

柔軟ばね関節を有する
平行メカニズムの提案と応用手法構築
(Parallel mechanism with compliant joints:
novel approach and methodology for application)

平成25年

小塚 裕明

目次

第1章 序論	
- Introduction -	1
1.1 柔軟構造を有する機構 (コンプライアントメカニズム)	2
1.2 パラレルメカニズム	3
1.3 コンプライアントーパラレルメカニズム	3
1.4 目的	4
1.5 論文の概要	4
第2章 関連研究	
- Rerated reseach -	6
2.1 ばねの大たわみ変形に関する研究	7
2.2 ばね関節の形状に関する研究	8
2.3 機構の位相最適化に関する研究	8
2.4 パラレルメカニズム応用に関する研究	9
第3章 ばね関節形状の設計法とFEM解析	
- Designing method for morphology of compliant joints and FEM analysis -	18
3.1 ハンマーオーキッド (Hammer Orchid)	19
3.1.1 オーキッドコンプライアント関節FEM解析	19
3.1.2 オーキッドコンプライアント関節FEM解析結果	20
3.2 円弧ばね関節	22
3.2.1 円弧ばね関節予備実験	22
3.2.2 円弧ばね関節予備実験結果	22
3.2.3 円弧ばね関節変形実験および解析	24
3.2.4 円弧ばね関節変形実験結果および考察	24
3.2.5 平行四節リンクへの応用	26
3.3 ばね関節の動作域拡大と剛性最適化	29
3.3.1 解析	29
3.3.2 考察	30
3.4 互違溝ばね関節	30
3.4.1 互違溝ばね関節のFEM解析	31
3.5 まとめ	32

第4章	精密位置決めのための基礎的試作機設計と評価	
	- Design and evaluations of a foundation prototype for high precision positioning -	33
4.1	位置決め装置試作機	34
4.1.1	運動学	35
4.1.2	実装	39
4.1.3	解析	39
4.2	評価実験	43
4.2.1	繰り返し位置決め精度実験	43
4.2.2	剛性実験	45
4.3	まとめ	45
第5章	動作域拡大のための試作機設計と評価	
	- Design and evaluations of a prototype for wider working area -	47
5.1	運動学	48
5.2	動作解析	50
5.3	実装	51
5.4	評価	57
5.4.1	繰り返し位置決め精度実験	57
5.4.2	剛性評価	65
5.5	まとめ	66
第6章	汎用的応用のための試作機設計と評価	
	- Design and evaluations of a prototype for universal applications -	67
6.1	運動学	69
6.1.1	幾何学条件の定義	69
6.1.2	逆運動学	72
6.2	改良型互違溝ばね関節	74
6.3	2自由度ばね関節	75
6.3.1	試作機動作域	75
6.4	実装	77
6.5	評価	82
6.5.1	繰り返し位置決め精度実験	82
6.5.2	剛性実験	90
6.5.3	固有振動数実験	95
6.6	まとめ	102
第7章	システム制御	
	- System control -	103
7.1	開発環境	104
7.2	アーキテクチャ	105
7.2.1	Robot class	106

7.2.2	Interface class	106
7.2.3	Interface Manager class	107
7.2.4	Joint class	107
7.2.5	Driver class	107
7.2.6	Device class	108
7.3	コア制御ソフトウェアの接続性	109
7.3.1	OpenIGTLink	109
7.4	コア制御ソフトウェアの安全性	111
7.4.1	ソフトウェアの文書化	111
7.4.2	システムとしての安全性	111
7.5	コア制御ソフトウェアの実装容易性	111
7.6	制御器	112
7.7	ネットワーク通信実験	112
7.8	まとめ	114
第8章 結論		
	- Conclusion -	115
参考文献		116
付録A -Appendix A-		I
付録B -Appendix B-		VI

目 次

1.1	Compliant mechanism	2
1.2	Parallel mechanism DELTA [1]	3
1.3	Mechanism of the assembler machine	5
2.1	Compliant joints	7
2.2	Compliant joints [22]	10
2.3	Compliant joints [22]	11
2.4	A two dimensional compliant gripper	12
2.5	An ABS plastic prototype of a compliant gripper	12
2.6	Micro Finger Module with 3 DOF Translational Motion	13
2.7	Three-dimensional microstages driven by comb actuators	13
2.8	A six-axis micro-scale nanopositioner (μ HexFlex)	14
2.9	A Pantograph mechanism with Superelastic hinges	14
2.10	Orion Minangle	15
2.11	Ultra-high precision flexure-based robots	15
2.12	Spatial parallel robot structure with flexure hinges Triglide	16
2.13	Three degree-of-freedom compliant-mechanism-based small-scale manipulator	16
2.14	a 6-PSS compliant mechanism for a nanopositioner	17
3.1	Hammer orchid (Drakaea)	19
3.2	FEM analytical condition of Hammer orchid's model	20
3.3	The result of FEM analysis on Hammer Orchid model	20
3.4	Circular compliant joint	22
3.5	Experimental result of yield point	23
3.6	Experimental setup of the circular complinat joint	24
3.7	The result of circular compliant joint	25
3.8	Setup of parallelograms	26
3.9	The result of parallelogram	27
3.10	FEM models of compliant joints	29
3.11	Model of serially layered-flat Spring compliant joint	31
3.12	Serially layered-flat Spring compliant joint	31
4.1	The prototype using circular compliant joints	34
4.2	Kinematics model of the prototype	35

4.3	Simple kinematics model of the prototype	36
4.4	A control box for the first prototype	39
4.5	Input motions for prototype	40
4.6	Trajectory of the end-effector position on X-Y plate in the rotational motion of Fig. 4.5(b)	41
4.7	FEM analysis of the prototype	42
4.8	Setup of repeatable accuracy test	43
4.9	The result of repeatable accuracy test	44
4.10	Setup of stiffness test	46
4.11	The result of stiffness test	46
5.1	Second prototype	48
5.2	Kinematics model of the Second prototype	49
5.3	FEM analysis of the second prototype	50
5.4	The working area of the second prototype	52
5.5	Mechanism of an arm	53
5.6	Design of an arm	53
5.7	Design of joints	54
5.8	Design of joints	54
5.9	Design of a base part	55
5.10	Product of a base part	55
5.11	Design of the end-effector with knock-pins	56
5.12	Setup of repeat accuracy test	57
5.13	Positions of repeat accuracy test	58
5.14	The trajectories of the end-effector on the test point P5-P1	59
5.15	The result of repeatable accuracy on P1	60
5.16	The result of repeatable accuracy on P2	61
5.17	The result of repeatable accuracy on P3	62
5.18	The result of repeatable accuracy on P4	63
5.19	The result of repeatable accuracy on P5	64
5.20	Setup of the stiffness test	65
5.21	The result of the stiffness test	66
6.1	Prototype over view	68
6.2	Kinematic model of the prototype for link parameters	70
6.3	Simple kinematic model of the prototype	70
6.4	A top view of kinematic model	71
6.5	Simple kinematic model of the prototype 2	71
6.6	Design of serially-layered flat spring joint	74
6.7	Serially-layered flat spring joint	74
6.8	2-DOF compliant joint	75
6.9	Working area of the prototype	76

6.10	Drawing of the prototype	78
6.11	Drawing of the (a) parts	78
6.12	Drawing of the end-effector	79
6.13	Front view of a control box	80
6.14	Back view of a control box	80
6.15	Main circuit in the control box	80
6.16	Error check circuit	81
6.17	Setup of repeat accuracy test	82
6.18	Positions of repeat accuracy test	83
6.19	The result of repeatable accuracy on P1	84
6.20	The result of repeatable accuracy on P2	85
6.21	The result of repeatable accuracy on P3	86
6.22	The result of repeatable accuracy on P4	87
6.23	The result of repeatable accuracy on P5	88
6.24	The result of repeatable accuracy on α and β	89
6.25	Setup of the stiffness test	90
6.26	Positions of the stiffness test	90
6.27	The result of the stiffness test on origin (P0)	92
6.28	The result of the stiffness test on P1	93
6.29	The result of the stiffness test on P2	94
6.30	Setup of the natural frequency test	95
6.31	Positions of the natural frequency test	95
6.32	The result of the natural frequency on origin (P0)	97
6.33	The result of the natural frequency on P1	98
6.34	The result of the natural frequency on P2	99
6.35	The result of the natural frequency on P3	100
6.36	The result of the natural frequency on P4	101
7.1	CPU Board, I/O Board and enclosure	104
7.2	Open core control software	105
7.3	Open core control software flow chart	106
7.4	Structure of OpenIGTLink	109
7.5	Data types of OpenIGTLink	110
7.6	Watch dog timer flow chart	112
7.7	The result of network delay times using the control software (Up:Non-packet loss, Down:Two packets loss)	113
7.8	The result of output desired/current positions of the test bed robot	113

表 目 次

3.1	Results of FEM analytical of compliant joint models	30
5.1	Result of repeatable accuracy test	59
6.1	The result of repeatable accuracy test	83
6.2	Result of repeatable accuracy test (α and β)	84
6.3	The result of stiffness test	91
6.4	The result of the natural frequency test	96
7.1	A developed environment of the control software	104
A.1	Spring steel (SUP6) properties	II
A.2	Chiba precision linear actuator specification	II
A.3	Chiba precision linear actuator driver specification	III
A.4	Laser 2D displacement meter specification	III
A.5	Load cell specification	III
A.6	Yasukawa actuator specification	IV
A.7	Yasukawa servo pack specification	IV
A.8	THK linear system specification	IV
A.9	CPU board	V
A.10	ACP-900 (Control rack)	V
A.11	CPZ-7415V (Motor control board)	V

第1章 序論

- Introduction -

1.1 柔軟構造を有する機構 (コンプライアントメカニズム)

柔軟な構造を有し、構造そのものが変形することにより、動作伝達や動作変換を行う機構をコンプライアントメカニズムと呼ぶ。代表的な例として**Fig. 1.1**にコンプライアントグリッパーを示す。矢印方向に並進1自由度の動作入力により、各はりや細くくびれた箇所が変形および動作し、対象物を挟むことができる。コンプライアントメカニズムは、機械的なガタがなく動作し、潤滑の必要がなく、摩耗粉や騒音が発生しない。また、従来の機構と比較して、一体型として構成できるため構造がシンプルであり、軽量かつ小型である。ばねの変形により動作するため、機構内部に弾性エネルギーを溜めることができ、逆に弾性エネルギーを放出することもできる。従来から、ばねの微小な変形を応用することにより、高精度に動作するコンプライアントメカニズムがMEMS(Micro Electro Mechanical Systems)の分野において、開発されてきた。しかし、動作域はマイクロメートルオーダーにとどまっていた。

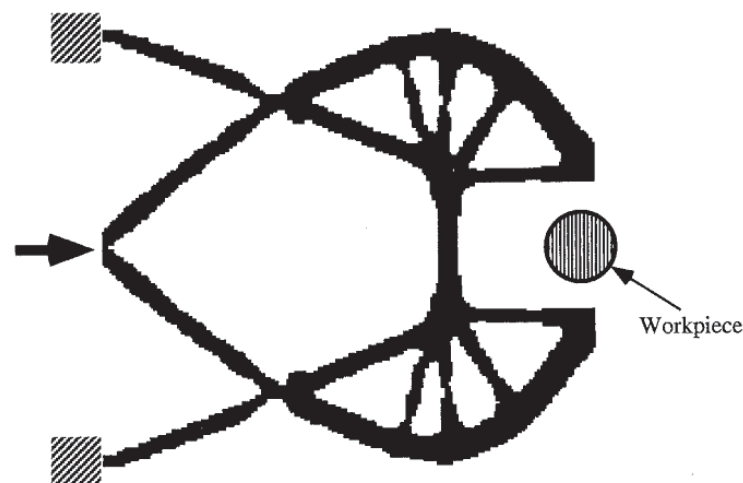


Fig. 1.1 Compliant mechanism

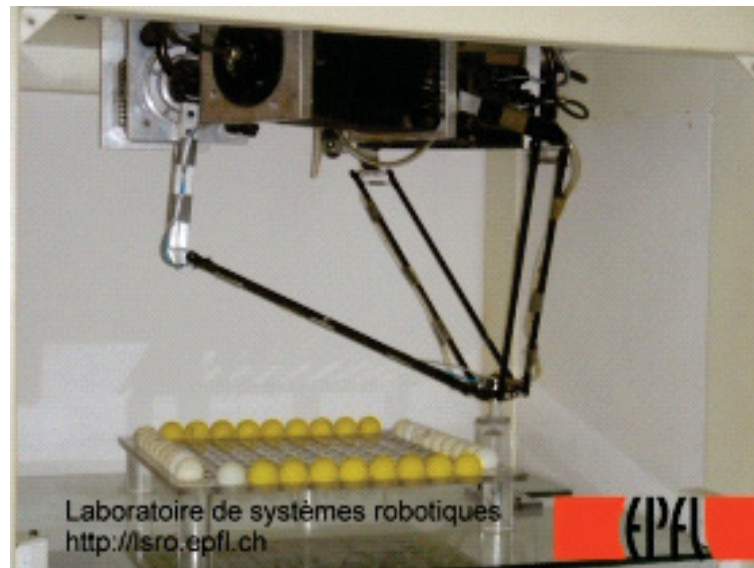


Fig. 1.2 Parallel mechanism DELTA [1]

1.2 パラレルメカニズム

パラレルメカニズムは、機構基部と機構先端を複数のアームにより支持された機構である。機構先端を複数のアームにより支持するため、各アームで生じる誤差が平均化し、機構先端は高精度に動作し、高剛性・高出力である。また、すべてのアクチュエータを機構基部に配置可能なため、動作する機構部は軽量である。代表的な機構として Fig. 1.2 に DELTA を示す [1]。DELTA は平行四節リンクを有した3本のアームから構成され、並進3自由度を有する。各アームは、平行四節リンクの機械的拘束により、回転1自由度が機構基部と常に平行になる。それらの3本のアームが相互に拘束し合い、機構先端は機構基部と常に平行を保ちながら、並進3自由度を動作する。パラレルメカニズムは、力提示装置から工作機械まで様々な応用されている。

1.3 コンプライアントーパラレルメカニズム

本研究では、柔軟なばね関節をパラレルメカニズムに応用したコンプライアントーパラレルメカニズム（C-P メカニズム）を提案する。特に、柔軟なばね関節により、広い動作域を有し、かつ高精度に動作する特性から、本メカニズムがシンプルな構造により実現可能であればその応用は様々な考えられる。特に、半導体やレンズなど粉じんを嫌うクリーンな環境下での動作や、潤滑剤を必要としないため、食品加工、手術への応用が考えられる。また、特殊な環境下として真空状態などにも対応可能である。

そこで、本研究では、柔軟なばね関節を有するパラレルメカニズムを提案し、その応用手法を構築する。

1.4 目的

本研究は、プリンターやプロジェクター内部に使用されるレンズやミラーのピッキングや高精度位置決めを応用例とする。この作業では、位置決めには速度を必要としない。また、機構先端の絶対位置をカメラなどの画像系によりフェードバックして制御しているため、特に繰り返し位置決め精度が重要である。なお、位置決め後の接着には、接着剤硬化による変形を防ぐため、鉛直方向に 100N/mm 近い剛性が必要となる。

ここで、現在用いられている装置を **Fig. 1.3** に示す。現在の装置は、ピッキングのための粗動装置と位置決めのための微動装置がシリアルに接続されている。位置決め時に必要な精度と接着時に必要な剛性のため、装置は大型であり、大重量である。よって、高コストになり、メンテナンス性も低い。

そこで、本研究で提案するコンプライアントーパラレルメカニズムを適応し、ピッキングから位置決め、さらには接着まで 1 台で行うことの可能なコンパクトなロボットの開発し、提案するメカニズムが広く応用可能であることを確認する。

1.5 論文の概要

本研究では、従来の回転関節などの代わりに柔軟な構造をばねのように変形し、動力を変換・伝達する機構であるコンプライアントメカニズムを、パラレルメカニズムに応用したコンプライアントーパラレルメカニズムを提案する。コンプライアントメカニズムは、機械的ガタがなく高精度に動作し、潤滑の必要がなく、摩耗粉や騒音が発生しない。さらに、コンプライアントメカニズムをパラレルメカニズムに応用することにより、ばね関節の変形を、パラレルメカニズムの機械的拘束により高精度に動作させることが可能となる。しかしながら、コンプライアントメカニズムは、柔軟構造の変形により動作する原理上、動作域に制限が生ずるため、主としてマイクロメートルオーダーの微細動作のみ適応されるという問題があった。よって、本研究では、以下の様に問題解決手法を提案し、有効性を示した。

1. 本研究では、コンプライアントメカニズムを一般的に適応するため、広く屈曲しながらも回転 1 自由度拘束を有するばね関節形状の最適な設計方法を検討し、2 種類のばね関節形状を提案した。
2. これらばね関節を各々パラレルメカニズムに応用したコンプライアントーパラレルメカニズム試作機を開発して、パラレルメカニズムの機械的拘束がばね関節に有効に作用し、高精度かつ広い動作域、高剛性であることを示した。
3. 最後に産業用のピッキングおよび高精度位置決め作業へ応用のため、より多自由度のコンプライアントーパラレルメカニズム試作機を開発し、その有効性を確認した。

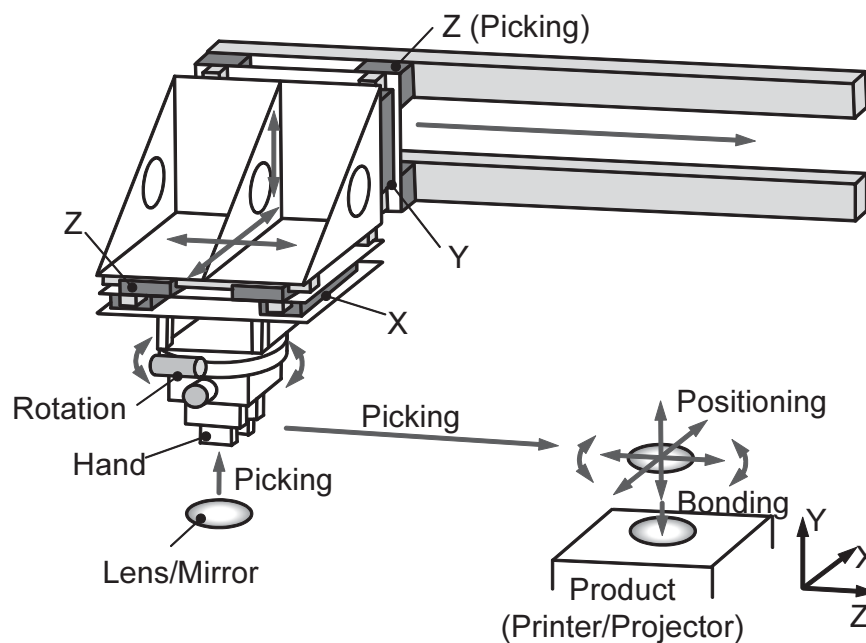
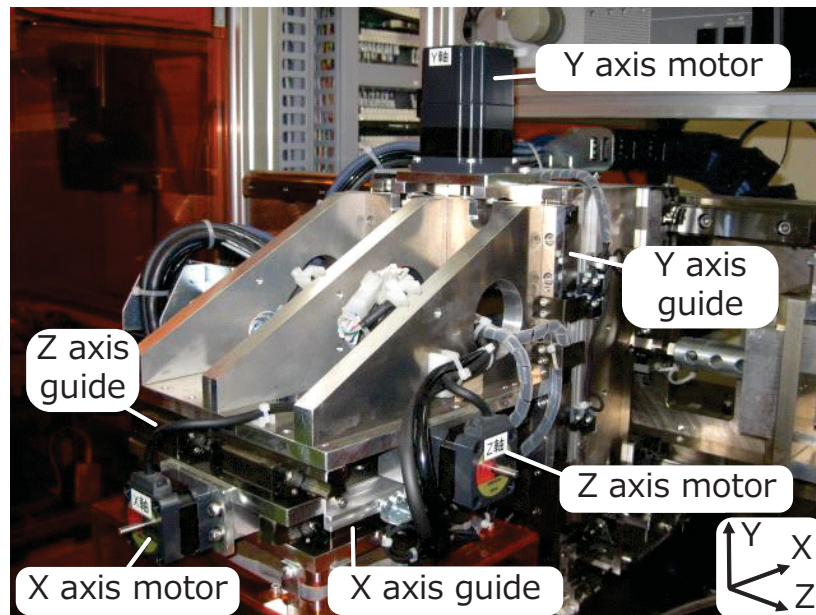


Fig. 1.3 Mechanism of the assembler machine

第2章 関連研究

- Rerated reseach -

柔軟構造を機構に応用するコンプライアントメカニズムに関する研究は，これまでに多く行われている [2]~ [4]. 本稿では，ばねの大たわみ変形についての研究，様々な自由度をもったばね関節形状についての研究，機構の位相最適化手法の研究，パラレルメカニズムに応用した研究についてそれぞれ以下にまとめる．

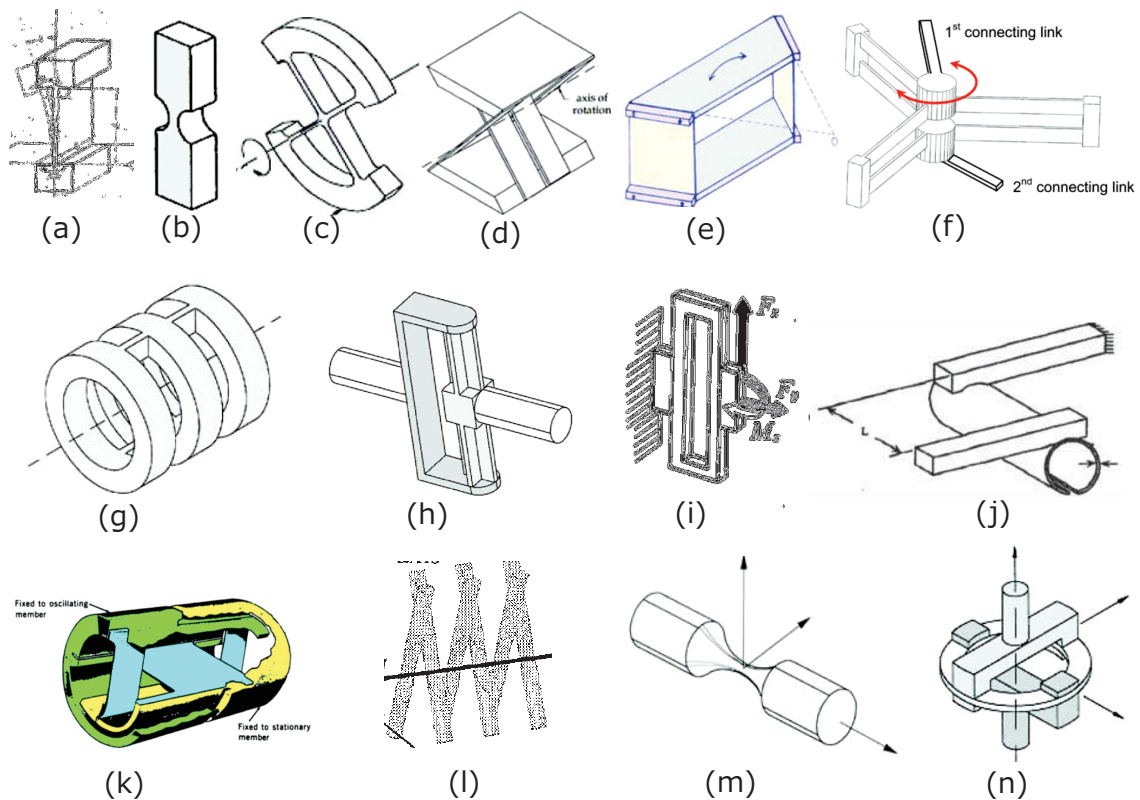


Fig. 2.1 Compliant joints

2.1 ばねの大たわみ変形に関する研究

ばね（はり）の大たわみ変形は、非線形変形である。その解を求める方法は、有限要素法解析、ばねをいくつかの要素に分割する近似法、楕円積分を利用し厳密解を求める方法などがある。Howellらは、薄く比較的長い板ばねの大たわみ変形において、チェーンアルゴリズムと呼ばれる近似法を適応した[7]。この近似法により、板ばねをいくつかのねじりばねと可変長の剛体リンクからなる疑似剛体モデル（Pseudo-Rigid-Body Model, PRBM）として提案している。なお、チェーンアルゴリズムとは、板ばねをいくつかのねじりばねと固定長の剛体リンクに分割する近似法である[8]。金金光らは、超弾性合金Ni-Tiを用いた薄い板ばねが大たわみ変形したときの、移動する回転中心位置の理論解析及び計測を行った[9]。Parosらは、半円弧状の両側切り欠きばねにおいて、その非線形な変形の厳密解を求めた[10]。吉村は、単純なはり、両側切り欠きばね、片側切り欠きばねの剛性に関する厳密解の導出とFEM解析を行った[11]。さらに、薄板や棒形状のばねについて、楕円積分を用いた厳密解を求める研究がある[12]～[14]。これら研究の多くは、屈曲方向のみの変形や剛性が検討されており、本研究で提案する大変形しながらも屈曲方向以外の曲げ剛性を考慮した研究はほとんどない。

2.2 ばね関節の形状に関する研究

次に、ばね関節の形状に関する研究がある。Fig. 2.1に従来開発されたばね関節をまとめた。Fig. 2.1(a)は、ばね関節の一番古い研究であり、Eastmanらの開発した板ばね関節である[15]。Fig. 2.1(b)は、Parosらの提案した両側切り欠きばね関節である[10]。Fig. 2.1(c)は、Smithらが提案した回転中心のズレを考慮した板ばね関節を交差させたばね関節形状である[3]。Fig. 2.1(d)は、Bonaらの提案した同様に回転中心のズレを考慮した板ばね関節を立体的に交差させた形状である[16]。Fig. 2.1(e)は、板ばねを台形に配置して関節から離れたところに回転中心を有するばね関節である[17]。Fig. 2.1(g)は、短い板ばねを連続して接続し、全体をひねるようにせん断変形により動作させて回転させるばね関節である[3]。Fig. 2.1(h)は、Treaseらが提案した断面が十字型の回転1自由度ばね関節である[18]。Fig. 2.1(i)は、吉村が解析した口の字型の回転ばね関節である[11]。Fig. 2.1(j)は、Goldfarbらが提案したせん断変形を中空丸棒の長手方向にスリットの入った、回転1自由度のばね関節である[19]。Fig. 2.1(k)は、Troegerが特許として提案し、動作域拡大のため、板ばねを交差して配置したばね関節である[21]。Fig. 2.1(l)は、Raatzらが提案した、関節剛性を考慮した細い両側切り欠きばね関節を何本も交差させて配置したばね関節である[25]。Fig. 2.1(m)は、Lobontiuらが開発した回転3自由度の回転切り欠きばね関節である[20]。Fig. 2.1(n)は、Smithらが提案した円盤状ばねを上下から交互に固定することにより2自由度回転を実現するばね関節形状である[3]。なお、SydenhamはFig. 2.2およびFig. 2.3に示すようにばね形状を詳細に分類した[22]。これらの研究は、回転中心のずれや動作域の拡大、曲げ剛性への考慮により関節形状が複雑になる傾向にある。また、加工方向は立体的であったり、関節とリンクを一体部品で構築できない場合が多い。これらの研究に対し、本研究では、平面方向の加工により実現できるシンプルなばね関節を提案する。これにより、機構を容易に構築可能となる。また、屈曲角度が広く同時に3軸周りの曲げ剛性を考慮したばね関節は少ない。

2.3 機構の位相最適化に関する研究

機構全体を弾性体と考え、機構の位相最適化を行った研究がある。Nishiwakiらは、均質化法をコンプライアントメカニズムに応用し、Fig. 2.4に示すような機構の位相最適化を行った[23]。均質化法とは、弾性体を周期的な微視構造をもつ複合材料と考え、微視構造が無限に存在する均質化モデルとして弾性体の変形等を扱う方法である。Fig. 2.5は、Kotaらが機構の位相最適化手法を医療ロボットの先端手術ツールに応用した[24]。これら最適化手法で実現される機構の多くは動作域が狭く、また平面内で動作する機構が多いため、動作自由度が3自由度以上の多自由度機構に関する提案はほとんどない。また、何本ものはりにより構成され、機構が複雑になりがちである。

2.4 パラレルメカニズム応用に関する研究

また、パラレルメカニズムの受動関節にばね関節を応用した研究が報告されている。谷川らは、受動関節に半円弧状の両側切り欠きばね関節を使用し、マイクロメートルの精度で動作する並進3自由度パラレルメカニズムを開発した (Fig. 2.6) [27]。安藤は、MEMS 技術を応用し、関節に傾斜したはり状の関節を使用したナノメートルの精度をもつ並進3自由度マイクロステージを開発した (Fig. 2.7) [31]。Chen S.C らは、MEMS 技術に応用し、6自由度ナノマニピュレータを開発した (Fig. 2.8) [32]。

堀江らは、ばね関節の材料に大たわみ変形する超弾性合金 Ni-Ti を利用し、並進2自由度の HDD ヘッド接着剤塗布用ロボットを開発した (Fig. 2.9) [26]。Pham らは、板ばね関節を用いて筋交い状のリンクを有した回転2自由度並進1自由度のパラレルメカニズムを開発した (Fig. 2.10) [28]。Richard らは、板ばね関節と剛体はりを高密度に構築し、高精度な DELTA を元にした5自由度機構を開発した (Fig. 2.11) [29]。Raatz らは、大たわみ変形する超弾性合金 CuAlNiFe を板ばね関節に使用し、デルタ機構に応用した (Fig. 2.12) [25]。Speich らは、円柱にスリットの入ったばね関節と剛体リンクにより、3自由度機構を開発した。精度の記述はなく動作域は 6 mm 立法程度である (Fig. 2.13) [30]。Wu らは、回転3自由度のばね関節を有する6自由度ナノマニピュレータを開発した (Fig. 2.14) [33]。

しかしながら、これらの研究のほとんどは、マイクロメートルオーダーの動作域を有するに限られている。また、自由度の増加や、剛性を考慮すると機構は複雑になる。本研究では、新たなばね関節を提案し、可能な限り動作域を考慮しながら関節剛性を検討する。これにより、従来にない動作域と高精度を有する機構を、シンプルな構造によって実現することで、コンプライアントメカニズムの汎用的応用が可能にする。

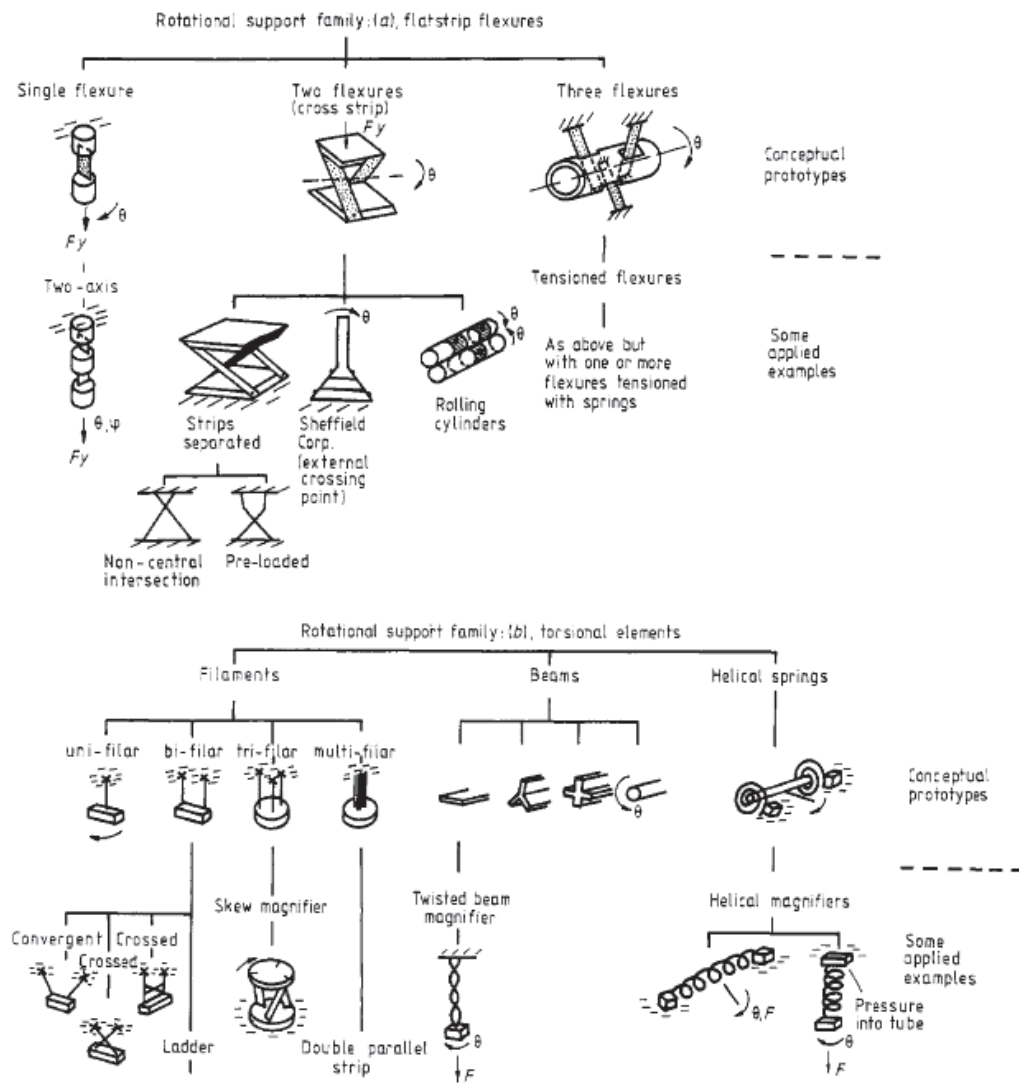


Fig. 2.2 Compliant joints [22]

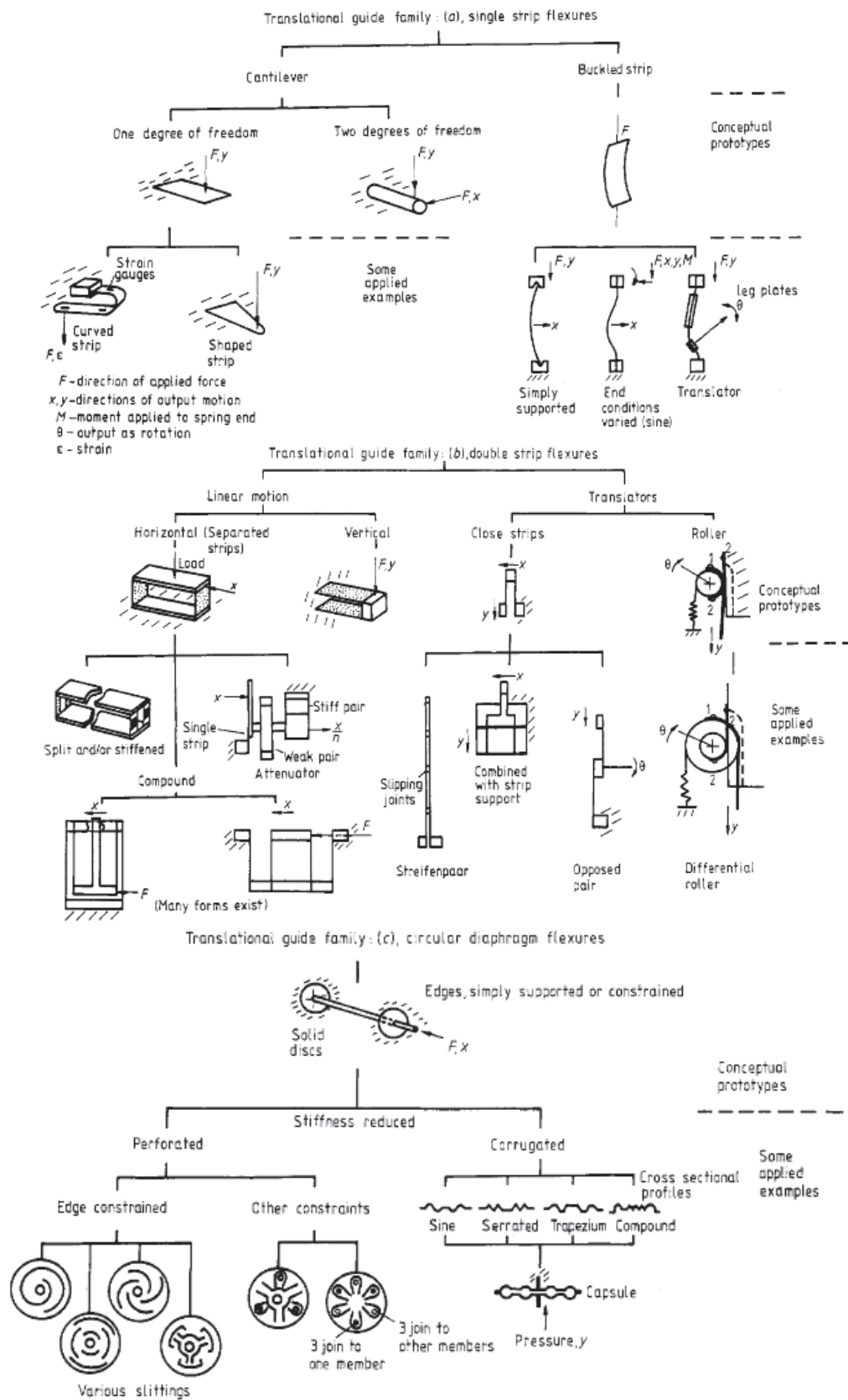


Fig. 2.3 Compliant joints [22]

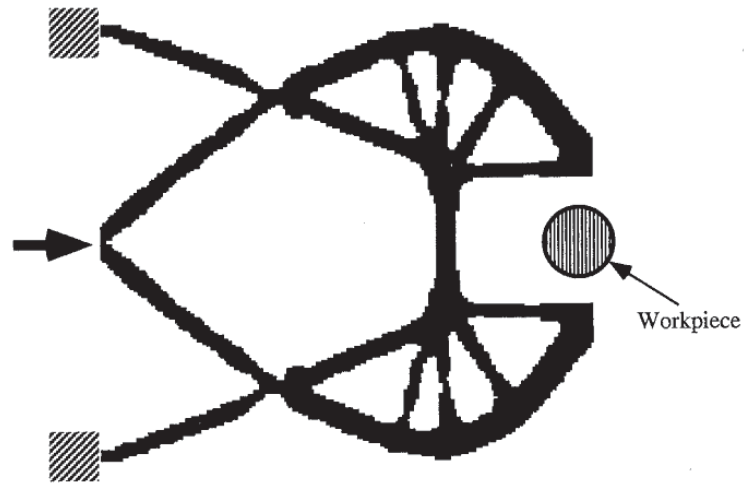


Fig. 2.4 A two dimensional compliant gripper

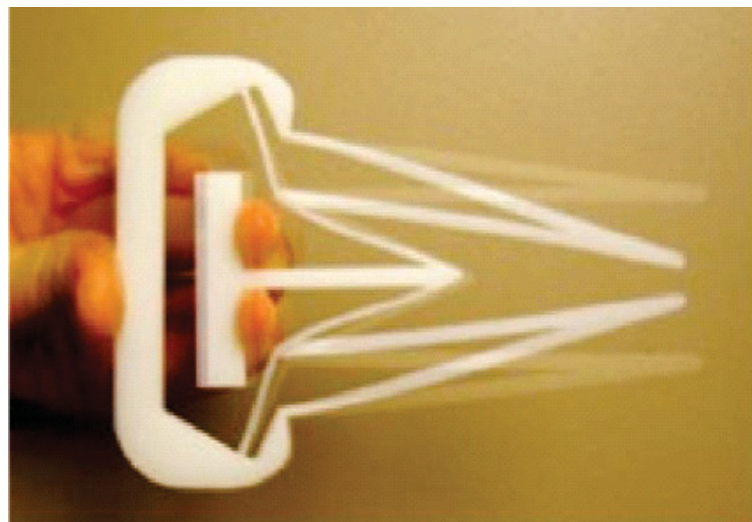


Fig. 2.5 An ABS plastic prototype of a compliant gripper

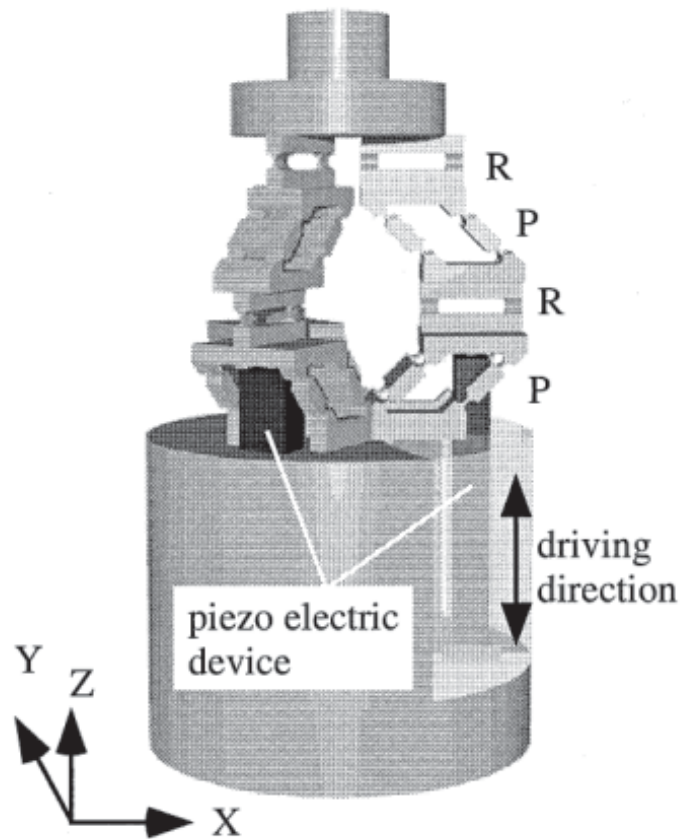


Fig. 2.6 Micro Finger Module with 3 DOF Translational Motion

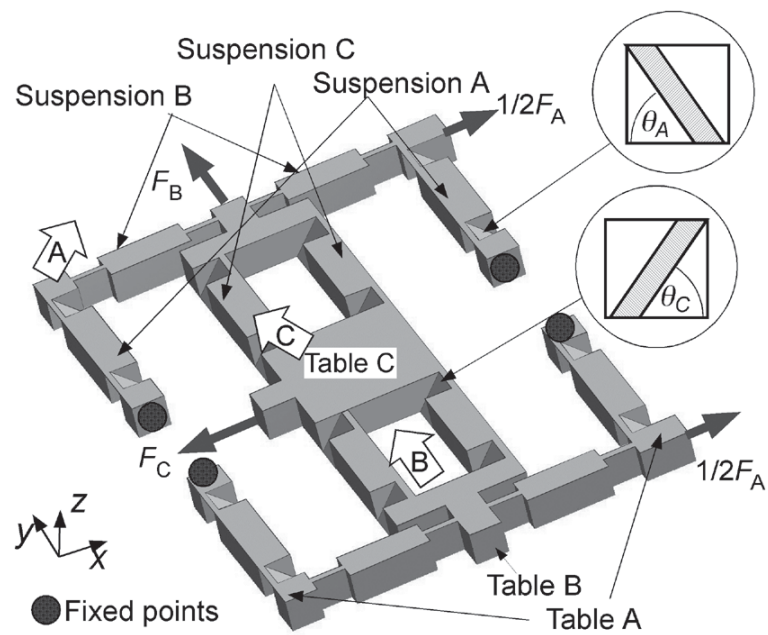


Fig. 2.7 Three-dimensional microstages driven by comb actuators

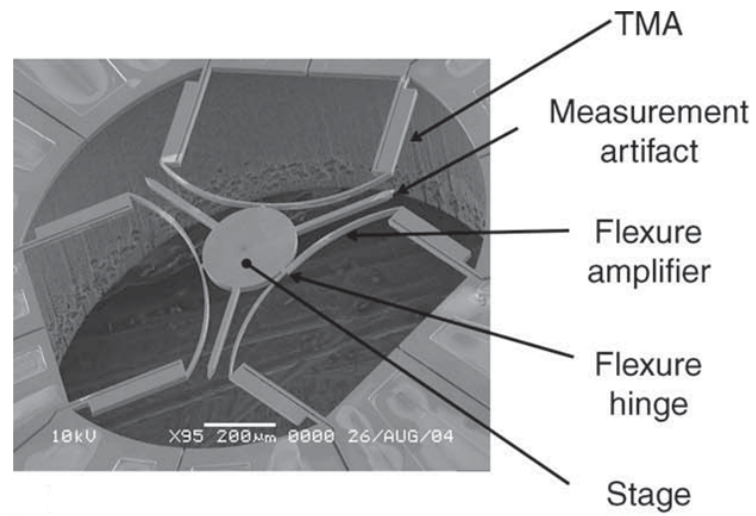


Fig. 2.8 A six-axis micro-scale nanopositioner (μ HexFlex)

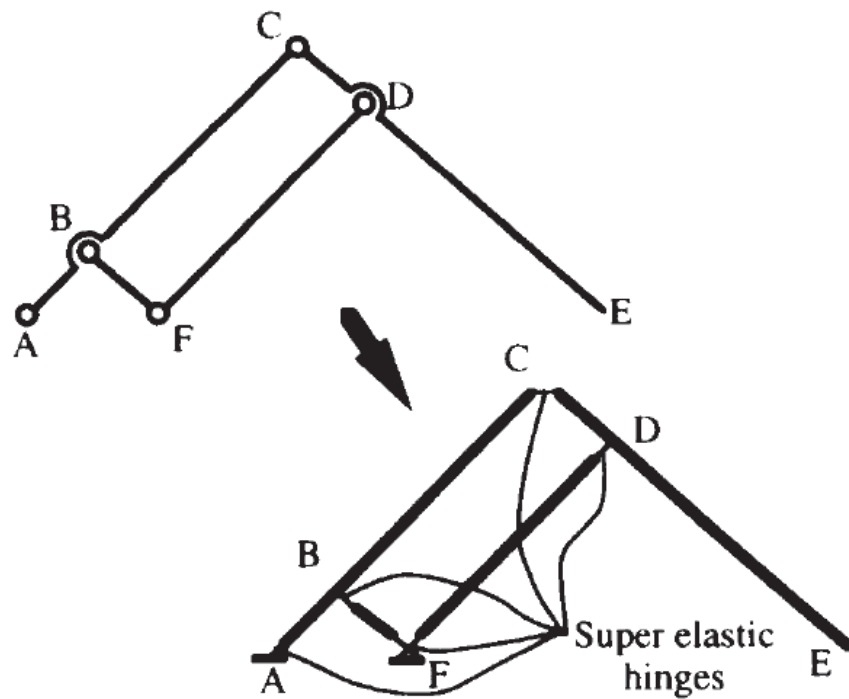


Fig. 2.9 A Pantograph mechanism with Superelastic hinges

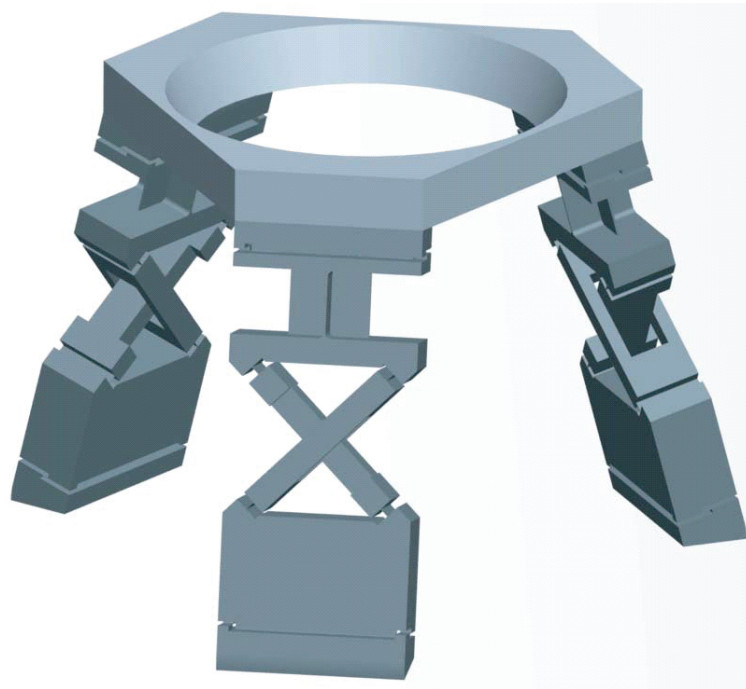


Fig. 2.10 Orion Minangle

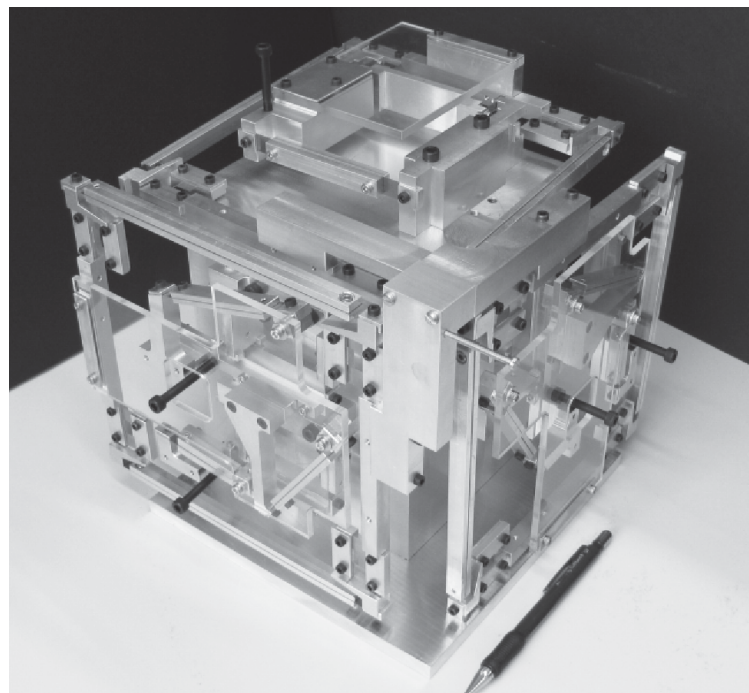


Fig. 2.11 Ultra-high precision flexure-based robots

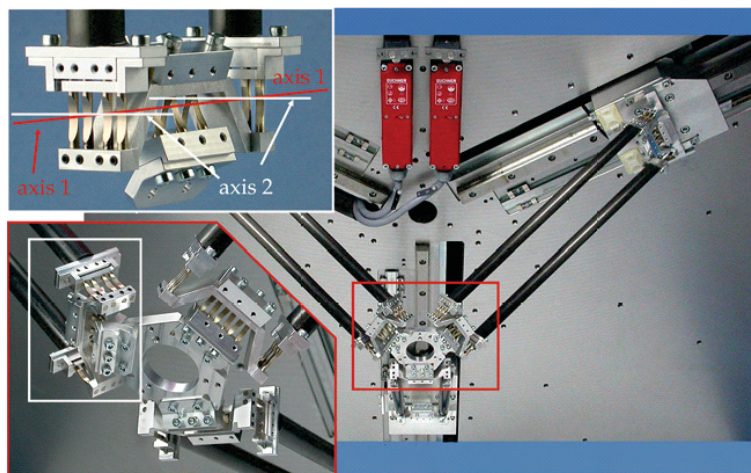


Fig. 2.12 Spatial parallel robot structure with flexure hinges Triglide

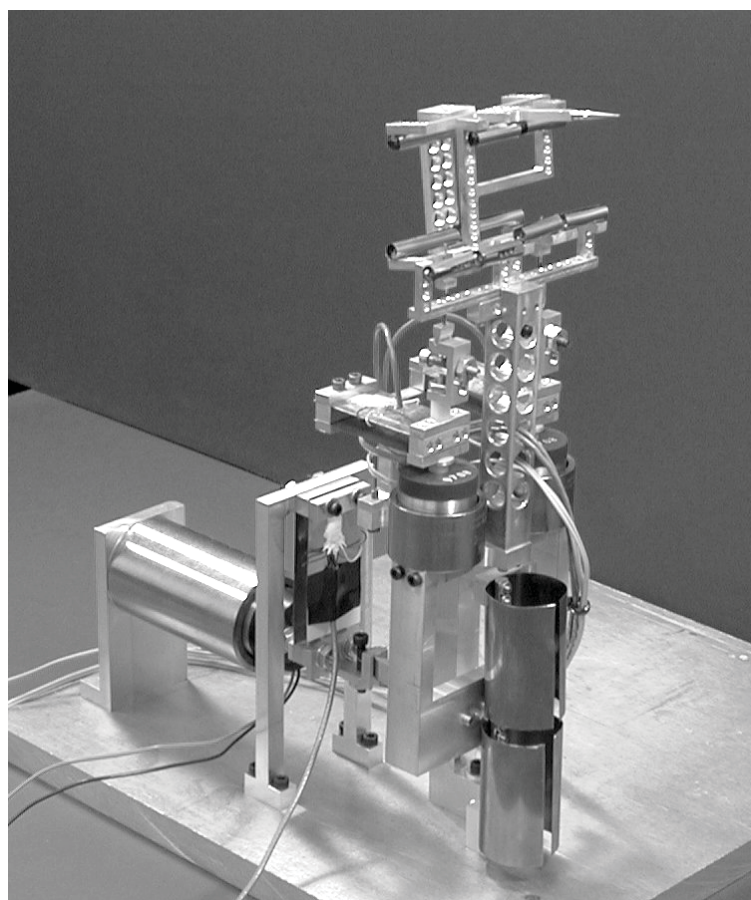


Fig. 2.13: Three degree-of-freedom compliant-mechanism-based small-scale manipulator

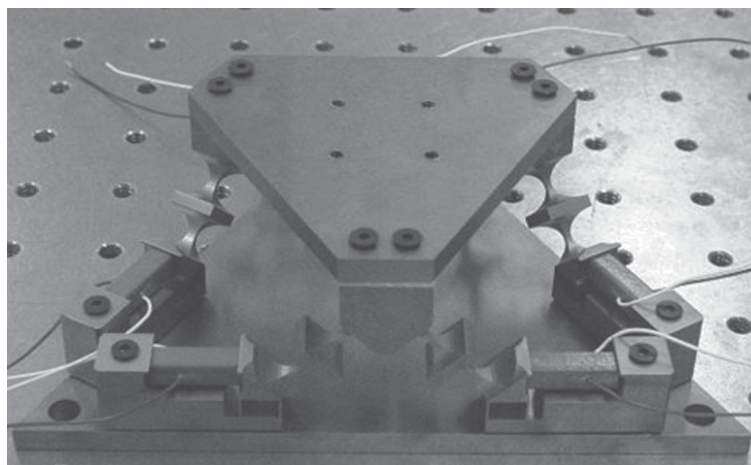


Fig. 2.14 a 6-PSS compliant mechanism for a nanopositioner

第3章 ばね関節形状の設計法とFEM解析

- Designing method for morphology of compliant joints and FEM analysis -

本研究では，まず広い動作域を有するばね関節を植物から着想した．さらに動作域を拡大させるため，ばね関節を連続して直列に配置することを提案した．これらにつき，FEM解析を行って，その特性を明らかにする．なお，パラレルメカニズムに応用する場合，高精度に動作させるために，ばね関節には回転1自由度拘束に必要な剛性を有することが重要となる．その点に着目し，最適なばね関節を提案する．

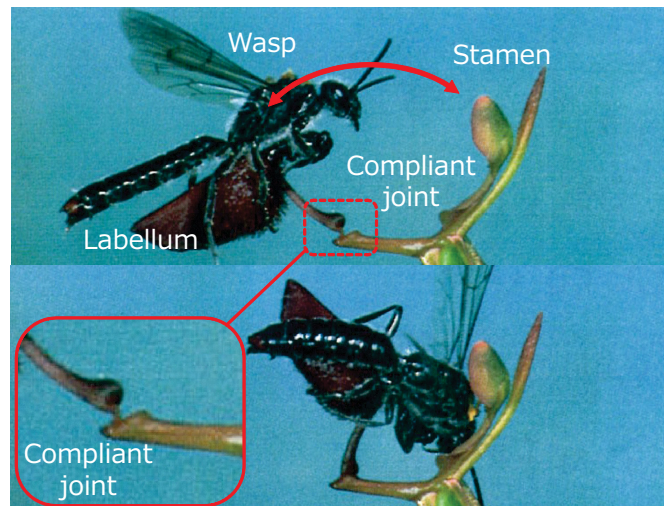


Fig. 3.1 Hammer orchid (Drakaea)

3.1 ハンマーオーキッド (Hammer Orchid)

ハンマーオーキッド (Fig.3.1) は、茎にコンプライアントメカニズムのような関節（オーキッドコンプライアント関節）を有し、一方の茎先端に唇弁（Labellum）、他方の茎先端におしべを有する。ハンマーオーキッドは、オスバチに花粉を付着させ、運ばせることで受粉する植物である。そのため、メスバチの擬態である唇弁からメスバチの発するフェロモンに似た匂いを発生させ、オスバチを唇弁に誘導する。オスバチは唇弁をメスバチと認識し、オスバチの本能に従い、唇弁を掴んで飛翔しようとする。その際、コンプライアント関節はオスバチの飛翔力を利用して受動的に屈曲し、唇弁とともにオスバチをおしべに押し付ける揺動動作を行う。この揺動動作は、2～3回程度繰り返され、オーキッドコンプライアント関節は180 deg程度の大きな回転運動を行うが、疲労破壊などは見られない。オーキッドコンプライアント関節は植物性の繊維質で構成され则认为られ、機械材料と単純な比較はできないが、コンプライアントメカニズムとして優れた特性を有している可能性がある。そこで、本研究ではこのコンプライアント関節の形状に着目し、FEM解析を行った。

3.1.1 オーキッドコンプライアント関節FEM解析

オーキッドコンプライアント関節形状を元に、3次元CADモデルを作成した。寸法は、下部茎の長さ60 mm、厚さ13 mm、上部茎の長さ60 mm、厚さ7 mm、関節の厚さ2.5 mm、幅は均等に15 mmとした。作成したモデルを、Femap(ver.10.2.0)[35]により六面体メッシュに分割した (Fig. 3.2(a))。メッシュサイズは、回転関節部で最大約0.5 mm、茎部及び厚さ方向に最大約1 mmとした。形状のみの特性を調べる観点から、材質はばね鋼 (SUP6, 表A.1) とした。解析では、茎最下部を固定し、上部茎先端に関節を中心としたトルクを周期2 sのコサイン波として入力した。こ

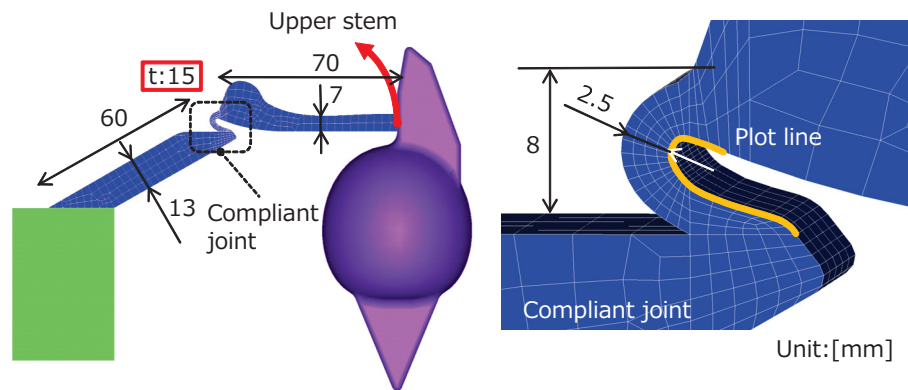


Fig. 3.2 FEM analytical condition of Hammer orchid's model

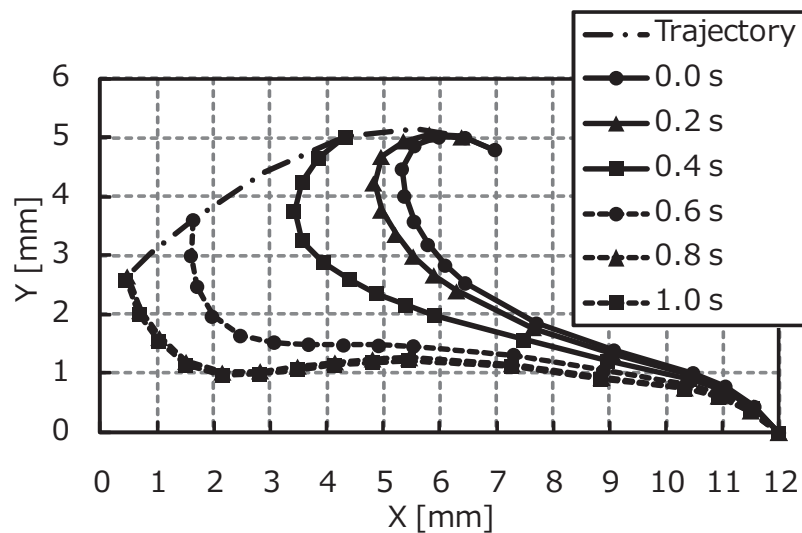


Fig. 3.3 The result of FEM analysis on Hammer Orchid model

これらの条件で，マルチボディ解析可能なFEM解析ソフトウェアDAFUL(ver.3.3)[36]を使用し，FEM変形解析を行った．ただし，ここでは形状から得られる特性を調べるため，応力の絶対値は考慮しないこととする．

3.1.2 オーキッドコンプライアント関節FEM解析結果

Fig. 3.3にDrakaeaの関節内側の形状を，0.2 s毎にプロットしたグラフを実線及び点線で示し，プロット線先端の軌跡を一点鎖線で示した．この結果より，回転に伴い，関節形状が円弧形状を保ちながら伸展していくことが分かる．この伸展による回転が加わることで，関節間距離が同じ板ばね関節と比較し，大きな屈曲角度を有することが分かった．また，関節の奥行き方向の厚さは，平面内で回転するよう拘束を与えていると考えられる．以下に特徴をまとめる．

- Drakaeaは茎の一部を薄くし，茎よりも相対的に曲げ剛性を低くすることで局所的に屈曲する
- 関節は破断しないよう，応力を分散させるため十分な長さを有する
- 円弧形状を伸展しながら屈曲させることにより，広い屈曲角度を有する
- 奥行き方向に幅をもつことで平面内で回転動作を拘束している

これらから，Drakaeaの関節をばね回転関節要素として応用するため，機械要素として利用しやすいFig.3.4に示す半円弧状の円弧ばね関節を考案した．考案した円弧ばね関節は，局所的に変形が起こり，かつ広い屈曲角度を有するために，厚さの薄い半円弧形状とし，また回転1自由度として十分な拘束が与えられるような幅を有する．

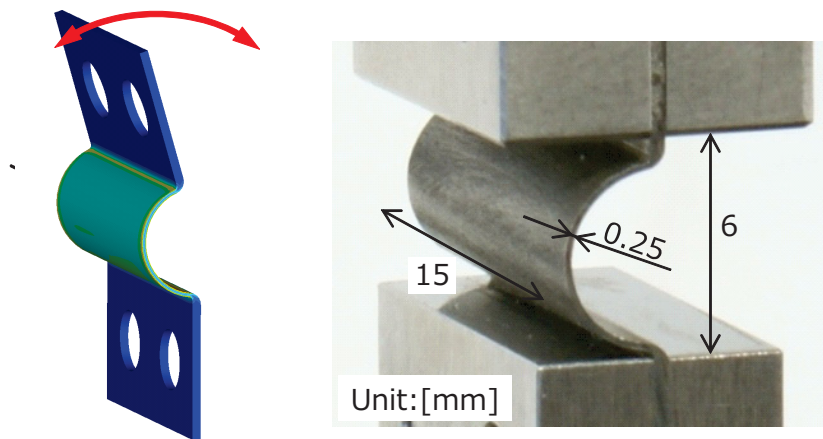


Fig. 3.4 Circular compliant joint

3.2 円弧ばね関節

前節より，ハンマーオーキッド関節から円弧ばね関節を着想した．円弧ばね関節が，従来の板ばね関節と比較し広い回転角度を有し，かつ高精度な動作が実現することを実験及び解析から明らかにする．

3.2.1 円弧ばね関節予備実験

製作した円弧ばね関節のばね性を確かめ，降伏点での最大屈曲角度および負荷荷重を明らかにする．円弧ばね関節の寸法は，厚さ 0.25 mm，円弧外径 6 mm，幅 15 mm である．材質はばね鋼（SUP6，Table A.1）である．実験装置を Fig. 3.6 に示す．本装置は，直動アクチュエータ（表 A.2）により，剛体リンク先端 55 mm に荷重を負荷し，リンクの根元に接続されたばね関節を変形させる装置である．直動アクチュエータの出力軸には，ロードセル（Table A.5）を取付け，負荷荷重を計測した．また，2次元レーザ変位計（Table A.4，LJ-G080，分解能 1.0 μm ，0.01 deg）により，リンク屈曲角度を計測した．直動アクチュエータを 0.1 mm/s で動作させ，最大変位量を徐々に大きくしながら，荷重を負荷する前と負荷した後のオフセット角度を計測した．

3.2.2 円弧ばね関節予備実験結果

実験結果を Fig. 3.5 に示す．負荷荷重が 2.2N からオフセット角度が急増しており，ここが降伏点であると考えられる．

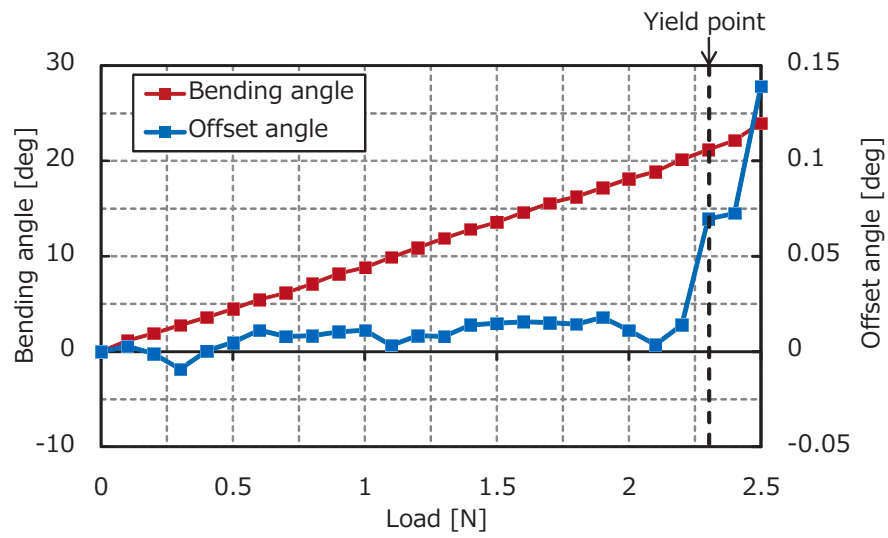


Fig. 3.5 Experimental result of yield point

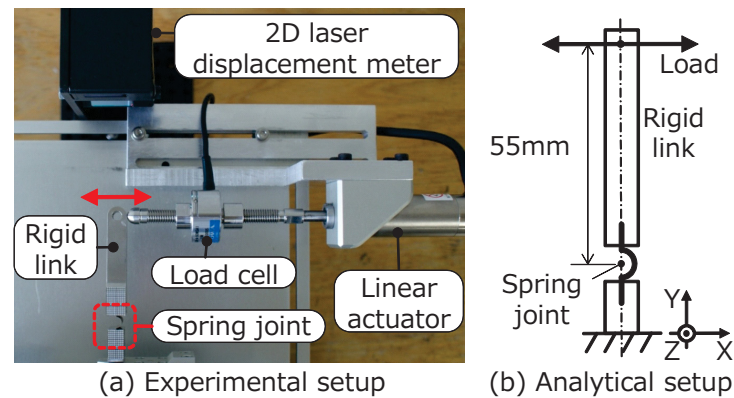


Fig. 3.6 Experimental setup of the circular compliant joint

3.2.3 円弧ばね関節変形実験および解析

まず，変形実験を行った．円弧ばね関節の寸法は，予備実験と同様である．比較用の板ばね関節の寸法は，厚さ 0.25 mm，長さ 6 mm，幅 15 mm とした．材質はともにばね鋼 (SUP6, Table A.1) である．実験装置を Fig. 3.6 に示す．各装置の詳細は，予備実験と同様である．なお，リンク先端のレーザ照射面には，白色セラミックスゲージブロック (ミットヨ製，613590-04) を貼り付けた．これは，リンク金属表面からの正反射光による誤差を防ぐためである．最大負荷荷重は，予備実験により求めた降伏応力の直前での荷重とし，円弧ばね関節，板ばね関節共に ± 2.2 N とした．

