ボールねじの放熱特性に関する研究*

(第1報, 外周強制冷却効果の評価実験)

小 淵 信 夫**, 大 塚 二 郎***

Study of the Characteristics of Heat Radiation from Ball Screws (1st Report, The Experiment for Evaluation of the Effect of External Forced Cooling)

by Nobuo OBUCHI and Jiro OHTSUKA

It is the purpose of this paper to evaluate the cooling effect to the ball screw by external forced cooling using oil, when the ball screw is rotating, and to determine what cooling conditions satisfy and maintain the required accuracy of the ball screw. Therefore the transient temperature changes on the center axis of the ball screw are measured, and the heat transfer coefficient α is calculated using the measured values obtained when the revolution speed of the ball screw is 0~1 500 rpm and the quantity of oil per unit area and time is 0~0.17 m³/(m²·min). In addition, the empirical formula is derived from the results of α in the experimental regions on the basis of the appearance of oil flow.

Key Words: Machine Element, Ball Screw, Characteristic of Heat Radiation, External Forced Cooling, Transient Temperature Change, Heat Transfer Coefficient

1. 緒 言

工作機械や産業用ロボットなどの高精度送り・位置決め要素としてボールねじが多く用いられているが、高速条件での使用が要求されるにつれ、ねじ軸とナット間の摩擦熱や他からの流入熱に起因するボールねじの熱膨張が精度上重要な問題となり⁽¹⁾、一部で、ねじ外周より冷却油をかける方法（以下、外周油冷却法と記す）やねじ軸心に貫通穴を開け内部に冷却油を通す方法といった強制冷却が採用され、かなりの熱膨張低下を達成している⁽²⁾。しかしながら、それらの効果の定量的評価は、工業的に重要であるにもかかわらず全く成されていない。また、静止空気中で回転する円柱の熱伝達について、泉⁽³⁾が実験式を求めているが、ボールねじは特殊な形状のねじ溝を有しているため、円柱の場合の結果をそのままボールねじに適用することはできないと考えられる。

ボールねじの定常的な熱膨張は、摩擦熱量・流入熱量と放熱量とのバランス、および、ボールねじの形状・境界条件（ナットのストロークなど）により定ま

る温度分布から計算して求まり、強制冷却による効果は、ねじ表面の放熱特性を向上させることにほかならないが、放熱量を決定する表面熱伝達率を知らねば適確な温度分布と熱膨張量を求めることはできず、逆に、所要精度を満足し維持する冷却条件を設計することができない。

そこで本報では、まず、回転するねじ軸に対する、静止空気、および外周油冷却法の効果を評価することを目的とし、ボールねじ中心軸上の過渡温度変化を実験により測定し、これをもとに平均表面熱伝達率を算出しさらに、外周油冷却については、油の流れの状態を考慮して平均表面熱伝達率の変化について考察した。

2. 放熱特性の評価と実験方法の検討

2.1 放熱特性の評価と実験方法

一般に、物体の放熱特性を評価するには表面熱伝達率が用いられる。すなわち、物体の平均表面温度を T_s 、外周の流体温度を T_∞ ($T_s > T_\infty$)、物体の表面積を A とすると物体からの単位時間の放熱量 Q は、

$$Q = \alpha(T_s - T_\infty)A \quad \dots\dots\dots (1)$$

と表され、表面熱伝達率 α が放熱の良否を示す。

そこで本報においても、ボールねじ表面の熱伝達率

* 昭和61年3月15日 東海支部第35期総会講演会において講演、原稿受付 昭和60年9月2日。

** 正員、東京工業大学大学院 (〒227 横浜市緑区長津田 4259)。

*** 正員、東京工業大学精密工学研究所。

比べ無視できるほど小さくしなければならない。しかし、無限円柱の過渡的温度変化に対するハイスラー線図⁽⁶⁾より、ビオ数の逆数 $1/B_i (=k/ar; k$ は円柱の熱伝導率, r は円柱の半径) が 100 より大きく、フーリエ数 $F_o (=at/r^2; a$ は物体の温度伝導率) が 0.2 より大きければ、式(5)、(6)が適用可能でありこれは、表1に示した本実験用ボールねじの諸元を代入すると、 $\alpha < 30 \cdot 25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $t > 4.8 \text{ s}$ の条件を意味する。すなわち、静止空気による冷却については、十分式(5)、(6)が適用されると考えられる。また、 α が数百の値におよぶ場合(外周油冷却の場合)も、 $F_o > 1 (t > 24 \text{ s})$ では、中心温度に対する他の位置での温度の比は、一定値で表されるので[例えば $\alpha = 600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ のとき、中心温度に対する表面温度の比は 0.91], $F_o > 1$ を満足するように t_1 を選べば、ねじ軸内部の任意位

