

転がり軸受高性能化の動向と最近の成果

Trends of Rolling Bearing Performance and Recent Results

瀧井裕一 H. TAKII

Recent trends about such performance as torque, vibration, load carrying capacity, and high-speed rotation required for rolling bearings, and recent Koyo results are described.

Factors and mechanism of bearing torque, and countermeasures for lowering it

Kind of vibration and their occurring sources. Occuring mechanism of non repeatable runout (NRRO) required for hard disk drive bearings.

Examples of improvement in load carrying capacity through materials, heat treatment, design, lubrication, and machining process.

Examples of high-speed bearings for jet-engines, machine tools, etc.

Key Words: rolling bearing, torque, vibration, NRRO, life, material, heat treatment, crowning, lubrication, high-speed, ceramics, cage

1. はじめに

転がり軸受の基本的な機能は荷重を支えながら回転体を支持することであるが、用途の多様化と各システムでの使用条件の過酷化、高度化により、軸受単体に要求される性能はますます高度化している。すなわち低トルク、低振動、高負荷容量（長寿命）、高速化等が挙げられる。ここではこれらに関しての最近の動向と成果について紹介する。

2. 低トルク化

最近の環境対応への取り組み課題として、摩擦損失低減、高効率、省エネルギー等の重要度が増している。特に自動車においてはCO₂ガス排出量の規制に伴ない電動化拡大の動向とともに、各回転体の動力損失低減が要求され、転がり軸受に対しても摩擦損失の低減、すなわち軸受トルクの低減が要求されている。当社においても円すいころ軸受（TRB）に関しては従来仕様の低トルク軸受（LFT軸受）をさらに進化させているが、今日では玉軸受相当のトルクまで低トルク化を要求されている場合も多い。また電気機器においてもバッテリー等の消費電力の低減のため、使用される小径玉軸受のトルク低減が要求され、軸受の内部設計や潤滑剤等の開発で対応を進めている。

ここでは、当社の低トルク円すいころ軸受（LFT軸受）の設計の基本となる動摩擦トルク計算

式を紹介し、計算式を基にした低トルク化技術について述べる^{1)・4)}。

2.1 トルク構成および基礎式

円すいころ軸受の摩擦トルクと回転速度の関係は例えば図1のように示される。低速域ではつばとところ端面接触部（以下つば部と称す）のすべり摩擦抵抗に起因するトルクが支配的であるが、回転速度の増加とともに接触部に油膜が形成されて流体潤滑に移行するため、実用速度域ではころと軌道接触部（以下軌道部と称す）の転がり粘性抵抗に起因するトルクが支配的となる。

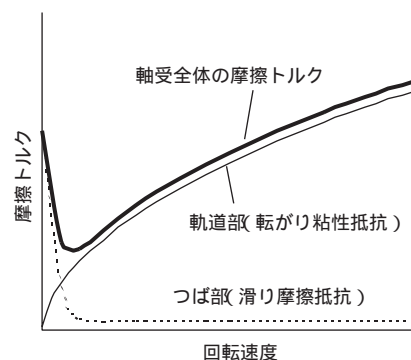


図1 円すいころ軸受のトルク構成

Torque for tapered tapered roller bearings

保持器の摩擦および潤滑油の攪拌抵抗を無視すれば、ころに作用する力とモーメントとの釣り合い式より、円すいころ軸受の摩擦トルク M は以下のようなになる⁴⁾。

$$M = M_1 + M_2 \quad (1)$$

$$M_1 = \frac{Z}{D_w} (r_o m_i + r_i m_o) \quad (2)$$

$$M_2 = \frac{Z}{D_w} r_o e F_r \quad (3)$$

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。

2.2 軌道部の転がり粘性抵抗

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。

転がり粘性抵抗の算出に必要な圧力分布はEHL解析によって得ることができる⁷⁾。当社では、線接触モデルを用いた等温完全EHL解析を行い、 $U = 10^{-13} \sim 10^{-9}$ 、 $G = 1500 \sim 9000$ 、 $W = 10^{-5} \sim 10^{-3}$ に対する転がり粘性抵抗の簡易式を以下のように導いた⁵⁾。

$$m_v = 14.2 E' l R^2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08} \quad (4)$$

