クローズド構造をもつ超精密加工機の試作とその制御*

沢田 潔^{*1}, 今井 圭介^{*2}
竹内 芳美^{*3}, 佐田 登志夫^{*4}Development of Ultraprecision Machining Center
with Closed-Loop Structure and Its ControlKiyoshi SAWADA, Keisuke IMAI,
Yoshimi TAKEUCHI and Toshio SATA

High stiffness is required to reduce the relative displacement between workpiece and cutting tool due to the cutting force, even for ultraprecision machine tools. From the viewpoint of the structure with high stiffness, a gate-type structure is desirable. However, it is in general difficult to construct, and is liable to have a large size. In terms of ease of construction, a lathe-type ultraprecision milling machine has already been made, together with a pseudo ball endmill of single-crystal diamond as a cutting tool. The study deals with the further improvement of stiffness by upgrading the lathe-type ultraprecision milling machine to that with a closed-loop structure. Thus, two constraint axes are employed to form the closed-loop structure, and are able to move in cooperation with x - and z -axis movements using the newly developed control software. The effect of the closed-loop structure is experimentally confirmed as well as in FEM analysis.

Key Words: Ultraprecision Machining Center, Closed-Loop Structure, Constraint Axis, High Stiffness

1. 序 言

高精度の加工を要求される光学部品や半導体の製造には超精密切削加工技術が用いられている⁽¹⁾。単結晶ダイヤモンド工具を使用し、被削性のよい金属を切削するディスクカッティングの技術は十分に実用的なレベルに達しており、切削加工されたフラットな鏡面はレーザプリンタ用のポリゴンミラー⁽²⁾、He-Neレーザの反射ミラー⁽³⁾、磁気ディスク基板⁽⁴⁾などに幅広く用いられている。一方、X線光学系は集光用にトロイダル面鏡⁽⁵⁾が使用されるが、ディスクカッティングではトロイダル面に代表される二軸非球面やさらに複雑な自由曲面の切削は困難である。そこで、被削物を固定し、ダイヤモンド工具を回転させるフライカッティング方式の加工方式および超精密フライス加工機を提案してきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

高精度の加工に用いられる超精密フライス加工機には加工反力に対する機械の変形を極力低減するように

高い剛性が要求される。そのためクローズド構造になるよう門形に直交三軸を配した構造が提案された⁽⁸⁾。しかし、門形構造にすると機械構造が垂直方向に大形化し、精度良く組立てることは難しい。また、図1に示すように加工点がX、Y軸のガイド面上にないため、工具と加工物の間に働く加工反力によってガイドの軸受しゅう動面にモーメントが加わり、スライドが後退すると同時に傾斜する問題を生じる。

超精密フライス加工機を小形化する試みとして、著者らはX、Z軸の直交二軸をもつ超精密旋盤を用い、主軸をサーボ制御して垂直軸(Y軸)として使用する

図1 門形構造をもつ機械構造

* 原稿受付 平成6年10月4日。

^{*1} 正員、ファナック(株)基礎技術研究所(〒401-05 山梨県忍野村)。^{*2} ファナック(株)基礎技術研究所。^{*3} 正員、電気通信大学(〒182 調布市調布ケ丘1-5-1)。^{*4} 正員、豊田工業大学(〒458 名古屋市天白区久方2-12-1)。

フライカッティング加工を試みた⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。しかし、図2に示すような旋盤系加工機の機械構造は図1の門形構造と同じく、加工反力によるモーメントがガイドの軸受しゅう動面に加わり、スライドが傾く問題を抱えている。この場合、スライドの後退は送り機構のスラスト剛性に依存し、送り機構に固有のものであるが、スライドの傾きは機械構造に起因するものであり、より高剛性の機械構造を採用することで改善できる。しかし、機械構造のあり方から高剛性化を検討した例は少ない。

加工反力に対するスライドの傾斜を防ぐためには送り系が加工点に対しクローズであればよい。そこで、機械の高剛性化の一手法として旋盤系超精密加工機に二つの付加軸を設けることによりクローズド構造とし、コンパクトに高剛性化を実現する超精密切削加工機(UMC: Ultra-precision Machining Centerと称する)を開発した。

