

| | |
|--------------|---|
| Title | 玉軸受の寿命に関する研究 |
| Author(s) | 長岡, 一三 |
| Citation | 大阪大学, 1979, 博士論文 |
| Version Type | VoR |
| URL | https://hdl.handle.net/11094/939 |
| rights | |
| Note | |

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

玉軸受の寿命に関する研究

昭和53年10月

長岡 一三

目 次

| | |
|---|----|
| 第1章 序 章 | 1 |
| 文 献 | 3 |
| 第2章 玉軸受の軌道面のうねりが軸受の寿命に及ぼす影響 | 5 |
| 2.1 緒 言 | 5 |
| 2.2 理 論 | 5 |
| 2.3 実 験 | 9 |
| 2.3.1 実 験 方 法 | 9 |
| 2.3.1 (i) 玉軸受の内輪軌道面に生ずるうねりの測定 | 9 |
| 2.3.1 (ii) 玉軸受の寿命の測定 | 10 |
| 2.3.2 実 験 結 果 | 11 |
| 2.4 考 察 | 13 |
| 2.5 結 論 | 20 |
| 文 献 | 21 |
| 第3章 玉軸受の軌道面に生じた部分的な圧痕などが軸受の寿命に及ぼす影響 | 22 |
| 3.1 緒 言 | 22 |
| 3.2 圧痕についての理論 | 22 |
| 3.3 実 験 | 24 |
| 3.3.1 実 験 方 法 | 24 |
| 3.3.2 実 験 結 果 | 31 |
| 3.4 考 察 | 33 |
| 3.4.1 圧痕に関して | 33 |
| 3.4.2 錆に関して | 40 |
| 3.5 結 論 | 41 |
| 3.5.1 圧痕について | 41 |
| 3.5.2 錆について | 41 |
| 文 献 | 42 |
| 第4章 玉軸受の軸箱の寸法および形状が軸受の寿命に及ぼす影響 | 43 |
| 4.1 緒 言 | 43 |
| 4.2 予 備 実 験 | 43 |
| 4.2.1 実 験 方 法 | 43 |
| 4.2.2 実験結果および考察 | 45 |

| | | | | | |
|-------------------------------------|-----|-----|-------------|-----------|----|
| 4.3 | 理 | 論 | | 50 | |
| 4.4 | 実 | 験 | | 53 | |
| 4.4.1 | 実 | 験 | 方 法 | | 53 |
| 4.4.2 | 実 | 験 | 結 果 | | 54 |
| 4.5 | 考 | 察 | | 56 | |
| 4.6 | 結 | 論 | | 60 | |
| | [付 | 録] | | 60 | |
| | 文 | 献 | | 61 | |
| 第5章 玉軸受の軌道面のみぞ半径が軸受の寿命に及ぼす影響 | | | | 62 | |
| 5.1 | 緒 | 言 | | 62 | |
| 5.2 | 理 | 論 | | 62 | |
| 5.2.1 | 油 | 膜 | 厚 さ | | 62 |
| 5.2.2 | 寿 | 命 | 計 算 | | 64 |
| 5.3 | 実 | 験 | | 66 | |
| 5.3.1 | 実 | 験 | 方 法 | | 66 |
| 5.3.2 | 実 | 験 | 結 果 | | 66 |
| 5.4 | 考 | 察 | | 67 | |
| 5.4.1 | 寿 | 命 | に 関 して | | 67 |
| 5.4.2 | 摩 | 擦 | モーメントに 関 して | | 74 |
| 5.4.3 | 残 | 留 | 応力に 関 して | | 78 |
| 5.5 | 結 | 論 | | 79 | |
| | [付 | 録] | | 80 | |
| | 文 | 献 | | 80 | |
| 第6章 総 括 | | | | 82 | |
| 謝 辞 | | | | 84 | |
| 記 号 | | | | 85 | |

第1章 序 章

転がり軸受（以下軸受と略称する）は、あらゆる回転機構に組み込まれて使用されており、機械を構成する部品として、機械の性能に重要な役割を果たしている。

軸受には、多くの種類があるが、最も多く使われている代表的な軸受は、深みぞ玉軸受（以下玉軸受と略称する）である。この玉軸受では、内輪と外輪の各外・内径に半円形のみぞが形成され、このみぞの中を玉が転がる構造になっており、この軸受の組み付けられた軸、または軸箱が負荷を受けつつ相対的に回転することによって、軸受が回転してその機能を果たすることができる。

上述の通り、現在実用されている各種軸受のうちで、玉軸受の占める率は最も高く、従って、玉軸受の性能を高めることは機械の性能を向上する最短の道であるといえる。

玉軸受の性能としては、摩擦モーメント、昇温、音響、寿命などが挙げられるが、とくに寿命は、軸受が組み込まれている機械装置の評価を決定するひとつの尺度と考えられ、軸受が容易に交換できる場合でも、軸受が寿命に到達してそれを交換する時期が明確でないときには、その軸受の組み込まれた機械の停止につながることになる。

従って、軸受の寿命は従来とくに重要視され、転がり疲れによる寿命をフレーキング(flaking)寿命（以下寿命と略称する）と称し、「軌道輪、または転動体のうち、いずれかに転がり疲れによる材料の損傷が起こるまでに回転した総回転数」として定義され、Stribeck¹⁾以降種々な実験と解析が行なわれてきたが、まず、軸受の許容荷重として静的な破壊荷重が提案され、次いでStellrechtなど²⁾によって、材料の疲労破損の観点から、応力のくり返し数との関係としてとらえられるようになった。

1947年に、Lundberg、およびPalmgren³⁾が、寿命について新しい理論を発表するとともに、その理論が従来の実験結果を比較的よく説明するので、世界的に多くの支持を受けて、ISO⁴⁾、さらにJIS⁵⁾などに取り入れられ、この理論が現在の軸受の寿命に関する基礎理論となっている。従って、その後発表された研究も概してこの理論に沿ったものである。

Lundberg-Palmgrenの理論では、転がり疲労を支配するのは、転がり接触面の内部の、表面に平行な面内に作用する動的せん断応力であって、この最大応力を生ずる位置で、材料の強さの比較的弱い部分に発生したクラックが表面に達してフレーキングに至るとしている。そして、Neuber⁶⁾の材料の耐久度は、応力を受ける体積に反比例するという考え方を採用して、接触応力のくり返しに対して、これを受ける材料の体積が破損に耐える確率をWeibull⁷⁾の理論から求め、実験によって各係数を定めて軸受の各要素の基本動定格荷重を求めている。そして、軸受全体の寿命は軸受を構成する各要素の破損に耐える確率の積であることから、軸受全体としての寿命を計算している。

なお、Lundberg-Palmgrenの理論では、すでに述べたとおり、フレーキングの起点として、表面下の動的最大せん断応力の働く位置を考えているが、転がり接触の際に表面下に生ずる最大のせん断応力は、表面に対して45°の方向に働く、引張側が大きい静的最大せん断応力で、それが引張側において、動的最大せん断応力よりも大きいことから、転がり接触によるフレーキングは、この応力の働く位置から起こるという説も、現在なお強く支持されている⁸⁾。

