作業領域と運動伝達性に優れた3自由度球面 パラレルメカニズムの開発*

(第1報, 運動伝達性の評価と作業領域の解析)

武田 行生^{*1}, 舟橋 宏明^{*1}, 佐々木 康貴^{*2}

Development of a Spherical In-parallel Actuated Mechanism with Three Degrees of Freedom with Large Working Space and High Motion Transmissibility (1st Report, Evaluation of Motion Transmissibility and Analysis of Working Space)

Yukio TAKEDA, Hiroaki FUNABASHI and Yasutaka SASAKI

For a spherical in-parallel actuated mechanism with three degrees of freedom in which the output link is connected to the base link by three connecting-chains composed of an input link, a coupler link and three revolute pairs each and moments are transmitted only in a specific direction from each coupler link to the output link, transmission index (*TI*) is proposed based on the power transmitted from input links to the output link. Static force analyses with consideration of elasticity of links have been carried out in the case where forces and moments are exerted on the output link as external loads, and a new mechanism design method of a spherical in-parallel actuated mechanism using transmission index which can be calculated only from geometrical conditions of the mechanism is derived. A spherical in-parallel actuated mechanism with three degrees of freedom with large working space, in which motion transmissibility is excellent and interferences among links do not occur, is proposed.

Key Words: Robotics, In-parallel Actuated Mechanism, Spherical Mechanism, Kinematics, Statics, Motion Transmissibility, Working Space, Kinematic Synthesis, Elasticity of Links, Interferences of Links, Singular Point

1. 緒 言

3自由度球面パラレルメカニズムは静止節上に配置された三つのアクチュエータを駆動して出力節の3軸まわりの姿勢角を制御するもので、高精度・高速・高負荷といったパラレルメカニズムの優れた特性を生かしたマニピュレータ、ロボットの肩および手首、歩行ロボットの股関節等への適用が期待される。しかし、これらの優れた特性を有するパラレルメカニズムを開発するためには、従来からロボット機構として広く用いられているシリアルメカニズムとは異なる機構設計法を確立する必要がある。著者らは、従来のシリアルメカニズムに比べて高精度・高速・高負荷の作業に適した3自由度球面パラレルメカニズムを実現すべく、機構学的および力学的な観点から研究を行っている。

従来, Asada ら⁽¹⁾は手首用3自由度球面パラレルメカニズム(以下, 同機構と呼ぶ)の入出力角速度比および

入出力トルク比を解析し, 検討を加えている。Gosselin ら⁽²⁾⁽³⁾は同機構の幾何学的対称性, 作業領域および入力変位誤差に対する出力変位誤差の等方性を考慮した最適設計を行い, 特異点についても検討を加えているが, この最適化は一つの姿勢に対して行われているに過ぎない。さらに, Alizade ら⁽⁴⁾は同機構の幾何学的な拘束条件のみによって定まる作業領域を求める手法を示している。しかし, パラレルメカニズムにおいては, 特異点⁽⁵⁾や運動伝達性⁽⁶⁾を考慮すると実用的な作業領域は著しく減少するので, これらを機構設計時に十分考慮する必要がある。従来特異点は3自由度球面パラレルメカニズムについても上述のGosselin ら⁽²⁾によって示されているが, 運動伝達性については出力節へ力のみが伝達される機構について著者らによって検討がなされているだけであり⁽⁶⁾, 同機構のように出力節へモーメントが伝達されるパラレルメカニズムについて検討が加えられていない。さらに, 同機構の作業領域は出力節の三姿勢角によって表されるので機構の大きさに依存しない。したがって, 大きな作業領域を有する機構を得るためには機構総合時に対偶の可動範囲や節間の干渉等による作業領域の制限を十分

* 原稿受付 平成6年4月6日。

^{*1} 正員, 東京工業大学工学部 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*2} 東京工業大学大学院。