置の温度変化を式(6)に適用しても求まる α は変わらない。

そこで、本研究では、以上2方法のうち過渡温度測定法を採用する。

3. 実験

3.1 実験用ボールねじ 実験に用いるボールねじの諸元を表1に、ねじ形状を図1に示す(ねじ表面のかくれ線は省略)。ねじ中心軸上には、ねじ軸内部温度を測定するため、貫通穴($\phi 12$)が開けられている。

3.2 実験装置と実験 実験装置は、図2の駆動・測定系と図3の加熱・冷却油循環系の二つを構成した。図2に示すように、ねじ軸の駆動は三相誘導モータによりプーリを介して行い、回転数はインバータ、回転計により調整する。ねじ軸中心温度は、サーミスタをねじの貫通穴中3点に挿入し、スリッリングを通じて記録する。なお、ねじ軸と支持軸受との間にはベークライトを入れ、軸受との熱の流出入を断じた。ねじ軸両端からの熱の流出は微少と考えられるので無視する。

また、ボールねじを当初高温に維持するために、図3に示す加熱用油(油槽B)を弁7, 8, 9を開放してねじ軸にかける。冷却用油(油槽A)は、弁4, 5, 6を開放することによりねじ軸にかけられ、流量はバルブ1, 2, 3によりあらかじめ設定しておく。使用した油は、ボールねじ用潤滑油としてよく用いられる90番タービンオイル(ISO VG 32相当)である。

実験は、いったん高温($40 \pm 0.2^\circ\text{C}$)に維持されたねじを静止空气中で冷却する場合(冷却油をかけない場

図4 室温・冷却油温度変化

(a)

(b)

図5 ねじ中心の過渡温度変化(実験結果)と近似の一例

合) と外周油冷却する場合について行い, ねじ軸回転数 N は実用条件を考慮し, $0 \sim 1500$ rpm までの間 8 点, 冷却油の単位時間の流量 W は, 1×10^{-3} , 6×10^{-3} , 10×10^{-3} , 16×10^{-3} m³/min の四とおりの条件とした。

なお, 実験中の室温 T_{air} , 冷却油温 T_{oil} の変化は図 4 に示すとおりである [冷却油温の温度制御については文献(7)参照]。

4. 実験結果と表面熱伝達率の算定

図 5 にねじ中心の過渡温度変化 (実験結果) と近似の一例を示す。図 5 (b) のように, 対数目盛上で実験結果の最小二乗近似直線を求める。図 5 中破線は, 測定時間全範囲の実験結果の近似 (近似 A) であるが, $[T(t) - T_{oil}] < 0.1 \times [T(0) - T_{oil}]$ では, 読取り誤差, 冷却油温度の変動により, 無次元温度は対数目盛上で大きな誤差をもち, また, 上記 2 章より $t_1 > 24$ s であ

る必要があり, さらにサーミスタの時定数も考慮して図 5 中近似 B に示した範囲の実験結果の近似直線を求める。

空気, および油 ($N=1000$ rpm) の場合の過渡温度変化と表面熱伝達率を図 6 に示す。近似範囲は図 5 と同様にして定めた。図 6 より, 実験結果は近似直線にかなり良く乗っており, 表面熱伝達率 α がこの温度範囲では一定とみなせることが分かる (他の条件でも同様である)。本実験全条件で求めた α を静止空気の場合については図 7 (a) (実験結果), 油冷却の場合については図 8 (a) (実験結果) に示す。

5. 考 察

5.1 静止空気による冷却の場合 静止空気中で回転する円柱の表面熱伝達率の実験式を泉⁽³⁾は,

$$Nu = c Re_d^m \dots \dots \dots (7)$$

(a) 空気の場合

(b) 油の場合 ($N=1000$ rpm)

図 6 ねじ中心の過渡温度変化と平均表面熱伝達率

(a)

(b)

図 7 平均表面熱伝達率 (空気冷却の場合)

で近似し, $c=0.152$, $m=0.64$ ($2 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^5$) を導いている. ここに, Nu : ヌセルト数 ($=\alpha d/k$), Re_d : 回転レイノルズ数 ($=vd/\nu$), v : 周速 ($=\pi dN/60$ m/s), ν : 流体の動粘性係数 (20°C において, 空気は 1.56×10^{-5} m²/s).

本実験結果についても同様に c, m を求めると, 図 7 (b) のように $c=0.400$, $m=0.557$ と求まる.

