ボールねじの音響・振動に関する研究*

(第5報, 軌道面のランダムなうねりによって生ずる音)

五十嵐 昭男^{*1}, 徳 長 靖^{*2}, 上 村 尚 司^{*3}

Studies on the Sound and Vibration of a Ball Screw

(5th Report, Sound Caused by Random Waviness on Flank Surfaces)

Teruo IGARASHI, Yasushi TOKUNAGA and Naoji KAMIMURA

An investigation of sound generated from a ball screw was carried out in order to obtain basic information on the sound reduction of a ball screw. In this paper, the sound of a ball screw with frequency ranging from 6 to 20 kHz is investigated to clarify the fundamental characteristics and generating mechanism of this sound. It can be inferred from the case of ball bearings that random waviness on the flank surfaces is the cause of this sound. Thus, the test ball screws made by three flank finishing methods were investigated. The waviness on the flank surfaces and the sound pressure level were measured and analyzed to reveal the relation between the waviness and the sound. From the experimental result and considerations, the fundamental characteristics and generating mechanism of this sound were clarified, and some basic information on the sound reduction of the ball screw was obtained.

Key Words: Sound, Forced Vibration, Machine Element, Ball Screw, Sound Reduction, Generating Mechanism, Waviness, Flank Finishing Method

1. 緒 言

最近, 機械装置の著しい高速度化に伴い, 機械の送り・位置決め要素であるボールねじは高速度化および大リード化する傾向にあり⁽¹⁾, ボールねじの使用条件はますます厳しくなっている。また, 最近, 工場内の低騒音化の要求が高まっているうえに, ボールねじの使用範囲が工場以外の静かな環境下にまで拡大してきているため, ボールねじから発生する音響・振動の問題が, 産業界において重要になりつつある。しかし, ボールねじの音響・振動については, 著者の知る限りでは, これまでにまったく研究されていないように思われる。そこで, ボールねじの音響・振動の低減を目的として, 本研究を行っている。

第1報⁽²⁾では, チューブ循環式のボールねじ単体が, ほぼ無負荷状態で作動する場合の音の基本的な諸特性について明らかにした。第2報⁽³⁾では, このボールねじの音のおもな成分で約11~15 kHzの周波数帯域をもったパルス音を扱い, その特性および発生機構

を解明して低減法を提案した。第3報⁽⁴⁾では, このボールねじのねじ軸のねじ溝面の仕上げを変えて音の実験を行い, 約6 kHz以下の音のおもな成分とねじ軸のねじ溝面のうねりとの関係を明らかにした。そして, 第4報⁽⁵⁾では, 6~20 kHz帯域の音の中のパルス音以外の音を対象に, 実用的に重要な負荷状態における音の基本的な諸特性について明らかにした。

上のように, 本研究では, このボールねじの音の発生機構として約6 kHz以下のおもな成分, および約10~15 kHzの周波数帯域をもったパルス音についてすでに解明している。しかし, 6~20 kHz帯域の音の中のパルス音以外の音については, その発生機構がまだ解明されていない。そこで, 本報では, 6~20 kHz帯域の音の中のパルス音以外の音を扱い, この音の発生機構を解明することにした。

2. 実 験

2・1 試験用ボールねじ

試験用ボールねじには, C5級精密ボールねじを使用した。その基本諸元を表1に示す。このボールねじは, 単一ナット, 単列チューブ式のボールねじであり, ねじ軸は超仕上げまたは研削仕上げ, ナットは研削仕上げされている。

実験は, 9本のボールねじについて行った。このうち

* 原稿受付 1995年1月18日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学 (〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。

^{*2} 正員, 松下電送(株) (〒153 東京都目黒区下目黒2-3-8)。

^{*3} 学生員, 長岡技術科学大学大学院。

表 1 試験用ボールねじの基本諸元

Lead	mm	10
Total screw length	mm	999
Screw shaft diameter	mm	20
Steel ball diameter	mm	3.9688
Number of loaded ball		28
Number of spacer ball		27
Number of circuits		2.5×1
Accuracy grade code		C5
Axial clearance		-0.001~-0.003

表 2 試験用ボールねじの試料番号と仕上状態

Number	Flank finishing method
2-2 2-3 2-8	Super finish
3-21 3-23 3-29	Ordinary finish
8-14 8-24 8-45	Rough finish