に考慮しなければならない。

そこで本報では、3自由度球面パラレルメカニズムの運動伝達性の評価指数を提案し、静力学的な観点からその指数の有効性について検討を加える。次に、節間の干渉を考慮した作業領域について検討を加え、運動伝達性と節間干渉を考慮して大きな作業領域を有する機構を明らかにする。

2. 運動伝達性

2.1 機構定数および出力節の姿勢の定義 本論文で対象とする3自由度球面パラレルメカニズムは、図1に示すとおり静止座標系O-XYZの原点Oを中心とする同心球上に配置された入力節 $J_{1,i}$ $J_{2,i}$ ($i=1, 2, 3$) および中間節 $J_{2,i}$ $J_{3,i}$ からなる連結連鎖と出力節からなる。出力節には、エンドエフェクタ、アーム、大腿部等が固定されるが、本論文ではこれらを代表してアームを出力節上に固定した構造を考える。各対偶は回転対偶であり、対偶 $J_{1,i}$ $J_{2,i}$ $J_{3,i}$ の回転軸は原点Oを通り、これらをそれぞれ U_i V_i W_i で表す。各入力角変位 θ_i は入力節 $J_{1,i}$ $J_{2,i}$ の U_i 軸まわりのXY平面からの回転角で表す。また出力節の姿勢を図2に示す角 θ_y θ_z および ψ で表し、図3に示すように $\theta_y = \theta_z = \psi = 0$ において、出力節に固定された座標系 $o-\xi\eta\zeta$ をX軸と ξ 軸、Y軸と η 軸、Z軸と ζ 軸が一致するように設定し、また U_1 と W_1 がXZ平面内に

図1 3自由度球面パラレルメカニズム

図2 出力節の姿勢の定義

あるようにする。ここで、 ψ は図3に示した $\theta_y = \theta_z = \psi = 0$ の状態から出力節が ζ 軸まわりに回転することなく静止座標系O-XYZに対して図2の θ_y および θ_z の姿勢になった後に ζ 軸まわりに出力節が回転した角である。さらに図3に示すように、 W_2 U_2 W_3 U_3 をXY平面上に写影したベクトル W'_2 U'_2 W'_3 U'_3 とX軸のなす角をそれぞれ B_2 C_2 B_3 C_3 で表し、 ζ 軸と W_i およびZ軸と U_i のなす角を φ_i および $C_{1,i}$ で表す。また入力節および中間節のリンク角を $A_{1,i}$ および $A_{2,i}$ で表す。

2.2 運動伝達指数 三つの入力節のうちの二つの入力節 $J_{1,2}$ $J_{2,2}$ $J_{1,3}$ $J_{2,3}$ を固定し入力節 $J_{1,1}$ $J_{2,1}$ のみを駆動するとき、出力節は図4に示す Ω_1 まわりに回転する。 Ω_1 は次式で求められる。

$$\Omega_1 = \frac{(V_2 \times W_2) \times (V_3 \times W_3)}{|(V_2 \times W_2) \times (V_3 \times W_3)|} \quad (1)$$

他の二つの入力節をそれぞれ単独に駆動する場合の出力節の瞬間回転軸 Ω_2 Ω_3 も同様に求められる。

ところで、3自由度球面パラレルメカニズムにおいて出力節は回転運動のみを行うので、一つの入力節 i のみを駆動するとき中間節 $J_{2,i}$ $J_{3,i}$ から出力節へ伝達される有効な力・モーメントは瞬間回転軸 Ω_i まわりのモーメント $M_{e,i}$ である。ここで、 Ω_i まわりの角速度を ω_i と表せば、すべての入力節を同時に駆動するとき出力節へ伝達される動力 P は次式で表され

