スプリングクラッチに生じる自励振動*

川 本 広 行^{*1}

Self-Excited Vibration of a Spring Clutch

Hiroyuki KAWAMOTO

Self-excited vibration of a spring clutch used in an electrophotography fuser was investigated. From the results of theoretical and experimental investigations, the following points were deduced: (1) The vibration is basically induced by an asymmetric friction force due to asymmetric contact at a slipping surface. (2) Lissajous figures of the vibration were circular and the vibration was forward-whirling. (3) Calculated results based on the present model qualitatively agreed with experimental observations, and several methods of suppressing vibration were proposed. The spring clutch should be designed such that it has the following characteristics: (a) sufficient damping, (b) low friction coefficient, (c) sufficient gap during slipping period and perfect fastening during transferring torque, and (d) small initial spring static displacement. These measures have been used to overcome the abnormal vibration problem.

Key Words: Dynamics of Machinery, Vibration of Mechanism, Self-Excited Vibration, Nonlinear Vibration, Frictional Vibration, Stability, Spring Clutch, Dry Friction, Whirling, Stick-Slip Vibration

1. ま え が き

複写機の定着器などに、図1に示すようなスプリングクラッチが用いられている。このクラッチは、歯車側からの回転トルクを軸に伝えてカムを作動させ、カム上部に設置した定着ローラを押し上げて紙に押しつけたり、離したりするためのものである。このクラッチは、動力伝達時には、四角形断面のねじりコイルばね(以下、スプリングと称す)の締めつけ力により入力ハブとスプリングを固着する。スプリングは右端が出力ハブに固定されており、出力ハブは軸に固定されているので、この状態で、歯車側の回転トルクを軸に伝えることができる。一方、滑り時には、スプリングが開く方向にカラーを介してスプリングをねじって、図1の滑り部におけるスプリングと出力ハブの固着を解放する。なお、スプリングの左端は、カラーにフックされているが、他の部分では、カラーはスプリングや出力ハブに対して0.1 mm程度の遊びを有しているので、周方向にねじることができる。このクラッチは半クラッチ状態、すなわち入力ハブとスプリング

との間に滑りがある状態でまれに大きな異常振動を生じることがある。異常振動が生じると、未定着のトナーの乱れによる画質劣化や大きな騒音を生じる。

摩擦に起因する振動に関しては、切削・研削加工⁽¹⁾やクラッチ・ブレーキ⁽²⁾によるものなどが、古くから多く研究されている。しかしながら、スプリングクラッチに関しては、著者の知るかぎり先行する研究の報告がなく、その発生原因が不明であり、有効な対策がとられていなかった。そこで本研究では、この異常振動の発生原因と動特性の解明を行った。

Fig. 1 Configuration of spring clutch

* 原稿受付 1996年8月2日.

*1 正員, 富士ゼロックス(株)総合研究所(〒259-01 神奈川県足柄上郡中井町境430).

2. 発生振動の特徴

本異常振動はすべてのクラッチに常時生じるわけではなく、特定のクラッチに特定の条件下でまれに生じる。そこで、定量的な実験に先立って、この振動の定性的な特徴を調べた。

(a) 半クラッチ状態、すなわち歯車側の入力ハブと軸側のスプリングとの間に滑りがある状態で生じる。歯車側と軸側が独立で非接触の場合、および歯車側と軸側がスプリングの締めつけ力を介して固着された場合には生じない。

(b) しゅう動時にスプリングのねじりが不十分で、入力ハブとスプリングの間のギャップが小さい場合に、振動が生じやすい。

(c) ある定着器で異常振動を生じたクラッチを別の定着器に組込んでも、異常振動は必ずしも再現しない。クラッチだけに振動の原因があるのではなく、入力ハブ側やクラッチを作動させるリミットスイッチの設定条件などの悪条件が重なったときにだけ振動が生じるものと考えられる。

(d) 滑り部やスプリング間に、わずかながら潤滑剤を塗布しているが、この潤滑剤を除去した場合に、振動が生じやすい。

(e) カラー等に軽く手を触れて減衰を付与すると止まる。

(f) 回転数を増すと振動の振幅は大きくなる傾向があるが、(a)～(e)に示した異常振動の特徴は10～66 rpmの範囲でほとんど変わらない。

特徴(a)は、本振動が、摩擦に起因する自励振動であることを示さす。特徴(b)は、この自励振動を誘起する摩擦力が、ギャップ小で大きくなることによると思われる。特徴(d)は、潤滑剤が摩擦低減と減衰付与のどちらか、または両方に寄与していることによると思われる。摩擦に起因する自励振動としてよく知られているスティック・スリップ振動は、摩擦係数が負の速度依存性を有することによるものであり⁽³⁾、通常低滑り速度域で生じるので⁽⁴⁾、特徴(f)は、このような、摩擦係数の負の速度依存性に起因するスティック・スリップ振動が、本自励振動の主因ではないことを示さしている。