一方、近時、弾性流体潤滑理論が軸受の分野に導入され、Dowsonら⁹⁾から最近のHamrockら¹⁰⁾に至るまで数多くの潤滑油膜厚さの式が発表されている。また、転がり接触面の表面あらさと、

この油膜厚さとの比 A と軸受の寿命との関係についても多数の実験結果が報告され¹¹⁾、従来のLundberg-Palmgrenに代表される表面下(subsurface origin)の寿命に対して、表面(surface origin)からの寿命についても、比 A と寿命との関係について、実験的にはほぼ確立された感がある。

しかしながら、これらの理論、あるいは実験結果にも多くの問題点があり、まずLundberg-Palmgrenの理論においては、軸受の内・外輪の軌道面は真円であり、かつ荷重を受けたとき、内・外輪は平行に移動することを前提としており、また主としてHertz理論¹²⁾を応用した接触応力方面からの解析である点に問題があり、とくに最近の苛酷化しつつある軸受の使用条件においては、軸受の形状、あるいは使用条件と寿命との関係を十分に説明することができない。これはとくに軌道面の加工が難しく、また軌道論が変形し易い玉軸受において、この傾向が強いようである。玉軸受においては、玉が軌道面を転がることによってその機能を果すので、そのみぞの形状、精度は玉軸受の性能を左右するポイントであるから、軸受メーカーにおいては、みぞの仕上げに最も重点を置いて高精度の仕上げを施すとともに、圧痕やきずを嫌って、取り扱いには十分な注意が払われているし、他方、軸受のユーザーにおいても高精度の軸、軸箱へ取り付けられることはもちろん、取付時に玉軸受に直接打撃を加えることなどないように配慮されている。しかし、軸受自身の軌道面、および軸、軸箱への取付面の精度が悪いときは言うまでもないが、軸受側の精度が完全なときでも、取り付けられる機械が、本来玉軸受の回転を目的として製作されたものではなく、玉軸受は機械を稼働させるためのひとつの手段である以上、機械の機能が優先するために、軸受に種々な不合理がしわ寄せされる結果となる。たとえば、軸箱をふたつ割りにする場合、軸箱に切り欠きを設ける場合、加工工具、加工方法の面から高精度を確保できないとき、軸、軸箱の肩にぬすみがとれない場合などが、実際面では頻繁に見受けられる。このような軸、または軸箱に取り付けられた場合、玉軸受の軌道面の形状は製造時の精度を失ない、期待された性能を十分発揮することなく寿命に至り、その寿命自体も短いものとなるはずである。

一方、弾性流体潤滑についてはさらに問題が多く、従来、玉軸受の寿命に弾性流体潤滑油膜厚さを考慮する場合には、最大負荷点1点の膜厚さを計算して、玉軸受の表面あらしと比較していることが多いが、軌道面に起こるすべりを考えると、最大負荷点が常に、最小油膜厚さの点であるということは疑わしく、従って負荷圏全体の膜厚さの状態を考慮した寿命計算がなされねばならない。一方、油膜厚さに対比される接触面のあらしについても、運転によって当然あらしは変化して行くはずであり、どの時点のあらしをとるべきか、あるいは、あらしの変化の過程のすべてをとるとすれば、どのような方法がとられねばならないかなどについては明らかにされていない。

本研究は、従来の理想的な理論を拡張して、現実的な軸受の寿命を論じたものであって、苛酷な使用条件などにより、軌道面の形状、精度が本来の姿から異なっているときの寿命に関して、まず軌道面円周方向の形状の影響について取り上げ、これにさらに考察を加え、積極的に玉軸受の取付面の形状などを変えることによって、玉軸受の寿命を延長することについても検討を加える。次いで、軸方向の形状に関しては、みぞ形状の影響について、差動すべりなどを検討して、寿命に及ぼす弾性流体潤滑の影響について考察を行なう。

第2章においては、玉軸受の軌道面にうねりを生じている場合の軸受内部の荷重分布、および寿命を求める一般式を、主としてLundberg-Palmgrenの理論を拡張することによって求め、実際に玉軸受の内輪、および外輪の軌道面にうねりをつくって寿命試験を行ない、上記の一般式によ

って求められた値と比較している。

第3章においては、静止している玉軸受に静定格荷重を越える大きな荷重を加えて、軌道面の一部に圧痕を生じさせたとき、および軌道面に錆を生じているとき、すなわち軌道面が特殊な変形をしている場合の寿命について検討している。圧痕については、転がり方向に対して45°方向に働く最大せん断応力 τ_{45} に残留応力を加算し、平行方向に働く動的せん断応力についても併せて検討の上、寿命を計算し、実際に圧痕をつくった玉軸受を寿命試験して、この計算値と比較し、静止している玉軸受に許容できる荷重を求めている。なお、このとき第2章の一般式の適用についても検討している。

第4章においては、積極的に、玉軸受の寿命の向上を目的として、軸箱の形状、寸法と寿命との関係を求め、寿命上から見て最適な軸箱を見出している。まず、静止している玉軸受に、各種の軸箱を介して荷重を加えて、生ずる圧痕から荷重分布を推定して寿命を算出し、次に玉軸受自体、および軸箱の各弾性変形を計算して、各軸箱について軸箱係数と称して寿命係数を求め、最後に、各軸箱を用いて寿命試験を行ない、計算値と比較している。

第5章においては、玉軸受の軌道面の軸方向形状として、みぞ半径を取り上げ、玉軸受の寿命に及ぼす軌道のみぞ半径の影響について検討している。軌道面において、みぞ半径が小さいときとくに差動すべりが大きくなることに着目して、Johnsonら¹³⁾以来実験によって確認されている転がりすべり摩擦に理論的根拠を与えたTrachmanら¹⁴⁾の研究に、すべり、および潤滑油のせん断力による発熱が接触面の入口温度に影響するという考えを併せ考慮して油膜厚さを求めている。一方軌道面の表面あらかさは運転時間とともに変化するので、まず、ある時点のあらかさを上で求めた油膜厚さと比較し、Liら¹⁵⁾の寿命に関する理論式を軌道面全体に拡張して計算寿命を知り、各あらかさについて求めた計算値から、あらかさが変化して行く場合の寿命を算出し、実験値と比較している。さらに、同時に求められた摩擦係数などから玉軸受全体の摩擦モーメントなどを検討している。

第6章は、各章を通観して得られた結論を列挙し、従来明確でなかった各種の用途に対する玉軸受の寿命計算方法を明らかにするとともに、その結果として、寿命の面から適切な玉軸受、および軸受周りの設計と使用方法について明らかにしたことを述べる。

文 献

- 1) R. Stribeck: Z. VDI, **45**, (1901) 73.
- 2) H. Stellrecht: Die Belastbarkeit der Wälzlager, Springer, Berlin, (1928).
A. Palmgren: Ball and Roller Bearing Engineering, Burbank, Philadelphia, (1945) 68.
- 3) G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, Nr 196, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1947).
G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Roller Bearings, IVA Handlingar, Nr. 210, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1952).

