位置決め機構の物理パラメータの一同定方法*

涌 井 伸 二**

An Identification Method of Physical Parameters for Positioning Mechanism

Shinji WAKUI

The positioning mechanism can be regarded as a simple vibration system with one degree of freedom. Generally speaking, it is difficult to identify the physical parameters of this mechanism without decomposing. In this paper, an identification method of physical parameters for positioning mechanism is described. Firstly it is shown that the viscous damping of slide mechanism can be derived by measuring the frequency response from the collocated sensor to the non-collocated sensor. Moreover, the spring constant between the mechanisms also can be derived more accurately in comparison with the value based on the impulse response. Secondly the equivalent viscous damping is calculated by means of the constant velocity test or the frequency response. Then the viscous damping of rotational mechanism may easily be derived by subtracting the converted viscous damping, which is the value of slide mechanism at the position of motor axis, from the equivalent viscous damping. Finally, the proposed identification method is applied to an actual positioning mechanism.

Key words: identification method, viscous damping, spring constant, collocated sensor, non-collocated sensor, structural identification

1. 緒 言

工作機械, OA 機器, 半導体装置などには回転運動を直動運動に変換する機構が多く採用されている。同機構に対して高度の制御アルゴリズムをインプリメントしたりあるいはシミュレーションシステムを開発するためには上記機構の動特性を正確に把握する必要がある。このような背景を踏まえ, 固体摩擦を新しい状態変数とみなすことによりサーボモータ系に対してオブザーバ理論を適用した同定法が文献1)に提案されている。しかし, 本論文で扱いたい1自由度振動負荷系には適合しない同定法となっている。また, 同定技術の marketability²⁾が近年特に求められているが, 上記文献の方法は物理的直感が働かず必ずしも経済的な方法とは言い難い。

さて, 回転・直動機構の動特性は慣性モーメント, 搬送質量, 粘性摩擦係数およびばね定数によって支配される。一般に, 慣性モーメントと搬送質量の値は設計時点ではほぼ正確にとらえられる。また, ばね定数もインパルス応答あるいは機構の周波数特性を測定することによってある程度正確な同定値は求められる。しかし, 回転と直動機構が共に組み込まれた状態においてそれぞれの粘性摩擦係数を求め, ばね定数をさらに正確に同定することは困難であったと考えられる。もちろん, 上記物理パラメータを各機構ごとに個別に求めることは可能であろう。しかし, 回転と直動機構を分離した状態では, 直動物体の偏重心が及ぼす回転機構への影響や同機構の案内面への予圧がしゅう動状態に与える影響を評価することができない。

そこで, 本論文ではしゅう動案内を有する回転・直動機構のそれぞれの粘性摩擦係数と機構に存在するばね定数を装置を分解せずに

簡便かつ高精度に同定する経済的方法を提案する。

2. 機構モデル

対象とする位置決め装置を図1に示す。同図1自由度振動負荷系³⁾の運動方程式は次式のように表現される。

$$\begin{aligned} J_{\text{rot}} \ddot{\theta} + D_{\text{rot}} \dot{\theta} + K(P\theta - x)P &= \tau - T_{\text{fc}} \\ W\ddot{x} + D_w \dot{x} + K(x - P\theta) &= -F_{\text{fc}} + f_{\text{imp}} \end{aligned} \quad (1)$$

ただし, x : 直動物体の移動距離, θ : 回転角度, τ : 入力トルク, T_{fc} : 回転機構の静止摩擦トルク, F_{fc} : 直動機構の静止摩擦力, f_{imp} : 直動物体へのインパルス力, である。

機構モデルの物理パラメータの中で, 回転機構の慣性モーメント J_{rot} , 直動物体の質量 W および回転・直動変換係数 P (ボールねじピッチを L として $L/2\pi$) は容易に算出可能である。しかし, 回転機構の粘性摩擦係数 D_{rot} , 直動機構の粘性摩擦係数 D_w 及びばね定数 K の算出は容易ではない。これらのパラメータが位置決め精度 (絶対位置精度, 繰返し精度), 位置決め時間およびオーバーシュート量に及ぼす影響は顕著である。したがって, 制御性能改善のパラメータ調整やシミュレーションシステム開発のためにはぜひとも同定の必要がある。

