ツイストローラ方式摩擦駆動による 精密位置決め機構の研究*

水本 洋** 野村克己*** 松原十三生† 牧本良夫††

A Precision Positioning System Using a Twist-Roller Friction Drive

Hiroshi MIZUMOTO, Katsumi NOMURA, Tomio MATSUBARA and Yoshio MAKIMOTO

For sub-micrometer and nanometer order positioning, a twist-roller friction drive is proposed. With a small twist angle, three driven rollers supported by a hydrostatic bearing system are pressed against a driving shaft. As the shaft rotates, the rollers rotate and move in their axial direction. This axial motion is used for positioning. The axial displacement of the rollers per one revolution of the driving shaft is equivalent to the lead of a screw. Within ± 0.1 mm, the lead of the twist-roller friction drive can be changed by controlling the oil supply pressure for the hydrostatic thrust bearings which support the axial direction of the rollers. Therefore, nanometer positioning can be realized by using a driving motor having the resolution of only tens of thousands pulses/revolution. The twist-roller friction drive is incorporated into a table which is guided by a hydrostatic slideway. Measured characteristics such as the lead, sub-micrometer step feed, and closed loop positioning of the table are shown.

Key words: friction drive, hydrostatic bearing, nanometer positioning, sub-micrometer positioning, twist-roller friction drive

1. はじめに

摩擦駆動による位置決め機構はロストモーションが少なく、適当なフィードバック制御を行うことで高い精度が実現できることより、精密工作機械、3次元測定機などに採用され始めている。これまでにこの種の目的に実用化されている摩擦駆動装置は駆動軸と従動軸の軸線が直交した、ラック・アンド・ピニオン方式であり、リード（駆動軸1回転による従動軸の移動量）は数十mmになるのが普通である^{1)~5)}。したがって、超精密工作機械などで必要となる10nmオーダの最小設定単位を実現するには数百万分の1回転の分解能で駆動軸を制御する必要がある。

摩擦駆動の方法としてはこのほかにツイストローラ方式と呼ばれるものがある。この方式は駆動軸に従動軸を適当な交差角で押し付け、駆動軸の回転によって従動軸に生じる回転運動に伴う軸方向の運動を利用して送り動作を行うもので、機構的にはねじ送りに相当

する。ツイストローラ方式では交差角を微小とすることでリードを20~50 μ mとできるので、数万分の1回転の分解能の駆動モータでナノメータオーダの微小送りが可能であり、原理的には超精密工作機械への使用に適していることがわかる。しかしながらツイストローラ方式での送り精度には従動軸の回転精度が影響するために、従来は従動軸を転がり軸受で支持した製品が、あまり精度を必要としない産業用機械の送り装置などに使用されていた⁶⁾。

そこで我々は、ツイストローラ方式による高精度の位置決め機構を実現するために、従動軸の支持に静圧軸受を採用した。この位置決め機構では静圧軸受の使用により従動軸の回転精度が向上するほか、均一な予圧が実現できること、リードの調節が可能であることなどの効果が期待できる。本論文では静圧軸受を使用した摩擦駆動装置の機構を示すとともに、リード、ステップ送りなどの特性を解析して、ツイストローラ方式によるナノメータオーダ精度の位置決め機構の実現をめざす。

