621.822.7-72

高速度玉軸受の噴霧潤滑 (第 1 報)*

佐々木外喜雄** 森 美郎*** 豊島敏雄****

Fog Lubrication of High Speed Ball Bearings (1st Report)

by Tokio SASAKI, Haruo MORI and Toshio TESHIMA

In pursuit of information concerning the performances of the preloaded ball bearing operating under fog lubrication at high speed, the coefficient of friction and the temperature rises of ball bearing and fog have been measured for angular contact type ball bearing of 40 mm bore with bakelite cage under the supply of spindle oil.

The conclusions obtained from the experimental results are as follows. The fog lubrication widely reduces the hydrodynamic friction losses of the ball bearing as it may be lubricated with oil of minimum requirement securely and continuously. Though the higher rotational speed requires the more quantity of oil, about 3 cc/h of oil supply is sufficient at a dn -value of 800 000 in this case. The cooling effect of air is somewhat remarkable, but the effect of air for the temperature rise of bearing is less than the influence of oil under definite ratio of oil to air. Though the temperature rise and friction moment increase proportionally to the amount of preload under fog lubrication, when oil is supplied sufficiently, the increase of preload does not so much influence upon the temperature and friction. In the comparison with ordinary lubrications, the bearing temperature rise and coefficient of friction under fog lubrication are much smaller than that under oil lubrication, and the differences between fog and oil lubrications become larger according to the increase of rotating speed.

1. 緒 言

近時ころがり軸受の高速度運転に噴霧潤滑法を適用することに対し関心が高められているが、この潤滑法の特性を詳細に検討することを目的として高速度玉軸受の噴霧潤滑を実験研究した。

本報告では単列アンギュラコンタクト形玉軸受につき予圧、給油量、給気量および油気混合比の影響を実験した結果およびその考察を記述するとともに、噴霧潤滑と油潤滑の比較について述べる。

2. 実験装置および方法

実験装置は第 1 図、第 2 図に示すごとくであり、第 1 図において①が試験軸、②が試験軸受で対面取付けされている。試験軸受はばね③により軸方向に予圧されているが、このばねは④の 2 本のピンにより回転することなく⑤のねじにより圧縮される。軸受に与える予圧の大きさを円周方向で均一にするため、⑥の押し金の外面および軸受箱の案内面は精密工作されている。噴霧は⑦より軸受箱に入り、

第 1 図

第 2 図

左右に分れて 2 個の試験軸受を潤滑する。⑧は熱電対で軸受の外輪外面にあてられ、これによって測定した外輪温度を軸受温度とした。摩擦モーメントは第 2

* 昭和 31 年 4 月 3 日 第 33 期通常総会講演会において講演、
原稿受付 昭和 31 年 4 月 30 日。

、*、**** 正員、京都大学。

図のごとく、軸受箱から横方向にのばした腕の先端①を上皿さおばかりにのせて測定した。摩擦測定装置の初期釣合せは装置全体を組立てた後、第1図の軸①のかわりに釣合せ用の別の軸をはめ、その両端を水平な二つの直定規の上にのせ、第2図②の釣合せおもりを適当に移動せしめることにより行った。その理由は試験軸受自身で初期釣合せをとるよりも直定規を用いた方がはるかに摩擦少く感度が高いからである。

第3図は噴霧発生装置を示す。①

は給油量を読みとるためのガラス製目盛円筒であり、ハンドル②を回してニードル弁を開閉調節することにより給油量を加減することができる。ニードル弁を通った油はノズル③に導かれ、④より導入された圧縮空気の噴出により霧化され、⑤よりガラス円筒⑥の空間に噴出する。このとき大粒の油滴はガラス円筒⑥

第3図

の内面に付着し、下部のじょうご形の面を流下してもとのガラス管①にかえて再び循環し、微細な油滴を含む噴霧は⑦を経て⑧より採出される。定常状態では循環する油の量は一定となるから、ガラス製目盛円筒①における油面の降下が給油量を示すことになる。ノズル③は給気量の多少に応じ3種類の内径のものを取り換えた。空気量の測定には浮遊式流量計を使用した。

本実験に使用した軸受は、精密級単列アンギュラコンタクト形玉軸受 17208 (内輪内径 40 mm, ベークライト製保持器) であり、潤滑油としては 60 スピンドル油 (粘度 100°F 10.9 cs, 210°F 2.6 cs) を使用した。

