

寄書

玉軸受の寿命に対する荷重の指数について

原稿受付 2002年6月25日

“トライボロジスト” 第47巻 第10号 (2002) 785~788

岡本 純三

千葉大学名誉教授

(〒263-8522 千葉県千葉市稲毛区弥生町1-33)

佐藤 昌夫

神奈川大学 工学部機械工学科

(〒221-8686 神奈川県横浜市神奈川区六角橋3丁目27-1)

吉岡 武雄

東京農工大学 工学部機械システム工学科

(〒184-8588 東京都小金井市中町2丁目24-16)

1. はじめに

転がり軸受の寿命の研究に関しては、日本学術振興会 転がり軸受寿命第126委員会が1959年に設立されて以来実験的研究を続けてきており、その結果は1967年および1986年に報告^{1, 2)}されている。その後も委員会*は、主として軸受寿命に対する諸因子の影響についての実験的研究を進めてきたが、全体計画の中で荷重の影響についての一応の結果を得たので、中間的に報告をする。

従来、玉軸受の寿命 L に対して荷重 P は、

$$L \propto (1/P)^p \quad (1)$$

の形で影響を及ぼし、このときの指数 p すなわち寿命に対する荷重の指数は3であるとされて^{3, 4)}、この値が長い年月にわたって使われてきた。しかし近年になって荷重が低いときには軸受の寿命は計算値よりも長くなるといった考え^{5, 6)}が出されるようになった。しかしいずれも詳細なデータは提示されておらず、簡単な結果または結論のみが主張されている。

本研究では現在可能と考えられる限り厳密な管理をした材料・技術による軸受と試験方法を使って、 p の値を明らかにすることを目的とした。このような実験では低荷重においてとくに多くの時

間を必要とするため、同一設計の多くの試験機を使用し、委員による共同研究として行った。

2. 寿命試験

2.1 試験機

使用した寿命試験機は上記第126委員会が開発した学振型玉軸受寿命試験機SPS126型で、その構造は Fig. 1に示すとおりであるが、詳細については既述²⁾してあるのでここでは概要と特徴を述べるに止める。

1台の試験機に使われる試験軸受は1個であり、荷重は分銅とレバーを組合わせて軸受に純ラジアル荷重として加えられる。レバーと軸受との間にはばね要素が入っていて、軸受の回転に伴う振動を吸収すると共に、ばねの位置を移動させることにより、回転軸に直角な平面に対して外輪の傾きを調整することを可能としている。

また、この試験機は試験軸受と回転軸の支持軸受を潤滑するための循環給油装置を持っている。軸受に疲れによるフレーキングが発生すると振動が生じるので、試験機はそれを検出して停止し、モータ回路に入っている時間計によって運転時間が記録される。

On the Load-Life Exponent of Ball Bearings

By Junzo OKAMOTO, Professor Emeritus, Chiba University (1-33, Yayoi-chō, Inage-ku, Chiba-shi, Chiba 263-8522), Masao SATO, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kanagawa University (27-1, Rokkakubashi 3-chōme, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa 221-8686) and Takeo YOSHIOKA, Department of Mechanical System Engineering, Faculty of Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology (24-16, Naka-chō 2-chōme, Koganei-shi, Tokyo 184-8588)

Key Words: ball bearing, fatigue life, load-life exponent, life population, parts failure

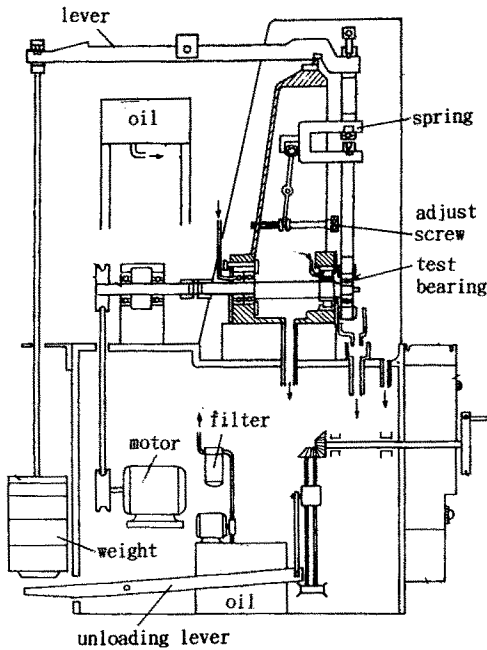


Fig. 1 Life tester

使用した試験機は18台で、それぞれは同じ時期には同一条件で試験を行った。

2.2 試験軸受

使用した軸受は真空脱ガス処理された高炭素クロム軸受鋼製の深溝玉軸受6206(内径30mm, 外径62mm, 幅16mm)で、内部すきまはJIS規格⁹⁾によるC3のものである。この軸受は既報²⁾に使用したものは別であるが、1ロットとして多数個を特別な管理の下で製造したものであり、その中から無作為に取出して使用した。

