転動溝の表面形状と接触荷重が転がり摩擦力変動に およぼす影響*

三浦徹也** 松原厚*** 河野大輔*** 山路伊和夫*** 大高一馬† 星出薫††

Influence of Rolling Contact Surface and Contact Load on Fluctuation of Rolling Friction Force

Tetsuya MIURA, Atsushi MATSUBARA, Daisuke KONO, Iwao YAMAJI, Kazuma OTAKA and Kaoru HOSHIDE

This paper presents the experimental analysis for the fluctuation of rolling friction force, which deteriorates high precision motion in linear ball guideways. A simple drive with four tracks and four balls was used to investigate the influence of contact surface and contact load on the friction force fluctuation. To provide different surface integrity, ground, polished, and shot-peened surfaces were prepared. Experimental results showed that the friction force fluctuation was dependent on position change and influenced by the inclination angle of the rolling contact surface. The fluctuation of friction coefficient was inversely proportional to the cube root of the contact load. The wavelength analysis on the friction coefficient showed that friction coefficient was suppressed as the contact load increased. An empirical formula for estimating the friction force fluctuation was proposed based on these experimental results and a single ball friction model proposed by Ishikawa and Suda.

Key words: linear ball guideway, rolling friction force, friction force fluctuation, rolling contact surface, contact load

1. 緒 言

工作機械の送り軸の位置偏差は、他の軸との同期運動の際に軌跡誤差としてあらわれる。位置偏差の定常値は送り制御系で補償されるが、変動値は制御系の帯域に依存する¹⁾。たとえば、円弧補間運動時にあらわれる象限突起や微小な軌跡変動は、送り駆動系に内在する摩擦力の変動を制御系が抑制しきれないため発生する²⁾³⁾。送り駆動系の摩擦力は位置偏差に大きな影響を与えるため、様々な研究・開発がなされてきた。特に案内機構の摩擦力自体を低減するために超精密、高精度加工機の直動案内には油や空気を作動流体とする静圧案内が採用されている^{4)~6)}。しかしながら、静圧案内は流体を機械本体に供給する装置が必要となる。直動転がり案内は、グリースを潤滑剤として用いることが多く静圧案内と比較して低コストであり機械への組み付けも容易である。摩擦力に関しては、静圧案内のようにほぼゼロにはできないが、高速運動時においても動圧効果に起因するような不安定な変動は発生しない。同時に、姿勢安定性についても優れている。しかし、転動体循環が摩擦力変動や真直度に影響し、これに起因する送りむらや高精度輪郭誤差を抑制することが課題であった。

一般的な直動転がり案内は転動体を無限循環する方式を採用している。この方式では、キャリッジ内の無限循環路と転動溝間を転動体が出入りすると、キャリッジ内部の負荷が変動し、姿勢誤差や摩擦力変動が発生する。高橋らはキャリッジ内の負荷変動を解析し、負荷変動を低減した直動転がり案内を提案した⁷⁾。提案された直動転がり案内により8nmレベルの真直度が実現できるようになった。近年では

高精度、超精密分野にも転がり案内の使用が増えている⁸⁾⁹⁾。

転動体循環にともなう摩擦力変動の周波数は500mm/min程度の送り速度領域では制御系の外乱抑制帯域内であるので、位置偏差変動にはあらわれにくい。しかし、転動溝には転動体と比較して数十倍程度の粗さやうねりが存在し、その波長は短く不規則である。このような表面形状に起因する摩擦力変動の周波数は高く、送り制御系で抑制することは困難である。したがって、直動転がり案内で高精度な送りを実現するためには、転動溝の表面形状と転がり摩擦力変動の関係を解明することが重要である。Bikerman¹⁰⁾やHalling¹¹⁾は表面粗さの異なる試験片を準備し、傾斜法を用いて転動体が転がり始める傾斜角の測定を行った結果、表面粗さが粗くなるにつれ傾斜角が大きくなることを報告している。石川らは転がり摩擦力の変動を、玉と転動面表面の接触傾斜角から計算するモデルを提案し、接触面間の荷重を増加させたとき提案モデルによる摩擦力変動の計算結果と実験結果の差が大きくなることを報告している¹²⁾¹³⁾。石川らのモデルは、転動面表面と摩擦力変動の関係を理解する重要なコンセプトを提供しているが、表面形状の変化や接触荷重の影響については不明である。

本研究では、仕上げ面形状を変更した転動溝と4個の玉で構成される簡易有限軌道型転がり案内を用い、接触荷重を変化させて転がり摩擦力の変動を測定して解析する。測定には高精度な位置決め装置を用い、運動位置の測定結果とともに波長領域での分析を行い、転動溝の表面形状の測定結果と比較して、転がり摩擦力変動に対する転動溝の表面形状と接触荷重の影響を明らかにする。