3. 実験結果とその考察

予圧の影響について 第4図は予圧と摩擦モーメント、摩擦係数および軸受温度上昇の関係を示す。図に示す軸受温度上昇は2個の軸受の平均値であり、給気量は全空気量の1/2をもって軸受1個あたりの量とし、これを大気圧に換算したものであり、また摩擦モーメントは測定された2個の軸受の摩擦モーメントの1/2をもって軸受1個あたりの値としたものである。この場合二つの軸受作動状態がほぼ等しいことより、

それぞれの軸受の摩擦モーメントもほぼ等しいものと考えられる。摩擦係数の算出には規約的な式

$$\mu = \frac{M}{Pd/2}$$

を使用した。軸受荷重としてはばねによるスラスト荷重および軸受箱、ばねなどの死重によるラジアル荷重があるが、本実験の場合スラスト荷重が 20 kg より 120 kg の範囲であるのに対して、ラジアル荷重は 3.56 kg で比較的小さいので、摩擦係数の算出には軸

第4図

受荷重 P として予圧のみをとった。 d としては軸受内輪内径をとった。

第4図からわかるように摩擦モーメントおよび軸受温度上昇はともに予圧に比例して増加している。摩擦係数は予圧の増加とともに減少しているが、それは軸受荷重があまり厳しくない場合の一般的傾向である。

第5図は予圧の影響を給油量の異なる五つの場合について示したものである。この中には予圧の小さい側で幾分摩擦モーメントおよび軸受温度上昇が直線から

第5図

はずれて少し大きくなっているものもあるが、予圧の小さい側では軸受箱、ばねなどの死重によるラジアル荷重が比較的大きく影響するので、横軸として合成荷重をとるならばいっそう直線に近づくはずである。この場合、摩擦モーメント M は Palmgren の式 $M = C_1 + C_2 P^n$ において $n \approx 1$ として実験結果をよく表わすことができる。また給油量が増加すると粘性摩擦項 C_1 は第 2 項に比し相当大きい値となり予圧変化の影響は比較的小さくなっていく。このことは流体潤滑状態にあることを示すものであり、給油量をパラメータとして表わした各曲線が給油量の増加に伴って摩擦モーメントおよび軸受温度上昇の大きい側にだいたい平行して移っていることから、この程度の給油量（他の潤滑法に比較して非常に少ない値であるが）でも粘性摩擦損失増加の原因になっていることがわかるのである。

給油量の影響について 第 6 図は回転速度 10 400 rpm の場合について給油量の影響を片対数図表として示したものである。図中の空気温度上昇とは軸受を

第 6 図

出た直後の空気温度と軸受に入る直前の空気温度の差である。軸受を通して出た直後の空気温度は第 1 図においてばね側の軸受に近くおかれた熱電対により測定したもので、アルミはくにより軸受箱内面からのふく射熱の影響を防止した。軸受に入る直前の空気温度は噴霧発生装置と軸受箱を結ぶ噴霧導管の途中に熱電対をさし込み測定した。今軸受を出た直後の空気温度を測定する熱電対の指示温度について吟味してみる。まず熱電対にアルミはく製のふく射防熱板のない場合について考える。軸受箱内面の平均温度を $T_1^\circ\text{K}$ 、熱電対の温度を $T_2^\circ\text{K}$ 、そのふく射定数を C とすると、熱電対の単位面積あたり受けるふく射熱はこの形状係数を無視して

$$Q_1 = C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

である。またその表面より熱伝達による放出熱量は空気温度と熱電対の温度差を $\Delta t^\circ\text{C}$ とし、熱伝達率を α とすると

$$Q_2 = \alpha \Delta t$$

である。 Q_1 と Q_2 が等しく釣合っているので

$$C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \alpha \Delta t$$

軸受箱内面の平均温度を 50°C 、熱電対の温度を 30°C 、 $C = 3 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}^4$ 、 $\alpha = 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ において熱電対による空気温度の指示誤差 $\Delta t^\circ\text{C}$ を計算して $\Delta t \approx 1.5^\circ\text{C}$ をうる。熱電対にアルミはく製防熱板がある場合は二次ふく射となり、上と同様の計算を軸受箱内面とアルミはく、アルミはくと熱電対の間で行い、熱電対による空気温度の指示誤差 $\Delta t < 0.1^\circ\text{C}$ をうる。すなわち熱電対は非常に忠実に空気温度を指示しているものと考えられる。

第 6 図からわかるように摩擦係数、軸受温度上昇、空気温度上昇はいずれも直線的に変化し、この範囲では給油量が少いほど運転性能はよくなる。しかし、給油量が 0.5 cc/h になると運転状態が不安定となり、ときどき一時的に大きい摩擦係数を示すが、平均的には摩擦係数は小さく、したがって、軸受温度上昇も小さい。給油量 0.5 cc/h で運転状態が不安定となるのは、給油量が部分的に不足し境界潤滑状態になるためと思われ、この場合だいたい 1 cc/h をもって給油量の最少限と見なされる。空気温度上昇は、軸受温度上

