鋼球の音響寿命(第1報)*

—音響寿命における鋼球表面形状の変化—

日 紫 喜 基 久** 堀 捷 樹** 川 辺 秀 昭***

Sound Life of the Steel Ball (1st Report)

—Effect of the Shape of Steel Ball on the Sound Life—

Motohisa HISHIKI, Toshiki HORI, Hideaki KAWABE

The sound pressure level and the vibration acceleration increase with the revolution of the ball bearing. In this report, the cause of this phenomenon was investigated from the change of the shape of steel ball. And, the shape characteristic of the steel ball was measured by the newly developed six bands type wavometer. The results obtained are summarized as follows:

(1) Under the uniform revolution of the ball bearing, when the load is increased, the sound pressure level and the vibration acceleration attain the higher saturation values in short period.

(2) The sound life can be expressed both by the total number of revolution until the saturation value is attained, and by the saturation value. Under the routine loading condition, it was found that the sound life was less than 10^6 cycles.

(3) It was also found that the increasing phenomena of the sound pressure level and the vibration acceleration were caused by the irregularity of the steel ball surface, especially by the higher order component of the waviness.

1. 緒 言

玉軸受は高負荷、低摩擦、高精度等の機能を持ち、その性能に対しては動的な疲労試験、摩擦トルク試験、発聲音、振動および騒音試験、あるいは静的な回転精度測定、硬さ試験、圧砕試験等を適用するが、中でも玉軸受の発聲音と振動の問題は、我々の生活に直結した機械装置に必要な機能として最近ますます重要視されて来た¹⁾。玉軸受は内外輪が鋼球を介して外輪と接触し、鋼球の転がりによって内外輪が相対運動をするので、滑り軸受と比べ摩擦が小さい反面、音と振動を発生しやすい。

従来、これらの玉軸受の発聲音と振動の研究はほとんどが製作された時点、言い換えれば玉軸受としての初期の発聲音や初期の振動²⁾を問題視し、そのレベルの低いことを第一の目標としている。そのために玉軸受を構成する内外輪、鋼球、保持器、シールなど部品単体の加工精度をどの程度まで向上させようか、それらをどのように組合わせるべきか、いかなる方法で潤滑³⁾を与えるかという設計⁴⁾、製作⁵⁾、運転⁶⁾等の条件を追求し、玉軸

受の初期の発聲音⁷⁾や振動を小さくする方向で性能の向上を図ってきた。しかし、玉軸受が機械部品であり、その回転部の主要機能を受持つ限り、これが長時間にわたって滑らかに回転を続けること、すなわち静粛さがいつまでも持続する、いわゆる音響寿命を無視することは出来ない。さらに、玉軸受から発生する音や振動は加工による製作誤差から生ずるものがあり、それは内・外輪よりも鋼球表面の凹凸、特にうねり成分によって影響されるところが多い。

本研究は玉軸受の音響寿命の過程において、発聲音や振動の変化の様相を求め、悪化の原因を転動体である鋼球の表面形状と組織の変化から追求した。すなわち、二、三の負荷条件下で回転試験を行い、鋼球の音圧レベルや振動加速度の悪化の形態を調べ、その悪化の原因の究明は、鋼球の表面形状を新たに開発した6バンド型のウェーボメータで周波数分析することにより行い、同時に鋼球の組織変化をX線回折によってマルテンサイト(211)面の半値幅を測定して調べた。これらの結果から、転動による鋼球形状の変形を阻止するには鋼球の組織のあり方をどのようにすべきかについて考察し、更に音響寿命と疲労寿命を向上させる鋼球の組織のあり方について検討を加え、総合的判断に立った玉軸受の寿命の評価法についても考察した。

* 原稿受付 昭和53年9月11日。精機学会昭和53年度関西地方定期学術講演会(昭和53年7月21日)にて発表。

** 正 会 員 (株)天辻鋼球製作所(門真市上野口町1-1)

*** 正 会 員 大阪大学工学部(吹田市字山田上)

表1 供試鋼球の熱処理条件と疲労寿命値

焼入温度 (°C)	焼きもどし温度 (°C)	焼入剤	疲労寿命値 B_{10} (h)	試料記号
830	155	油	68 以上	A-1
	170		27	A-2
850	155	油	38	A-3
	170		69 以上	A-4
830	155	水	16	A-5
	170		34	A-6