2. ツイストローラ方式摩擦駆動の原理

摩擦駆動においては、駆動軸に従動軸がある予圧で

* 原稿受付 平成3年2月13日。1990年度精密工学会秋季大会学術講演会（平成2年9月30日）にて発表

** 正会員 鳥取大学工学部（鳥取市湖山町南4-101）

*** 学生会員 鳥取大学工学部

† 正会員 名古屋工業大学（名古屋市昭和区御器所町）

†† 正会員 （株）不二越（滑川市大掛176）

Fig. 1 Driving shaft and driven roller of twist-roller friction drive

押し付けられ、両軸の接触部における摩擦力を介して駆動軸の回転運動が従動軸の直線運動あるいは回転運動に伝達される。したがって、摩擦駆動における送り方向の負荷容量は、予圧と接触部のすべり摩擦係数の積で与えられる。駆動軸と従動軸の軸線の交差角を θ とすると、 $\theta=90^\circ$ の場合には従動軸はその軸線方向に直線運動のみを行うことになる。このような配置が従来より摩擦駆動位置決め装置に採用されてきたラック・アンド・ピニオン方式である。一方、 $\theta=0^\circ$ にすると従動軸は回転運動のみを行い、位置決め動作に必要な従動軸の軸線方向への直線運動は生じない。そこで、図1に示すように θ を 0° から 90° の間の適当な角度に設定すると、従動軸は回転運動と軸線方向への直線運動とを同時に行う。つまり従動軸は駆動軸の周りをつるまき角 θ のつるまき線を描きながら転がることになる。このつるまき線を展開すると図2のようになり、機構的にはねじ送りに相当することがわかる。このように $0^\circ < \theta < 90^\circ$ に配置する方式をツイストローラ方式と呼ぶこととする。

ラック・アンド・ピニオン方式では従動軸は位置決め動作に必要な軸方向の直線運動のみを行うので、機構が簡単であり高精度が期待できる。また、駆動軸径を D とするとリード $L=\pi D$ となり、 D が数十mmであればリードは数十～百mmになるために比較的高速の位置決め動作が可能となる反面、ナノメートルオーダの位置決め分解能を得るには数百万分の1回転の分解能で駆動軸の回転を制御する必要がある。

それに対してツイストローラ方式では図2に示すようにリード $L=\pi D \tan \theta$ となるので、 θ を変えることによりリードは0～数十mmの範囲で適当に設定することが可能である。通常の送りねじでのリードを1mm以下とすることは困難であるが、ツイストローラ方式では交差角 $\theta=10^{-4}$ rad程度に設定することで

Fig. 2 Development of roller locus

Fig. 3 A twist-roller friction drive

リードを数十 μm とできるので、駆動軸を数万分の1回転の分解能で制御することでナノメートルオーダの位置決め分解能が得られる。しかしながら従動軸は位置決め動作には不必要な回転運動も行うことになるので、この回転運動が位置決め動作に悪影響を及ぼさないように従動軸を高精度で支持する軸受システムを組み込むことがツイストローラ方式による精密位置決め機構を実現するための必要条件となる。

3. 試作摩擦駆動位置決め装置

図3には試作した位置決め装置のツイストローラ摩擦駆動部を示す。直径32 mmの駆動軸の周りに直径36 mm、長さ50 mmの従動軸となるローラが 120° 間隔で3個配置されている。これらの駆動軸と従動ローラはすべて軸受鋼を焼き入れ後、研削仕上げされたものである。位置決め動作に対する従動軸の回転運動の影響を少なくするために、ここでは潤滑油を作動流体とする静圧軸受により従動ローラを支持する構造とした。

まずローラのラジアル方向の支持については、上側

Fig. 4 Roller-supporting thrust bearing surface

のローラ部断面に示すように、静圧ラジアル軸受が用いられている。このラジアル軸受の駆動軸側は切り欠かれており、ローラを駆動軸に押し付ける構造となっている。図中に示すようにローラ支持及び駆動軸への予圧に有効な給油孔は円周5か所、2列設けられており、それぞれの給油孔には毛細管絞りを介して圧力油が供給される。このように静圧軸受を用いることでローラの回転精度を向上させるとともに、駆動軸と従動軸との接触部への潤滑、予圧の調節と均一化を容易に実現できる。軸受への作動油供給圧は2 MPaとし、このときの最大予圧は約6 kN、ローラと駆動軸との接触部の最大 Hertz 応力は約0.4 GPaとなる。

一方、ローラのスラスト方向の支持にはフランジ面に加工された静圧スラスト軸受を用いた。図3には奥側のフランジのみが示されているが、同じ形式の軸受が手前側にも組み付けられるので、この静圧スラスト軸受は対向型として機能する。スラスト軸受面は図4に示すように左右に分かれており、それぞれの軸受面のポケットには外部に設置した絞りを経て独立した圧力 P_1 および P_2 の作動油が供給される。そして P_1 と P_2 の比を変えることにより駆動軸と従動ローラとの交差角 θ を変えることができる。静圧ラジアルおよびスラスト軸受の基準油膜厚さは40 μm であるので、駆動軸とローラとの交差角 θ は最大 10^{-3} rad 程度に設定できる。

