ボールねじの摩擦トルクに関する研究*

—ダブルナット方式の特性—

小 渕 信 夫** 大 塚 二 郎***

Study on Friction Torque of Ball Screw
—In Case of Double-nut Type—

Nobuo OBUCHI and Jiro OTSUKA

In this paper, an approximate equation which expresses the relation between the friction torque of double-nut type ball screw, T_d , and the mean coefficient of friction, $\bar{\mu}$ ($\bar{\mu} = (\mu_1 + \mu_2)/2$, μ_1 ; the coefficient of friction under the forward drive, μ_2 ; that under the back drive), is derived, and a method to evaluate the friction characteristic of double-nut type is proposed. The friction torque of double-nut type, T_d , is measured experimentally under the preload of 653, 1 307, 1 960 N, and the revolution speed range of 20–1 500 rpm, for each oil of # 83, # 56, # 32, at two conditions of oiling (flooded; A and dropped; B). It is clear from these results that the mean coefficient of friction, $\bar{\mu}$, is from 0.002 to 0.007 within the limits of these experiments, and the relationship between $\bar{\mu}$ and dimensionless number, $\eta N/P_m$, is not always linear. In addition, the effects are discussed of the kinematic viscosity of oil and the revolution speed of screw shaft, being found that T_d is sum of load term, T_p , and the speed term, T_s , the estimated formulae are obtained of T_p and T_s at each condition of oiling A and B.

Key words: ball screw, double-nut type, friction torque, mean coefficient of friction

1. 結 言

ボールねじは、90%以上の高機械効率を有し、ゴチックアーク溝・2つのナットの間に予圧を与えるダブルナット方式の採用により、欠点であったボールとねじ溝間の弾性変形による低剛性が改善され、さらに、スペーサボールを挿入して駆動トルクの低減・安定化が図られ、仕様に応じた設計が可能となったことから、NC工作機械や産業用ロボット等の代表的送り要素としての地位を確立している¹⁾²⁾。

一般に、送りねじのナットとねじ軸間のトルクは、力の伝達性能を左右する駆動トルクであり、熱膨張や寿命に影響を及ぼすところの摩擦トルクは、駆動トルクから摩擦のない場合の理想的トルクを差し引いたトルクを指すが、軸方向外部荷重が作用しない、予圧荷重のみのダブルナット方式ボールねじの場合には、駆

動トルクと摩擦トルクは等しくなる³⁾。

著者らは、ボールねじの熱膨張に関する研究を行い、その値が精度上無視できないほど大きな値となることを示したが、これは、ダブルナット方式ボールねじがシングルナット方式に比べて、駆動性能をそれほど低下せずに剛性を改善することができる反面、予圧荷重に相応して摩擦抵抗が増大するためであり、適確な熱膨張予測を行うには、ボールねじのナットとねじ軸間の摩擦特性をあらかじめ評価し、推定しておく必要があることを指摘した。

ボールねじの起動時の摩擦特性については、村瀬により報告されており⁵⁾⁶⁾、本研究では、ダブルナット方式ボールねじの摩擦特性を、平均摩擦係数を用いて評価する方法を提案し、実際の使用条件での動摩擦トルク（作動中のトルク、起動時の静摩擦と区別する意味で動摩擦トルクと表現する。以下単に摩擦トルクと記す）を実測し、平均摩擦係数変化を求めるとともに、摩擦トルクに対する予圧荷重、ねじ軸回転数、潤滑油の動粘度の影響について実験結果をもとに検討し、摩擦トルクの推定式を求める。

* 原稿受付 昭和60年4月9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

** 学生会員 東京工業大学総合理工学研究所（横浜市緑区長津田町4259）

*** 正会員 東京工業大学精密工学研究所（横浜市緑区長津田町4259）

Fig. 2 Variation of friction torque with revolution speed of shaft, N

$$\eta_2 = \frac{\tan(\beta - \rho_2)}{\tan \beta} = \frac{1 - \mu_2 / (\cos \alpha' \cdot \tan \beta)}{1 + \mu_2 \tan \beta / \cos \alpha'} \quad (2)$$

となる。ここに $\rho_{1,2}$ は摩擦角, β はリード角, α は接触角を示し, $\tan \rho_{1,2} = \mu_{1,2} / \cos \alpha'$, $\alpha' = \tan^{-1}(\tan \alpha \cdot \cos \beta)$.

