

湿式ペーパー摩擦材の締結解放時に生じる摩擦力ベクトルの回転とすべり摩擦系の動態

Friction vector rotation and sliding system dynamics at engagement and disengagement
of wet paper-based friction materials

横国大(院)※曾利 僚, (正)大久保 光, マツダ(非)胡本 博史, 横国大(正)中野 健

Tsukasa Sori¹, Hikaru Okubo¹, Hirofumi Ebisumoto², Ken Nakano¹

¹Yokohama National University, ²Mazda Motor Corporation

1. 緒言

自動車の自動変速機(以下, AT)に内蔵される湿式多板クラッチは, 摩擦力を利用して駆動源のトルクを伝達し, 変速を行う。変速時には, 変速時間の短縮とともに, 不快感の原因となる異常振動や異音の抑制が重要である。特に近年, 電動化技術の発展により車室内の静粛性が向上し, 振動抑制の重要性がさらに高まっている。クラッチは摩擦力を活用する構造上, 摩擦振動の発生リスクを有している。摩擦振動を抑制するため, 主に摺動部材である湿式ペーパー摩擦材や潤滑油などの材料特性の調整が行われてきた。しかし, 摩擦振動は接触面を支持する剛性や減衰を含むシステム全体の時間変化の結果であり, システム全体を俯瞰した現象解明に基づく対策が求められる。本研究では, 復元力の二次元的な時系列変化を計測可能な装置を開発し, クラッチの締結および解放を模した摩擦試験を通じて, 湿式ペーパー摩擦材のすべり摩擦系における動態を検討した。

2. 方法

実験装置の概念図を図 1 に示す。本実験では, 湿式ペーパー摩擦材と鋼平板の面接触すべり摩擦系を対象として, 往復動摩擦試験を行った。接触面の上面は AT 用の湿式ペーパー摩擦材(フェーシング 1 枚), 下面は SUJ2 製の鋼平板(直径:40 mm, 厚さ:3.1 mm, 表面粗さ: $R_a < 0.02 \mu\text{m}$)であり, 接触面を AT 用の作動油 200 mL で潤滑した。湿式ペーパー摩擦材は, x 方向に変形するダブルカンチレバー(剛性: $k_x = 2100 \text{ N/m}$)の自由端に固定し, ダブルカンチレバーの固定端は, y 方向の力を計測するロードセルに固定した。このロードセルを x 軸まわりの傾斜ステージ上に配置して, 接触面の片当たりを回避した。鋼平板は, コイルばねを介して, z 方向の力を計測するロードセルの上に設置した。このロードセルは, 駆動用の自動直動ステージの上に固定した。直動ステージの下に設置した回転ステージにより, 湿式ペーパー摩擦材の運動方向(x 軸方向)と鋼平板の駆動方向(X 軸方向)との間に, z 軸まわりのミスアライメント角 φ を与えた。荷重 W は z 方向の直動ステージを降下させて印加した。鋼平板は, 駆動速度 V , 駆動距離 15 mm, 待機時間 10 s で往復動させた。往復動摩擦試験の間, 駆動ステージの変位量 X とダブルカンチレバーの変形量 x を二台の変位計, y 方向の復元力 f_y と荷重 W を二個のロードセルで計測した。

3. 結果および考察

取得した往復動試験の代表的な時系列信号を図 2 に示す。上から順に, ステージの変位量(X), 復元力の x 成分(f_x)と y 成分(f_y), 復元力ベクトルの大きさ(f)と向き(α)の時間変化を表す。なお, f と α は f_x と f_y から算出した。まず, $\varphi = 0^\circ$ の条件(図 2(a))では, 摺動開始直後に f_x は振動し, 時間とともに平衡点に向かって減衰した。この振動の周波数は 15.4 Hz であり, 系の固有振動数と一致した。一方, $\varphi = 45^\circ$ の条件(図 2(b))では, f_x は振動することなく, 滑らかに平衡点に遷移した。

まず, 振動の発生機構を考察する。摺動開始前に摩擦力は作用せず, 摺動後の安定な摩擦力の向きは駆動方向に一致することを考慮すると, 駆動開始の瞬間に, 上面の平衡点は $x = 0$ から $x = F \cos \varphi / k_x$ へ変化したはずである。ただし, F は摩擦力を表す。よって, この平衡点の変化が見掛けの初期変位として作用し, 変形が容易な x 方向の振動を励起したと考えられる。

次に, 減衰の発生機構を考察する。ミスアライメント角 φ を有するすべり摩擦系の安定条件は, 次式で与えられる[1]。

$$c + F'(V) \cos^2 \varphi + \frac{F(V)}{V} \sin^2 \varphi > 0 \quad (1)$$

ただし, c は系の構造減衰, $F(V)$ は摩擦力, $F'(V)$ は摩擦力の速度勾配を表す。まず, $\varphi = 0^\circ$ の場合, 式(1)の第三項が消えて, 安定条件は $c + F'(V) > 0$ となる。別途実施した打撃試験と摩擦試験を通して, 第一項に由来する減衰比は 0.002 であること, さらには, 本接触面が速度強化特性($F'(V) > 0$)を有し, 第二項に由来する減衰比が 0.026 と推定できることから, 図 2(a)の減衰は主に第二項により生じたと考えられる。一方, $\varphi = 45^\circ$ の場合は, 摩擦力ベクトルの回転により, 式(1)の第三項が表す仮想減衰[1]が発現する。第三項に由来する減衰比が 1.003 と推定できることから, 系は過減衰となり, 前記の振動が消滅したと考えられる。