上記と同様の条件で，動作解析を行った．解析は前章と同様の手法を用いた．Femap(ver.10.2.0) により，ばね関節に六面体メッシュを作成した．メッシュサイズは，屈曲する円弧及び板部で厚み方向に 0.125 mm，フランジ部は厚み方向に 0.4 mm，その他は 1 mm である．なお，リンクは剛体とみなした．有限要素解析には，DAFUL(ver.3.3) を使用した．その結果，生じるミーゼス応力が材質の降伏応力程度の荷重を算出し，本解析での負荷荷重とした．

3.2.4 円弧ばね関節変形実験結果および考察

Fig. 3.7(a) に，実験から得られたリンク先端 55 mm の軌跡を示す．また，Fig. 3.7(b) に，解析から得られたリンク先端 55 mm の軌跡を示す．なお，両グラフとも回転関節の理想軌跡を一点鎖線にて示した．実験での屈曲角度は，板ばね関節： ± 13.85 deg，円弧ばね関節： $-20.0 \sim 20.16$ deg であった．また，解析での屈曲角度は，板ばね関節： ± 11.0 deg (最大ミーゼス応力：1029.2 MPa)，円弧ばね関節： ± 16.0 deg (最大ミーゼス応力：1029.9 MPa) であった．実験・解析ともに，円弧ばね関節は板ばね関節と比較し，最大応力が降伏応力内で広い屈曲角度を有することが分かった．これは円弧ばね関節が，Drakea の関節と同様の円弧形状を有するためと考えられるよって，円弧ばね関節により構成される機構は，より広い動作域を実現できることが示された．また，最大負荷荷重は同じであるが，円弧ばね関節のほう

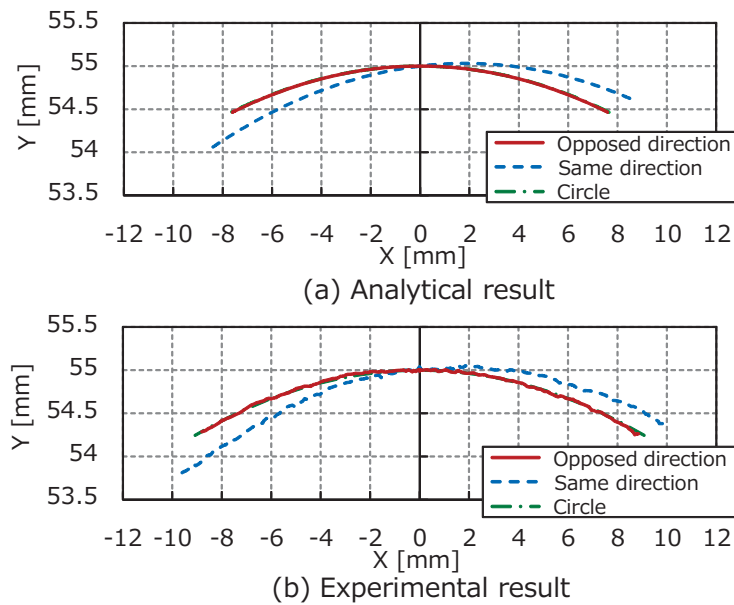


Fig. 3.7 The result of circular compliant joint

が最大屈曲角度は大きい．よって，円弧ばね関節は屈曲方向への剛性が低く，板ばね関節と比較し，アクチュエータの駆動力を効率的に伝達可能であると考えられる．一方，円弧ばね関節の軌跡は，回転関節の理想軌跡や板ばね関節の軌跡と比較し，円弧の開く方向と閉じる方向で非対称であった．この軌跡の非対称性は，円弧ばね関節の形状が非対称であることに原因があると考えられる．よって，円弧ばね関節を機構に応用するには，軌跡の非対称性について考慮する必要があることが分かった．なお，円弧ばね関節は解析結果と比較し，実験ではより広い屈曲角度を有することが明らかになっている．これは微細な形状誤差，及び焼き入れ工程における仕上げ誤差と考えられる．しかしながら，製作した円弧ばね関節は解析結果と比較し，より柔軟に屈曲可能であり，良好な動作を示していることから，本研究ではこの円弧ばね関節を用いることとする．

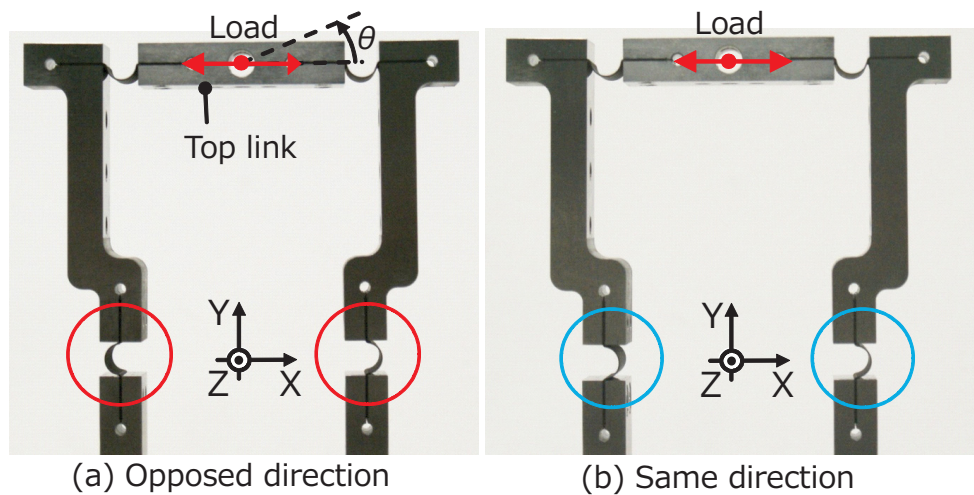


Fig. 3.8 Setup of parallelograms

3.2.5 平行四節リンクへの応用

円弧ばね関節を，基本的な平行メカニズムである平行四節リンクの回転関節に応用した場合に，軌跡の非対称性を補償し，高精度動作が可能になる手法を提案し，実験及び解析を行った．

非対称性補償実験方法

平行四節リンクにおける軌跡非対称性の補償方法として，**Fig. 3.8(a)**のように機構下部の円弧ばね関節2つを向い合せに配置し，ばね関節の向きを機構全体で対称となるよう配置することが考えられる．比較対象として，**Fig. 3.8(b)**のように機構下部の円弧ばね関節2つを同じ方向に配置した．なお，補償手法には，解析から得られた軌跡から，ばね関節とリンクの設置角度や位置を変更し取り付けるなど考えられる．この手法と提案手法の比較は考察にて記述した．縦リンクの関節間距離は55 mm，上部リンクの関節間距離は45 mmである．これらの機構に対し，上部リンク中央に，水平方向に荷重を加え，解析及び実験から荷重点の軌跡を求めた．また，解析から求めた回転中心およびリンク間距離を調整し，円弧ばね関節を対称に配置した場合（**Fig. 3.8(a)**）の上部リンクZ軸周りの傾斜角 θ を実験から計測した．非対称配置の場合は，明らかに軌跡に非対称性が生ずると考えられるため，傾斜角は計測しなかった．実験には，前述の実験と同じ装置を使用した．解析のため，ばね関節のみ Femap(ver.10.2.0)でメッシュを作成し，DAFUL(ver.3.3)により解析を行った．なお，最大負荷荷重は，予備解析から実験・解析とも ± 5.5 Nとした．また，アクチュエータ動作速度は最大1 mm/sとした．

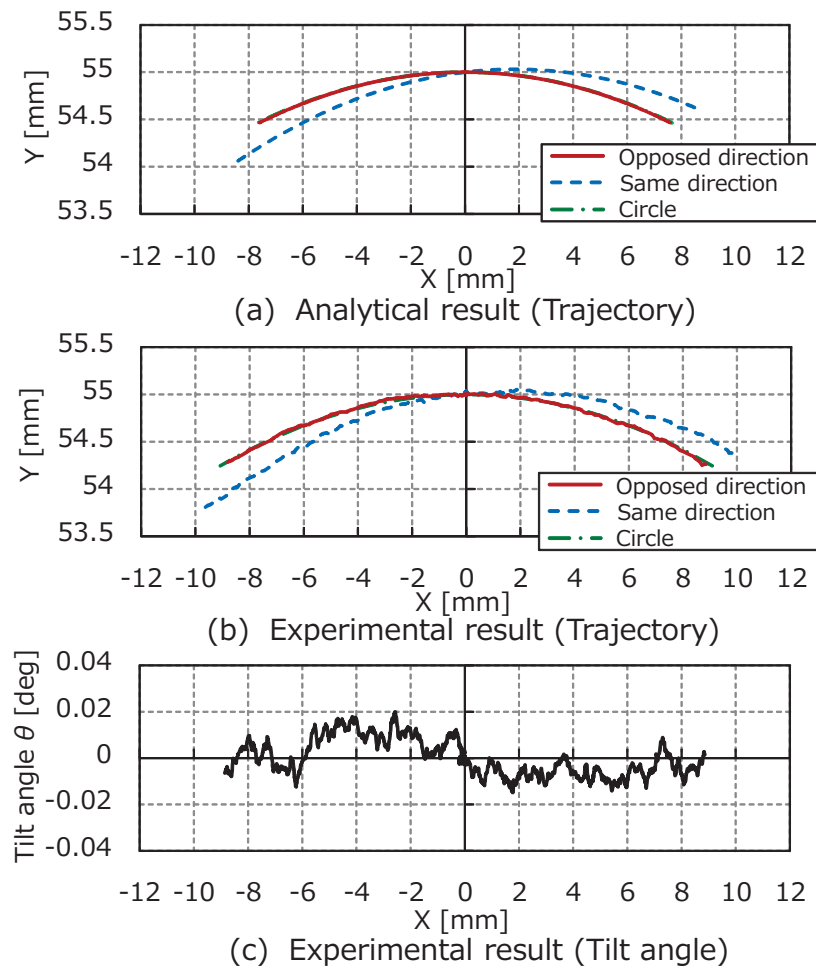


Fig. 3.9 The result of parallelogram

結果及び考察

実験及び解析から得られた軌跡を、Fig. 3.9に示す。Fig. 3.8(a)のようにばね関節を配置した機構の軌跡は、実験および解析とも対称性があることが分かった。また、一点鎖線にて示した理想軌跡とほぼ一致した。これらは、円弧ばね関節を向い合せに配置することで、機構全体が対称構造となり、先端の軌跡が対称に得られたと考えられる。また、Fig. 3.9(c)に上部リンクZ軸周りの傾斜角 θ を、リンクのX軸方向変位量に対応して示す。このグラフから、上部リンクの傾斜角は、最小-0.015から最大0.020 deg程度生じた。特に動作時は、変位計によるノイズや荷重を負荷するアクチュエータとリンクとの摩擦などにより、傾斜角が生じたと考えられる。なお、計測された傾斜角は、レーザー変位計の角度分解能0.01 degと比較して微小であると考えられる。よって、上部リンクはほぼ傾斜することなく、高精度に動作することが明らかになった。よって、軌跡が非対称である円弧ばね関節を平行四節リンクにおいて対称となるよう配置することにより、円弧ばね関節単体での非対称性が補償されることが明らかになった。つまり、円弧ばね関節を疑似的に回転関節として扱い、平行四節リンクとして高精度動作が可能であ

ることが示された．なお，円弧ばね関節単体の解析から軌跡の補正角度を見積もり，円弧ばね関節単体をそれぞれ傾斜させ取り付けることも考えられる．しかしながら，平行四節リンクに円弧ばね関節を用いることで，よりねじりに対する剛性が得やすいことが本手法の利点として挙げられる．また，熱処理等の問題で解析結果と一致した材質特性が得られない場合でも，本手法であれば平行四節リンク内の円弧ばね関節の特性が同じであるなら，非対称性の補償が可能であるなどの利点がある．よって，本研究では提案手法を採用した．

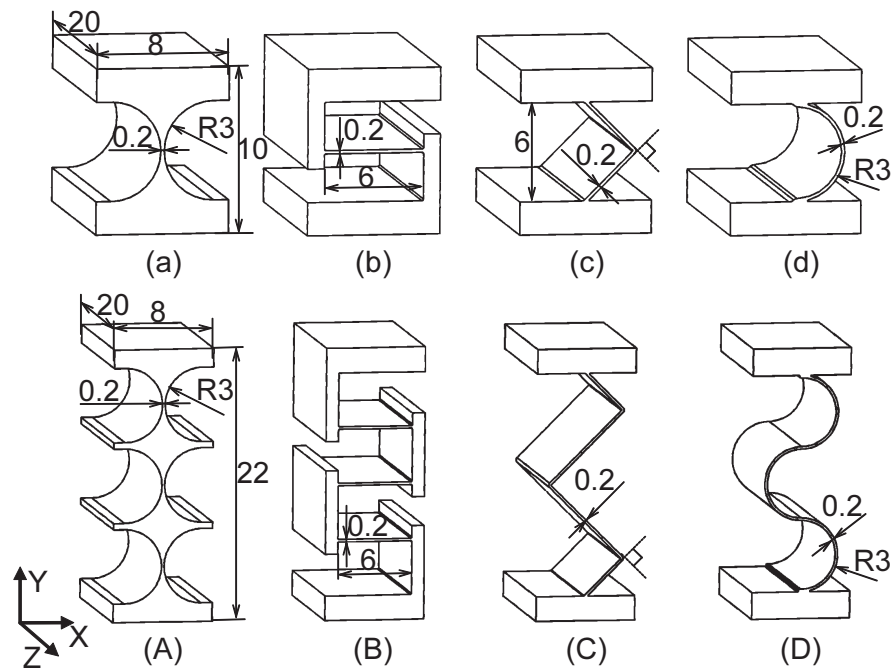


Fig. 3.10 FEM models of compliant joints

3.3 ばね関節の動作域拡大と剛性最適化

従来のばね関節では、動作域に限界があった。そこで、動作域拡大のためばね関節を連続して配置することを提案する。具体的には、基本的なばね関節4つとそれらをそれぞれ3つ直列に配置した形状を提案する。なお、従来の平行メカニズムに柔軟ばね関節を応用するためには、十分な機械的拘束を得られるような剛性特性を有することが重要である。そこで、屈曲方向には、柔軟でその他の方向には、高剛性が必要がある。この点と屈曲動作域を評価基準とし、基本的なばね関節形状とそれらを連続配置した形状につき、FEM解析を行って最適なばね形状を明らかにする。

3.3.1 解析

a:両側切欠ばね関節, b:板ばね関節, c:90degに曲がったばね関節, d:本研究で提案した円弧ばね関節を基本形状とし、それらを3つ連続して直列に配置したばね関節をA, B, C, Dとする。これらにつき、X,Y,Z軸周りの曲げモーメントを負荷し、その方向の曲げ剛性を求める。さらに、Z軸周りの剛性に対する相対的なX,Y軸周りの曲げ剛性を求める。相対剛性が高いほど、同じばね関節を用いた場合、屈曲方向の変形が多方向の変形に干渉せず高精度に動作することができる。また、Z軸周りは回転軸であるため、この軸周りの降伏応力内の最大屈曲角度も計算する。なお、材質としてばね鋼SUP6（ヤング率：206GPa, 降伏応力：1080MPa）を用いた。

Table 3.1 Results of FEM analytical of compliant joint models

Joints	Max. bend angle [deg]	R_x [Nm/deg]	R_y [Nm/deg]	R_z [Nm/deg]	R_x/R_z	R_y/R_z	T_x [N/mm]	T_y [N/mm]	T_z [N/mm]
(a)	2.62	225.2252	10.6610	0.0664	3392.79	160.60	147.71	399361.02	105418.51
(b)	14.83	0.1135	7.8989	0.0088	12.87	895.50	19.61	166.50	246.97
(c)	18.10	0.3295	0.0940	0.0065	50.75	14.47	12.82	123.92	328.95
(d)	19.03	0.5074	0.0800	0.0069	73.74	11.63	13.23	80.65	282.49
(A)	7.36	78.7402	1.9062	0.0225	3496.30	84.64	8.42	138850.32	17992.08
(B)	42.54	0.0377	0.9354	0.0030	12.73	316.24	1.23	55.87	15.58
(C)	50.07	0.0374	0.0096	0.0021	18.14	4.64	0.81	41.15	14.03
(D)	53.00	0.0261	0.0103	0.0021	12.49	4.91	0.80	26.95	9.95
(B')	24.58	3.7085	0.5246	0.0064	579.45	81.97	11.94	6369.43	5714.29

3.3.2 考察

解析結果をTable 3.1に示す．基本形状では，円弧ばね関節が最大屈曲角度を有することが分かった．よって，植物から着想した円弧ばね関節の有用性が示唆された．しかし，X軸周りY軸周りの剛性は，板ばね関節などと比較し低く，機構として構築した場合の機構先端の剛性は，低くなる可能性は考えられる．

3つ連続して配置したばね関節では，すべてのばね関節において，期待した通り最大屈曲角度は3倍程度に拡大した．しかし，XY軸周りの曲げ剛性も同時に低下している．ここで，X軸周りの剛性につき減少した割合を見てみると，(a)から(A)は，65.0%，(b)から(B)は，66.8%，(c)から(C)は，88.7%，(d)から(D)は，94.8%，となっており，(A)および(B)は低下した割合が小さかった．これは，ばね関節に比較的剛性が高く変形しづらい剛体部と変形しやすい弾性部が，交互に配置されている構造のためであると考えられる．なお，Y軸方向の剛性低下率は，すべてのばね関節で同程度であったが，屈曲してほしいZ軸周りの剛性に対するY軸周りの相対的な剛性は(B)が一番高い．よって，これらから，(B)がコンプライアントーパラレルメカニズムには最適であると考えられる．

3.4 互違溝ばね関節

解析で最適と考えられる(B)の形状から考案した互違溝付きばね関節を，Fig. 3.11とFig. 3.12に示す．このばね関節は直方体の両側面から溝が切り込まれた構造を有し，両側面からの互いの溝に重複した箇所が存在する点に特徴がある．溝同士の間形成された，薄い板状の箇所を弾性変形部，溝の底部と側面の間に形成された厚みのある箇所を剛体部と呼ぶ．弾性変形部は，Fig. 3.11のY軸方向に長手方向を向く薄いはりである．互い違いの溝により，弾性変形部の，例えば右端部は上から剛体部と，左端部は下から剛体部と交互に接続される．この構造により，ばね関節に対しX軸方向に力が生ずると，弾性変形部を回転させるモーメントに変換され，各弾性変形部に曲げが生じる．また，弾性変形部はY軸方向に薄く，ばね関節全体がY軸方向に短くても，多く配置可能であるため，全体として大きな屈曲角度を有する．両側面で溝が同じ数を有することにより，左右の屈曲角度や屈曲剛性の差はできる限り小さくなる．さらに剛体部は，ねじれなど

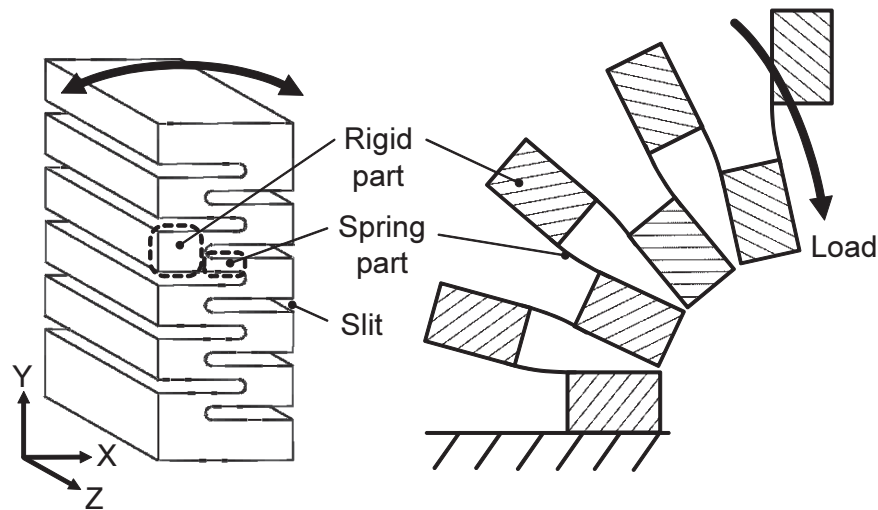


Fig. 3.11 Model of serially layered-flat Spring compliant joint

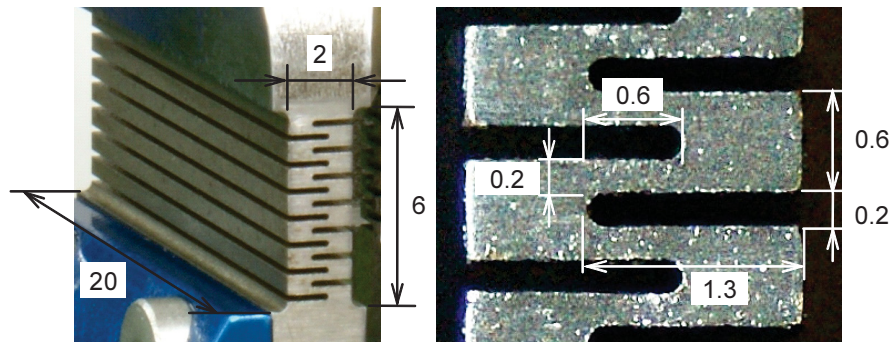


Fig. 3.12 Serially layered-flat Spring compliant joint

の変形を抑制し、ばね関節に必要な剛性特性をもたらす。同様に、ばね関節全体がX軸方向に十分な幅を有することで、ばね関節に必要な剛性特性をもたらす。なお、弾性変形部は可能な限りY軸方向に短く、かつばね関節の中央に配列されるため、Y軸方向に並進する変形量は少ないと考えられる。

本ばね関節の形状は、竹の構造に類似した点がある。竹は、大きく屈曲する柔軟性と、その自重を支える剛性を同時に有する。これは、変形を抑制する節と、柔軟に変形する胴体を交互に連続して有することにより実現されると考えられる。本ばね関節も同様に、屈曲を行うばね部と剛性の高い剛体部を連続して交互に構成する。よって、同じ長さの板ばね関節と比較し、広い屈曲角度を有しながらも、剛体部によりねじれなどの変形を抑制する剛性を有すると考えられる。

3.4.1 互違溝ばね関節のFEM解析

前々節の「ばね関節の動作域拡大と剛性最適化」と同様に、提案した互違溝ばね関節のFEM解析を行って、最大屈曲角度と曲げ剛性を求めた。その結果を

Table 3.1 の最下部に示す．最大屈曲角度は $\pm 25\text{deg}$ であり，円弧ばね関節よりも広い動作域を有することが分かった．また，XY 軸周りの曲げ剛性円弧ばね関節よりも高かった．なお，Y 軸方向の並進剛性は 5714.3N/mm と高剛性であった．

これらの結果から，ばね関節における動作域と剛性の最適化によって，円弧ばね関節と比較して互違溝ばね関節は，最大屈曲角度と曲げ剛性とも改善された．

3.5 まとめ

本章では，加工容易性を失わず広い屈曲角度を有し回転関節として動作する剛性特性を有するばね関節について検討した．まず，植物であるハンマーオーキッドから着想した円弧ばね関節につき，広い動作域を有することを確認した．次に，剛性特性とさらに広い動作域を有するばね関節のために，直列に連続して配置したばね関節を提案した．これらの FEM 解析から，板ばね関節を横にして連続配置した形状が，広い動作域と平行メカニズムとして構築した場合，十分な機械的拘束を得る剛性を有することが明らかになった．その形状をもとに，新たに板ばねの左右から溝が交互に入った互違溝ばね関節を提案した．その評価実験から，互違溝ばね関節の広い動作域と剛性特性を明らかにした．これにより，本章で提案したばね関節最適化手法の有効性が確認された．

第4章 精密位置決めのための基礎的試 作機設計と評価

- Design and evaluations of a foundation prototype for high precision positioning -

従来のコンプライアントメカニズムは、柔軟構造の変形により動作する原理上、動作域に制限が生ずるため、主としてマイクロメートルオーダーの微細動作のみ適応されるという問題があった。そこで、本研究では **Fig. 3.1** に示すハンマーオーキッド (Hammer Orchid) [6] と呼ばれるラン科の植物に注目した。ハンマーオーキッドはコンプライアントメカニズムのような関節を有している。その形状から着想した円弧ばね関節 (**Fig. 3.4**) について有用性を明らかにした。本章では、コンプライアントーパラレル (C-P) メカニズムの基本的動作確認として、円弧ばね関節を3自由度 C-P メカニズムとして応用し、評価を行って機構の有用性を明らかにした。

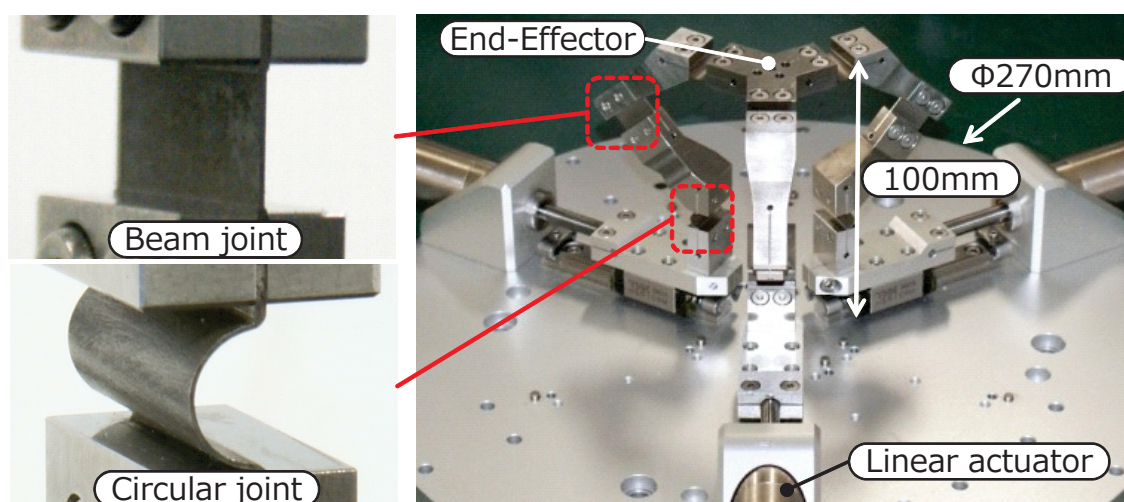


Fig. 4.1 The prototype using circular compliant joints

4.1 位置決め装置試作機

前章の軌跡補償から，コンプライアントーパラレルメカニズムでは，パラレルメカニズムにより得られる機械的拘束が，ばね関節を必要な方向にのみ変形させるガイドの役割を果たす特性を有し，高精度に動作することが明らかになった．よって，多自由度のC-Pメカニズムにおいても，ばね関節を疑似的に従来の回転関節として機構学モデルを扱うことにより，高精度動作が実現可能であると考えられる．そこで，回転関節に円弧ばね関節を有するパラレルメカニズム（C-Pメカニズム）精密位置決め装置試作機を開発した（Fig. 4.1）．本稿では，C-Pメカニズムの特性および有用性を調べるため，本試作機の自由度構成は，光学部品位置決め一接着での工程を想定し実装した．試作機の自由度は，X軸周りの回転 α 及びY軸周りの回転 β の回転2自由度と，Z軸方向の並進1自由度の計3自由度である．また，目標とする動作域は， $\alpha \cdot \beta$ 回転で $\pm 4 \text{ deg}$ ，Z軸方向の並進で0～5 mmである．本研究で考案したコンプライアントーパラレルメカニズムは，3本のアームから構成されるパラレルメカニズムである（Fig. 4.1）．本機構は，3つの直動動作入力により，回転2自由度と並進1自由度を実現する．ここで添え字 $i = 1, 2, 3$ は，各アームを示す．各アームは原点を中心にZ軸周りに120 deg等分に配置され，Link 1_i ，Link 2_i ，Link 3_i の3本のリンクを有する．また，各アームは， $J1_i$ ， $J2_i$ ， $J3_i$ ， $J4_i$ ， $J5_i$ の機構学上の5つの関節を有し，各関節の位置は， $P1_i$ ， $P2_i$ ， $P3_i$ ， $P4_i$ ， $P5_i$ である．動作入力 $J1_i$ で直動として与えられ，動作方向は原点からアームの配置方向へ接地面と平行な直線上である．受動関節 $J3_i$ と $J4_i$ の回転軸は，それぞれLink 1_i とLink 2_i の長手方向に平行であり，互いに90 degをなす． $J1_1 \sim J1_3$ が同時に中心に向かって動作することで，エンドエフェクタは上方向に並進し，逆に中心から外へ同時に動作することで下方向に並進する並進1自由度を有する．また， $J1_1 \sim J1_3$ のうち1つが中心から外に移動することで，エンドエフェクタは動作軸側に下がりながら傾く．このように各直動入力が連携して動作することで，エン

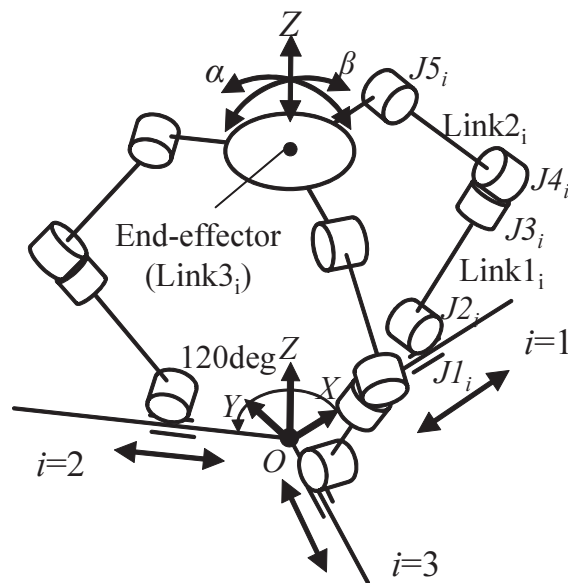


Fig. 4.2 Kinematics model of the prototype

ドエフェクタは任意の回転2自由度を有する。

4.1.1 運動学

逆運動学は、数値解析的に解き、動作入力値を求めたため、ここでは解析手法を示す式について述べる。まず、各変数を定義する。Link1_i 及び Link2_i の長さを L とする。直動動作入力 $J1_i$ は、基準座標系の XY 平面上にあり、原点を中心とし X 軸から Z 軸周りに 120 deg 毎に配置される ($\theta_1 = 0$, $\theta_2 = 120$, $\theta_3 = 240$ deg)。関節 $J5_i$ は、エンドエフェクタ座標系の XY 平面上にあり、中心から R の距離を有し、Z 軸周りに X 軸から 120deg 等分に配置される。また、直動動作入力 $J1_i$ の原点からの距離を $q1_i$, 受動関節 $J2_i$, $J3_i$, $J4_i$, $J5_i$ の回転角を $q2_i$, $q3_i$, $q4_i$, $q5_i$ とする。動作入力 $J1_i$ の位置を $P1_i$, 受動関節位置を $P2_i$, $P3_i$, $P4_i$, $P5_i$ とする。なお、受動関節 $J3_i$, $J4_i$ は同じ位置であるため、 $P3_i$ および $P4_i$ は同値である。

機構基部に有する基準座標系を Σ_0 , エンドエフェクタ座標系を Σ_e とする。このとき、 Σ_0 に対するエンドポイント (エンドエフェクタ位置, Σ_e 原点位置) を式 4.1 と定義する。

$$\mathbf{Pe} = \begin{bmatrix} x_e \\ y_e \\ z_e \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

また、 Σ_0 に対する Σ_e の X 軸周りの回転角を α , Y 軸周りの回転角を β とする。ここで、逆運動学式を求めるにあたり、同次変換行列を導入する。同次変換行列は、座標変換のための 4×4 の行列である。さきほどの \mathbf{Pe} と回転角 α および β が入力として与えられた場合、 Σ_0 を基準とする Σ_e の座標変換は、同次変換行列 ${}^0\mathbf{T}_e$ (左

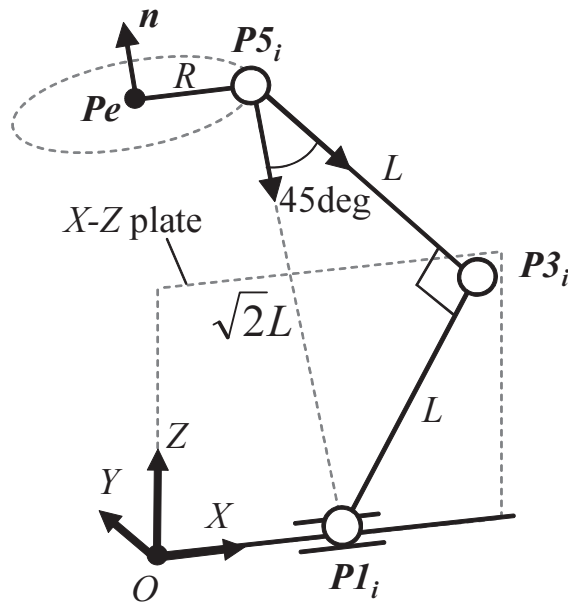


Fig. 4.3 Simple kinematics model of the prototype

上添え字：基準座標系，右下添え字：変換される座標系）を用いて，式4.2と示される．

$${}^0\mathbf{T}_e = \left[\begin{array}{c|c} {}^0\mathbf{R}_e & \mathbf{P}_e \\ \hline 0 & 1 \end{array} \right] \quad (4.2)$$

なお， ${}^0\mathbf{R}_e$ は式4.3に示すような 3×3 の行列で，回転行列と呼ばれ，座標系の姿勢を表現する． ${}^0\mathbf{R}_e$ の1列目が Σ_0 で表現される Σ_e の X 軸方向の単位ベクトル ${}^0\mathbf{x}_e = [x_x x_y x_z]^T$ ，2列目が Y 軸方向の単位ベクトル ${}^0\mathbf{y}_e = [y_x y_y y_z]^T$ ，3列目が Z 軸方向の単位ベクトル ${}^0\mathbf{z}_e = [z_x z_y z_z]^T$ である．

$${}^0\mathbf{R}_e = \begin{bmatrix} x_x & y_x & z_x \\ x_y & y_y & z_y \\ x_z & y_z & z_z \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

次に，数式簡便化のため同次変換行列における並進操作と回転操作につき各々関数を定義する．まず， $\text{trans}(x, y, z)$ は，同次変換行列における並進成分を操作する関数であり，式4.4と定義する．

$$\text{trans}(x, y, z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

また, $\text{Rot}_{x,y,z}(\theta)$ は, 右下添え字の軸周りへ回転の操作する関数であり, 式4.5~4.7のように定義される.

$$\text{rot}_x(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$\text{rot}_y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$\text{rot}_z(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

この関数を用いて, 同次変換行列 ${}^0\mathbf{T}_e$ を計算すると, 式4.8となる.

$${}^0\mathbf{T}_e = \text{trans}(x_e, y_e, z_e) \text{rot}_x(\alpha) \text{rot}_y(\beta) \quad (4.8)$$

このとき, エンドエフェクタに直接取り付く $J5_i$ 関節位置 $P5_i$ は, 同次変換行列を用いて計算ののち位置成分のみを記すと, 式4.9のようになる.

$$\begin{aligned} {}^0\mathbf{T}_5 &= {}^0\mathbf{T}_e \text{trans}(R, 0, 0) \text{rot}_z(\theta_i) \\ \mathbf{P5}_i &= \begin{bmatrix} J5x_i \\ J5y_i \\ J5z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R \cos \beta \cos \theta_i + x_e \\ R (\cos \alpha \sin \theta_i + \sin \alpha \sin \beta \cos \theta_i) + y_e \\ R (\sin \alpha \sin \theta_i - \cos \alpha \sin \beta \cos \theta_i) + z_e \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.9)$$

一方, 動作入力位置 $P1_i$ を同次変換行列を用いて計算すると,

$${}^0\mathbf{T}_1 = \text{trans}(q1_i, 0, 0) \text{rot}_z(\theta_i) \quad (4.10)$$

また, 拘束条件として関節 $J5_i$ と動作入力 $J1_i$ との距離が $\sqrt{2}L$ で一定であることから, 条件式4.11が成り立つ.

$$\|{}^0\mathbf{P}_5 - {}^0\mathbf{P}_1\| = \sqrt{2}L \quad (4.11)$$

この条件式4.11に式4.8と式4.10を代入すると, $q1_i$ を求める式4.12が得られる.

$$q1_i = \sqrt{-(J5x_i \sin \theta_i - J5y_i \cos \theta_i)^2 - J5z_i^2 + 2L^2} + J5x_i \cos \theta_i + J5y_i \sin \theta_i \quad (4.12)$$

ただし, エンドエフェクタ座標 Pe の x および y は未知である. よって, 下記の2つの幾何学条件から, 数値解析を行って求める. これらにより, 逆運動学の解である動作入力値を求めることができる.

- 関節 $J3_i$ と $J4_i$ の位置が基準座標系の Z 軸周りに θ_i 回転した XZ 面内に存在
- $P5_i$ から $P4_i$ へのベクトルと $P5_i$ から $P1_i$ へのベクトルとのなす角が 45 deg



Fig. 4.4 A control box for the first prototype

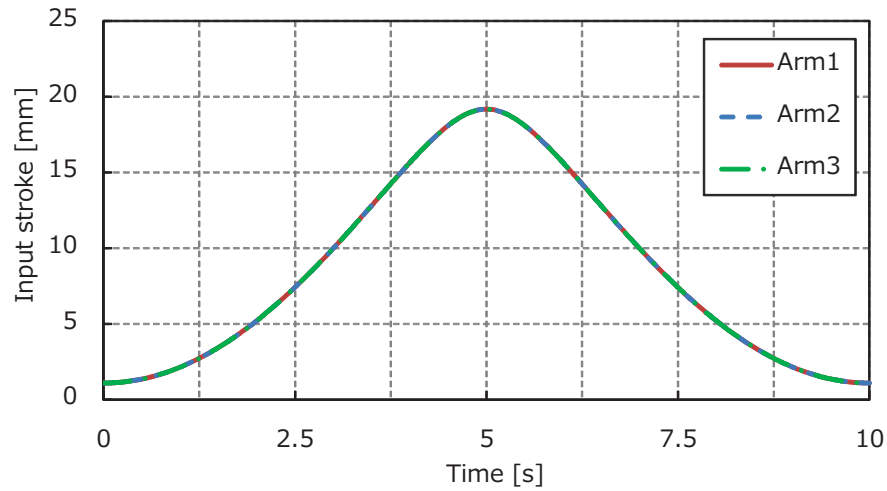
4.1.2 実装

製作した精密位置決め装置の試作機を Fig. 4.1 に示す. 直動動作入力には, Table A.2 に示す直動アクチュエータを使用した. 受動関節 $J2_i$ 及び $J5_i$ には, ばね鋼 (SUP6, Table A.1) の円弧ばね関節を使用した. また, 受動関節 $J3_i$ 及び $J4_i$ は, 機構学上屈曲角度が比較的小さいため, 板ばね関節 (ばね鋼) を使用した. 円弧ばね関節の寸法は, 厚さ 0.25 mm, 円弧外径 6 mm, 幅 15 mm であり, 200 deg の傾斜をもつ. 板ばね関節の寸法は, 厚さ 0.25 mm, 長さ 6 mm, 幅 15 mm である. Link1 $_i$ 及び Link2 $_i$ の長さ $L = 40$ mm, Link3 $_i$ の長さ $R = 22.5$ mm とした. アクチュエータを除く試作機機構部の質量は 340 g である. ばね関節とリンクの取付け部は, リンクのすり割りにばね関節フランジ部を挟み, ねじで上下から固定する構造であり, 他の材料及び形状のばね関節に取り換え可能である. 初期姿勢は, 直動アクチュエータ出力軸が最も短くなった状態であり, 受動関節 $J2_i$ 及び $J5_i$ は 200 deg をなす.

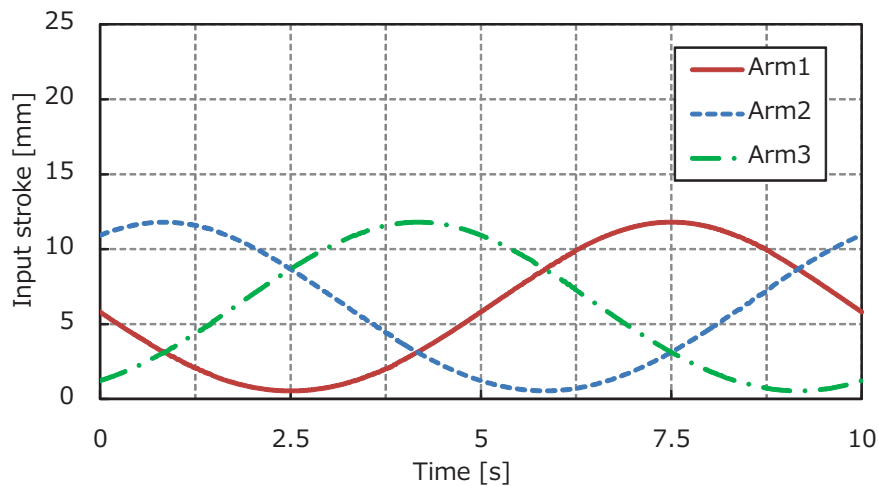
アクチュエータドライバ等を Fig. 4.4 に示す. 制御には OS として VxWorks5.5.1 を使用し, 制御周波数 1kHz で制御した.

4.1.3 解析

C-P メカニズムでは, 複雑な条件下で各ばね関節に変形が生ずる. そこで, 弾性域内での機構動作域を FEM 解析により明らかにする.



(a) Input motion for translation Z axis

(b) Input motion for rotation of α and β **Fig. 4.5** Input motions for prototype

方法

まず, Femap(ver.10.2.0)により, 各ばね関節にメッシュを作成した. メッシュサイズは, 4章の解析と同様である. 材質は, ばね鋼 (SUP6, **Table A.1**) である. なお, その他リンクは剛体とみなした. 直動動作入力に位置を与えることで, エンドエフェクタをコサイン波により Z 軸方向に 0~5.0 mm 並進と, サイン波により α に ± 4 deg 回転させ, 同時に 90 deg 位相が異なるサイン波により β に ± 4 deg 回転させる 2 種類の動作を行い, 周期は 10 s とした. このときに, ばね関節に発生した最大応力を記録した. このときの, 入力する波形を **Fig. 4.5** に示す. なお, 本試作機

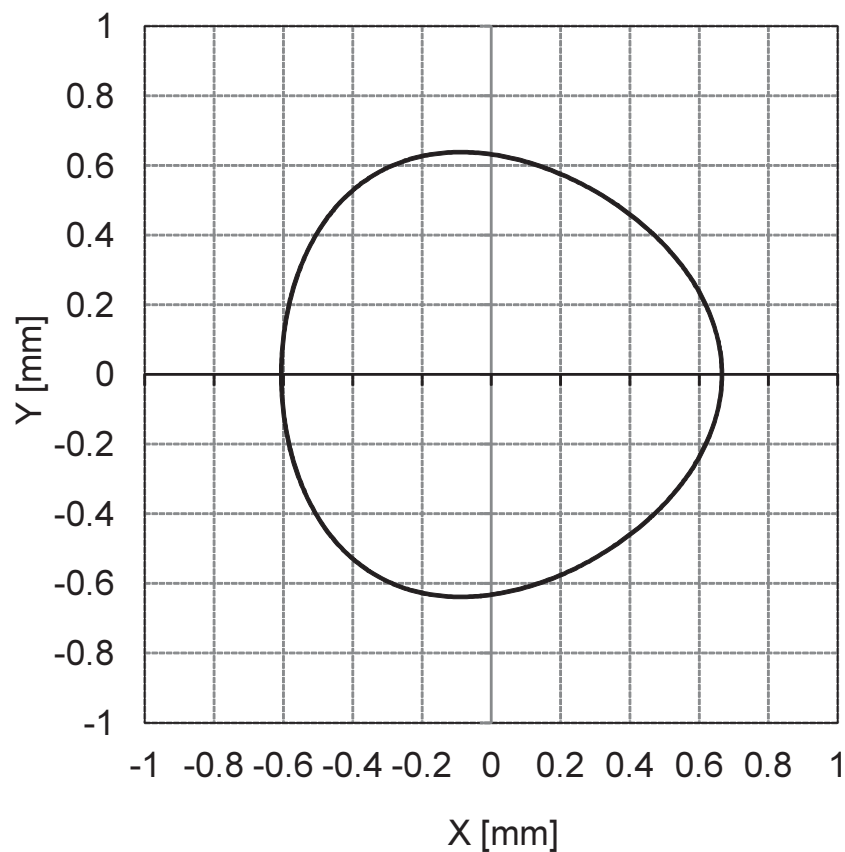
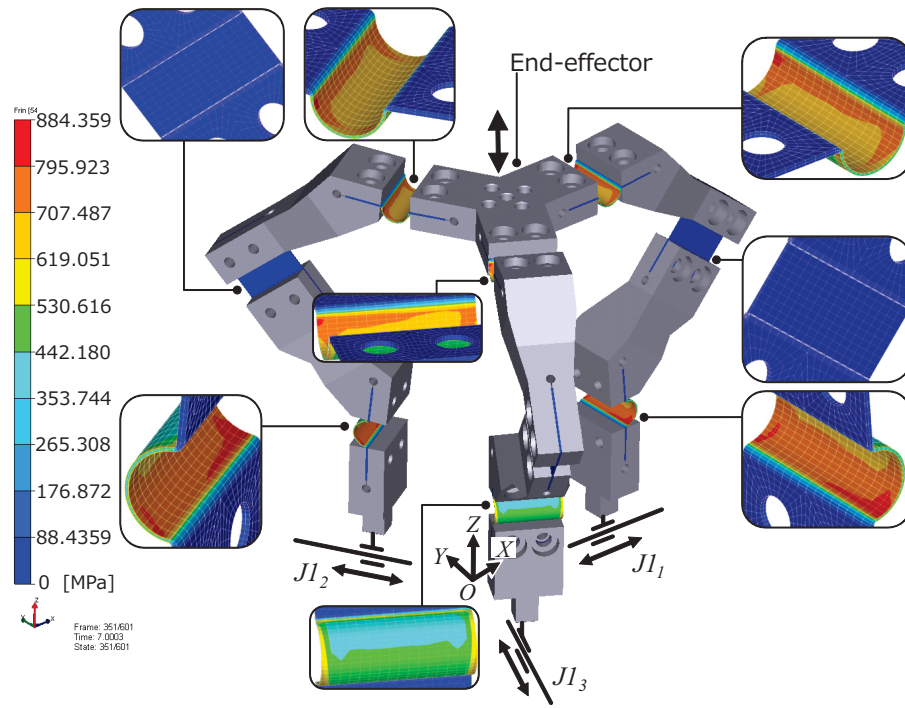


Fig. 4.6: Trajectory of the end-effector position on X-Y plate in the rotational motion of **Fig. 4.5(b)**

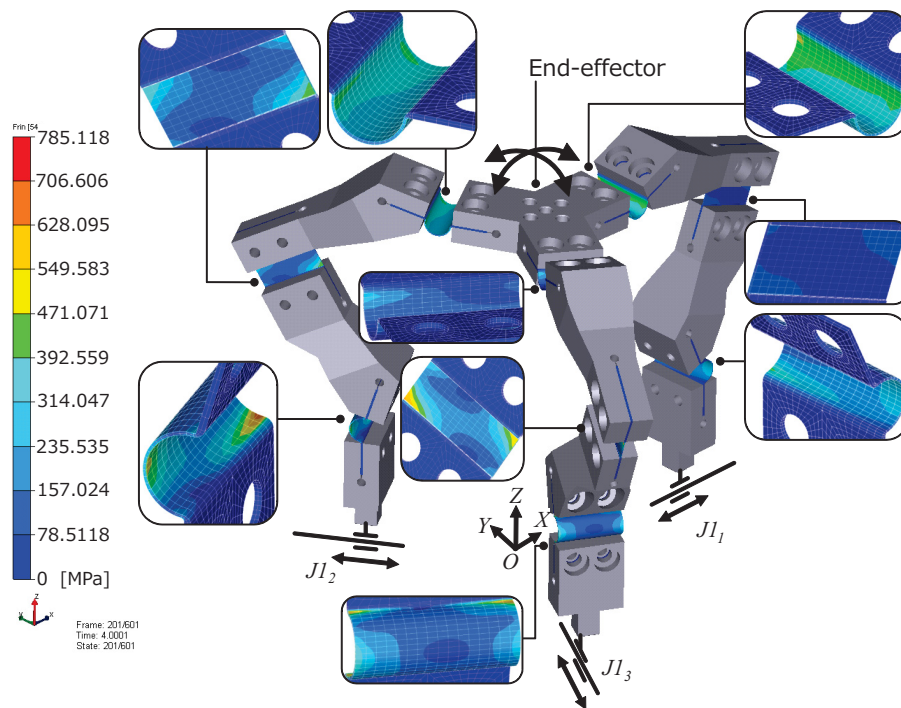
には、エンドエフェクタには機構的な回転中心は存在せず、 α および β 回転が同時に行った場合、機構学モデル上は**Fig. 4.6**のようにX-Y平面上を移動する。解析には、先に述べた手法と同様に、DAFUL(ver.3.3)を使用した。

結果及び考察

Fig. 4.7に解析結果を示す。この結果からばね関節に生じた最大応力は、並進動作で884.4 MPa、 $\alpha \cdot \beta$ 回転で785.1 MPaであった。つまり、各ばね関節の降伏応力(1080 MPa)内における製作した試作機の動作域は、Z軸方向に0~5.0 mm並進し、 $\alpha \cdot \beta$ に ± 4 deg回転することが解析的に確認された。よって、本試作機は光学部品の精密位置決めに必要な動作域を有すると考えられる。



(a) Translation of Z axis



(b) Rotation of α and β

Fig. 4.7 FEM analysis of the prototype

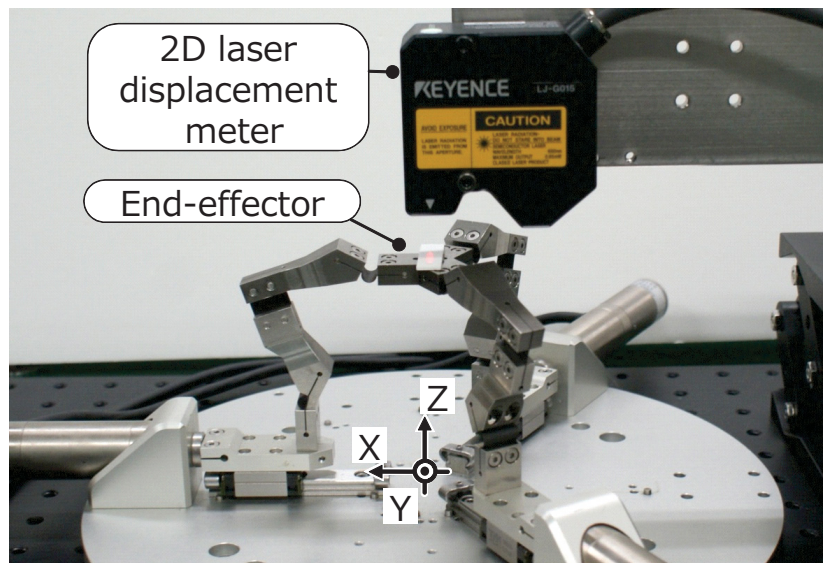


Fig. 4.8 Setup of repeatable accuracy test

4.2 評価実験

現在、光学部品の精密位置決めは、部品の絶対位置・角度をカメラなどの画像系によってフィードバック制御を行っているため、運用上、特に繰り返し位置決め精度が重要である。よって、特にこの点に着目し、評価実験を行った。

4.2.1 繰り返し位置決め精度実験

実験方法

実験装置を Fig. 4.8 に示す。エンドエフェクタ位置と角度を、レーザ変位計 (LJ-G015) により計測した。変位計の分解能は、 $0.2\ \mu\text{m}$, $0.01\ \text{deg}$ である。金属面からの直接反射光を防ぐため、エンドエフェクタのレーザ照射面には、セラミックスゲージブロック (ミットヨ製, 613590-04) を貼り付けた。エンドエフェクタを、Z 軸方向に $5.0\ \text{mm}$ 並進、 $\alpha \cdot \beta$ にそれぞれ $\pm 4\ \text{deg}$ 回転させ、変位及び回転角度を計測した。変位計のノイズなど誤差要因を考慮し、各エンドエフェクタ目標値は、1 周期 $10\ \text{s}$ のサイン波とした。10 周期計測し、各ピーク付近の平均の繰り返し位置決め誤差を計測した。なお、周期及び振幅は、光学部品の位置決めおよび接着作業上必要な仕様として決定した。

実験結果及び考察

Fig. 4.9 に 10 回の繰り返し位置決めの実験結果を示す。この結果から平均繰り返し位置決め誤差を求めると、Z 軸方向の並進で $\pm 0.35\ \mu\text{m}$, α 回転で $\pm 0.0061\ \text{deg}$, β 回転で $\pm 0.0060\ \text{deg}$ であった。各値から、変位計の分解能 $0.2\ \mu\text{m}$ 及び $0.01\ \text{deg}$ 程度

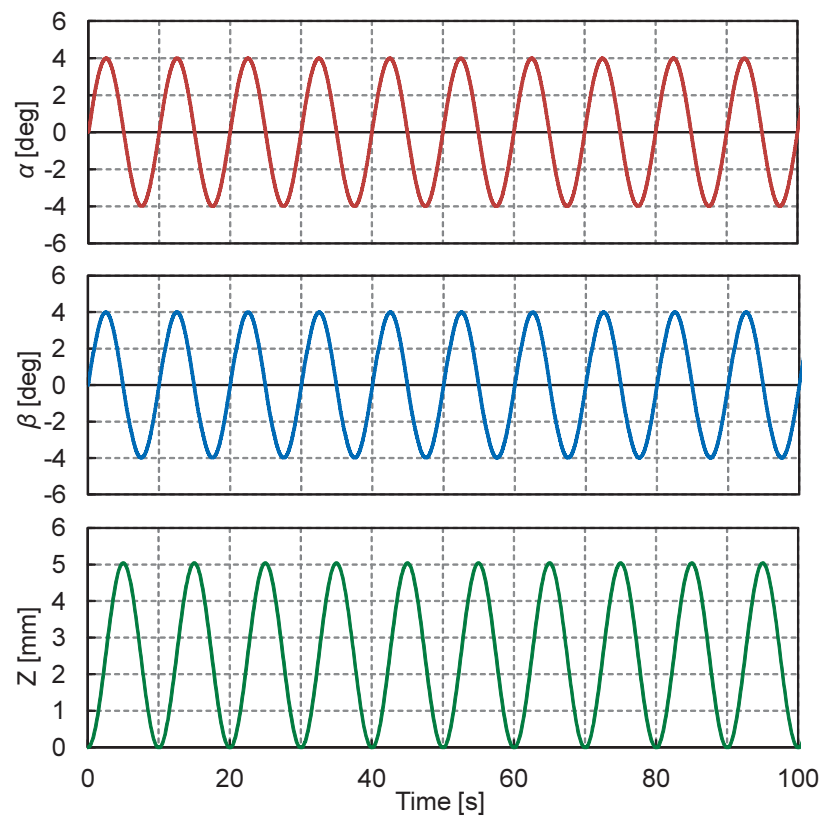


Fig. 4.9 The result of repeatable accuracy test

の繰り返し位置決め精度を有することが明らかになった．これは関節が，すべてばねで構成されたガタの発生しないバックラッシュレス機構であるためと考えられる．また，各軌跡は正負方向に対し対称になっており，提案した円弧ばね関節の非対称性補償が，本機構でも有効であることが分かった．よって，本機構が，繰り返し位置決め精度の求められる，光学部品の精密位置決めに対して有用であることが示された．

4.2.2 剛性実験

開発した機構が、位置決めに必要な剛性を有していることを、実験により評価した。

方法

試作機のエンドエフェクタが、原点姿勢でのエンドエフェクタ並進剛性と、原点からZ軸方向に5 mm上昇したときのエンドエフェクタ並進剛性を評価した。Fig. 4.10に評価実験装置を示す。本実験では、4章で述べた実験と同様の装置を用いた。直動アクチュエータによりエンドエフェクタに荷重を負荷し、その荷重をロードセルにより計測、変位をレーザー変位計(LJ-G015)により計測した。

結果及び考察

Fig. 4.11に実験結果として各軸方向の変位と荷重の関係を示す。剛性は、原点姿勢で、X:15.4 N/mm, Y:14.3 N/mm, Z:75.9 N/mmであった。変位と荷重の関係は線形であり、これはすべての関節がばね関節で構成された機構であるためと考えられる。また、特にZ軸方向の剛性が高いことが分かった。さらに、エンドエフェクタがZ=5 mmに上昇したときのZ軸方向剛性は、114.8 N/mmとより高くなった。各円弧ばね関節は、モーメントにより変形が生じやすい。Z=5 mmのときは、直動アクチュエータと接続された円弧ばね関節 $J2_i$ は、中央に移動し、最もエンドエフェクタのZ軸と近くなる。そのため、Z軸方向の荷重による $J2_i$ に発生するモーメントは小さくなり、結果としてエンドエフェクタでのZ軸方向の剛性が向上したと考えられる。光学部品のピッキング及び位置決めには、特に接着時等に荷重を支えるZ軸方向の剛性が特に重要である。これらのことから、本装置は光学部品位置決め装置として有用な特性を有することが明らかになった。

4.3 まとめ

本試作機は、円弧ばね関節を用いたC-Pメカニズムの基礎的な特性を調べるためのものであった。その評価実験から、円弧ばね関節が軌跡の非対称性を有していても、高精度に動作することが明らかになった。これらより、円弧ばね関節を用いたC-Pメカニズムの精密位置決めについて有効性が確認された。なお、機構先端剛性は低かったが、Z方向には高剛性であり、対象物の自重等を保持できる可能性を示した。

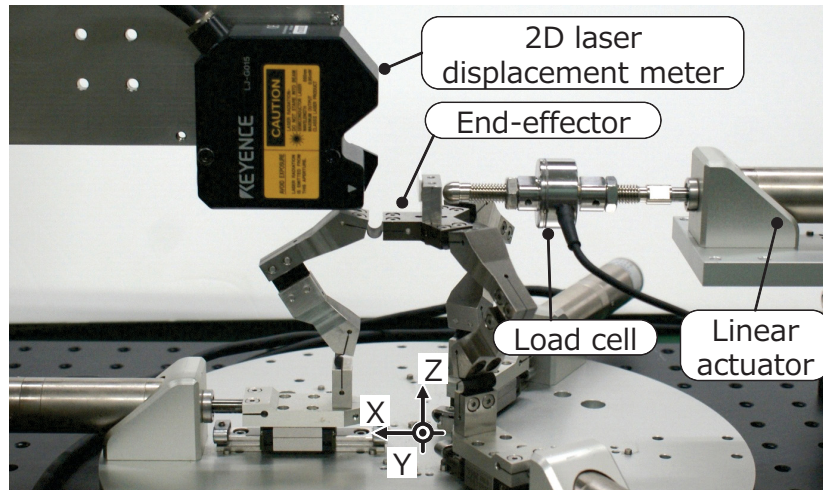


Fig. 4.10 Setup of stiffness test

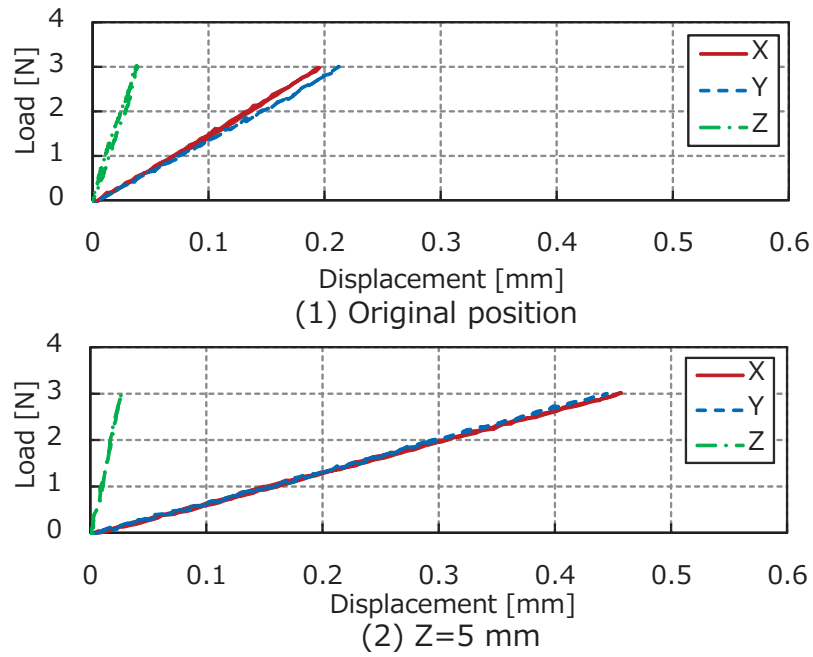


Fig. 4.11 The result of stiffness test

第5章 動作域拡大のための試作機設計と評価

- Design and evaluations of a prototype for wider working area -

本装置は、光学部品のピックアップおよび高精度位置決めを行うことを目的としている。円弧ばね関節を用いた試作機では、動作域に問題があったため、本章では、互違溝ばね関節を用いた試作機を開発した。まず、要求仕様として並進3自由度を有し、動作域として50×50 mm 四方、繰り返し位置決め精度として、1 μm が必要である。さらに、光学部品は軽量であるが、その接着には対象部品に対して大きな力を発生するため、接着方向について、100 N/mm 程度の剛性が必要とされる。本研究ではこれらの仕様を満たすように、考案したばね関節を並進3自由度を有する DELTA に応用した Fig. 5.1 に示す位置決め装置へ応用した。

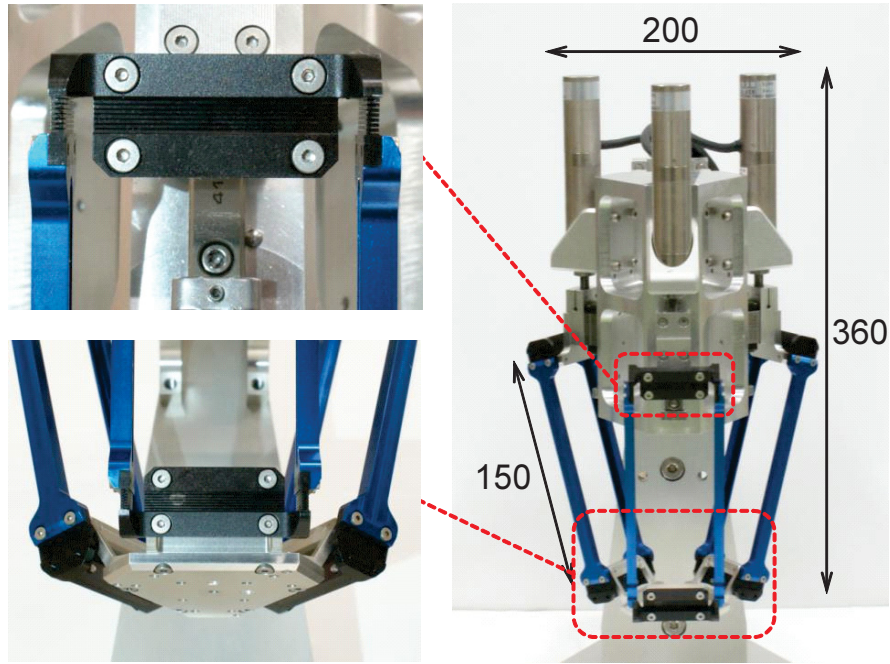


Fig. 5.1 Second prototype

5.1 運動学

本装置の機構学モデルは、既存の DELTA と同様である (Fig. 5.2)。

本メカニズムは、平行四節リンクを有した3本のアームと、機構基部の基準座標系のZ軸方向に平行に配置された3つの直動動作入力により、並進3自由度を実現する。各アームの平行四節リンクにより機械的拘束が与えられ、エンドエフェクタは常に基準座標系のXY平面と平行を保ち、Z軸周りの回転をしない。

まず、各変数および定数を定義する。 $i = 1, 2, 3$ をアーム番号とする。機構基部の基準座標系として Σ_0 、エンドエフェクタ中心にエンドエフェクタ座標系 Σ_e を定義する。直動動作入力を $J1_i$ とし、その位置を $\mathbf{P}1_i$ で示す。 $J1_i$ は Σ_0 のZ軸に平行(X-Y平面に垂直)に設置される。また、 $J1_i$ は Σ_0 原点から $R + r$ 離れ、X正の軸からZ軸周りに設置角 θ_i ($\theta_1 = 90 \text{ deg}$, $\theta_2 = 210 \text{ deg}$, $\theta_3 = 330 \text{ deg}$)をなす。動作入力値は $q1_i$ とし、 Σ_0 のX-Y平面からZ軸方向への距離と定義する。 r はエンドエフェクタ半径であり、機構学モデル上 $r = 0$ のとき、動作入力と Σ_0 原点との距離は R である。

各アームには、 $J2_i$, $J3_i$, $J3'_i$, $J4_i$, $J4'_i$, $J5_i$ の関節と、 $Link1_i$, $Link2_i$, $Link3_i$, $Link3'_i$, $Link4_i$ のリンクを有する。 $Link2_i$, $Link3_i$, $Link3'_i$, $Link4_i$ は平行四節リンクをなし、 $Link3_i$ および $Link3'_i$ の長さを L , $Link2_i$ および $Link4_i$ の長さを l とする。また、各関節の初期位置からの変化量を $q2_i$, $q3_i$, $q3'_i$, $q4_i$, $q4'_i$, $q5_i$ とする。 $J3_i$, $J3'_i$, $J4_i$, $J4'_i$ は、平行四節リンクの各受動関節であり、 $J2_i$ および $J5_i$ は、平行四節中央リンクに取り付く受動関節である。