本実験結果と泉による結果とを比較すると, 本実験の回転レイノルズ数範囲では, 本実験の場合の値が,

1.2~1.4 倍程度大きく, ねじ溝が冷却効果を高めていることが分かる.

5.2 外周油冷却の場合 図 8 (a) (実験結果) より, 外周油冷却による場合の α の値は, 空気の場合の値の 10 倍以上になることが分かる. しかし, このように, ねじ軸に油をかける場合の表面熱伝達率は, 表面の油膜厚さ, 流速分布, 飛散状態の発生など現象が複雑であり, より所とする理論や実験式がなく, 定性的にも, 回転による影響が表面熱伝達率を大きくするのか, 低くするのかについてまだ結論めいた文献は見当たらない. そこで本研究では, 油の動粘性係数 (本実験使用油は 20°C で 8.0×10^{-5} m²/s), 熱伝導率 (表 1 参照) を用いて Re_d, Nu を定め, 各流量条件に対して実

図 8 平均表面熱伝達率 (外周油冷却の場合)

図 9 実験式 (c - m 線図) とその適用領域 (外周油冷却の場合)

図 10 油の流れの様子

験結果〔図 8 (a)〕をもとに、空気の場合に準じて式 (7) で近似し、 c 、 m を決定する。 Nu と Re_d の関係を図 8 (b) に示す。図 8 (b) より、本実験の回転レイノルズ数範囲では傾き m は正で、全体としては W が多いほど傾きが大きいが (破線)、それぞれの流量条件とも傾きが途中で変化する Re_d が存在し、同図中二点鎖線で示すような境界-1 を仮想し、それ以下の Re_d 領域を I、境界-1 以上の Re_d 領域を II とすると、それぞれの条件での c 、 m が図 9 (a) のように求まる〔I + II は図 8 (b) 破線に対応〕。領域 I では $W = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ で傾き m が負となるが、その他では m の値は +0.05 付近でそれほど変化せず、係数 c が流量の増加により増大すること、また領域 II では流量小ほど m は大きく、流量の増加によって m は低下するが、 c はかなり増加していくことが分かる。

以上の結果は、油の流れの状態に深い関係をもつと考えられるので図 10 に特徴的な回転数での流れの様子を示す。ねじ軸の回転により生じたよどみ点 ($N = 300 \text{ rpm}$) 次第に上昇し、500 rpm では、左右の流れの速度差に基づくせん断力が作用して飛散し始め、800 rpm では、その度合がかなり大きくなる。流れの

状態と α との関係については、はっきりとは結論できないが、飛散現象は、 α の値を向上させることが分かり、また領域 I 内で見られる α の値の低下は、周速の増加により層流状態にある油の膜厚が減少し冷却効果が低下したことによるものと考えられる。

なお、図 9 (b) は、図 9 (a) の適用領域を W/A (単位面積、単位時間当たりの流量：油の平均膜厚を t_h 、ねじ表面の油の平均流速を U_m とすると $W/A = 2 \cdot t_h \cdot U_m / \pi d$) と Re_d との関係において示したもので、境界-2 は、 Re_d の増加に対し Nu が低下する領域と増加する領域との境界となる W/A の値を示す。

6. 結 論

回転するボールねじの過渡温度変化を測定して表面熱伝導率を求めた。

静止空気による冷却の場合の平均表面熱伝達率は、ねじ溝の効果により、円柱の場合の実験値よりも、本実験回転レイノルズ数内で 1.2~1.4 倍大きな値となる。

外周からの油による冷却の場合の平均表面熱伝達率は低い回転レイノルズ数と高い回転レイノルズ数の二つの領域に分けて実験式を求めた。また低い回転レイノルズ数領域内では、回転レイノルズ数の増加に伴い表面熱伝達率が低下する領域があることが分かり、その領域を示した。

最後に、本実験に協力をいただいた東京工業大卒論生、星野高志君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 大塚・ほか 2 名, 精密機械, 50-4 (昭 59), 646.
- (2) 平田・ほか 2 名, 機械の研究, 37-3 (昭 60), 171.
- (3) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 第 2 版 (昭 42), 137, 日本機械学会.
- (4) 泉, 機論, 17-62 (昭 26), 95.
- (5) Gied, W. H. (横堀・久我訳), 基礎伝熱工学, (昭 57), 248, 丸善.
- (6) Heisler, M. P., Trans. ASME, 69-apr. (1947), 227.
- (7) 大塚, 精密機械, 42-12 (昭 51), 1210.
- (8) Gied, W. H., 文献 (5) の 254 ページ.