2. UMCの機械構造

2.1 旋盤形超精密加工機の概要 UMCを試作

図2 旋盤形加工機のもつ問題点

図3 旋盤形超精密加工機の概要

するに当たって、すでに開発済の旋盤形超精密加工機をベースとして使用した⁽⁹⁾。この加工機は図3に示すように水平方向の直動軸としてT形に直交するX、Zの二軸をもつ。三次元加工を実現するためにはY軸が必要であるが、工作物を固定する主軸をサーボ制御してC軸として使用し、X軸と協調動作させることによりY軸の代わりとしている。

X、Z、C各軸のすべてのしゅう動部、すなわちスライド、送りねじおよびナット、サーボモータの軸受、主軸スピンドルには空気静圧軸受を使用し、金属接触をいっさい廃してスティックスリップの原因となる接触摩擦抵抗のない構造とした。

X、Z、Cのすべての軸の駆動は超精密加工用に試験開発した高精度のACサーボモータを用い、6400万 pulse/revの分解能をもつロータリエンコーダを使用してポジションフィードバックを行っている。各軸のストロークはX軸が200 mm、Z軸が130 mmである。使用したNCの最小設定単位はX、Z軸は1 nm、C軸は0.0001°である。機械全体は空気式の除振台上に載せられ、±0.1°Cに制御された室内に設置している。

2.2 拘束軸を用いたクローズド構造 図4はクローズド構造の基本概念を簡略化して図示したもので、図1に示した旋盤形加工機の基本構造に拘束軸(Z'軸)を付加している。Z軸とZ'軸は同時制御されるが、Z軸とZ'軸は加工点をはさむように配置されているため、軸に働く曲げモーメントを互いに打ち消すことができる。したがって、このモデルにおける主軸面盤位置での変位はZ軸とZ'軸の剛性が釣合っている限りはスライドの後退という形で生じ、スライドの傾斜による変位は生じない。また、スライドに加わる反力をZ軸およびZ'軸の二つの送り機構で支えるため、スラスト剛性の向上も期待できる。

2.3 有限要素法によるクローズド構造の検証

クローズド構造をもつ超精密加工機 UMCを試作する

図4 拘束軸によるクローズド構造の概念

に先立ち、拘束軸の効果を検証するため2・1節で言及した旋盤形超精密加工機および同加工機に拘束軸を付加した加工機の二つのソリッドモデルを作製した。作製したモデルの主軸面盤に切削力を想定した力を加えたときの主軸の変位を有限要素法により計算し、両者を比較した。

実機には空気軸受を多用している。空気軸受の剛性は鋳物など他の構造体要素の剛性に比べ数十万分の1であるため、切削力のような比較的小さな力を加えた場合、変位の大部分は軸受面で生ずると予想される。そのため、モデリングの際には空気軸受の要素を無視することができない。そこで、スライド、ガイド、主軸など空気軸受を使用している部分を別々にモデリングし、空気軸受相当位置にばね要素を組込み、線形な変形をするばねとして空気軸受を取扱った。空気軸受面は実際には複雑な形状をしているが、モデルでは一つの空気軸受面を一つの面としてモデリングし、XYZ方向にそれぞれ異なったばね係数を与えてその特性値をシミュレートした。また、いくつかの空気軸受が直列あるいは並列に配置されている場合は、ばね係数を

合成して一つのばねとし、モデルを簡略化した。空気軸受は、軸受すきまによって剛性が変わるという非線形ばねの特徴を備えているが、本解析では与えた初期外力は小さいため、線形ばねとして近似した。主軸変位の解析に先立ち、有限要素法を用いて空気軸受解析を行い、各空気軸受の軸受剛性を算出してそれぞれの軸受のばね定数とした。