図3 機構定数の定義

図4 出力節の瞬間回転軸 Ω_1 および角 α_1

る。

$$P = \sum_{i=1}^3 \omega_i M_{e,i} \dots \dots \dots (2)$$

各節が剛体であるとすれば、中間節 $J_{2,i}$ 、 $J_{3,i}$ から出力節へは中間節 $J_{2,i}$ 、 $J_{3,i}$ を含む平面に垂直な軸まわりのモーメント M_i のみが伝達される。中間節 $J_{2,i}$ 、 $J_{3,i}$ を含む平面に垂直な軸と Ω_i のなす角を図4のように α_i と表せば、式(2)は次式となる。

$$P = \sum_{i=1}^3 \omega_i M_i \cos \alpha_i \dots \dots \dots (3)$$

したがって、入力節から出力節へ動力を伝達する際に中間節に過大なモーメントを作用させないためには、 $|\cos \alpha_i|$ を極力大きくする必要がある。以上より、3自由度球面平行機構の運動伝達性を次式の伝達指数 TI で評価することにする。

$$TI = \min. (|\cos \alpha_1|, |\cos \alpha_2|, |\cos \alpha_3|) \dots \dots \dots (4)$$

TI は0~1の間で変化する無次元量であり、 TI が大きいほど運動伝達性に優れ、 $TI=0$ のとき機構は平行機構特有の特異点⁽⁵⁾となる。 $TI=0$ となるのは Ω_1 、 Ω_2 および Ω_3 が一致するとき、つまり各中間節を含む円弧が一点で交わるときのみであり、すべての角 $\alpha_i = \pi/2$ となってこの交点と原点を結ぶ直線まわりのモーメントが出力節に外力として作用すると機構はこれを支持できない。また、3自由度球面平行機構の節の曲率半径を無限大とすれば3自由度平面平行機構が得られ、この機構の TI を式(4)から求めると、これは従来示されている3自由度平面平行機構の TI ⁽⁶⁾ と一致する。したがって、式(4)で定義される運動伝達指数 TI は3自由度球面平行機構および3自由度平面平行機構に共通に適用することができるものである。

3. 節の弾性変形を考慮した機構設計法

第2章で提案した運動伝達指数 TI は、節が変形しないことを前提としたものであるため、出力節等に外力が作用して節が弾性変形する場合には適切な機構評価量となり得ないことが考えられる。そこで、3自由度球面平行機構の出力節に外力として力とモーメントが作用した場合に、節の弾性変形を抑制して所望の運動精度、剛性を得るために、出力節の回転中心部に球対偶を設けてその球対偶に一端が静止系に固定された支柱を取付けた構造を新たに考え、支柱の設置効果について静力学の観点から検討を加えるとともに、機構設計手順について考察する。なお、支柱は図1において $Z < 0$ 側に存在して Z 軸を中心線とする

丸棒とする。

3・1 対偶作用力・モーメントの解析 出力節、3つの入力節・中間節に関する力・モーメントの釣合いを考えると42個の式が得られる。一方、受動回転対偶においては回転対偶軸まわりのモーメントが、球対偶においては3軸まわりのモーメントが作用しないので、求めるべき対偶作用力・モーメントは合計51成分となる。したがって、出力節に外力が作用したときに各対偶に作用する力・モーメントを求めるためにはさらに9個の式が必要である。そこで、図5に示すように入力・中間節を幅 w_L 、厚さ h_L 、中立軸半径 R_L 、縦弾性係数 E_L の曲がりばり、支柱を直径 d_b 、長さ l_b 、縦弾性係数 E_b の中実丸棒とし、それ以外の出力節等の部材は剛体であるとする。そして各節および支柱が弾性変形した状態において、 $J_{1,1}$ - $J_{2,1}$ - $J_{3,1}$ -0、 $J_{1,2}$ - $J_{2,2}$ - $J_{3,2}$ -0 および $J_{1,3}$ - $J_{2,3}$ - $J_{3,3}$ -0 の各経路で求めた三つおりの出力節上の点 o の変位 $o_1(X_1, Y_1, Z_1)$ 、 $o_2(X_2, Y_2, Z_2)$ および $o_3(X_3, Y_3, Z_3)$ と支柱のたわみによる変位 $o_b(X_b, Y_b, Z_b)$ がすべて一致するとおくことにより得られる9個の式を用いることにする。

