位誤差 R_M の変化を求めた。得られた結果は、板状節の幅 L_a および出力節の傾き角変位を軸とした座標にプロットし、等高線図として評価結果を図2.9に示す。

並進負荷による結果を図2.9(a)(c)に、回転負荷に関する結果を図2.9(b)(d)に示す。出力変位誤差は θ_1 および Z_p に対しても変化するため、プロット値は各変数の最大値を示している。なお、図は値が小さいほど、すなわち、等高線図上において色の薄い領域ほど機構の特性が良好であることを示す。図2.9(a),(b)および(c)より、板状節の幅 L_a が大きくなるに従い、角変位 θ_2 によらず出力変位誤差が小さくなることがわかる。図2.9(d)では、 $L_a=120(\text{mm})$ 程度まで同様な変化が現れ、それ以上では変位誤差に大きな変化は生じていない。これは板状節の曲げに比べ、両端支持されたボールねじの変形の方が大きくなるためと考えられる。このことより、駆動軸に採用したボールねじの両端支持が出力変位誤差の抑制に有効であることがわかる。

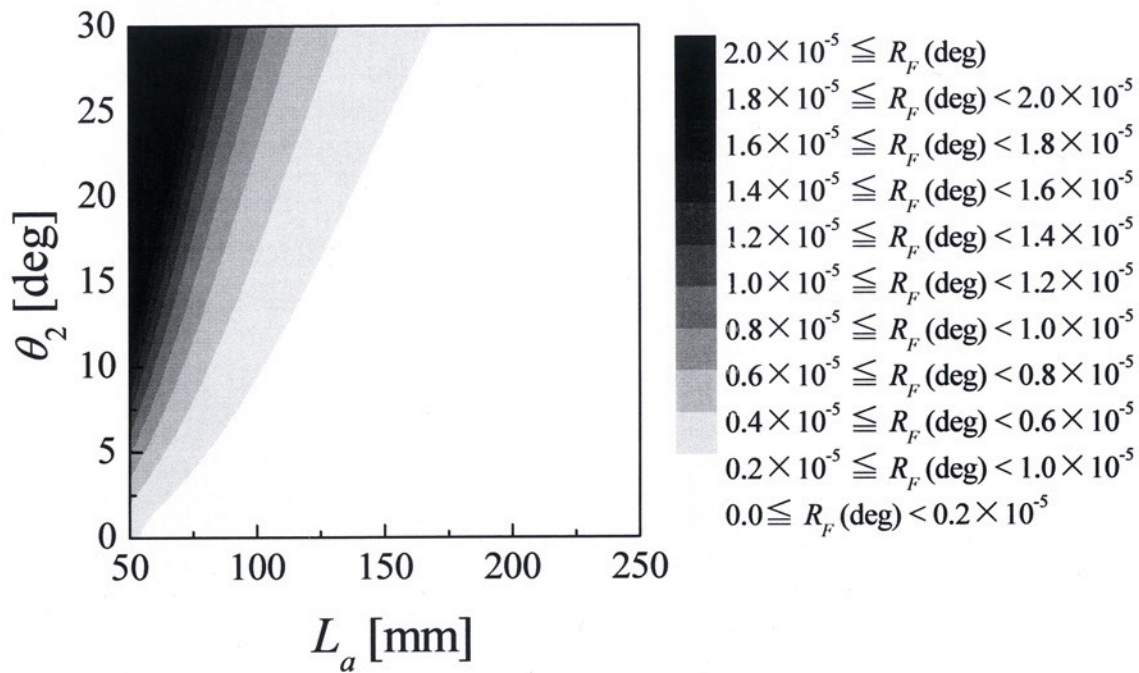
以上の解析結果より、節の幅 L_a が50, 100, 150および200(mm)の場合における P_p , P_M , R_p および R_M の最大値を表2.4に示す。同表より、節の幅 L_a を50(mm)から150(mm)とすることで、並進および回転出力変位誤差はいずれも25分の1程度に抑制されることがわかる。これらの結果と、ボールねじやリニアガイドなど連鎖を構成する他の部品の取り付けや機構全体の大きさなどを考慮し、板状節幅を134(mm)とした。板状節幅が134(mm)と



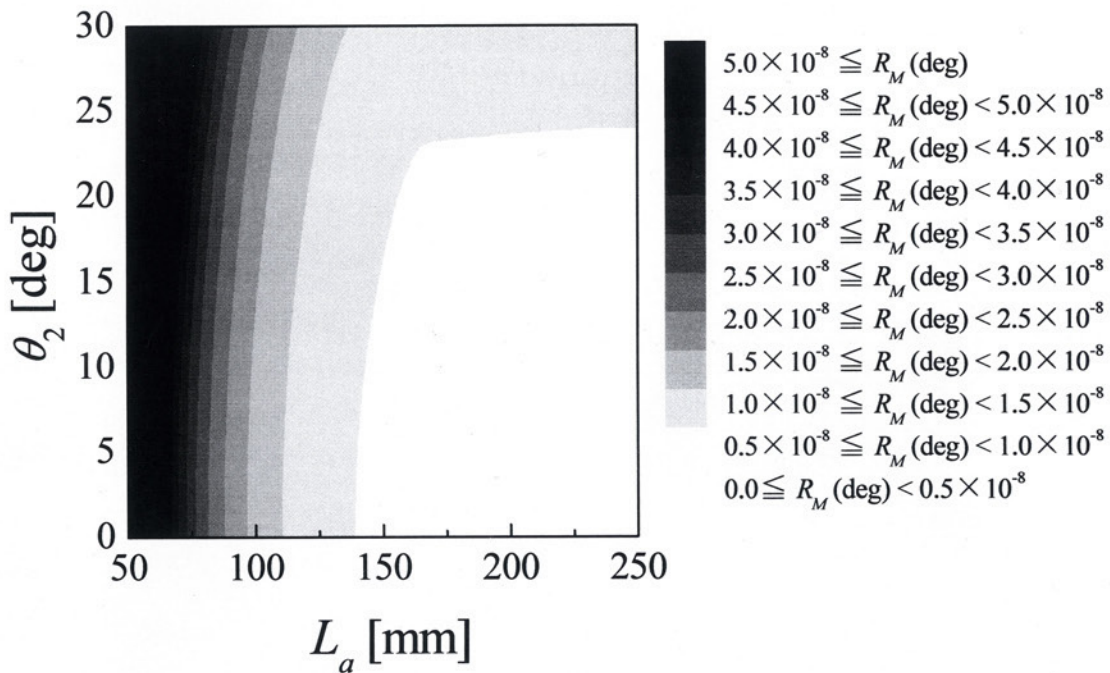
(a) 単位並進負荷による並進変位誤差[mm]



(b) 単位回転負荷による並進変位誤差[mm]



(c) 単位並進負荷による回転変位誤差[deg]



(d) 単位回転負荷による回転変位誤差[deg]

図 2.9 板状節の幅の変化に対する出力変位誤差

表 2.4 単位出力による出力変位誤差

L_a	P_F	P_M	R_F	R_M
50	1.066	0.784	1.265	0.813
100	0.134	0.099	0.160	0.110
150	0.040	0.030	0.049	0.040
200	0.017	0.013	0.023	0.023

表 2.5 板状節幅 134(mm)とした場合の出力変位誤差

L_a	P_F	P_M	R_F	R_M
134	0.133	0.058	0.166	0.078

した場合の出力変位誤差を表 2.5 に示す。

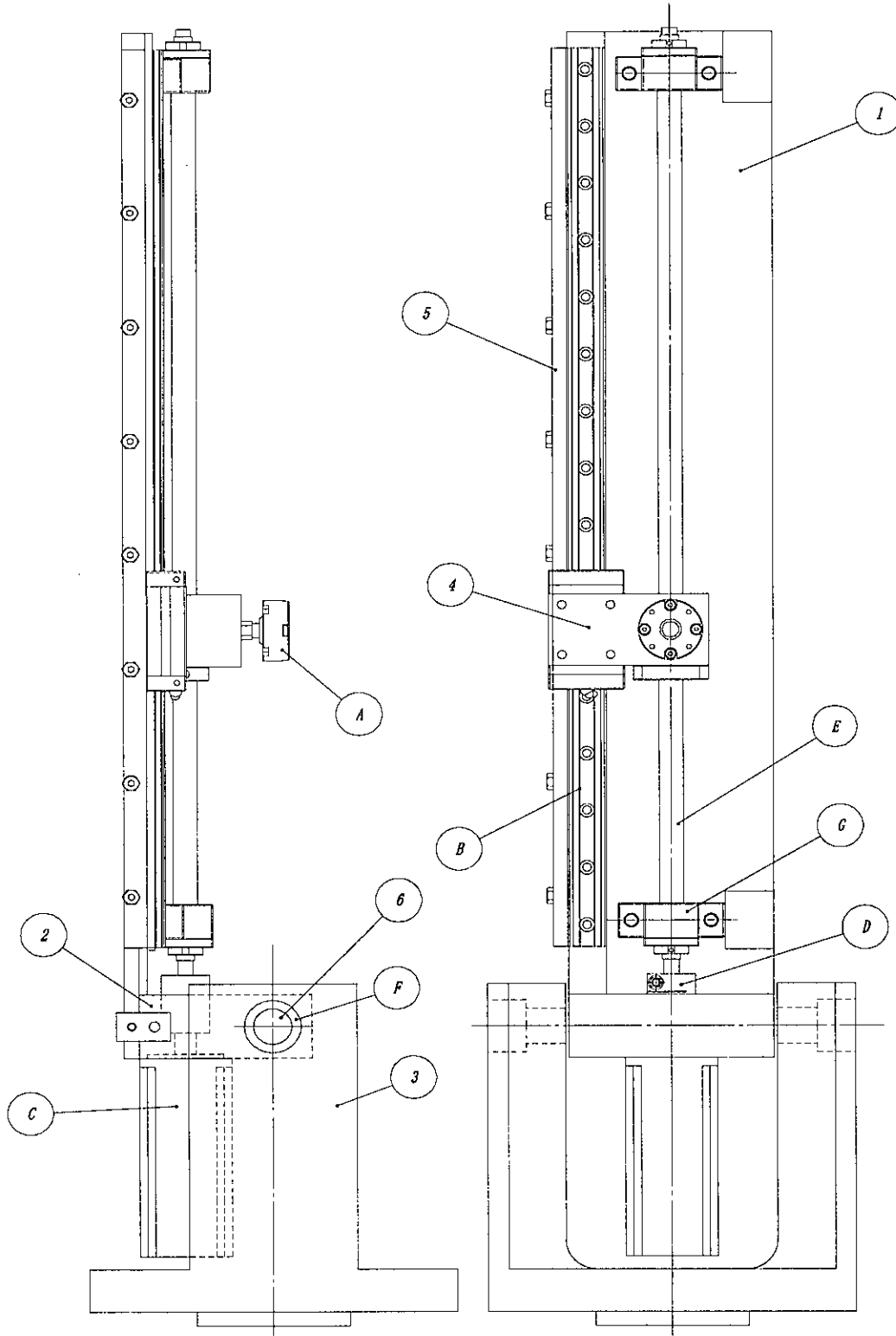
2.5 加工機の試作

これまでの評価結果を基に、詳細な設計や部品選定を行い、実際に加工機を試作してその有用性を確認する。

2.5.1 連鎖の構造

設計した板状節、ボールねじ、リニアガイド、球面軸受およびモータの構成を図 2.10 に示す。板状節の幅は変位誤差評価法より設定した最小幅とリニアガイドの設置条件より 134mm とした。また、加工機に要求する加工領域を得るため必要なボールねじのストロークは 450mm である。しかし、ボールねじとモータの取り付け位置の関係上ストローク 450mm では非ねじ部が長くなる。ボールねじは専用のサーポートブロックを用いて両端支持するが、非ねじ部が長いとサポートブロックからモータ回転軸と繋ぐカップリングまでが長くなり、振れやたわみが生じやすくなる。そこで、非ねじ部が長くないように予めストロークが長いものを選定した。ボールねじは THK 社製の軸方向すきまがゼロの予圧タイプを使用する。表 2.6 にボールねじの諸元を表す。また、前節で述べたようにボールねじ軸に垂直方向の負荷が掛からないようにボールねじと平行にリニアガイドを取り付ける。リニアガイドも THK 社製を用いた。リニアガイドの諸元を表 2.7 に表す。

3自由度回転対偶には市販のヒーハイト社製球面軸受けを用いた。特長として許容振角が大きく許容揺動範囲内では極めて高精度、高剛性を有する軸受けである。また可動部分は予圧を掛けた転がり軸受け構造になっているため、摩擦抵抗が小さく、しかもスキマゼロでスムーズな揺動が得られる。図 2.11 に球面軸受を示し、表 2.8 に球面軸受の諸元を表す。また、連節は機構全体の位置決め精度を悪化させないように、連節を構成する



- | | |
|-------------|------------|
| ① 板状節 | ② 静止節対偶部品 |
| ③ 静止節対偶ブロック | ④ ナットブラケット |
| ⑤ レール押し当て部品 | ⑥ 静止節対偶軸 |

- | | |
|--------|----------|
| A 球面軸受 | B リニアガイド |
| C モータ | D カップリング |

図 2.10 板状節組立図

表 2.6 板状節ボールねじ諸元

呼び型番	ねじ軸外径 (mm)	リード (mm)	ねじ軸全長 (mm)	基本動定格荷重 (kN)	防塵
DIK1605-6	16	5	679	7.4	ワイパーリング

表 2.7 リニアガイド諸元

呼び型番	高さ (mm)	ブロック幅 (mm)	ブロック長 (mm)	レール幅 (mm)	レール長 (mm)	基本動定格荷重 (kN)	防塵
SNR25R	31	50	83.6	25	630	48	シール LaCS



図 2.11 球面軸受

表 2.8 球面軸受諸元

型番	直径(mm)	全長(mm)	取り付け軸	振角(deg)	基本動定格荷重 (N)
SRJ012C	42	46	M12	±45	720

各部品の組み付け部に肩当面や研削などの加工を施した。

2.5.2 出力節の構造

設計した出力節の構成を図2.12に示す。出力節は板状の本体と回転工具を取り付けるスピンドルからなる。出力節は加工の際に工具と一緒に大きく動くので、出力節の慣性力がアクチュエータ、連鎖および球面軸受への負荷となる。しかし、自重を軽くするために板厚を薄くすると、研削時のそりや負荷に対する剛性不足が生じる。そこで、図2.12

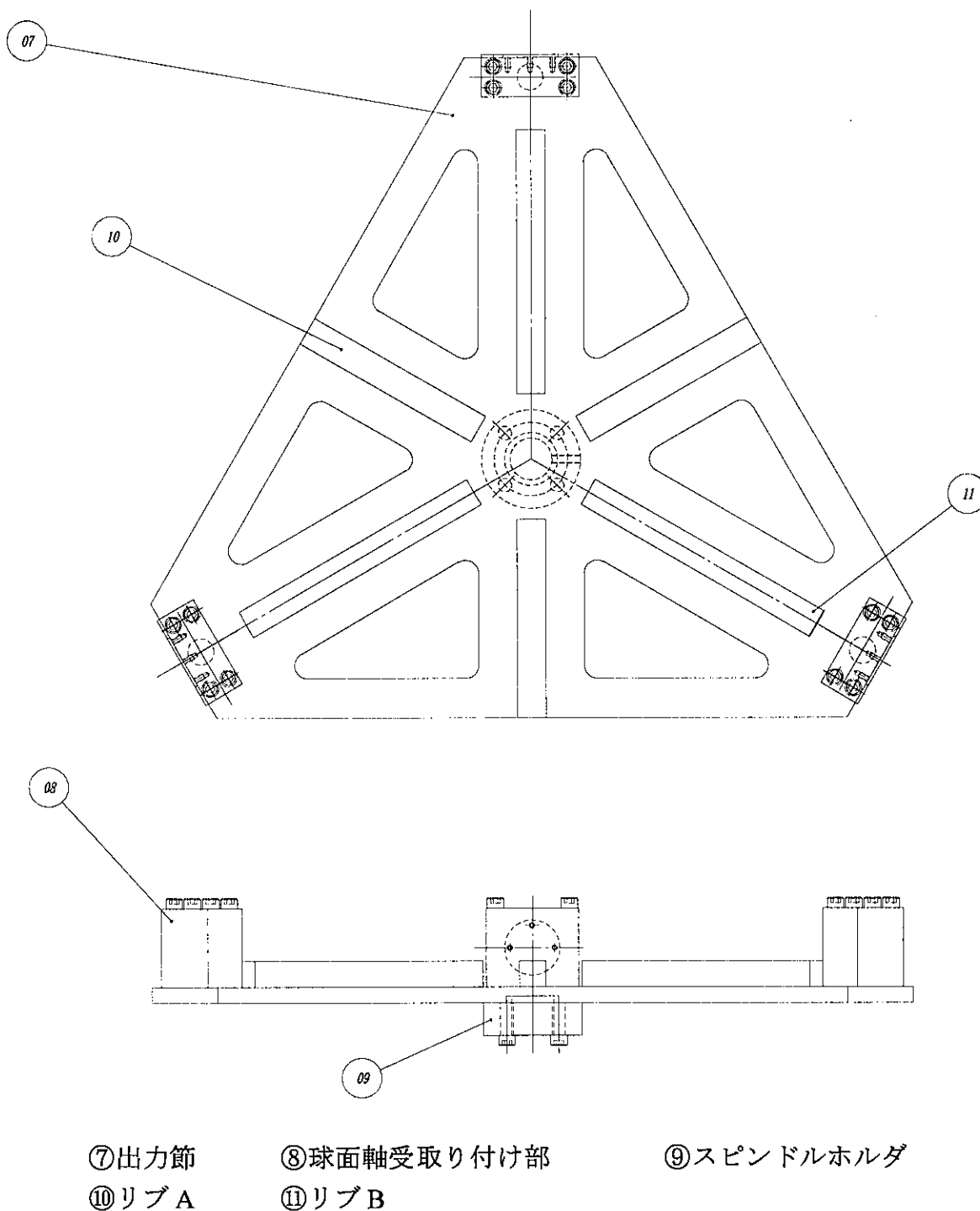


図2.12 出力節

に示すように出力節の上面にリブを付け、剛性を上げると共に肉抜き加工を施し、軽量化した。

スピンドルは小形軽量なナカニシ社製モータスピンドルを用いる。モータは回転速度2000～40000rpmのタイプを選定したが、直径6mmのエンドミルでアルミニウムを切削する場合には回転速度10000rpmまでで十分であるため、4分の1の減速機を取り付ける。このスピンドルは動力は単層100Vもしくは200Vの電源であるが、冷却のためにエアが必要である。専用のコレットチャックを交換することにより、φ0.5～φ6.0mmまでの工具が使用できる。本研究ではφ6.0mmのボールエンドミルを主に使用する。表2.9にスピンドル

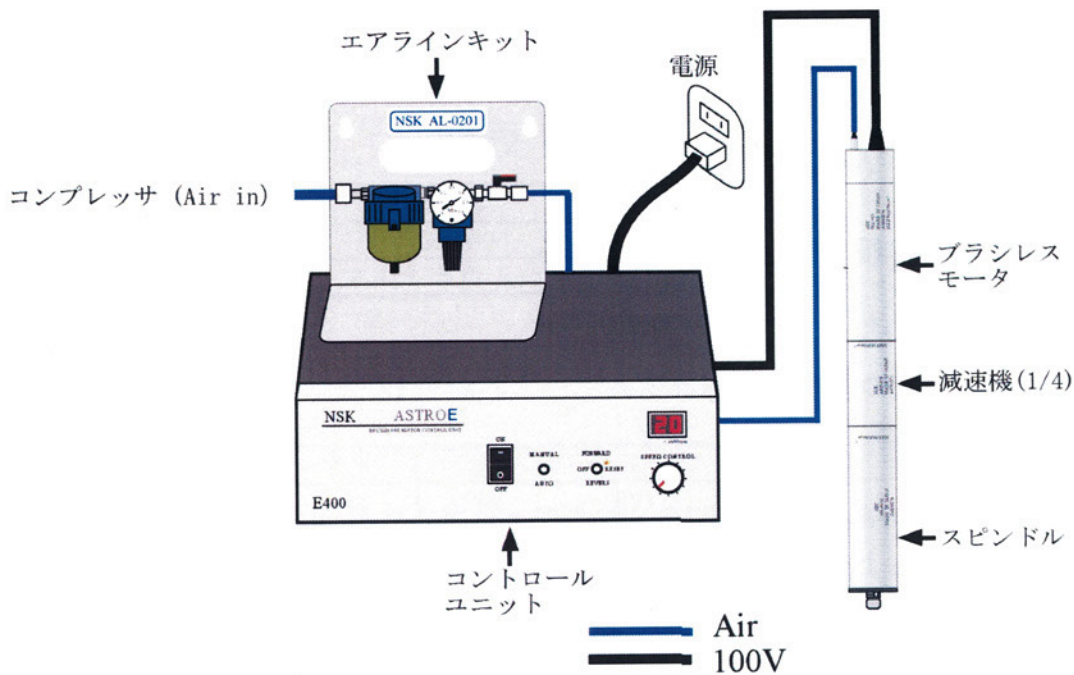


図 2.13 スピンドルシステムの構成

表 2.9 スピンドル諸元

スピンドル直径 (mm)	スピンドル全長 (mm)	モータ回転速度 (rpm)	減速比	チャック (mm)	精度 (μm)
30	288.4	2000～40000	1/4	φ0.5～φ6.0	0.1以内

ドルの諸元を表し、図 2.13 にスピンドルのシステム構成を示す。

2.5.3 XYテーブルの選定

XYテーブルの選定に必要な加工条件について検討する。加工条件は加工物の材質、および種類、寸法、形状により、さらに、要求加工精度、加工機などにより異なる。これまでに述べたように試作する加工機では複雑な形状の加工に用いられるボールエンドミルを使用して加工を行う。同条件における曲げ荷重を検討する。表 2.10 に直径 6mm のボールエンドミルを使用して加工する場合の SS400 およびアルミ合金の加工条件を示す。

曲げ荷重は以下の式を用いて算出する。

1 刃当りの切削送り f は送り速度 C 、回転数 N および刃数 n によって式 2.44 のように表される。

$$f = \frac{C}{N \cdot n} \quad (\text{mm/rev/tooth}) \quad (2.44)$$

式 2.44 より切削体積 V を表すと次式となる。

$$V = A_d \cdot R_d \cdot f \quad (\text{mm}^3/\text{rev/tooth}) \quad (2.45)$$

曲げ荷重 R は次式のように表される。

$$R = a \cdot V^p \quad (\text{kgf}) \quad (2.46)$$

式(2.46)は実験式であり式中の定数 a および p を表 2.11 に表す。ここで、軸方向切り込み $A_d = 0.3D = 1.8\text{mm}$ および半径方向切り込み深さ $R_d = 0.7D = 4.2\text{mm}$ とし、刃数 $n = 2$ とした場合の曲げ荷重 R を求めた結果を表 2.12 に示す。表 2.12 より加工の際に XY テーブルに必要な X および Y 方向の力としボールねじ径およびモータ出力を決定する。

次に、XY テーブルのストロークを空間機構と工作物の大きさより決定する。静止節半径 330mm の機構とすると、一辺が 100mm の立方体の工作物を加工するには XY テーブルは最低でも工作物の半分の $\pm 50\text{mm}$ のストロークが必要となる。つまり 100mm のストロークが必要である。したがって、XY テーブルに求められるストロークは $100\text{mm} \times 100\text{mm}$ である。THK 精密 XY テーブルカタログより必要なストロークを有するものを選定した。また、加工に必要な XY 方向の力は XY テーブルのボールねじとモータ出力によることから、表 2.12 に示した結果を考慮しボールねじ径およびモータを選定した。XY テーブル外寸を表 2.13 に示す。また、選定したボールねじ径およびモータ特性を表 2.14 に示す。

XY テーブルのモータは、アルミニウムや真鍮を切削する場合を想定して選定した。ま

表 2.10 各種被削材の加工条件

	SS400	アルミニウム合金
回転数(min^{-1})	2200	6600
送り速度(mm/min)	150	300

表 2.11 各種被削材の切削抵抗に関する定数

	曲げ荷重 $R=a \cdot V^p$	
	a	p
SS400	52.5	0.63
アルミニウム合金	16.2	0.52

表 2.12 曲げ荷重

被削材	曲げ荷重(N)
SS400	108.7
アルミニウム合金	35.6

表 2.13 X-Yテーブル寸法(mm)

呼び形番	ストローク	全長	全高	ベース寸法	ボールねじ径	ボールねじリード
AX1515	150×150	488	116	300	12	5

表 2.14 X-Yテーブル用モータ諸元

定格出力[W]	定格トルク[Nm]	回転数[rpm]
100	0.318	3000

た、XYテーブルには切粉が多くかかることが予想されるため、ボールねじおよびリニアガイド保護用のジャバラを取り付ける。

2.5.4 試作した加工機の全体構成

試作した加工機の全体と各部品について説明する。図2.14に完成図と写真を示す。また各部品図は付録として巻末に付ける。

①板状節

板状節の形状は平板とする。板状節の設置面はサポートユニット、リニアガイドおよび静止節対偶部品を位置決め精度を高めるため、節上に基準面とする押し当て面を設け、組付けの際の組み付け誤差を減少させる。また各部品の設置面は研削仕上げとする。

②静止節対偶部品

静止節対偶部品も同様に板状節との設置面は研削仕上げとする。また、1自由度対偶である軸はしまりばめとし、さらにピンを用いて軸を固定する。

③静止節対偶ブロック

静止節対偶ブロックの対偶部分は並列アンギュラ玉軸受けを用いる。また、ブロック

の位置決めは正確に行う必要がある。ベースに設置する際はボルトで締結するだけでなく、ブロック底面に円筒状の突起を設けより位置決めの際の誤差を抑制する。

④ナットブラケット

ナットブラケットはボールナットとリニアガイドブロックを連結するために用いる。ブロックとの設置面はブロック上部とブロック側面を当てる必要がある。また、リニアガイドブロックとの設置面は研削仕上げとする。さらに、球面軸受けをボールねじ中心線上に設置できるようにナットブラケットにねじ穴加工を施す。

⑤レール押し当て部品

全長が長いリニアガイドを用いる際はガイドレールを直接ボルトで締結し、さらにレール側面から押し付けて設置する必要がある。そこで、板状節側面にレール押し当てのためのねじ穴を設け、レール長さと同じ程度の押し当て部品をボルト止めする。

⑥静止節対偶軸

回転1自由度対偶として、また板状節を支持するために用いる。軸は静止節対偶部品にしまりばめとしさらにピン止めできるようにピン穴を開けた。

⑦出力節

出力節は半径が316mmとなるよう設計した。出力節の自重は加工に要する負荷とともに常に板状節に加わる。よって、出力節は軽量で曲げに強い形状であることが望ましい。そこで、出力節形状は円形ではなく、出力節の中心から球面軸受けの中心が316mmの位置に来るように六角形とした。さらに穴抜きを施し軽量化し、出力節の曲げ変形を抑制するためリブを取り付けた。

⑧球面軸受け取り付け部品

出力節との組付けはボルト締結する。位置決めを行う際は球面軸受け取り付け部品と出力節をピンを用いて行う。また、球面軸受け取り付け部分のはめ込むように加工を行い設置する。

⑨スピンドルホルダ

スピンドルの把持範囲はスピンドル軸受け間距離と決まっている。よって軸受け間距離よりスピンドルホルダ高さを決定した。またスピンドルはボルトで2箇所締結する。また出力節中心に設置するよう、スピンドルホルダ底面に突起を設けはめ込み型とし位置決めを行う。

⑩リブA

⑪リブB

リブAおよびリブBともに出力節に生じる曲げを抑制するために取り付ける。

2.5.5 機構動作範囲

空間3自由度パラレルメカニズムの動作範囲について述べる。機構の動作範囲は、出力点における Z_p, θ_1, θ_2 と出力点から下方に工具長分伸ばした工具ベクトルの先端点における Z_s, θ_1, θ_2 との二通り考えられるが、先に提案している空間3自由度パラレルメカニズムは加工機用機構であり、加工点の動作範囲を正確に把握することが重要である。また、機構の動作範囲は、構成部品の可動範囲および工具長にのみ制限されるが、加工機として用いる場合には、下部機構との干渉を考慮しなければならない。下部機構との干渉を考

慮した場合の空間3自由度パラレルメカニズムの動作範囲とは、加工可能な範囲である。以上のことを考慮して、本研究における機構の動作範囲とは、下部機構との干渉を考慮した加工点の動作範囲、つまり工具先端点の動作範囲を指す。

空間3自由度パラレルメカニズムにおいて、姿勢変化を表す θ_1, θ_2 の許容範囲について述べる。 θ_1 は回転軸の角変位であるため、特に許容範囲は存在しない。 θ_2 の許容範囲は、図2.11に示した、出力節対偶点である3自由度球面对偶の許容振角および図2.14に示すような出力節とナットブラケットの干渉に制限を受ける。図2.14および表2.8に球面軸受および諸元を示す。図2.15によれば、 θ_2 の許容範囲は静止座標系のz軸に対して振角 20° が許容される範囲である。したがって、姿勢変化を表す θ_1, θ_2 の許容範囲は、姿勢の重複を考慮して、 $0^\circ < \theta_1 \leq 180^\circ$ 、 $-20^\circ \leq \theta_2 \leq 20^\circ$ と定義する。