- 4) JIS B 1518 - 1968.
- 5) ISO R281 (1962).
- 6) Neuber: Kerbspannungslehre, Springer, Berlin, (1958).
- 7) W. Weibull: A Statistical Theory of the Strength of Materials, IVA Handlingar, Nr. 151, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1939).
- 8) 曾田範宗: 軸受, 岩波書店, 東京, (1964) 148.
- 9) D. Dowson, G. R. Higginson: Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon, New York, (1966) 83.
- 10) B. J. Hamrock, D. Dowson: ASME, F, **98**, 4, (1976) 223.
B. J. Hamrock, D. Dowson: ASME, F, **98**, 7, (1976) 375.
- 11) たとえば J. C. Skurka: ASME, F, **93**, 2, (1971) 281.
J. Y. Liu, T. E. Tallian, J. I. McCool: ASLE Trans., **18**, 2, (1975) 144.
- 12) H. Hertz: Gesammelte Werke, Bd. 1, J.A. Barth, Leipzig, (1895) 155.
- 13) K. L. Johnson, R. Cameron: IME, **182**, Pt. 1, 14, (1967) 307.
- 14) E. G. Trachman, H. S. Cheng: Proc. Symp. Elastohydrodyn. Lub. Leed, (1972) 142.
- 15) D. F. Li, J. J. Kauzlarich, W. E. Jamison: ASME, F, **98**, 10, (1976) 530.

第2章 玉軸受の軌道面のうねりが軸受の寿命に及ぼす影響

2.1 緒 言

玉軸受自身の加工精度がよくないために、軌道面にうねりを生じている場合は当然であるが、玉軸受の加工精度がよいときにも、軸受の周囲、すなわち軸、および軸箱のはめあい面の精度が悪いときには軸受の軌道面にうねりを生ずる¹⁾。このような偶発的な場合以外にも、軸受の周囲の形状によって軌道面にうねりを生ずる軸受としては、たとえば、自動車、農業機械などの例でスプライン軸に直接軸受を圧入して使用する場合や、リップなどを取り付けた軸箱、または部分的に肉厚が異なる軸箱を使用して、軸箱内径が加工後にうねりを生ずるときなどが実用面で比較的多い事例である。

このような場合、このうねりが玉軸受の玉荷重、荷重分布、従って寿命に影響を及ぼすことは容易に推測できるが、その大きさについては定量的に明らかにされていない。

ここでは、玉軸受の軌道面の形状と玉荷重、および寿命の関係について研究した結果を述べる。

以下、うねりと荷重分布、寿命との関係について検討した後、内輪については、スプライン軸、および丸軸を用い、外輪については、外輪を変形させる負荷装置を用いて、寿命試験を行ない、その結果と先の検討結果とを比較して、理論値が正しいことを裏付ける。

2.2 理 論

玉軸受の軌道面に図 2.1 のような緩やかなうねりを生じているとき、軌道円中心点を原点とする極座標表示によれば、任意の基準円に対する外・内軌道面のうねりは、それぞれ $f(\psi_o)$ 、および $g(\psi_i)$ で表わせる。また外・内基準円を外・内軌道面とする軸受のラジアルすきまを Δ とする。

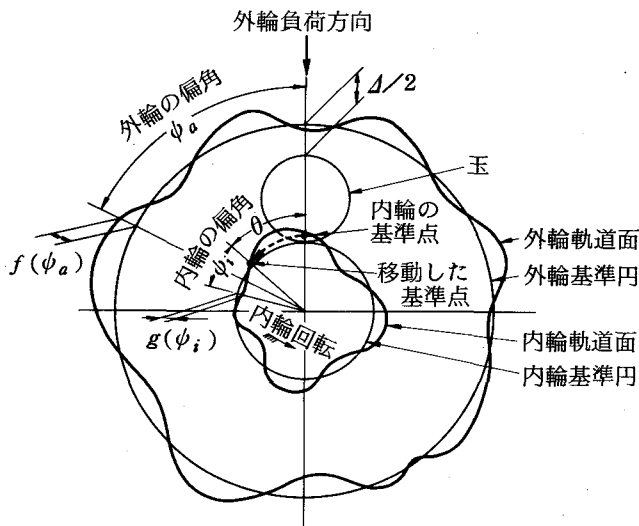


図 2.1 内輪の基準点が θ だけ回転したときの模式図

この玉軸受に純ラジアル荷重が働くと、外・内輪の相対的な接近量を δ_r 、内輪回転の場合で内輪回転による内輪の基準点の移動角度を θ として、外輪の負荷点から偏角 ψ_o の位置の弾性変形 $\delta(\psi_o)$ は、

$$\delta(\psi_a) = \delta_r \cos \psi_a - f(\psi_a) + g(\psi_a - \theta) - \frac{A}{2} \quad (2.1)$$

と置け、 $\psi = 0$ の位置の変形 δ_m は、

$$\delta_m = \delta_r - f(0) + g(-\theta) - \frac{A}{2} \quad (2.2)$$

となる。式(2.1)、および(2.2)より次の式が求められる。

$$\begin{aligned} \delta(\psi_a) = \delta_m \left\{ 1 - \frac{\delta_r}{\delta_m} (1 - \cos \psi_a) \right\} - f(\psi_a) + f(0) + g(\psi_a - \theta) \\ - g(-\theta) \end{aligned} \quad (2.3)$$

一方、ラジアル荷重 F_r は、 $Q(\psi_a)$ を ψ_a における玉荷重として次式で与えられる。

$$F_r = \frac{Z}{2\pi} \int_{\psi_0'}^{\psi_0} Q(\psi_a) \cos \psi_a d\psi_a \quad (2.4)$$

ここに、 Z は玉数、 ψ_0 、 ψ_0' は負荷圏の範囲を示す角度である。Hertz の式より、

$$Q(\psi_a) = \left\{ \frac{D_a^{1/3}}{C_H} \delta(\psi_a) \right\}^{3/2} \quad (2.5)$$

ここに、 C_H は弾性係数で 0.002 とし、 D_a は玉径である。式(2.3)、および(2.5)より次の式が求められる。

$$\begin{aligned} Q(\psi_a) = \left(\frac{D_a^{1/3}}{C_H} \right)^{3/2} \left[\delta_m \left\{ 1 - \frac{\delta_r}{\delta_m} (1 - \cos \psi_a) \right\} - f(\psi_a) + f(0) \right. \\ \left. + g(\psi_a - \theta) - g(-\theta) \right]^{3/2} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Q_m を $\psi_a = 0$ における玉荷重として、

$$Q_m = \left(\frac{D_a^{1/3}}{C_H} \delta_m \right)^{3/2} \quad (2.7)$$

よって次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} Q(\psi_a) = Q_m \left[1 - \frac{\delta_r}{\delta_m} (1 - \cos \psi_a) - \{ f(\psi_a) - f(0) - g(\psi_a - \theta) \right. \\ \left. + g(-\theta) \} \frac{1}{\delta_m} \right]^{3/2} \end{aligned} \quad (2.8)$$

