

# ベースダイナミクスを考慮した送り系の振動解析

京都大学 松原 厚, 梅本雅資, 田中拓也, 茨木創一, 垣野義昭

## 要旨

NC 工作機械の送り系において加工テーブルを高速サーボ系で駆動すると、低周波数の振動が発生し軌跡精度が低下する場合がある。本研究ではこれらの振動が位置決め誤差に与える影響を解析するため、ベースのロッキング振動と送り系のモデル化を行った。次にフィードバック系を考慮して、フィードバックゲインと位置決め振動の関係についての理論解析を行い、実験機にて解析結果を検証した。

## 1. 結論

近年、サンプリング周波数の高速化によるハイゲインフィードバック、フィードフォワード制御技術等により位置決め装置の制御系の性能が向上し、送りサーボ系の高速・高応答化が進んでいる。しかし、テーブル質量が大きな NC 工作機械の加工テーブルをこのような高速サーボ系で駆動すると、加減速度時に発生する慣性力により低周波の振動が励起されて軌跡精度を悪化させる。特に、精度上問題になるのは機械全体の据え付け状態により決定される剛体振動モードであり<sup>1)</sup>、送り系の高速・高加減速化に伴って問題が大きくなりつつある。本研究では、この振動問題を解決するための第一歩として、送りサーボ系とベース剛体振動の連成モデルを構築し振動解析を行う。

## 2. ベースダイナミクスを考慮した送り系のモデル

図 1 にベースダイナミクスを考慮した送り系のモデルを示す。ベースは剛体と仮定し、上下振動（バウンスモード）は考慮せず、回転振動（ロッキングモード）のみを行うとする。ベースの支持には通常、レベリングブロックや植え込みボルトが使われるが、これらを単純にばねとダンパでモデル化する。ボールねじ送り系は通常 100 ~ 200Hz の固有振動数を持つ 2 慣性系でモデル化されることが多いが、ここでは 1 慣性  $m_t$  を制御力  $f$  で駆動すると仮定する。またテーブルガイドの摩擦力は 0 としている。このときの運動方程式は次式ようになる。

$$m_t \ddot{x}_t = f \quad (1)$$

$$(I_b + m_t h_t^2) \ddot{\phi} + c_{sb} L_b^2 \dot{\phi} + k_{sb} L_b^2 \phi = -h_f f + m_t g x_t \quad (2)$$

$h_f = h_t$  と仮定し、 $x_b = h_t \phi$ ,  $m_b = I_b / h_t^2$ ,  $c_b = c_{sb} L_b^2 / h_t^2$ ,  $k_b = k_{sb} L_b^2 / h_t^2$  とし、重力項は微小項として無視すると式 (2) は次式ようになる。

$$m_b \ddot{x}_b + c_b \dot{x}_b + k_b x_b = -f \quad (3)$$

つまりベースの回転振動を考慮した振動モデルは、図 1(b)

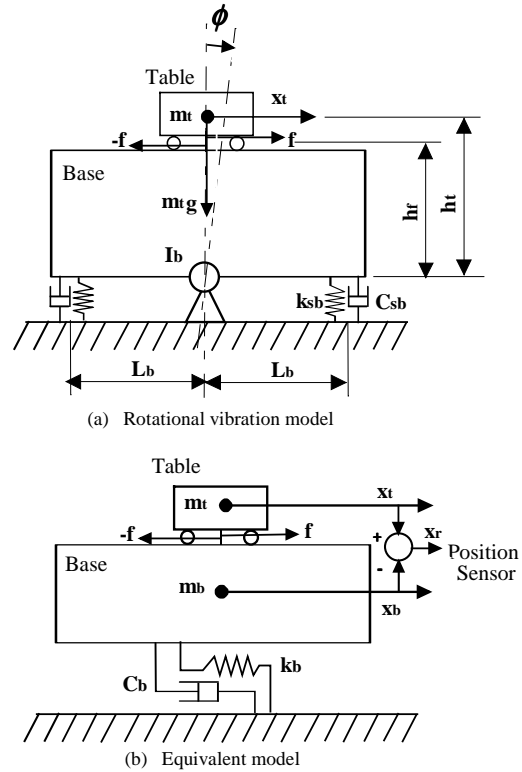


Fig. 1 Base Vibration Model

に示すような並進系の 2 慣性モデルとなる。

## 3. 振動解析

テーブル位置  $x_t$  をベース間に取り付けたりニアエンコーダで検出すると、その信号はベースとテーブルの相対位置となる。この信号を  $x_r$  として、速度フィードバック系を構成するために制御力  $f$  から相対速度  $\dot{x}_r$  までの伝達関数を求めると次式ようになる。

$$G_v(s) = \frac{sX_r(s)}{F(s)} = \frac{(1+r_b)s^2 + 2\zeta_b\omega_b s + \omega_b^2}{m_t s(s^2 + 2\zeta_b\omega_b s + \omega_b^2)} \quad (4)$$

ただし、

$$\omega_b^2 = \frac{k_b}{m_b}, \quad \zeta_b = \frac{c_b}{2\sqrt{m_b k_b}}, \quad r_b = \frac{m_t}{m_b} \quad (5)$$

