研究

高速円すいころ軸受の性能 (第2報)*

—軸受サイズ, 荷重, 回転数, 給油量の影響—

三 木 敏 雄** 藤 田 良 樹*** 山 田 健***

Performance of High Speed Tapered Roller Bearing (2nd Report)

—Effects of Bearing Size, Load, Rotational Speed and the Amount of Lubricating Oil—

Toshio MIKI, Yoshiki FUJITA
and Takeshi YAMADA

By the use of the method of circulating oiling in which lubricating oil is supplied and discharged from the back and the front of the bearings, the tapered roller bearings of 32211, 32216, and 32220 have been tested for their frictional moment and temperature rise under the following conditions. Rotational speed=3 000-15 000 rpm (dn 165 000-1 100 000), thrust load=500-2 000 kgf, the amount of lubricating oil=0.87-6.96 kg/min, lubricating oil

temperature=40-85°C. As the result, the following estimated formula is obtained.

$$M = 2.7 \times 10^{-3} P \cdot d_m^{0.65} + 1.6 \times 10^{-2} Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m$$

M =frictional moment, kgf·cm, P =thrust load, kgf, d_m =average bearing diameter, cm, Z_B =oil viscosity at bearing temperature, cP, Q =the amount of lubricating oil, kg/min, N =rotational speed, rpm.

$$\theta_B - \theta_I = 7.3 \times 10^{-4} Z_I^{0.3} \cdot P^{0.2} \cdot Q^{-0.4} \cdot N^{0.85} \cdot d_m$$

θ_B =bearing temperature, °C, θ_I =lubricating oil temperature, °C, Z_I =lubricating oil viscosity, cP.

Key words: tapered roller bearings, high speed tapered roller bearing, circulating oiling, bearing frictional moment, bearing temperature rise, estimated formula, heat exchange efficiency, lubricating oil.

1. ま え が き

第1報¹⁾にて高速回転における円すいころ軸受の潤滑方法を検討し, 円すいころ軸受においては軸受のファン現象が利用でき, 軸受背面より給油して軸受正面に排油する循環給油がジェット給油に比較して摩擦モーメントはやや大きい, 軸受貫通油量および熱交換効率が良好で軸受温度上昇が低くなり, 高速回転における潤滑方法として実用できることを報告した。本報ではこの循環給油によって円すいころ軸受を高速回転 ($dn=16.5 \sim 110$ 万) させたときの軸受摩擦モーメントおよび軸受温度上昇に軸受の大きさ, 回転数, 荷重および潤滑油給油量 (軸受貫通油量) が及ぼす影響を調査し, 高速円すいころ軸受の性能を検討した。

2. 試 験 装 置

試験装置は第1報における装置と同じものを用いた。潤滑油も第1報と同じタービン4号油で, 潤滑方法は軸受背面から給油し, 軸受正面から排油する循環給油方法を採用した。摩擦モーメントおよび各温度測定方法も第

1報に報告したとおりである。

3. 試験軸受および試験条件

試験軸受はJIS P 5級精度の円すいころ軸受3型番 #32211 (内径 ϕ 55, 外径 ϕ 100, 組幅26.75), 32216 (ϕ 80 $\times$ ϕ 140 $\times$ 35.25) および 32220 (ϕ 100 $\times$ ϕ 180 $\times$ 49) である。

