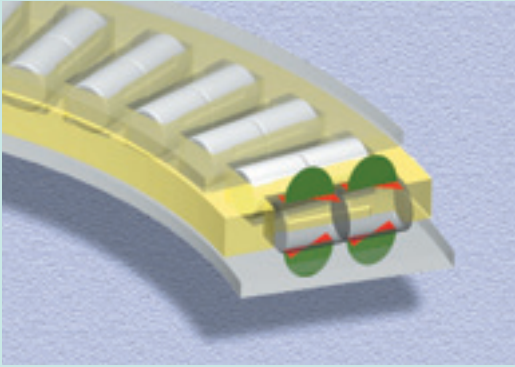


希薄潤滑下でのスラスト針状ころ軸受の長寿命化

Study of Long-Life Thrust Needle Roller Bearings Used in Low Viscosity Lubrication Conditions



藤原 宏樹* Hiroki FUJIWARA
玉田 健治** Kenji TAMADA

希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の損傷メカニズムについて、実験および理論的検討を行なった。軌道面の転走跡の内径側エッジ部に表面起点剥離が生じていたことから、すべりによる発熱とこれに伴う塑性流動が損傷の原因と推定された。摩擦トルクの理論解析により、希薄潤滑下ではスラスト針状ころ軸受の摩擦トルクの支配要因はスピンによるすべりであり、このすべりを低減することで低発熱化できることがわかった。すなわち、クラウニングの採用ところの複列化による、軸受の低トルク化と長寿命化の可能性が示された。

This paper investigates the failure modes of thrust needle roller bearings lubricated with low viscosity lubricants both experimentally and theoretically, and proposes a new design of a long-life thrust needle roller bearing to meet these demands. Experimental observations reveal the occurrence of surface originated flaking at the inner edge of the raceway, which suggests that heat generation due to sliding roller-race contact and the resulting material plastic flow were the likely cause of the damage. Theoretical analysis shows that the dominant factor in bearing torque is slipping motion at the roller and raceway contact under insufficient lubrication film conditions. Consequently, the use of crowned rollers and double rows of rollers are expected to yield longer life as well as lower bearing rotational torque when compared with standard thrust needle roller bearings.

1. はじめに

スラスト針状ころ軸受は、高負荷容量、高剛性、コンパクト等、種々の利点を有しており、さまざまなアプリケーションで利用されている。アプリケーションごとに運転条件は千差万別であり、要求される性能も異なる。カーエアコン用コンプレッサに用いられるスラスト針状ころ軸受では、冷媒と冷凍機油の混合流体が潤滑剤として使用される。近年、コンプレッサの効率向上のため、混合流体の粘度が低下し、潤滑性能がますます低下する傾向にあり、希薄潤滑下での長寿命化が求められている。

本稿では、希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の寿命に及ぼす要因について調査し、長寿命化の方策を検討した。

記号

b	接触半幅
d_r	ころ直径
E'	等価縦弾性係数
E_E	単位時間当たりの弾性圧縮仕事量
F_a	突起接触部で発生する摩擦力
F_r	転がり粘性抵抗
F_t	油膜で発生するトラクション力
G	材料パラメータ
j	ころの列番号
L	接触長さ
l_{rd}	単位時間当たりに転がり接触する距離
n	ころの列数
M_E	弾性ヒステリシス損失による摩擦トルク

*総合技術研究所 基礎技術研究部

**知的財産戦略部

- M_r 転がり粘性抵抗による摩擦トルク
- M_s スピンによる摩擦トルク
- P 荷重
- R 等価半径
- U 速度パラメータ
- v 軌道輪ところの相対速度の絶対値
- W 荷重パラメータ
- w 単位長さ当たりの荷重
- w_0 接触中心における微小幅での負荷
- x 回転中心を原点とするころ自転軸方向の座標
- Z 1列当たりのころ数

- α_0 粘度-圧力係数
- β_E 弾性ヒステリシス損失係数
- δ 弾性接近量
- μ 摩擦係数
- Φ_E 弾性ヒステリシス損失による発熱率
- ϕ 単位距離当たりの弾性圧縮仕事量
- ϕ_T せん断発熱による転がり粘性抵抗の補正係数
- ω 回転輪の角速度