解析に使用したソフトウェアとしてプリ/ポストプロセッサにはPATRAN、ソルバにはANSYSを使用した。加工機のモデル化には拘束軸モデルの総ノード数で3000、拘束軸なしモデルで1880を要した。ただし、本体装置の大きさは560 mm×920 mm×800 mmである。加える力としては銅合金を切削する場合の背分力を想定し、主軸面盤中心とXテーブル中心にそれぞれ100 gfの斥力を加えた。また、境界条件としてベース下面の全面を三軸拘束した。解析にはワークステーションを使用し、解析所要時間は約15分であった。

図5 拘束軸のない構造の主軸変位

図6 拘束軸をもつ構造の主軸変位

(a) 上面図

(b) 側面図

図7 UMCの構造

図5は拘束軸のないモデルの主軸方向(Z方向)の変位を示した構造解析結果である。変形のほとんどが空気軸受部で生じており、それぞれのパーツ自身はほとんど変形していない。主軸面盤中心における軸方向変位量は24.9 nmであった。この変位のうち、スライドが後退することにより生じた変位は約15 nmで、残りはスライドが傾くことにより生じている。したがって、スライドの傾きを防止することにより変位を半分程度に押さえられると予想される。

図6は拘束軸モデルの解析結果である。拘束軸の効果でスライドの傾きが防止されていることがわかる。Z方向変位は10.6 nmであり、拘束軸を付与することにより変形量は約40%にまで減少する。

2・4 拘束軸の構造 図7にUMCの構造を示す。前述した旋盤系超精密加工機にさらにV, Wの二軸を機械の剛性を増すための剛性付加軸(拘束軸)として設けている。V, W軸は他の送り軸と同じく空気静圧ねじ、およびナットにより構成されている。V, W軸の両端はそれぞれX, Zスライドに空気軸受による旋回テーブルを介して取付けられており、加工反力に対する拘束力として作用すると同時に、X, Z軸の運動を妨げないように設計されている。V, W軸は側面から見て加工点より高い位置に設けられ、X, Z, V, W軸で形作られる立体の内部に加工点が存在する構造になっている。理想的にはX, Z, V, W軸は上方から見て水平面内のどの方向にも等価な剛性をもっていることが望ましい。そのためにはV, W軸は平行ではなく互いに角度をつけてハの字形に配置したいのであるが、実際の構造上の制約により図に示すような配置となっている。

V, W軸はナットと送りねじの軸に偏心と偏角をなくすとともに、両者の軸心のアライメントをとる必要から、V, W軸の両端の取付部にばね座を設け、高さ

図8 UMCの全景

方向の偏心、偏角を吸収するようにした。ばねは拘束軸の引張り/圧縮方向に高い剛性を持ち、高さ方向には低剛性の構造になっている。図8にUMCの全景を示す。

3. UMCの制御技術

3・1 拘束軸の制御 X, Z, C, V, W軸はエンコーダからのポジションパルスによるセミクローズドループで構成されている。X, Z軸に関してはスライド上にスケールを取付け、フルクローズドループを組むことも可能である。

V, W軸はXスライドとZスライドを互いに結ぶ形で取付けられているため、V, W同士、また、V, W軸とX, Z軸は互いに拘束されている。そのため、XあるいはZ軸を駆動するためにはV, W軸との協調動作をさせる必要がある。

V, W軸の位置は図9に示すようにX, Z軸の位置によって決定される。したがって、V, W軸に与えるポジションの指令値はX, Z軸の位置によって算出することが可能である。V, W軸の長さは三平方の定理により理論上は簡単に算出することができるが、その場合、X軸とZ軸の直角の誤差、水平面内での拘束軸の傾き等の誤差要因が含まれていない。上に述べたような誤差量を正確に測定することは不可能であるため、そのような誤差を内包した計算方法を考える必要がある。以下にV軸を例にとってポジションの指令値の算出法を示す。

