研 究

予圧を与えた直動玉軸受の摩擦抵抗*

須 田 稔** 石 川 義 雄**

On the Frictional Resistance of Preloading Linear Ball Bearing

Minoru SUDA, Yoshio ISHIKAWA

This paper describes some experiments on the frictional resistances of preloading linear ball bearings called ball bushings. The experimental results obtained are as follows.

(1) The frictional resistances increase with the increase in the preloading. In the case of radial preloading of 4-10 μm for a 25 mm diameter shaft, the value of the maximum frictional resistance is about twice of that in the case of no preloading. The rate of increase in the frictional resistance with the preloading decreases as the bearing load increases.

(2) The maximum values of the frictional resistance increase approximately in proportion to the elastic contact deformation between the ball tracks and load-carrying balls.

(3) The average values of the frictional resistance increase approximately in proportion to the total forces which are acting on the load-carrying balls.

1. 緒 言

軸との間にわずかなすきまを与えた場合における直動玉軸受の摩擦特性については既報¹⁾で述べた。しかし、一般に直動案内の精度や、軸受剛性を増す必要性から、軸と軸受との間に負のすきま、すなわち初期予圧を与えて用いることが多い。その際、予圧量は両者間の上記負のすきまを変えることにより任意の値を選ぶことができる。また、この場合、直動玉軸受の摩擦抵抗は、予圧をかけない場合に比べ、転動体に作用する荷重の増加等によって異なった特性を示す。しかし、従来、このような使用条件における摩擦特性について明らかにした研究報告は見受けられない。筆者らは、軸と軸受との間に、適宜予圧量を与えた際のころがり摩擦抵抗がどのような変化を示すかを、軸と軸受との相対速度がきわめて低い場合について実測し、考察を加えた。

2. 実験装置および測定方法

実験装置は既報と同じものを用いた。測定方法は供試軸受に軸と直角方向の荷重を加え、無潤滑で供試軸受の摩擦抵抗を荷重変換器とレコーダにより測定記録した。

供試軸受は、呼び径 25 mm、玉列 6 列、玉数は 1 列につき 30 個、このうち軸と接触して負荷を受ける有効玉数は 12 個、玉径は 3.175 mm、予圧を与えるには軸径を順次変える方法もあるが、各軸について同じ条件のものが得られにくいので、本研究では玉径が標準のものよ

り、それぞれ 2.2, 4.0, 5.1 μm 大きいものを取換えて用い、所定の予圧量を加えた。このため、一定の軸および軸受という条件のもとで、任意の予圧量を与えることができた。

軸の送り速度は 2.6 $\mu\text{m/s}$ 、軸受荷重は 10~70 kg を 10 kg おきに加えた。供試軸受の軌道面および軸のかたさは共に $HRC 58\sim 62$ で、表面あらさは 0.6 S 以下である。

また、供試軸受は、円周方向に 6 か所の軌道面を有しているから、使用する場合、取付位置によって、全列数 6 列のうち、軸と接触して荷重を負担する玉列が 3 列の場合と 2 列の場合とがある。3 列接触の場合は、荷重真下の列にある玉は他の両側の列の玉に比べて 2 倍も大きな荷重を負担することになるが、これに対して、2 列接触の場合は、左右の振分けられたおのおのの列によって、荷重を等分負担することになり、負担荷重が小さくなる。いま、これらの軸受の取付位置を (A), (B) とし、

