621.822.7.031.8—57

玉軸受の起動摩擦について⁽¹⁾佐々木 外喜雄⁽²⁾ 小 野 繁⁽³⁾

On the Starting Friction of Ball Bearing

by Tokio SASAKI and Shigeru ONO

In this paper the characteristics of starting friction under loading of ball bearing in relation to the load, the recess time and the bearing temperature are reported. As compared with those of taper roller bearing already reported, the loading conditions are severer, and their effects on frictional characteristics have been found.

1. 緒 言

ころがり軸受においては起動摩擦の小さいということが大きな特長であるといわれているが、このころがり軸受の起動摩擦について従来あまり系統的な吟味がなされていない。筆者らはさきに円すいころ軸受の起動摩擦について検討したが⁽⁴⁾⁽⁵⁾、これと全く同じ方法を代表的な玉軸受である単列深みぞ型玉軸受に対し試みた。この場合は負荷条件がかなりきびしいところまで実験ができ、そのため比較的広範囲にわたって起動摩擦の特性を求めることができた。なお、潤滑剤もグリース、鉱油のほか動植物油に対しても吟味し、あわせて潤滑剤なしの場合も比較検討した。

2. 実験条件

実験に使用した玉軸受は単列深みぞ型玉軸受 #6306 であつて、これを四軸受方式とし容量 2t のばねばかりにより負荷した。したがつて、玉軸受 1 個あたりの最大軸受荷重は 1000 kg となり、この試料玉軸受としてはかなり大な負荷である。何となれば #6306 の静的負荷容量はカタログによると 1200 kg だからである。

潤滑剤はグリース、鉱油、植物油、動物油を各 1 種ずつ選び、次の 4 種を用いた。

G. T. C. 玉軸受用グリース(滴点 95°C、ちょう度キスリング 4・2)

スタナボ・モビール油(粘度 50°C においてレッドウッド 244 s)

カストル油(粘度 50°C においてレッドウッド 574 s)

鯨油(粘度 50°C においてレッドウッド 91 s)

3. 実験結果およびその考察

第 1 図は休止時間(対数目盛)と起動摩擦との関係、第 2 図は軸受温度(外輪)と起動摩擦(休止時間 10 mn の値)との関係を各潤滑剤について示したものである。丸印が測定値で、二重丸印はこれが重なつた場

合であり、これから図の実線のような傾向にあることがわかる。この傾向を既報の円すいころ軸受の場合⁽⁴⁾と⁽⁵⁾と比較すると、まず休止時間に対する摩擦の変化はこの場合どの潤滑剤に対してもほとんどないといつてもよいくらいに小さいことが知られる。しかし、これが全くないのではなく数値的に小なため図にはつきりあらわれないわけで、その傾向は円すいころ軸受の場合と同じく休止時間が長いほど起動摩擦はやはり多少は大となるようである。一方、軸受温度との関係についてもほぼ同様のことがいわれ、数値的には小さいが円すいころ軸受と同様の傾向をもつものと考えられる。

第 3 図は荷重と起動摩擦(休止時間 10 mn の値)との関係を示す。丸印が摩擦モーメントの測定値、二重丸印はこれが重なつたものを示すことは第 1, 2 図と同様である。いま、図の実線に示したような二直線からなる折線を引いてみると、これが測定値の分布状態をかなりよくあらわしていることがわかる。この実線で示される折れた二直線のうち、荷重の小さい方の部分は図の座標原点を通り、いわゆるクーロンの法則にしたがつた摩擦の関係を示すものであり、さらに荷重が大となるとこの関係が破れて摩擦が急激にふえるというのが次の分の実線に示されるところである。すなわち、本実験のような荷重をうける玉軸受ではその摩擦部分である玉と軌道輪との接触点が一種の極圧部分を構成し、負荷側では多く境界潤滑状態となつているため、これが第一の直線で示す関係を与えるものと考えられ、さらにある荷重値以上では他の何らかの原因で図の第二の直線に示すような一そうきびしい摩擦状態を現出するものであることがわかる。しかも、これらの状態は潤滑剤の種類によつてややようすが異なるのであつて、第 3 図の各図における実線の傾きの相違がこれを示している。そして、これは境界潤滑状態における摩擦係数の相違をあらわし、各潤滑剤の油性の比較を示す尺度となるものと思われる。このことは経験的な油性の良否を考えて第 3 図をみれば容易に了

