オイルエア潤滑を採用した高速主軸の騒音放射*

—騒音源の特定及び低騒音化—

奥村太史** 堤正臣***

Sound Noise Emission of High-Speed Spindle using Oil-Air Lubrication

—Identification of noise source and its reduction—

Futoshi OKUMURA and Masaomi TSUTSUMI

In the oil-air lubrication applied to the high-speed spindle supported with a set of ball bearings, very severe sound noise is emitted so that the high-pressure air supplied through a couple of thin nozzles may collide with balls which are rolling at high speed. In this paper, the sound noise radiated from the spindle unit has been measured, changing the supplied air pressure and the number of nozzles as well as the flange shape of HSK tool holder. A special spindle supported by magnetic bearings is also used for comparison. From those experimental results, it is confirmed that the collision air causes to emit such sound noise.

Key words: machine tools, machining center, high-speed spindle, sound noise emission, oil-air lubrication

1. 緒言

機械加工におけるより高い生産性を目的とし、マシニングセンタを利用した高速切削による金型材の加工、特に小径エンドミルによる高精度部品の高品位加工のニーズが高まっている。

高速主軸に用いられる転がり軸受の潤滑方法として、よく知られているようにオイルエア潤滑¹⁾やオイルミスト潤滑²⁾のような微量給油の潤滑、航空機用軸受の潤滑技術を応用したオイルジェット潤滑、アンダーレース潤滑³⁾が工作機械の分野ではすでに実用化されている。しかし、オイルジェット潤滑やアンダーレース潤滑は大量の潤滑油を供給し、回収するための回路が必要となる欠点があり、高速主軸では、簡単な潤滑回路で構成できるオイルエア潤滑やオイルミスト潤滑が一般的になっている⁴⁾。

一方、主軸の高速化に伴い、無視できない騒音の発生が認められ、環境問題が重要視される今日において一層の騒音低減が重要な課題⁵⁾となっている。労働安全衛生規則では、時間平均音圧レベルで 85dB(A) 以上では必要な措置を取るよう規定されている。主軸から発生する騒音には、取り付けの工具ホルダの形状に起因するもの、軸受及び潤滑に起因するもの、駆動モータに起因するものなどが考えられる。

本報では、オイルエア潤滑を採用したマシニングセンタ用の転がり軸受主軸を使用し、フランジ外周部形状の異なる 7 種類の HSK 工具ホルダを取り付けて主軸を高速回転させた状態における音圧レベルを測定し、周波数分析を行うことによって、工具ホルダのフランジ部形状の影響、ノズル个数、供給空気圧力などの潤滑条件の騒音に及ぼす影響について調べ、騒音は、オイルエア潤滑に利用する圧縮空気が転動体と衝突することによって発生することを明らかにしている。また、磁気軸受主軸との比較も行い、さらに低騒音形ノズルの効果について明らかにする。

2. 実験方法

実験に使用した主軸は、図 1 に示すようにビルトインモータ方式で、軸受は前側にφ60mm のセラミックアンギュラ玉軸受 2 列、後側にφ50mm のセラミックアンギュラ玉軸受 2 列をそれぞれタンデムに組み合わせた構造である。予圧は、高速回転まで安定して予圧のかかる定圧予圧方式を採用した。主軸端形状は DIN 規格の F63 とした。表 1 に主な仕様を示す。使用した工具ホルダを図 2 に示す。図示したようにテーパシャンク部は HSK-A50 形で、フランジ部形状は HSK-A63 形に準拠している⁶⁾。

Table 1 Spindle specifications

Maximum spindle speed	35,000 min ⁻¹
Inner diameter of front bearing	60 mm
Spindle nose	HSK-F63
Bearing	Angular contact bearing
Preload	Constant preload
Lubrication	Oil-air
Drive motor	VAC 15kW(cont.)