なお, 本研究はクラッチ締結時を模した摩擦試験であり, クラッチ締結時の振動の発生機構も同様と考えられる。つまり, $F'(V)$ だけに頼ると c によっては制振が困難であり, φ の導入は制振手法として有効と考えられる。

4. 結言

本研究では、すべり摩擦系の復元力ベクトルを計測可能な実験系を構築し、クラッチ締結時の振動メカニズムを考察するとともに、復元力ベクトルの二次元的な時間変化から、仮想減衰の効果について考察した。その結果、①クラッチ締結時に発生する振動は、摺動開始前後の瞬間的な平衡点の変化が見掛けの初期変位として作用して生じる自由振動であり、摩擦力の速度強化特性により減衰すること、②湿式ペーパー摩擦材を用いた面接触状態においても、ミスアライメント角 φ の付与により摩擦力ベクトルが回転し、仮想減衰が生じ、システムを安定化させることが可能であることがわかった。なお、本実験系で計測した復元力ベクトルの大きさ(f)と向き(α)は、上面の運動が準静的で慣性力を無視できる場合に限り、接触面に作用していたはずの摩擦力ベクトルの大きさ(F)と向き(θ)に等しいことを付記しておく。

文献

[1] 角, 田所, 中野: 摩擦振動が生む動摩擦係数の計測誤差, 日本機械学会論文集(C), **79** (2013) 2635.

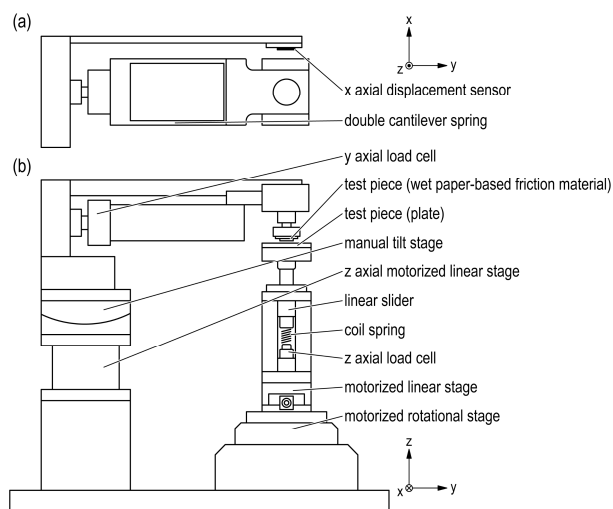


図1 実験装置の概念図:(a)上面図, (b)側面図

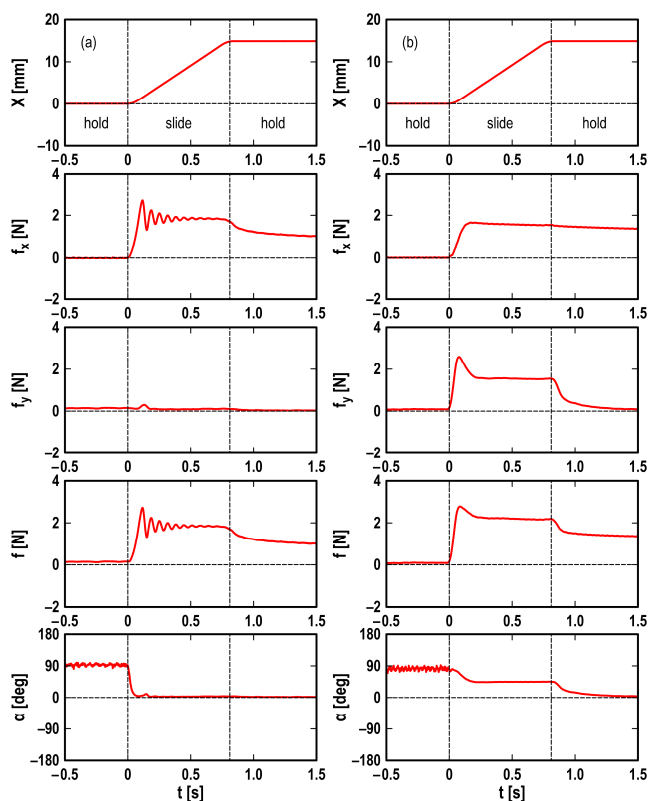


図2 代表的な時系列信号:(a) $\varphi = 0^\circ$, $W = 10$ N, $V = 20$ mm/s, (b) $\varphi = 45^\circ$, $W = 10$ N, $V = 20$ mm/s