式(4)の $G_v(s)$ は対になる極と零点を持つ。 $m_b$ が $m_t$ に対して十分大きければ慣性比 $r_b$ は0に近づき極と零点は相殺されるので $G_v(s)$ はベース振動を考慮しない特性となる。 $f = k_v \dot{x}_r$ なる速度フィードバックを行い、速度ゲイン $k_v$ をあげていくと極は零点に近づき、最終的には極零相殺が起こる。従って、慣性比が大きく、極と零点の位置が離れていてフィードバックゲインが十分高くとれない場合にテーブルとベースの相対位置に振動が発生すると考えられる。

#### 4. 実験

##### 4.1 実験装置とシステム同定

3章での解析結果の検証のための実験を行う。図2に実験装置の写真を示す。門型の工作機械を想定し、リニアモータを精密スケールで空気ばね式防振台の上に固定する。さらにスライダ部からアルミチャンネルを介して付加質量を取り付ける。スライダ部の位置はリニアスケールにより検出する。まず、実験装置の力学パラメータの同定を行う。入力をリニアモータのスラスト指令電圧(V)、出力をスライダ速度(m/s)とし、入力から出力までの周波数応答を求めるために周波数挿引法を用いる。得られた同定モデルの周波数応答を式(5)の関係をあてはめて、ベースの等価質量、剛性、減衰定数は $m_b=6.0(\text{kg})$ 、 $k_b=4100(\text{N/m})$ 、 $c_b=40(\text{N}\cdot\text{s/m})$ と求まった。図3に実験結果と同定モデルから得られた周

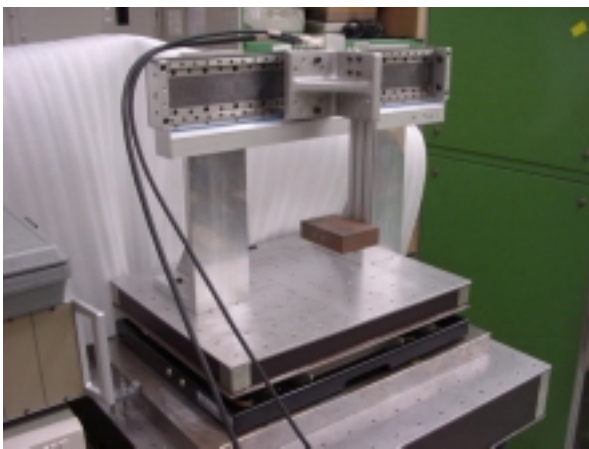


Fig. 2 Experimental setup

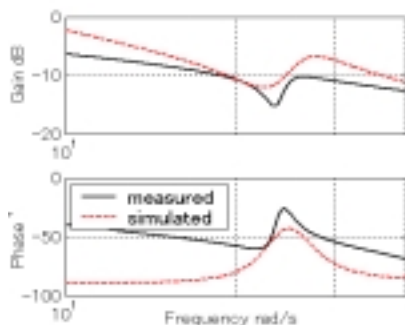


Fig. 3 Frequency response of the linear motor drive

波数応答を示す。

##### 4.2 シミュレーションと実験結果

システム同定により得られた力学パラメータを用いて速度フィードバックを行い、速度ゲイン $k_v$ を上げていったときの極と零点の配置をシミュレーションにより求めると、図4のようになった。 $k_v$ をあげるにつれ、極が零点に近づき、サーボ系が非振動的になることが予想される。速度ループでPI制御を組み台型速度指令を与えて、速度ゲイン $k_v$ を上げていったときの時間応答を図5に示す。 $k_v=40$ ではスライダとベースの相対位置の振動が抑えられていることがわかる。

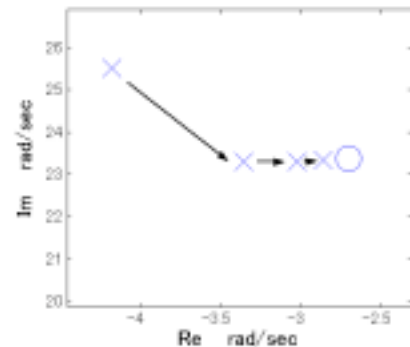


Fig. 4 Root locus ( $k_v=1$  10 20 40)

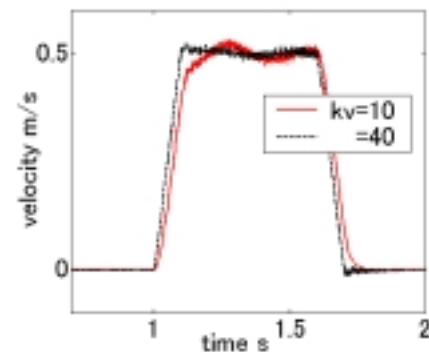


Fig. 5 Time response of table motion

#### 5. 結論

ベースロッキング振動の影響を受ける送りサーボ系のモデルを構築し、振動解析を行った。得られた結果は以下の通りである。

- (1) ベース+送り系のモデルは並進系の2マスモデルに変換できる。
- (2) ロッキング振動はテーブル/ベースの質量比が大きい場合送りサーボ系に影響を与える。
- (3) フィードバックゲインをあげていくとロッキング振動によるサーボ誤差が低減する。

#### 参考文献

- 1) 星鐵太郎；機械加工の振動解析，工業調査会(1990)．1