2.3 試験条件

(1)荷重は純ラジアル荷重で 9.81kN, 7.84kNおよび6.37kN(1000, 800, 650kgf)の3段階とした。回転は内輪回転で回転速度は 2000min^{-1} であり、1時間の運転は 1.2×10^5 総回転となる。

(2)潤滑油はタービン油で粘度がISO VG46の同一メーカーの製品である。潤滑装置には目の大きさ $10\mu\text{m}$ のフィルタが入れている。寿命に及ぼす粘度の影響を防ぐため、回転時の試験軸受の外輪外周の温度が 60°C となるように油温を調節した。

(3)軸受の内輪は軸に締まりばめで取付け、外輪はその側面の位置で回転軸に直角な平面に対する

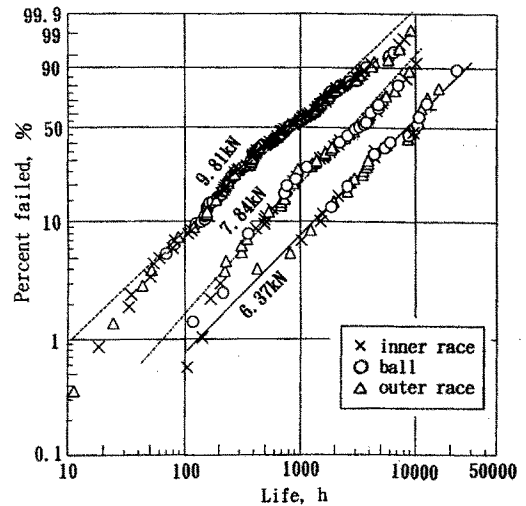


Fig. 2 Life of bearings

振れが 0.01mm 以下となるようにした。

(4)寿命試験には多くの時間を必要とするため、長時間でも破損しなかったものは、試験を途中で打切った。打切り時間は荷重7.84kNの場合には1500~2000時間以上、6.37kNでは5000時間以上として、寿命の母集団を推定する際にはその他の理由で試験を打切ったものも含めて統計的に処理⁷⁾した。

3. 試験結果

3.1 軸受の寿命

寿命試験の結果をワイブル確率紙に示したものが Fig. 2で、図中に引いた直線は試験結果から推定した寿命母集団の値であり、これにより求めた寿命値を Table 1に示す。この表において、 L_{10} は定格寿命(破損確率10%)、 L_{50} はメジアン寿命(破損確率50%)であり、 η は特性寿命(破損確率63.2%)である。なお、この表において低荷重の場合に中途打切り数が多いのは、上述の理由によるためである。

Table 1 Values of presumed life populations

Load kN	Number of			L_{10} h	L_{50} h	η h	Weibull slope
	test	failure	suspend				
9.81	197	178	19	120.1	833.7	1215.4	0.972
7.84	123	71	52	503.2	2643.1	3649.8	1.136
6.37	68	39	29	1272.0	7951.2	11357.5	1.028

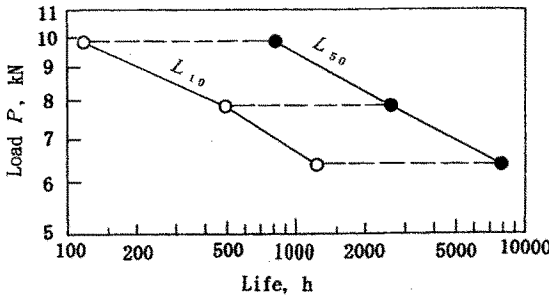


Fig. 3 Relation between load and the life of bearing

Table 1の L_{10} および L_{50} を荷重との関係として両対数目盛によって示したのが Fig. 3であり、 L_{50} の結果から $p = 5.23$ が得られる。