保持器は一般の鋼板製プレス保持器を使用し, 特別な加工は行わなかった。

試験条件は試験軸受3型番について,

回転数=3 000~15 000 rpm

スラスト荷重=500~2 000 kgf

給油量 (軸受貫通油量)=0.87~6.96 kg/min

給油温度=40~85°C

の範囲に変化させて軸受摩擦モーメント, 軸受温度および排油温度を測定した。

4. 試 験 結 果

試験結果をスラスト荷重, 回転数, 給油量および給油温度と摩擦モーメントおよび軸受温度との関係にまとめた結果の例を図1~4に示す。

この結果からスラスト荷重に比例して摩擦モーメントおよび軸受温度はともに直線的に増大するが, 増加の程度は緩やかであり, 回転数が軸受温度に及ぼす影響はス

* 原稿受付 昭和54年8月6日。昭和54年度精機学会春季大会学術講演会 (昭和54年3月29日) にて発表。

** 正 会 員 光洋精工 (株) (柏原市国分東条町24-1)

*** 光洋精工 (株)

図1 スラスト荷重と摩擦モーメント, 軸受温度との関係

図2 回転数と摩擦モーメント, 軸受温度との関係

ラスト荷重より大きく, 回転数に比例して高くなるが, 摩擦モーメントは第1報と同様わずかに低下する傾向が認められた。給油量を増すと摩擦モーメントは増大し, 軸受温度は低下するが, その傾向は給油量が少ないほど顕著であった。給油温度が高くなると軸受温度は給油温度に比例して高くなるため潤滑油粘度が下がり, 摩擦モーメントは低下している。軸受サイズについては同一試験条件において#32220の方が#32216より, また#32216は#32211よりも摩擦モーメントが大きく, 軸受温度が高くて, 軸受サイズが大きくなると摩擦モーメントおよび軸受温度とも増大した。

5. 軸受摩擦モーメントについての検討

試験結果から高速回転する円すいころ軸受の摩擦モーメントには回転数, 荷重, 給油量, 給油温度および軸受サイズが関係していることがわかった。軸受摩擦モーメントの式としてはPalmgrenにより次式²⁾が示されている。

$$M = f_1 \cdot P \cdot d_m + f_0 \cdot (\nu \cdot N)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad (1)$$

ただし, M : 軸受摩擦モーメント (kgf·mm), P : 荷重 (kgf), d_m : 軸受平均直径, $(D+d)/2$ (mm), ν : 軸受温度における油粘度 (cSt), N : 回転数 (rpm), f_1 : 荷

図3 給油量と摩擦モーメント, 軸受温度との関係

図4 給油温度と摩擦モーメント, 軸受温度との関係

重項の定数, f_0 : 速度項の定数。

しかし, 式(1)は比較的低速回転での式であり, 宮川らは玉軸受の高速回転における研究結果³⁾から

$$M = 7 \times 10^{-2} \cdot P^{0.5} + 2.5 \times 10^{-6} \cdot Z_B^{0.4} \cdot N^{1.2} \cdot Q^{0.2} \quad (2)$$

の式を発表している。ただし, 試験軸受: #6206 外輪案内保持器付き, P : スラスト荷重 (kgf), Z_B : 軸受温度における油粘度 (cP), Q : 給油量 (kg/min)。

式(1)と式(2)では各項の指数に相当大きい違いがあり, 高速回転と低速回転では摩擦モーメントに及ぼす各要因の影響の大きさが異なることが推察される。

このため, 本試験結果から高速回転における円すいころ軸受の摩擦モーメントがどのような形で表されるか検討することとし, 摩擦モーメントの式として式(3)を仮定して各因子の影響を調査した。

$$M = M_1 + M_0 = f_1 \cdot P^p \cdot d_m^{d_1} + f_0 \cdot Z_B^b \cdot Q^q \cdot N^n \cdot d_m^{d_0} \quad (3)$$

ここで, M_1 : 摩擦モーメントの荷重項 (kgf·cm), M_0 : 摩擦モーメントの速度項 (kgf·cm) である。

図5 軸受温度における油粘度と摩擦モーメントとの関係

図6 軸受平均直径と摩擦モーメント M_1' との関係5.1 荷重項 M_1 の値

図1から摩擦モーメントは荷重 P に直線的に比例する。したがって、各回転数の場合についてスラスト荷重 $=0$ のときの摩擦モーメントを実測点を外挿することによって求め、これを M_0 として“実測値摩擦モーメント M ”との差“ $M_1=M-M_0$ ”より M_1 を求めて荷重項 M_1 に含まれる荷重 P と軸受サイズ d_m の影響を調査した。