V軸の長さ $VL(x, z)$ はX軸中心とZ軸中心の交点を原点にとれば一般に

図9 V, W軸の位置制御

$$VL(x, z) = \sqrt{ax^2 + bz^2 + cxz + dx + ez + f} \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表される。まず、ある地点での V 軸の長さ VL_1 を測定しておき、次に拘束軸の励磁を切った状態で X 、 Z 軸を既知の移動量だけ動かして V 軸の長さが VL_2 になったとする。このとき拘束軸のモータは X 、 Z スライドの移動に伴って逆に駆動される形になるが、空気軸受には摩擦がほとんど存在しないため、送りねじに力を加えることにより逆にモータを回転させることが可能である。その際の V 軸のエンコーダの出力を記

録しておき、 VL_1 と VL_2 の差 ΔVL を求めると、これが求める V 軸の移動量となる。すなわち、

$$VL_1(x_1, z_1) = \sqrt{ax_1^2 + bz_1^2 + cx_1z_1 + dx_1 + ez_1 + f} \quad \dots\dots (2)$$

$$VL_2(x_2, z_2) = \sqrt{ax_2^2 + bz_2^2 + cx_2z_2 + dx_2 + ez_2 + f} \quad \dots\dots (3)$$

$$\Delta VL = VL_1(x_1, z_1) - VL(x_2, z_2) = f(a, b, c, d, e, f) \quad \dots\dots\dots (4)$$

このように、 V 軸の移動量に関する式を求めることはこの a から f の六つの係数を定めることに相当する。実際には適当な座標系を採用することにより $a = b = 1$ とすることができるので、決定するのは c から f の 4 係数でよい。すなわち、例に述べたような測定を最低 4 回行えば拘束軸の長さの関数 $VL(X, Z)$ を求めることができる。

3・2 ピッチエラー補正 セミクローズドループでサーボ制御された機械はポジションフィードバック信号を軸駆動用モータから得るために、実際のスライドの動きはループの外にある。そのため、ねじの加工誤差、曲がり、バックラッシュなどに起因する位置決め誤差を生じる。UMC の場合、空気ねじを採用しているため、ねじとナットの間にバックラッシュは存在しないが、ねじの曲りやねじピッチの加工誤差に起因す

(a) 補正前

(b) 補正後

図 10 スライドの位置決め誤差

図 11 変位の実験装置

(a) 拘束軸のない場合

(b) 拘束軸のある場合

図 12 主軸変位量

る位置決め誤差が最大 $1.5\ \mu\text{m}$ 程度存在する。この位置決め誤差を NC のピッチエラー補正機能を用いて補正する。

図 10 にレーザ干渉計を用いて測定したスライドの位置決め誤差を示す。測定には $0.3\ \text{nm}$ の分解能をもつレーザ干渉計および NC に連動したピッチエラー測定システムを使用した。測定間隔は $0.1\ \mu\text{m}$ 、図中には 5 回測定した平均値を示してある。図 10(a) 中に見られる $1.25\ \mu\text{m}$ の周期のうねりはエンコーダの内挿誤差である。この誤差データをピッチ誤差データとして NC に転送し、ピッチ誤差補正を行って再測定した結果を図 10(b) に示す。補正前は $50\ \text{nm}$ 前後あった位置決め誤差がピッチ誤差補正を行うことにより約 $15\ \text{nm}$ にまで大幅に減少していることがわかる。

4. 拘束軸の性能評価

4.1 実験装置および実験方法 2.3 節で述べたシミュレーションの結果を検証するため、実際に主軸面盤に力を加え、拘束軸のある場合とない場合で変位にどれくらいの差があるかを調べた。図 11 に実験装置を示す。X テーブル上に設置した静電容量センサにより主軸面盤の変位を測定した。プローブは主軸面盤に対し垂直に設置し、主軸方向の変位を測定している。変位を生じさせる外力としては $1\ \text{gf}$ の分解能をもつハンドヘルドのデジタルフォースゲージを用い、ゲージを手で保持し手で主軸面盤中心に約 $100\ \text{gf}$ 、 $200\ \text{gf}$ 、 $300\ \text{gf}$ の力を加えた。測定結果はストレージオシログラフに記録し、出力波形より主軸面盤の変位を読み取り、比較対照した。実験はまず拘束軸を取付けた状態で計測を行い、次に拘束軸を取り外して旋盤形加工機の状態にして計測を行った。