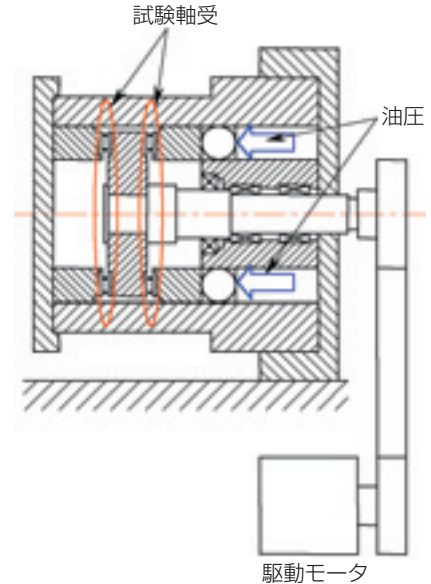


図1 NTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機
NTN thrust needle roller bearing life test rig

表1 寿命試験条件
Life test condition

(a) 寿命試験の運転条件

試験機	NTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機
荷重	9.8 kN
回転速度	5000 min ⁻¹
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (70 °C)
油膜パラメータ	0.1
潤滑方法	循環給油

(b) 寿命試験の軸受主要諸元

軌道輪	φ60×φ85×1 mm
ころ	φ3×7.8 mm

2. 実験による損傷要因の調査¹⁾

2.1 寿命試験方法

寿命試験にはNTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機を用いた。試験機概略図を図1に示す。試験条件を表1に示す。軌道輪はφ60×φ85×1mmであり、鋼種や熱処理炉を種々変更した。ころは主としてφ3×7.8mmのストレートころを使用した。潤滑油にはスピンドル油ISO VG2を使用した。このときの油膜パラメータ(λ)は0.1(表面粗さ0.084μmRa)であり、境界潤滑状態にあるといえる。

2.2 軌道輪の鋼種、熱処理炉の影響

試験軌道輪の鋼種はSPCC, SCM415, SK5の3種類で、形式の異なる3種類の熱処理炉で浸炭焼入れを行った。各種軌道輪での寿命試験結果を図2に示す。いずれも軌道輪の剥離によって寿命に達した。各軌道輪の寿命レベルは10%寿命(L₁₀)で約11~17時間と大差はなく、軌道輪の鋼種、熱処理炉の違いによる寿命差は認められなかった。

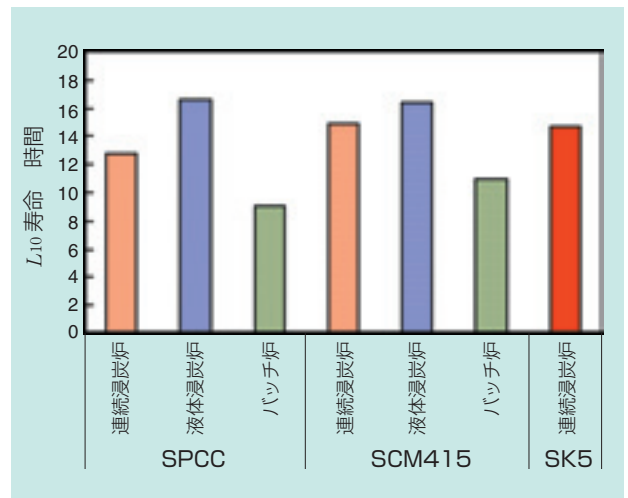


図2 寿命に及ぼす軌道輪の鋼種と熱処理炉の影響
Effect of race material and heat treatment furnace on bearing life

2.3 軌道輪の精度の影響

寿命に及ぼす軌道輪の表面粗さの影響を調査した。軌道輪の表面粗さは約0.03~0.11 μmRa とした。結果を図3に示す。本試験条件では、表面粗さと寿命の間に有意な相関関係は認められなかった。

図4に、熱処理による軌道輪変形の影響を調査した結果を示す。熱処理変形の大きさは平面度で評価した。寿命に及ぼす変形の影響も特に認められなかった。

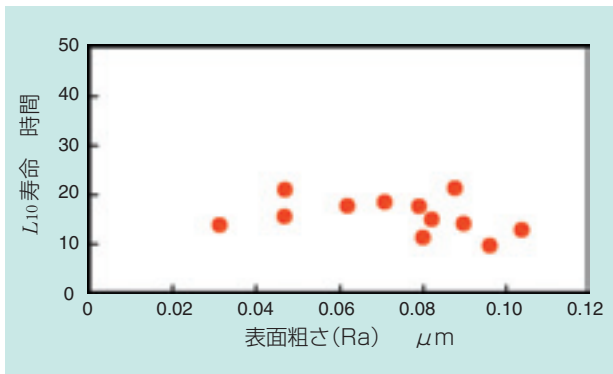


図3 寿命に及ぼす軌道輪表面粗さの影響
Effect of race roughness on bearing life

より粒界酸化層を除去した軌道輪での寿命試験を行なった。その結果を図5に示す。粒界酸化層を除去し、また、仕上げ前、0.062 μmRa であった表面粗さが加工によって0.027 μmRa となったにも関わらず、寿命は向上しなかった。