(A): 荷重真下に玉列がある場合

(B): 玉列を両側に振分けた場合

と区別する。

本研究においては、これら 2 とおりの玉の配列位置について、予圧を加えた場合のそれぞれの摩擦抵抗の挙動を測定し、これらの特性を調べた。

3. 測定結果

3.1 測定結果

予圧を与えた場合の実測値では、全列数 6 列の転動体が同時に軸と接触を保つので、予圧を与えない場合に比

* 原稿受付 昭和 49 年 12 月 28 日。昭和 47 年度精機学会春季大会学術講演会 (昭和 47 年 4 月 5 日) にて発表。

** 正 会 員 埼玉大学理工学部 (浦和市下大久保 255)

図1 測定記録の再現性

図2 各予圧量に対する最大摩擦抵抗

図3 各予圧量に対する最大摩擦抵抗

べ、その再現性が劣るものと考えられたが、すべての測定条件において、図1に示すような良好な状態が認められた。

軸受位置が(A)の場合では、初期予圧のため全列数6列の転動体が弾性変形をしながら軸と接触しているので、軸受荷重が比較的小さいときは、摩擦抵抗を示す波形もほぼ様な高さであり、山の数も多いが、荷重が大きくなると山の数は減少し、一部の波形のみが高くなるという特徴ある傾向を示した。これは軸との間にすきまを有する場合、すなわち予圧なしの軸受の場合と似ている。これらは、軸受荷重が増すにつれて、負荷を受ける上側3列の軌道にある転動体の接触点において弾性変形量が増加し、このため、外筒軌道面と軸とが接近することになり、両者のすきまが小さくなるので、転動体が非負荷域より負荷域へ移る際に大きな抵抗が生じることになり、記録波形の山が高くなったものと考えられる。逆に、その反対側に位置する下側3列の軌道上の転動体の接触点では、はじめ与えられた初期予圧を受けて変形していたものが、軸受荷重が増すに従い、逆に、次第に変

形量が減少し、転動体と軸とは接触圧がより小さくなったものと考えられる。

軸受位置(B)でも(A)の場合と同様な傾向を示した。

図2, 図3はこれらの測定結果をまとめ、軸受位置(A)および(B)について、直径予圧量をパラメータとし、軸受荷重と最大摩擦抵抗値の関係を示したものである。

3.2 予圧量と最大摩擦抵抗値との関係

前述したように最大摩擦抵抗値は予圧なしの場合に比べ、予圧量の増加と共に増大する傾向にあるが、例えば図2に示した軸受位置(A)では、直径予圧量が4.4 μmの場合、最大摩擦抵抗値は予圧なしの場合に比べ、軸受荷重のほぼ全域にわたり約2倍、また直径予圧量8.0 μmにおいては同じく予圧なしに比べ約2倍強、直径予圧量10.2 μmでは約2.5倍であり、またいずれの予圧量でも高荷重域では上記の倍率が幾分低い値を示した。

図3に示した軸受位置(B)における実測値では、上記の図2の場合に比べ、予圧量に対応した最大摩擦抵抗値は幾分低く、特に低荷重域においてこの傾向が強い。

最大摩擦係数については、上記の最大摩擦抵抗の実測

値に対応して図2, 図3に併記した. ここでは予圧量 $10.2 \mu\text{m}$ と予圧なしの場合をのせたが, 軸受荷重の増加と共に減少する傾向が認められる.

4. 測定結果に対する考察

本研究で用いる記号を次のとおりとする.

W : 軸受荷重 (kg)

P : 転動体1個あたりに加わる接触点での垂直荷重 (kg)

P : 予圧を与えたときの転動体1個あたりの荷重(kg)

z : 各軌道において荷重を受ける転動体の数

γ : 360° /玉列数

δ : 弾性変形による接近量 (mm)

S : 半径予圧量 (mm)

ϕ : 弾性仕事量

F : 弾性ヒステリシス損失による摩擦抵抗 (g)

α : ヒステリシス損失係数

K, k : 軸受の形状や寸法により異なる係数

(添字)

i : 転動体と軸との接触を示す.

o : 転動体と外筒軌道面との接触を示す.

1, 2, 3……6: 転動体の軌道位置を示す.

4.1 弾性接近量と最大摩擦抵抗値との関係

上記の測定値において, 予圧量を与えた場合, 最大摩擦抵抗は予圧量が大きくなるに伴い増大し, またその値は軸受位置 (A) および (B) においても異なることが認められた. その理由の一つとして, 軸受に作用する荷重によって軸と軸受外筒軌道面との弾性接近量と, 玉の転動条件との関係を明らかにする必要がある.