ここで、 E' ：等価ヤング率、 l ：接触幅、 R ：等価半径、 U ：無次元速度、 G ：無次元材料、 W ：無次元荷重である。

2.3 つば部のすべり摩擦抵抗

つば部のすべり摩擦抵抗は、粗さ突起同士の金属接触による摩擦(クーロン摩擦)と潤滑油膜のせん断による摩擦(流体摩擦)から成り、両者の割合は接触部の潤滑状態によって異なる。つば荷重を Q_r 、摩擦係数を μ とすると、すべり摩擦抵抗 F_r は次式で与えられる。

$$F_r = \mu Q_r \quad (5)$$

つば部の μ は円すいころ軸受の内輪軌道とつばを分離し、つばに作用する摩擦トルクを測定することによって得られた。油膜厚さと接触2面の合成粗さの比で定義される油膜パラメータを用いると、 μ と Λ の関係は図2のようになる。

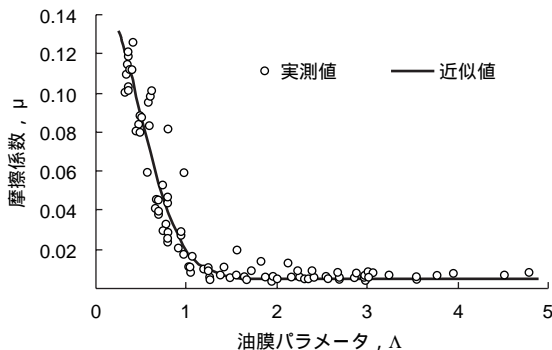


図2 つば部の摩擦係数と油膜パラメータの関係
Relationship between coefficient of friction and oil film parameter on the rib

2.4 摩擦トルク計算式^{6), 8)}

式(4)の U 、 W の指数を実験的に補正することにより、純アキシャル荷重が作用する油浴潤滑下の摩擦トルク計算式は以下の式で示される⁴⁾。

$$M = 2.17 \times 10^{-2} G^{-0.22} F_a^{0.22} \nu_0^{-0.04} N^{0.57} \nu_0^{0.57} + \mu e F_a \cos \alpha \quad (6)$$

$$G = z^{0.78} d_m^{1.57} D_w^{0.21} E'^{0.17} L_{WR}^{0.78} (\sin \alpha)^{-0.22} (1 - \cos^2 \alpha)^{0.75} \times [c_c (1 - \cos \alpha)^{0.17} + c_c (1 + \cos \alpha)^{0.17}] \quad (7)$$

ここで、 F_a ：アキシャル荷重、 N ：回転速度、 ν_0 ：粘度、 ν_0 ：圧力粘度係数、 α ：入口せん断発熱補正係数、 z ：ころ数、 d_m ：ころピッチ円径、 D_w ：ころ平均径、 L_{WR} ：ころ有効接触長さ、 α ：外輪角度、 α ：ころ半角、 $m = D_w \cdot \cos(\alpha - \alpha) / d_m$ 、 c_c ：クラウニング補正係数、 e ：つばとこの接触高さである。