第 1 図

解できる。なお、第3図の×印は摩擦係数の平均値を示し、鎖線は実線に対応した摩擦係数の特性曲線であつて、図に示すような摩擦係数一定の領域におけるその値が上記の油性の目安となるものである。

ところで、第3図においてクーロンの法則にしたがわぬ摩擦領域があらわれるのは何に原因するものであるかを次に考えてみる。これに関して注目すべきことは、第3図においてこの領域に入る荷重値が各潤滑剤の場合にほぼ同じであるということである。そこでこのさい潤滑剤なしの場合はどうなるかをながめてみれば大いに参考となるであろう。第4図がその場合の実験結果であつて、同図(a)は休止時間(対数目盛)

と起動摩擦との関係、(b)は荷重と起動摩擦(休止時間 10 mn の値)との関係を示す。(a)における関係は第1図とほぼ同様であつてこれは説明を要すまいが問題となるのは(b)における関係である。すなわち図にみられるようにこれも第3図の潤滑剤のある場合とほぼ同様であるが、それゆえにこそ一層注目に値する。この場合もある荷重以上では起動摩擦がクーロンの法則にしたがわぬ領域がみられ、かつその荷重値が第3図の場合とやはりほとんど全く同様なのである。そして、このことはこの領域が軸受材料のある限界を示すものと考えられ、しかもそれは材料の塑性変形と関係しているものであることが想像される。何と

図 2

第 2

図 3

第 3

第 4 図

なれば、軸受のいわゆる静的負荷容量の定義から明らかなように、その附近においてはすでに塑性変形が生じはじめるはずであり、その影響がこの負荷において摩擦の増大としてあらわれてきたものと考えられるからである。第4図(b)の横軸に併記した最大負荷をうける玉と軌道輪との間の最大ヘルツ圧力の目盛から、この点のそれは約 300 kg/mm^2 となる。しかも上記したように、潤滑剤のある場合のこの点もまた同じ値と考えるとほぼ正しく、玉軸受の起動摩擦に対してはこの材料の塑性変形の影響もまたかなり大きいものであることが知られる。

なお、クーロン摩擦の領域における摩擦値は油性の目安となることはさきに述べたが、潤滑剤なしの場合のそれがじつはもつとも小さくなっている。また、この領域外においては潤滑剤の有無の各場合でまちまちである。これは上の結論と一見矛盾するように考えられるが、ころがり軸受では多くの転動体のゆえに摩擦部分が多くあつて、これら各部分の総和が軸受の摩擦となるものと考えられるから、最大負荷をうける転動体以外における潤滑状態の影響とくに非負荷側のそれがあり、潤滑剤の粘度にも関係すると考えれば了解がつく。すなわち、潤滑剤なしの場合にはこの粘度の影響が全くないためにクーロン摩擦領域においてももつとも摩擦が小となり、それ以上の負荷でも比較的小なるものであろう。これに反してモビール油の場合、前者においてももつとも大で後者においてももつとも小となるのは、前者においては油性と粘度とがともに利いてきていることの証査を与えるものであり、後者においても軸受材料の塑性変形のみならず潤滑剤の油性と粘度とがやはりある程度の影響はもつことを示すものと

考える。

結局、玉軸受の起動摩擦特性は潤滑剤のいわゆる油性が大きく関係する境界潤滑領域と軸受材料の塑性変形に主としてよると考えられる領域とに大別して考えられることがほぼ明らかとなつた。そして、これがころがり軸受の起動摩擦における一つの大きな特性を示すものであることは想像に難くないところである。なお、玉軸受の起動摩擦がすべり軸受に比してきわめて小さな値となり、かつ円すいころ軸受の場合よりも小となることは本実験結果から明らかであろう。また、上記の第二の領域に相当する負荷条件でころがり軸受を使用することは、起動摩擦損失の面においてはもちろんその寿命上においても好ましくないのである。