式(1), (2)は, すべりねじの理論より導かれたものであり⁷⁾, その場合は μ_1 と μ_2 は等しい。これに対し, ボールねじのように, ナットとねじ軸間にボールを挿入した場合には, μ_1 と μ_2 は等しくない⁸⁾。これは, 摩擦の主成分がボールのすべりに起因し, そのすべり率が正作動時と逆作動時とで異なるためと考えられるが, すべり率は, リード角, ボール径, 軸径等形状によって変化し, さらに高速使用時には, 回転数, 潤滑油粘度の影響を受けて変化するものと考えられる。

3.1.2 ダブルナット方式の場合

ダブルナット方式ボールねじの予圧荷重 F_a のみによる駆動トルク(ドラグトルク) T_d は, 次式で表される³⁾。

$$\begin{aligned} T_d &= T_1 - T_2 \\ &= T_{f1} + T_{f2} \\ &= \left(\frac{1}{\eta_1} - \eta_2 \right) \frac{F_a l}{2\pi} \\ &= K \frac{F_a l}{2\pi} \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)より, ドラグトルク T_d は摩擦トルクのみとなり, 効率が90%前後であるから, K は0.1~0.3の

値となる。

式(1), (2)を式(3)に代入すると T_d は

$$\begin{aligned} T_d &= \frac{(\mu_1 + \mu_2)(\tan \beta + 1/\tan \beta)/\cos \alpha'}{1 + (\mu_2 - \mu_1)\tan \beta / \cos \alpha' - \mu_1 \mu_2 \tan^2 \beta \cos^2 \alpha'} \\ &\quad \times \frac{F_a l}{2\pi} \end{aligned}$$

で表され, 分母の第2, 第3項が微小であることからこれらを省略すると, さらに

$$\begin{aligned} T_d &= (\mu_1 + \mu_2) \frac{(\tan \beta + 1/\tan \beta) l}{2\pi \cos \alpha'} F_a \\ &= (\mu_1 + \mu_2) \frac{l^2 / \pi d_m + \pi d_m}{2\pi \cos \alpha'} F_a \quad \left(\because \tan \beta = \frac{l}{\pi d_m} \right) \\ &= (\mu_1 + \mu_2) K' F_a \end{aligned} \quad (4)$$

となる。ここに d_m はボールのピッチ円径を示す。

なお, 微小項省略による T_d の変化の一例として村瀬の結果⁹⁾を用いて計算した場合 ($\mu_1 = 0.0024$, $\mu_2 = 0.0036$, $\beta = 6.2^\circ$, $\alpha = 45^\circ$) T_d の値は, わずか0.01%変化するのみであった。

3.2 平均摩擦係数 $\bar{\mu}$ と形状パラメータ K'

現在, 各ボールねじメーカーは, ドラグトルク T_d を表す式として式(3)を用いているが, 高負荷, 高速条件でシングルナット方式ボールねじの効率 η_1 , η_2 を求めることは実験上困難であり, 実際には, 低速での効率の値を高負荷, 高速条件に適用するか, あるいは, 本実験で行ったように, 実験的にドラグトルク T_d を求め, K の値を定め一般式としている。しかしながら,

Fig. 3 Lead, l , versus profile parameter, K'

効率 η_1, η_2 は式 (1), (2) に示すごとく、リード角という形状パラメータと摩擦係数の両者を内含しており、 K' の値を用いてダブルナット方式ボールねじの摩擦特性を評価するのは適切でないと考えられる。そこで、式 (3) を式 (4) のように、形状パラメータ K' と摩擦係数との積の形で表し、 $2\bar{\mu} = \mu_1 + \mu_2$ として、平均摩擦係数 $\bar{\mu}$ を用いれば、高速、高負荷条件の場合についても、ダブルナット方式ボールねじの摩擦特性を比較評価できる。

ここで、式 (4) より、ボールのピッチ円径 d_m 、リード l と K' の関係を図 3 に示す。

同図より、 K' の値は d_m におおむね比例することが分かる。これは、式 (4) において、与えた計算条件範囲で πd_m が $l^2 / \pi d_m$ に比べて十分大きいからであり、このことは、平均摩擦係数が等しければ摩擦トルクは、軸径におおむね比例することを表している。また、リードに関しては、これを大きくしても K' の値はそれほど増大しない(例えば、 $d_m = 40$ mm, $l = 30$ mm の場合の K' の値は、 $d_m = 40$ mm, $l = 10$ mm の場合の値よりわずか 3.8% 増加するのみである)。このようなことは、従来使われている式 (3) からは直接導かれない。

