

小径軸受の実寿命検出と理論寿命に関する研究

Study on actual life detection and theoretical life of miniature bearing

千葉工大（正）*高橋 乃愛 千葉工大（正）大関 浩 千葉工大（非）鵜野 晃将

千葉工大（非）大村 紘生 千葉工大（非）木村 笑瑚

Noa Takahashi, Hiroshi Ozeki, Akimasa Uno, Hiroki Omura, Niko Kimura,

Chiba Institute of Technology

1. 緒言

近年機械の軽量化や小型化が進み、機械要素の中でも小径軸受の需要は日々増加している。しかし、小径軸受には理論寿命式が確立されていないという問題があり、これは今後機械の信頼性に大きな影響を及ぼすと考えられる。現在小径軸受にはアキシアル荷重を負荷するアンデロン試験 1) が主に寿命検出に用いられている。一方、軸受の従来の理論寿命式である Lundberg-Palmgren の式 2) は内径数十 mm の軸受にラジアル荷重を負荷した実験式であり、負荷方向の違いから小径軸受の寿命データと従来の理論寿命式の比較がうまく行っていない。これが小径軸受の理論寿命式が確立されていない要因の一つだと考えられる。これまでの研究から小径軸受にラジアル荷重を負荷した場合、軸受外輪の回転振動の変化より軸受の損傷を検出できる可能性があるということがわかった。そこで本報では小径軸受の実寿命と、疲労破壊するまでの振幅スペクトル変化の推移に関して報告する。

2. Lundberg-Palmgren の式

Lundberg-Palmgren の式とは、同一条件下で軸受を使用した際、10%が寿命に至るときの総回転数を表す式のことである。これを次式 (2.1) に示す。ここで C は動定格荷重、P はラジアル荷重とする。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6 [\text{rev}] \quad (2.1)$$

3. 実験装置及び方法

3.1 実験装置

装置の回転軸は両端支持であり、モータの動力をゴムカップリングにより回転軸に伝えている。また、負荷方法にはエアシリンダを使用してラジアル方向に荷重を負荷している。そして、2 本のアームとてこの原理を用いてエアシリンダによる負荷の 3.05 倍の力が評価軸受にかかるようにした。

3.2 実験方法

1 時間ごとに振動を測定し、振動データの FFT 解析を行う。これを外輪から発生する振動スペクトルが上昇するまで繰り返し、上昇が確認されたら実験を終了し、軸受の軌道面の破損状態を顕微鏡で観察する。

3.3 実験条件

本研究の実験条件は、回転数 1500rpm、荷重 1603N（ラジアル荷重）、使用軸受 608（NTN）、使用グリースはリチウム石鹼グリースとした。

4. 結果及び考察

4.1 疲労寿命

現在 9 つの寿命データが得られている。そのデータを基に作成した疲労寿命分布図を Figure 4.1.1 に示す。本研究では、外輪による周波数の振幅スペクトル推移より求めた上昇点を剥離の起点となるき裂発生タイミングと見なし、この点を疲労寿命と見なした。また、式(2.1)より算出した本実験条件下での理論寿命は 86.3h(7760000rev)である。Fig. 4.1.1 より、疲労寿命値が近似直線に対してばらついていないことがわかる。このことから現在得られている寿命データでは軸受がある一定のメカニズムで破損していると考えられる。

例として実験終了時の FFT 解析グラフを Figure 4.1.2 に示す。実験開始から 5 時間後の FFT 解析グラフでは、転動体による周波数(9.16Hz)のみ検出された。しかし Fig. 4.1.2 より、実験終了時（開始から 95 時間後）では、外輪による