の3本はねじ軸のねじ溝面が普通の方法によって加工された普通仕上品, 3本はねじ軸のねじ溝面が普通仕上品より精度よく加工された超仕上品, 残りの3本はねじ軸のねじ溝面が普通仕上品より粗く加工された粗仕上品である。ただし, 音の実験は, 各試験用ボールねじのねじ軸を取りはずし, 1個の普通仕上品のナットに順次組み合わせて行った。また, このときに使用する玉の直径は, 各ねじ軸とナットの組合せにおける予圧がほぼ等しくなるようなものを選んだ。表2に, 試験用ボールねじの試料番号とその仕上状態を示す。また, 図1に, ねじ軸のねじ溝断面内で測定したねじ溝面の粗さ曲線の一例を示す。図1の(a)は超仕上品の場合, (b)は普通仕上品の場合, (c)は粗仕上品の場合である。なお, これらのボールねじの潤滑剤には, メカニックオイル#56を用いた。

2.2 実験装置 実験装置の概要を図2に示す。ボールねじのねじ軸①は, 軸受⑥によって両端が支持されており, カップリング⑦を介してサーボ電動機⑧から回転が与えられる。一方, ボールねじのナット②は, ブラケット⑤を介して両側を滑り直線案内③に取付けられている。このため, サーボ電動機⑧の回転運動は, ナット②の直線運動に変換される。また, 暗騒音を低減するため, 図2の点線で示すように電動機, 軸受などを防音箱でおおった。なお, 本報では, パルス音以外の音を正しく測定するために, パルス音の放射面であるチューブを粘土でおおい⁽³⁾, さらにチューブが下向き(図2のbottom側)になるようにボールねじを試験機に取付けた。

2.3 音響の測定 実験はすべて防音室内で行い,

図 1 試験用ボールねじのねじ溝断面の粗さ曲線 ($\lambda c=0.25$ mm, $l=1.00$ mm)

図 2 実験装置の概要

図 3 音響測定器の構成

音響測定は別の測定室で行った。音響測定器は図3に示すような構成であり, 音の音圧レベルの測定および高速フーリエ変換(FFT)分析器による実時間周波数分析を行うことができる。音響の実験は, ボールねじのナットに移動距離 350 mm の往復直線運動を与え

て行った。そして、このときに生ずる音をコンデンサマイクロホンを用いて測定した。マイクロホンの位置はナットの往復運動の中央のねじ軸上方とした。ねじ軸中心からマイクロホンの振動板までの距離 R は 150 mm 一定とした。ねじ軸の回転速度 N は、750～3 000 rpm(ナットの移動速度 7.5～30 m/min)の範囲で6段階に変化させた。

3. 実験結果、解析および考察

3.1 音の周波数スペクトル はじめに、図3の音響測定器を用いて、音の周波数分析を行った。その結果の例を図4および図5に示す。図4は回転速度の影響、図5はねじ軸の仕上げの影響について示したものである。図4中の点線は暗騒音を示す。暗騒音の測定は、ボールねじからナットをはずし、ねじ軸のみを試験機に取付けた状態でを行った。このような図より、6～20 kHz 帯域の音には次のような特徴があることがわかった。

(1) 音の音圧レベルは、ねじ軸の仕上状態によらず回転速度の増加とともに増す。

(2) 音の周波数スペクトルは、ねじ軸の仕上状態によらず連続的であり、特徴的なピークをほとんどもたない。よって、この音は、ランダムな性質をもっていると考えることができる。

(3) 音の音圧レベルは、粗仕上品の場合がもっとも高く、次いで普通仕上品、超仕上品の順となっている。

以上のように、音の音圧レベルは、回転速度が増加するほど増し、ねじ軸の仕上げが粗くなるほど増すことから、この音の発生には軌道面のうねり、すなわちねじ軸とナットのねじ溝面のねじ線方向のうねり、および玉の表面の円周方向のうねりが関与しているものと推定される。そこで、次に、ボールねじの軌道面および玉の表面のうねりを測定し、うねりと音の関係を調べることにした。