例として寸法法の異なる軸受でのトルクの実測値と計算値の比較を図3に示す。

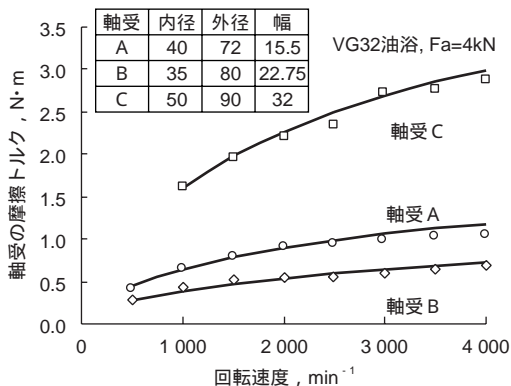


図3 トルク実測値と計算値の比較

Comparison of actual and calculated torque values

2.5 低トルク化の方策

1) つば部のトルク低減

すべり摩擦抵抗に起因するつば部のトルクを低減するための摩擦係数の低減手段としては、

- i) 油膜が形成されやすい形状にする。
- ii) 表面粗さを小さくする。

などが有効である。

2) 軌道部のトルク低減

転がり粘性抵抗に起因する軌道部のトルクを低減するためには式(7)の G が小さくなるように軸受諸元を設計すればよい。すなわち、

- i) ころ数を減らす。
- ii) ころピッチ円径を小さくする。
- iii) ころ平均径を小さくする。
- iv) ころ長さを短くする。
- v) 接触角を大きくする。

vi)内外輪軌道クラウニング形状の最適化により、軌道部のトルクを低減できる。しかしながら、例えばころ数の減少やころ長さの短縮は寿命や剛性の低下につながり、単純にこれらを変えることはできない。

3. 振動低減

軸受から発生する振動は、組み込みシステム全体の振動増大、共振問題等によりシステムの機能障害(損傷)を引き起こすことがある。従って軸受単体への振動要求特性として、振動振幅(オーバーオール値)と軸受固有振動、即ち転動体通過振動(軸受内部諸元により決定)、軌道輪の固有振動数(内輪、外輪 曲げ、捻じり)、及び軸受ばね(内輪、外輪、転動体の弾性接触によるばね定数に起因)による固有振動に制約を受けることがある。HDD装置の高容量化に最も支配的となるNRRO(Non repeatable runout: 非同期振れ)が代表的事例である。通常振動は加速度、速度で述べることが多いがこのNRROは振動変位である。

軸受単体に要求されるNRROの値はここ数年で特に厳しくなり、0.10 μmから0.05 μmとなってきたが、さらに今では10nmから5 nmレベルを要求されている。これらの数値を達成できたのは、軌道溝や玉の加工精度と計測精度の向上によるものである。

3.1 軸受振動について

表1に軸受振動の代表的なものを示す⁹⁾。取付け不良や加工時の偏心による回転同期振動以外は、一般的に回転速度に非同期な振動である。

表1 軸受振動の種類
Kind of bearing vibration

原因	名称	振動(音)の種類
設計・運転条件	低温 低粘度潤滑油	保持器振動 (ランダム振動)
	予圧不足	転動体通過振動 (がた振動)
取り扱い	衝撃荷重⇨圧こん 過大荷重⇨圧こん	傷音
	取り付け不適正	回転同期振動, NRRO悪化
製造工程	異物混入	ごみ音
	玉・軌道の傷 玉・軌道のうねり	傷音 NRRO

3.2 保持器振動

高速回転時の保持器振動は、低温時や潤滑油粘度が高い場合に特定の周波数を持たない振動が発生する場合がある。この振動は白色雑音的なランダム振動であり、保持器が内・外輪の案内面や玉と衝突して自励振動を起こすことに起因する。保持器の自励振動を低減するためには、玉とのすきま(保持器ポケットすきま)、あるいは内・外輪との案内すきまをできるだけ小さくすることで回避できる¹⁶⁾。これは、保持器を拘束することで振れ止めの役目を果たすためである。

3.3 NRRO(回転非同期振動)

NRROとは、通常サンプリングされる波形TIR(Total indicated runout)から平均波形RRO(Repeatable runout)を差し引いた振動である。すなわち、時間 t の関数として式で示すと、

$$NRRO(t) = TIR(t) - RRO(t) \quad (8)$$

と定義される^{10), 11)}。RROとは、回転パルスで同期させた場合、波形の平均化処理で得られる。表1で示した軸受振動のほとんどがNRROの定義に準ずる。

3.4 NRROの解析と低減効果確認

NRRO解析は、他の文献に多く紹介されているが^{12)~15)}、ここでは、玉と内・外輪軌道との接触状態がHertz接触しているものとし、既報¹⁶⁾の3次元非線系NRRO解析プログラムで解析を行った。解析時の解析モデルを図4に、基準モデルを表2にそれぞれ示す。なお、同解析プログラムは、接触角を固定し、モーメントを考慮しない3自由度の静解析プログラムである。また、解析対象はHDDスピンドル用深溝玉軸受を想定している。

