ボールねじの寿命に関する研究 (第3報)*

—スぺーサボールの使用ならびに軌道面硬さが疲れ寿命に及ぼす影響—

下 田 博 一** 井 沢 実**

Study on Fatigue Life of Ball Screw (3rd Report)

—The Influence of Use of Spacer Ball and Raceway Hardness on Fatigue Life—

Hirokazu SHIMODA and Minoru IZAWA

In the present paper, the life tests of 24 ball screws assembled with 66 nylon spacer balls and that of 19 ball screws which differ from the 1st and 2nd reports in the raceway hardness are carried out. Based on the results of these life tests, the influence of use of spacer ball and the raceway hardness on the fatigue life are discussed. The results may be summarized as follows: (1) The basic dynamic load rating of ball screw assembled with the spacer balls is 10% greater than that filled up with the active balls, because the spacer balls reduce the slips between the active balls and raceways. (2) The 66 nylon spacer balls are durable enough for practical usage. (3) The basic dynamic load rating of the ball screws of HRC 56.3 in the raceway hardness of screw shaft is decrease by 20% compared with that of HRC 61. (4) It becomes clear that the fatigue lives of ball screw are considerably influenced by the raceway hardness compared with those of ball bearings from the empirical formula derived in this report.

Key words: ball screw, fatigue life, fatigue failure, life test, basic dynamic load rating, rating life, life distribution, spacer ball, nylon ball

1. 結 言

ボールねじ運転中の摩擦を低減したり、動摩擦トルクの変動を平滑化する目的から、ナット内にスぺーサボールを組み込んだボールねじを使用する事例が多く見うけられる。スぺーサボールは一般に負荷球よりも数十 μm 小さい球で負荷用鋼球間に挿入することにより、隣接する球同士の摩擦を低減して、平滑な作動状態の得られることが知られている¹⁾²⁾。本報では、まず負荷球に対して40 μm 小さい66ナイロン製スぺーサボールを負荷球の1個おきに充てんしたJIS-C3級精密ボールねじ24個を試料として寿命試験を実施し、その寿命特性を明らかにするとともに負荷球だけが充てんされているボールねじの寿命特性との比較検討を行った。

ところで、前報³⁾⁴⁾まででボールねじに発生する初期の転動疲れ破損はそのほとんどが球リターンチューブ裏側のナット軌道面に集中し、ねじ軸軌道面には発生しないことを明らかにした。通常のボールねじで

は、ねじ軸軌道面上のHertz応力はナット軌道面上のそれより大であるにもかかわらず、ねじ軸とナット間に上記のような転動疲れ強さの差異を生ずるのは、リターンチューブ裏側のナット軌道面上の球にかなり大きな負荷が偏って作用することが大きな一原因であることも明らかにした。そこで本報ではさらに、ねじ軸に対して前報までとは異なる材質を採用することにより、ねじ軸軌道面の硬度を意図的に低下させて寿命試験を実施し、このような場合におけるねじ軸とナットの転動疲れ強さの関係を確かめ、これを総合してボールねじにおける軌道面硬さがその疲れ寿命に及ぼす影響について検討したのでこれらの結果を報告する。

2. スぺーサボールを用いた ボールねじの寿命特性

2.1 試験用ボールねじと試験方法

試験用ボールねじは2.5巻、2列のナット2個から構成されており、その構造および主要寸法は前報の場合と同様である。図1は両ナット内における球の充てん状態を示しており、荷重用ナットには、負荷球だけが組み込まれ、一方試験用ナットには鋼球に対して