機構のZ座標の動作範囲とは、工具が許容範囲内での姿勢変化が可能であるようなZ方向の変位の可動範囲である。工具先端点のZ座標 Z_s の可動範囲は、工具長、ボールねじおよびリニアガイドのストローク、下部機構との干渉点に制限を受ける。ここで、表2.6及び表2.7にボールねじおよびリニアガイドの各諸元を示す。また、図2.15に示すような

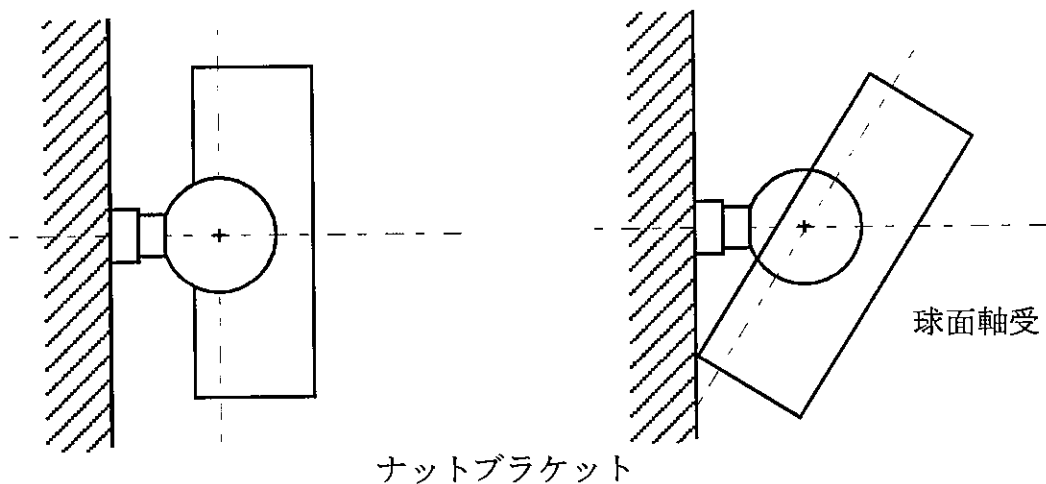


図 2.14 球面軸受とナットブラケットの干渉

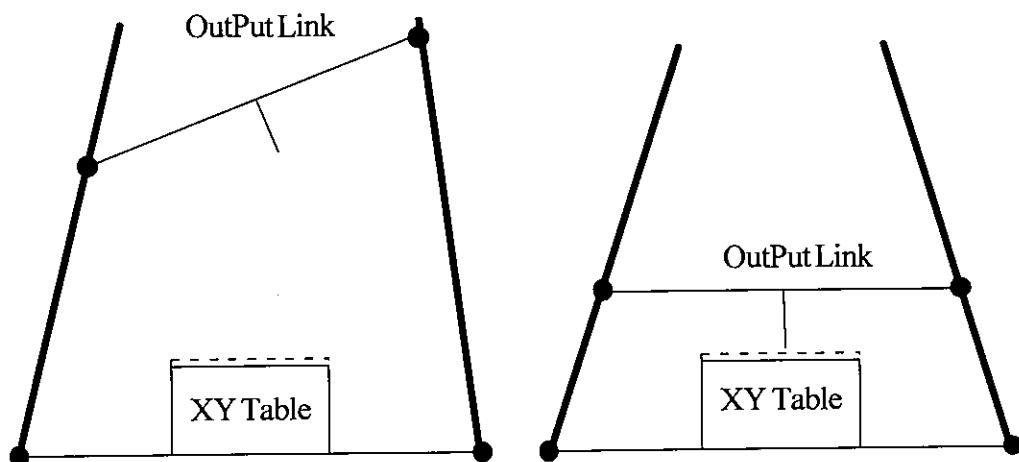


図 2.15 Z_s の動作範囲

表 2.15 動作範囲

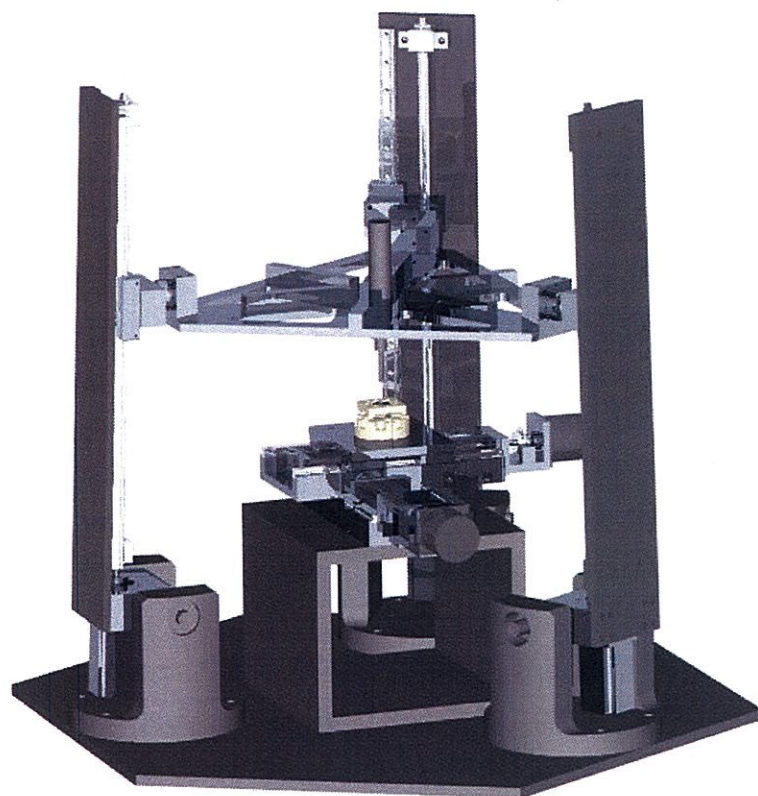
	Max	Min
Z_s	156[mm]	356[mm]
θ_1	-20[deg]	20[deg]
θ_2	0[deg]	180[deg]

関係から、工具長を100mmとした場合の工具先端点Z座標 Z_s の動作範囲は、静止座標系で $156\text{mm} \leq Z_s \leq 356\text{mm}$ となる。表2.15に空間3自由度パラレルメカニズムの動作範囲をまとめて示す。

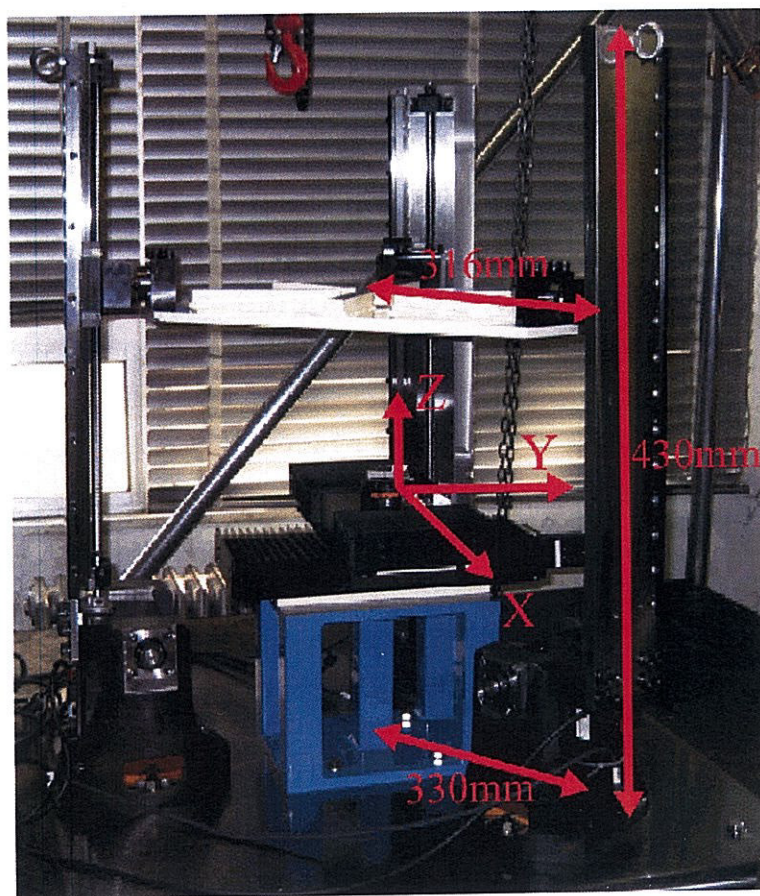
2.6 結言

本章で得られた結果を以下に要約して述べる。

加工機用に高精度なパラレルメカニズムを用いた機構を提案した。本機構は空間3自由度パラレルメカニズムと平面2自由度案内テーブルを用いることで広い加工領域の確保が可能であり、出力節を支える連鎖を板状節とすることで剛性の向上、高速駆動が可能となる。また、駆動特性評価法および並進変位誤差評価法により、アクチュエータの選定、機構の設計について示した。提案した加工機を試作する際に考慮した加工条件や選定した部品についての説明を記した。



(a) 完成図 (CAD)



(b) 完成図 (写真)

図 2.14 試作加工機の完成図

<MEMO>

第3章 運動学解析

3.1 緒言

提案する工作機械用機構は空間内において5自由度の位置・姿勢決めが可能である。姿勢表現には様々な方法があり、本研究においても試作した加工機の制御には一般的なロボットの姿勢表現によく用いられているロール・ピッチ・ヨー角法を用いている。また、第2章で述べた評価法や誤差解析を行う際には、機構の姿勢状態の予測が容易な θ_1, θ_2 を用いた表現法を用いる。本章では、これら2つの姿勢表現法を用いて逆運動学解析法を示す。また、誤差解析や機構の動作シミュレーションを行う際に順運動学解析を用いる。しかし、パラレルメカニズムの順運動学解析は受動的に決定される変数が存在するため解析的に解くことができない。そこで順運動学解析は数値解法を用いることで算出する。

3.2 逆運動学解析

空間6自由度パラレルメカニズムの逆運動学解析は容易である。しかし、本研究で対象とする空間パラレルメカニズムは3自由度であるため、空間内で位置・姿勢決めを行うために必要な一部の変数が従属的に決定される。したがって、本研究で用いる機構においては必ずしも逆運動学解析は容易でない。

3.2.1 θ_1, θ_2 を用いた姿勢表現

空間3自由度パラレルメカニズムの座標系を図3.1に示す。ベース上に静止節座標系O-XYZを設定し、出力節上に動座標系P- x_p, y_p, z_p を設定する。それぞれの座標系を Σ_0 および Σ_p とする。空間3自由度パラレルメカニズムの位置は、 Σ_0 に対する出力節上の出力点Pの座標で表す。また、姿勢は出力節上に設置した Σ_p の各軸周りの回転により表す。

これらの座標系に対して同機構の位置・姿勢を (θ_1, θ_2, Z) で表す。 θ_1 は x_p, y_p 平面内における回転軸の方向を表し、 θ_2 は同回転軸まわりの角変位を表す。 Z は座標系O-XYZにおける出力点PのZ軸座標である。以上のようにパラレルメカニズムの位置・姿勢は静止座標系 Σ_0 に対する出力点Pの座標および動座標系 Σ_p における角変位 θ_1, θ_2 で表す。ここで、空間の位置・姿勢は6自由度で表現される。しかし、本機構は3自由度であるため入力可能な変数は3変数となる。よって、残りの3変数に関しては従属的に決定される。

次に、従属変位について説明する。空間3自由度パラレルメカニズムの入力は、出力点PのZ座標および x_p, y_p 平面内に含まれる軸周りの回転を表す θ_1, θ_2 である。以上の変数を指定して位置・姿勢決めを行った場合、出力節には幾何学的拘束条件を満たすように、X, Y軸方向の変位および z_p 軸周りの角変位 θ_3 が従属的に生じる。これらの従属変位を X_u, Y_u と表し、平面案内テーブルで補正する。また、 z_p 軸周りの回転角は工具の回転と同一方向であるため考慮する必要はない。

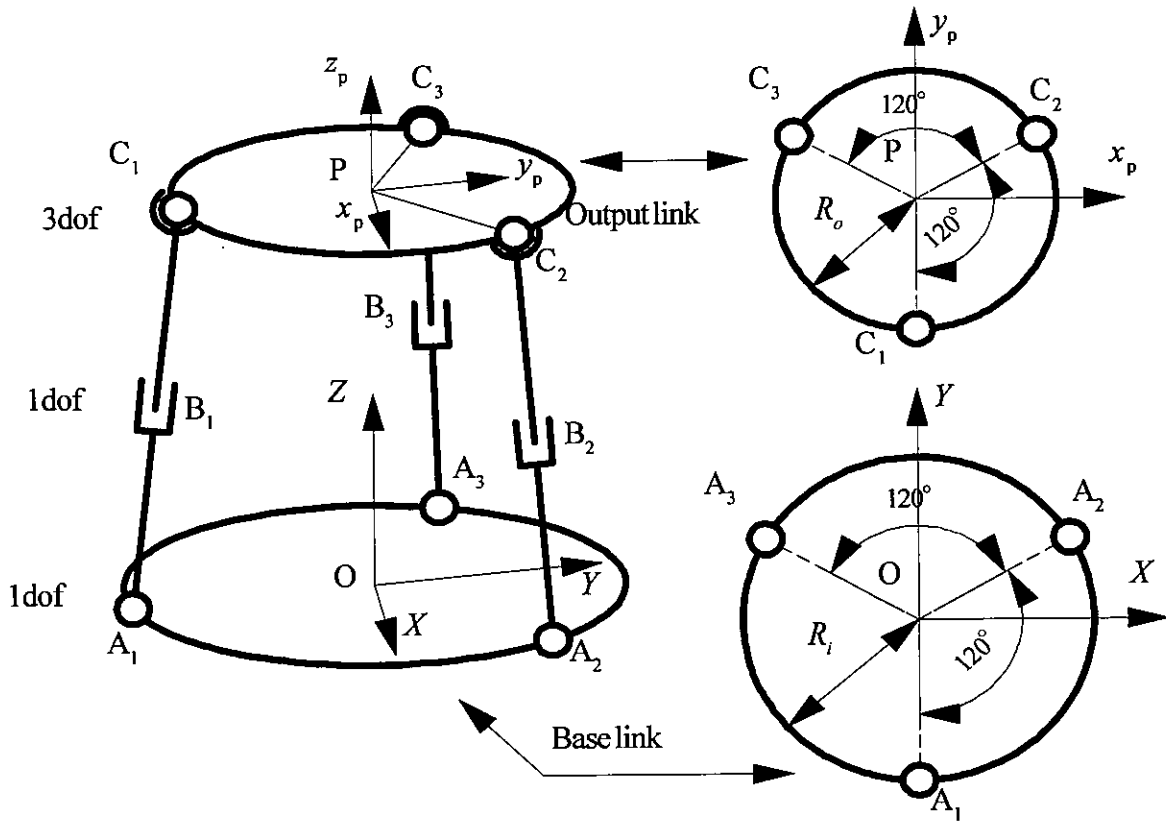


図 3.1 座標系の設定

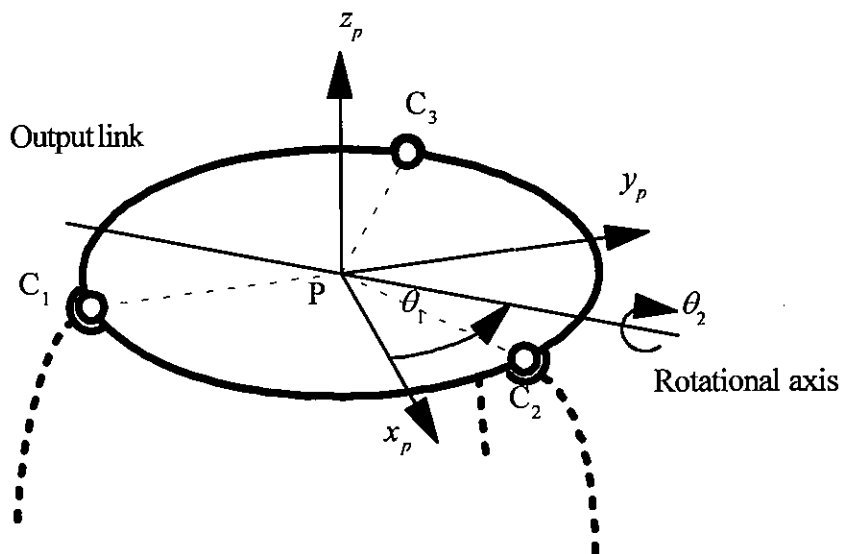


図 3.2 θ_1, θ_2 による姿勢の表現

次に、逆運動学解析について述べる。ここでは、各対偶点に課される運動を考慮せず、出力節の姿勢表現の方法を示し、従属変位は後述検討する。

任意のベクトル \mathbf{R} を任意の単位ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ の周りに角度 θ だけ回転して得られるベクトルを \mathbf{Q} とすると、以下の関係で表される。

$$\mathbf{Q} = (\mathbf{R} \cdot \boldsymbol{\omega})\boldsymbol{\omega} + \cos\theta\{\mathbf{R} - (\mathbf{R} \cdot \boldsymbol{\omega})\boldsymbol{\omega}\} + \sin\theta(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R}) \quad (3.1)$$

前述した座標系では、出力節の傾き方向を表す軸は x_p 軸と等しい場合を初期位置とすることから、ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ は次式で表される。

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} C_1 & -S_1 & 0 \\ S_1 & C_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 \\ S_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

ただし、 C_1 および S_1 はそれぞれ θ_1 に対する余弦および正弦を表す。したがって、同ベクトル周りの回転角変位量は θ_2 であるから、任意のベクトル \mathbf{R} を回転前の各対偶点の位置 $(X_{pi} \ Y_{pi} \ Z_{pi})^T$ とし、回転後のベクトル \mathbf{Q} を出力節上の各対偶点の位置 $(\bar{X}_{oi} \ \bar{Y}_{oi} \ \bar{Z}_{oi})^T$ とすると、式(3.1)は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \bar{X}_{oi} \\ \bar{Y}_{oi} \\ \bar{Z}_{oi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2 & C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 & S_1 S_2 \\ C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 & S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 & -C_1 S_2 \\ -S_1 S_2 & C_1 S_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{pi} \\ Y_{pi} \\ Z_{pi} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

ここで、各対偶点は、先述のように各連鎖の運動が平面内に拘束されることから、以下の条件が課される。

$$\begin{cases} X_{o1} = 0 \\ Y_{o2} = \frac{1}{\sqrt{3}} X_{o2} \\ Y_{o3} = -\frac{1}{\sqrt{3}} X_{o3} \end{cases} \quad (3.4)$$

すなわち、出力節の位置姿勢を表す (Z, θ_1, θ_2) を与え、さらに、式(3.4)を満たすように各対偶点位置を決めることで、出力節の位置姿勢が決定される。このとき、条件として与えない X, Y 軸方向の変位は、以上の関係式より従属的に決定される。これら従属変位をそれぞれ X_u, Y_u で表す。結果として、空間パラレルメカニズムの位置姿勢決めにおける出力節上の各対偶点 $C_1 \sim C_3$ の位置 $(X_{oi} \ Y_{oi} \ Z_{oi})^T$ は、次式で表される。

$$\begin{bmatrix} X_{O_i} \\ Y_{O_i} \\ Z_{O_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2 & C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 & S_1 S_2 \\ C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 & S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 & -C_1 S_2 \\ -S_1 S_2 & C_1 S_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{P_i} \\ Y_{P_i} \\ Z_{P_i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_u \\ Y_u \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

以上のようにして決定される空間平行メカニズムの出力節上の対偶点位置を満たすように連鎖の入力を与えることにより，3自由度の位置姿勢決めが行える。

空間機構は，空間6自由度において，3自由度の位置・姿勢決めを行うが，この他の3自由度について従属的に変位を発生する．この従属変位は，主変位の大きさに応じて，大きさが決定し，提案する空間機構においても主変位と従属変位の関係が存在する．そこで，空間機構の逆運動学解析を行うことでその大きさを数式的に導く。

空間機構の出力点Z軸方向変位を座標系O-XYZに対し固定し，空間機構の出力節に回転変位を与えた場合の出力節対偶点位置に着目し，逆運動学解析を行う．回転変換前の各出力節対偶点は，座標系P- $x_p y_p z_p$ において原点を中心に出力節半径を半径とする円上に等間隔に配置することから，次式で表される。

$$\begin{bmatrix} X_{P_1} \\ Y_{P_1} \\ Z_{P_1} \end{bmatrix} = R_{out} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} X_{P_2} \\ Y_{P_2} \\ Z_{P_2} \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} X_{P_3} \\ Y_{P_3} \\ Z_{P_3} \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

先述した，式(3.3)に上式を代入することにより，従属変位による補正をしていない座標 $[d_x^1 \ d_y^1 \ d_z^1]$ が次式のように求められる。

$$\begin{bmatrix} d_x^1 \\ d_y^1 \\ d_z^1 \end{bmatrix} = -R_{out} \begin{bmatrix} C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ C_1 S_2 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^2 \\ d_y^2 \\ d_z^2 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3}(C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2) + C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ \sqrt{3}(C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) + S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ -\sqrt{3} S_1 S_2 + C_1 S_2 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^3 \\ d_y^3 \\ d_z^3 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3}(C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2) + C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ -\sqrt{3}(C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) + S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ \sqrt{3} S_1 S_2 + C_1 S_2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

次に、式(3.7), (3.8)および式(3.9)で示される各出力節対偶点は、式(3.4)に示す各連鎖平面に拘束されることから、空間機構の従属変位 X_u, Y_u が生じる。対偶点の拘束条件は、各対偶点の回転変換後の座標と従属変位の関係より次式で表される。

$$\begin{cases} X_u = -d_x^1 \\ d_y^2 + Y_u = \frac{1}{\sqrt{3}}(d_x^2 - X_u) \\ d_y^3 + Y_u = -\frac{1}{\sqrt{3}}(d_x^3 - X_u) \end{cases} \quad (3.10)$$

式(3.10)の第1式より従属変位 X_u は次式となる。

$$X_u = R_{out}(C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) \quad (3.11)$$

また、式(3.10)の第2式および第3式を連立させることにより、 X_u を消去すれば、従属変位 Y_u は、出力節対偶点座標を用いて次式のように求められる。

$$Y_u = \frac{1}{2\sqrt{3}}(d_x^2 - d_x^3) - \frac{1}{2}(d_y^2 + d_y^3) \quad (3.12)$$

式(3.8)および式(3.9)より、各出力節対偶点の座標を代入すると、従属変位 Y_u は次式のように得られる。

$$\begin{aligned} Y_u &= \frac{1}{2\sqrt{3}} R_{out} \sqrt{3} (C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2) - \frac{1}{2} R_{out} (S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2) \\ &= \frac{1}{2} R_{out} \{C_1^2 - S_1^2 - C_2 (C_1^2 - S_1^2)\} \\ &= \frac{1}{2} R_{out} (1 - C_2) \cos 2\theta_1 \end{aligned} \quad (3.13)$$

以上より、出力対偶点座標に注目した逆運動学解析を行うことで、角変位 θ_1 および θ_2 に対し、従属変位の大きさが明らかになった。空間3自由度の主変位に対してその他の3自由度について従属変位が生じるが、提案する機構の場合、出力部に設置するスピンドルの変位に等しい従属変位のため、ここでは求める必要はない。

以上より、式(3.5)に、式(3.11)および式(3.13)で得られた従属変位を代入することにより、空間機構である3自由度パラレルメカニズムの位置・姿勢決めを行うことが可能である。

3.2.2 ロール・ピッチ・ヨー角法による姿勢表現

ロール・ピッチ・ヨー角法を用いた逆運動学解析を以下に示す。図3.3に示す座標系を設定する。姿勢は絶対座標系O-XYZに対する座標系P- x_p, y_p, z_p のロール角 α 、ピッチ角 β およびヨー角 γ で表す。なお、姿勢角はロール、ピッチ、ヨーの順で与え、基準となる初期姿勢での出力点PのX, Y座標を零とする。各軸に沿う単位ベクトルを i, j, k として、各軸まわりの回転行列を $E^{i\alpha}, E^{j\beta}, E^{k\gamma}$ と定義する。ここでX, Y軸変位については上部機構の従属変位であり、下部機構の補正変位とすることから添え字 u を付け区別する。

各軸まわりの変換行列Dは次式のようになる。

$$D = E^{i\alpha} E^{j\beta} E^{k\gamma_u}$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \gamma_u & -\sin \gamma_u & 0 \\ \sin \gamma_u & \cos \gamma_u & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \beta \cos \gamma_u & -\cos \beta \sin \gamma_u & \sin \beta \\ \cos \alpha \sin \gamma_u + \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma_u & \cos \alpha \cos \gamma_u - \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u & -\sin \alpha \cos \beta \\ \sin \alpha \sin \gamma_u - \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma_u & \sin \alpha \cos \gamma_u + \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma_u & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

座標系P- x_p, y_p, z_p における出力対偶点の座標は、原点Pを中心として出力節半径を半径とする円上に120度等間隔に配置することから、

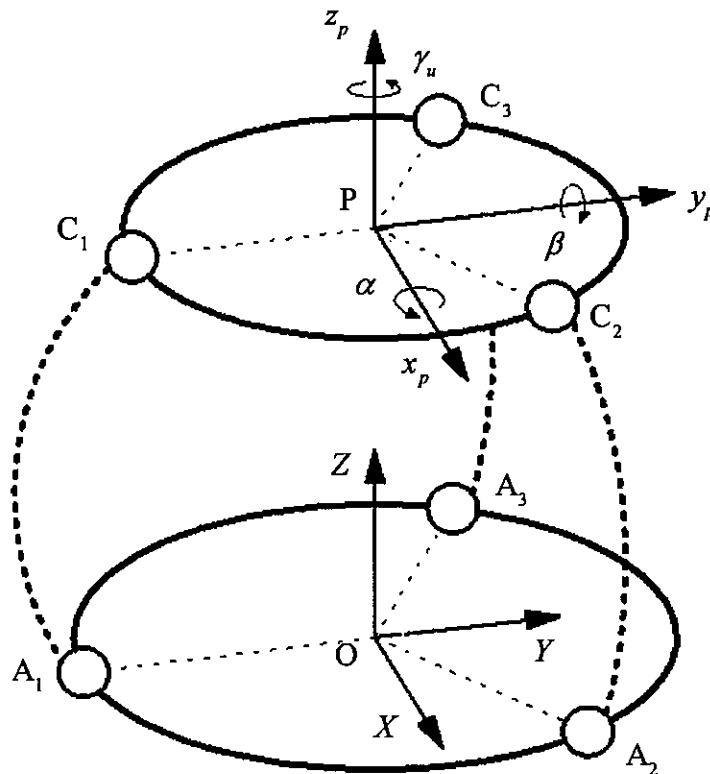


図3.3 位置・姿勢の定義

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = R_{out} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

と表せる。よって、回転変換後の各出力対偶点座標は次式(3.16)(3.17)(3.18)となる。

$$\begin{bmatrix} d_x^1 \\ d_y^1 \\ d_z^1 \end{bmatrix} = D \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ 0 \end{bmatrix} = R_{out} \begin{bmatrix} \cos \beta \sin \gamma_u \\ -\cos \alpha \cos \gamma_u + \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \\ -\sin \alpha \cos \gamma_u - \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^2 \\ d_y^2 \\ d_z^2 \end{bmatrix} = D \begin{bmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3} \cos \beta \cos \gamma_u - \cos \alpha \sin \gamma_u \\ \sqrt{3}(\cos \beta \sin \gamma_u + \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma_u) + \cos \alpha \cos \gamma_u - \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \\ \sqrt{3}(\cos \beta \sin \gamma_u - \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma_u) + \sin \alpha \cos \gamma_u + \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^3 \\ d_y^3 \\ d_z^3 \end{bmatrix} = D \begin{bmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3} \cos \beta \cos \gamma_u - \cos \beta \sin \gamma_u \\ -\sqrt{3}(\cos \beta \sin \gamma_u + \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma_u) + \cos \alpha \cos \gamma_u - \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \\ -\sqrt{3}(\sin \beta \sin \gamma_u - \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma_u) + \sin \alpha \cos \gamma_u - \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma_u \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

出力対偶点では、各連鎖を構成する対偶点が各平面に拘束されることより従属変位が生じる。式(3.16)(3.17)(3.18)で示される各出力対偶点は X_u, Y_u だけ並進し、それぞれ $(d_x^1 + X_u, d_y^1 + Y_u)$, $(d_x^2 + X_u, d_y^2 + Y_u)$, $(d_x^3 + X_u, d_y^3 + Y_u)$ となる。これらの移動後の各出力対偶点も各連鎖平面に拘束されることから各連鎖平面の拘束条件より次の関係が成り立つ。

$$\begin{cases} X_u = -d_x^1 \\ d_y^2 + Y_u = \frac{1}{\sqrt{3}}(d_x^2 + X_u) \\ d_y^3 + Y_u = -\frac{1}{\sqrt{3}}(d_x^3 + X_u) \end{cases} \quad (3.19)$$

式(3.19)の第1式より、従属変位 X_u は次式のように求まる。

$$X_u = -d_x^1 = -R_{out} \cos \beta \sin \gamma_u \quad (3.20)$$

式(3.19)の第2式および第3式を連立することにより X_u を消去すると従属変位 Y_u は出力対偶点座標により次式のように求まる。

$$Y_u = \frac{R_{out}}{2} (\cos \beta \cos \gamma_u - \cos \alpha \cos \gamma_u + \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u) \quad (3.21)$$

式(3.19)において X_u , Y_u を消去すれば, 3つの出力対偶点の関係は,

$$d_Y^2 - d_Y^3 = \frac{1}{\sqrt{3}} (d_X^2 + d_X^3 - 2d_X^1) \quad (3.22)$$

で表される. 式(3.22)に式(3.16)(3.17)(3.18)の座標値を代入すると,

$$\sqrt{3}R_{OUT} \cos \beta \sin \gamma_u = \frac{1}{\sqrt{3}} 3R_{U,OUT} (\sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u - \cos \alpha \cos \gamma_u)$$

$$\cos \beta \sin \gamma_u = \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma_u - \cos \alpha \cos \gamma_u \quad (3.23)$$

となる. 式(3.23)を従属角変位 γ_u について解くと次式を得る.

$$\gamma_u = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \alpha \sin \beta}{\cos \alpha + \cos \beta} \right) \quad (3.24)$$

以上で, 出力点の位置・姿勢から出力節対偶点の座標を解析的に解くことが可能である. よって, 逆運動学の解が得られたことになる.