* 原稿受付 平成 14 年 2 月 8 日

** 正会員 オークマ(株) (愛知県丹羽郡大口町下小口 5-25-1)

*** 正会員 東京農工大学大学院 (小金井市中町 2-24-16)

フランジ外周部には、V ノッチ、ツール ID 用穴、U 溝、バランス用フラットがある。これらの溝や穴の騒音に及ぼす影響を調べるために図3に示すようにフランジ外周部に設けられた形状を部分的に取り出して組み合わせた Type1 から Type7 のツールを準備した。このうちの Type7 が HSK の標準形状⁶⁾である。

測定は、精密騒音計を用いて無響室ではない通常の実験室内に主軸ユニットを水平に設置して行った。主軸ユニットは、鋼板溶接構造製のベース上にゴム製スペーサを介して設置し、ベースに回転振れの影響が及ばないようにした。騒音計は、水平に据え付けた主軸の正面手前 1,000 mm、床から高さ 1,600 mm の位置に定置した。騒音レベルは ISO 230-5³⁾ に準拠して、A 特性時間平均音圧レベル（以下、音圧レベルと略す） L_{pA} を測定した。さらに、騒音計からの出力を FFT に入力して周波数分析も行った。

3. 騒音源の推定

3.1 音圧レベルの測定

測定は、図 3 に示す様々な形をしたフランジをもつ工具ホルダを使用し、回転速度を 0 min^{-1} と $10,000 \text{ min}^{-1}$ から $30,000 \text{ min}^{-1}$ まで $2,000 \text{ min}^{-1}$ ずつ増加させて、それぞれの回転速度における音圧レベル L_{pA} を測定した。その結果を図 4 に示す。なお、 0 min^{-1} は、主軸は回転させていないが、オイルエアは供給したままでモータの電源は入った状態にあることを意味する。

図によると、音圧レベルは、約 $24,000 \text{ min}^{-1}$ までは回転速度の上昇とともに直線的に増加するが、それ以上の回転速度では、ほぼ一定の値をとる傾向にある。

実験した範囲で騒音は最大 98dB になるが、 $10,000 \text{ min}^{-1}$ 以上では労働安全基準で規定されている 85dB を超えてしまっている。また、7 種類のフランジ部形状が音圧レベルにどのように影響しているか、図からは明確な傾向は認められない。そこで、次には騒音波形を周波数分析し、比較することにした。

Fig.2 HSK tool holder with A63 type flange(unit : mm)

Fig.3 Flange shapes of test tool holders

3.2 工具ホルダフランジ部形状の影響

図 3 に示した 7 種類の工具ホルダを使用し、回転速度 $12,000 \text{ min}^{-1}$ と $30,000 \text{ min}^{-1}$ のときの騒音波形を FFT 分析した。その結果を図 5 に示す。図によると低速 ($12,000 \text{ min}^{-1}$) で回転させた時と高速 ($30,000 \text{ min}^{-1}$) で回転させた時とで特徴的な周波数成分が異なることがわかる。すなわち、低速回転時には、全てのフランジ部形状で回転速度（基本周波数）の 14 倍及び 28 倍成分が明瞭に現れている。高速回転になると、基本周波数の 14 倍成分も大きく現れているが、それと同程度の大きさで他の周波数成分も現れてきていることがわかる。特に回転速度の 2 倍成分が Type5 や Type7 で強く現れている。

以上のことから、高速時と低速時とでは騒音源となる主たる原因が異なる可能性がある。低速時に大きく現れる基本周波数の 14 倍成分と 28 倍成分の原因として、モータや軸受があげられる。すなわち、主軸モータのスロット数が 28 個であること、使用したアンギュラ玉軸受の玉がノズルの前を通過する周期が後に示すように主軸回転速度の約 14 倍であることが原因であると考えられる。

また、高速時においては工具ホルダフランジ部形状の違いによって現れる周波数成分に変化が見られることから、フランジ部の形状も高速回転になるにつれて騒音に大きな影響を及ぼすと考えられる。特に $30,000 \text{ min}^{-1}$ 時における Type 5 や Type 7 の基本周波数の 2 倍成分は他ホルダよりも大きく現れている。この 2 種類には共通して工具マガジンに収納するときに必要な U 溝があることから、U 溝による風切りが騒音に大きな影響を及ぼしていると考えられる。この点については、磁気軸受を用いた主軸に装着して詳しく調べる。