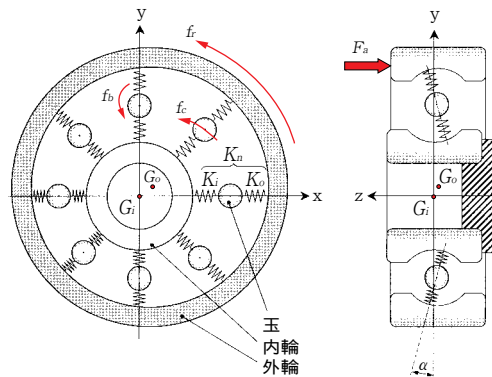


図4 解析モデルの模式図(外輪回転時)
Analysis model

表2 基準解析モデル
Standard analysis model

回転区分	外輪回転	ヤング率 ^{*1)}	2.079 × 10 ¹¹ Pa
予圧方式	定圧予圧		4.15 × 10 ¹¹ Pa
玉ピッチ円直径	9 mm	ポアソン比 ^{*1)}	0.3
玉径	2 mm		0.25
玉数	8 個	ラジアルすきま	10 μm
予圧	9.8 N	内・外輪軌道曲率半径	1.1mm

* 1) 上段：内・外輪，下段：玉

3.5 内・外輪，玉の成分(f_i, f_o, f_b 成分)

玉表面および内・外輪軌道の加工精度に起因したNRRO発生成分は，玉，内・外輪軌道のうねりをフーリエ級数に展開した場合，特定の山成分で発生する．外輪回転時において，単一うねりより解析から得られるNRROの発生成分を表3に示す^{9), 16)}．表中の内・外輪の山数にある j はNRROの高次成分であり，玉軸受のばね剛性が非線系であるために発生する成分である．

表3 玉・軌道うねりに起因したNRRO(外輪回転時)
NRRO for ball and race waviness (Outer race rotation)

うねり	山数	半径方向[Hz]	軸方向[Hz]
内 輪	$n(Z \pm 1)j$	nf_i	-
	nZ/j	-	nf_i
外 輪	$n(Z \pm 1)j$	$nf_o \pm f_r$	-
	nZ/j	-	nf_o
玉	$2n$	$2nf_b \pm f_c$	-
		-	$2nf_b$

n : 正の整数, Z : 玉数, f_r : 外輪回転周波数 [Hz]

f_c : 保持器回転周波数 [Hz], f_b : 玉自転周波数 [Hz]

f_i : $Zf_c, f_o = \lambda f_r - f_c$

j : 次数, いびつ山数が正の整数の時に発生

3.6 NRROの保持器成分(f_c 成分)

図5に基準玉径に対し，1個のみ玉径を大きくした場合の玉直径相互差と f_c 成分の関係を示す．結果より，玉ピッチ誤差と同様の傾向を示していることがわかる．

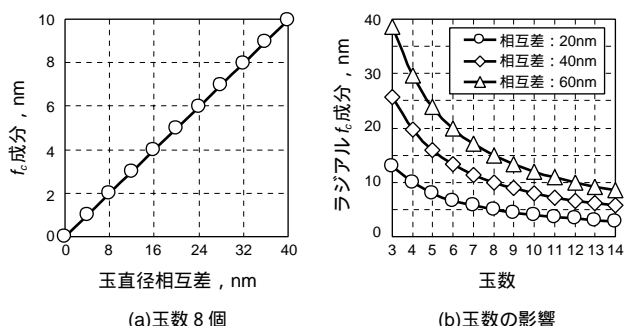


図5 玉直径相互差と f_c 成分の関係

Relationship between ball diameter error and f_c

3.7 NRRO低減策

以上の解析結果より，玉・内外輪の加工精度向上以外に，NRROを低減するヒントとして，玉数を増やす．玉 - 保持器ポケット間のすきま(ポケットすきま)を小さくする．周方向の玉ピッチ誤差(保持器ポケットのピッチ誤差)を小さくする．という解決策が見出せる．