次に、実際に逆運動学式を導出する。なお、各アームの平行四節リンクによりエンドエフェクタ姿勢は拘束されるため、エンドエフェクタ半径を $r = 0$ とした簡

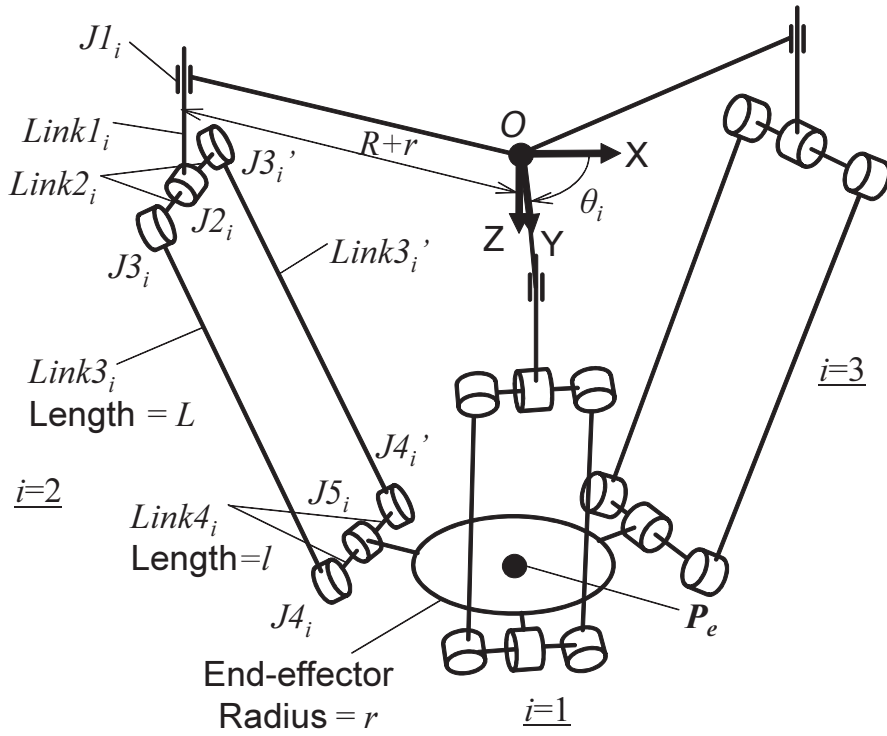


Fig. 5.2 Kinematics model of the Second prototype

易モデルを用いて計算する．まず，エンドエフェクタ目標位置 \mathbf{P}_e を式 5.1 として与える．

$$\mathbf{P}_e = \begin{bmatrix} x_e \\ y_e \\ z_e \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

次に，動作入力 $J1_i$ の位置 \mathbf{P}_{1i} は，同次変換行列を用いることで，下記のように求まる．

$${}^0\mathbf{T}_1 = \text{Trans}(R, 0, 0) \text{Rot}_z(\theta_i) \text{Trans}(0, 0, q1_i) \quad (5.2)$$

$$\mathbf{P}_{1i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

ここで，拘束条件として，エンドエフェクタ位置 \mathbf{P}_e と動作入力位置 \mathbf{P}_{1i} との距離は，リンク長 L で一定である．これは，エンドエフェクタと動作入力に平行四節リンクを介して接続され，常に距離が一定に拘束されるためである．この拘束条件から下記の条件式が導かれる．

$$\|{}^0\mathbf{P}_1 - {}^0\mathbf{P}_e\| = L \quad (5.4)$$

この拘束条件に，式 5.1 と式 5.3 を代入することによって，動作入力値 $q1_i$ を求める逆運動学式は，式 (5.5) と求まる．なお， $S_{\theta_i} = \sin \theta_i$ ， $C_{\theta_i} = \cos \theta_i$ とする．

$$q1_i = z_e - \sqrt{L^2 - x_e^2 - y_e^2 + 2R x_e C_{\theta_i} - R^2 C_{\theta_i}^2 + 2R y_e S_{\theta_i} - R^2 S_{\theta_i}^2}$$

割を果たしていることが明らかになった。よって、本ばね関節はメカニズムに応用し、複合的に力が生じた場合でも、屈曲方向にのみ屈曲しやすい剛性特性により、回転関節として機能することが明らかになった。さらに、解析全体においてばね関節に生じた最大応力は、983 MPaであった。ばね鋼の降伏応力は1080 MPaであるため、本装置は、X・Y軸方向に、50 mm四方動作可能であることが確認された。

5.3 実装

要求仕様に従い、ばね関節の寸法およびリンク長などを最適化した。まず、ばね関節の材質は、一般的にばね材質として使用されるばね鋼 (SUP6, Table A.1) とした。また、加工方法を、材料の残留応力等の影響によりばね関節間の特性個体差をできる限り小さくするため、切削加工は行わず、ワイヤ放電加工とした。そこで、ワイヤ直径や加工精度などから、溝は Fig. 3.12 に示す寸法となった。この溝寸法から、屈曲以外の回転剛性などを考慮し、ばね関節の全体寸法は、Fig. 3.12 ように、厚さ 2 mm, 長さ 6 mm とした。また、メカニズムの関節配置から回転剛性のバランスを考慮し、 $J3_i \cdot J4_i$ の幅は 20 mm, $J2_i \cdot J5_i$ の幅は 40 mm とした。このとき、X・Y軸方向に 50 mm 四方動作するよう動作域を設定した場合、DELTA 機構学モデルから、 $Link3_i$ および $Link3'_i$ の長さ L は 150 mm, アクチュエータの設置距離 R は 40 mm, アクチュエータのストロークは 25 mm 必要であった。また、リンク同士の干渉を考慮し、 $Link2_i$ および $Link4_i$ の長さ l は 53 mm とした。

よって Fig. 5.5 に示すように、各アームの平行四節リンクの寸法が決まった。本研究では、ばね関節を用いる関係上、過拘束にすることによって、機構先端は高剛性になり、より高精度な動作が実現できると考えられる。そこで、1自由度の互違溝ばね関節の回転中心軸が交差するよう、仮想的に図面上に回転中心を設けて設計した (Fig. 5.6~Fig. 5.8)。また、構学モデルより、アームやばね関節等には、設置角度および初期角度が求められる。これらの角度を高精度に組み立てるために、本研究では共同研究先からの提案で、機構基部 Fig. 5.9 を Fig. 5.10 に示すような手順で一体部品として加工した。また、エンドエフェクタ部品の図面を Fig. 5.11 に示す。エンドエフェクタと各アームの組み立ての際には、各々寸法公差およびはめ合い公差の入った3つの穴を設け、そこに3本のノックピンを立てることにより、公差の入った高精度な組み立てが可能となる。よって、本機構は、過拘束であるが、組み立て誤差による不具合はほとんど発生しない。

ここで、決定したリンク長 $L=150$ mm, アクチュエータの設置距離 $R=40$ mm, ばね関節の最大屈曲角度 ± 20 deg, アクチュエータのストローク 25 mm から数値解析された動作域を、Fig. 5.4 に示す。このグラフから、本装置が X・Y 軸方向に 50 mm, Z 軸方向に 5 mm 動作することが確認できる。なお、Z 軸方向の動作域はアクチュエータのストロークのみに依存するため、ストロークの長いアクチュエータを用いることで、Z 軸方向への動作域拡大は容易に可能である。

開発した高精度・広動作域を有する位置決め装置を Fig. 5.1 に示す。直動動作入力には、直動アクチュエータ (Table A.2, 分解能 $0.015625 \mu\text{m}$, ストローク 25 mm, 定格推力 30 N) を使用した。ばね関節の材質は、ばね鋼 (SUP6, Table A.1) を用

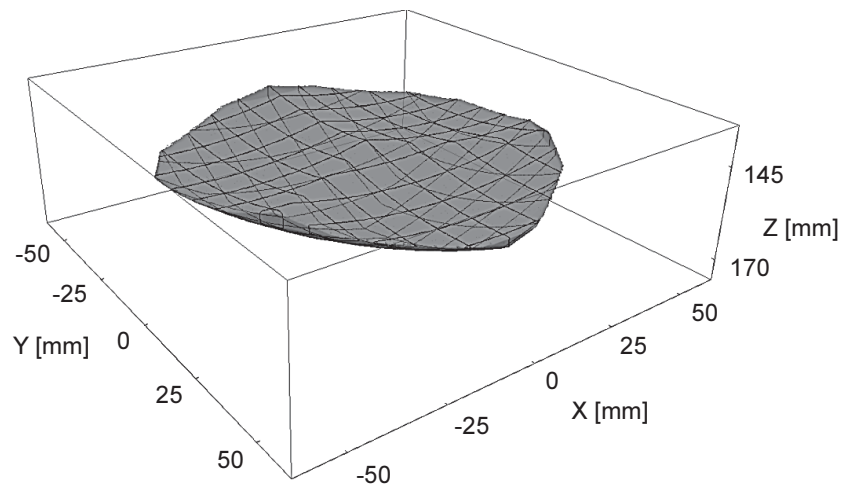


Fig. 5.4 The working area of the second prototype

いた．ばね関節以外のリンク等はアルミを用いた．各ばね関節は，ワイヤ放電加工により高精度に加工後，熱処理を行うことでばね鋼としての性質を付加した．C-P メカニズムの特徴の一つとして，ばね関節は構造そのものであるため，リンクと一体で製作でき，部品数および重量低減が可能である．そこで，ばね関節 $J2_i \cdot J2'_i$ とそれらを接続する $Link2_i$ ，ばね関節 $J4_i \cdot J4'_i$ とそれらを接続する $Link4_i$ は，一体部品として製作した．なお，アクチュエータを取り外した装置質量は 426 g であった．OS には VxWorks(ver.5.5.1) を使用し，制御周波数 1 kHz にて制御を行った．

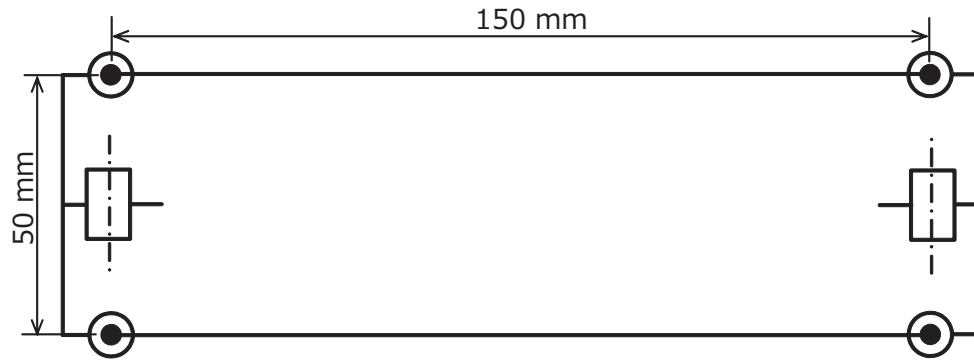


Fig. 5.5 Mechanism of an arm

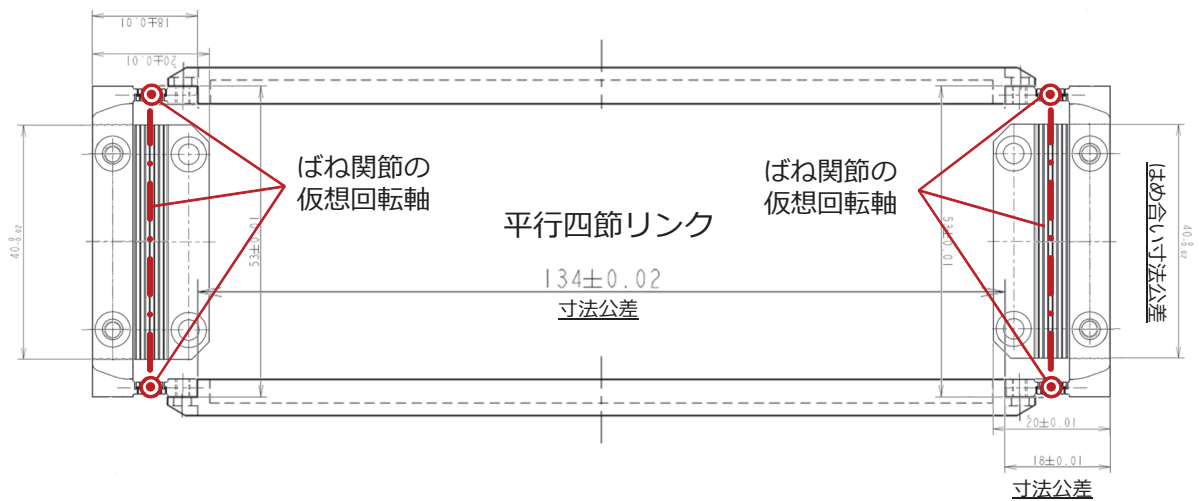


Fig. 5.6 Design of an arm

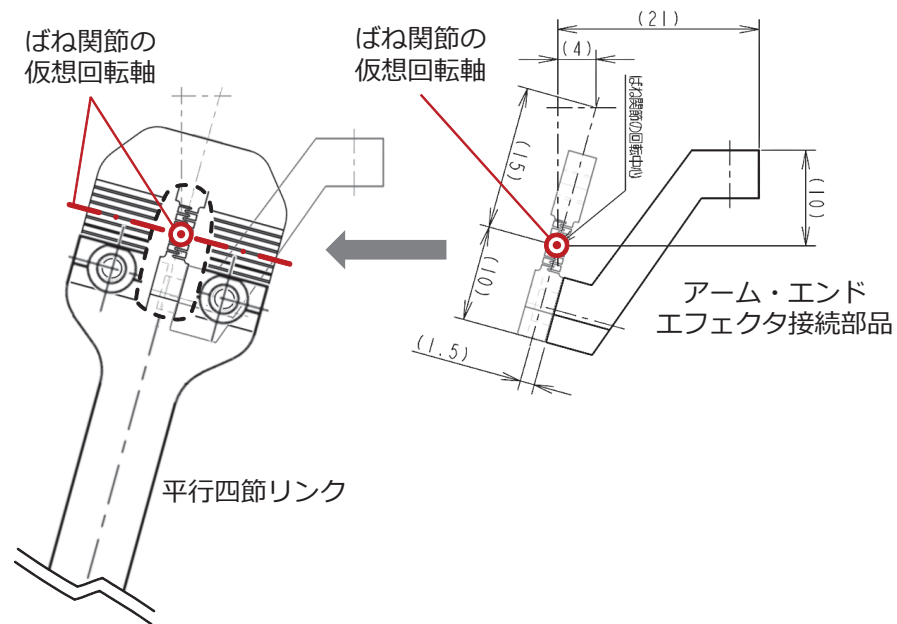


Fig. 5.7 Design of joints

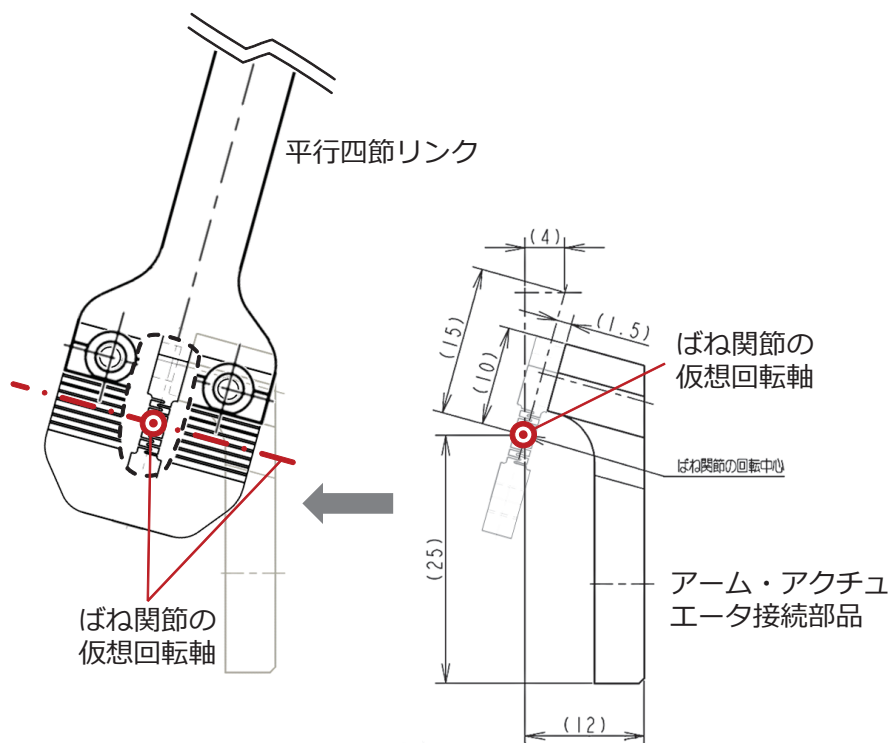


Fig. 5.8 Design of joints

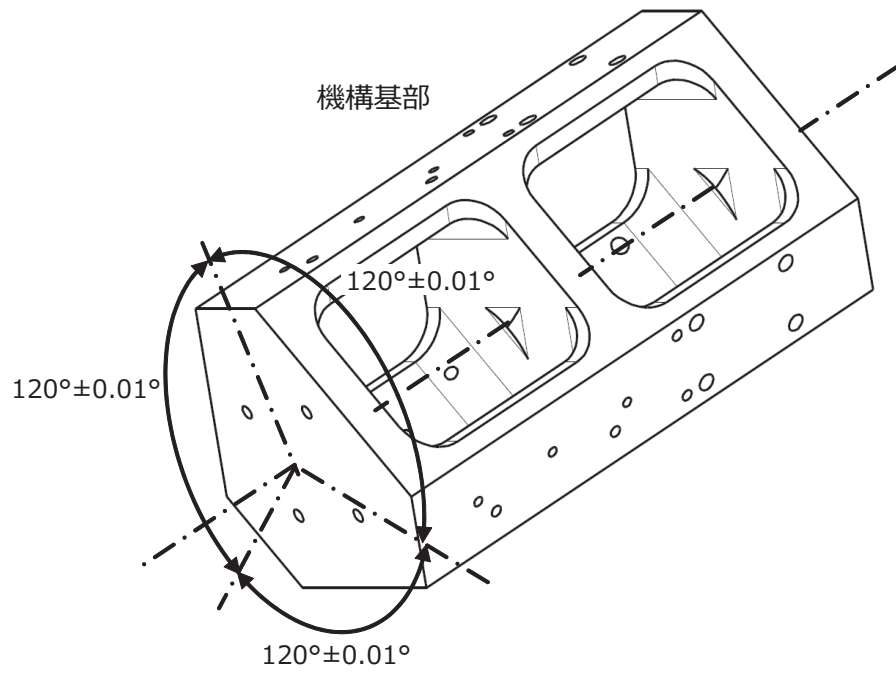


Fig. 5.9 Design of a base part

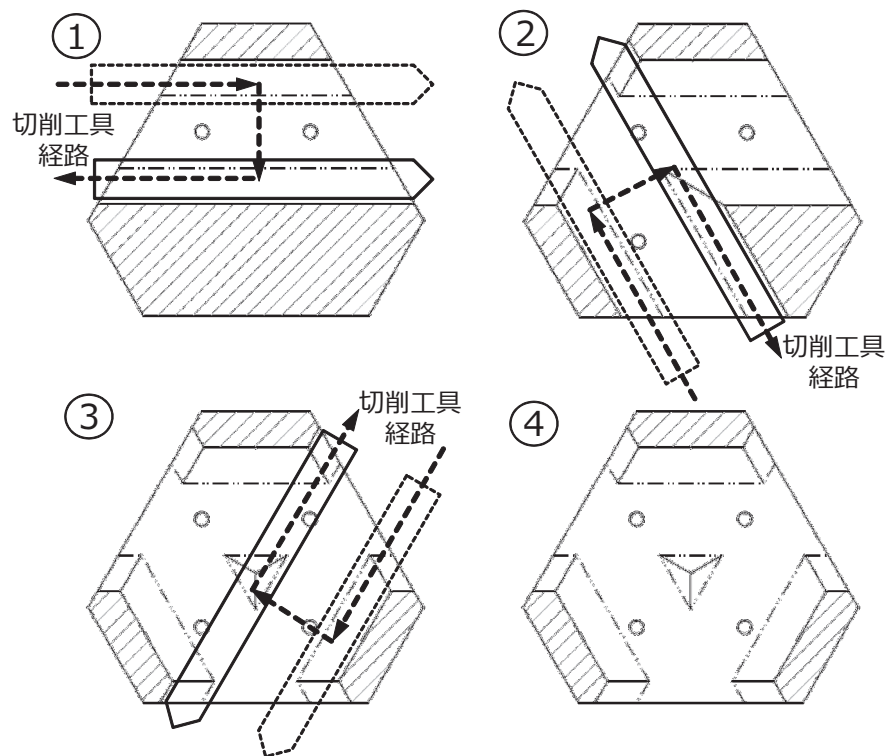


Fig. 5.10 Produced of a base part

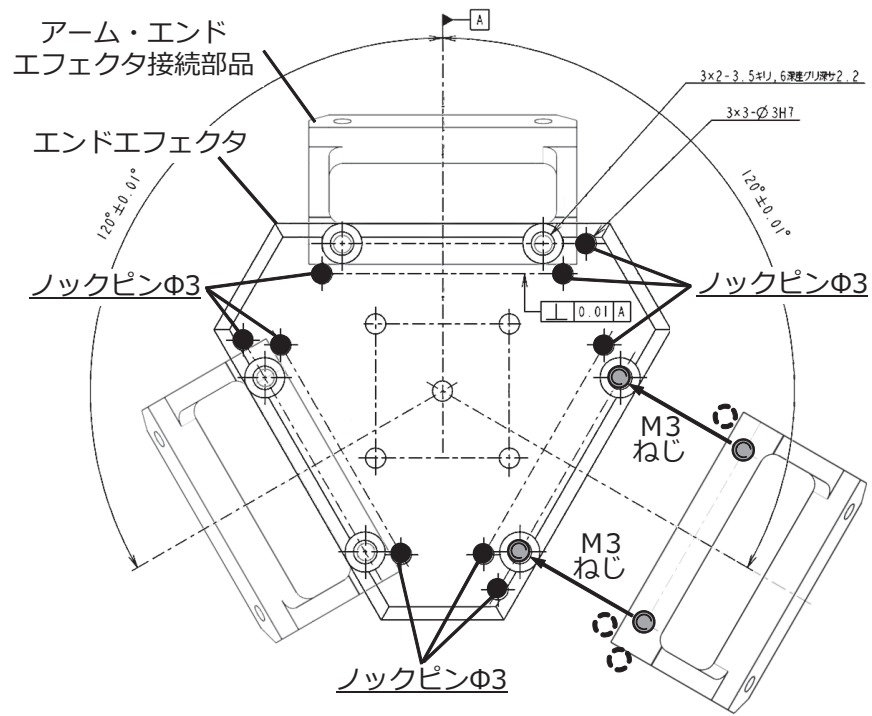


Fig. 5.11 Design of the end-effector with nock-pins

5.4 評価

5.4.1 繰り返し位置決め精度実験

一般的な光学部品位置決め装置では、エンドエフェクタ位置をカメラなどの画像系によりフィードバック制御を行っている。そのようなシステムでは、特に繰り返し位置決め精度が重要である。そこで、開発した装置の繰り返し位置決め精度評価を行った。

方法

実験装置をFig. 5.12に示す。評価方法は、JIS B 8432(ISO 9283)，“産業用マニピュレーティングロボット—性能項目及び試験方法” [37]に準ずることとした。まず、本規格より位置決め点 $P_i = \{x_i, y_i, z_i\}$, ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) を定義した。各位置は、Fig. 5.13に示すように、動作範囲内に設定した試験直方体 ($X \times Y \times Z = 50 \times 50 \times 5 \text{ mm}$) 内の中心 P_1 および4つの対角に位置する点 (P_2, P_3, P_4, P_5) とした。各点間を30回 ($j = 1, 2 \dots n, (n = 30)$) 往復しながら、 $P_1 \rightarrow P_5, P_5 \rightarrow P_4, P_4 \rightarrow P_3, P_3 \rightarrow P_2, P_2 \rightarrow P_1$ と連続して位置決めを行った。各往復 $P_{i+1} \rightarrow P_i$ での到達点 P_i の変位を計測する。 $P_1 \rightarrow P_5$ および $P_2 \rightarrow P_1$ での各位置決め点間の移動時間は4 s, ほかは8 sとし、コサイン波によって動作させた。各位置決め点における停止時間は、予備実験から整定時間を見込んで4 sとした。JIS規格から、各点の各軸方向の繰り返し位置決め精度 RP_i を式 (5.7) と定義した。 l_i は平均計測値と各計測値の距離、 S_i はそれらのばらつき度合いを示す標準偏差である。位置計測には、レーザ変位計 (Z方向繰り返し精度 $0.2 \mu\text{m}$, Table A.4) を用いた。本実験では、計測装置の構成上、 $0.2 \mu\text{m}$ での計測が1軸のみ可能であるため、X, Y, Z軸それぞれについて計測装置のアライメント構成をはさみ、別々に実験を行った。

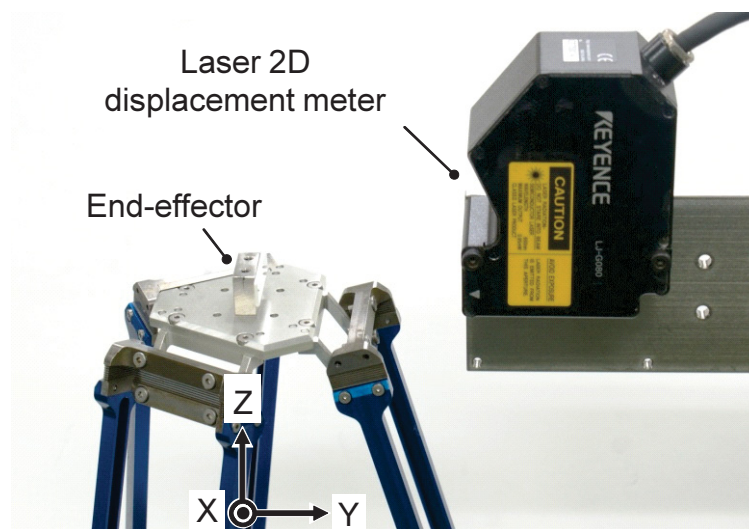


Fig. 5.12 Setup of repeat accuracy test

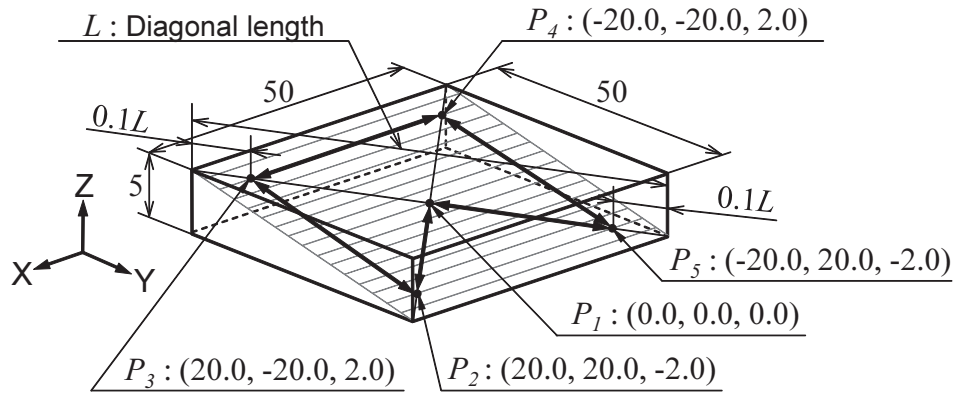


Fig. 5.13 Positions of repeat accuracy test

$$RP_i = \bar{l} + 3S_i \quad (5.6)$$

$$\bar{l} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n l_j$$

$$l_j = \sqrt{(x_j - \bar{x})^2}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j$$

$$S_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (l_j - \bar{l})^2}{n-1}}$$

結果および考察

実験結果を Table 5.1 に示す. また, Fig. 5.15~Fig. 5.19 に, 位置決め点 $P_1 \sim P_5$ で 30 回計測した平均計測値と各値の差 l_j を示す. さらに, Fig. 5.14 には, 点 P_1 に指令値が停止し, 4 s 間位置決めを行ったときの, 実際の計測値を示す. Fig. 5.15~Fig. 5.19 から, X, Y 軸方向で, 多少値のばらつきは生じているが, 全ての位置決めにおいて, $1.0 \mu\text{m}$ を超えることはなかった. また, Fig. 5.14 の波形から, 整定時間はおおよそ 2 s であることが明らかになった. 本装置では, アクチュエータの制御パラメータの調整において, 精度向上のため, 応答性よりも安定性を重要視したため, 整定するまで 2 s 要した. Table 5.1 から, すべての位置決め点で繰り返し位置決め精度は $1.0 \mu\text{m}$ 以下であり, 平均すると, X 軸方向に $0.66 \mu\text{m}$, Y 軸方向に $0.31 \mu\text{m}$, Z 軸方向に $0.25 \mu\text{m}$ であった. よって, 本装置は, 目標とする繰り返し位置決め精度 $1.0 \mu\text{m}$ を有することが明らかになった. これは, 各関節がすべてばね関節で構成され, 構造として一体であり, C-P メカニズム部においては機械的なガタが全く発生しなかったためであると考えられる. また, X・Y 軸方向と比較し, Z 軸方向の精度が高いのは, すべてのアクチュエータが Z 軸方向に平行で重力

方向に向いており、さらに各位置決め点間の Z 軸方向の移動距離が小さかったためと考えられる。なお、アクチュエータの繰り返し位置決め精度 $3\ \mu\text{m}$ に対し、装置全体の精度が高くなった。これは、メカニズム動作に伴い、ばね関節が変形することにより、アクチュエータ内部に含まれる減速機のバックラッシュを抑制する力が生じたためであると考えられる。よって、C-P メカニズムでは、メカニズム動作による各ばね関節の弾性力を利用し、アクチュエータに常にバイアスを負荷することで、アクチュエータのバックラッシュ抑制効果があることが示唆された。

Table 5.1 Result of repeatable accuracy test

RP_i	$x\ [\mu\text{m}]$	$y\ [\mu\text{m}]$	$z\ [\mu\text{m}]$
RP_1	0.37	0.36	0.12
RP_2	0.80	0.34	0.19
RP_3	0.93	0.54	0.53
RP_4	0.63	0.66	0.29
RP_5	0.57	0.31	0.25
RP_{avg}	0.66	0.44	0.28

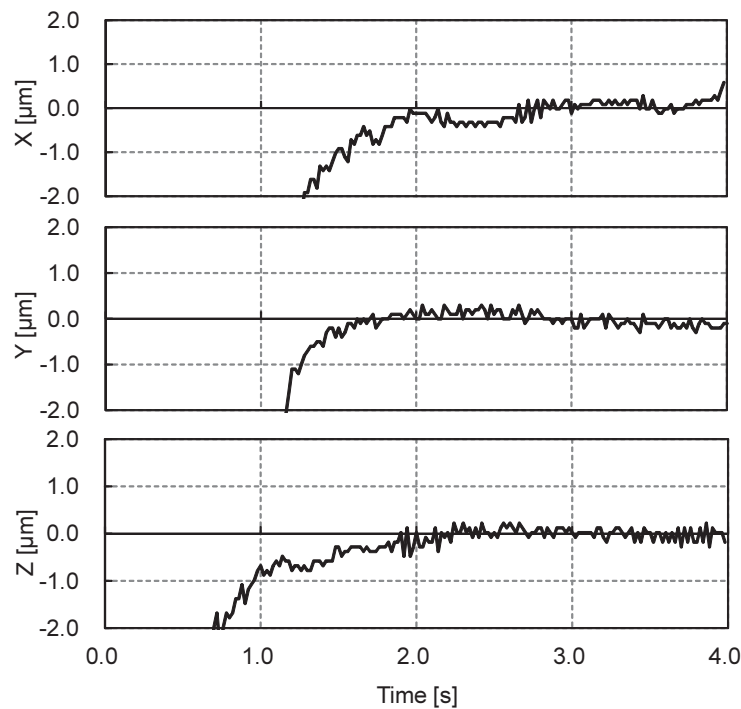


Fig. 5.14 The trajectorys of the end-effector on the test point P5-P1

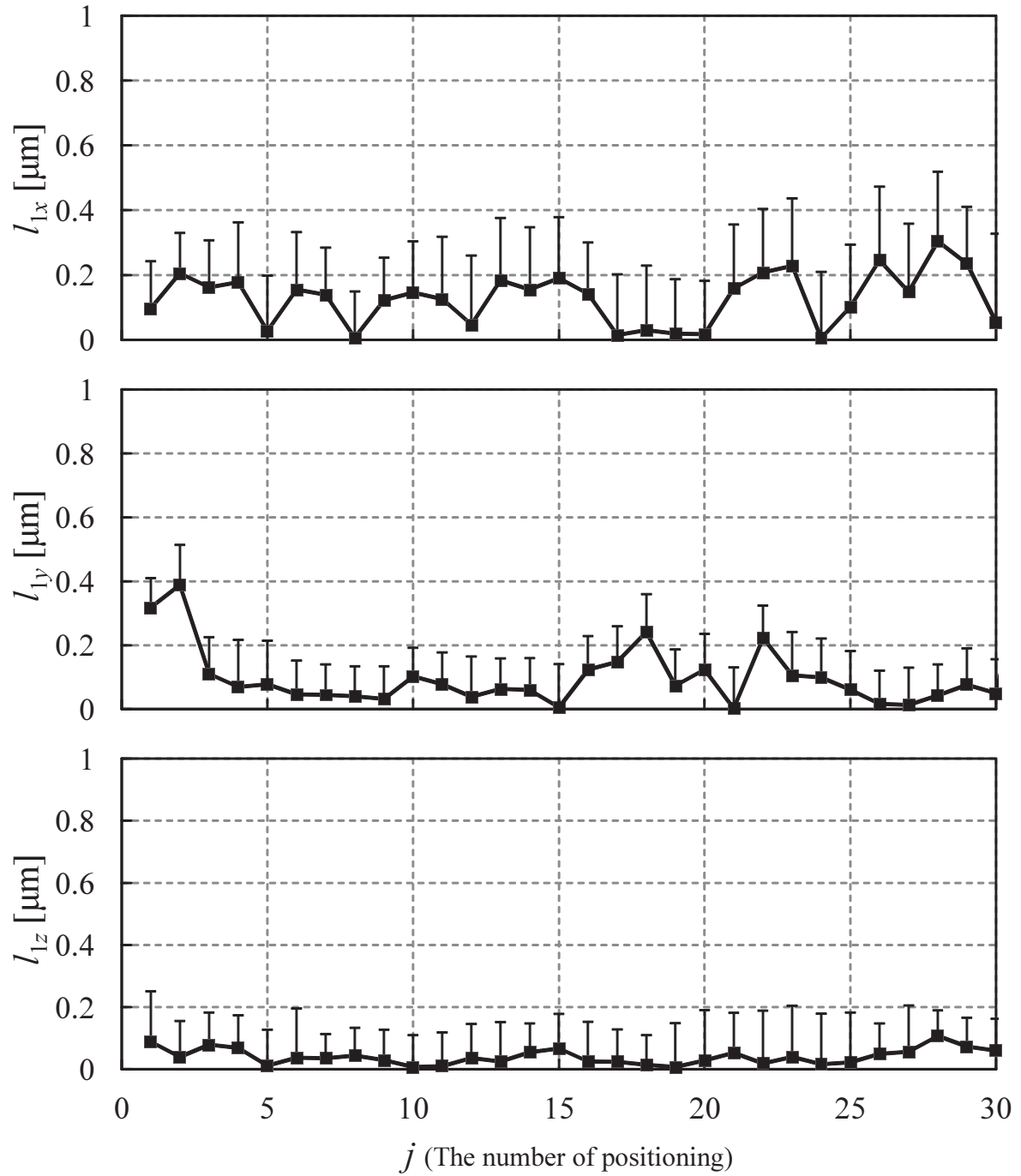


Fig. 5.15 The result of repeatable accuracy on P1

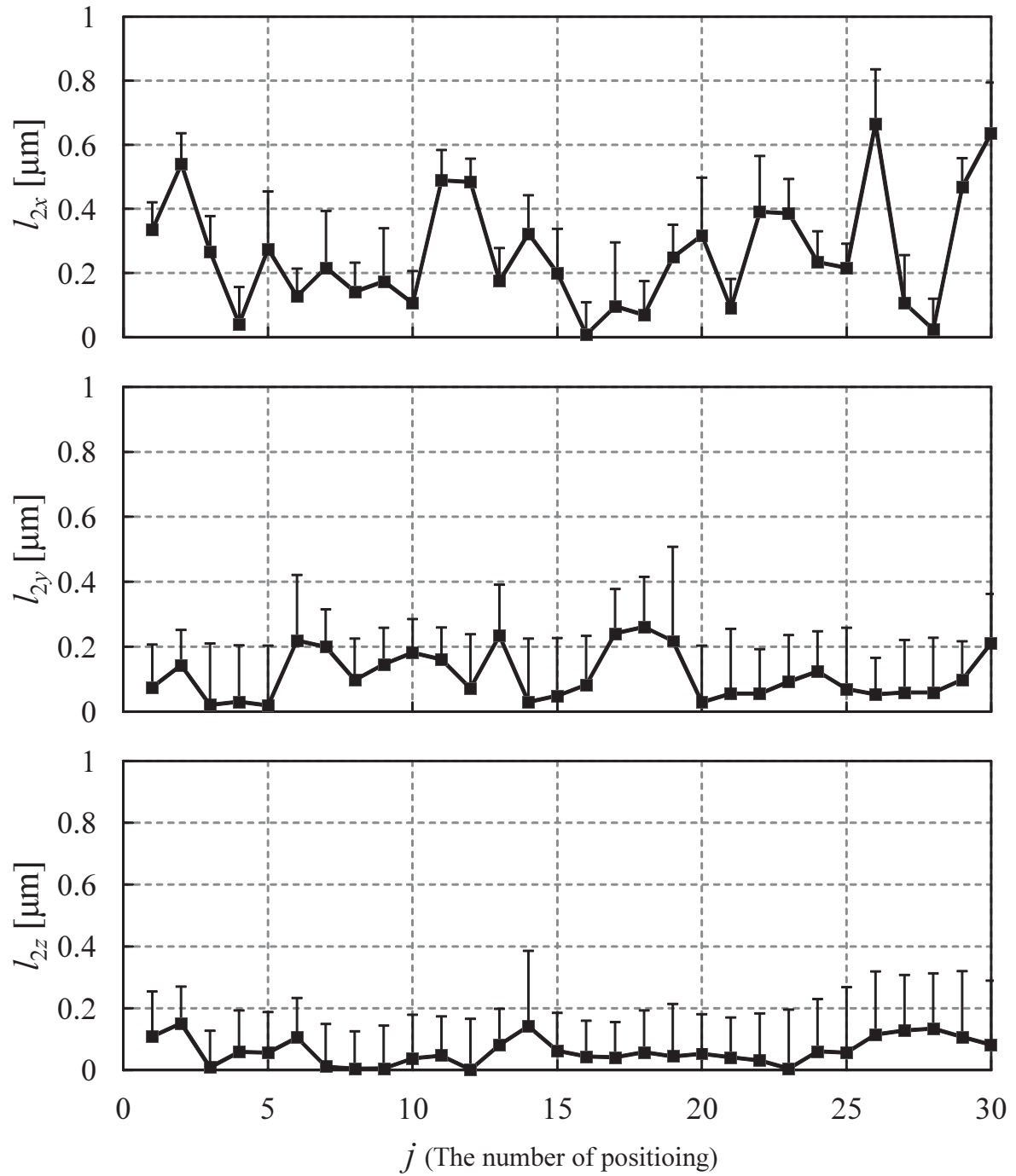


Fig. 5.16 The result of repeatable accuracy on P2

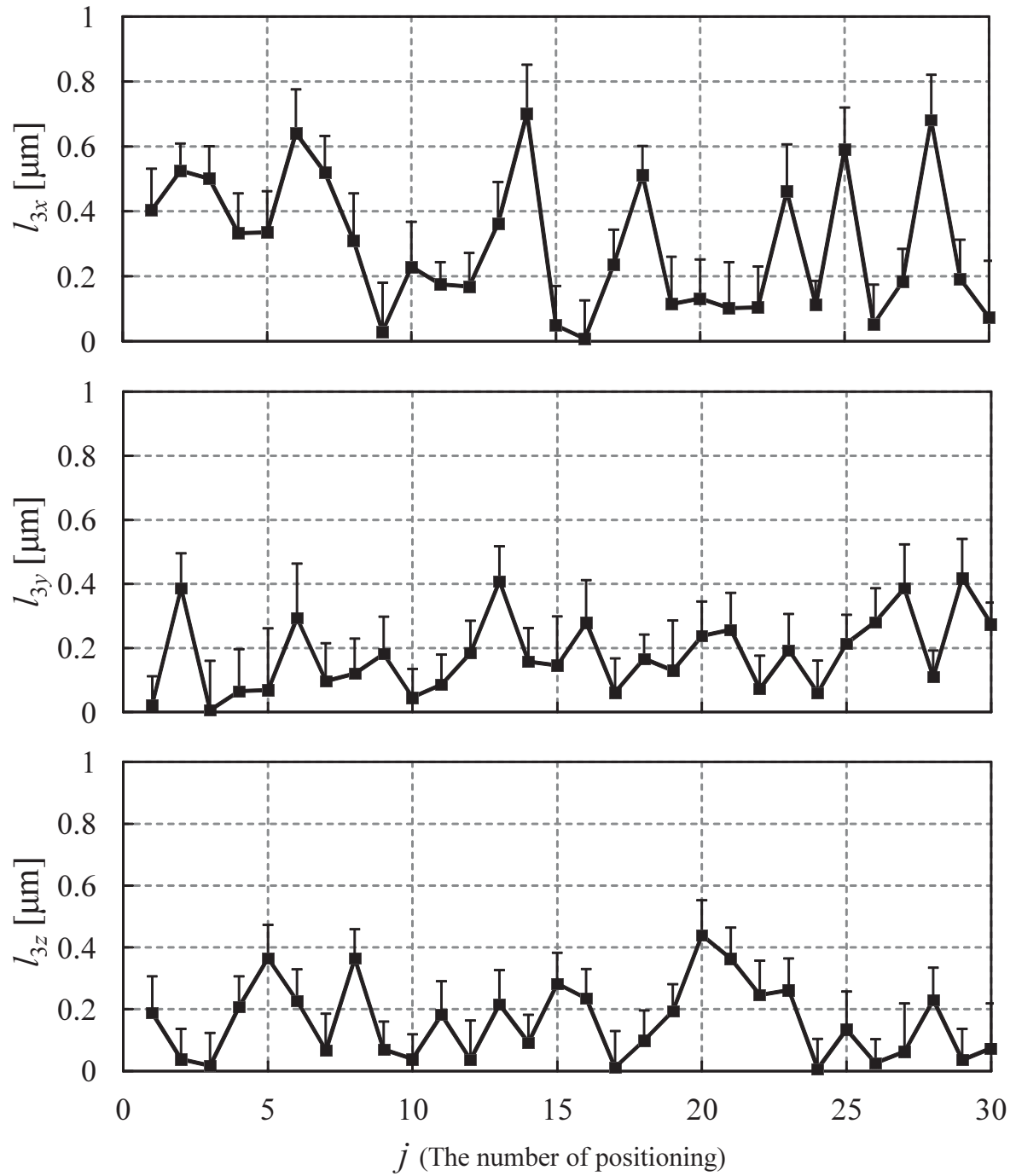


Fig. 5.17 The result of repeatable accuracy on P3

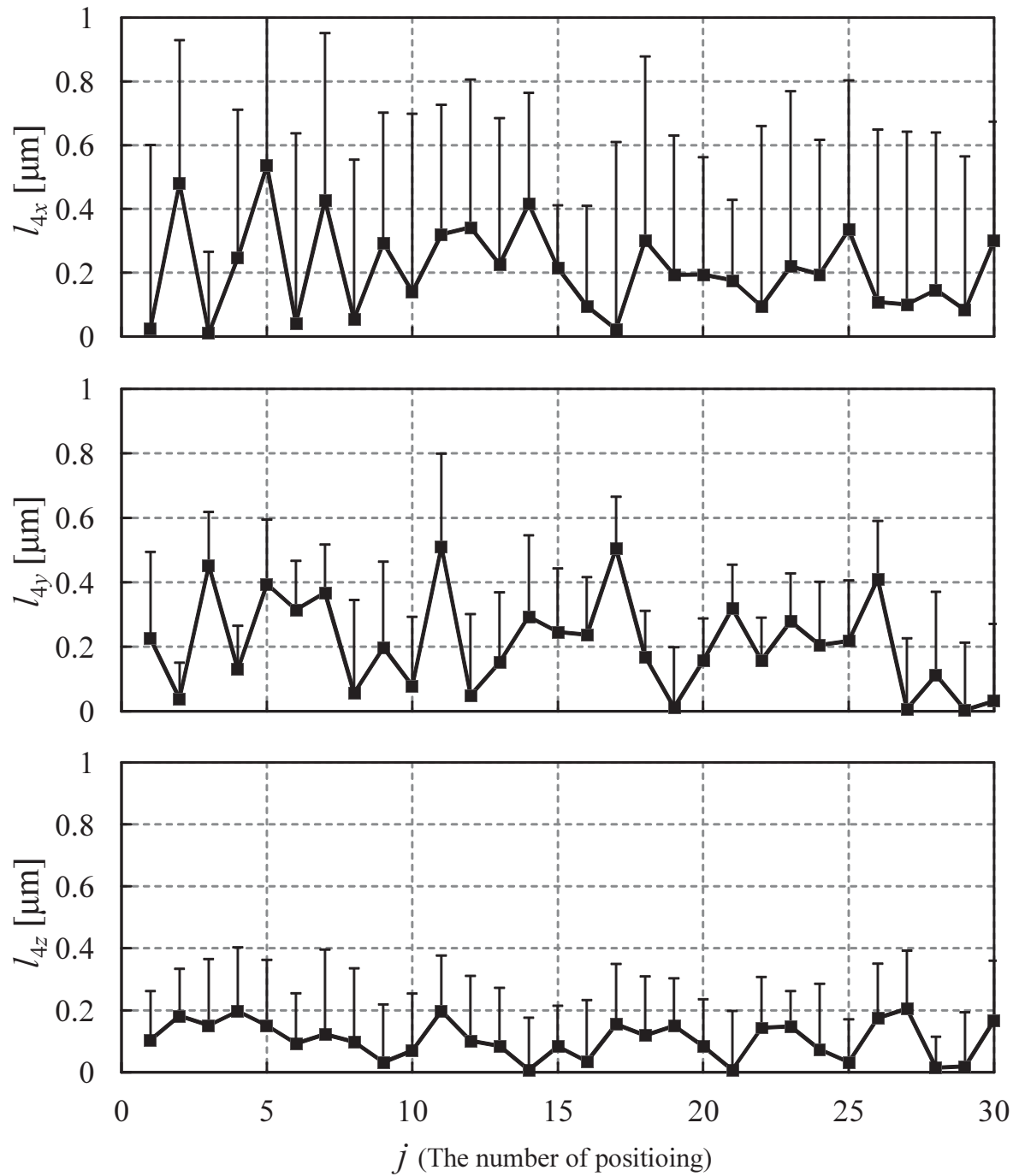


Fig. 5.18 The result of repeatable accuracy on P4

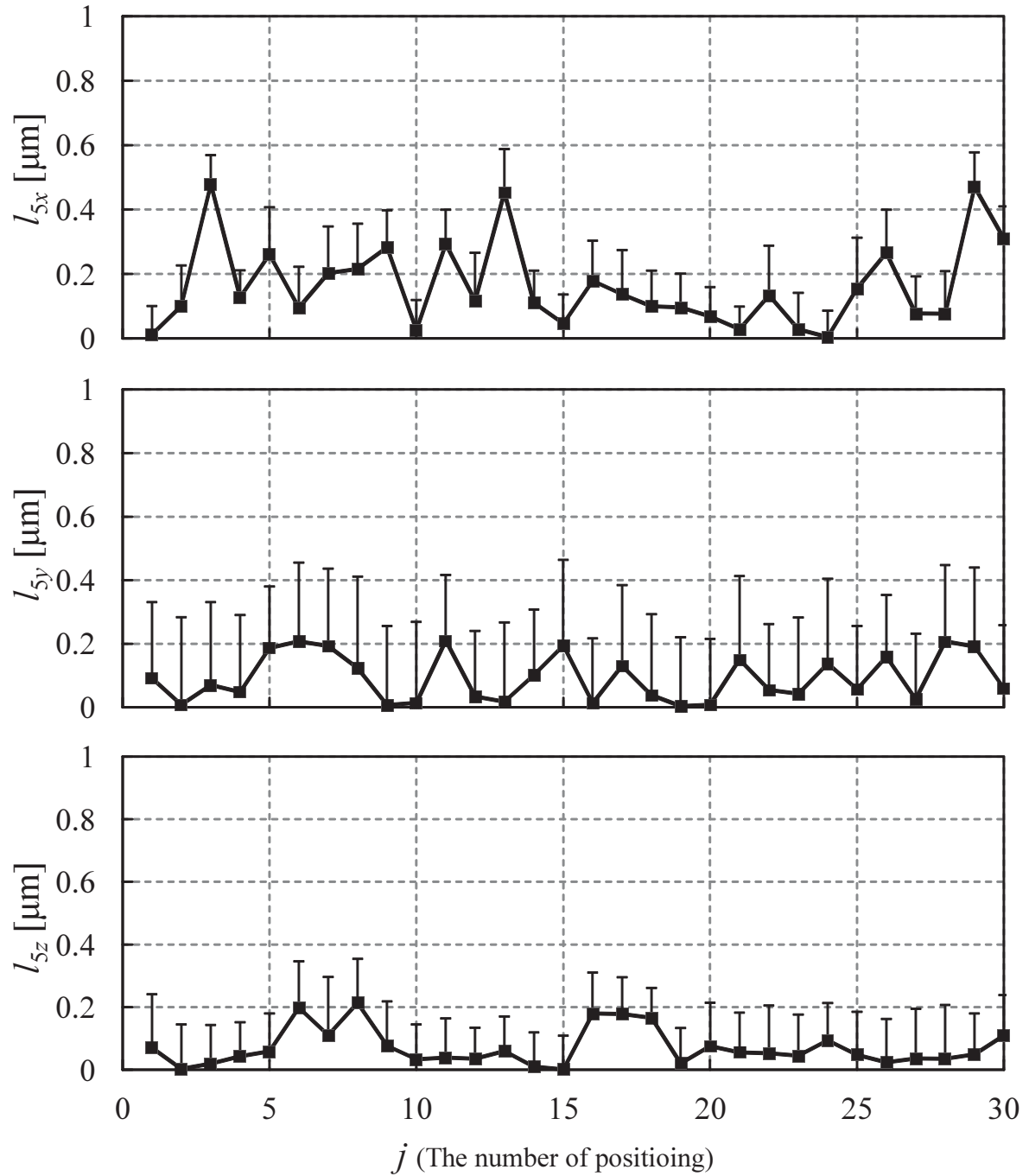


Fig. 5.19 The result of repeatable accuracy on P5

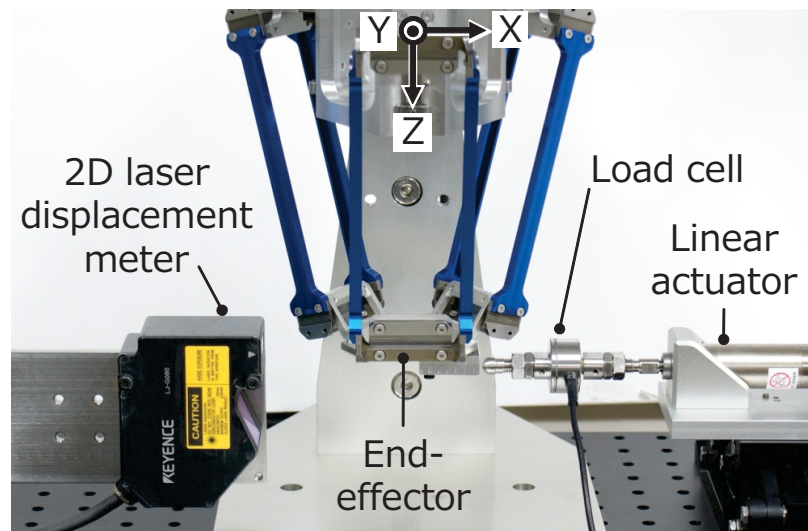


Fig. 5.20 Setup of the stiffness test

5.4.2 剛性評価

さらに、光学部品は軽量であるが、その接着には対象部品に対して大きな力を発生するため、接着方向（Z 軸方向）について、100 N/mm 程度の剛性が必要とされる。そこで、本装置の各軸方向の並進剛性を測定した。

方法

実験装置を Fig. 5.20 に示す。直動アクチュエータによりエンドエフェクタに荷重を負荷した。荷重は、アクチュエータの出力軸に取り付けられたロードセル（Table A.5, 最大荷重±50 N）により測定した。同時にエンドエフェクタの変位は、2次元レーザ変位計（繰り返し精度 0.2 μm , Table A.4）により測定した。

結果および考察

実験結果を Fig. 5.21 に示す。剛性は、X : 17.9 N/mm, Y : 19.2 N/mm, Z : 94.3 N/mm であった。X・Y 軸方向の剛性に対し、Z 軸方向の剛性が高いことが分かった。各ばね関節が Z 軸方向に沿って配置されていることで、Z 軸方向に剛性が高くなったと考えられる。X・Y 軸方向の変位と負荷荷重の関係には線形性があった。これは、各関節がすべてばね要素で構成され、その変形により変位が生じたためであると考えられる。Z 軸方向の変位と負荷荷重の関係には、ヒステリシスが生じた。この原因として、Z 軸方向に平行に配置されたアクチュエータの特性が影響した可能性が考えられる。

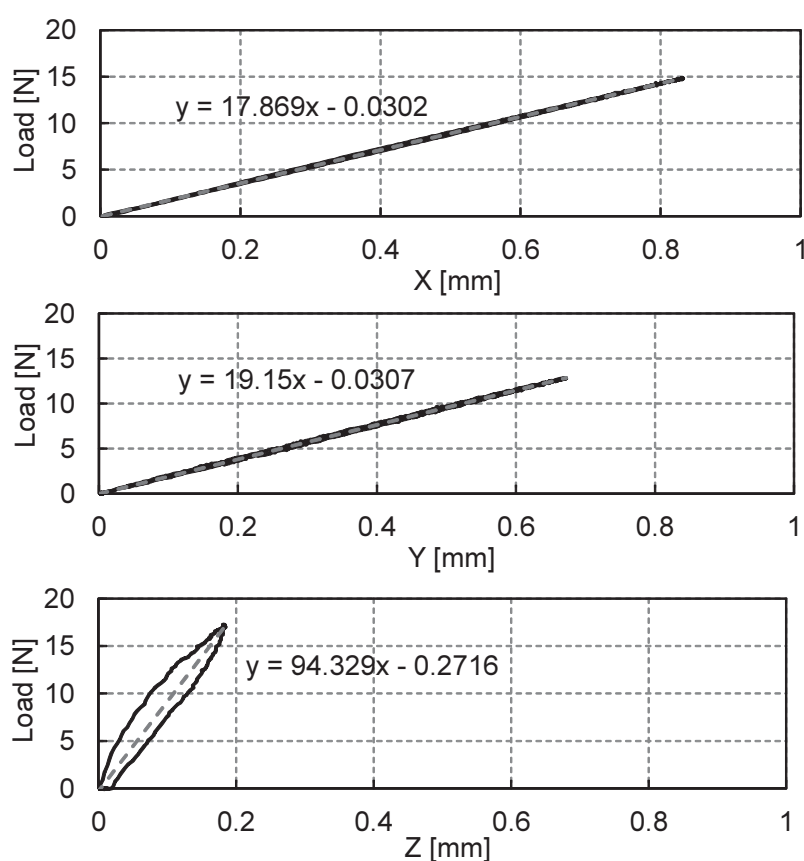


Fig. 5.21 The result of the stiffness test

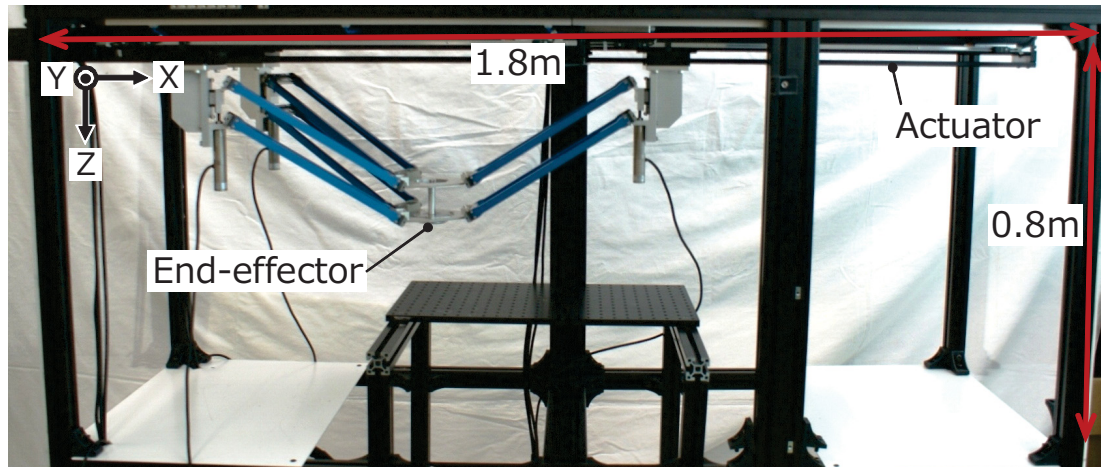
5.5 まとめ

互違溝ばね関節を用いた試作機により、ピッキングに用いるための実用的な動作域（50 mm 四方）と $0.66 \mu\text{m}$ の繰り返し位置決め精度が両立することを確認した。本試作機では、円弧ばね関節を用いた試作機より剛性が向上しており、ばね関節の剛性特性の有効性を示した。本試作機を応用することにより実用的なピッキング及び位置決め装置が実現可能であることが示された。これらにより、ばね関節の最適設計された互違溝ばね関節の有効性の確認およびコンプライアント—パラレルメカニズムの汎用的応用の可能性が示された。

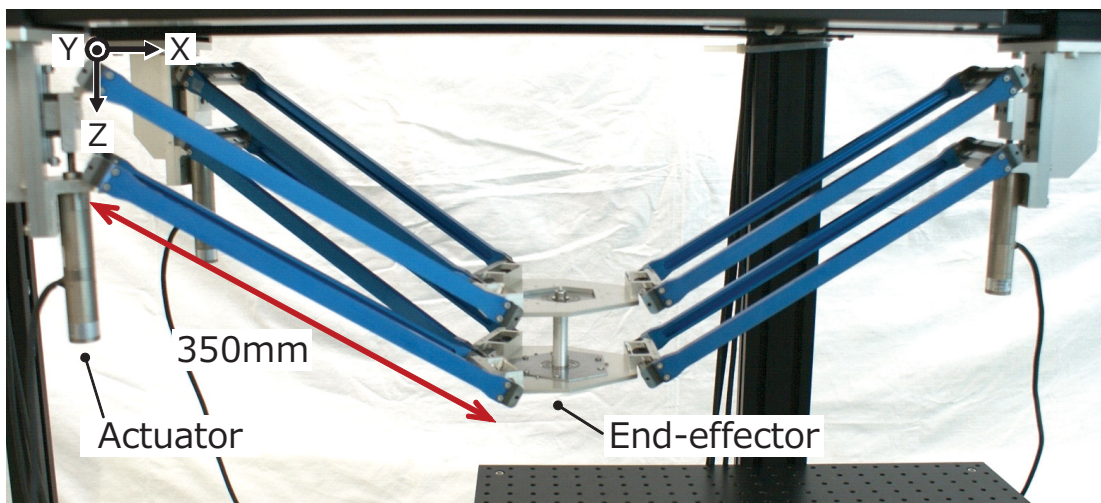
第6章 汎用的応用のための試作機設計 と評価

- Design and evaluations of a prototype for universal applications -

コンプライアントーパラレルメカニズムの汎用的応用のため、本研究の目的である光学部品の実用的ピックアップ動作域、位置調整動作域および剛性特性を有する試作機を開発した。開発した試作機を Fig. 6.1 に示す。本試作機の要求仕様は、自由度として、並進3自由度と回転2自由度が必要とされる。また、動作域は並進で $400 \times 150 \times 150$ mm, 精密位置決めのための2自由度回転で $\pm 3\text{deg}$ である。必要な繰り返し精度は $1.0\ \mu\text{m}$, 0.01deg , 剛性は接着方向に 100N/mm である。



(a) Overall view of the prototype



(b) Closeup view of the mechanism

Fig. 6.1 Prototype over view

6.1 運動学

汎用的応用のための試作機の運動学を求める．本試作機は，DELTA を 2 つ構成し，2 つのエンドエフェクタの差分により，回転 2 自由度 (α , β) 動作することが可能である．並進動作は，最大ストローク 600mmTHK 製の 3 本の直動アクチュエータにより，動作する．また，回転動作は，千葉精密製最大ストローク 25mm を使用して動作する．

6.1.1 幾何学条件の定義

ここでは，運動学を解くための主要な定数・変数を定義する．本研究で提案する機構は，DELTA を 2 つ組み合わせた機構となっている．まず，幾何学条件の定義として，Fig. 6.2 に主要な定数・変数を図示する．図中の各定数・変数は以下のよう

- $q1_i$: 基準座標原点 O から関節 $J1_i$ のまでの X 軸方向距離 (能動関節)
- $q2_{ij}$: 基準座標原点 O から関節 $J3_{ij}$ のまでの Z 軸方向距離
 $j = 1$ のとき定数 (H とおく)， $j = 2$ のとき変数 (能動関節)
- $L0_i$: 基準座標原点 O から関節 $J1_i$ のまでの Y 軸方向距離
- $L1$: 関節 $J2_{ij}$ から $J3_{ij}$ までの距離
- $L2$: リンク 2 の軸間距離
- r : $J6_{ij}$ から機構のエンドポイント P_{ej} までの距離
- θ_i : 基準座標 X 軸に対する各アームの取付角度
- $\theta1_{ij}$: リンク 2 の関節 $J3_{ij}$ 回りの回転角度
- $\theta2_{ij}$: リンク 2 の関節 $J4_{ij}$ 回りの回転角度
- P_{ej} : DELTA のエンドポイントの座標ベクトル
- R : 本機構エンドポイント PE から外側 DELTA のエンドポイント Pe_{i1} の距離
- $L3$: DELTA のエンドポイント Pe_{i1} , Pe_{i2} の距離
- α : PE の X 軸周り回転角度
- β : PE の Y 軸周り回転角度

ここで，本機構は Fig. 6.3 のようにモデル化できる．これは DELTA のエンドエフェクタは，平行四節リンクにより機械的拘束が与えられ，常に原点座標系の XY 平面と平行を保つためである．さらにこの平行を用いて，Fig. 6.5 のように $L1$ と r を省略できる．このとき Fig. 6.5 の $q1'_i$, $L0'_i$ と r , $L1$ には次式が成り立つ．

$$q1'_i = q1_i - (r + L1) \cos(\theta_i) \quad (6.1)$$

$$L0'_i = L0_i - (r + L1) \sin(\theta_i) \quad (6.2)$$

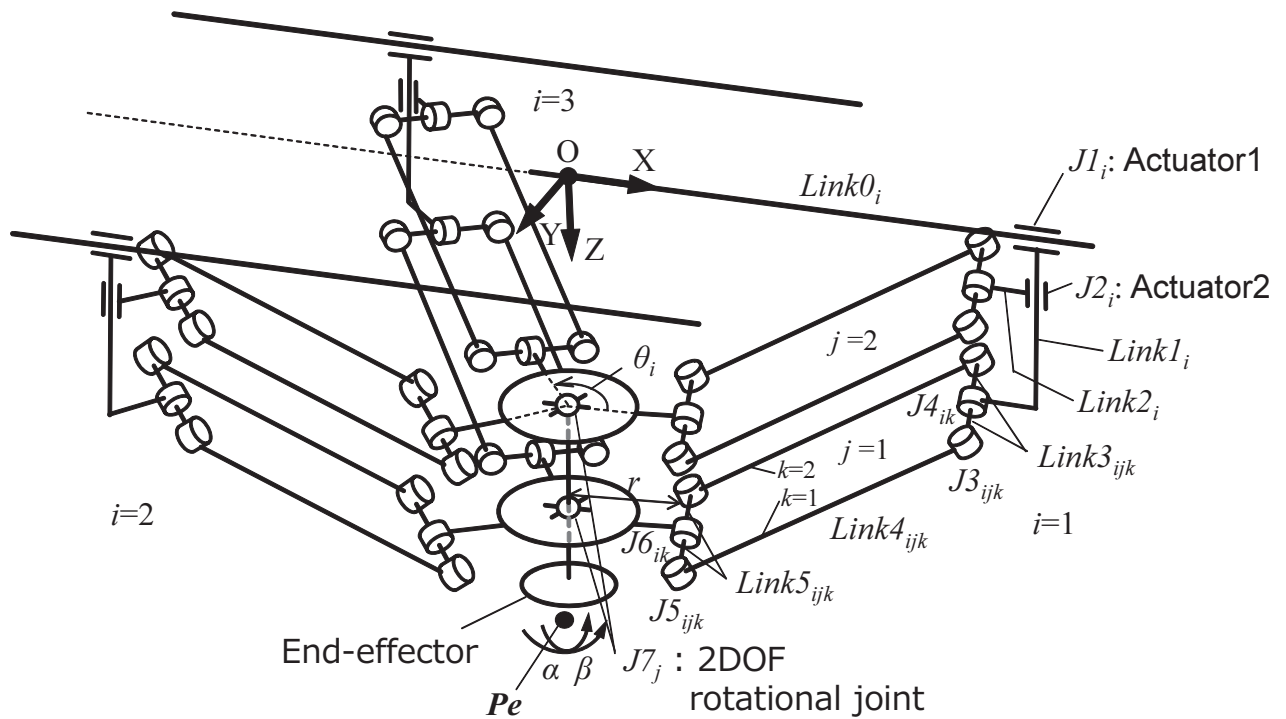


Fig. 6.2 Kinematic model of the prototype for link parameters

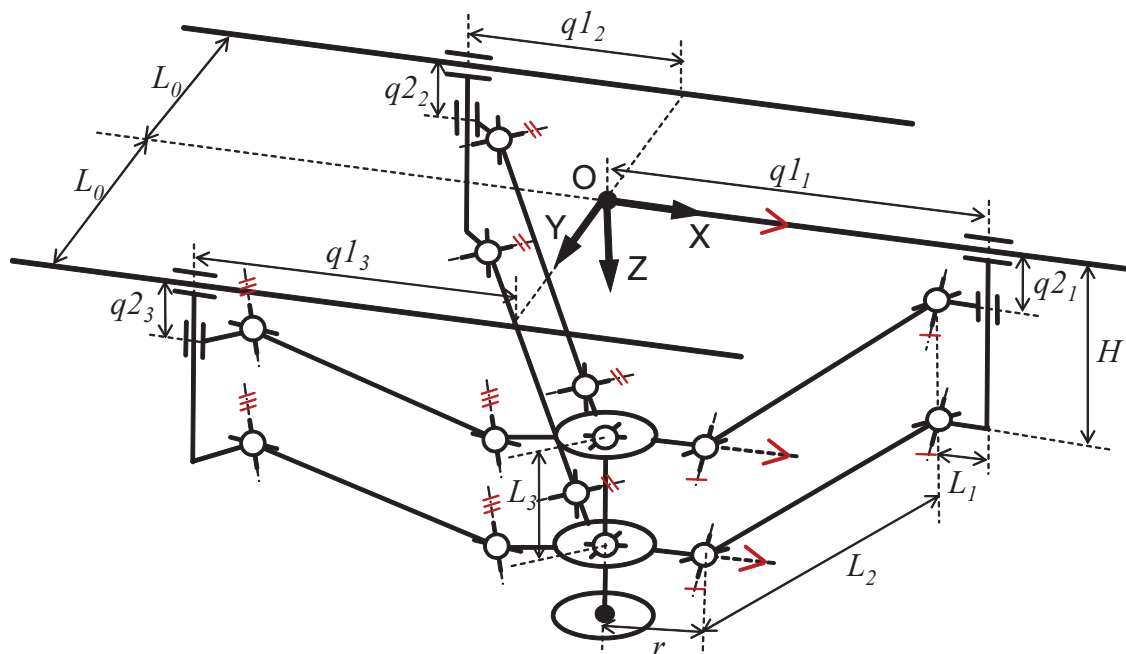


Fig. 6.3 Simple kinematic model of the prototype

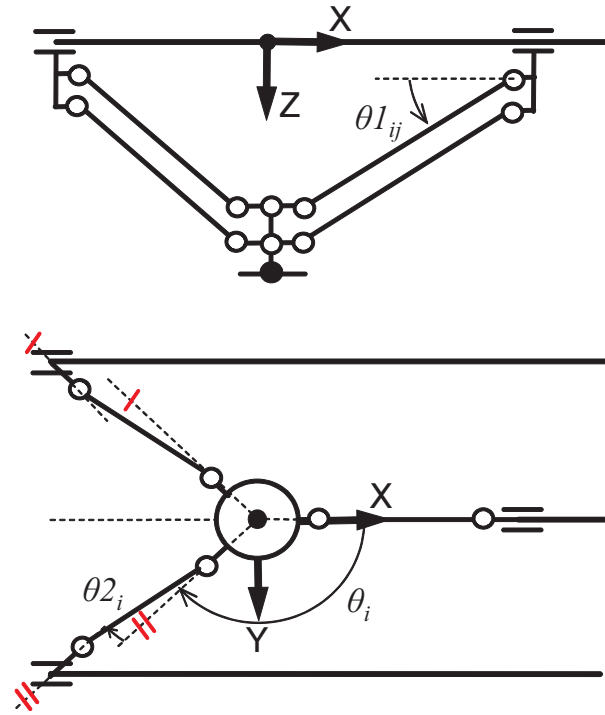


Fig. 6.4 A top view of kinematic model

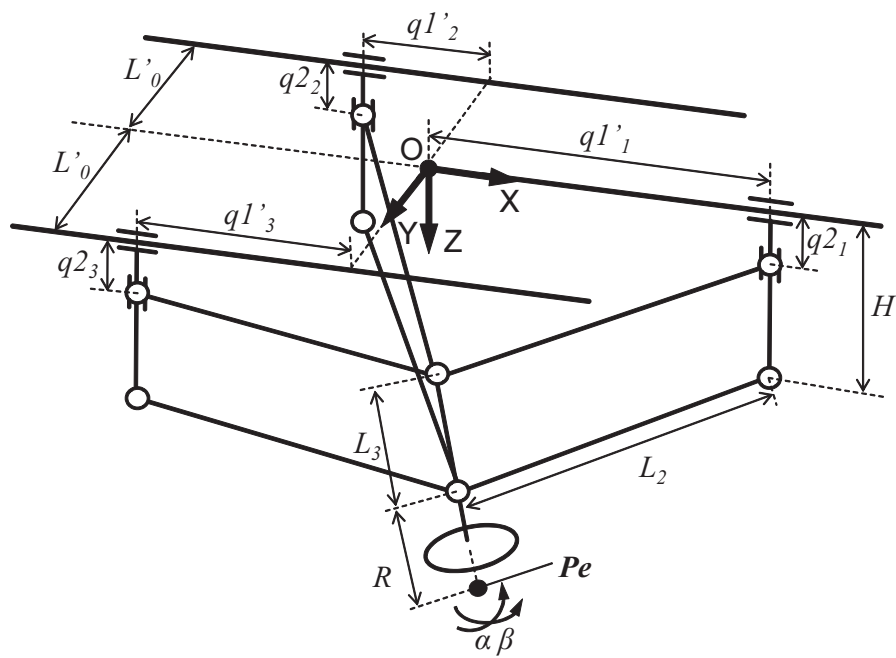


Fig. 6.5 Simple kinematic model of the prototype 2

6.1.2 逆運動学

本機構のエンドエフェクタのエンドポイントの位置 $PE (E_x, E_y, E_z)$ ，姿勢 α, β から関節 $J1_i$ と $J2_{i2}$ の直動動作入力 $q1_i$ と $q2_{i2}$ を求める逆運動学について述べる．ここで，本論文では同次変換に以下の表記を用いる．なお， $Rot(\alpha_k, \phi)$ ， $Trans(x_k, y_k, z_k)$