3.3 順運動学

平行メカニズムの順運動学解析では、与えられた能動連鎖の長さからベース側および出力節側ジョイントの変位を求める。そのためには、能動連鎖の姿勢、すなわち受動関節角を決定する必要がある。しかし、受動関節角は機械的には決定されず、非線形な方程式を解く必要がある。また、解も複数存在することから、順運動学を解析的に解くことは非常に困難である。そこで、本研究ではニュートン・ラプソン法を用いた数値解析により順運動学解を求める。

本研究では図3.4に示す平行メカニズムを用いている。平行メカニズムの順運動学とは先に述べたように、各軸の変位量から出力点座標を求めることである。ここで、出力点Pの座標は出力節対偶点 C_1, C_2, C_3 の座標を求めることで得ることができる。そこで、以下では各軸の腕の長さから出力節対偶点座標を得るまでの過程を示す。

P_1, P_2, P_3 軸の腕の長さをそれぞれ L_1, L_2, L_3 とする。また、 P_1, P_2, P_3 の受動関節角を j_1, j_2, j_3 とすると、座標系 $P-x_p y_p z_p$ における出力対偶点座標は次式となる。

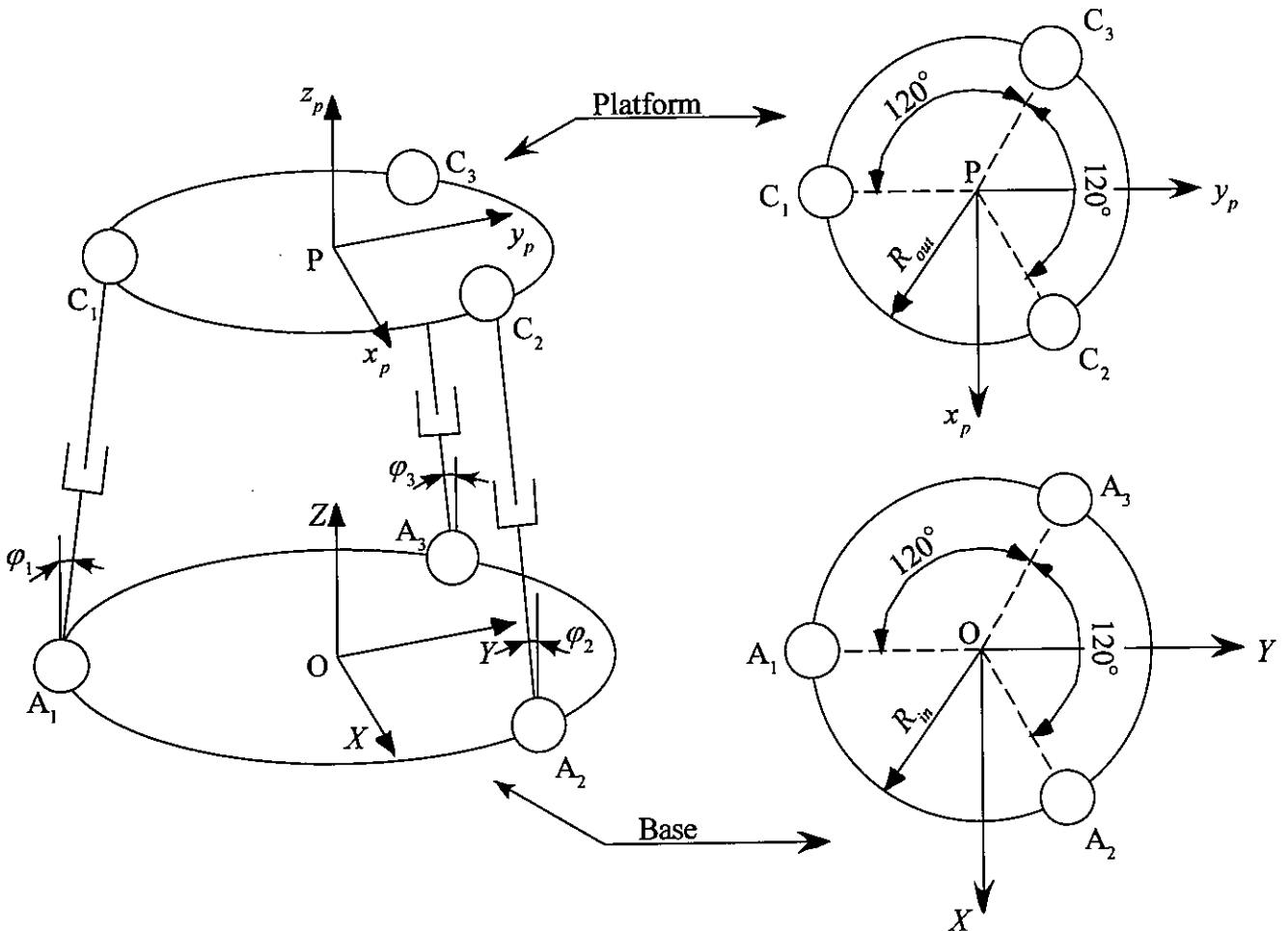


図 3.4 平行メカニズムの機構形式

$$\begin{bmatrix} d_x^1 \\ d_y^1 \\ d_z^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 \sin \varphi_1 - R_m \\ L_1 \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^2 \\ d_y^2 \\ d_z^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (R_m - L_2 \sin \varphi_2) \cos 30^\circ \\ (R_m - L_2 \sin \varphi_2) \sin 30^\circ \\ L_2 \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^3 \\ d_y^3 \\ d_z^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(R_m - L_3 \sin \varphi_3) \cos 30^\circ \\ (R_m - L_3 \sin \varphi_3) \sin 30^\circ \\ L_3 \cos \varphi_3 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

よって、線分 C_1C_2 , C_2C_3 , C_3C_1 の長さは

$$\begin{aligned} C_1C_2 &= \sqrt{(d_x^1 - d_x^2)^2 + (d_y^1 - d_y^2)^2 + (d_z^1 - d_z^2)^2} \\ &= \left\{ \frac{3}{4} (L_2 \sin \varphi_2 - R_m)^2 + (L_1 \sin \varphi_1 + \frac{1}{2} L_2 \sin \varphi_2 - \frac{3}{2} R_m)^2 + (L_1 \cos \varphi_1 - L_2 \cos \varphi_2)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} C_2C_3 &= \sqrt{(d_x^2 - d_x^3)^2 + (d_y^2 - d_y^3)^2 + (d_z^2 - d_z^3)^2} \\ &= \left\{ \frac{3}{4} (L_2 \sin \varphi_2 + L_3 \sin \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} (-L_2 \sin \varphi_2 + L_3 \sin \varphi_3)^2 + (L_2 \cos \varphi_2 - L_3 \cos \varphi_3)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} C_3C_1 &= \sqrt{(d_x^3 - d_x^1)^2 + (d_y^3 - d_y^1)^2 + (d_z^3 - d_z^1)^2} \\ &= \left\{ \frac{3}{4} (L_3 \sin \varphi_3 - R_m)^2 + (\frac{1}{2} L_3 \sin \varphi_3 + L_3 \sin \varphi_3 - \frac{3}{2} R_m)^2 + (L_3 \cos \varphi_3 - L_1 \cos \varphi_1)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (3.30)$$

となる. $\triangle C_1C_2C_3$ は辺の長さが $\sqrt{3}R_{out}$ の正三角形である. したがって, $C_1C_2=C_2C_3=C_3C_1=\sqrt{3}R_{out}$ となる j_1, j_2, j_3 を求めれば対偶点座標が得られる. ここで, 3変数のテイラー展開を考える. $f=f(x,y,z)$ とすると,

$$f(x,y,z) = f(x_0,y_0,z_0) + \left[\frac{\partial f(x_0,y_0,z_0)}{\partial x} \quad \frac{\partial f(x_0,y_0,z_0)}{\partial y} \quad \frac{\partial f(x_0,y_0,z_0)}{\partial z} \right] \begin{bmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

である. ここで,

$$f(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = \begin{bmatrix} C_1 C_2 \\ C_2 C_3 \\ C_3 C_1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

としてテイラー展開すると次式となる。

$$\begin{bmatrix} \sqrt{3}R_{out} \\ \sqrt{3}R_{out} \\ \sqrt{3}R_{out} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 C_2 \\ C_2 C_3 \\ C_3 C_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial C_1 C_2}{\partial \varphi_1} & \frac{\partial C_1 C_2}{\partial \varphi_2} & 0 \\ 0 & \frac{\partial C_2 C_3}{\partial \varphi_2} & \frac{\partial C_2 C_3}{\partial \varphi_3} \\ \frac{\partial C_3 C_1}{\partial \varphi_1} & 0 & \frac{\partial C_3 C_1}{\partial \varphi_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\varphi_1 \\ d\varphi_2 \\ d\varphi_3 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

この式は、以下のことを表している。例えば、式(3.33)のマトリックスの第1成分にだけ注目したとする。この場合は、図3.5に示すように j_1, j_2 に適当な値を代入したとき、 $C_1 C_2 = \sqrt{3}R_{out}$ となる j_1, j_2 と代入した j_1, j_2 の差が dj_1, dj_2 であることを表している。そこで、式(3.33)を dj_1, dj_2, dj_3 について解くと式(3.34)となる。

$$\begin{bmatrix} d\varphi_1 \\ d\varphi_2 \\ d\varphi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial C_1 C_2}{\partial \varphi_1} & \frac{\partial C_1 C_2}{\partial \varphi_2} & 0 \\ 0 & \frac{\partial C_2 C_3}{\partial \varphi_2} & \frac{\partial C_2 C_3}{\partial \varphi_3} \\ \frac{\partial C_3 C_1}{\partial \varphi_1} & 0 & \frac{\partial C_3 C_1}{\partial \varphi_3} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \sqrt{3}R_{out} - C_1 C_2 \\ \sqrt{3}R_{out} - C_2 C_3 \\ \sqrt{3}R_{out} - C_3 C_1 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

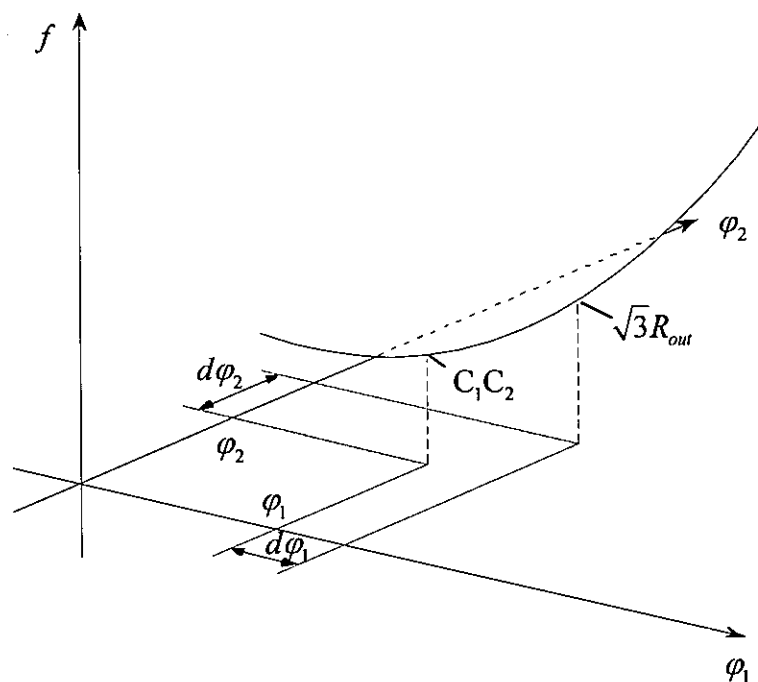


図 3.5 j の導出過程

ただし、式(3.31)のテイラー展開は1次の近似式であり、2次以降の項を切捨てているため、実際には各辺の長さ C_1C_2 、 C_2C_3 、 C_3C_1 は $\sqrt{3}R_{out}$ と一致しない。そこでまず、式(3.34)の j_1 、 j_2 、 j_3 に式(3.36)で表される初期値を代入し、 dj_1 、 dj_2 、 dj_3 を求める。

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{R_{in} - R_{out}}{Z_{def}} \right) \quad (3.35)$$

ただし、 Z_{def} は初期状態における出力節の高さである。ここで、 $j_1 = j_1 + dj_1$ 、 $j_2 = j_2 + dj_2$ とし、各辺の長さ C_1C_2 、 C_2C_3 、 C_3C_1 を算出する。得られた値が式(3.37)の判定条件を満たすまで繰り返し計算する。

$$|C_1C_2 - \sqrt{3}R_{out}| + |C_2C_3 - R_{out}| + |C_3C_1 - R_{out}| < \varepsilon (=10^{-10}) \quad (3.36)$$

以上で、各軸の変位から条件を満たす受動関節角を求めることができた。ここで得られた値を式(3.25)、(3.26)、(3.27)に代入すれば、各出力節対偶点座標が求まる。これでパラレルメカニズムの順運動学の解が得られた。

3.4 結言

第2章で提案した5自由度機構について逆運動学および順運動学解法を示した。逆運動学については姿勢表現によりいくつかの解法があるが、本章では設計時の評価法や誤差解析に用いた θ_1 、 θ_2 による表現を用いた場合と、機構の制御に用いたロール・ピッチ・ヨー角による表現を用いた場合の2通りについて示した。

第4章 経路誤差解析

4.1 緒言

本研究では、機構制御に制御点を指定するCP(Continuous Path)制御を用いる。各制御点の指定は各点の工具先端の位置・姿勢を入力することで行う。現在、一般に普及している3軸マシニングセンタでは3軸の直動機構がすべて直交関係であり、工具の姿勢は一定である。したがって、入出力関係は一定となり、経路誤差は各モータの最小分解能に依存する。ここで、経路誤差とは実際の経路と理想経路の差ことである。しかし、パラレルメカニズムにおける入出力関係は非線形であり、姿勢によって複雑に変化する。その結果、各モータの最小分解能による誤差に加え機構特有の経路誤差が生じる。そのため、入出力関係の変化を考慮した加工経路の生成は有効な手段と考えられる。また、従来の制御方法では、経路誤差を低減するため経路上の制御点を細かく指定するためデータ生成に時間を要すると考えられる。そこで、本章ではヤコビ行列を用いて機構の入出力比の簡便な解析法を示し、それに基づく加工経路生成について述べる。

4.2 ヤコビ行列の導出

本研究で用いるパラレルメカニズムのヤコビ行列の導出法を以下に示す。本研究で用いる空間パラレルメカニズムは、支持節並進駆動部の長さ L_1 , L_2 , L_3 の3つの入力に対し、出力は出力点の位置・姿勢を表す Z , θ_1 , θ_2 の3つである。よって、ヤコビ行列の成分は入力変位 L_1 , L_2 , L_3 の出力変位 Z , θ_1 , θ_2 に関する偏微分となる。ヤコビ行列を J とすれば、以上の関係は式(4.1)で表される。

$$\begin{bmatrix} \Delta Z \\ \Delta \theta_1 \\ \Delta \theta_2 \end{bmatrix} = J^T \begin{bmatrix} \Delta L_1 \\ \Delta L_2 \\ \Delta L_3 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

ただし、

$$J^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial Z}{\partial L_1} & \frac{\partial Z}{\partial L_2} & \frac{\partial Z}{\partial L_3} \\ \frac{\partial \theta_1}{\partial L_1} & \frac{\partial \theta_1}{\partial L_2} & \frac{\partial \theta_1}{\partial L_3} \\ \frac{\partial \theta_2}{\partial L_1} & \frac{\partial \theta_2}{\partial L_2} & \frac{\partial \theta_2}{\partial L_3} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

ヤコビ行列の各成分を求めるには、 Z , θ_1 , θ_2 を L_1 , L_2 , L_3 の関数で表し、それぞれの偏微分を求める必要がある。それには、パラレルメカニズムの順運動学を解かねばならない。しかし、先に述べたとおりパラレルメカニズムの順運動学は解析的には解くことができず、その解法は数値計算によらねばならない。そこで本研究では、ヤコビ行列を

逆関数の定理を用いて導出する。逆関数の定理とは次のような定理である。

C^1 級の関数 $y_1=f_1(x_1, x_2, x_3)$, $y_2=f_2(x_1, x_2, x_3)$, $y_3=f_3(x_1, x_2, x_3)$ において、ヤコビアンが0でないとき逆関数 $x_1=g_1(y_1, y_2, y_3)$, $x_2=g_2(y_1, y_2, y_3)$, $x_3=g_3(y_1, y_2, y_3)$ が存在し、その偏導関数は次式となる。

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial g_1}{\partial y_1} & \frac{\partial g_1}{\partial y_2} & \frac{\partial g_1}{\partial y_3} \\ \frac{\partial g_2}{\partial y_1} & \frac{\partial g_2}{\partial y_2} & \frac{\partial g_2}{\partial y_3} \\ \frac{\partial g_3}{\partial y_1} & \frac{\partial g_3}{\partial y_2} & \frac{\partial g_3}{\partial y_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{bmatrix}^{-1} \quad (4.3)$$

以上の定理より、逆関数である $L_1=L_1(Z, \theta_1, \theta_2)$, $L_2=L_2(Z, \theta_1, \theta_2)$, $L_3=L_3(Z, \theta_1, \theta_2)$ を逆運動学により求め、その偏導関数で作られる行列の逆行列をとることで、ヤコビ行列が得られる。

静止節対偶点座標は原点Oを中心として静止節半径を半径とする円上に 120° 毎に等間隔に配置することから、

$$\begin{bmatrix} X_{O1} \\ Y_{O1} \\ Z_{O1} \end{bmatrix} = R_{in} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} X_{O2} \\ Y_{O2} \\ Z_{O2} \end{bmatrix} = \frac{R_{in}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} X_{O3} \\ Y_{O3} \\ Z_{O3} \end{bmatrix} = \frac{R_{in}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

である。また、出力節対偶点座標は逆運動学から次式となる。

$$\begin{bmatrix} d_x^1 \\ d_y^1 \\ d_z^1 \end{bmatrix} = -R_{out} \begin{bmatrix} C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ C_1 S_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_u \\ Y_u \\ Z \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^2 \\ d_y^2 \\ d_z^2 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} \sqrt{3}(C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2) + C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ \sqrt{3}(C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) + S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ -\sqrt{3} S_1 S_2 + C_1 S_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_u \\ Y_u \\ Z \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$\begin{bmatrix} d_x^3 \\ d_y^3 \\ d_z^3 \end{bmatrix} = \frac{R_{out}}{2} \begin{bmatrix} -\sqrt{3}(C_1^2 + C_2 - C_1^2 C_2) + C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2 \\ -\sqrt{3}(C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) + S_1^2 + C_2 - S_1^2 C_2 \\ \sqrt{3} S_1 S_2 + C_1 S_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_u \\ Y_u \\ Z \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

ただし、従属変位 X_u , Y_u は次式で表される。

$$X_u = R_{out} (C_1 S_1 - C_1 S_1 C_2) \quad (4.8)$$

$$Y_u = \frac{1}{2} R_{out} (1 - C_2) \cos 2\theta_1 \quad (4.9)$$

ここで、 Z は絶対座標系 $O-XYZ$ における出力点 P の Z 座標である。以上より、支持節駆動部の長さ L_1 , L_2 , L_3 は次式で与えられる。

$$L_1 = \sqrt{(d_x^1 - X_{O1})^2 + (d_y^1 - Y_{O1})^2 + (d_z^1 - Z_{O1})^2} \quad (4.10)$$

$$L_2 = \sqrt{(d_x^2 - X_{O2})^2 + (d_y^2 - Y_{O2})^2 + (d_z^2 - Z_{O2})^2} \quad (4.11)$$

$$L_3 = \sqrt{(d_x^3 - X_{O3})^2 + (d_y^3 - Y_{O3})^2 + (d_z^3 - Z_{O3})^2} \quad (4.12)$$

式(4.10), (4.11), (4.12)をそれぞれ Z , θ_1 , θ_2 で偏微分し、得られた偏導関数を式(4.3)に用いるとヤコビ行列は次式となる。

$$J^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial L_1}{\partial Z} & \frac{\partial L_1}{\partial \theta_1} & \frac{\partial L_1}{\partial \theta_2} \\ \frac{\partial L_2}{\partial Z} & \frac{\partial L_2}{\partial \theta_1} & \frac{\partial L_2}{\partial \theta_2} \\ \frac{\partial L_3}{\partial Z} & \frac{\partial L_3}{\partial \theta_1} & \frac{\partial L_3}{\partial \theta_2} \end{bmatrix}^{-1} \quad (4.13)$$

以上で逆関数の定理より、ヤコビ行列が導かれた。

4.3 入出力関係

緒言で述べたように、現在NC工作機械として広く使用されている3軸のマシニングセンタは、出力点各軸変位は1つのアクチュエータにより与えられるため、入出力関係は常に一定である。それに対し、パラレルメカニズムでは複数のアクチュエータによって出力部の変位が与えられるため、姿勢によって入出力関係が複雑に変化する。そのため、機構の姿勢に対する入出力比の変化を把握する必要がある。そこで、ヤコビ行列を用いた入出力関係の簡便な解析法を以下に示す。

ここでは、入出力関係として微小な入力変位 ΔL_1 , ΔL_2 , ΔL_3 と出力点の Z 方向の微小変位 ΔZ の関係について示す。ヤコビ行列を J , 各支持節駆動部の変位を L とすると次式で表される。

$$\Delta Z = J^T L \quad (4.14)$$

ただし、

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Z}{\partial L_1} \\ \frac{\partial Z}{\partial L_2} \\ \frac{\partial Z}{\partial L_3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{L} = \begin{bmatrix} \Delta L_1 \\ \Delta L_2 \\ \Delta L_3 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

とする。式(4.15)を両辺自乗すると次式を得る。

$$\Delta Z^2 = \mathbf{L}^T \mathbf{J} \mathbf{J}^T \mathbf{L} \quad (4.16)$$

$\mathbf{J} \mathbf{J}^T$ は 3×3 の実対称行列となる。 $\mathbf{J} \mathbf{J}^T$ の固有値を $\lambda_i (i=1\sim 3)$, 対応する固有ベクトルを $\mathbf{p}_i (i=1\sim 3)$ として, 以下のような行列を定義する。

$$\boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P} = (\mathbf{p}_1 \quad \mathbf{p}_2 \quad \mathbf{p}_3) \quad (4.17)$$

$\mathbf{J} \mathbf{J}^T$ を行列 \mathbf{P} により対角化すると式(4.18)となる。

$$\mathbf{P}^T \mathbf{J} \mathbf{J}^T \mathbf{P} = \boldsymbol{\lambda} \quad (4.18)$$

\mathbf{P} は直交行列であるから, 式(4.18)は次式のように変形できる。

$$\mathbf{J} \mathbf{J}^T = \mathbf{P} \boldsymbol{\lambda} \mathbf{P}^T \quad (4.19)$$

これを式(4.16)に代入して,

$$\Delta Z^2 = (\mathbf{P}^T \mathbf{L})^T \boldsymbol{\lambda} \mathbf{P}^T \mathbf{L}$$

上式でベクトル $\mathbf{P}^T \mathbf{L}$ を $\hat{\mathbf{L}} = (\hat{L}_1 \quad \hat{L}_2 \quad \hat{L}_3)^T$ とすると式(4.19)は次式となる。

$$\Delta Z^2 = \lambda_1 \hat{L}_1^2 + \lambda_2 \hat{L}_2^2 + \lambda_3 \hat{L}_3^2 \quad (4.20)$$

ここで,

$$\min[\lambda_i] (\hat{L}_1^2 + \hat{L}_2^2 + \hat{L}_3^2) \leq \lambda_1 \hat{L}_1^2 + \lambda_2 \hat{L}_2^2 + \lambda_3 \hat{L}_3^2 \leq \max[\lambda_i] (\hat{L}_1^2 + \hat{L}_2^2 + \hat{L}_3^2) \quad (4.21)$$

であるから単位入力を $\hat{L}_1^2 + \hat{L}_2^2 + \hat{L}_3^2 = 1$ として与えると, ΔZ^2 の最大値は次式で求まる。

$$\max[\Delta Z^2] = \max[\lambda_i] \quad (4.22)$$

すなわち, 各姿勢における $\mathbf{J} \mathbf{J}^T$ の固有値より機構の入出力比が得られる。

本研究における固有値導出にはヤコビ法を用いている。ヤコビ法とは, 対角化する直

交行列をさがし、その直交行列から固有値を求める手法で、2次元の回転に相当する相似変換を対角行列になるまで繰り返し行い収束計算する。以下にヤコビ法の詳細を示す。

$A=(a_{ij})$ を n 次実対称行列とし、回転行列 $T_{pq}=(t_{ij})$ を次のように定義する。

$$T_{pq} = \begin{bmatrix} 1 & & & & & \\ & \ddots & & & & \\ & & 1 & & & \\ & & & \cos \theta & & \sin \theta & \\ & & & & 1 & & \\ & & & & & \ddots & \\ & & & & & & 1 & \\ & & & & & & & \ddots & \\ & & & & & & & & 1 & \\ & & & & & & & & & \ddots & \\ & & & & & & & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

すなわち、 $t_{pp}=t_{qq}=\cos\theta$, $t_{pq}=-t_{qp}=\sin\theta$ で他の成分は n 次単位行列と等しい。 T_{pq} は直交行列であるので、

$$B = T_{pq}^{-1} A T_{pq} = T_{pq}^t A T_{pq} = (b_{ij}) \quad (4.24)$$

とおけば、 B は対称行列である。また、各成分間において次式が成立する。

$$\begin{cases} b_{ij} = a_{ij} & (i, j \neq p, q) \\ b_{pk} = a_{pk} \cos \theta - a_{qk} \sin \theta & (k \neq p, q) \\ b_{qk} = a_{pk} \sin \theta + a_{qk} \cos \theta & (k \neq p, q) \\ b_{pp} = a_{pp} \cos^2 \theta + a_{qq} \sin^2 \theta - 2a_{pq} \sin \theta \cos \theta \\ b_{qq} = a_{pp} \sin^2 \theta + a_{qq} \cos^2 \theta + 2a_{pq} \sin \theta \cos \theta \\ b_{pq} = (a_{pp} - a_{qq}) \sin \theta \cos \theta + a_{pq} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \end{cases} \quad (4.25)$$

式(4.25)の第 4,5,6 式より、

$$b_{pp}^2 + b_{qq}^2 + 2b_{pq}^2 = a_{pp}^2 + a_{qq}^2 + 2a_{pq}^2 \quad (4.26)$$

を得る。行列 B の非対角成分を 0 に近づけるため、回転角 θ を

$$\begin{cases} \theta = 4\pi \\ \tan 2\theta = \frac{2a_{pq}}{a_{qq} - a_{pp}} \end{cases} \quad (4.27)$$

を満たすように選べば、式(4.25)の第6式より $b_{pq} = 0$ となる。このとき、式(4.26)は

$$b_{pp}^2 + b_{qq}^2 = a_{pp}^2 + a_{qq}^2 + 2a_{pq}^2 \quad (4.28)$$

となる。したがって、式(4.28)および式(4.25)の第1式より

$$\begin{aligned} \sum_{i \neq j} b_{ij}^2 &= \sum_{i,j=1}^n b_{ij}^2 - \left(b_{pp}^2 + b_{qq}^2 + \sum_{i=p,q} b_{ij}^2 \right) \\ &= \sum_{i,j=1}^n a_{ij}^2 - \left(a_{pp}^2 + a_{qq}^2 + 2a_{pq}^2 + \sum_{i=p,q} a_{ij}^2 \right) \\ &= \sum_{i \neq j} a_{ij}^2 - 2a_{pq}^2 \end{aligned} \quad (4.29)$$

となる。これより B の非対角要素の2乗和は A のそれより $2a_{pq}^2$ だけ減少したことがわかる。また、行列 B を対角行列に近づけるには、非対角成分のうち絶対値の最大値の成分を0にすればよいことがわかる。そこで、

$$|a_{pq}| = \max_{i < j} |a_{ij}| \quad (4.30)$$

とおけば、式(4.29)より

$$\sum_{i \neq j} b_{ij}^2 \leq \left(1 - \frac{2}{n(n-1)} \right) \sum_{i \neq j} a_{ij}^2 \quad (4.31)$$

