摩擦駆動による精密位置決めの研究 (第3報)*

——インプロセスで速度を設定する制御——

高橋道郎** 大塚二郎*** 深田茂生*** 東福 真†

Study of Precision Positioning by Friction Drive (3rd Report)
--Inprocess-Settled Velocity Control--

Michio TAKAHASHI, Jiro OTSUKA, Shigeo FUKADA and Makoto TOFUKU

The friction drive has merits that it is able to move the table very unnoisily and fast and that it has a simple structure. In the last report a short settling time could be obtained, but this method was not practical because it was necessary to know the traction characteristics, the moved mass and the frictional resistance of the guide way. In this report, the followings are described; (1) The DC servomotor and the linear measuring device used in the last report were replaced by the DD motor and the laser measuring system to get higher positioning accuracy. (2) The PTP velocity control for the table movement during the process was newly developed when the traction characteristics and the others were unknown. (3) This velocity control and the mechanical improvement carried the submicron positioning accuracy and the same settling time as the result of the last report. (4) The simulation using the kinematic equation clarified the mechanical system movement.

Key words: friction drive, precision positioning, velocity control, feedback control

1. 緒 言

摩擦駆動は長ストロークを比較的高速で使用でき、また音が静かであるという長所を持っている。その反面、駆動力に限界があり、摩擦車（ここでは“ピニオンローラ”と称す）とスライダの間で「すべり」の発生することが避け難く、高精度な位置決めを行うには制御が困難な面があると思われる。

本研究では、ピニオンローラをダイレクトドライブモータ（以下DDモータという）で駆動し、レーザ測長器で被動体の移動量を計測してフィードバックするシステムを、中ストローク（数十mm）、中速（100～200 m/s）で動かす場合についてその特性を論じている。

第1報¹⁾では、

- (i) DCサーボモータの回転を遊星ローラ減速器により減速し、駆動輪であるピニオンローラを回転

させ、ピニオンローラとスライダの間に働く摩擦力によりスライダを直線運動させる実験装置の構造

- (ii) 摩擦駆動部分の周波数特性は、ピニオンローラとスライダとの間の予圧 P とスライダを含む被動体の質量 M とに依存し、本実験装置では約 50 Hz まで応答すること

- (iii) 摩擦駆動部分のピニオンローラとスライダの間のトラクション（摩擦駆動力）特性を求め、トラクション F はすべり率 ϵ をパラメータとする指数関数で表されること

を示した。

さらに、第2報²⁾では、あらかじめスライダの速度線図を設定する PTP (Point to Point) 制御方法で、ピニオンローラとスライダの間の予圧 P を 300 N、負荷 M を 13.1 kg としてピニオンローラを異なる加減速度のもとで運転する台形波速度制御で、ピニオンローラとスライダ間で目視的なすべりの発生する場合と発生しない場合の挙動を研究し、

- (iv) すべりの発生を許容することにより早く目標位置の近傍に近づけることができること
- (v) すべりが発生しないように低い加減速度で運転した場合の方が、被動体が目標位置の $\pm 1 \mu\text{m}$

* 原稿受付 平成2年8月28日、1989年度精密工学会春季大会学術講演会（平成元年3月26日）にて発表

** 正会員 (株)日立製作所生産技術研究所（横浜市戸塚区吉田町292）

*** 正会員 東京工業大学精密工学研究所（横浜市緑区長津田町4259）

† (株)日本シュルンベルジェ（相模原市淵之辺2-2-1）

に入る整定時間は短くなる可能性のあること
(vi) 減速時に積分型レギュレータを用いた場合の方が、整定時間を短くすることができること

を示した。

以上に示した装置では次に示す欠点があったので、本報では次のような改善をはかった。

(vii) 減速器に出力軸で最大10秒のバックラッシュが存在し、これはスライダ変位として最大0.7/mmに相当する。そこで減速器を廃すためにアクチュエータとしてDDモータを用いる。

(viii) スライダの変位を測定する測長機の分解能が1/mmであるので、これ以上の位置決め精度は望めない。よって、変位測長機として分解能0.16/mm (1ビット=λ/4, λ: レーザ波長) のレーザ測長機を用いる。

