

複写機における駆動の高精度化

Development of Technology for a High Precision Driving System for Plane Paper Copiers

三輪 正*
Miwa, Tadashi

牧野 徹*
Makino, Tooru

松岡 功*
Matsuoka, Isao

For the improvement of the electrographic process of digital machines and the development of a high quality image process, a high precision driving system for photoconductor is needed.

In this report, in order to reduce the rotational speed fluctuations of the driving system for the photoconductor, a design procedure for the driving system is introduced. The procedure is based on the concept that the dynamic characteristics of the driving system is dealt with as a problem of torsional vibration of the driving system using the idea of natural frequency or transfer function. Therefore system analysis techniques using transfer function is also introduced.

1 まえがき

電子写真の高画質化を阻害する要因の一つに従来、「段ムラ」、「ピッチムラ」と呼ばれている現象がある。特にデジタル技術の導入により画質向上が高いレベルで進められると、レーザ書き込み系の1ラインごとの位置の精度が厳しく要求され、これを支配する要因の一つである感光体駆動を精度よく達成することが商品開発上必須の技術となりつつある。本検討では、感光体駆動系をねじり振動の問題としてとらえ、感光体駆動の高精度化技術を探り出す試みを行った。ここに有効な考え方の一つを得ることができたので報告する。

画像の可視感度と空間周波数の関係は、人間の視覚系の特性を追求する立場から検討が行われてきた。これによると、空間周波数0.2~2line/mmの範囲での濃度変化が最も目につきやすいといわれている。これと、感光体の回転速度を考え合わせると、十数ヘルツから、数百ヘルツの範囲にわたる広範な周波数領域の回転速度変動を回避することが要求されることがわかっている。

2 感光体駆動系のモデル化と実験的評価方法

2.1 感光体駆動系のモデル化

感光体ドラムの駆動系の最も基本的なモデルは、駆動軸に円筒上のドラムを固定したねじり振動のモデルである。ねじり振動の運動方程式は次のように表現される。

$$I\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T$$

これをラプラス変換により、回転トルクTに対する回転角 θ の関係をあらわす伝達関数G(s)の形で表現すると、次のようになる。

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

ここで、

- I : 感光体駆動伝達系の慣性モーメント
- C : " 粘性係数
- K : " ねじり剛性
- T : " 回転トルク
- ζ : " 減衰係数比

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{MK}}$$

- ω_n : " 固有角振動数

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{I}}$$

である。

本検討の基本的な考え方は、Fig.1に示すように、感光体駆動系のなかで感光体と駆動軸のねじり振動系で表現できる部分を伝達関数G(s)で表現し、駆動モータ、歯車伝達系で発生するそれぞれの変動を正弦波で近似し伝達関数への入力とその線形結合の形で与え、回転速度変動をその出力で求めるというモデル化を行ったことである。

2.2 実験的評価方法

感光体の速度変動は、ロータリ・エンコーダまたはレーザ・ドップラー回転計により測定した周波数領域に

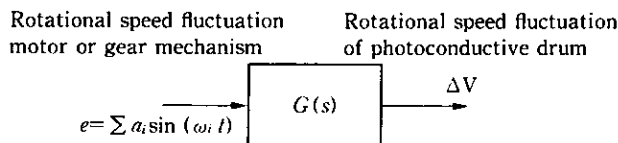


Fig. 1 Concept of transfer function

*情報機器事業本部 機器開発統括部 第一開発センター

おけるパワースペクトル・データと時間軸波形により評価される。

また、感光体駆動系の伝達関数の測定法は、Fig.2に示すようにデュアルチャンネルのFFT解析装置にインパクト加振ハンマーと加速度ピックアップセンサーを接続し、感光体の駆動側において回転方向に加振したときの応答を感光体のもう一方の端部でとらえ、入力側のパワースペクトルと出力側のクロススペクトルの比で求められる。

