

# 剛体粘度一定非定常状態で稼働する機械要素の摩擦係数推定式の構築

## Estimation Formula of the Friction Coefficient under Mixed Lubrication in Rigid-Isoviscous Regions during Non-Steady Operation

椿本チエイン（正）\*金谷 麻由佳 （正）船木 峻介 （正）樺井 毅

近畿大学（正）田浦 裕生 （正）東崎 康嘉 （非）磯崎 央隆

Mayuka Kanaya\*, Shunsuke Funaki\*, Tsuyoshi Kabai\*, Hiroo Taura\*\*, Yasuyoshi Tozaki\*\*, Hiroataka Isozaki\*\*

\*TSUBAKIMOTO CHAIN CO., \*\*KINDAI UNIVERSITY

### 1. はじめに

近年の機械製品の省スペース化に伴い、クラッチにもさらなる小型化が求められている。カムクラッチは、カムと内外輪の摩擦力により動力を伝達するワンウェイクラッチの一種である。カムと内外輪の接触点を結ぶ直線は垂線からストラットアングル $\theta$ （Fig. 1 参照）だけ傾いており、内輪がかみ合い方向に回転すると、カムは摩擦力により内外輪と係合し、外輪に動力が伝達される。ストラットアングルが大きいほどかみ合い方向の分力が大きくなり、トルク容量が増大し小型化が可能となるが、動作不良の一つの「滑り」が発生しやすくなる背反がある。

カムクラッチは、カムと内輪間の摩擦係数とストラットアングルの間に、式(1)が成立すると正常にかみ合い、不成立となると滑る。現状、摩擦係数を経験や実績から予測し、安全率を考慮したストラットアングルとなるように設計している。

そのため、使用条件に応じた摩擦係数が分かれば、ストラットアングルを最大限まで大きくでき、トルク容量の増大と小型化につながる。しかし、これまでカムクラッチの滑りに対して、ストラットアングルを小さくするなどの対策は取られてきたが、摩擦係数への直接的なアプローチは少ない。そこで本報では、カムクラッチの摩擦係数導出方法について考案した結果を提案する。

$$\mu > \tan \theta \quad (1)$$

$\mu$  : カムと内輪間の摩擦係数,  $\theta$  : ストラットアングル [deg]

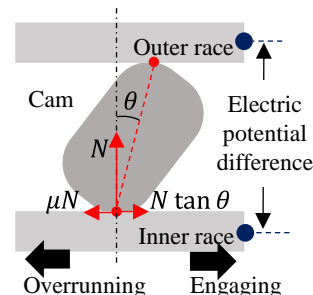


Fig. 1 Operation of cam clutch

### 2. 滑り現象の仮説

カムクラッチがかみ合わず滑る現象は、内輪が一度空転方向に回転した後、かみ合い方向に逆転するような非定常状態（以下、かみ合い過渡状態）で発生しやすいことが分かっている。カムと内外輪間の接触状態を明らかにするため、Fig. 1 に示すように、内外輪間の電位差（以下、接触電圧と呼ぶ）を計測した。Figure 2 に、かみ合い過渡状態における接触電圧を示す。Figure 2 の上図は内輪回転数、下図は接触電圧、上下図の破線は内輪の回転数が 0 rpm である時刻を表している。内輪回転数が正の値の場合、内輪は空転方向に回転し、負の値の場合はかみ合い方向に回転していることを示す。内輪回転数が正から 0 rpm で一定となる場合はかみ合い状態であり、正から負に変化する場合、滑り状態である。接触電圧は、カムと内輪が非接触の場合 130 mV 程度、接触の場合は 10 mV 程度を示す。内輪回転数が 0 rpm のとき、Fig. 2(a)では接触してかみ合い状態、Fig. 2(b)では接触して滑り状態、Fig. 2(c)では非接触で滑り状態となった。よって、カムと内輪が非接触で流体潤滑状態の場合カムクラッチは滑り、接触して混合潤滑状態もしくは境界潤滑状態の場合は、かみ合うときと滑るときがあると判断できた。このことからカムクラッチの滑りは、混合潤滑状態において流体潤滑割合が大きく、摩擦係数が低いことが原因で発生すると仮説を立てた。