まず本報では、音響寿命における音圧レベル及び振動加速度の悪化の原因を鋼球の表面形状から考察した。

2. 実験方法

2.1 供試鋼球

音響寿命の供試鋼球は、疲労寿命との関係を検討する必要から、すでに疲労寿命が判明している6種を選んだ。表1に供試鋼球を示し、それぞれに試料記号をつけた。なお供試材料は高炭素クロム軸受鋼第2種 (SUS2) である。

2.2 鋼球形状の解析

鋼球の理想形状は、幾何学的絶対真球であることは言うまでもないが、製作された鋼球の形状は幾何学的真球から複雑な偏りを有している。鋼球面の真の球体からのずれを総称して広義の真球度と言っているが、これを鋼球中心を含む平面で切断した1円周上の凹凸の山数によって分類すると表2のようになる (ここには山数帯に応じた品質特性と、それぞれに対して適応する測定法と測定器を示してある)。表2から真球度、うねりおよび粗さの三つの特性が機械加工をうけた鋼球形状の3要素であり、静的な絶対真球度測定にはタリロンド等の真円度測定器を、動的なうねり成分の測定にはウェーブメータを、そして表面粗さの測定器としてタリサーフ等の触針式粗さ計を使用するのが通例となっている。

2.3 6バンド型ウェーブメータによる鋼球形状の測定

玉軸受の発生音や振動の変動は動的現象であり、その原因を鋼球形状の変化から究明するためには、その測定においても動的方法を用いるべきである。そこで前述のごとく鋼球形状の動的測定としてウェーブメータを採用し、新規に6バンド型ウェーブメータを開発した。その外観および鋼球の測定部を図1に示す。①は鋼球に回転を与える駆動軸部、②はピックアップ、③は指示部でうねりの数値を表示し、またブラウン管に表面のうねり

表2 鋼球形状の分類と測定法

1円周当たりの山数	品質特性	測定法	測定の内容
2～十数山	狭義の真球度又は低次のうねり	1) 2平面間で測った直径の不同 (二点真球度)	(最大直径) - (最小直径) = 直径差の測定
		2) Vブロック上で測った測微器の指針の最大ふれ (三点真球度)	鋼球の仮想中心からの半径差の測定
		3) 半径法による真円度測定 (例えばタリロンド) によるプロフィール	最大内接円からの偏りあるいは最小外接円からの偏りなどの測定
		4) ウェーブメータによるうねり測定 (low band)	表面凹凸の動的な評価
		5) 触針式粗さ計と鋼球回転装置の組合せによるプロフィール測定	表面凹凸の静的な評価
数十～数百山	高次のうねり	1) ウェーブメータによるうねり測定 (high band)	表面凹凸の動的な評価
		2) 触針式粗さ計と鋼球回転装置の組合せによるプロフィール測定	表面凹凸の静的な評価
数百～数千山	粗さ	3) 触針式粗さ計による測定	表面粗さ (平均粗さ、最大粗さなど) の測定
		4) 光波干渉顕微鏡による干渉縞の測定	光波長の単位で凹凸の深さを測定
周期的でない凹凸	打痕	1) 顕微鏡による観察	平面状態を拡大して定性的に観察する
		2) ニュートンゲージを用いた顕微鏡観察	干渉縞のずれによって局所的な変形量を光波の単位で測定

() は一般総称

形状を描く軸④は鋼球押さえあるいは固定座である。

このウェーブメータの特徴は、鋼球駆動スピンドルを有しているので、従来のウェーブメータに比べ軸ぶれ成分を含まず、鋼球表面のうねり成分のみが測定できる。

この6バンド型ウェーブメータの製作によって最小1 mm までの直径の鋼球形状を測定することができ、鋼球形状のうち低、中次の山数範囲、つまり真球度とうねりとが簡単に、しかも詳細に測定できるようになった。

2.4 音響寿命試験機

音響寿命試験は単列深みぞ玉軸受に試験鋼球を組込んで、図2に示すような静荷重軸受試験機で、所定の繰返し回転数を与えた。

試験玉軸受①には#6304 (内径20 mm, 外径52 mm, 幅15 mm) を用い、これに鋼球直径9.52 mm 7個を組込み、ハウジング②の両側に1個ずつ計2個の試験玉軸受を同時に取付ける。潤滑は#90タービン油を給油口③より油だまり④に注入し、あふれた油を排油口⑤から油槽にもどし、送油ポンプでフィルタを経由した清浄な油を、再び試験機に循環給油する方法である。駆動はモータ⑥により3600 rpm ± 1% の範囲で内輪に回転を与える。負荷方法は板ばね⑦にボルト⑧で曲げモーメントを与え、U字型アーム⑨を介して試験玉軸受の中

図1 6バンド型ウェーブメータの外観およびスピンドル部

央の荷重用軸受 #6407 ㊸ (内径 35 mm, 外径 100 mm, 幅 25 mm, 鋼球直径 20.64 mm, 7 個組入れ) に上向きの荷重を伝達し, 同じ回転軸の両側に取付けた試験玉軸受に所定の試験荷重を分割負荷した. 荷重条件は, 基本動定格荷重 C (#6304 の $C=1250 \text{ kgf}$) の 0.1, 0.25 および 0.5 倍をラジアル静荷重として考えた.