- O : 基準座標系
- Σ_k : k 番目の関節 Jk の座標系
- Σ_e : エンドポイントにおける座標系
- α_k : 座標系 Σ_k における座標軸
- ${}^{k-1}\mathbf{T}_k$: 座標系 Σ_{k-1} から座標系 Σ_k に変換する同次変換行列
- ${}^{k-1}\mathbf{E}_k$: 同次変換行列 ${}^{k-1}\mathbf{T}_k$ を構成する回転行列
- ${}^{k-1}\mathbf{P}_k$: 同次変換行列 ${}^{k-1}\mathbf{T}_k$ を構成する座標系 Σ_k の原点の基準座標系に対する並進ベクトル
- $Rot(\alpha_k, \phi)$: 座標系 Σ_k に対して α_k 軸 (x_k, y_k, z_k 軸) まわりに，角度 ϕ 回転する座標系の回転移動
- $Trans(x_k, y_k, z_k)$: 座標系 Σ_k に対して各軸方向にそれぞれ，移動量 x_k, y_k, z_k の座標系の平行移動

はそれぞれ式 (6.3)，(6.4) で表わされる．

$$Rot(\alpha_k, \phi) = \left[\begin{array}{c|c} {}^{k-1}\mathbf{E}_k & \mathbf{0} \\ \hline \mathbf{0} & 1 \end{array} \right] \quad (6.3)$$

$$Trans(x_k, y_k, z_k) = \left[\begin{array}{c|c} \mathbf{I} & {}^{k-1}\mathbf{P}_k \\ \hline \mathbf{0} & 1 \end{array} \right] \quad (6.4)$$

まず，本機構のエンドポイント PE と，二つの DELTA のエンドポイント Pe_{i1}, Pe_{i2} の関係式を導く． PE の位置を (E_x, E_y, E_z) ，姿勢を X・Y 軸回転回りにそれぞれ α, β 回転させた時の位置 $\mathbf{P}e_{i1} = [p_{x1} \ p_{y1} \ p_{z1}]^T$ ， $\mathbf{P}e_{i2} = [p_{x2} \ p_{y2} \ p_{z2}]^T$ は，同次変換行列を用いて，

$$\begin{aligned} {}^E\mathbf{T}_{e_1} &= Trans(E_x, E_y, E_z)Rot(X_E, \alpha)Rot(Y_E, \beta)Trans(0, 0, -R) \\ &= \left[\begin{array}{c|c} {}^E\mathbf{E}_{e_1} & \mathbf{P}e_1 \\ \hline \mathbf{0} & 1 \end{array} \right] \end{aligned} \quad (6.5)$$

$$\begin{aligned} {}^E\mathbf{T}_{e_2} &= Trans(E_x, E_y, E_z)Rot(X_E, \alpha)Rot(Y_E, \beta)Trans(0, 0, -L3) \\ &= \left[\begin{array}{c|c} {}^E\mathbf{E}_{e_1} & \mathbf{P}e_2 \\ \hline \mathbf{0} & 1 \end{array} \right] \end{aligned} \quad (6.6)$$

と表すことができる．各エンドポイント座標 $\mathbf{P}e_{i1}, \mathbf{P}e_{i2}$ は，

$$\mathbf{P}e_1 = \begin{bmatrix} p_{x1} \\ p_{y1} \\ p_{z1} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} E_x - R \sin(\beta) \\ E_y + R \sin(\alpha) \cos(\beta) \\ E_z - R \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{e2} &= \begin{bmatrix} p_{x2} \\ p_{y2} \\ p_{z2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} E_x - (R + L3) \sin(\beta) \\ E_y + (R + L3) \sin(\alpha) \cos(\beta) \\ E_z - (R + L3) \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.8)$$

である．次に DELTA のエンドポイント \mathbf{P}_{e_j} から関節 $J2_{ij} = [q1'_i \ L0'_i \ q2_{ij}]^T$ までの距離は $L2$ であるから，

$$(p_x - q1'_i)^2 + (p_y - L0'_i)^2 + (p_z - q2_{ij})^2 = L2^2 \quad (6.9)$$

が成り立つので，式 (6.9) を $q1'_i$ に関して解くと，

$$q1'_i = p_x \pm \sqrt{L2^2 - p_y^2 - p_z^2 - L0_i'^2 + 2p_y L0'_i - q2_{ij}^2 + 2q2_{ij} p_z} \quad (6.10)$$

が得られる． $j = 1$ において，式 (6.10) を整理すると， $q2_{i1} = H$ より，

$$q1'_i = p_{x1} \pm \sqrt{L2^2 - p_{y1}^2 - p_{z1}^2 - L0_i'^2 + 2p_{y1} L0'_i - H^2 + 2H p_{z1}} \quad (6.11)$$

と求まる．式 (6.11) の符号は，幾何学条件より $i = 1$ のとき正を， $i = 2, 3$ のときは負を選択する．直動動作入力 $q2_{i2}$ は $j = 2$ において，式 (6.10) と (6.11) より，

$$q2_{j2} = p_z \pm \sqrt{L2^2 - p_{x2}^2 - p_{y2}^2 + 2p_{y2} L0'_i - L0_i'^2 + 2p_{x2} q1'_i - q1_i'^2} \quad (6.12)$$

と求まる．式 (6.12) の符号は，幾何学条件により正の場合を選択する．

以上より，エンドポイント位置 \mathbf{PE} ，姿勢 α, β から各直動動作入力値 $q1'_i, q2_{i2}$ が求まった．

6.2 改良型互違溝ばね関節

互違溝ばね関節の最適化を行うことにより，FEM 解析から最大屈曲角度を $\pm 60\text{deg}$ まで拡大した．寸法と形状を Fig. 6.6 および Fig. 6.7 に示す．ワイヤ放電加工の限界まで溝の幅を小さくし，弾性部も薄くすることにより，ばねの長さをほとんど変えず，屈曲角度の拡大を実現した．材質は，今までと同様ばね鋼 SUP6 を用いた．

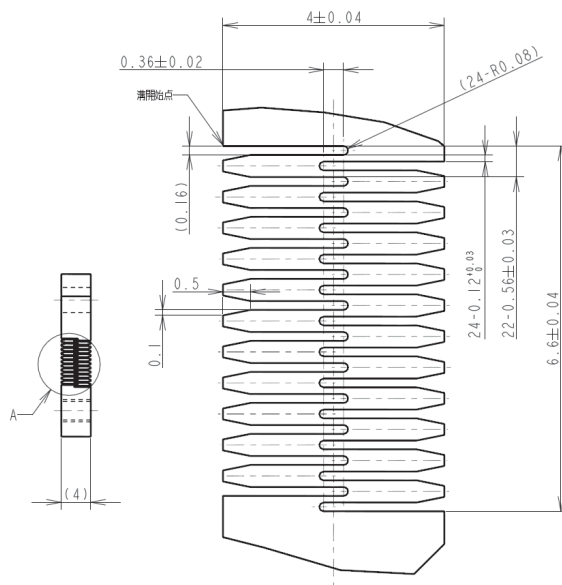


Fig. 6.6: Design of serially-layered flat spring joint

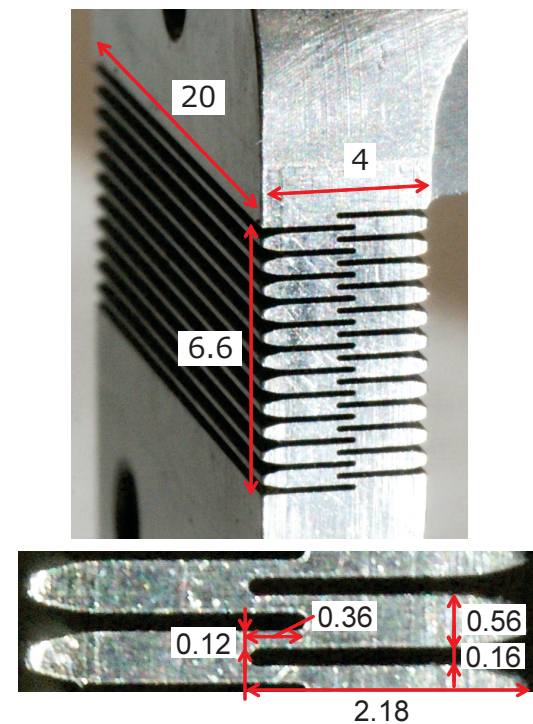


Fig. 6.7 Serially-layered flat spring joint

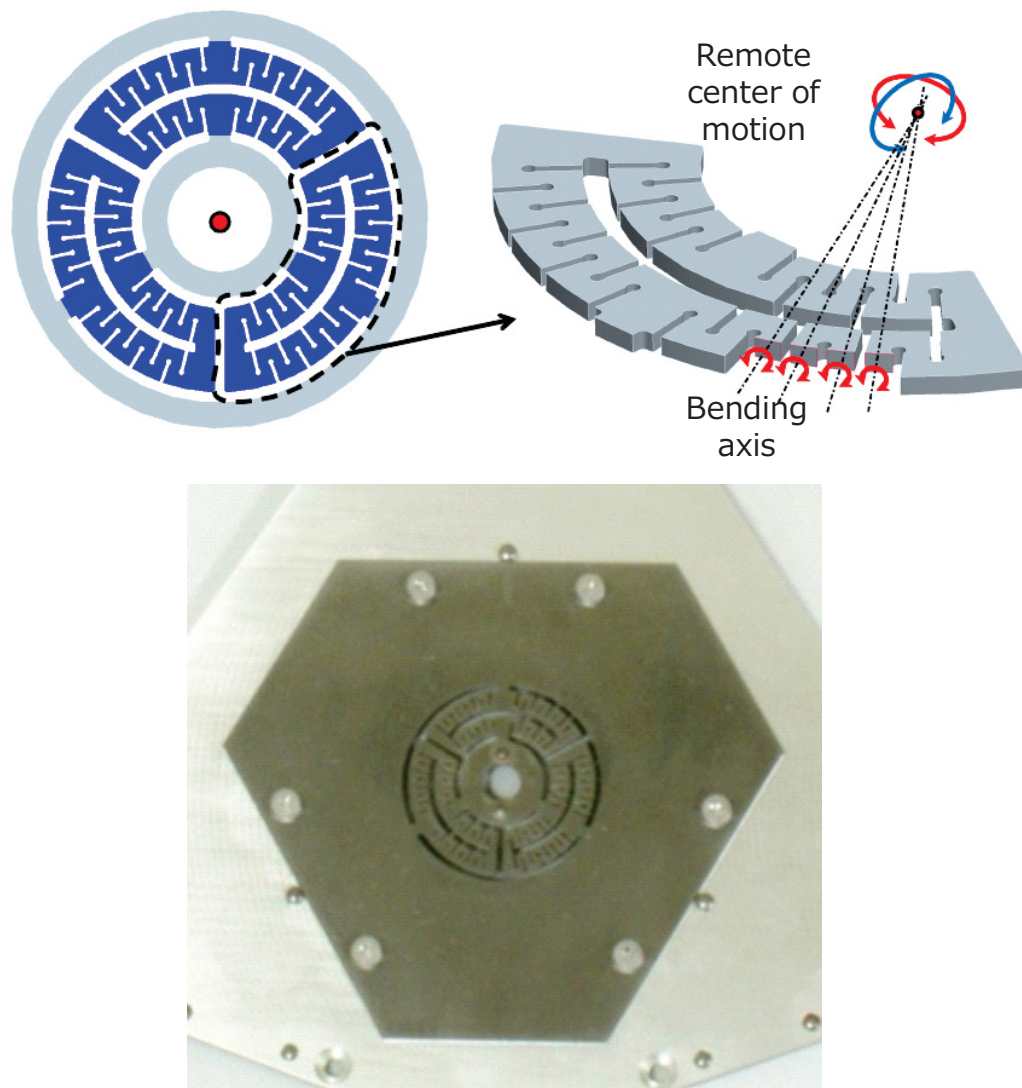


Fig. 6.8 2-DOF compliant joint

6.3 2自由度ばね関節

回転2自由度関節が必要である．そこで，本研究では，**Fig. 6.8**に示すような放射状に溝の入ったばね関節を提案した．FEM解析より，最大 $\pm 3\text{deg}$ の動作域を有することが分かった．

6.3.1 試作機動作域

ばね関節の最大屈曲角度から，運動学により試作機動作域を求めた．その結果を**Fig. 6.9**に示す．逆運動学モデルにおける受動関節の動作域を $\pm 60\text{ deg}$ ，アクチュエータの動作域を $0\sim 600\text{mm}$ とした．この結果から本試作機は，並進方向の動作域として $400 \times 150 \times 150\text{ mm}$ を有することが明らかとなった．

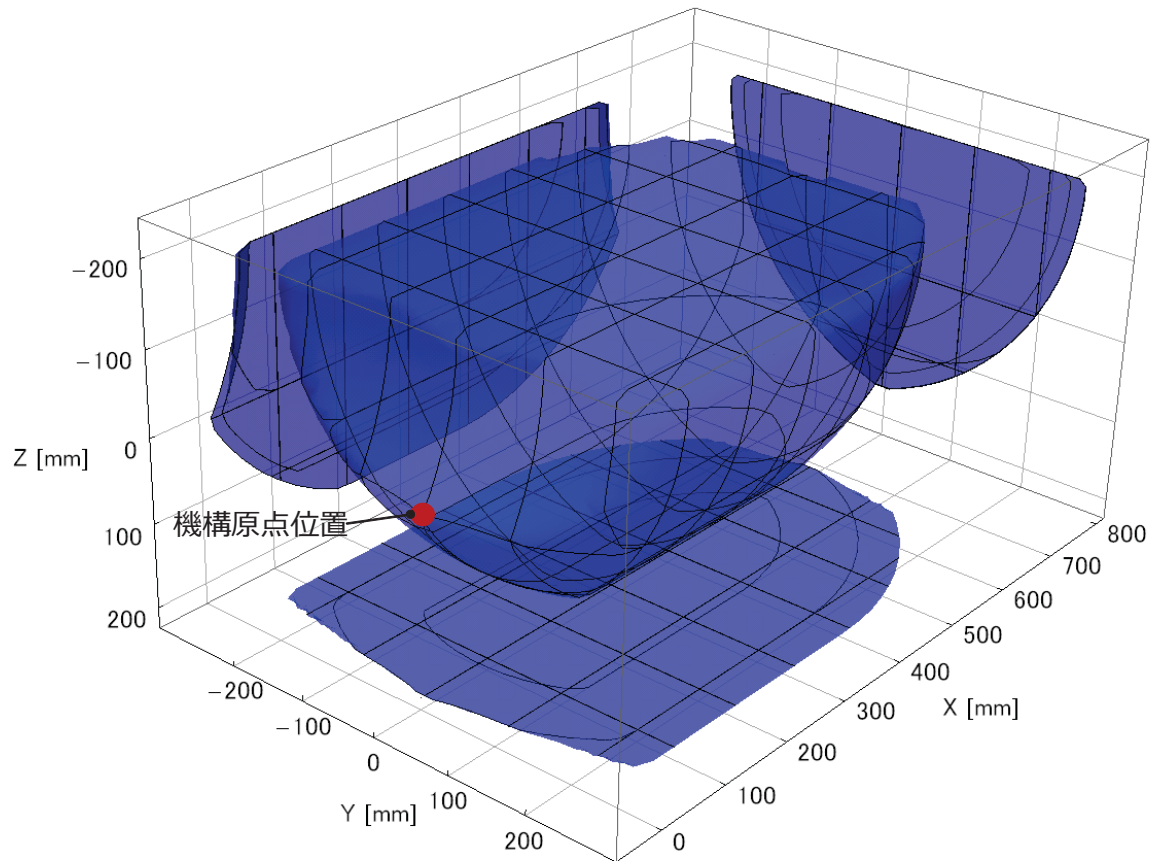


Fig. 6.9 Working area of the prototype

6.4 実装

各ばね関節は、ばね鋼 SUP6 を用い、ワイヤ放電加工の上、熱処理を行ってばね性を付加した。その他の部品は重量を考慮し、アルミ製とした。各製作図面は付録 B に添付した。ここでは、特に組み立て時のアーム角度の精度の補償について述べる。Fig. 6.10 に示すように、機構学モデルより、アームやばね関節等には、設置角度および初期角度が求められる。これらの角度を高精度に組み立てるために、本研究では共同研究先からの提案で、各部品に寸法公差およびはめ合い公差を入れた位置決めピン用の穴を設けた。Fig. 6.10 の (a) の部品図面を Fig. 6.11 に、またエンドエフェクタ部品の図面を Fig. 6.12 に示す。これらのように板同士の角度および位置は、最低 2 本の位置決めピンにより公差の入った高精度な組み立てが可能となる。よって、本機構は過拘束であるが、組み立て誤差による不具合はほとんど発生しない。また、本試作機は回転 1 自由度ばね関節を直列に組み合わせることによって多自由度回転関節を構築している。そのため多自由度回転関節にすると剛性低下の要因となる。よって、過拘束にすることによって、機構先端は高剛性になり、より高精度な動作が実現できると考えられる。

並進動作の直動動作入力には、安川電機製の回転形サーボモータに THK 製の直動システムを連結して使用した。また、回転動作の直動動作入力には、前章に記述した千葉精密製の直動アクチュエータを使用した。本試作機の実装では、非常停止・防護柵などの安全対策を講じ、実際の使用を想定した構成とする。製作した制御ボックスを Fig. 6.13 および Fig. 6.14 に示す。また、その主回路を Fig. 6.15 に示す。各配線の色は実際のハーネス色を示す。本主回路は、ノイズフィルタ、ブレーカ、各リレー（主回路、安川電機サーボモータ主回路、千葉精密アクチュエータ主回路）と ON/OFF スイッチおよび非常停止スイッチから構成される。非常停止スイッチが押されると、主回路リレーにより全電源が落ちる。また、Fig. 6.16 に安川電機サーボパック用のエラー回路を示す。3 つのサーボパックの 1 つでもエラーを検出すると、全てのサーボモータ主回路が遮断されてモータは停止し、エラー LED が点灯する。なお、OS として Vxworks5.5.1 を使用し、1kHz の制御周波数にて制御を行った。

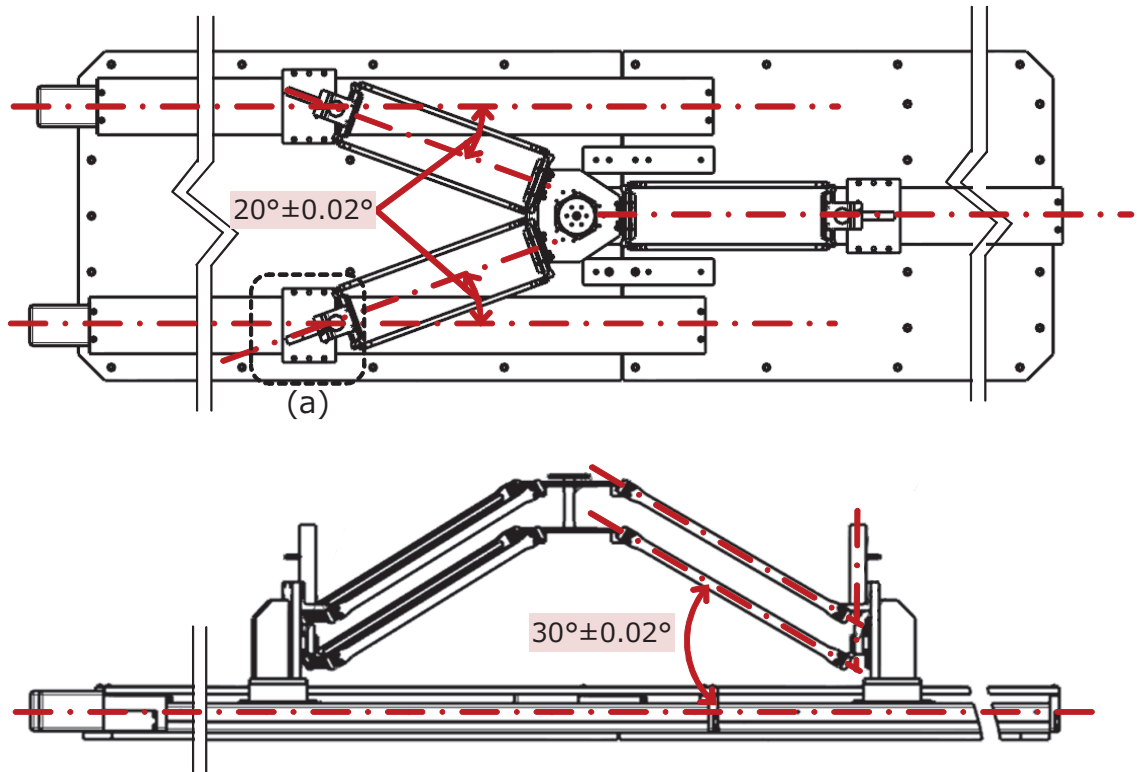


Fig. 6.10 Drawing of the prototype

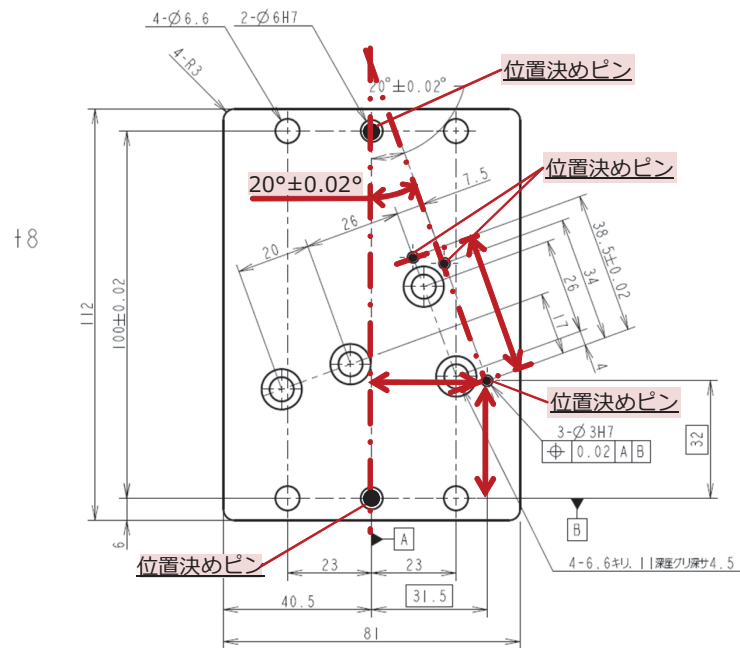


Fig. 6.11 Drawing of the (a) parts

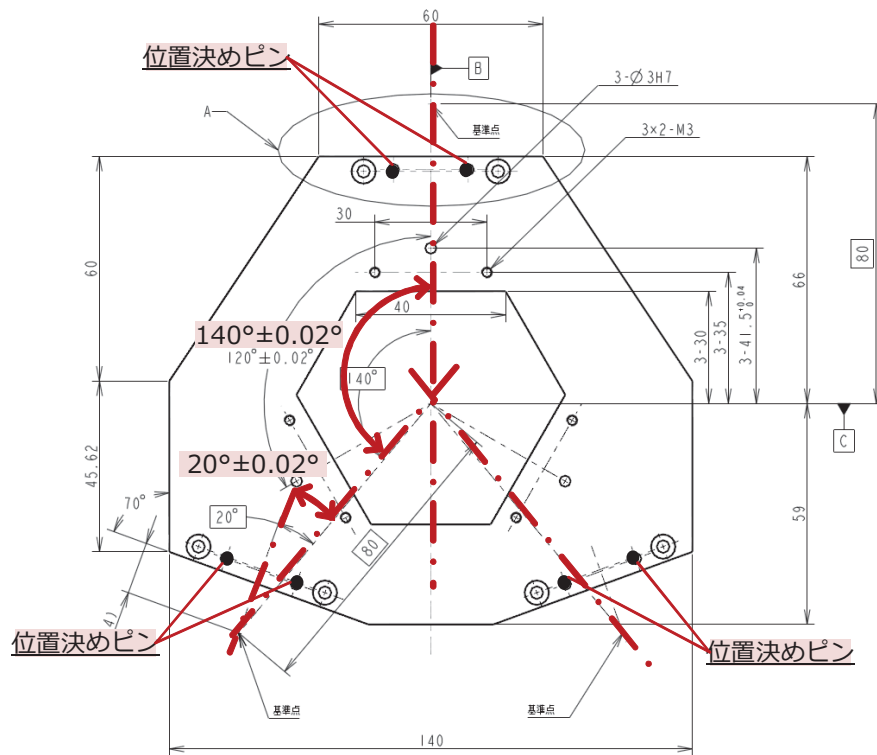


Fig. 6.12 Drawing of the end-effector

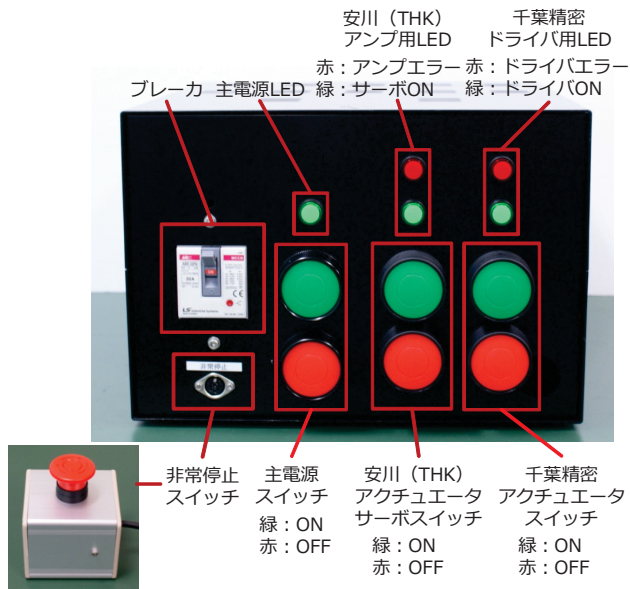


Fig. 6.13 Front view of a control box

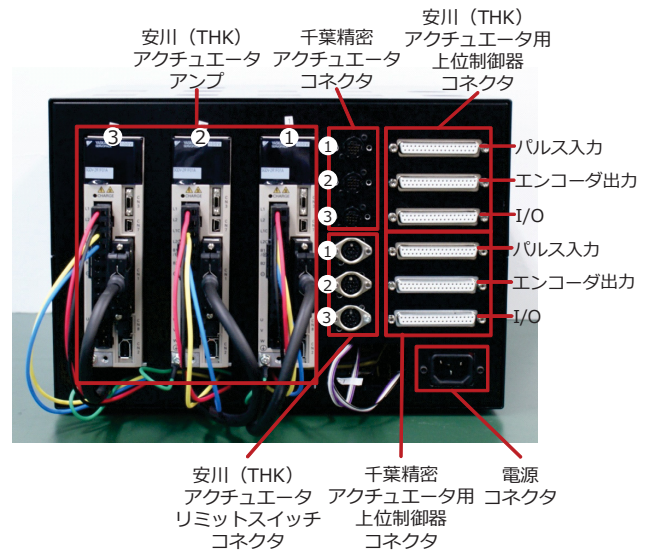


Fig. 6.14 Back view of a control box

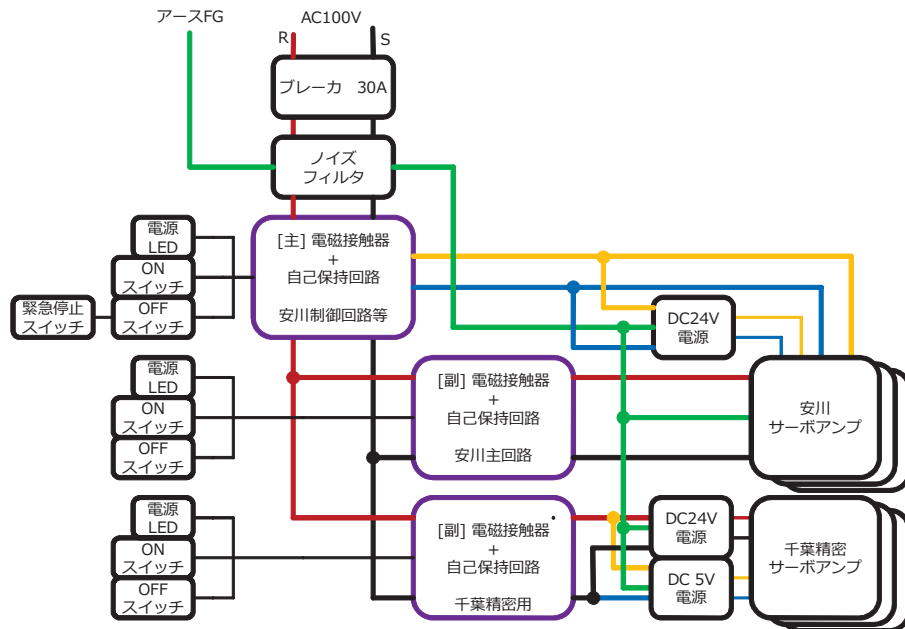


Fig. 6.15 Main circuit in the control box

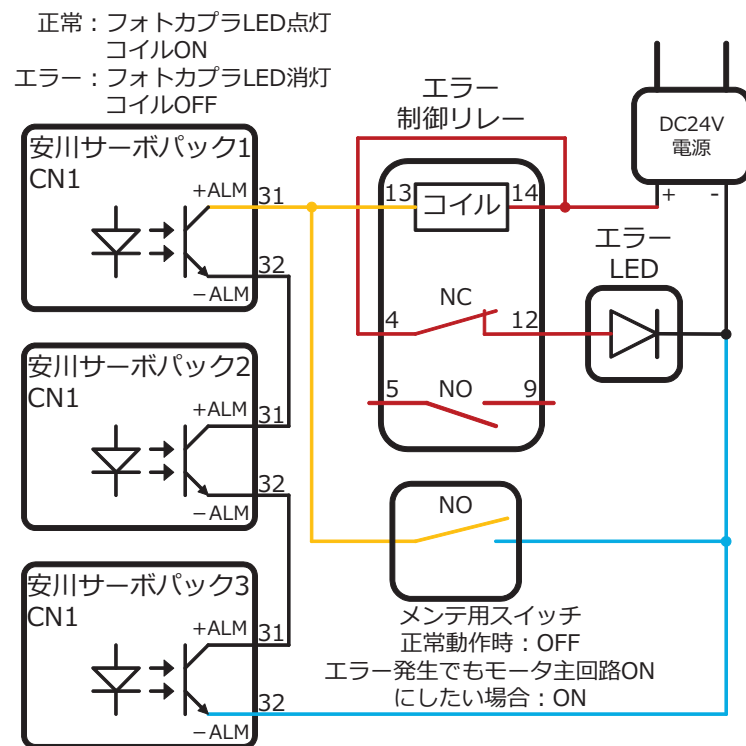


Fig. 6.16 Error check circuit

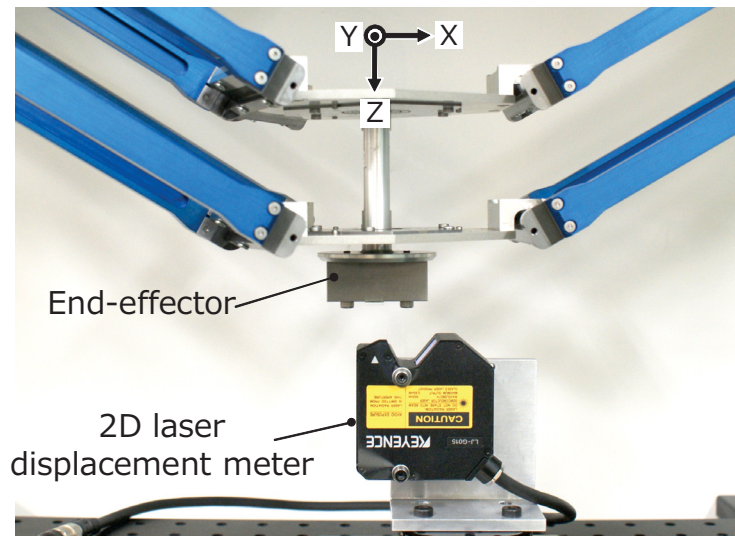


Fig. 6.17 Setup of repeat accuracy test

6.5 評価

6.5.1 繰り返し位置決め精度実験

方法

評価方法は、JIS B 8432(ISO 9283), “産業用マニピュレーティングロボット—性能項目及び試験方法” [37] に準ずることとした。まず、本規格より位置決め点 $P_i = \{x_i, y_i, z_i\}$, ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) を Table 6.18 のように定義した。各点間を 30 回 ($j = 1, 2 \dots n$, ($n = 30$)) 往復しながら, P_1-P_2 , P_2-P_3 , P_3-P_4 , P_4-P_5 , P_5-P_1 と連続して位置決めを行った。なお、計測装置の構成上, P_2-P_3 および P_4-P_5 は、中間点 $P_{2.3}$ および $P_{4.5}$ を通過することとする。また、位置 P_1 での α , β 各軸回転の繰り返し誤差も計測した。各往復 $P_{i+1}-P_i$ での到達点 P_i の変位を計測する。各位置決め点間の移動時間は 5 [s] とし、コサイン波によって動作させた。各位置決め点における停止時間は、予備実験から整定時間を見込んで 4 [s] とした。JIS 規格から、各点の各軸方向の繰り返し位置決め精度 RP_i を式 (5.7) と定義した。 l_i は平均計測値と各計測値の距離、 S_i はそれらのばらつき度合いを示す標準偏差である。位置計測には、第 5 章と同様に、レーザ変位計 (Z 方向繰り返し精度 $0.2 [\mu\text{m}]$, Table A.4) を用いた (Fig. 6.17)。本実験では、計測装置の構成上、 $0.2 [\mu\text{m}]$ での計測が 1 軸のみ可能であるため、X, Y, Z 軸それぞれについて計測装置のアライメント構成をはさみ、別々に実験を行った。

結果および考察

実験結果を Table 6.1 に示す。また、Fig. 6.19～Fig. 6.23 に、位置決め点 $P_1 \sim P_5$ で 30 回計測した平均計測値と各値の差 l_j を示す。また、Fig. 6.24 に位置 P_1 での α ,

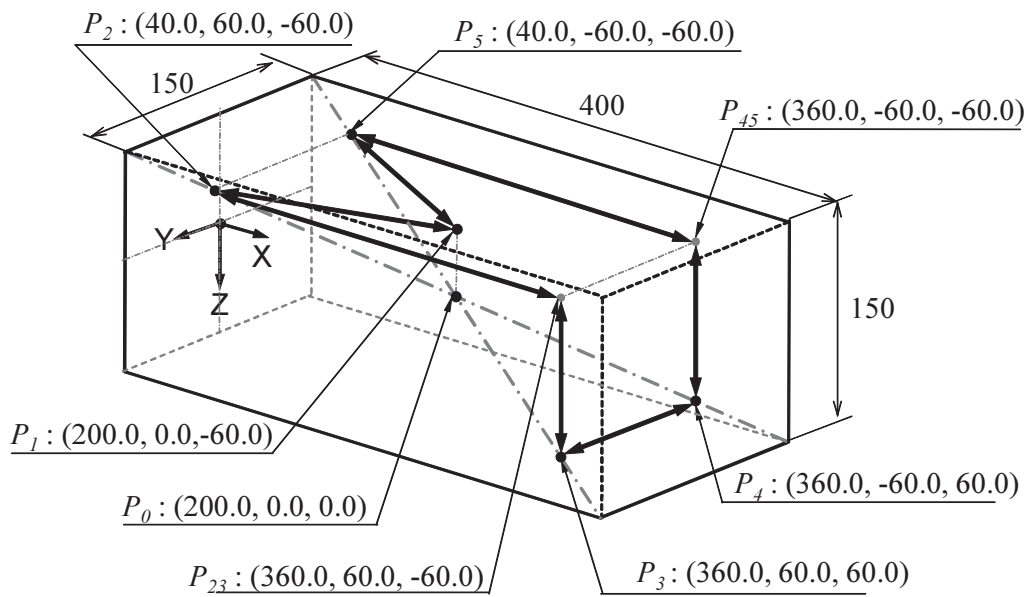


Fig. 6.18 Positions of repeat accuracy test

Table 6.1 The result of repeatable accuracy test

RP_i	$x [\mu\text{m}]$	$y [\mu\text{m}]$	$z [\mu\text{m}]$
RP_1	0.75	0.80	0.65
RP_2	0.82	0.85	0.68
RP_3	0.71	0.80	0.69
RP_4	0.53	0.81	0.57
RP_5	0.52	0.92	0.95
RP_{avg}	0.67	0.83	0.71

β 各軸回転の 30 回計測した平均計測値と各値の差 l_j を示す. Fig. 6.19～Fig. 6.23 から, ばらつきは生じているが, 全ての位置決めにおいて, 繰り返し誤差が $1.0 \mu\text{m}$ を超えることはなかった. 同様に, α, β 各軸回転においても, ほぼ全ての位置決めにおいて, 繰り返し誤差が 0.01deg を超えることはなかった. Table 6.1 から, すべての位置決め点で繰り返し位置決め精度は $1.0 \mu\text{m}$ 以下であり, 平均すると, X 軸方向に $0.67 \mu\text{m}$, Y 軸方向に $0.83 \mu\text{m}$, Z 軸方向に $0.71 \mu\text{m}$ であった. また, Table 6.2 から, α, β 回転の繰り返し誤差は, それぞれ 0.010deg , 0.005deg であり, 目標の 0.01deg を達成した. P_5 の Y 軸, Z 軸方向における誤差が比較的大きかった. これは機構が重力方向と反対の鉛直上向き (Z 軸の負方向) に動作し, かつ XY 軸方向に各リンクが広がった姿勢であったため, 精度が低下したと考えられる. よって, 本装置は, 目標とする繰り返し位置決め精度 $1.0 \mu\text{m}$ を有することが明らかになった. これは, 各関節がすべてばね関節で構成され, 構造として一体であり, C-P メカニズム部においては機械的なガタが全く発生しなかったためであると考えられる. 同時に, $400 \times 150 \times 150\text{mm}$ の動作域を有することも実験的に明らかになった.

Table 6.2 Result of repeatable accuracy test (α and β)

α [deg]	β [deg]
0.010	0.005

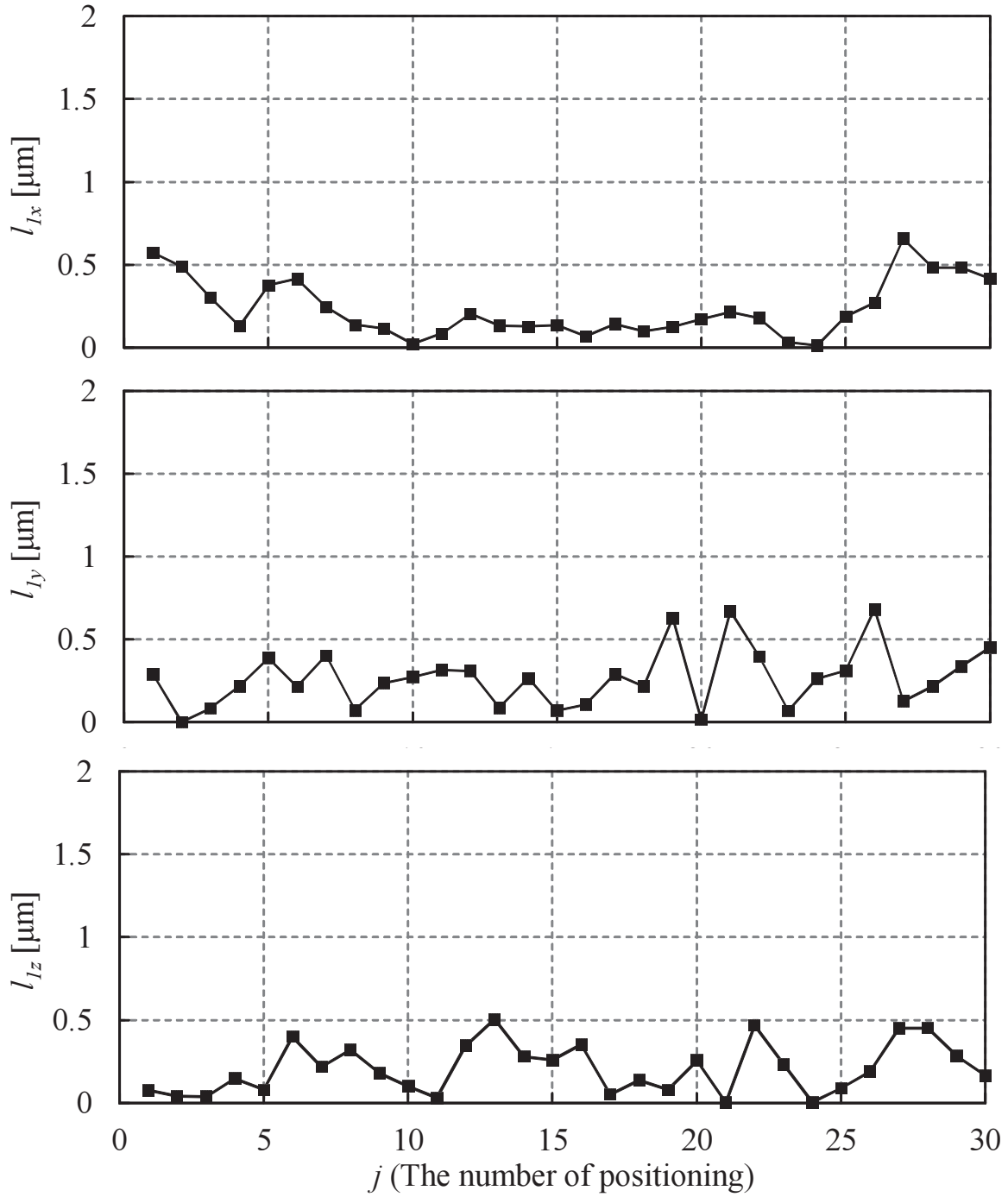


Fig. 6.19 The result of repeatable accuracy on P1

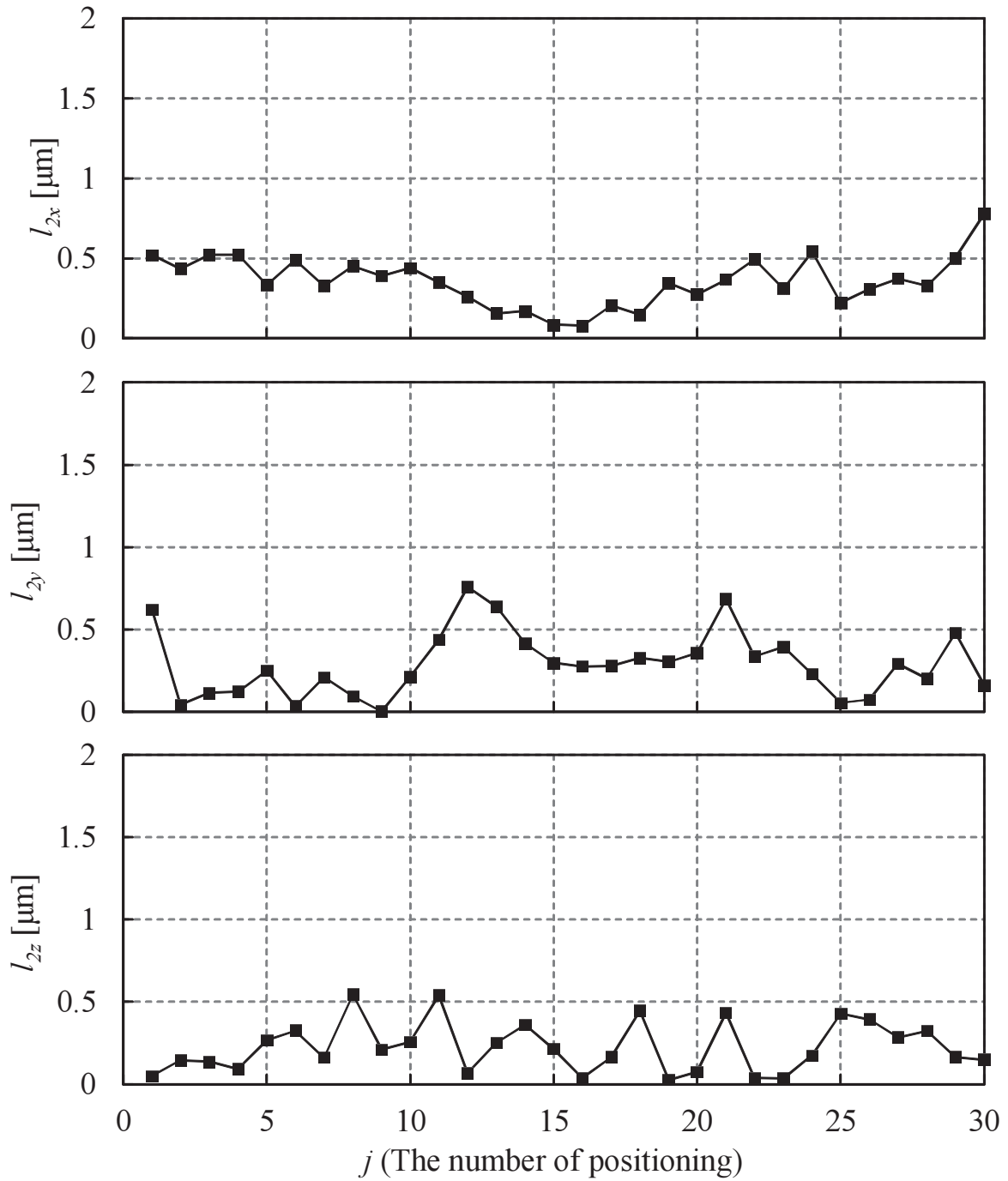


Fig. 6.20 The result of repeatable accuracy on P2

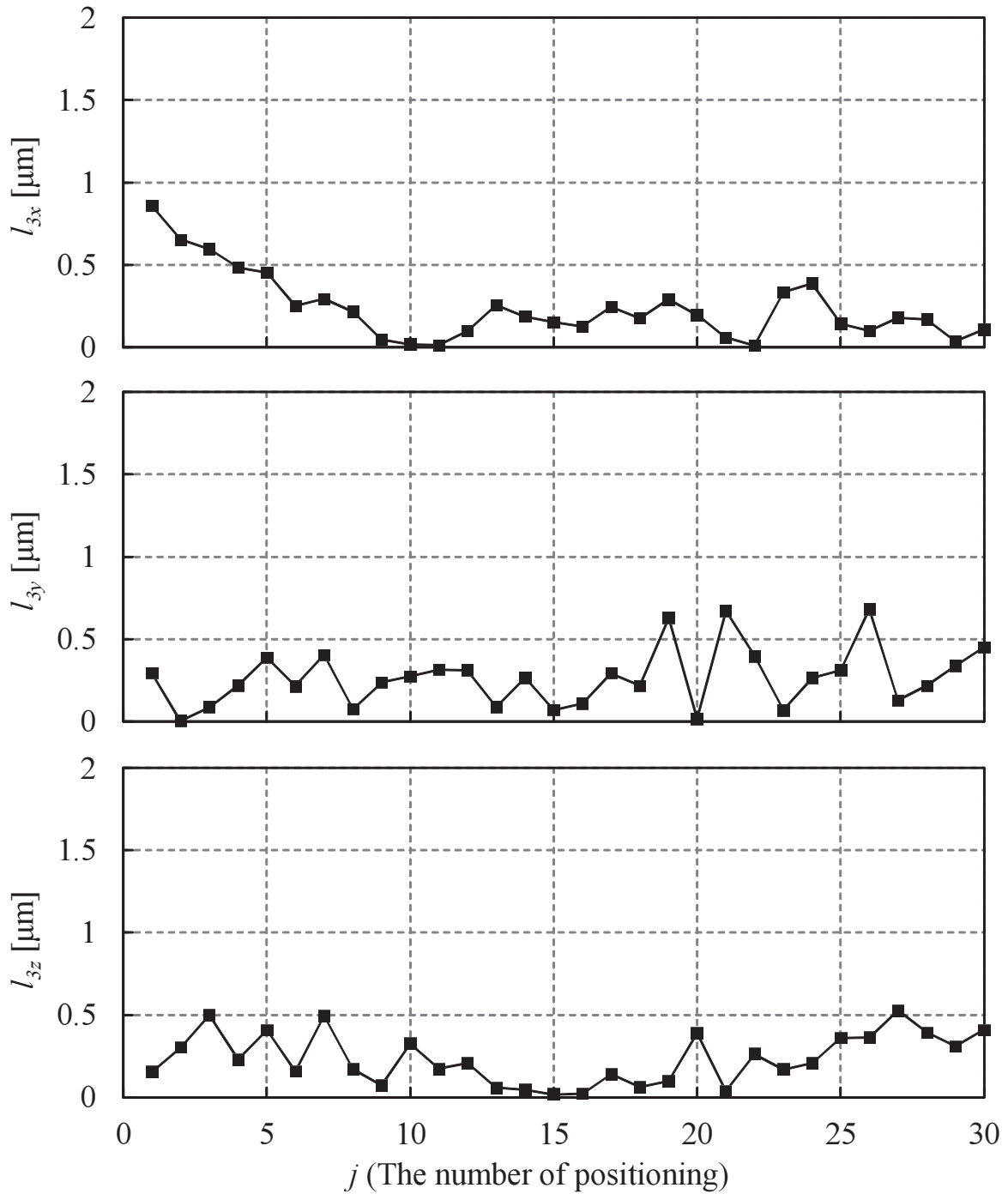


Fig. 6.21 The result of repeatable accuracy on P3

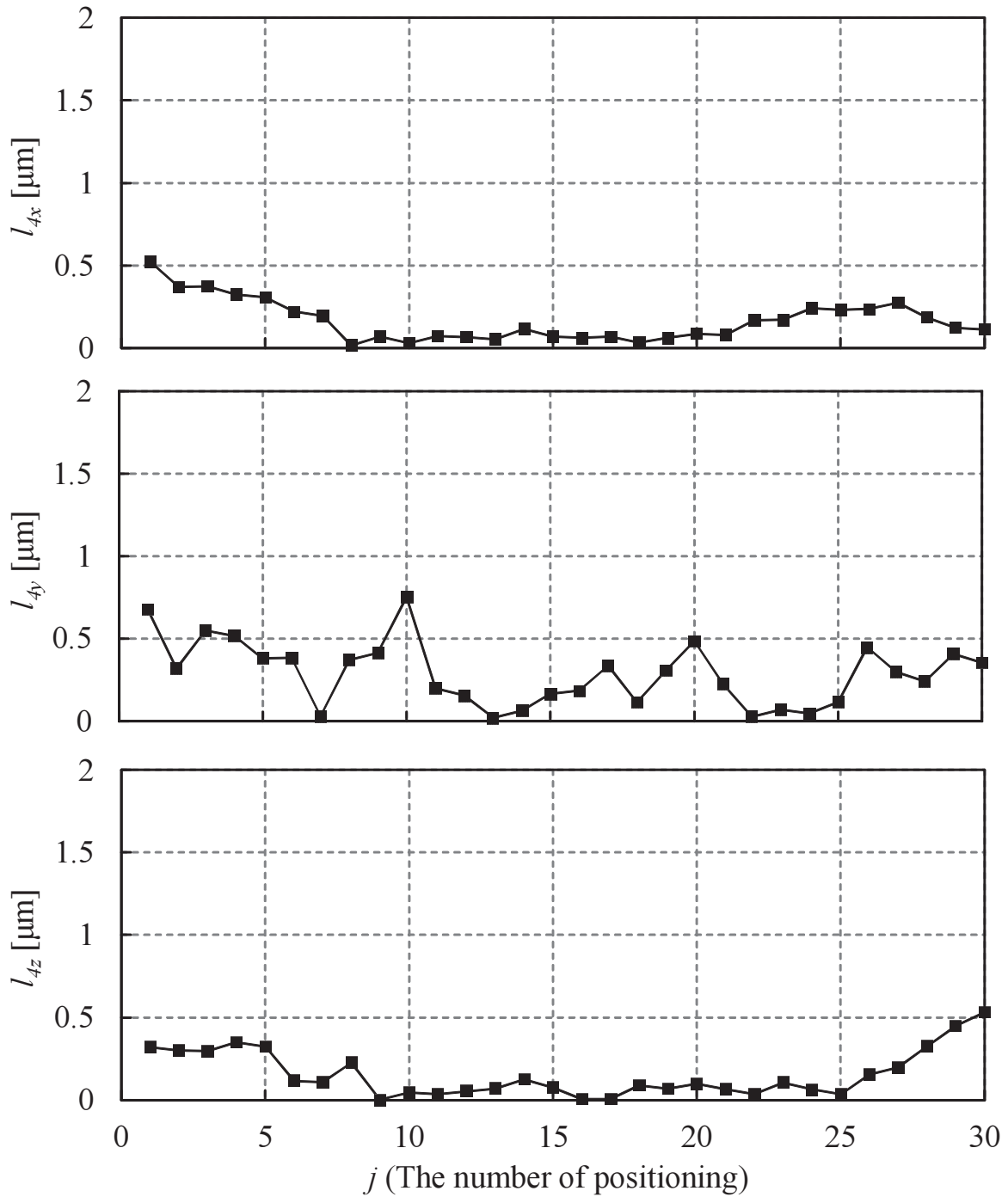


Fig. 6.22 The result of repeatable accuracy on P4

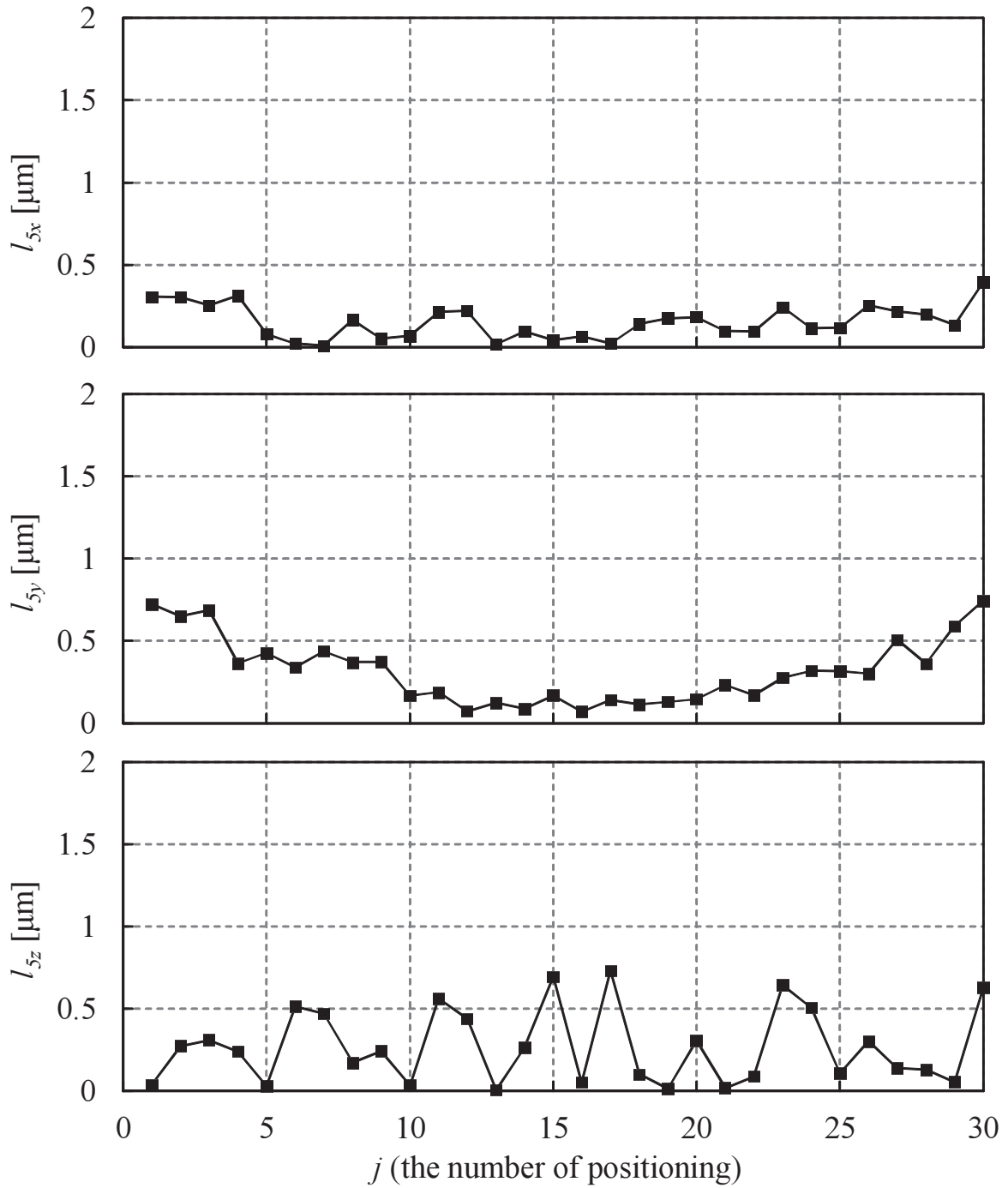


Fig. 6.23 The result of repeatable accuracy on P5

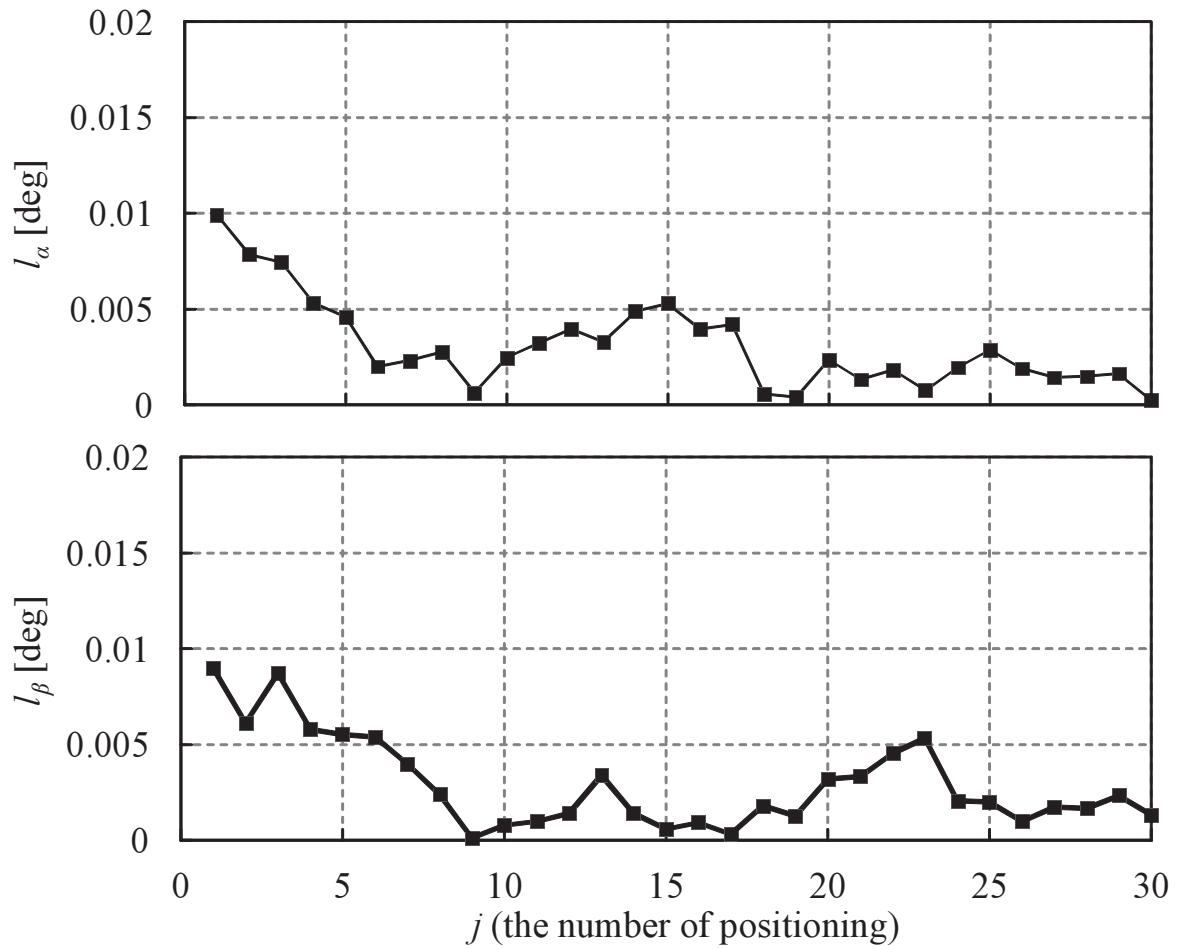


Fig. 6.24 The result of repeatable accuracy on α and β

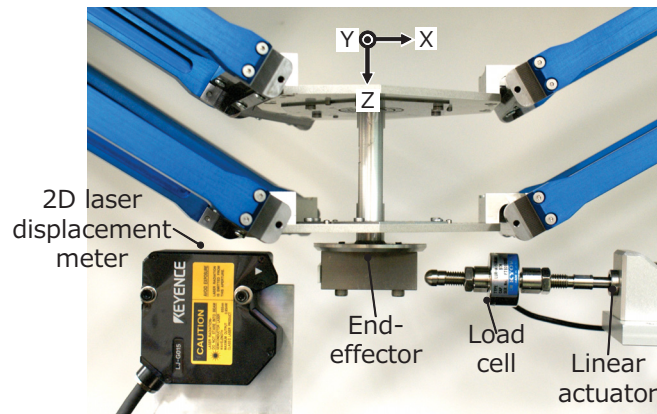


Fig. 6.25 Setup of the stiffness test

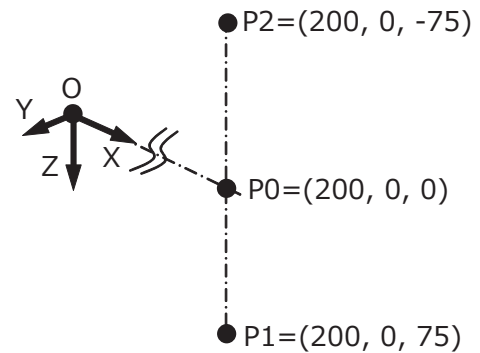


Fig. 6.26: Positions of the stiffness test

6.5.2 剛性実験

さらに、光学部品は軽量であるが、その接着には対象部品に対して大きな力を発生するため、接着方向（Z軸方向）について、100 [N/mm] 程度の剛性が必要とされる。そこで、本装置の各軸方向の並進剛性を測定した。

方法

実験装置は Fig. 6.25 に示すように第 5 章と同様である。直動アクチュエータによりエンドエフェクタに荷重を負荷した。荷重は、アクチュエータの出力軸に取り付けられたロードセル（Table A.5, 最大荷重±50 N）により測定した。同時にエンドエフェクタの変位は、2次元レーザ変位計（繰り返し精度0.2 μm, Table A.4）により測定した。なお、Fig. 6.26 に示す原点 P_0 、接着を想定した原点から鉛直下方向 $Z=75\text{mm}$ の点 P_1 及び、搬送時の原点から鉛直上方向 $Z=-75\text{mm}$ の点 P_2 の位置につき、剛性を測定した。

結果および考察

実験結果を Fig. 6.27～Fig. 6.29 に示す。剛性は原点位置 P_0 で $K_{X0}=19.2\text{ N/mm}$, $K_{Y0}=14.67\text{ N/mm}$, $K_{Z0}=110.47\text{ N/mm}$ であった。X・Y軸方向の剛性に対し、Z軸方向の剛性が高いことが分かった。各ばね関節がZ軸方向に沿って配置されているため、Z軸方向に剛性が高くなったと考えられる。また、エンドエフェクタ位置が $Z=75\text{mm}$ (P_1) のときは、原点位置と比較し、Z軸方向の剛性が増加し、X・Y軸方向の剛性は低下した。これは、各アーム（平行四節リンク）がZ軸方向に向き、アームに生じる引張圧縮荷重によってZ軸方向の剛性を支えやすくなったため、Z軸方向の剛性が増加したと考えられる。なお、Z軸方向の変位量に対し、Z軸方向の剛性変化量が小さいのは、エンドエフェクタに2自由度ばね関節を有するため、Z軸方向の剛性はこのばね関節が支配的だからである。また、 P_1 ではアーム端点を支持するアクチュエータ（機構基部）に対するエンドエフェクタとのZ軸方向距

