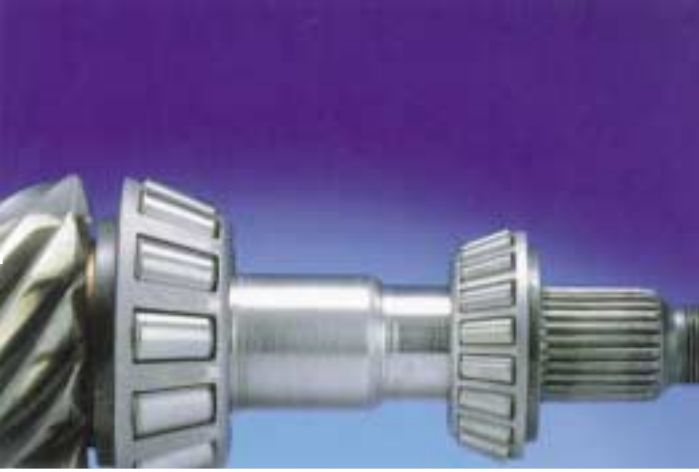


# 低トルク円すいころ軸受

“ 転がり摩擦の低減 ”……転がり軸受がもつ  
永遠のテーマをNSKが塗りかえました。

新製品



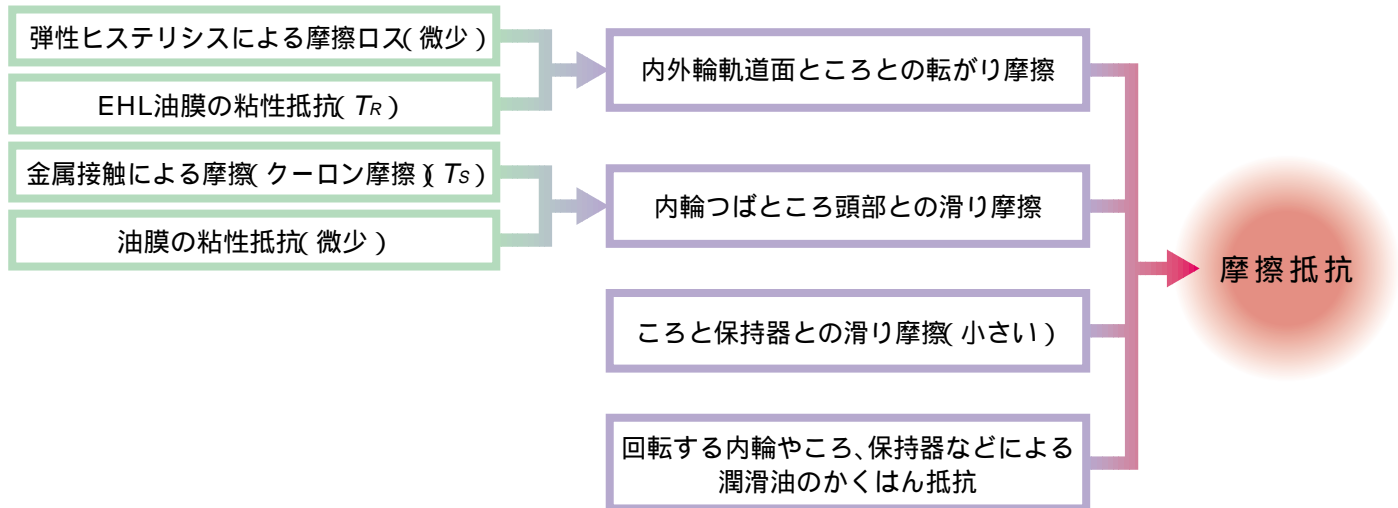


NSKでは1980年より円すいころ軸受のころ転動面表面粗さの最適管理、内輪大つばとところ頭部の表面粗さの向上、さらに適切なクラウニングの設定を行ない、回転時に発生する摩擦トルクの低減仕様を展開してきました。また、近年の世界的な地球環境保護の観点からも、エネルギー損失をさらに低減する必要があり「円すいころ軸受のさらなる低摩擦トルク化」が必要となってきました。このたび、NSKではこの要求に応えられる新たな低トルク円すいころ軸受を開発いたしました。

## 1. 低トルク円すいころ軸受の概念

円すいころ軸受で発生する摩擦抵抗の要因は、下図のように分類・解析できます。

図1 摩擦抵抗の要因



これらの要因のうち、EHL油膜の粘性抵抗( $T_R$ )と金属接触による摩擦( $T_S$ )の二つの項目が円すいころ軸受の摩擦トルク( $T$ )要因の大部分を占め、

$$T = T_R + T_S$$

の式で表すことができます。 $T_R$ 、 $T_S$ は理論上次に示す計算式で求めることができ、回転速度に対する動摩擦トルクは、定性的には図2に示すような傾向になります。

$$T_R = \frac{Z}{D_a} (R_o M_i + R_i M_o) \times f_w$$

$$M_{i,o} = K \left( \frac{1}{1 + 0.29L^{0.78}} \right) \frac{1}{0} (G, U)^{0.658} W^{0.0126} Re_{i,o}^2 la$$