を得る。この操作を繰り返せば、 $(1 - 2/n(n-1)) < 1$ より、非対角成分の2乗和が0に近づく。したがって、すべての非対角成分が0に近づき、求める対角行列となる。以上より、固有値は次のように導出される。

$A = A_0 = (a_{ij})$ を与えられた n 次実対称行列とする。非対角要素のうち絶対値最大な要素 a_{pq} に対して、式(4.27)により回転角 θ を求め、式(4.23)より回転行列 T_1 を定めて、

$$A_1 = T_1' A T_1 \quad (4.32)$$

とおく。ただし、回転行列を求めるとき、 $\sin \theta$, $\cos \theta$ の値がわかればよく、 θ の値を求める必要はない。そこで、 $\theta \neq 4/\theta$ とき、 $t = \tan 2\theta$ とおけば $\cos 2\theta = 1/\sqrt{1+t^2}$ であるから、

$$\cos \theta = \sqrt{\frac{\sqrt{1+t^2} + 1}{2\sqrt{1+t^2}}}, \quad \sin \theta = (\operatorname{sgn} t) \sqrt{\frac{\sqrt{1+t^2} - 1}{2\sqrt{1+t^2}}} \quad (4.33)$$

とする。ここで、 sgnt は符号関数であり $\text{sgnt}=(t>0)1$, $\text{sgnt}=-1(t<0)$ で定義される。 A_1 に対しても同様な操作を行い、回転行列 T_2 を定めて

$$A_2 = T_2' A_1 T_2 = (T_1 T_2)' A (T_1 T_2) \tag{4.34}$$

とおく。以下この操作を続けて回転行列 $T_k(k=3,4,\dots)$ を定めて

$$A_k = T_k' A_{k-1} T_k = (T_1 \cdots T_k)' A (T_1 \cdots T_k) \tag{4.35}$$

とおく。このとき、 $\lim_{k \rightarrow \infty} A_k$ は対角行列 D に収束する。 A_k の非対角要素の絶対値が十分小さくなるまで繰り返し、このときの D の対角要素を A の固有値とし、直交行列 T_k の積 $\prod_{k=1} T_k$ の各列を固有ベクトルとする。

式(4.22)より求めた各姿勢における機構の入出力関係を示す ΔZ^2 の値を図4.1に示す。本研究では、まず機構の出力点に関する入出力関係に注目する。図4.1は出力点の Z 座標を初期状態の 393mm に保ち、 θ_1 を 0度～180度、 θ_2 を -30度～+30度まで変化させた場合である。グラフ中の色が濃い部分ほど ΔZ^2 の値が大きいことを示す。同図より θ_2 が 0度付近で入出力比は小さく、出力節の傾きが大きくなると入出力比も大きくなることわかる。次に、出力点の Z 座標の変化に対する入出力比を調べるため、出力点の Z 座標を 300mm、500mm に一定にし、先と同様に各姿勢について入出力比を算出する。出力点を $Z=300\text{mm}$ とした結果を図4.2に、 $Z=500\text{mm}$ とした結果を図4.3に示す。両図とも姿勢に対する入出力比は同様な傾向となった。また、図4.1～図4.3の3つの図を比較すると、出力点の Z 座標が低くなるほど入出力比が大きくなることわかる。すなわち、出力節の高さが低くなるほど、あるいは出力節の傾きが大きくなるほど入出力比は大きくなるといえる。

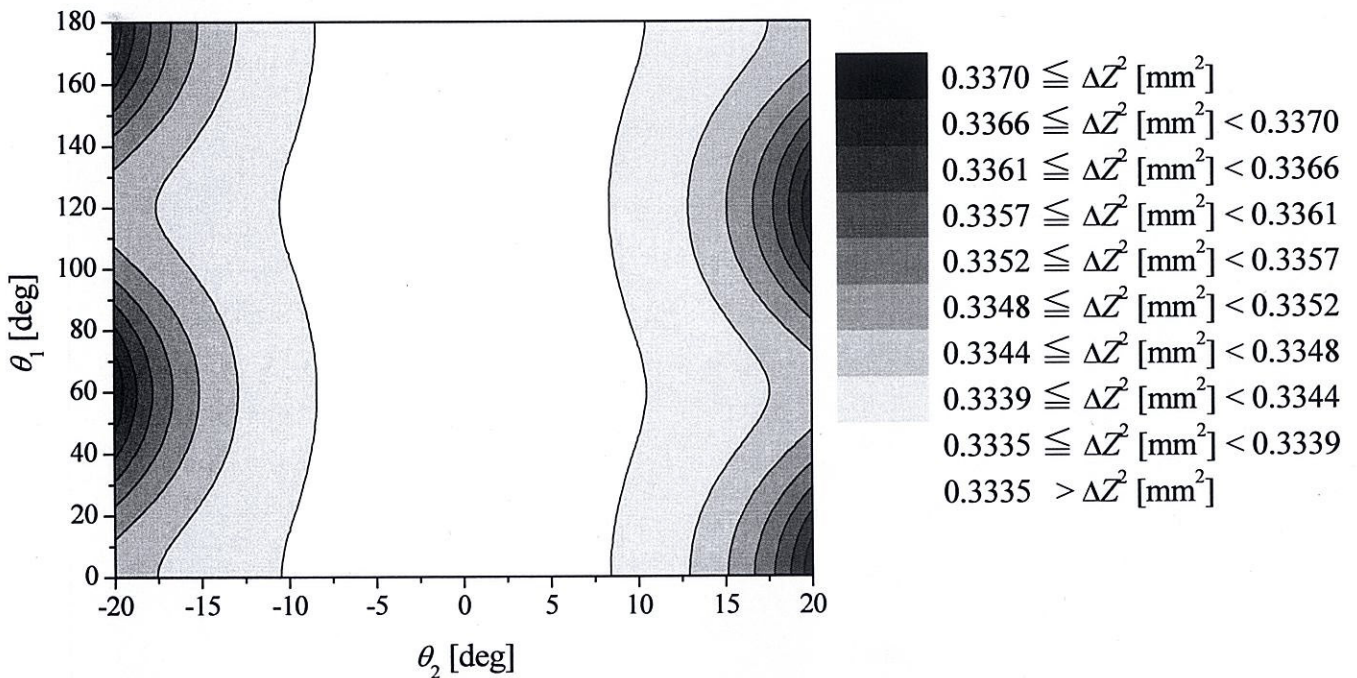


図 4.1 入出力比 ΔZ^2 ($Z=393\text{mm}$)

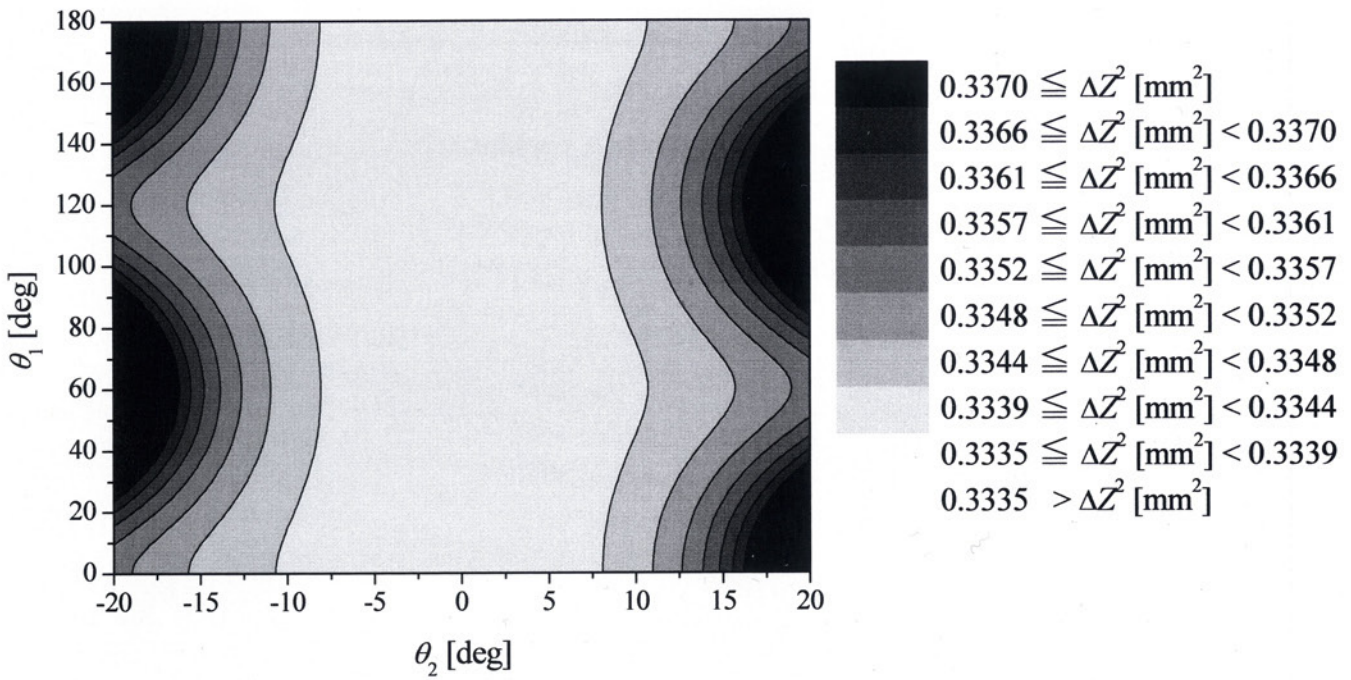


图4.2 入出力比 ΔZ^2 ($Z=300\text{mm}$)

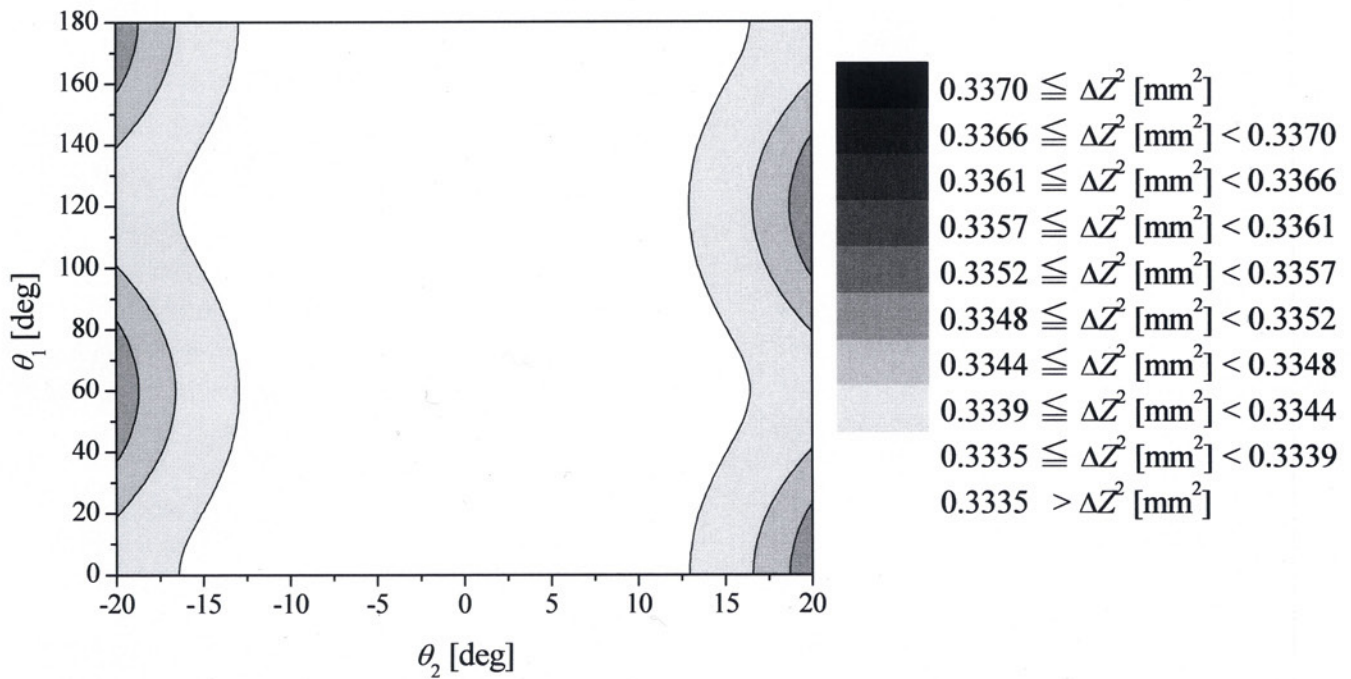


图4.3 入出力比 ΔZ^2 ($Z=500\text{mm}$)

4.4 運動学による誤差シミュレーション

次に、図 4.1 に示した出力点の入出力関係と出力点の経路誤差の相関性を示す。図 4.1 では初期状態の高さ $Z=393\text{mm}$ において、空間3自由度パラレルメカニズムが取り得る全ての姿勢について示している。そこで、入出力関係が経路誤差に影響することを、いくつかの経路を例に取り調べる。例として、出力節が傾く方向を示す変数である θ_1 を固定して θ_2 のみ $-20^\circ \sim +20^\circ$ まで 5° ずつ変化させ、逆運動学解析を行い入力部の並進量を求めた。さらに与えた点と点の間の姿勢を知るために、次の点までの並進量を任意の個数に分割し、第3章で述べた順運動学解法を用いて出力点の経路を算出し、理想的な経路との Z 方向の誤差を調べた。

理想的な経路とは θ_1 により決定される平面内の θ_2 の関数で示された円弧であり、出力点を中心で、工具長が半径となる。一方、実際の経路は任意のステップごとに工具先端の位置姿勢を与える CP 制御を行うため、完全な円弧とはならない。今回は、工具長を零として機構の出力点に関する経路誤差を求めた。

図4.1より $\theta_1=0$ 度となる姿勢では、 θ_2 が $+10$ 度以上になると入出力関係が悪くなり、 $\theta_1=60$ 度となる姿勢の場合では -10 度以下になると入出力関係が悪くなることが分かる。図 4.4 に $\theta_1=0$ 度、 $\theta_2=-20$ 度 $\sim +20$ 度の場合、図 4.5 に $\theta_1=60$ 度、 $\theta_2=-20$ 度 $\sim +20$ 度の場合の Z 方向の経路誤差を示す。

図 4.4, 図 4.5 より、経路誤差の大きさも入出力関係のグラフと同じように $\theta_1=0$ 度の場合は θ_2 が $+10$ 度付近以上、 $\theta_1=60$ 度の場合は θ_2 が -10 度付近以下になると急激に大きくなることが分かる。図 4.4, 図 4.5 において、それぞれ θ_2 が $+10$ 度以下、 -10 度以上では経路誤差が 0.02mm 以下となっているが、 θ_2 が $+10$ 度以上、 -10 度以下になると最大 0.05mm 以上となっている。したがって、機構の入出力関係が悪い姿勢では経路誤差も大きくなると言える。

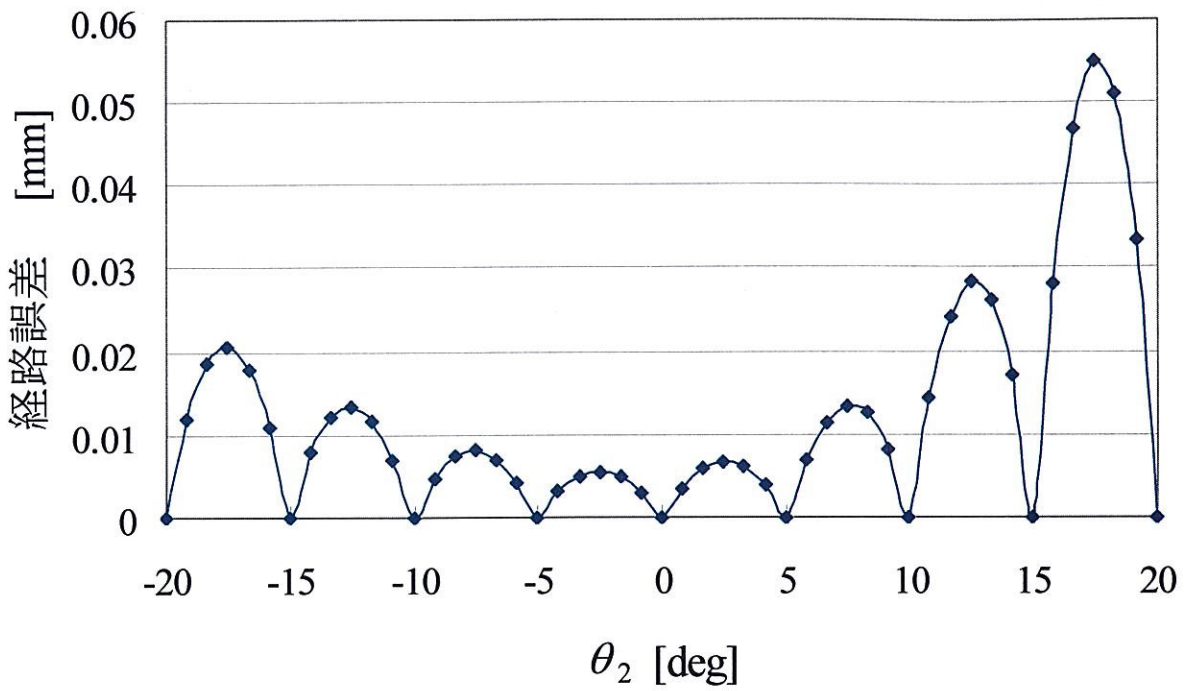


図 4.4 Z 方向経路誤差 ($\theta_1=0$ [deg])

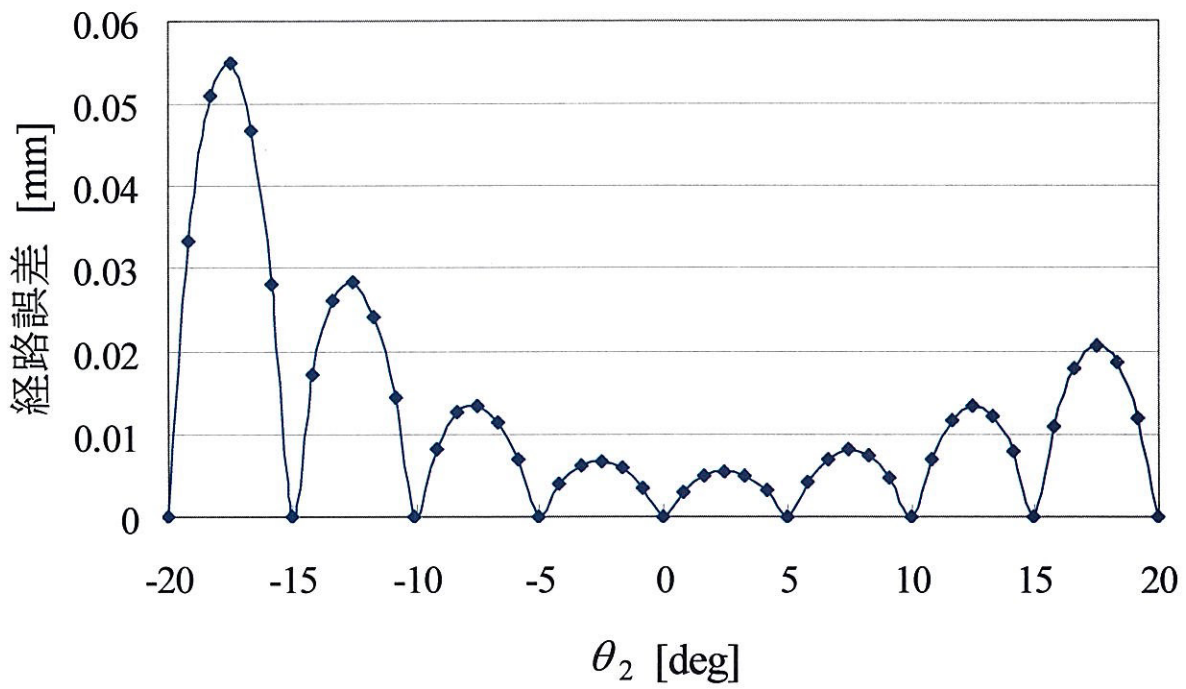


図 4.5 Z 方向経路誤差 ($\theta_1=60$ [deg])

4.5 入出力比を考慮した経路生成

高い位置決め精度が求められる工作機械に本機構を利用するためには、経路誤差が可動範囲内のいかなる姿勢においても一定になることが望ましい。そのためには、経路生成の際に機構の入出力比の変化に応じて、与える制御点の間隔を決定する必要がある。以下にその例を示す。

図4.4では出力点の高さを $Z=393[\text{mm}]$ に保ち、姿勢を $\theta_1=0$ 度、 $\theta_2=-20$ 度 $\sim+20$ 度で θ_2 を5度間隔で変化させたときの Z 方向の経路誤差を示した。このとき、 θ_2 が $+20$ 度側では経路誤差が増大し、最大で 0.05mm 以上の誤差が発生した。ここで、入出力比が大きい $+20$ 度側で制御点の間隔を5度から3.5度、3度とすれば、経路誤差は図4.6となる。図4.4では最大 0.05mm 以上あった経路誤差が図4.6では約 0.02mm 以下に低減できた。このように、入出力比が大きくなる姿勢で制御点の間隔を調整することで経路誤差を一定値内に抑え、全体的に均一な誤差とすることができる。

4.6 結言

空間3自由度パラレルメカニズムのヤコビ行列を逆関数の定理を用いて導出した。パラレルメカニズムの入出力関係をヤコビ行列を用いて示した。また、入出力関係と経路誤差の関係性を示し、得られた入出力比を基に経路生成を行うことで、経路誤差を減少させることができることを示した。

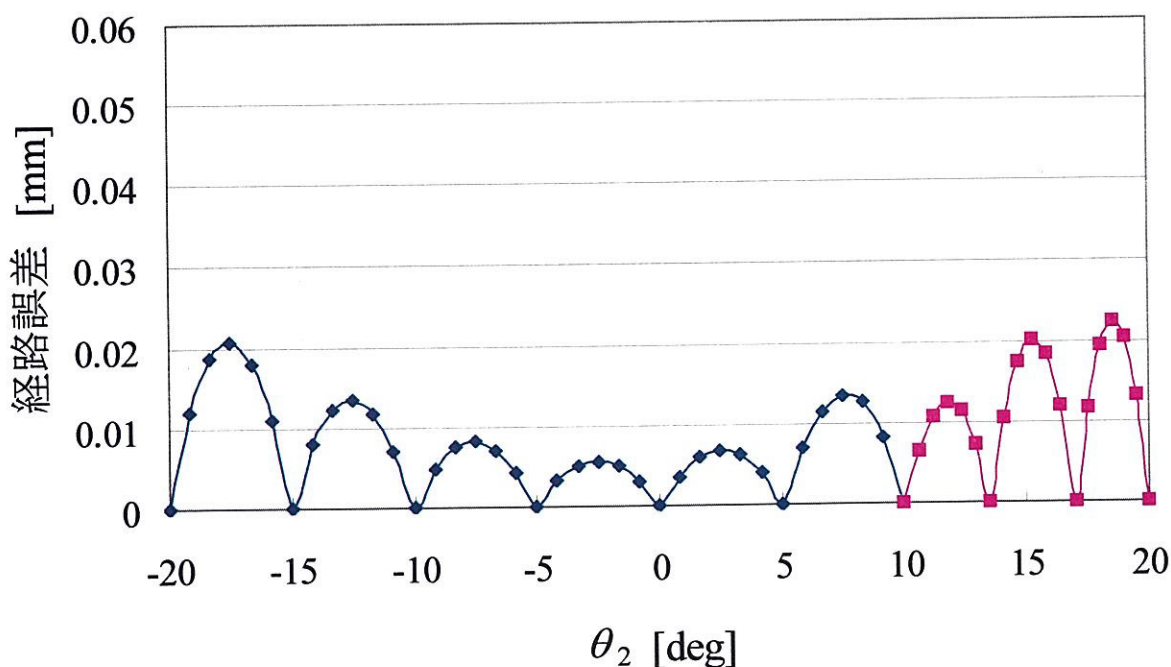


図 4.6 入出力比を考慮した Z 方向経路誤差 ($\theta_1=0[\text{deg}]$)

<MEMO>

第5章 応答曲面法による位置決め誤差推定

5.1 緒言

応答曲面法は、実験計画に基づいた実験データから、最小二乗法を用いて効率良く応答曲面を求め、因子と応答の関係を推定することで、種々の最適化問題に適用するものである。本章では、まず応答曲面法の概要について述べる。次に、応答曲面法を用いた工具先端位置決め誤差の推定方法について述べる。パラレルメカニズムのキャリブレーションに有効であることを示すとともに、工具先端位置決め誤差の分布を知ること、動作範囲の特定に役立つ。

また、同手法の有効性を示すため、シミュレーションを行う。シミュレーションには、運動解析ソフト『RecurDyn』を用いる。同シミュレーションモデルの解説とシミュレーション方法についても触れ、シミュレーション結果により同手法がパラレルメカニズムに有用であることを示す。

5.2 応答曲面法

本研究で提案するパラレルメカニズムの校正には、応答曲面法を用いる。同方法は、製品プロセスの最適化やばらつきの減少などの品質工学分野において、特に米国で実用化されている方法である。

本節では応答曲面法の概要について述べる。また、応答曲面法で用いられる最小二乗法および実験計画についても簡単に述べる。

5.2.1 応答曲面法

応答曲面法は、 n 個の予測因子 x_i から予測される応答 y の関係式を近似した次式のような関数で表される。

$$y = f(x_1, \dots, x_n) + \varepsilon \quad \dots(5.1)$$

ここで、 ε は誤差である。

応答曲面法とは、因子と応答の関係を実験計画に基づいた実験データから最小二乗法を用いて、効率良く応答曲面を求め、種々の最適化問題に適用するものである。同曲面の関数形状に制限はないが、一般的に取り扱いが簡単である多項式や変数変換を行うことで線形化可能な非線形関数が多く用いられる。

5.2.2 最小二乗法

応答曲面法は関数形状に関係なく、応答曲面を求めて最適化に使用する方法である。しかし、線形関数または線形化変換可能な関数は最小二乗法を用いることで、容易にその関数の係数を統計的に推定することが可能となり、応答曲面の統計的評価も可能となる。本節では、最小二乗法を用いた応答曲面の作成手法について述べる。

例えば、応答関数として2変数2次多項式を採用した場合の応答曲面は次式となる。

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_1^2 + \beta_4 x_2^2 + \beta_5 x_1 x_2 \quad \dots(5.2)$$

式(5.2)において、 $x_3 = x_1^2$, $x_4 = x_2^2$, $x_5 = x_1 x_2$ と変数を置換すると非線形関数である2変数2

次多項式は5変数1次式に線形化できる。同様にして、3次多項式、4次多項式などの高次多項式も線形化可能である。

応答関数の係数 β の推定に用いる予測因子の組の総数を n 、線形化変換後の変数の数を k とすると、線形近似関数は次式のように表される。

$$y = X\beta + \varepsilon \quad \cdots(5.3)$$

$$y = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{Bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \cdots & x_{nk} \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{Bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_k \end{Bmatrix} \quad \varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_1 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{Bmatrix}$$

応答曲面法では未知係数ベクトルを求めるために、誤差二乗和を最小化する係数 β の不偏推定量 b が次式で与えられる。

$$b = (X^T X)^{-1} X^T y \quad \cdots(5.4)$$

5.2.3 最適基準

実験計画法とは、実験結果に予想外の因子の影響を避けるための実験計画を選び出す方法であるが、効率の良い近似関数を得るためのより良い実験値を集めるための手法でもある。本節では、実験計画法、特に応答曲面法に用いられる最適基準の概要について示す。

最小二乗法によって式(5.4)から得られる b の分散共分散行列 $V(b)$ は次式で表される。ここで、 σ^2 は応答 y の誤差分散である。

$$V(b) = \sigma^2 (X^T X)^{-1} \quad \cdots(5.5)$$

式(5.5)において、近似関数の各係数の分散を小さくするには、 σ^2 と $(X^T X)^{-1}$ の対角成分を小さくすれば良いことがわかる。 σ^2 は応答 y に起因するが、 $(X^T X)^{-1}$ は実験点の座標だけに起因している。この $(X^T X)^{-1}$ の対角成分を最小化すれば、 y の分散が未知であっても近似関数係数の分散を相対的に最小化することが可能である。つまり、 b は期待値 β に近くなる。実験計画には多くの種類があるが、全てこの $(X^T X)^{-1}$ の対角成分を最小化することを目的としている。

計算機を用いた実験計画法では、あらかじめ多数の設計変数の組合せを用意しておき、その中から最適基準と呼ばれる評価基準を用いて最適な予測因子の組合せを選び出すも

のである。最適基準では、次式で表すモーメント行列を考える。

$$M = X^T X / n \quad \dots(5.6)$$

本研究で採用したD最適基準は、モーメント行列の行列式を最大化する実験計画の最適化基準であり、式(5.7)で表される。

$$\text{Max}|M| \quad \dots(5.7)$$

変数の座標範囲が-1～1に正規化されている場合、D最適性の優劣を表す D_{eff} は式(5.8)で定義される。

$$D_{eff} = \frac{|X^T X|^{1/k}}{n} \quad \dots(5.8)$$

D_{eff} は最大値が1となり、大きいほど良い実験計画となる。

一般に逆行列の各成分にはその行列の行列式の逆数がかけられる。D最適基準は、モーメント行列 M の行列式を最大化することで、 $(X^T X)^{-1}$ 行列の全成分を相対的に最小化している。これによって、D最適基準はモーメント行列の対角成分だけでなく、共分散成分も含んでいる。つまりD最適基準は係数全体の分散を考慮した一般化分散を最小化させているため、より良好な基準であり、選択された点は良好な実験計画である。

