621.822.7-722:621.891

高速度玉軸受の噴霧潤滑 (第 2 報)*

佐々木外喜雄** 森 美郎*** 豊島敏雄****

Fog Lubrication of High Speed Ball Bearing (2nd Report)

by Tokio SASAKI, Haruo MORI and Toshio TESHIMA

Succeeding to the research of 1st report⁽¹⁾, the cooling effect of air and the influence of viscosity of oil and rotating speed upon the performances of preloaded ball bearing operated at a high speed under fog lubrication have been investigated.

The experimental results obtained are as follows: The tendency of bearing temperature rise under fog lubrication may be explained by the ordinary formula of heat conduction with cooling velocity index. According to the increase of rotating speed of ball bearing, the bearing temperature rises rapidly, while the coefficient of friction increases rather gradually, and the increasing rates of temperature rise and coefficient of friction decrease as the rotating speed increases. The coefficient of friction and bearing temperature change are directly proportional to the oil viscosity at the running temperature of bearing.

After all, it is concluded that the fog lubrication contains the oil film lubrication very much in spite of very few amount of oil and the effect of viscosity is predominant.

(1) T. Sasaki, H. Mori and T. Teshima, *Trans. J.S.M.E.*, Vol. 22, No. 122, Oct., 1956, p. 721.

1. 緒 言

第 1 報においては、噴霧潤滑における給油量、給気量、予圧などの影響について明らかにするとともに、他の潤滑法とも比較して、噴霧潤滑の特性を明確にした。本報告においては給気の冷却作用についてさらに

考察をすすめるとともに、回転速度の影響、潤滑油の粘度、添加剤の有無およびその種類の影響について実験的に究明した。本実験に使用した実験装置は第 1 報の場合と同一である。使用した潤滑油の性状は第 1 表に示すごとくであるが、油の種類による運転状態の比較以外はすべて第 1 表スピンドル油 B を使用した。

第 1 表

潤滑油種類	スピンドル油				タービン油		スピンドル油		
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
比重 (15°C)	0.854	0.878	0.871	0.880	0.876	0.878	0.878	0.878	0.879
粘度	100°F cs	5.88	9.78	13.6	21.8	33.8	43.5	9.75	9.62
	210°F cs	1.81	2.47	3.04	4.03	5.34	6.24	2.46	2.44
添加剤	なし	なし	なし	なし	なし	なし	油性	極圧	極圧

2. 実験結果およびその考察

i) 給気による冷却効果 噴霧潤滑の特徴は冷却作用を空気が受持つ点にある。したがって第 1 報においてすでに給油量を一定のままで給気量を変化させることにより、噴霧潤滑における給気量の影響についていちおう明らかにしているが、ここではさらに軸受

の冷却曲線より考察を行った。

第 1 図 (a), (b) はそれぞれ回転速度 20 400 rpm にて運転し、軸受温度が定常状態に達して後運転を停止し、(a) 自然に放置した場合、(b) 引続いて空気のみ 3.18 m³/h 送った場合の軸受外輪外面および軸受箱外面の温度変化の経過を示すものである。運転中は軸受内の摩擦熱のために両図とも外輪外面の温度が軸受箱外面の温度より当然高くなっているが、運転停止後は (b) 図では逆に外輪外面の温度の方が低い。それは放置した場合には熱は主として軸受箱外面より放散され

* 昭和 31 年 11 月 15 日 岡山臨時大会講演会において講演、
原稿受付 昭和 32 年 5 月 2 日。

** 正員、京都大学工学部。

**** 正員、福井大学工学部。

第1図 (a)

第1図 (b)

第2図

るのに対して, 空気を軸受内に $3.18 \text{ m}^3/\text{h}$ 送る場合には, 軸受箱外面より自然に放散される熱量よりも多くの熱量が給気によって持ち去られることを示すものである。しかしいずれの場合も図からわかるように, 運転停止後の短時間を除いて以後は軸受箱外面温度と外輪外面温度の間の温度差はほぼ一定である。軸受外輪外面の温度と室温の差すなわち軸受温度上昇の時間的变化を給気量 $0, 1.21, 2.23, 3.18 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合について, それぞれ軸受温度上昇が 50°C になってからの時間を横軸にとって示したのが第2図である。図よりわかるごとく給気量が多いほど冷却速度は大であるが, これらの冷却曲線はだいたい近似的に

$$T = 50e^{-\alpha t} \quad (1)$$

で表わすことができる。ここで T は軸受温度上昇 $^\circ\text{C}$,

第3図

t は時間 mn , α は冷却速度を表わす定数である。以下 α を冷却速度指数と呼ぶことにする。冷却速度指数 α の値は第3図に示すごとくであるが, これを式で示すと, 給気量を $Q \text{ m}^3/\text{h}$ として次のごとく表わせる。