ここで、混合潤滑状態における摩擦係数の計算については、松本ら<sup>1)</sup>が提唱している。松本らの式は、主にギヤを対象としており E-V（弾性体-高圧粘度）領域における混合潤滑状態の摩擦係数を計算する式である。しかし、カムクラ

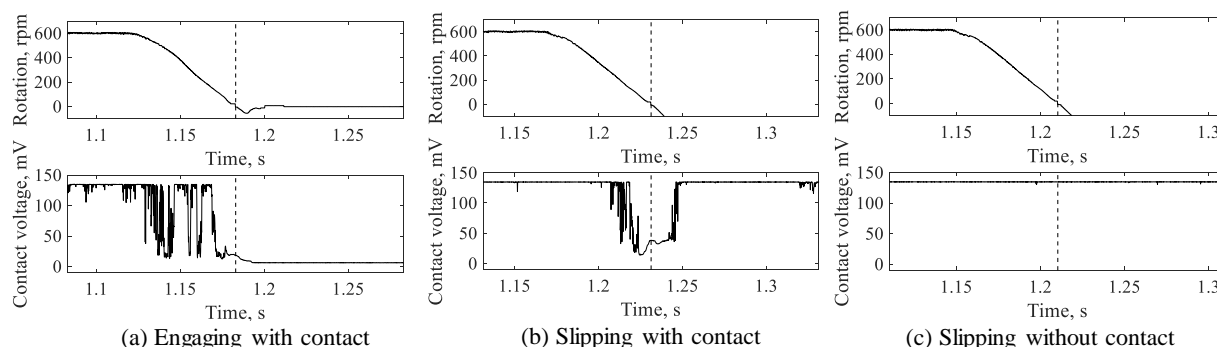


Fig. 2 Contact voltage during non-steady operation

ッチのかみ合い過渡状態における，速度，荷重条件での流体潤滑モード理論計算<sup>2)</sup>の結果では，R-I（剛体-等粘度）領域となる．また，Fig. 3 にボールオンディスク試験機を用いて，カムクラッチのかみ合い過渡状態の条件において，光干渉法による油膜形状を評価した結果を示す．Figure 3 より油膜形状は，同心円状に分布しており R-I 領域であることを示している．よって，カムクラッチのかみ合い過渡状態において，R-I 領域であることが実験でも証明された．

以上より，カムクラッチのかみ合い過渡状態において滑りが起こる場合，R-I 領域の流体潤滑状態または混合潤滑状態であると考えられる．しかし，R-I 領域における非定常状態の摩擦係数を導出した先行研究は少ない．そこで，R-I 領域の摩擦係数推定式を構築し，カムクラッチの摩擦係数を求めることで，かみ合い可否を予測する方法を開発した．

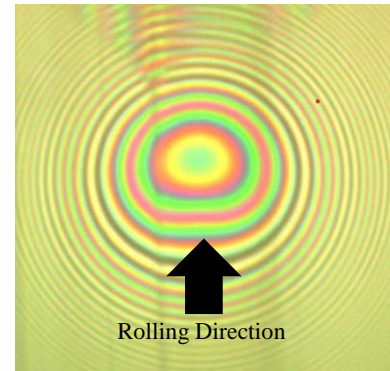


Fig. 3 Oil film shape in ball-on-disk element experiment

### 3. R-I 領域での摩擦係数推定式

混合潤滑状態の摩擦係数を求める松本らの式は，式(2)から(4)の通りである．

$$D = (Rz_{cam} + Rz_{inner})/h_0 \quad (2)$$

$$\alpha = \alpha_{coefficient} \log_{10} D \quad (3)$$

$$\mu = \mu_L(1 - \alpha) + \mu_S\alpha \quad (4)$$

$D$ ：潤滑状態（ $D < 1$ なら流体潤滑）， $Rz_{cam}$ ：カムの最大高さ粗さ [m]， $Rz_{inner}$ ：内輪の最大高さ粗さ [m]