図3に示すようにツイストローラ摩擦駆動部は送りねじのナット部に機能的にも形状的にも良く似ているので、位置決め装置への組み込みもナットの場合と大差ない。図5は摩擦駆動部を組み込んだ位置決め装置である。フランジ⑦の外側にはサイドプレート⑧が取り付けられて移動テーブルを構成している。サイドプレートの両端には案内用の静圧ラジアル軸受④が取

Fig. 5 Feed drive system with the twist-roller friction drive

1; motor, 2; coupling, 3; guide bar, 4; guide bearing, 5; driven roller, 6; radial bearing, 7; flange, 8; side plate, 9; cover, 10; driving shaft

り付けられており、案内軸③により移動テーブルが案内される。駆動軸⑩はカップリング②を介してパルスモータ①と結合されている。このパルスモータはマイクロステップ駆動が可能であり、1回転を最大204800分割することができる。なお駆動軸の支持には転がり軸受を使用した。

図6には摩擦駆動位置決め装置の制御システムのブロック線図を示す。制御用マイクロコンピュータの指令はI/Oポートよりモータドライバに加えられてステップモータを駆動する。テーブル移動量は、測定に必要な精度と範囲に応じて、差動変圧器式電気マイクロメータ（分解能0.1 μm 、摩擦範囲 $\pm 200 \mu\text{m}$ ）、あるいは容量型変位計（分解能0.01 μm 、測定範囲50 μm ）により検出される。クローズドループによるフィードバック制御を行うときには、このテーブル移動量がA/D変換されてコンピュータにフィードバックされ、テーブルの実際の位置と目標位置との差があれば、I/Oポートより修正信号がモータに出されてテーブル位置が修正される。このような修正動作は、テーブルの実際位置と目標位置との差があらかじめ設定された数値（これを設定分解能と呼ぶ）以内になる

Fig. 6 Block diagram of control system

Fig. 7 Lead of the twist-roller friction drive

まで繰り返される。

4. 位置決め特性の解析

4.1 リードの測定

図7はパルスモータの分割数を12800とし、スラスト軸受への供給圧力比 P_1/P_2 を変えたときのリードの変化を電気マイクロメータにより測定した結果である（ただし、ここでは400パルス当たり、つまり1/32回転での移動量を測定してリードに換算した）。各点は30回の測定の平均である。このリードの測定においては制御コンピュータは修正信号を出さず、オープンループによる制御を行っている。図7より $P_1/P_2=1$ のときは交差角が零となるためにリードは零である。圧力比を変えることで交差角が生じ、駆動軸の回転方向が同じCWあるいはCCWのままであってもリードは±100 μmの範囲で調節可能であることがわかる。このとき、交差角 θ は±10⁻³ radの範囲で変化していることになる。ただし、圧力比を1に近づ

Fig. 8 Influence of motor resolution

けて小さい交差角を設定すると送り動作が不安定となったので、以下の実験では圧力比 $P_1/P_2=0.69$ としてリードを60 μm程度に設定した。

次にモータ分割数の影響を調べた。図8には圧力比 $P_1/P_2=0.69$ とし、1/32回転当たりの移動量をそれぞれの分割数ごとに30回測定したときの平均値と標準偏差を示す。どの分割数の場合も平均移動量は1.8 μm程度（リードに換算すると58 μm）で安定していたが、標準偏差0.1~0.3 μm程度のばらつきがあった。このように同一の指令値に対して実際の移動量がばらつく最大の原因は摩擦駆動に伴う駆動軸と従動軸との接触部での滑り現象の不安定性のためと考えられる。これは摩擦駆動においては不可避の現象である。また、作動油の圧力変動による圧力比 P_1/P_2 の微小変化も移動量のばらつく原因となる。したがって、摩擦駆動によりサブミクロンの位置決めを行うには図6に示すようなクローズドループ制御を行う必要がある。