ただし、同一回転数においても荷重によって軸受温度が変化して潤滑油粘度が異なり、 M_0 が変動するため、各荷重ごとに M_0 を $M_0'=M_0(Z_{B\cdot P}/Z_{B\cdot 0})^b$ で補正し、 $M_1'=M-M_0'$ として荷重項を検討した。ここで $Z_{B\cdot P}$ は各荷重における軸受温度より求められる潤滑油粘度、 $Z_{B\cdot 0}$ は荷重 $=0$ のときの軸受温度における潤滑油粘度である。したがって、まず Z_B の指数 b を決定する必要があるため、次の方法で指数 b を求めた。すなわち、給油温度を $40\sim 85^\circ\text{C}$ に変化させて給油温度と摩擦モーメントおよび軸受温度との関係を測定した結果から、図5のように油粘度と摩擦モーメントの関係を求めた。

この結果、軸受サイズが小さいほど、回転数が低いほど傾きが大きくなる傾向が認められたが、

$$M \propto Z_B^{0.45} \quad (4)$$

で、ほぼ表された。これより求めるべきスラスト荷重 $=$

図7 荷重と $M_1'/d_m^{0.65}$ との関係

P のときの摩擦モーメントは次式にて得られる。

$$M_1' = M - M_0 (Z_{B\cdot P} / Z_{B\cdot 0})^{0.45} \quad (5)$$

以上の方法にて M_1' を求めて d_m との関係を整理した結果が図6で、各点は回転数を変えた結果で、ややばらついているが、平均をとると次式の関係が得られる。

$$M_1' \propto d_m^{0.65} \quad (6)$$

式(6)より、 M_1' に含まれる軸受サイズの影響を除いて $M_1'/d_m^{0.65}$ と荷重 P との関係を求めたのが図7で、 $M_1'/d_m^{0.65} = 2.7 \times 10^{-3} \cdot P$ の式が与えられ、この結果から荷重項の大きさとして式(7)が得られた。

$$M_1' = 2.7 \times 10^{-3} \cdot P \cdot d_m^{0.65} \quad (7)$$

5.2 速度項 M_0 の値

M_0 には潤滑油粘度 Z_B 、給油量 Q 、回転数 N および軸受平均直径 d_m が関係するが、潤滑油粘度 Z_B の影響については式(4)“ $M \propto Z_B^{0.45}$ ”を使用して示した。

摩擦モーメント測定結果と荷重項式(7)との差から

$$M_0' = M - M_1' = M - 2.7 \times 10^{-3} \cdot P \cdot d_m^{0.65} \quad (8)$$

として M_0' が得られる。

給油量の影響試験結果から M_0' を求め、潤滑油粘度の影響を除いた $M_0'/Z_B^{0.45}$ を給油量 Q との関係で示すと図8のごとくなり、回転数の影響は小さく、#32216 がやや異なるが、平均的には式(9)で表された。

$$M_0' \propto Q^{0.4} \quad (9)$$

回転数の影響を調査するため、荷重を変えた場合の回転数 N と摩擦モーメント M との関係から $M_0'/Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4}$ と回転数 N の関係を求めたのが図9で、荷重によるばらつきも小さく、式(10)の関係にあることがわかる。

$$M_0' \propto N^{0.4} \quad (10)$$

図9の結果に対して、さらに回転数 N の影響を除いて軸受平均直径 d_m と $M_0'/Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4}$ との関係を求めたのが図10で、式(11)の関係が認められた。

図8 給油量と $M_0'/Z_B^{0.45}$ との関係 図9 回転数と $M_0'/Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4}$ との関係

$$M_0' \propto d_m \quad (11)$$

以上の結果を総合して速度項 M_0' は式 (12) となる。

$$M_0' \propto Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m \quad (12)$$

速度項の定数 f_0 を求めるために給油量を変えた試験結果を式 (12) から $f_0 = M_0' / (Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m)$ として整理した結果, $f_0 = 1.6 \times 10^{-2}$ でよく一致し, 速度項 M_0' の値として式 (13) が得られた。

$$M_0' = 1.6 \times 10^{-2} \cdot Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m \quad (13)$$

