

円すいころ軸受における軌道接触部の摩擦トルク解析

松山博樹 鎌本繁夫

Analysis of Frictional Torque in Raceway Contacts for Tapered Roller Bearings

H. MATSUYAMA S. KAMAMOTO

To obtain the simplified formula of viscous rolling resistance in a roller-raceway contact of tapered roller bearings, full EHL analyses in line contact have been carried out for wide range of dimensionless EHL parameters. The frictional torque in raceway contacts taking into account for the simplified formula has been compared to the frictional torque obtained from experiments. Furthermore, the frictional torque formula for oil bath lubrication has been proposed.

Key Words: tapered roller bearings, frictional torque, viscous rolling resistance, EHL

1. はじめに

円すいころ軸受は玉軸受と比較して負荷容量が大きく、かつ剛性が高いという特長を有するため、自動車をはじめとする産業分野において幅広く使われている。しかし、円すいころ軸受の摩擦トルクは玉軸受の摩擦トルクよりもはるかに大きく、摩擦損失による発熱もまた大きい。近年、自動車の低燃費化や小型化、高速化が要求されるにつれて、軸受においてもまた低トルク、低発熱の要求が強くなっている^{1)~3)}。それゆえ、設計段階で円すいころ軸受の摩擦トルクを正確に予測することが重要である。

円すいころ軸受の摩擦トルク計算式は多くの研究者によって提案されてきた^{4)~7)}。良好な潤滑条件下における円すいころ軸受の摩擦トルクは主にころと軌道の接触によって発生し^{7)~8)}、軌道接触部(以下軌道部と称す)の摩擦トルクは転がり粘性抵抗に起因する。転がり粘性抵抗はEHL理論を用いて求めることができ、その簡易式もまた多くの研究者によって提案されている^{7),9)~12)}。しかしながら、これらの式は特定の条件の下で得られているため、広範囲の軸受使用条件に適用するには問題がある^{13)~14)}。

本報では、軸受使用条件を想定した広範囲の線接触完全EHL解析を行い、十分潤滑条件下における転がり粘性抵抗の簡易式を導出した。また、

円すいころ軸受の軌道部で発生する摩擦トルクを実験的に求め、EHL理論から予測される摩擦トルクの値と比較した。これらの理論解析および実験解析より、円すいころ軸受の摩擦トルク計算式を提案した。

2. 円すいころ軸受の摩擦トルク

2.1 トルク構成

一般に、円すいころ軸受の摩擦トルクは以下の4つの要因から成る。すなわち、(1)ころと内輪/外輪軌道間の摩擦、(2)ころ端面とつばの間の摩擦、(3)ころと保持器ポケット間の摩擦、(4)潤滑剤の攪拌抵抗である。通常回転速度では要因(3)と(4)は比較的小さく、円すいころ軸受の摩擦トルクは主に要因(1)と(2)の影響を受ける。ころと軌道間の摩擦は弾性ヒステリシス損失と転がり粘性抵抗から成るが、転がり粘性抵抗が支配的である。一方、ころ端面とつばの間の摩擦はクーロン摩擦と流体摩擦から成る滑り摩擦抵抗である。

円すいころ軸受のトルクと回転速度の関係は例えば図1のように示され、低速域ではつば-ころ端面接触部(以下つば部と称す)の滑り摩擦抵抗が支配的である。しかし、回転速度の増加とともにつば部のトルクは減少し、転がり粘性抵抗に起因する軌道部のトルクが増加するため、実用回転域では転がり粘性抵抗が支配的である。

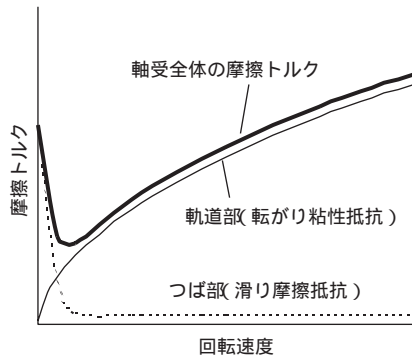


図1 円すいころ軸受のトルク構成

Frictional torque of tapered roller bearing

2.2 基礎式

図2のようなアキシアル荷重のみ作用する円すいころ軸受を考える。

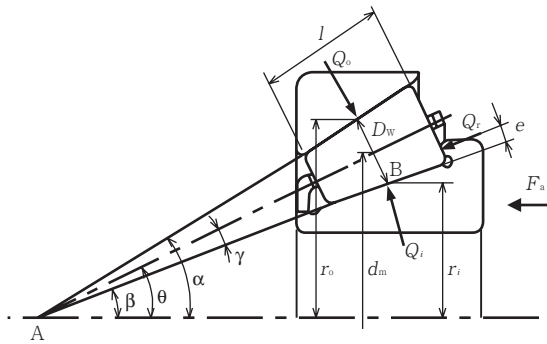


図2 円すいころ軸受の断面図

Geometry of tapered roller bearing

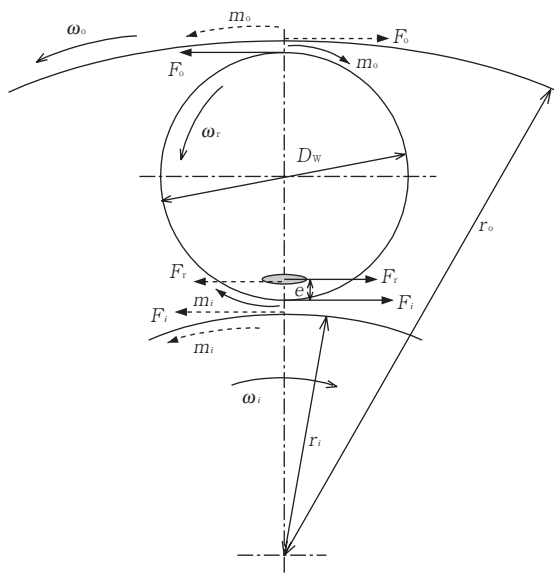


図3 ころに作用する力およびモーメント

Forces and moments acting on a tapered roller

以下の解析では、つば部のスピンモーメント、保持器の摩擦、潤滑剤の攪拌抵抗は考慮しない。図3より、ころに作用するモーメントの静的つり合いから次式が得られる。

$$D_w F_i + F_r (D_w + l \sin \alpha - e) m_i - m_o = 0 \quad (1)$$

ここで、 F_i 、 F_o 、 F_r はそれぞれ内輪、外輪、つばからころに作用する摩擦力、 m_i 、 m_o はEHL圧力分布の偏心に起因する摩擦モーメント(転がり粘性抵抗)である。また、1個のころから内輪に与えられる摩擦トルク m' は次式で与えられる。

