コンプライアント—パラレルメカニズムを応用した 高精度・広動作域位置決め装置

小 塚 裕 明^{*1} 荒 田 純 平^{*1} 奥 田 憲 司^{*2} 翁 長 明 範^{*2}
大 野 元 嗣^{*2} 佐 野 明 人^{*1} 藤 本 英 雄^{*1}

A High Precision Positioning Machine within Wide Range Working Area based on Compliant—Parallel Mechanism

Hiroaki Kozuka^{*1}, Jumpei Arata^{*1}, Kenji Okuda^{*2}, Akinori Onaga^{*2},
Motoshi Ohno^{*2}, Akihito Sano^{*1} and Hideo Fujimoto^{*1}

In this paper, we propose a compliant—parallel mechanism that enables a wide working area and a high accuracy. The compliant—parallel mechanism is a parallel mechanism that all joints are composed by largely deformable springs. Designing the compliant joints for the mechanism let us explore new challenges: The joints should be elastic for the desired direction, but also rigid for non-desired direction to be deformed. The stress applied during the deformation must not exceed the yield stress to prevent the fatigue failure. The processing method should be carefully considered to minimize the individual variability of spring characteristics. The energetic efficiency also must be taken into account for designing the mechanism. Considering these issues, we developed a new compliant joint structure - alternate side slits structure to be applied to the mechanism. We conducted FEM analysis to clarify the effectiveness of the proposed spring, and the spring was implemented to a prototype, that was designed based on a well known parallel mechanism, DELTA within 50×50×5 [mm] of working area. The evaluation tests conducted on the prototype showed 0.46 [μ m] of repeatability in average and 94.3 [N/mm] of rigidity in Z axis, that are promising to be applied for an optical parts assembly system.

Key Words: Compliant Mechanism, Parallel Mechanism, Spring Joint

1. は じ め に

本研究では、これまでにコンプライアント—パラレル (C-P) メカニズムを提案し、試作機を開発している [1]。C-P メカニズムは、従来の回転関節などに代わり、広い屈曲角度をもつ柔軟なばね関節を、パラレルメカニズムに応用したメカニズムである。ばね関節はパラレルメカニズムの受動関節に用いることで、必要な自由度にのみ動作する機械的拘束が得られ、高精度な動作が可能となる。C-P メカニズムは、構造自体が弾性体として変形し動作するため、機械的なガタがなく動作し、潤滑の必要がなく、摩擦粉や騒音が発生しない。また、従来のメカニズムと比較し、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。さらに、本研究では、新たにばね関節を提案し、高精度と広動作域を有する実用的な C-P メカニズムの

開発を行ったので報告する。

本研究では、C-P メカニズムを、プリンタやプロジェクタなどに使用されるレンズやミラーなど小型な光学部品のピックアップおよび位置決め動作への応用を提案する。このような動作には、部品をピックアップ可能な広い動作域と高精度な位置決めが要求される。また、比較的軽量の部品においても、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、接着方向に高い剛性が要求され、装置構成部品は大型な場合が多い。Fig. 1 に代表的な従来装置の外観を示す。本装置では、Fig. 2 のように粗動・微動装置が直列に配置されている。このように、従来の装置は大型で、体積や重量が大きい。また、多くの機械要素により構成されるため、部品数が多く、高コストであり、メンテナンス性にも問題があった。

これらの背景から、本研究では、光学部品のピックアップから位置決めまで 1 台で行うことが可能であり、かつ広い動作域と高精度を有するシンプルなロボットの開発を目的としている。ここで C-P メカニズムにおいて、広動作域の実現には、広い屈曲角度を有するばね関節が必要である。また、十分な機械的拘束を得た高精度な動作には、各ばね関節の剛性特性が重要である。

原稿受付 2011 年 12 月 9 日

^{*1}名古屋工業大学

^{*2}ブラザー工業株式会社

^{*1}Nagoya Institute of Technology

^{*2}Brother Industries, Ltd.