$$\alpha = 0.018 + 0.012 Q^{0.52} \quad (2)$$

この α の値は本装置に特有の値であり, 装置の熱容量および形状, 周囲の状態などの放熱条件によって変化する値である。

軸受温度上昇の単位時間当りの温度降下は(1)式を t で微分して次のごとく表わせる。

$$dT/dt = -\alpha T \quad (3)$$

しかるに前述のごとく外輪外面と軸受箱外面の温度差はほぼ一定であるから, (3)式をもって装置全体の単位時間当りの温度降下として代表させることができる。したがって単位時間当りの放熱量 H_1 はこの装置の熱容量を C として近似的に次のごとく求められる。

$$H_1 = C\alpha T \quad (4)$$

以上は前述のごとく運転を停止した後の軸受の温度降下より給気の冷却効果を推論したものであるが, 運転中は軸受の回転による空気の渦流が生じ, 放熱条件がよくなり, またその影響は給気量が少ないほど比較的大きいと思われるので, 放熱量の給気量変化による差はいくぶん小さくなるものと考えられる。このような理由から運転停止時の結果をそのまま運転中の軸受に適用することはできないが, 給気量の影響についての定性的傾向は上述の諸式により説明できるものと考えられる。いま軸受温度上昇 T が等しい場合を考えると, そのときの放熱量 H_1 は冷却速度指数 α に比例することになる。したがって給気量 $0 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合の α を α_0 とすれば, 給気量が増加したとき放熱量が何倍になるかは冷却速度指数 α の比 α/α_0 によって表わすことができる。すなわち α/α_0 は空気を送らない場合に対する放熱量比を意味するものであり, その値は第3図に示すごとくである。 α および α/α_0 の曲線よりわかるように給気量 $1 \text{ m}^3/\text{h}$ 程度までは給気量増加の

効果は大きい、それ以上では比較的少くなる。このことは第 1 報第 13 図において軸受温度上昇の曲線よりも認められるところである。また (4) 式からわかるように同一の放熱量の場合には α と T の積が等しい。したがって α が大きいほど T は小さく、放熱量比 α/α_0 の逆数 α_0/α は発生する摩擦熱が等しい場合の軸受温度上昇の比を表わすことになる。

ii) 回転速度の影響 第 4 図は軸受荷重、給油量、給気量が一定の場合の回転速度と摩擦係数および温度上昇の関係を示す。使用油は第 1 表スピンドル油 B である。軸受温度上昇は噴霧潤滑においても回転速度が増加するとかなり大きくなるが、摩擦係数の増加

第 4 図

率は比較的小さい。また、回転速度が高くなるにしたがってそれらの増加率は小さくなっている。それらについては以下のごとく説明することができる。

軸受の発熱量 H_2 は摩擦モーメントを M 、回転速度を N とすると

$$H_2 = aMN \quad (5)$$

上式において a は定数で、 $a/2\pi$ は仕事の熱当量に相当する。噴霧潤滑における軸受摩擦は第 1 報で述べたごとく極端に給油量の少ない場合を除いては主として粘性摩擦であるから、その摩擦モーメント M は油の粘性係数を μ として

$$M = b\mu N \quad (6)$$

ここで b は定数である。これを摩擦係数 f の式になおすと、軸受荷重を P として

$$f = \frac{k_1}{P} \mu N \quad (7)$$

ここで k_1 は定数である。(5)、(6) 式より

$$H_2 = k_2 \mu N^2 \quad (8)$$

が得られる。ここで $k_2 = ab$ である。定常状態においては放熱量と発熱量は等しいから、(4) 式および (8) 式より

$$\begin{aligned} k_2 \mu N^2 &= C\alpha T \\ \therefore T &= \frac{k_2}{C\alpha} \mu N^2 \quad (9) \end{aligned}$$

すなわち摩擦係数および軸受温度上昇が (7) 式および (9) 式の形で回転速度 N の一次および二次の式で表

わされる。したがって軸受温度上昇は回転速度が増加するとかなり大きい値となるが、摩擦係数の増加は比較的少い。しかも (7) 式、(9) 式ともに油の粘性係数 μ がはいており、これが後述の第 12 図からもわかるように軸受温度上昇によりかなり大きく低下するので、実験結果は両者ともに回転速度の増加に伴いその増加率が減少している。

回転速度が増加すると最適給油量は増加する。第 5 図は図中破線で示すごとく給油量を回転速度に比例的に変化させた場合の回転速度と温度上昇および摩擦係数の関係を示す。使用油はスピンドル油 B である。この場合には、温度上昇は回転速度の増加に伴って直線的に増加している。