$$m' = r_i F_i + F_r \left(r_i + \frac{l}{2} \sin \alpha + e \cos \alpha \right) + m_i \quad (2)$$

よって、ころから内輪に作用するトルクの総和、すなわち軸受に作用する摩擦トルク M はころの数を z とすると次式で与えられる。

$$M = \sum m' = m' \cdot z \quad (3)$$

式(1)~(3)より M は以下のように表される。

$$M = \frac{z}{D_w} [(r_i + D_w) m_i + r_i m_o] + \frac{z}{D_w} F_r e (r_i + D_w \cos \alpha) + \frac{z}{D_w} F_r l \left(\frac{D_w}{2} \sin \alpha - r_i \sin \alpha \right) \quad (4)$$

ところで、

$$\frac{D_w}{2} \sin \alpha - r_i \sin \alpha = \frac{D_w}{2} \cdot \frac{r_i}{AB} - r_i \cdot \frac{D_w}{2AB} = 0 \quad (5)$$

であり、さらに

$$r_i + D_w \cong r_i + D_w \cos \alpha = r_o \quad (6)$$

として式を簡略化すると、最終的に式(4)は以下のように書ける。

$$M = M_1 + M_2 \quad (7)$$

$$M_1 = \frac{z}{D_w} (r_o m_i + r_i m_o) \quad (8)$$

$$M_2 = \frac{z}{D_w} r_o e F_r \quad (9)$$

ここで、 M_1 は軌道部で発生する摩擦トルク、 M_2 はつば部で発生する摩擦トルクを表す。

3. 転がり粘性抵抗の理論解析¹³⁾

3.1 転がり粘性抵抗

転がり粘性抵抗はEHL接触による圧力分布の偏心に起因した摩擦モーメントである。図4に示すように、ころと軌道の1接触部における圧力分布はEHL効果により対称とはならず、圧力中心はHertz接触の中心から油の入口側にずれる。圧力中心の座標 x_{cp} は以下のように与えられる。

$$x_{cp} = -\frac{1}{W} \int_{x_{L1}}^{x_{L2}} p x dx \quad (10)$$

座標 x_{cp} に作用する w に起因したモーメントはEHL圧力分布に起因するモーメントと等価である。

1 接触部における転がり粘性抵抗を m_v とおくと、 m_v は次式で与えられる。

$$m_v = -\int_0^l x_{cp} w dy = -x_{cp} W l \quad (11)$$

Hertz接触半幅 b で無次元化された圧力中心座標 X_{cp} は式(10)より以下のように表される。

$$X_{cp} = \frac{x_{cp}}{b} = -\frac{2}{\pi} \int_{x_{L1}}^{x_{L2}} P X dX \quad (12)$$

よって、無次元転がり粘性抵抗 M_v は次式で与えられる。

$$M_v = \frac{m_v}{bE'lR} = -X_{cp} W \quad (13)$$

圧力分布が EHL 解析から得られれば M_v は式(12)~(13)より推定できる。

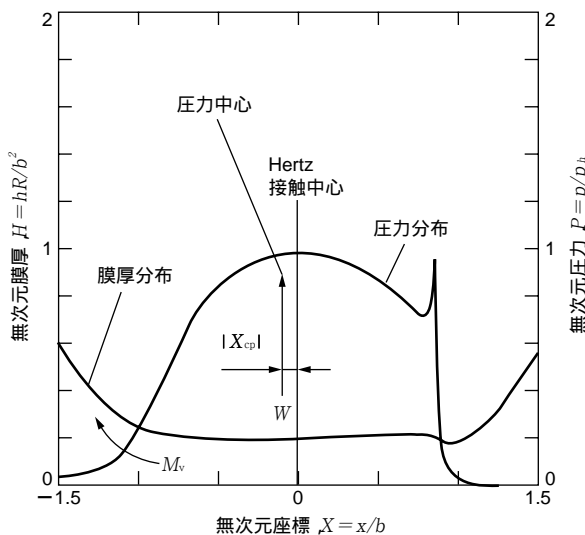


図4 EHL接触部の圧力分布
Pressure distribution in EHL contact

3.2 解析条件

無次元転がり粘性抵抗 M_v を得るために、図5に示すようなころと弾性半無限体の線接触モデルを用いた等温完全 EHL 解析を行った。

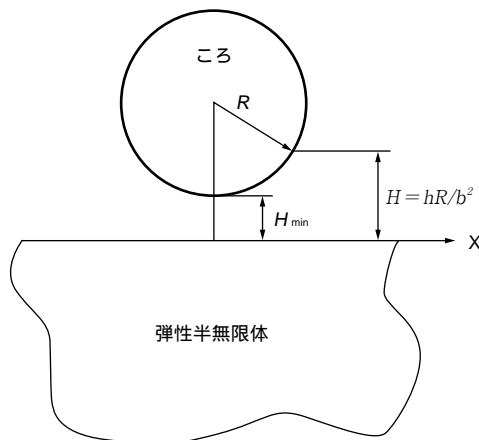


図5 解析モデル
Line contact model

Reynolds方程式、油膜厚さの式、力のつり合い式とRoelandsの圧力 - 粘度関係式、Dowson-Higginsonの圧力 - 密度関係式を組み合わせ、数値解析により収束解を求めた。詳細は既報¹³⁾に記しているので省略する。