図9には図8をもとに1パルス当たりの移動量を計算した結果を示すが、この圧力比では駆動軸を約5万分の1回転で制御することにより1パルス当たりの移動量を1 nmとできることになる。したがって、従来の送りねじやラック・アンド・ピニオン方式の摩擦駆動を用いた位置決め機構においてナノメータオーダーの位置決め分解能を得るには駆動モータを百万分の1回転の分解能で制御しなければならないことと比較して、ここで示したツイストローラ方式では駆動モータの制御が容易であることがわかる。このことは駆動軸支持軸受の精度や駆動モータ特性の安定性などの影響を受けにくい精密位置決め機構の実現につながる。あるいは、分解能が百万分の1回転の駆動モータを使用すれば、サブナノメータの位置決め機構の実現をめざ

Fig. 9 Calculated resolution of the twist-roller friction drive

Fig. 10 Open-loop step feed of the twist-roller friction drive

すことも可能となるであろう。ただし、そのためには位置決め機構の部品精度、運動精度の向上、そして温度、振動などの環境条件の整備が不可欠である。

4.2 ステップ送りの測定

リードの測定より、ナノメータオーダの位置決め分解能が比較的容易に得られることが推測される。そこで、このことを確かめるために圧力比を0.69、モータ分割数を12800とし、フィードバックをかけないオープンループ制御により微小送り量を容量型変位計により測定した。ただし、変位計の分解能、温度変化や振動などの測定環境の不安定さのために、10 nm以下の移動量の測定は困難であったので、3パルスのステップ送りをCW、CCWそれぞれ5回行った結果を図10に示す。テーブル変位は駆動軸の軸線から左右それぞれ約60 mm隔たった2か所で測定されたものである。

各ステップの最初にはモータ特性の影響と思われるオーバーシュートが見られるが、テーブルの左右位置と

Fig. 11 Closed-loop positioning of the twist-roller friction drive

もほぼ同じ動きをしており、送り動作に伴うテーブルの姿勢変化、駆動軸の回転方向が変わったときのロストモーションなどの少ないことがわかる。ただし、温度変化による零点ドリフトのためにテーブルの出発位置と帰還位置とは若干の相違が見られた。この測定における平均ステップ量は17.9 nmであり、図9の計算値よりもやや大きかったが、ナノメータステップの送りの行われていることが確認できた。各ステップのばらつきは標準偏差で3.7 nmであった。したがって以上より、このツイストローラ摩擦駆動装置はナノメータオーダの位置決め分解能を持つことが明らかであり、図9の計算値はほぼ達成可能と考えて良いであろう。

4.3 クローズドループによる位置決め制御

図6のブロック線図のクローズドループを用いたフィードバック制御によって、1 μm ステップの位置決めを種々の設定分解能で100回行った。このときの圧力比は0.69、モータ分解能は12800、そしてテーブル位置の測定には電気マイクロメータを用いた。図11には制御システムの設定分解能を変えたときのテーブル停止位置の標準偏差 σ と平均位置決め動作回数 N を示す。位置決め動作回数が2以上とは、フィードバック制御により修正動作の行われたことを示す。

設定分解能が0.8 μm 以上では修正動作は行われておらず、停止位置は正規分布していた。設定分解能を小さくするにつれて修正動作が行われるようになり、停止位置の分布は次第に一樣分布状に変わり、停止位置の標準偏差 σ が設定分解能の $1/\sqrt{3}$ に近づくことがわかった。したがって位置決め精度を 3σ で評価すると、設定分解能が0.8 μm 以上では図8のオープンループ制御と大差ないが、設定分解能を0.5 μm 以下にすることで位置決め精度をサブミクロンオーダにで

きることがわかる。

ただし、設定分解能を小さくするにつれて修正動作の回数が増加している。たとえば、設定分解能を $0.1\ \mu\text{m}$ にすると、 3σ は $0.17\ \mu\text{m}$ となりサブミクロンの位置決め精度を示しているが、修正動作は 10 回を越している。図 11 の条件での位置決め分解能は図 9 に示すように約 $5\ \text{nm}$ であるにもかかわらず、 $0.1\ \mu\text{m}$ 程度の設定分解能においてこのように頻繁に修正動作が行われるのは、この位置決め装置の案内精度や温度、振動などの環境条件が充分ではなく、リードが変動しているためである。したがって、ツイストローラ摩擦駆動方式の利点を生かしてより高い位置決め精度を実現するには、装置の部品精度、案内部の真直度、平面度などの向上、作動油温度の安定化、そして装置台の防振対策などが必要であり、現在検討中である。