第 5 図

iii) 潤滑油の影響 第 6 図、第 7 図および第 8 図、第 9 図は回転速度 10 300 rpm および 20 400 rpm の場合の給油量と温度上昇および摩擦係数の関係を示すもので、第 6 図および第 8 図はスピンドル油 A、第 7 図および第 9 図はタービン油 F を使用した場合の実験結果である。給油量と温度上昇および摩擦係数の関係はいずれの場合も第 1 報で述べたと同様の傾向を示している。すなわちそれらの値は、回転速度 10 300 rpm の場合には横軸を給油量の対数目盛としたとき直線的に増加するが、回転速度 20 400 rpm の場合には給油量がある量より減少するもあまり変化しない。ただ粘性係数の差によって第 7 図は第 6 図の場合より、第 9 図は第 8 図の場合よりも温度上昇および摩擦係数が大きい値を示しているに過ぎない。これらの結果を総括して給油量と温度上昇および摩擦係数の関係

第 6 図

第 7 図

第 8 図

第 9 図

は、使用油の粘度によって変化しないことが明らかである。

第 10 図および第 11 図は第 1 表中 A~F の 6 種類の潤滑油を使用して、それぞれの場合の軸受温度上昇および摩擦係数を比較して示したものであり、前者は回転速度 10 300 rpm、後者は 20 400 rpm の場合である。なお第 10 図および第 11 図において、実線に対しては横軸は 100°F における油の粘度を示し、破線に対し

ては横軸はその場合の定常運転温度における油の粘度を示しているが、定常運転温度における粘度は第 12 図の温度-粘度図表より求めたものである。これらの図よりわかるように軸受温度上昇および摩擦係数は実際の運転温度における油の粘性係数に比例的である。それは前記 (7) 式および (9) 式の示すところであり、このことは逆に第 1 報においても述べたごとく、噴霧潤滑における給油量が他の潤滑法における給油量に比して非常に少いにもかかわらず、その摩擦が油の粘性摩擦によるものであることを示している。また油が性状表における 100°F の粘度において大きな差をもっ

第 10 図

第 11 図

第 12 図

ているにもかかわらず、運転状態における油の粘度の差はわずかである。これは第 12 図からわかるように粘度の大きい油ほど、温度による粘度の低下率が大きく、また軸受温度上昇も大きいからである。とくに第 11 図においてこのことは著しい。このわずかの粘度変化にもかかわらず図中の破線が示すごとく、軸受温度上昇および摩擦係数の変化は非常に大きい。このことは注目すべき事実であり、油の性状表より見られる粘度差から当然それ相当の温度上昇あるいは摩擦係数の差があってしかるべきであろうという単純な解釈は当らない。また第 10 図および第 11 図を比較してわかるように油の粘度の影響は回転速度が大きいときは非常に大きく表われる。

第 13 図は粘度の等しい油について添加剤の有無および種類の運転状態に及ぼす影響を示さんとしたものである。しかしこれからわかるように図中に示す程度の運転条件では油の添加剤の影響はほとんど認められない。ただ給油量が非常に少く、また荷重が非常に高く、軸受内に境界潤滑部分が多くなるような条件で

は添加剤の影響も相当あらわれるものと推察される。本実験においてもスピンドル油 B, H, I を使用したときは給油量が少く不安定となる場合にも、油性添加剤のはいったスピンドル油 G を使用するときには安定な摩擦状態を示したことより、給油量の少ない場合あるいは回転速度が大きくなり潤滑を必要とする面より油が振り切られやすい場合には、油性添加剤のはいった油がいくぶんよいように思われる。したがって本実験程度の運転条件においては、噴霧潤滑においてもその油の選択に当っては、主として油の粘度について考慮すべきである。

3. 結 言

以上の実験結果より次のような結論を得た。放熱量は近似的に冷却速度指数 α に比例し、給気量の増加とともにかなり大きく増加するが、その程度は給気量 $2 \text{ m}^3/\text{h}$ において給気しない場合の約 2 倍である。回転速度が高くなると、噴霧潤滑においてもかなり軸受温度上昇は大きい、摩擦係数の増加は比較的少い。しかもそれらは回転速度の増加とともにその増加率を減少する。軸受温度上昇および摩擦係数は運転温度における油の粘性係数に比例的に大きくなるが、添加剤の影響は本実験程度の運転条件ではほとんど認められない。すなわち他の潤滑法に比し非常に給油量の少ない噴霧潤滑においてもその摩擦は主として粘性摩擦によるものであり、したがって使用油の選択に当っては主として粘度について考慮すべきである。またこの場合回転速度が大きくなるほど油の粘度増加による摩擦係数および軸受温度上昇の増加の影響が大きくなることに注意する必要がある。

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。

第 13 図