数値解析では、例えば差動歯車装置や変速機などの自動車駆動系に用いられる円すいころ軸受の運転条件を網羅するように、無次元速度パラメータ U 、無次元材料パラメータ G 、無次元荷重パラメータ W を決定した。すなわち、 $U=10^{-13} \sim 10^{-9}$ 、 $G=1\,500 \sim 9\,000$ 、 $W=10^{-5} \sim 10^{-3}$ である。これらの無次元パラメータは、ギヤオイル85W-90で潤滑された円すいころ軸受を考えた場合、軸受温度 $0 \sim 150$ 、回転速度 $10 \sim 8\,000 \text{ min}^{-1}$ 、最大Hertz圧力が $0.3 \sim 3.0 \text{ GPa}$ に相当する。

3.3 解析結果

十分潤滑条件下の無次元転がり粘性抵抗 M_v に及ぼす無次元パラメータ U 、 G 、 W の影響を図6に示す。数値解析によって得られた M_v は U の $0.70 \sim 0.77$ 乗、 G の $-0.04 \sim -0.07$ 乗、 W の $-0.42 \sim -0.47$ 乗にそれぞれ比例する。これらの結果より、以下に示すような無次元転がり粘性抵抗 M_v を与える簡易式が得られた。

$$M_v = 8.89 U^{0.75} G^{-0.04} W^{-0.42} \quad (14)$$

圧力分布と無次元パラメータの関係の代表例を図7に示す。 $U=10^{-13}$ のときにはHertz圧力に近い分布であるが、 U の増加とともに入口側への圧力中心のオフセットが大きくなり、その結果 M_v が増加する。 M_v に及ぼす G の効果が小さいのは、 G の増加が圧力中心のオフセットにほとんど影響を及ぼさないためである。また、 W の増加とともに M_v が減少するのは W が大きいほど圧力中心のオフセットが小さいためである。

式(13)~(14)より、十分潤滑条件下の転がり粘性抵抗 m_v は次式で与えられる。

$$m_v = 14.2 E'l R^2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08} \quad (15)$$

式(15)の W の指数は式(14)の W の指数に 0.5 を加えた値となるが、これはHertzの接触半幅 b が W の 0.5 乗に比例するためである。式(15)は、転がり粘性抵抗に及ぼす G および W の効果が小さく、 U の効果が大きいことを示唆している。

式(15)から得られる m_v を式(8)の m_i と m_o に代入して得られる次式より、軌道部の摩擦トルクが予測できる。

$$M_1 = \frac{Z}{D_w} (r_o \cdot 14.2 E'l R_o^2 U_o^{0.75} G_o^{-0.04} W_o^{0.08} + r_i \cdot 14.2 E'l R_i^2 U_i^{0.75} G_i^{-0.04} W_i^{0.08}) \quad (16)$$

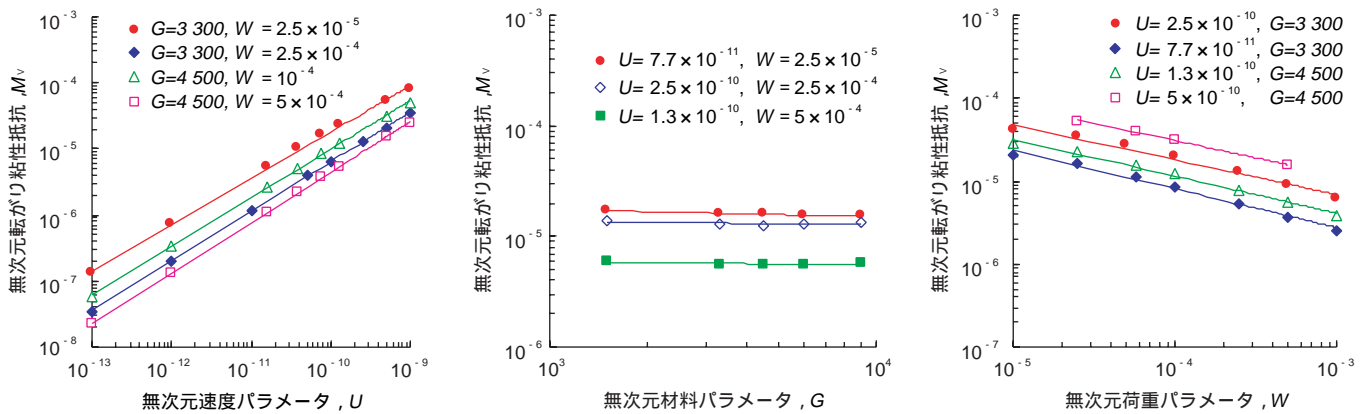


図6 無次元転がり粘性抵抗に及ぼす無次元パラメータの影響
Effects of dimensionless parameters on dimensionless viscous rolling resistance

