総セラミック玉軸受の振動と音*

(第2報, 総セラミック玉軸受の音の特性, および音と振動の関係)

太田 浩之^{*1}, 佐竹 伸也^{*2}

Vibration and Sound of All-Ceramic Ball Bearings

(2nd Report, Sound Characteristics of All-Ceramic Ball Bearing, and Relationship between Sound and Vibration)

Hiroyuki OHTA^{*3} and Shinya SATAKE

^{*3} Nagaoka University of Technology, Dept. of Mechanical Engineering,
1603-1 Kamitomioka, Nagaoka, Niigata, 940-2188 Japan

The sound of all-ceramic ball bearing having silicon nitride rings and balls was investigated and compared with those of hybrid ceramic ball bearings and conventional steel ball bearings. From the experimental results and discussion, the following results were obtained. (1) The overall sound pressure level of the all-ceramic ball bearing is influenced by the rotational velocities, and does not change with axial load. (2) In the radial direction, the overall sound pressure level of the all-ceramic ball bearing is lower than that of the hybrid ceramic ball bearing and the conventional steel ball bearing. On the other hand, in the axial direction, the overall sound pressure level is about the same with the all-ceramic ball bearing, the hybrid ceramic ball bearing and the steel ball bearing. (3) The peaks of radial and axial sound of the all-ceramic ball bearing appear in higher frequencies compared with the corresponding peaks of the hybrid ceramic ball bearing and the conventional steel ball bearing. The peaks are caused by the natural vibrations of the outer ring. (4) The sound pressure of the all-ceramic ball bearing is almost in proportion to the acceleration of the vibration.

Key Words: Machine Element, Bearing, Rolling Bearing, All-Ceramic Ball Bearing, Dynamics of Machinery, Sound, Vibration

1. 緒 言

近年, 産業および技術の高度化に伴い, 転がり軸受の使用環境はますます多岐にわたるようになっていく。そして, 高温, 高速, 高真空, 腐食環境などの過酷な環境下においての転がり軸受の使用が求められている⁽¹⁾。現在, このような過酷な環境では, 耐熱性, 耐食性に優れ, 密度が小さいという特徴をもつ窒化けい素で作られた総セラミック玉軸受(以下, 総セラミック軸受という)が用いられるようになっていく⁽²⁾。最近, 総セラミック軸受を用いた機械や装置等は高速化の傾向にあり, 総セラミック軸受から発生する振動と音が重要な問題となりつつある。そこで, 総セラミック軸受の振動と音について研究することにした。

前報⁽³⁾では, 総セラミック軸受単体の振動特性について実験的に調べた。そして, 振動の周波数スペクトルに現れるおもなピークは外輪に関する固有振動によって生ずることを理論および実験の両面から明らかにした。本報では, アキシアル荷重が加わって回転する

総セラミック軸受単体の音の特性および音と振動の関係を, ハイブリッド玉軸受⁽⁴⁾(以下, ハイブリッド軸受という)および鋼製玉軸受(以下, 鋼製軸受という)の場合と対比して研究する。

2. 実 験

2・1 試験軸受 試験軸受は, 軌道輪と玉が窒化けい素製の総セラミック軸受, 軌道輪が軸受鋼製で玉が窒化けい素製のハイブリッド軸受および軌道輪と玉が軸受鋼製の鋼製軸受であり, 各3個を用いた。これらの試験軸受の設計寸法は同一であり, いずれも深溝玉軸受 6206 を基本としている。本報で用いるこれら試験軸受は, 前報⁽³⁾で用いた試験軸受と同一のものであり, 試験軸受の精度はすべて JIS 0 級である。なお, 各試験軸受にはプラスチック製冠形保持器が付いている。試験軸受の諸元を表1に示す。試験軸受の潤滑には白灯油を用いた。

2・2 実験方法

2・2・1 音と振動の測定方法 実験はすべて防音室内で行い, 測定は別の測定室で行った。また, 実験では, 図1に示すように, アンデロンメータ(菅原研究所: AD-MN-4)の回転装置およびプレロードを用いた。実験は, 図2に示すように, 試験軸受の内輪にア

