高速度円すいころ軸受の噴霧潤滑*

佐々木外喜雄**, 沖野教郎***, 藤田武司****

Lubrication of High Speed Tapered Roller Bearing by Atomized Oil

by Tokio SASAKI, Norio OKINO, and Takeshi FUJITA

In this report, the operating characteristics and the mechanism of lubrication of high speed tapered roller bearing under lubrication by atomized oil are investigated experimentally and theoretically.

As the experimental results about the influence of oil consumption, air consumption, viscosity of oil, load and rotating speed, it has been clarified that the lubrication by atomized oil lessens the friction remarkably and the temperature rise in the suitable condition and the atomized oil lubricates mostly as hydrodynamical lubrication.

According to the above mentioned character, the hydrodynamical theory concerning the friction moment and temperature rise of tapered roller bearing has been deduced, and it is confirmed that this theory coincides with the results of experiments moderately well.

1. 緒 言

本研究は円すいころ軸受の速度限界を高めるための一方法として、噴霧潤滑を採用した場合における運転特性を実験的に探究し、その潤滑機構および摩擦特性を理論的に考察したものである。

2. 実験装置および方法

実験装置としては先に玉軸受の噴霧潤滑の研究⁽¹⁾の際用いたものを改造して使用した。第1図に示すように試験軸受①は高速回転軸⑤に正面取付けされ、コイルばね②によって軸方向荷重を加えられるが、均等に負荷するために自在に傾斜しうる二つのリング③をいれた。なお軸受にはコイルばねによる軸方向荷重のほか軸受箱の自重による半径方向荷重がかかるが、これが両試験軸受の中央を通るように平衡おもりを軸受箱より横に出した腕に装着した。

この実験に用いた噴霧発生装置はすでに報告されたもの⁽¹⁾と同様で給油量の精密測定ができる構造を有するものである。

供試軸受は精密級円すいころ軸受 #30 208 であり、#60 スピンドル油 (粘度 100°F で 10.91 cs, 210°F で 2.65 cs) および #90 タービン油 (粘度 100°F で 33.79

cs, 210°F で 5.34 cs) を潤滑油として使用した。本実験においては軸方向荷重を 50~150 kg の範囲に変え、外輪温度を熱電対④により、摩擦モーメントを軸受箱より横に出した腕の先端が負荷する自動はかりにより測定した。

3. 実験結果

給油量の影響 第2図はスピンドル油の噴霧で潤滑した場合における給油量と摩擦モーメントの関係を示したものである。10 300 rpm を除いて給油量 1 cc/h 程度までは給油量の減少が摩擦を低下せしめ、これ以下の給油量においては摩擦の増加があらわれている。すなわち給油量の減少にともなって軸受内の油量も減少し、せん断やかくはんによる抵抗が少くなり摩擦も低下するのであるが、この場合が 1 cc/h 以上の給油領

第1図 実験装置

* 昭和 33 年 3 月 20 日 関西支部第 33 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 33 年 6 月 27 日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 准員、京都大学大学院。

**** 准員、川崎重工業会社。

第 2 図

第 3 図

第 4 図

域に相当するものである。また更に微少な給油領域では軸受中の油量が接触面に厚い油膜を形成するに必要な最小油量よりも少くなり、摩擦面は境界摩擦状態に進入し、その結果摩擦が増加するものと考えられる。したがって、運転性能を最良ならしめる給油量が存在し、その価は回転数の増加とともに増すことが明らかである。

このような関係は第3図のタービン油潤滑の場合にも明らかで、最小給油量はスピンドル油の場合よりもいっそう少い値となる。特に 3250 rpm および 4330 rpm においてはその最小値が実験範囲においてあらわれていない。これらは高粘度による油膜負荷能力の向上と、油の附着性が良好なことによるものと考えられる。なお噴霧潤滑として用いるべき潤滑油の粘度について興味ある事実は、第2, 3図を比較して明らかのごとく、油量がある程度多い範囲では高粘度のタービン油の方が高摩擦を示すが、微量給油領域ではかえって高粘度油が低い摩擦値を示す場合がある点である。この現象は微量給油領域において低粘度油の場合、油膜が負荷能力を失いやすいためと解釈される。

今、摩擦を最小にする給油量をもって最適給油量とすれば、その回転速度に対する値は第4図のごとくである。同図にはこの給油量で潤滑した時の摩擦モーメントおよび温度上昇の値をも示してある。ここでいう温度上昇とは外輪温度と室温との差である。もとより明らかのようにタービン油はスピンドル油に比してはるかに微量の給油が可能であり、その時の運転性能もより良好である。