次章では, まず簡便な機構の物理パラメータ同定方法であるインパルス応答試験の考察を行いその限界を指摘する。

Fig. 1 Model of a positioning mechanism

* 原稿受付 平成5年5月28日

** 正会員 キヤノン(株)ナノテク研究所(川崎市幸区鹿島田890-12)

Fig. 2 Block diagram of the velocity control

3. インパルス応答試験によるパラメータ同定とその問題点

位置決め機構の物理パラメータの簡便な同定方法としてインパルス応答試験がよく知られている。以下、いかなる条件で同試験を実施すべきかを順次考察していく。まず、式(1)より

$$x = \frac{-(J_{\text{rot}}S^2 + D_{\text{rot}}S + P^2K)F_{\text{ic}} + (J_{\text{rot}}S^2 + D_{\text{rot}}S + P^2K)f_{\text{imp}} + KP\tau - KPT_{\text{ic}}}{(J_{\text{rot}}S^2 + D_{\text{rot}}S + P^2K)(W_S^2 + D_{\text{w}}S + K) - K^2P^2} \quad (2)$$

となる.

(a) τ が零で T_{fc} と F_{fc} が一定値と仮定した場合： この場合、インパルス入力 f_{imp} から直動物体の加速度出力までの伝達関数、すなわちイナータンスは次式となる。

$$\frac{s^2 \chi}{f_{\text{imp}}} = \frac{s^2 (J_{\text{rot}} S^2 + D_{\text{rot}} S + P^2 K)}{(J_{\text{rot}} S^2 + D_{\text{rot}} S + P^2 K) (W_S^2 + D_w S + K) - K^2 P^2} \quad (3)$$

一般に、静止状態の回転・直動機構では直動物体へのインパルス入力によって回転機構側は動かされない。 $J_{\text{rot}} \rightarrow \infty$ とおけば

$$\frac{S^2 \chi}{f_{\text{imp}}} = \frac{S^2}{W S^2 + D_w S + K} \quad (4)$$

を得る。つまり、インパルス応答試験によって機械共振特性が抽出されて振動負荷系の物理パラメータだけが推定できる。ところが、静止状態の場合には、しゅう動面の油膜が切れて個体接触状態にあるため機械共振特性の検出は不可である。

(b) 油膜切れに原因するインパルス応答の劣化: しゅう動面の油膜切れで機構各部の真実接触面積が増大すると K 大となる. 式 (3) において $K \rightarrow \infty$ とおくと

$$\frac{s^2 \chi}{f_{\text{imp}}} = \frac{s}{W_S + D_W} \quad (5)$$

を得る。この場合には機械共振特性が検出できない。実際にインパルス試験を実施したところ、イナータンスのピークは検出されなかった。

(c) 油膜形成による機械共振の検出：位置決め機構に対して図2のような速度制御系を構成し、一定の速度指令を入力してしゅう動面に油膜を形成する。式(3)に対応する伝達関数は次式のようになる。

$$\frac{s^2 x}{f_{\text{imp}}} = \frac{s^2 (J_{\text{rot}} s^2 + D_{\text{rot}}' s + P^2 K)}{(J_{\text{rot}} s^2 + D_{\text{rot}}' s + P^2 K)(W s^2 + D_w s + K) - K^2 P^2} \\ \vdots D_{\text{rot}}' = D_{\text{rot}} + K_t K_i K_v K_f \quad (6)$$

ただし、 K_i は電流アンプゲイン、 K_t はトルク定数、 K_v は速度制御器ゲイン、 K_f は速度フィードバックゲイン、である。

このとき、直動物体へのインパルス入力に対する伝達関数は式(4)と同様である。したがって、油膜形成の結果として K は有限値を持ち機械共振の検出が可能となる。

上記(c)のようにすればインパルス応答試験を使って機械共

振が検出され得ることが分かり、実際にも試験を実施することが可能となった。しかし、以下のような欠点がある。

- a) 一般に、インパルス加振に際してはダブルハンマリングを避け、加振力を一定にするという技能が要求される。したがって、一定速度の直動物体にインパルス加振する測定ではより以上の技能が必要となる。
- b) 直動物体の可動範囲は有限なので方向反転を繰り返しながらインパルス試験を実施せねばならない。したがって、測定は煩雑である。
- c) 以上の解析では K を一定値としたが、以下のように表現される⁴⁾。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_a} + \frac{1}{K_e} \quad (7)$$

ただし、 K_b ：ボールねじ、 K_n ：ナット、 K_a ：支持軸受、 K_e ：各種結合部それぞれの軸方向ばね定数である。この中で、 K_b はボールねじの支持間距離に反比例するので、移動場所ごとに共振特性は変化する。したがって、共振特性の変化を精度よく検出できない。