離が離れ、 $X \cdot Y$ 方向に荷重が負荷されたときに機構に生じるモーメントが増加したため、 $X \cdot Y$ 軸方向の剛性が低下した。逆に、エンドエフェクタ位置が $Z=-75\text{mm}$ ($P2$) では、 Z 軸方向の剛性が低下し X 軸方向の剛性が増加した。この位置では、機構は $X \cdot Y$ 平面方向に平たくなり、アームとアクチュエータを接続する端点に対するエンドエフェクタとの X 軸方向における距離が離れた。よって、エンドエフェクタに Z 軸方向の荷重が生じると、 X 軸周りのモーメントが支配的に働き、 Z 軸方向の剛性低下をもたらした。同時に Z 軸方向の機構基部に対するエンドエフェクタ距離は小さくなり、 X 軸方向の荷重による機構に生じるモーメントが小さくなったため、 X 軸方向の剛性は向上している。なお、 Y 軸方向の剛性が常に低いのは、実装上アームが均等に配置されず、機構全体が Y 軸方向に狭く、機構が Y 軸周りの回転剛性に弱いためと考えられる。よって、原点および $Z=75\text{mm}$ の接着時には、 Z 軸方向の剛性は 100 N/mm 以上を有しており、本試作機の応用である光学部品の接着に必要な剛性を有することが明らかになった。

これらの結果から、機構の位置と剛性に関係性があることが分かった。よって、作業により機構位置を使い分けることにより、搬送時には低剛性、精密位置決めおよび接着時には高剛性に動作させることが可能である。さらに推測であるが、 Z 正方向の動作範囲限界付近の特異姿勢では、 $X \cdot Y$ 方向の変位および剛性は、ばね関節の屈曲方向の力の釣り合いおよび剛性により決定され、 Z 負方向の動作範囲限界付近の特異姿勢では、 Z 方向の変位および剛性が、ばね関節の屈曲方向の力の釣り合いおよび剛性により決定されると推測される。

Table 6.3 The result of stiffness test

Position	K_X [N/mm]	K_Y [N/mm]	K_Z [N/mm]
$P0$	19.2	14.7	110.5
$P1$	10.8	10.1	114.1
$P2$	26.6	13.4	36.7

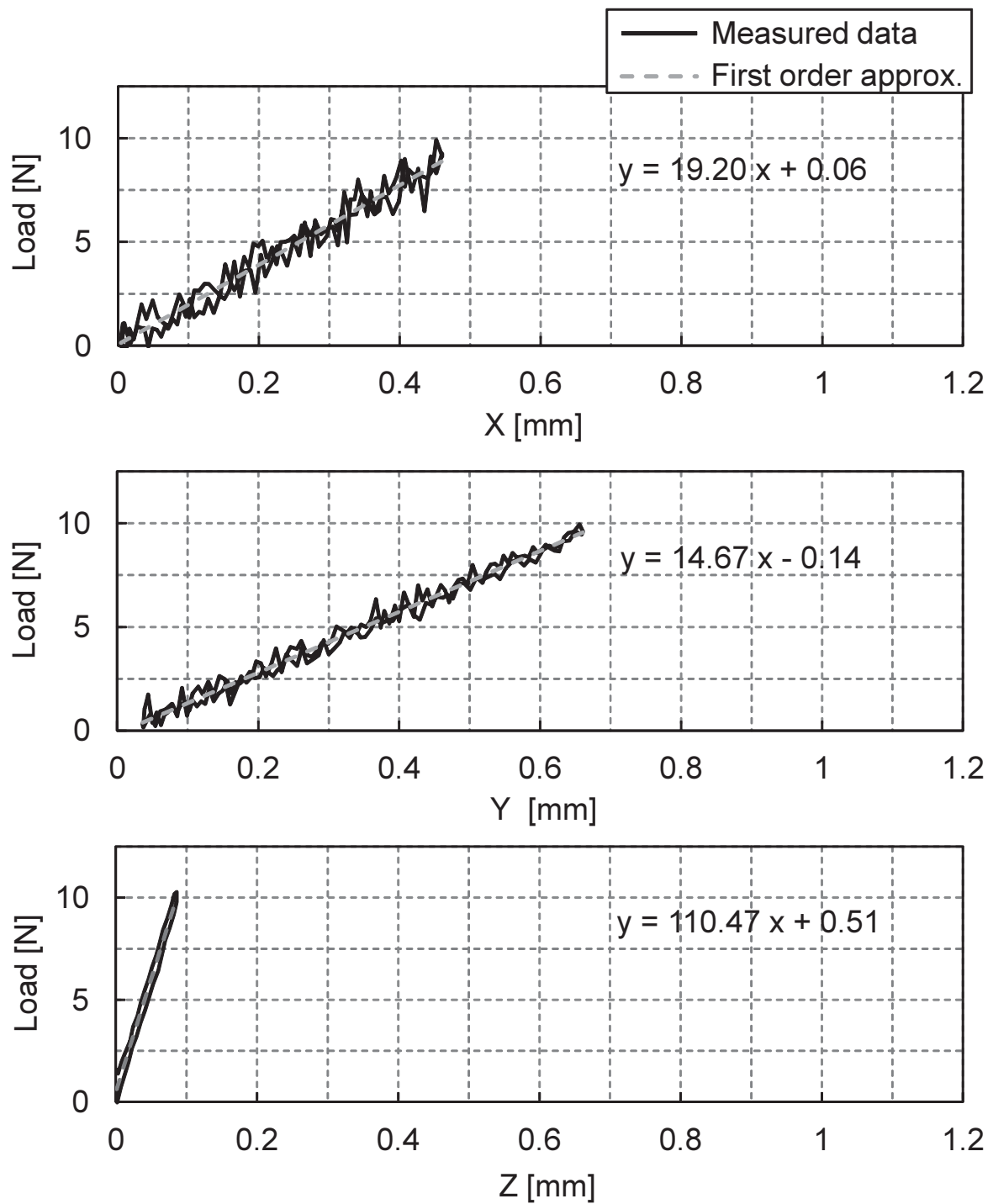


Fig. 6.27 The result of the stiffness test on origin (P0)

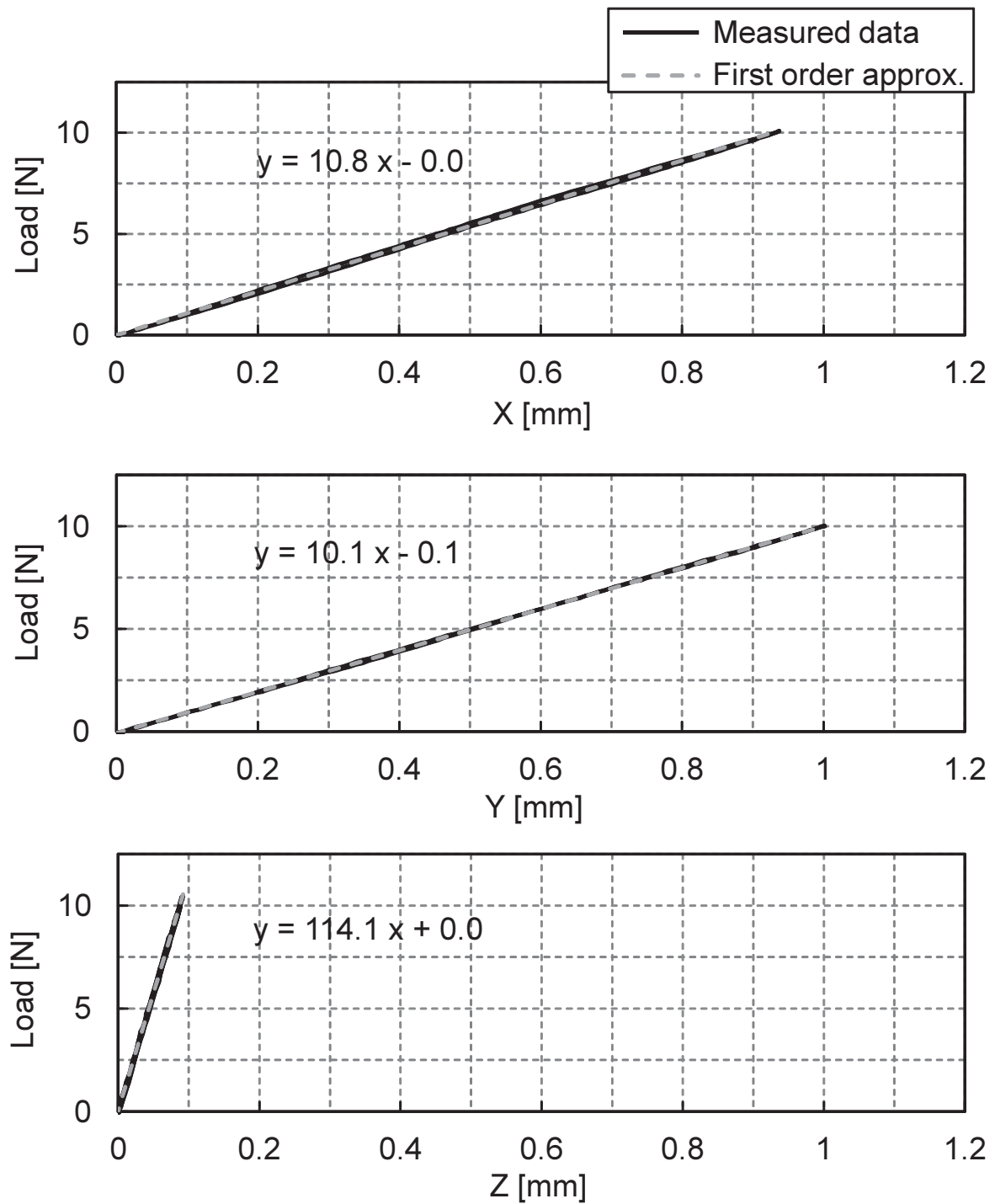


Fig. 6.28 The result of the stiffness test on P1

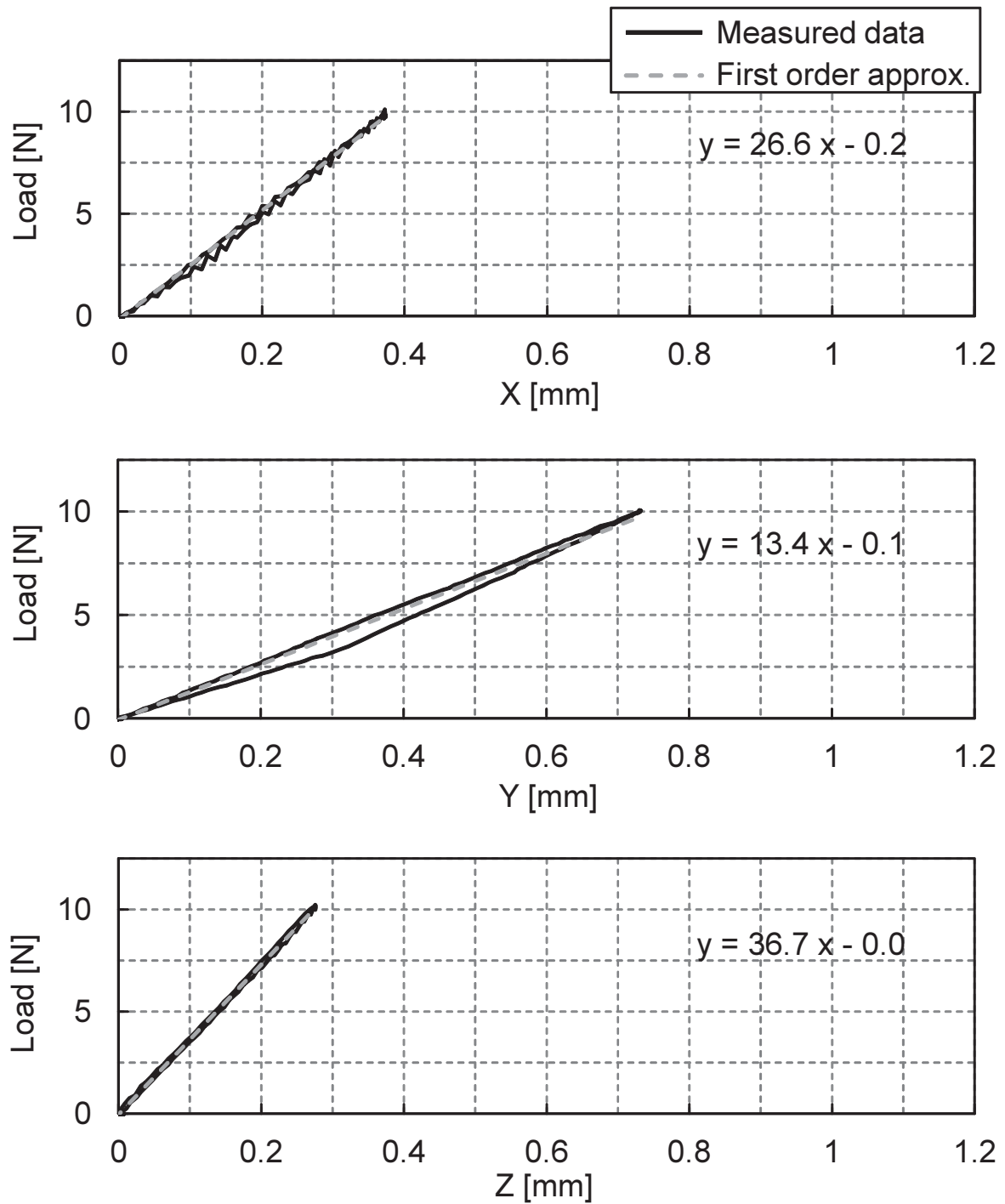


Fig. 6.29 The result of the stiffness test on P2

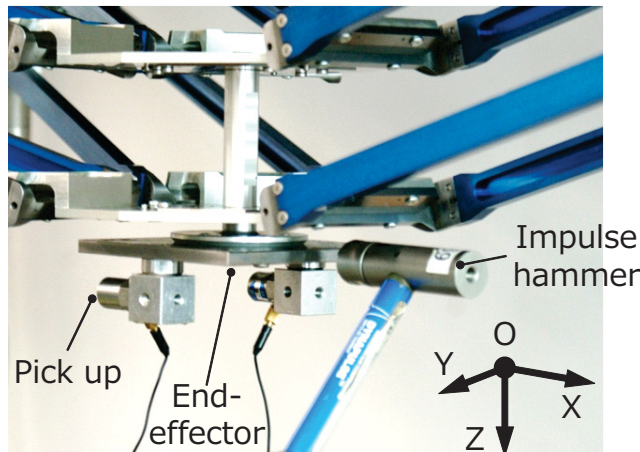


Fig. 6.30 Setup of the natural frequency test

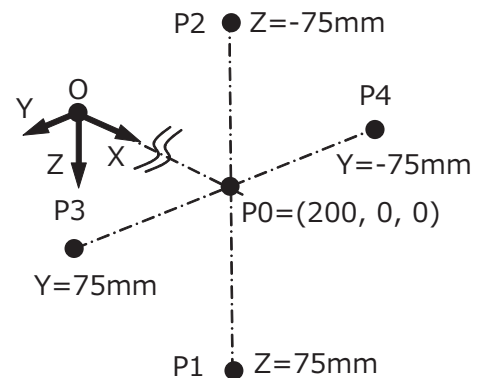


Fig. 6.31: Positions of the natural frequency test

6.5.3 固有振動数実験

ばね関節を有する構造上、振動的な挙動に対する評価は重要であるため、装置の固有振動数を計測した。なお、本研究の応用には高速動作を必要としないため、今回は固有振動数の測定に留める。

実験方法

実験装置を Fig. 6.30 に示す。また、測定するエンドエフェクタ位置を Fig. 6.31 に示す。各点において、各軸方向にピックアップを2つエンドエフェクタに設置し、その軸方向にインパルスハンマにより5回加振し、その平均を振動数特性として求めた。インパルスハンマとしてDYTRAN社製5850B、振動を測定するピックアップとして小野測器製NP3120、振動解析（FFT）装置として小野測器製DS-0290（電源）、DS-2100（メインユニット）、DS-0264（入出力ユニット）を使用した。なお、最大測定振動数は500Hzとした。

結果および考察

Fig. 6.32～Fig. 6.36 に測定結果を示す。最大測定振動数は500Hzであったが、すべての点において200Hz以上では特に振動数のピークが見られなかったため、0～200Hzにてグラフ表示した。また、各周波数応答における振動の増幅率であるゲインが1以上になった最も低いピークの振動数を Table 6.4 にまとめた。これらから、X・Y軸方向の固有振動数は、おおよそ13～18Hz程度であり、Z軸方向の固有振動数はZ軸方向位置によって大きく変化し、21～69Hzであった。特にエンドエフェクタZ軸方向の移動により、固有振動数は大きく変化する傾向にあった。これらから、前述の剛性と固有振動数に関係性があることが分かった。ただし、Z=75mmでは、Z軸方向の剛性が増加したにもかかわらず、固有振動数が低下しており、こ

れは X・Y 方向の剛性低下によってエンドエフェクタが X・Y 軸周りに振動し，結果として Z 軸方向の振動となったためと考えられる．

Table 6.4 The result of the natural frequency test

Position	FQ_X [Hz]	FQ_Y [Hz]	FQ_Z [Hz]
$P0$	15.0	18.1	69.4
$P1$	13.1	14.4	58.1
$P2$	15.0	16.9	21.3
$P3$	14.4	17.5	66.3
$P4$	14.4	17.5	67.5

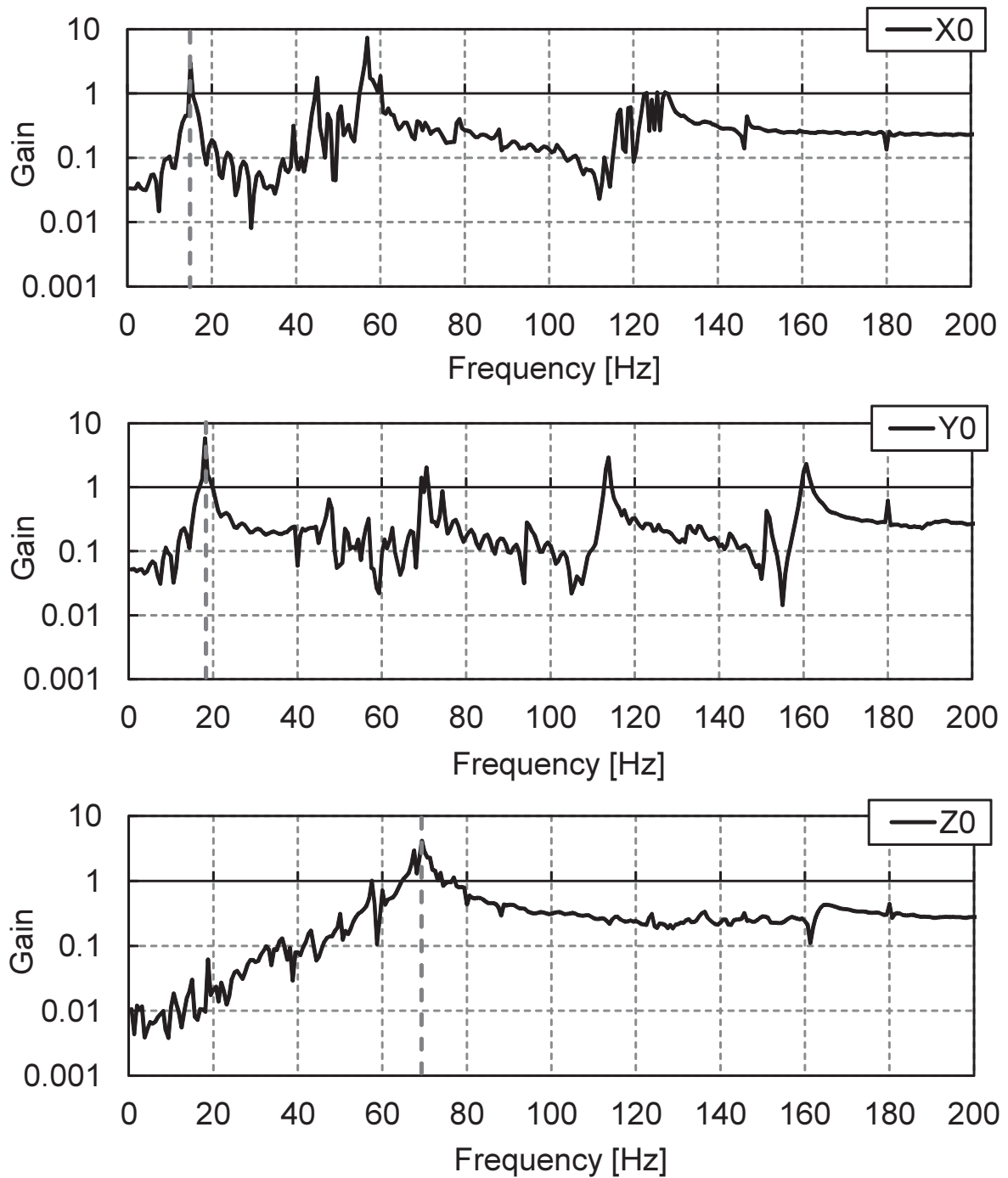


Fig. 6.32 The result of the natural frequency on origin (P0)

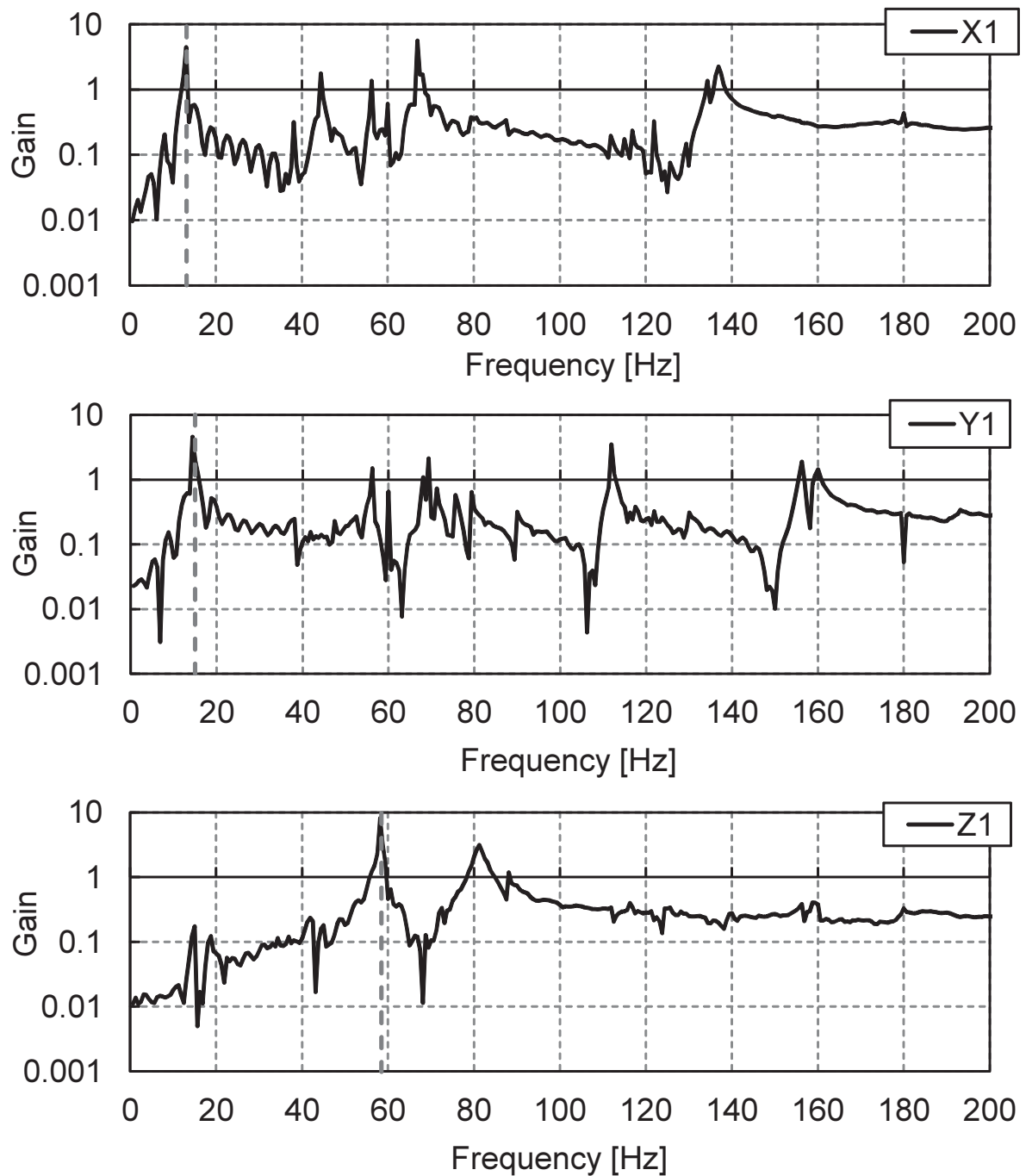


Fig. 6.33 The result of the natural frequency on P1

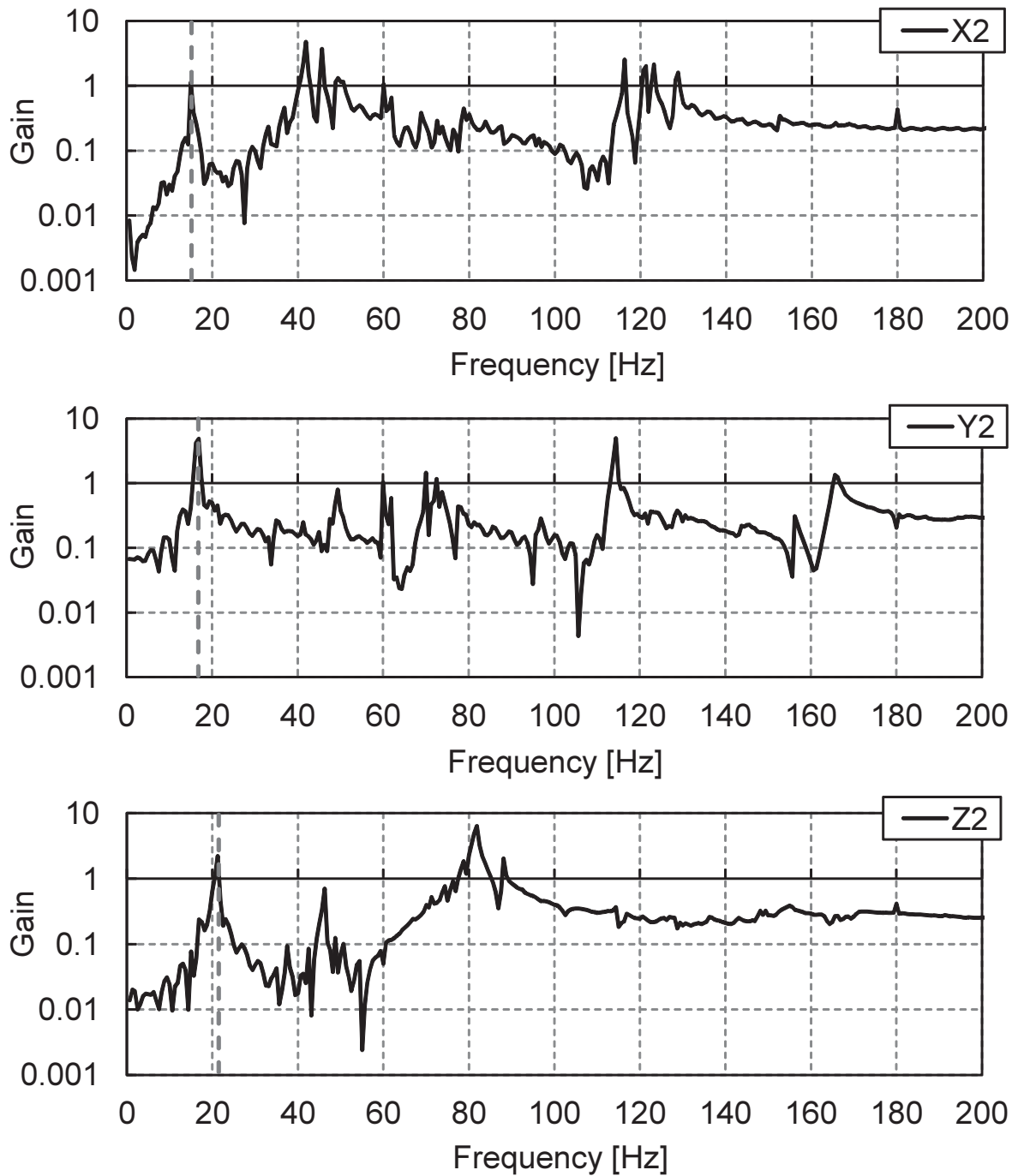


Fig. 6.34 The result of the natural frequency on P2

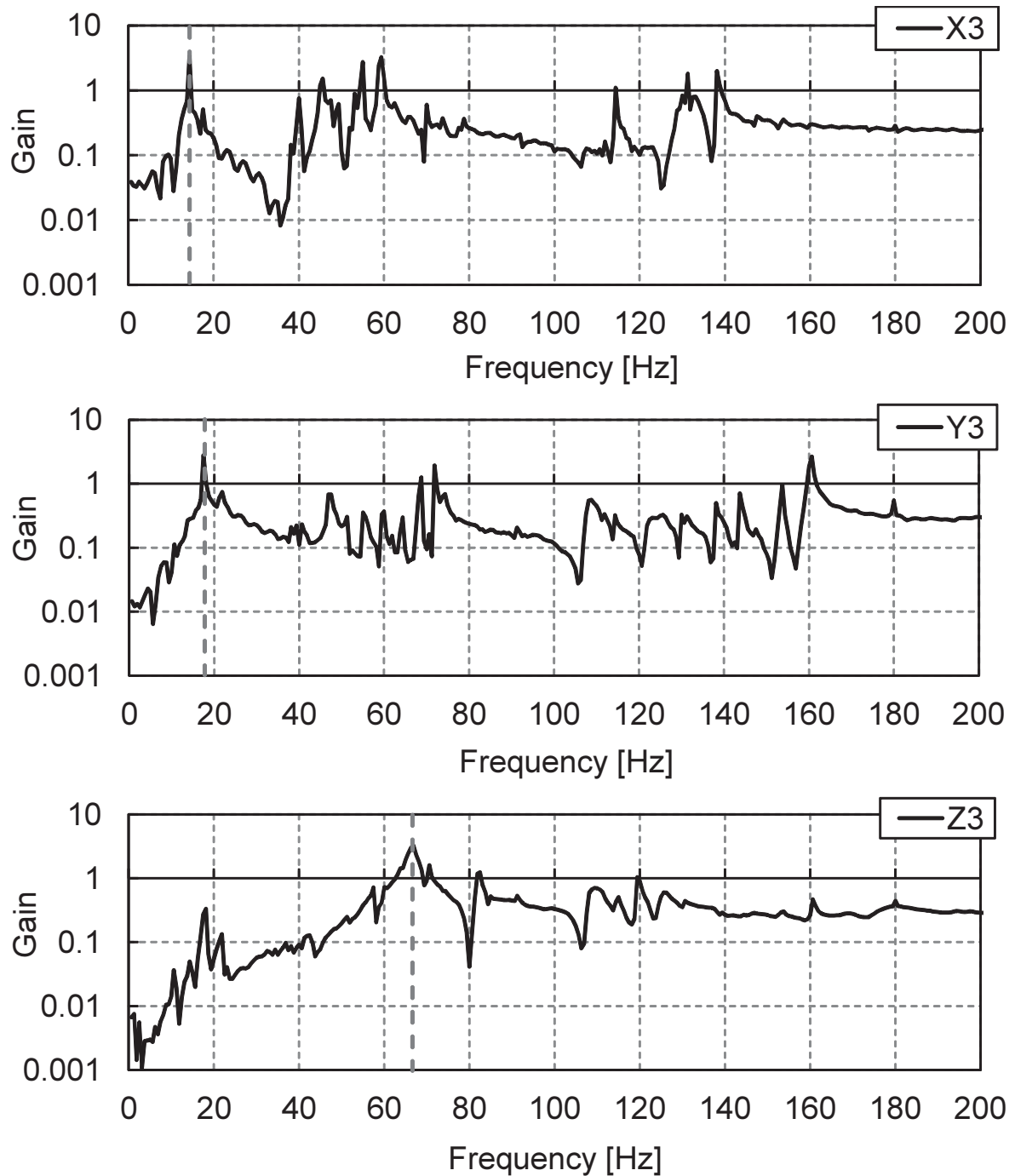


Fig. 6.35 The result of the natural frequency on P3

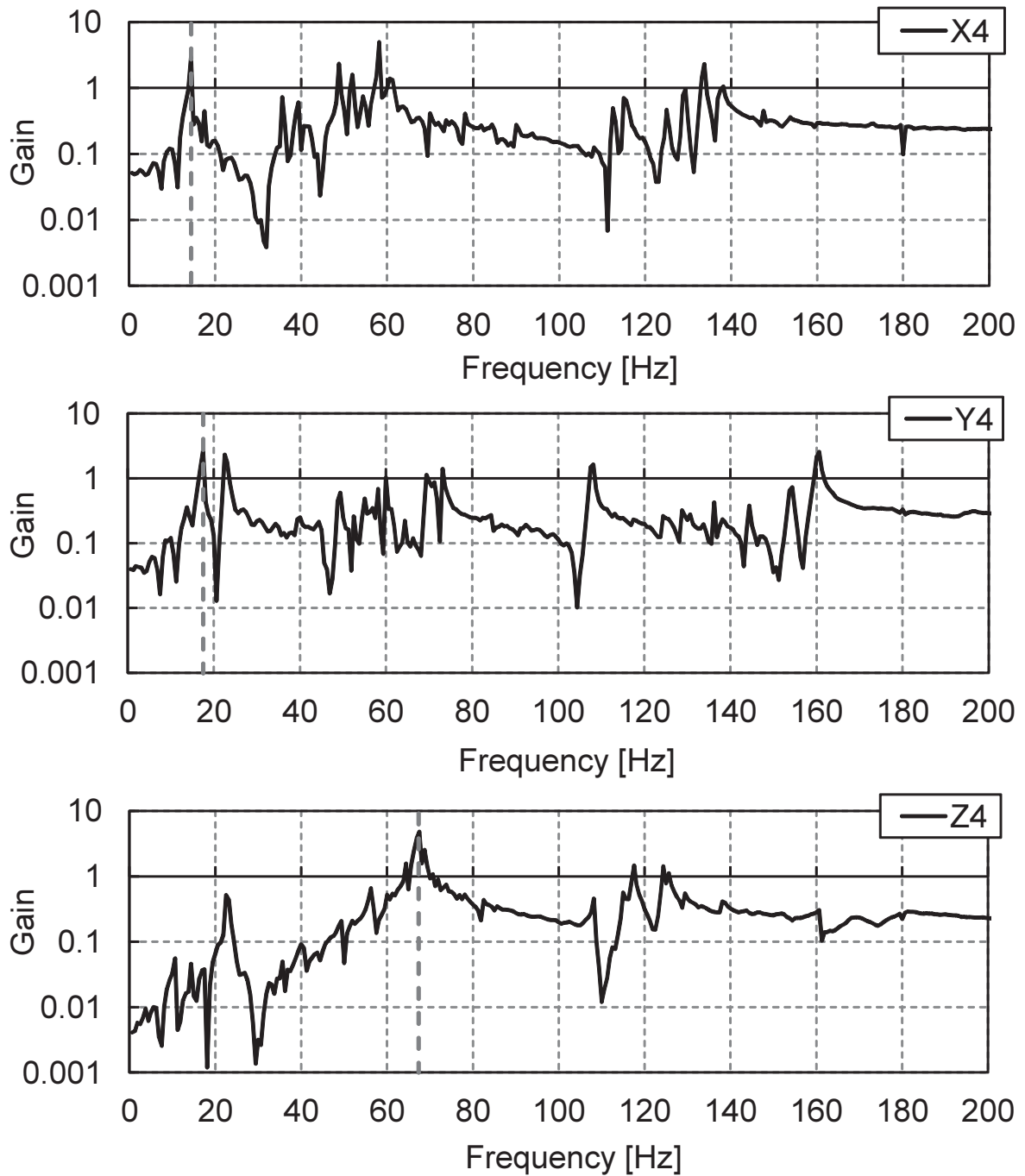


Fig. 6.36 The result of the natural frequency on P4

6.6 まとめ

互違溝ばね関節を改良し，最大屈曲角度 $\pm 60\text{deg}$ を実現した．そのばね関節を5自由度のC-Pメカニズムとして構築し，応用目的である光学部品のピックアップ及び精密位置決めのための動作を実現した．動作域は並進： $400\times 150\times 150\text{ mm}$ ，精密位置決めのための2自由度回転： $\pm 3\text{deg}$ を実現した．繰返し精度はすべての点において $1.0\text{ }\mu\text{m}$ を上回り，また，回転動作では，繰返し精度 0.01deg を有した．よって，本試作機は，高精度動作と汎用的な応用に必要な広い動作域を実現した．なお，多自由度化により絶対誤差を補償可能となった．さらに，機構剛性は，光学部品の接着に必要なZ軸方向に 114N/mm を有しており，今回の応用には十分な剛性を有することが明らかになった．また，機構剛性は機構の位置により大きく変化するため，作業によって機構位置を決めることにより，搬送時には低剛性，精密位置決めおよび接着時には高剛性に動作させることが可能である．振動解析では，Z軸方向は，比較的高い固有振動数を有しており，接着時には光学部品を安定して保持可能であると考えられる．これらにより，広い動作域と曲げ剛性を考慮したばね関節を平行メカニズムに用いることで，汎用的応用が可能であり，本研究で提案したコンプライアントー平行メカニズムの有効性が確認された．

第7章 システム制御

- System control -

一般にロボットを制御するソフトウェアは，アクチュエータ出力やセンサ入力，データ通信などハードウェア依存が高い処理が多くある，ソフトウェア全体では，ハードウェア依存したものとなり，それぞれのロボット固有のソフトウェアにとどまる場合が多く，再利用性が低くなる．そこで，本制御ソフトウェアはこれらを分離することにより，他のロボットへの実装を容易にする．具体的には，オブジェクト指向言語である C++ を使用し，クラス構造を決定した．

7.1 開発環境

以下に，ソフトウェアの開発環境を示す．今回，OSには，リアルタイムOSであるVxWorksを用いた．一般に制御のサンプリング周期や制御処理周期は，無駄時間として制御特性に表れ，不安定の原因となる可能性があるため，可能な限り高い周波数が求められる．さらに，安全性を高めるため，各タスク（処理の単位．スレッド，プロセス）の優先度の決定や，多数のタスクを同時に処理することができるマルチタスク機能を備えていることが必要である．これらの理由から，VxWorksを使用した．

Table 7.1 A developed environment of the control software

Item	Spec.
OS	VxWorks5.5.1 Wind River
Host OS	Solaris 8 SPARC Sun Microsystems
Compiler	Wind River GNU
Program language	C++

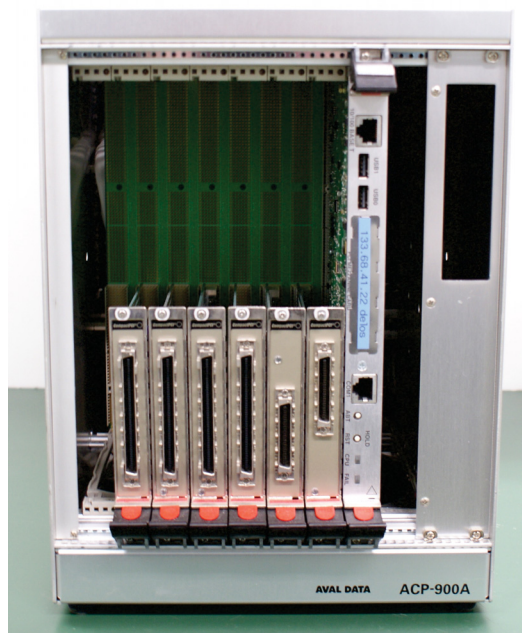


Fig. 7.1 CPU Board, I/O Board and enclosure

7.2 アーキテクチャ

オープンコア制御ソフトウェアのアーキテクチャをFig. 7.2に、主なフローチャートをFig. 7.3に示す。

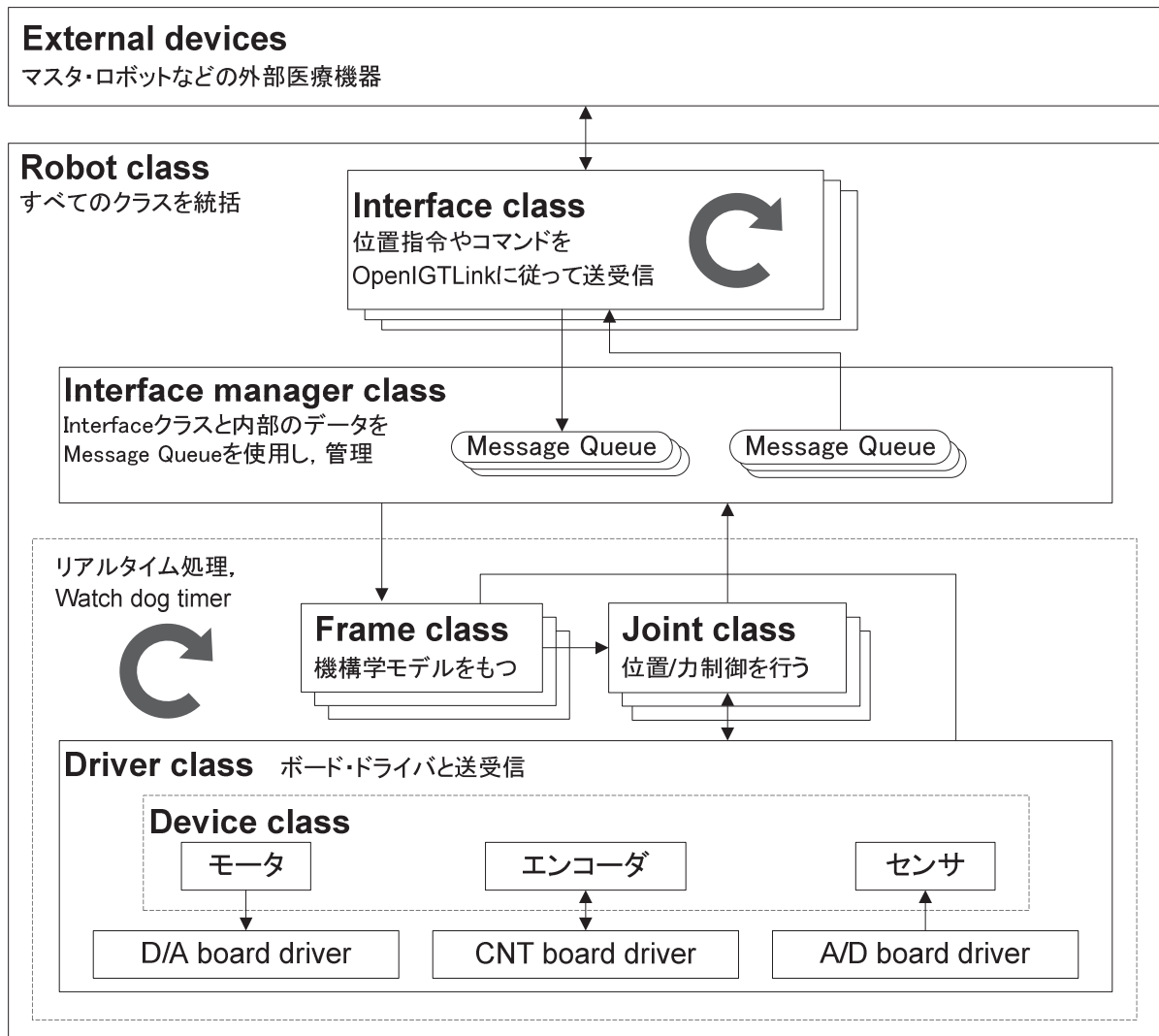


Fig. 7.2 Open core control software

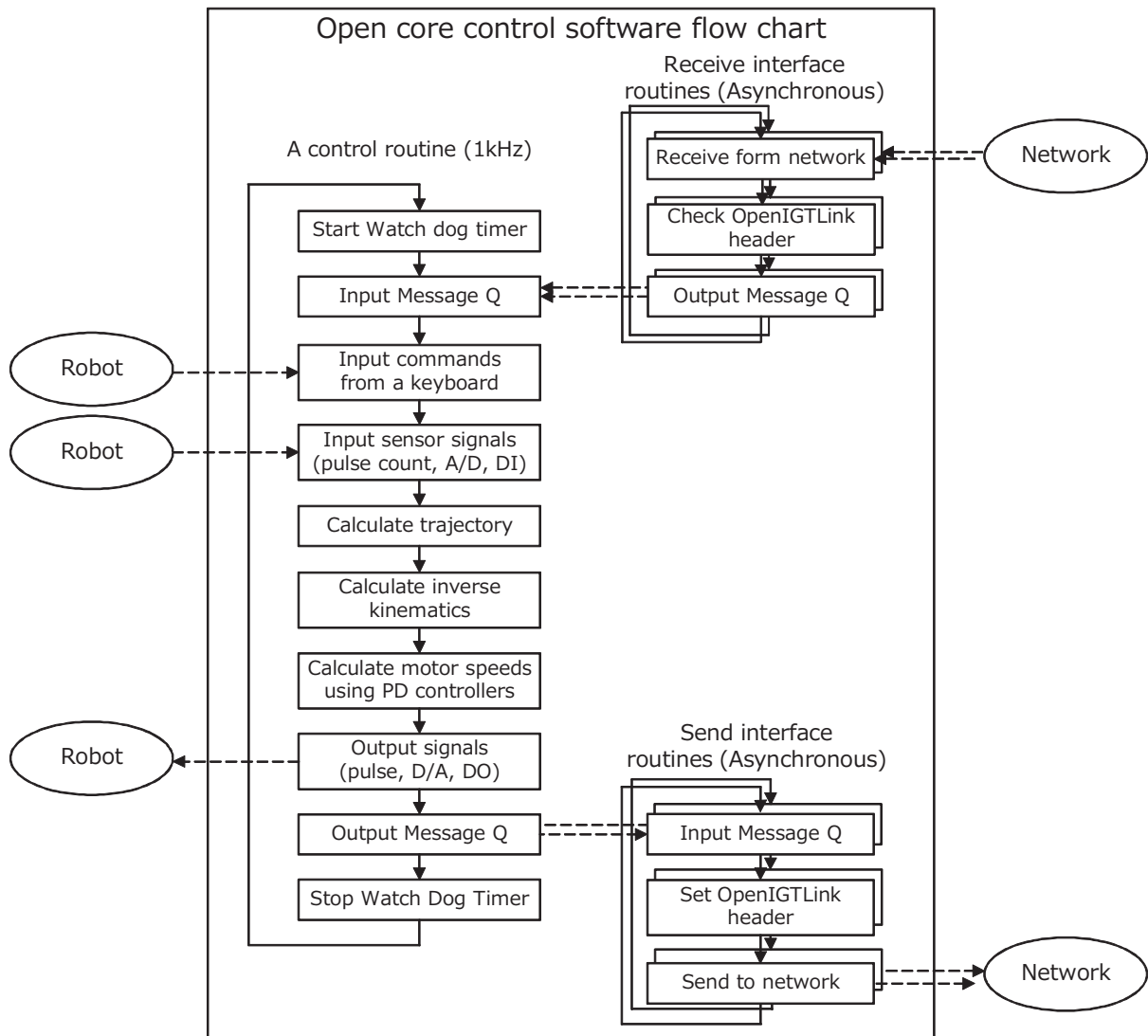


Fig. 7.3 Open core control software flow chart

7.2.1 Robot class

Robot クラスは、ロボット全体を統括するクラスである。特に、リアルタイム処理は、ここで行われる。後に述べるが、制御処理の経過時間を監視する Watch dog timer を使用することで、安全性を保証している。

7.2.2 Interface class

外部機器との接続を扱っている Interface クラスに OpenIGTLink[38] を実装した。この OpenIGTLink は、名古屋工業大学、ハーバード大学 BWH、産総研の共同研究により開発された。詳細は、後に記述する。コア制御ソフトウェアでは、他の機

器と広く接続するため、インターフェースにはTCP/IP、及びUDP/IPのソケット通信上でOpenIGTLinkを用いた通信を実装した。個々の外部機器に対し、それぞれInterfaceクラスを用意する。内部に独立した送受信タスクを有しており、通信周波数の異なる複数の機器との接続が可能である。現在は、Ethernetのみに対応しているが、CANバスなどほかの通信手段にも対応することができる。

7.2.3 Interface Manager class

InterfaceManagerクラスは、外部機器とデータの通信を行うInterfaceクラスおよび、Robotクラス内のクラスとメッセージ・キューで通信するクラスである。このクラスは、内部のリアルタイム制御処理に遅延を生じることなく、多種のデータを外部機器と送受信可能にする。

個々のInterfaceクラスと制御処理は別々の処理で動作するため、送受信データが共有メモリにある場合、そこへのアクセスには、セマフォ、ミューテックスなどにより排他制御を行う必要がある。この場合、一つの処理がそのメモリを占有している間、ほかの処理がアクセスできないために、ほかの処理に遅延が生じる可能性がある。これを避けるため、メッセージ・キューを利用した。メッセージキューとは、先入れ先出し（FIFO）のリスト構造であるキューを使用し、メッセージ（データ）を非同期に送受信する機構である。メッセージキューにはOSからそれぞれ一意のIDが与えられている。Interfaceクラスごとに一つメッセージキューをもち、そのIDをManagerクラスに渡し、通信を行う。Interfaceクラスごとにキューをつくることで他の処理からの影響を軽減している。

また、個々の送受信データに、一意のデータラベルを与えている。Interfaceクラスは、Managerクラスにそのデータラベルを登録するだけでそのデータ送受信可能である。送信データは、一種類のデータに対し、多種の外部機器の接続に対応する。一方、受信データは、外部機器と一対一に対応する。

7.2.4 Joint class

Jointクラスは、ロボットの関節に対して、位置もしくは力制御を行うクラスである。コア制御ソフトウェアでは、位置制御は一般的な制御則であるPID制御を実装し、力制御は、オープンループ制御とした。基本的な制御則のみ実装しているが、仕様に合わせて拡張することができる。

7.2.5 Driver class

Driverクラスは、D/Aボードなどのドライバに、データを送受信するクラスである。今回、詳細は第8章に記述するが、仕様が想定されるD/A、A/D、パルスカウンタの各ボードドライバを作成した。実際には、以下に記述するDeviceクラスからデータを送受信し、上位のJointクラス等と通信する。

7.2.6 Device class

Device クラスはボードから受信したデータをロボットにとって意味のあるデータに変換したり，送信データをボードに出力可能なデータに変換するクラスである．例えば，パルスカウンタボードからのカウンタ値を，Device クラスのエンコーダクラスに入力し，角度に変換する．また，計算された出力トルクをモータクラスに入力することで電圧に変換し，D/A ボードに送信する．

7.3 コア制御ソフトウェアの接続性

7.3.1 OpenIGTLink

Fig.7.4にOpenIGTLinkの詳細を示す。OpenIGTLinkとは、インターネットプロトコルのアプリケーション層において送受信されるバイト列である。ロボットの姿勢位置や画像データの通信のために考案され、データの復元に必要な情報がすべてheaderに含まれている。これによって、通信インターフェースの実装、および互換性の確保が容易である。また、小規模なシステムにおいても実用的な実装が可能であると考えられる。headerの詳細であるが、バージョンやデバイス名、データタイプのほか、リアルタイム用のタイムスタンプ、データサイズ、誤り検出用のCRC (Cyclic Redundancy Check) が定義されている。すでに定義されているデータタイプは、(IMAGE) 画像データ、(TRANSFORM) 同次変換行列データ、(POSITION) 位置データ、(CAPABILITY) 利用可能なステータスリスト、(STATUS) ステータスである。

また、NA-MIC (The National Alliance for Medical Imaging Computing, アメリカの医療画像分野の大学や研究機関、企業のグループ) において、医療機器用共通通信プロトコルとして統一化が進められている。

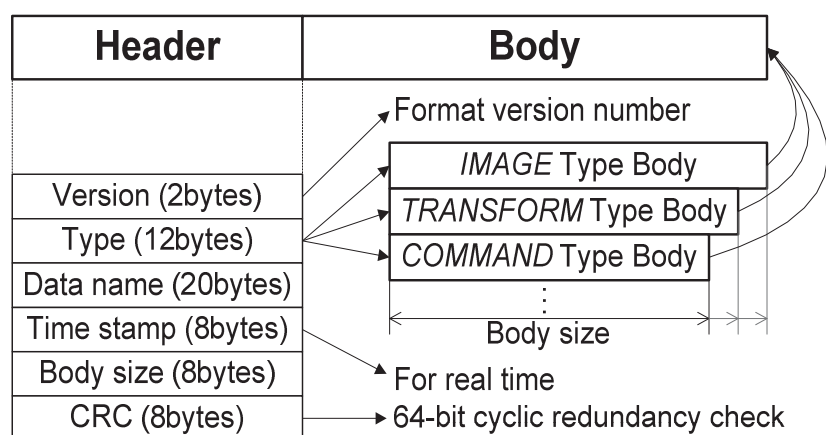


Fig. 7.4 Structure of OpenIGTLink

TRANSFORM (4x4同次変換行列データ)

58	62	66	70	74	78	82	86	90	94	98	102	106
(0,0)	(1,0)	(2,0)	(0,1)	(1,1)	(2,1)	(0,2)	(1,2)	(2,2)	(0,3)	(1,3)	(2,3)	

常に(3,0), (3,1), (3,2)は0, (3,3)は1として, 受信後に付加

POSITION (位置・回転データ)

58	62	66	70	74	78	82	86
x	y	z	ox	oy	oz	w	

W: クォータニオン用の要素で通常は1 (オプション)

CAPABILITY (データタイプリスト)

58	70	82
TYPE	TYPE	TYPE

STATUS (ステータスデータ)

58	60	68	88
C	Sub Code	Error name	Status Message (optional)

C : ステータス・コード (1=OK, 2=Unknown Error ...)

Sub Code: エラー時のサブコード

Error name: "Error", "OK" など

Status Message: その他メッセージ

Fig. 7.5 Data types of OpenIGTLink

7.4 コア制御ソフトウェアの安全性

7.4.1 ソフトウェアの文書化

今回、ソースコードの文書化に使用したのは、Doxygen 1.5.8[39]である。

Doxygenとは、C++, C, Java, Objective-C, Python, IDL向けのドキュメンテーション・システムである。Doxygenでは、文書化されたソースファイルからオンライン・ドキュメント・ブラウザ (HTML形式) やオフラインのリファレンス・マニュアル (L^AT_EX形式) を生成することができる。また、RTF (MS-Word), PostScript, ハイパーリンクPDF, 圧縮HTML, Unix man ページ形式の出力もサポートされている。ドキュメントは、ソースから直接抽出されるため、ドキュメントとソースコードの一貫性を保つことが容易である。

また、Doxygenは、文書化されていないソースファイルから、コードの構造を抽出するように設定することもできる。これにより、大規模で分散化されたソースの中を探ることが容易になる。また、要素間の関係は、内包・依存図、継承図、およびコラボレーション図により視覚化される。これらはすべて自動的に生成される。今回、図を描画するソフトウェアとして、Graphviz2.18[40]を使用した。付録AにDoxgenを使用し、コア制御ソフトウェア・ソースコードを文書化したものを記載している。

7.4.2 システムとしての安全性

システムの安全性を保証する機能として、Watch dog timerを導入した。その動作の詳細をFig.7.6に示す。Watch Dog Timerとは、タスクの経過時間を監視し、設定時間以内に終わらない場合、割り込みが入る機構である。コア制御ソフトウェアでは、FrameからDriverクラスに至るリアルタイム処理の経過時間を監視している。制御則でサンプリング周期を固定値として用いる場合が多いため、処理経過時間を監視することで安定した動作を保証している。

7.5 コア制御ソフトウェアの実装容易性

Frame, Joint, Driver, Deviceクラスはロボットの各構成デバイスに依存している。また、Interfaceクラスは通信手段に依存している。そのため、各クラスには、各々の基底クラス（親クラス）が存在し、それらを継承することで、拡張することができる。また、Jointクラスは、Jointクラス自身を継承することで実装されたPID制御を利用して拡張することができる。さらに、各Deveiceクラスは、ボード・ドライバの各チャンネルと自由につながることができ、回路の変更に柔軟に対応することができる。

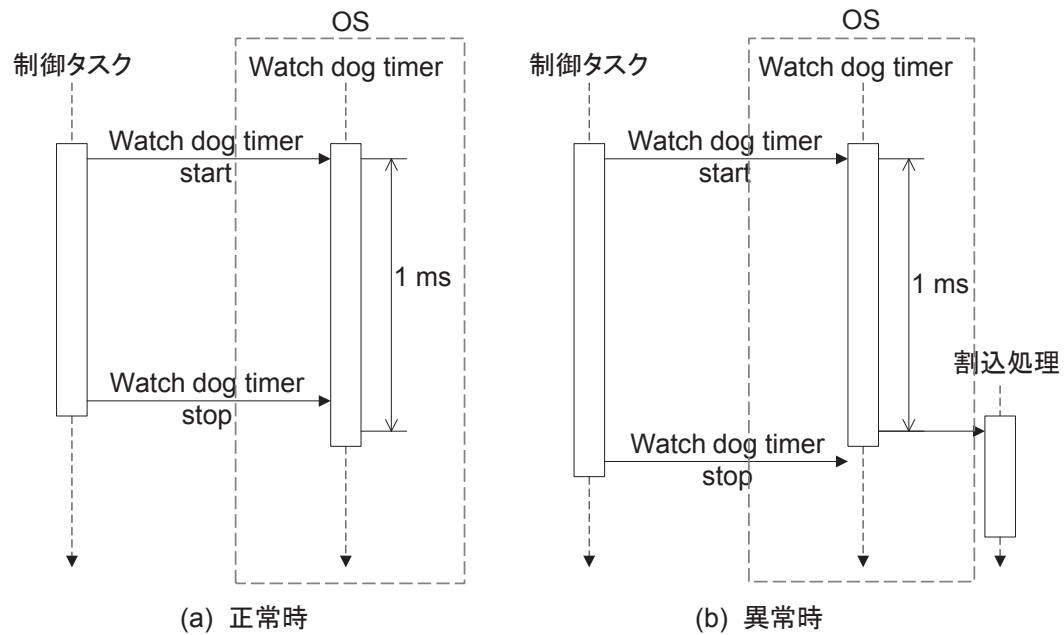


Fig. 7.6 Watch dog timer flow chart

7.6 制御器

今回，使用した制御器は，CPU ボードとして MOTOROLA 社製 CPCI-6020，D/A ボードは Interface 社製 CTP-3351，パルスカウンタボードは Interface 社製 CTP-6205 である．また，筐体として，AVAL DATA 社製 ACP-900 を使用した．これらの詳細を Table.A.9～A.11 に示す．

7.7 ネットワーク通信実験

OpenIGTLink を実装した Interface クラスを使用し，高速な通信が可能であることが示す．本ソフトウェアを実装の上，PC と同じ研究室にあったロボットをネットワークで接続し，パケットロスがない場合と，パケットロスを意図的にランダムに生じさせた場合について，ロボットの位置制御への影響を明らかにした．

実験結果として，Fig. 7.7 に，ロボットにおける通信遅延時間を示す．上の図はパケットロスが発生しなかった場合，下の図はパケットロスが 3ms 発生した場合である，パケットロスが 3ms 発生した時の，ロボットの目標位置と現在位置のグラフを Fig. 7.7 に示す．このグラフから，ロボットが安定して目標位置に追従していることが分かった．

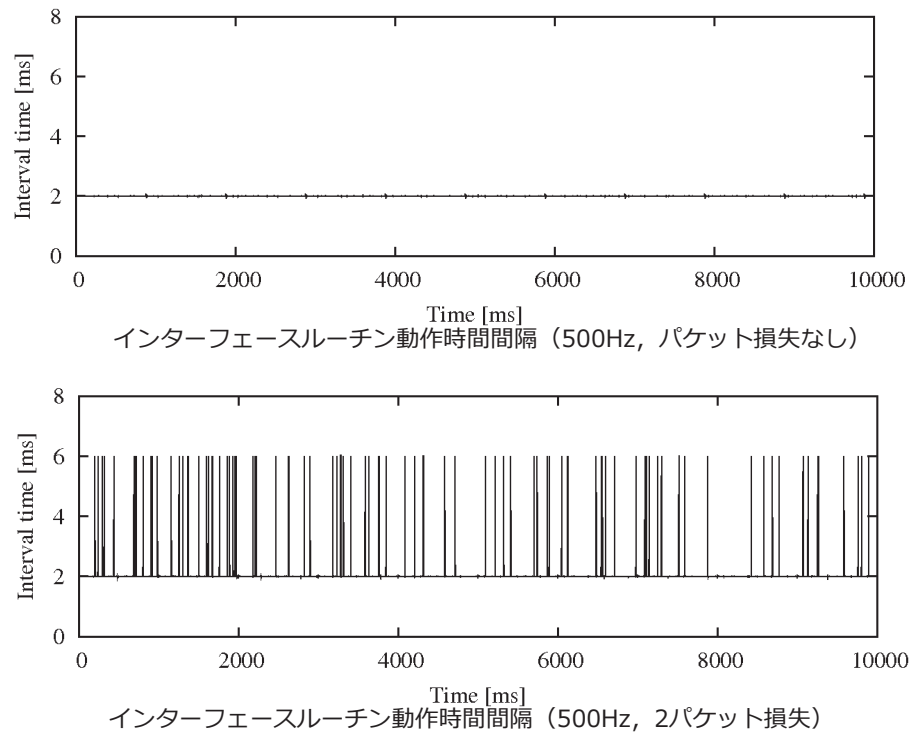


Fig. 7.7: The result of network delay times using the control software (Up:Non-pakeect loss, Down:Two pakects loss)

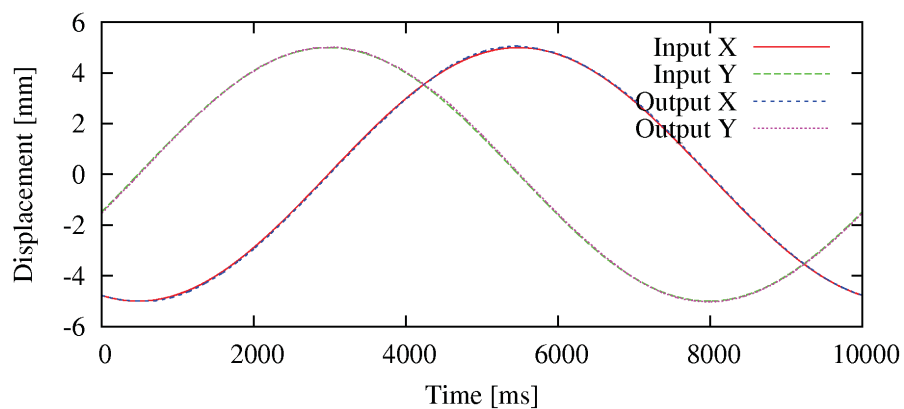


Fig. 7.8 The result of output desired/current positions of the test bed robot

7.8 まとめ

様々なロボットや装置と容易に接続でき，安定して制御するための制御ソフトウェアを開発した．ネットワーク通信の評価を行い，意図的に通信遅延が起きてもロボットは安定して動作することが明らかになった．本研究室では，手術ロボットや産業用ロボットなどいくつかのロボットに本制御ソフトウェアを実装し動作しており，ソフトウェアの再利用性が良いことも確認されている．

第8章 結論

- Conclusion -

本研究では，従来の回転関節などの代わりに柔軟な構造をばねのように変形し，動力を変換・伝達する機構であるコンプライアントメカニズムを，パラレルメカニズムに応用したコンプライアントーパラレルメカニズムを提案した．コンプライアントメカニズムは，機械的ガタがなく高精度に動作し，潤滑の必要がなく，摩耗粉や騒音が発生しない．さらに，コンプライアントメカニズムをパラレルメカニズムに応用することにより，ばね関節の変形を，パラレルメカニズムの機械的拘束により高精度に動作させることが可能となる．しかしながら，コンプライアントメカニズムは，柔軟構造の変形により動作する原理上，動作域に制限が生ずるため，主としてマイクロメートルオーダーの微細動作のみ適用されるという問題があった．よって，本研究では，下記の様に応用手法を構築し，プリンターやプロジェクター内部に使用されるレンズやミラーの搬送および精密位置決め装置へ応用することにより，柔軟ばね関節を用いたパラレルメカニズムの有効性を確認した．この作業では，位置決めには高速動作を必要としない．また，機構先端の絶対位置をカメラなどの画像系によりフェードバックして制御しているため，特に繰り返し位置決め精度が重要である．さらに，位置決め後の接着には，接着剤硬化による変形を防ぐため，鉛直方向に100N/mm近い剛性が必要となる．なお，柔軟なばね関節により，広い動作域を有し，かつ高精度に動作する特性から，本メカニズムがシンプルな構造により実現可能であればその応用は様々考えられる．特に，半導体やレンズなど粉じんを嫌うクリーンな環境下での動作や，潤滑剤を必要としないため，食品加工，手術への応用が考えられる．また，特殊な環境下として真空状態などにも対応可能である．

本研究では，コンプライアントメカニズムを一般的に適用するため，加工容易性を失わず広く屈曲しながらも回転1自由度拘束を有するばね関節形状の最適な設計方法を検討した．まず，バイオマニフアクチャリングの観点から植物であるハンマーオーキッドから着想し，円弧ばね関節を提案した．平面方向のみで加工可能な従来のばね関節3つとともに，FEM解析を行って，円弧ばね関節が広い動作域を有することを確認した．次に，回転1自由度拘束を有する剛性特性とさらに広い動作域を有するばね関節のために，従来のばね関節3つと円弧ばね関節を直列に連続して配置したばね関節を提案した．これらのFEM解析から，板ばね関

節を横にして連続配置した形状が，広い動作域と平行メカニズムとして構築した場合，十分な機械的拘束を得る剛性を有することが明らかになった．その形状をもとに，新たに板ばねの左右から溝が交互に入った互違溝ばね関節を提案した．その評価実験から，互違溝ばね関節の広い動作域と剛性特性を明らかにした．これらにより，提案したばね関節設計手法の有効性が確認された．

これらばね関節を各々平行メカニズムに応用したコンプライアントー平行メカニズム（C-P メカニズム）試作機を開発して，平行メカニズムの機械的拘束がばね関節に有効に作用し，高精度かつ広い動作域，高剛性であることを示した．まず，円弧ばね関節を用いた回転2自由度，並進1自由度を有する試作機は，C-P メカニズムの基礎的な特性を調べるためのものであった．その評価実験から，本試作機が $0.35 \mu\text{m}$ 及び 0.006deg の高い繰り返し精度で動作することが明らかになり，円弧ばね関節を用いたC-P メカニズムの精密位置決めについて有効性が確認された．次に，互違溝ばね関節を用いた並進3自由度を有する試作機により，ピッキングに用いるための実用的な動作域（50 mm 四方）と $0.66 \mu\text{m}$ の繰り返し位置決め精度が両立することを確認した．また，本試作機では，円弧ばね関節を用いた試作機より剛性が向上しており，ばね関節の回転1自由度拘束を有する剛性特性の有効性を示した．

最後に産業用のピッキングおよび高精度位置決め作業へ応用のため，より多自由度のコンプライアントー平行メカニズム試作機を開発した．互違溝ばね関節を改良し，最大屈曲角度 $\pm 60\text{deg}$ を実現する改良型互違溝ばね関節を開発した．このばね関節を5自由度（並進3自由度及び回転2自由度）のコンプライアントー平行メカニズムとして構築し，応用目的である光学部品のピッキング及び精密位置決めのための動作を実現した．動作域は並進： $400 \times 150 \times 150 \text{ mm}$ ，精密位置決めのための回転2自由度： $\pm 3\text{deg}$ を実現した．繰り返し精度は動作域全体において $1.0 \mu\text{m}$ を上回り，また，回転動作では，繰り返し精度 0.01deg を有した．さらに接着のために剛性が必要なZ軸方向には 114N/mm を有した．よって，本試作機は，高精度動作と汎用的な応用に必要な広い動作域を実現した．なお，多自由度化により絶対誤差を補償可能となった．

これらにより，広い動作域と曲げ剛性を考慮した柔軟なばね関節を平行メカニズムに用いることで，汎用的応用が可能であり，本研究で提案したコンプライアントー平行メカニズムと応用手法の有効性が確認された．

参考文献

- [1] R. Clavel, “DELTA, a fast robot with parallel geometry”, 18th Int. Symp. on Industrial Robot (1988), pp.91-100.
- [2] Howell, L.L., *Compliant mechanisms* (2001), ISBN 978-0-471-38478-6, Wiley-Interscience.
- [3] Smith, S.T., *Flexures : Elements of Elastic Mechanisms* (2000), ISBN 90-5699-261-9, CRC Press.
- [4] Lobontiu, N., *Compliant mechanisms* (2002), ISBN 978-0-8493-1367-7, CRC Press.
- [5] Merlet, J.P., *Parallel Robots*, Second Edition (2006), ISBN 1-4020-4132-2, Springer.
- [6] 八尋洲東（編者），朝日百科 植物の世界，第9巻（1997），pp. 222-223，朝日新聞社.
- [7] Howell, L.L., and Midha, A., “Parametric Deflection Approximation for End-Loaded, Large-Deflection Beams in Compliant Mechanisms”, *Transaction the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 117, No. 1 (1995), pp. 156-165.
- [8] Hill, T.C., and Midha, A., “A Graphical User-Driven Newton-Raphson Technique for use in the Analysis and Design of Compliant Mechanisms”, *Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 112, No. 1 (1990), pp. 123-130.
- [9] 金金光，堀江三喜男，池上皓三，“位置決め機構用大変形弾性ヒンジの変位解析”，日本機械学会論文集C編，Vol. 64, No. 622 (1998)，pp. 2218-2223.
- [10] Paros, J., and Weisbord, L., “How to design Flexure Hinges”, *Machine Design*, (1965), pp. 151-156.
- [11] 吉村靖夫，“弾性ヒンジの剛性解析”，精密工学会誌，Vol. 64, No. 11 (1998)，pp. 1589-1593.
- [12] Bisshopp, K.E., and Drucker, D.C., “Large Deflections of Cantilever Beams”, *Quarterly of Applied Mathematics*, Vol. 3, No. 3 (1945), pp. 272-275.