温度上昇におよぼす給油量の影響は第5図に示されるごとくで、摩擦の場合と同様給油量の減少とともに温度上昇も低下するが、微量給油領域においては摩擦の場合におけるがごときはっきりした変化はあらわれ

第 5 図

ていない。

給気量の影響 第6図にスピンドル油で潤滑し回転速度を6900rpmとした場合の給気量の影響を示す。ここでいう給気量とは標準状態における容積であり、供試軸受1個についての値である。図に示されるごとく給気量増加にともない温度上昇は低下しているが、摩擦は幾分増加している。給気量の増加によって温度上昇が少くなるのは冷却効果の大きくなることから当然であるが、これに対して摩擦が逆に増加しているのは温度の低下による粘度増加に基因するものである。

ここで給気の冷却効果について考えてみる。第6図で見ると給気量の変化が運転性能におよぼす影響はさほど著しくないようであるが、冷却効果を運転性能の変化から論ずることは妥当でなく、給気の奪う熱量の方から検討する必要がある。今単位時間の回転数を n 、摩擦モーメントを M 、外輪温度上昇を ΔT_e 、摩擦仕事率を L_b とすれば、運転中の単位時間の発生熱量は摩擦仕事率に比例し、外輪温度上昇は発生熱量

に比例すると考えてよいから⁽²⁾、結局

$$\Delta T_e = \gamma_{e0} L_b = \gamma_{e0} \cdot 2\pi n M \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで γ_{e0} は比例定数であり、これが小なるほど温度上昇は少くなるが、今

$$\gamma_e \equiv 1/\gamma_{e0} = 2\pi n M / \Delta T_e \quad \dots\dots\dots (2)$$

とおき、 γ_e を放熱係数と定義すれば、これは軸受箱、潤滑法、回転速度等によって固有な値をとり、この大小によって放熱状態の良否を比較することができる。第7図にこれを示したが給気の冷却効果も相当著しいものであることがわかる。すなわち斜線の部分が噴霧潤滑における空気の冷却効果をあらわす部分である。ここで給気量零の極限の場合としては同時に実験した油浴潤滑の場合をとった。なお γ_e の値は油浴潤滑や噴霧潤滑のごとく比較的わずかな給油を行う場合には給油量の影響をうけないことを確かめてある。

回転速度の影響 すでに第2,3図あるいは第4,5図に回転速度の影響が示されており、10000rpmすなわち DN 値 400000 までの使用が可能なが明らかになった。第8図は給油量 3cc/h の場合であって、10300rpmを除いて、回転速度増加とともに摩擦の減少が示されているが、この性質は後述の理論解析によって説明されるごとく、流体摩擦が支配的な場合に現われる性質である。なお 10300rpm のスピンドル油潤滑の場合は粘度の高いタービン油で潤滑した場合よりも更に高い摩擦値を示すが、この場合の摩擦が粘性に基因するものではなく、むしろ境界摩擦状態にあることを示すものである。

荷重の影響 以上の実験結果はすべて軸方向荷重 50kg の場合についてであったが、150kg を負荷した場合についても同様な実験を行い本質的にはなんら差がないことを確かめた。第9図に軸方向荷重と運転性

第 6 図

第 7 図

第 8 図

第 9 図

能との関係を示した。ただし実際にはこの軸方向荷重のほかに半径方向荷重 5.22 kg が負荷されており、合成荷重が作用するので摩擦係数 μ の算出にあたっては、

$$\mu = M/Qr \quad \dots\dots\dots (3)$$

なる式を使用した。 r は内輪内半径であり、 Q は合成荷重であるが、この場合半径方向荷重が小さいので軸方向荷重に近似的に一致する。

油浴潤滑との比較 先に噴霧潤滑によって速度限界を高めうることを述べたが、更に噴霧潤滑の効果を知るとともに、軸受内余剰油のかくはん抵抗の大きさを明らかにするために、同じ装置によって同時に実施した油浴潤滑の場合と運転性能を比較した。結果は両潤滑法における摩擦および温度上昇の比によって表に示したとおりであるが、摩擦において噴霧潤滑は油浴潤滑の約 50%~60%、温度上昇において約 30%~50% となり著しく運転性能の向上することがわかる。