$h_0$ ：最小油膜厚さ [m]， $\alpha$ ：接触域での境界潤滑部分の割合， $\alpha_{coefficient}$ ：実験係数（松本らの式では0.5）

$\mu$ ：摩擦係数， $\mu_L$ ：流体潤滑状態での摩擦係数， $\mu_S$ ：境界潤滑状態での摩擦係数

カムおよび内輪の最大高さ粗さ  $Rz_{cam}$  および  $Rz_{inner}$  は触針式粗さ計にて計測する．流体潤滑の摩擦係数  $\mu_L$  および境界潤滑の摩擦係数  $\mu_S$  は，要素しゅう動試験機にて内輪を模したプレートとカムを往復しゅう動させて取得する．式(2)の最小油膜厚さ  $h_0$  は，R-I 領域における非定常状態の油膜厚さを求めるため，くさび膜効果およびスクイーズ膜効果を考慮した二次元レイノルズ方程式より計算する（式(5)参照<sup>3)</sup>）．また，内輪の曲率半径はカムの曲率半径よりも十分に大きいと考え，カムを円筒，内輪を平板と近似する．

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx} + 12\eta V \quad (5)$$

$h$ ：油膜厚さ [m]， $p$ ：圧力 [N/m<sup>2</sup>]， $\eta$ ：粘度 [Pa・s]， $U$ ：内輪の周速度 [m/s]， $V$ ：カムが内輪に近づく速度 [m/s]  
 $dx$ ：微小区間 [m]

接触電気導通法にて，かみ合い過渡状態の接触電圧が非接触となる場合は流体潤滑状態のため， $D$  は 1 未満である．接触である場合は，境界潤滑状態もしくは混合潤滑状態であり， $D$  は 1 よりも大きい．このことから，接触と非接触の境界線で  $D=1$  となる．そこで，かみ合い過渡状態における油膜厚さの計算値の妥当性を評価するため，ストラットアングルと空転後かみ合い方向に逆転させる加速度を変更した場合の接触電圧を計測し， $D=1$  となる条件を調査した．Figure 4 に，実験と式(2)から(5)の推定式より求めた  $D=1$  となる条件の比較結果を示す．破線は実験，実線は推定式より求めた結果である．Figure 4 より，実験結果と計算結果は概ね一致したため，油膜厚さの計算方法の妥当性が確認された．

Figure 5 にストラットアングルと空転後かみ合い方向に逆転させる加速度を変更した場合に，実験係数が摩擦係数の推定結果に及ぼす影響を示す．破線はカムクラッチ実機実験により，かみ合うことのできる最大のストラットアング