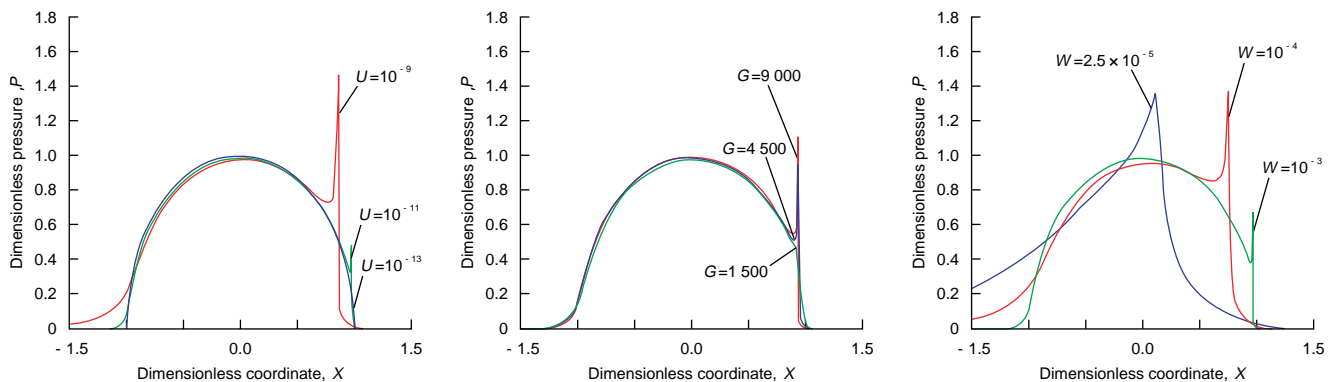


図7 圧力分布に及ぼす無次元パラメータの影響
Effects of dimensionless parameters on pressure distribution

4. 軌道部の摩擦トルクの実験解析

4.1 実験方法

理論解析から導出された簡易式と比較するため、実験装置を用いて円すいころ軸受の摩擦トルクを測定した。実験装置の概要を図8に示す。本装置ではつば部に発生する摩擦トルクのみを得るためにつばが内輪から分離されている。つば部の摩擦トルク M_2 はストレインゲージによって得られる主軸まわりのモーメント m_1 から次式より与えられる。

$$M_2 = \frac{er_0 m_1}{D_w \left(r_i + \frac{l}{2} \sin \theta - e \cos \theta \right)} \quad (17)$$

軸受全体の摩擦トルク M を得るために、試料軸受のハウジングは静圧空気軸受によって支持されている。 M はロードセルより与えられる。ころと保持器の間の摩擦と潤滑剤の攪拌抵抗は無視できるので、軌道接触部の摩擦トルク M_1 は次式より推定される。

$$M_1 = M - M_2 \quad (18)$$

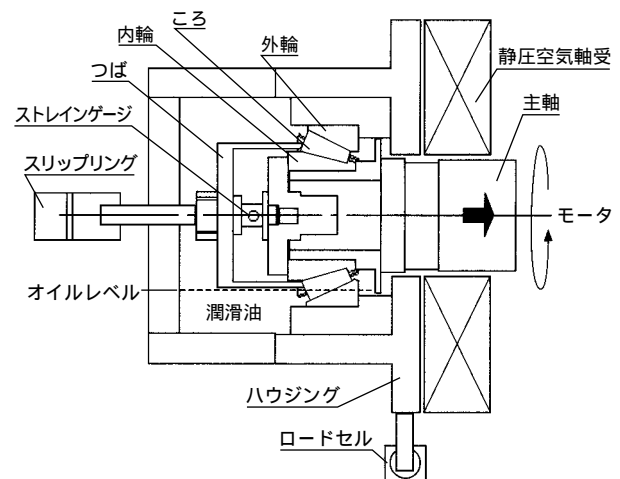


図8 実験装置の概略構造
Schematic diagram of test apparatus

4.2 実験条件

実験条件を表1に示す。試料には内径45mm、外径95.25mm、幅35mmの円すいころ軸受を用いた。一部の試験でころの数を減らして転動体荷重を増加させたため、表1には標準ころ数の場合に換算したアキシャル荷重を示している。なお、こ

ろ数を減らした実験によって得られた摩擦トルクより標準ころ数の場合の値に換算する。

表1 実験条件
Test conditions

アキシャル荷重	2~32kN
最大Hertz圧力	0.3~1.3GPa
内輪回転速度	100~1500min ⁻¹
潤滑油	4種類のパラフィン系鉱油 純パラフィン油, トラクション油
潤滑方法	油浴潤滑
油温	26±3
粘度	13~120mPa·s
圧力粘度係数	12~48GPa ⁻¹

実験には4種類のパラフィン系無添加鉱油(VG10, VG32, VG46, VG68)とVG32相当の純パラフィン油およびトラクション油を用いた。オイルレベルは摩擦トルクに大きく影響を及ぼすが、本研究では油浴潤滑(オイルレベルは最下位置のころ中心)で実験を行った。発熱の影響を極力小さくするため、後述するGoksem-Hargreavesの熱補正係数⁹⁾が0.95以上となる回転速度の範囲を採

用した。実験中の油温および軸受温度の変化を1以内にコントロールした。本条件は $U=10^{-11} \sim 10^{-10}$, $G=2\,700 \sim 11\,000$, $W=10^{-5} \sim 2 \times 10^{-4}$ に相当する。

4.3 実験結果

実験によって得られた軌道部の摩擦トルク M_1 と無次元パラメータ U, G, W の関係を図9に、摩擦トルクの実験値と計算値の比較例を図10に示す。内輪軌道部と外輪軌道部では各無次元パラメータが異なるため、以下に示される U, G, W で軌道部の無次元パラメータを代表させている。