そこで，次章では構造同定 (structural identification) の中のパラメトリック同定に分類される物理パラメータの推定法を示す。

4. 同定原理と結果

本章では、collocated なタコジェネレータ出力から non-collocated な直動機構側速度までの周波数応答を測定することにより、直動機構側の物理パラメータが求められることを示す。次に、回転機構側からの同定結果を使って、回転機構側のみの物理パラメータを抽出する。最後に、以上の方法を位置決め装置に適用した結果を示す。

4.1 同定原理

式(1)の状態方程式は状態変数を $x_s = [\theta, \dot{\theta}, x, \dot{x}]^T$ とおいて

$$\begin{aligned} \dot{x}_s = & \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} x_s + \begin{bmatrix} 0 \\ 1/J_{\text{rot}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} (\tau - T_{\text{fc}}) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/W \end{bmatrix} (-F_{\text{fc}} + f_{\text{imp}}) \\ A_{11} = & \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -KP^2/J_{\text{rot}} & -D_{\text{rot}}/J_{\text{rot}} \end{bmatrix} \\ A_{12} = & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ KP/J_{\text{rot}} & 0 \end{bmatrix} \\ A_{21} = & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ KP/W & 0 \end{bmatrix} \\ A_{22} = & \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K/W & -D_w/W \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

である。ここで、直動機構の根 $\det(sI - A_{22})$ に着眼し以下の変形を行う。ただし、議論を簡単にするために τ, T_{rc}, F_{rc} は零

Fig. 3 Equivalent transformation of block diagram

と置く。 $\tau=0$ は正弦波加振したときの定常状態によって、 $T_{ic}=0$ と $F_{ic}=0$ はそれらの極性が速度符号によって変化しないような補償を掛けることによって実現できる。このような状態は、応答測定に際して原発振の同期成分のみ分析する機能を持つ周波数応答測定装置を使うことにより実現される。

$$\dot{x}_s = (A - BKP)x_s$$

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} A_{11} & 0 \\ 0 & A_{22} \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} 0 & B_{12} \\ B_{21} & 0 \end{bmatrix} \\ B_{12} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1/J_{rot} & 0 \end{bmatrix} \\ B_{21} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1/W & 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

上式は

$$\dot{x}_s = Ax_s + Bv \quad (10)$$

のシステムに $v = -KPx_s$ の状態フィードバックを施したものとみなせる。さて、直動機構のパラメータのみを含む伝達関数を抽出するように、形式的に $v = x_s$ と置き直して出力行列 c を $(0, 0, 0, 1)$ と選ぶ。このときの伝達関数は

$$c(sI - A)^{-1}B \rightarrow \frac{sx}{s\theta} = \frac{1}{Ws^2 + D_ws + K} \quad (11)$$

となり、collocated なモータ角速度から non-collocated な直動機構側速度までの応答を測定することにより直動機構の物理パラメータだけを含む周波数応答が得られる。

実際には、式 (1) から直ちにわかるように回転機構の角速度 $s\theta$ から直動物体の速度 sx までの伝達関数の分子には KP がつく。式 (11) との矛盾は $v = x_s$ において $v = -KPx_s$ の状態フィードバックを施したものとみなすという設定に原因する。しかし、これは図 3 のようなブロックの等価変換をしたことに相当するので、同定に際して分子 KP の有無は問題とはならない。モータ角速度の検出感度 k_{TG} 、直動物体側速度の検出感度 k_{PU} として式 (12) に示す 2 次遅れの周波数応答を測定することが同定の本質となる。

なお、真空用位置決め装置は図 1 のような回転・直動機構を大気中に配置し、この直線運動をばね・粘性要素の伝達機構を介して真空内の直動機構に伝達するという 2 自由度振動負荷系となっているが、このような多自由度系に対しても式 (9) とおいて式 (11) と同様の関係が導ける。すなわち、真空外直動機構の速度から真空内直動機構の速度までの周波数応答を測定することにより後者の機構の物理パラメータが算出できる。したがって、式 (9)～(11) の定式化には一般性がある。

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{a\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \\ a &= \frac{k_{PU}P}{k_{TG}}, \quad \omega_n = \left(\frac{K}{W}\right)^{1/2}, \quad \zeta = \frac{D_w}{2(KW)^{1/2}} \end{aligned} \quad (12)$$