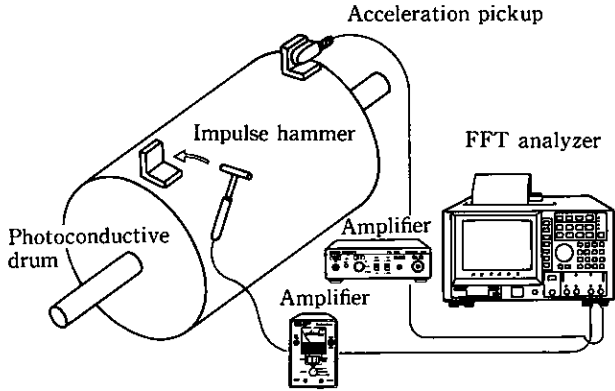


Fig.2 Measurement method of transfer function

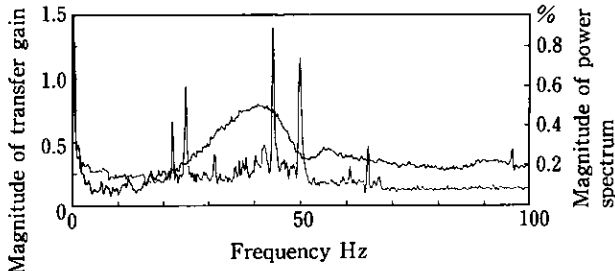


Fig.3 Superpose graph of power spectrum and transfer function (Natural frequency : 40Hz)

3 駆動伝達系の評価

今回検討の対象とした感光体駆動系の構成を、駆動特性表の形でTable1に示す。この感光体駆動系について前項に示した測定方法を用いて感光体駆動系の速度変動のパワースペクトルと伝達関数を測定した。両者の比較が容易なようにデータを重ね合わせたものをFig.3に示す。

Fig.3には、22Hz、25Hz、44Hz、50Hz、64Hzという特定の周波数の鋭いパワースペクトル成分がみられる。これらは、Table1のモータおよび歯車の1回転の変動成分と歯車の1歯の変動成分に正確に対応する。また、Fig.3には、35Hzから50Hzにかけて共振領域がみられるが、これは駆動系の伝達関数のピーク領域と一致していることがわかる。この伝達関数のピーク位置は45Hz付近にあり、駆動系の固有振動数とほぼ一致する。この感光体駆動系においては、固有振動数の前後の共振領域に変動成分が存在しているため回転変動に悪影響を及ぼしていることがわかる。

また、Fig.3に示したパワースペクトルの値は、2.1で述べた考え方に従うと、Table1に示した変動成分を伝達関数の入力とした場合の出力の値とみなすことができる。

4 駆動伝達系の変動の低減のための検討

3で述べたことから、駆動伝達系の変動の低減のためには、次の項目を考えることになる。

- ①モータ、歯車から発生する変動の低減。
- ②変動成分の共振の回避。
- ③変動成分の伝達ゲインの低減。

ここで、①の項目は、モータまたは歯車の精度向上を進めることに対応する。これについては本検討と別の検討

Table 1 Characteristics of the driving system

ラインスピード：140mm/sec

	モーター軸	歯車軸1	歯車軸2	ドラム軸	歯車1歯成分周波数	ピッチ	高周波分周波	ピッチ
1段目	Z=8 m=0.55	Z=9.0 m=0.55			176.0Hz	0.8mm		
2段目		Z=33 m=0.75 平歯車	Z=88 m=0.75 平歯車		64.7Hz	2.16mm	31Hz	4.51mm
3段目			Z=34 m=0.75 平歯車	Z=102 m=0.75 平歯車	25.0Hz	5.6mm	50Hz	2.8mm
回転数	1322rpm	117.6rpm	44.1rpm	14.7rpm				
歯車1回転成分	22.5Hz	1.96Hz	0.73Hz	0.24Hz			44Hz	3.18mm
ピッチ	6.35mm	71.43mm	191.8mm	583.3mm				

