

パラレルメカニズム型工作機械における重力による変形誤差の補正法

京都大学 奥田敏宏, 茨木創一, 垣野義昭
 オークマ(株) 中川昌夫, 松下哲也

Compensation of Gravity-induced Motion Errors on a Parallel Kinematic Machine Tool

Kyoto University Toshihiro OKUDA, Soichi IBARAKI, Yoshiaki KAKINO
 Okuma Corporation Masao NAKAGAWA, Tetsuya MATSUSHITA

This paper presents a methodology to compensate contouring errors introduced by the gravity on a Hexapod-type parallel kinematic machine tool with the Stewart platform. We first present a kinematic model to predict the elastic deformation of struts caused by the gravity. The positioning error at the tool tip is given as the superposition of the deformation of each strut. It is experimentally verified on a commercial parallel kinematic machine tool that the machine's contouring error is significantly reduced by compensating gravity-induced errors on a reference trajectory.

1 はじめに

パラレル機構送り系は高速度かつ高精度な6自由度位置決めが比較的容易であるという特長により、工作機械への応用という面から以前より注目を集めてきた。この構造を持つ5軸加工機であるHexapodと称する初めての工作機械は1994年にIngersollとGidding&Lewis社により発表され、これまでに研究レベルでは多くの成果が報告されてきた¹⁾。しかし、期待に相違して現在でも現場で実用に供されている機械は世界を見渡しても数少ない。その原因の一つとして、パラレル機構の動作制御のためには数多い機構パラメータを正確に同定する必要があり、高精度な位置決めを実現するのがより困難であるという点が挙げられる。しかし、機構パラメータのキャリブレーション法についてはこれまでに多くの研究がなされ、著者らも円弧運動誤差測定の測定に基づくキャリブレーション法を用いて、主軸ユニットが作業領域の中心付近にある条件では真円度誤差を5μm以下に抑えられたことを報告した²⁾。しかし、主軸の位置が作業領域の端近くにある場合や、主軸の姿勢変化(チルト角)が大きい場合などには、重力によるストラットの弾性変形の影響が大きくなるため、真円度誤差は急激に悪化する。パラレル機構送り系において、機械の位置決め精度への重力の影響は、主軸の位置及び姿勢によって大きく異なり³⁾、パラレル運動学の特異点付近では特に大きくなる。もし、重力の影響を正確に予測でき、補正できるのであれば、運動誤差を作業領域全体で大幅に向上させることが可能である。本論文では、図1に示すシュチュワートプラットフォームを用いたHexapod型のパラレルメカニズム型工作機械を対象として重力による変形誤差の補正法を提案する。検証実験にはオークマ(株)製COSMO CENTER PM-600を用いる。

2 重力による変形誤差の推定及び補正

2.1 概要

最初に、重力によって生じる各ストラットへの負荷を推定するシミュレーションモデルを考える。工具先端における位置決め誤差は各ストラットへの負荷による弾性変形量の足し合わせにより推定される。これまでに著者らは、図1に示す機械について、XY平面内での円弧運動誤差軌跡に対するストラットの曲げ変形の寄与は、軸方向の伸縮変形と比べて比較的小さいことをFEM解析を用いて示した⁴⁾。したがって、工具先端の位置決め誤差を推定するのに、ストラットの曲げは無視して、軸方向への変形のみを考慮する。作用する力としては、1) 重力、2) ボールねじとジョイントに作用する摩擦力、3) 慣性力を考慮する。

2.1.1 各ストラットに作用する重力

j 番目のストラットの方向を表す単位ベクトルを l_j 、プラットフォーム重心を基準とした j 番目のプラットフォームジョイントの位置ベクトルを B_j としたときに、便宜的に関数 $\Gamma_{l,B}(x) : \mathbb{R}^6 \rightarrow \mathbb{R}^6$ を次式のように定義する。

$$\Gamma_{l,B}(x) = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^6 (x_j l_j) \\ \sum_{j=1}^6 (B_j \times x_j l_j) \end{bmatrix} \quad (1)$$

ただし、記号 \times はベクトルの外積を表す。

各プラットフォームジョイントのストラット方向に作用す

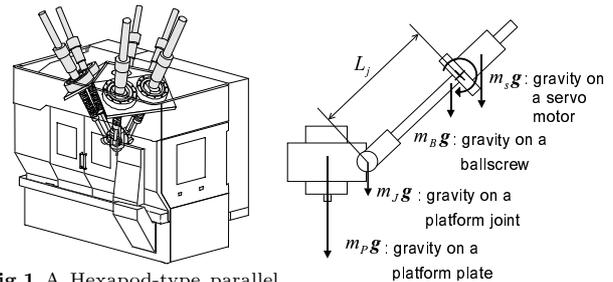


Fig.1 A Hexapod-type parallel mechanism machine tool, Fig.2 A gravity model on a COSMO CENTER PM-600 by strut and a platform. Okuma Corp.