- [13] Shoup, T.E., and McLarnan, C.W., “On the Use of the Undulating Elastica for the Analysis of Flexible Link Mechanisms”, *Transactions the ASME, Journal Engineering for Industry*, Vol. 93, No. 1 (1971), pp. 263-267.
- [14] 大槻敦, 鶴見徹, “低剛性弾性支持片持ばりの大たわみ変形解析”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 64, No. 594 (1996), pp. 493-499.
- [15] Eastman, F.S., “The Design of Flexure Pivots”, *AIAA Journal of the Aeronautical Sciencies*, Vol. 4, No. 1 (1937), pp. 16-21.
- [16] Bona, F., and Zelenika, S., “Precision Positioning Devices Based on Elastic Elements: Mathematical Modeling and Interferometric Characterization”, Proceedings and Lectures of the Seminar on Handling and Assembly of Microparts, Austria, 1994.
- [17] Kyusojin, A., and Sagawa, D., “Development of Linear and Rotary Movement Mechanism by Using Flexible Strips”, *Bulletin of Japan Society of Precision Engineering*, Vol.22, No.4 (1988), pp. 309-314.
- [18] Trease, B.P., Moon, Y.M., and Kota, S., “Design of Large-Displacement Compliant Joints”, *Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 127, No. 4 (2005), pp. 788-798.
- [19] Goldfarb, M., and Speich, J.E., “A Well-Behaved Revolute Flexure Joint for Compliant Mechanism Design”, *Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 121, No. 3 (1999), pp. 424-429.
- [20] Lobontiu, N., and Paine, J., “Design of Circular Cross-Section CornerFilleted Flexure Hinges for Three-Dimensional Compliant Mechanisms”, *Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol. 124, No. 3 (2002), pp. 479-484.
- [21] Troeger, H., “Eccentric Flexural Pivot”, United States Patent, 3813089, 1972.
- [22] Sydenham, P.H., “Elastic Design of Fine Mechanism in Instruments”, *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, Vol. 17, No. 11 (1984), pp. 922-930.
- [23] Nishiwaki, S., Min, S., Ejima, S., and Kikuchi, N., “Structural Optimization Considering Flexibility (Integrated design Method for Compliant Mechanisms)”, *JSME International Journal. Series C, Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, Vol. 41, No. 3 (1998), pp. 476-484.
- [24] Kota, S., Lu, K.J., Kreiner, Z., Trease, B., Arenas, J., and Geiger, J., “Design and Application of Compliant Mechanisms for Surgical Tools”, *Transactions the ASME, Journal of Biomechanical Engineering*, Vol. 127, No. 6 (2005), pp. 981-989.
- [25] Raatz, A., Wrege, J., Burisch, A., and Hesselbach, J., “Compliant Parallel Robots”, *Proceedings of the IFIP TC5 WG5.5 Third International Precision Assembly Seminar*, Vol. 198 (2006), pp. 83-92.

- [26] 堀江三喜男, 小林太, 池上皓三, 岡部信次, “超弾性ヒンジからなるパンタグラフ機構の特性解析”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 62, No. 598 (1996), pp. 2403-2408.
- [27] 谷川民生, 新井健生, “並進3自由度を有するマイクロフィンガーモジュール”, 日本ロボット学会誌, Vol. 20, No. 2 (2002), pp. 196-205.
- [28] Pham, P., Regamey, Y.J., Fracheboud, M., and Clavel, R., “Orion MinAngle: A Flexure-Based, Double-Tilting Parallel-Kinematics for Ultra-High Precision Applications Requiring High Angles of Rotation”, *Proceedings of International Symposium on Robotics*, Vol. 36 (2005), p.1-7.
- [29] Richard, M. and Clavel, R., “A new concept of modular kinematics to design ultra-high precision flexure-based robots”, 41st International Symposium on and 2010 6th German Conference on Robotics (ROBOTIK), (2010), p. 1-8.
- [30] Speich, J. and Goldfarb M., “A Compliant-Mechanism-Based Three Degree-of-Freedom Manipulator for Small-Scale Manipulation”, *Journal Robotica*, Vol.18. No.1 (2000), p. 95-104.
- [31] 安藤泰久, “櫛歯型アクチュエータで駆動される3次元マイクロステージの開発”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 72, No. 722 (2006), pp. 3294-3301.
- [32] Chen, S.C. and Culpepper, M.L., “Design of a Six-Axis Micro-Scale Nanopositioner- μ HexFlex”, *Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology*, Vol. 30, No. 1 (2006), pp. 314-324.
- [33] Wu, T.L., Chen, J.H., and Chang, S.H., “A Six-DOF Prismatic-Spherical-Spherical Parallel Compliant Nanopositioner”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, Vol. 55, No. 12 (2008), pp. 2544-2551.
- [34] Chen, G., Wilcox, D.L., and Howell, L.L., “Fully Compliant Double Tensural Tristable Micromechanisms”, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 19, No. 2 (2009), 025011.
- [35] Siemens PLM Software Inc., “Femap”, Explore Siemens PLM Software, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/index.shtml (accessed 2012-8-1).
- [36] VirtualMotion Inc., “Product Overview of DAFUL”, VirtualMotion CAE Solution Business, http://www.virtualmotion.co.kr/en/sub02/product_01_01.blue (accessed 2012-8-1).
- [37] JIS B 8432:1999 (ISO 9283:1998), “産業用マニピュレーティングロボット—性能項目及び試験方法”.

- [38] 徳田 淳一, Luis Ibanez ほか, “ナビゲーション医療のための通信プロトコル OpenIGTLink の開発”, 第 17 回日本コンピュータ外科学会大会論文集 (2008), pp. 239-240.
- [39] Doxygen, <http://www.doxygen.jp/>
- [40] Graphviz, <http://www.graphviz.org/>

謝辞

- Acknowledgment -

本研究は、名古屋工業大学大学院工学研究科の佐野・田中研究室および坂口・荒田研究室（旧藤本研究室）にて行われました。本研究が遂行でき、ここに学位論文として無事まとめることができたのは、多くの方から御指導、御鞭撻および御支援によるものと感じております。

博士後期課程の指導教員である佐野明人教授には、魅力あふれる本研究室での研究を志した私を在籍させて頂き、また、本研究および学位論文作成にあたり多くの御指導、御鞭撻を賜り、心から感謝の意を表します。

武田行生教授には、学位論文作成にあたり、的確な御指摘、御鞭撻を賜り、心から感謝の意を表します。

山田学教授には、学位論文作成にあたり、新たな視点からの御指摘、御鞭撻を賜り、深く感謝の意を表します。

坂口正道准教授には、学位論文作成等において、きめ細やかな御指導および助言を賜り、深く感謝の意を表します。

博士前期課程での指導教員である藤本英雄教授には、多くの先生方・学生とともに貴重な研究や経験の機会を与えて頂いたこと、そして多くの御指導、御鞭撻を頂いたことに心から感謝の意を表します。

荒田純平助教には、特に本研究にあたり、普段より多大なる御指導、助言を頂きました。本研究は、荒田先生がいらっしゃらなければ、成立致しませんでした。また、論文や学会発表における御指導など研究者としての基礎を教えて頂きました。深く感謝の意を表します。

共同研究先であるブラザー工業株式会社、および奥田憲司氏、翁長明範氏、大野元嗣氏には、本研究の根幹である全てのばね関節および試作機を製作して頂きました。また、詳細設計では、長年のモノづくりで培われた経験に裏付けされた貴重な御意見、御助言を頂きました。深く感謝の意を表します。

また、本研究の円滑な遂行は、荒田研究室の協力によるものと思っております。大変感謝しております。

博士前期課程2年の磯貝雄治君には、円弧ばね関節の解析を手伝って頂きました。また、動的なばねの応用につき、勉強させて頂きました。

大本圭一君の研究には、ばね関節のリハビリという新たな応用につき、勉強させて頂きました。大変面白い構造と常々思い、研究遂行にあたって刺激を受けました。

野畑典宏君には、円弧ばね関節および試作機の実験や解析を手伝って頂きました。また、ばねを用いた機構の剛性に関する物理的考察は、大変勉強になりました。ありがとうございました。

堀竜弥君の考えたパラレルメカニズムでは、運動学等の勉強をさせて頂きました。

博士前期課程1年の市川翔平君には、汎用的応用のための試作機の詳細設計を行って頂きました。最終試作機であり部品数も多く大変な苦勞だったことと思います。ありがとうございました。

小木曾真也君には、独創的なパラレルメカニズムの提案や新たなばねの応用など勉強させて頂きました。

学部4年の白川真也君には、汎用的応用のための試作機の評価を手伝って頂きました。また、2自由度ばね関節に関し、新しい提案と解析を行って頂き、ありがとうございました。

服部将士君の行っている評価方法の難しい人の心理的現象に関する研究につき、常々興味深く思い勉強させて頂きました。

三矢駿君のリハビリ装置を発展させた研究には、新しい可能性を感じています。また、多くのばね関節および部品製作に対する地道な姿勢は、初心を思い出させてくれました。

最後に、私の博士後期課程の生活を、静かに見守り支えて頂いた家族、そして母に感謝したいと思います。ありがとうございました。

平成25年1月8日
小塚 裕明

付 録 A -Appendix A-

ここでは，材質・装置の詳細な仕様等をまとめる．

Table A.1 Spring steel (SUP6) properties

Young's modulus	206 GPa
Shear modulus	78 GPa
Yield stress	1080 MPa
Poisson's ratio	0.3

Table A.2 Chiba precision linear actuator specification

Manufacturer	CITIZEN CHIBA PRECISION Co., LTD.
Model No.	MAR-D23N25
Stroke	25 mm
Max. speed	5 mm/s
Screw lead	0.5 mm
Rated thrust	30 N
Resolution	0.015625 μm
Unidirectional Repeatable accuracy	3 μm
Bidirectional Repeatable accuracy	8 μm
Bidirectional positioning accuracy	20 μm
Average reversal error	5 μm
Length	114 mm
Diameter	$\phi 23$ mm
Weight	330 g
Encoder	Open collector
limit sensor	Holl sensor

Table A.3 Chiba precision linear actuator driver specification

Manufacturer	CITIZEN CHIBA PRECISION Co., LTD.
Model	BSD-11C-012
Inout power supply	DC24V
Continuous output current	1.2A
Max. output current	2.1 A
Encoder input	$\phi A, \phi B, \phi Z$, Open collector
Hall sensor	$\phi U, \phi V, \phi W$
Input max frequency	320 kHz
Multiplication function of encoder	$\times 1, \times 2, \times 4$
Control multiplication function	$\times 1, \times 2, \times 4$
limit sensor	Holl sensor

Table A.4 Laser 2D displacement meter specification

Manufacturer	KEYENCE Co., Ltd.
Controller	MJG-5000
Head type	LJ-G15
Range	Z : ± 2.6 [mm]
Repeatable accuracy	0.2 [μm], 0.01 [deg]

Table A.5 Load cell specification

Manufacturer	Kyowa Co., Ltd.
Model	LUR-A-50NSA1
Range	± 50 [N]

Table A.6 Yaskawa actuator specification

Manufacturer	YASKAWA Electric Corporation
Model No.	SGMJV-02ADA21
Voltage	AC 200V
Rated capacity	200 W
Rated Torque	0.637 N/m
Rated current	1.6A
Rated speed	3000 /min
Sensor	Incremental encoder (20 bits)

Table A.7 Yaskawa servo pack specification

Manufacturer	YASKAWA Electric Corporation
Model No.	SGDV-2R1F01A
Max. capacity	0.2 kW
Output current	2.8 A
Voltage	AC100 V

Table A.8 THK linear system specification

Manufacturer	THK CO.,LTD.
Model No.	SKR4620AE-0690-P1E-1J04
Stroke	690mm
Screw lead	20mm

Table A.9 CPU board

Manufacture		MOTOROLA
Processing Subsystem	Model No.	CPCI-6020-500
	Processor	500MHz MPC7410 processor
	L1 Cache(I/d)	32K/32K
	L2 Cache	200MHz parity protected, 2MB
	Frontside Bus	100MHz
COMPACTPCI INTERFACE	Controller	Intel 21154
	PCI Bus Clock	33/66MHz
ETHERNET INTERFACE	controller	Dual Intel 82551IT
	Interface Speed	10/100Mbps

Table A.10 ACP-900 (Control rack)

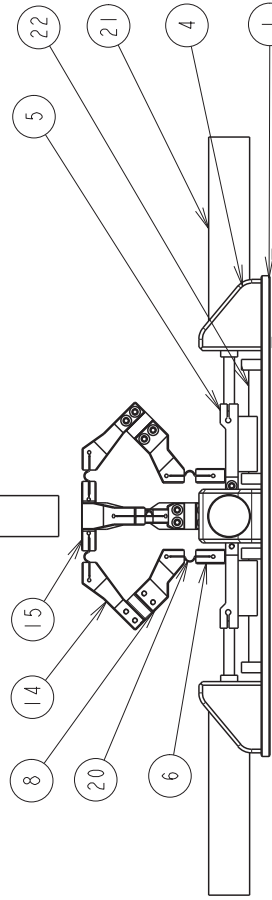
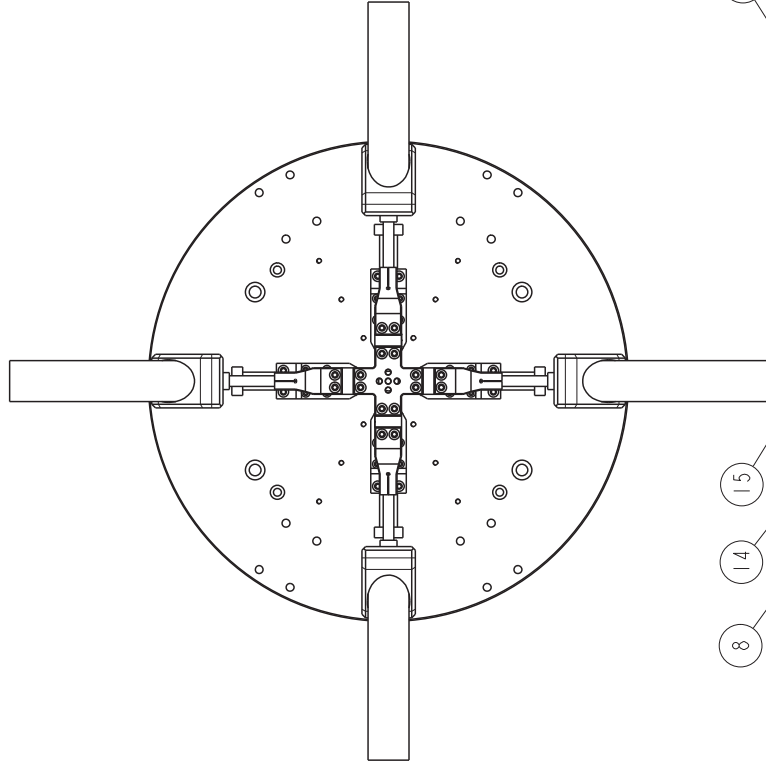
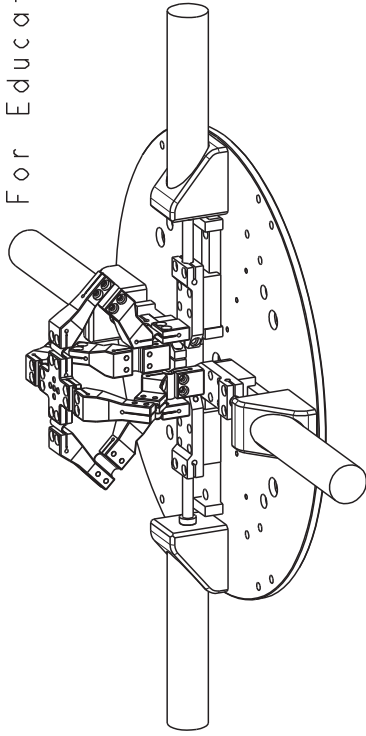
Manufacture	AVAL DATA
Model No.	ACP-900
CompactPCIBus	IEEE1101.10 対応 PICMG REM2.1 back board
The number of slots	8 slots (6U)
Coloing fan	DC fan ×2 (For slot/For power sppuly)
Power sullpy	+3.3V 10A, +5V 30A, +12V 4A, -12V 1A
Disk unit	3.5 inch FDD/HDD
Dimension	W:240.3mm, H : 330.0mm, D : 330.0mm
Using enviroment	Temp.:0~50 °C, Humidity:35~85%(No-condensation)

Table A.11 CPZ-7415V (Motor control board)

Manufacturer	Interface Corporation
Model No.	CPZ-7415V
The number of Ch	4ch
Pulse speed	0.07 3pps~6.5535 Mpps
Output mode	2 pulse / pulse and direction
Output spec.	Differential line driver
Max. rated voltage	DC 50V

付 録 B -Appendix B-

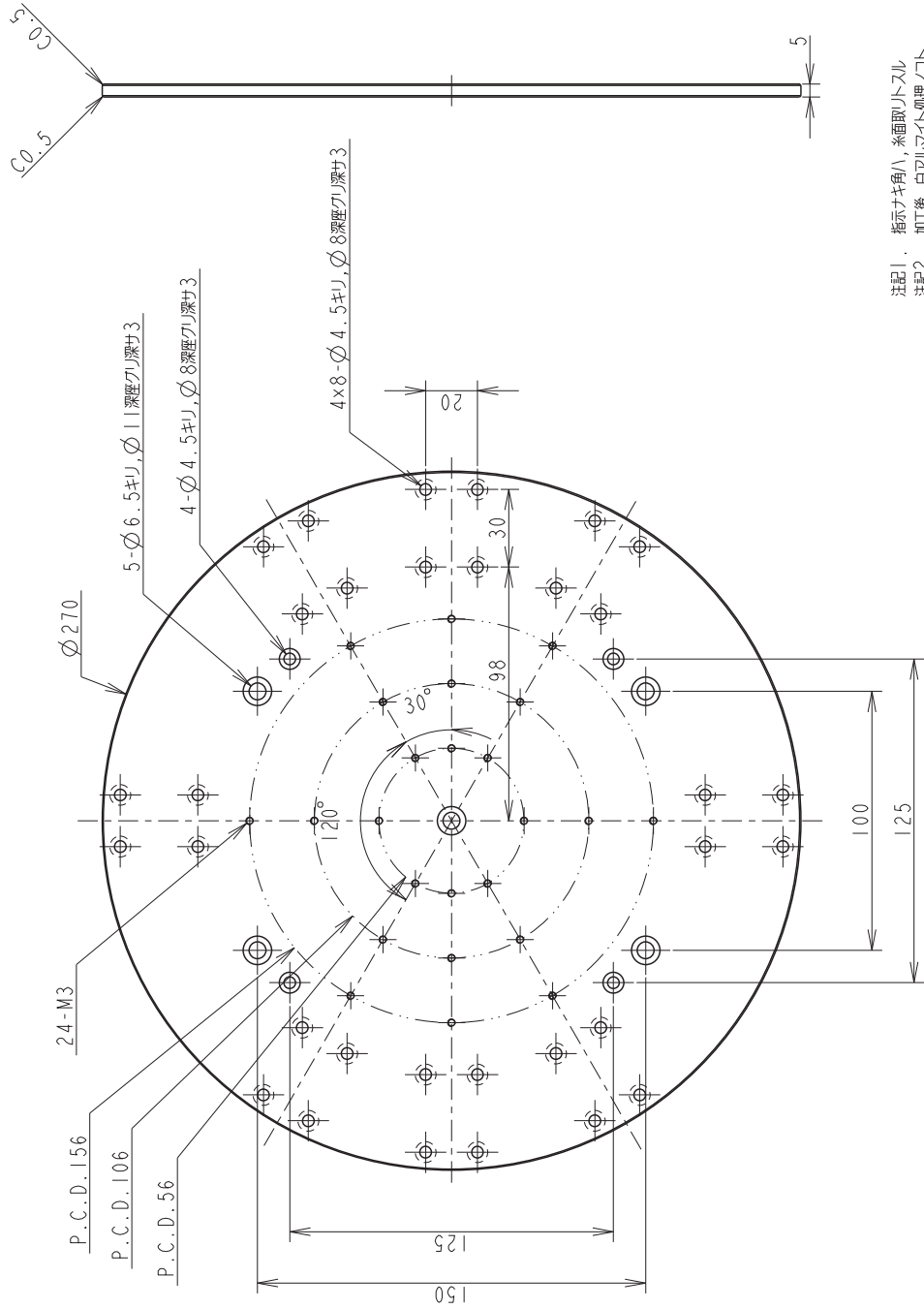
ここでは，開発した試作機の製作図面を載せる．



22	リニアガイド		7	購入品	
21	リニアアクチュエータ		7	購入品	
20	ツカミ型パネ		40		
19	実験用支柱	A5052	1		
18	実験用リンクD-2	SUS304	2		
17	実験用リンクD-1	SUS304	2	Use Only	
16	リンクD-2	SUS304	1		
15	リンクD-1	SUS304	2		
14	リンクC	SUS304	12		
13	実験用リンクB-5	SUS304	2		
12	実験用リンクB-4	SUS304	3		
11	実験用リンクB-3	SUS304	2		
10	実験用リンクB-2	SUS304	3		
9	実験用リンクB-1	SUS304	3		
8	リンクB	SUS304	12		
7	実験用リンクA	SUS304	5		
6	リンクA	SUS304	16		
5	リンクマウンタ	A5052	7		
4	モータベース	A5052	7		
3	実験用ベース2	A5052	1		
2	実験用ベース	A5052	2		
1	ベース	A5052	1		
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	組図	
製作	小塚裕明	尺度	1:3		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図番	000

① 12.5/△

For Educational Use Only



For Educational Use Only

For Educational Use Only

注記1. 指示サギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

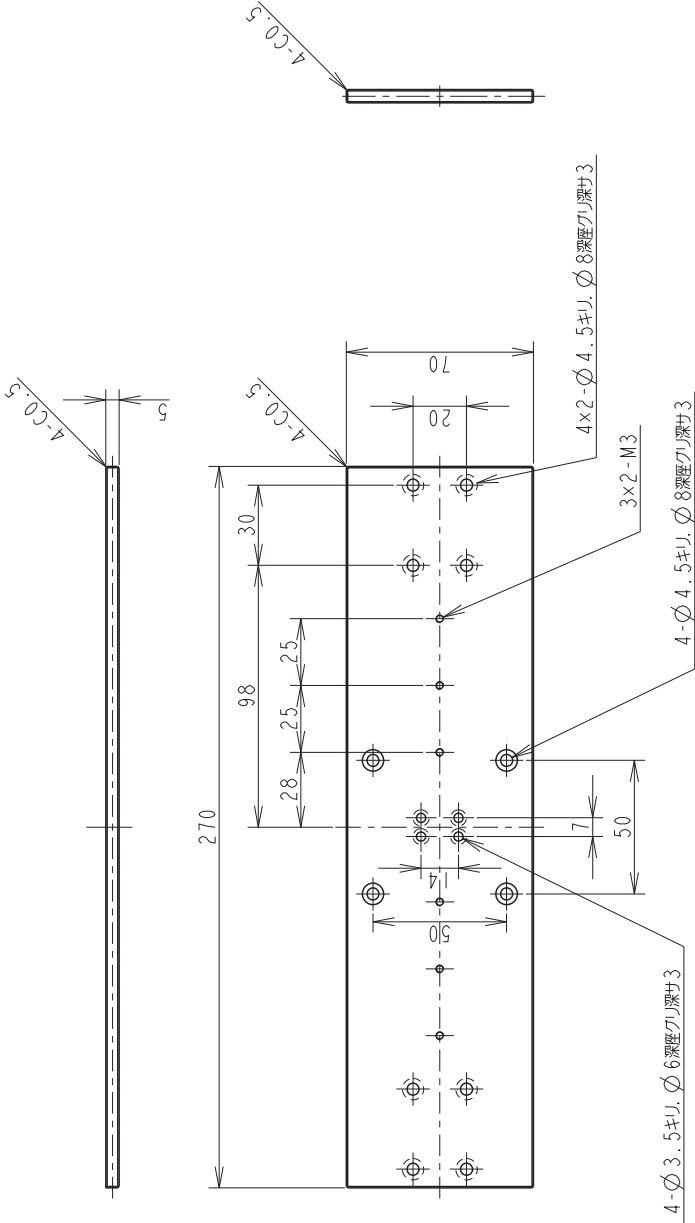
1	A5052			1	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	ベース	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 2		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			001	
図番			図名		

For Educational Use Only

② 12.5/▽

For Educational Use Only

For Educational Use Only



For Educational Use Only

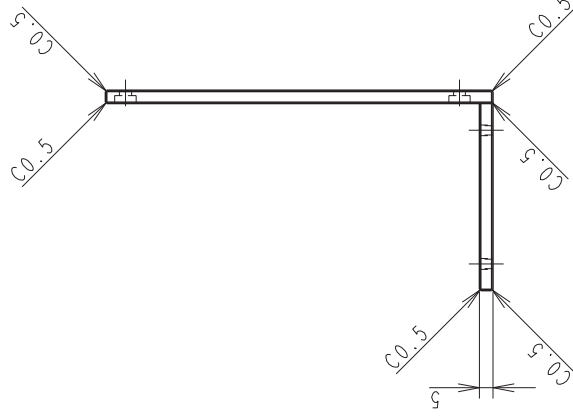
注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

2	A5052		2	
品番	品名		材質	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	実験用ベース
製作	小塚裕明	尺度	1:2	
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図番
				002

For Educational Use Only

For Educational Use Only

For Educational Use Only

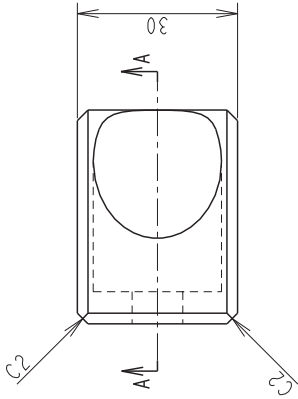


名古屋工業大学 機能工学専攻
藤本研究室
TEL 052-735-7415
FAX 052-735-7415

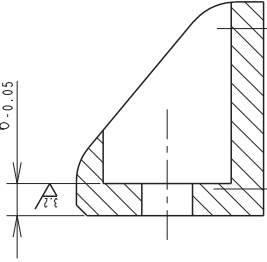
For Educational Use Only

④ $\frac{12.5}{\sqrt{A}} \left(\frac{3.2}{\sqrt{A}} \right)$

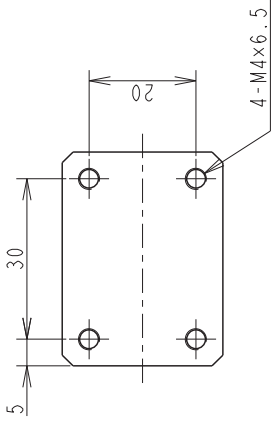
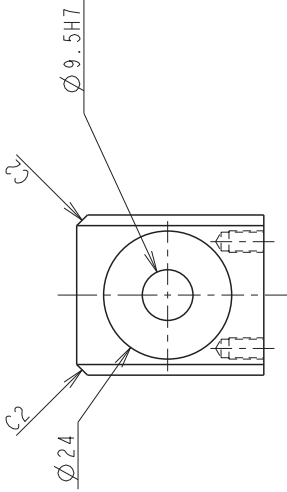
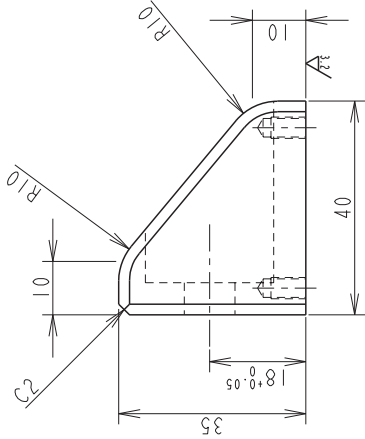
For Educational Use Only



$6 \begin{smallmatrix} 0 \\ 0.05 \end{smallmatrix}$



断面 A-A



For Educational Use Only

For Educational Use Only

注記1. 指示サイズ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

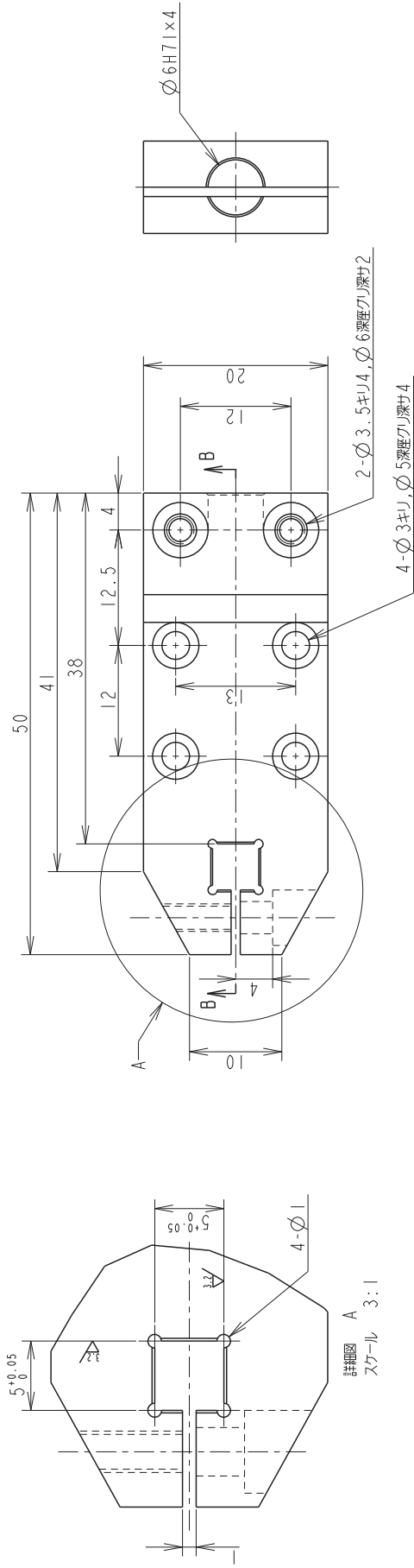
4	A5052		7		
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	モータベース	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図番	004

For Educational Use Only

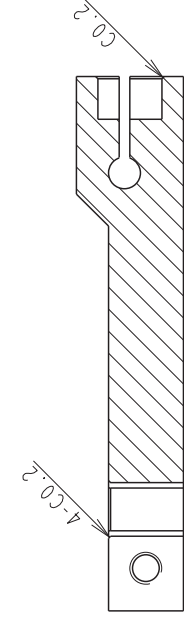
⑤ 12.5/ (3.2/)

For Educational Use Only

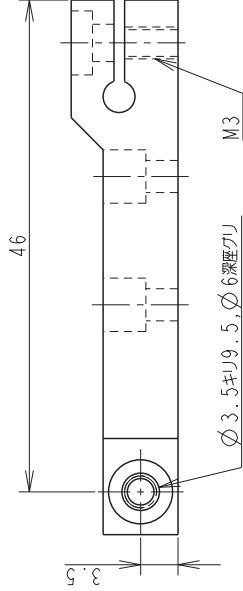
For Educational Use Only



詳細図 A
スケール 3:1



断面 B-B
スケール 2:1



注記1. 指示サギ角ハ、糸目取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

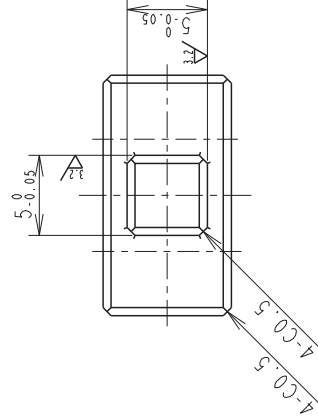
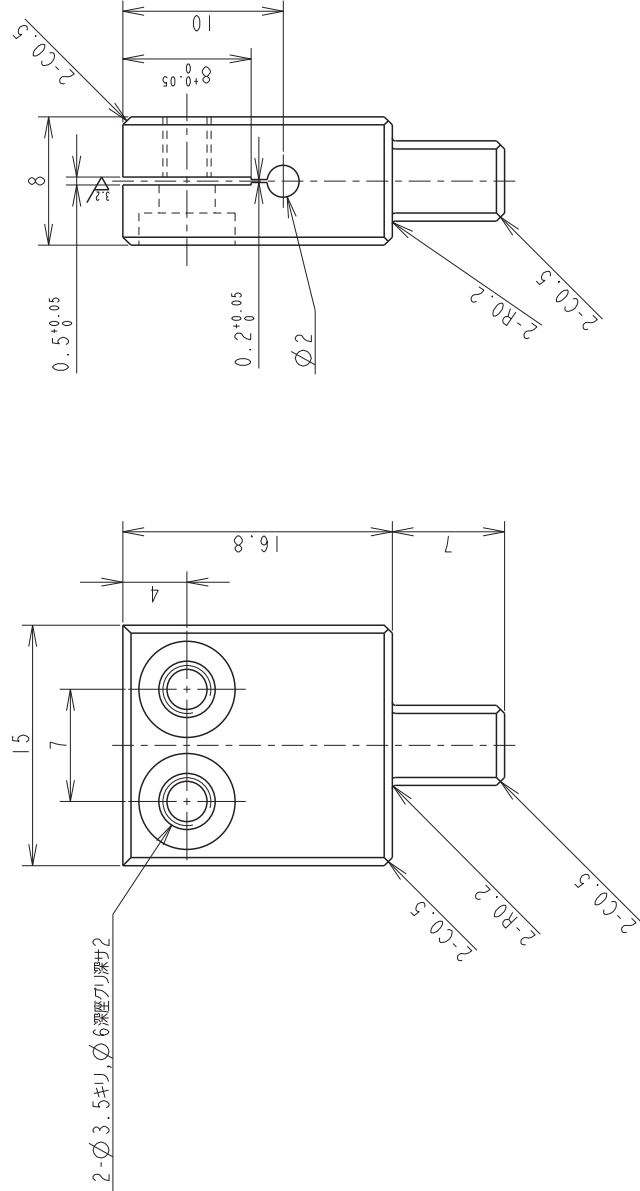
5	A5052	7	
品番	品名	材質	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法
製作	小塚裕明	尺度	2:1
連 絡 先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415	図 番	リンクマウンタ
		図 番	005

For Educational Use Only

For Educational Use Only

For Educational Use Only

⑥ $\triangle A_{12.5}$ $\triangle A_{3.2}$



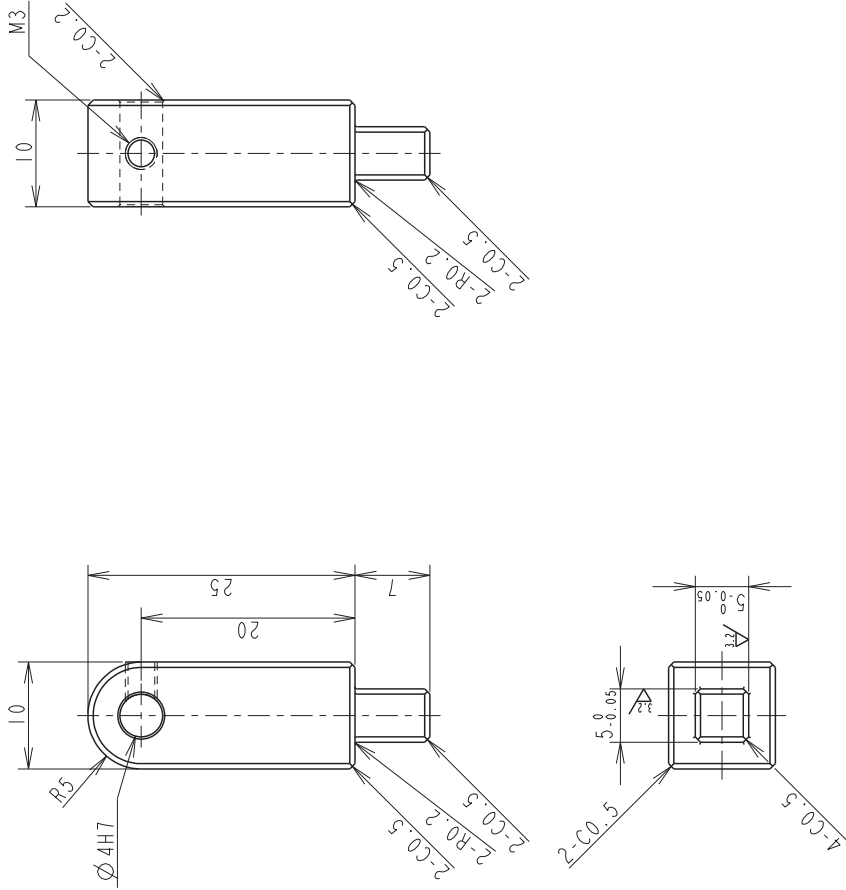
注記. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル

6	品番	品名		SUS304	16	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図 名	数量	
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1			
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図 番	006	

CADIC Corporation

⑦ 12.5/ (3.2/)

For Educational Use Only



For Educational Use Only

For Educational Use Only

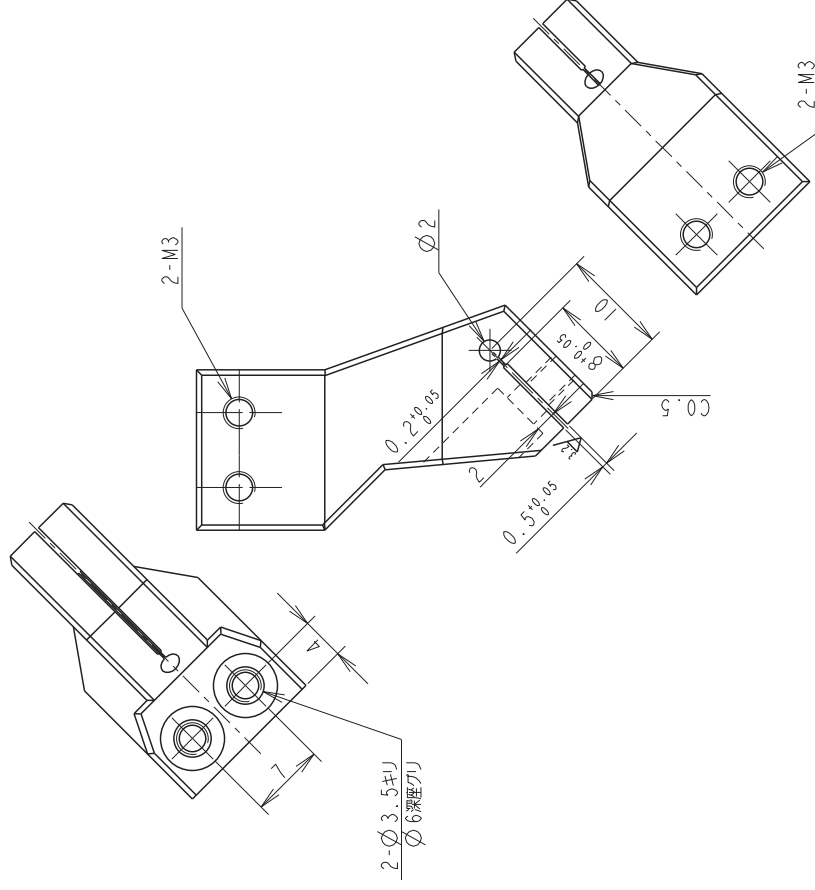
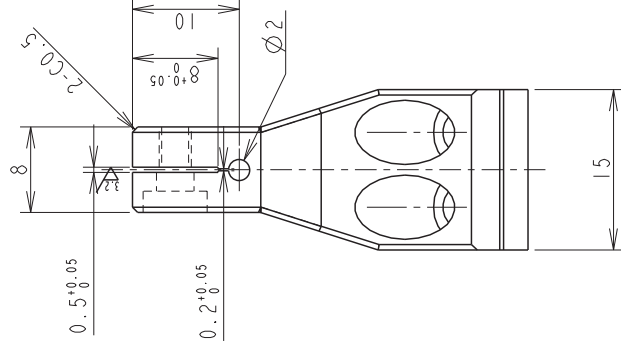
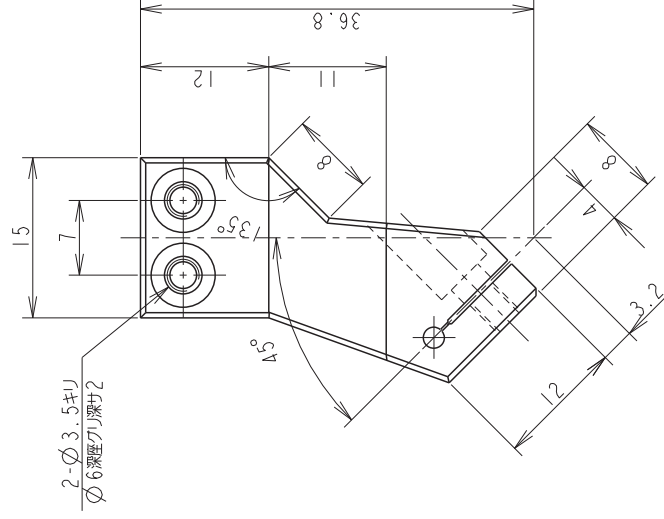
注記：指示サギ角ハ、※面取トスル

7	SUS304			5	
品番	品名			材質	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図 名	実験用リンクA
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図 番	007

For Educational Use Only

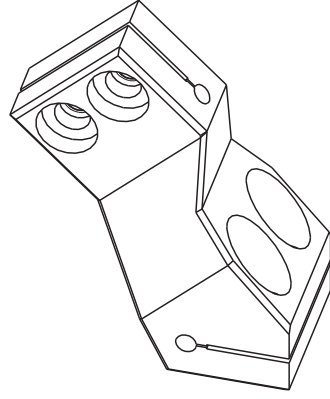
For Educational Use Only

$$\left(\begin{array}{c} \triangle \\ 12.5 \\ \hline 3.2 \end{array} \right)$$



For Educational Use Only

For Educational Use Only



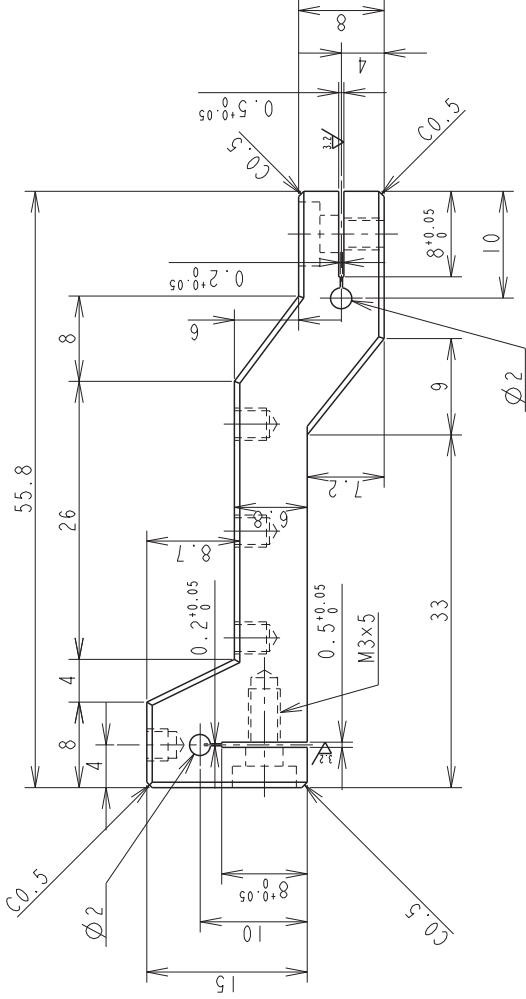
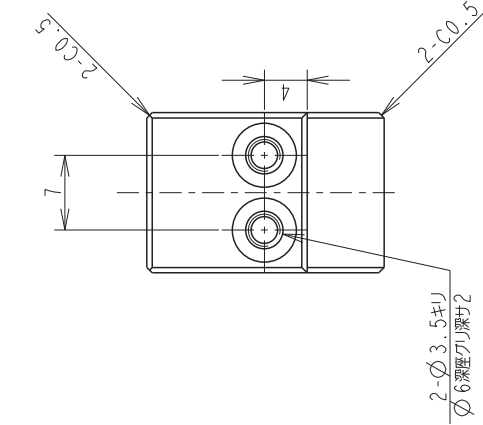
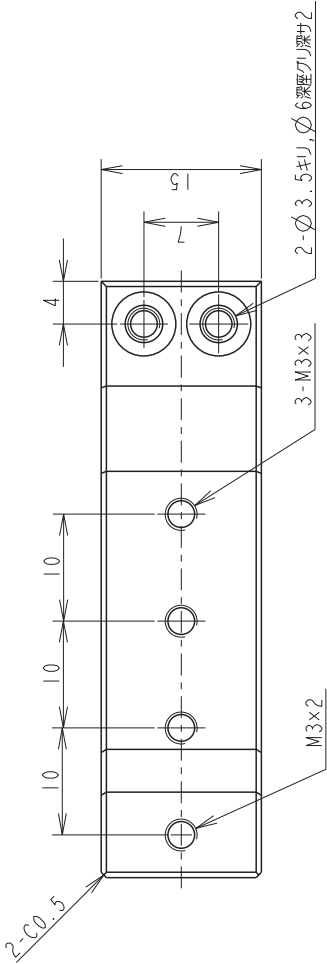
注記. 指示ナギ角八, 糸面取リトスル

8	品番	品名		SUS 304	12	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図 名		
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1			
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図 番	008	

For Educational Use Only

⑨ 12.5 / (3.2 / ∇)

For Educational Use Only



For Educational Use Only

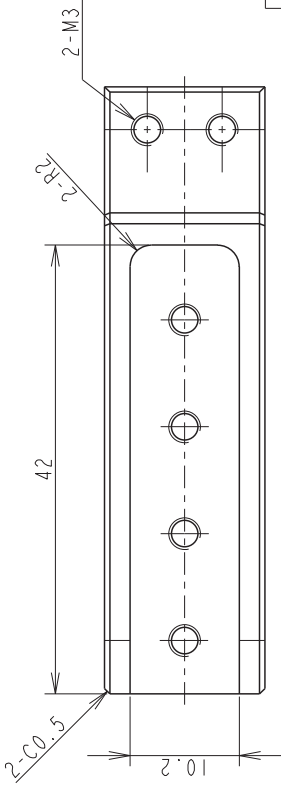
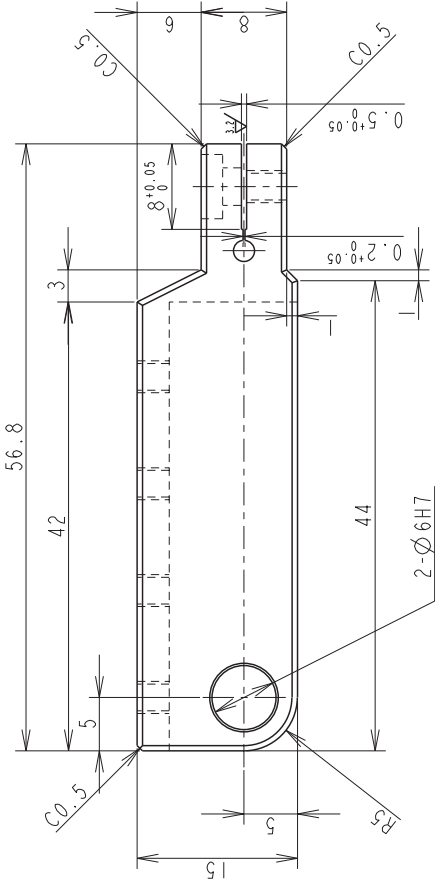
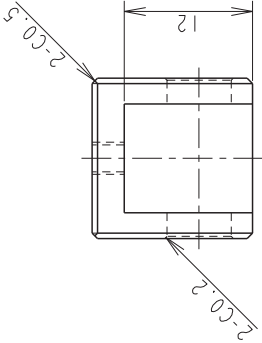
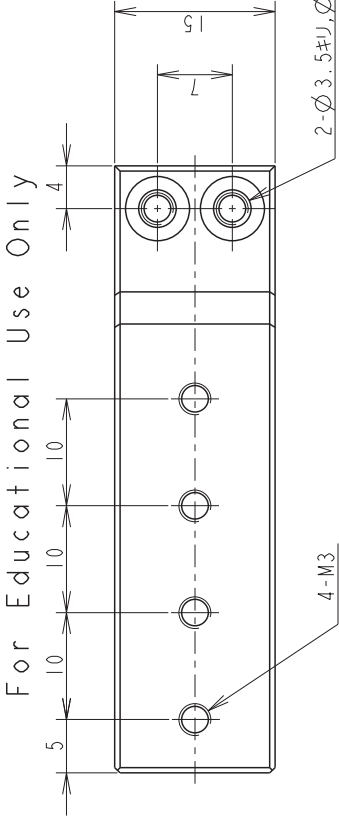
For Educational Use Only

注記：指示ナギ角ハ、糸取リトスル

9	SUS304		3	実驗用リンクB-1
品番	品名		材質	
設計	小塚裕明	画法	第三角法	
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1	
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			図番
図	009			図番

For Educational Use Only

⑩ 12.5/ (3.2/)



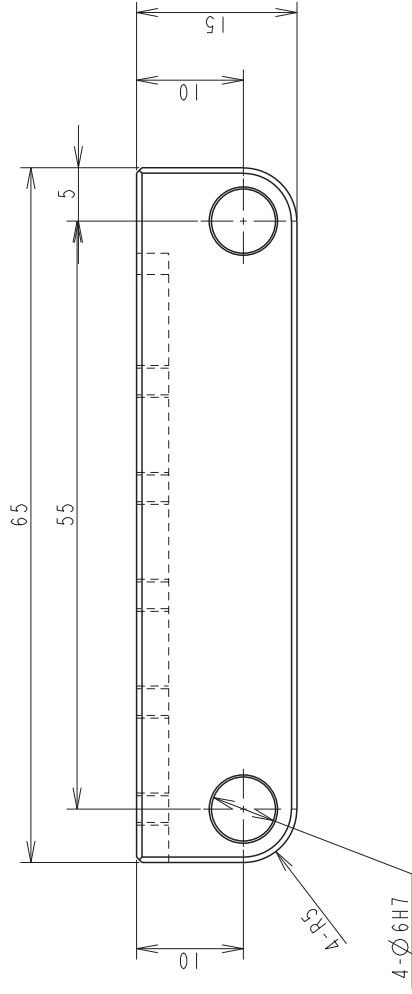
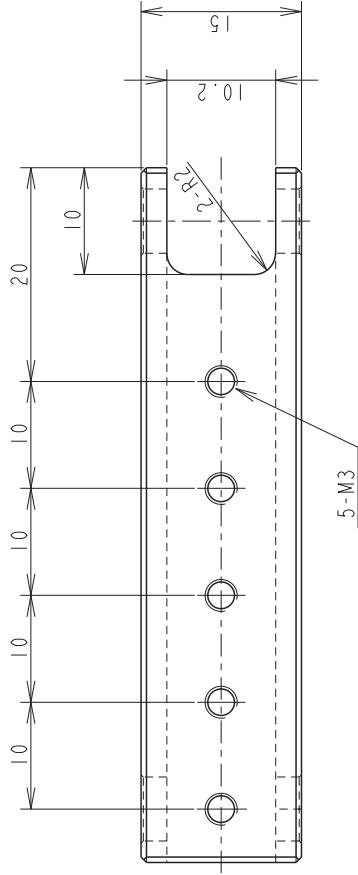
注記: 指示ナギ角ハ, 糸取りトスル.

10	SUS304			3	
品番	品名			材質	数量
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図 名	実験用リングB - 2
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室			図 番	
	TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415				
					010

⑪

12.5/△

For Educational Use Only



For Educational Use Only

For Educational Use Only

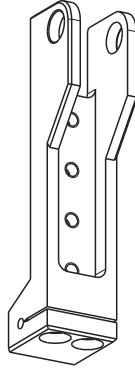
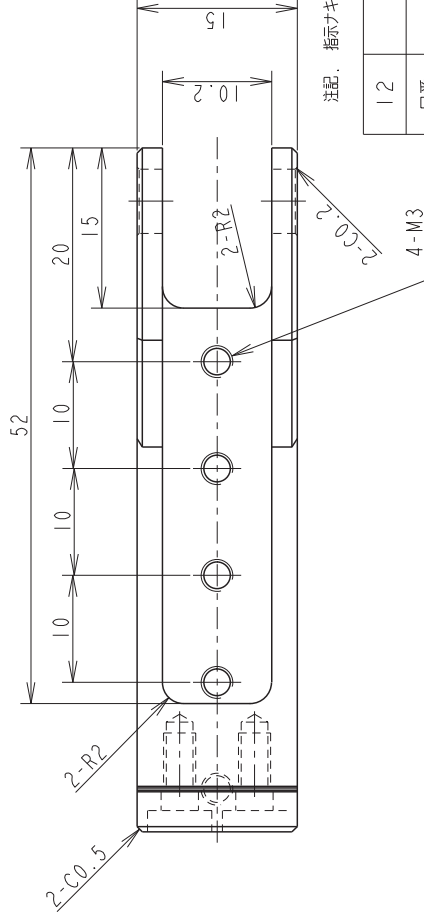
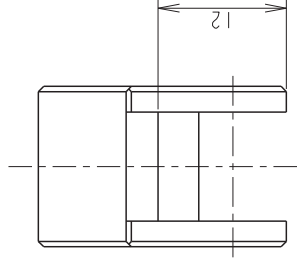
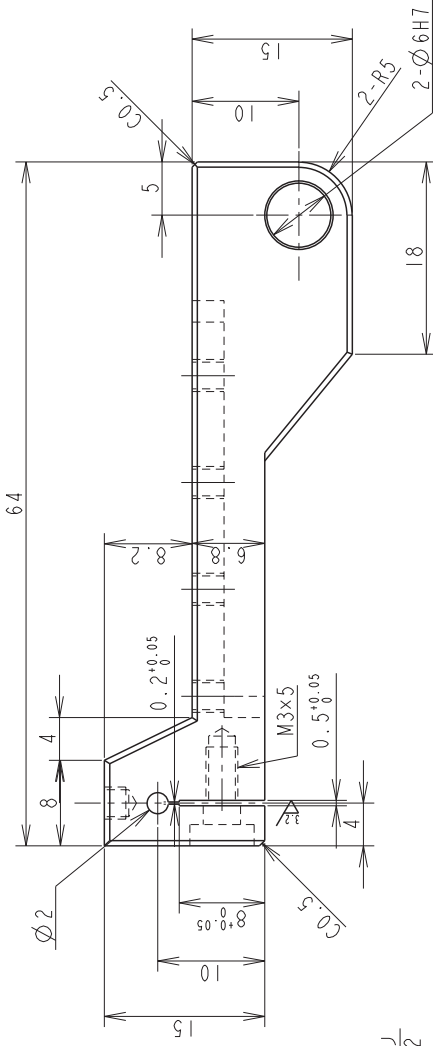
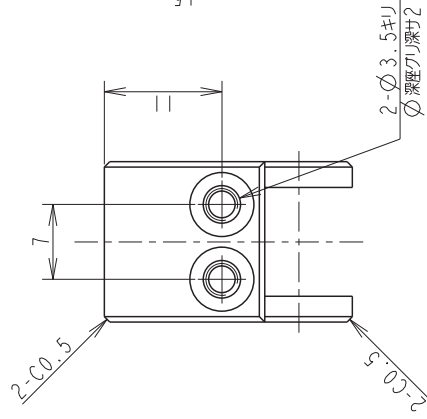
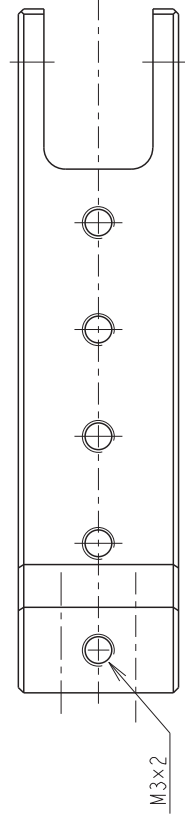
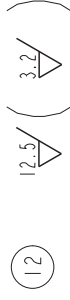
注記：指示サギ角ハ、糸面取トスル

11	SUS304	2	
品番	品名	材質	数量
設計	小塚裕明	画法	第三角法
製作	小塚裕明	尺度	2：1
図名	実験用リンクB-3		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415		
図番	011		

For Educational Use Only

For Educational Use Only

For Educational Use Only



注記. 指示ナギ角ハ、糸面取りトスル

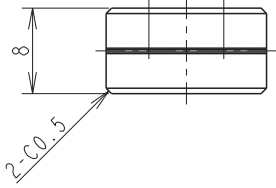
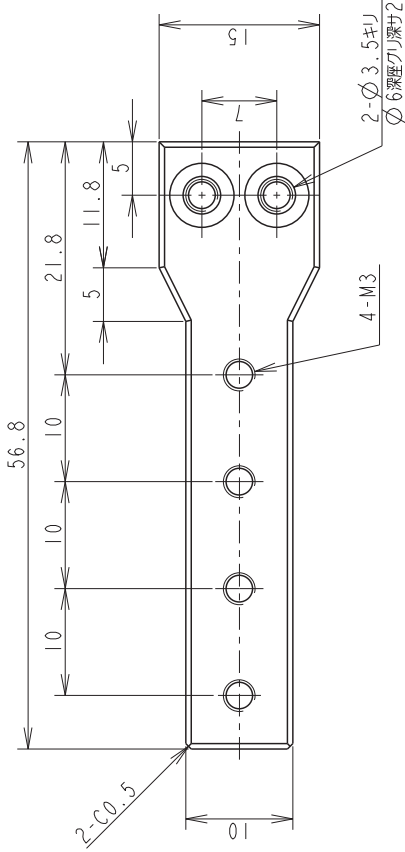
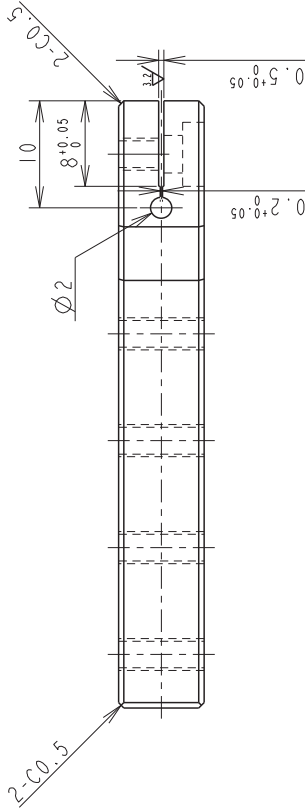
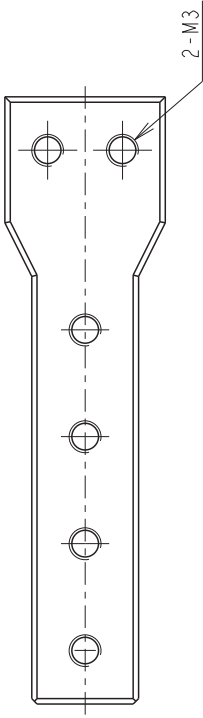
12	品番	品名		SUS304	3	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	☑ 名	数量	実験用JingB-4
製作	小塚裕明	尺度	2:1			
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415			☑ 番	012	

For Educational Use Only

CADIC Corporation

012

⑬ $\sqrt[12.5]{\frac{3.2}{\Delta}}$

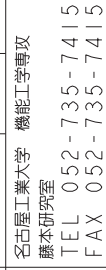


注記：指示キヤ角ハ、氷面取トスル

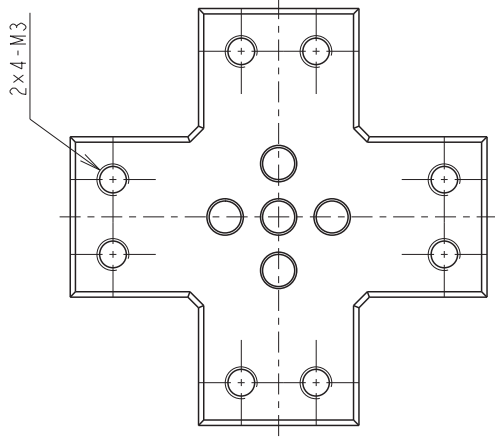
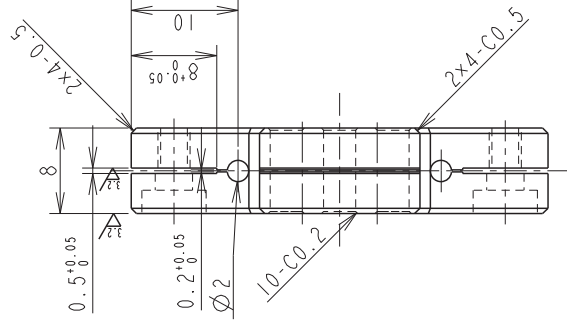
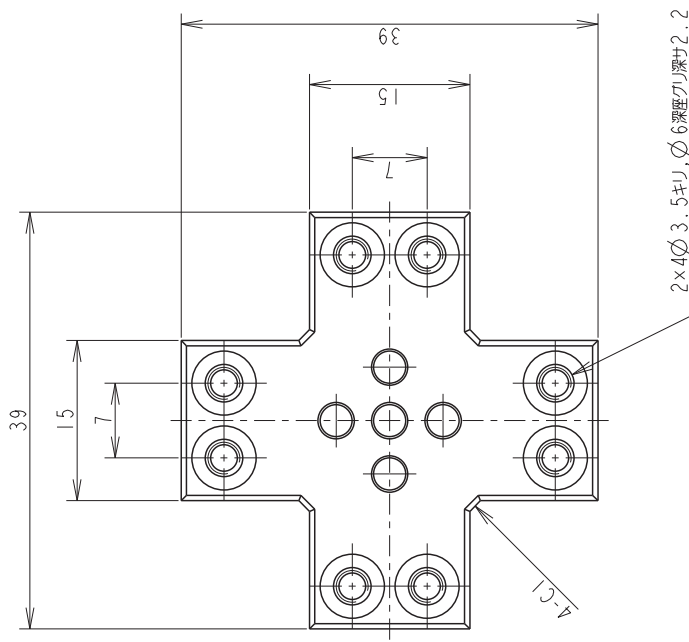
13	SUS304	2	
品番	品名	材質	数量
設計	小塚裕明	画法	第三角法
製作	小塚裕明	尺度	2：1
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415		
図番	013		
実験用リンクB-5			

For Educational Use Only

For Educational Use Only

For Educational Use Only

For Educational Use Only



For Educational Use Only

For Educational Use Only

注記. 指示ナキ角ハ、糸面取リトスル

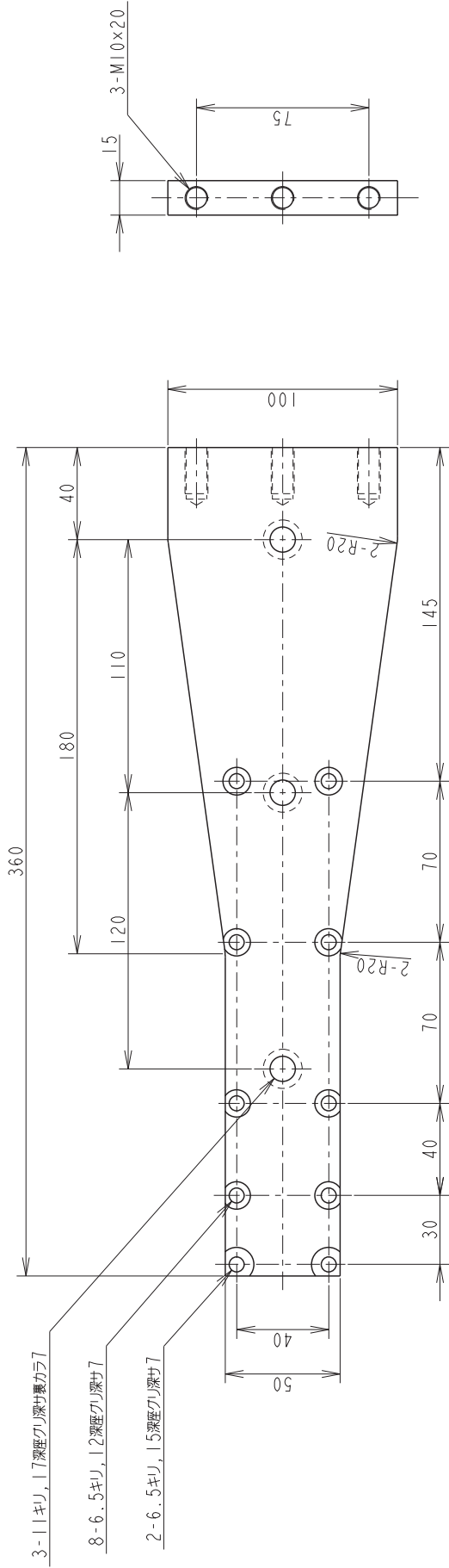
15	SUS304	2	
品番	品名	材質	数量
設計	小塚裕明	画法	第三角法
製作	小塚裕明	尺度	2:1
図名	リンクD-1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7415 FAX 052-735-7415		
図番	015		