いま, 初期予圧がない場合, 軸受位置 (A) および (B) について, 軸受荷重 W と, 各軌道における転動体1個あたりに加わる力 P との関係は次式で表せる.

$$\left. \begin{array}{ll} \text{軸受位置 (A)} & \left. \begin{array}{l} P_1 = \frac{W}{z(1+2\cos^5\frac{\gamma}{2})} \\ P_{2,3} = P_1 \cos^3\frac{\gamma}{2} \end{array} \right\} \\ \text{軸受位置 (B)} & \left. \begin{array}{l} P_{1,2} = \frac{W}{2z \cos \frac{\gamma}{2}} \end{array} \right\} \end{array} \right\} \quad (1)$$

また, 転動体およびこれをはさんでいる軸と外筒軌道面の接触点での弾性接近量は次式で表せる.

$$\left. \begin{array}{l} \delta_i = 1.277 \times 10^{-3} \times \delta_i^* P^{2/3} \sum \rho_i^{1/3} \\ \delta_o = 1.277 \times 10^{-3} \times \delta_o^* P^{2/3} \sum \rho_o^{1/3} \end{array} \right\} \quad (2)$$

ここで,

$\sum \rho$: 曲率の総和 ($\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{111} + \rho_{112}$)

δ^* : $F(\rho)$ を補助変数として求めた関数

[この場合 $\delta_i^* = 0.9986$, $\delta_o^* = 0.9987$]

図4 各転動体を受ける荷重

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{111} - \rho_{112})}{\sum \rho}$$

供試軸受において各数値を代入すると次式で示される.

$$\left. \begin{array}{l} \delta_i = 1.41 \times 10^{-3} \times P^{2/3} \\ \delta_o = 1.35 \times 10^{-3} \times P^{2/3} \end{array} \right\} \quad (3)$$

全体としての弾性接近量 δ は, 転動体と軸および外筒軌道面の接近量の和として次式で表される.

$$\delta = 2.76 \times 10^{-3} \times P^{2/3} \quad (4)$$

これより, 軸受位置 (A) および (B) について, 半径予圧量 S を与えたとき, 軸受荷重 W に対する軸受上部の軌道にある転動体1個あたりに加わる荷重 P' は次式により表せる.

$$P' = KS^{2/3} + P \quad (5)$$

この場合, $K = 2.18 \times 10^{7/2}$ である.

軸受下部の軌道にある転動体については, 上式の右辺の P が負号となる. これらをグラフに示すと図4のようになる. また, 軸受荷重に対する弾性接近量は, 軸受位置 (A), (B) について, 図5のようになる.

次に, 予圧のない場合について, 軸受荷重を増やしたとき, 軸受位置 (A) および (B) の最上列軌道上の転動体に加わる荷重, すなわち軸と外筒軌道面との弾性接近量と, 実験により得られた摩擦抵抗の最大値との関係を図6に示す. 図によると両者の関係は (A) と (B) とにおいてほとんど同じ傾向を示している. したがって図2, 図3のように軸受荷重を基準として比較すれば, 摩擦抵抗の最大値は, (A) の方が (B) に比べて大きい, 弾性接近量, すなわち最上列軌道上の転動体に加わる力を基準として比較すれば (A) と (B) とは同じ傾向をもつことがわかる. これは軸と外筒軌道面との弾性接近量, すなわち転動体の直径の値よりも両者の間隔が小

図5 軸受荷重と弾性接近量

図6 弾性接近量と最大摩擦抵抗

さくすることに関係するもので、転動体が無負荷域から負荷域へ移行するとき、外筒軌道面の傾斜部と軸とはさまれて変形しながら負荷域へ入り込む際の抵抗が、摩擦抵抗の最大値と密接な関係を有することを示している。

同様に、予圧を与えた場合について、上記の弾性接近量と最大摩擦抵抗との関係を図7に示す。図において、予圧量を与えた場合も(A)と(B)とにおいて、同様な傾向が認められる。ここで予圧量が大きいくほど、勾配が急になっているが、これは予圧量が大きいくほど、軸受荷重に対する弾性変形率が小さくなるからである。

4.2 各予圧量を与えた場合の弾性ヒステリシス損失

転動体が予圧を受け、また軸受荷重を受けながら軌道面上をころがるとき、その接触点では弾性変形によってヒステリシス損失が生じるが、予圧を受けて軌道面と接触する転動体の数が多いときは、ころがり摩擦抵抗の一