この他、表層硬さ、表面残留応力、残留オーステナイト量等の要因と寿命の関係を検証したが、寿命との相関関係は認められなかった。

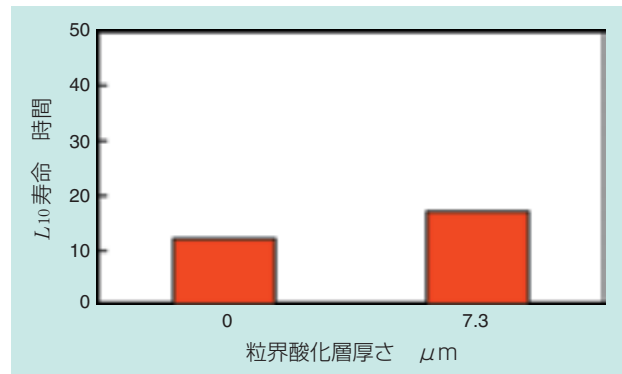


図5 寿命に及ぼす軌道輪表面の粒界酸化層の影響
Effect of race grain boundary oxidizing zone on bearing life

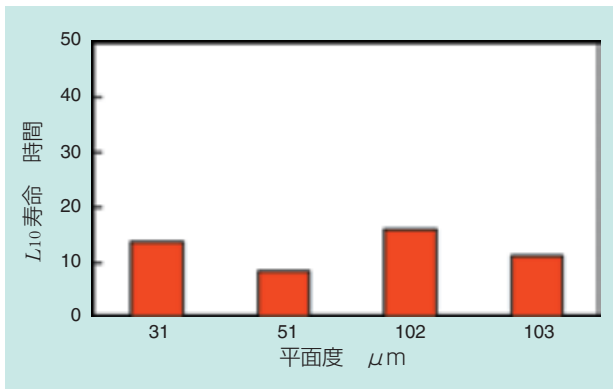


図4 寿命に及ぼす軌道輪平面度の影響
Effect of race flatness on bearing life

2.5 損傷形態

試験後の軌道輪表面の状態を写真1に示す。軸受の損傷のほとんどが軌道輪転走跡の内径側エッジ部を起点とした浅い剥離であり、転走跡のエッジ部は全周に渡って発熱した形跡（変色）が認められた。スラスト針状ころ軸受では、ころはピッチ円上で純転がりとなり、両端に向かってすべりが大となる。このすべりによる発熱のために寿命が低下した可能性がある。

2.4 軌道輪の材質の影響

図2に示したようにスラスト針状ころ軸受には、軌道輪の鋼種、熱処理炉の違いによる寿命差は認められなかった。この原因としては、いずれの軌道輪表面にも粒界酸化層が存在しており、この粒界酸化層が様に表面強度を低下させるため、寿命差が現れなかったのではないかと考えた。粒界酸化層の深さは1.5~9.4 μm であった。粒界酸化層の影響を確認するため、エメリー紙とダイヤモンドペーストでのバフ仕上げに

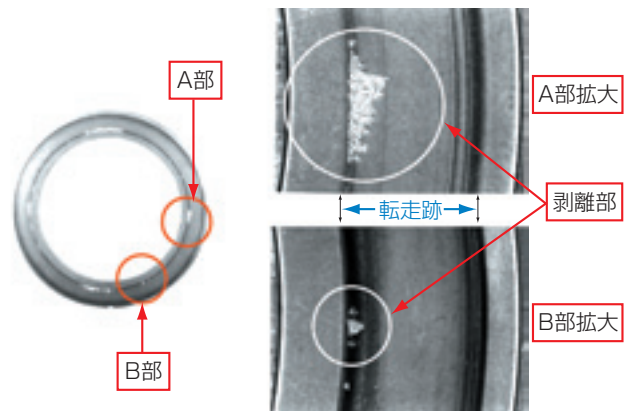


写真1 試験後の軌道輪表面
Raceway after life test

ここで使用したころと軌道輪はクラウニングを設けていないため、エッジロードも損傷の一要因と考えられるが、エッジロードが主要因であれば内部起点剥離となる。ところが、本実験では損傷形態が表面起点剥離であった。また、図6に示すように試験後の軌道輪転走跡の内径エッジ部には使用による圧縮残留応力がほとんど生成されていない。外径側エッジ部では深さ0.03mmまで圧縮残留応力が生成されているが、推定されるエッジ応力は最大2GPa以下であった。したがって、エッジロードは主要因ではないと考えられる。