3・2 支柱の設置効果 機構定数ならびに出力節の姿勢を種々に変え、出力節上に外力として種々の力およびモーメントを作用させたときの対偶作用力・モーメントを3・1節の方法により求めた。ここで、出力節の姿勢を固定した状態で、まず出力節に固定された座標系 $o-\xi\eta\zeta$ の原点 o に ξ 、 η および ζ 軸それぞれの方向にのみ順番に大きさ F の力を作用させたときに求められる全対偶作用力・モーメントの中の最大値をそれぞれ $f_{F,max}$ および $m_{F,max}$ とし、次に大きさ M のモーメントを、力を作用させた場合と同様に出力節に作用させてそのときの全対偶作用力・モーメントの中の最大値を $f_{M,max}$ および $m_{M,max}$ とし、これらの数値をその姿勢における対偶作用力・モーメントの代表値とする。

結果の一例として、表1の機構定数および表2の諸

図5 節および支柱のモデル

元を有する機構について、支柱の縦弾性係数 E_b および直径 d_b の組を三とおりに変えた場合の TI と $f_{F,\max}$, $m_{F,\max}$, $f_{M,\max}$, $m_{M,\max}$ の関係を図6に示す。ここで、 $F=1\text{ N}$ とし、 M を F と同じレベルの大きさとするために節の配置半径(約 0.2 m)を F に乗じて $M=0.2\text{ N}\cdot\text{m}$ とした。また、出力節の姿勢は $0^\circ \leq \theta_y \leq 180^\circ$, $0^\circ \leq \theta_z \leq 360^\circ$, $-180^\circ \leq \psi \leq 180^\circ$ の範囲でそれぞれ 15° ごとに变化させた。図6(a)は支柱が存在しない場合を想定した場合の結果である。図6より出力節に力のみ、モーメントのみを作用させた場合のいずれの場合においても対偶作用力・モーメントは TI と無関係であることがわかる。ついで $E_b=210\text{ GPa}$ とし、 $d_b=25\text{ mm}$ と 35 mm の場合の結果である図6(b),

(c)を見ると、支柱の剛性が増すに従って出力節に力が作用する場合の対偶作用力・モーメントは小さくなり、 $d_b=35\text{ mm}$ では $TI \geq 0.15$ の領域で支柱の設置効果が著しく現れることがわかる。また、出力節にモーメントが作用する場合については、支柱の剛性を大きくすることにより、 TI の数値が大きければ対偶作用力・モーメントが小さくなるという関係が得られ、 TI により機構の静力学特性を評価することが可能となることがわかる。表1の機構定数を有する機構においては d_b あるいは E_b をさらに大きくして支柱の剛性を大きくしても図6(c)とほぼ同様の結果が得られる。また他の機構定数に対しても定性的には図6と同様の結果が得られた。

表1 機構定数

$A_{1,i}$	90°
$A_{2,i}$	90°
B_2	120°
B_3	120°
$C_{1,i}$	100°
C_2	120°
C_3	120°
φ_i	25°
$(i=1,2,3)$	

表2 機構諸元

	input link	coupler link
R_L	186.7 mm	133.4 mm
w_L	30.0 mm	20.0 mm
h_L	29.8 mm	43.2 mm
E_L	70.0 GPa	
l_b	220.0 mm	

3.3 静力学特性を考慮した機構設計法 3.2節

の結果に基づき、3自由度球面平行メカニズムの静力学特性を考慮した機構設計法を提案する。

まず、出力節上の回転中心部に球対偶を取付け、これを十分な剛性を有する支柱により支えるという前提で、 TI を用いて良好な運動伝達性が得られる機構定数を決定する(ステップ1)。次に、与えられた負荷条件に対する許容応力を考慮するとともに支柱の設置効