2. 実験方法

2.1 実験に使用した転がり案内と転動溝の表面形状

実験に使用した転がり案内は2条の転動溝をもつレールと4個の玉にて構成されており、その概略を図1に示す。レールの各条の転動溝に玉を2個ずつ配置(玉ピッチ

* 原稿受付 平成29年6月21日

掲載決定 平成29年8月31日

** 正会員 THK株式会社(山梨県中央市中居754)

*** 正会員 京都大学大学院(京都府京都市西京区京都大学桂)

† 京都大学大学院(現、三菱重工株式会社; 長崎県長崎市深堀町5-717-1)

†† 正会員 THK株式会社(東京都大田区東糀谷4-19-6)

Fig.1 Linear ball guide of finite truck type

Table 1 Specifications of linear ball guideway

Rail	Width×Height×Length mm	23×18×160
	Number of tracks	2
	Groove Radius mm	2.065
	Contact angle °	90
	Finishing method for groove	Grinding Polishing Shot peening
Ball	Ball diameter mm	3.969
	Number of balls	4
	Ball pitch mm	50
	Finishing method for surface	Polishing

Fig.2 Condition of rolling contact surfaces

Fig.3 Measured primary profile curve of rolling contact surfaces after experiments (Right groove of lower rail)

50mm)した後、もう一方のレールを向かい合わせで挟むことで、有限軌道型の直動転がり案内を構成する。表 1 に直動転がり案内の構成要素の仕様を示す。使用した玉の材質は SUJ2 であり、玉表面の二乗平均平方根高さ $P_q \mu\text{m}$ は $0.02\mu\text{m}$ である。レールの転動溝は表面形状を変化させるため、研削、研削後研磨、研削後ショットピーニングの 3 種類の加工方法で仕上げられており、これらの表面をレーザ顕微鏡で観察した結果を図 2 に示す。図 2(a)より、研削仕上げレールの転動溝表面には転がり方向に沿って研削条痕が存在していることがわかる。一方、図 2(b)の研削後研磨仕上げ面では、図 2(a)と比較して研削条痕が除去されている。また、図 2(c)の研削後ショットピーニングを行った仕上げ面では、研削条痕が完全に除去され、直径約 $10\mu\text{m}$ 以下のディンプル形状が溝全体に形成されている。

実験終了後に触針式粗さ計を用い、上下に使用したそれ

ぞれのレールの各溝底について、玉が転動する方向に 100mm の距離の断面曲線を測定ピッチ $1\mu\text{m}$ にて測定した。図 3 に下側レールの右側溝の各仕上げ面の測定結果を P_q とあわせて示す。研磨仕上げ面は研削仕上げ面と比較して P_q が 30%減少している。また、ショットピーニング仕上げ面は、研削仕上げ面と比較して P_q は同程度であるが、変動周期が小さい。

2.2 実験方法

図 4 に直動転がり案内の摩擦力を測定する実験装置を示す。直交三軸をもつ加工機の X 軸テーブルにベースを介して下側レールを取り付け、Z 軸テーブルの工具ポストにベースを介して上側レールを取り付ける。上下のレールの溝位置をあわせ、玉を挟み込むことで案内面を構成する。摩擦力を発生させるための送り運動は X 軸で下側レールに与える。加工機の X 軸テーブルは空気静圧案内で支持されており、リニアモータ駆動である。上下レールの相対位置 $x\text{mm}$ は X 軸テーブルに装着された分解能 $0.5\mu\text{m}$ のリニアエンコーダにて計測する。Z 軸テーブルと上側ベース間には分解能 0.01N の 3 分力センサを設置する。このセンサを用いて、玉の法線方向の接触荷重 $F_c\text{N}$ 、摩擦力 $F_r\text{N}$ 、横荷重 $F_s\text{N}$ を測定する。3 分力センサと Z 軸テーブル間にジョイントボールを設置し、力センサと工具ポストのアライメント誤差を吸収する。玉を挟んだ状態で上下レールの溝位置の調整は、Y 軸を微小に移動させ、横荷重が 0 になるように行う。また、接触荷重の調整は Z 軸テーブルの位置を上下させる。