直径予圧量: 4.4, 8.0, 10.2 μm

図7 弾性接近量と最大摩擦抵抗

因として無視できなくなる。

いま、転動体1個当たりについての弾性ヒステリシス損失は次式により得られる³⁾。

$$\begin{aligned} \phi &= KP^{4/3} \\ F &= \alpha \phi \end{aligned} \quad (6)$$

また、初めに半径予圧量 S を与えておいて、更に荷重 P を加える場合は、次式により求められる。

$$\phi = K \left[k \left(\frac{S}{2} \right)^{3/2} + P \right]^{4/3} \quad (7)$$

供試軸受について、各係数を求めると次の値になる。

$$\begin{aligned} K_i &= 1.190 \times 10^{-2} & k_i &= 5.973 \times 10^{-1} \\ K_o &= 1.099 \times 10^{-2} & k_o &= 6.375 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

また、関連実験から得られた値 $\alpha = 7 \times 10^{-3}$ を用いて、軌道1の転動体と軸についての摩擦抵抗 F_1 を求める次式になる。

$$F_{i1} = 7zK_i \left[k_i \left(\frac{S}{2} \right)^{3/2} + P_1 \right]^{4/3} \quad (8)$$

軌道1の転動体と外筒軌道面については、 K_i, k_i の代わりに、 K_o, k_o を用い、また、軌道2および軌道3については、 P_1 の代わりに P_2 とする。なお、 $F_4 \sim F_6$ は、[]の中の正号を負号とする。

各軸受荷重に対して、弾性ヒステリシス損失すなわち $F_1 \sim F_6$ までの合計を、予圧量をパラメータとして示したのが図8である。

4.3 最大摩擦抵抗の測定値と計算値

軸受位置(A)および(B)を比べると、最上列の負荷側にある転動体に加わる荷重が同じならば、生じた摩擦抵抗の最大値もほぼ同じである。そこで、摩擦抵抗を生

図8 弾性ヒステリシス損失

1: 転動体が非負荷域から負荷域へ移る際の抵抗, 2: 負荷域での転動体と保持器とのすべり摩擦, 3: 弾性ヒステリシス損失, 4: 転動体同士の逆向きすべり摩擦および非負荷域での転動体と保持器とのすべり摩擦
軸受位置: (A), 直径予圧量: 10.2 μm

図9 実験値と計算値との比較

じさせる主な原因¹⁾として

- (1) 転動体が無負荷域から負荷域へ入り込む際の抵抗
- (2) 負荷域の転動体と保持器側面とのすべり摩擦
- (3) 弾性ヒステリシス損失
- (4) 無負荷域での転動体と保持器側面とのすべり摩擦, および接触している転動体同士の逆向き回転によるすべり摩擦

があげられるが, このうち, (1), (2), (3) による摩擦抵抗は, すべて転動体の接触部に加わる力によって決まるものであり, (4) に比べるとその占める割合は非常に大きい。

軸受位置 (A) について, 直径予圧量 10.2 μm の場合, これらを試算してみて, 実験値と比べてみたのが図9である。ここでは, 外筒軌道面の逃げ角 $\theta = 1.5^\circ$, 転動体と保持器側面との片側すきまを 0.05 mm, その接触部での摩擦係数 $\mu = 0.13$ とした。この数値は前報と同じで

図10 全転動体に加わる荷重の総和と摩擦抵抗

ある。

しかし, 直径予圧量が 4.4 μm のときは, 計算値は実験値に比べやや小さくなった。これは, 軸受荷重が増すにつれて, 軸受上側軌道での弾性接近量により, 軸受下側軌道では, この量だけ初期予圧量が減少し, ついには軸と転動体とは無接触の状態になるはずであるが, 軸受外筒や軸の曲げ変形などのため, 実際的には記録波形からも認められるが, 依然として下側軌道面では接触を保っているため, 摩擦抵抗の測定値が計算値よりも大きくなったものと考えられる。

直径予圧量が 8.0 μm のときは, 測定値と計算値はこれよりも近づいている。

4.4 全転動体の接触荷重と平均摩擦抵抗

予圧なしのとき, 軸受位置 (A), (B) について, 軌道列のすべての転動体を受ける荷重の総和と, 摩擦抵抗の最大値および平均値との関係を示したのが図10である。最大値は, (A), (B) それぞれ差異があるが, 平均値の方はやや同じ傾向を示している。