が進められているが、ここではふれない。従って、以下②、③について検討した結果を述べることにする。

Fig.4はもとの駆動系について構造変更をおこない固有振動数をより高い位置である80Hzに移動させた場合のパワースペクトル値と伝達関数の実測値の重ね合わせである。また、Fig.5は同様に、固有振動数をより低い位置である20Hz付近に移動させた場合の実測値の重ね合わせである。伝達関数の形状の変化に応じてパワースペクトルでみられる特定の変動成分が消滅したり、絶対値が小さくなっている。特に、Fig.4からは共振領域が80Hz前後の周波数領域に移動している現象がみられる。

Fig.3、4、5の3つの場合について伝達関数の伝達ゲインの大きさを比較すると、固有振動数の値が低くなる程その値が小さくなっていることがわかる。これは、固有振動数の移動そのものの効果ではなく、固有振動数を移動させるために実施した構造変更の効果が顕著に出ているものと判断される。すなわち、固有振動数を高くするための剛性強化が振動の伝達ゲインを大きくし、固有振動数を低くするための低剛性化が振動の伝達ゲインを小さくしているものと説明できる。

以上の検討結果より、上記の②で述べた固有振動数の移動による共振現象の回避を実施する場合、低周波数領域への移動を行うと固有振動数の移動と同時に③で述べた変動成分の伝達ゲインの低下の効果を含ませもつため、より効果的であることがわかる。ここで行われた構造変更により、回転速度の変動値は、約5%から1.5%まで低減した。

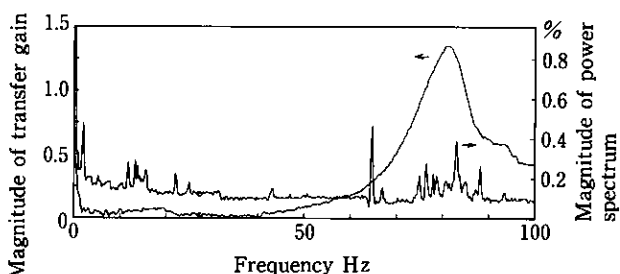


Fig.4 Superpose graph of power spectrum and transfer function (Natural frequency : 80Hz)

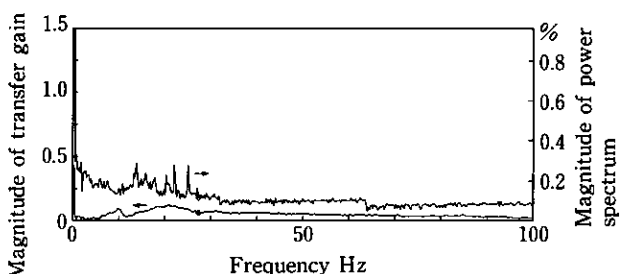


Fig.5 Superpose graph of power spectrum and transfer function (Natural frequency : 20Hz)

5 伝達関数の同定とシステム・シミュレーション

以上の結果をもとに、2.1項に述べたような考え方にもとづいて、現象の予測と設計への応用をはかるための検討を行った。このためには、まず伝達関数を正確に数値的に表現すること、すなわち伝達関数の同定が要求される。

伝達関数の同定を行う場合、対象とする周波数領域の多数の測定値から高次の近似多項式をあてはめて求める場合がある。ここではこの方法によらず、伝達関数の基本型が2次おくれ系であることを前提に、測定した伝達関数のカーブフィットによって得られたモデル・パラメータをもとに ζ と ω_n を決め伝達関数の数値化を行い実測値から得られたボード線図と比較して必要に応じて補正を加えるという手法をとった。すなわち、実測値から得られた伝達ゲインと位相を対照することにより、ゲイン補正と位相補正をおこなった。ゲイン補正については定数を、位相補正については位相すすみ要素をそれぞれもとの2次遅れ要素に直列結合の形で結合することにより実現できる。また、伝達関数のピークが2つ以上ある場合は、2つの2次遅れ系の伝達関数を並列結合の形で結合することにより数値化した。