式(2.4)、および(2.8)より、

$$Q_m = \frac{2\pi}{Z} F_r \left\{ \int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left[1 - \frac{\delta_r}{\delta_m} (1 - \cos \psi_a) - \{ f(\psi_a) - f(0) - g(\psi_a - \theta) + g(-\theta) \} \frac{1}{\delta_m} \right]^{3/2} \cos \psi_a d\psi_a \right\}^{-1}. \quad (2.9)$$

ここに、 ψ_0 、および ψ'_0 は式(2.6)の右辺を0と置いたときで、

$$\delta_m \left\{ 1 - \frac{\delta_r}{\delta_m} (1 - \cos \psi_a) \right\} - f(\psi_a) + f(0) + g(\psi_a - \theta) - g(-\theta) = 0 \quad (2.10)$$

で表わされる。式(2.2)、および(2.9)を式(2.7)に代入し、

$$\frac{0.00681}{D_a^{1/3}} \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3} = \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left\{ \delta_r \cos \psi_a - f(\psi_a) + g(\psi_a - \theta) - \frac{\Delta}{2} \right\}^{3/2} \times \cos \psi_a d\psi_a \right]^{2/3} \quad (2.11)$$

となる。式(2.10)、および(2.11)より、軌道面のうねりの形状、荷重、すきまなどから、内輪の基準点の移動角度が θ のときの δ_r 、 ψ_0 、および ψ'_0 が求められる。

次に平均玉荷重を求める。まず、内輪の場合、内輪軌道面上の1点が L_{i1} の寿命に耐える確率 S_{i1} は、 D_i を内輪軌道面径として次式で与えられる²⁾。

$$\ln \frac{1}{S_{i1}} \propto L_{i1}^{10/9} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left\{ Q(\psi_i) \right\}^3 \frac{D_i}{2} d\psi_a \right]^{10/9}$$

軌道面全体が耐える確率 S_i は各点の確率の積であるから、

$$\ln \frac{1}{S_i} \propto \int_0^{2\pi} L_i^{10/9} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left\{ Q(\psi_i) \right\}^3 \frac{D_i}{2} d\psi_a \right]^{10/9} \frac{D_i}{2} d\psi_i \quad (2.12)$$

となる。平均玉荷重を Q_{ci} とすれば次の式のとおりである。

$$Q_{ci} = \left\{ \frac{1}{(2\pi)^{10/9+1}} \int_0^{2\pi} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left\{ Q(\psi_i) \right\}^3 d\psi_a \right]^{10/9} d\psi_i \right\}^{3/10} \quad (2.13)$$

一方、正常なうねりのない軸受において Q_{ciR} を平均玉荷重としたとき、 $F_r = Q_{ciR} Z J_r / J_1$ であるから、²⁾

$$Q_{ciR} = \frac{F_r}{Z J_r / J_1}. \quad (2.14)$$

ここに、 J_r / J_1 はラジアル積分と、内輪の平均玉荷重に関する積分との比で、この場合 $0.407^2)$ である。 $Q_{ciR}^3 = Q_{ci}^3$ と置いたときの F_r が玉荷重 Q_{ci} の場合の等価ラジアル荷重 F_{rEi} となる。内輪の F_{rEi} は、式(2.2)、(2.8)、(2.13)、および(2.14)と、このとき ψ_0 、 $\psi'_0 = \theta_0 + \psi_i$ 、 $\theta'_0 + \psi_i$ と置けることから次の式で求められる。

$$F_{rEi} = 1420.12 Z D_a^{1/2} \left[\int_0^{2\pi} \left\{ \int_{\psi_0' - \psi_i = \theta_0'}^{\psi_0 - \psi_i = \theta_0} \left[\delta_r \cos(\psi_i + \theta) - f(\psi_i + \theta) + g(\psi_i) - \frac{\Delta}{2} \right]^{9/2} d\theta \right\}^{10/9} d\psi_i \right]^{3/10} \quad (2.15)$$

外輪の場合には、内輪が回転するとともに荷重分布も変るから、外輪全体が L_a の寿命に耐える確率 S_a は $\psi_0 \sim \psi_0'$ 間の確率の積として、 D_a を軌道面直径とすれば、

$$\ln \frac{1}{S_a} \propto \int_{\psi_0'}^{\psi_0} L_a^{10/9} \left[\int_0^{2\pi} \left\{ Q(\psi_a) \right\}^3 \frac{D_a}{2} d\psi_i \right]^{10/9} \frac{D_a}{2} d\psi_a \quad (2.16)$$

となり、平均玉荷重 Q_{ca} は次の式で与えられる。

$$Q_{ca} = \left\{ \frac{1}{(2\pi)^{10/9+1}} \int_{\psi_0'}^{\psi_0} \left[\int_0^{2\pi} \left\{ Q(\psi_a) \right\}^3 d\psi_i \right]^{10/9} d\psi_a \right\}^{3/10} \quad (2.17)$$

このとき、 J_2 を外輪の平均玉荷重に関する積分とすれば、 $J_r/J_2 = 0.389^2$ で同様に外輪の等価ラジアル荷重 F_{rEa} は、

$$F_{rEa} = 1358.33 Z D_a^{1/2} \left\{ \int_{\psi_0'}^{\psi_0} \left[\int_0^{2\pi} \left\{ \delta_r \cos \psi_a - f(\psi_a) + g(\psi_a - \theta) - \frac{\Delta}{2} \right\}^{9/2} d\theta \right]^{10/9} d\psi_a \right\}^{3/10} \quad (2.18)$$

となる。

内輪、および外輪の各基本定格荷重をそれぞれ C_i 、および C_a としたとき、全体の寿命 L は次式で求められる²⁾。

$$L = \left\{ \left(\frac{F_{rEi}}{C_i} \right)^{10/3} + \left(\frac{F_{rEa}}{C_a} \right)^{10/3} \right\}^{-9/10} \quad (2.19)$$

以上により、軌道面にうねりがある場合の負荷圈、等価荷重、寿命などを計算する新しい式が導入できた。

ここで、後述の試験結果と比較するために、軸受として 6206 (内径 30 mm、外径 62 mm、幅 16 mm) を取り上げる。すきま $\Delta = 11 \mu\text{m}$ 、ラジアル荷重が 700 kgf の場合に、外輪軌道面の曲線が $\psi = -\pi/2 \sim \pi/2$ で、

$$f(\psi_a) = -0.0623 \cos 2\psi_a - 0.0027$$

ゆえに $f(0) = -0.065$ 、すなわち楕円形で内輪軌道面が真円、すなわち $g(\psi_a - \theta) = g(-\theta) = 0$ のとき、式 (2.10) より、

$$\psi_0 = -\psi_0' = \cos^{-1} \left[4.013 \left\{ -\delta_r - (\delta_r^2 + 0.0325)^{1/2} \right\} \right] \quad (2.20)$$