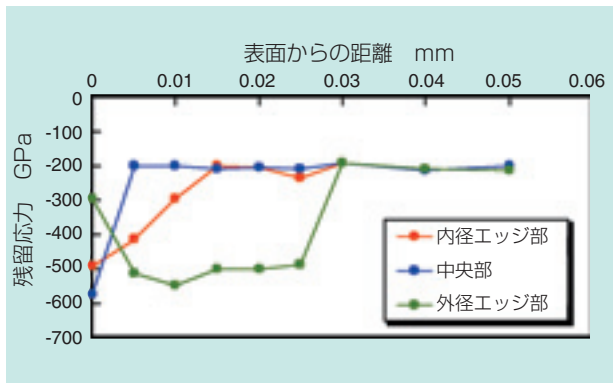


図6 試験後の軌道輪の圧縮残留応力
Compressive residual stress in a race after test

2.6 損傷推定原因の実験検証

上記の推定を確認するため、ころにクラウニングを設け、ころの実質的な接触長さをストレートころよりも短くした軸受で寿命試験を行なった。その結果、クラウニングころを採用した軸受はストレートころを採用した軸受と比較して、平均面圧は上昇するにも関わらず、図7に示すように4.5倍の寿命が得られた。このことから、ころと軌道輪の相対すべりが寿命に影響していると推定できる。

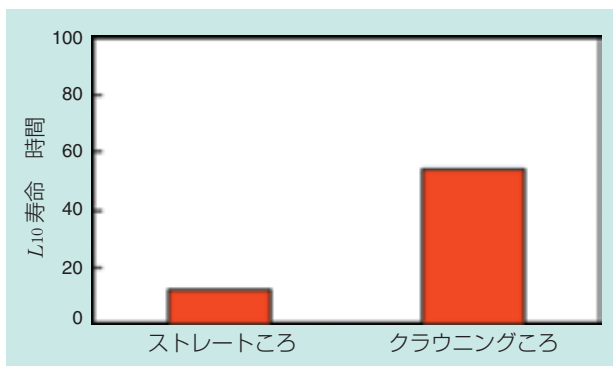


図7 ストレートころとクラウニングころの寿命の比較
Comparing bearing life with straight rollers and one with crowned rollers

さらに、クラウニングころ軸受とストレートころ軸受の軌道輪の表面性状を比較した。図8に試験後の両軸受の軌道輪転走跡の内・外径側エッジ部と中央部表面のX線半価幅を測定した結果を示す。ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受に比べ、エッジ部での半価幅の低下が大きく、ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受より軌道輪転走跡エッジ部での発熱が大きいことがわかった。

図9に試験後のストレートころ軸受とクラウニングころ軸受の軌道輪転走跡表面の内・外径側エッジ部と中央部表面のX線的異方性の測定結果を示す。X線的異方性とは接線力による表面の塑性流動の影響で特定方向に結晶方位がそろうために生じる現象²⁾で、転走跡表面のころの転がり方向に測定した残留応力と反転がり方向に測定した残留応力（ここでは簡易的な $\sin^2 \psi$ 法で求めた推定応力で代用）の差の絶対値で定性的に表せる。この値が大きいほど表面に生じる塑性流動が大きいことを示している。ストレートころ軸受