Fig. 4 Influence of spindle speed on sound pressure level

Fig.5 Frequency components of sound noise

3.3 モータの影響

使用しているモータのスロットが28個あることから、顕著に現れている周波数成分がモータに発生する電磁的加振成分である可能性がある。その影響を調べるために、回転中に通電を遮断してフリーランの状態にした直後の騒音波形を周波数分析した。図6は、Type 1の工具ホルダを主軸に装着してフリーランをさせたときの結果である。比較のために通常の運転をしたときの周波数分析結果も点線で示してある。なお、この点線で示した結果は、見やすくするために、20dB上にずらして表示してある。以降の図も比較の際は同様に表示した。

電磁的加振の影響が、14倍や28倍の主な成分として現れているとすれば、フリーランの状態ではこの成分が現れないと考えられ、ピークの大きさが変化するはずである。しかし、図6に示した結果によると、長円で囲んだ特徴的に現れていたピークに目立った変化は見られず、他の周波数成分でも特徴ある傾向を見いだすことはできない。したがって、電磁的加振音の影響は、この周波数成分にはほとんど現れていないといえる。なお、フリーランさせたときには、平均回数が少ないために分析した周波数範囲に多数の成分が現れている。そこで、磁気軸受主軸を搭載したマシニングセンタに図3に示したすべての工具ホルダを装着して騒音測定とその周波数分析を行った。

3.4 磁気軸受主軸と転がり軸受主軸との相違点

実験室に設置してある磁気軸受主軸を搭載した立て形マシニングセンタの前面ドアを開放し、主軸端から1m離れ、床からの高さ1.6mの位置にマイクロホンを設置して、騒音を測定した。このマシニングセンタは、最高40,000 min⁻¹まで回転させることができる。

まず、騒音波形の周波数分析を回転速度30,000 min⁻¹においてU溝のあるType 4の工具ホルダを用いて行った。転がり軸受で支持した主軸からの周波数分析結果と比較した結果を図7に示す。この結果によると、磁気軸受で支持された主軸ではホルダフランジ部形状の影響による回転速度の2倍と4倍の成分が顕著に現れ、それ以上の周波数範囲では目立った成分が認められない。それに対して転がり軸受で支持された主軸では2倍、4倍だけでなく多くの成分が現れていることがわかる。とくに、4kHz以上ではほぼ1kHz刻みに目立った周波数成分が現れ、回転速度0.5kHzの14倍である7kHz近辺は、多くの成分が存在するのがわかる。

Fig.6 Frequency components at free-run

U溝の有り無しが、騒音に影響を与える可能性を示唆したが、磁気軸受主軸に図3に示した7種類の工具ホルダを付けて騒音レベルと回転速度との関係を調べた。実験では、40,000 min⁻¹まで回転速度を変えて測定した。その結果を図8に示す。

図によると、回転速度の上昇に伴う騒音レベルの変化から、7種類の工具ホルダを二つのグループに分けることができる。すなわち、Type 4, Type 5及びType 7とそれ以外のグループである。図示した結果によると、20,000 min⁻¹以下ではその差はほとんどないがそれを超えると明確に二つのグループに分けることができる。U溝の付いた3種類の工具ホルダについては、その差異は明確でないことから、このような大きな騒音が発生する主な原因は、U溝であるといえる。さらに溝や穴のないType 1の工具ホルダを装着した場合には、約40,000 min⁻¹まで85dB以下の騒音レベルに納まっている。

以上述べたように磁気軸受と転がり軸受とでは周波数成分に大きな違いがあり、また、工具ホルダにU溝があるかないかも大きな違いとなって現れることがわかった。したがって、工具ホルダが原因となる回転速度の2倍や4倍の周波数成分以外の成分は、軸受や潤滑条件などが原因であると考えられる。そこで、次章では、軸受及びオイルエア潤滑条件の影響について詳細に検討する。

4. 軸受及び潤滑条件の影響

4.1 軸受の玉通過周波数

軸受の玉の公転速度を求めるための一般式は、次式⁷⁾で表される。

$$n_c = \left(1 - \frac{D_a \cos \alpha}{d_m}\right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_a \cos \alpha}{d_m}\right) \frac{n_e}{2} \quad (1)$$

ただし、 n_c :公転速度 [min⁻¹], n_i :内輪回転速度 [min⁻¹], n_e :外輪回転速度 [min⁻¹], α :接触角 [°], D_a :転動体直径

Fig.7 Effect of ball bearing (Tool holder: Type 4)

Fig.8 Effect of flange shapes: this measurement has been done on a high speed spindle supported by the magnetic bearings.