となり、式 (2.11) より次の式が求められる。

$$\left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (0.1247 \cos^2 \psi_a + \delta_r \cos \psi_a - 0.065)^{3/2} \cos \psi_a d\psi_a \right\}^{2/3} = 0.0585 \quad (2.21)$$

式(2.20)、および(2.21)より、負荷圏の大きさ、および接近量は、

$$\phi_0 = 45.50^\circ$$

$$\delta_r = 0.0058 \text{ mm}。$$

式(2.2)、および(2.7)より最大玉荷重は、

$$Q_m = 576 \text{ kgf}。$$

式(2.15)、および(2.18)より内・外輪の等価ラシアル荷重は、

$$F_{rEi} = 948 \text{ kgf}$$

$$F_{rEa} = 976 \text{ kgf}$$

と求められ、式(2.19)より寿命は次の値となる。

$$L = 4.1 \text{ MR}$$

この値は100万回転単位で表わした。内輪回転数が1770 rpmのときに38.61時間となる。

2.3 実 験

2.3.1 実験方法

2.3.1(i) 軸受の内輪軌道面に生ずるうねりの測定

まず、JIS 0級の6306(内径30mm、外径72mm、幅19mm)、および6305(内径25mm、外径62mm、幅17mm)を用いた。内輪内径の寸法公差は $-7 \sim -3 \mu\text{m}$ で、圧入するうねりのある軸としての6山のスプライン軸の外径公差は $0 \sim 4 \mu\text{m}$ で、圧入する際の最大圧入力、内輪軌道径の膨張量、および形状を測定した。ただし、はめあい面にはスピンドル油1号を塗布した。なお、圧入にはオルゼン形圧縮試験機を、軌道径膨張量にはSIP万能測長機を、軌道形状の測定には図2.2に示すタリロンド円形状測定機をそれぞれ使用した。

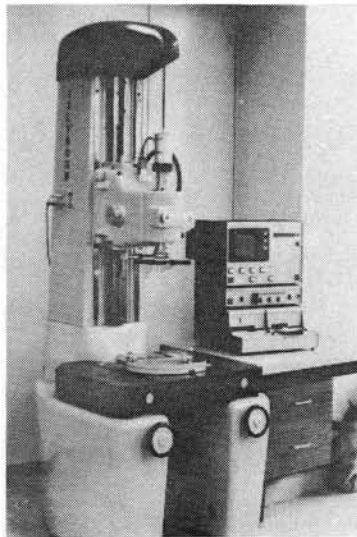


図2.2 タリロンド円形状測定機

次に、JIS 0級の 6206 について、圧入後のうねりを同上の測定方法で測定するとともに、軌道面のうねりが軸受の音圧に影響を及ぼすので、ラジアルすきま $15 \sim 20 \mu\text{m}$ の試料を用いて、スプライン軸のみぞ数、およびしめしろと軸受の音圧との関係を測定した。ただし、うねり、および音圧の測定において、みぞ数、および有効しめしろ（以下しめしろと略す）としては次のものを取り上げた。

みぞ数：4、6、8、0（丸軸）

しめしろ：8～11、30～33 μm

音圧測定は圧入後、内輪 1800 rpm、スラスト荷重 5 kgf を負荷し、玉軸受の水平方向 45° 方向前方 150 mm における値で圧入前後の差を求めた。試料は燈油 1号に約10秒間浸漬した後ひと振りして潤滑油を振り切った状態で測定した。

2.3.1.(ii) 軸受の寿命の測定

上記の音圧測定と全く同一の試料、および条件で寿命を測定した。寿命は内・外輪、玉いずれかに疲労によるフレーキングが生ずるまでの運転時間をもって表わした。

試験機は図 2.3 に示すように電動機に直結したスプライン軸、および丸軸に試料の軸受を取り付け、荷重は荷重用板ばねによって外輪を両側からしめつけることによって与えた。

試験条件は、内輪回転数が 1770 rpm、試料を両側からおさえる荷重が 700 kgf であり、潤滑はタービン油 3号を 2.5 $\frac{1}{\text{分}}$ 供給した。

なお、上記のスプライン軸は 30 mm の外径の軸では、みぞ底径 25 mm でみぞの底幅を等配分したもので、表面接触面積は丸軸の 38 %、25 mm 外径のものは、みぞ底径 21 mm、みぞ底等配分、表面接触面積は丸軸の 38 %である。また、接触面の軸方向あさは軸で $1.3 \sim 2.1 \mu\text{m} R_{\text{max}}$ 、軸受は $1.4 \sim 1.9 \mu\text{m} R_{\text{max}}$ で、仕上はいずれも研削仕上である。なお、うねり形状の測定に用いた軸の材質は SCM21、かたさは HRC 30～45、その他に用いた軸の材質は SUJ 2、かたさは HRC 40～50 である。

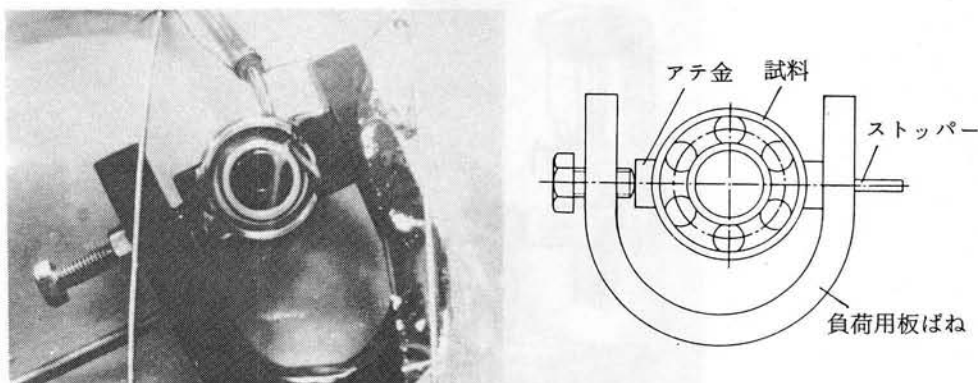


図 2.3 寿命試験機

2.3.2 実験結果

うねり、および音圧の各測定結果を表 2.1、および 2.2 に示す。

ただし、山と谷との差の項で

A、B、およびC部とあるのは図 2.4 に示す位置である。表 2.1 よりしめしろが $8\ \mu\text{m}$ 以下の場合の圧入後の軌道面の山と谷との差は $1\ \mu\text{m}$ 以下であること、表 2.2 より圧入後の音圧の増加量はうねりの数が少ない時、しめしろが小さい時に少なくなることがわかる。

表 2.1 うねり形状測定結果

単位: μm

| 実験 型番 | 平均 しめしろ | 最大圧入 荷重 (kgf) | 圧入後の みぞ底の 膨張量 | 圧入後軌道面に表 われた山と谷の差 | | |
|----------|------------|---------------------|---------------------|----------------------|-----|-----|
| | | | | A部 | B部 | C部 |
| 6806 | 4.2 | 200 | 4.1 | 0.8 | 0.6 | 0.6 |
| | 6.6 | 270 | 5.1 | 0.7 | 0.9 | 0.9 |
| | 5.5 | 220 | 5.4 | 0.8 | 0.7 | 0.8 |
| 6805 | 8.2 | 270 | 5.6 | 1.1 | 1.2 | 1.2 |
| | 7.1 | 180 | 4.9 | 0.8 | 1.0 | 0.8 |
| | 5.1 | 100 | 4.1 | 0.5 | 0.6 | 0.6 |