$$f_w = \left( \frac{K_2 Fa}{E Da la Z \sin} \right)^{0.3}$$

- $Z$  : ころ数
- $K_1 \cdot K_2$  : 定数
- $L$  : 熱負荷係数(EHLせん断発熱理論)
- $Re_{i,o}$  : 軌道等価半径
- $0$  : 粘度の圧力係数
- $G, U, W$  : EHL無次元元量
- $E$  : 縦弾性係数
- $i, o$  : 内・外輪の区分

$$T_S = e \cos \quad Fa \mu f(, t, )$$

- $\mu$  : 境界摩擦係数
- $e$  : 油膜パラメータ
- $t$  : 時間
- $,$  : ころ頭部と内輪つば粗さ

なお、 $f(, t, )$ は油膜形成と共に減少する関数であり、起動時は $f(, t, ) = 1$ とします。

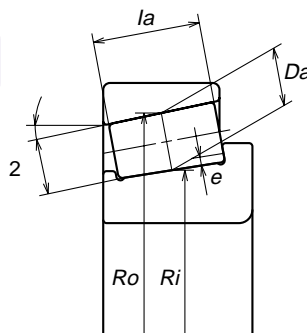
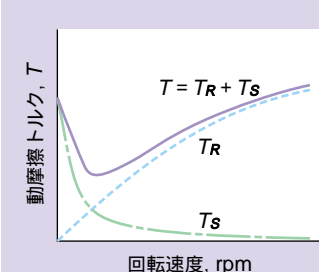


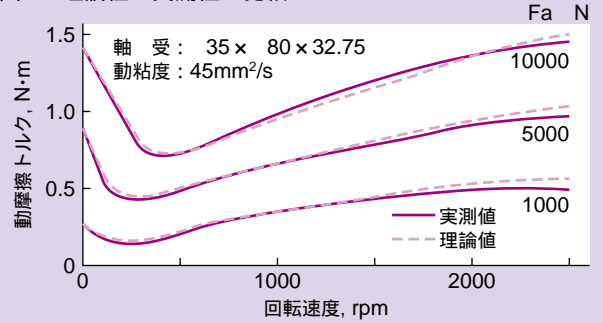
図2  $T_R$ と $T_S$ の関係



# 低トルク円すいころ軸受

この理論による計算結果と実測データを図3に示しますが、極めてよく一致しており、この理論が実際と合致していることが証明されています。

図3 理論値と実測値の比較



## 2. 低トルク円すいころ軸受・第一世代の特長

- 内輪大つば粗さの向上
- ころ頭部粗さの向上
- ころ頭部形状の改良
- 内外輪ころ軌道面クラウニング形状の最適化

前述の理論に従ってこれらの点を改良することにより、一般品に比べて約20%摩擦抵抗を低減させました。

## 3. 低トルク円すいころ軸受・第二世代の特長

第一世代の特長に加え、外部荷重・回転速度などの使用条件を考慮、2個組合せとしての寿命や剛性を低減させることなく内部諸元を改良した低トルクデザインを施し、各用途に向けて開発した低トルク円すいころ軸受です。ころ径、ころ数、ころ長さ、接触角などを2個組合せの軸受として最適化し、寿命や剛性を低下させることなく第一世代に対してさらに20%の低トルク化を実現しています。

図4 第一世代組合せと第二世代組合せの性能比較線図

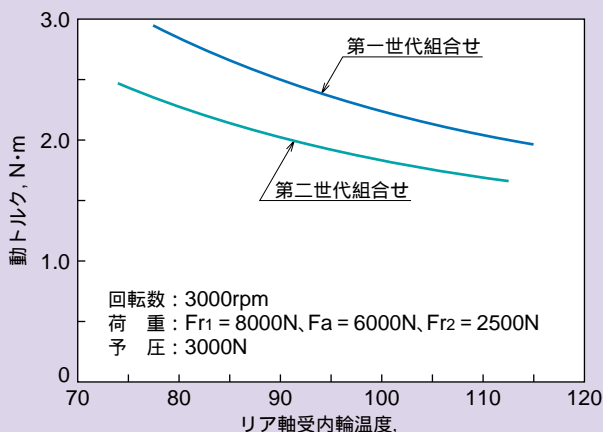


図5 従来品と低トルク軸受組合せ時性能比較線図

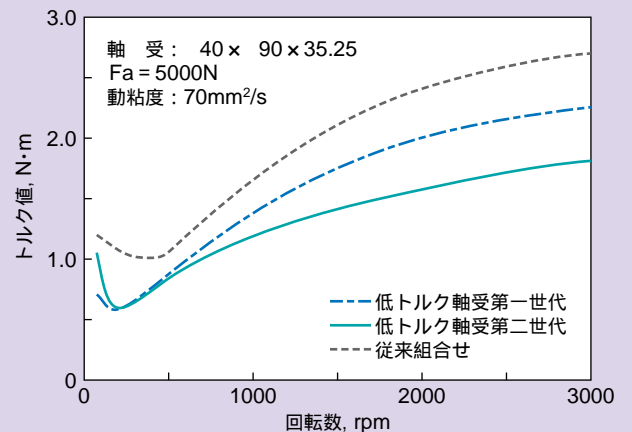


図6 断面比較例