$$U = U_i / (1 + m) = U_o / (1 - m) \\ = d_m N_o / (60 D_w E')$$

$$G = G_i = G_o = \rho E'$$

$$W = (1 - m) W_i = (1 + m) W_o \\ = 2 F_a / (D_w E' l z \sin \alpha)$$

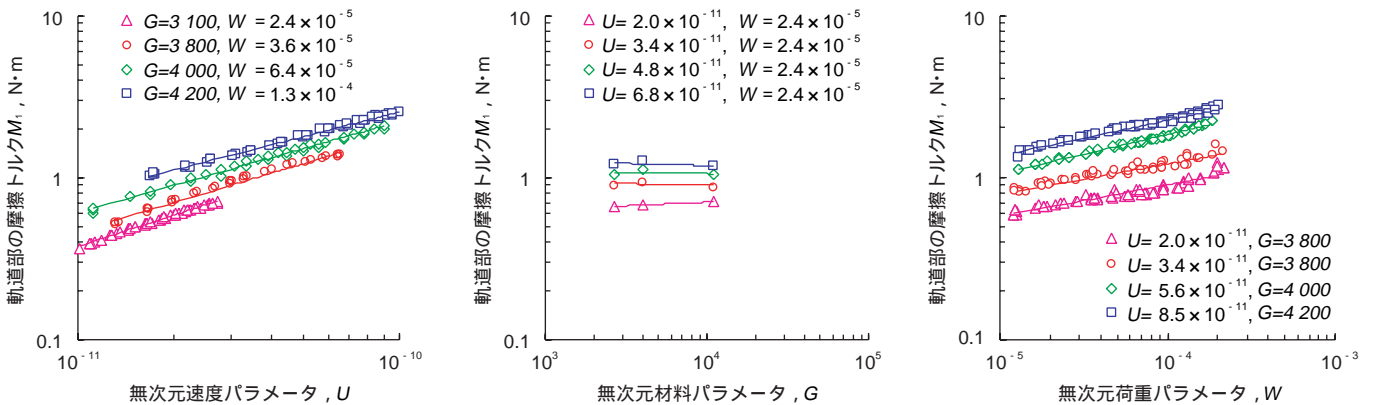


図9 軌道部の摩擦トルクに及ぼす無次元パラメータの影響

Effects of dimensionless parameters on frictional torque in raceway contacts

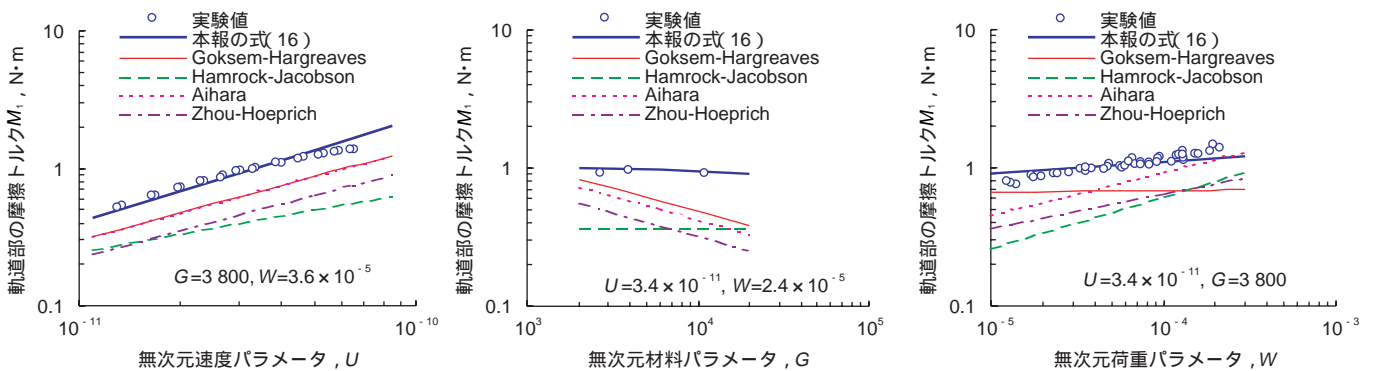


図10 摩擦トルク実験値と計算値の比較

Comparisons between calculated frictional torque in raceway contacts and test results

図9において、プロットは実験値、実線は回帰線を表す。また、図10には過去に提案された転がり粘性抵抗の式⁶⁾⁷⁾⁹⁾¹²⁾による計算値も示している。

図9～10からわかるように、摩擦トルク M_1 の実験値と式(16)から推定される計算値はおおむね一致する。ただし、 M_1 と W の関係において、実験回帰線の傾きは理論推定線の傾きよりも大きく、 W の効用に差が認められる。また、 M_1 と U の関係においても、実験回帰線の傾きは理論推定線の傾きよりもやや小さい。実験によって得られた M_1 は U の0.51～0.69乗、 G の-0.03～0.05乗、 W の0.18～0.25乗にそれぞれ比例する。 M_1 に及ぼす G の影響は理論解析結果と同様に小さい。

過去に提案された計算式はいずれも実験値との差が大きく、いずれも実験値よりも小さい摩擦トルクを与える。また、 M_1 に及ぼす G の影響を正しく予測できない。計算式導出時に想定された条件が異なることも影響していると考えられるが、少なくとも油浴潤滑下の摩擦トルクの推定には適さないと判断される。

4.4 考察

転がり粘性抵抗の推定式(15)の W の指数よりも実験で得られた W の指数が大きいのは、実験を行った W の範囲が理論解析範囲に比べて狭いためだと考えられる。図11に示すように $W=10^{-5} \sim 10^{-4}$ の範囲で求めた W の指数は式(14)の指数よりも大きく、式(15)の W の指数は0.20となり、実験で得られた指数に近い。両対数座標面に示される M と W の関係が完全な線形でないことが原因と考えられ、 $M \propto W^c$ の形で整理することに問題があるのかもしれない。

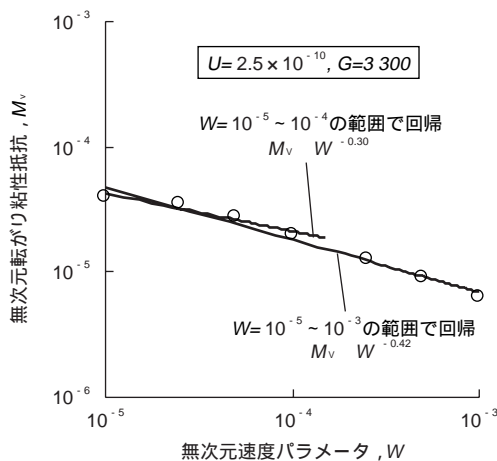


図11 回帰範囲による W の指数の違い
Effect of regression range on exponents of W

式(15)の U の指数よりも実験で得られた U の指数がわずかに小さいのは、接触部入口のせん断発熱による粘度低下の影響ではないかと考えられる。 W の指数に認められた回帰範囲の違いの影響は、 U の指数には認められない。