* 原稿受付 2000年1月19日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学(〒940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。

^{*2} 長岡技術科学大学大学院。

E-mail: ohta@mech.nagaokaut.ac.jp

Table 1 Test bearing specifications

	Material		Diameter (mm)		Width (mm)	Number of balls	Ball dia. (mm)
	Rings	Balls	Bore	Outside			
All-ceramic bearing	Si_3N_4	Si_3N_4	30	62	16	9	9.525
Hybrid bearing	SUJ2	Si_3N_4					
Steel bearing	SUJ2	SUJ2

Fig. 1 Andersonmeter covered with soundproof box

Fig. 2 Measuring system

Fig. 3 Effect of soundproof box (Radial direction, axial load 99.5 N, rotational velocity 1 800 rpm)

ンデロンメータの回転装置により一定の回転速度を与え、外輪にはプレロードの2本のゴム製の指でアキシャル荷重 F_a を加えた状態で行った。そして、試験軸受の音と振動をコンデンサマイクロホン(B & K: 4165)およびアクセロメータ(B & K: 4374)により同時に検出し、FFT分析器(小野測器: CF-360 Z)で音圧のオーバオールレベルの測定、および音と振動の周波数分析を行った。なお、コンデンサマイクロホンの位置は外輪の半径方向および軸方向とし、外輪表面からコンデンサマイクロホンの振動板までの距離は10 mm一定とした。また、アクセロメータの取付位置は外輪の半径方向および軸方向とした。

以上の実験は、内輪の回転速度500~2 500 rpm、アキシャル荷重を24.3~99.5 Nの範囲内で数段階に変化させて行った。

2・2・2 暗騒音の対策および暗騒音補正 上述の音の測定では、アンデロンメータの回転装置から生ずる音は暗騒音となり、試験軸受の音圧のオーバオールレベルおよび音の周波数スペクトルに影響を及ぼす。そこで、暗騒音を低減するために、図1中に示すように、防音箱を回転装置に取付けた。このような防音箱による暗騒音の低減効果を確認するために、はじめに防音箱を付けない場合と付けた場合について暗騒音の測定を行った。暗騒音の測定は、図2の測定システムにおいて、試験軸受をはずした状態で行った。その結果を図3に示す。図3の縦軸は20 $\mu\text{Pa}(\text{rms})$ を基準とした音圧のオーバオールレベルがとってある。なお、図3には参考のために、防音箱を付けた状態で測定した総セラミック軸受の音の周波数スペクトルも示してある。図3より、周波数によっては、防音箱を付けない場合の暗騒音の音圧レベルは試験軸受の音圧レベルより高くなる領域があり、正確な音の測定はできないことがわかる。一方、防音箱を付けた場合の暗騒音の音圧レベルは、防音箱を付けない場合の暗騒音の音圧レベルよりもかなり低下していることがわかる。すなわち、防音箱は暗騒音を低減する効果があることが確認できる。しかし、防音箱を付けた場合でも、約3 kHz以下の周波数領域では暗騒音の音圧レベルが試験軸受の音圧レベルと同程度であることが判明し

た。すなわち、防音箱による暗騒音の低減には限界があることが明らかとなった。そこで、試験軸受の音の正確な評価を行うために、試験軸受の音圧のオーバーオールレベルおよび音の周波数スペクトルにおける各周波数成分の音圧レベルについて暗騒音補正を行うことにした。暗騒音補正に用いた式⁽⁵⁾を次に示す。

$$L_{p1} = L_{p3} - 10 \log \left\{ 1 + \frac{1}{10^{(L_{p3} - L_{p2})/10} - 1} \right\} \dots (1)$$

ここで、 L_{p1} は試験軸受の真の音圧レベル、 L_{p2} は防音箱を付けた状態で測定した暗騒音の音圧レベル、 L_{p3} は防音箱を付けた状態で測定した暗騒音を含む試験軸受の音圧レベルを表す。なお、暗騒音は試験軸受の音の測定の直前および直後に1回ずつ行い、その平均値を暗騒音の音圧レベルとした。本論文で以下に述べる試験軸受の音圧のオーバーオールレベルおよび音の周波数スペクトルにおける各周波数成分の音圧レベルは、すべて上の式(1)によって暗騒音補正を行ったものであり、音圧の基準は20 $\mu\text{Pa}(\text{rms})$ である。