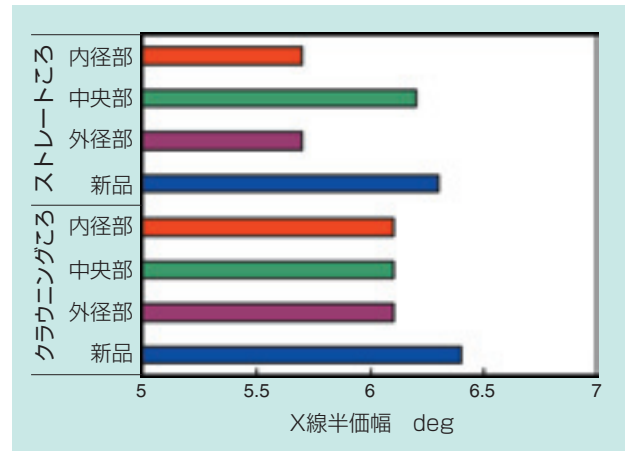


図8 軌道輪転走跡のX線半価幅
X-ray half-value width of rolling marks on races

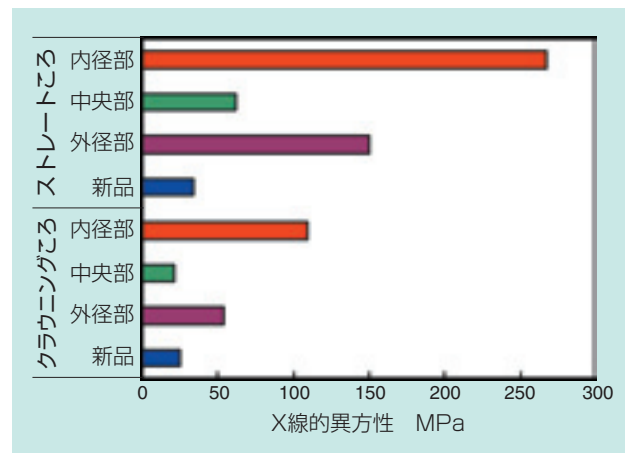


図9 軌道輪転走跡のX線的異方性
X-ray anisotropy of rolling marks on races

の内径側エッジ部の残留応力はクラウニング軸受に比べ、約160MPa大きくなっていた。

以上より、ころと軌道輪の相対すべりにより、軌道輪の転走跡内径側エッジ部で発熱、塑性流動が生じ、表面起点型の剥離に至ったと考えられる。

3. 摩擦トルクの解析³⁾

発熱量は摩擦トルクと回転速度の積によって与えられる。ここでは、摩擦トルクの要因とそれぞれの寄与率に関して理論的に検討する。

3.1 摩擦トルクの要因とその計算方法

3.1.1 スピン

スラスト針状ころ軸受におけるころ／軌道輪間の周速とすべりの分布状況を図10に示す。クラウニングを無視すれば、接触面内ではころ周速は自転軸方向に同一の分布を持つ。一方、軌道輪は半径に比例した速度分布となる。したがって、接触面内では接触中心での法線回りに回転する方向のすべりを生じる。これをスピンの呼ぶ。摩擦係数を $\mu(x)$ とすると、スピンによる軸受トルク M_s は式(1)のように書くことができる。

$$M_s = \frac{2Z}{\omega} \sum_{j=1}^n \int \mu(x) w(x) v(x) dx \dots\dots\dots(1)$$

摩擦係数 $\mu(x)$ は混合潤滑理論によって与えられる。固体接触部の摩擦力はGreenwood-Trippの理論⁴⁾を用いて計算し、流体潤滑部のトラクション力の計算には村木・木村の解析⁵⁾を適用した。

ところで、固体接触モデルでの表面形状や潤滑状態を表す各種パラメータを正確に与えることは一般に困

難である。したがって、油膜が薄く固体接触の割合が大きいほど、摩擦係数あるいは摩擦トルクは定量的には必ずしも実験とは一致しない。

3.1.2 転がり粘性抵抗

Zhou-Hoeprich⁶⁾によれば、EHL入り口部では接触物体表面に転がりと逆方向の潤滑油のせん断応力が発生する。このせん断応力を面積分すれば力として評価でき、この力は回転と逆方向のモーメントを生じる。この力を転がり粘性抵抗と呼ぶ。Zhou-HoeprichはEHL理論解析から、式(2)に示す転がり粘性抵抗の理論回帰式を導いた⁶⁾。本稿ではこの式を採用する。

$$F_r = \phi_T 29.2 \frac{R}{\alpha_0} L (GU)^{0.648} W^{0.246} \dots\dots\dots(2)$$

スラスト針状ころ軸受では転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は次式で表せる。

$$M_r = 2Z \sum_{j=1}^n \int x F_r(x) dx \dots\dots\dots(3)$$

3.1.3 弾性ヒステリシス損失

弾性体が繰り返し接触する場合、応力とひずみの関係はヒステリシスループを描くことが知られている。線接触の場合の弾性ヒステリシス損失を求める。

図11に示す接触部において、接触幅中心における微小幅 dy での負荷は

$$w_0 = \frac{2P}{\pi b} dy = \left(\frac{1}{2\pi} \frac{E'LP}{R} \right)^{1/2} dy \dots\dots\dots(4)$$