■ 本論文は有用性で評価されました。

Fig. 1 General high precision positioning machine for optical parts assembly

Fig. 2 General machine structure of high precision positioning machine for optical parts assembly

そこで本研究では、高精度動作可能な剛性特性を有し、かつ広く屈曲する関節として、互い違いに溝の付いたばね関節を提案する。さらに、提案するばね関節の応用例として、並進3自由度を有する一般的な平行メカニズムである DELTA [2] を用いた高精度・広動作域を有する位置決め装置を開発し、提案するばね関節の有効性を示す。

2. 関 連 研 究

柔軟構造を応用した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 [3]~[5]。そのなかでも、ばね関節の形状に関する研究は本研究と特に関連が深い。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 [6]。吉村は、単純なばね、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 [7]。Howell らは、薄いばねの大たわみ変形によるばね関節について、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) を提案した [8]。Trease らは、回転および並進ばね関節の研究をまとめ、さらに、断面が十字型の回転1自由度ばね関節を提案した [9]。Goldfarb らは、中空丸棒の長手方向にスリットの入った、回転1自由度のばね関節を考案した [10]。Lobontiu らは、回転3自由度の回転切り欠きばね関節を提案した [11]。なお、ばね関節の形状に関する研究は、古くから行われている [12] [13]。これら従来の研究では、主に板ばね単体での大ひずみ変形について厳密な計算が行われたが、メカニズムへ応用する場合、複合的に力が生じるため、厳密解を機構学モデルに反映させるのは困難な場合が多い。また、様々な形状のばね関節が考案されたが、

多くは微小変形にとどまり、広動作域を有するメカニズムへの応用は現実的ではない。また、ばね関節単体であっても、動作域拡大や機械的拘束を目的に、三次元加工が必要な場合が多く、複雑な形状になりがちである。

次に、平行メカニズムの受動関節へばね関節を応用した研究が報告されている。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、DELTA に応用した [14]。同様に、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 [15]。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自由度平行メカニズムを開発した [16]。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自由度の平行メカニズムを開発した [17]。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 [18]。Chen 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 [19]。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 [20]。Chen らは、MEMS 技術を応用し、張力安定機構を開発した [21]。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る。また、各関節は、板もしくは両側切り欠き形状が多く、機械的構造に関する工夫があまり施されず、動作域および剛性は材質のみに依存する場合が多い。

本研究で提案するばね関節は、互い違いに溝の付いたシンプルな構造で、全体として大変形を生じる広い屈曲角度を有しながらも、高精度動作が可能な剛性特性を有することに特徴がある。そこで、提案するばね関節を DELTA に応用した高精度位置決め装置を開発し、評価を行って、提案するばね関節を用いることにより、広い動作域と高精度が実現可能なことを示す。

3. 互違溝付きばね

3.1 コンプライアント—平行メカニズム応用に必要なばね関節の条件

本研究で開発する C-P メカニズムは1自由度のばね関節を複合的に設置することで構成する。そのため、ばね関節は、想定された回転方向にのみ屈曲しやすい剛性特性を有することで、従来の機構学モデルに近似した高精度な動作が可能となる。言い換えれば、メカニズム先端部に外部から負荷が生じた場合に、各ばね関節が動作自由度以外の変形を高剛性に拘束・抑制することにより、メカニズム先端部の変位が少なくなる。よって、ばね関節は、従来の回転関節と同様の動作を行うために、できるだけ広い動作域を有することが望ましいが、構造自体を変形し、動作する特異的な性質のため、C-P メカニズムへの応用には、以下の点に留意する必要がある。

- 応力に対する変位が直線的であり、ヒステリシスを有さないこと
- 上記の点からばね関節の材質は金属が望ましく、かつ柔軟に変形できること
- 材料の残留応力等の影響により用いるばね関節間の特性個体差をできるだけ小さくするため、加工方法にも配慮する

Fig. 3 Alternate side slits structure for spring joint

こと

- メカニズムが広い動作域を有するため、材質の降伏応力以内で広い屈曲角度を有すること
- エネルギー効率のよいメカニズム動作のため、想定する屈曲方向への回転剛性が低いこと
- メカニズムが十分な機械的拘束を得るため、屈曲以外の方向には偏りなく高剛性であること
- 小型でありながら大きな変位を得られる機械的構造に関する工夫が施されること