圧入速度 約 $10\ \text{kgf}/\text{sec}$

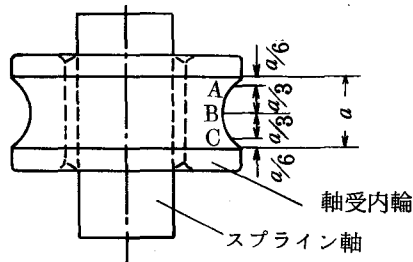


図 2.4 A B C の位置

表 2.2 音圧の増加量

単位: dB

| スプライン みぞ数 | しめしろ $8\sim 11\ \mu\text{m}$ | | | | | | しめしろ $30\sim 33\ \mu\text{m}$ | | | | | | 平均値 |
|--------------|------------------------------|------|------|------|------|------|-------------------------------|------|------|------|-------|------|------|
| | | | | | | 平均値 | | | | | | 平均値 | |
| 4 | -2.0 | -1.0 | +1.0 | 0 | +4.0 | +0.4 | +1.0 | +2.0 | -4.0 | +2.5 | 0 | +0.3 | +0.4 |
| 6 | +1.0 | +2.0 | 0 | +2.5 | -1.0 | +0.9 | +3.5 | +4.0 | +7.0 | +2.0 | +4.0 | +4.2 | +2.6 |
| 8 | 0 | +2.0 | +0.5 | +1.5 | +3.5 | +1.5 | +5.0 | +1.0 | 0 | +3.0 | +10.0 | +3.8 | +2.6 |
| 0 | +2.0 | +3.0 | +2.5 | +4.5 | 0 | +3.2 | +4.0 | -2.0 | +0.5 | +4.0 | +7.5 | +2.6 | +2.9 |
| | 平均値 +1.5 | | | | | | 平均値 +2.7 | | | | | | |

なお、圧入前後の軌道面の形状の数例を図 2.5 に示す。図中の数字はうねりの高さ(単位 μm)を表わし、表 2.1 の測定値はこれらを平均した値である。この図から、いずれの試料もスプライン軸に圧入するに従って軌道面にうねりを生じて行く過程が明瞭に認められる。

なお、音圧、および寿命の測定試料のみぞ底部(B部)の圧入後の山と谷との差は表 2.3 のとおりであった。ただし測定数はいずれの場合も各 3 個で音圧、および寿命の試料と同一ロットのものである。

また、測定試料の圧入後のラジアルすきまについては、本来ならば山と谷の影響が出るはずであるが、試料の玉数が 9 個であるために、丸軸の場合とほとんど同一の値を示し、スプラインのみぞ数に無関係に、しめしろが $8\sim 11\ \mu\text{m}$ のものはすきまは $7\sim 13\ \mu\text{m}$ 、しめしろが $30\sim 33\ \mu\text{m}$ のものはすきまは $0\ \mu\text{m}$ 以下

表 2.3 寿命用試料の山と谷との差

| スプライン みぞ数 | しめしろ $8\sim 11\ \mu\text{m}$ (μm) | しめしろ $30\sim 33\ \mu\text{m}$ (μm) |
|--------------|--|---|
| 4 | 2.1 | 6.4 |
| 6 | 2.0 | 5.7 |
| 8 | 1.8 | 4.2 |

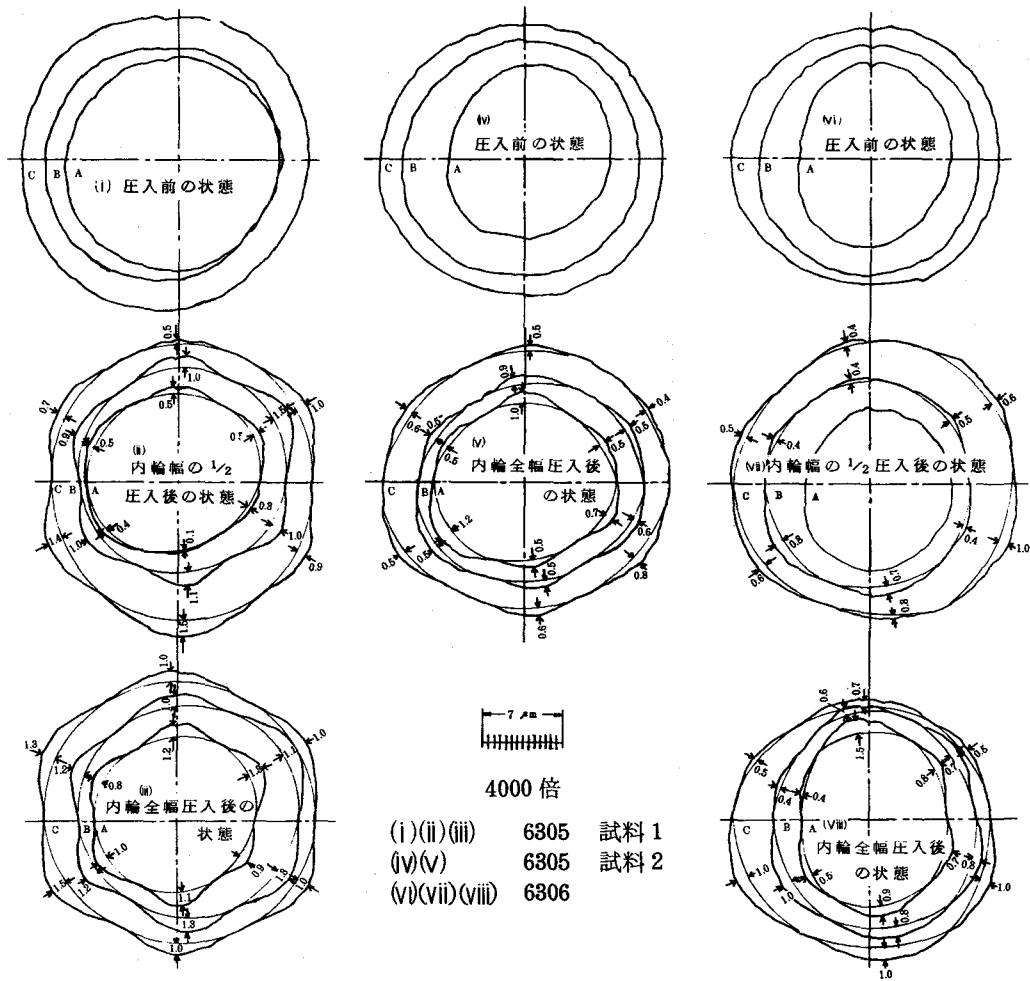


図 2.5 軸に圧入したときのタリロンド円形状測定機による軌道表面の形状

であった。しめしろが $8 \sim 11 \mu\text{m}$ のときにすきまが $7 \sim 13 \mu\text{m}$ になったという結果に、圧入前のすきまが $15 \sim 20 \mu\text{m}$ であることを併せ考えると、これらの場合にも表 2.1 の場合と同様に、しめしろの約 70% がすきまに影響することがわかるので、しめしろが $30 \sim 33 \mu\text{m}$ の場合には、すきまは約 $-5 \mu\text{m}$ と推定される。