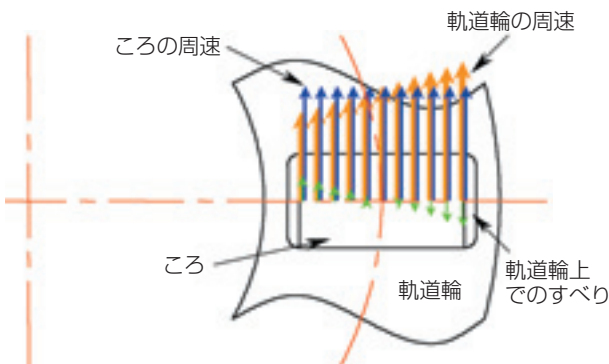


図10 スラスト針状ころ軸受内部の周速とすべりの分布状況
Peripheral speeds and slip speed distribution in thrust needle roller bearing

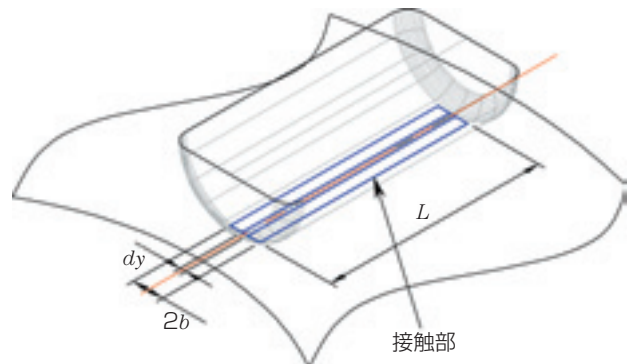


図11 ころ／軌道輪接触部
Roller/race contact part

であるから、ころが dy だけ転がるときに費やす弾性圧縮仕事量 $d\phi$ は

$$d\phi = \int_0^r w_0 \frac{d\delta}{dP} dP = 0.65 \frac{P^{1.4}}{R^{0.5} E^{10.4} L^{0.3}} dy \dots (5)$$

となる。ころと軌道輪が単位時間あたりに転がり接触する距離 l_{rd} は

$$l_{rd} = \frac{\omega}{2} \frac{d_r}{2} \dots (6)$$

であるから、単位時間あたりの弾性圧縮仕事量 E_E は、

$$E_E = \phi l_{rd} = \frac{\phi \omega d_r}{4} \dots (7)$$

となる。ここで、弾性ヒステリシス損失係数を β_E とすると、弾性ヒステリシス損失による発熱と軸受の摩擦トルクの間には

$$\Phi_E = 2Z\beta_E \sum_{j=1}^n E_E = \omega M_E \dots (8)$$

の関係がある。つまり、弾性ヒステリシス損失による摩擦トルク M_E は

$$M_E = \frac{2Z\beta_E \sum_{j=1}^n E_E}{\omega} \dots (9)$$

で求められる。

3.2 摩擦トルクの測定と計算結果との比較

摩擦トルク測定の運転条件と使用した軸受の主要諸元を表2に示す。なお、ころにはクラウニングを施している。温度は軌道輪裏面の温度である。試験装置の概略図を図12に示す。

VG2のときの実験結果と計算結果を図13に示す。実験、計算とも回転速度の上昇に対して摩擦トルクは減少しており、単列軸受より複列軸受のほうが低トルクとなった。このとき、油膜パラメータ $\Delta=0.7\sim 1.6$ であった。

表2 摩擦トルク測定試験条件
Frictional torque test condition

(a) 摩擦トルク測定試験の運転条件

試験機	NTN縦型トルク試験機
荷重	3.0 kN
回転速度	1000~3000 min ⁻¹
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (31 °C) タービン油 ISO VG32 (37 °C)
潤滑方法	1 ml 塗布

(b) 摩擦トルク測定試験の軸受主要諸元

軌道輪	$\phi 60 \times \phi 85 \times 1$ mm
単列ころ	$\phi 3 \times 7.8$ mm クラウニングころ ($\phi 3 \times 7.8$)
複列ころ	$\phi 3 \times 3.8$ mm クラウニングころ ($\phi 3 \times 3.8$)