3.2 着想

C-P メカニズムに用いるばね関節は、小型でありながら、大きな変位を得られる機械的構造に関する工夫が重要である。そこで本研究では、蛇腹構造に見られるような折り畳まれた構造から着想し、互い違いの溝により構成されるばね関節を考案した。考案した互違溝付きばね関節は、Fig. 3 に示すように、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 の Y 軸方向に長手方向を向く薄いハリである。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 Y 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 Z 軸方向に薄く、ばね関節全体が Z 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、Z 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

Fig. 4 Analyzed spring joints

Table 1 SUP6 properties

Young's modulus	206 [GPa]
Shear modulus	78 [GPa]
Yield stress	1,080 [MPa]
Poisson's ratio	0.3

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。

3.3 構造の比較解析

互違溝付きばね関節と従来ばね関節について、屈曲角度および剛性特性を解析し、特性を明らかにした。

3.3.1 方法

互違溝付きばね関節を含め、7種類のばね関節の弾性域内の最大屈曲角度および回転剛性、相対的な剛性である回転剛性比を、FEM 解析により明らかにした。解析を行った本ばね関節の形状を、Fig. 4 に示す。比較のため、すべてのばね関節において、幅は 20 [mm]、長さ（もしくは直径）は 6 [mm] とした。(c) は厚さ 0.5 [mm] の板ばね関節の両側面に円弧状の溝が付いた形状である。溝の寸法は、直径 0.25 [mm]、深さ 0.25 [mm]、溝間距離 0.4 [mm] である。(f) は、厚さ 0.5 [mm]、外径 6 [mm] の円弧ばね関節の内側面に円弧状の溝が付いた形状である。溝の寸法は、直径 0.5 [mm]、深さ 0.5 [mm]、溝間角度 15 [deg] である。(g) は、考案した互違溝付きばね関節であり、幅 2 [mm] の板ばね関節の両側面から、交互に溝が付いている。溝の寸法は、幅 0.2 [mm]、深さ 1.3 [mm]、片側面同士の溝間距離は、0.6 [mm] である。なお、溝底部は、直径 0.2 [mm] の半円である。本解析では、構造的特性を調べるため、材質をすべてばね鋼 (SUP6、ヤング率: 206 [GPa]、降伏応力: 1,080 [MPa]、Table 1) とした。解析手法として、まずプリプロセッサ Femap (ver.10.2.0) [22] により、各ばね関節に最小メッシュサイズ 0.1 [mm] の六面体メッシュを作成した。各ばね関節に剛体リンクを接続し、先端 100 [mm] に荷重を負荷した (Fig. 5 (a))。なお、Z 軸周りの回転変形は、剛体リンク先端から X 軸方向に 50 [mm] および -50 [mm] 離れた点において、Y 軸方向に荷重を負荷し、変形を生じさせた。負荷荷重は、周期 4 [s] のコサイン波とし、最大負荷荷重は、比較のためすべて 5 [N] とした。降伏応力内の最大屈曲角度は、解析結果の降伏応力に達したときの屈曲角度

Fig. 5 FEM analysis

Table 2 Maximum rotational angle within SUP6 yield stress

Joint	±Angle [deg]
(a)	3.87
(b)	12.61
(c)	6.30
(d)	5.04
(e)	16.82
(f)	9.19
(g)	24.58

Table 3 Rotational stiffness

Joint	R_x	R_y	R_z
	[Nm/deg]	[Nm/deg]	[Nm/deg]
(a)	0.130	166.67	1.49
(b)	0.018	90.09	0.34
(c)	0.035	112.36	0.51
(d)	0.099	5.18	1.14
(e)	0.015	0.77	0.15
(f)	0.025	1.41	0.29
(g)	0.0064	3.70	0.52