5.2.4 近似モデルの適合性および係数の有意性

最小二乗法およびD最適基準によって求められた応答曲面が適切であるかの判定には一般的には決定係数を用いる。決定係数 R^2 は式(5.9)で定義される。

$$R^2 = \frac{SSR}{S_{yy}} = 1 - \frac{SSE}{S_{yy}} \quad \dots(5.9)$$

ここで、SSRは回帰二乗和、SSEは残差平方和、 S_{yy} は平均値まわりの変動であり、それぞれ式(5.10)～式(5.12)で表され、式(5.13)なる関係がある。

$$SSR = b^T X^T y - \frac{\left(\sum_{i=1}^n y_i\right)^2}{n} \quad \dots(5.10)$$

$$SSE = y^T y - b^T X^T y \quad \dots(5.11)$$

$$S_{yy} = y^T y - \frac{\left(\sum_{i=1}^n y_i\right)^2}{n} \quad \dots(5.12)$$

$$S_{yy} = SSR + SSE \quad \dots(5.13)$$

決定係数とは、回帰モデルの適合性を示す指標であり、0～1の値をとる。応答曲面が完全に応答に一致していればSSRと S_{yy} は完全に一致し、決定係数 R^2 は1となる。式(5.13)より、残差があれば必ず決定係数は1より小さくなる。しかし、変数が多くなることで残

差は減少するため、決定係数が1に近いものが必ずしも良い回帰モデルというわけではない。そこで、残差を単位自由度あたりに調整した式(5.14)に示す自由度調整済み決定係数 R_{adj}^2 が一般的に用いられる。自由度調整済み決定係数は不要な変数が追加されたときには低下する。

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SSE/(n-k-1)}{S_{yy}/(n-1)} \quad \dots(5.14)$$

さらに、応答曲面の各係数は、 t 検定を行うことでその有意性判定をすることができる。応答曲面の j 番目の係数 $\beta_j=0$ つまり j 番目の変数が回帰式に寄与していないという仮説をたてる。この仮説の棄却は、 $\beta_j=0$ ではなく、 j 番目の変数が回帰式に寄与していることを意味する。 t 検定に用いる t 値は式(5.15)で表される。

$$t = b_j / SE(b_j) \quad \dots(5.15)$$

ここで、 $SE(b_j)$ は回帰係数 b_j の標準誤差である。

この仮説係数 $\beta_j=0$ は t の絶対値が $t_{\alpha/2, n-k-1}$ より大きい場合に棄却され、回帰式に寄与していると判定される。 $t_{\alpha/2, n-k-1}$ は自由度 $n-k-1$ 、危険率 α の t 値である。

各回帰モデル中の係数の t 値は一般的には回帰モデルに依存して異なるため、棄却された変数を削除したり、別の変数を追加するごとに各変数の t 値は変化する。このため、 t 値は削除や追加によって回帰モデル変更するごとに計算し直す必要がある。最適な回帰モデルを求めるには、変数を増減していく増減法のほかに、変数を増加させる方法や減少させていく方法がある。

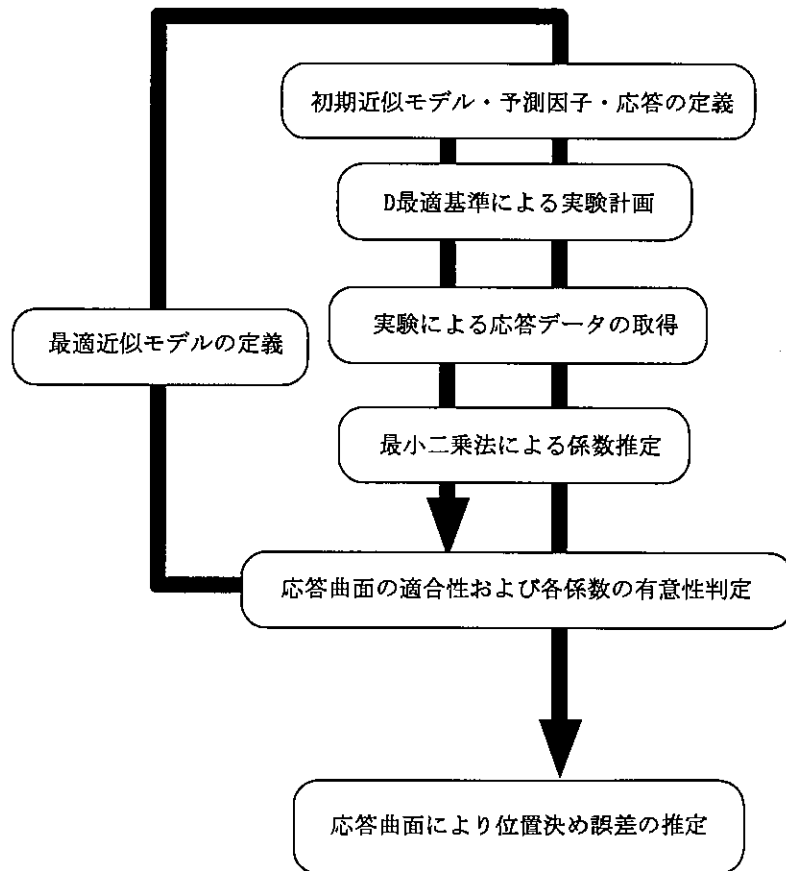


図 5.1 工具先端位置決め誤差推定方法

5.3 位置決め誤差の推定方法

空間3自由度パラレルメカニズムを対象として、応答曲面法を用いた工具先端位置決め誤差の推定方法について述べる。提案する手法では、図5.1に示すように工具先端位置決め誤差の推定を行う。応答曲面法では、まず予測因子・特性値および初期近似モデルの定義を行う。空間3自由度パラレルメカニズムは3自由度であり、 Z_p, θ_1, θ_2 を指定することで、出力点の位置・姿勢は決定される。出力点の位置・姿勢が決定されれば、工具先端の位置・姿勢も決定される。そこで、予測因子を工具先端位置・座標を表す Z_s, θ_1, θ_2 とする。特性値とは、応答曲面法における応答を指す。したがって、工具先端位置決め誤差の推定を行う場合の特性値は、各軸方向の工具先端位置誤差 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ で与える。さらに近似モデルの定義を行う。工具先端位置誤差は非線形であり、あらかじめ近似モデルの予測をすることは不可能である。したがって、一般的に非線形な応答に対して近似モデルとして用いられ、最小二乗法によって係数を推定可能な多変数2次多項式を用いることとする。予測因子は Z_s, θ_1, θ_2 の3変数であるため、近似モデルは式(5.16)に示すような3元2次多項式となる。

$$f(Z_p, \theta_1, \theta_2) = \beta_0 + \beta_1 Z_p + \beta_2 \theta_1 + \beta_3 \theta_2 + \beta_4 Z_p \theta_1 + \beta_5 Z_p \theta_2 + \beta_6 \theta_1 \theta_2 + \beta_7 Z_p^2 + \beta_8 \theta_1^2 + \beta_9 \theta_2^2 \quad (5.16)$$

$$f(x_1, x_2, \dots, x_9) = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 Z_p x_4 + \beta_5 x_5 + \beta_6 x_6 + \beta_7 x_7 + \beta_8 x_8 + \beta_9 x_9 \quad (5.17)$$

さらに2次の項は変数変換を行い、新たに式(5.17)に示すような近似モデルを定義する。また、定義した予測因子および特性値について表5.1にまとめる。

次に、D最適基準を用いて、実験計画の算出を行う。近似モデルを3元2次多項式とした場合、項数は10、変数変換後の変数の数は9となる。したがって、応答曲面の係数を求めるためには、最低10点の実験点が必要となる。予測因子 Z_s, θ_1, θ_2 は量的因子であり、各動作範囲内から最適基準を満たす実験計画を求めることは、候補数が膨大となり事実上不可能である。そこで、最適化手法として一般的に用いられている遺伝的アルゴリズムを用いてD最適基準を満たす実験計画を求めることとする。

最適基準によって算出された実験計画に基づいて、『RecurDyn』による誤差付与シミュレータを用いて特性値である工具先端位置誤差の取得を行う。

最適基準によって得られた実験計画とシミュレーションによって取得された特性値から最小二乗法によって工具先端位置誤差の推定式未知係数の不偏推定量を算出する。算出された推定式の適合性を自由度調整済み決定係数で評価を行う。また、各係数の不偏推定量の有意性をt検定によって判定する。t検定によって有意性がないと判定された項を削除し、新たに次世代近似モデルとして定義する。

表 5.1 予測因子および特性値の定義

定義	変数
予測因子	工具先端位置・姿勢 (Z_s, θ_1, θ_2)
特性値	工具先端位置誤差 ($\Delta x, \Delta y, \Delta z$)

再び、最適基準により実験計画の算出、シミュレーションによる特性値の取得、最小二乗法による推定式未知係数の不偏推定量を算出し、最終的な応答曲面が算出される。このような操作により、特性値の個数と等しい応答曲面が生成される。

ここで、自由度調整済み決定係数が良い適合性を示しているが、 t 検定による係数有意性判定において全ての係数が有意性が低いと判定される場合がある。また、 t 検定によって項を削除した次世代応答曲面の自由度調整済み決定係数が、 t 検定による項削除以前のものと比較して低下する場合がある。これらの自由度調整済み決定係数や t 値による t 検定はあくまで統計的手法であるため、ふたつの評価基準のうちどちらを優先するか一意的に決定することはできない。そこで、初代応答曲面と次世代応答曲面を比較し、特性値データとの平均誤差(ME)が小さい方の応答曲面を工具先端位置誤差推定応答曲面とする。

5.4 位置決め誤差推定シミュレーション

5.4.1 空間3自由度平行メカニズムモデル

5.4.1.1 運動解析ソフト『RecurDyn』

空間3自由度機構のモデルを機構運動解析ソフト『RecurDyn』を用いて作成する。『RecurDyn』とは、ファンクションベイ株式会社が提供している機構運動解析分野のソフトウェアである。機構運動解析を構成する基本要素は、ボディ・ジョイント・フォースの3つであり、それぞれ機構を構成する部品・対偶・入力に相当する。これらの要素を組み合わせると、機構がモデル化される。機構のモデル化の後、運動解析を行うことで、任意の点やボディの位置・速度・力といった様々な情報を出力することができる。

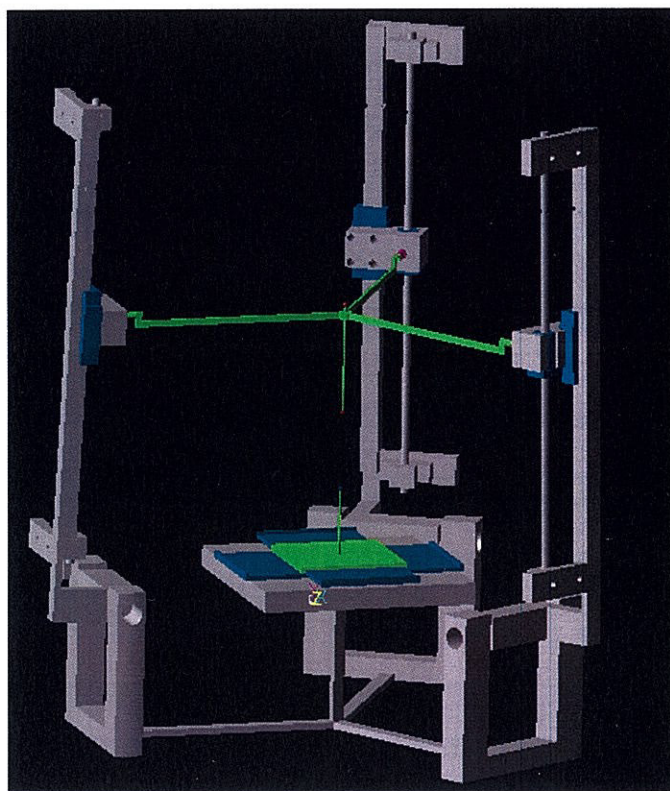


図 5.2 機構パラメータ

本研究においても『RecurDyn』を用いた空間3自由度機構パラレルメカニズムの機構運動解析を行うにあたり、モデル化した機構を図5.2に示す。機構形式および後述する各部品への誤差付与の観点から、各部品に変更を伴っているが、基本となるパラレルメカニズムの機構形式に影響を及ぼすものではない。また、機構初期位置・姿勢は実機同様である。

5.4.1.2 機構の誤差付与

正確にモデル化された空間3自由度パラレルメカニズムを『RecurDyn』によって運動解析することは、同機構の順運動学を解くことと等しく、出力される位置・姿勢の情報は理論値である。実機においては、部品の加工誤差や組み付け誤差等の機構誤差が、各部に生じている。特にパラレルメカニズムにおいては、剛体案内面を持たないため、位置・姿勢決めは、制御系のみで保障しなければならず、出力点における位置・姿勢決め誤差に大きな影響を与えている。そこで、モデル化においてもこれらの機構誤差を再現する必要がある。

空間3自由度パラレルメカニズムモデルには図5.3に示すように機構パラメータの定義を行った。定義された機構パラメータに誤差を付与することによって実機における機構誤差を再現する。空間3自由度パラレルメカニズムの運動に大きく影響を及ぼすと考えられる機構パラメータは各軸で6個存在し、3軸で合計18個である。出力節中心位置およびスピンドル固定姿勢においても、同様に機構パラメータとし総合計22個の機構パラメータを定義する。また、いずれの機構パラメータも空間3自由度パラレルメカニズムの運動を妨げることはなく、各連鎖における機構パラメータは全て拘束平面上に存在する。したがって、定義した機構パラメータが影響して、運動の際に弾性変形することはない。

連鎖に定義された機構パラメータについて述べる。図5.3において、Sとは拘束平面座標系における静止節対偶点の位置を表すパラメータである。同パラメータは、静止節対偶点の位置や静止節回転軸位置を同定したパラメータである。SLとは、静止節対偶点から連鎖背面までの距離を表すパラメータであり、板状節と静止節を連結しているブロックの加工誤差や板状節の組み付け誤差を同定したパラメータである。BLとは、直進対偶結合部底面と出力節対偶点との直進対偶変位方向の距離を表すパラメータである。これは、リニアガイドとボールねじを連結しているナットブラケット上のボールねじ方向の球面軸受組み付け穴の位置や組み付け誤差、ナットブラケットの初期位置を同定したパラメータである。図5.4にナットブラケットとその周辺構造を示す。CLとは直進対偶と出力節対偶点との拘束平面内の直進対偶動作方向の法線方向における距離である。これは、ナットブラケットの加工誤差および球面軸受組み付け誤差に由来する。

次に出力節に定義された機構パラメータについて述べる。出力節において、RLとは、出力点から出力節対偶点までの距離である。出力節の加工精度や出力節側の球面軸受組み付け穴位置および組み付け誤差を同定したものである。OPとは、出力節平面内における出力点位置であり、出力節におけるスピンドル固定穴の位置およびスピンドルの組み付けを同定したパラメータである。また、SPとは、出力点に固定されるスピンドル姿勢を表す角度パラメータである。

以上で定義した22個の機構パラメータに対して、距離を表すパラメータには $\pm 0.5\text{mm}$,

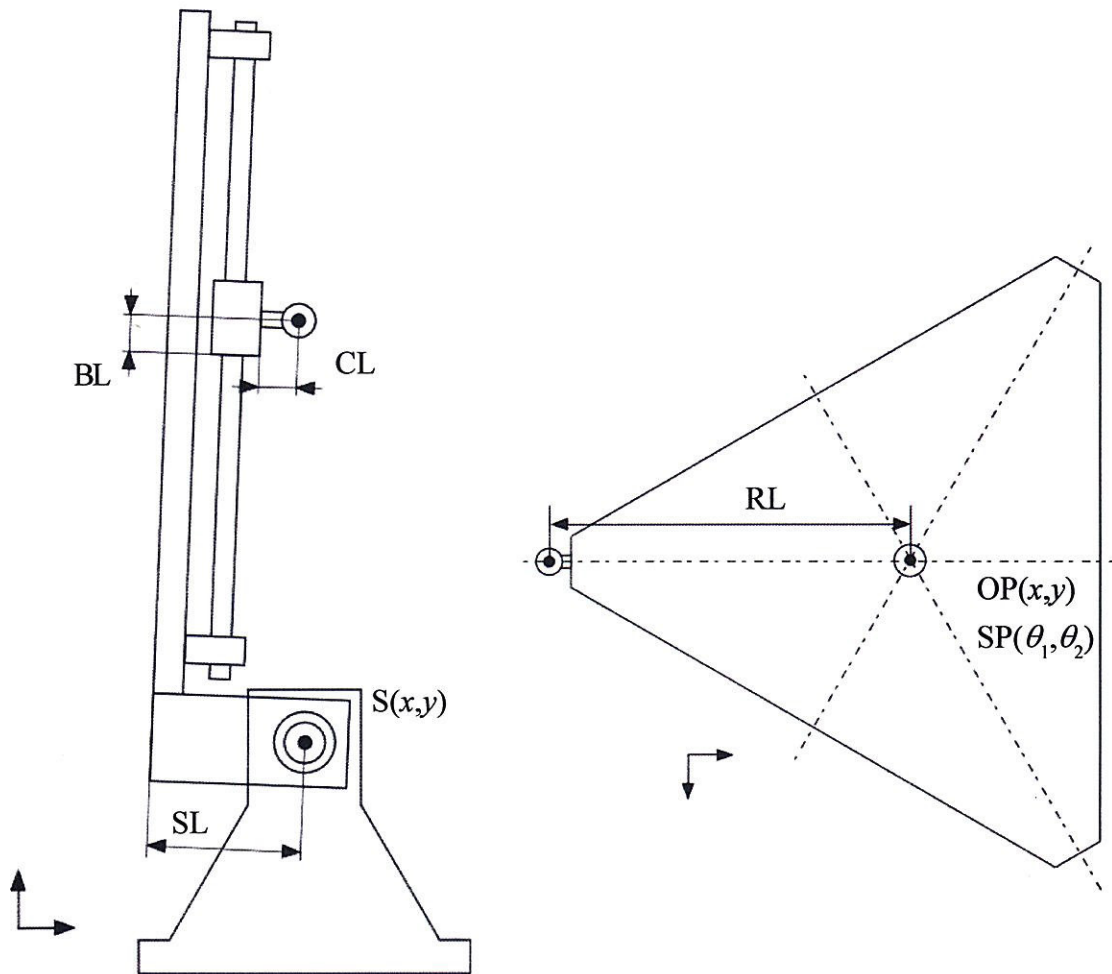


図 5.3 機構パラメータ

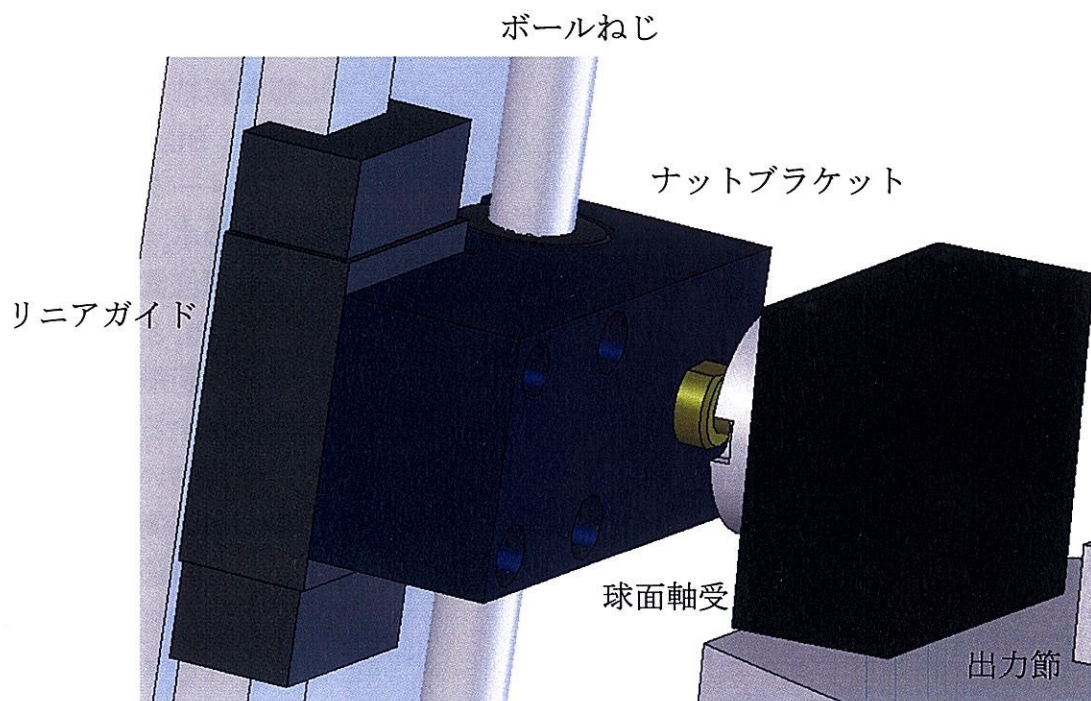


図 5.4 ナットブラケット周辺(シミュレーションモデル)

角度を表すパラメータには $\pm 0.5^\circ$ の誤差を与え、空間3自由度パラレルメカニズムのモデル化を行う。誤差を与える箇所は、定義した機構パラメータの中から無作為に選び出すものとし、その付与量も無作為に選択する。

5.4.1.3 運動解析シミュレーション

前節で定義した機構パラメータの誤差付与に対応した空間3自由度パラレルメカニズムモデルの各部に誤差変位を与えたシミュレータによってシミュレーションを行う。シミュレータの入力値はパラレルメカニズムの逆運動学を解くことによって得られる直進対偶の初期位置からの変位で与えられる。『RecurDyn』では、運動解析計算によって任意の点やボディの位置・速度・力といった様々な情報を出力することができる。空間3自由度パラレルメカニズムは3自由度であり、位置・姿勢を表す変数は Z_p, θ_1, θ_2 の3つである。この3つの変数は、工具先端位置および出力点位置を得ることができれば、容易に算出することができる。『RecurDyn』を用いることで、これらの情報は容易に得ることができる。

5.4.2 シミュレーション

前節で述べた方法を用いて工具先端位置決め誤差の推定を行う。前述の通り、予測因子は Z_p, θ_1, θ_2 、特性値は工具先端位置誤差 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ とする。初期近似モデルは3元2次多項式である。また、予測因子 Z_p, θ_1, θ_2 は空間3自由度パラレルメカニズムの位置・姿勢を表す変数であり、その変数範囲は機構の動作範囲によって制限される。前章で述べたように機構の動作範囲は、 $156\text{mm} \leq Z_p \leq 356\text{mm}$ 、 $0^\circ < \theta_1 \leq 180^\circ$ 、 $-20^\circ \leq \theta_2 \leq 20^\circ$ である。応答曲面法では、このような広範囲を一つの応答曲面で推定することは、精度の観点から問題があるため、機構の動作範囲内を小さな領域に分割し、いくつかの応答曲面を求めることとする。シミュレーションでは、 $156\text{mm} \leq Z_p \leq 256\text{mm}$ 、 $0^\circ < \theta_1 \leq 180^\circ$ 、 $-5^\circ \leq \theta_2 \leq 5^\circ$ の動作範囲を表5.2に示す領域に分割し、4種類の応答曲面を求める。また、実験点数を20とし、シミュレーションを行う。また、シミュレータによる位置決め誤差分布を算出し、これと位置決め誤差の応答曲面との比較を行う。2つの曲面分布を比較し、両曲面の傾向を確認する。応答曲面の表示は、一つの予測因子を固定することで可能となる。また、シミュレータによる位置決め誤差分布と算出された応答曲面の平均誤差を算出し、評価を行う。

5.5 推定結果の評価

シミュレーション結果を図5.5～図5.16に示す。また、(a)はシミュレータによって得られた位置決め誤差の分布曲面であり、推定しようとしている位置決め誤差の真値である。また、(b)は応答曲面法によって初期近似モデルから推定される応答曲面であり、(c)は初期近似モデルから推定された応答曲面に対して係数の検定を行った結果、算出された最適近似モデルに対応した応答曲面である。図中のMEとは真値との平均誤差を表している。

応答曲面の傾向はいずれも類似したものとなっている。(b)は初期近似モデルから推定される応答曲面であるのに対し、(c)は初期近似モデルの係数有意性検定によって得られた最適近似モデルから推定される応答曲面である。したがって、理論的には(c)の方が真

表 5.2 可動範囲の分割

	Z_s [mm]	θ_1 [deg]	θ_2 [deg]
分布1	156~206	0~90	-5~0
分布2	156~206	0~90	0~5
分布3	156~206	90~180	-5~0
分布4	156~206	90~180	0~5

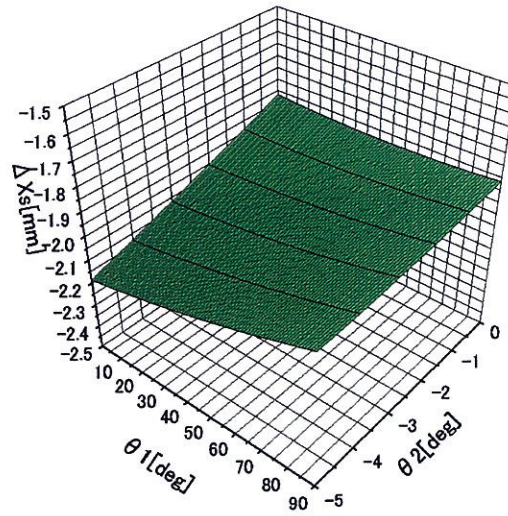
値である(a)により近い傾向を示すはずであるが、応答曲面を比較すると必ずしもそうは言えない。ME値を比較しても逆転している場合も存在する。そこで前述のようにME値が小さい方を位置決め誤差推定の応答曲面とする。

このような応答曲面のME値はいずれも数ミクロン以下となっていることが確認できる。これは位置決め精度の観点からも十分な精度で推定できていることがわかる。

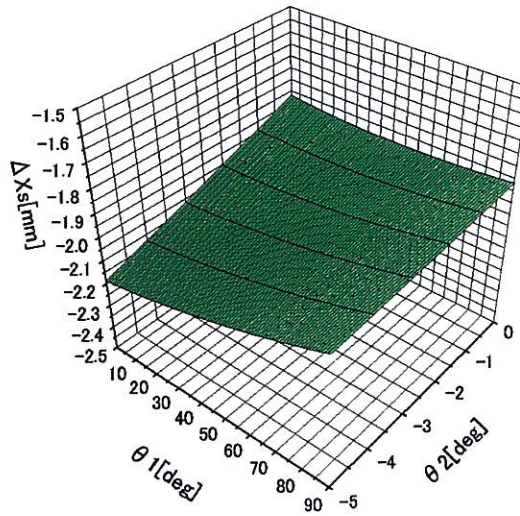
5.6 結言

応答曲面法とは、因子とその応答の関係について、実験計画にしたがってデータを収集し、それを解析することで応答と因子の関係を探索する方法であり、統計的手法によって効率良く応答曲面を求めることができる。また、同曲面は、統計的手法によって、その有意性も評価できることから、パラレルメカニズムの位置決め誤差推定に適した手法であるといえる。

そこで、本章では応答曲面法を用いた位置決め誤差の推定方法について提案した。また提案した手法の有用性を確認するため、空間3自由度パラレルメカニズムを対象としたシミュレーション実験を行った。シミュレーション実験には、運動解析ソフト『RecurDyn』による誤差付与モデルを用いた。同シミュレーションから、提案した手法を用いることで、位置決め誤差が精度良く推定できることが確認された。提案した手法の有効性を示した。

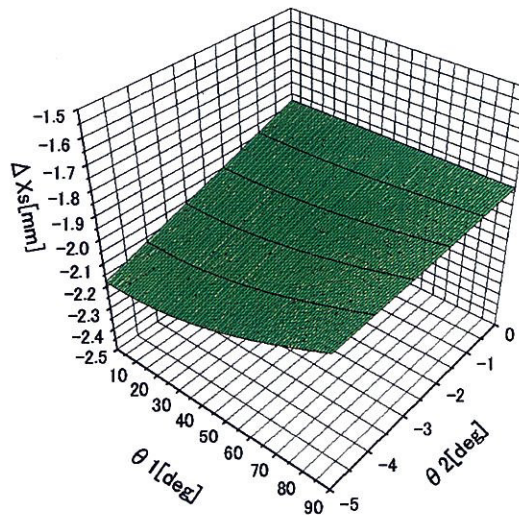


(a) 誤差分布(真値)