3. 実験結果

3.1 音圧のオーバーオールレベル

3.1.1 回転速度の影響 音圧のオーバーオールレベルに及ぼす回転速度の影響の例を図4に示す。図4より、総セラミック軸受の半径方向および軸方向の音

(a) Radial sound

(b) Axial sound

Fig. 4 Effect of rotational velocity on overall sound pressure level (Axial load 99.5 N)

圧のオーバーオールレベルは、ハイブリッド軸受および鋼製軸受の場合と同様に、回転速度の増加にともなって増える傾向があることがわかる。また、回転速度が同じ場合、半径方向の音圧のオーバーオールレベルは、総セラミック軸受が最も低く、次に鋼製軸受、ハイブリッド軸受の順に高くなることもわかる。また、軸方向の音圧のオーバーオールレベルは、総セラミック軸受、ハイブリッド軸受および鋼製軸受でほぼ同程度であることもわかる。

3.1.2 アキシャル荷重の影響 音圧のオーバーオールレベルに及ぼすアキシャル荷重の影響の例を図5に示す。図5より、総セラミック軸受の半径方向および軸方向の音圧のオーバーオールレベルは、ハイブリッド軸受および鋼製軸受の場合と同様に、アキシャル荷重の影響をほとんど受けないことがわかる。また、アキシャル荷重が同じ場合、半径方向の音圧のオーバーオールレベルは、総セラミック軸受が最も低く、次に鋼製軸受、ハイブリッド軸受の順に高くなることもわかる。また、軸方向の音圧のオーバーオールレベルは、総セラミック軸受、ハイブリッド軸受および鋼製軸受でほぼ同程度であることもわかる。

3.2 音の周波数スペクトル 音の測定によって得た試験軸受の音の周波数スペクトルの例を図6に示す。図6中の矢印はおもなピークを示し、 $f_1^{(R)} \sim f_4^{(R)}$

(a) Radial sound

(b) Axial sound

Fig. 5 Effect of axial load on overall sound pressure level (Rotational velocity 1800 rpm)

(a) All-ceramic bearing

(b) Hybrid bearing

(c) Steel bearing

Fig. 6 Sound spectra (Axial load 99.5 N, rotational velocity 1 800 rpm)

は半径方向で音圧レベルが高いピーク, $f_1^{(A)} \sim f_4^{(A)}$ は軸方向で音圧レベルが高いピークを示す。これらピークの記号中の下付の数字は, 周波数の低いものから順に付けたものである。なお, これらおもなピークの周波数は内輪の回転速度に影響されないことを確認している。図6から, 総セラミック軸受の音の周波数スペクトルは, ハイブリッド軸受および鋼製軸受の音の周波数スペクトルと同様に, 半径方向と軸方向で異なっていることがわかる。そして, 総セラミック軸受の音の周波数スペクトルには $f_1^{(R)}, f_2^{(R)}$ および $f_1^{(A)} \sim f_3^{(A)}$ のピークが現れ, ハイブリッド軸受および鋼製軸受の音の周波数スペクトルにはこれら $f_1^{(R)}, f_2^{(R)}$ および $f_1^{(A)} \sim f_3^{(A)}$ のピークのほかに $f_3^{(R)}, f_4^{(R)}$ のピークが現れることもわかる。また, 図6より, 同一のアキシャル荷重では, 総セラミック軸受におけるおもなピークの周波数は, ハイブリッド軸受および鋼製軸受における対応するピークの周波数よりも高くなることもわかる。

3.3 振動の周波数スペクトル 振動の測定によって得た試験軸受の振動の周波数スペクトルの例を図

(a) All-ceramic bearing

(b) Hybrid bearing

(c) Steel bearing

Fig. 7 Vibration spectra (Axial load 99.5 N, rotational velocity 1 800 rpm)