[mm], d_m : 転動体ピッチ円直径 [mm] である。

本研究の主軸の場合には、外輪回転速度 $n_e=0$ となるので、玉の公転速度は、次式で表せる。

$$n_c = \left(1 - \frac{D_a \cos \alpha}{d_m}\right) \frac{n_i}{2} \quad (2)$$

式(2)に表 2 の値を代入して計算すると、前軸受、後軸受ともに玉の公転速度 n_c は内輪回転速度 n_i (基本回転速度) の 0.46 倍になる。これに球数を考慮すると、前軸受で玉の公転速度は基本回転速度の 13.8 倍、後軸受で 13.4 倍となる。したがって、14 倍の成分は、玉がノズルの前を通過する周期によるものと考えられる。また、実験主軸では 1 つの軸受に対し、ノズルが 2 本設けられているため、公転速度の 2 倍、すなわち、28 倍の成分が現れると考えられる。

そこで、オイルエアの圧力を変えた場合及びノズルの数を 1 本にした場合についてそれぞれ音圧レベルと周波数成分とを調べた。

Table 2 Bearing specifications

		Front bearing	Rear bearing
P.C.D. of bearing	d_m	$\phi 77.5\text{mm}$	$\phi 65.0\text{mm}$
Diameter of ball	D_a	$\phi 6.35\text{mm}$	$\phi 5.56\text{mm}$
Contact angle	α	25°	25°
Number of balls		30/bearing	29/bearing

Fig.9 Influence of supplied pressure on sound noise level

Fig.10 Influence of supplied pressure on frequency components

4.2 オイルエア供給圧力の影響

オイルエア供給圧力を標準値としての 0.55 MPa から 0.30 MPa に下げて回転速度を、12,000 min⁻¹, 18,000 min⁻¹, 24,000 min⁻¹, 30,000 min⁻¹ と変化させたときの音圧レベルの測定と周波数分析を行った。工具ホルダは Type 1 から Type 5 の 5 種類を使用した。音圧レベルの測定結果を図 9 に示す。また、工具ホルダ Type 1 の周波数分析結果を図 10 に示す。図 9 の結果から、供給圧力を下げることで、例えば 24,000 min⁻¹ のときに最大約 9dB 低減できることがわかった。また、図 10 に示すように顕著に現れていた周波数成分の数が少なくなっており、基本周波数の 14 倍成分及び 28 倍成分や低速回転時におけるホワイトノイズ的な成分も小さくなっていることから、オイルエアが玉にあたる際に発生する音の騒音への影響は大きいと考えられる。

4.3 ノズル数の影響

各軸受に 2 本ずつあるオイルエアノズルのうちの 1 本を閉じれば、騒音が小さくなり、公転速度の 28 倍成分の高さが小さくなる可能性があると考え、その 1 本を閉じて騒音の変化を調べた。

この測定では、Type 1 から Type 5 の工具ホルダを用いて、回転速度を 12,000 min⁻¹, 18,000 min⁻¹, 24,000 min⁻¹, 30,000 min⁻¹ と変化させて同様の測定を行った。音圧レベルの測定結果を図 11 に、工具ホルダ Type 1 の周波数分析結果を図 12 に示す。なお、図 12 には、ノズル 2 本の場合の結果も 20dB 上にずらして点線で表示してある。