ME=0.00754mm

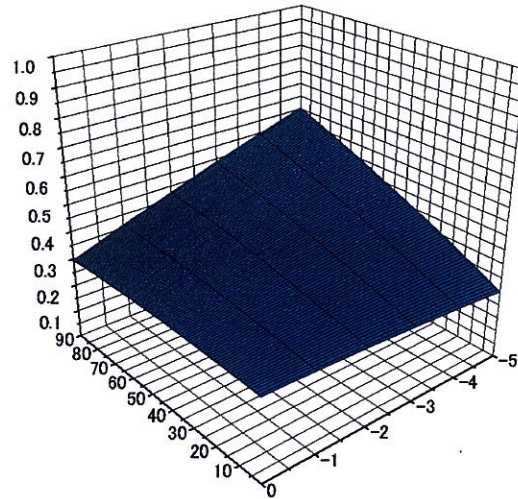
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



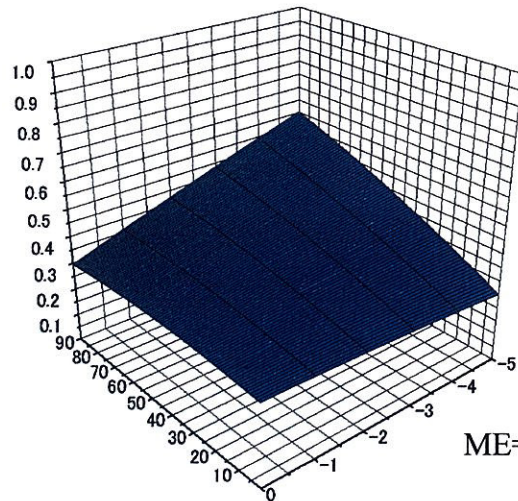
ME=-0.00611mm

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

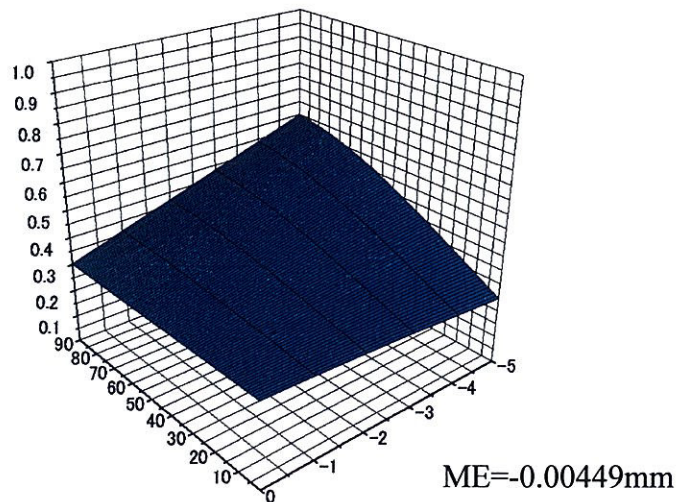
図 5.5 応答曲面(分布 1 ΔX)



(a) 誤差分布(真値)

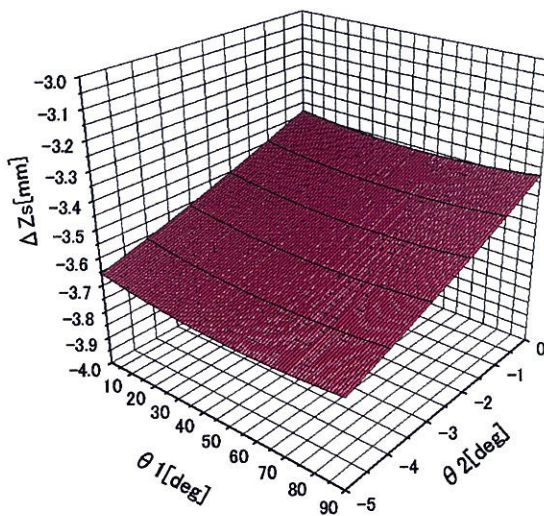


(b) 初期近似モデル推定応答曲面

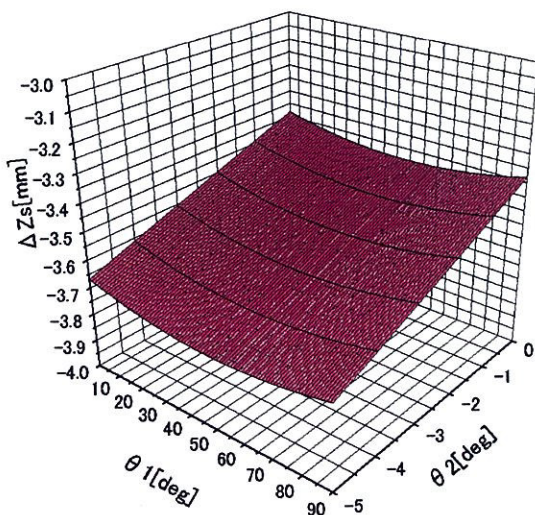


(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.6 応答曲面(分布 $1 \Delta Y$)

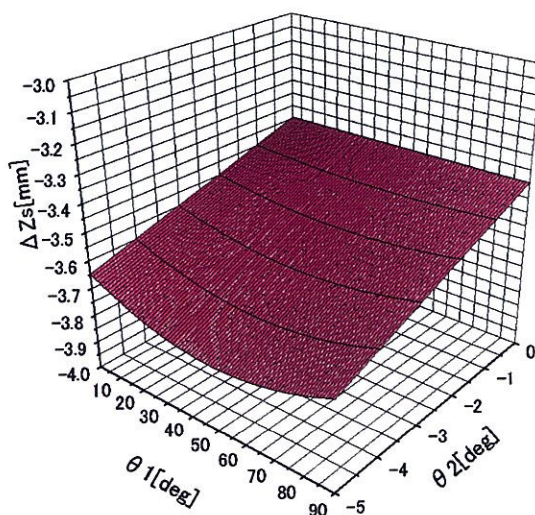


(a) 誤差分布(真値)



(b) 初期近似モデル推定応答曲面

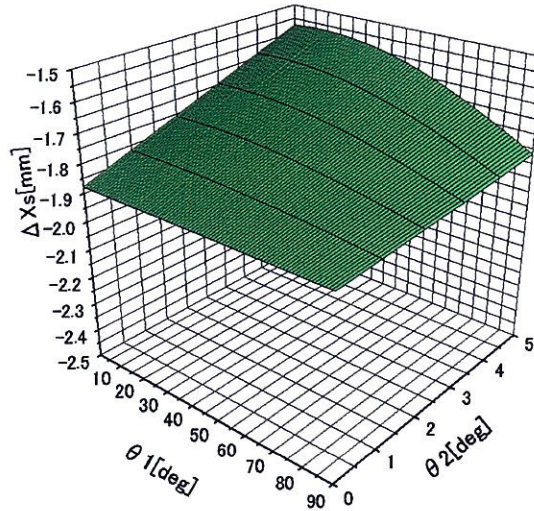
ME=0.00290mm



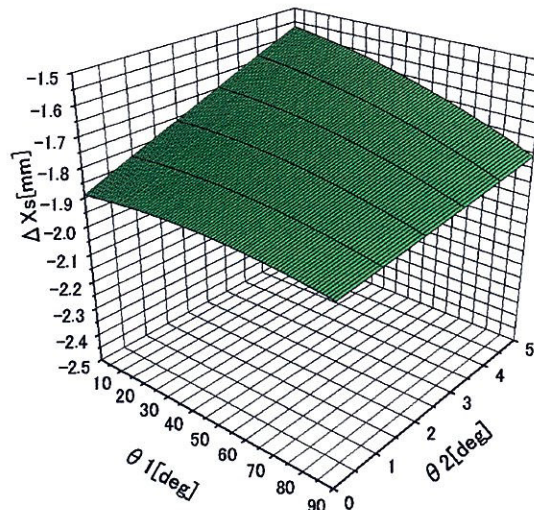
(c) 最適近似モデル推定応答曲面

ME=-0.01896mm

図 5.7 応答曲面(分布 1 ΔZ)

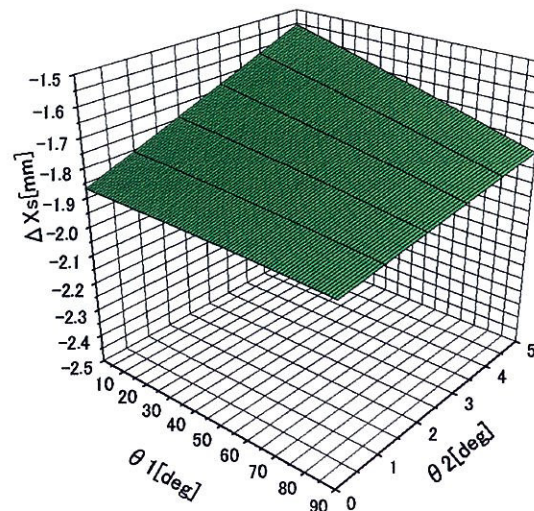


(a) 誤差分布(真値)



ME=-0.00644mm

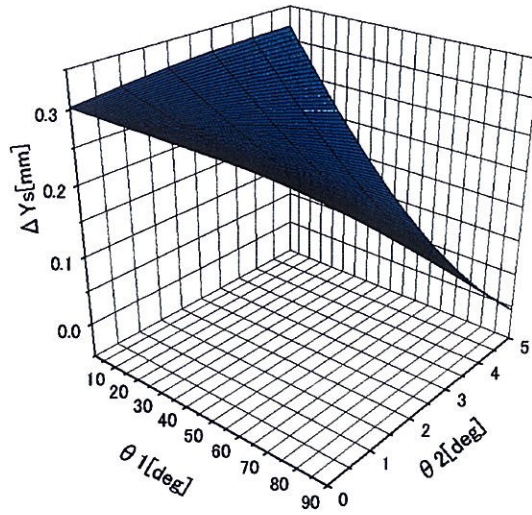
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



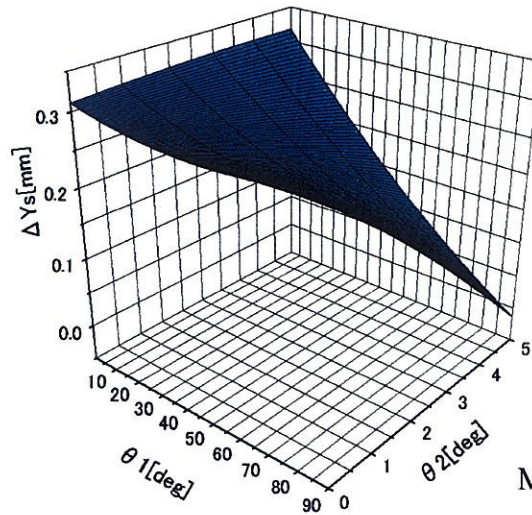
ME=0.00472mm

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

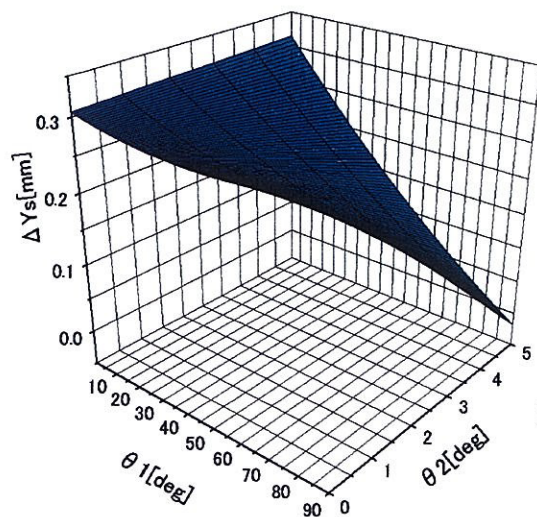
図 5.8 応答曲面(分布 $2 \Delta X$)



(a) 誤差分布(真値)

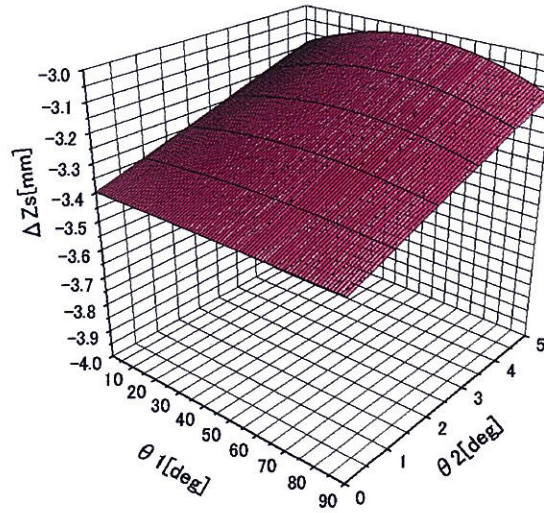


(b) 初期近似モデル推定応答曲面

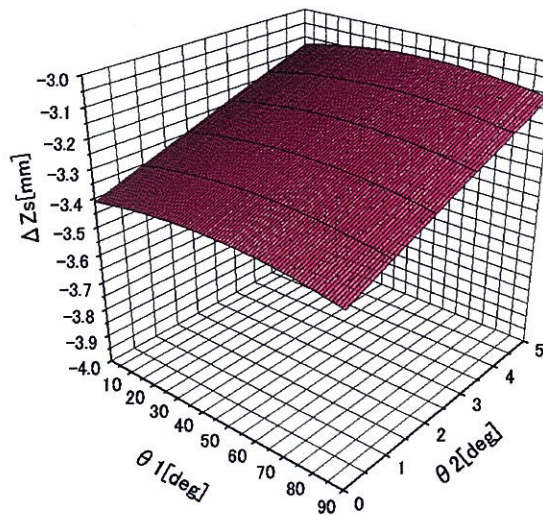


(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.9 応答曲面(分布 $2 \Delta Y$)

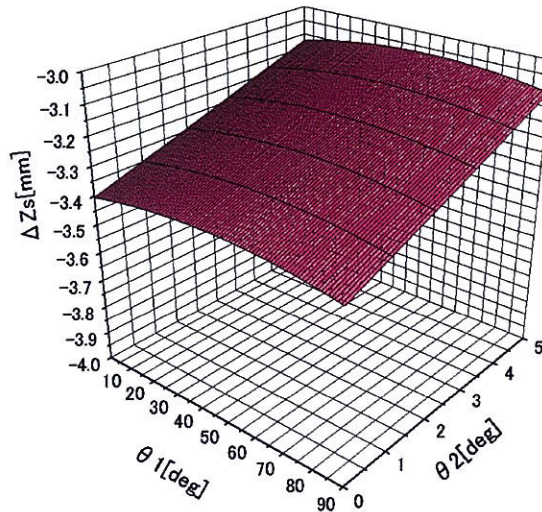


(a) 誤差分布(真値)



ME=-0.00459mm

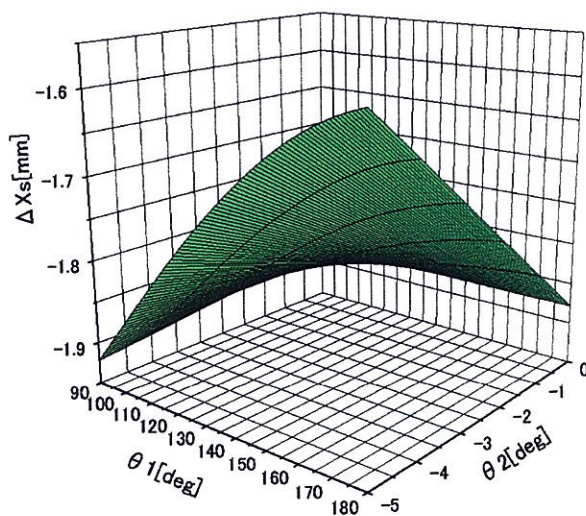
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



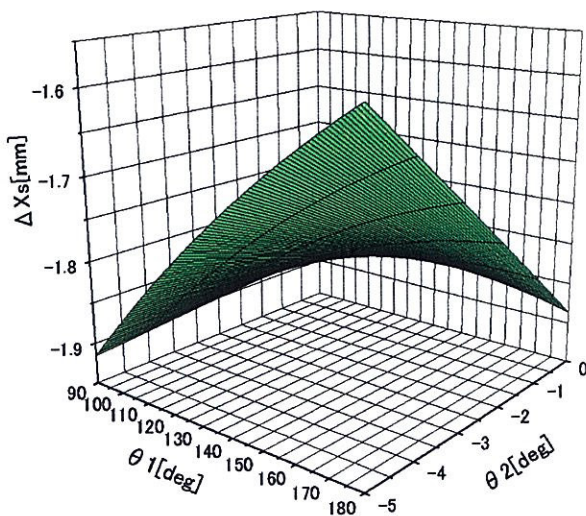
ME=0.00446mm

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.10 応答曲面(分布 2 ΔZ)

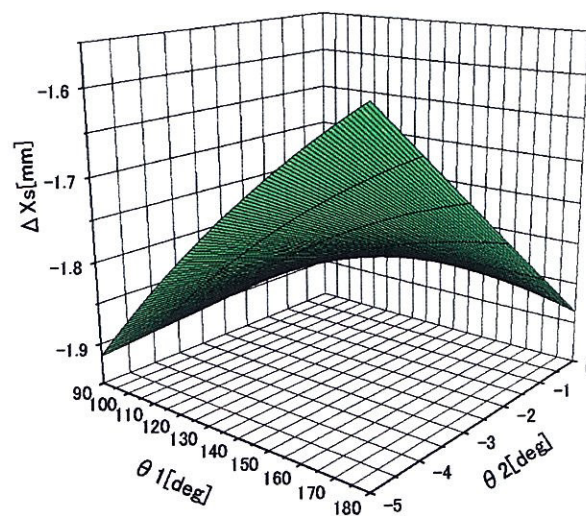


(a) 誤差分布(真値)



ME=0.00021mm

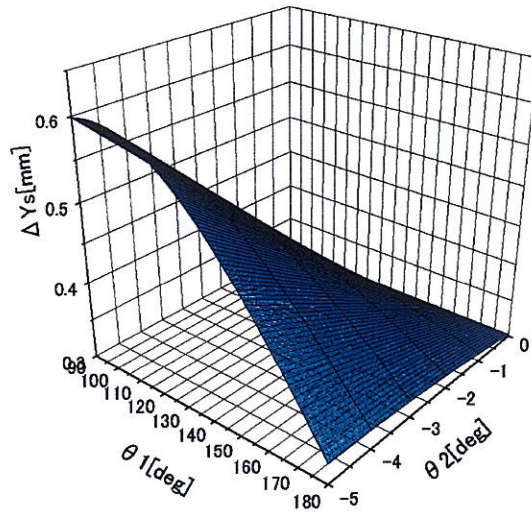
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



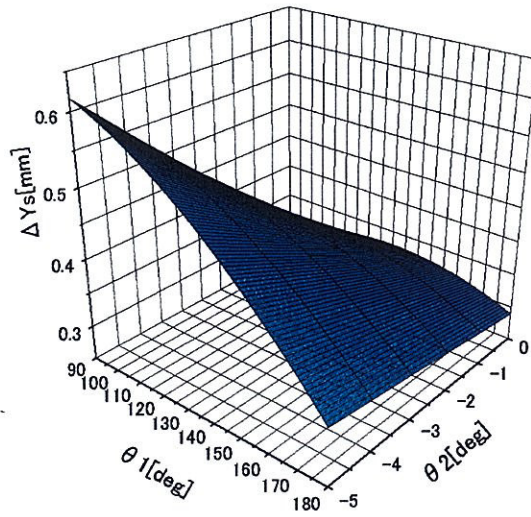
ME=0.00024mm

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.11 応答曲面(分布 $3 \Delta X$)

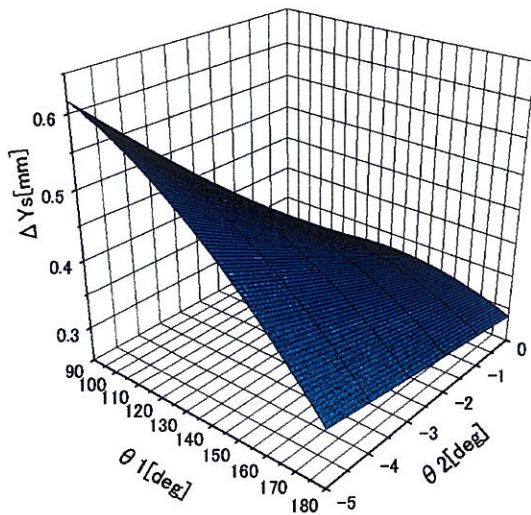


(a) 誤差分布(真値)



$ME=0.00080\text{mm}$

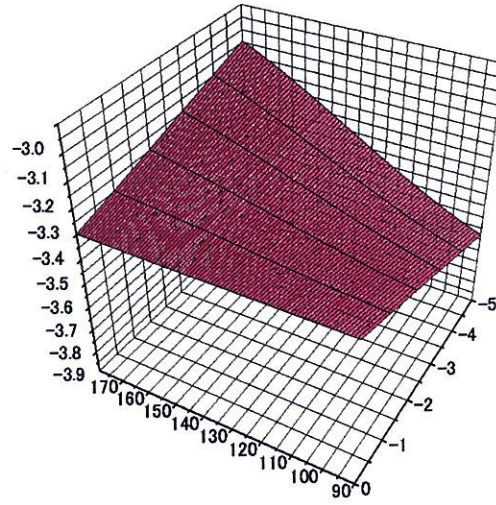
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



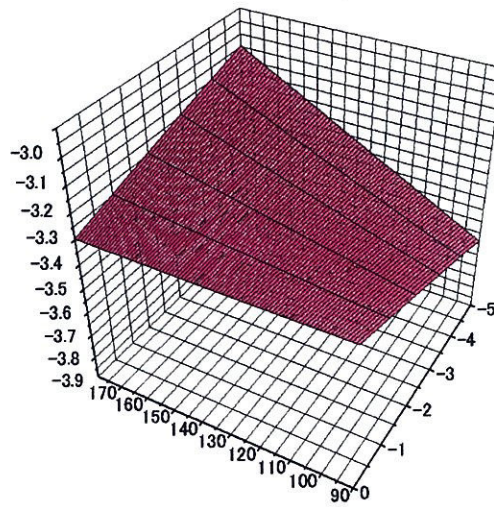
$ME=-0.00004\text{mm}$

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

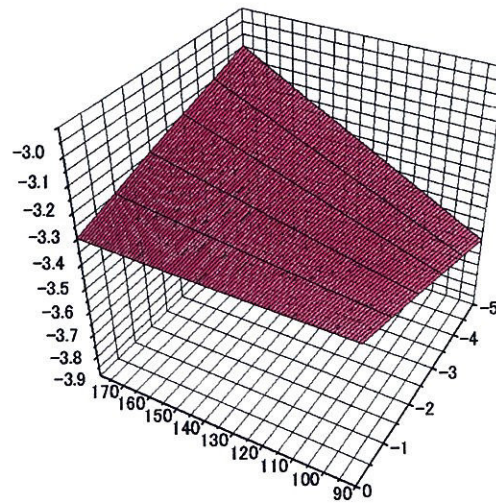
図 5.12 応答曲面(分布 3 ΔY)



(a) 誤差分布(真値)

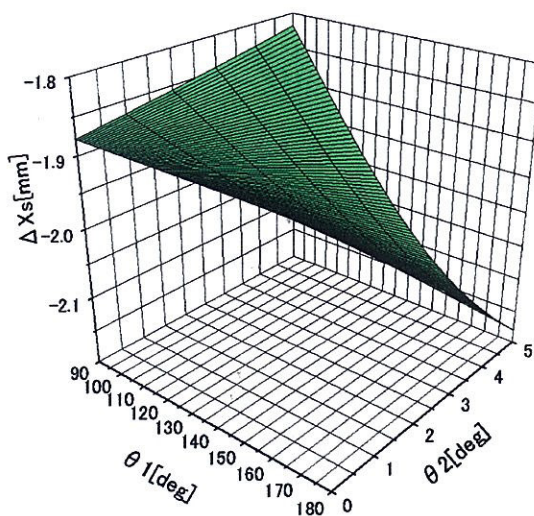


(b) 初期近似モデル推定応答曲面

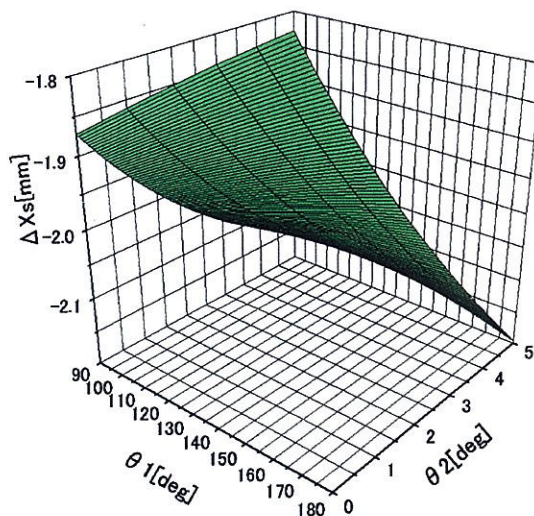


(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.13 応答曲面(分布 $3 \Delta Z$)

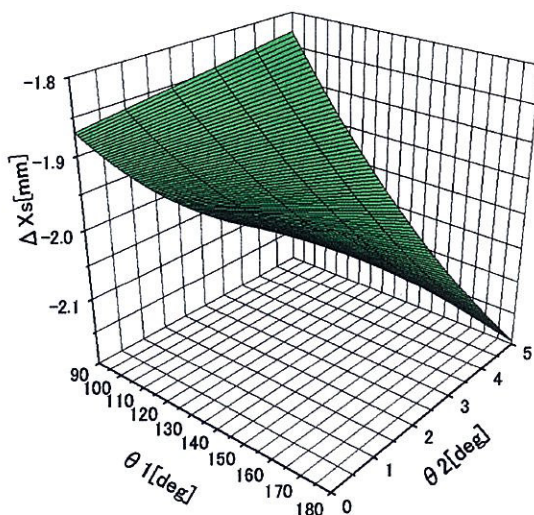


(a) 誤差分布(真値)



ME=-0.00823mm

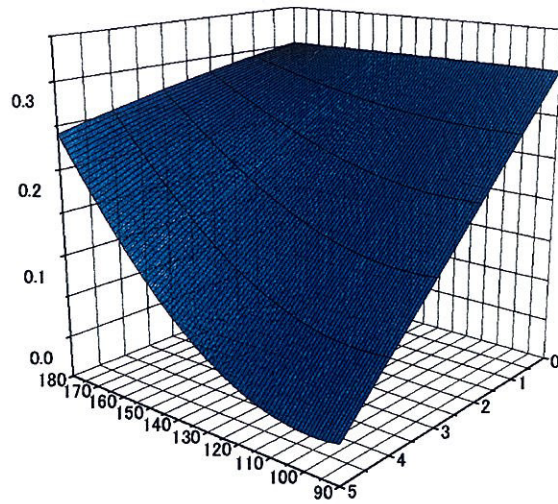
(b) 初期近似モデル推定応答曲面



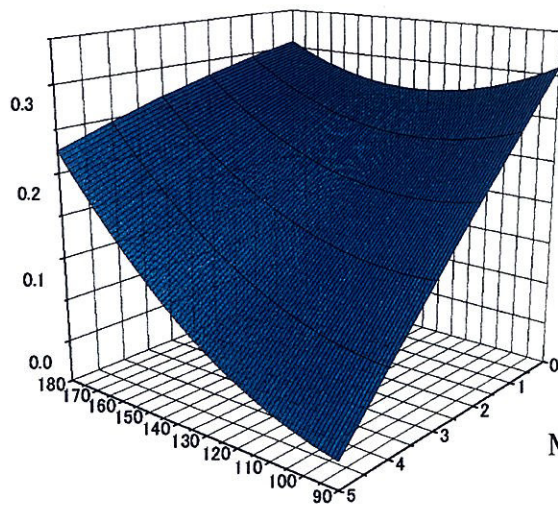
ME=-0.00907mm

(c) 最適近似モデル推定応答曲面

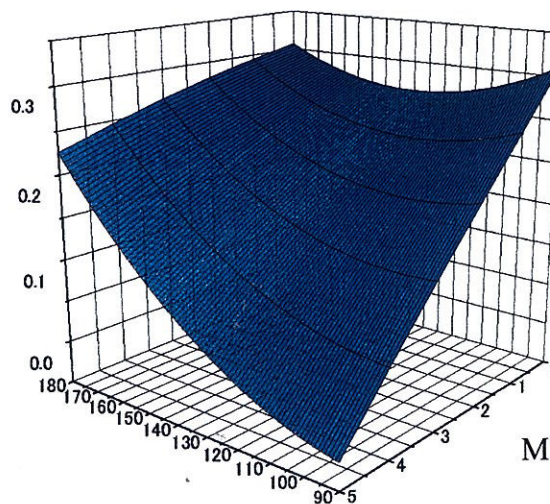
図 5.14 応答曲面(分布 4 ΔX)



(a) 誤差分布(真値)