* 原稿受付 昭和60年6月25日、昭和59年度精機学会春季大会学術講演会(昭和59年3月25日)にて発表

** 正 会 員 明治大学工学部(川崎市多摩区東三田1-1-1)

Fig. 1 Arrangement of active and spacer balls in ball screw

直径で $40\ \mu\text{m}$ 小さいナイロン製スペーサボールが 1:1 の割合で組み込まれている。このようなナット構成方法を採用すると、荷重用ナット内の負荷球に作用する転動体荷重は試験用ナット内のその 1/2 になる。また、負荷球だけが組み込まれた前報までのボールねじの寿命特性と比較する目的から、本実験における試験荷重は $F=5.88\ \text{kN}$ とし、試験用ナット内の負荷球に働く転動体荷重が前報の場合と同一になるように配慮した。一般に、ボールねじにスペーサボールを組み込む場合、小径の鋼球を使用するのが普通であるが、運転中の騒音対策上から合成樹脂製球を組み込む事例もまた少なくない。本報では、負荷球とスペーサボールとの識別を容易にする意図も含めて前記のとおり 66 ナイロン製ボールを使用した。また、本報における寿命試験条件は前報の場合と全く同様とした。

2.2 寿命試験結果

24 個のボールねじ試料を用いて寿命試験を実施し、運転回転数と累積破損確率の関係をワイブル確率紙上にプロットした結果を図 2 に示す。図示の寿命値は前報でも述べたように軌道面上に $0.3\ \text{mm}$ 以上のピッチングが発生した時点におけるねじ軸総回転数を表している。同図より、ワイブル勾配を推定すると $e=5.3$ が得られ、スペーサボールを組み込んだボールねじにおいても通常のボールねじの場合と同様、寿命のばらつきは極めて小さいことが確かめられた。また、同図には信頼水準 90% に対する上部信頼限界ならびに下部信頼限界をそれぞれ 95% ランク線と 5% ランク線で示したが、寿命試験結果は全破損領域にわたりワイブル分布関数によく適合していることがわかる。次に、尺度パラメータの値 $L_0'=19\ 341$ から基本動定格荷重を推定すると $C=9.52\ \text{kN}$ が得られる。この値はスペーサボールを用いた単一ナットボールねじの C を表しており、第 1 報で述べたスペーサボールを用いない単一ナットボールねじの C と比較すると 2.4% 増大している結果が得られた。また、この値に

Fig. 2 Life distribution of ball screw assembled with spacer balls

確率乗積法則を適用してダブルナットボールねじの C に換算し、第 2 報で述べたダブルナットボールねじに同じ試験荷重 ($5.88\ \text{kN}$) が付与された場合の寿命試験結果と比較すると、 C は 15% 増大する結果が得られる。以上より、ボールねじにスペーサボールを組み込むと C は増大し、したがって寿命も増大させることがわかる。図 3 (a), (b), は、それぞれ試験用ボールねじの両ナットのすべての球循環路にスペーサボールを負荷球に対し 1:1 の割合で組み込んだ場合と、両ナット中の一方の球循環路に負荷球だけを組み込んだ場合におけるナット片道ストローク中の動摩擦トルク記録波形の一例を示す。これより本例の場合、スペーサボールの使用により最大摩擦トルクは 28%、最大摩擦トルク変動は 62% 低減できることが明白である。したがって、スペーサボールの組込みによるボールねじの寿命増大の傾向は、ねじ内における球のすべりが軽減されることに起因するものと推察され、既に第 1 報で述べた推論をさらに裏付けるものと考えられる。

2.3 ナイロン球の摩耗と耐久性

寿命試験において使用したナイロン球の直径寸法とそのばらつきを図 4 に示す。スペーサボール本来の機能から言えば、同図に示す程度のばらつきであれば使用上全く問題はないが、本報では寿命試験期間中における摩耗量を調べる目的から、球径 $3.135\ \text{mm}$ に対して $\pm 2\ \mu\text{m}$ 以内のナイロン球を選別して用いることにした。そこで寿命試験終了後、全ボールねじ試料内の

(a) Case of ball screw assembled with spacer balls

(b) Case of ball screw filled up with active balls

Fig. 3 Friction torque of ball screw

Fig. 4 Frequency distribution of nylon ball diameter

ナイロン球 2016 個についてその外観を調べ、さらにその直径寸法を測定した結果、各球の摩耗量および外形状態には極めて大きなばらつきが認められた。図 5 に全試料におけるナイロン球の摩耗量の度数分布状態を示す。図中の度数はボールねじ試料総数に対応し、また摩耗量は各ボールねじ試料内のすべてのナイロン球の平均値を表している。これより全ボールねじ試料