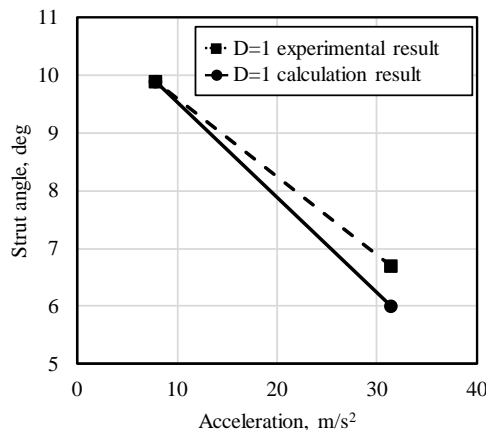


Fig. 4 Comparison of experimental and calculation D=1 line

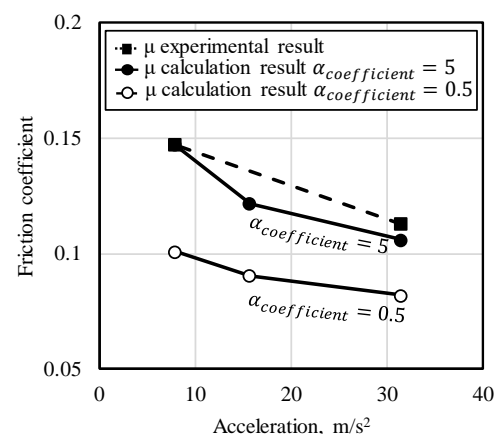


Fig. 5 Effect of  $\alpha_{coefficient}$  on friction coefficient

ルを評価し、式(1)より計算した摩擦係数であり、実線は実験係数を変更した場合の摩擦係数推定結果である。Figure 5 より、松本らの式で用いられている実験係数 0.5 では、実験結果と推定結果が一致しなかった。ここで、D 値は実験結果と計算結果が一致しており (Fig. 4 参照)、境界潤滑状態および流体潤滑状態の摩擦係数は実測値であることから、これらのパラメータの誤差は小さいと考える。よって、実験結果と計算結果の差の原因は、実験係数であると判断した。そこで、実験係数 $\alpha_{coefficient}$ は 5 とし、実験結果に合わせこんだ。

松本らが構築したギヤの摩擦係数推定式と、カムクラッチの摩擦係数推定式の違いは主に 2 点である。1 点目は実験係数で、ギヤの 0.5 に対して、カムクラッチでは 10 倍の 5 とした。2 点目は最小油膜厚さの計算方法で、ギヤは E-V 領域の Dowson & Higginson の式<sup>4)</sup>、カムクラッチは R-I 領域のレイノルズ方程式を、差分法を用いて計算した。

#### 4. 摩擦係数推定式の検証

##### 4.1 実験方法

摩擦係数推定式の妥当性を検証するため、カムクラッチ実験機でかみ合い可否を評価し、計算結果との差を確認した。ここで、カムクラッチの滑り現象は、 $-30^{\circ}\text{C}$ や $-40^{\circ}\text{C}$ の低温環境で起こりやすいことが経験より分かっているため、低温環境を再現して実験を行った。

Figure 6 に、試験機の概略図を示す。外輪は回転しないように固定した。内輪はモータと接続し、内輪の回転速度および内輪とモータ間のトルクを計測した。内輪を一度空転方向に 300 rpm もしくは 600 rpm で回転させた後、任意の加速度で減速させてかみ合い方向に回転させた。このときかみ合い過渡状態において、トルクが上昇し、回転数が 0 rpm で一定になればかみ合いと判断した。Table 1 に、実験条件の範囲を示す。カム形状と内外輪径の組み合わせによりストラットアングルを変化させた。潤滑油温度は、外輪と断熱材の間にドライアイスを入れ、熱電対で調整・管理した。

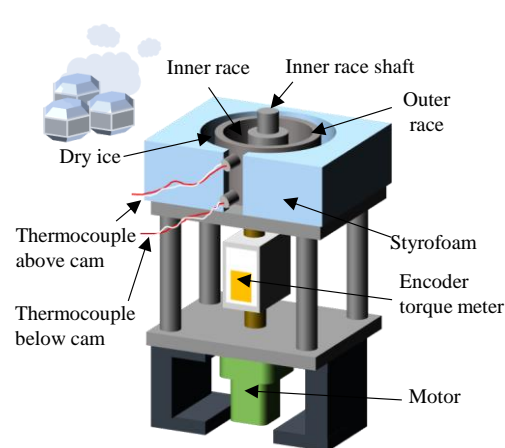


Fig. 6 Schematic view of validation experiment

Table 1 Experimental conditions

Strut angle	3 ~ 7 deg
Oil temperature	$-30^{\circ}\text{C}$ , $-40^{\circ}\text{C}$
Inner race rotation speed	300 rpm, 600 rpm
Acceleration	$0.52 \sim 15.7 \text{ m/s}^2$