る重力 $\hat{g} = \{\hat{g}_j\}_{j=1\sim6}$ は、プラットフォームの重心まわりの力とモーメントの釣合いより、以下の連立方程式を $\hat{g} = \{\hat{g}_j\}_{1\sim6}$ について解くことで求められる⁵⁾。

$$\Gamma_{l,B}(\hat{g} - g_s) = \begin{bmatrix} -N_g \\ -M_g \end{bmatrix} \quad (2)$$

ただし、 $N_g, M_g \in \mathbb{R}^3$ はプラットフォームなどに作用する重力を、プラットフォームの重心まわりの合力、及び合モーメントとして等価表現したものであり、以下のように与える。ストラット及びプラットフォームに作用する重力をモデル化したものを図2に示す。各ストラットに働く重力のベースジョイントまわりのモーメントを考え、それがプラットフォームジョイントまわりに作る等価力、及びプラットフォーム重心まわりに作る等価モーメントを足し合わせることで求める。また、 $g_s \in \mathbb{R}^6$ は重力のストラット方向の分力である。

2.1.2 各ストラットに作用する摩擦力

各ストラットの送り系に作用する摩擦力として、ナットとボールねじの間に生じるボールねじ軸方向の摩擦力、及びベースジョイントの回転方向の摩擦力を考える。 j 番目のストラットの軸方向に作用する摩擦力 $\hat{f} = \{\hat{f}_j\}_{1\sim6}$ は、以下の方程式を解くことによって求められる。

$$\Gamma_{l,B}(\hat{f} - f_b) = \begin{bmatrix} -N_c \\ -M_c \end{bmatrix} \quad (3)$$

ただし、 $f_b \in \mathbb{R}^6$ はナットとボールねじの間に生じる摩擦力である。 $N_c, M_c \in \mathbb{R}^3$ は、ベースジョイントの回転方向の摩擦力をプラットフォームジョイントに作用するストラットと垂直方向の力として表し、プラットフォームの重心まわりの合力・合モーメントとして等価変換したものである。

2.1.3 慣性力

主軸先端(または工具先端)に作用する慣性力を $N_I \in \mathbb{R}^3$ とすると、各ストラット方向の分力 $\hat{f}_I = \{\hat{f}_{Ij}\}_{1\sim6}$ は以下の方程式を解くことによって求められる。

$$\Gamma_{l,B}(\hat{f}_I) = \begin{bmatrix} -N_I \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

主軸先端の加速度が小さい場合、慣性力は重力や摩擦と比較して小さくなり、無視することも可能である。

2.2 位置決め誤差の推定

以上をまとめると、工具先端の位置及び姿勢 \hat{T} が与えられたとき、各ストラットの軸方向に働く負荷は以下のようにして推定できる: 1) 与えられた \hat{T} に対し、逆運動学を解くことでストラットの位置 l_j 、プラットフォームプレートの重

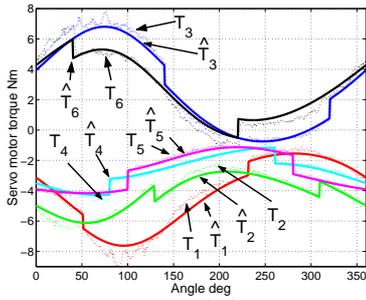


Fig.3 Comparison of measured (T_i) and simulated (\hat{T}_i) servo motor torque profiles on each strut ($i = 1 \sim 6$) in a circular operation (Center location: $(X, Y, Z) = (0, 100, -1008)$ (mm), tilting angles: $(A, B) = (-23, 0)$ (deg)).