実験解析された U 、 G 、 W の範囲は、装置能力や発熱の影響を考慮する関係上、理論解析された広範囲の U 、 G 、 W を網羅することができなかった。しかしながら、転がり粘性抵抗とともに解析された油膜厚さの簡易式指数が数多くの研究者によって提案された式の指数とほぼ一致することから¹⁴⁾、本報で示した理論解析は妥当と考えられる。今後、理論解析と同一範囲での実験検証が課題である。

5. 摩擦トルク計算式の提案

5.1 軌道部の摩擦トルク

前述のとおり、EHL解析から得られた摩擦トルク推定式(16)の U_i 、 U_o 、および W_i 、 W_o の指数と実験で確認された同指数の間には差が認められた。そこで、同式の指数および係数を補正し、本報の実験条件に対応する摩擦トルク計算式を導出する。式(16)の r_i 、 r_o 、 R_i 、 R_o は D_w 、 d_m 、 μ_m を用いて表すことができるので、式(19)～(21)とともに式(16)に代入すると、

$$M_1 = \frac{1}{8} z d_m D_w E' l (1 - \mu_m^2) \times 14.2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08} \times [(1 + \mu_m)^{0.75} (1 - \mu_m)^{0.92} + (1 - \mu_m)^{0.75} (1 + \mu_m)^{0.92}] \quad (22)$$

のように変形できる。式(22)の U 、 W の指数を実験によって得られた指数の平均値に改め、最小二乗法によって係数を決定した結果、軌道部の摩擦トルク計算式は以下のように得られた。

$$M_1 = 0.8 g_1 \tau_T U^{0.57} G^{-0.04} W^{0.22} \quad (23)$$

ここで、 g_1 は軸受諸元のみで決まるパラメータであり、次式で与えられる。

$$g_1 = \frac{1}{8} z d_m D_w E' l (1 - \mu_m^2) \times [c_i (1 + \mu_m)^{0.75} (1 - \mu_m)^{0.92} + c_o (1 - \mu_m)^{0.75} (1 + \mu_m)^{0.92}] \quad (24)$$

τ_T はEHL接触部入口のせん断発熱による粘度低下の影響を考慮するための補正係数であり、Goksem-Hargreavesの解析結果から得られた次式を適用する⁹⁾。

$$\tau_T = \frac{\exp(1.06 \times 10^{-2} L^{0.317} \ln D)}{1 + 0.411 L^{0.707}} \quad (25)$$

なお、式(24)に含まれる c_i, c_o はそれぞれ内輪軌道、外輪軌道のクラウニングによるトルク低減効果を簡易的に補正するための係数である。実験によって得られる c_i, c_o はクラウニング半径 R_c と等価半径 R の比 $R_{ci}/R_i, R_{co}/R_o$ でそれぞれ整理できる。

5.2 つば部の摩擦トルク

式(9)における F_r は、摩擦係数を μ 、つばに作用する垂直荷重を Q_r とすると次式で表される。

$$F_r = \mu Q_r \tag{26}$$

ここで、

$$Q_r = F_a \sin 2\theta / (z \sin \theta) \tag{27}$$

$$r_o \sin 2\theta / (D_w \sin \theta) = 1 \tag{28}$$

であるから、式(9)は以下のように変形できる。

$$M_2 = \mu e F_a \cos \theta \tag{29}$$

回転速度の増加とともに μ は減少し、ある回転速度以上では μ はほぼ一定となることが実験によって確認された。 μ はつば-ころ端面間の潤滑状態によって変化するため、一般に油膜パラメータ Λ で整理されることが多い^{6)~7)}。 μ と Λ の関係は例えば図12のように示され、 μ と Λ の関係は次式で近似できる。

$$\mu = c_1 \exp(-c_2 \Lambda^{c_3}) + c_4 \tag{30}$$

ここで、 Λ は中央油膜厚さと合成粗さ (R_a) の比、 $c_1 \sim c_4$ は実験から決定される定数である。VG32油浴潤滑下における μ は $\Lambda = 2$ でほぼ一定となり、その平均値は0.007であった。十分になじんだ状態で運転される円すいころ軸受の場合、実用速度域における μ は小さく、一定と見なせる。

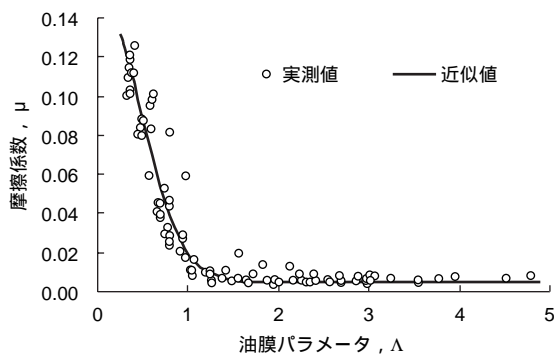


図12 摩擦係数と油膜パラメータの関係

Friction coefficient of rib-roller end contact versus film parameter

5.3 計算例

軸受全体の摩擦トルク M は、式(23)から推定される軌道部の摩擦トルクと式(29)~(30)から推定されるつば部の摩擦トルクの和として得られる。

$$M = 0.8 g_1 \tau U^{0.57} G^{-0.04} W^{0.22} + \mu e F_a \cos \theta \tag{31}$$

計算例として、 M の実測値と計算値の比較を図13~14に示す。図中のプロットは実測値、実線は計算値を表す。図13は外輪軌道のクラウニング半径を変化させた場合、図14はサイズ、内部諸元の異なる軸受で 4000 min^{-1} まで回転速度を増加させた場合の比較結果である。これらの図からわかるように、無添加鉱油で油浴潤滑される円すいころ軸受の摩擦トルクは式(31)から推定できる。