2.5 玉軸受の音と振動の測定法

玉軸受の発生音の評価は, 一定の条件下で玉軸受を回転させたとき, 玉軸受から発生する音の音圧レベルを測定することによって行い, 実際には JIS B 1548 (転がり軸受の音圧レベル測定方法) によった. また, 振動測定は図 3 の装置を用いた. この装置は加速度型振動ピックアップ ①, 振動計 ②, 振動波形観察用ブラウン管オシロスコープ ③および音感検査用モニタスピーカと軸受回転部 ④から構成されている. 回転軸は

図3 振動測定装置

滑り軸受を用いた回転装置を防音ボックスに封入して, 試験軸の軸頭のみを箱外に出したものとしている. 振動計はエミック(株)製 AE-88 W 型軸受振動測定器で, 加速度型振動ピックアップの触針先端に直径 5 mm の超硬合金球を取付けて, 試験軸受 ⑥ の外輪に接触させ, 外輪

図2 静荷重軸受試験機

の半径方向の振動加速度を直接増幅して指示させるものである。本機の総合機能は汙波器を介し、200~10 kHzの周波数範囲で0.1~10 Gまで7段に分けて測定できる。

なお音圧レベル及び振動加速度の評価法は測定用内外輪に標準鋼球を組込み音圧レベル及び振動加速度を測定し、次に同じレースに測定鋼球を組込みそれらと比較し、その差を試験玉軸受の音圧レベル及び振動加速度の差として評価する。その理由は音圧値及び振動値は暗騒音、スラスト荷重、環境温度、気圧、潤滑剤および測定鋼球によるスキマの変化等多くの要因によって著しく変動するので、玉軸受の音圧レベル及び振動加速度は時間において繰返し測定した場合一定の値を示さない。そこで鋼球による因子のみについて、音圧レベル及び振動加速度を測定する場合には常にこのような比較測定になり、その差で表示する方式がとられる。ここで標準鋼球というのは特別に少量個数で加工され、タリロンド、ウェーブメータおよびタリサーフ等により鋼球形状を測定した精度がISOころがり軸受用ボール規格(No. ISO-3290)の最高品質等級Grade 3、すなわち真球度および相互差がともに $0.08\text{ }\mu\text{m}$ 以下、表面粗さは $0.012\text{ }\mu\text{m}R_a$ 以内に合格する鋼球のことである。

3. 実験結果

3.1 音響寿命試験における音圧レベルの変化

表1に示した供試鋼球に対し、3種の負荷条件、0.1C、0.25Cおよび0.5C(Cは基本動定格荷重)で繰返し回転を与え、音圧レベルの差を求めた。油焼入れをした4種の試料に対する結果を、上記の負荷条件の順に図4、図5及び図6に、水焼入れした2種の鋼球については0.5Cの負荷による結果を図7に示す。

負荷条件0.1Cでの音響寿命試験によると、図4に示すように、繰返し回転数の増加とともに、音圧レベルの差は徐々に増加するが、約 10^6 回転以降は飽和状態となり音圧レベルの差は定常域に入る。この軽荷重の条件下では、それぞれの試料の音圧レベルの差の上限は飽和状態で4~13 dBであった。負荷条件0.25Cでは図5のように0.1Cの場合に比べて、音圧レベルの差の定常域は 0.5×10^6 回転以上になり、それまでは上昇度が大となるが、定常域での音圧レベルの差の飽和値は9~13 dBと大差ない。図6と図7に示す負荷条件0.5Cによる油および水焼入れ材の場合には前の2条件に比べて、音圧レベルの上昇の度合は更に大きくなり、 0.3×10^6 回転で定常域に移行し、各試料の音圧レベルの差の上限が14~28 dBになった。