発熱対策という観点に立つならば、摩擦トルクは軸径に比例するものの、ボールねじの熱容量が軸径の 2 乗に比例し、しかも外気接触面の増加と周速の増大により放熱特性が向上するから、軸径は大きい方が好ましい。また、リードについては、同じ移動量だけナットを移動させる場合、リードが大きい方が回転数と所要時間の積が小さくなるからこの方が好ましい。ただし、軸径を大きくした場合、高速時のねじ軸の慣性や、ねじの精度低下(特によろめき誤差)が問題となるであろう。

Fig. 4 Variation of mean coefficient of friction, $\bar{\mu}$, with dimensionless number, $\eta N / P_m$

なお、図 3 中の × 印は、本実験用ボールねじの形状パラメータの位置を示し、 K' の値は 0.0287 である。

3.3 平均摩擦係数 $\bar{\mu}$ の実験結果とその考察

高負荷、高速条件で、ダブルナット方式ボールねじの平均摩擦係数 $\bar{\mu}$ がどのように変化するかを検討するため、図 2 の実験結果をもとに式 (4) より $\bar{\mu}$ を求める。

曾田⁹⁾ は、転がり軸受の場合、すべり軸受と同様に、摩擦係数と無次元量 $\eta N / P_m$ (η : 油粘度, N : 回転数, P_m : 平均応力) との関係が線形であることを実験的に求めている。そこで、本研究の場合も同様にして、実験結果より求めた平均摩擦係数と $\eta N / P_m$ との関係を求め、これを図 4 ((a), (b) は低 $\eta N / P_m$ 値での詳細を示す。分かりやすいように実験点を実線で結ぶ) に示す。ここで P_m はボール径 d_b 、巻数 n を用い、 $P_m = F_a / (\pi \cdot d_m \cdot d_b \cdot n)$ と定義した。なお、測定中のナット温度に対する η の値は、Walter の式⁹⁾ を用いて定めている。

同図より以下の点が分かる。すなわち、 $\eta N / P_m = 0$ 付近では、条件 A, B いずれの場合も $\bar{\mu}$ は 0.0019 付近に集中しており、これは、極めて低速での摩擦係数が、荷重、油粘度にはそれほど影響されずほぼ一定であることを示している。そして、 $\eta N / P_m$ が増加すると、当初 $\bar{\mu}$ の値がわずかに小さくなる領域があるが、これはごく低領域であり、さらに、 $\eta N / P_m$ の増加につれ $\bar{\mu}$ の値は大きくなっており、条件 A、潤滑油 #83、予圧 653 N の場合には、回転数 1500 rpm で $\bar{\mu}$ は 0.007 を超えている(同図中 × 印)。しかし、 $\eta N / P_m$ の

増加に伴う $\bar{\mu}$ の増加傾向は各条件で異なり、条件 A, B を比較すると条件 B では $\eta N/P_m$ の増加に対しほぼ比例的に増加しているが(同図中二点鎖線)、条件 A では $\bar{\mu}$ の増加勾配は次第に低下し、しかも、同一粘度の油でも予圧荷重が大きいほど、 $\eta N/P_m$ が小さい値で勾配の低下が大きくなる(同図中一点鎖線)。ただし、全体的な平均勾配は、条件 A で 0.701, 条件 B で 0.488 と条件 A の方が B より大きい。

このように、 $\bar{\mu}$ と $\eta N/P_m$ とは、本実験範囲内では必ずしも線形関係にあるとは言えず、これは、摩擦トルクが ηN に比例的には増加しないということを意味しており、摩擦トルクが、油粘度、回転数、給油条件の影響によりどのように変化するかを検討する必要がある。

4. 摩擦トルクの推定

転がり軸受において、Palmgren¹⁰⁾ は、摩擦トルク T の推定式を荷重項 T_p と速度項 T_s の和とし、次のような式を導いている。

$$T = T_p + T_s \\ = f_p \cdot P \cdot d_m + f_s (\nu N)^{2/3} d_m^3 \\ \nu N \geq 2 \times 10^{-3} \quad (5)$$