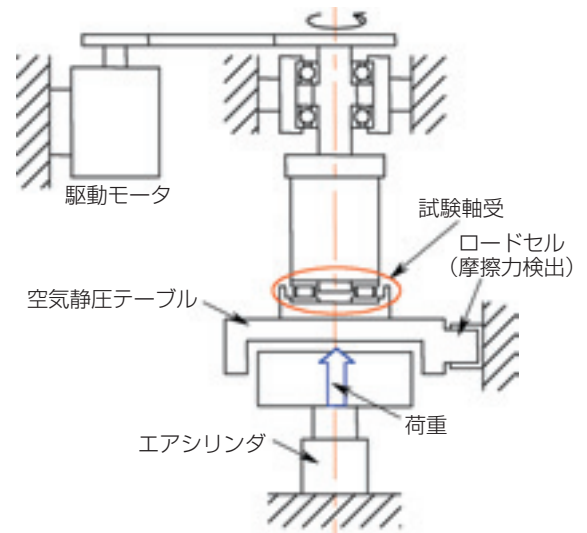


図12 NTN縦型摩擦トルク試験機
NTN vertical type bearing frictional torque test rig

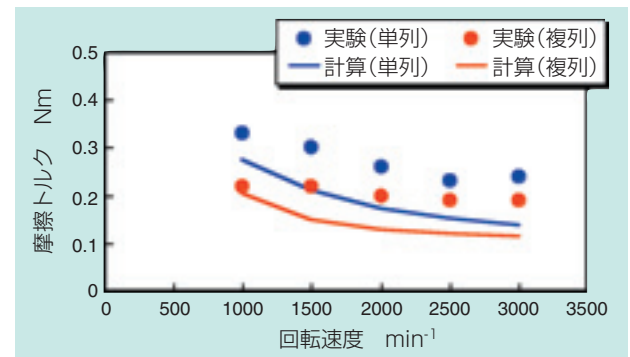


図13 VG2を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果
Test and calculation results of bearing frictional torque with ISO VG 2 oil

VG32のときの結果を図14に示す。実験では回転速度の上昇に対して摩擦トルクはほぼ一定か増加傾向にあり、計算では摩擦トルクは増加した。また、実験、計算とも単列軸受と複列軸受で明確な差は認められなかった。このとき、 $\Delta=4.4\sim 9.6$ であった。

いずれの条件においても、実験結果は計算結果よりやや大きくなっている。その原因の一つとして、本稿の計算では、保持器ところの接触による摩擦トルクを考慮していないことが挙げられる。また、図13のVG2の結果では、3.1.1項に述べたように、固体接触のパラメータが正確に再現できていないことも原因と考えられる。

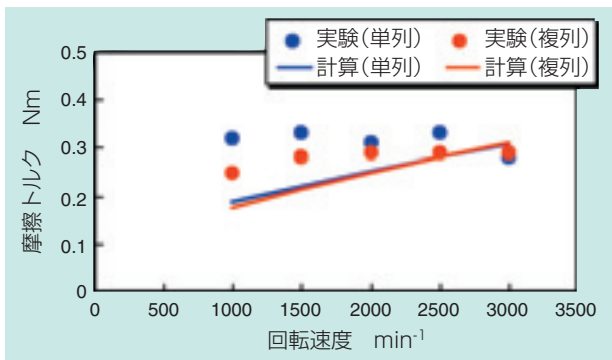


図14 VG32を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果
Test and calculation results of bearing frictional torque with ISO VG 32 oil

3.3 トルク要因の分析と考察

油膜パラメータ Δ が大の場合と小の場合について、摩擦トルクの内訳を図15に示す。

$\Delta=9$ のとき、摩擦トルクの主要因は転がり粘性抵抗であり、全体の80%以上を占める。転がり粘性抵抗にはスピンはあまり影響しないので、軸受全体での有効接触長さの等しい単列軸受と複列軸受では摩擦トルクにほとんど差が現れない。

$\Delta=1$ のときには混合潤滑となって固体接触部が増加するために、スピンの摩擦トルクの主要因となる。したがって、スピンの少ない複列軸受のほうが低トルクとなる。

図16にFEMによって求めた軌道輪表面の推定温度を示す。外径側より内径側のほうが高温となっており、内径側のほうが損傷しやすいと考えられる。また、クラウニングころを採用すると温度が低下することがわかる。

すなわち、混合潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受は、クラウニングや複列ころの採用によって低トルク化できることが理論的に明らかとなった。低トルク化できれば、接触表面の温度が低下し、材料の損傷を防止できる。