寿命の測定結果を表 2.4 に示す。本結果と 2.2 理論との相関については 2.4 考察の項で検討するがうねりがあるとき、およびしめしろが小さいときに寿命は短くなるようである。

表 2.4 寿命測定結果

単位：時間

| スプライン みぞ数 | しめしろ $8 \sim 11 \mu\text{m}$ | | | | | | しめしろ $30 \sim 33 \mu\text{m}$ | | | | | | 平均値 |
|--------------|------------------------------|------|-------|-------|------|-------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | | | | 平均値 | | | | | | 平均値 | |
| 4 | 7.5 | 35.9 | 107.1 | 65.8 | 38.8 | 51.0 | 38.5 | 95.1 | 82.6 | 206.6 | 180.9 | 120.7 | 85.9 |
| 6 | 14.5 | 57.2 | 75.8 | 39.7 | 84.3 | 54.3 | 42.3 | 91.3 | 143.1 | 85.3 | 279.0 | 128.2 | 91.3 |
| 8 | 49.9 | 38.7 | 64.2 | 91.7 | 79.2 | 64.7 | 66.3 | 98.1 | 73.1 | 45.5 | 126.5 | 81.9 | 73.3 |
| 0 | 65.9 | 27.8 | 150.9 | 293.8 | 88.0 | 125.3 | 184.1 | 122.3 | 204.6 | 6.4 | 193.3 | 142.1 | 133.7 |
| | | | | | 平均値 | 73.8 | | | | | 平均値 | 118.2 | |

内輪軌道面に見られる玉との接触状況の一例を図 2.6 に示す。これらの図のうちで(a)、および(b)は軌道輪の内径の外観も同時に見えるが、内径面にはスプラインの外周面との接触状況が明瞭に認められる。軌道面の玉との接触状況はスプラインのみぞ数が 4 個の場合、内径がスプラインの山と接触している部分の軌道面の玉との接触幅は広く、内径がスプラインの谷に相当する部分の接触幅は狭く、両者の幅の広さの差は図 2.6 の(c)に示したとおりに、試料 3 個の平均値が 0.22 ~ 0.31 mm であった。

なお、運転中の試料温度は各部分ともほぼ同一値で、室温が 5 ~ 14℃ のとき室温以上 18℃ であった。

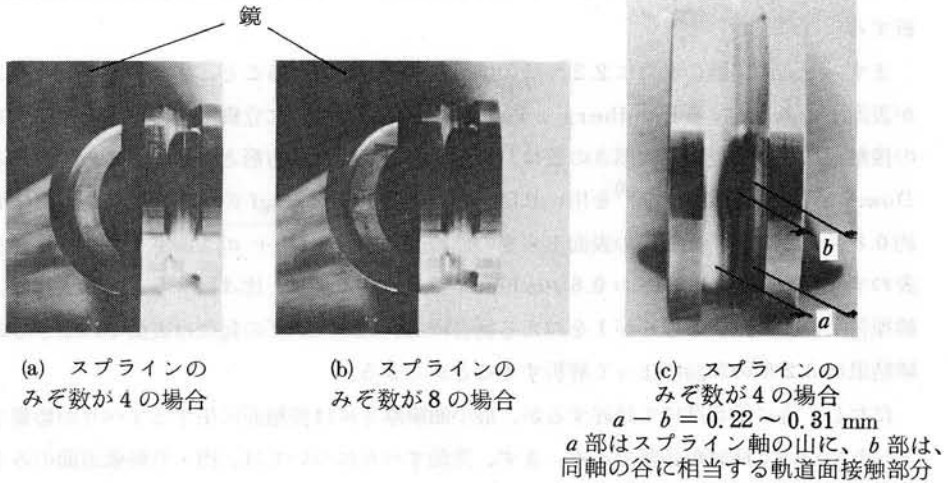


図 2.6 軌道面の玉との接触状況の例

2.4 考 察

以上の実験結果からまず明らかになるのは次の諸点である。

- (1) 4 ~ 8 μm のしめしろでは軌道面に生ずるうねりは 1 μm 以下で、軸受の静的な性能面では問題にならないが、しめしろが大きくなって 30 μm 程度の場合には、谷の幅の広い場合に 6 μm 程度のうねりができるので、性能面では注意が必要となる。
- (2) 軌道面の膨張量はしめしろの約 70 % で、軸のみぞの数に無関係に一定である。
- (3) 圧入力はしめしろに比例し、その値はスプライン軸と外径の等しい丸軸に圧入すると考えて、摩擦係数を 0.15 としたときの圧入力にほぼ等しい。ここで、丸軸に圧入する場合の圧入力 P としめしろ g の関係式は、

$$P = \mu p' \pi d B \quad (2.22)$$

を用いた⁴⁾。ここに、 $p' = Eg(1 - K^2)/2d$ で、 μ は摩擦係数、 E は縦弾性係数、 $K = d/D$ 、 d 、 B は内輪内径、幅、 D は軸の外径である。

- (4) しめしろの大きい方が音圧レベルは高い。これはラジアルすきまの差によるもので、玉軸受にスラスト荷重を加えたときの音圧レベルは、残留すきまの大きい方が低くなることはよく知られている⁴⁾。
- (5) うねりの数が少ない方が音圧レベルは低い。4、6 山のとくにうねりの数が少ない場合には、うねりは玉軸受の音圧を支配する約 1000 Hz 以上の周波数の発生源とはなりにくく、うねりが単

純な正弦波状ゆえとくにその傾向が強い⁴⁾。丸軸の場合にレベルが高いのは(4)と同様にすきまの影響と考えられる。すなわちすきまが小さいときには、スラスト荷重が一定であっても軌道面に働く力が大きくなるから、軌道面に谷のある場合の方が、谷のない場合より低くなったものであると考えるべきである。

(6) 寿命についていえば、残留すきまの小さい場合の方が寿命は長い、この結果は一般的なすきまと寿命との関係についての周知の結果⁵⁾に一致している。

さて、実験結果からみると、軌道面の表面に、うねりが存するときには寿命が短くなり、すきまが小さい場合にとくにこの傾向が強い。これらの点について、2.2理論の項で求めた結果を用いて解析する。