3.2 軌道面および玉の表面のうねり

3.2.1 ねじ軸のねじ溝面のうねり ねじ軸のねじ溝面のうねりの測定方法は、第3報⁽⁴⁾と同様である。ただし、うねり測定時のねじ軸の回転速度は、ねじ軸のねじ溝面の1リード当たりのうねりの山数(うねりの波長の数)が2 000山までの測定では3 rpm、5 000山までの測定では0.6 rpmとした。ねじ軸のねじ溝面のうねりのスペクトルの測定結果の一例を図6に示す。図6の(a)は超仕上品のねじ軸の場合、(b)は普通仕上品のねじ軸の場合、(c)は粗仕上品のねじ軸の場合である。横軸はねじ軸のねじ溝面の1リード当たりのうねりの山数、縦軸はうねりの高さのレベル(0 dB=1 nm [rms])である。図6より、比較的山数が

(a) $N=1\,000$ rpm

(b) $N=2\,000$ rpm

(c) $N=3\,000$ rpm

図4 音の周波数スペクトル
(回転速度の影響、超仕上品の場合)

(a) 超仕上品(No. 2-3)

(b) 普通仕上品(No. 3-23)

(c) 粗仕上品(No. 8-24)

図5 音の周波数スペクトル
(ねじ軸の仕上げの影響、 $N=2\,000$ rpm)

(a) 超仕上品(No. 2-3)

(b) 普通仕上品(No. 3-23)

(c) 粗仕上品(No. 8-24)

図6 ねじ軸のねじ溝面のうねりのスペクトル

大きい範囲では、うねりのスペクトルはねじ軸の仕上状態によらず連続的であり、ねじ軸のねじ溝面のうねりはランダムな性質をもっていることがわかる。そして、うねりの高さのレベルは、音の音圧レベルと同様に粗仕上品の場合がもっとも高く、次いで普通仕上品、超仕上品の順となっている。一方、比較的山数が小さい範囲では、うねりのスペクトルに特徴的なピークがいくつか現れている。そして、ねじ軸の仕上げが粗いほどこれらのピークが現れる山数の範囲は広くなり、ピークのレベルが高くなっている。

3・2・2 ナットのねじ溝面のうねり ナットのねじ溝面のうねりの測定の詳細を図7に示す。ナットのねじ溝面のうねりは、以下の方法で測定した。まず、図2の実験装置に取付けたねじ軸の軸端に、継手を介して測定用ナットを取付ける。また、ブラケットの上に取付けた台に電気マイクロメータのスタンドを固定する。そして、電気マイクロメータの測定子(直径2 mm)をボールねじの玉と溝の接触角45°とほぼ等しくなるように測定用ナットのねじ溝に接触させる。このような状態でねじ軸を低速で回転させ、ナットのねじ線方向に沿ったねじ溝面における玉との接触方向のうねりの変位振幅を、電気マイクロメータで測定した。また、電気マイクロメータの電気信号をアンプで

図7 ナットのねじ溝面のうねりの測定の概要

図8 ナットのねじ溝面のうねりのスペクトル

増幅してから、高速フーリエ変換(FFT)分析器によって分析した。なお、うねり測定時のねじ軸の回転速度は、ねじ軸のうねりの測定のとときと同様とした。ナットのねじ溝面のうねりのスペクトルの測定結果の例を図8に示す。横軸はナットのねじ溝面の1リード当たりのうねりの山数、縦軸はうねりの高さのレベル(0 dB=1 nm [rms])である。このような図より、ナットのうねりのスペクトルは比較的山数が大きい範囲で連続的であり、ナットのねじ溝面のうねりもねじ軸のねじ溝面のうねりと同様にランダムな性質をもっていることがわかった。なお、ナットのねじ溝面のうねりの測定は複数個の試料について行ったが、試料によるうねりのスペクトルのばらつきは少なかった。

3・2・3 玉の表面のうねり 玉の表面の円周方向のうねりの高さは、Taylond 73で測定した。また、測定したうねりの電気信号をハーモニック解析器によって周波数分析した。その結果、玉の表面のうねりの高さのレベルは、図6のねじ軸のねじ溝面のうねりの高さのレベルおよび図8のナットのねじ溝面のうねりの高さのレベルに比べて20 dB以上小さいことがわかった。よって、以後の解析では、ねじ軸およびナットのねじ溝面のうねりのみを考え、玉の表面のうねりは無視することにした。