7に示す。図7中の矢印はおもなピークを示し, 音の周波数スペクトルの場合と同様に, 半径方向で振動速度レベルが高いピークには $f_1^{(R)} \sim f_4^{(R)}$, 軸方向で振動速度レベルが高いピークには $f_1^{(A)} \sim f_4^{(A)}$ の記号を付けた。前報⁽³⁾より, これら振動の周波数スペクトルに現れるおもなピークは外輪に関する固有振動によって生ずることが明らかとなっている。図6および7を比較すればわかるように, 音の周波数スペクトルは振動の周波数スペクトルによく似ており, ピークの発生状況も類似している。このことから, 音の周波数スペクトルに現れるおもなピークは, 外輪に関する固有振動に起因して生ずると推定される。

4. 解析および考察

4.1 おもなピークと外輪の固有振動の関係 3.3節より, 音の周波数スペクトルに現れるおもなピークは, 外輪に関する固有振動に起因して生ずると推定される。そこで, このことを確認するために, 音の周波数スペクトルに現れるおもなピークの周波数と外輪質

量系鉛直方向固有振動の低次振動数 f_{VML}^* , 外輪半径方向曲げ固有振動の低次振動数 $f_{R(i-1)L}^*$ (i は円周方向波数であり 2 以上の整数), 外輪慣性モーメント系角(傾き)方向固有振動数 f_{MIT}^* , 外輪質量系軸方向固有振動の低次振動数 f_{AML}^* および外輪軸方向曲げ固有振動の低次振動数 $f_{A(i-1)L}^*$ の計算値⁽³⁾ の比較を行った。その結果を図 8 および 9 に示す。図中の○印は総セラミック軸受, △印はハイブリッド軸受, □印は鋼製軸受のピークの周波数を表す。そして, f_{VML}^* , $f_{R(i-1)L}^*$, f_{MIT}^* , f_{AML}^* および $f_{A(i-1)L}^*$ の計算値を総セラミック軸受, ハイブリッド軸受および鋼製軸受に対して, それぞれ実線, 破線および一点鎖線で示してある。また, f_{VML}^* , $f_{R(i-1)L}^*$, f_{MIT}^* , f_{AML}^* および $f_{A(i-1)L}^*$ の記号を対応するピークの記号の右側 [] 内に記した。図 8 および 9 より, 総セラミック軸受, ハイブリッド軸受および鋼製軸受の音の周波数スペクトルに現れる $f_1^{(R)}$ のピークの周波数は外輪質量系鉛直方向固有振動の低次振動数 f_{VML}^* , $f_2^{(R)}$ のピークの周波数は外輪半径方向曲げ一次固有振動の低次振動数 f_{R1L}^* にほぼ一致していること

がわかる。なお, 図からわかるように, ハイブリッド軸受および鋼製軸受の $f_3^{(R)}$ および $f_4^{(R)}$ のピークの周波数は, それぞれ外輪半径方向曲げ二次固有振動の低次振動数 f_{R2L}^* および三次固有振動の低次振動数 f_{R3L}^* にほぼ一致している。さらに, 総セラミック軸受, ハイブリッド軸受および鋼製軸受の音の周波数スペクトルに現れる $f_1^{(A)}$ のピークの周波数は外輪慣性モーメント系角(傾き)方向固有振動の振動数 f_{MIT}^* , $f_2^{(A)}$ のピークの周波数は外輪質量系軸方向固有振動の低次振動数 f_{AML}^* , $f_3^{(A)}$ のピークの周波数は外輪軸方向曲げ一次固有振動の低次振動数 f_{A1L}^* にほぼ一致していることがわかる。