- 摩擦力の測定には、上下同じ仕上げ面のレールを組み合わせた直動転がり案内を使用した。以下に測定手順を示す。
- (1) 直動転がり案内を実験装置に取り付けた後、下側レール転動溝に潤滑油として工業用多目的油を塗布する。
 - (2) X 軸を往復させてならし運転を行う。ならし運転で接触荷重は 440N 、X 軸の送り速度 $F\text{mm/min}$ は 600mm/min 、往復回数は 100 回とする。
 - (3) 接触荷重、送り速度を段階的に増加させ摩擦力および接触荷重の測定を行う。測定回数は 3 回とする。主要な実験条件を表 2 にまとめる。

Fig.4 Measurement device of friction force

Table 2 Test condition

Nominal contact load N	35, 80, 105, 130, 180, 230, 340, 440
Feed speed $F\text{mm/min}$	120, 300, 600
Travel distance mm	30 (3 back-and-forth)
Lubricant	Industrial multipurpose oil (VG100)
Measuring times	3

Fig.5 Measured friction forces for different rolling contact surfaces (Nominal contact load: 440N, F : 120mm/min)

Fig.6 Measured friction forces for different feed speeds (Nominal contact load: 440N, Ground surface)

Fig.7 Measured contact loads for different rolling contact surfaces (Nominal contact load: 440N, F : 120mm/min)

Fig.8 Calculated friction coefficients for different rolling contact surfaces (Nominal contact load: 440N, F : 120mm/min)

3. 実験結果

3.1 摩擦力変動

相対位置 x に対する摩擦力 F_r の測定結果の例を図 5 に示す。同図(a)~(c)より、いずれの仕上げ面においても摩擦力の変動は相対位置に依存し、3回の測定結果はほぼ再現していることがわかる。ショットピーニング仕上げ面の摩擦力変動は研削仕上げ面と比較して大きく、その変動周期は小さい。研磨仕上げ面の摩擦力変動は研削仕上げ面と比較して小さくなっているが、一部の位置にスパイク状の変動が

残っている。これらのスパイク状変動は往復において同じ位置で発生しているので、表面形状の影響を受けていると考えられる。また、いずれの仕上げ面においても約 5mm 弱周期の摩擦力変動が確認される。

転動溝に研削仕上げを施した直動転がり案内において、送り速度を変化させた場合の摩擦力の測定例を図 6 に示す。測定結果から送り速度 300mm/min, 600mm/min では、摩擦力の変動が小さくなる傾向にあることがわかった。以降の分析は摩擦力変動が大きくなる傾向にあった送り速度 120mm/min の測定結果について行う。

Fig.9 Calculated friction coefficients for different nominal contact loads (F : 120mm/min, Ground surface)

相対位置 x に対する接触荷重 F_c の測定結果の例を図 7 に示す。図 7 に示す変動パターンは、図 5 に示した摩擦力の変動パターンとは異なっている。接触荷重 F_c と転がり摩擦力 F_r の測定結果から、次式を用いて摩擦係数 μ を計算した結果を図 8 に示す。

$$\mu = \frac{F_r}{F_c} \quad (1)$$

図 8 は、図 5 に示した摩擦力変動とほぼ同じ変動パターンを持つ。よって、摩擦力変動は摩擦係数の変動によるものであり、転動溝の表面形状の影響を受けていると考えられる。

3.2 転がり摩擦係数と接触荷重の関係

転動溝に研削仕上げを施した直動転がり案内において、接触荷重を 35N, 180N, 440N に設定した場合の摩擦係数の算出例を図 9 に示す。同図(a)~(c)より接触荷重の増加にともない摩擦係数の変動が減少していることがわかる。接触荷重の大きさと転がり摩擦係数の変動との関係を調べるために、図 8 および図 9 で示した摩擦係数曲線の一次成分を取り除いた後、摩擦係数の変動の標準偏差 μ_{sd} を算出した。ただし、算出に加減速の影響がないように、同図中の ± 10 mm の範囲を選んだ。摩擦力測定時の平均接触荷重を F_{ca} N としたとき、 F_{ca} と摩擦係数の変動の標準偏差 μ_{sd} との関係を図 10 に示す。同図より、 μ_{sd} はショットピーニング、研削、研磨の順に小さくなり、 F_{ca} が増加すると μ_{sd} が減少することがわかる。この効果を定量的に見積もるために以下の式を仮定し、定数 k と係数 a を最小二乗法で同定した。