さて、上式の周波数特性を実測して共振値 M_P と共振周波数

f_P を読み取り W が既知ならば、周知のように次式から D_w と K が算出できる。

(a) 共振値 M_P の実測値より

$$\zeta = \frac{1 - (1 - 1/M_P^2)^{1/2}}{2} \quad (13)$$

(b) 共振周波数 f_P の実測値と上記算出の ζ より

$$f_n = \frac{f_P}{(1 - 2\zeta^2)^{1/2}} \quad (14)$$

(c) f_n と既知の質量 W より

$$K = 4\pi^2 f_n^2 W \quad (15)$$

(d) f_n, ζ および W より

$$D_w = 4\pi f_n \zeta W \quad (16)$$

上式より D_w と K の算出に当たってセンサ感度 k_{PU} 、 k_{TG} が未知でよいことがわかる。注意すべきことは K の導出である。現場ではインパルス試験から簡便に共振周波数 f_P を求め、 $K = 4\pi^2 f_P^2 W$ とする。しかし、ダンピング係数 ζ が十分小さいときに限って $f_P \approx f_n$ とできる。一般に、機構部材自身のダンピング係数は十分小さいといえるが、回転・直動変換部のダンピング係数はそれほど小さくない。また、インパルス試験から求められるダンピング係数の精度に問題があることは周知である。また、図 1 の位置決め装置に対して速度あるいは位置制御系が構成された場合、式 (12) の構造は不変であり同定手順に何らの変更もない。すなわち、速度あるいは位置制御系が組み込まれたことによる同定法への影響はない。上述のように、同定法は実用価値の高い経済的な方法であり、極めて常識的な 2 次遅れ系の周波数応答を使った同定法に帰着されているが、筆者の知る限り適用例の報告はない。

さて、以上の方法によって直動機構の物理パラメータは求められた。次に、回転機構の D_{rot} を求める。まず、モータ軸換算の等価粘性摩擦係数 D_{eff} は等速運動時の次式の運動方程式から算出される。

$$(D_{rot} + P^2 D_w) \dot{\theta} = \tau : D_{eff} = D_{rot} + P^2 D_w \quad (17)$$

上式において、入力トルクが τ_1 のとき回転角速度が $\dot{\theta}_1$ であり、 τ_2 とした場合に $\dot{\theta}_2$ となったとすれば、次式から D_{eff} が求められる。

$$D_{eff} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2} \quad (18)$$

上式から明らかなように、モータ軸でみた粘性摩擦係数は回転機構の粘性摩擦係数と直動機構のそれが変換定数を介して回転機構側に変換された量との総和である。したがって、式 (16) から D_w は既知なので

$$D_{rot} = D_{eff} - P^2 D_w \quad (19)$$

として D_{rot} が求められる。

さて、式 (18) の方法以外に D_{eff} は周波数応答からも求められる。まず、位置制御状態において拘束位置の周りで正弦波加振し電流指令端子 v_i からタコジェネレータ出力までの周波数応答を測定する。このとき、次式の伝達関数が測定される。

$$\begin{aligned} \frac{k_{TG}s\theta}{v_i} &= \frac{k_{TG}K_iK_t}{D_{eff}} \frac{1}{1 + (J_{eff}/D_{eff})s} \\ J_{eff} &= J_{rot} + P^2 W \end{aligned} \quad (20)$$

上式において、等価慣性モーメント J_{eff} は既知であり周波数応答の折点周波数 f_c を読み取って

$$D_{eff} = 2\pi J_{eff} f_c \quad (21)$$

の計算を実施する。すると、式 (19) から D_{rot} が算出される。

Fig. 4 Frequency response with the parameter of preload

Table 1 Physical parameters of the positioning mechanism

Preload kgf	M_p dB	f_p Hz	W kg	f_n Hz	ζ	D_w Ns/m	K N/m
2	17.08	114.82		115.39	7.02×10^{-2}	2.14×10^3	1.10×10^7
4	8.85	107.15	21	110.96	1.84×10^{-1}	5.34×10^3	1.02×10^7
6	3.38	87.10		101.57	3.64×10^{-1}	9.75×10^3	8.55×10^6

 Table 2 Derivation of D_{eff} and D_{rot}

Preload kgf	D_{eff} Nm/rad $\cdot$ s $^{-1}$	D_{rot} Nm/rad $\cdot$ s $^{-1}$
2	3.26×10^{-3}	2.77×10^{-3}
4	3.62×10^{-3}	2.39×10^{-3}
6	3.98×10^{-3}	1.75×10^{-3}