以上より, $f_1^{(R)}$ のピークは外輪質量系鉛直方向固有振動, $f_2^{(R)} \sim f_4^{(R)}$ のピークは外輪半径方向曲げ固有振動, $f_1^{(A)}$ のピークは外輪慣性モーメント系角(傾き)方向固有振動, $f_2^{(A)}$ のピークは外輪質量系軸方向固有振動, $f_3^{(A)}$ のピークは外輪軸方向曲げ固有振動に起因して生ずることが判明した。なお, これら外輪に関する固有振動の振動数は, 試験軸受の材料の密度が小さく, ヤング率が大きいほど高くなる⁽³⁾。窒化けい素の密度は軸受鋼の約 40% と小さく, 窒化けい素のヤング率は軸受鋼の約 1.5 倍と大きい⁽⁴⁾。このため, 同一のアクシアル荷重では, これら外輪に関する固有振動の振動

Fig. 8 Frequency of peak of radial sound vs. axial load (Rotational velocity 1 800 rpm)

Fig. 9 Frequency of peak of axial sound vs. axial load (Rotational velocity 1 800 rpm)

数および外輪に関する固有振動によって生ずるおもなピークの周波数は、軌道輪と玉が窒化けい素製の総セラミック軸受で最も高く、ついでハイブリッド軸受、鋼製軸受の順になる。

4.2 音と振動の関係 音と振動の関係をさらに詳しく調べるために、図6と7のスペクトルから、各周波数成分における試験軸受の音圧レベル L_p と試験軸受の振動速度レベル L_v の差 $L_p - L_v$ を求めた。

図10および11は $L_p - L_v$ の値と周波数の関係を示した例であり、図10は半径方向の場合、図11は軸方向の場合を示す。両図の(a)は総セラミック軸受、(b)はハイブリッド軸受、(c)は鋼製軸受についてのものである。なお、両図中の破線は $L_p - L_v$ の値と周波数の対数に対して最小二乗法を用いて計算した直線であり、図中には参考のために直線のこう配 q も示し

てある。図10および11より、総セラミック軸受の q の値はハイブリッド軸受および鋼製軸受の q の値とほぼ同じになることがわかる。また、総セラミック軸受の半径方向における q の値は、軸方向の q の値より小さいこともわかる。なお、このことはハイブリッド軸受および鋼製軸受の場合でも同様である。

図10および11より、各周波数成分における試験軸受の音圧レベルと振動速度レベルの差 $L_p - L_v$ の値と周波数の対数は次の直線の式で近似できる。

$$L_p - L_v = 20 \log_{10} \frac{p}{p_0} - 20 \log_{10} \frac{v}{v_0} = q \log_2 f + 20 \log_{10} c \quad (2)$$

ここで、 f は周波数、 p は試験軸受の音圧、 v は試験軸受の振動速度、 p_0 は基準の音圧 (20 μ Pa)、 v_0 は基準の振動速度 (1 nm/s)、 c は定数、 q は $L_p - L_v$ の値と周

(a) All-ceramic bearing

(b) Hybrid bearing

(c) Steel bearing

Fig. 10 Difference $L_p - L_v$ between sound pressure level and vibratory velocity level in the radial direction (Axial load 99.5 N, rotational velocity 1 800 rpm)

(a) All-ceramic bearing

(b) Hybrid bearing

(c) Steel bearing

Fig. 11 Difference $L_p - L_v$ between sound pressure level and vibratory velocity level in the axial direction (Axial load 99.5 N, rotational velocity 1 800 rpm)

波数 f の対数のグラフにおける直線のこう配である。式(2)は p について次式のようになる。

$$p = \frac{c p_0}{v_0} v f^{\frac{q}{20} \log_2 10} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、

$$\frac{c p_0}{v_0} = K \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{q}{20} \log_2 10 = k \dots\dots\dots (5)$$