第 7 図

昇の 55~60% であり、空気が軸受を通過する時間は短い、この間に相当冷却作用を果していることがわかる。

第 7 図は給油量と摩擦モーメントおよび軸受温度上昇の関係を 6 種類の予圧について示したものである。予圧が大きくなるとともに摩擦モーメントおよび軸受温度上昇は増大している。給油量の増加に対する摩擦モーメントおよび軸受温度上昇の関係は 6 種類の予圧において同様の傾向を示し、給油量を対数目盛で示すならば第 6 図と同様に直線で表示できる。第 8 図は回

第 8 図

第 9 図

第 10 図

回転速度 6300 rpm の場合について示したものであり、第 6 図と同様の傾向を示している。

第 9 図 (a), (b) はそれぞれ回転速度 14800 rpm, 20500 rpm の場合について給油量の影響を示したものである。これらの場合を第 6 図、第 8 図に比較すると傾向が若干変っており、ある程度以下に給油量が減少しても摩擦係数および温度上昇はほとんど変わらない。これは給油量の減少による粘性摩擦の減少と境界摩擦の増加と釣合うためと考えられ、噴霧潤滑においても給油量が多くなると流体潤滑状態になり、粘性摩擦は次第に増加してくる。したがってそれぞれの回転速度に応じ最適の給油量が存在する。20500 rpm の

場合には最適の給油量は 3 cc/h 程度であり、これより給油量が増加して 5 cc/h 以上になれば明らかに流体潤滑状態にある。第 10 図は給油量の影響を一括して示したもので、これより最小摩擦係数をうる給油量が回転速度に伴って多くなることがわかる。

次に比較のために油潤滑の実験結果を第 11 図に示す。これは噴霧潤滑の場合と同じ実験装置を使用し、噴霧供給口 (第 1 図⑦) より油のみを歯車ポンプにより供給して行ったものである。給油量の増加に伴って摩擦係数は次第に大きくなっているが、軸受温度上昇は各曲線とも約 150 cc/h で最大になり、さらに給油量が増加すると油の冷却効果が現われ、かえって低下している。第 12 図は油潤滑として給油量 50 cc/h, 噴霧潤滑として給油量 1.5 cc/h, 給気量 2.8 m³/h の場合をとって比較したものである。摩擦係数、軸受温度上昇ともに噴霧潤滑の方がはるかに小さく、しかも回転速度が大きくなるほどその差は大きくなる。これより噴霧潤滑法は特に高速度ころがり軸受の潤滑にお

第 11 図

いてすぐれた性能を発揮することがわかる。

給気量の影響について 第 13 図、第 14 図にそれぞれ 10300 rpm, 20400 rpm の場合の給気量の影響を示す。給気量が増加すると、軸受温度上昇は小さくなっているが、摩擦係数は反対にわずかに増加している。それは軸受温度が低下して、軸受内の油の粘度が幾分増大するためと考えられるのである。なお空気を全く送らない場合として、噴霧潤滑の場合と同じ装置

第 12 図

第 13 図

第 14 図

でグリース潤滑の実験を行ったが、その結果を第 13 図の給気量零の位置に示した。実験に使用したグリースは 250 カップグリース (原料鉱油 60 スピンドル油, 石けん基 Ca, ちょう度 230) である。この場合摩擦係数は幾分小さいにもかかわらず軸受温度上昇はだいたい噴霧潤滑の曲線の延長上にあり、これからも空気の冷却作用が相当に効果的であることがわかる。

なおこの場合 dn 値をとると 412 000 になり、グリース潤滑として無理な条件であるが、この実験は空気の冷却作用を明らかにするために、特に行ったものである。この場合摩擦係数の変動が大きく、軸受温度上昇も周期的に上下したが、図示した値はその平均値を示したものである。

油気混合比について 油気混合比すなわち噴霧における油と空気の容積比により摩擦係数および軸受温度上昇がいかに変るかを第 15 図に示す。油気混合比

第 15 図

が一定の場合には、給気量のある値で最小の摩擦係数および軸受温度上昇を示す。給気量はその値以下に減少すると給油量に不足をきたし、摩擦係数は増加するが、軸受温度上昇はこの摩擦係数の増加にさらに空気の冷却作用の減少の影響が加わり、二重の原因で大きくなる。また給気量が増加するとそれに伴って給油量も増加し、したがって摩擦係数が増加する。このとき軸受温度上昇もともに大きくなっているのは、空気の冷却作用の増加よりも給油の増加による粘性摩擦増加の影響が大きいことによるものである。