4. 高負荷容量(長寿命)化

軸受寿命の向上には材料・熱処理，表面処理，潤滑などの品種や用途によらない共通の対策と個々の用途に対応した個別対策に大別できる．表4に軸受の寿命向上対策の基本的課題を示す．

以下，これらの対策の内，材料・熱処理面，表面処理，設計面からの開発結果を紹介する．

表4 軸受寿命向上対策と課題

Countermeasures for improvement of bearing life

対 策	課 題	
材 料 熱処理	非金属介在物の低減 マトリックス強度向上 硬さ向上 圧縮残留応力形成	
	残留オーステナイト量の適正化 高温硬さ・高温強度向上	
	設 計	転走面面圧低減 転走面面圧均一化 動定格荷重増大 シール密封機能向上
		潤 滑
加 工		

4.1 材料・熱処理

長寿命化への対応は，使用条件により，清浄な潤滑剤中，異物が混入した潤滑剤中，準高温域に分けられる．の対策については高纯净化を図ったHRS鋼，合金元素の複合添加により材料強度を向上させたGT鋼を開発した¹⁷⁾．

の対策では表面高硬度化と残留オーステナイ

ト量の適正化を図ったSH軸受やKE軸受を開発した。また現在高濃度浸炭技術の世界ではじめて確立適用し、微細炭化物の分散析出強化により寿命向上を図った軸受も開発している。

の対策については、合金元素の添加で耐焼戻し軟化抵抗を向上させ、転がり疲労による組織変化を抑制したKUJ7鋼を開発してきた。

4.2 表面処理

自動車エンジンカム用ローラフォロア軸受のカムとの接触面、針状ころ軸受のローラなどでピーリングという表面損傷が発生する。この現象は、潤滑油膜が不十分な状態で平滑な接触面側に発生するのが特徴である。粘度の大きい潤滑油を使用するか、表面粗さを小さくすれば潤滑状態を改善できるが、この場合には、自動車の燃費やコスト上昇を伴うという問題が生じる¹⁸⁾。

これらの損傷防止の為、リン酸マンガン被膜のなじみ効果を利用した耐ピーリング軸受を開発した。ピーリング試験後の外観状況を図6に示す。運転50時間後で無処理品ピーリングが目視で確認された。開発した耐ピーリング軸受では200時間後で光沢表面になっていたが、ピーリングの発生は認められず、十分な耐ピーリング性を有することが認められた。また、相手カム面についても異常摩耗などはなかった。光沢表面は摩耗によるものではなく、皮膜脱落の結果である。



(a)無処理品 (b)耐ピーリング軸受

図6 試験後品の外観状況

Appearance after peeling test

4.3 設計面からの長寿命化

円筒ころ軸受や円すいころ軸受では応力集中防止のためにクラウニングを施す。接触部の面圧計算には一般的にHertz接触理論が適用されるが、この理論は一樣な曲率をもつ場合のみという制約があるため、任意形状のクラウニングにおける接触圧力の評価はできなかつた¹⁹⁾。

当社では、弾性理論にもとづく比較的簡単な計算手法を開発してきた。その後、さらにこの手法を発展させ、モーメントにより内・外輪に傾きが生じた場合でもその傾き角に対して接触面圧を均

一化するような適正な対数関数のクラウニング形状を設計する手法を開発した。また、本手法で設計されたクラウニング形状は内部応力分布でも均一化が図られることを確認している。