4. 摩擦機構の考察

軸受運転性能向上のための基礎的課題たる摩擦機構の解明を以上述べた実験結果をもとにして試みる。まず噴霧潤滑下の摩擦が流体摩擦か境界摩擦かの問題については、第 2 図以下に示された実験結果を検討した結果、両者はもちろん混在するが、良好な運転状態においては一般に流体摩擦が主要な役割をはたしていることを推論できる。たとえば第 2, 3 図に示された給油量の減少にともなう摩擦の低下は、せん断すべき油膜面積の減少による流体摩擦の低下と考えるのが妥当であり、第 2, 3 図あるいは第 5, 8 図等に示された潤滑油の種類による相違は、粘度の差にもとづく流体摩擦の違いと考えられる。また第 6 図の温度上昇と摩擦の関係は温度増加による粘度の低下のためと説明するのが最も妥当である。更に粘度の影響が顕著である運転初期の摩擦モーメントおよび温度上昇の変化を示すと第 10 図のようであり、わずかに 0.2 cc/h という微少な給油量においても温度上昇にともなう摩擦モーメントが著しく減少し、流体摩擦的性質が示されている。

しかしいかなる場合においても流体摩擦が支配的な

第 1 表

回 転 速 度 rpm		3 250	4 330	6 900	
噴霧/油浴	摩 擦	スピンドル油潤滑	0・76	0・70	0・70
		タービン油潤滑	0・44	0・50	0・55
	温 度	スピンドル油潤滑	0・53	0・48	0・53
		タービン油潤滑	0・32	0・34	0・38

わけではなく、微量給油領域や特に高速あるいは高荷重等のように過酷な条件下においては逆に境界摩擦が支配的になることも考えられる。すなわち給油量の減少によって摩擦が増加するような微量給油領域においては、激しい摩擦の変動がみられるが、これはこの領域の摩擦が固体あるいは境界摩擦に支配されていることを示すものである。ただし微量給油領域でも第 3 図の 3 250 rpm の場合にみられるごとく、微量給油領域で摩擦が増加しない場合には運転状態も安定し、第 10 図に示されるごとく摩擦は粘性によって支配される。次に給気量の影響についてみると、第 6 図にみられるように 3 cc/h 程度の給油を行えば流体摩擦的性質を示すが、微量給油領域では第 11 図に明らかなごとく給気量の影響はほとんどあらわれていない。すなわち摩擦が増加するほどの微量給油領域では、流体摩擦的性質は示されていないことがわかる。

次に上に述べた流体摩擦的性質がいかなる機構に基づくものであるかを考えてみる。一般にころがり軸受の摩擦は、軌道面、つば および 保持器と 転動体との間の 3 種の接触面に生ずる摩擦を基本とし、その上に軸受内余剰油のかくはん抵抗が加わったものと考えられるが、噴霧潤滑ではこの余剰油によるかくはん抵抗を

第 10 図

第 11 図

考える必要がないから初めの 3 種のみを考慮すればよい。今 ころ と軌道面とが流体油膜を介して接触しているものと仮定すれば、この場合 ころ と保持器間の接触圧力は流体油膜のせん断抵抗のみとなり、つばとの接触圧力も理論どおりとなり、その値は ころ と軌道面間の接触圧力に比し著しくわずかである (本実験の場合には ころ と軌道面の接触全圧力 15.9 kg に対し、つばとの接触全圧力は 0.554 kg である)。したがって流体潤滑のもとでは転動体と軌道面間の流体摩擦が大部分であると考えることができ、上述の摩擦特性はこの部分の摩擦に基因するものと考えられる。ただし流体油膜の負荷能力が少なくなり、ころ と軌道面間が境界接触状態になれば、スキューイングなどによりつば および保持器と ころ の間の接触圧力は著しく大きくなり、境界摩擦状態に進入することになる。先に述べた微量給油領域での摩擦の増加は上述のごとき機構によるもので、軸受内に油量が不足する結果、境界摩擦への移行が起るものと考えられる。

5. 運転特性の基礎的理論式

以上の考察によって円すいころ軸受の摩擦は良好な運転状態のもとで、ころ と軌道面の間の流体摩擦がその主要部分を占めることを推論したが、更にこれを裏づけるとともに、摩擦特性に関する理論式の誘導を試みることにする。

第 12 図に示すごとく、半径 r_1, r_2 なる 2 円筒が最小すきま h_0 を隔てて周速 U_1, U_2 にて回転しながら接触する場合、油膜全圧力 P 、接触面に働く摩擦力 F_1, F_2 はそれぞれ⁽⁸⁾⁽⁴⁾

$$P = 2\mu(U_1 + U_2)rb/h_0 \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \mu\pi b(U_2 - 3U_1)\sqrt{r/2h_0} \\ F_2 &= \mu\pi b(U_1 - 3U_2)\sqrt{r/2h_0} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$L = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 4K\beta\gamma_0 P^{1/2} U_1^{3/2}} - (\alpha + \beta T_r)\} / 2\beta\gamma_0 \quad (11)$$