4.2 実験結果および考察 図 12 は実験結果の一例を示したもので、図中に示した力を主軸面盤に加えたときの変位を記録したものである。手で力を加えているため、力を加えた時間は必ずしも一定ではない。除荷後の面盤の変位を比較してみると、拘束軸のない場合は減衰性の振動が除荷後も残るのに対し、拘束軸のある場合は振動がほとんど見られず、機械構造の振動減衰性が向上していることがわかる。

図 13 は拘束軸のある場合とない場合の主軸の変位を比較したものである。得られたデータの範囲内では主軸の変位量は加えた力にほぼ比例しており、空気軸受が線形ばねとして作用していることがわかる。単位荷重当たりの変位量を比較してみると、拘束軸をもつ構造の変形量は拘束軸を持たない構造の 42% にまで減少しており、これは有限要素法解析の結果とよく一

図 13 変位量の比較

致する。変位量の絶対値に関しては実験結果のほうが解析結果と比べて約 2.5 倍の大きさになっている。両者の変形比はともによく一致していることから、有限要素のモデリングの際に用いたばね定数に大きな値を採用したためと考えられる。

5. 結 言

機械構造の高剛性比を目指してクローズド構造をもつ超精密加工機を試作した。有限要素法および実験によって従来の超精密加工機と比較し、次のような結論を得た。

(1) 空気案内面を含むソリッドモデルにおいて、空気案内要素のデータを有限要素法であらかじめ計算し、そのデータを用いて構造解析を行ったところ、クローズド構造をもつ超精密加工機の静剛性は従来の超精密加工機に比して約 2.4 倍になっていると求められた。

(2) クローズド構造を実現するために、拘束軸である V, W 軸を付与した新しい構造を開発した。主軸変位を測定したところ、拘束軸をもつ構造の剛性はそうでない場合と比べ 2.5 倍になっていることが確認され、これは計算結果ともよく一致している。さらに振動に対する減衰性も向上した。

(3) X, Z 軸の動きとともにその長さの変化する V, W 軸をクローズド構造として機能させるための制御ソフトウェアを開発した。

最後に、本研究を進めるに当たって惜しみない助力をいただいた電気通信大学大学院生、学生の川北晋一郎、福島泰明、中沢久志、また、全面的協力をいただいた長岡浩 [現パラマウントベッド(株)]、ファナック(株)の河合知彦、山本明、尾高俊一、平井俊雄、山口浩次、中村有一郎、志村徳久、さらに拘束軸制御ソフトウェアの作製に助力していただいたファナック CNC

研究所の方々の各氏に感謝する。

文 献

- (1) 小林, 超精密加工技術の現状と将来, 機械の研究, 1 (1983), 169.
- (2) 田中, ポリゴンミラーの量産と加工機械, 機械と工具, 6 (1988), 43.
- (3) 伊庭, 超精密鏡面加工機の動向と要素技術, 応用機械工学, (1990), 100.
- (4) 丹羽・鈴木・加藤, 磁気ディスク基板の超精密加工, 精密機械, 48-4(1982), 516.
- (5) 内田, 高精度非球面加工装置, 機械と工具, 7(1988), 82.
- (6) 竹内・加藤・沢田・佐田, 超精密フライス加工の研究(加工機の構成と加工結果), 機論, 58-554, C(1992), 3316.
- (7) 竹内・川北・沢田・佐田, 超精密フライス加工の研究(自由曲面の加工), 機論, 59-566, C(1993), 3193.
- (8) 上野, 超精密フライス加工機的设计概念, 応用機械工学, 8(1991), 116.
- (9) 沢田・竹内・川北・中沢・佐田, 超精密旋盤を用いた三次元形状加工, 機論, 60-577, C(1994), 2932.
- (10) 沢田・竹内・福島・西江・佐田, 旋盤型超精密フライス加工機による自由曲面のマикроマシニング, 機論, 61-581, C(1995), 293.