図4 油焼入れ材の試験荷重0.1Cにおける繰返し回転数と音圧レベルの差の関係

図5 油焼入れ材の試験荷重0.25Cにおける繰返し回転数と音圧レベルの差の関係

図6 油焼入れ材の試験荷重0.5Cにおける繰返し回転数と音圧レベルの差の関係

図7 水焼入れ材の試験荷重0.5Cにおける繰返し回転数と音圧レベルの差の関係

このように音圧レベルの差はすべての試料ともに、繰返し回転数が増加するに従い、大きくなる変動域と、これ以上変動しない定常域とがあることがわかった。また

図8 油焼入材の試験荷重 0.5C における繰返し回転数と振動加速度の差の関係

試験荷重が増加すれば変動域に対応する繰返し回転数が減少する, つまり早期に定常状態に達すること, また定常域の音圧レベルが高くなることがわかった。音圧レベルの変化状態から音響寿命は, 変動域から定常域に移る時点の繰返し回転数をもって表し, 定常域における音圧レベルを付記するのが良いと考えられる。

3.2 音響寿命試験における振動加速度の変化

音圧レベルの試験に使用した油焼入材について, その差が顕著に現れた荷重条件 0.5C で, 試験軸受の繰返し回転数に対する振動加速度の差を求め, その結果を図8に示す。ここでも振動加速度の評価は音圧レベルと同じように, 標準鋼球と測定鋼球の振動加速度の差で示しこれを縦軸に, また繰返し回転数を横軸に取った。0.5C の荷重条件での変化の傾向は, 音圧レベルの差の変化と同じく変動域に対する繰返し回転数が約 0.3×10^6 まで低下し, 飽和状態における振動加速度の差は 0.19~0.34 G であった。また振動加速度の差は試料記号 (A-1) < (A-3) < (A-4) $\approx$ (A-2) の順に増加して, 音圧レベルの差の順と同じ傾向であった。

このように振動加速度の差の変化からも, 変動域から定常域に移る時点の繰返し回転数で音響寿命を示す方法は, 音圧レベルの差による場合と何ら矛盾することはなく, この場合にも定常域における振動加速度のレベルを付記すべきであると考えられる。また試料の熱処理条件から見ると, 焼きもどし温度の高い試料 (A-2, 4) は音圧レベル及び振動加速度の差の上昇度が大きい, すなわち変動しやすい傾向を持ち, 焼きもどし温度の低い試料 (A-1, 3) が変動しにくい傾向を持つことがわかった。

3.3 音響寿命試験における音圧レベルおよび振動加速度の変動と鋼球形状との関係

次に音響寿命試験における音圧レベルおよび振動加速度の差と鋼球の形状変化との間にいかなる相関関係があ

図9 107 山から 213 山における出力値と音圧レベルの差の関係

るかを求めた。供試鋼球の中で音および振動の変化が最も顕著に現れた荷重条件 0.5C の条件について, 鋼球形状を 6 バンド型ウェーブメータを用い, 鋼球に 900 rpm の回転を与え, そのときの鋼球 1 円周当たりの各山数帯のうねりを測定した。なお鋼球 1 円周当たりの各山数帯のうねりは 6 バンド型ウェーブメータの出力値として表した。音圧レベルの差において, 3~6 山, 7~13 山, 14~26 山あるいは 27~53 山等の低, 中次の山数帯における出力値はほとんど影響がなく, 音圧レベルの増加の原因になっていないことがわかった。しかし, 54~106 山あるいは図9に示す 107~213 山等の高次の山数帯における出力値は音圧レベルの差と相関があり, 音圧レベルを変動させる山数はうねりの高次のものによることがわかった。

次に振動加速度の差とうねりの関係においては, 3~6 山, 7~13 山の低次の山数帯における出力値と相関関係がなく, 中, 高次の山数における出力値に関係があることがわかった。特に 27~53 山と図10に示す 54~106 山の両山数帯が振動加速度の差に顕著に影響していることがわかった。また振動加速度の変動は音圧レベルと同じく鋼球形状が影響するが, 振動加速度の差と音圧レベルの差に影響する鋼球のうねりの山数帯に多少のずれのあることがわかった。

4. 考 察

以上の音響寿命試験における音および振動特性の変動の様相を鋼球表面の形状から考察する。

荷重条件 0.5C の音響寿命試験における音圧レベルおよび振動加速度の差と, 鋼球の表面形状の各山数帯にお

図10 54山から106山における出力値と振動加速度の差の関係

表3 鋼球1円周の山数範囲と音圧レベル及び振動加速度の差の相関関係

山数範囲	音圧レベルの差との相関係数	振動加速度の差との相関係数
3~6	-0.163	0.321
7~13	0.255	0.470
14~26	0.016	0.753
27~53	-0.074	0.763
54~106	0.131	0.748
107~213	0.535	0.253