ここで、 f_p, f_s : 定数、 ν : 油の動粘度 (m^2/s)、 N : 回転数 (rpm)。

ダブルナット方式ボールねじのドラッグトルク T_d についても次に示す関係式を仮定して、実験結果より、各因子について、その指数を検討する。

$$T_d = T_p + T_s \\ = f_p P + f_s \nu^x N_d^y d_m^z \quad (6)$$

ここで、 $N_d = N - N_t$ 、 N_t : 遷移回転数 (トルクが増加し始める回転数)、 $P = F_a$ 。

ただし、本研究では、定数 f_p, f_s 、油の動粘度の指数 x 、および回転数の指数 y の値を、条件 A, B それぞれの場合について求める。なお、 f_p は d_m を含む定数として定義する。

4.1 予圧荷重 F_a と荷重項 T_p の関係

静摩擦トルク ($N=0$ のときのトルク) は、玉の状態が安定せずばらつきがあるので、本研究では 20 rpm でのトルクを近似的に荷重項 T_p とする (図 2 より 20 rpm でも多少速度項の影響が見られるが、その値は小さい)。

図 5 に回転数 20 rpm における摩擦トルク T_d と予圧荷重 F_a の関係を示す。 F_a と T_p の関係が線形であるとして一次式で最小二乗近似すると、次式が求まる。

$$T_p = 1.08 \times 10^{-4} F_a + 5.44 \times 10^{-4} \quad (7)$$

ここで定数項は、無負荷摩擦トルクに相当する (詳細

Fig. 5 Variation of friction torque, T_d , with preload, F_a , at revolution speed 20 rpm

は文献 5) 参照)。定数項を無視すれば F_a の係数 1.08×10^{-4} は式 (4) における $2\bar{\mu}K'$ に等しく、 $\bar{\mu}$ の値は 1.88×10^{-3} となる。

4.2 速度項 T_s

図 2 (実験結果) に示した摩擦トルクの実験結果より次のことが分かる。すなわち、摩擦トルクは、動粘度 ν の値が大きい潤滑油の場合ほど、また給油量が多い給油条件 A の場合ほど、回転数の増加に伴い大きくなるが、その増分傾向は予圧荷重にあまり依存せず、従って、摩擦トルクは荷重項 T_p と速度項 T_s に分けることができる。ただし、遷移回転数 N_t は、給油条件、油の動粘度により異なり、油量が少ない給油条件ほど、また動粘度が小さい潤滑油の場合ほど大きくなる。そこで、図 2 中に示すように、トルクが増加し始められると思われる回転数を N_t として定め、摩擦トルクの実測値から荷重項 T_p を差し引いた値を速度項 T_s とし、速度項 T_s の係数 f_s と指数 x, y を求める。

4.2.1 回転数 N_d の指数 y の推定

遷移回転数 N_t からの増加回転数を N_d と定め ($N_d = N - N_t$)、 N_d と速度項 T_s との関係を図 6 に示す。同図より、条件 A, B の場合とも低粘度油の場合の方が高粘度の場合に比べて傾きが大きく、また、条件 A では N_d が大きくなるほど傾きが小さくなることから、必ずしも実験条件の全範囲で指数 y は一定とは言えないが、条件 A, B それぞれの平均勾配より指数 y を定めると、 $y=0.807$ (条件 A)、 $y=1.09$ (条件 B) が求まり、給油量が多い場合 (条件 A) に指数 y は小さくなることが分かる。

4.2.2 動粘度 ν の指数 x の推定

図 7 に動粘度 ν と $T_s/N_d^{0.807, 1.09}$ との関係を示す。条件 A では $T_s/N_d^{0.807}$ の値に多少のばらつきはあるが、指数 x の値は、 $x=0.714$ (条件 A)、 $x=0.755$

Fig. 6 Variation of speed term of friction torque, T_s , with difference of N and N_t , N_d Fig. 7 Variation of $T_s/N_d^{0.807, 1.09}$ with kinematic viscosity, ν

Fig. 8 Comparison between estimated and experimental friction torques

(条件 B)と求まり、条件 A の場合、指数 x は条件 B の場合に比べわずかに小さくなることが分かる。

さらに係数 f_s を計算して、次の推定式が求まる。

$$\text{条件 A: } T_s = 2.42 \times 10^{-1} \nu^{0.714} N_d^{0.807} \quad (8)$$

$$\text{条件 B: } T_s = 2.95 \times 10^{-2} \nu^{0.755} N_d^{1.09} \quad (9)$$

係数 f_s は、条件 A の場合の方が条件 B の場合より大きく、速度項 T_s の値は、本実験範囲では条件 A の場合の方が大きい。しかし、指数 x, y は条件 B の場合の方が大きいから、さらに回転数が増加すると (1500 rpm 以上) その差は次第に小さくなると考えられる。また Palmgren により求められた指数は、油浴潤滑下の値であり、本研究の結果より、指数 x, y は、回転数、油の動粘度、給油量それぞれの増加に伴い、Palmgren の値に近づいていくものと考えられる。