心からのプラットフォームジョイントの位置 B_j を計算する。
 2) \hat{g} , \hat{f} , \hat{f}_I をそれぞれ式 (2), (3), (4) から求める。3) 各ストラットに働く軸方向の力の大きさ $\hat{F} \in \mathbb{R}^6$ は $\hat{F} = \hat{g} + \hat{f} + \hat{f}_I$ によって推定できる。j 番目のストラットの軸方向への弾性変形量 $\{\Delta \hat{L}\}_j$ は次式で与えられると仮定する。

$$\Delta \hat{L} = K_{stiff} \hat{F} \quad (5)$$

ここで, $K_{stiff} \in \mathbb{R}$ はストラットの軸方向への負荷に対するコンプライアンスを表し, 簡単のため全てのストラットで同じ値とする。その結果, 工具先端での位置決め誤差 $\Delta \hat{T} \in \mathbb{R}^6$ は各ストラットの変形量の重ねあわせにより与えられる。

$$\Delta \hat{T} = \mathcal{F}^{-1} (\hat{L} + \Delta \hat{L}) - \hat{T} \quad (6)$$

ここで, 関数 \mathcal{F}^{-1} は順運動学関数を表す。 $\hat{T} \in \mathbb{R}^6$ は工具先端に対する位置及び姿勢指令である。 $\hat{L} \in \mathbb{R}^6$ は順運動学問題 $\hat{L} = \mathcal{F}(\hat{T})$ をとくことで得られるストラットの長さである。

2.3 パラメータの同定

モデルに含まれるパラメータのうちの幾らかは, 以下のような方法で容易に同定できる。図 3 は円弧運動時のサーボモータトルク ($T_1 \sim T_6$) を比較したものである。実験条件は, 送り速度 1,000mm/min, 回転方向は反時計回り (CCW) である。式 (2) に含まれるパラメータ (サーボモータの質量及びストラットの全質量), 式 (3) に含まれるパラメータ (ボールねじとナットの間の摩擦力の絶対値及びベースジョイントの回転方向の摩擦係数) はサーボモータトルクの実測と推定の間の誤差が最小化するように同定した。図には同定したパラメータを用いて推定したサーボモータトルク ($\hat{T}_1 \sim \hat{T}_6$) も示している。式 (5) におけるパラメータ K_{stiff} は円弧運動時の実機の誤差軌跡の測定に基づいて, 実測と推定の軌跡の誤差を最小化するように定める。

2.4 重力による変形誤差の補正

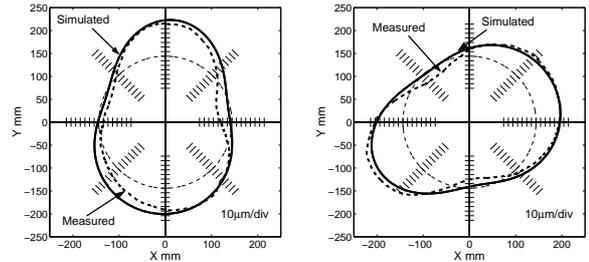
提案したモデルにより推定した工具先端での位置決め誤差を指令位置をずらすことで補正する。すなわち, 与えられた指令位置 (及び姿勢) \hat{T} に対し, 工具先端での位置決め誤差の推定値 $\Delta \hat{T}$ が求められたとき, 補正指令は $\hat{T}_{comp} := \hat{T} - \Delta \hat{T}$ により与えられる。

3 検証実験

重力による変形誤差の補正法の妥当性を, 実機において検証する。運動誤差の測定には DBB (Double Ball Bar) 装置を用いた円弧運動測定法を用いる。

まず, モデルの推定精度について検証する。図 4(a)(b) は, 異なる位置における円弧運動時の実測と推定の誤差軌跡を比較したものである。ただし, この図において, (a) はモデルの同定に用いた条件であるが, (b) は同定に用いていない。共に, 実測と推定の軌跡がよく一致していることがわかる。

次に, 重力による変形誤差の補正の効果を検証する。図 5 は, 一定の位置において X 軸まわりのチルト角を $-25^\circ \sim +23^\circ$ まで変えたときの, 真円度誤差を補正ありと補正なしの場合で比較したものである。補正なしの場合, 負のチルト角で絶対値が大きくなるにつれて, 真円度誤差は急激に悪化することが分かる。提案した補正法では, そのような平行運動学の特異点に近い条件において特に真円度が向上している。例えば, $A = -25^\circ$ における補正なしとありの場合での実測軌跡の比較を図 6(a) に示すが, 真円度誤差は $200.6\mu\text{m}$ から $44.5\mu\text{m}$ に減少し, 78%の補正効果が得られる。それよりチ