3.2 部品の寿命

3.2.1 破損割合 破損した軸受数の中の構成部品数の割合を荷重ごとに示すと Fig. 4のようになる。この図に見られるように、荷重9.81kNを基準にとれば、荷重が減少すると内輪破損の比率が減少し、外輪破損の比率が増加する。しかし玉の破損の比率には大きな変化は現れていないことが分かる。

3.2.2 推定母集団の分布 軸受を構成する部品それぞれの寿命を推定した。これは例えば内輪破損を対象とする場合には、外輪または玉が破損した軸受ではその時間で内輪の試験が打切られたものとして、中途打ち切りの考え方とその処理⁷⁾を使う方法である。これにより、Fig. 2の試験結果から構成部品それぞれについての寿命を推定して、ワイブル確率紙に分布状態を示したのが Fig. 5である。

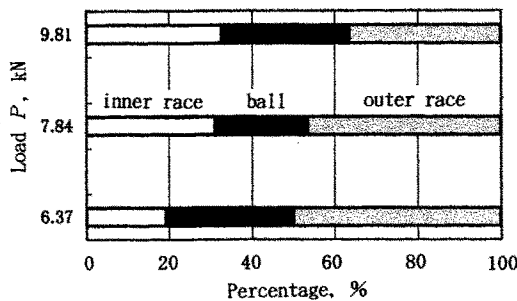


Fig. 4 Percentage of the parts failure

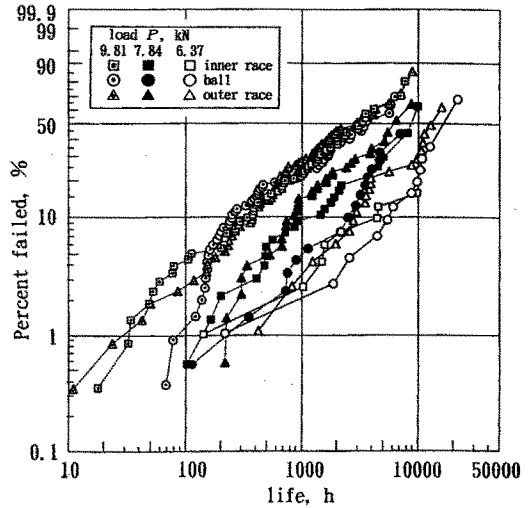


Fig. 5 Presumed life of parts

4. 考察

4.1 軸受寿命

LundbergとPalmgren³⁾は深溝玉軸受と自動調心玉軸受を使った実験結果として L_{50} について $p = 3$ とし、またLiebleinら⁸⁾はいろいろな種類の玉軸受についての結果に統計的な処理を施して L_{50} では $p = 2.80 \pm 0.31$ を得ている。しかしこれらの結果は前者では約60年、後者でも約40年以前に得られたものであり、その後の材料、加工精度の向上などから見れば軸受は全く別のものと考えてもよいほどで、加えて潤滑、汚染管理や試験方法の進歩も新しい要素として加わっていて、Zaretskyら¹⁰⁾はワイブルスロープの関数として3.3~3.6を示し、草野¹¹⁾はスラスト玉軸受形式の疲労試験(5.3~5.9GPa)でほぼ6を得ている。

材料面については、一般の構造材料の疲れでは疲労限が存在して、それ以下の応力では寿命が無限大になると考えられているが、転がり軸受においても最大接触圧力が2GPa以下では寿命が無限大になるという説もある⁶⁾。このことは低応力において寿命が急激に増加し、その結果として指数 p が大きくなることにつながる。本研究の最小荷重6.37kNのときの最大接触圧力は2.9GPaであって上記の圧力よりも大きい、 p が3よりも増大することは奇異なことではないと考えられる。

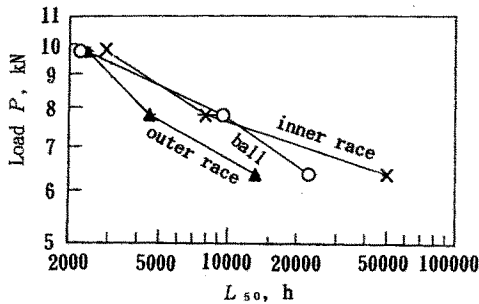


Fig.6 Relation between load and the life of parts

なお、本実験における表面粗さとEHL最小油膜厚さの比 Λ は試験荷重の範囲で5.4~5.6であり、この幅が寿命に影響するとは考えられない。しかし後述のように荷重の変化が部品の p に影響を及ぼし、それが軸受の p に影響したものと考えられる。