For Educational Use Only

② 12.5/△

For Educational Use Only

For Educational Use Only



For Educational Use Only

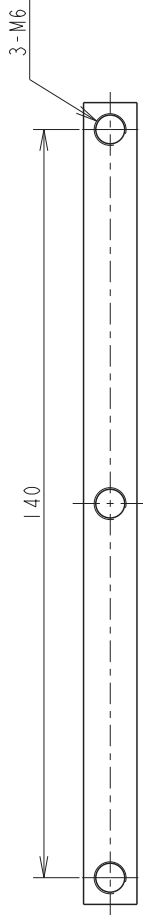
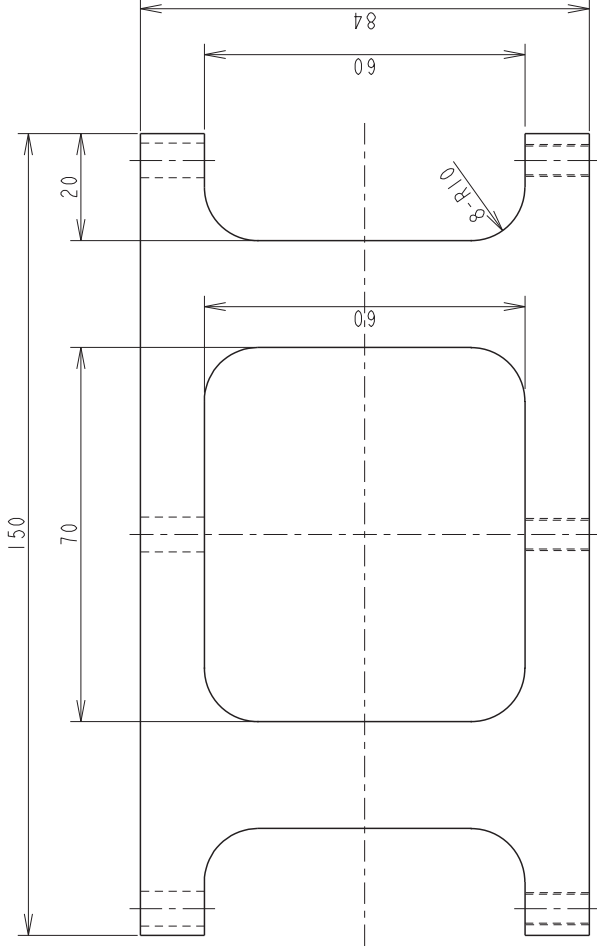
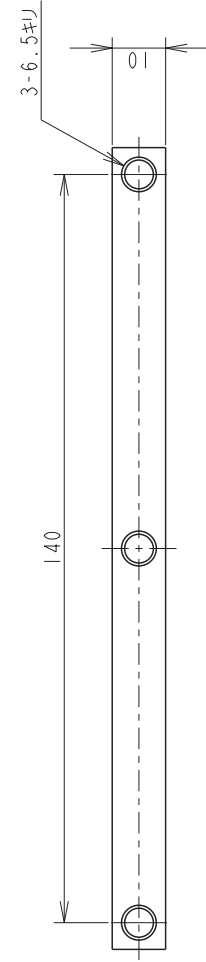
注記1. 指示ナキ角ハ, 糸面取リトスル
注記2. 加工後, 白アルマイト処理ノコト

2	支柱 I		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	支柱 I	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 2		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			図番	002

For Educational Use Only

3 12.5/△

For Educational Use Only



For Educational Use Only

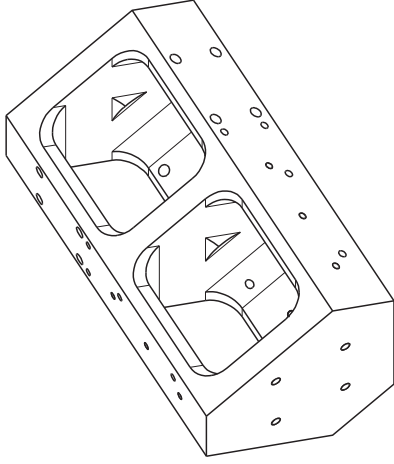
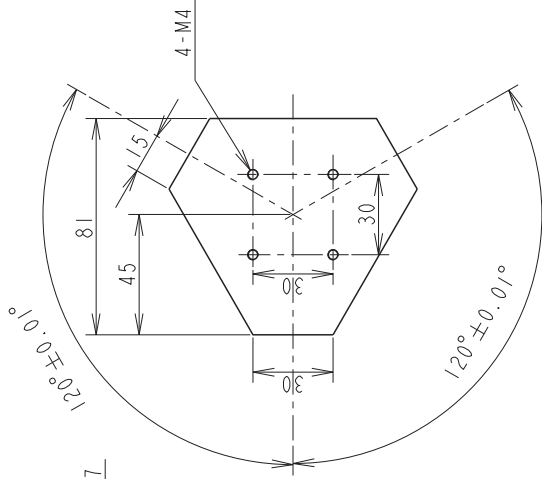
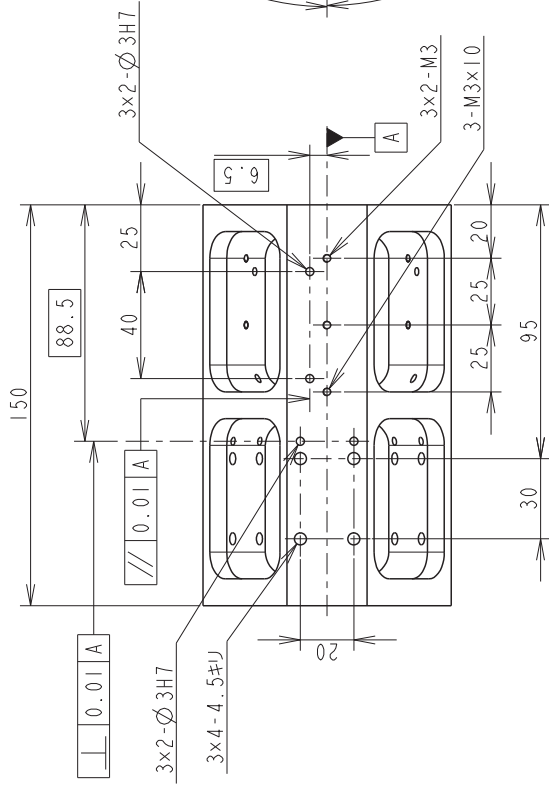
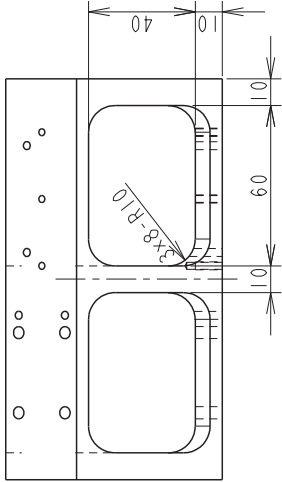
For Educational Use Only

注記1：指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2：加工後、白アルマイト処理ノコト

3	支柱2		A5052	2	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	支柱2	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514		図番	003	

For Educational Use Only

4 12.5/



For Educational Use Only

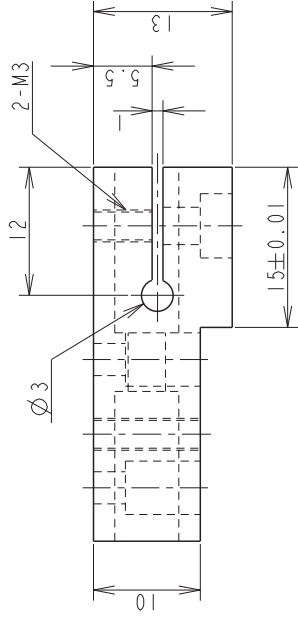
For Educational Use Only

注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルミイト処理ノコト

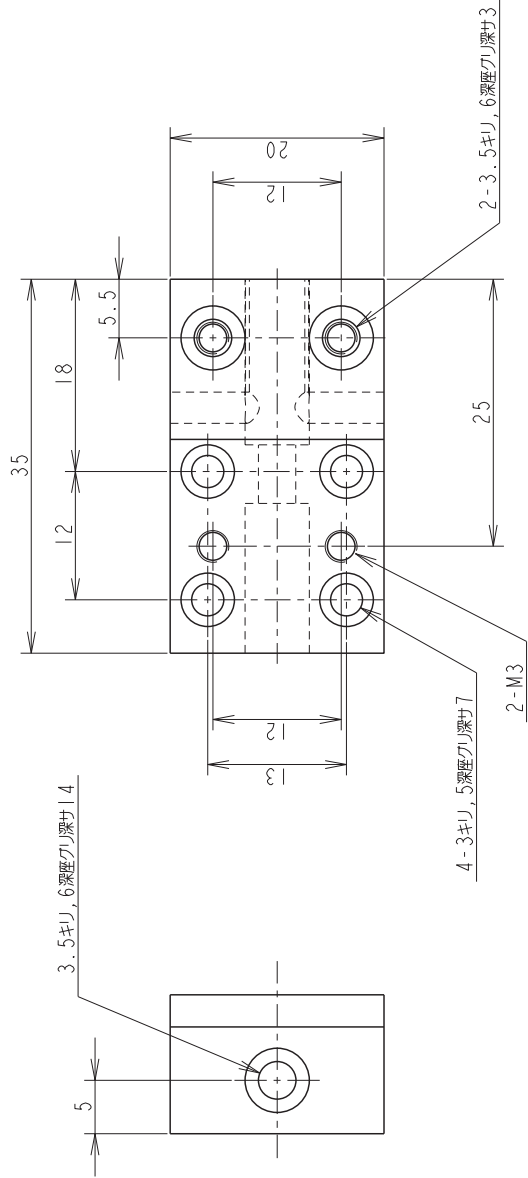
4	アクチュエータベースI		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	アクチュエータベースI	
製作	小塚裕明	尺度	1:2		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514				図番
					004

5 12.5/

For Educational Use Only



For Educational Use Only

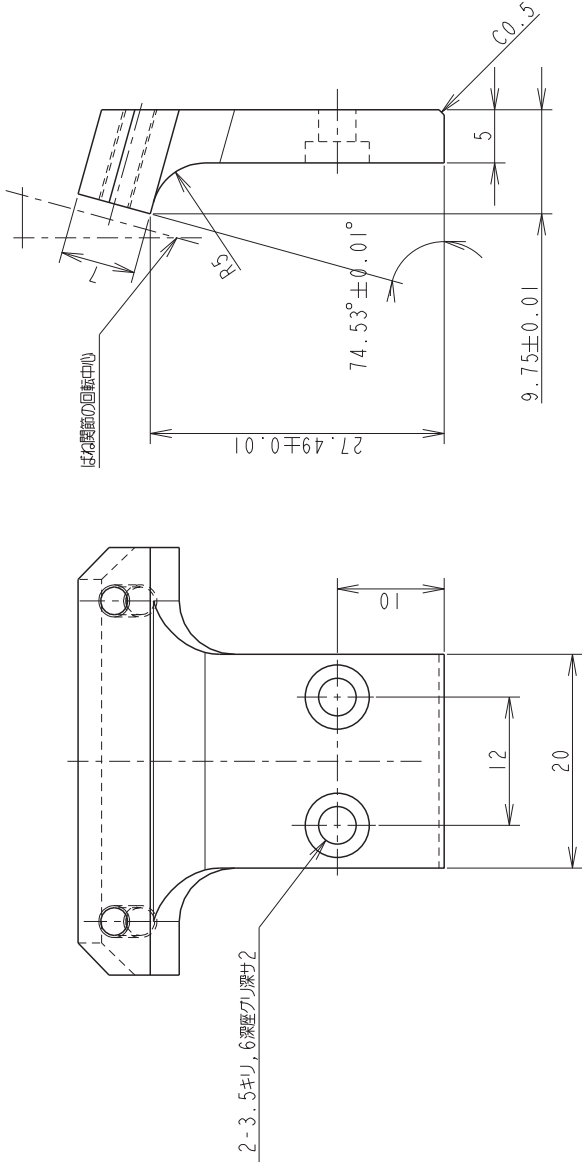


For Educational Use Only

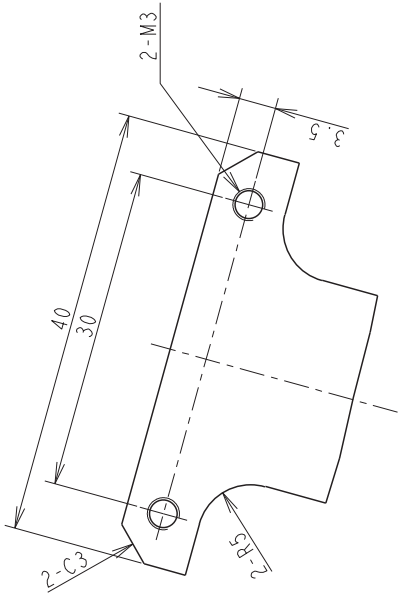
注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

5	リニアガイドリンク		A5052	3	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	リニアガイドリンク	
製作	小塚裕明	尺度	2：1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			図番	005

For Educational Use Only



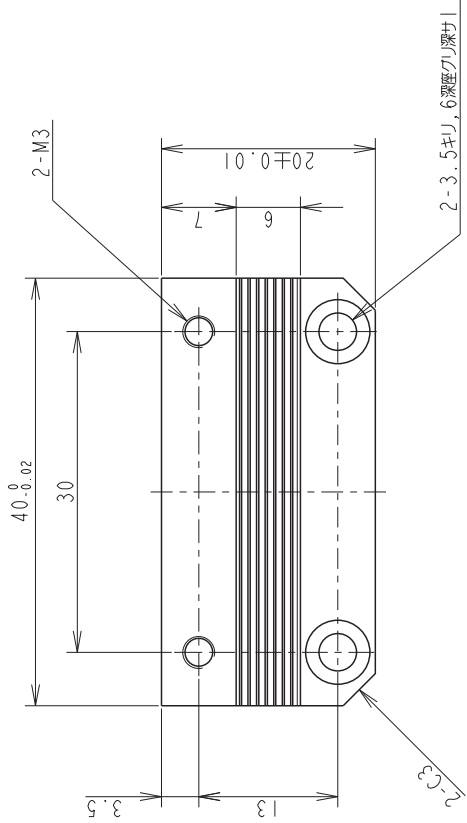
注記： リング長により角度を決定したため、各寸法は端数となっている。
参考寸法として、リング長から求められた斜辺15：底辺4の勾配と、
はね関節の回転中心からの寸法を表示。



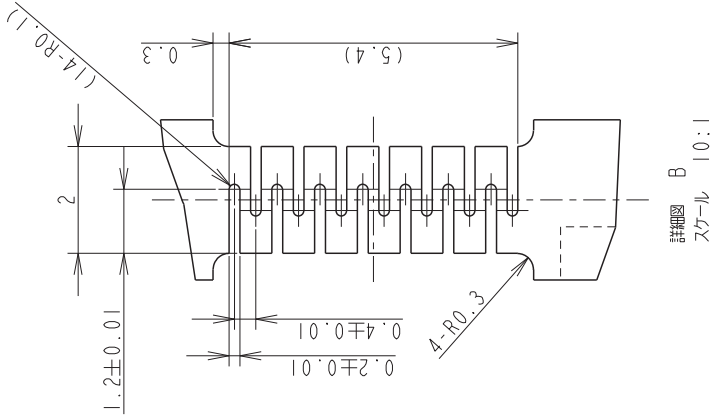
注記1： 指示ナキ角ハ、糸面取リトスル
注記2： 加工後、白アルマイト処理ノコト

6	アクチュエータ接続リンク				A5052	3	
品番	品名				材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法		図名		
製作	小塚裕明	尺度	2 : 1				
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514				図番	006	

⑦ 12.5/△



For Educational Use Only

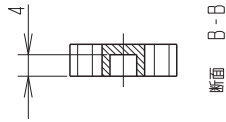
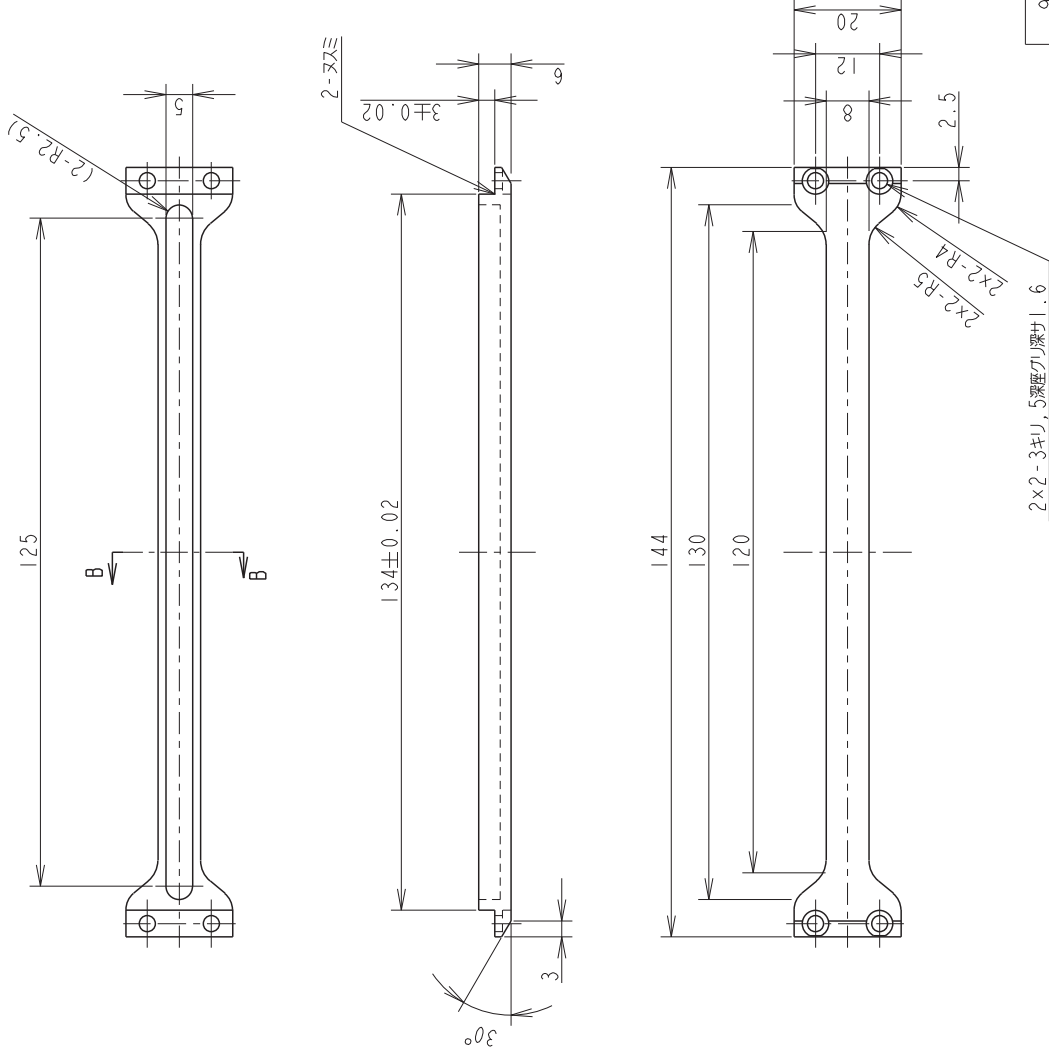


詳細図 B
スケール 10:1

For Educational Use Only

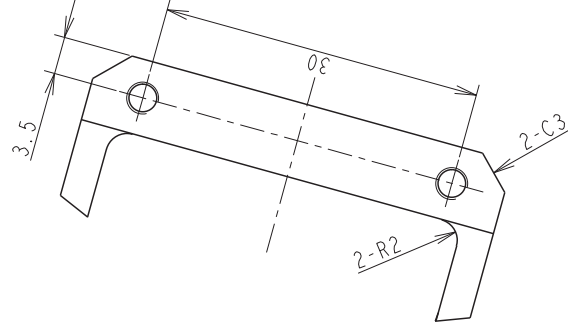
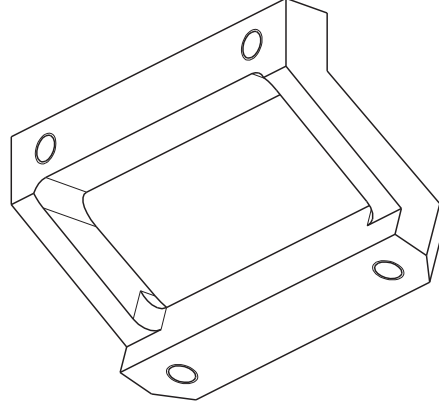
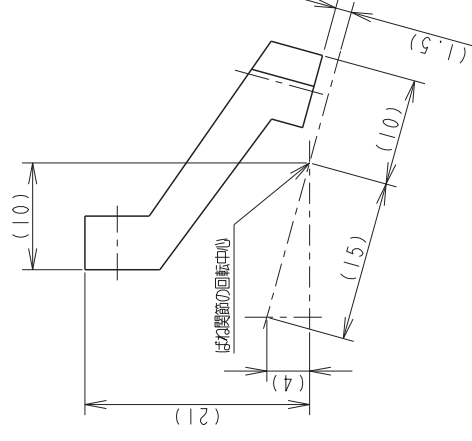
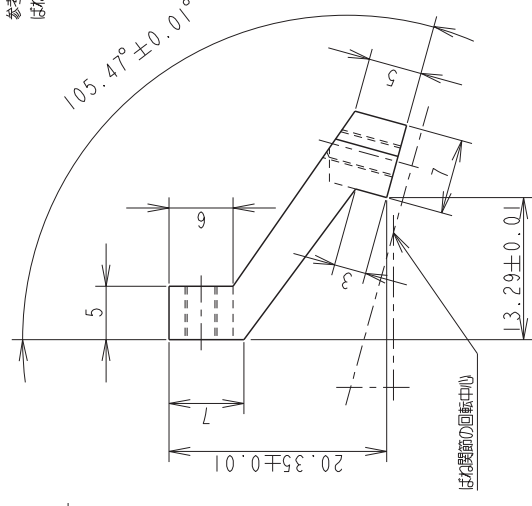
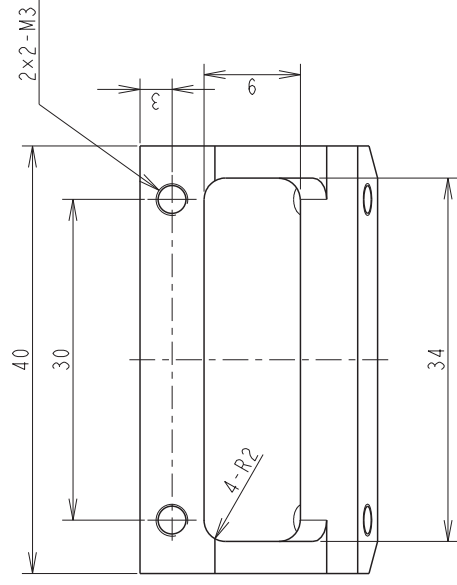
注記．指示ナキ角ハ，※面取リトスル

7	横リンク I		SUP6	6	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	横リンク I	
製作	小塚裕明	尺度	2:1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 橋本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514				図番 007



注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

9	縦リンク		A5052	6	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	縦リンク	
製作	小塚裕明	尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			図番	009

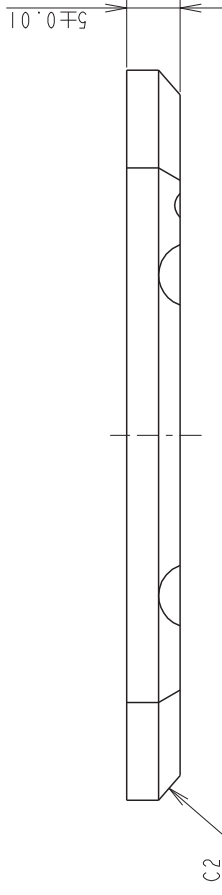


注記： リンク長により角度を決定したため、各寸法は端数となっている。
参考寸法として、リンク長から求められた斜辺15：底辺4の勾配と、
ばね関節の回転中心からの寸法を表示。

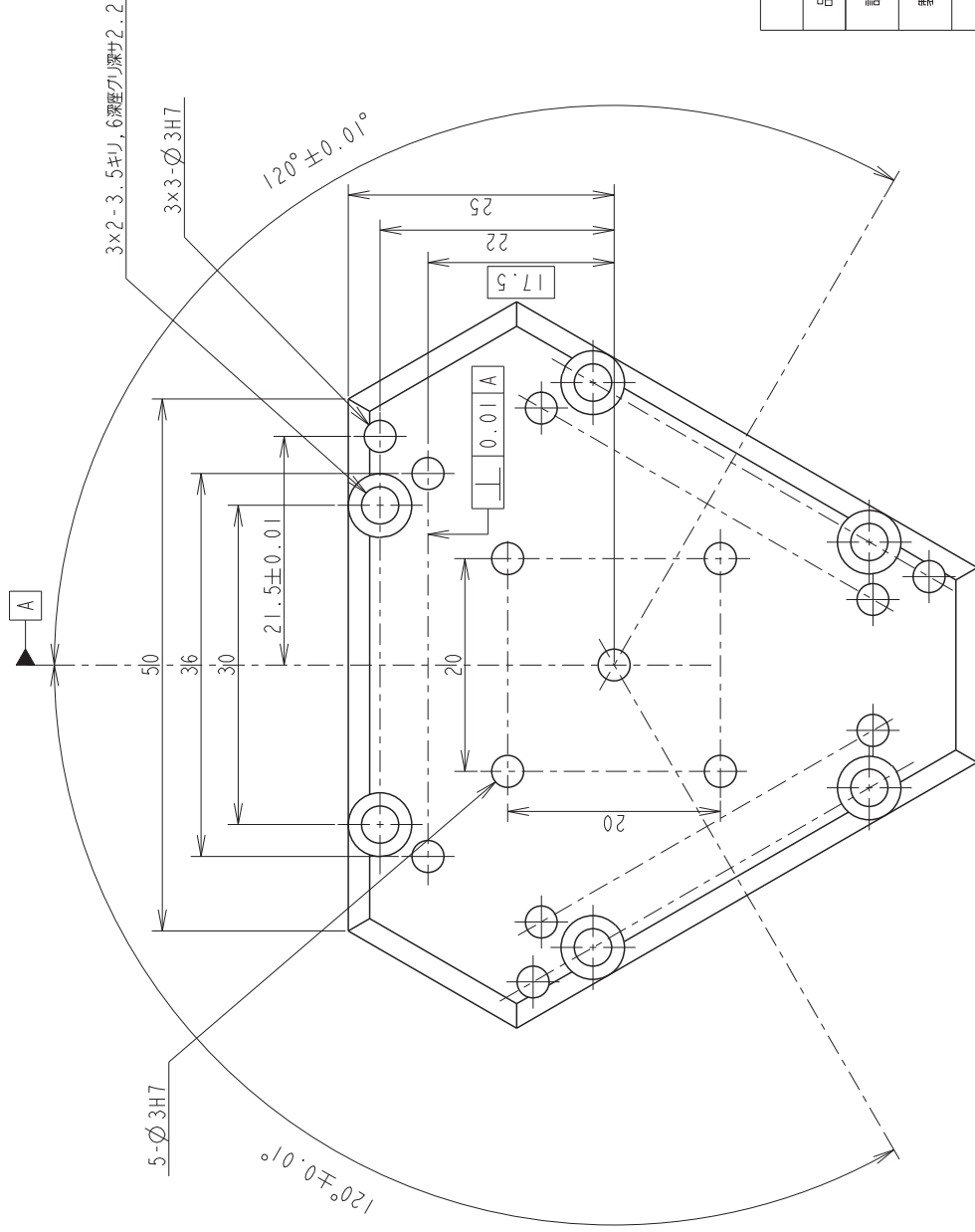
注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

10	エンドエフエクト接続リンク	A5052	3	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	エンドエフエクト 接続リンク
製作	小塚裕明	尺度	2:1	
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			010

For Educational Use Only

For Educational Use Only



For Educational Use Only

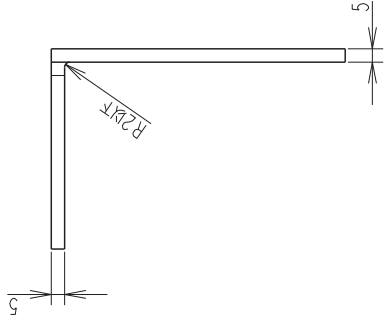
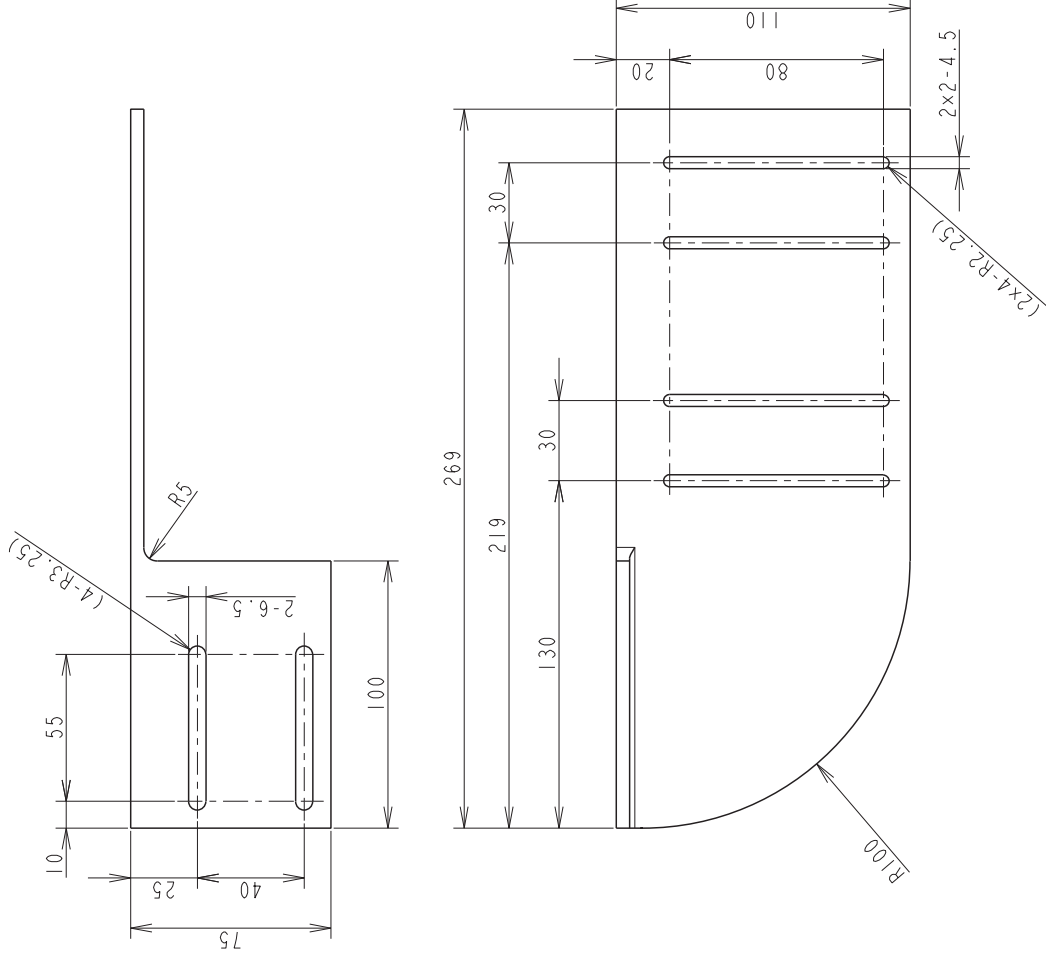
注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

11	品番	インドエフェクタ		A5052	1	備考
		品名		材質	数量	
設計	小塚裕明	画法	第三角法	<input checked="" type="checkbox"/> 名 インドエフェクタ		
製作	小塚裕明	尺度	2:1			
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514 011					

For Educational Use Only

CADIC Corporation

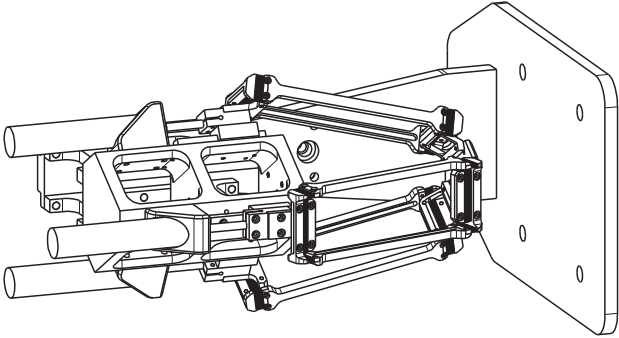
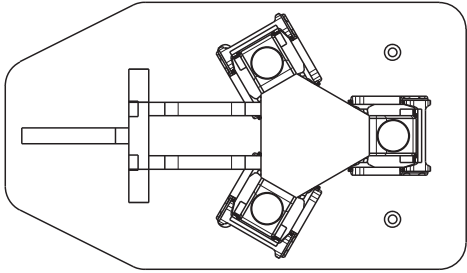
12



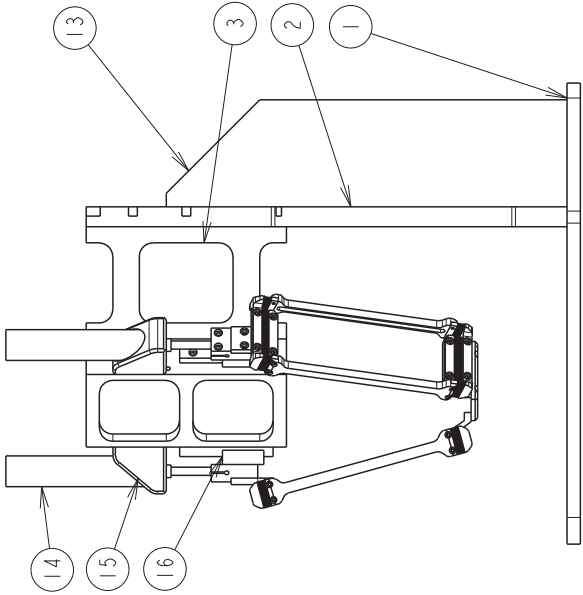
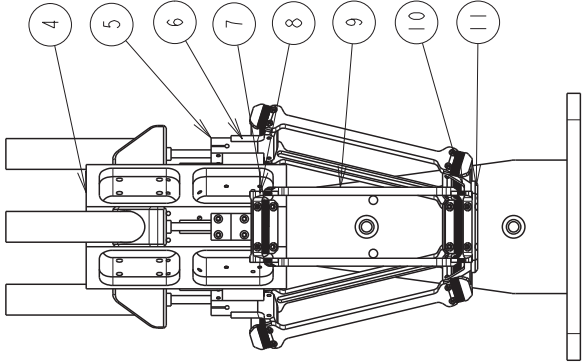
注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

12	変位計測治具 I		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	変位計測治具 I	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 2		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514				図番 012

For Educational Use Only



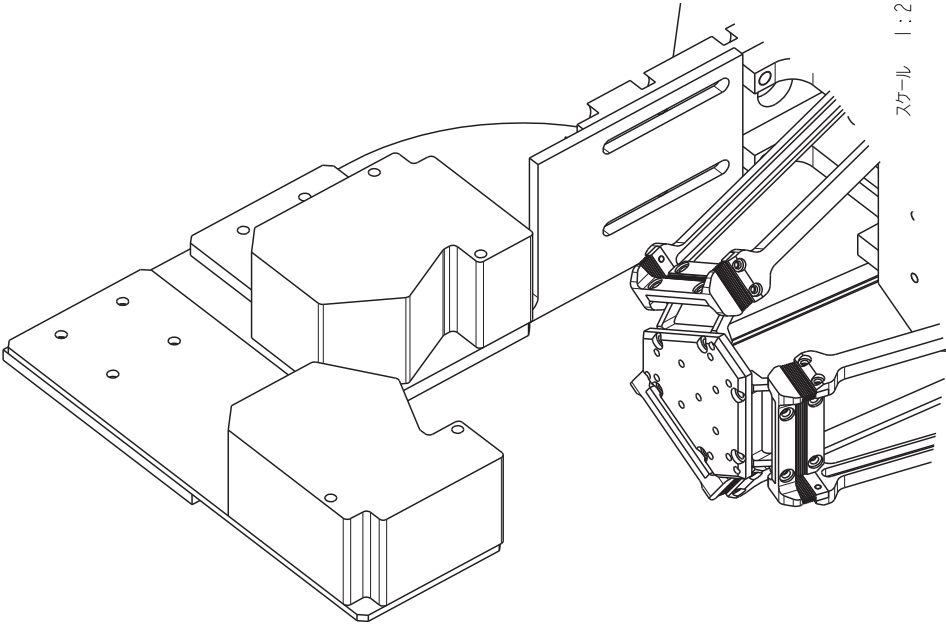
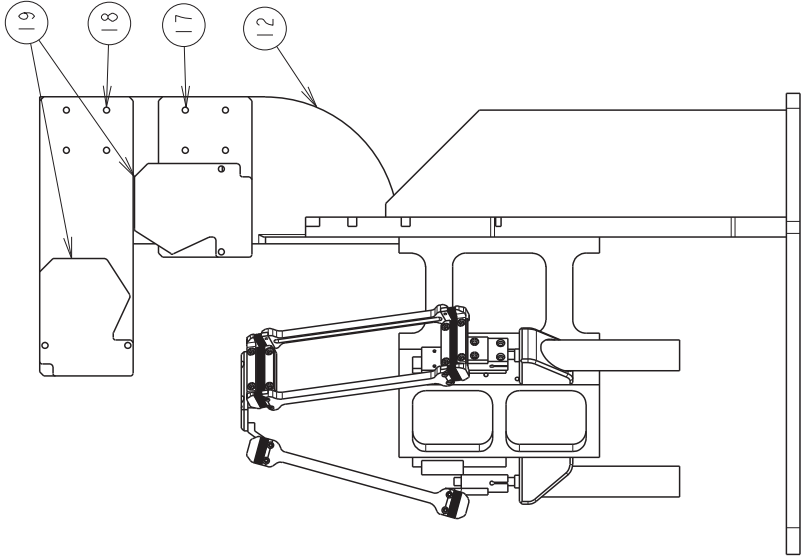
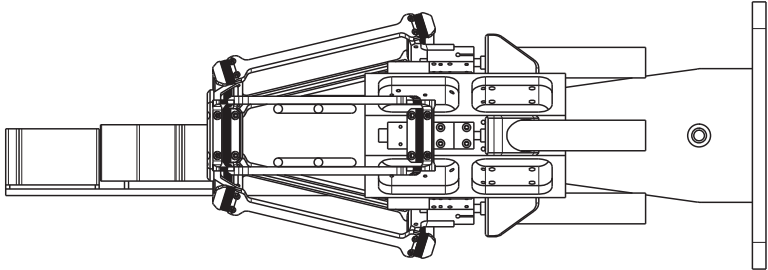
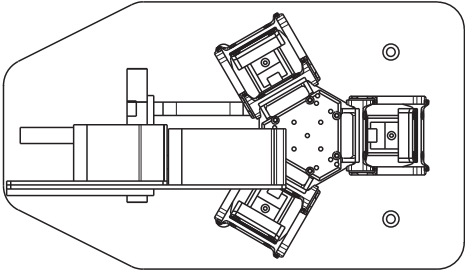
For Educational Use Only



For Educational Use Only

16	リニアガイド			3	既存
15	アクチュエータベース2	A5052		3	既存
14	直動アクチュエータ			3	既存
13	リブ	A2017		1	既存
11	エンドエフェクタ	A5052		1	既存
10	エンドエフェクタ接続リンク	A5052		3	既存
9	縦リンク	A5052		6	既存
8	横リンク2	SUP6		6	既存
7	横リンク1	SUP6		6	既存
6	機構接続リンク	A5052		3	既存
5	リニアガイドリンク	A5052		3	既存
4	アクチュエータベース1	A5052		1	既存
3	支柱2	A5052		2	既存
2	支柱1	A5052		1	既存
1	ベース	A5052		1	既存
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	組立図	
製作	小塚裕明	尺度	1 : 4		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			図番 A001	

For Educational Use Only



スケール 1:2

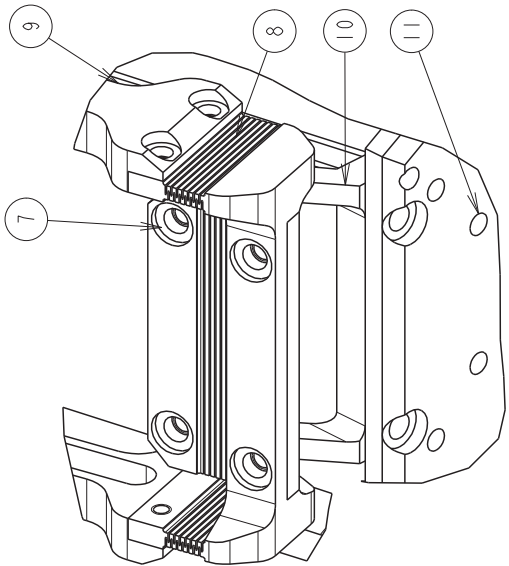
For Educational Use Only

For Educational Use Only

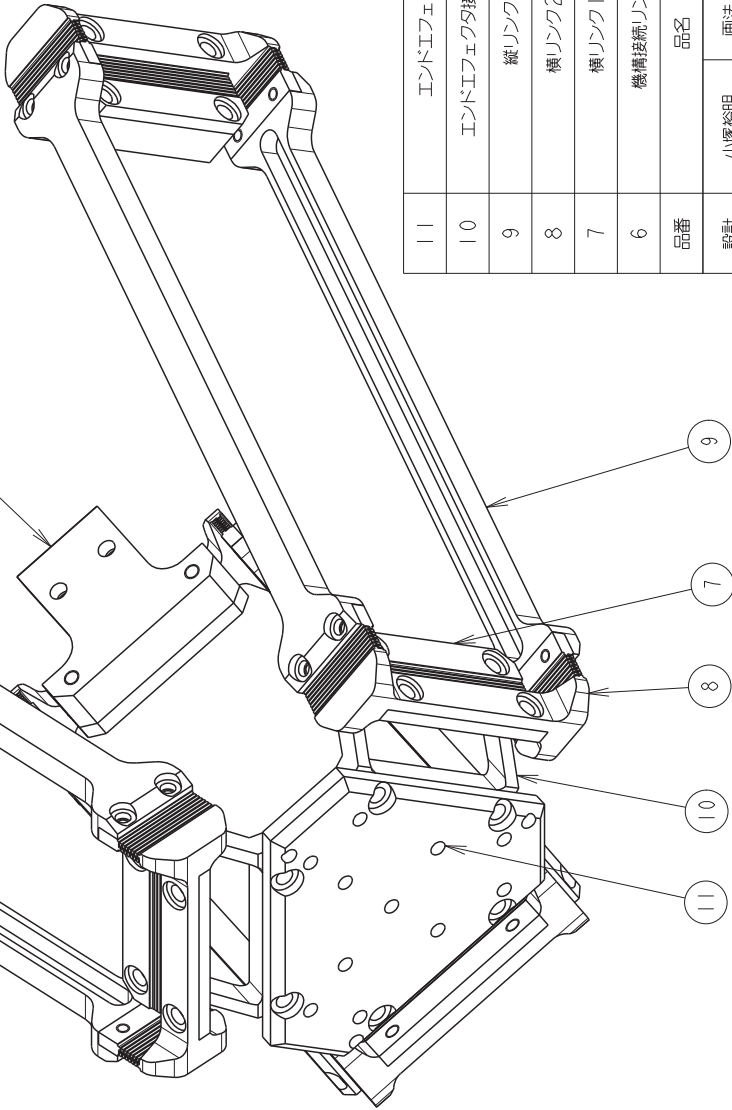
19	レーザー変位計				既存
18	変位計測治具3				既存
17	変位計測治具2				既存
12	変位計測治具1			A5052	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法		計測用組立図
製作	小塚裕明	尺度	1：4		
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514			図番	A002

For Educational Use Only

For Educational Use Only

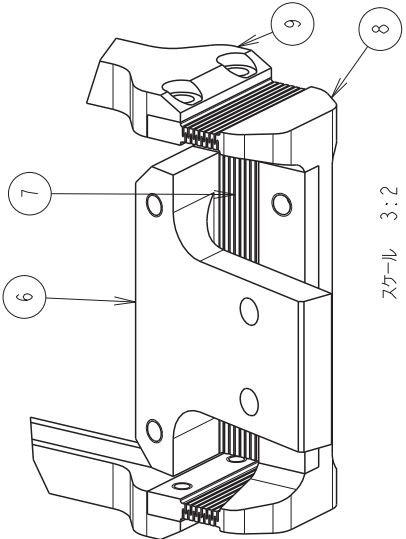


For Educational Use Only



スケール 3:2

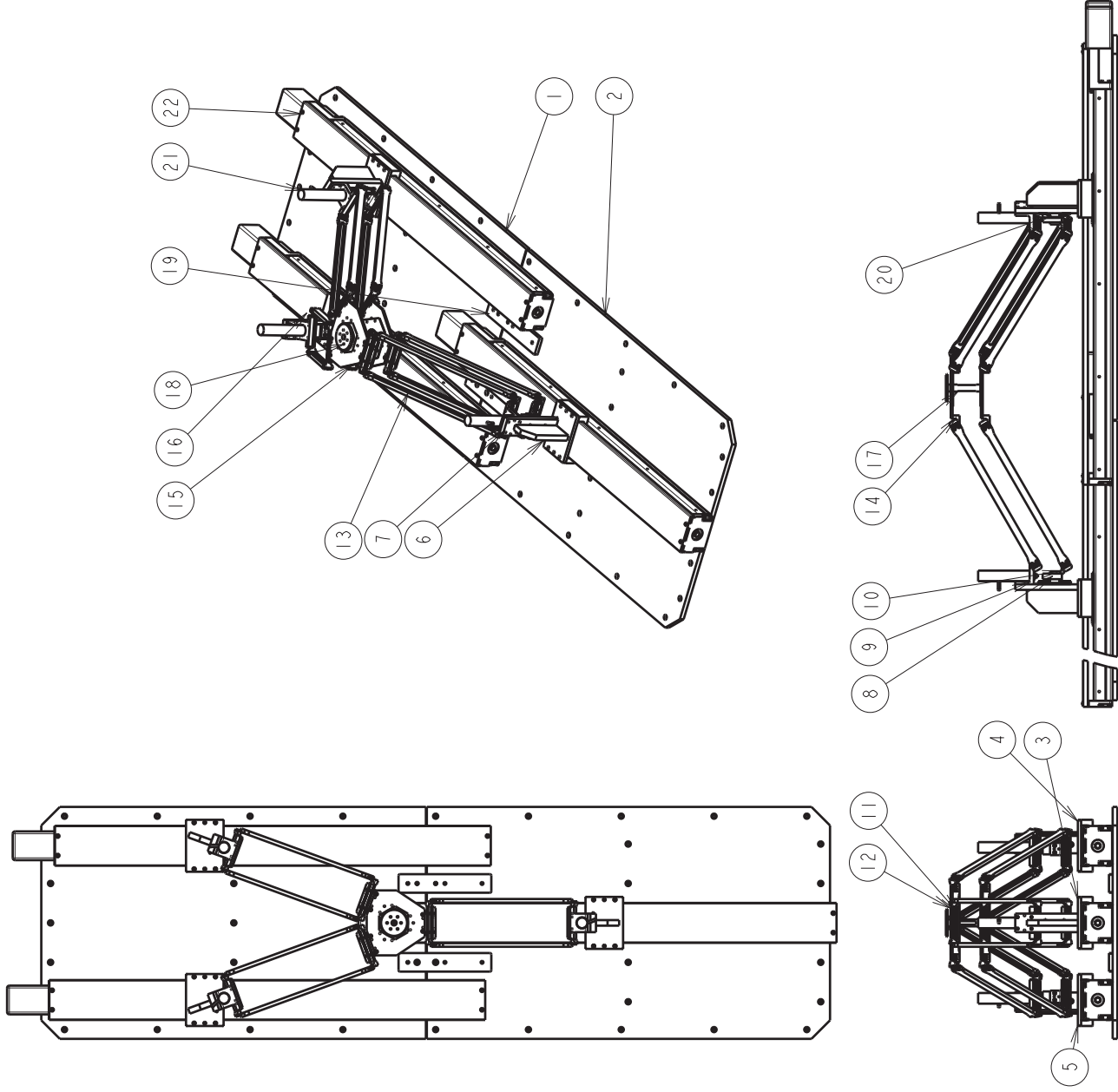
For Educational Use Only



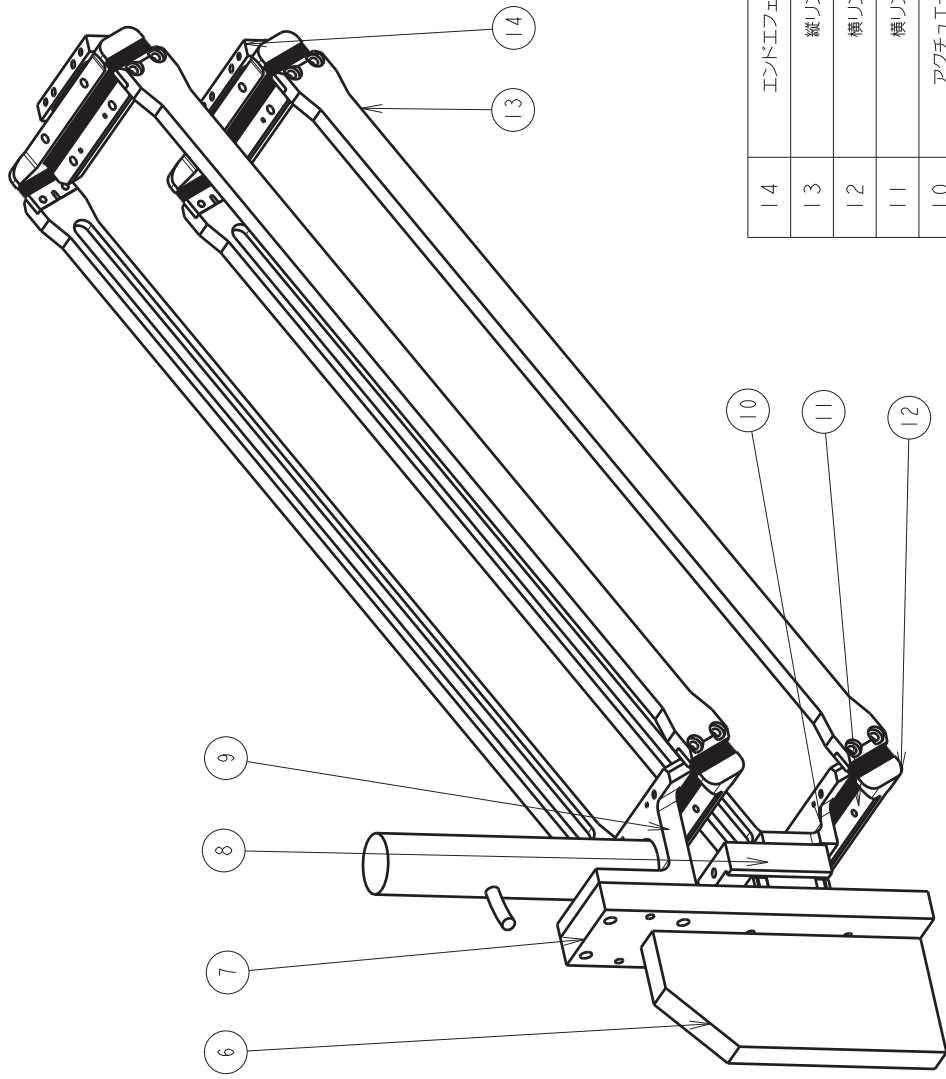
スケール 3:2

For Educational Use Only

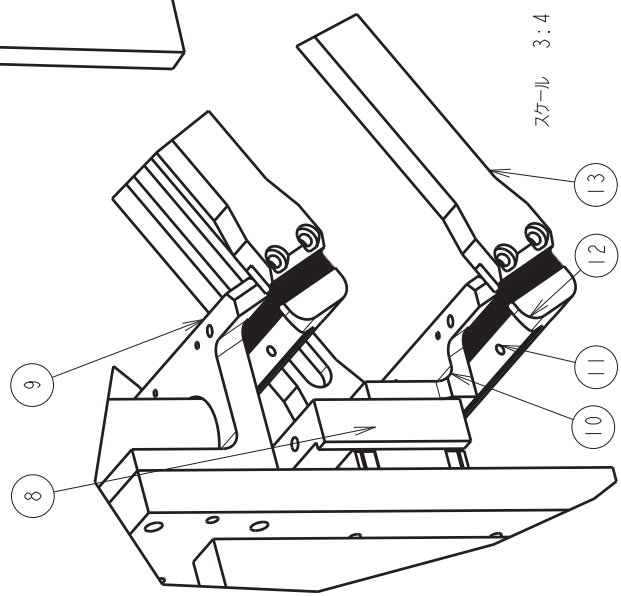
11	エンドエフェクタ	A5052	1	5	
10	エンドエフェクタ接続リンク	A5052	3	5	
9	縦リンク	A5052	6		
8	横リンク2	SUP6	6		
7	横リンク1	SUP6	6		
6	機構接続リンク	A5052	3		
品番	品名	材質	数量	備考	
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図名	ハネテタ機構部 組立図
	小塚裕明	尺度	1:1		
製作					
連絡先	名古屋工業大学 機能工学専攻 藤本研究室 TEL 052-735-7514 FAX 052-735-7514				図番 A003



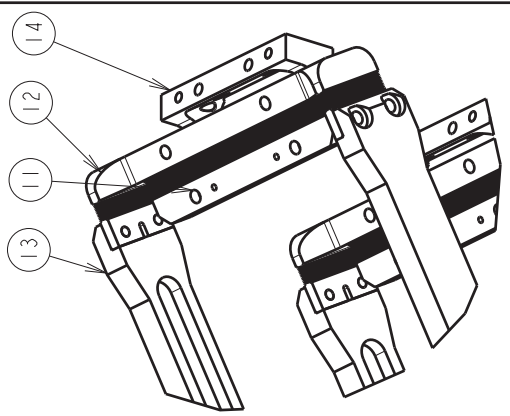
22	THK直動アクチュエータ		3	
21	千葉精密直動アクチュエータ		3	
20	リニアガイド		3	
19	位置決めプレート	A5052	2	
18	エンドエフェクタ2	A5052	1	
17	回転2自由度リンク	A5052	1	
16	回転2自由度ばね	SUP6	2	
15	エンドエフェクタ1	A5052	2	
14	エンドエフェクタリンク	A5052	6	
13	縦リンク	A5052	12	
12	横リンク2	SUP6	12	
11	横リンク1	SUP6	12	
10	アクチュエータリンク2	A5052	3	
9	アクチュエータリンク1	A5052	3	
8	リニアガイドリンク	A5052	3	
7	支柱	A5052	3	
6	リブ	A5052	3	
5	アクチュエータベース3	A5052	1	
4	アクチュエータベース2	A5052	1	
3	アクチュエータベース1	A5052	1	
2	ベース2	A5052	1	
1	ベース1	A5052	1	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	組立図
製作		尺度	1:10	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番
				A001



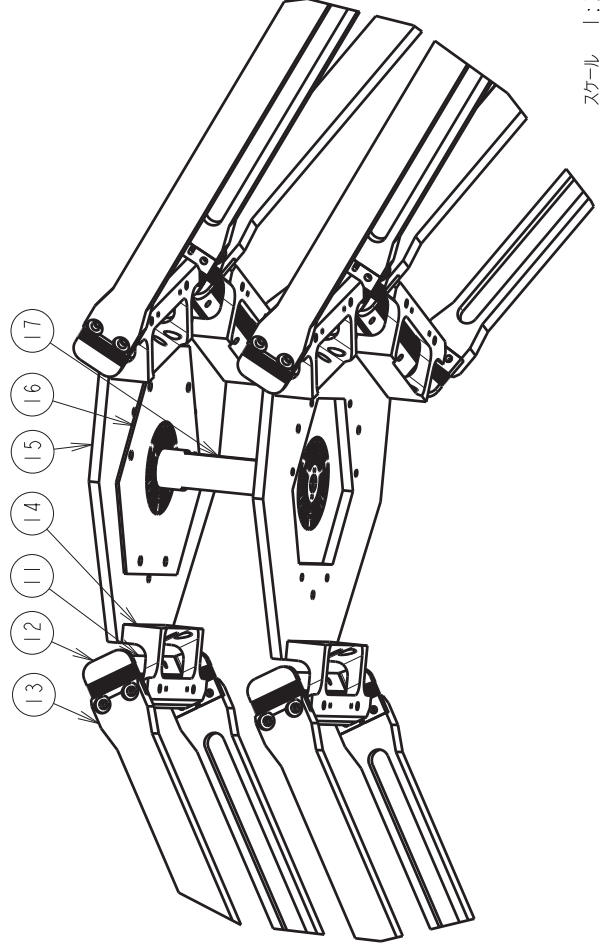
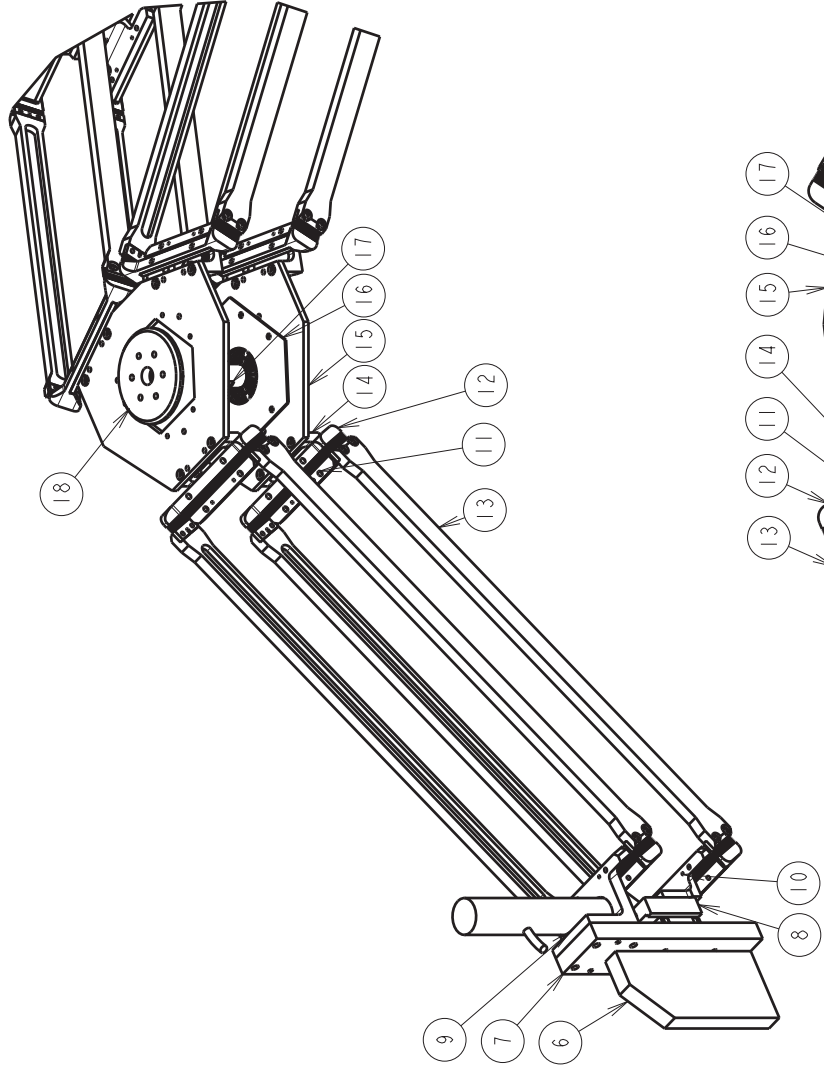
スケール 3:4



スケール 3:4



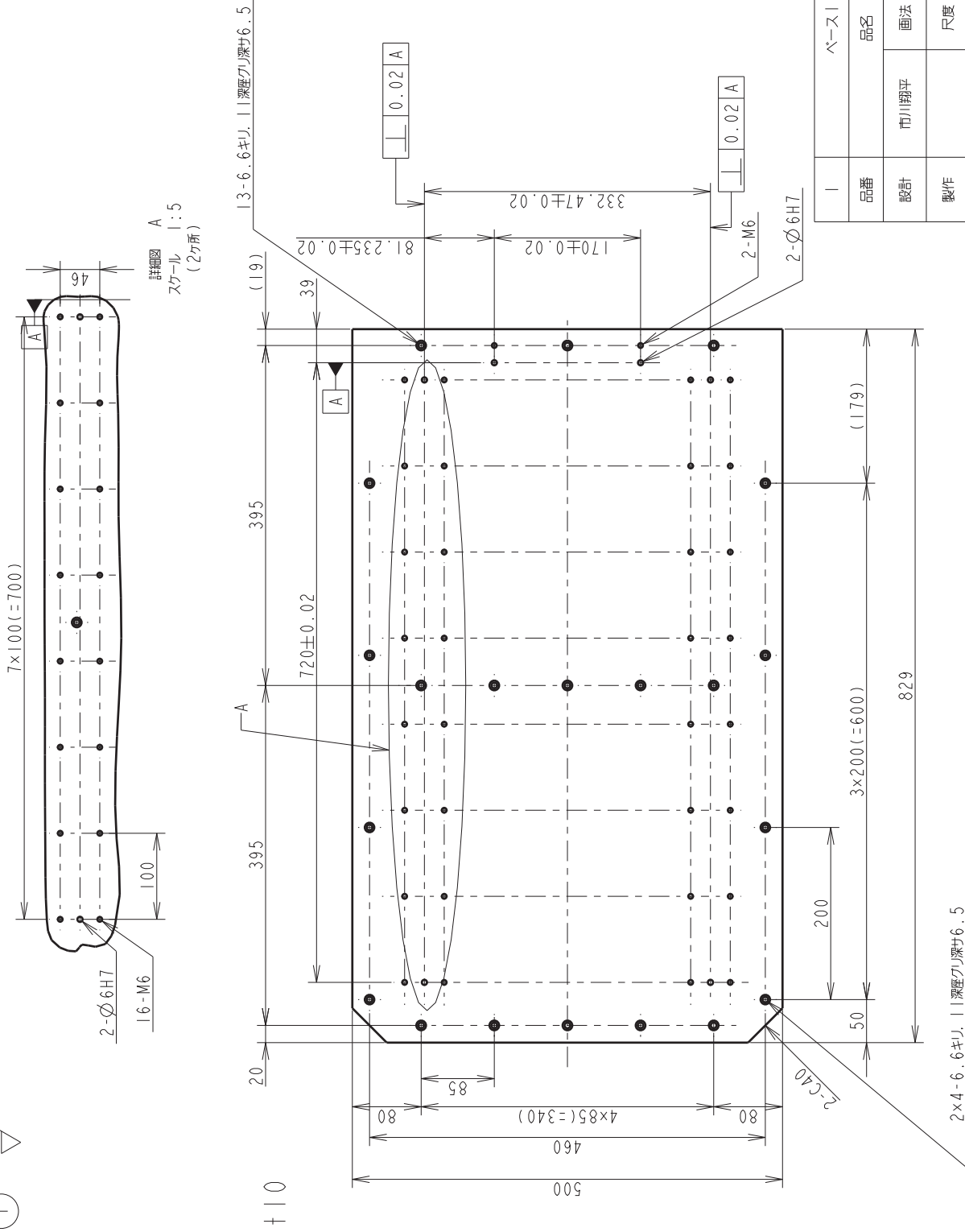
14	エンドエフェクタリンク	A5052	6	
13	縦リンク	A5052	12	
12	横リンク2	SUP6	12	
11	横リンク1	SUP6	12	
10	アクチュエータリンク2	A5052	3	
9	アクチュエータリンク1	A5052	3	
8	リニアガイドリンク	A5052	3	
7	支柱	A5052	3	
6	リブ	A5052	3	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	図名
製作		尺度	1:2	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番
				A002



スケール 1:2

18	エンドエフェクタ2	A5052	1	
17	回転2自由度リンク	A5052	1	
16	回転2自由度ばね	SUP6	2	
15	エンドエフェクタ1	A5052	2	
14	エンドエフェクタリンク	A5052	6	
13	縦リンク	A5052	12	
12	横リンク2	SUP6	12	
11	横リンク1	SUP6	12	
10	アクチュエータリンク2	A5052	3	
9	アクチュエータリンク1	A5052	3	
8	リニアガイドリンク	A5052	3	
7	支柱	A5052	3	
6	リブ	A5052	3	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	機構組立図2
製作		尺度	3:10	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番 A003

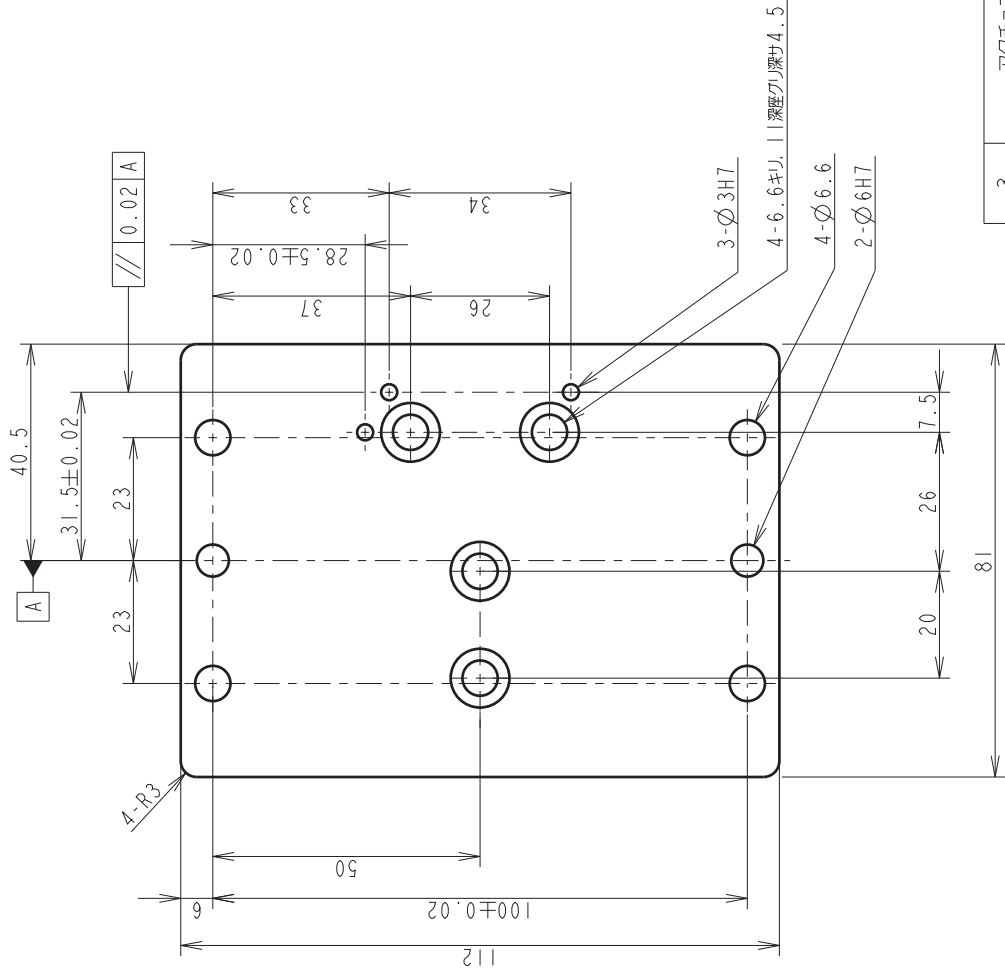
① 12.5/



注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

1	ベースI	A5052	I	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	1:5	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			ベースI
	図番			A004