そして、第2報²⁾では、筆者らの考案した方法によりトラクション特性をとらえて後、被動体質量 M やガイドの摩擦抵抗 D が既知である場合テーブルを台形波速度で制御する方法を示したが、これはあまり実用的でなかった。そこで本報では、ピニオンローラとスライダ間ですべりを生じる場合の位置決めについて、

(ix) すべりを伴う加速中の挙動

(x) ピニオンローラとスライダ間のトラクション特性が不明で、かつ被動体質量 M やガイド摩擦抵抗 D が不明の時でも加速中にインプロセスで被動体の加速度を測定することによってDDモータの特徴である定出力トルクを利用して短時間で位置決めする方法（「インプロセスで速度を設定する制御」）

について述べる。なお、本報で用いている装置は上記(vii), (viii) 以外は第1報¹⁾、第2報²⁾と同じである。

2. 装置の構成とトラクション特性

図1に実験装置の機構部を示す。ダイレクトドライブモータ（日本精工製メガトルクモータRS0604）の回転はピニオンローラに伝えられて、ピニオンローラとスライダ間の予圧 P により生ずるトラクションと呼ぶ摩擦力 F によってスライダを駆動しテーブルを長手方向に運動させる。テーブルの変位 x_s をレーザ測長機（ヒューレットパッカード製5562A、サンプリングタイム0.5ms）で検出し、コントローラを介してDDモータへフィードバックする。速度制御時のブロック線図を図2に示す。なお、ピニオンローラと

Fig. 1 Structure of experimental apparatus

J: Total moment of inertia D: Frictional resistance
r: Radius of roller τ: Driving torque
T₁, T₂: Integral const. V_s: Slider velocity
λ: Slip factor V_r: Pinion roller velocity
F: Traction

Fig. 2 Block diagram for velocity control

Fig. 3 Traction characteristics between slip factor λ and traction F

スライダには市販のトラクションオイル³⁾を塗布してある。

また、ここで示す制御方法ではトラクション特性を知ることは不必要であるが、一応第1報で述べた方法¹⁾により $P=400$ N のときの本装置のトラクション特性を測定した。すべり率 λ ($= (V_r - V_s) / V_r$, V_r : ピニオンローラ周速, V_s : スライダ速度) とトラクション F の関係を示すトラクション特性を図3に示

Fig. 4 Schematic model

す。ここで第1象限は加速時であり、第3象限は減速時である。図中の実線は次式による。

$$\text{加速時: } F = F_{\max}\{1 - \exp(-B\lambda)\} \quad (1)$$

$$\text{減速時: } F = F_{\min}\{1 - \exp(-B\lambda)\} \quad (1')$$

ただし、 $F_{\max} = |F_{\min}|$

$$\lambda = (V_r - V_s) / V_r \quad (2)$$

ここで、 $F_{\max} = 45 \text{ N}$, $F_{\min} = -45 \text{ N}$, $B = 70$.

3. インプロセスで速度線図を設定する制御

著者らが第2報で示した台形波速度制御方式²⁾は、ピニオンローラとスライダの間にすべりを発生させる、させないにかかわらず、トラクション特性、駆動される被動体の質量 M 、ガイドの摩擦抵抗 D 、テーブル移動距離 X_a が定まっている場合に、あらかじめ速度曲線を設定して駆動するための設計指針を与えようと試みたもので比較的良好な結果が得られた。しかし、実際にはトラクション特性や上記の M や D 等の値を知ることが困難なことが多く、また、トラクション特性自体も使用する潤滑油によって変化すること³⁾はすでに数多くの研究によって明らかである。

そこであらかじめ被動体質量やガイドの摩擦抵抗が不明であり、かつまたトラクション特性が不明であっても、テーブルを最短時間で目標位置に近づける制御方法について以後述べる。

3.1 理 論

いま、図4に示すごとく半径 r のピニオンローラが予圧 P を加えられてスライダと接触している場合、スライダやテーブル等の被動体の質量の合計を M 、DD モータとピニオンローラの合計の慣性モーメントを J とし、DD モータは一定トルク T を発生して回転して被動体は加速されるとする。