3. 解 析

3・1 解析モデル

以上の自励振動の特徴を参考にして振動モデルを導出する。まず自励振動は半クラッチ状態で生じるので、これを図2のような、乾性摩擦による旋回自励振動系⁽⁵⁾を想定する。すなわち、等

価質量 m 、横方向剛性 k のスプリングが半径空げき Δ を隔てて入力ハブの外周に設置されているものとする。また、軸はカムによって片側に押しつけられているので、スプリングは入力ハブの中心に対して δ だけ静的に偏心しているものとする。スプリングは図1の左端部で入力ハブに接触するものとし、この位置におけるスプリングの横変位を (x, y) とする。また、スプリングはねじりコイルばねであり、周方向のねじり剛性を K 、回転慣性モーメントを I 、回転(ねじれ)角を θ とする。すなわち、系を (x, y, θ) の三自由度系で近似する。なお横方向、および周方向にそれぞれ c 、 C の減衰があるものとする。

次に摩擦特性であるが、周方向の振動の一因として、前述のスティック・スリップ振動も一応想定し、摩擦係数 μ は一定ではなく、入力ハブとスプリングの相対滑り速度 $s(=V-r_2\dot{\theta})$ の関数であり

$$\left. \begin{aligned} |s| < s_0: \mu &= \mu_0 + \text{sgn}(s)(V-r_2\dot{\theta})\mu' \\ |s| > s_0: \mu &= \mu_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

と近似する⁽⁴⁾。ただし、 V は入力ハブの周速であり、入力ハブの回転角速度を ω とするならば、 $V=r_1\omega$ (r_1 : 入力ハブの外半径)である。 $\text{sgn}(s) \equiv s/|s|$ である。 μ' は μ の速度に対する微分 $d\mu/ds$ を表す。 μ_0 は静止摩擦係数、 μ_s は摩擦係数が一定になる速度 s_0 以上の摩擦係数であり、いずれも定数である。

スプリングはねじりコイルばねであるから、スプリングの内半径 r_2 、したがって空げき Δ は一定ではなく、ねじれ角 θ に依存する。すなわち、入力ハブと接触する部分のばねの有効巻数を N とすれば

$$\Delta = \left(1 - \frac{\theta}{2\pi N}\right) \Delta_{\text{initial}} \quad (\Delta \geq 0) \dots\dots\dots (2)$$

である。ねじれ角が増えれば、コイルばねが縮まる方向に設計してあるので、 θ 大で Δ 小となる。

3・2 振動方程式 スプリングが入力ハブに片当たりしているときの摩擦力の x, y, θ 方向成分は、次式で表される⁽⁵⁾。

Fig. 2 Vibration model

$$Q_x = -\mu F_x$$

$$= -\operatorname{sgn}(s)\mu ky \left(1 - \frac{\Delta}{\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2}}\right)$$

$$Q_y = \mu F_y$$

$$= \operatorname{sgn}(s)\mu k(x-\delta) \left(1 - \frac{\Delta}{\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2}}\right)$$

$$Q_\theta = \mu Fr_2$$

$$= \operatorname{sgn}(s)\mu k(\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2} - \Delta)r_2$$

したがって、上記の振動モデルに対応する振動方程式は、下記となる。

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x + \omega_n^2 \left(1 - \frac{\Delta}{\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2}}\right) \times \{\operatorname{sgn}(s)\mu_o + (V - r_2\dot{\theta})\mu'\}y = 0 \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y - \omega_n^2 \left(1 - \frac{\Delta}{\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2}}\right) \times \{\operatorname{sgn}(s)\mu_o + (V - r_2\dot{\theta})\mu'\}(x-\delta) = 0 \quad \cdots \cdots (4)$$

$$\ddot{\theta} + [2Z\Omega + \mu'\Omega_o^2(\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2} - \Delta)]\dot{\theta} + \Omega^2\theta = \{\operatorname{sgn}(s)\mu_o + V\mu'\}\frac{\Omega_o^2}{r_2} \times (\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2} - \Delta) \quad \cdots \cdots (5)$$

ただし、 $\omega_n^2 = k/m$, $\Omega^2 = K/I$, $\Omega_o^2 = kr_2^2/I$, $2\zeta\omega_n = c/m$, $2Z\Omega = C/I$ である。 $\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2} < \Delta$, すなわちスプリングと入力ハブが接触していない状態では、 $\mu_o = 0$, $\mu' = 0$ である。また、 $|s| > s_o$ では $\mu' = 0$ であり、 μ_o を μ_s に置き換える。 x, y, θ 方向の振動は互いに連成する。また、ギャップの存在と摩擦係数の速度依存性によって、系は非線形となる。