これが 2 円筒接触面の摩擦特性式である。

次にこれをスラスト荷重のみを受ける円すいころ軸受に適用する。すなわち上で用いた記号のうち γ_0 は γ_{b0} に、円筒 1, 2 はそれぞれ内輪と ころ におきかえ、内輪周速 V に対する ころ の公転速度の比を k として $U_1 = kV$ とおき、更に P は軸受のスラスト荷重 W 、ころ の数 m 、接触角 θ によって、 $P = W \operatorname{cosec} \theta / m$ とあらわされるから、他の記号はそのまま軸受の場合に適用して考えることにすると、(7) 式に相当して、

$$L_b = 2K\sqrt{m\mu W k^3 V^3 \operatorname{cosec} \theta} \quad (12)$$

ただし ころ の半径にはテーパを無視して平均半径をとった。(7)' および (8) 式は軸受の場合にもそのまま用い得て、(10) の代りに (1) 式を適用すれば、2 円筒接触の場合と同様にして、

$$L_b = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 8\beta\gamma_{b0} K m^{1/2} W^{1/2} k^{3/2} V^{3/2} \operatorname{cosec}^{1/2} \theta} - (\alpha + \beta T_r)\} / 2\beta\gamma_{b0} \quad (13)$$

したがって摩擦モーメント M は内輪軌道の半径を R_i とすれば $M = R_i L_b / V$ なるゆえ

$$M = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 8\beta\gamma_{b0} K m^{1/2} W^{1/2} k^{3/2} V^{3/2} \operatorname{cosec}^{1/2} \theta} - (\alpha + \beta T_r)\} R_i / 2\beta\gamma_{b0} V \quad (14)$$

これが円すいころ軸受の基本的摩擦特性式である。

第 12 図

の摩擦仕事率を L とすれば

$$L = |F_1 U_1| + |F_2 U_2| = \mu\pi b\sqrt{r/2h_0} (3U_1^2 + 3U_2^2 - 2U_1 U_2) \quad (6)$$

(4), (6) より h_0 を消去し、 $U_2 = CU_1$ (すべりがなければ $C=1$, 完全流体潤滑の場合 $C=1/3$ ⁽⁵⁾) とすれば

$$L = K\sqrt{\mu P U_1^3} \quad (7)$$

ただし

$$K = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{b}{1+C}} \{3(1+C^2) - 2C\} \quad (7)'$$

次に接触面の潤滑油温度を T とし、潤滑油の粘度温度関係が

$$\mu = 1/(\alpha + \beta T)^2 \quad (8)$$

によって近似的にあらわされるものとすれば、室温を T_r 、温度上昇を ΔT として

$$L = K \frac{\sqrt{P U_1^3}}{(\alpha + \beta T_r) + \beta \Delta T} \quad (9)$$

(1) 式の γ_{b0} に相当するものを 2 円筒接触面においても考え γ_0 とすれば、

$$\Delta T = \gamma_0 L \quad (10)$$

となるので (9) (10) から ΔT を消去すれば

$$L = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 4K\beta\gamma_0 P^{1/2} U_1^{3/2}} - (\alpha + \beta T_r)\} / 2\beta\gamma_0 \quad (11)$$

これが 2 円筒接触面の摩擦特性式である。

次にこれをスラスト荷重のみを受ける円すいころ軸受に適用する。すなわち上で用いた記号のうち γ_0 は γ_{b0} に、円筒 1, 2 はそれぞれ内輪と ころ におきかえ、内輪周速 V に対する ころ の公転速度の比を k として $U_1 = kV$ とおき、更に P は軸受のスラスト荷重 W 、ころ の数 m 、接触角 θ によって、 $P = W \operatorname{cosec} \theta / m$ とあらわされるから、他の記号はそのまま軸受の場合に適用して考えることにすると、(7) 式に相当して、

$$L_b = 2K\sqrt{m\mu W k^3 V^3 \operatorname{cosec} \theta} \quad (12)$$

ただし ころ の半径にはテーパを無視して平均半径をとった。(7)' および (8) 式は軸受の場合にもそのまま用い得て、(10) の代りに (1) 式を適用すれば、2 円筒接触の場合と同様にして、

$$L_b = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 8\beta\gamma_{b0} K m^{1/2} W^{1/2} k^{3/2} V^{3/2} \operatorname{cosec}^{1/2} \theta} - (\alpha + \beta T_r)\} / 2\beta\gamma_{b0} \quad (13)$$