##### 4.2 実験結果

Figure 7 に潤滑油の温度が $-40^{\circ}\text{C}$ の場合、Fig. 8 に $-30^{\circ}\text{C}$ の場合の摩擦係数推定結果と実験結果の差を示す。各図の(a)は内輪の回転数が 600 rpm の場合、(b)は 300 rpm の場合を示す。各プロットは実験結果を表しており、マル印 (●) はかみ合い、バツ印 (×) は滑りを表している。カムクラッチは式(1)が成立すればかみ合い、不成立では滑ることから、滑りとかみ合いの境界線が、カムと内輪間の摩擦係数に相当する。そこで実験結果のかみ合いと滑りの境界線を破線で示している。

Figure 7 および Fig. 8 より、実験では加速度が大きく、かみ合い必要摩擦係数が大きいほど滑りやすい傾向を示しており、推定式での計算結果と同様の傾向となった。また、潤滑油温度や内輪の回転数を変化させた場合でも、摩擦係数の推定結果と実験結果の差は 15 % 程度であることが分かった。

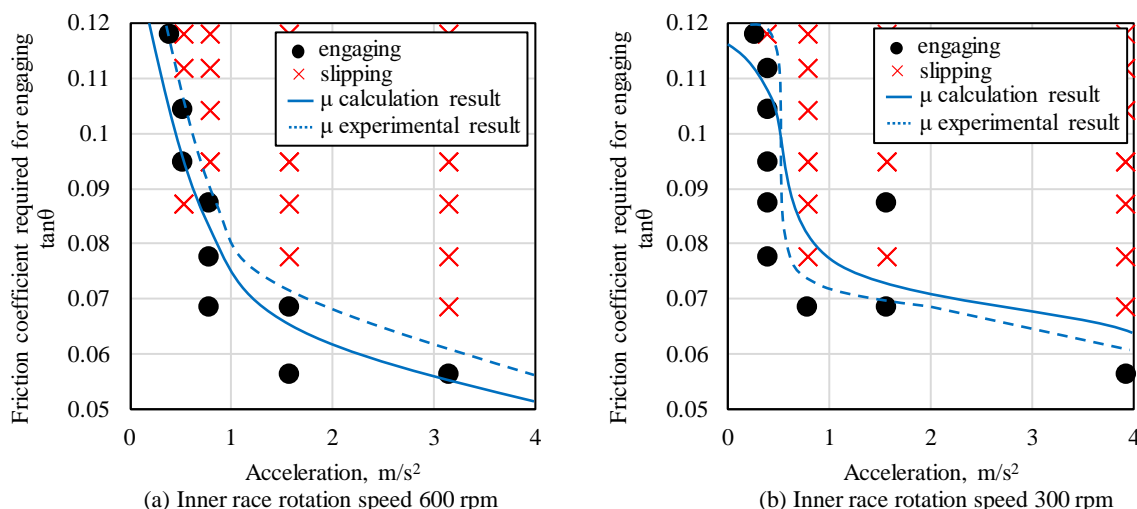


Fig. 7 Difference between experimental and calculated result at  $-40^{\circ}\text{C}$