(a) Center location: $(X, Y, Z) = (0, 100, -1008)$ (mm), tilting angles: $(A, B) = (-23, 0)$ (deg)
 (b) Center location: $(X, Y, Z) = (-70, -70, -1008)$ (mm), tilting angles: $(A, B) = (-17, -17)$ (deg)

Fig.4 Comparison of measured (dashed line) and simulated (solid line) contouring error profiles in a circular operation.

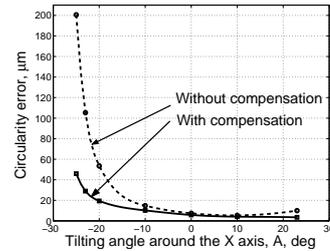
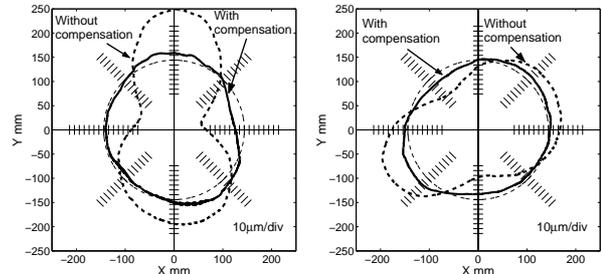


Fig.5 Comparison of the circularity error with and without the compensation (center location: $(X, Y, Z) = (0, 100, -1008)$ mm, tilting angles: $B = 0$ deg, $A = -25 \sim +23$ deg)



(a) Center location: $(X, Y, Z) = (0, 100, -1008)$ (mm), tilting angles: $(A, B) = (-25, 0)$ (deg)
 (b) Center location: $(X, Y, Z) = (-70, -70, -1008)$ (mm), tilting angles: $(A, B) = (-17, -17)$ (deg)

Fig.6 Comparison of contouring error profiles in a circular operation with (solid line) and without (dashed line) the compensation.

ルト角が大きい条件 ($-10^\circ \leq A \leq 20^\circ$) における真円度誤差は補正なしでも $15\mu\text{m}$ 以下であり元々小さいが, そのような重力の影響が比較的小さい条件においても, 提案した補正法により真円度誤差はわずかに減少している。図 6(b) に他の条件における軌跡誤差を示すが, 真円度誤差は $116.2\mu\text{m}$ から $35.6\mu\text{m}$ へ減少し, 69%の補正効果があった。

4 結論

- (1) 重力による変形誤差を予測するシミュレーションモデルを構築した。モデルに含まれる幾つかのパラメータは円弧運動測定時の実測軌跡とサーボモータ電流に基づいて同定される。推定された軌跡誤差は実測とよく一致した。
- (2) 予測した位置決め誤差を補正することにより, 実機の軌跡は作業領域における特異点付近では特に改善された。

参考文献

- 1) Weck, M. and Staimer, D., Parallel Kinematic Machine Tools - Current State and Future Potentials, *Annals of the CIRP*, Vol. 51, No. 2 (2002), pp. 671-683.
- 2) 中川 昌夫, 松下 哲也, 梨木 政行, 垣野 義昭, 井原 之敏: Hexapod 型パラレルメカニズム工作機械の精度向上に関する研究 (第 1 報) 重力の影響の少ない条件下での精度キャリブレーション, 精密工学会誌, 67, 8 (2001), pp. 1333-1337.
- 3) Soons, J. A., Measuring the Geometric Errors of a Hexapod Machine Tool, *Proc. of the LAMDRAMAP*, (1999), pp. 169-182.
- 4) 高岡 寛也, 垣野 義昭, 茨木 創一, 中川 昌夫, 松下 哲也, 神通 邦彦: パラレルメカニズム型工作機械の重力誤差補正, 2002 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2002), pp. 236.
- 5) 太田 浩充, 大坪 和義, 内山 勝, 遠山 退三, 渋川 哲郎: パラレルメカニズムのキャリブレーション法の研究 (第 3 報) 重力補償と重力を考慮した機構パラメータのキャリブレーション, 精密工学会誌, 67, 7 (2001), pp. 1114-1119.