また, 軸受位置 (A) の場合, 与えられた予圧力を受けている全転動体が, 軸受荷重の増加と共に, その接触部において全接触荷重がどのような変化を示すかをみたのが図11である。これより軸と接触が離れてしまう軌道列と軸受荷重との関係がわかる。これと平均摩擦抵抗の測定値とを比べると, ほぼ同じような特徴ある傾向を示しており, 平均摩擦抵抗は転動体の接触荷重の総和に関係があるものと推定できる。

5. 結 言

軸受剛性を増すため, 直動玉軸受に初期予圧量を与え

図 11 全転動体に加わる荷重の総和と平均摩擦抵抗

た場合、軸受位置 (A) および (B) について、それぞれの軸受荷重における摩擦抵抗を測定した結果、次のことがわかった。

- (1) 予圧量が大きいほど摩擦抵抗は増大するが、直径予圧量が $4 \sim 10 \mu\text{m}$ の範囲では、摩擦抵抗の最大値は予圧なしの場合に比べ、低荷重においては約 2～3 倍になる。しかし、高荷重になると、これより少なく、およそ 1.5～2.5 倍になる。
- (2) 同一条件では、軸受位置 (B) の方が (A) より摩

擦抵抗は小さいが、いずれの場合も、軸受荷重が増すに従って、摩擦抵抗を示す記録波形の山の数は次第に減少し、負荷を分担する側の軌道列と同じ数の波の山の高さが際立って大きくなる。すなわち、予圧なしの状態に似てくる。

- (3) 軸受位置 (A) および (B) について比較してみると、軸受最上列の負荷側の転動体に加わる力が同じならば、摩擦抵抗の最大値もほぼ同じであり、このことから、最大摩擦抵抗は軸と外筒軌道面との弾性接近量に関係があるものと推定できる。
- (4) 平均摩擦抵抗と、計算によって求めた予圧力を含めたすべての転動体に加わる荷重の総和とは、各軸受荷重について比べると同じ傾向を示す。

終わりに、本研究においてご協力をいただいた埼玉大学理工学部・塚崎重多郎氏に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 石川義雄, 須田 稔, 塚崎重多郎: 直動玉軸受の摩擦抵抗について, 精密機械, 40, 7 (1974) 564.
- 2) 石川義雄, 塚崎重多郎, 須田 稔: 直動玉軸受の予圧量と摩擦抵抗について, 昭和 47 年度精機学会春季大会学術講演会前刷 (1972) 257.
- 3) D. Tabor: Dynamic Mechanical Losses in Rolling Contacts, Rolling Contact Phenomena, Elsevier, New York (1962) 97.

情 報

(p. 977 より続く)

この高精度加工を可能とした要因としては、研削盤本体の送り動力伝達系、機体、工作物保持装置、砥石、軸受、砥石のバランス装置、ドレッシング装置、寸用検出装置、制御装置の発達をあげることができる。特に寸用検出装置と送り装置を制御装置で結びつけた自動寸装置は研削熱による機体の変形、研削中の機体の弾性変形、砥石摩耗、ドレッサの摩耗などによる不正確さを取り除き、高度の仕上精度を可能にするとともに自動化をも可能にした点でその役割はきわめて大きい。

ところで、研削技術は石器時代に始まり、1877 年にブラウンシャープによる万能研削盤の発明で本格的な研削盤が登場する。その後、米国の自動車産業の発達のもとに精度の高い加工ができる工作機械として砥石の開発とともに飛躍的に発展し、その機種もクランクピン研削

盤、カム研削盤、歯車研削盤といったように拡大している。さらにここ数年来の自動化、高精度化、省力化、高速化の要求はエレクトロニクス技術の進歩と相まって高精度の高速研削盤、NC 研削盤、AC 研削盤を生み出すまでになっている。

これに対し、難削材の加工を高能率にするものとしてダイヤモンド砥石の開発などが意欲的に進められてきた。

昭和 27 年ごろに登場した従来の研削加工と電気化学的加工を結びつけた電解加工は精度を維持しながらきわめて高能率に難削材の加工ができる点で、この方面の流れを一步進めたものとして注目される。

(服部 敏夫)