伝達関数の数値表示が求められると、速度波形のシミュレーションができる。すなわち駆動特性表にあらわれたそれぞれの変動成分を正弦波とし、複数の正弦波の線形結合の形で変動を表現したものを伝達関数に対する入力としたときの出力が加速度波形を表現している。速度波形はこの加速度波形から求められる。

伝達関数の数値表示に単位ステップ関数を入力としてその応答を求めると、負荷変動があった場合の駆動伝達系の挙動が求められる。また、同様に、単位インパルス関数を入力としてその応答を求めると、衝撃的な負荷がかかったときの駆動伝達系の挙動が求められる。

上記の方法で求めた伝達関数のボード線図とシステム・シミュレーションの結果を時間軸波形の実測値とあわせてTable2のなかに示す。なお、今回この計算のために、制御系のシミュレーション・プログラム『MATLAB/SIMULAB』(The MATH WORKS Inc.)を用いた。

Table2に示す時間軸波形の実測値と、速度波形のシミュレーションの結果を比較するとそれぞれの速度変動の特性が再現されていることがわかる。また、ステップ応答、インパルス応答の結果から負荷変動、衝撃応答の特性がわかる。

6 駆動系設計への応用

これまで述べたように、感光体駆動系で発生する速度変動成分はその設計図を書いた瞬間に決まると言っても過言ではない。駆動系の構成とそこで発生する変動成分

Table 2 Identification of transfer functions and systems analysis

natural frequency	20Hz	40Hz	80Hz
transfer function	$G1(s) = \frac{0.1399s^4 + 2.803s^3 + 1136s^2 + 1424s + 446.90}{s^4 + 65.48s^3 + 25271s^2 + 465099s + 100200000}$	$G2(s) = \frac{0.1291s^2 + 33.33s + 84.41}{s^2 + 60.92s + 65536}$	$G3(s) = \frac{147.2s^3 + 8275s^2 + 3786000s + 2398}{s^4 + 103.9s^3 + 297226s^2 + 15130000s + 374200000}$
bode plot introduced from identified transfer function			
sine wave response (calculation)			
sine wave response (experiment)			
step response			
impulse response			

の関係を見るためには前掲の駆動特性表が有効である。5で述べた手順で対象とする駆動系の伝達関数の数値表示ができるとそこで発生が予測される変動成分に対する応答の予想を数値的に求めることができる。ただし、5の範囲では、伝達関数の実測が前提になっているので、実機がない状態での予測が出来ない。これに対し、駆動系の設計と同時に、有限要素法モデルで駆動系のねじりの固有振動数を求めたり、感光体と駆動軸のみの簡易モデルを試作して伝達関数の実測値を求めるなどの手法を用いて、ねじりの固有振動数 ω_N と減衰係数 β を求めれば上で述べた伝達関数の数値表示が可能である。このことをふまえた感光体駆動系設計の流れをFig.6にフローチャートの形で示す。

7 むすび

感光体駆動系の速度変動の低減のために、この駆動系を回転方向のねじりの振動の問題としてとらえ、固有振

動数あるいは振動の伝達関数の概念を導入し、設計を進める上で有効な考え方の構築をはかってきた。速度変動の成分と固有振動数の周波数領域における位置関係から構造変更による固有振動数の移動による共振現象の回避と、駆動系の低剛性化による振動伝達ゲインの低下が有効であることがわかった。また、駆動系の伝達関数の数値表示を求めると、システム・シミュレーションにより速度波形をはじめとする感光体駆動系の駆動特性を事前に予測する事ができることを示し、感光体駆動系設計の考え方の手順を提言した。