5.3 摩擦モーメントの推定式と実測値との相関

摩擦モーメントの推定式は式 (7) と (13) を加えることにより得られ, 式 (14) のごとくなる。

$$M = 2.7 \times 10^{-3} \cdot P \cdot d_m^{0.65} + 1.6 \times 10^{-2} \cdot Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m \quad (14)$$

式 (14) の実測値との相関を確認するために, すべての試験結果について式 (14) による計算値と実測値との関係をまとめたのが図 11 で, よく一致していた。

式 (14) を宮川らの玉軸受における研究結果からの式 (2) と比較すると, 軸受温度における潤滑油粘度 Z_B の指数は玉軸受が 0.4, 円すいころ軸受では 0.45 とほぼ同等の値であったが, スラスト荷重 P の指数は玉軸受の 0.5

図10 軸受平均直径と $M_0'/Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4}$ との関係

図11 摩擦モーメントの計算値と実測値との関係

に対して円すいころ軸受では 1 と一般に知られているように円すいころ軸受は荷重の影響が大きいことが確認された。回転数 N の指数は玉軸受が 1.2 であるのに対し, 円すいころ軸受は 0.4 と小さかった。これは円すいころ軸受では摩擦モーメントに及ぼす荷重の影響が大きいなど, 軸受全体として玉軸受より発熱量が大きいために高速回転になるほど軸受内の潤滑油の粘度低下が大きく, 回転数の影響が小さくなっている。また, 給油量 Q の指数は玉軸受が 0.2 に対し, 円すいころ軸受は 0.4 と大きかったが, これは転動体の長さが長いための油攪拌抵抗の増大などが考えられる。

6. 軸受温度上昇についての検討

図 1~4 から給油温度からの軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ は摩擦モーメントと同様に回転数, 荷重, 給油量, 給油温度および軸受サイズの影響を受けることがわかったので高速円すいころ軸受の軸受温度上昇を求める推定式を検討した。

荷重の影響試験結果について荷重 P と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の関係をまとめると図 12 のごとくなり, 荷重 P と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の関係は次式で表される。

$$\theta_B - \theta_I \propto P^{0.2} \quad (15)$$

図12 荷重と軸受昇温との関係

図13 給油量と軸受昇温との関係

給油量 Q と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の関係は図13に示すようになり、これから次式(16)の関係が得られる。

$$\theta_B - \theta_I \propto Q^{-0.4} \quad (16)$$

したがって、軸受温度上昇を小さくするためには給油量を多くすることが有効であることがわかる。

給油温度を変えた場合の給油温度における潤滑油粘度 Z_I と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ との関係をもとめて図14に示す。回転数が高くなるにつれて潤滑油粘度の影響が小さくなる傾向にあるが、平均すると潤滑油粘度と軸受温度上昇との関係は式(17)で表される。

$$\theta_B - \theta_I \propto Z_I^{0.3} \quad (17)$$

回転数 N と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の関係を図12の結果について求めると、図15に示す関係が得られ、次式(18)で表された。

$$\theta_B - \theta_I \propto N^{0.85} \quad (18)$$

同じく、軸受サイズの影響について回転数 9000 rpm での軸受平均直径 d_m と軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の関係を求めて図16に示す。図16より軸受サイズと軸受温度上昇との関係は式(19)で表された。

$$\theta_B - \theta_I \propto d_m^{0.45} \quad (19)$$

以上を総合することにより、式(20)が得られる。

図14 給油温度における油粘度と軸受昇温との関係

図15 回転数と軸受昇温との関係

図16 軸受平均直径と軸受昇温との関係

$$\theta_B - \theta_I = f \cdot Z_I^{0.3} \cdot P^{0.2} \cdot Q^{-0.4} \cdot N^{0.85} \cdot d_m^{0.45} \quad (20)$$

定数 f は $f = (\theta_B - \theta_I) / (Z_I^{0.3} \cdot P^{0.2} \cdot Q^{-0.4} \cdot N^{0.85} \cdot d_m^{0.45})$ として、これまでの試験結果から最適値を求めることにより $f = 7.3 \times 10^{-4}$ を得て、軸受温度上昇 $\theta_B - \theta_I$ の推定式として式(21)が求められた。

$$\theta_B - \theta_I = 7.3 \times 10^{-4} \cdot Z_I^{0.3} \cdot P^{0.2} \cdot Q^{-0.4} \cdot N^{0.85} \cdot d_m^{0.45} \quad (21)$$