したがって摩擦モーメント M は内輪軌道の半径を R_i とすれば $M = R_i L_b / V$ なるゆえ

$$M = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 8\beta\gamma_{b0} K m^{1/2} W^{1/2} k^{3/2} V^{3/2} \operatorname{cosec}^{1/2} \theta} - (\alpha + \beta T_r)\} R_i / 2\beta\gamma_{b0} V \quad (14)$$

これが円すいころ軸受の基本的摩擦特性式である。

ここで μ は潤滑油粘度、 b は円筒の有効長さ、 r は $r = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$ であらわされる等価半径である。(4), (5) には未知の値 μ および h_0 を含み、このままでは取扱いに不便であるからこれらを消去することを試みる。接触面

また温度上昇 ΔT_b については

$$\Delta T_b = \gamma_{b0} L_b \dots\dots\dots (15)$$

なる関係から, (13) 式を代入して

$$\Delta T_b = \{\sqrt{(\alpha + \beta T_r)^2 + 8\beta\gamma_{b0} K m^{1/2} W^{1/2} k^{3/2} V^{3/2} \operatorname{cosec}^{1/2} \theta} - (\alpha + \beta T_r)\} / 2\beta \dots\dots\dots (16)$$

これが温度上昇についての特性式であり, 未知の値は γ_{b0} のみで他はすべて運転条件に応じてきめられるものであるから γ_{b0} さえ知れば (14) および (16) 式によって摩擦モーメントならびに温度上昇を計算によって知ることができる。

γ_{b0} は (2) 式の γ_{e0} と同様に軸受箱, 潤滑法等についての固有値であって理論的に導くことも不可能ではないが, (15) 式より実験的に容易に知ることができる。ただ, γ_{b0} は (15) 式からわかるように, ころと軌道面の接触部分における潤滑油の温度上昇 ΔT_b を知らねばきめることができない。今

$$\Delta T_b = a \cdot \Delta T_e \dots\dots\dots (17)$$

とおけば $\gamma_{b0} = a \cdot \gamma_{e0}$ となるが, 従来の転動体や保持器の温度に関する研究から $a=1 \sim 3$ と推定することがで

きる。 a のこの程度の変化は (14), (16) 式においてたいして影響をしないので, ここでは $a=2$ と仮定して, 本実験の場合の各数値を代入して計算し, 実験結果との比較を行ったのが第 13, 14 図である。図において温度上昇の理論値は外輪温度上昇を意味し (16), (17) より得た値である。また実験値には給油量 5 cc/h の場合をとった。図の理論値と実験値を比較するに, 厳密な一致は示されていないが, ころがり軸受のように複雑な摩擦特性を示すものに対する基礎式としては比較的よく一致しているものとみてよい。すなわち先に噴霧潤滑された高速度円すいころ軸受の摩擦特性が流体潤滑を基本とするものであることを推論したが, これをもって理論的に裏づけ得たと考える。

6. 結 言

以上の実験結果および理論的解析の結果を次のように要約できる。

- 1) 噴霧潤滑によって円すいころ軸受の速度限界は著しく高まる。
- 2) 運転性能を最良にする最適給油量が存在する。
- 3) スピンドル油に比し粘度の高いタービン油の噴霧で潤滑する場合, 最適給油量を供給することによって, スピンドル油潤滑の場合以上に良好な結果が得られる。
- 4) 最適給油量以上の給油領域においては一般に流体摩擦が大部分であるとしてよい。
- 5) 摩擦および温度上昇の基礎理論式として (14), (16) 式を導いた。

終りに本研究を行うにあたって御協力をいただいた京都大学の船津健右氏に, また供試軸受ならびに潤滑油について御便宜をいただいた光洋精工会社, 三菱石油会社に, それぞれ厚く感謝の意を表する。

文 献

- (1) 佐々木, 森, 豊島, 機械学会論文集, 22, 122(昭 31-10), 721.
- (2) 甲藤, 機械の研究, 7, 3(昭 30-3), 365.
- (3) W. Peppier, VDI-Forschungsheft 391, 9(1938).
- (4) 佐々木, 森, 小林, 豊島, 機械学会論文集, 22, 122(昭31-10) 744.
- (5) 佐々木, 森, 沖野, 潤滑, 3, 4(昭 33-8), 180.

第 13 図

第 14 図