被動体の運動方程式は、 x_s 座標を図1でスライダの長手方向にとり、ピニオンローラからスライダを加速する向きに伝達されるトラクションを F にする時、被動体の運動方程式は次式で表される。

$$M\ddot{x}_s = F - D \operatorname{sgn} V_s \quad (3)$$

ここで、

Fig. 5 Displacement and velocity of pinion roller and slider

V_s : スライダ速度 ($= \dot{x}_s$)

$\dot{x}_s$: スライダ加速度 $= \alpha_s = \ddot{x}_s$

D : ガイド等の摩擦抵抗

$\operatorname{sgn} V_s = 1 \quad (V_s > 0)$

$= 0 \quad (V_s = 0)$

$= -1 \quad (V_s < 0)$

一方、ピニオンローラの運動方程式は、次式で表される。

$$J\ddot{\theta} = T - Fr \quad (4)$$

ここで、 θ : ピニオンローラの回転量。

また、ピニオンローラの角速度 $\dot{\theta} (= V_r/r)$ 、スライダ速度 V_s とトラクション F との間にはトラクション特性を表す式 (1), (1)' 及び (2) が成り立つことを先に示した²⁾。

DD モータではその特徴として回転数によらず一定のトルク T を出さるので、 $V_s > 0$ で加速時に得られるスライダの最大加速度 $\alpha_{s-\max}$ は式 (3) より、

$$\alpha_{s-\max} = \frac{F_{\max} - D}{M} \quad (5)$$

また、 $V_s > 0$ で減速時に得られる最小の加速度 $\alpha'_{s-\min}$ (< 0) は式 (3) より

$$\alpha'_{s-\min} = \frac{F_{\min} - D}{M} \quad (5')$$

となる。

3.2 速度設定

摩擦駆動における“すべり”現象を積極的に活用することによってインプロセスで速度を設定するが、ここでは X_a だけ離れた距離の PTP 制御を次のような台形波速度で行うとする (図5参照)。

(i) 加速: モータを定トルクで運転し、ピニオンローラを回転させる。その際スライダは最大トラクション $F_{\max}$ で駆動され、ピニオンローラ・スラ

イダ間にはすべりが生じる。テーブルの端部に取り付けたサーボ加速度計でスライダ加速度を検出し、毎サンプリングごとにそれまでの加速度の平均値 $a_{s-\max}$ を随時計算し、記憶させる。

(ii) 定速： $V_r=150$ mm/s になった時刻 t_{lr} で、ピニオンローラを一定速度（ $=v_{\max}$ ）で運転する。この値は、レーザ測長機の性能より決められた値である。

(iii) 減速：ピニオンローラの減速を $-a_{s-\max}$ なる加速度で行う。つまり、減速を開始してからピニオンローラの周速が $V_r=0$ になるまでにスライダが移動する距離を ΔX とすると、スライダが最大の等速度 $v_{\max}$ で動いている最中にスライダ変位 x_s が $(X_a - \Delta X)$ になった瞬間 t_2 にて減速を開始する。ここでスライダ減速時には、式(5)'により得られる加速度 $a_{s-\min}$ が最小であるが、これより少し大きい $-a_{s-\max}$ でピニオンローラを減速するので図5のようにスライダもほぼ同じ減速度で移動する（このとき D は $F_{\max}$, $F_{\min}$ に比べ小さい）。

(iv) ピニオンローラ速度 V_r が 0 になった時点でピニオンローラ速度制御からスライダの“位置制御”に切り替える。

ここで、 ΔX は次のようにして求められる。今、減速開始直前のスライダ速度を $v_{\max}$ とし、減速に要する時間を t_{dec} とすると、次の2式が成立する。