今後も、実用化をすすめるとともに更に高精度な機械の開発を進めていくことにする。

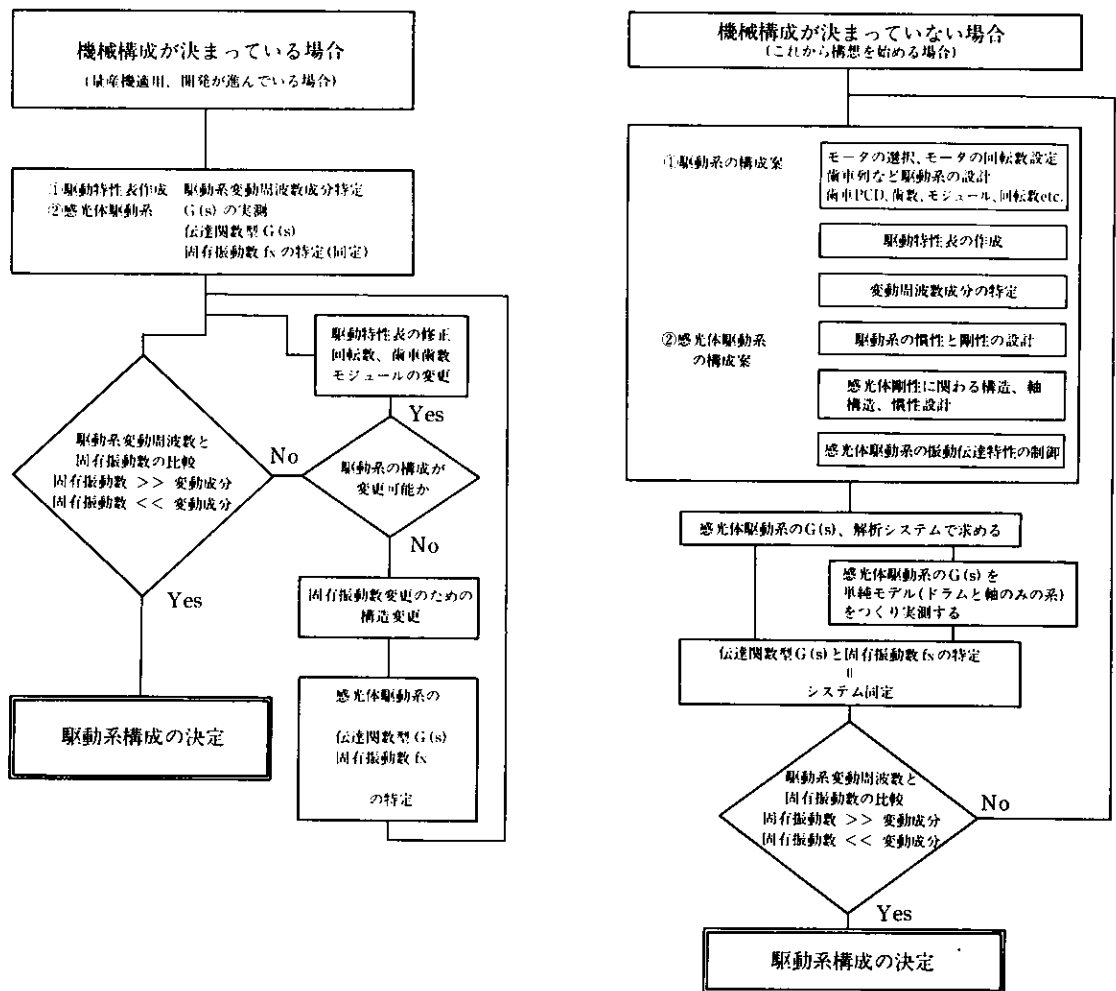


Fig. 6 Design procedure based on technology for high precision driving system

●参考文献

- 1) 清水 伊三男 他：熱転写プリンタの濃度むら定量評価法, 電子情報通信学会講演論文集PART7(1991)
- 2) 石川 宏 他：感光体速度変動の中間調画像に与える影響 第3回NIP技術シンポジウム論文集 4-8(1986)
- 3) 吉川 孝雄, 松井 剛一, 石井 徳章：機械の力学 (コロナ社), (1987)
- 4) 日本機械学会編：振動工学におけるコンピューターアナラシス (コロナ社), (1987)
- 5) 須田 信英：システムダイナミックス コンピューター制御機械システムシリーズ2 (コロナ社), (1988)