を算出した。これらの条件下にて、非線形変形解析ソフトウェア DAFUL (ver.3.3) [23] により解析を行った。

3.3.2 結果および考察

各ばね関節のばね鋼の降伏応力内における最大屈曲角度を、Table 2 に示す。ただし、厚さ 0.5 [mm] の板ばね関節 (a) および円弧ばね関節 (d) では、最大荷重において降伏応力に達していない。しかしながら、降伏するまで荷重を増やした場合、位置決め装置として使用する現実的な負荷荷重を超えてしまうことが容易に予測されたため、最大荷重 5 [N] での屈曲角度を示した。また、各ばね関節の回転剛性 (X 軸周り: R_x [N/deg], Y 軸周り: R_y [N/deg], Z 軸周り: R_z [N/deg]) は Table 3 のように得られた。さらに、各ばね関節の、X 軸周りの回転剛性に対する Y・Z 軸周りの相対的な回転剛性 (回転剛性比) を、Table 4 に示す。最大屈曲角度の表グラフから、本研究では、ばね関節は広い屈曲角度を有する必要があるため、(b)、(e)、(g) が選択肢として残った。Fig. 5 (b) に、ばね関節 (b)、(e)、(g) のリンク先端軌跡を示す。このグラフから明かなように、最大屈曲角度は (g) の互違溝付きばね関節が最も大きく、屈曲方向の回転剛性も一番低くなった。よって、(g) を C-P メカニズムに用いることで、エネルギー効率のよいメカニズム動作が実現できると考えられる。比較したばね関節は長さすべて同

Table 4 Rotational stiffness ratio

Joint	R_y/R_x	R_z/R_x
(a)	1,288.22	11.53
(b)	4,883.78	18.46
(c)	3,188.43	14.40
(d)	52.11	11.44
(e)	50.21	9.98
(f)	56.38	11.75
(g)	579.45	81.97

じであるが、(g) が一番屈曲する結果となった。これは、互い違いの溝によってモーメントが生じやすくなり、小型でありながら大きな変位を得られる機械的構造に関する工夫が施された結果と考えられる。また、Y・Z 軸周りの回転剛性は、(b) および (g) が高かった。(b) の板ばね関節は、Y 軸周りの変形は、引張り圧縮方向であるため剛性が高くなったと考えられる。(g) は、剛体部を有するため Y・Z 軸どちらの回転剛性も比較的高い結果となった。次に、回転剛性比を比較すると、(g) は、Y・Z 軸周りの回転剛性に比ともに高くなった。これは (g) が互い違いの溝によって、屈曲方向にモーメントが生じやすい形状であり、剛体部により Y・Z 軸周りの変形を抑制するためである。以上の解析結果より、C-P メカニズムに応用する場合の条件に照らし合わせると、絶対的および相対的な剛性がともに高く、広い屈曲角度を有した互違溝付きばね関節 (g) の有効性が本解析により明らかになった。

4. コンプライアント—パラレルメカニズムを 応用した位置決め装置

4.1 要求仕様

本装置は、光学部品のピッキングおよび高精度位置決めを行うことを目的としている。そのため、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。一般的な光学部品位置決め装置では、光学部品のピッキングおよび高精度位置決めには、カメラなどの画像系により、装置先端位置を計測し、フィードバック制御を行うため、繰り返し位置決め精度が重要である。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. 6 に示す位置決め装置へ応用した。

4.2 機構学モデル

本装置の機構学モデルは、既存の DELTA と同様である (Fig. 7)。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、基準座標系の Z 軸方向に平行に配置された三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 平面と平行を保つ。ここで、各変数を定義する。まず、 $i = 1, 2, 3$ をアーム番号とする。アクチュエータ設置角度 θ_i は、基準座標系 XY 平面において、X の正軸から Z 軸周りにそれぞれ $\theta_1 = 90$ [deg], $\theta_2 = 210$ [deg], $\theta_3 = 330$ [deg] をなす。各アームには、 $J1_i, J2_i, J3_i, J3'_i, J4_i, J4'_i, J5_i$ の関節と、 $Link1_i, Link2_i, Link3_i, Link3'_i, Link4_i$ のリン