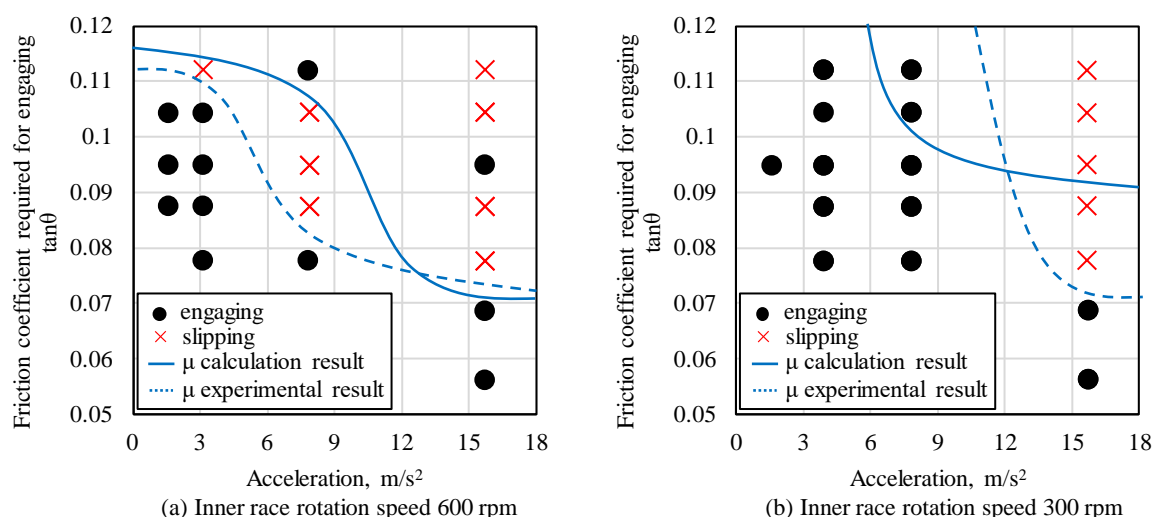


Fig. 8 Difference between experimental and calculated result at -30°C

## 5. 考察

Figure 7 および Fig. 8 より、摩擦係数の計算結果と実験結果の差が、15 %程度あることが分かる。これは、油膜厚さ計算式において、カムを円筒、内輪を平板と近似していることで、カムと内輪間の接触面積が増加し、面圧が低くなることで、実際よりも油膜厚さが大きく計算されていることが原因であると考ええる。

松本らの式との違いである、実験係数が 5 となる要因は、ギヤとかみ合い過渡状態におけるカムクラッチの油膜特性の違いであると考ええる。E-V 領域で使用されるギヤでは、潤滑油がガラス転移によってアモルファス状態に固化することで高荷重を支持できる。その結果、最小油膜厚さ部分が相手面に接触しても、中央油膜厚さ部分の油膜で荷重を支持できるため混合潤滑状態の領域が広い。一方で、かみ合い過渡状態のカムクラッチは R-I 領域であり、固体表面の弾性変形や潤滑油の粘度変化が起こらず、高荷重を支持できない。その結果、最小油膜厚さ部分が相手面に接触するとすぐに油膜が破断し、境界潤滑状態となるため、混合潤滑状態の範囲が狭いと考ええる。ここで、Table 2 に、実験係数の差が D 値に及ぼす影響を示す。Table 2 に示すように、実験係数が 0.5 の場合、D 値が 1 未満で流体潤滑状態、100 を超えると境界潤滑状態となる。一方、実験係数が 5 の場合、D 値が 1 未満で流体潤滑状態、1.6 を超えると境界潤滑状態となる。以上から、混合潤滑状態の範囲が狭くなるように調整した結果、実験係数が 5 となっている。

Table 2 Relationship between experimental coefficient and D value

Experimental coefficient $\alpha_{coefficient}$	D value for fluid lubrication ( $\alpha=0$ )	D value for boundary lubrication ( $\alpha=1$ )
0.5	1	100
5	1	1.6

## 6. おわりに

R-I 領域において非定常状態で使用されるカムクラッチの摩擦係数を推定する式を、松本らの式を基に構築した。推定式による計算結果と実験結果の傾向は概ね一致した。また、計算結果と実験結果の差は、摩擦係数で 15 %程度であることが分かった。今後は、かみ合い可否の予測精度の向上のため、摩擦係数推定式の改良を行う。

## 謝辞

本研究において実験を担当していただいた近畿大学の福島大雅氏に感謝申し上げます。

## 文献

- 1) 松本将：混合潤滑状態にある転がり-すべり接触面の摩擦係数推定式，トライボロジスト，56，10(2011)，634.
- 2) C.J.Hooke: The elastohydrodynamic lubrication of heavily loaded contacts, Journal Mechanical Engineering Science, 19, 4(1977), 155.
- 3) 村木正芳：図解トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術，日刊工業新聞社，(2011)，22-27.
- 4) D. Dowson and G. R. Higginson: Elasto-hydrodynamic Lubrication (SI Ed.), Pergamon Press, (1977), 89.