$$\Delta X = v_{\max} \cdot t_{dec} - 0.5 a_{s-\max} \cdot t_{dec}^2 \quad (6)$$

$$v_{\max} = a_{s-\max} \cdot t_{dec} \quad (7)$$

(6), (7) より

$$\Delta X = \frac{v_{\max}^2}{2a_{s-\max}} \quad (8)$$

そして、前述のとおり $x_s = X_a - \Delta X$ になった瞬間が時刻 t_2 となる。

3.3 シミュレーション

図6は $P=400$ N, $M=15.7$ kg, $D=6.7$ N, $r=0.015$ m の条件のもとに式(1)~(4)を用いて行ったシミュレーション結果で、加速域から等速域を示す。まずピニオンローラを $T=6.7$ Nm の一定トルクで駆動すると、ピニオンローラは、式(4)で示される運動方程式に従って加速され、ほぼ一定の割合で周速が上昇する。ピニオンローラとスライダの間に働くトラクション F は式(1)で示され、両者の相対速度の増大につれて増加、 $F_{\max}$ が 45 N という限度があるため、スライダ速度は徐々にしか増加せず、両者の速度差は増える。ピニオンローラは周速が 150 mm/s になる

Fig. 6 Simulation result

t_{lr} で加速を終了し、設定値 ($v_{\max}=150$ mm/s) を目標値とするフィードバック制御と仮定して計算を行った。現実にはピニオンローラを駆動しているDDモータの制御回路や、モータの軸受の抵抗などを単純なモデルで表すことは無理があるが、ピニオンローラとスライダとの間の相互作用に比べ、それらを線形モデルで記述する誤差は無視できると考えた。

4. 実験

図7(a)は $P=400$ N, $M=15.7$ kg, $D=6.7$ N の場合、第2報²⁾でトラクション特性を実験によって求めた上で行った実験結果であり、あらかじめ速度線図を設定したストローク $X_a=24$ mm をステップ応答させ、意識的にすべりを発生させたものである。

同図(b)は本研究の3.2節のアルゴリズムで、他は同図(a)と同じ条件のもとで位置決め実験を行った時のものである。速度制御終了時点 t_3 でほぼ目標位置近傍まで位置決めが完了していることがわかる。

図8は位置決め開始後1秒(同図(a))及び2秒経過(同図(b))したときの100回のテーブルの位置決め誤差 E の頻度 N を示したもので、2秒後にはその9割近くが目標位置の $0.48 \mu\text{m}$ (3ビット) 以内に入ってサブミクロンオーダーの位置決めが行われていることがわかる。

また表1は、100回の試行に対し、テーブルが目標位置の $\pm 1 \mu\text{m}$ 又は $\pm 2 \mu\text{m}$ に入る平均時間(これを整定時間といい、それぞれ T_1 と T_2 で表す)を第2報²⁾のあらかじめ速度線図を設定する台形波速度制御と比較して示した。これにより両者を比較して、ほぼ同等の性能が得られていることがわかる。

また図9は被動部の質量 M を変化させた場合の挙動を示したもので、(a)は図8(b)の場合より M を小さくした場合ですべりが小さく、 $a_{s-\max}$ が大きくなっていることがわかる。また同図(b)は M を大き

(a) Previous study (Preliminary settled velocity control)

(b) This study (In-process settled velocity control)

Fig. 7 Positioning results

(a) Positioning error E at 1 s

(b) Positioning error E at 2 s

Fig. 8 Frequencies of positioning error E

く、予圧 P を小さくして大きいすべりが発生する場合で V_T が 150 mm/s に到達する前に減速を開始した

Table 1 Comparison of the result of this study with that of previous study

	Previous study ²⁾	This study
T_2 ms (Their standard deviation ms)	343 (30)	375 (31)
T_1 ms (Their standard deviation ms)	478 (95)	425 (48)

T_2 : Time required within 2 μ m of the desired position

T_1 : Time required within 1 μ m of the desired position

Preload : 400 N, Stroke : 24 mm(PTP), Number of trials : 100

(a) Case of smaller mass

(b) Case of smaller preload and larger mass

Fig. 9 Positioning result of inprocess settled velocity control in case of other conditions

例である。また $P=400$ N と一定で M を変えた場合の整定時間 T_1, T_2 を表 2 に示す。ここでわかるように、今回開発した方法は被動体質量 M を 8.7 kg から 22.9 kg と 250% 変化させても整定時間 T_1 でみた場合 486 ms から 508 ms へと 10% 以内の増加にとどまっており、負荷が変わっても本コントロール方法は有効に働いていることがわかる。