Fig. 6 Developed prototype

Fig. 7 Kinematic model of prototype

クを有する。Link 2_i , Link 3_i , Link $3'_i$, Link 4_i は平行四節リンクをなし、Link 3_i および Link $3'_i$ の長さを L , Link 2_i および Link 4_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 q_{1i} , q_{2i} , q_{3i} , $q_{3'_i}$, q_{4i} , $q_{4'_i}$, q_{5i} とする。J 1_i は直動動作入力であり、基準座標系の Z 軸から $R+r$ の距離を有する。 r はエンドエフェクタ半径であり、 R は機構学モデル上 $r=0$ のときの、アクチュエータと基準座標系 Z 軸間距離である。J 3_i , J $3'_i$, J 4_i , J $4'_i$ は、平行四節リンクの各受動関節であり、J 2_i および J 5_i は、平行四節中央リンクに取り付く受動関節である。ここで、目標位置 $P_e = \{x_e, y_e, z_e\}$ が与えられたときの、動作入力値 q_{1i} を求める逆運動学式は、式 (1) により求まる。なお、 $S_{\theta_i} = \sin \theta_i$, $C_{\theta_i} = \cos \theta_i$ とする。

$$q_{1i} = z_e - \sqrt{L^2 - x_e^2 - y_e^2 + 2Rx_eC_{\theta_i} - R^2C_{\theta_i}^2 + 2Ry_eS_{\theta_i} - R^2S_{\theta_i}^2} \quad (1)$$

4.3 ばね関節およびメカニズムの最適化

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 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. 6 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

Fig. 8 Working area of prototype

を考慮し、ばね関節の全体寸法は、Fig. 6 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、J 3_i ・J 4_i の幅は 20 [mm]、J 2_i ・J 5_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、Link 3_i および Link $3'_i$ 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、Link 2_i および Link 4_i の長さ l は 53 [mm] とした。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. 8 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。

4.4 動作解析

本装置の降伏応力内の動作域について解析的に調べ、目標とする動作域を有することを確認した。

4.4.1 方法

前章の解析と同様の条件で、Femap (ver.10.2.0) によりばね関節のみメッシュを作成し、その他のリンクは剛体とした。ばね関節の材質は、前述のとおり、ばね鋼 (SUP6, Table 1) とした。直動動作入力、Z 軸方向に平行に配置されているため、X・Y 軸方向に並進すると、ばね関節に変形が生じる。そこで、エンドエフェクタが X・Y 平面上を直径 72 [mm] の円 (動作域である一辺 50 [mm] の正方形の外接円) を周期 1 [s] で動作するよう動作入力値を与えた。これらの条件下で DAFUL (ver.3.3) にて動作解析を行った。

4.4.2 結果および考察

代表的な解析結果として、エンドエフェクタ位置が {36, 0, 155} のときの応力分布を、Fig. 9 に示す。各互違溝付きばね関節には、屈曲を想定した弾性変形部に、応力が均等に分散して生じていることが分かった。また、剛体部には、ほぼ応力が生じておらず、ねじり等の回転が抑制され、剛体部が想定した機械的拘束の役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、解析全体においては

Fig. 9 FEM analysis

Table 5 Linear actuator specification

Manufacturer	Citizen Chiba Precision Co., Ltd.
Model	MAR-D23N25
Stroke	25 [mm]
Rated thrust	30 [N]
Repeatability	3.0 [μm]
Resolution	0.015625 [μm]

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1,080 [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。

4.5 実装

開発した高精度・広動作域を有する位置決め装置を Fig. 6 に示す。直動動作入力には、直動アクチュエータ (Table 5, 分解能 0.015625 [μm], 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 1) を用いた。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。

5. 実機評価

5.1 繰り返し位置決め精度評価

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。

5.1.1 方法

実験装置を Fig. 10 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” [24] 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. 11 に示すように、動作範囲内に設定した試験直方体 ($X \times Y \times Z = 50 \times 50 \times 5$ [mm]) 内の中心 P_1 および四つの対