Fig. 5 Frequency distribution of wear in nylon spacer balls

についてのナイロン球の総平均値は $16.6 \mu\text{m}$ 、標準偏差は $17.3 \mu\text{m}$ で極めてばらつきの大きいことがわかる。なかでも平均摩耗量が $80 \mu\text{m}$ を越えたボールねじ試料においては、偏平に塑性変形を生じたり著しい偏摩耗を生じたナイロン球も数多く存在していた。このようなボールねじ試料ではその軌道面上にかなり進行した状態の転動疲れ破損が認められ、このような剝離部分や剝離片がナイロン球の塑性変形や偏摩耗発生の原因になったものと推察される。しかしながら、大部分のボールねじ試料においてはそのナイロン球の平均摩耗量は $30 \mu\text{m}$ 以下であり、ナイロン球のスペーサボールとしての機能にはさほどの影響はなかったものと考えられる。

3. ねじ軸硬度を変化した場合の寿命試験結果

3.1 試験用ボールねじ

前報までにおいて、ボールねじのねじ軸の転動疲れ強さはナットの転動疲れ強さを上回ることを確かめ、このような傾向がリターンチューブ式ボールねじにおける構造上問題点とナットとねじ軸における応力繰返し数の差異に起因することを明らかにした。そこで本報ではさらに、ねじ軸材料として S55C を用い、これに誘導加熱焼入処理を施してねじ軸軌道面の表面硬度と転動疲れ寿命の関係について調べることにした。本寿命試験に用いたボールねじ試料の諸元は表 1 に示すようであり、ボールねじ試料の構造ならびに寿命試験における運転条件および潤滑条件は前報の場合と全く同様である。

3.2 寿命試験結果

19 個のボールねじ試料を用いて実施した寿命試験結果から求めた寿命分布状態を図 6 に示す。これよ

Table 1 specifications of ball screw

Shaft diameter	25 mm
Lead	6 mm
Ball diameter	3.175 mm
Conformity factor	0.566
Contact angle	45°
Number of thread turns (nominal)	2.5-1
Hardening (shaft)	Induction heating
(nut)	Carburizing
Hardness (shaft)	HRC 56.3
(nut)	HRC 61
Material (shaft)	S 55 C
(nut)	SCM 420

Fig. 6 Life distribution of ball screws which is lowered in shaft raceway hardness

り、各寿命値はワイブル分布によく適合すること、およびワイブル勾配は $e=4.6$ となり、従来の寿命試験結果と比べ、そのばらつきは若干大きくなることわかる。また、尺度パラメータの値から基本動定格荷重 C を推定すると $C=5.60$ kN が得られ、SCM 420 材に浸炭焼入れを施したボールねじの場合と比較して 33% 低減する結果が得られた。ところ、本試験に用いたボールねじ試料および前報のボールねじ試料のねじ軸表面硬度測定結果をそれぞれ図 7 および図 8 に示す。これらはいずれも全試料に対して 6 か所のねじ軸軌道表面の硬度測定値を度数分布として表したものである。これら両図より S 55 C 材を用いたねじ軸の硬度のばらつきは SCM 420 材のそれと比べてかなり大きく、これが寿命のばらつき増大の一原因になっているものと考えられる。また、全試料の平均ねじ軸硬度はそれぞれの材料に対し HRC 56.3* および HRC