とおくと、式(3)は次式のようになる。

$$p = K v f^k \dots\dots\dots (6)$$

ところで、振動の振動変位を B とすると、

$$v = 2\pi f B \dots\dots\dots (7)$$

である。式(7)を式(6)に代入すると次式が得られる。

$$p = 2\pi K B f^{k+1} \dots\dots\dots (8)$$

式(8)より明かなように、試験軸受の音圧 p は f^{k+1} に比例する。

図12および13は、試験軸受の $k+1$ の値とアキシアル荷重の関係をプロットした例である。図12は半径方向の場合、図13は軸方向の場合である。図12および13より、総セラミック軸受の $k+1$ の値はアキシアル荷重の影響をほとんど受けないことがわかる。そして、総セラミック軸受の半径方向および軸方向の $k+1$ の値はそれぞれ約1.7および約2.2であり、総セラミック軸受の音圧は外輪の振動加速度にほぼ比例することが明らかとなった。なお、ハイブリッド軸受および鋼製軸受の半径方向および軸方向の $k+1$ の値は総セラミック軸受の $k+1$ の値とほぼ同じであるので、ハイブリッド軸受および鋼製軸受の音圧も外輪の振動

加速度にほぼ比例することが判明した。

ところで、以前の研究⁽⁶⁾では、鋼製軸受の音圧は外輪の振動加速度と振動加加速度の中間に比例するという結果が得られている。これは、本研究で得られた音圧が外輪の振動加速度にほぼ比例するという結果と異なっている。このような結果の違いは、以前の研究における音の測定方向および振動の測定方向が本研究と異なること、および音と振動の測定周波数範囲が本研究と異なることに起因していると思われる。すなわち、以前の研究の結果は、音は玉軸受の回転軸の中心線に対して45°方向で測定し、振動は外輪の半径方向で測定して得たものである。一方、本研究では、半径方向と軸方向でそれぞれ音と振動を測定し、半径方向と軸方向のそれぞれについて $k+1$ の値を求めたものである。さらに、以前の研究における音と振動の測定周波数範囲は16 kHzであるのに対し、本研究での音と振動の測定周波数範囲は20 kHzである。以上のような測定方向および測定周波数範囲の違いに起因して音と振動の関係が異なつたと考えることができる。なお、音と振動の关系到及ぼす測定方向および測定周波数範囲の影響についてはさらに研究を行う必要がある。

5. 結 言

以上の実験結果、解析および考察より、一定のアキシアル荷重が加わって回転する総セラミック軸受の音の特性および音と振動の関係について本研究では次のような結論を得た。

(1) 総セラミック軸受の音圧のオーバーオールレベ

Fig. 12 Value of $k+1$ in the radial direction (Rotational velocity 1800 rpm)

Fig. 13 Value of $k+1$ in the axial direction (Rotational velocity 1800 rpm)

ルは、回転速度の影響を受けるがアキシャル荷重の影響はほとんど受けない。

(2) アキシャル荷重および回転速度が同一であれば、音圧のオーバーオールレベルは、半径方向では、総セラミック軸受が一番低く、次に鋼製軸受、ハイブリッド軸受の順に高くなる。また、軸方向の音圧のオーバーオールレベルは、総セラミック軸受、ハイブリッド軸受および鋼製軸受でほぼ同程度である。

(3) 総セラミック軸受、ハイブリッド軸受および鋼製軸受の周波数スペクトルにはいくつかのピークが現れる。そして、総セラミック軸受のおもなピークの周波数は、ハイブリッド軸受および鋼製軸受における対応するピークの周波数よりも高くなる。なお、これらおもなピークは、いずれも外輪に関する固有振動に起因して生じたものである。

(4) 一定のアキシャル荷重が加わって回転する総セラミック軸受の音圧は、外輪の振動加速度にほぼ比例する。

なお、上の(1)および(4)の結論はハイブリッド軸受および鋼製軸受で同様である。

終わりに、本研究の一部は財団法人工作機械技術振興財団の援助によったことを付記し、謝意を表す。

文 献

- (1) 山内浩一, *Koyo Engineering J.*, 139 (1991), 112-114.
- (2) 太田道夫・瀧内博志, *NTN Tech. Review*, 60 (1992), 56-61.
- (3) 太田浩之・佐竹伸也, *機論*, 66-641, C (2000), 267-274.
- (4) 新関心, *NSK Tech. J.*, 665 (1998), 42-47.
- (5) 日本機械学会編, *機械騒音ハンドブック* (1991), 6-7, 産業図書.
- (6) 五十嵐昭男, *機論*, 37-301 (1971), 1774-1781.