4. 結 言

本研究の結果、次のことがいえる。

(1) 玉軸受の起動摩擦はすべり軸受に比してきわめて小であり、また円すいころ軸受に比しても小である。

(2) 玉軸受の起動摩擦に対する休止時間の影響はほとんどないと考えてよい。

(3) 玉軸受の起動摩擦と軸受温度との関係は、円すいころ軸受の場合と同じく、軸受温度の大きなきほど起動摩擦は小となる傾向を有するが、その値の変化はかなり小さい。

(4) 玉軸受の起動摩擦と軸受荷重との関係は、クーロンの摩擦法則にしたがう部分とこの関係より摩擦が大となる部分との二つの領域にわけて考えられ、第一の領域においては潤滑剤のいわゆる油性が、第二の領域では軸受材料の塑性変形がそれぞれ大きく影響す

るものようである。

(5) 上記の第二領域に相当した負荷条件で静止した玉軸受を使用することはさけるべきである。

注:—

(1) 昭和 26 年 4 月 4 日 第 28 期 経 済 学 会 講 演 会 に お い て 講 演,
原稿受付 昭和 26 年 10 月 16 日。

(2) 正良, 京都大学工学部。

(3) 正良, 京都大学工学研究所。

(4) 佐々木, 小野, 外 2 名, 機械学会論文集, 17 巻 63 号
(昭 26), 21 ページ。

(5) 佐々木, 小野, 機械学会論文集, 17 巻 63 号 (昭 26), 37
ページ。

621.822.8.031.6

ころ軸受の起動摩擦について⁽¹⁾

佐々木 外喜雄⁽²⁾ 小 野 繁⁽³⁾

On the Starting Friction of Roller Bearings

by Tokio SASAKI and Shigeru ONO

The starting frictions of cylindrical and taper roller bearings under comparatively severe loading conditions were measured. From these data and already mentioned data of ball bearing, the characteristics of starting friction of rolling bearings in general were discussed.

1. 緒 言

単列深みぞ型玉軸受および複列円すいころ軸受の起動摩擦特性についてはすでに報告したが⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾, 前者においてかなり広範囲の負荷条件に対するそれを見出したのに対し, 後者では比較的軽い負荷条件についてのみしか求めえなかつた。本文は, その後者のさらにきびしい負荷条件下における起動摩擦特性および円筒ころ軸受の広範囲にわたる負荷条件下のそれを求めた結果の報告であつて, これとさきの三論文とを総合することにより, ころがり軸受全般に関する起動時の摩擦特性と荷重との関係を論じたものである。

2. 実験方法および実験条件

実験方法の主要点は前記三論文の場合と同様であつて, 佐々木式四軸受試験機を使用した。ただ同試験機では負荷用ばねばかりの容量が 2 t であるため, 正常な四軸受方式をとると第 1 図 (a) に示すように 1 個の試料軸受がうける最大荷重は 1 t となり, 所期の負荷条件に不足する。そこで, この場合は 3 個の軸受を用いて同図 (b) のように組立て使用して, 中央の 1 個のみは最大荷重 2 t をうけるごとくした。これにともない, 計測される摩擦モーメントの値からこの中央の試料軸受のそれを求めるには両側の 2 個の軸受のその値を減ずるといふ手段をとり, したがつてこの両側の軸受には摩擦モーメントが既知のものを選ぶこととした。

試料軸受は, 単列円すいころ軸受として #30306 を 2 個 single-cone double-cup 型に組立て使用し, 円筒ころ軸受としては #NP 306 を用いた。前者の場合に複列としたのは単列では純ラジアル荷重をうけえない

第 1 図

からであるが, これを単列円すいころ軸受の場合にあてはめて考えることもできる。また後者において特殊な NP 型を用いたのは普通の N 型あるいは NU 型が入手できなかったためで, この場合は NP 型でもこれら普通型と大きな相違は考えられない。なお, 起動摩擦が既知であるべき両側の

軸受としては, 単列深みぞ型玉軸受 #6306 あるいは 2 個の #30306 を組合せた複列円すいころ軸受を適宜使用し, それぞれさきに報告した実験結果を利用した。

負荷条件はその静的負荷容量をカタログから求めて参照し次のごとく選んだ。すなわち, 複列円すいころ軸受では #30306 のカタログ荷重が 2 700 kg であるから複列のとき簡単にその 2 倍すなわち 5 400 kg と考えて 100~2 000 kg の範囲内で 200 kg 段階に, 円筒ころ軸受ではそのカタログ荷重が 1 750 kg である