呼び番号JL69349/10の内輪軌道のクラウニング形状品(開発品)と標準品での形状を比較測定した結果を図7に示す。アキシアル荷重0.72Cea、内外輪相対傾き角6°での軸受寿命試験結果を図8に示す。開発品は標準品の約3倍の寿命向上が得られている。また、内外輪の相対傾き角が0°の場合は開発品と標準品はほぼ同等の寿命である。

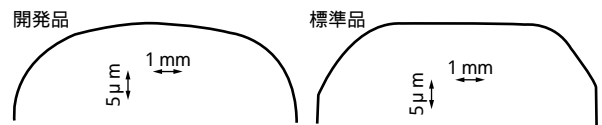
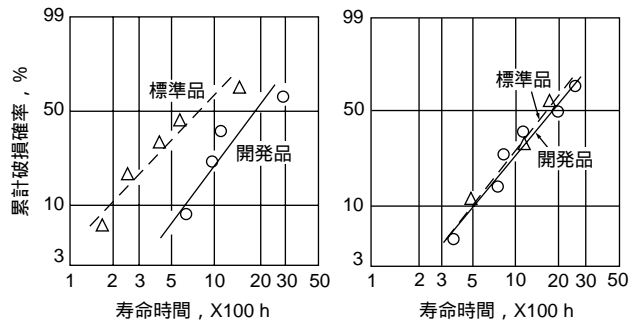


図7 内輪軌道形状測定結果

Profiles of inner races



(a)内・外輪相対傾き角 6° (b)内・外輪相対傾き角 0°

図8 軸受寿命試験結果

Results of life tests

5. 高速化技術

軸受の高速限界は dn 値、 $d_m n$ 値、 n 値の3通りで表わされる。ここで： d ：内径(mm)、 d_m ：転動体ピッチ円径(mm)、 n ：回転速度(min^{-1})である。

さらに $d_m n$ 値は工作機械で dn 値はジェットエンジン等で議論されることが多い^{20)・23)}。

5.1 工作機械用軸受

工作機械用軸受の $d_m n$ 値は1970年代では50万以下であったが、今日では300万から350万付近のレベルにまで達している。この $d_m n$ 値の実現には組み合わせセラミック軸受(転動体又は軌道輪にセラミック材料を使用)による遠心力低減、発熱低減、耐焼付き性向上やオイルエア潤滑、アンダーレース潤滑等の潤滑技術の改善等が大きく寄与している。図9、図10に代表例を示す²²⁾。図9は $d_m n$ 値で330万にて試験を打ち切るまでのデータである。

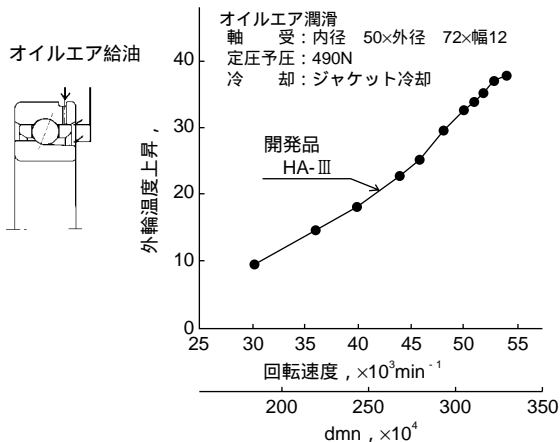


図9 側面からに加えて外輪側からのオイルエア潤滑
Oil air lubrication through both of side face and outer ring