Table 2 Settling time when M varies (Inprocess-settled velocity control)

	$M=8.7$ kg	$M=15.7$ kg	$M=22.9$ kg
T_2 ms (Their standard deviation ms)	355 (53)	375 (31)	427 (44)
T_1 ms (Their standard deviation ms)	486 (61)	425 (48)	508 (149)

T_2 : Time required within $2\ \mu\text{m}$ of the desired position

T_1 : Time required within $1\ \mu\text{m}$ of desired position

Preload: 400 N, Stroke: 24 mm(PTP), Number of trials: 100

Fig. 10 Magnified wave form of the table position around the desired position

5. 考 察

5.1 シミュレーションと実験との比較

図6のシミュレーション結果によると、加速開始後 $23\ \text{ms}$ ($=t_{1r}$) でピニオンローラ周速 V_r は設定値に到達するが、スライダ速度 V_s はその時目標速度の30%程度で、加速開始後 $65\ \text{ms}$ ($=t_{1s}$) 経過して初めてピニオンローラ周速に追い付くことが表されている。

図7(b)を見ると実際の運動も、ピニオンローラ周速が約 $25\ \text{ms}$ で設定速に達し、 $60\ \text{ms}$ 近辺 ($=t_{1s}$) でスライダ速度が追い付いている。このことから式(1)の指数関数を用いたトラクション表示はほぼ的を射ているといえよう。

5.2 整定時間付近のテーブル位置波形

本論文の整定時間の定義は、テーブル位置が目標位置に対しある一定の範囲に入る時間としたが、それ以後位置カーブがその範囲を越えないことが必要である。図10(a)は、テーブル位置カーブの目標位置近傍を拡大した一例で、 $0.4\ \text{s}$ 以後の振動は次のためによるものと言われる。

- ① 主として装置を載せている定盤支持台の振動（共振周波数 $7\ \text{Hz}$ ）
- ② 図1の予圧をかけるためのフレームの背が高い

ので、スライダ加速減速中に起こるスライダ長手方向のフレームの振動（共振周波数 $30\ \text{Hz}$ ）

- ③ 図2に示すとおりPI制御を行っているが、ガイド等の摩擦力とI要素のために発生するリミットサイクル

- ④ ± 1 ビット ($\pm 0.16\ \mu\text{m}$) の制御誤差振動

これらについての詳述と対策は次報で述べる予定である。

6. 結 論

- (1) ダイレクトドライブモータをアクチュエータとし、レーザ測長機を位置検出器とする摩擦駆動装置を用いた精度位置決め実験を行い、サブミクロン精度の位置決めが可能になった。
- (2) 加速中に最大加速度を測定することにより間接的に最大トラクションを測定し、その値を用いて減速度および減速開始点を算出するインプロセスで速度を設定する制御方法は、すべり率を一定に保つこれまでの台形制御方法と同等の整定時間が得られた。
- (3) インプロセスで速度を設定する制御方法は、トラクション特性が不明であったり負荷質量が変わった場合でも有効であることがわかった。
- (4) 指数関数を用いたトラクションモデルで、加速中のスライダの運動が説明できることがわかった。

なお本研究は、昭和62年度カシオ科学助成金および63年度、平成元年度文部省科研費試験研究(2)を得ている。

最後に本実験を行うに当たり、実験装置の製作に便宜を図って下さった(株)日立製作所生産技術研究所の機械工場の方々に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 高橋道郎, 大塚二郎, 小野一也, 白田 孝, 東福 真: 摩擦駆動による精密位置決め研究(第1報)——構造とトラクション特性, 精密工学会誌, 54, 4 (1988) 715.
- 2) 大塚二郎, 高橋道郎, 白田 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)——台形波速度制御, 精密工学会誌, 55, 1 (1989) 123.
- 3) 村木正芳, 木村好次: 潤滑油のトラクション特性に関する研究(第3報), 潤滑, 29, 3 (1984) 216.