なお、式 (20) の直流ゲイン G_{DC} を周波数応答から読み取って

$$D_{\text{eff}} = \frac{k_{\text{rg}} K_i K_t}{G_{\text{DC}}} \quad (22)$$

としてもよい。

以上の同定法を $W=21$ [kg], $J_{\text{rot}}=5.67 \times 10^{-5}$ [kg $\cdot$ m 2], $P=4.8 \times 10^{-4}$ [m/rad] の位置決め装置に適用した結果を示す。

4.2 実測結果と考察

速度制御系を構成し、直動物体を可動範囲の中央に位置させて式 (12) の周波数応答を測定した。このとき、直動物体に取り付けた加速度センサを non-collocated センサとし、この出力を積分して速度信号を取り出した。図 4 は直動機構のしゅう動面への押付け予圧をパラメータにした式 (12) の周波数応答であり、表 1 には式 (13)～(16) に基づく計算結果を示す。

さて、予圧を増加するとしゅう動面油膜が薄くなって固体接触が頻繁になり、 D_w は大きくなると予想される。同図より予圧を大きくすると実際にも共振値は徐々に低下しておりダンピングの増加が示された。また、式 (21) と (19) に基づく D_{eff} と D_{rot} の算出結果を表 2 に示す。 D_{rot} は予圧にかかわらずほぼ一定とみなせる。さらに、 $P^2 D_w / D_{\text{eff}}$ は規準予圧 3～4 kgf のとき約 30% 程度である。すなわち、速度フィードバックを掛けたモータ軸でみたとき、入力トルクに占める損失項はしゅう動案内を有する直動機構よりも回転機構の方が大きいという

結果が得られ、位置決め装置の改善を促す興味深い知見となった。

なお、式 (11) の伝達関数の導出に際しては回転及び直動機構の静止摩擦を零とおいた。実際の周波数応答測定に際しては、直動機構を静止位置を中心に正弦波加振したので、運動方向が反転するたびに静止摩擦の影響が入ると予想された。しかし、10 Hz 以上の加速度出力波形は十分滑らかでありディザ印加時のような平均化がなされた。静止摩擦が及ぼす同定精度への影響を完全に除去するには、直動物体を一定速度で運動させながら式 (12) の周波数応答を測定することができる。もちろん、静止摩擦は速度符号により極性が変わり得るので同極性が変化しない振幅範囲で正弦波加振する。また、直動物体の可動範囲は有限であり測定に際しては周波数応答測定装置の一時休止機能を頻繁に使う。

5. 結 論

本論文の結論を要約する。

- (1) 回転・直動機構からなる位置決め装置において collocated センサから non-collocated センサまでの周波数応答を測定すると、装置を分解せずに各機構の粘性摩擦係数とばね定数が同定できることを示した。
- (2) 回転機構側には制御系安定化用の速度フィードバックを備えるため速度検出は可能となるが、一般的に直動機構側には状態量検出手段が無い。提案の同定法実施に当たっては、加速度センサを直動物体に直接取り付けて non-collocated センサとして利用すればよいことを示した。したがって、簡便かつ経済的な同定法と考えられる。
- (3) 提案の同定法を実際の位置決め装置に適用し各機構の粘性摩擦係数を導出した。その結果、本機構をモータ軸で評価したとき、入力トルクに占める回転機構の損失項はしゅう動案内を有する直動機構のそれよりも大きいことが判明した。この知見は回転機構の損失低減への取組みを促している。さらに、本同定法適用によって、インパルス試験の適用では小さく見積もられたばね定数をより高精度に求めることができた。

なお、本論文では位置決め精度に及ぼす影響が最も大きい静止摩擦の同定法を示していない。今後、直動と回転機構の各静止摩擦を装置を分解せずに求める方法も確立せねばならない。

最後に、実験にご協力いただいた半導体機器事業部の山崎俊洋氏に感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 山田一郎：オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用，計測自動制御学会論文集，24, 2 (1989) 162.
- 2) 鈴木浩平：構造物の動特性同定に関する研究（最近の研究動向と一手法の提案），日本機械学会論文集 C, 54, 501 (1988) 1035.
- 3) 森山茂夫：超精密位置決め機構の一設計法，精密工学会誌，54, 9 (1988) 1788.
- 4) 日本精工(株)カタログ，精機製品直動編，(1989).