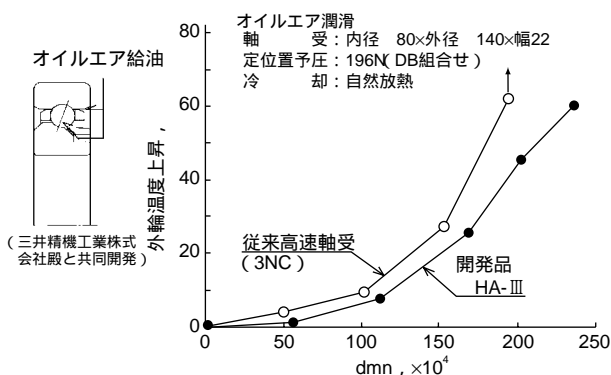


図10 アンダーレース潤滑
Under-race lubrication

5.2 ジェットエンジン用軸受

ジェットエンジンでのdn値²³⁾は1970年にすでに200万が実用化され、今日では250万に達している。さらに350万をめざした研究が行われている。この実現にも 軸受設計面で高遠心力下での寿命、強度、内部すべりと発熱を考慮された内部設計、強度と潤滑性を考慮された保持器の開発 オイルジェット、アンダーレース潤滑に代表される潤滑方法の改善 M50に代表される高温用材料の適用等が挙げられる。

5.3 その他

n値(回転速度)そのもので高速性を議論されることは比較的少ないが、デンタルハンドピース用²⁴⁾：30万～40万 min^{-1} 、ターボチャージャ用²⁵⁾、²⁶⁾ 10～15万 min^{-1} 、ガスタービン 5～10万 min^{-1} (dn値で200万)等が代表事例で玉軸受が多く採用されている。

これらの高速化の実現にも セラミック玉の使用 保持器の高速化設計、材料選定(高温高強度樹脂材料)、高温用軌道輪材料の選定の寄与が大きい²⁴⁾⁻²⁶⁾。図11に玉材料による回転速度の比

較を示すがセラミック玉使用により2～5万 min^{-1} 回転速度が上昇している。図12には保持器材料を図13には保持器の案内方式による動力損失の低減を示す²⁵⁾、²⁶⁾。動力損失の低減により回転速度を上昇させることができる。

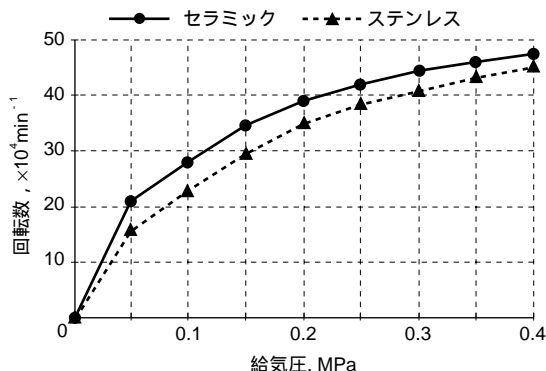


図11 玉材料による回転数比較
Running speed comparison by ball materials

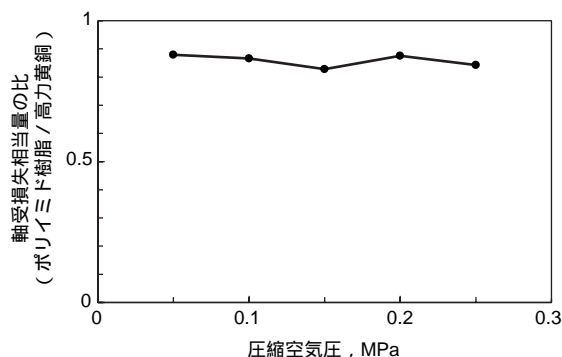


図12 軸受損失相当量と圧縮空気圧の関係 (保持器材質の影響)

Bearing frictional loss equivalent vs. compressed air pressure

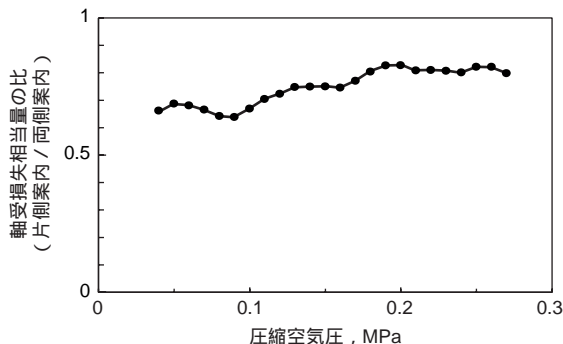
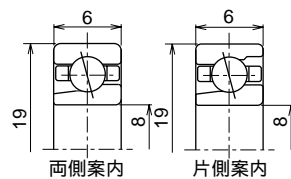