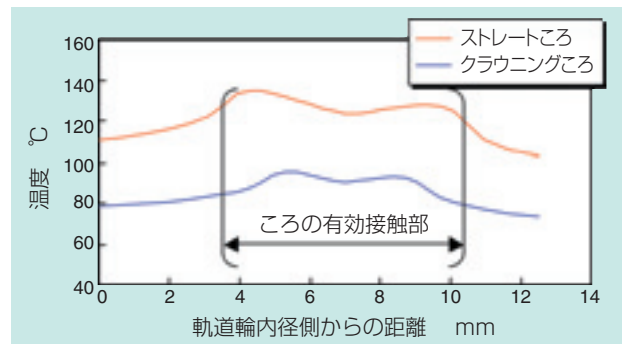


図16 FEMによる軌道輪表面の推定温度
Estimated temperature on raceway by FEM

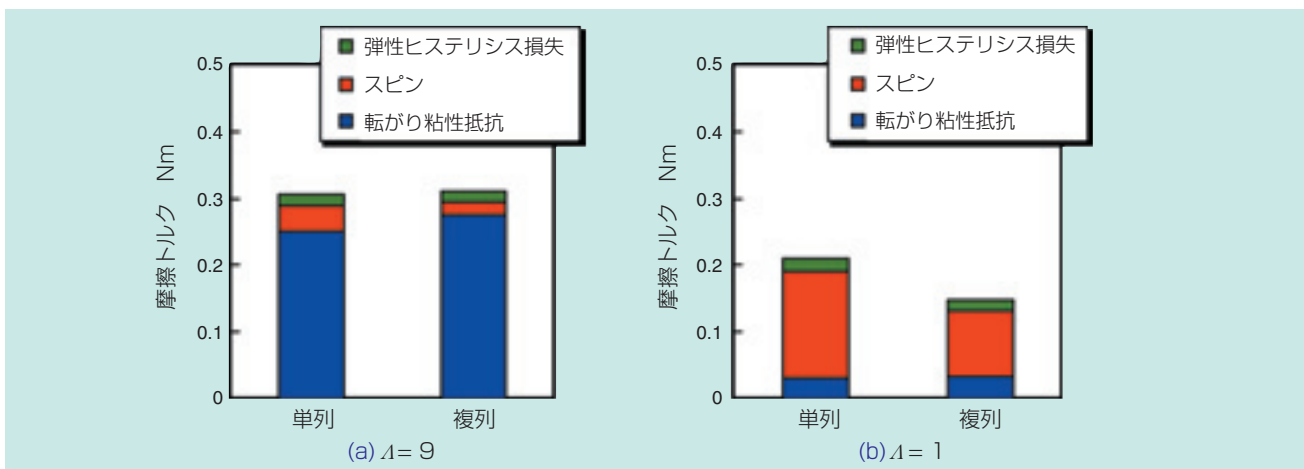


図15 油膜パラメータ Δ と摩擦トルクの要因の関係
Oil film parameter and factors of bearing frictional torque

4. まとめ

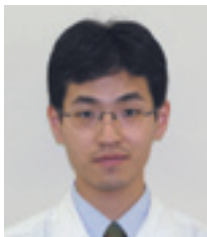
希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の損傷メカニズムについて、実験と理論的検討を行った。種々の実験の結果から、軌道輪転走跡の内径側エッジ部の発熱とこれに伴う表層の塑性流動が、この軸受の表面起点剥離の原因であることが確認できた。スラスト針状ころ軸受の摩擦トルクは希薄潤滑下ではスピンの支配的であり、クラウニングの採用やころの複列化によってスピンに起因したすべりを低減し低発熱化できることがわかった。低発熱化により、軌道面の塑性流動が生じにくくなり、長寿命化できるものと考えられる。

ころの複列化に関しては、本誌「複列スラストニードル軸受」で詳述する。

参考文献

- 1) 玉田健治, スラストニードル軸受の寿命に及ぼす各種要因について, トライボロジー会議予稿集 (東京 2002-5), 131.
- 2) V.M.Hauk, Evaluation of macro- and micro-residual stresses on textured materials by X-ray, neutron diffraction and deflection measurements, Adv. X-ray Anal., 29(1986), 1.
- 3) 藤原宏樹, 藤井健次, 複列スラスト針状ころ軸受のトルク解析, 2003年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2003), 585.
- 4) J.A.Greenwood and J.H.Tripp, The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proc. Inst. Mech. Eng., Tribol., 185, 48/71(1970-71), 625.
- 5) 村木正芳・木村好次, 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第2報) —非線形粘弾性モデルによるトラクションの熱的解析—, 潤滑, 28(1983), 753.
- 6) R.S.Zhou and M.R.Hoeprich, Torque of tapered roller bearings, Trans. ASME, J. Tribol., 113(1991), 590.

執筆者近影



藤原 宏樹
総合技術研究所
基礎技術研究部



玉田 健治
知的財産戦略部