(a) $E_b=210 \times 10^{-10}\text{ GPa}$, $d_b=25\text{ mm}$ (b) $E_b=210\text{ GPa}$, $d_b=25\text{ mm}$ (c) $E_b=210\text{ GPa}$, $d_b=35\text{ mm}$ 図6 節の弾性変形を考慮した TI と最大対偶作用力・モーメントの関係

果が図6(c)のように現れるように節の幅, 支柱の直径等の各部諸元を決定する(ステップ2)。このような手順をとることによって, ステップ1において, 各節の弾性変形の解析を行わずに機構の幾何学的条件のみで定まる TI により静力学的特性に優れた機構の総合が容易に短時間で行うことが可能となる。

4. 作業領域の解析と機構定数の決定

3自由度球面パラレルメカニズムの作業領域内には運動伝達性が劣る領域や節, 支柱および出力アーム相互間で干渉が起こる領域があるため, 良好な運動特性・静力学特性が得られしかも実際に用いることのできる作業領域はかなり制限される。本章では, 機構定数と作業領域内の運動伝達性が優れる領域および節等が互いに干渉し合う領域の関係を調べ, 実用上有効な作業領域を有する機構定数を明らかにする。

4.1 設計パラメータ 解析の複雑化を避け, 幾何学的な条件のみによって定まる作業領域を大きくすることを考え, 各連結連鎖に関する機構定数を同一とし, $A_{1,i}=A_{2,i}=90^\circ$, $B_2=B_3=C_2=C_3=120^\circ$, $C_{1,i}=C_{1,j}$, $\varphi_i=\varphi_j$ ($i, j=1, 2, 3, i \neq j$) とする。以後では $A_{1,i}$, $A_{2,i}$, $C_{1,i}$, φ_i をそれぞれ単に A_1 , A_2 , C_1 , φ と表す。したがって, 設計パラメータは C_1 および φ である。

4.2 作業領域の解析と機構定数の決定 まず, 運動伝達性が良好な領域として, 図6の結果を考慮して $TI \geq 0.5$ の領域⁽⁶⁾を採用する。また, 節, 支柱およびアームの相互干渉を考えるために, 入力節および中間節を図7に示す形状に, 支柱およびアームを十分な長さを有するそれぞれ直径が d_b , d_a の丸棒でモデル化する。さらに, 機構の小形・高集積化を考慮し, 機構内に多くの節の配置層を設けることを避けしかも各回転対偶の可動範囲が最大となるように, 各入力節, 各中間節はそれぞれ同一球面上に配置することにする。また, 逆運動学解は8種類存在するが, 節間の干渉を考慮して図1に示す解を採用する。

ここではロボットの肩, 手首への適用を考慮し, 出

図7 節の形状

力アームは Z 軸まわりに一回転できしかも連続的に大きな姿勢角 θ_y が得られることが望まれると考え, $\psi=0$ において θ_z が任意にとれ, 任意の θ_z に対して θ_y が極力大きくなる機構定数を明らかにする。なおここでは各対偶の可動範囲を特に考慮しないが, 各回転対偶は上述の節の層配置をとることにより一回転でき, また球対偶として市販のユニバーサルジョイント等を用いることを想定すれば θ_y は最大でも 90° 程度が限界である。節, 支柱およびアームの諸元を表2および表3のように定め, $\psi=0^\circ$ として, C_1 と φ の多数の組合せに対して運動伝達性に優れた領域と節間等の干渉が起こる領域を調べることで, 運動伝達性に優れた領域が大きく, しかもこの領域と節間等の干渉が起こる領域の共通領域が小さな設計パラメータ C_1 および φ の組合せを探索した。