4. 結 言

以上の実験結果より次のような結論を得た。噴霧潤滑では必要最少量の油を供給することにより、粘性摩擦を極限まで小さくすることができるが、給油量がある程度 (単列アングュラコンタクト形玉軸受 17 208 に対し dn 値 800 000 の場合約 5 cc/h) 以上に多くなると噴霧潤滑においても流体潤滑が行われる。なお必要な最少給油量は回転速度が高くなるほど大となるが dn 値 800 000 においても 3 cc/h 程度の少量で十分潤滑できる。空気による冷却作用は相当大きい。油気混合比が一定の場合、軸受温度上昇に対する給気量の影響は給油量の影響より小さい。また摩擦モーメントおよび軸受温度上昇は予圧に比例的であるが、予圧増加の影響は給油量が多い場合には比較的少い。一般普通に行われている潤滑状態で噴霧潤滑と油潤滑を比較

すると、噴霧潤滑による摩擦係数および軸受温度上昇は油潤滑のそれらよりはるかに小さく、その差は回転速度が高いほど大きい。すなわち噴霧潤滑は高速度軸受の潤滑においていっそうすぐれた特性を発揮するものである。

本研究は文部省科学試験研究補助金を受けて行ったものであり、実験試料について多大の御便宜をいただいた東洋ベアリング製造会社ならびに三菱石油会社に対し深甚の謝意を表する次第である。

621.891.27:532.516

有限幅ジャーナル軸受の流体力学的逐次近似理論*

佐々木 外喜雄** 森 美 郎***

Analytical Solution for Full Journal Bearings of Short Length by Successive Approximation

by Tokio SASAKI and Haruo MORI

An analytical solution by successive approximation including the effect of end leakage from the oil film of short journal bearings has been presented because of the importance of endwise flow in journal bearings of the short length commonly used. The analytical approximation is based upon the short-bearing approximation originally proposed by Michell and Cardullo and practically developed by DuBois and Ocvirk, and this analytical solution is obtained by using the solution of DuBois and Ocvirk as the first approximate solution and then applying successive approximation method. In this paper pressure distribution, load capacity, locus of journal center and fluid-film friction are discussed, and these results may be applied best to bearings having a length-diameter ratio up to 0.6.

1. 緒 言

有限幅ジャーナル軸受の流体潤滑について流体力学的理論解をうる試みは古くからなされながら、その数学的取扱いの困難さから明確、簡便な理論解を導くことが一つの課題としていまだに残っている。この点より最近発表された G. B. DuBois および F. W. Ocvirk による Short-Bearing Approximation を用いた近似理論⁽¹⁾は、解の形の簡便さより注目し、かつ比較的良好に実験結果の傾向をとらえている。この Short-Bearing Approximation は A. G. M. Michell によって提示され⁽²⁾、F. E. Cardullo によって圧力分布算出に使用されていた⁽³⁾もので、これを DuBois らが踏襲して種々の軸受条件の算出に適用したのであるが、厳密には無限に短い軸受長さの場合にのみ正しい近似である。したがってこの理論結果を軸受寸法比の広い範囲に適用することは危険であり、またその適用範囲を明示する必要を生ずる。本論文においては上記 Short-Bearing Approximation による理論解の近似度を高め、より厳密な理論解を得るために、Short-

Bearing Approximation による解を第一次近似として逐次近似解を求め、有限幅ジャーナル軸受において特に問題となる軸受幅の短い場合について圧力分布、負荷容量、軸心の軌跡、摩擦抵抗、油消費量等を検討することとした。理論解は第一近似たる DuBois らの理論解および実験と比較される。

2. 圧 力 分 布

一般に軸受の流体潤滑理論は次に示すレイノルズの基礎方程式を基礎として展開される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \dots\dots\dots (1)$$

ここに p は圧力、 h は軸受すきま、 μ は粘性係数、 U は相対的すべり面速度で、これに対し直交座標 (x, y, z) が U の方向に x 、すきま方向に y 、これらの方向に直角に z をとるごとく適用されている。Short-Bearing Approximation とは (1) 式の左辺第 1 項を第 2 項に比し小さいとして省略する近似で、いまこの両項の order を簡単に比較してみると

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) / \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \sim z_0^2 / x_0^2$$

で、ここに x_0 および z_0 は軸受の x および z 方向固有

* 昭和 30 年 10 月 29 日 関西支部講演会において講演、

原稿受付 昭和 31 年 5 月 30 日。

、* 正員、京都大学工学部。