$$\mu_{sd} = k \cdot F_{ca}^a \quad (2)$$

この結果を図 10 中に点線で示す。この結果、転動溝の仕上げ面が変化しても、 a は -0.30, -0.31, -0.35 と近い値をとることがわかった。

接触荷重と摩擦係数の変動との関係を考察するため、測定された μ の波長分析を行った。分析にはレール相対位置を用いた。転動溝がショットピーニング仕上げのときの、平均接触荷重 35N, 440N での分析結果を図 11 に示す。同図より、平均接触荷重が 440N の場合は 35N の場合と比較して波長 0.3mm 以下の成分が小さいことがわかる。図 12 に、平均接触荷重が 35N, 180N, 440N の場合の各仕上げ面に対する摩擦係数変動の波長分析結果を示す。同図より、いずれの仕上げ面においても平均接触荷重の増加にともない、摩擦係数の変動が小さくなる波長幅が広がる傾向があることがわかる。ここで、図中に示した幅 $2b$ mm は、ヘルツ接触理論を用いて、転がり方向の玉との接触幅 b を計算し 2 倍した値である。ただし、接触幅の算出においてショットピーニング加工による加工硬化の影響については考慮してい

Fig.10 Relationship between average contact loads and standard deviations of fluctuation of friction coefficient

Fig.11 Wavelength analysis of fluctuation of friction coefficients (Shot peened surface)

ない。平均接触荷重が 180N 以上の場合、 $2b$ は摩擦係数の変動が小さくなる波長幅とほぼ対応している。また、この傾向はいずれの仕上げ面における結果にもあらわれている。したがって、ヘルツ接触幅は、摩擦係数の変動を平均化する効果があると考えられる。また、平均化効果があらわれる波長幅が b の 2 倍となったのは、玉の移動距離に対し転動溝の移動距離が 2 倍であるためと考えられる。

4. 転がり摩擦力変動の推定

接触荷重と転動溝の表面形状から、転がり摩擦力変動の推定を行う。石川らは、図 13 に示すように転動面に傾斜がある場合の玉の転がり摩擦力の変動計算式を提案している¹²⁾。図中において、 f_r N: 1 個の玉が傾斜面を転がる摩擦力、 θ rad: 転動面の傾斜角、 Q N: 玉 1 個に加える法線方向の接触荷重である。玉の力のつりあから、摩擦力 f_r は次式より求めることができる。

$$f_r = K \cdot Q \cdot \tan \frac{\theta}{2} \quad (3)$$

Fig.12 Wavelength analysis of friction coefficient for different rolling contact surfaces and average contact loads

Fig.13 Single ball friction model proposed by Ishikawa and Suda

ただし、 K は接触部の弾性変形の影響を補正する係数である。

このモデルを用いて、接触荷重の摩擦力変動への影響について検討する。3.2 節で述べた実験結果から、様々な周期をもつ傾斜面に対してヘルツ接触幅は摩擦係数の変動を抑制する効果があると考えられる。この効果を図 14 で説明する。図中において、ある傾斜面の傾斜角が θ_i であるとし、その周期が λ_i であるとしている。同図(a) $\lambda_i < b$ のケースでは、接触荷重により接触面が弾性変形して θ_i の摩擦力変動への影響は小さくなる。もしくは複数の突起が玉を支えると考えても傾斜の影響が小さくなる。同図(b)の $\lambda_i > b$ のケースも、弾性変形が発生すれば傾斜角が減少し、摩擦力変動が小さくなる。図 12 からヘルツ接触幅以上の波長領域でも摩擦係数が低下していることがわかる。

図 15 は、実験で得られた摩擦力変動の標準偏差 F_{rsd} N を平均接触荷重 F_{ca} に対してプロットした図である。同図より、摩擦力は接触荷重に比例して増加するのではなく、接触荷重の 0.65~0.7 乗で増加することがわかる。ヘルツ接触幅は

Fig.14 Relationship between the wavelength and the inclination angle of rolling contact surface

Fig.15 Relationship between average contact loads and standard deviations of friction force fluctuation

接触荷重の $1/3$ 乗で増加する。接触幅と摩擦力変動が反比例すると仮定すると、接触荷重の指数は $1-1/3=2/3$ となり、実験で得られた指数に近い値になっていることがわかる。

次に傾斜角の影響を検討するため 2.1 節で述べた転動溝の断面曲線の測定結果から、玉が転がった区間を抽出して、二乗平均平方根傾斜 $P_{\Delta q}$ と二乗平均平方根高さ P_q を算出した。この結果を表 3 に示す。表 3 より、 P_q は研削仕上げ面とショットピーニング仕上げ面ではほぼ同じとなることわかる。つまり、仕上げ面の高低差では摩擦力変動の増加を説明できない。図 16 に平均接触荷重が 35N, 180N, 440N での摩擦力変動の標準偏差と $P_{\Delta q}$ の関係を示す。同図より、摩擦力変動は $P_{\Delta q}$ の $0.35 \sim 0.4$ 乗で増加することがわかる。式(3)に示すように傾斜パラメータに比例しない理由は、複数の傾斜の効果が平均化されるためと考えられる。