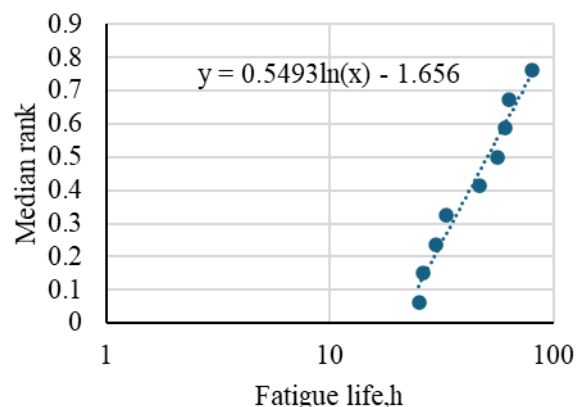


Fig. 4.1.1 Fatigue life distribution

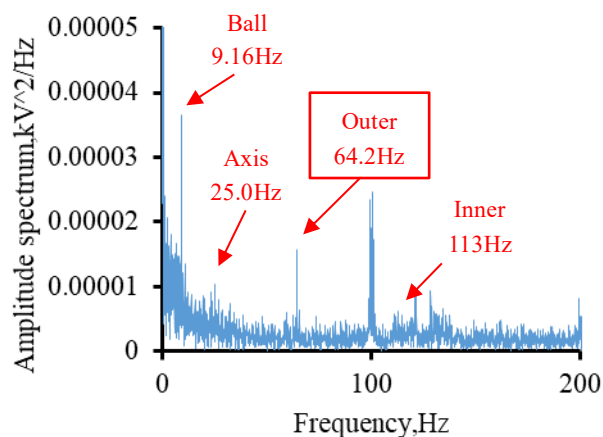


Fig. 4.1.2 Fast fourier transform analysis

周波数(64.2Hz)が検出され、他にも転動体による周波数(9.16Hz)、軸の回転による周波数(25.0Hz)、内輪による周波数(113Hz)が検出された。また、実験終了後軸受を切断し軌道面を確認したところ、内輪と外輪どちらにも剥離が見られた。外輪軌道面を Figure 4.1.3 に示す。

振幅スペクトル推移を Figure 4.1.4 に示す。Fig. 4.1.4 より、外輪による周波数の振幅スペクトルが実験開始後 80 時間頃から右肩上がりしていることがわかる。このことから 80 時間頃に剥離の起点となるき裂が発生し、その後剥離へと成長したのではないかと考えられる。

4.2 振幅スペクトル推移の傾きと剥離状態、疲労寿命分布の相関

得られた各寿命データより、外輪による周波数の振幅スペクトル推移の傾きと軌道面の剥離状態にばらつきが見られたため、振幅スペクトル推移の傾きと剥離状態と疲労寿命分布の相関の有無を調べた。これらをまとめたものを Figure 4.2.1 に示す。まず、傾きの値が比較的大きいデータで周方向に広がる剥離が 3 つ、傾きが比較的小さいデータで微小剥離が 2 つ見られた。現段階では全体のデータが 9 つとサンプル数が少なくまだ判断はできないが、この結果よりスペクトルの傾きの大きさと剥離の成長具合に相関があるかもしれないと考えられる。

次に上記で述べた相関と Fig. 4.1.1 疲労寿命分布図との相関に着目した。Fig. 4.2.1 より、周方向に広がる剥離と微小剥離が図の中心部に集まっており、その中でも微小剥離が図の左側、周方向に広がる剥離が右側に集まっていることがわかる。しかし、こちらも上記と同様にサンプル数が少ないため、現段階では判断が出来ないと考えられる。

5. 結言

現在得られている寿命データは疲労寿命分布図にしたところばらつきが見られないことから、ある一定のメカニズムで軸受が破損しており、現状の実験方法で問題ないと考えられる。そのためこの方法で引き続き寿命データを収集する。

現段階ではサンプル数が少なく、振幅スペクトル推移の傾きと剥離状態の相関、またそれらと疲労寿命分布の相関については判断が出来ない。今後サンプル数を増やし判断する。

今後はサンプル数を増やすとともに荷重条件の追加を行い、ワイブル分布図を作成する予定である。そして Lundberg-Palmgren の式を修正し、小径軸受用の理論寿命式の確立を目指す。

文献

- 1) 株式会社菅原研究所井上秀喜, アンデロン振動 Anderson vibration, 2014 年
- 2) G.LUNDBERG&A.PALMGREN, DYNAMIC CAPACITY ROLLING BEARING, 1947 年



Fig. 4.1.3 Outer ring raceway surface

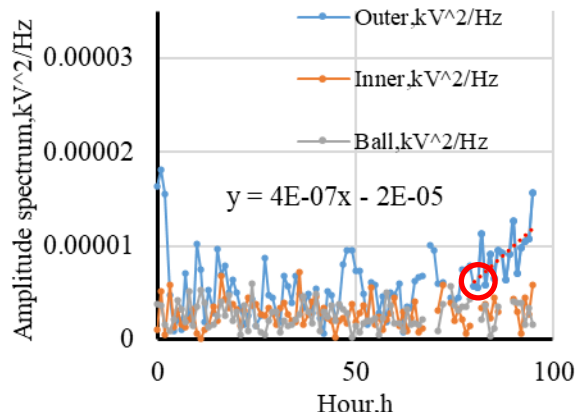


Fig. 4.1.4 Amplitude spectrum transition

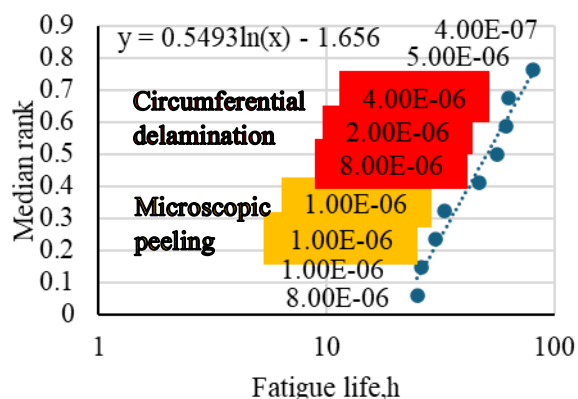


Fig. 4.2.1 Fatigue life distribution