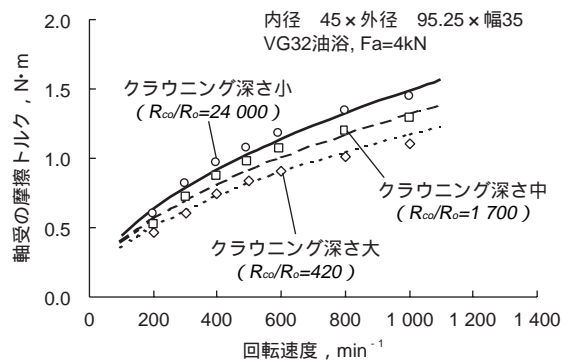


図13 摩擦トルク実測値と計算値の比較

Comparison between calculated total frictional torque and test results

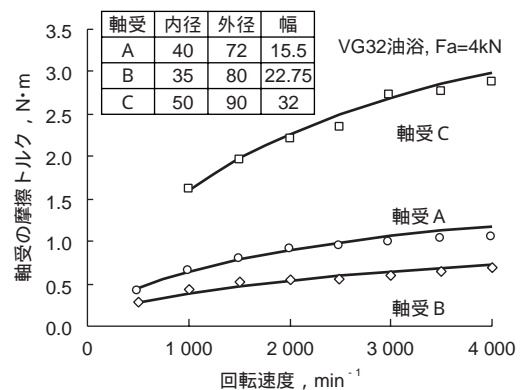


図14 摩擦トルク実測値と計算値の比較

Comparison between calculated total frictional torque and test results

5.4 実用条件下の摩擦トルク推定

ところで、自動車駆動系などに使用される、ギヤ油で潤滑された円すいころ軸受の摩擦トルクの推定に式(31)を適用するには問題がある。軌道部の摩擦トルク計算式(23)は油浴潤滑下における無添加鉱油の実験データを基に導出されたため、潤滑油量および基油や添加剤の影響などを考慮できない。

このようなギヤ油潤滑下の摩擦トルクは、同条件下の摩擦トルク実測値に基づいて式(23)の係数、指数を補正した以下の実験式より推定できる。

$$M = k_1 G_1 \tau F_a^{k_2} N^{k_3} \omega^{k_4} \omega_o^{k_5} + \mu e F_a \cos \quad (32)$$

$$G_1 = f(z, d_m, D_w, E', l, m, c_i, c_o) \quad (33)$$

ここで、 $k_1 \sim k_5$ は実験から決定される定数であるが、給油条件によってその値は異なる。 G_1 は軸受諸元のみで決まるパラメータである。

計算例として、循環給油にて潤滑される円すいころ軸受の摩擦トルク実測値と計算値の比較を図15に示す。

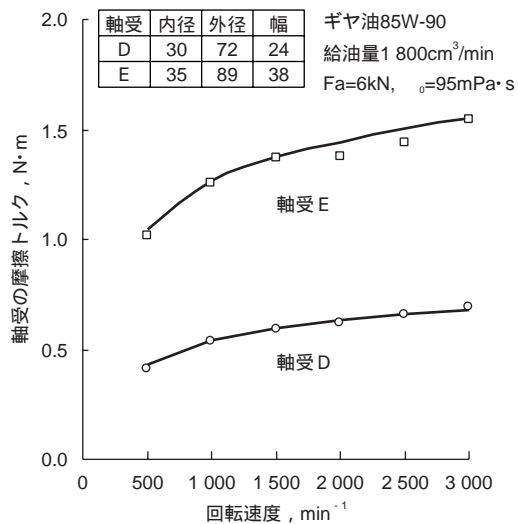


図15 摩擦トルク実測値と計算値の比較
Total frictional torque

6. おわりに

円すいころ軸受の摩擦トルク研究の第1ステップとして、軌道部の摩擦トルクに着目した理論解析および実験解析を行った。結果は以下のとおりである。

- 1) $U=10^{-13} \sim 10^{-9}$, $G=1\ 500 \sim 9\ 000$, $W=10^{-5} \sim 10^{-3}$ の範囲でEHL解析を行い、十分潤滑条件下における転がり粘性抵抗の簡易式を得た。

$$m_v = 14.2 E' l R^2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08}$$

- 2) $U=10^{-11} \sim 10^{-10}$, $G=2\ 700 \sim 11\ 000$, $W=10^{-5} \sim 2 \times 10^{-4}$ の範囲で実験解析を行った結果、軌道部の摩擦トルク実験値はEHL理論から予測される理論値とおおむね一致することが確認された。

- 3) ただし、実験によって得られた摩擦トルクは U の0.51~0.69乗, G の-0.03~0.05乗, W の0.18~0.25乗にそれぞれ比例し、摩擦トルクに及ぼす U 及び W の効果において実験と理論の間に差が認められた。

- 4) 転がり粘性抵抗の簡易式を補正することにより、本報の実験解析範囲に対応した、油浴潤滑下の摩擦トルク計算式を提案した。

$$M = 0.8 g_1 \tau U^{0.57} G^{-0.04} W^{0.22} + \mu e F_a \cos$$

本報で示したように、唯一の計算式で円すいころ軸受のすべての使用条件における摩擦トルクを推定することは現時点で困難であり、精度良く推定するためには運転条件ごとに計算式を使い分けざるを得ない。しかしながら、摩擦トルクに及ぼす軸受の内部設計諸元の影響は本報の提案式で十分検討可能であり、今後の低トルク軸受設計において大いに有効である。

(記号の説明)

(記号)