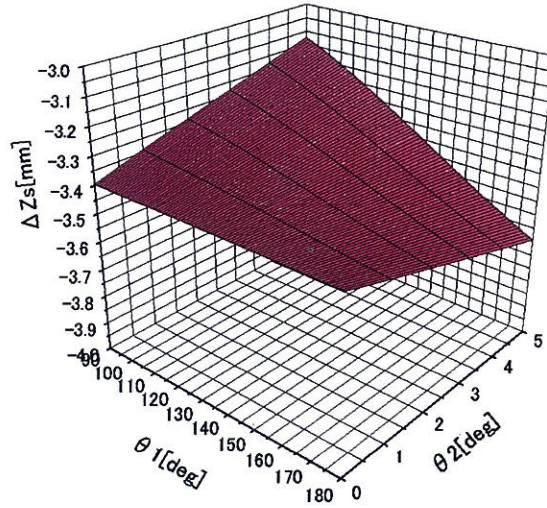


(b) 初期近似モデル推定応答曲面

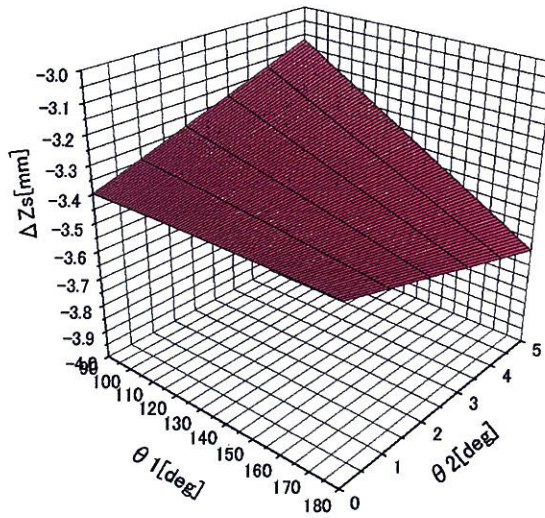


(c) 最適近似モデル推定応答曲面

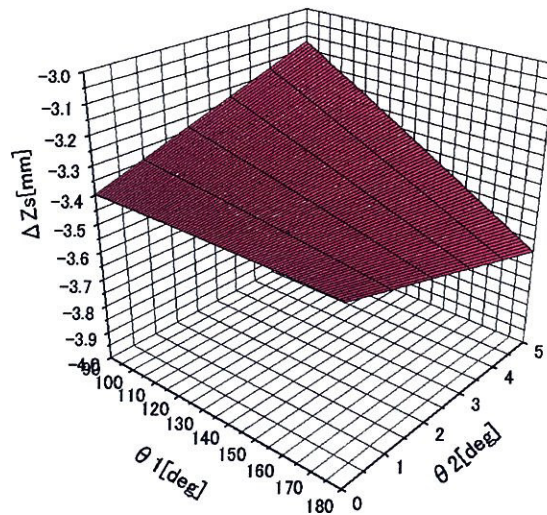
図 5.15 応答曲面(分布 $4 \Delta Y$)



(a) 誤差分布(真値)



(b) 初期近似モデル推定応答曲面



(c) 最適近似モデル推定応答曲面

図 5.16 応答曲面(分布 4 ΔZ)

第6章 応答曲面法によるキャリブレーション

6.1 緒言

前章において、応答曲面法の特徴を述べ、同手法が平行メカニズムの位置決め誤差推定に有用であることがシミュレーションによって確認された。同手法は、平行メカニズムのキャリブレーション法においても有用であると考えられる。

そこで、本章では応答曲面法を用いた平行メカニズムのキャリブレーション法について提案する。また、前述のシミュレータを用いたシミュレーション実験から、キャリブレーションについて検討を行い、提案する手法の有用性を確認する。

6.2 平行メカニズムのキャリブレーション方法

応答曲面法を用いた空間3自由度平行メカニズムを対象としたキャリブレーション方法について述べる。提案するキャリブレーション法の概要を図6.1に示す。提案する手法では、空間3自由度平行メカニズムの入力値から、誤差を含んだ工具先端位置・姿勢を推定し、キャリブレーションに役立てる。

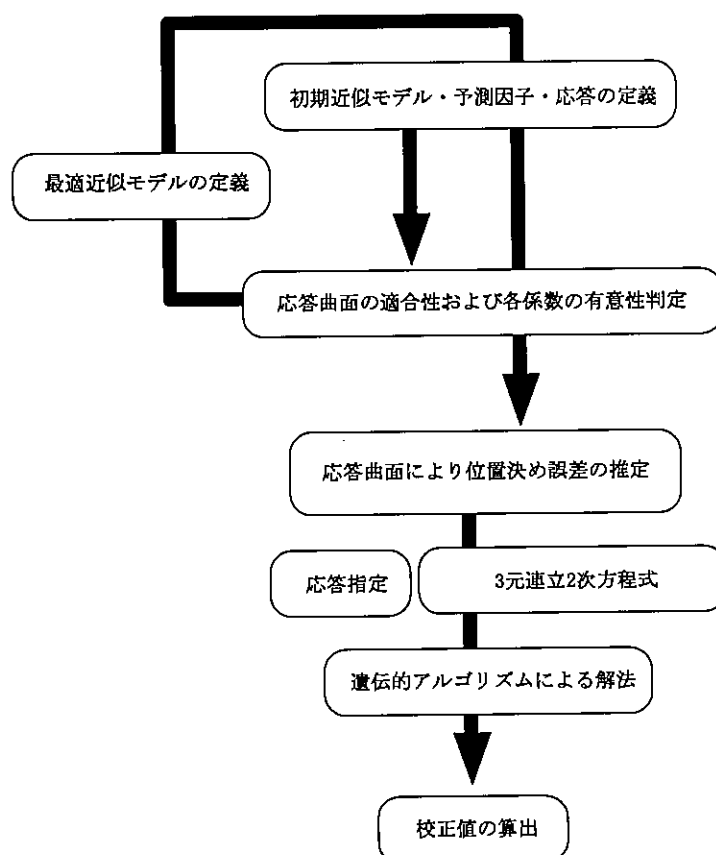


図 6.1 応答曲面法によるキャリブレーション

応答曲面法では、予測因子、特性値、近似モデルを定義する必要がある。応答曲面法によるパラレルメカニズムのキャリブレーションでは、予測因子を対象機構の入力値とする。空間3自由度パラレルメカニズムを対象機構とした場合、3つの連鎖の変位(L_1, L_2, L_3)である。

また、本研究におけるキャリブレーションとは、パラレルメカニズムの工具先端における位置・姿勢補正である。したがって、提案する手法における特性値を誤差を含んだ工具先端位置・姿勢($Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e}$)と定義する。さらに、誤差を含んだ工具先端位置・姿勢は非線形であり、あらかじめ最適な近似モデルを予測をすることは不可能である。そこで、工具先端位置決め誤差の推定と同様に多変数2次多項式を用いることとする。予測因子は($Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e}$)の3変数であるため、近似モデルは式(6.1)に示すような3元2次多項式となる。また、定義した予測因子および特性値について表 6.1 にまとめる。

表 6.1 予測因子および特性値

定義	変数
予測因子	工具先端位置・姿勢 (Z_s, θ_1, θ_2)
特性値	工具先端位置誤差 ($Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e}$)

$$f(L_1, L_2, L_3) = \beta_0 + \beta_1 L_1 + \beta_2 L_2 + \beta_3 L_3 + \beta_4 L_1 L_2 + \beta_5 L_1 L_3 + \beta_6 L_2 L_3 + \beta_7 L_1^2 + \beta_8 L_2^2 + \beta_9 L_3^2 \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} Z_{se} &= f(L_1, L_2, L_3) \\ \theta_{1e} &= f(L_1, L_2, L_3) \\ \theta_{2e} &= f(L_1, L_2, L_3) \end{aligned} \quad (6.2)$$

応答曲面法を用いることによって、予測因子(L_1, L_2, L_3)に対する特性値($Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e}$)の関係が、式(6.2)に示されるような3つの応答曲面で表される。この3つの応答曲面は、空間3自由度パラレルメカニズムの入力に対する応答の関係を近似したものであり、誤差を含んだモデルの順運動学解析と類似したものである。また、これらは3つの応答曲面と3つの変数で構成されているため、応答を指定することで構成される3元連立2次方程式は解くことが可能である。つまり、誤差を含んだ工具先端位置・姿勢が指定した理想的な位置・姿勢の状態となるための入力値を算出することが可能であるということである。多変数の連立非線形方程式はニュートン法や遺伝的アルゴリズム等によって解くことができる。算出された解は、誤差を含んだ空間3自由度パラレルメカニズムの理想的な入力値である。

これらの手法を用いることによって、パラレルメカニズムの入力値の校正値が算出されることとなり、算出された校正値によって、理想的な位置・姿勢の状態を実現することができる。

6.3 キャリブレーションのシミュレーション

提案した手法を用いて空間3自由度パラレルメカニズムのキャリブレーションをシミュレーションによって行う。前述の通り、予測因子は空間3自由度パラレルメカニズムの入力である (L_1, L_2, L_3) である。また、特性値は誤差を含んだ工具先端位置・姿勢である $(Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e})$ とする。初期近似モデルは3元2次多項式である。また、予測因子 (L_1, L_2, L_3) は、空間3自由度パラレルメカニズムの入力値である。 (L_1, L_2, L_3) は3つの連鎖の変位であり、逆運動学によって算出される解である。したがって、入力値 (L_1, L_2, L_3) から変数範囲を定義することは困難であるため、工具先端位置・姿勢を表す $(Z_{se}, \theta_{1e}, \theta_{2e})$ によって定義することとする。また、実験点を20とし、シミュレーションを行う。変数範囲内で工具先端位置・姿勢を指定することで3元連立2次方程式を構成し、遺伝的アルゴリズムによって解を算出する。

得られた解をシミュレータの入力値として運動解析を行うことで、指定した工具先端位置・姿勢でキャリブレーションされているかの評価を行う。

6.4 シミュレーション結果の評価

シミュレーション結果について検討する。式(6.3)は応答曲面法によって算出された誤差を含んだ工具先端位置・姿勢を表す関数形状である。

$$\begin{aligned} Z_{se} &= \beta_{Z_{se},0} + \beta_{Z_{se},1}L_1 + \beta_{Z_{se},2}L_2 + \beta_{Z_{se},3}L_3 + \beta_{Z_{se},4}L_1L_2 + \beta_{Z_{se},5}L_1L_3 + \beta_{Z_{se},6}L_2L_3 + \beta_{Z_{se},7}L_1^2 + \beta_{Z_{se},8}L_2^2 + \beta_{Z_{se},9}L_3^2 \\ \theta_{1e} &= \beta_{\theta_{1e},0} + \beta_{\theta_{1e},1}L_1 + \beta_{\theta_{1e},4}L_1L_2 + \beta_{\theta_{1e},6}L_2L_3 + \beta_{\theta_{1e},8}L_2^2 + \beta_{\theta_{1e},9}L_3^2 \\ \theta_{2e} &= \beta_{\theta_{2e},0} + \beta_{\theta_{2e},1}L_1 + \beta_{\theta_{2e},5}L_1L_3 + \beta_{\theta_{2e},6}L_2L_3 + \beta_{\theta_{2e},7}L_1^2 + \beta_{\theta_{2e},8}L_2^2 + \beta_{\theta_{2e},9}L_3^2 \end{aligned} \quad (6.3)$$

この応答曲面から、変数範囲内における工具先端位置・姿勢を指定することで3元連立2次方程式を構成する。

例として、工具先端位置・姿勢を $Z_{se}=200[\text{mm}]$, $\theta_{1e}=30[\text{deg}]$, $\theta_{2e}=5[\text{deg}]$ のように指定すると、構成される3元連立2次方程式は、式(6.4)のように表される。

$$\begin{aligned} 200 &= \beta_{Z_{se},0} + \beta_{Z_{se},1}L_1 + \beta_{Z_{se},2}L_2 + \beta_{Z_{se},3}L_3 + \beta_{Z_{se},4}L_1L_2 + \beta_{Z_{se},5}L_1L_3 + \beta_{Z_{se},6}L_2L_3 + \beta_{Z_{se},7}L_1^2 + \beta_{Z_{se},8}L_2^2 + \beta_{Z_{se},9}L_3^2 \\ 30 &= \beta_{\theta_{1e},0} + \beta_{\theta_{1e},1}L_1 + \beta_{\theta_{1e},4}L_1L_2 + \beta_{\theta_{1e},6}L_2L_3 + \beta_{\theta_{1e},8}L_2^2 + \beta_{\theta_{1e},9}L_3^2 \\ 5 &= \beta_{\theta_{2e},0} + \beta_{\theta_{2e},1}L_1 + \beta_{\theta_{2e},5}L_1L_3 + \beta_{\theta_{2e},6}L_2L_3 + \beta_{\theta_{2e},7}L_1^2 + \beta_{\theta_{2e},8}L_2^2 + \beta_{\theta_{2e},9}L_3^2 \end{aligned} \quad (6.4)$$

この3元連立2次方程式に遺伝的アルゴリズムを用いて (L_1, L_2, L_3) を算出する。算出された (L_1, L_2, L_3) をシミュレータの入力として、シミュレーション解析を行う。

表6.2にシミュレーション結果を示す。指定した工具先端位置・姿勢から逆運動学を解いて算出される入力値をシミュレータに入力し、得られた誤差を含んだ工具先端位置・姿

勢は $Z_{se}=196.9629[\text{mm}]$, $\theta_{1e}=39.2941[\text{deg}]$, $\theta_{2e}=6.1886[\text{deg}]$ であり, 指定した理論値と比較して $\Delta Z_{se}=-3.0371[\text{mm}]$, $\Delta \theta_{1e}=9.2941[\text{deg}]$, $\Delta \theta_{2e}=1.1886[\text{deg}]$ の大きな誤差が存在する. 同手法を用いたキャリブレーション後には, $Z_{se}=199.9795[\text{mm}]$, $\theta_{1e}=29.9941[\text{deg}]$, $\theta_{2e}=5.0045[\text{deg}]$ となり, 指定した理論値と比較して $\Delta Z_{se}=-0.0205[\text{mm}]$, $\Delta \theta_{1e}=-0.0059[\text{deg}]$, $\Delta \theta_{2e}=0.0045[\text{deg}]$ となっている. 同手法を用いたキャリブレーションでは, いずれのパラメータも 0.5% 程度に抑えられていることが確認できる.

表 6.2 シミュレーション結果

	Z_s [mm]	θ_1 [deg]	θ_2 [deg]
応答指定	200	30	5
校正前	196.9629	39.2941	6.1886
校正後	199.9795	29.9941	5.0045
誤差	-0.0205	-0.0059	0.0045

6.5 結言

応答曲面法を用いた空間3自由度パラレルメカニズムのキャリブレーション法について提案した. また, シミュレーション実験を行い, 同手法がパラレルメカニズムのキャリブレーションに有効であることが確認できた.

第7章 CADを用いた経路生成

7.1 緒言

今日、顧客ニーズの多様化、プロダクトサイクルの短縮、低コスト化、高品質の実現への要求は高まっている。それらの製品を構成する部品を作り出すための機械加工や金型加工においても同様の要求が絶えず続いている。こうした要求に的確に対応するため、機械加工分野におけるコンピュータ化が進められてきた。NC技術の発展は、熟練工が経験的に蓄積してきたノウハウを数値化し誰もが加工可能な環境を作り出している。特に、CAD/CAMに代表されるITツールを活用したデジタルによるものづくりが普及し「3次元データ化」がキーワードとなっている。また、近年、加工効率向上、高精度・高品質維持のために段取り工程を大幅に削減できる多軸加工機が脚光を浴びている。

CAMの構成は図7.1に示すように、3次元CADデータから工具経路を生成するメインプロセッサと、その工具経路データから5軸加工機の構造に適したNCデータを生成するポストプロセッサから成り立っている。メインプロセッサの主な役割は、工作物の加工面に対して工具の姿勢を適切に設定するとともに干渉を回避した工具経路を生成することである。ポストプロセッサの主な役割は制御する加工機の機構形式に適したNCデータを生成することである。

5軸加工機の導入が進むに伴い、5軸加工機用CAMシステムの開発が進められている。複雑な形状を加工するためにも高速化・高精度化・高効率化なNCデータを生成することは不可欠となる。5軸加工機を上手に使うためのCAMシステムの期待は高いが、価格的になお難しい点もあり、安価で信頼性の高い5軸制御CAMシステムが望まれている。

そこで、本章では、提案するパラレルメカニズム式加工機に適したCAMについて提案する。

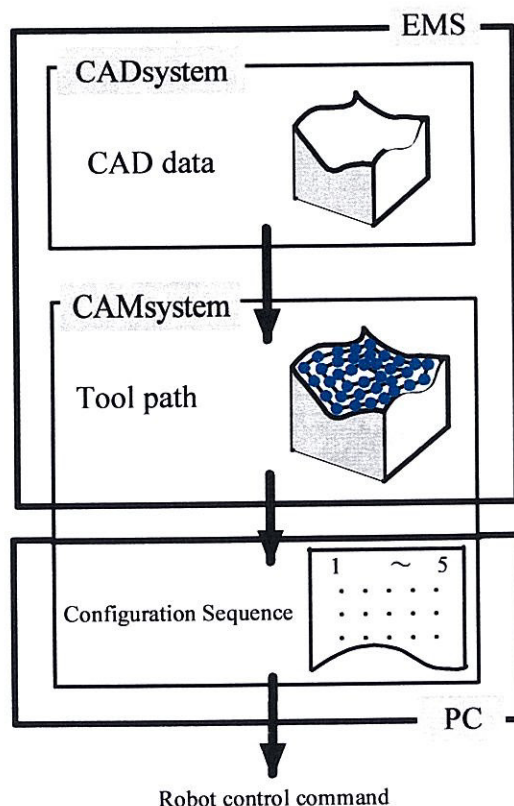


図 7.1 システム概略図

7.2 システム構成

提案するパラレルメカニズム式加工機用CAMシステムの概要を図7.1に示す。同システムはワークステーション、パーソナルコンピュータ、パラレルメカニズム式加工機から構成される。

(1)EWS(Engineering Work Station)

EWSはサン・マイクロシステムズ(株)のSun Ultra module30(CPU UltraSPARC-II 2000MHz, メモリ 2GB)を使用し, SunOS5.6, Solaris2.6(日本語版)がオペレーティングシステムとした。また, EWSサーバスペース内で展開する3次元CADシステムは株式会社リコー製のDESIGNBASEである。同CADシステムにより工作物の形状定義を行う。また, 同カーネルに付属のライブラリ関数を用いて開発したパラレルメカニズム形工作機械用CAMを用いてCADデータから加工形状に適した工具経路を生成し,その後工具情報をもとに制御指令ファイルへの変換される。

(2)PC (Personal computer)

PCはWindowsXP ProfessionalがオペレーティングシステムとしてインストールされたPC/AT互換機 (CPU Pentium3.0GHz, メモリ 1GB)を使用する。EWSにより作成した工具経路をパラレルメカニズム形工作機械の制御指令データへ変換する。

7.3 3次元CADシステム

本研究では3次元CADシステムとしてソリッドモデラーDESIGNBASEを使用しており, これを用いて図7.2に示す対称形状のモデリングを行う。また, 付属のライブラリ関数を用いC言語で記述することにより, パラレルメカニズム式加工機用CAMを開発した。

DESIGNBASEは立体を完全に表現できるソリッドモデルである。ソリッドモデルは粘土細工のように中身が詰まっているため, 解析・加工などの様々な場面で自動的な処理が可能である。また, 図7.3に示すようにソリッドモデルはプリミティブと呼ばれる基本立体を定義し, これらを集合演算によって組み合わせることで立体を表現する。この方法をOSG (Constructive Solid Geometry) と呼ぶ。集合演算とは立体同士の和・差・積をとる方法である。図7.3(b)に立体を合体させる和の演算を, 図7.3(c)にある立体から別立体を取り出す差の演算を, 図7.3(d)に2つの立体の共通部分を生成する積の演算を示す。これにより, 様々な形状の立体を定義することが可能となる。また, 立体定義はプリミティブの集合演算によって行われるが, 立体はその境界面で表現され, システム内にその面の位相情報を保持するようになっている。つまり, 立体(Solid)は, 面(Face)により構成され, 面はそれを構成する稜線からなり, 稜線は両端の頂点(Vertex)を持つという構造になっている。さらに, この頂点がそれぞれの座標値を持っている。この方式を境界表現法(Boundary representation)と呼ぶ。

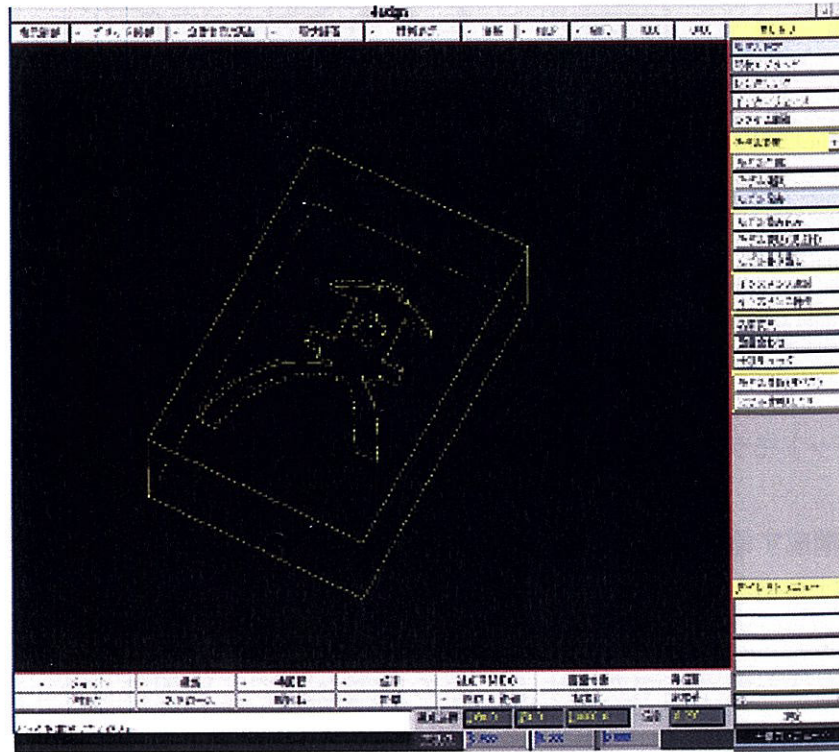
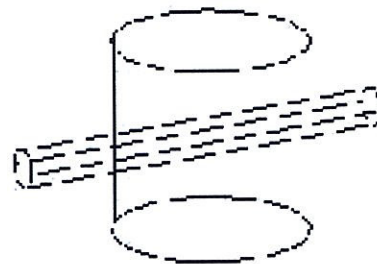
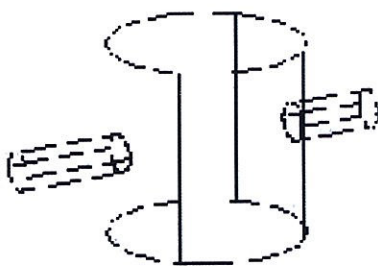


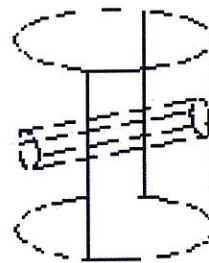
図 7.2 CADによる形状定義



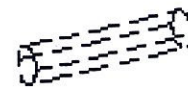
(a) Before operation



(b) Unit



(c) Difference



(d) Intersection

図 7.3 集合演算

表 7.1 CSG 表現と境界表現の比較

項目	CSG表現	境界表現
データ構造	簡単	複雑
データ量	少ない	多い
形状の正当性	正当な形状のみ表現	正当でない形状も表現
データ交換	境界表現への変換は可能	CSGへの変換は困難
変形のやり直し	単純	複雑
局所的な変形	困難	容易
表示	遅い	速い
曲面形状	困難	容易

表7.1にソリッドモデルの表現方法として最も一般的な境界表現とCSGの優劣を比較する

立体とそれを構成する要素

境界表現では立体をその内側と外側に分ける境界面によって表現している。つまり、境界表現のソリッドモデルは、立体の外界との境界を表現している面や稜線などの要素を内部に持つ。立体を境界面で表現するための要素として、以下の6つがある。

- 立体(Object)

1つの立体を表す要素。次に示す5つの要素をまとめる単位。

- 殻(Shell)

空間をある領域で囲むための要素。1つの立体は、複数の殻で囲まれている連続した領域で現される。

- 面(Face)

立体の表面を表す要素。1つの殻は複数の連続した面で囲まれた部分を言う。

- ループ(Loop)

面の境界を表す要素。1つの面はその外側を境界として必ず1つのループを持っている。また、内側に穴(Ring)を持つ場合は、その穴の数だけ面に付属しているループの数が増加する。

- 稜線(Edge)

2つの面が交わった部分を表す線。すなわち、2つの面が交わってできた曲線部分である。1つのループは、いくつかの連続した稜線で構成される。

- 頂点(Vertex)

立体の持つとがった角。1つの頂点には複数本の稜線が集まって構成される。

図 7.4 に上記の6つの要素が立体の持つ境界面のつながりの例を示す。

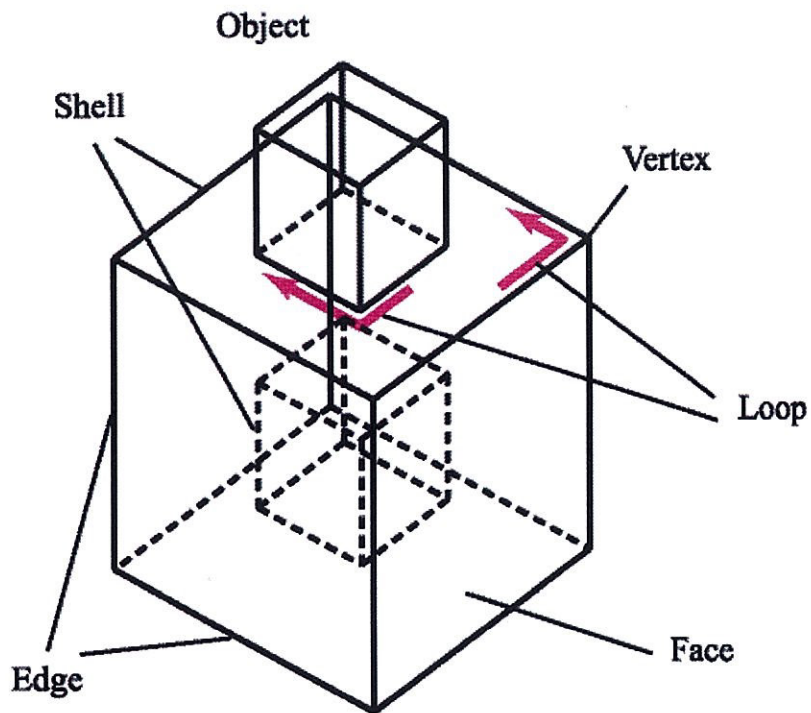


図 7.4 立体の持つ境界面のつながり

7.4 工作物形状定義

本研究における形状定義とは、EWSのCADシステムで対象形状である工作物を描画・設計することである。図7.5に示すようにこのCADシステム上で設計したCADデータはソリッドモデルで中身が表現されるため、解析・加工など様々な場面で自動的な処理が可能となる。

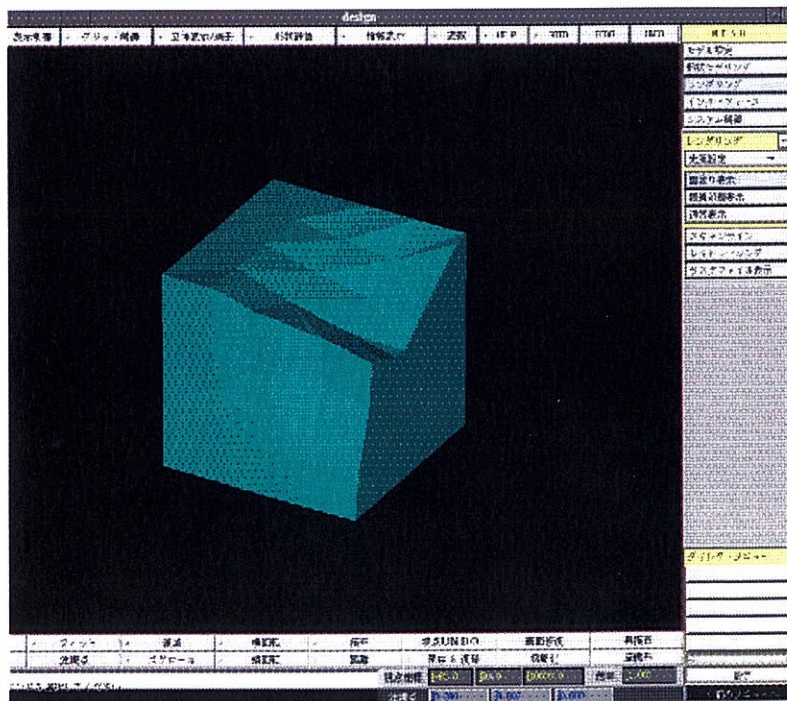


図 7.5 CADによる形状定義

7.5 工具経路の生成 (メインプロセッサ)

工具経路を生成する際、形状定義した工作物から加工対象面を決定する。このとき、加工対象面が複数存在する場合、あらかじめ複数の加工対象面を1つにする必要がある。次に、工具経路を生成するための複数のループを作成する。回転工具を使用し切削する場合、アップカット・ダウンカットにより加工精度が異なる。そのため、本研究では一般的に加工経路に用いられる等高線を描くよう経路の生成を行う。また、簡便な加工経路としてワンウェイパスについても加工経路を生成した。