Fig. 10 Experimental setup of repeatability test

Fig. 11 Trajectory for repeatability test

角に位置する点 (P_2, P_3, P_4, P_5) とした。なお、 P_1 の Z 軸方向位置は機構学モデル上 155 [mm] であるが、計測装置の計測範囲から便宜上 0.0 [μm] とした。各点間を 30 回 ($j = 1, 2 \dots n$, ($n = 30$)) 往復しながら、 $P_1-P_5, P_5-P_4, P_4-P_3, P_3-P_2, P_2-P_1$ と連続して位置決めを行った。各往復 $P_{i+1}-P_i$ での到達点 P_i の変位を計測する。 P_1-P_5 および P_2-P_1 での各位置決め点間の移動時間は 4 [s], ほかに 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 (2) と定義した。 $\bar{l}_i$ 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 [μm], Table 6) を用いた。本実験では、計測装置の構成上、0.2 [μm] 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。

$$\begin{aligned}
 RP_i &= \bar{l} + 3S_i \\
 \bar{l} &= \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n l_j \\
 l_j &= \sqrt{(x_j - \bar{x})^2} \\
 \bar{x} &= \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j \\
 S_i &= \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (l_j - \bar{l})^2}{n-1}}
 \end{aligned} \quad (2)$$

5.1.2 結果および考察

実験結果を Table 7 に示す。また、代表例として、Fig. 12 に、位置決め点 P_1 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. 13 には、点 P_1 に指令値が停止し、4 [s]

Table 6 Laser 2D displacement meter specification

Manufacturer	KEYENCE Co., Ltd.
Controller	LJ-G5000
Head type	LJ-G015
Range	Z : ± 2.6 [mm]
Repeatability	0.2 [μm], 0.01 [deg]

Table 7 Result of repeatability test

RP_i	x [μm]	y [μm]	z [μm]
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. 12 Result of repeatable accuracy test at P_1 **Fig. 13** Measured positioning data of P_1

間位置決めを行ったときの、実際の計測値を示す。Fig. 12 から、繰り返し位置決め誤差は、X、Y 軸方向で多少値のばらつきは生じているが、すべての位置決めにおいて、 1.0 [μm] を超えることはなかった。また、Fig. 13 の波形から、整定時間はおよそ 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。

Fig. 14 Experimental setup of rigidity test**Table 8** Load cell specification

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

Table 7 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 [μm] 以下であり、平均すると、X 軸方向に 0.66 [μm]、Y 軸方向に 0.31 [μm]、Z 軸方向に 0.25 [μm] 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 [μm] 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まった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は、Table 5 の仕様値 3.0 [μm] に対し、実測値は 0.5 [μm] であった。よって、本装置はアクチュエータと同程度の繰り返し位置決め精度を有しており、C-P メカニズム部は高精度に動作することが明らかになった。

5.2 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。

5.2.1 方法

実験装置を Fig. 14 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 8, 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、二次元レーザ変位計 (繰り返し精度 0.2 [μm], Table 6) により測定した。

5.2.2 結果および考察

実験結果を Fig. 15 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つた。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

Fig. 15 Result of rigidity test

性が影響した可能性が考えられる。

6. 結 論

本研究では、これまでに、従来の回転関節などに代わり、広い屈曲角度をもつばね関節を有したコンプライアントーパラレル (C-P) メカニズムを提案し、試作機を開発している。

本稿では、C-P メカニズムの応用として、光学部品のピックアップから位置決めまで 1 台で行うことの可能な広い動作域と高精度を有するロボットの開発を目的とした。そこで、新たに互い違いに溝の付いたばね関節を考案し、解析を行った。解析結果から、本ばね関節が、従来から用いられる板ばね関節などと比較し、広い屈曲角度を有しながらも、屈曲方向以外の回転剛性が高く高精度な剛性特性を有することが明らかになった。

さらに、本ばね関節を並進 3 自由度を有した一般的なパラレルメカニズムである DELTA に応用した位置決め装置を開発した。本装置の解析および実機評価を行い、X・Y 軸方向に 50 [mm] 四方の広い動作域を有しながら、繰り返し位置決め精度が平均 0.46 [μ m] で動作することが分かった。また、Z 軸方向に剛性が高く、94.3 [N/mm] であることが分かった。これらのことから、本研究で提案する C-P メカニズムが、光学部品位置決め装置に代表される高精度・広動作域位置決め装置に有効であることが示された。なお、今回の応用では、絶対値決め精度は重要ではなかった。本稿では、ばね関節を回転関節とみなし、疑似的に機構学モデルを扱ったため、ばねの変形に伴い、絶対位置誤差が生ずる可能性がある。この誤差は、ばね関節や機構全体の静的特性から、エンドエフェクタ位置に対し、一意に決まると考えられる。よって、今後、解析や実験より誤差を求め、機構学モデルのパラメータ調整を行う誤差補正手法を検討したい。