3・3 音の発生機構について ここでは上の実験結果を解析し、6~20 kHz帯域のランダムな性質をも

った音の発生機構について考察する。

以前の研究⁶⁾より、回転している玉軸受単体から生ずる音は、おもに軌道輪の軌道面のランダムなうねりによって生ずる軌道輪と玉の弾性接触位置における内外輪間の接触方向ばねのばね力の微小な交番変化により生じ、この音の音圧は、内輪軌道面の円周方向うねりの高さに比例することが明らかになっている。図9に玉軸受の音の発生機構の概要を示す。図9中の K_i は内輪と玉の接触方向ばね、 K_o は外輪と玉の接触方向ばねを表す。よって、ボールねじの6~20 kHz帯域のランダムな性質をもった音が、玉軸受の場合と同様に、おもに軌道面のうねりによって生ずる軌道面と玉の接触方向ばねのばね力の交番変化により生ずるのであれば、ボールねじの音の音圧レベルは、音の発生に関与するねじ軸のうねりの高さおよびナットのうねりの高さに依存し、これらのうねりの高さの増加とともに増すはずである。

そこで、このことを確かめるために、6~20 kHz帯域の四つの周波数(7 kHz, 10 kHz, 15 kHz, 20 kHz)および参考のための5 kHzについて、音の音圧レベルとねじ軸およびナットのうねりの高さの関係を調べた。音の音圧レベルは、図4および図5に示すように周波数に対して変動しているため、6~20 kHz帯域の音の周波数分析の結果から最小二乗法によって求めた近似式(直線近似)から計算した。また、音の発生に関与するねじ軸およびナットのうねりの山数は、以下のように計算した。第3報⁴⁾より、1リード当たり m 山のねじ軸のねじ溝面のうねりによって生ずる音の周波数 f_{ws} は、次式で表される。

$$f_{ws} = m(f_r - f_c) = mf_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 f_r はねじ軸の回転周波数、 f_i は玉の公転周波数に対するねじ軸の相対回転周波数を表す。また、 f_c は玉の公転周波数であり、次式で表される。

$$f_c = \left(1 - \frac{D_a \cos \alpha \cos^2 \beta}{d_m}\right) \frac{f_r}{2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 d_m は玉のピッチ円の直径、 D_a は負荷ボールの直径、 α は接触角、 β はピッチ円上のリード角を表す。

同様に、1リード当たり m 山のナットのねじ溝

面のうねりによって生ずる音の周波数 f_{wn} は、次式によって表されると考えられる。

$$f_{wn} = mf_c \quad \dots\dots\dots (3)$$

よって、周波数 f_{ws} および f_{wn} の音の発生に関与するねじ軸およびナットのうねりの山数 m は、それぞれ式(4)および(5)によって計算することができる。

$$m = \frac{f_{ws}}{\left(1 + \frac{D_a \cos \alpha \cos^2 \beta}{d_m}\right) \frac{f_r}{2}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$m = \frac{f_{wn}}{\left(1 - \frac{D_a \cos \alpha \cos^2 \beta}{d_m}\right) \frac{f_r}{2}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

各周波数に対して回転速度ごとに計算したねじ軸およびナットのうねりの山数を表3および表4に示す。表より、各周波数の音の発生に関与するねじ軸およびナットのうねりの山数のほとんどが、図6および図8のうねりのスペクトルのランダムな領域にあることがわかる。表3に示した山数に対するねじ軸のうねりの高さのレベル、および表4に示した山数に対するナットのうねりの高さのレベルは、それぞれのうねりの分析結果から最小二乗法によって求めた近似式(直線近似)から計算した。なお、ねじ軸、ナットとも、最小二乗法によるうねりの近似式の計算は、うねりの山数を100~400山、および400~2000山または400~5000山の二つの範囲に分けて行った。このようにして求めた音の音圧レベルと、ねじ軸のうねりの高さ A_s およびナットのうねりの高さ A_n の関係の例を、10 kHzの場合について図10に示す。図10の軸軸はねじ軸のうねりの高さ A_s とナットのうねりの高さ A_n の二乗和の平方根、縦軸は音圧レベルがとってある。図10中の実線は、測定値に対して最小二乗法で計算した直線であり、直線の左上には直線のこう配を示す。このよ

表3 音の周波数とねじ軸のうねりの山数の関係

Frequency kHz	Rotational speed rpm					
	750	1000	1500	2000	2500	3000
5	708	531	354	265	212	177
7	991	743	496	372	297	247
10	1415	1061	708	531	425	354
15	2124	1593	1061	796	637	531
20	2830	2123	1415	1061	849	707