3.3 旋回自励振動の特徴と安定条件 式(3), (4)をマトリックス表示したときの剛性マトリックスは摩擦によって非対称になる。これは滑り軸受で支持された回転体の運動方程式に類似しており、これに生じるオイルホイップと同様、系は入力ハブの回転方向と同じ向きの前回りの振れ回りに対して動的に不安定になりうる⁽⁶⁾。系は非線形であり、数学的に厳密な安定判別はできないが、式(3), (4)の左辺第4項の中の (x, y) の振動振幅を定数とみなせば、Routh-Hurwitzの安定判別法より、安定条件として下記が得られる。

$$2\zeta > \left(1 - \frac{\Delta}{\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2}}\right)\mu \quad \cdots \cdots (6)$$

したがって、非接触では常に安定(自明)であるが、入力ハブとスプリングが接触して (x, y) 方向の振動振幅が大きくなると、減衰が小さく、摩擦係数と静偏心量が大きい場合に不安定化することになる。

3.4 スティック・スリップ振動の特徴と安定条件 摩擦係数の速度依存性 μ' は滑り速度が小さい範囲

では一般に負であるから、式(5)の減衰項が正であるべきとの動的安定条件から

$$C + \mu'kr_2^2(\sqrt{(x-\delta)^2 + y^2} - \Delta) > 0 \quad \cdots \cdots (7)$$

なる動的安定条件が導かれる。すなわち、定性的には、滑り速度の小さい範囲で摩擦係数の速度こう配が負でその値が大きいくほど、またスプリングの横剛性、滑り部の半径、スプリングの横振動振幅、静偏心量が大きいほど、入力ハブとスプリングの間のギャップとねじり方向の減衰が小さいほど自励振動が生じやすいことになる。ただし、 $|s| > s_o$ では、 $\mu' = 0$ となって安定化するので、振動が大きくなって滑り速度が大きくなると、逆に系は安定化する。すなわち、系はリミットサイクルを有する非線形振動をする可能性がある⁽⁴⁾。また、 (x, y) 方向の横振動の増大は、 θ 方向のねじり振動の強制振動とスティック・スリップ振動に伴う θ 方向の自励振動を励起する。すなわち、 (x, y) 方向の振動は θ 方向の振動を励起することになる。

3.5 自励振動の振れまわり 式(3)~(5)に直接数値計算して、自励振動の特徴を調べた。図3~6にルンゲ・クッタ法による振れまわり応答の計算結果を示す。ただし、実測値などをもとに、各パラメータを図に付記した値とした。また、初期条件として、 $(-\delta, 0)$ の位置でスプリングが x 方向に -1 m/sの初速度で打撃されるものとした。図3(b)~図6(b)のリサージュ図において、円の直径はギャップ $2\Delta_{\text{initial}}$ を示したものであり、 (x, y) の軌跡がこの円の中にあるときは非接触、円からはみ出ている時には接触していることになる。

最初に、図3はスプリングクラッチが正常に作動している状態の定数を用いて計算した結果であり、打撃応答として、過渡的に (x, y) 方向に角速度 ω_n の、 θ 方向に角速度 Ω の過渡減衰振動が生じるのみであり、自励振動は生じていない。これに対して、図4~6は、減衰、摩擦、およびギャップの影響を調べたものである。これらの計算結果から以下の知見が得られる。

3.5.1 減衰の影響 図3と図4を比較してわかるように、減衰が小さくなると系は不安定になる。自励振動の振動数は、ほぼ横方向の固有振動数に等しい。したがって、不安定化するのは、摩擦係数の負の速度依存性に起因するスティック・スリップ振動ではなく、摩擦力の非対称性に起因する前回りの振れまわりである。 x, y 方向の振動は、初期変位点を中心として、前回り(入力ハブの回転方向と同じ向き)の円運動をする。なお、 x, y 方向の振動によって周方向に静的なねじれを生じるが、ギャップを有意に変化させるほ

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 3 Calculated vibration response (normal condition)

$\zeta = Z = 0.05$, $\Delta_{\text{initial}} = \delta = 0.2$ mm, $\mu_o = 0.5$, $\mu_s = 0.2$, $s_o = 20$ mm/s, $V = 50.2$ mm/s, $\omega_n = 800$ rad/s, $\Omega = 880$ rad/s, $\Omega_o = 600$ rad/s, $r_1 = 9.1$ mm, $N = 6.42$

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 5 Calculated vibration response (high friction)

$\mu_o = 1.0$, $\mu_s = 1.7$. Other parameters are common with those in Fig. 3.

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 4 Calculated vibration response (low damping)

$\zeta = Z = 0.01$. Other parameters are common with those in Fig. 3.

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 6 Calculated vibration response (small gap)

$\Delta_{\text{initial}} = 0.05$ mm. Other parameters are common with those in Fig. 3.