- b = Hertzの接触半幅(m), $b = R(8W/\dots)^{1/2}$
- d_m = ころピッチ円径(m)
- e = つばところ端面の接触高さ(m)
- h = 油膜厚さ(m)
- k = 油の熱伝導率(W/m/)
- l = ころ有効接触長さ(m)
- m_v = 転がり粘性抵抗(N·m)
- m_i = 内輪軌道部の転がり粘性抵抗(N·m)
- m_o = 外輪軌道部の転がり粘性抵抗(N·m)
- p = 圧力(Pa)
- p_h = Hertzの最大接触圧力(Pa)
 $p_h = E'(W/2)^{1/2}$
- r_i = 内輪軌道平均径(m), $r_i = d_m(1 - \dots)/2$
- r_o = 外輪軌道平均径(m), $r_o = d_m(1 + \dots)/2$
- u = 平均速度(m/s), $u = (u_1 + u_2)/2$
- w = 単位幅当たりの荷重(N/m), $w = Q/l$
- x = 転がり方向における座標(m)
- x_{cp} = 圧力中心の座標(m)
- y = ころ長手方向の座標(m)
- z = ころ数
- D = 動負荷パラメータ, $D = (9^{-3}/2)^{1/2} \times GUW^{-3/2}$
- D_w = ころ平均径(m)

(記号)

- $E_{1,2}$ = 物体 1, 2 のヤング率 (Pa)
- E' = 等価ヤング率 (Pa)
 $E' = 2 \times [(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2]^{-1}$
- F_a = アキシアル荷重 (N)
- F_r = つば部に作用する摩擦力 (N)
- G = 無次元材料パラメータ, $G = \nu_0 E'$
- H = 無次元油膜厚さ, $H = hR/b^2$
- L = 熱負荷パラメータ, $L = \nu_0 u^2/k$
- M = 軸受の摩擦トルク (N·m)
- M_1 = 軌道部の摩擦トルク (N·m)
- M_2 = つば部の摩擦トルク (N·m)
- M_v = 無次元転がり粘性抵抗, $M_v = m_v/(bE'R)$
- N = 回転速度 (min⁻¹)
- P = 無次元圧力, $P = p/p_h$
- Q = 垂直荷重 (N)
- $Q_{i,o}$ = 内輪, 外輪軌道からころに作用する荷重 (N)
 $Q_i, Q_o = F_r/(z \sin \theta)$
- Q_r = つばからころ端面に作用する荷重 (N)
- R = 等価半径 (m), $R = (1/R_1 + 1/R_2)^{-1}$
- $R_{1,2}$ = 物体 1, 2 の曲率半径 (m)
- $R_{ci,co}$ = 内輪軌道, 外輪軌道のクラウニング半径 (m)
- R_i = 内輪軌道部の等価半径 (m),
 $R_i = D_w(1 - \nu_m)/2$
- R_o = 外輪軌道部の等価半径 (m),
 $R_o = D_w(1 + \nu_m)/2$
- U = 無次元速度パラメータ, $U = u_0/(E'R)$
- W = 無次元荷重パラメータ, $W = w/(E'R)$
- X = 無次元座標, $X = x/b$
- X_{cp} = 無次元圧力中心座標, $X_{cp} = x_{cp}/b$
- θ_o = 外輪軌道角度 (rad)
- ν_0 = 油の圧力粘度係数 (Pa⁻¹)
- θ_i = 内輪軌道角度 (rad)
- ν_0 = 油の温度粘度係数 (Pa⁻¹)
- θ_0 = ころ円すい半角 (rad)
- ν_m = $D_w \cos \theta / d_m$
- ν_0 = 大気圧下の油の粘度 (Pa·s)
- θ_0 = ころ中心線と軸受中心線がなす角度 (rad)
 $\theta_0 = \theta_i - \theta_o = \theta_0 + \theta_0$
- μ = つば部の摩擦係数
- $\nu_{1,2}$ = 物体 1, 2 のポアソン比
- $R_{1,2}$ = つば, ころ端面の表面粗さ (μmRa)
- $\omega_{i,o,r}$ = 内輪, 外輪, ころの角速度 (rad/s)
- λ = 油膜パラメータ, $\lambda = (R_1^2 + R_2^2)^{1/2}$

添字 i, o はそれぞれ内輪軌道部, 外輪軌道部を表す。

参考文献

- 1) 竹内正道 : Koyo Engineering Journal, no. 127 (1985) 52.
- 2) 浅井康夫・大島宏之 : Koyo Engineering Journal, no. 143 (1993) 23.
- 3) 大島宏之 : Koyo Engineering Journal, no. 147 (1995) 37.
- 4) Palmgren, A. : VDI-Berichte Bd., vol. 20 (1957) 117.
- 5) Witte, D. C. : ASLE Trans., vol. 16, no. 1 (1973) 61.
- 6) Aihara, S. : Trans. ASME, Jour. of Tribology, vol. 109, July (1987) 471.
- 7) Zhou, R. S. and Hoepflich, M. R. : Trans. ASME, Jour. of Tribology, vol. 113, July (1991) 590.
- 8) Karna, C. L. : ASLE Trans., vol. 17 (1974) 14.
- 9) Goksem, P. G. and Hargreaves, R. A. : Trans. ASME, Jour. of Lubrication Technology, vol. 100, July (1978) 346.
- 10) Goksem, P. G. and Hargreaves, R. A. : Trans. ASME, Jour. of Lubrication Technology, vol. 100, July (1978) 353.
- 11) Goksem, P. G. and Hargreaves, R. A. : Trans. ASME, Jour. of Lubrication Technology, vol. 100, Oct. (1978) 472.
- 12) Hamrock, B. J. and Jacobson, B. O. : ASLE Trans., vol. 27, no. 4 (1984) 275.
- 13) Matsuyama, H, Kamamoto, S. and Asano, K. : SAE Technical paper, no. 982029 (1998).
- 14) 松山博樹・鎌本繁夫・浅野憲治 : トライボロジー会議予稿集 (名古屋 1998-11) 182.

筆者



松山博樹*



鎌本繁夫**

H. MATSUYAMA S. KAMAMOTO

* 総合技術研究所 基礎技術研究所 軸受研究部
 ** 総合技術研究所 システム技術研究所
 電子システム研究部 工学博士