5. ま と め

従動軸を静圧支持したツイストローラ方式の摩擦駆動部を持つ位置決め装置を試作してその特性を解析した結果、次のことが明らかとなった。

- (1) 従動ローラ支持スラスト静圧軸受への供給圧を変えることでリードを $\pm 100\ \mu\text{m}$ の範囲で設定することができた。
- (2) 駆動モータを数万分の 1 回転で制御すること

でナノメートルオーダの位置決め分解能を得ることができた。

- (3) フィードバック制御を行うことでサブミクロンオーダ位置決め精度を得ることができた。

以上よりツイストローラ方式摩擦駆動によって精密位置決め機構の実現できることが確認された。

終わりに、本研究で用いた摩擦駆動装置の製作に協力された鳥取大学工学部学生・牧野隆史氏、齊藤憲一氏、および鳥取大学実習工場、(株)不二越・精機部に對し深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 高橋道郎, 大塚二郎, 小野一也, 臼井 孝, 東福 真: 摩擦駆動における精密位置決め研究 (第 1 報), 精密工学会誌, **54**, 4 (1988) 715.
- 2) 諸貫信行, 古川勇二: 摩擦伝動による精密送り機構に関する研究, 精密工学会誌, **54**, 11 (1988) 2113.
- 3) 大塚二郎, 高橋道郎, 臼井 孝, 東福 真, 青木芳人: 摩擦駆動における精密位置決め研究 (第 2 報), 精密工学会誌, **55**, 1 (1989) 123.
- 4) 山口将明, 清水弘幸, 竹内芳美, 稲田 久, 佐田登志夫: 摩擦駆動による精密送り装置の開発, 精密工学会誌, **56**, 1 (1990) 146.
- 5) 高橋道郎, 大塚二郎: 摩擦駆動による精密位置決め, 精密工学会誌, **56**, 9 (1990) 1611.
- 6) 三木プーリ(株): リニアアクチュエータローリックス, 三木プーリ(株)カタログ, '89, 3-3, 000-I-RX-002 D.

会 報

1990 年度第 1 回理事会議事

- 開催期日 平成 3 年 4 月 24 日 (火), 17 時 30 分~20 時 30 分
- 場 所 サンパークホテル会議室
- 議 事
1. 1991 年度期理事会運営の基本方針の件
 2. 1991 年度理事の職務分担の件
 3. 1991 年度理事会および総務委員会開催の件

4. 1991 年度精密工学会技術賞および蓮沼記念賞の審査委員会設置の件
5. 1991 年度支部活動費に関する件
6. 精密工学会地域別精密技術研究会設置承認の件
7. 財団法人精密測定技術振興財団「高城賞」受賞候補者推薦の件
8. 各部会・委員会報告の件
9. その他
 - (1) 事務所のスペース有効活用
 - (2) 1991 年度春季大会決算報告

編集後記

現在西側先進国によるサミットがロンドンで行われようとしている。今回のサミットには、はじめてソ連との意見交換が予定されているそうである。しかしソ連やドイツをはじめ最近の世界の変わりようはどうであろう。このような世界的な変化がもたらされた主な理由は、多くの情報のすばやい伝達であるといわれている。

しかし、これらの情報が事実であるかどうかとなると極めてあいまいである。ここで重要なことは情報が事実であるかどうかではなく、われわれがこの情報を事実として受

け取り、行動しているということである。このような状況では、実際にはないものでもあたかも存在するかのように我々に影響を及ぼす。

今回特集した人工現実感も、コンピュータで現実感を持った虚像を作り積極的に利用していこうというものである。現在の人工現実感の話題の中心は、虚像がどこまで実像に迫れるかであるが、将来的には人間にとって虚像がどのような意味を持つのかという極めて重要な問題も提起してくるであろう。それはこの技術が特に人間を対象としているからである。

今回の特集を読まれ、会員読者諸姉諸兄にとってはいかがだったでしょうか。(遠山茂樹・神田雄一)