4.2 部品の破損

4.2.1 破損割合 1個の転がり軸受の中で、どの部品が破損するかということは、それぞれの寿命の相対的な長短によって決まってしまうものであるから、割合の値そのものを論ずることには意味がないが、外的条件の変化によりそれぞれの寿命値の変わり方が異なると、結果として部品の破損割合は変化する。したがってこれは部品の寿命の変化の問題に帰するが、荷重によって Fig. 4のように割合が変化することは、それぞれの部品において荷重の感受性が異なることを示している。

4.2.2 部品の寿命 Fig. 5の結果から、各部品の L_{50} を推定して、荷重との関係を求めた結果を Fig. 6 に示す。この図においては荷重による内輪の寿命の変化がとくに大きく、実験荷重の範囲で $p=6.9$ となっている。また、玉の p は5.4、外輪では4.1が得られた。したがって、荷重が低下すると内輪の寿命が他の部品よりも相対的に長くなるため、Fig. 4に見られるように内輪の破損割合が減少することになる。また、とくに内輪が軸受寿命の p を大きくすることに貢献したことが分かる。

荷重の変化に対する各部品の寿命変化の挙動については従来の研究がなく、着手もされていない。また、荷重以外の原因による挙動もあると考えられるが、今後の研究が待たれる。

5. まとめ

同一グループとして製造された深溝玉軸受を使い、十分に管理された試験条件によって寿命試験を行った結果、得られた寿命に対する荷重の指数 p は5に近かったが、その原因はとくに内輪の p が大きいことによるものであった。

文献

- 1) 曾田範宗:ころがり軸受寿命ところがり疲れ,日本機械学会誌,70,576(1967)74.
- 2) 日本学術振興会転がり軸受寿命第126委員会:ころがり軸受寿命の研究(1986).
- 3) G.LUNDBERG & A.PALMGREN: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar 196 (1947) 4.
- 4) JIS B 1518:転がり軸受の動定格荷重と定格寿命の計算方法.
- 5) A.A.LUBRECHT, B.O.JACOBSON & E.IOANNIDES: Lundberg Palmgren revisited, Rolling Element Bearings—Toward the 21st Century, Mechanical Engg. Publ. Ltd. for IME London. (1990) 17.
- 6) J.ブレンドライン, P.エッシュマン他(吉武立雄訳):ころがり軸受実用ハンドブック, 工業調査会(1996)170.
- 7) L.G.JOHNSON: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, Elsevier Publ.Co.(1964)4.
- 8) J.LIEBLEIN & M.ZELEN: Statistical Investigation of the Fatigue Life of Deep-Groove Ball Bearings, J. of Research of the National Bureau of Standards, 57, 5 (Nov.1956) 273.
- 9) JIS B 1520:転がり軸受のラジアル内部すきま.
- 10) E.V.ZARETSKY, et al.: Rolling Bearing Life Prediction, JAST Proc. Intrn. Tribology Conf. Nagasaki 1(2000) 101.
- 11) 草野祥昌:軸受鋼の転動疲労寿命に対する負荷荷重の影響指数, 日本鉄鋼協会講演論文集 材料とプロセス 11(1998) 556.

* 日本学術振興会転がり軸受寿命第126委員会は、2002年現在、委員長・岡本純三、幹事・佐藤昌夫、委員として吉岡武雄(東京農工大)、川島忠雄(東京電機大)、木村好次(香川大・東大)、河野彰夫(理化学研)、是永 敦(産総研)、柴田正道(光洋精工)、清水健一(不二越)、似内昭夫(玉川大)、平岡和彦(山陽特殊製鋼)、前田喜久男(NTN)、村上保夫(日本精工)、山本隆司(東京農工大)、吉田秀司(ツバキ・ナカシマ)、高田浩年(元日本精工)の諸氏により構成されている。

なお本研究に関して、元委員等として桜木正明(元光洋精工)、坪田——(元山陽特殊製鋼)、堀 捷樹(天辻鋼球)、溝口義男(ツバキ・ナカシマ)、対馬金之(元NTN)、田中広政(NTN)の諸氏の協力も得た。