Fig. 7 Frequency distribution of shaft raceway hardness

Fig. 8 Frequency distribution of shaft raceway hardness

61 であり、このような差異が基本動定格荷重値の差異の主原因になっているものと考えられる。

3.3 ねじ軸とナットの転動疲れ強さの関係ならびに硬度と寿命の関係

寿命試験を実施した 19 個のボールねじ試料のうち 18 個の試料は、ねじ軸軌道面上に初期の疲れ破損、すなわち直径 0.3 mm 以下の微細なピッチングが発生

* 現在国内ボールねじメーカーの多くは、誘導加熱焼入れしたねじ軸に対して HRC 58 以上の硬度を保證しているようである。

Fig. 9 Relation between C/C_B (C/C_M) and C_B/C_M (C_M/C_B)

し、そのうちの8個の試料についてはほぼ同時期にナット軌道面上にも同様な初期の疲れ破損が認められた。また、最初にナット軌道面上に初期の疲れ破損を生じた1個の試料については、ほぼ同時期に極めて微細なピッチングがねじ軸軌道面上にも発生していた。以上より本寿命試験に用いたボールねじについては、明らかにナットの転動疲れ強さの方がねじ軸より大きいといえる。そこで、ねじ軸とナットならびにボールねじ全体の基本動定格荷重をそれぞれ C_B , C_M , C とした場合、 C_B/C_M (あるいは C_M/C_B) と C/C_B (あるいは C/C_M) の関係を求めると図9が得られる。これより、ボールねじのような寿命分布の e の大きなものでは C/C_B あるいは C/C_M はほとんど1に近く、したがって C_B あるいは C_M のうちのいずれか一方の値の小さい方がほぼボールねじ全体の C と等しくなることがわかる。このような傾向は $e=10/9$ をとる一般の玉軸受の場合と比べるとかなり顕著な相違であることもわかる。

次に、前報の寿命試験結果からナット軌道面に初期の疲れ破損を生ずるまでの寿命 L_M と、さらに寿命試験を継続しねじ軸軌道面に初期の疲れ破損が現れるまでの寿命 L_B を求め、それらの比と C/F の関係を求めた結果は図10に示す。ここで、 L_B , L_M はいずれも L_{50} すなわちメディアン寿命を表している。これより、予圧荷重 $F=5.88$ kN を作用した場合、および $F=9.8$ kN を作用した場合の寿命データから、 L_B/L_M と C/F の関係を求めると次のような実験式を得ることができる。

Fig. 10 Relation between L_B/L_M and C/F

Fig. 11 Relation between median lives of shaft and nut and Vickers hardness of their raceways

$$\frac{L_B}{L_M} = 1.54 \left(\frac{C}{F} \right)^{1/2} \quad (1)$$

ところで、一般の転がり軸受では硬さと疲れ寿命の間に次式のような関係の成り立つことが知られている。

$$L \propto \left(\frac{HV}{750} \right)^{6 \sim 7.5} \quad (2)^{5)6)}$$

$$L \propto \left(\frac{HRC}{58} \right)^{10.8} \quad (3)^{7)}$$

そこで、筆者らの行った今までの一連の寿命試験から、SCM 420 材に浸炭焼入れを施したボールねじ試料では軌道面硬さは HRC 58 すなわち HV 697 を上回っていたことから、ボールねじについてもねじ軸あるいはナットのメディアン寿命と軌道面のビッカース硬さの関係を求めてみると図11に示すような結果が得られる。この図において、まず前報の $F=5.88$ kN の場合におけるナットのメディアン寿命 $L_{50}=3.79 \times 10^6$ rev を式(1)に代入してねじ軸のメディアン寿命を求めると $L_{50}=7.23 \times 10^6$ rev が得られる。次に、前述した S 55 C 材製ねじ軸では軌道面硬さが HRC

56.3 すなわち HV 620 であり、ねじ軸のメディアン寿命は $L_{50}=1.3 \times 10^6$ rev であったから、これらよりねじ軸の転動疲れ寿命とビッカース硬さの関係を求めると次式が導ける。

$$L_{50}=11.6 \left(\frac{HV}{750} \right)^{11.5} (\times 10^6 \text{ rev}) \quad (4)$$