Fig.11 Influence of number of nozzles per bearing

Fig.12 Comparison of dual and single nozzle

Fig. 13 Improved nozzle shape⁵⁾

Fig. 14 Effect of low noise nozzle on sound noise level

図 11 の結果から、ノズルの 1 本を閉じることで、例えば、 $24,000 \text{ min}^{-1}$ のときに最大で 6.3dB 低減できることがわかった。また、図 12 に示した 2 本のノズルと 1 本のノズルの周波数成分を比較すると、公転速度の 14 倍及び 28 倍の成分にはほとんど変化が見られないことがわかった。したがって、ノズルの本数はこれらの成分に影響を与えないといえる。また、高速回転時に基本周波数の 14 倍成分が小さくなるだけでなく他の成分も小さくなっていることからオイルエアと玉軸受の玉が衝突する際に発生する騒音の影響は、低速回転においてだけでなく、高速回転においても大きいと考えられる。

4.4 ノズル形状の改善による騒音低減効果

工具ホルダフランジ外周部の U 溝部分の風切り音及びオイルエアが軸受に衝突するさいに発生する騒音が大きいことがわかった。そこで、図 13 に示すように、軸受の玉にオイルエアが直接当たらないようにノズルの向きと内輪の軌道面側を改良した低騒音形ノズル⁴⁾を前後軸受に用いて音圧レベルを測定した。この測定では、工具フランジ部形状の影響のない Type1 の工具ホルダを用いた。測定結果を図 14 に示す。図には、従来形のノズルを用いた場合、オイルエアの供給圧力を下げた場合及びノズルを 1 個にした場合の結果も合わせて示してある。図によると、低騒音形ノズルの場合には、 0 min^{-1} のときに既に 7dB 程度低くなっているのがわかる。また、約 $24,000 \text{ min}^{-1}$ までは低騒音形ノズルが最も騒音レベルは低く、それ以上になると圧力を下げた状態と同程度になっている。

U 溝のある Type4 の工具ホルダを使用して、騒音の周波数分析を行った結果を図 15 に示す。この結果から基本周波数の 14 倍成分（長円で囲んだ部分）が小さくなっている。 $30,000 \text{ min}^{-1}$ の結果を見ると 14 倍の成分が他の周波数成分よりも小さくなっているのがわかる。

以上の結果から、低騒音形ノズルはアンギュラ玉軸受の玉がオイルエア潤滑用の圧縮空気の前を通過する際に発生する風切り音の抑制に効果があることがわかった。

5. 結 言

本研究では、高速化が進んでいる工作機械においてますます重要な問題となると考えられる騒音について、高速に回転

Fig. 15 Effect of improved nozzle (Tool holder: Type 4)

する主軸から発生する騒音源を特定し、さらにそれを低減することを目的として、工具ホルダフランジ部形状、オイルエア供給圧力、ノズル本数、ノズル形状などを変えて、騒音レベルの測定と騒音の周波数分析を行い、次のような結論が得られた。

- (1) 玉軸受で支持された主軸から発生する騒音は、オイルエアの圧縮空気が玉に衝突して発生する成分と工具ホルダフランジ部外周に設けられた U 溝から発生する成分とが支配的である。
- (2) 玉軸受の玉にオイルエアが直接当たらないように改良した低騒音形ノズルは、オイルエアが軸受の玉を通過する際に発生する風切り音の騒音低減に効果がある。

謝 辞

本研究は、東京農工大学との共同研究として行われたものの一部である。実験を遂行してくれた卒業学生野間恭子氏（現（株）ロイタージャパン）に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 正田義男, 小野瀬喜章: オイルエア潤滑による工作機械主軸の高速化, 潤滑, 32,3 (1987) 175.
- 2) 堤 正臣, 多田圭吾: 間欠形オイルミスト潤滑による工作機械主軸の高速化, 日本機械学会論文集 C 編, 60-577C, (1994)2911.
- 3) 中村晋哉, 米山博樹: アンダーレース潤滑スピンドルの高速回転特性の解析と評価, 精密工学会誌, 10 (1994) 1485.
- 4) 藤井健次, 森 正継, 太田好美: 工作機械主軸用エアオイル潤滑軸受の低騒音化, 2000 年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, (2000) 449.
- 5) ISO 230-5:2000, Test code for machine tools - Part 5, Determination of the noise emission.
- 6) ISO/FDIS 12164-1:2001, Hollow taper interface with flange contact surface - Part 1: Shanks - Dimensions.
- 7) 転がり軸受工学編集委員会編, 転がり軸受工学, 養賢堂 (1978), 101.