ける6バンド型ウェーブメータの出力値との相関係数を求めて表3に示す。この表から音圧レベルおよび振動加速度の変動は鋼球表面形状の変動と関係があり、音圧レベルに対しては高次のうねり成分、振動加速度に対しては、中、高次のうねり成分の増加によるものであることがわかる。そして鋼球表面の形状は、音圧レベルの差よりも振動加速度の差に対して顕著に影響を及ぼし、14~106山の山数範囲においては強い順相関関係があった。このことは音圧レベルと振動加速度の測定方法による検出力の相違によるものと考えられる。すなわち、音圧レベルの測定における発生音波は、マイクロホンを通して音圧計で測定され、その周波数レスポンスは、500~8000 Hzの周波数帯で平坦、その外側の帯域では検出力が急激に減少する。また玉軸受の鋼球の形状(うねり成分)に関係する発生音は、周波数スペクトルに見られるように、ピーク位置が約4000 Hz以上⁹⁾に現れ、音圧レベルの変化は約4000~8000 Hzにおける現象を測定していると見てよい。この試験の音圧レベル測定に使用した#6304を1800 rpmで回転させた場合、上記の周波数に対応する鋼球形状の山数のみを取り出して計算すると、玉軸受の振動数=山数×玉の公転数から43~97山が音圧レベルに関与していることになる。

一方、振動加速度の測定においては、外輪のラジアル

方向振動を直接ピックアップで取り出し、周波数レスポンスをもった振動計で、200~10000 Hzの周波数を検出できる。また玉軸受の鋼球の形状(うねり成分)に関係する振動周波数は、400 Hz以上の帯域にわたって多くのピークを持っている。今、振動周波数を400~10000 Hzとして、鋼球形状における山数を計算すると、5~120山の広い範囲が関係する。すなわち音圧レベルおよび振動加速度の変動現象に対して、鋼球のうねり成分は前者に対しては約45山以上、すなわち6バンド型ウェーブメータの第5バンド(54~106山)以上が関係し、後者に対しては第2~5バンドの(7~106山)が関与していることがわかり、それらの相関についても表3に示すようにこれを裏付ける結果を示した。

5. 結 言

疲労寿命に差のある数種類の鋼球について、音響寿命試験を行い負荷条件によって音圧レベルと振動加速度がどのように変わるかを調べた。また音圧レベルと振動加速度が変動する過程で、鋼球の表面形状がどのように変わるかを、新規に開発した6バンド型ウェーブメータによって、1円周の山数帯に応じた出力値で求めた。その結果次の事柄が得られた。

- (1) 一定の回転数の下で音圧レベルや振動加速度の増加現象は、負荷条件が大きい程、より早く、より高いレベルの飽和点に達し、以後は定常域に移行する。
- (2) このような変化をすることから、音響寿命は音圧レベルや振動加速度が変動域から定常域に移る時までの総回転数または回転時間およびレベルの高さで示すことができる。また常用負荷域における音響寿命は繰返し回転数 10^6 以下であることがわかった。
- (3) 音圧レベルや振動加速度の変動は、鋼球表面の凹凸のうち高次の山数帯におけるうねり成分の変動によるものであり、振動加速度に顕著に現れることがわかった。

参 考 文 献

- 1) 五十嵐昭男: ころがり軸受の振動と音響, 潤滑, **16**, 4 (1971) 300.
- 2) 曾田範宗: 高速玉軸受の音響分析, 日本機械学会誌, **59**, 454 (1956) 807.
- 3) 小林政弘: ころがり軸受の音響に及ぼすグリースの影響, 潤滑, **19**, 4 (1974) 306.
- 4) 五十嵐昭男: 玉軸受の騒音(第2報, 単体音に及ぼすすきまの影響), 日本機械学会論文集, **26**, 166 (1960) 833.
- 5) 田村章義: 玉の直径差によって生ずる玉軸受の振動, 日本機械学会論文集, **33**, 251 (1967) 1058.
- 6) 五十嵐昭男: 玉軸受の騒音(第3報, 玉軸受を組込んだ場合), 日本機械学会論文集, **27**, 178 (1961) 963.
- 7) 五十嵐昭男: 玉軸受の騒音(第1報, 玉軸受単体の場合), 日本機械学会論文集, **25**, 158 (1959) 1027.
- 8) 五十嵐昭男: 玉軸受の振動に関する研究, 日本機械学会論文集, **37**, 301 (1971) 1744.