式(21)によって計算した軸受温度上昇の値と実測値との関係を示したのが図17で、全範囲において実測値と

図 17 軸受温度上昇の計算値と実測値との関係

計算値は比較的良好一致した。

式(2)の各指数について宮川らの玉軸受 #6206 についての試験結果³⁾からの式(2)と比較すると、

$$\theta_B - \theta_I = 5.2 \times 10^{-7} \cdot Z_I^{0.29} \cdot P^{0.12} \cdot N^{1.58} \cdot Q^{-0.46} \quad (22)$$

潤滑油粘度 Z_I については玉軸受で 0.29, 円すいころ軸受は 0.3, また給油量 Q については玉軸受が -0.46, 円すいころ軸受は -0.4 とほぼ同一である。

しかし, 荷重 P については玉軸受が 0.12 であるのに対し, 円すいころ軸受は 0.2 と大きく, 回転数 N については玉軸受が 1.58 であるが, 円すいころ軸受は 0.85 と小さく, 軸受温度上昇についても摩擦モーメントと同様に荷重の影響が大きく, 回転数の影響は小さいことがわかった。

7. 結 論

円すいころ軸受 #32211, #32216 および #32220 を用いて軸受背面から給油して全量を軸受正面から排油する循環給油にて, 回転数 3000~15000 rpm ($dn=16.5 \sim 110$ 万) の高速回転での性能を検討した結果, 次の結論

を得た。

- (1) 軸受摩擦モーメントは近似的に次式で表される。

$$M = 2.7 \times 10^{-8} \cdot P \cdot d_m^{0.65} + 1.6 \times 10^{-2} \times Z_B^{0.45} \cdot Q^{0.4} \cdot N^{0.4} \cdot d_m$$

ここで, M : 摩擦モーメント (kgf·cm), P : スラスト荷重 (kgf), d_m : 軸受平均直径 (cm), Z_B : 軸受温度における潤滑油粘度 (cP), Q : 給油量 (kg/min), N : 回転数 (rpm)。

この結果, 玉軸受に比較して円すいころ軸受は荷重の影響を大きく受けるが, 回転数の指数は小さいことが確認された。この理由には円すいころ軸受の方が玉軸受より温度上昇が高く, したがって潤滑油粘度の低下が大きいが考えられる。

- (2) 軸受温度上昇は近似的に次式で表される。

$$\theta_B - \theta_I = 7.3 \times 10^{-4} \cdot Z_I^{0.3} \cdot P^{0.2} \cdot Q^{-0.4} \times N^{0.85} \cdot d_m^{0.45}$$

ここで, θ_B : 軸受温度 (°C), θ_I : 潤滑油給油温度 (°C), Z_I : 給油温度における潤滑油粘度 (cP)。

軸受温度上昇に対しては回転数の影響が最も大きい。潤滑油給油量はこれを増すと摩擦モーメントが増大して発熱量は増加するが, それ以上に冷却効果が大きくて軸受温度上昇は低下する。なお, 玉軸受の場合と比較すると摩擦モーメントの場合と同様に荷重の影響が大きいが, 回転数の影響は小さかった。

参 考 文 献

- 1) 三木敏雄, 藤田良樹, 山田 健: 高速円すいころ軸受の性能 (第 1 報), 潤滑方法の検討, 昭和 54 年度精機学会春季大会講演論文集 (1979) 363.
- 2) A. Palmgren: Grundlagen der Wälzlagertechnik, (1946) 39.
- 3) 宮川行雄, 関 勝美, 横山正幸: 高 dn 値における玉軸受の性能に関する研究 (第 2 報), 深みぞ玉軸受 #6206 の摩擦特性と限界 dn 値, 潤滑, 17, 10 (1972) 633.