3 12.5/▽

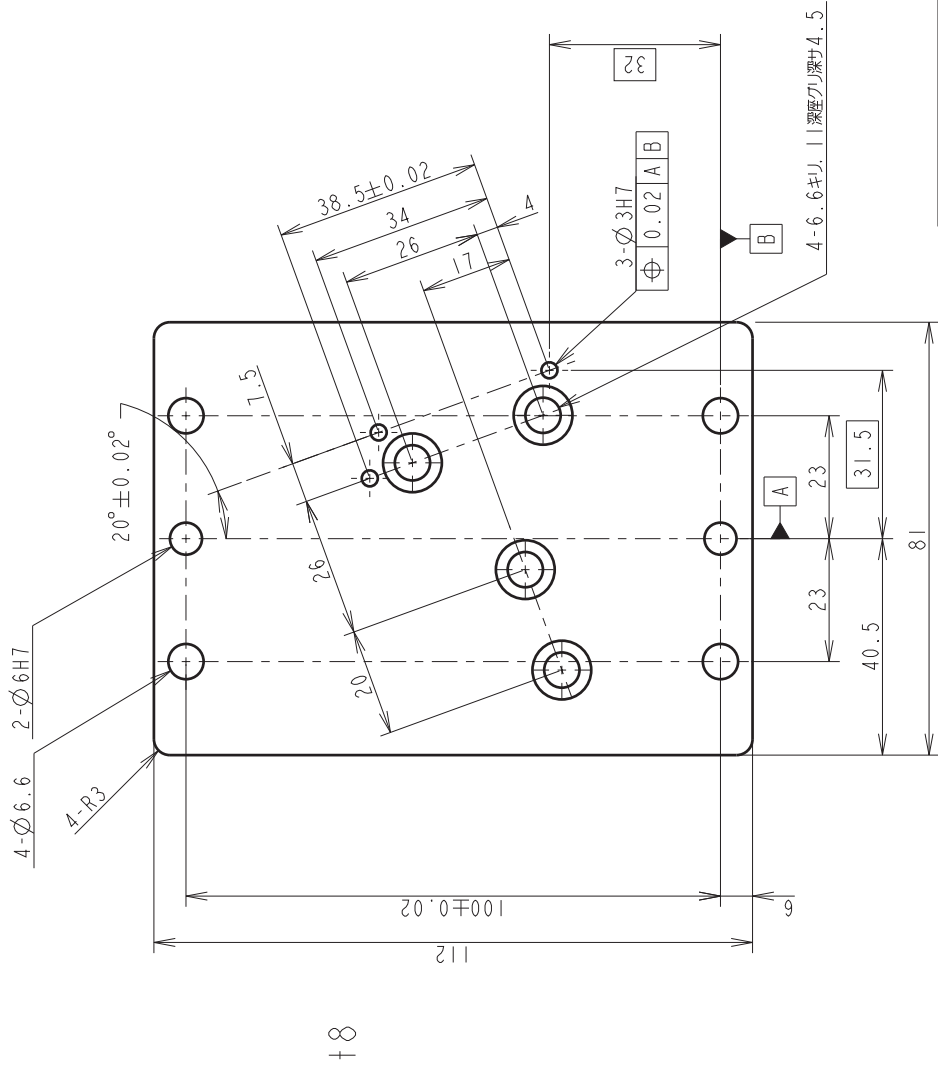


+8

注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

3	アクチュエータベースI		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	アクチュエータ ベースI	
製作		尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366				A006

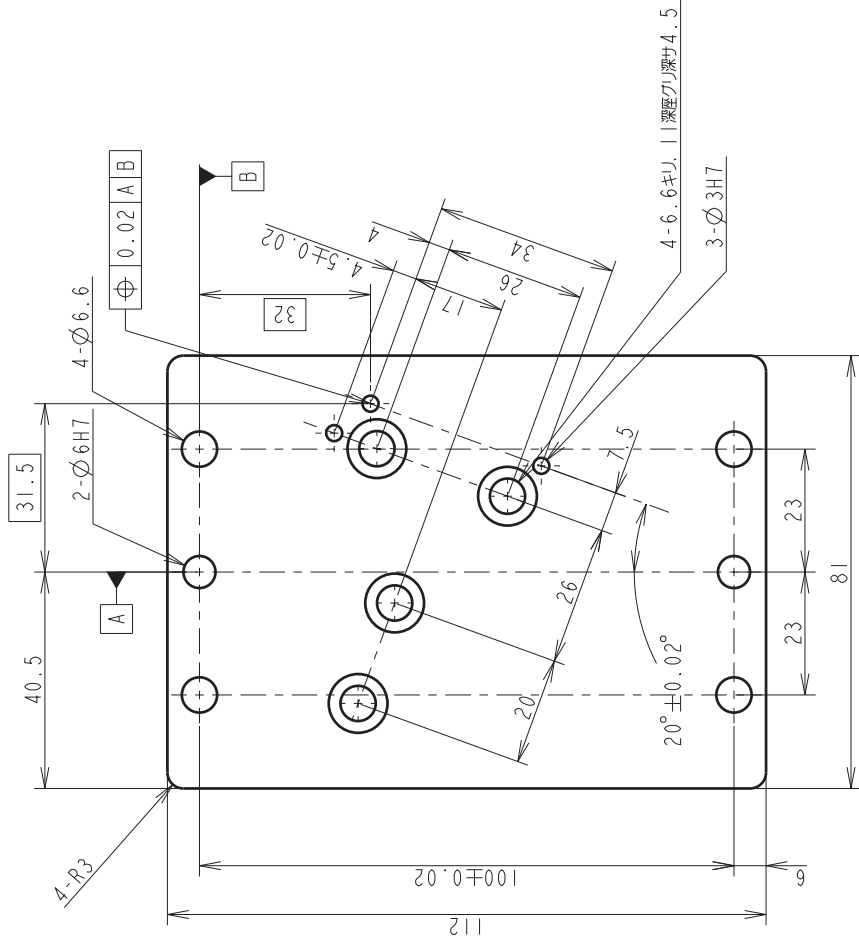
④ 12.5/▽



注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

4	アウチュータベース2		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	アウチュータ ベース2	
製作		尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366				A007

5 12.5/

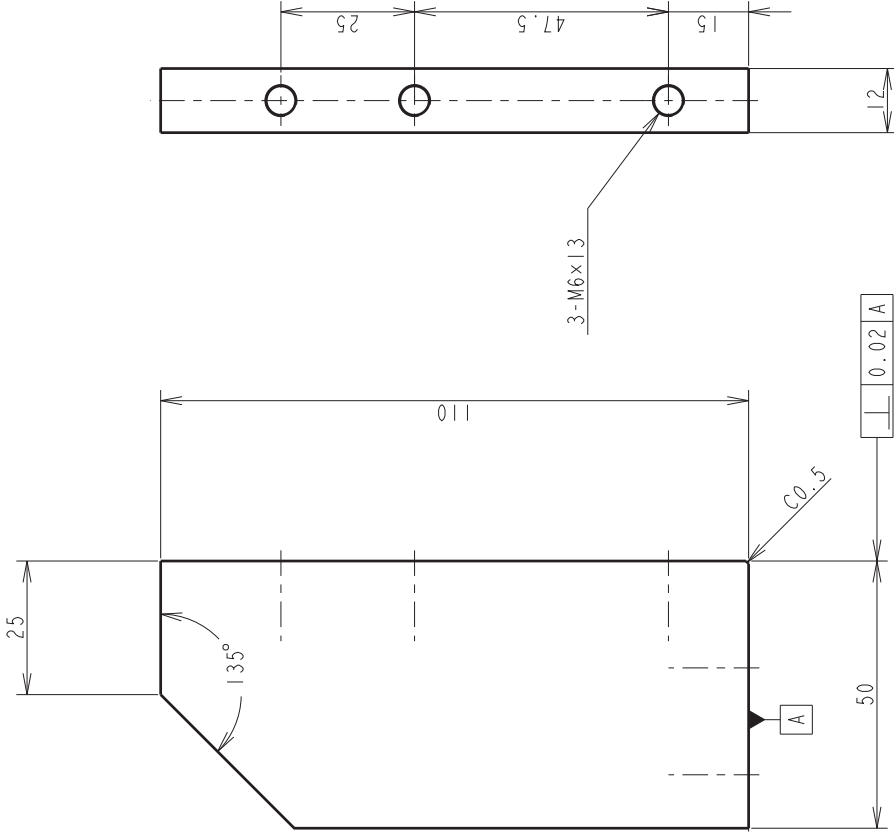


+8

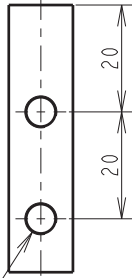
注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

5	アウチエータベース3		A5052	I	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	アウチエータ ベース3	
製作		尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366				A008

6 12.5/



2-M6x13



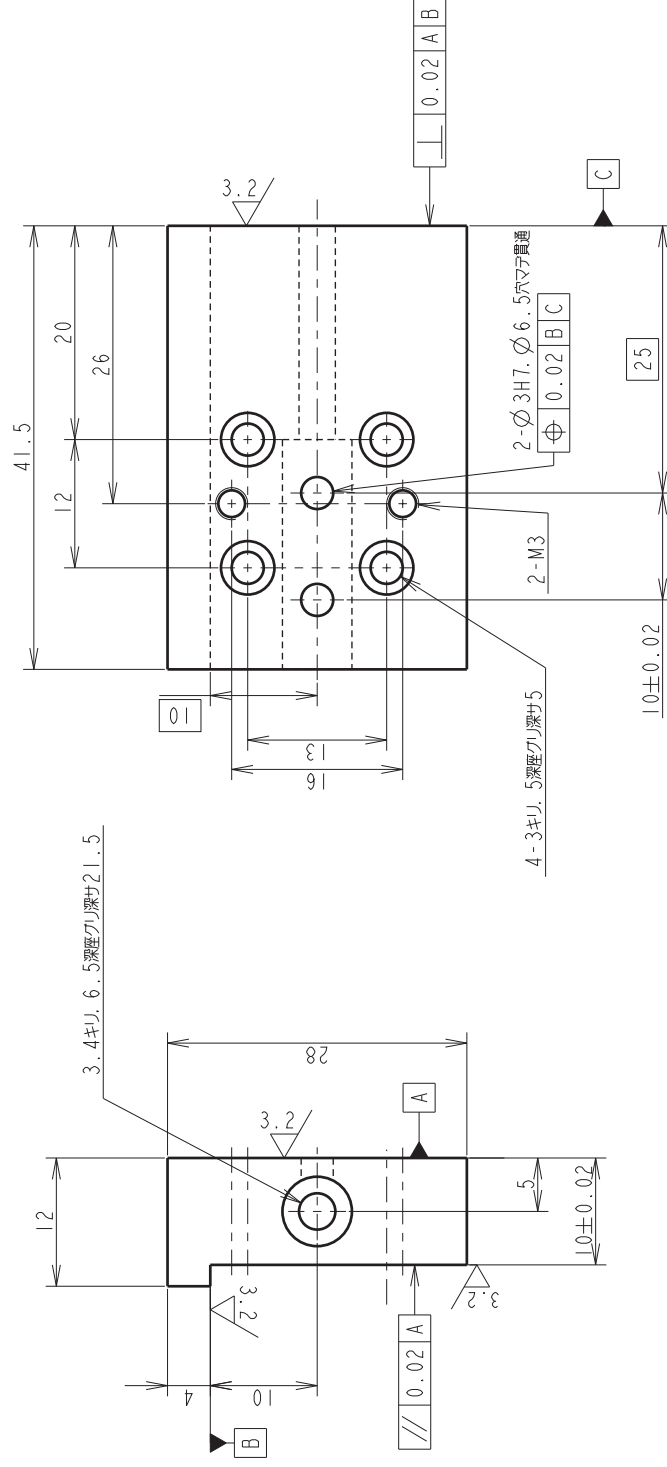
注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

6	リブ	A5052	3	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	1:1	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図名 リブ
	図番 A009			

[illegible]

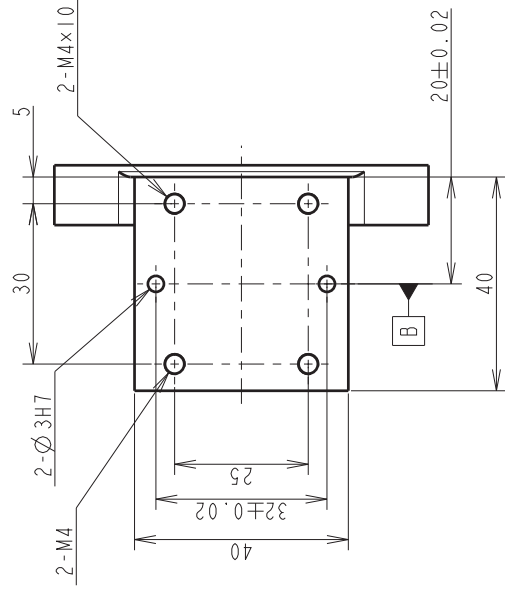
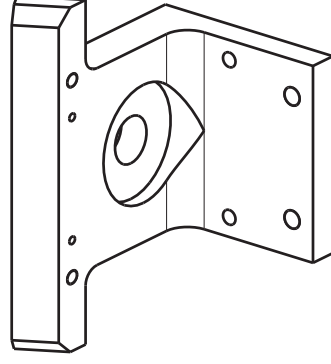
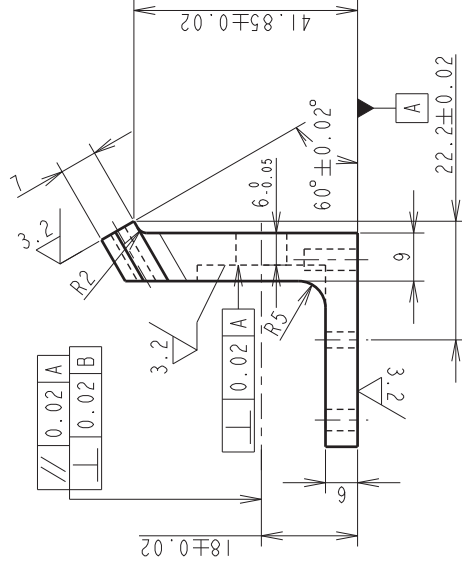
7	支柱	A5052	3	備考
品番	品名	材質	数量	
設計	市川翔平	第三角法	支柱	
製作		画法 尺度 1 : 1		
名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366		図 名	A010	
連絡先		図 番		

$$\begin{array}{r} 12.5 \\ \times 8 \\ \hline \end{array}$$



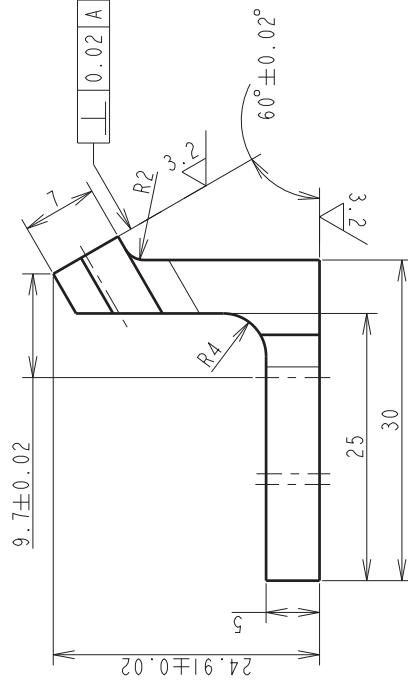
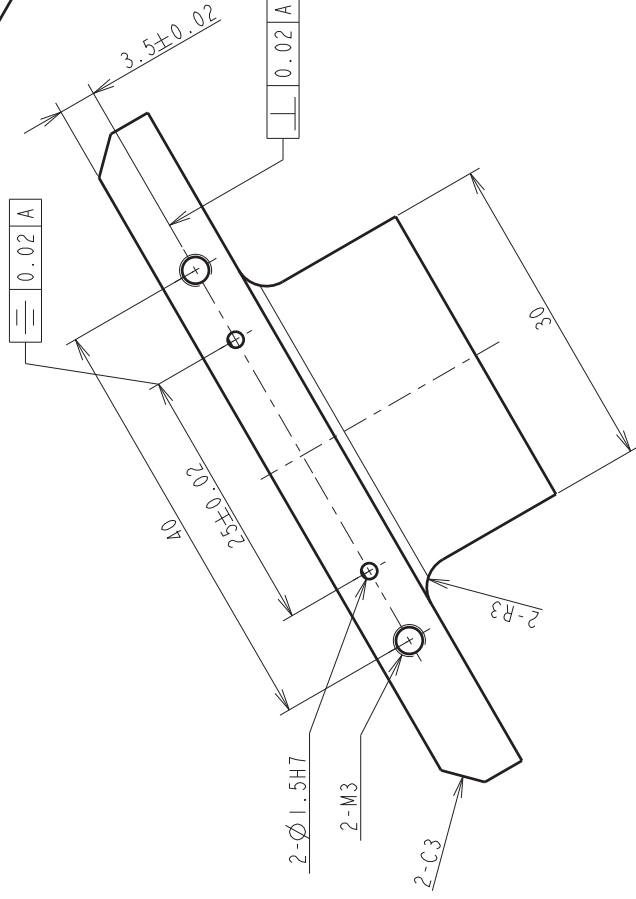
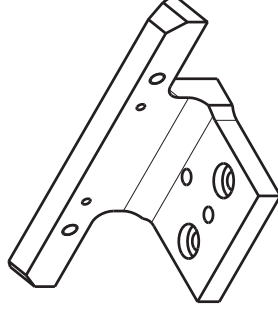
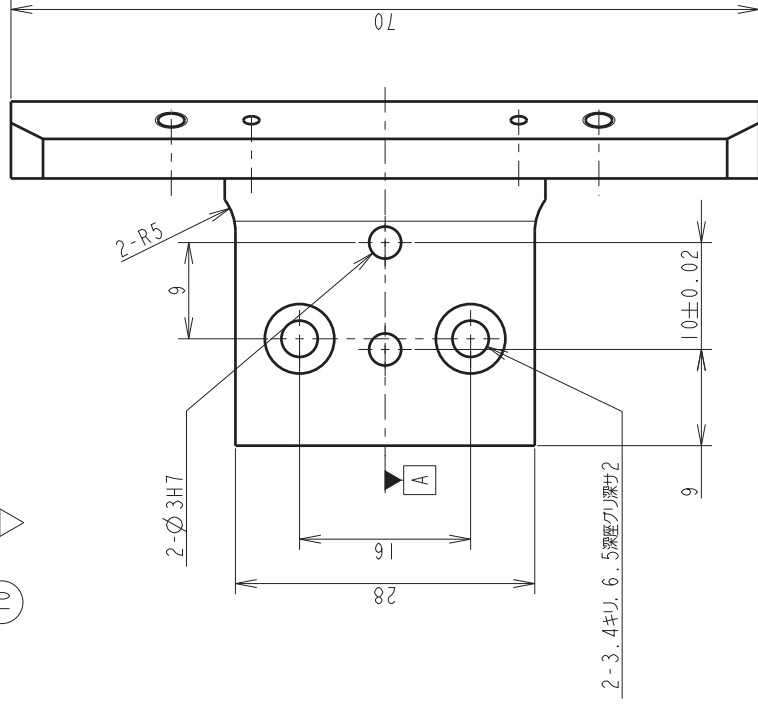
注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

8	リニアガイドリンク			A5052	3	
品番	品名			材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	リニアガイドリンク		
製作		尺度	2 : 1			
名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366				図 番 A011		



9	アークチュエータリンク1			A5052	3	
品番	品名			材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	図 名	アークチュエータリンク1	
製作		尺度	1:1			
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図 番	A012	

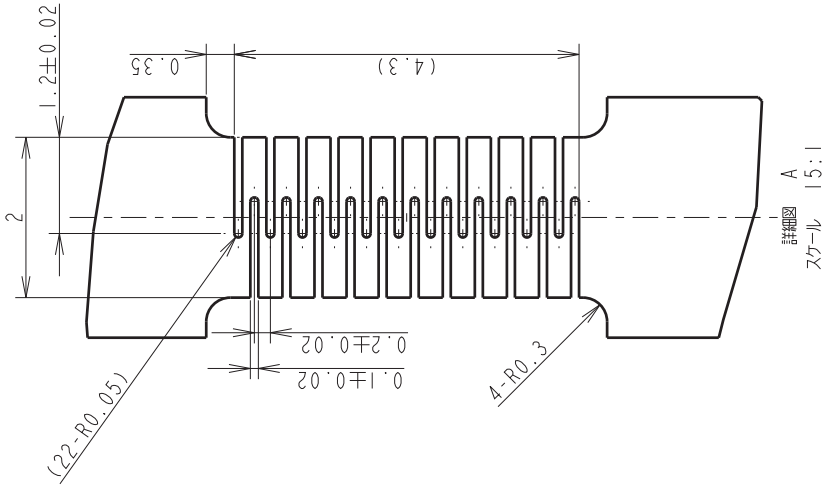
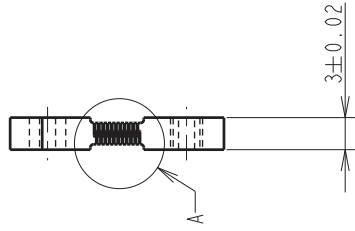
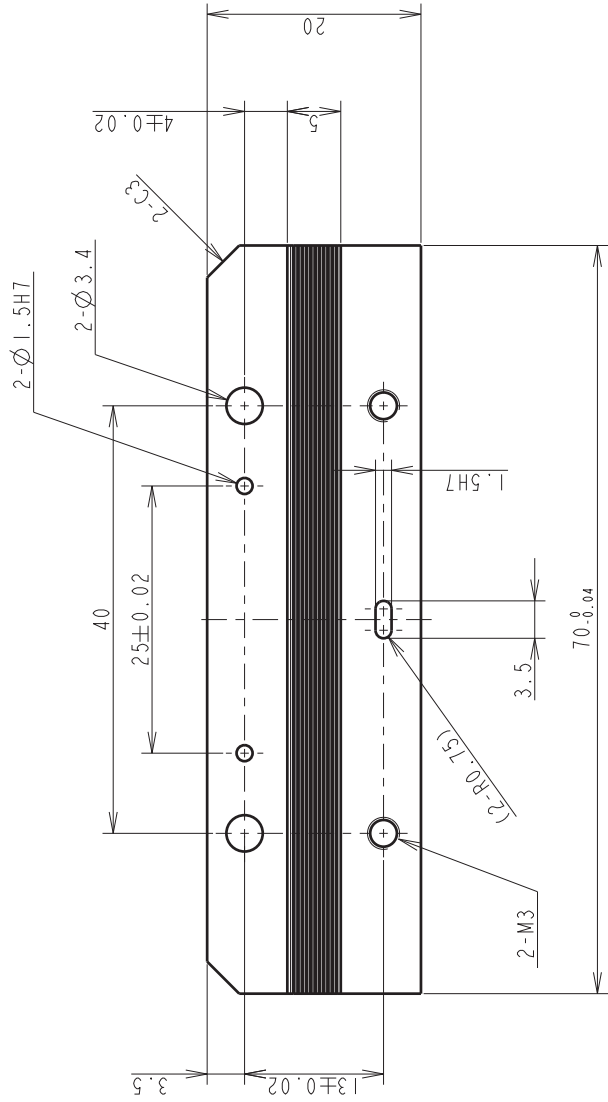
⑩ 12.5/



注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

10	アウチュータータリンク2		A5052	3	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法		
製作		尺度	2:1		アウチュータータリンク2
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366		図名	A013	

⑪ 12.5/△

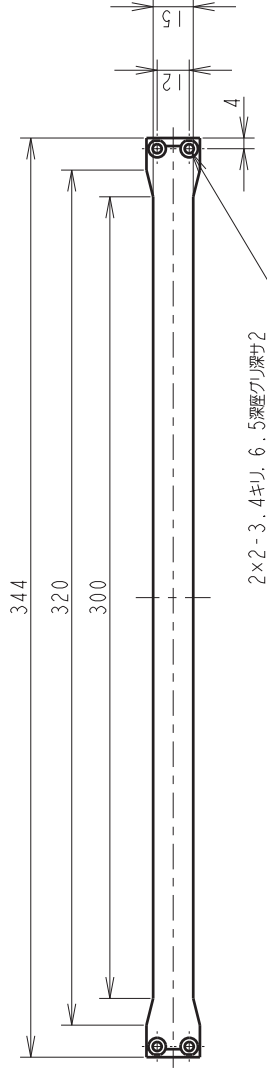
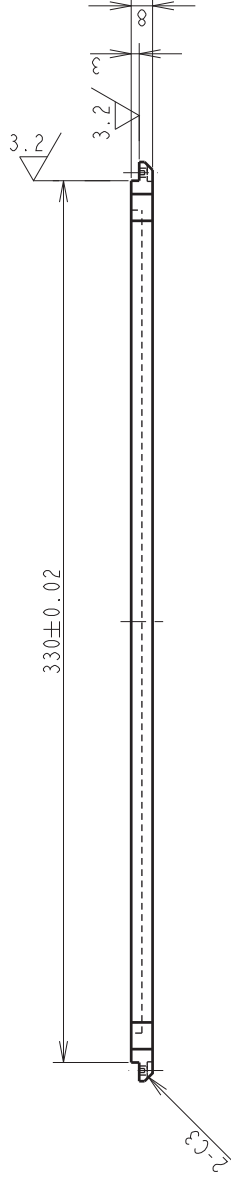
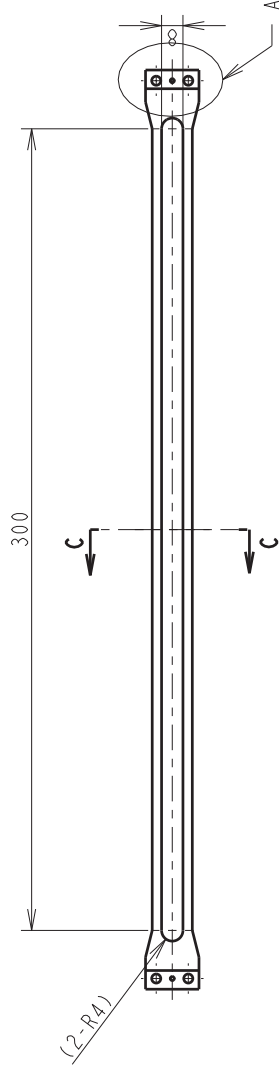


詳細図 A
スケール 15:1

注記1. 指示ナギ角ハ、糸歯取リトスル
注記2. 加工後、熱処理ニヨリハばね追加ノコト

11	横リンク1	SUP6	12	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	2:1	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			
	図名	横リンク1		
	図番	A014		

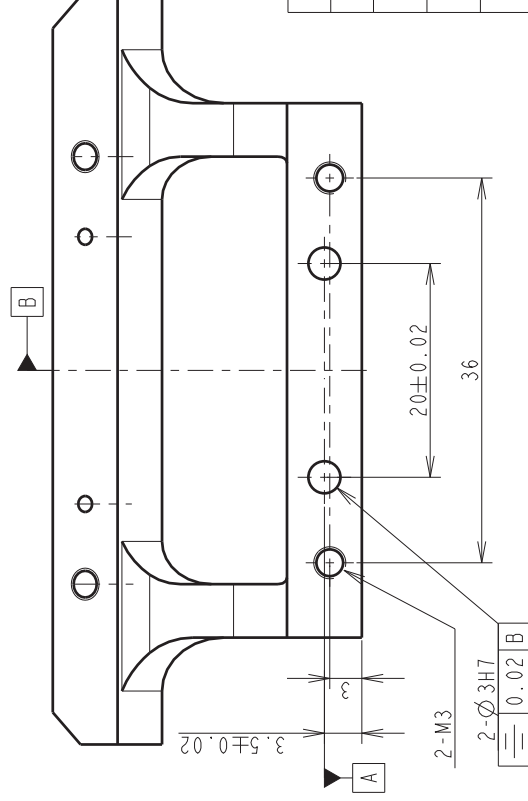
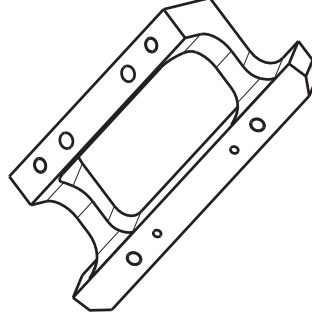
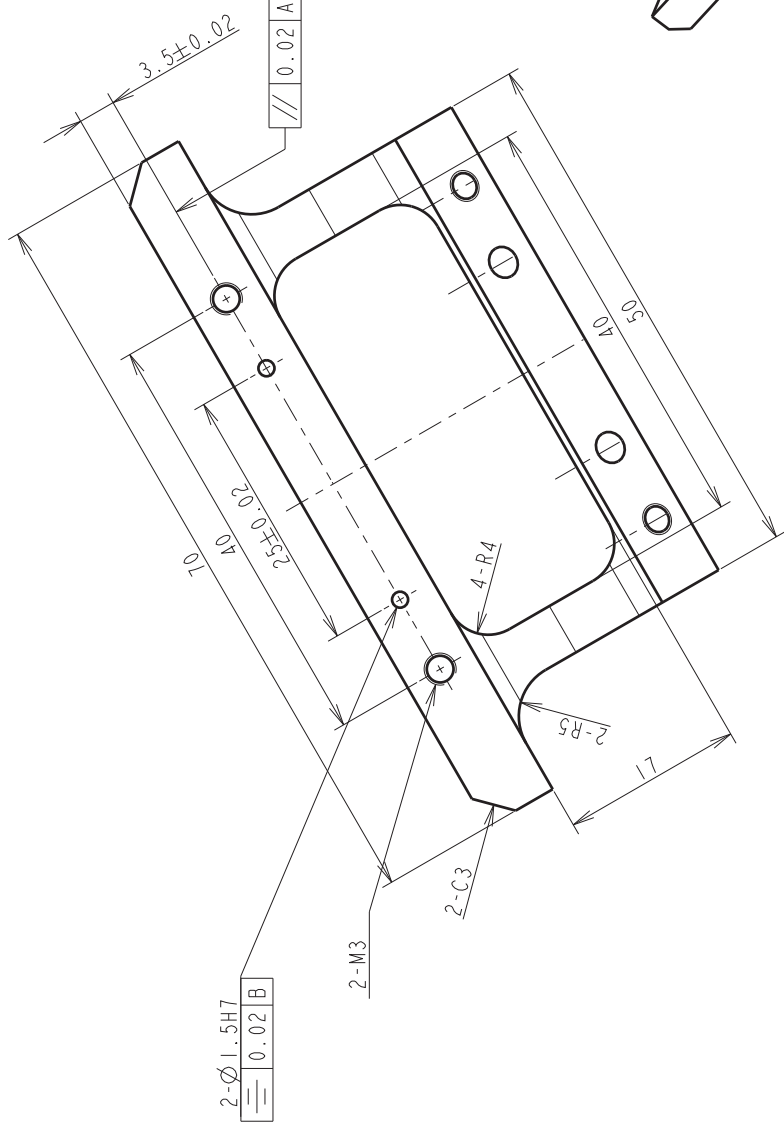
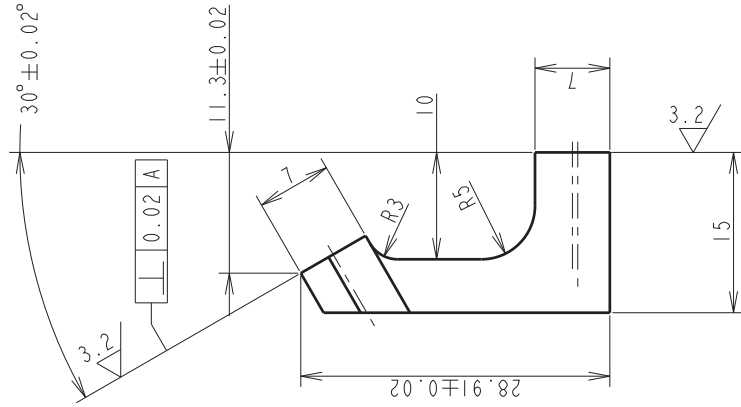
13 12.5/



注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、青アルマイト処理ノコト

13	縦リソフ	A5052	12	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	1:2	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366	図名	縦リソフ	
		図番	A016	

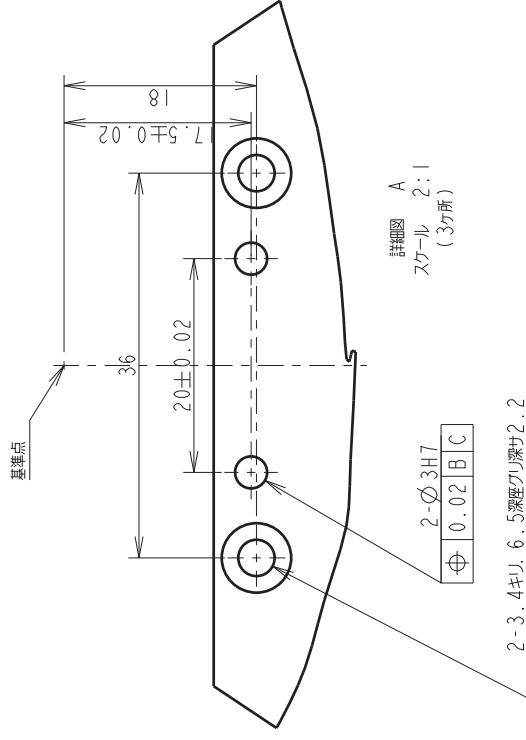
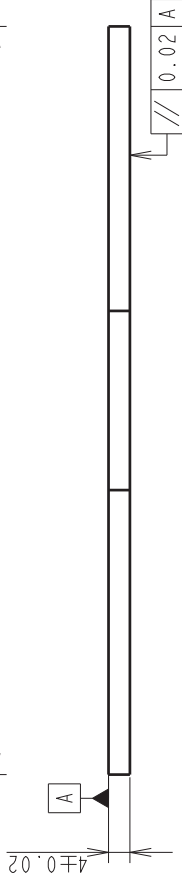
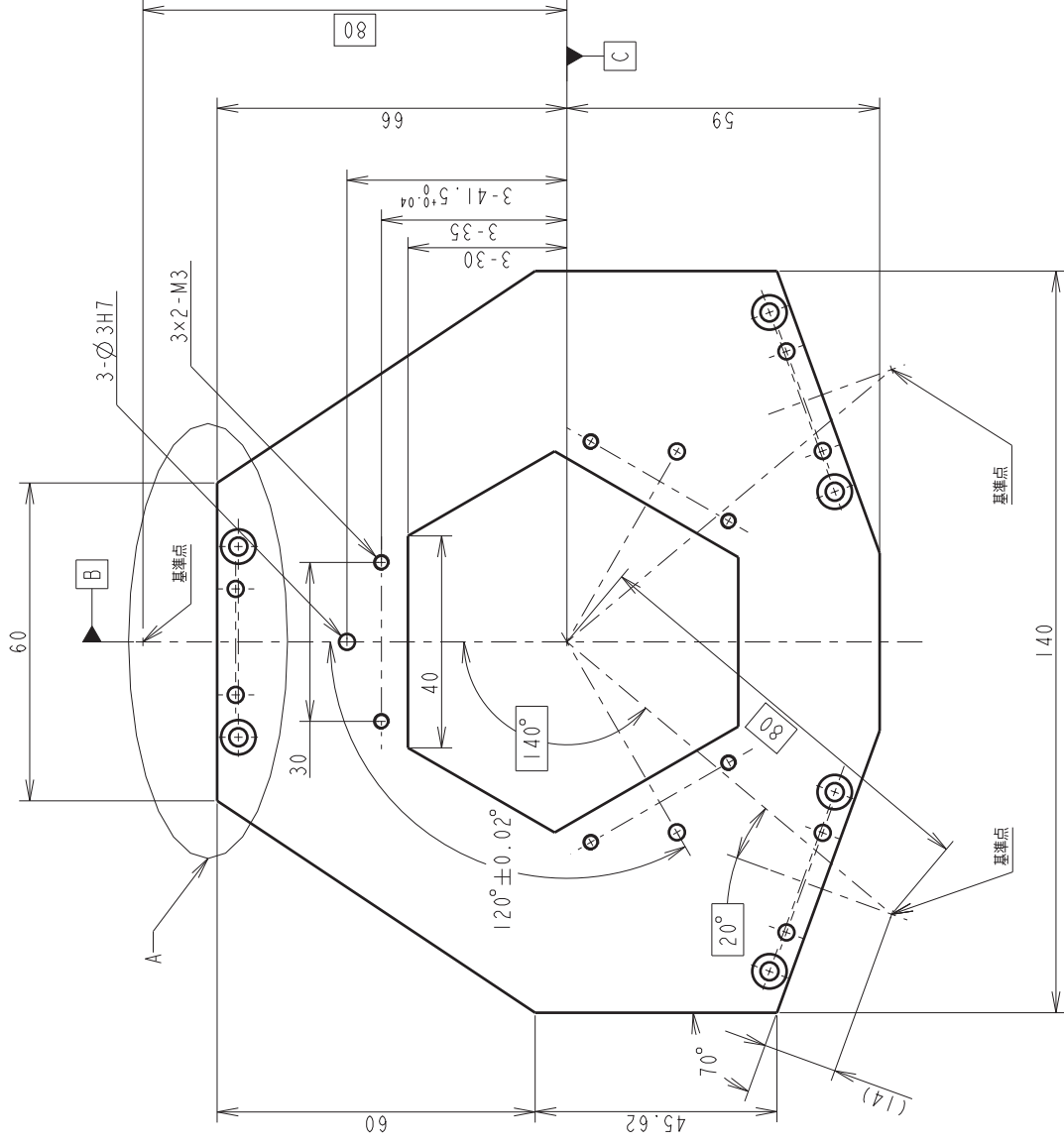
14 12.5/



注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

14	品番	インドエフェクタリソフ	材質	A5052	数量	6
設計	市川翔平	画法	第三角法	図名	インドエフェクタリソフ	備考
製作	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366	尺度	2:1	図番	A017	

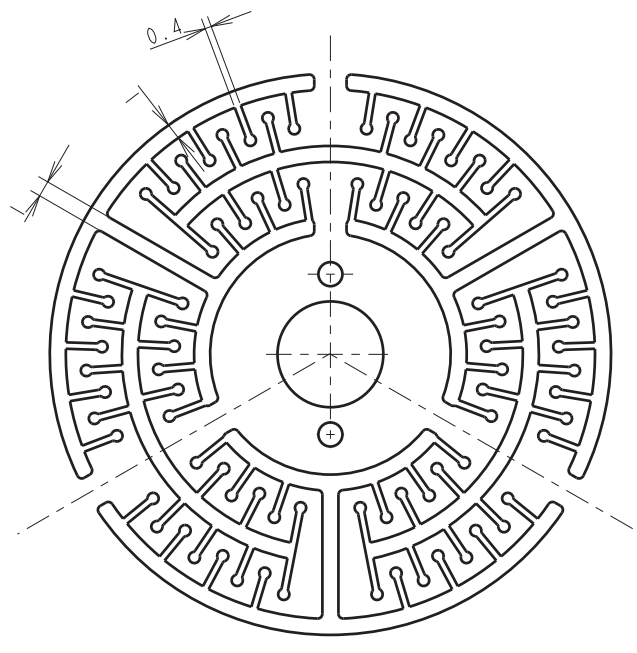
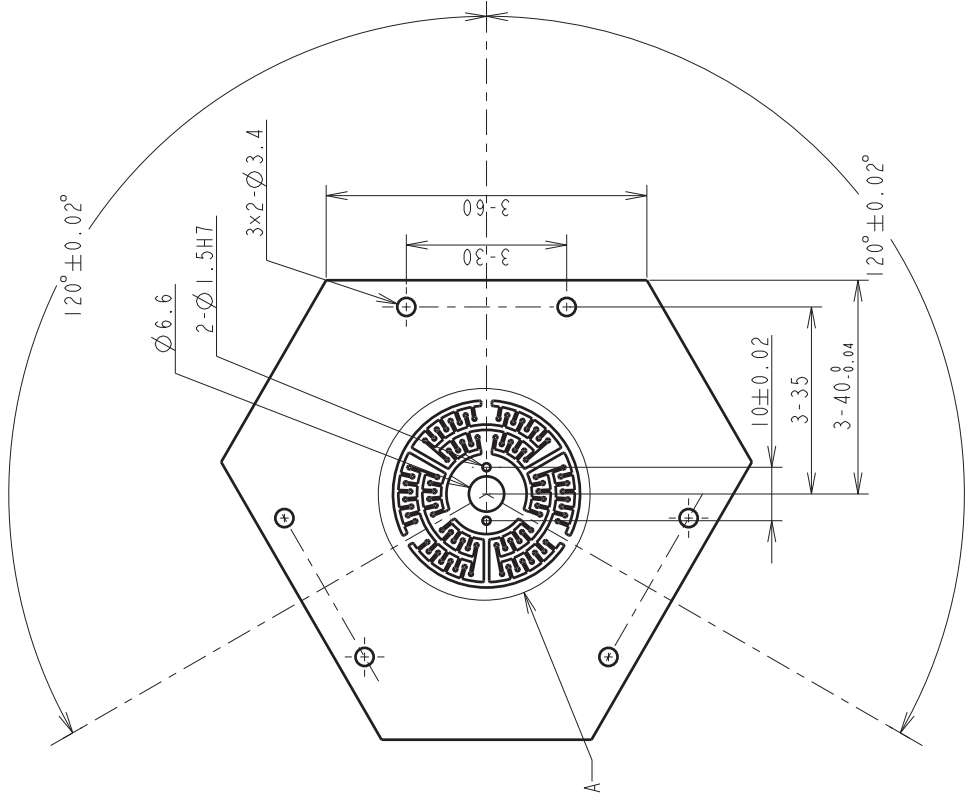
15 3.2/



注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

15	エンドエフェクタI	A5052	2	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	図名
製作		尺度	1:1	エンドエフェクタI
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			
	図番	A018		

16 12.5/

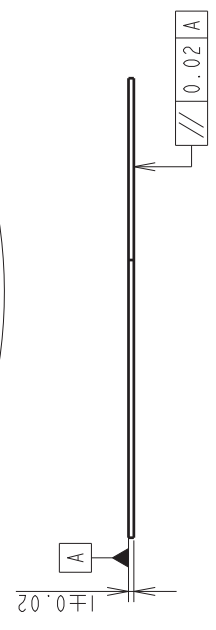


詳細図 A
スケール 3:1

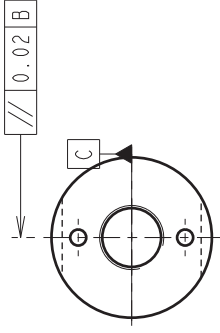
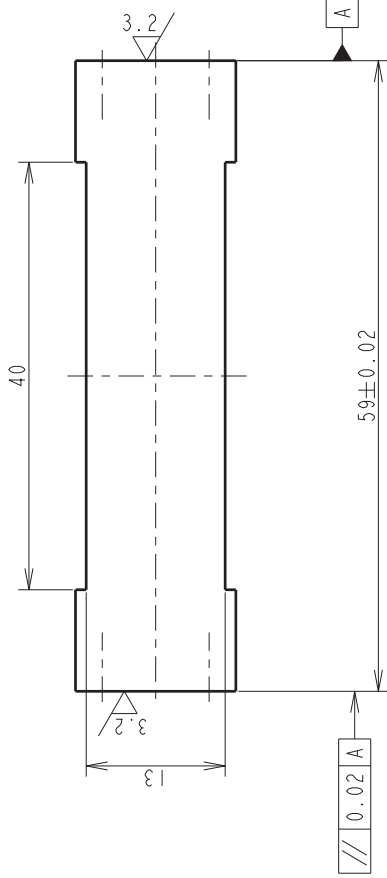
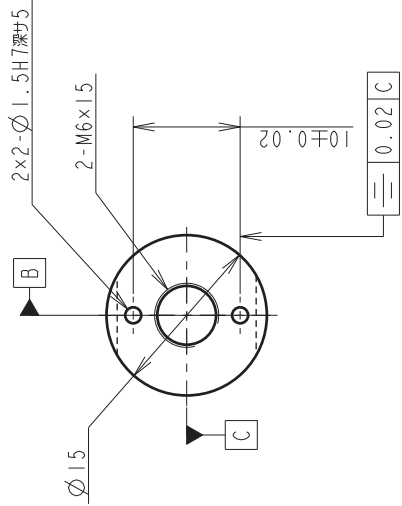
注記: 詳細寸法/CADデータ参照/コト

注記1: 指示ナキ角ハ、糸面取りトスル
注記2: 加工後、熱処理ニヨリハヤ性追加/コト

16	回転2自由度ばね	SUP 6	2		
品番	品名	材質	数量	備考	
設計	市川翔平	画法	第三角法	図名	回転2自由度ばね
製作		尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番	A019



17 12.5



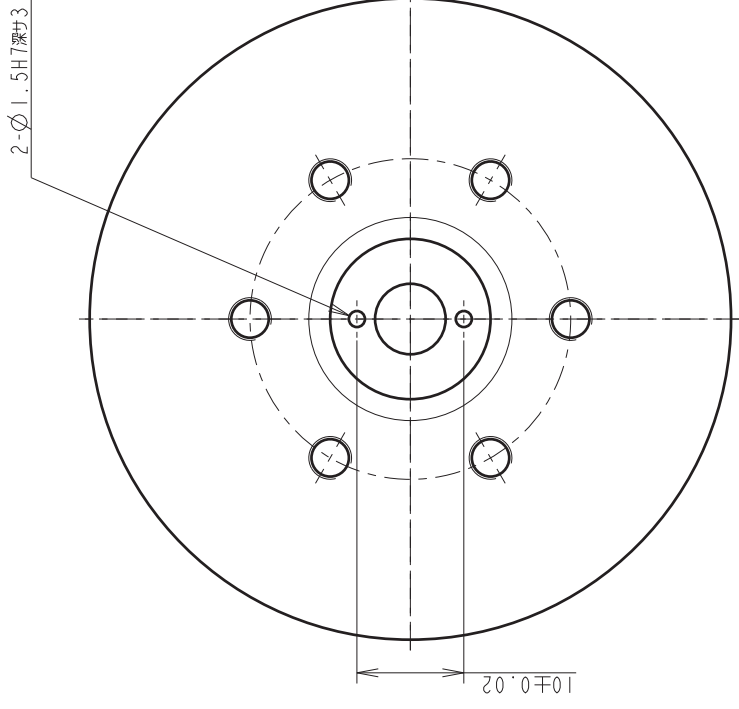
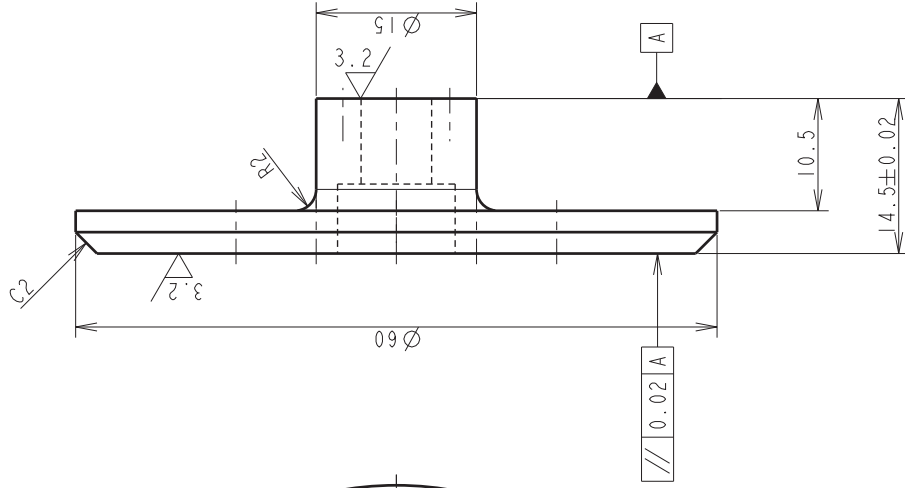
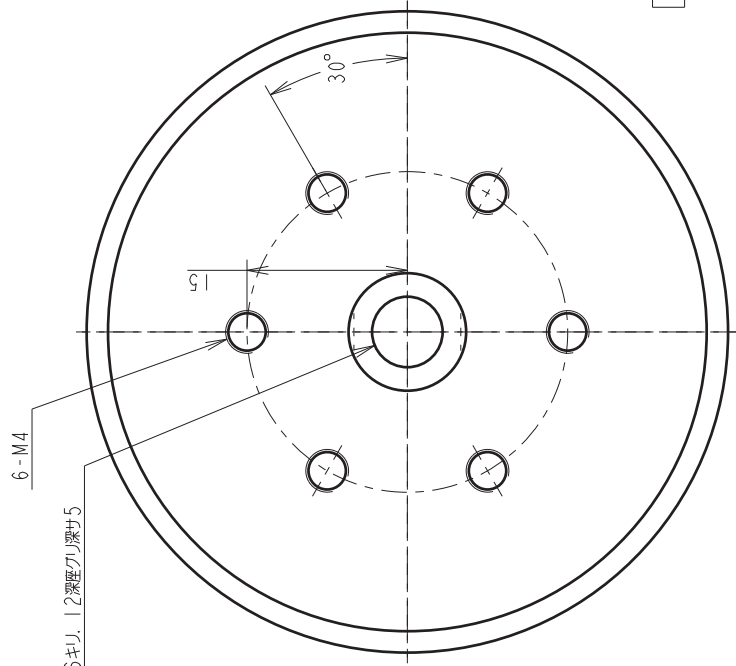
注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

17	回転2自由度リンク	A5052	1	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	2 : 1	回転2自由度リンク
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番
	A020			

18 12.5/

6-M4

6.6キリ 12深壓クリ深サ5

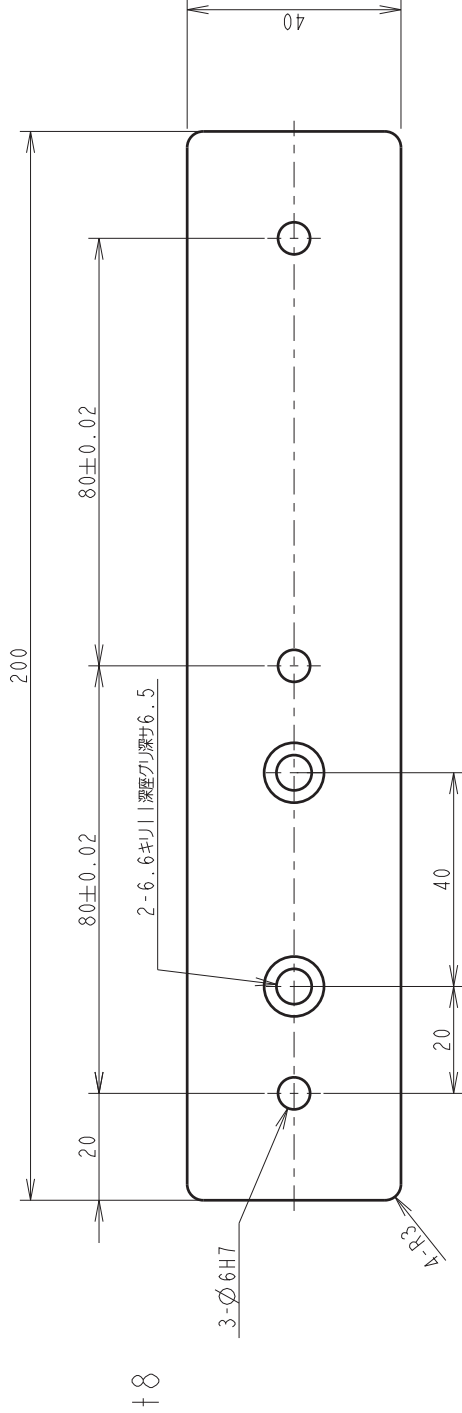


注記1. 指示ナギ角ハ、糸面取りトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

18	エンドエフェクタ2	A5052	1	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	
製作		尺度	2:1	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図名 エンドエフェクタ2
				図番 A021

19

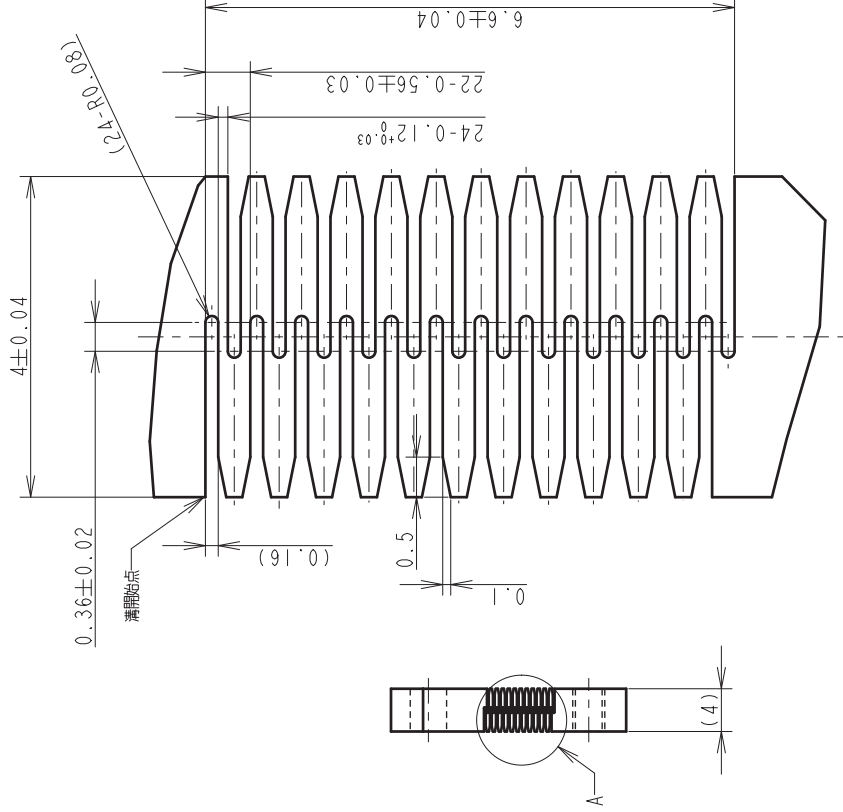
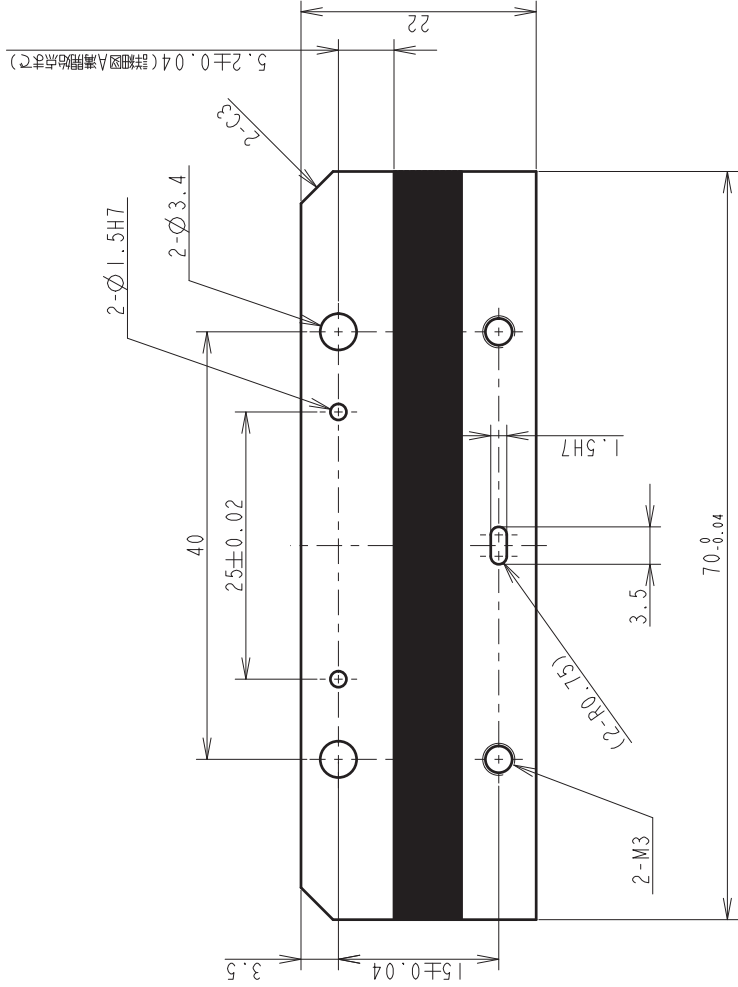
12.5/▽



注記1. 指示ナキ角ハ、糸面取リトスル
注記2. 加工後、白アルマイト処理ノコト

19	位置決めプレート		A5052	2	
品番	品名		材質	数量	備考
設計	市川翔平	画法	第三角法	位置決めプレート	
製作		尺度	1:1		
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-5366			図番	A022

① 12.5/△



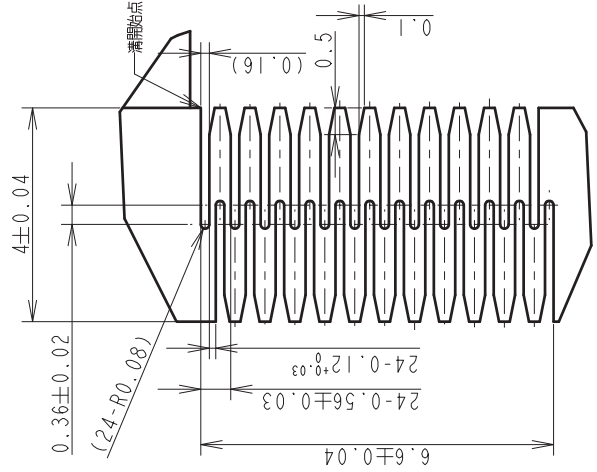
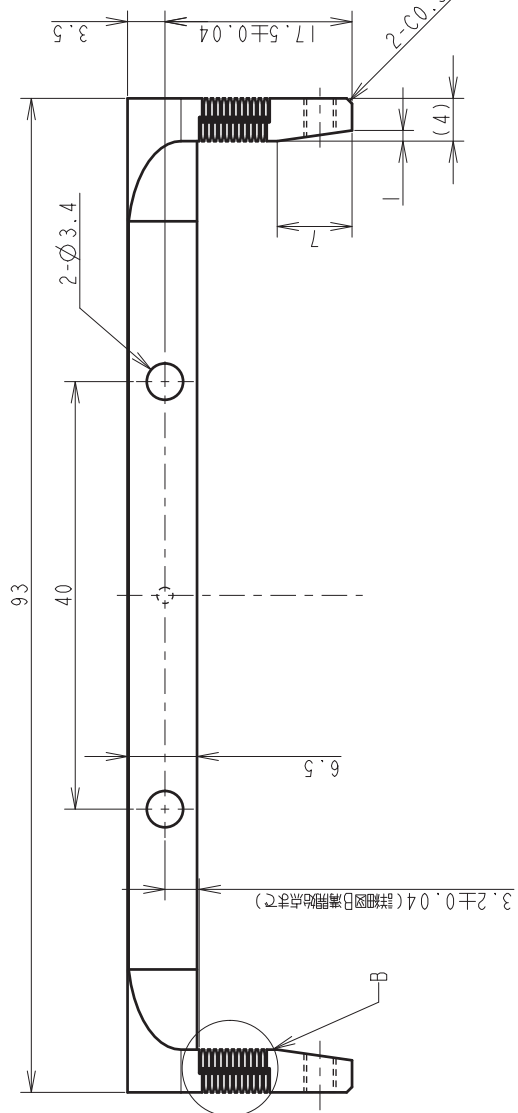
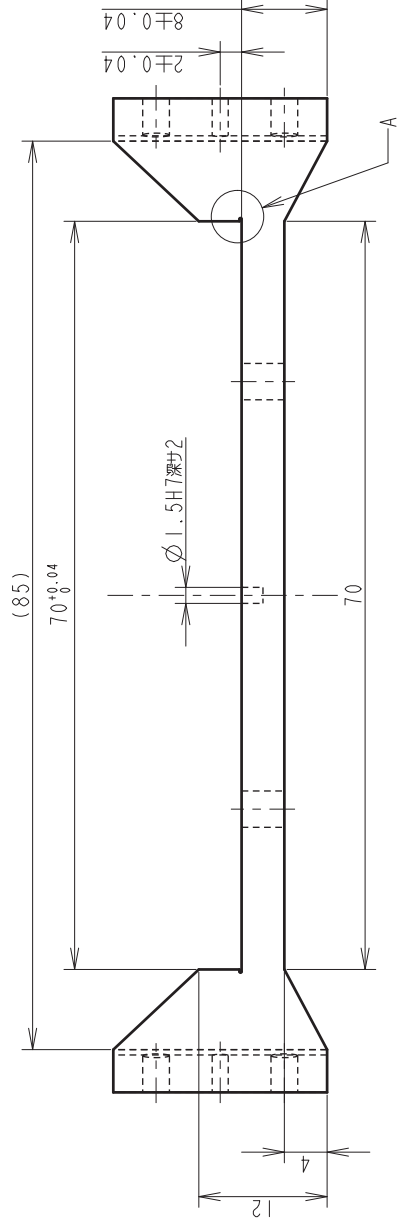
詳細図 A
スケール 15:1

硬度 HBW363~429
焼き入れ 830~860℃
焼き戻し 480~530℃
寸法公差は、熱処理の前とする

注記1. 指示なき角は、糸面取りとする
注記2. 加工後、熱処理による材質追加のこと
注記3. 詳細図Aにおける0.12寸法は、24カ所の
ハランスを0.01以下とする
注記4. 詳細図Aにおける公差入りの寸法の
同一部品12個のハランスを±0.01以下とする

1	横リンクI (改良版)			SUP6	12	
品番	品名			材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	図名 横リンクI (改良版)		
製作		尺度	2:1			
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-7306			図番	A001	

② 12.5/

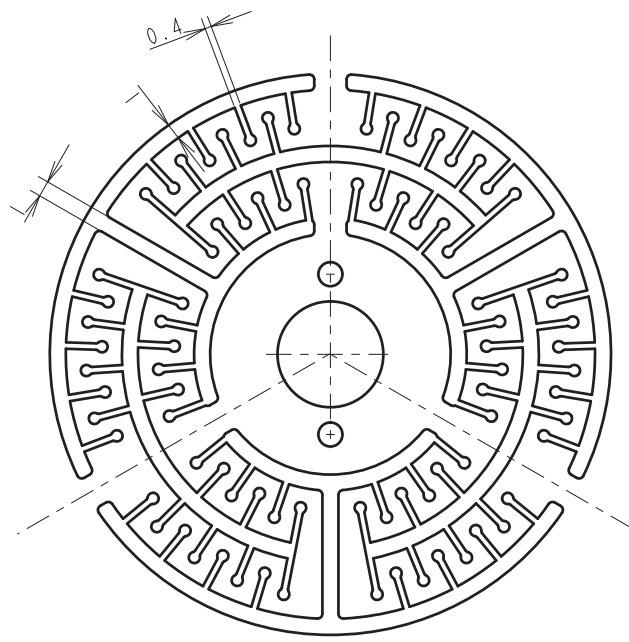
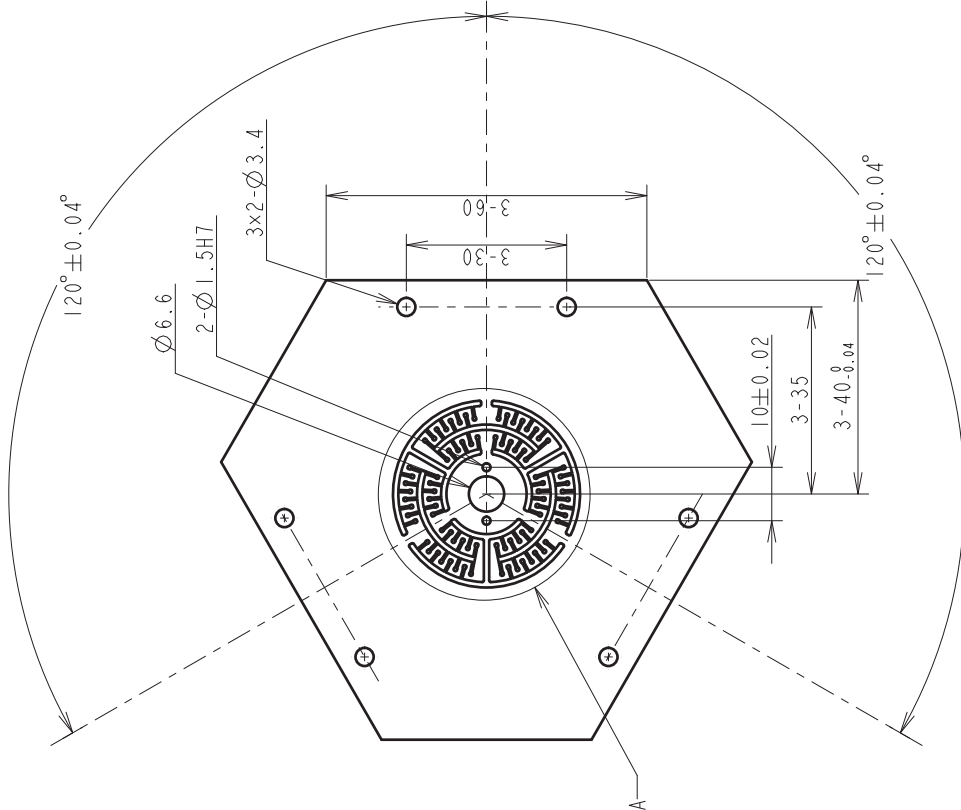


硬度 HBW363~429
焼き入れ 830~860℃
焼き戻し 480~530℃
寸法公差は、熱処理の面のみとする

- 注記1. 指示なご角は、糸面取りとする
注記2. 加工後、熱処理によりバネ性を追加のこと
注記3. 詳細図Bにおける0.12寸法は、24カ所のバネツギを0.01以下とする
注記4. 詳細図Bにおける公差入り寸法は同一部品12個のバネツギを±0.01以下とする

2	横リンク2 (改良版)				SUP6	12	備考
品番	品名				材質	数量	
設計	小塚裕明	画法	第三角法				
製作		尺度	2 : 1	図 名		横リンク2 (改良版)	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-7306				図 番		A002

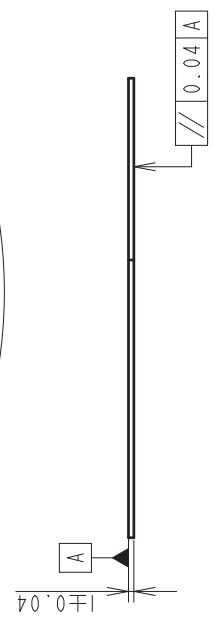
3 12.5/



詳細図 A
スケール 3:1

注記: 詳細寸法/CADデータ参照/コト

注記1. 指示ナギ角/ハ. 糸面取リトスル
注記2. 加工後、熱処理ニヨリハネ追加/コト



硬度 HBW363~429
焼き入れ 830~860℃
焼き戻し 480~530℃
寸法公差は、熱処理の前のみとする

3	回転2自由度ばね (改良版)	SUP 6	2	
品番	品名	材質	数量	備考
設計	小塚裕明	画法	第三角法	
製作		尺度	1:1	
連絡先	名古屋工業大学 機械工学科 坂口・荒田研究室 TEL/FAX 052-735-7306	図名	回転2自由度ばね (改良版)	
		図番	A003	