表4 音の周波数とナットのうねりの山数の関係

Frequency kHz	Rotational speed rpm					
	750	1000	1500	2000	2500	3000
5	919	689	460	345	276	230
7	1287	966	644	483	386	322
10	1839	1379	919	690	552	460
15	2759	2068	1379	1034	828	690
20	3768	2759	1839	1379	1103	919

図9 玉軸受の音の発生機構の概要

図 10 音圧レベルとねじ軸およびナットのうねりの高さの関係(10 kHz の場合)

図 11 音の周波数と k の関係

うな図より、音の音圧レベルは、ねじ軸のねじ溝面の仕上状態や回転速度にかかわらず、各周波数においてほぼねじ軸のうねりの高さとなットのうねりの高さの二乗和の平方根の対数に比例していることがわかった。以上の解析結果より、6~20 kHz 帯域のランダムな性質をもった音は、おもにねじ軸およびナットのねじ溝面のねじ線方向に沿ったランダムなうねりによって生ずるねじ溝面と玉の接触方向ばねのばね力の交番変化により生ずると考えることができる。

ところで、音の音圧レベルがねじ軸およびナットのうねりの高さの二乗和の平方根の対数に比例することから、次式が成り立つ。

$$20 \log \frac{P}{P_0} = n \log \sqrt{A_s^2 + A_N^2} + 20 \log C \quad \cdots (6)$$

ここで、左辺は音圧レベルであり、 P は音圧、 P_0 は基準の音圧 (2×10^{-5} Pa) を表す。 n はねじ軸およびナットのうねりの高さの二乗和の平方根 1 デカード当たりの音圧レベルの増分、 C は定数である。式(6)は、次式のように書換えられる。

$$P = CP_0 \sqrt{A_s^2 + A_N^2}^k \quad \cdots (7)$$

$$k = n/20 \quad \cdots (8)$$

この式(7)より、音の音圧 P は、ねじ軸およびナットのうねりの高さの二乗和の平方根の k 乗に比例することがわかる。式(8)の n に各周波数における直線のこう配の値を代入して求めた k の値と周波数の関係を図 11 に示す。図 11 中の実線は、各周波数における k の値から最小二乗法によって計算した二次曲線である。図より、 k の値は周波数の増加とともに次第に増しており、音の音圧レベルに及ぼすねじ軸およびナットのうねりの高さの影響は、音の周波数の増加とともに大きくなることわかる。

以上より、ボールねじの 6~20 kHz 帯域のランダムな性質をもった音は、玉軸受の音の場合と同様に、おもにねじ軸およびナットのねじ溝面のねじ線方向に沿ったランダムなうねりによって生ずるねじ溝面と玉の接触方向ばねのばね力の交番変化により生ずると考えられる。

4. 結 言

以上の実験結果、解析および考察より、チューブ循環式のボールねじ単体(軸径 20 mm, リード 10 mm)がほぼ無負荷状態で作動するときの 6~20 kHz 帯域のパルス音以外の音について、本報では以下のような結論を得る。

(1) 音は、おもにねじ軸およびナットのねじ溝面のねじ線方向に沿ったランダムなうねりによって生ずるねじ溝面と玉の接触方向ばねのばね力の交番変化により生ずる。ねじ軸のねじ溝面の 1 リード当たり m 山のうねりによって生ずる音の周波数は、 mf_i で表される。一方、ナットのねじ溝面の 1 リード当たり m 山のうねりによって生ずる音の周波数は、 mf_c で表される。ここで、 f_i は玉の公転周波数に対するねじ軸の相対回転周波数、 f_c は玉の公転周波数である。

(2) 音の音圧は、音の発生に関与するねじ軸のうねりの高さとなットのうねりの高さの二乗和の平方根の k 乗にほぼ比例する。 k の値は、周波数が高いほど大きくなり、5~20 kHz の範囲で約 1.0~2.2 となる。

文 献

- (1) 平田・ほか 2 名, 機械の研究, 37-4(1985), 473.
- (2) 五十嵐・ほか 2 名, 機論, 54-499, C(1988), 617.
- (3) 徳長・ほか 2 名, 機論, 55-520, C(1989), 2945.
- (4) 徳長・ほか 2 名, 機論, 58-550, C(1992), 1874.
- (5) 五十嵐・ほか 2 名, 機論, 59-568, C(1993), 3907.
- (6) 五十嵐, 機論, 30-220, C(1962), 1516.