どではない。

3・5・2 摩擦の影響 図3と図5を比較してわかるように、摩擦係数の速度こう配が同じでも、摩擦係数の絶対値が大きくなると系は不安定になる。

3・5・3 ギャップの影響 図3と図6を比較してわかるように、ギャップが小さくなると自励振動が生じやすくなる。逆にいえば、ギャップは系を安定化させる働きがあることになる。式(6)の安定条件より、ギャップが零の場合には、 $\mu=0.2$ では $\xi=0.1$ が安定限界であるが、図3からわかるように、 $\xi<0.1$ であっても、ある大きさのギャップがあると系は安定になる。

4. 実験

4・1 実験方法 解析結果の妥当性を検証し、自励振動の特徴を調べるために、図7に示すような実験装置を構成した。すなわち、実機の定着器にギヤを介してモータを取付けてクラッチを駆動した。ギヤによって回転数は66 rpm(定格回転数の125%)まで可変にできる。クラッチの振動は、振動のリサージュを見るため、うず電流式非接触振動計によって軸の x, y

Fig. 7 Experimental set-up

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 8 Measured vibration response (13 rpm)

二方向を測定した。直流電圧に変換された振動振幅はオシロスコープとFFTアナライザによって測定し、パーソナルコンピュータで記録・分析した。

4・2 実験結果 自励振動が生じているときの振れまわり応答とそのリサージュの測定結果の一例を、入力ハブの回転数をパラメータにして、図8~10に示す。また、図11に振動のスペクトルを示す。

実験は入力ハブの回転数をパラメータにして行ったが、回転数が低いほど振動振幅が小さく高周波ノイズが少なくなり、より円に近いリサージュを描く傾向が認められた。しかしながら、回転数によるスペクトルの違いはほとんどなく、主振動数126 Hzとその倍調波である252 Hzの振動が観測された。

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 9 Measured vibration response (42 rpm)

(a) Whirling

(b) Lissajous figure of (x, y) vibration

Fig. 10 Measured vibration response (66 rpm)

Fig. 11 Spectrum of self-excited vibration

次に振れまわりの方向は、図8～10のリサージュに示すように、回転数によらず入力ハブの回転方向と同じ、すなわち前回りであった。これは、解析的な考察や振れまわり応答の数値計算結果とも一致する。すなわち、自励振動の主因は、滑り面において入力ハブとスプリングが片当たりすることによって、単なる制動トルクだけでなく、 x, y 方向に非対称に連成する摩擦力が作用することによって考えられる。なお、自励振動にともなう異音が生じる。振動振幅は10～30 μm 程度であり、本解析では考慮していない、スプリングの横方向剛性や減衰などの非線形性によると思われるリミットサイクルを描いている。

5. あ と が き

スプリングクラッチに生じる異常振動の発生メカニズムと動特性について、解析と実験の両面からの解明を試みた。本研究の結果以下のことが明らかになった。

(1) 異常振動の主因は、滑り面において入力ハブとスプリングが片当たりすることによって、 x, y 方向に非対称に連成する摩擦力が作用することによる、自励振動であると考えられる。

(2) この旋回自励振動は、入力ハブの回転方向に対して前回りであり、自励振動の発生条件と周波数は、(実験範囲での)回転数によらない。

(3) 本研究の結果から導出される自励振動の防止策は、下記のとおりであり、これらの対策により、振動を防止することができた。

(a) 摩擦を小さくし、減衰を付与する。具体的には、滑り面とスプリング間やカラーとのギャップ部に潤滑剤を塗布した。

(b) 滑り時に十分なギャップを確保する。具体的には、滑り時に十分なねじり量が得られる設定にした。

(c) スプリングの静偏心量を小さくする。具体的には、部品精度と組立て精度の向上を図った。

最後に、本研究を支援していただいた田川氏(富士ゼロックス)、および有益な助言をいただいた吉沢教授(慶応大)に謝意を表す。

文 献

- (1) 例えば、近藤英二・太田博、川合忠雄、機論, **58**-553, C (1992), 2822-2828; **58**-553, C (1992), 2829-2835.
- (2) 例えば、栗田裕・岩本弘、機論, **51**-467, C (1985), 1725-1730; **53**-487, C (1987), 619-625; **53**-496, C (1987), 2491-2494; **54**-505, C (1988), 2051-2058; **55**-513, C (1989), 1163-1167.
- (3) 亘理厚・杉本隆尚、機論, **29**-200 (1963), 769-782.
- (4) Kawamoto, H., *J. Imaging Sci. & Technol.*, **40**-1 (1996), 8-13.
- (5) 川本広行・漆谷春雄、機論, **45**-400, C (1979), 1451-1454.
- (6) 例えば、Bolotin, V. V. (関谷社・杉山吉彦共訳)、非保存的弾性安定問題、(1977), 162-166, 培風館.