式 (8), (9) による推定値と実験値との比較を図 8 に示す。全体の相関係数は、条件 A, B とも 0.98 である。また、推定曲線を図 2 (推定結果) に示す。

5. 結 論

本研究の結論を以下にまとめる。

- (1) ダブルナット方式ボールねじの摩擦特性を、平均摩擦係数を用いて評価する方法を提案し、平均摩擦係数と摩擦トルクとの関係式を理論的に導いた。

(2) 定圧予圧によるボールねじを用いて摩擦トルクを測定し、平均摩擦係数を求めたところ、低速域では各条件ともほぼ 0.0019 と等しいが、高速域ではこれより大きくなり、回転数 1500 rpm、潤滑油 #83 の場合には 0.007 まで達する。

(3) 摩擦トルクは、荷重項と速度項の和として表されることを示し、2 種類の給油条件 A, B (本文参照) の場合について推定式を求め、回転数、油の動粘度の影響について考察した。ただし、遷移回転数 (本文参照) については、さらに検討が必要である。

参 考 文 献

- 1) 村瀬善三郎：ボールねじの現状分析と未来技術を探る，機械設計，19，3 (1975) 10.
- 2) 平田二郎，山口利明，矢部四郎司：最近におけるボールねじの技術動向，機械の研究，37，3 (1985) 171.
- 3) NSK カタログ，精密ボールねじ JIS シリーズ (1982) 18.
- 4) 大塚二郎，深田茂生，小淵信夫：ボールねじの熱膨張に関する研究——定圧予圧の場合，精密機械，50，4 (1984) 7.
- 5) 村瀬善三郎：ボールスクリュウの研究 (第 6 報)——軽負荷領域における静摩擦，精密機械，29，8 (1963) 563.
- 6) 同上 (第 7 報)——高負荷領域における静摩擦，精密機械，29，9 (1963) 623.
- 7) 山本 見：ねじ締結の理論と計算，養賢堂 (1980) 39.
- 8) 曾田範宗：軸受，岩波全書 (1981) 234.
- 9) 日本潤滑学会編：潤滑ハンドブック，養賢堂 (1970) 260.
- 10) 同上，p. 681.

科学研究費，7 兆 9 000 億円

総理府は、このほど日本の「60 年科学技術研究調査」の結果をまとめ、発表した。

それによると、企業や大学、研究機関などの 59 年度の科学技術研究費の総額は 7 兆 8 939 億円 (対前年度増加率 9.9%) と着実な伸びを示した。

国民総生産 (GNP) 比は 2.6% に達し、総額とともに過去最高となった。そのうち自然科学部門の研究費は 7 兆 1 765 億円で初めて 7 兆円を超え、研究費総額の 90.9% を占め、特に情報処理関連のハイテク部門の躍進が目立った。

この調査はわが国の科学技術に関する研究活動の実態を明らかにするため、同庁が毎年実施しているもので、全国の特許法人を含む企業 1 万 2 100、研究機関 1 300、大学 2 000 が対象である。

[外国との比較] 米国の 23 兆 316 億円 (59 年)、ソ

連の 8 兆 630 億円 (58 年度) に次ぎ第 3 位である。

[研究主体] 最も多いのが企業等の 5 兆 1 366 億円、研究機関 1 兆 331 億円、大学 1 兆 7 242 億円で、企業等が初めて 5 兆円を超えた。

[国・地方公共団体・民間] 国・地方が 1 兆 7 778 億円、民間が 6 兆 1 086 億円、全体に占める国・地方の割合は 22.5% なのに対し、民間は 77.4% を占め、民間企業主導の研究開発を浮き彫りにしている。

[企業等の研究費] 93% は製造業である。その中で電気機械、化学、輸出用機械の 3 産業で製造業全体の 7 割近くを占めた。

電気機械のうち情報処理関連業種である通信・電子部門が 1 兆 964 億円 (対前年度増加率 14.4%) と初めて 1 兆円を超え、ハイテク部門が急増した。

(p. 559 へ続く)