その結果, $\psi=0^\circ$ においては, $C_1=100^\circ$, $\varphi=25^\circ$ の組合せの場合に運動伝達性が良好で節間等の干渉が起こらない実用的な作業領域が大きかった。この機構定数において $\psi=0^\circ$ の場合の(a) $TI \geq 0.5$ の領域, (b) 節, 支柱およびアームの間で干渉が起こる領域, (c) $TI \geq 0.5$ を満たしかつ干渉が起こらない領域を図8に示す。図8において, $90^\circ - \theta_y \geq 0^\circ$ はアームが $Z \geq 0$ の支柱が存在しない領域にあることを表し, 実用的にはこの領域が作業領域として望ましい。図8より, この機構定数を用いれば $90^\circ - \theta_y \geq 0^\circ$ の領域内の干渉が起こる領域は小さく, 干渉を考慮しない場合に $TI \geq 0.5$ を満たす(a)の領域と干渉を考慮した場合の(c)の作業領域の差はわずかであることがわかる。そして, 広く連続的な作業領域が得られ, $\psi=0^\circ$ を保ったままいずれの θ_z に対しても $66^\circ \sim 74^\circ$ の範囲の姿勢角 θ_y が得られることがわかる。また, この作業領域は上述した球対偶(ユニバーサルジョイント)の可動範囲を考慮しても十分実現可能である。

さらに, ψ を変えたときの(c)の領域を図9に示す。図9では, 作業領域を極座標 $R-\theta$ 系の R 軸に θ_y を, θ 軸に θ_z をとって表示している。図9より, $-40^\circ \leq \psi \leq 0^\circ$ において比較的大きな作業領域が得られることがわかる。なお同図において, ψ を正側にしたときよりも負側にしたときのほうが作業領域が大きくなるのは, 中間節の間で干渉が起こりにくいためである。

表3 節, 支柱およびアームの諸元

	input link	coupler link
l_j	170.0 mm	109.0 mm
d_j	50.0 mm	50.0 mm
d_a	20.0 mm	
d_b	35.0 mm	

4・3 出力角速度の等方性の解析 4・2節では運動伝達性を考慮して機構定数を決定したが、ロボット

(a) $TI \geq 0.5$ の領域 [//]

(b) 節間等の干渉が起こる領域 [.]

(c) $TI \geq 0.5$ かつ干渉が起きない領域 [X]

図8 作業領域

図9 ψ を変化させた場合の作業領域

等においては作業特性の空間的等方性が要求されることも多く、このような場合にはヤコビ行列の条件数が機構評価量として採用されることが多い⁽²⁾⁽³⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。そこで、4・2節で得られた機構定数を有する3自由度球面平行メカニズムの出力節の発生角速度の等方性をヤコビ行列の条件数 C_ω により解析する。出力節の X , Y および Z 軸まわりの角速度 $\omega = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]^T$ と入力角速度 $\dot{\theta} = [\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3]^T$ の間にはヤコビ行列を $[J]$ として次式が成り立つ。

$$\omega = [J] \dot{\theta} \quad (5)$$

ここで、ヤコビ行列 $[J]$ の逆行列 $[J]^{-1}$ の第 (i, j) 成分を a_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) と表せば、

$$[a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}] = (\mathbf{V}_i \times \mathbf{W}_i)^T / \{(\mathbf{U}_i \times \mathbf{V}_i) \cdot \mathbf{W}_i\} \quad (6)$$

である。また、行列 $[J]$ の条件数 C_ω は行列 $[J]$ の最大特異値と最小特異値の比(最大特異値/最小特異値)で表される。

図10に $\psi = 0^\circ$, $0^\circ \leq \theta_y \leq 90^\circ$ における TI および $1/C_\omega$ の分布を示す。図10より、 TI および $1/C_\omega$ の分布は若干異なるものの、 TI の数値が大きく運動伝達性に優れている領域では $1/C_\omega$ の数値も大きく発生速度の等方性にも優れ、特に $\theta_z = 60^\circ, 180^\circ, 300^\circ$ の方向ではこれらの数値がともに大きく、運動伝達性および発生速度の等方性に優れていることがわかる。