謝 辞 本研究の一部は、科学技術振興機構・研究成果最適展開支援事業 (A-STEP) シーズ顕在化採択課題「位置精度 1 [μ m] と 150 × 150 × 150 [mm] の動作域を有する冗長型パラレルメカニズムを用いた組み立て用ロボットの開発」の一部として実施された。

参 考 文 献

- [1] 小塚, 荒田, 奥田, 翁長, 大野, 佐野, 藤本: “円弧型ばね関節を有するばねパラレルメカニズムの開発”, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス (ROBOMEC) 講演会論文集, 2A1-J11, 2011.
- [2] R. Clavel: “DELTA, a fast robot with parallel geometry,” 18th Int. Symp. on Industrial Robot, pp.91–100, 1988.
- [3] L.L. Howell: Compliant mechanisms. Wiley-Interscience, 2001.
- [4] S.T. Smith: Flexures Elements of Elastic Mechanisms. CRC Press, 2000.
- [5] N. Lobontiu: Compliant mechanisms. CRC Press, 2002.
- [6] J. Paros and L. Weisbord: “How to design Flexure Hinges,” Machine Design, pp.151–156, 1965.
- [7] 吉村: “弾性ヒンジの剛性解析”, 精密工学会誌, vol.64, no.11, pp.1589–1593, 1998.
- [8] L.L. Howell and A. Midha: “Parametric Deflection Approximation for End-Loaded Large-Deflection Beams in Compliant Mechanisms,” Transaction the ASME, Journal of Mechanical Design, vol.117, no.1, pp.156–165, 1995.
- [9] B.P. Trease, Y.M. Moon and S. Kota: “Design of Large-Displacement Compliant Joints,” Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design, vol.127, no.4, pp.788–798, 2005.
- [10] M. Goldfarb and J.E. Speich: “A Well-Behaved Revolute Flexure Joint for Compliant Mechanism Design,” Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design, vol.121, no.3, pp.424–429, 1999.
- [11] N. Lobontiu and J. Paine: “Design of Circular Cross-Section CornerFilletted Flexure Hinges for Three-Dimensional Compliant Mechanisms,” Transactions the ASME, Journal of Mechanical Design, vol.124, no.3, pp.479–484, 2002.
- [12] F.S. Eastman: “The Design of Flexure Pivots,” AIAA Journal of the Aeronautical Sciences, vol.4, no.1, pp.16–21, 1937.
- [13] P.H. Sydenham: “Elastic Design of Fine Mechanism in Instruments,” Journal of Physics E: Scientific Instruments, vol.17, no.11, pp.922–930, 1984.
- [14] A. Raatz, J. Wrege, A. Burisch and J. Hesselbach: “Compliant Parallel Robots,” Proceedings of the IFIP TC5 WG5.5 Third International Precision Assembly Seminar, vol.198, pp.83–92, 2006.
- [15] 堀江, 小林, 池上, 岡部: “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, pp.318–322, 1996.
- [16] 谷川, 新井: “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, pp.196–205, 2002.
- [17] P. Pham, Y.J. Regamey, M. Fracheboud and R. Clavel: “Orion MinAngle: A Flexure-Based, Double-Tilting Parallel-Kinematics for Ultra-High Precision Applications Requiring High Angles of Rotation,” Proceedings of the 36th International Symposium on Robotics, 2005.
- [18] 安藤: “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, pp.224–231, 2006.
- [19] S.C. Chen and M.L. Culpepper: “Design of a Six-Axis Micro-Scale Nanopositioner- μ HexFlex,” Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology, vol.30, no.1, pp.314–324, 2006.
- [20] T.L. Wu, J.H. Chen and S.H. Chang: “A Six-DOF Prismatic-Spherical-Spherical Parallel Compliant Nanopositioner,” IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, vol.55, no.12, pp.2544–2551, 2008.
- [21] G. Chen, D.L. Wilcox and L.L. Howell: “Fully Compliant Double Tensural Tristable Micromechanisms,” Journal of Micromechanics and Microengineering, vol.19, no.2, 025011, 2009.
- [22] シーメンス, Femap, <http://www.plm.automation.siemens.com/ja-jp/products/velocity/femap/index.shtml> (参照日 2012 年 5 月 1 日)