以上をまとめて、摩擦力変動の推定を次式で行い、最小二乗法を用いて実験データにフィッティングした。

$$F_{rsd} = A \cdot P_{\Delta q}^B \cdot F_{ca}^{2/3} \quad (4)$$

この結果を図 17 に示す。図中の横軸は、推定式(4)を用いた F_{rsd} の推定値である。同図より推定値は実験値と近い値となり、寄与率は 99.3% となった。すなわち、ヘルツ接触理論による考察から接触荷重の指数を $2/3$ と仮定し、二乗平均平方根傾斜の指数を一定と仮定して実験データをフィッティングしても、実験式の推定誤差が低下しないことがわかった。

5. 結 言

転動溝の表面仕上げを変化させ、転がり摩擦力と接触荷重を測定して摩擦係数を求め、その変動について分析を行った。また、石川・須田の転がり摩擦モデルを用いて、摩擦力変動を接触荷重と転動溝の断面パラメータで推定することを試みた。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 摩擦力の変動は転動溝の表面形状の高低変化ではなく傾斜に起因している。
- (2) 摩擦係数の変動は平均接触荷重の約 $1/3$ 乗に反比例する。摩擦係数の変動について波長分析を行った結果、平均接触荷重が増加すると、摩擦係数の変動が減少する波長範囲が変化する。
- (3) 接触荷重の増加に伴う摩擦力変動の増加と上記(2)の効果により、摩擦力変動は平均接触荷重の約 $2/3$ 乗に比例する。
- (4) 平均接触荷重ならびに転動溝の断面曲線の二乗平均平方根傾斜から転がり摩擦力変動を推定する実験式を提案した。

参 考 文 献

- 1) Kono D et al. : Analysis of Positional Deviation Caused by Position-Dependent Disturbances in Ball Screw Drive, Journal of JSPE, **82**, 6 (2016) 589.
- 2) 藤田純, 濱村実, 斯波和広, 垣野義昭, 松原厚, 大脇悟史: NC 工作機械の円弧象限切替時運動誤差に与える案内機構の影響, 精密工学会誌, **68**, 3 (2002) 435.
- 3) 濱村実, 藤田純, 宮口和夫, 渡辺靖巳, 垣野義昭, 松原厚: ボールねじ運動方向反転時の摩擦トルク変動に関する研究 (第 2 報), 精密工学会誌, **69**, 5 (2003) 726.
- 4) 大坪寿, 大下功: 高精密切削加工機の開発, 精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2005) .

Table 3 Calculation results of primary profile parameter

	P_q μm	$P_{\Delta q}$
Ground surface	0.44	2.00×10^{-2}
Polished surface	0.16	0.49×10^{-2}
Shot peened surface	0.38	6.06×10^{-2}

Fig.16 Relationship between root mean square deviations of rolling contact surface and standard deviations of friction force fluctuation

Fig.17 Comparison of estimated results and measured results for standard deviation of friction force fluctuation

- 5) Sriyotha P et al. : Development of 5-axis linear motor driven super-precision machine, CIRP Annals - Manufacturing Technology, **55**, 1 (2006) 381.
- 6) 藪谷誠: 超精密加工機およびその要素技術の今後について, 精密工学会誌, **75**, 1 (2009) 127.
- 7) 高橋徹, 舟橋浩, 丹羽宏, 飯田勝也, 岸弘幸: 超高剛性/低ウェービングガイドに関する技術, 精密工学会誌, **76**, 6 (2010) 602.
- 8) 大岩孝彰, 勝木雅英: 超精密位置決めにおけるアンケート調査ー精密メカトロニクスと精密計測に関するアンケート調査ー, 精密工学会誌, **81**, 10 (2015) 904.
- 9) 田中克敏, 福田将彦, 覚張勝治, 鈴木清, 植松哲太郎: 超精密加工機の高精度化の研究, 砥粒加工学会誌, **51**, 8 (2007) 482.
- 10) J. Bikerman : Effect of Surface Roughness on Rolling Friction, Journal of Applied Physics, **20** (1949) 971.
- 11) J Halling : The relationship between surface texture and rolling resistance of steel, British Journal of Applied Physics, **9** (1958) 421.
- 12) 石川義雄, 須田稔: 転がり摩擦の基礎研究ー表面粗さ形状による摩擦力変動ー, 精密機械, **45**, 5 (1979) 573.
- 13) 石川義雄, 須田稔: 直動玉軸受の摩擦力変動, 精密機械, **47**, 12 (1981) 58.