4・4 他の機構との比較 従来、解析対象とされたり、最適設計の解として示されている3自由度球面平行メカニズムのうち、各連結連鎖に関しては同一の機構定数を有するもの⁽²⁾⁽³⁾について、運動伝達性に優れ、しかも節間等の干渉が起こらない作業領域の解析を行った。いずれの機構においても球対偶、支柱および出力アームを設置するものとした。その結果、4・2節で明らかにした機構の図8および9に示したように大きな作業領域を有する機構は見受けられなかったが、それらのなかでは表4に示す機構⁽³⁾が比較的大きな作業領域を有していた。その機構について、表2および表3の諸元を仮定したときの $TI \geq 0.5$ であり節間等の干渉が起こらない作業領域を $\psi = 0^\circ$ および $\psi = -20^\circ$ について図11に示す。ここでこの機構においては、 $\psi > 0^\circ$, $\psi < -20^\circ$ とした場合、 $TI \geq 0.5$ でしかも節間等の干渉が起こらない作業領域は図11に示した ψ の数値に対する作業領域に比してきわめて小さい。図9と図11を比較することにより、4・2節で明らかにした機構が幅広い姿勢角 ψ の範囲において大きな作業領域を有することがわかる。

図 10 TI および $1/C_{\omega}$ の分布 ($\psi = 0^\circ$)

5. 結 論

本報では、3自由度球面パラレルメカニズムの運動伝達性の評価と運動伝達性および節間等の干渉を考慮した作業領域について検討を加え、次の結論を得た。

(1) 3自由度球面パラレルメカニズムについて、出力節へ伝達される動力の観点から運動伝達性の評価指数 TI を提案した。

(2) 出力節に作用する外力による各節の弾性変形を抑制するために、出力節の回転中心部に球対偶を設置しこれを十分な剛性を有する支柱により支える構造を提案した。このような構造とすることにより、幾何学的条件のみによって定まる TI によって機構の静力

表 4 比較の対象とした機構定数

A_1	90°
A_2	90°
B_2	120°
B_3	120°
C_1	125.26°
C_2	120°
C_3	120°
φ	54.74°

図 11 表 4 の機構定数を有する機構の作業領域

学的特性を考慮した機構総合が可能である。

(3) 運動伝達性と機構内の節等の相互干渉を考慮した作業領域の解析を行い、運動伝達性が良好でありしかも干渉が起こらない実用的な作業領域が広く連続的に得られる機構定数を明らかにした。その機構の運動伝達性に優れた作業領域では発生速度の等方性も優れている。また、この機構は従来の3自由度球面パラレルメカニズムに比べ、運動伝達性に優れ、しかも節間等の干渉が起こらない作業領域が極めて大きい。

なお、本研究の一部は平成5年度文部省科学研究費補助金によって行われたことを付記する。

文 献

- (1) Asada, H. and Cro Granito, J. A., *Proc. IEEE Conf. on Robotics and Autom.*, (1985), 244, St. Louis.
- (2) Gosselin, C. and Angeles, J., *Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Des.*, 111(1989), 202.
- (3) Gosselin, C. and Lavoie, E., *Int. J. Robotics Research*, 12-4(1993), 394.
- (4) Alizade, R. I., Tagiyev, N. R. and Duffy, J., *Mech. and Mach. Theory*, 29-1(1994), 125.
- (5) 武田・舟橋, 機論, 60-570, C(1994), 701.
- (6) 武田・舟橋, 機論, 59-560, C(1993), 1142.
- (7) Stoughton, R. S. and Arai, T., *IEEE Trans. on Robotics and Autom.*, 9-2(1993), 166.
- (8) Salisbury, J. K. and Craig, J. J., *Int. J. Robotics Research*, 1-1(1982), 4.