[23] Virtual Motion, DAFUL, <http://www.virtualmotion.co.kr/jp/index.html> (参照日 2012 年 5 月 1 日)

[24] 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.

小塚裕明 (Hiroaki Kozuka)

2009 年名古屋工業大学大学院工学研究科情報工学専攻博士前期課程修了。同年同大学大学院機能工学専攻博士後期課程入学。現在に至る。コンプライアントメカニズムおよびパラレルメカニズムに興味をもち、精密位置決めロボットに関する研究に従事。IEEE, 日本機械学会, 日本コンピュータ外科学会 (日本ロボット学会学生会員)

各学生会員。

奥田憲司 (Kenji Okuda)

1983 年ブラザー工業 (株) 入社後、主に生産技術関係業務に従事。情報機器関連製品の生産ライン構築、自動化設備の導入業務に携わる。これまでにカラーコピー、レーザプリンタの自動組立設備設計および生産ライン構築に代表される、光学機器に関する製造技術開発を行う。

大野元嗣 (Motoshi Ohno)

これまでブラザー工業 (株) において、カラーコピー機、FAX 等の製品開発、またプリンティング事業製品に関する工法、設備開発として、これまでに光学機器における自動組み付け機、読み込みユニット調整・組み立ておよび検査装置等の開発に携わる。

藤本英雄 (Hideo Fujimoto)

1970 年名古屋大学工学部機械学科卒業。名古屋工業大学教授を経て、現在同大学プロジェクト教授。医学工学や感性の工学、ロボティクスなどに興味を持つ。工学博士。ASME 最優秀論文賞など多数受賞。スケジューリング学会会長、SICE 常務理事、文部省科学技術学術審議会文化資源委員会委員。愛知県ものづくり人材育成協議会座長、SICE 中部支部支部長、名古屋工業大学ものづくりテクノセンター長、理化学研究所研究員、日本機械学会フェロー・評議員、日本ロボット学会理事などを歴任。

(日本ロボット学会正会員)

荒田純平 (Jumpei Arata)

2004 年東京大学大学院産業機械工学専攻博士課程修了。2007 年より名古屋工業大学助教。現在に至る。1998~2001 年にかけて 2 年間、スイス EPFL にて研究助手としてパラレルメカニズムなどの研究に携わる。2010 年 9 月~12 月スイス ETH Zurich 客員教員。これまでにパラレルメカニズム、コンプライアントメカニズムを応用した手術支援システムなどの医療ロボット、力覚提示装置、産業ロボット等の研究に従事。

(日本ロボット学会正会員)

翁長明範 (Akinori Onaga)

1988 年 ブラザー工業 (株) 入社後、主に生産技術関連業務に従事。小型高速スカラー型ロボット、小型マシニングセンターに加えて、レーザプリンタ、インクジェットプリンタ等の光学機器の精密調整・検査技術等の開発を行う。

佐野明人 (Akihito Sano)

1987 年 3 月岐阜大学大学院工学研究科精密工学専攻修士課程修了。現在名古屋工業大学大学院工学研究科機能工学専攻教授。触覚テクノロジー、人間・機械系、受動歩行の研究に従事。2004 年度日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス部門一般表彰 (ROBOMECH 表彰)、2005 年度計測自動制御学会論文賞・友田賞などを受賞。2008・2009 年度本学会評議員、2010・2011 年度本学会理事、日本機械学会フェロー、計測自動制御学会、日本バーチャルリアリティ学会などの会員。博士 (工学)。

(日本ロボット学会正会員)