次に、ねじ軸とナットが同一材料で作製されそれらの軌道面硬さも同等で、しかもその球循環回路に 0.5 巻きの端数をもつリターンチューブ式ボールねじでは通常の場合 $C_B > C_M$ であり、したがって $C = C_M$ と見なしうるから、ナットの疲れ寿命に対しても式 (4) と同様な関係が成り立つものと仮定すれば、このようなボールねじの転動疲れ寿命とビッカース硬さとの間には、次のような関係が成立するものと推察することができる。

$$L_{50}=6 \left(\frac{HV}{750} \right)^{11.5} (\times 10^6 \text{ rev}) \quad (5)$$

式 (4), (5) の指数は式 (2) の指数よりかなり大きいから、ボールねじにおいては、その疲れ寿命に及ぼす軌道面硬さの影響が一般の回転用転がり軸受よりかなり著しいといえることができる。ところで、ねじ軸に対して誘導加熱焼入処理、ナットに対して浸炭焼入処理が施されるボールねじでは、通常これらの表面硬さはそれぞれ HRC 58 (HV 653), HRC 60 (HV 697) 程度であるから、これらの値を式 (4), (5) に代入してねじ軸およびナットのメディアン寿命を推定すると、それぞれ $L_{50}=2.38 \times 10^6$ rev および $L_{50}=2.58 \times 10^6$ rev が得られる。すなわち、ねじ軸の疲れ寿命はナットのそれをわずかに下回る。しかしボールねじを使用する場合、一般にそのストロークはナット長さに対して十分に長くとられる事例が多いから、このような場合ナット軌道面の応力繰返し数に比べてねじ軸軌道面の応力繰返し数はかなり少なくなり、したがってねじ軸の疲れ寿命がかえって延びる結果を生ずるものと考えられる。

4. 結 言

スぺーサボールを用いたボールねじならびにねじ軸軌道面硬さを変化したボールねじについて寿命試験を

実施した。それらの結果を要約すると次のとおりである。

- (1) スぺーサボールを用いたボールねじの基本動定格荷重 C は、負荷用鋼球だけが充てんされた通常のボールねじと比較して平均で 10% 程度増大した。
- (2) このような C の増大すなわち転動疲れ寿命の増大は、スぺーサボールにより、ボールねじ内での球のすべりが軽減されることに起因するものと推察される。
- (3) スぺーサボールとして使用した 66 ナイロン球は実用上十分な耐久性をそなえるものと考えられる。
- (4) ねじ軸の軌道面硬さを HRC 56.3 に低下したボールねじの C は、HRC 61 のボールねじと比較して 33% ほど低減した。
- (5) ボールねじ軌道面のビッカース硬さと転動疲れ寿命の関係について、実験式を導いた。これより、ボールねじの疲れ寿命に及ぼす軌道面硬さの影響は、一般の回転用転がり軸受よりかなり著しいことがわかった。

終わりに臨み、多数の試験用ボールねじをご提供下さった黒田精工(株)に対し心から深甚な謝意を表するとともに、本研究費用の一部分は明治大学科学技術研究所補助金によったことを付記して、関係の方々に謝意を表する次第である。

文 献

- 1) 井沢 実, 下田博一: ボールねじの摩擦に関する研究, 明治大学工学部研究報告, 39 (1980).
- 2) 平田二郎, 柏木季雄, 二宮瑞穂: ボールねじの諸特性について, NSK Bearing J., 634 (1973).
- 3) 下田博一, 井沢 実: ボールねじの寿命に関する研究 (第 1 報), 精密工学会誌, 52, 2 (1986) 326.
- 4) 下田博一, 井沢 実: ボールねじの寿命に関する研究 (第 2 報), 精密工学会誌, 52, 8 (1986) 1431.
- 5) Eschmann, Hasbargen & Weigand: Ball and Roller Bearings, K. G. Heyden, London, (1958) 124.
- 6) R. K. Allan: Rolling Bearings, Pitman and Sons, London, (1964) 183.
- 7) T. A. Harris: Rolling Bearing Analysis, John Wiley and Sons, New York, N. Y., (1966) 360.