図13 軸受損失相当量と圧縮空気圧の関係 (保持器の案内の影響)

Bearing frictional loss equivalent vs. compressed air pressure (Influence of cage guide)

6. おわりに

以上軸受の最近高性能化動向について4つの項目にしぼり、最近の成果について述べた。

軸受性能を支える基盤技術は、軸受工学、動力学、理論・解析、材料・熱処理、潤滑、潤滑理論等の基礎学問である。当社においては、上記基盤技術の構築を基本として各用途の種々のニーズに対応する新しい製品開発を推進してきた。

昨今の地球規模での環境保全対応、及び各業種、各分野におけるニーズの変化に対応して、従来から培ってきた基盤技術の更なる深化と、新材料、新技術の開発を進め、新しい付加価値を創造した製品を引き続き提供していきたいと考える。

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) 松山博樹・鎌本繁夫：Koyo Engineering Journal, no. 159 (2001) 52.
- 5) H. Matsuyama, S. Kamamoto and K. Asano : SAE Technical paper 982029 (1998).
- 6) 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.
- 7) R. J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn and C. M. Taylor : Proc. R. Soc. Lond. A387 (1985) 245 & 271.
- 8) 松山博樹・浅野憲治：トライボロジー会議予稿集(大阪 1997-11)
- 9) 五十嵐昭男：「転がり軸受の音響および振動に関する研究論文集」, 長岡技術科学大学機械系内五十嵐研究室(1986)。
- 10) G. Bonchard and L. Lau, "An Investigation of Non-repeatable Spindle Runout", IEEE Transactions on Magnetics, MAG-23, no. 5, (1987) 3687.
- 11) W. O. Richter and F. E. Talke : "Nonrepeatable Radial and Axial Runout of 5 1/4" Disk Drive Spindles ", IEEE Transactions on Magnetics, vol. 24, no. 6, (1988) 2760.
- 12) 野口昭治, 小野京右：日本機械学会論文集 (C編) 64巻620号(1998-4) 282。
- 13) 坂口智也, 赤松吉信：NTN Technical Review, no. 69 (2001) 69。
- 14) 瀧井裕一：「高速スピンドル用玉軸受の現状と将来」, 精密工学会誌, vol. 67, no. 7 (2001) 1083。
- 15) 向笠正弘：Koyo Engineering Journal, no. 160 (2001) 16。
- 16) 多田誠二：Koyo Engineering Journal, no. 160 (2001) 31。
- 17) 星野照男：Koyo Engineering Journal, no. 159 (2001) 107。
- 18) 浅井康夫, 本橋信綱, 榊 亮：Koyo Engineering Journal, no. 156 (1999) 20。
- 19) 漆川賢治, 柴田正道：Koyo Engineering Journal, no. 155 (1999) 15。
- 20) 市川康雄, 田端伸介：Koyo Engineering Journal, no. 135 (1989) 62。
- 21) 近森 章, 浦野寛幸：Koyo Engineering Journal, no. 156 (1999) 44。
- 22) Koyo Engineering Journal, no. 159 (2001) 16。
- 23) 安井啓剛, 竹林博明：Koyo Engineering Journal, no. 136 (1989) 27。
- 24) 石山俊也, 新井大和：Koyo Engineering Journal, no. 150 (1996) 32。
- 25) Koyo Engineering Journal, no. 156 (1999) 79。
- 26) 谷本 清, 梶原一寿, 柳井邦夫：Koyo Engineering Journal, no. 157 (2000) 32。

筆 者



瀧井裕一*
H. TAKII

* 総合技術研究所 軸受研究部