CADにより定義された加工面形状(図7.6)に対し図7.7に示すように、加工対象点の位置における法線ベクトル、工具の進行方向を示すフォワードベクトルを生成する。加工対象面に対して工具経路を生成するために図7.8に示すようにピックフィード、加工対象点間距離、使用工具半径を指定する。ピックフィードとは、経路と経路との間隔のことである。また、加工対象点間とは各経路を構成する制御点間を示す。

本研究では機構の動作確認を容易とするため工具ベクトルを常に加工対象面に対し垂直となるよう設定した。図7.6により定義された形状に対し、ピックフィード使用工具、工具進行方向を指定することにより図7.7に示す位置、その位置における法線ベクトル、工具の進行方向を示すフォワードベクトルを生成する。図7.9に生成された工具経路を示す。図7.9により得られた工具経路は点とベクトルの集合である。その集合体は図7.10に示すCLデータと呼ばれるCSVファイルとして出力される。

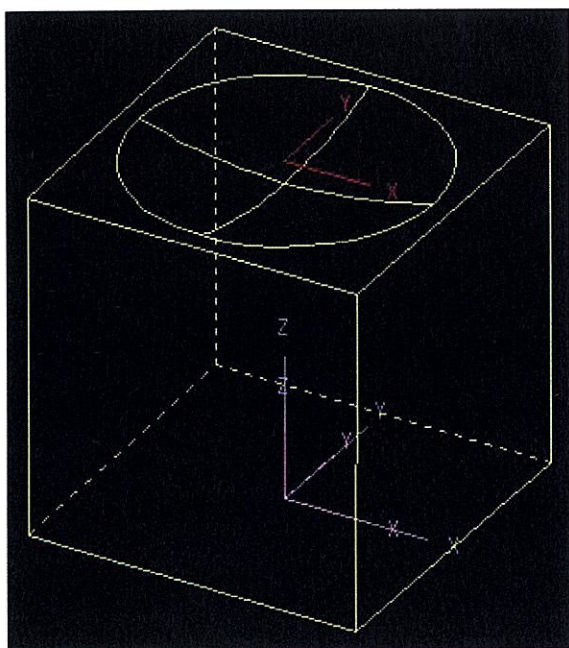


図7.6 CADによるモデリング

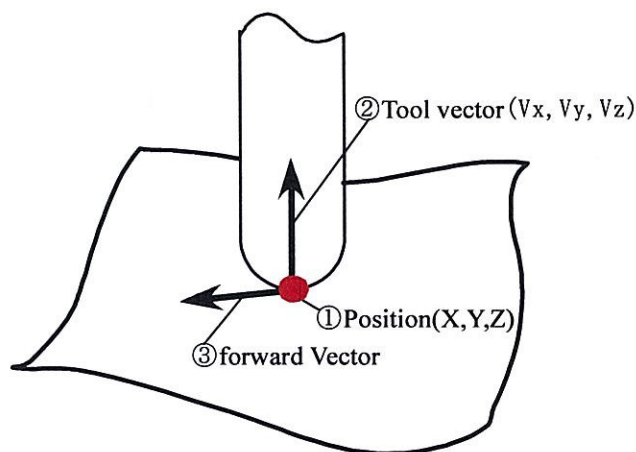


図7.7 加工面ベクトル

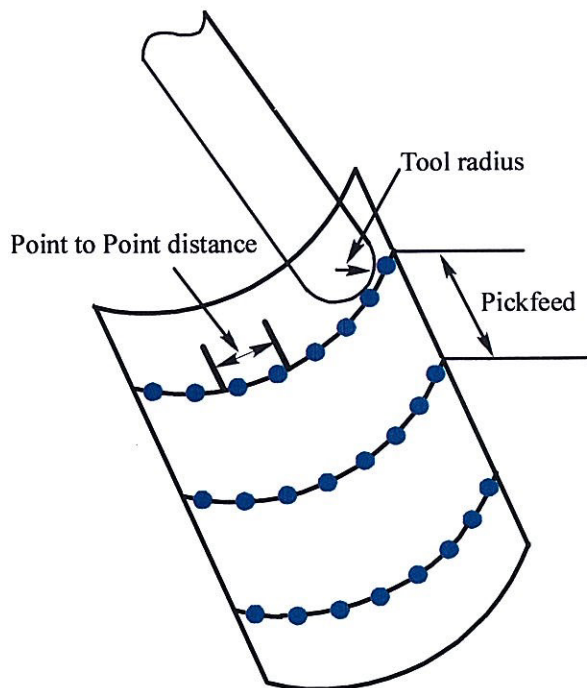


図 7.8 工具経路

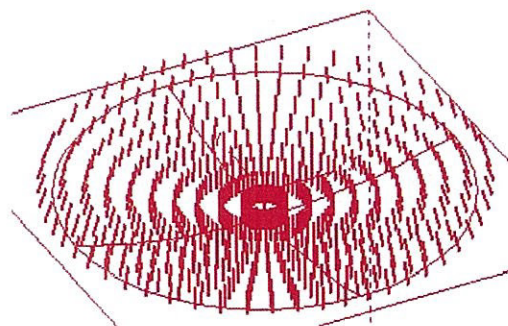
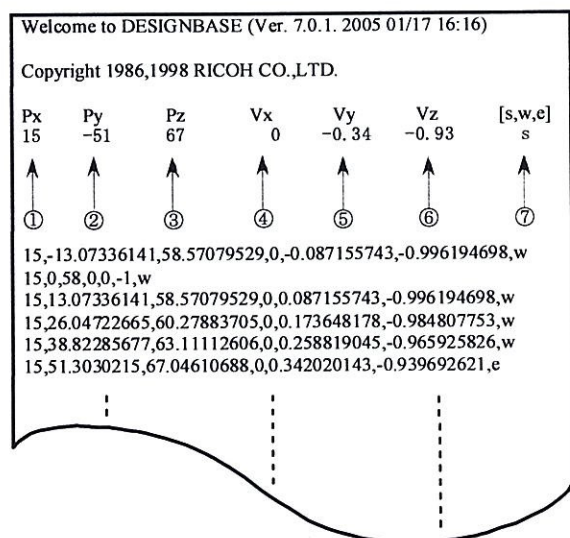


図 7.9 工具経路



- ①加工面 x 座標
- ②加工面 y 座標
- ③加工面 z 座標
- ④単位法線ベクトル x 方向
- ⑤単位法線ベクトル y 方向
- ⑥単位法線ベクトル z 方向
- ⑦加工情報

s:Start Point
w:Work Point
e:End Point

図 7.10 CLデータ

7.6 制御指令データの生成 (ポストプロセッサ)

ポストプロセッサはメインプロセッサの出力であるCLデータを試作機を動作させる上で必要な制御指令データに変換する。CLデータにより与えられる情報は工具先端の位置・姿勢である。本研究では前述した情報の他に加工情報記号と呼ぶ記号を付加した。図 7.11に加工情報記号の概念を示す。加工を行う際、工作物に対し工具のアプローチとリトラクトが必要となる。すなわち、加工対象面上の加工開始点、加工途中点群および加工終了点の認識を行うため[s, w, e]の制御記号を用いる。“s”を加工開始指令とし、“w”を加工継続点群を示し、“e”を加工終了指令とした。これらの記号を使用することで、経路と経路の連結や加工終了後の原点復帰動作などの制御が可能となる。また、5軸加工機の問題点である、工具のアプローチやリトラクト時に工具の法線方向へ工具を逃がすことで加工面との干渉回避が可能となる。

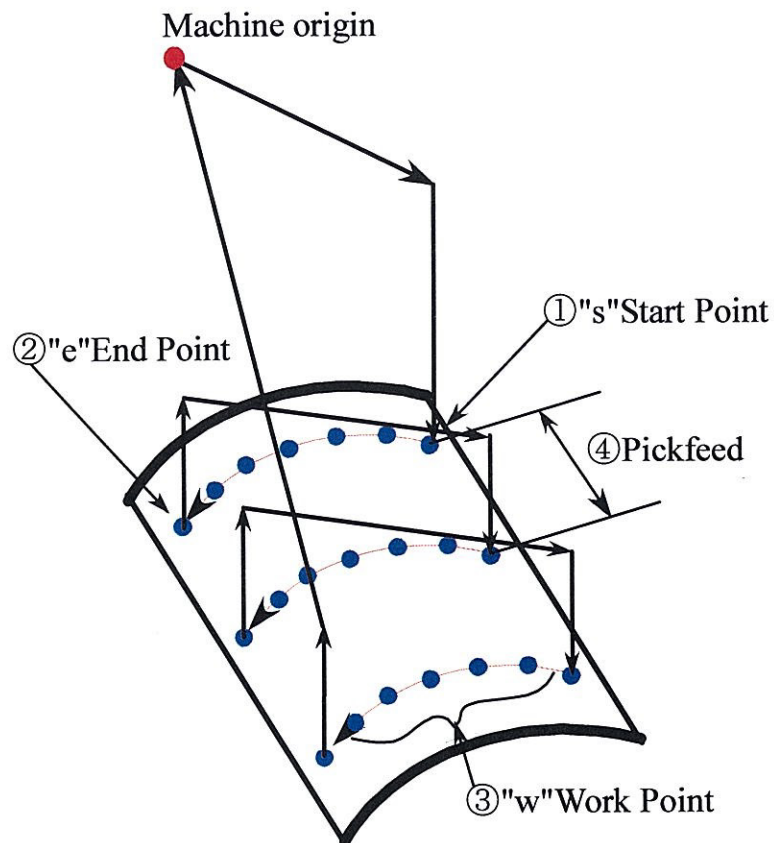
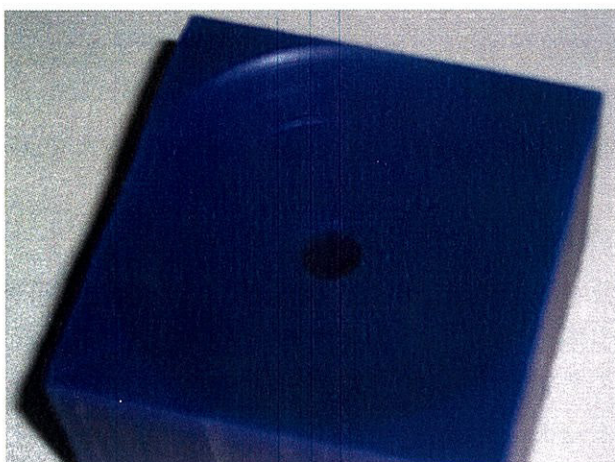


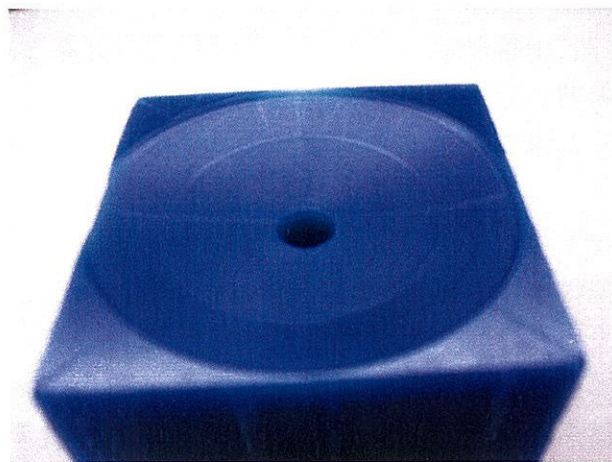
図 7.11 工具経路の生成

7.7 結言

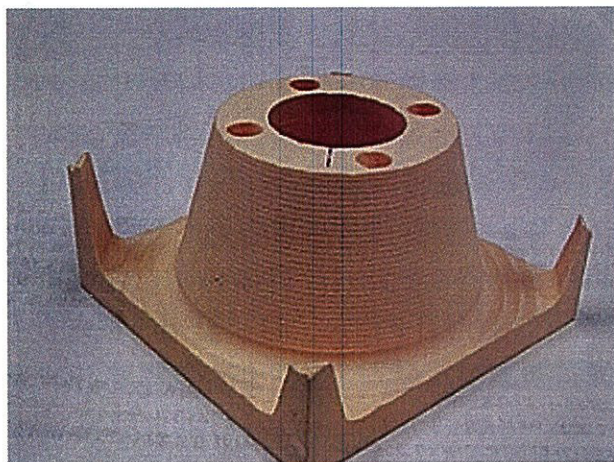
本章ではCADデータから,第3章で示した運動学解析を用いて位置姿勢決め指令を生成した. メインプロセッサ・ポストプロセッサを開発するとともに, 同データを用いた経路の生成を行い試作機で実際に加工を行った. 図 7.12 に加工事例を示す.



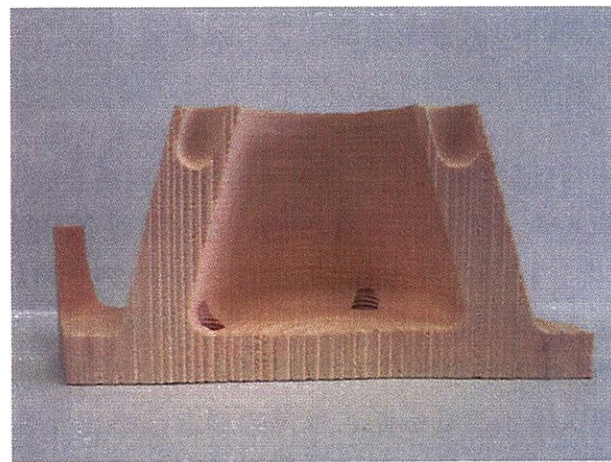
(a)半球凹面形状 1



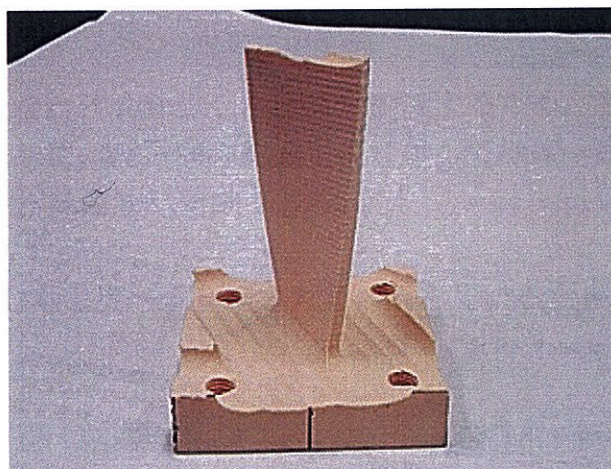
(b)半球凹面形状 2



(c)円錐台



(d)円錐台 (内部)



(c)スパイラル

図 7.1212 加工事例

<MEMO>

第8章 結 論

本論文では、現在、5軸加工分野で期待される高精度、高剛性、高速化、高効率化というキーワードに対し、新たな工作機械用機構を提案し、同機構の運動解析および、非線形な入出力関係を明らかにした。また、機構の校正法について提案するとともにシミュレーションにより有効性を確認した。

まず、高剛性で広い作業領域が確保可能な工作機械用機構としてパラレルメカニズムに注目して、空間運動と平面運動を組み合わせたハイブリッド機構を提案した。その結果として、提案した機構は作業領域全体にわたり、ほぼ一定の角変位を出力でき、平面内の位置決め案内テーブルを用いることで高い位置決め精度を確保し、さらに、空間パラレルメカニズムの節を曲げモーメントを考慮した板状の節を用いることで変形を抑制することを可能にした。次に、同機構の各種特性、挙動を、これまでに提案開発したマニピレータの駆動特性評価法、複数の機構特性の評価に基づく用途に応じたロボット動作機構の総合、動力学特性図によるロボット用開ループ機構の評価などを用い詳細な設計を行い、実機を製作した。さらに、機構特有の入出力関係を考慮した最適な経路の生成法について提案し、同手法の有用性を確認した。最後に、応答曲面法を用い同機構のキャリブレーション法を提案した。

本論文で得られた結論を要約すれば以下のとおりである。

(1) 高剛性で広い作業領域を確保するため空間3自由度パラレルメカニズムと平面2自由度案内テーブルを組み合わせたハイブリッド機構を提案した。空間3自由度パラレルメカニズムは3つの連鎖からなり、各連鎖の構造は同一でベース側から1自由度の回転対偶、1自由度の直進対偶および3自由度の球対偶とし、球対偶を出力節と連結する。なお、連鎖には板状の節を用い、同節上に直進対偶を配置する。この結果として、剛性の向上、高速駆動が可能とした。また、同機構の設計に必要な変数の決定方法として、等方的な力を出力するために入力部に必要な駆動力を求める「駆動特性評価法」および出力部に等方的な負荷が作用した場合に生じる誤差を求める「出力変位誤差評価法」を用い詳細な寸法、アクチュエータを決定した。

以上の形式により、提案する機構は以下の特長を有する。

i) 広い作業領域の確保

空間および平面運動をそれぞれ独立した機構で創成するため、各並進方向に対して大きな変位が得られるとともに、XY方向の位置変化に対してほぼ一定の出力角を得ることができ、結果として広い作業領域が確保できる。

ii) 組み付け誤差の抑制

連鎖の数が少ない空間3自由度パラレルメカニズムを用いるため、製作時の組付け誤差が生じにくい。

iii) 節の高剛性化

採用する空間3自由度パラレルメカニズムの連鎖に生じる曲げモーメントの方向は限られる。そこで、断面係数を考慮した板状の節を用いることで機構の高剛性化が図れる。

iv)直進対偶部の支持の改善

従来の多くのパラレルメカニズムと異なり板状の節を用いることで直進対偶を両端支持できるため高剛性化・高速化が期待できる。

(2) 機構の制御, 解析に必要な運動学解析を示した. 本機構モデルの逆運動学解析は6自由度パラレルメカニズムとは異なり, 3自由度機構であるため解析解を求めることは容易ではない. 本研究では, 機構の位置・姿勢決めに一般的なロボットの制御に用いるロール・ピッチ・ヨー角法と, Z , θ_1 , θ_2 角法について示した. また, パラレルメカニズムの順運動学解析は受動的に決定される変数が存在するため解析的に解くことができない. そこで順運動学解析は数値解法を用い近似解を求めた.

Z , θ_1 , θ_2 角法は, 本研究の解析に用いる. 以下に解法を要約する.

空間3自由度パラレルメカニズムのベース上に絶対座標系 O -XYZ を, 出力点 P に動座標系 P - $x_p y_p z_p$ を設定する. これらの座標系に対して同機構の位置・姿勢を (θ_1, θ_2, Z) で表す. θ_1 は $x_p y_p$ 平面内における回転軸の方向を表し, θ_2 は同回転軸まわりの角変位を表す. Z は座標系 O -XYZ における出力点 P の Z 軸座標である. これら3変数を用い位置姿勢決めを行う. なお, 同機構の出力節の X および Y 方向変位は上述の変位に対して従属的に生じる. これらの従属変位は X_u, Y_u と表し, 平面案内テーブルで補正する.

(3) 工作機械の基本的な加工経路の生成は, 経路を等間隔に分割し, さらに, 各分割点間において各方向に駆動軸を独立して移動させる. この場合, 分割点間には経路誤差が生じる. しかし, 従来の工作機械用機構は入出力関係が一定であるため, 経路誤差の大きさは容易に予測できる. これに対してパラレルメカニズムは入出力関係が非線形であるため, 経路誤差の大きさは複雑に変化する.

したがって, パラレルメカニズムを用いた工作機械ではその入出力比の大きさを考慮して経路の分割を行うべきであるが, 入出力関係は機構の位置・姿勢, さらに, 変位の方法によって複雑に変化するため最適な分割数の決定などは容易でない. そこで, ある位置・姿勢の機構が任意方向に運動する場合の入出力比の最大値を簡便に解析する方法をヤコビ行列を用い提案した.

明らかになった入出力関係は以下のとおりである.

- i) 3自由度空間パラレルメカニズムの入出力比は複雑に変化し, θ_2 が零付近で比較の入出力比が小さく, ± 20 度付近で大きいことが明らかとなった.
- ii) 実際に機構の運動シミュレーションをシミュレーションにより比較した. 空間3自由度パラレルメカニズムの点 P の Z 軸方向位置を一定とし $\theta_1=0$ 度, $\theta_2=-20 \sim +20$ 度の範囲で変位させた場合, 機構の Z 軸方向の変位は本来零であるが, θ_1, θ_2 の姿勢変化動作時に指定する分割点間において Z 軸方向にも変位が生じる.
- iii) 非線形な入出力を考慮して加工経路を生成すれば, 経路に発生する誤差を低減することが可能である.

(4) パラレルメカニズムは出力部が多数の節，対偶を介して駆動されるため，これらの加工誤差や組付け誤差等が機構の位置・姿勢決めに大きく影響する．組付け誤差等を根本的に零とすることは不可能であることから，機構を加工機に用いるためには機構の入出力関係をあらかじめ校正する必要がある．しかし，同機構の運動が多自由度であること，また，入出力関係が非線形であることから有効な校正方法は未だ確立されていない．

そこで，応答曲面法を用いたパラレルメカニズムの位置決め誤差推定法を提案し，またその具体的な手法を構築した．空間3自由度パラレルメカニズムを対象とする加工機用機構の位置決め誤差について，実際に推定可能であることをシミュレーションにより示した．

さらに，パラレルメカニズムの有効なキャリブレーション法として，応答曲面法を用いて，機構誤差を考慮した補正入力値を求める方法を提案した．提案した手法によってパラレルメカニズムの位置・姿勢決め精度が大幅に向上することをシミュレーションで確認し，同手法が対象機構とした空間3自由度パラレルメカニズムのキャリブレーションに有効であることを示した．

<MEMO>

参考文献

- 1) 立矢宏・松井良雄・村川俊昭・秋野晋也, 動力学特性図によるロボット用開ループ機構の評価, 日本機械学科論文集 (C編) 63-606(1997), pp.613-619
- 2) 立矢宏・秋野晋也・竹内政紀・須藤智昭, 異形式の平行メカニズムよりなる6自由度空間ハイブリッドメカニズム, 日本機械学科論文集 (C編) 64-627(1998), pp.4353-4360
- 3) 浅川直紀・伊藤謙一・竹内芳美, ロボットによるバリ取り作業の自動化—自由曲面上の湯口の場合—, 精密工学会誌, 64-5(1998), pp.773-778
- 4) 戸田健司・浅川直紀・竹内芳美, 産業用ロボットによる面取り作業の自動化 (円筒面形状への穴加工の場合), 日本機械学科論文集 (C編) 65-631(1999), pp.1288-1294
- 5) 大滝誠・伊澤昌敏・森重功一・浅川直紀・竹内芳美, X線CTスキャナを用いた3次元CADデータに基づく内部形状評価, 精密工学会誌, 65-11(1999), pp.1584-1588
- 6) 立矢宏・金野誠司, 複数のウィスカを有する触覚センサの基礎的研究, 日本機械学科論文集 (C編) 66-650(2000), pp.3336-3343
- 7) 水本善雄・浅川直紀・竹内芳美, 産業用ロボットによる面取り作業の自動化 (工具適用方向を参照した位置誤差補正システムの開発), 日本機械学科論文集 (C編) 66-650(2000), pp.3504-3509
- 8) 立矢宏・河合秀幸・, 複数の機構特性の評価に基づく用途に応じたロボット動作機構の総合, 日本機械学科論文集 (C編) 67-655(2001), pp.880-887
- 9) 立矢宏・中井智之・放生明廣・茶谷明義, 弾塑性波伝ば解析を利用した情報量基準に基づく動的構成式の決定, 日本機械学科論文集 (A編) 67-657(2001), pp.807-814
- 10) Hiroshi TACHIYA・Kazuyoshi KAWABATA・Akihiro HOJO・Akiyoshi CHATANI, A Method for Determining a Constitutive Equation with Temperature and Strain-rate dependence, Proceeding of the 4th International Congress on Thermal Stresses 2001(2001), pp.415-418
- 11) Yoshiyuki KANEKO・Minoru ISOBE・Ikuo TANABE・Kazunori Satoh, Development of New Lathe with Structural Design Using a Natural Phenomenon for Reducing Thermal Deformation, Third International Conference on Metal Cutting and High Speed Machining(2001), pp.213-216
- 12) 立矢宏・竹内政紀・西山貴之・谷信明, マニピレータの駆動特性評価法, 日本機械学科論文集 (C編) 67-663(2001), pp.3554-3560

- 13)水本善雄・浅川直紀・竹内芳美, 産業用ロボットによる面取り作業の自動化 (インテリジェントホルダの改良と適用), 日本機械学科論文集 (C編) 68-669(2002), pp.1589-1894
- 14)浅川直紀・瀬戸敬・平尾政利・竹内芳美, 産業用ロボットによる面取り品質のコントロール (安全性を重視した面取りの場合), 日本機械学科論文集 (C編) 68-673(2002), pp.2811-2816
- 15)立矢宏・山本康夫・橋本直親・金子義幸, 任意方向の負荷に対する多自由度機構の出力変位誤差評価 (評価法の提案と3自由度空間パラレルメカニズムの高剛性化), 日本機械学科論文集 (C編) 71-701(2005), pp04-0277
- 16)新井健生, パラレルメカニズムを適用したロボット機構と作業応用, 日本ロボット学会誌, Vol.10, No.4, P526-533, 1992
- 17)森栄一・岩淵秀雄, パラレルドリリングマシン(3自由度), 精密工学会誌, Vol.63, No.12, 1997
- 18)垣野義昭, パラレルメカニズムへの期待, 精密工学会誌, Vol.63, No.12, 1997
- 19)渋川哲郎・遠山退三, パラレルメカニズム形切削加工機, 精密工学会誌, Vol.63, No.12, 1997
- 22)THK 直動システム総合カタログ, THK 株式会社, No. 400 - 401
- 23)NSK 機械装着用モータ & スピンドル 2003CAT, 株式会社ナカニシ
- 24)HEPHAIST 多自由度位置決め機構CAT, ヒーハイスト精工株式会社
- 25)NSK 精機製品 CAT, 日本精工株式会社, No.3159a
- 26)広瀬茂男, ロボット工学—機械システムのベクトル解析—(改訂版), 裳華房, 1996
- 27)吉川恒夫, ロボット制御基礎論, コロナ社, 1988
- 28)John J.Craig (三浦宏文 訳), ロボティクス—機構・力学・制御—, 共立出版株式会社, 1991
- 29)水本久夫, 微分積分学の基礎, 培風館, 1993
- 30)西郷恵・大島一彦・井上淳・秋山献之・小田信行・白石修二・黒瀬俊, 線形代数学, 学術図書出版社, 1993

- 31)中岡稔・服部晶夫，線型代数入門，紀伊國屋書店，1986
- 32)新濃清志・船田哲男，数值解析の基礎，培風館，1991
- 33)柏村考義・白鳥正樹，実験計画法による非線形問題の最適化，朝倉書店
- 34)山田秀・葛谷和義・澤田昌志・久保田享，実験計画法—活用編—，日科技連，2004
- 35)山田秀，実験計画法—方法編—，日科技連，2004
- 36)前田昌弘，三國彰，図解でわかる統計解析，日本実業出版社，2000
- 37)脇田英治，これだけは知っておきたい数值解析のはなし，技報堂出版，1999
- 38)大村平，実験計画と分散分析のはなし，日科技連，1984
- 39)大村平，統計のはなし—基礎・応用・娯楽—，日科技連，1969
- 40)大村平，統計解析のはなし，日科技連，1980
- 41)轟章，応答曲面法
- 42)鎌田慶宣・福島広隆，萩原一郎，応答曲面法を用いた低周波数域車内音低減最適化技術，日本機械学会論文集(C編)，68巻673号，P2556-2563，2002-9
- 43)荒井誠・鈴木竜浩・清水泰斗，船体構造設計最適化への応答曲面法の適用性検討，日本造船学会論文集，第188号，P545-552
- 44)清水泰斗・荒井誠，応答曲面法を用いた油槽船舷側タンク横強度部材の形状最適化，日本造船学会論文集，第191号，P273-281
- 45)岩波健・施勤忠・萩原一郎・長松昭男，鉄道車両の振動低減に関する研究(応答曲面法による床下機器配置最適化の基礎的検討)，日本機械学会論文集(C編)，66巻641号，P240-245，2000-1
- 46)多加充彦・尾田十八，応答曲面法を用いたマンホール蓋の最小重量設計，日本設計工学会誌，Vol.37，No.5，2002-5

- 47)大岩考彰・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, P222-226, 2003
- 48)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)—逆運動学による機構パラメータのキャリブレーション—, 精密工学会誌, Vol.66, No.6, P950-954, 2000
- 49)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)—逆運動学による機構パラメータのキャリブレーション—, 精密工学会誌, Vol.66, No.10, P1568-1572, 2000
- 50)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)—重力補償と重力を考慮した機構パラメータのキャリブレーション—, 精密工学会誌, Vol.67, No.7, P1114-1119, 2001
- 51)大岩考彰・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)—立体的なボールプレートを用いたキャリブレーション—, 精密工学会誌, Vol.68, No.1, P65-69, 2002
- 52)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), 68巻673号, P2762-2769, 2002-9
- 53)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, 実験的検討), 日本機械学会論文集(C編), 69巻682号, P1691-1698, 2003-6
- 54)リコー株式会社, <http://www.ricoh.co.jp/designbase/>
- 55)鳥谷浩志, 千代倉弘明編著, 3次元CADの基礎と応用, 共立出版株式会社, 1991年
- 56) 田中秀岳, 塑性変形型ラピッドプロトタイピングの研究開発