まず、上述の実験の場合に2.2理論の項の各式を適用できること、すなわちフレーキングの起点が表面下にあるとするLundberg - Palmgrenの基礎理論に立脚できることを確認する。軌道面の接触面に生ずる最小油膜厚さの値は、接触面が近似的に長方形と仮定できるので、たとえばDowsonらの円筒接触の式⁶⁾を用いれば、最大玉荷重が550 kgfのときの接触面の最小油膜厚さは約0.3 μm となり、接触面の表面あらしの飽和値 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ (添字1、2は接触する2面を表す)が約0.2 μm RMS \approx 0.6 μm Rmaxであることから、比Aは1.5と計算される。最近の実験報告⁷⁾によれば、このAが1を越える場合にはフレーキングの起点は表面下に生ずるので、本実験結果は2.2項の理論によって解析することができる。

ただし、後に第5章にて詳述するが、最小油膜厚さには接触面に生ずるすべりが影響するので、すべりについて検討が必要である。まず、差動すべりについては、内・外輪軌道面のみぞ半径の玉径に対する比は上記の報告⁷⁾の試料に近い大きな値であるから、油膜厚さに影響しないと考えられる。次に、玉軸受の運転中に偶発する公転すべり、自転すべりについては、ラジアル荷重のみが働く玉軸受において、玉の公転すべりは油膜厚さが軌道表面の最大あらしより小さいときには認められないこと、および玉の自転すべりは負荷圏にはいると急速に減少することがわかっている⁸⁾。この研究では油膜厚さが表面の最大あらしより小さいので、公転すべりはないといえ、一方、荷重が大きくしかも外輪の2箇所に加えられ、荷重分布も後述のように緩やかな分布ではないので、自転すべりも少ないと考えられる。事実、保持器に0.05 mm以下の厚さの銅メッキを施して、運転後の玉との接触痕を調査すれば、図2.7のように玉の転がり方向の前面に明瞭に観察される接触痕が、反対側にはほとんど認められず、従って、玉は公転すべりのない保持器に追従しており、玉の自転すべりはほとんどないと考えられる。

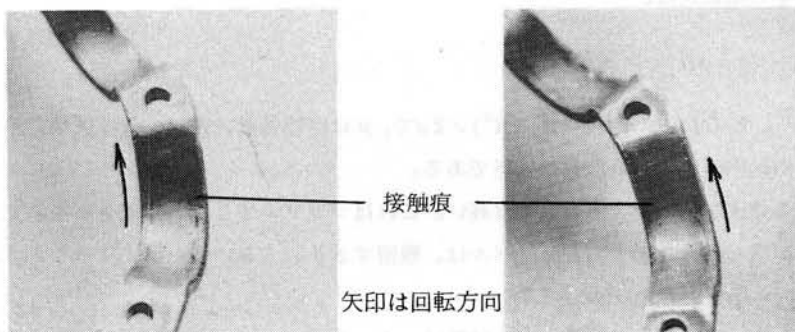


図2.7 保持器の接触状況

はめあいによる応力については、内輪内径のはめあい面の最大応力が 19.3 kgf/mm^2 であり寿命に影響を及ぼさない。

はめあいによる軌道面のみぞ形状の変化は、内輪外径と軌道底径との膨張量の差が平均約 $2.3 \mu\text{m}$ ゆえこれを無視する。

以上の論拠から本実験結果に 2.2 理論を適用する。

まず、実験した中で、負荷用板ばねで内・外輪がいずれも真円の軸受の外輪を、 180° 対称方向に上下から 700 kgf でおしつぶすように負荷する場合について、最大玉荷重、負荷圏の範囲、および寿命を計算する。

今、外力 W を加えたときの外輪単体の曲げ反力を w 、外輪の軌道面の基準円の半径を R 、外輪の断面二次モーメントを I 、外輪が負荷を受けて変形後の長短軸長さをそれぞれ $2a$ 、 $2b$ とすれば次の各式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} f(\psi_a) &\doteq -\frac{a-b}{2} \cos 2\psi_a - \left(R - \frac{a+b}{2} \right) \\ f(0) &= b - R \\ g(\psi_a - \theta) &= g(-\theta) = 0 \\ R - b &= \delta_m + \frac{\Delta}{2} \\ F_r = W - w &= W - 13.441 EI \frac{R-b}{R^3} \\ a &= 1.918(R-b) + b \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

従って、式(2.10)は、

$$\phi_0 = -\phi'_0 = \frac{1}{2} \cos^{-1} \left(1.043 \frac{\Delta/2}{R-b} - 0.043 \right) \quad (2.24)$$

となり、式(2.11)より、

$$\begin{aligned} &\int_{-\phi'_0}^{\phi_0} \left\{ R - b - \frac{\Delta}{2} + 0.959(R-b)(\cos 2\psi_a - 1) \right\}^{3/2} \cos \psi_a d\psi_a \\ &= 0.000562 \frac{1}{D_a^{1/2} Z} \left\{ W - \frac{282258.9 I (R-b)}{R^3} \right\} \quad (2.25) \end{aligned}$$

ここで、 $E = 21000 \text{ kgf/mm}^2$ とした。 $\Delta = 11 \mu\text{m}$ の場合、式(2.24)、および(2.25)より、

$$R - b \doteq 0.067 \text{ mm}$$

$$\phi_0 \doteq 43.77^\circ$$

となる。式(2.7)、および(2.23)より、

$$Q_m \doteq 521 \text{ kgf}$$

となる。

等価ラジアル荷重は式(2.15)、および(2.18)から求められるが、この場合 180° 対称に負荷圏が2箇所であり、内輪の各点における平均玉荷重は等しいから、

$$\begin{aligned} F_{rEi} &= 1420.12 \times 2^{1/3} (2\pi)^{3/10} ZD_a^{1/2} \left\{ \int_{-\psi_0=-\theta_0}^{\psi_0=\theta_0} \left[R-b - \frac{A}{2} + 0.959 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times (R-b) (\cos 2\theta - 1) \right]^{9/2} d\theta \right\}^{1/3} = 3105.44 ZD_a^{1/2} \left\{ \int_{-\theta_0}^{\theta_0} \left[R-b \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{A}{2} + 0.959 (R-b) (\cos 2\theta - 1) \right]^{9/2} d\theta \right\}^{1/3} \quad (2.26) \end{aligned}$$

同様に、外輪については

$$\begin{aligned} F_{rEa} &= 3085.86 ZD_a^{1/2} \left[\int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left\{ R-b - \frac{A}{2} + 0.959 (R-b) (\cos 2\psi_a - 1) \right\}^5 \right. \\ &\quad \left. \times d\psi_a \right]^{3/10} \quad (2.27) \end{aligned}$$

ただし、 $\psi_0 > \pi/2$ のときは、重なった角度の範囲では、荷重としては両方からの荷重の和をとらねばならない。式(2.26)、および(2.27)より、

$$\begin{aligned} F_{rEi} &= 1027 \text{ kgf} \\ F_{rEa} &= 1023 \text{ kgf} \end{aligned}$$

となる。式(2.19)より寿命は次の値となる。

$$L = 31.07 \text{ 時間}$$

なお、このとき $(a-b)/2 = 0.0623 \text{ mm}$ 、 $R - (a+b)/2 = 0.0027 \text{ mm}$ で、この場合の外輪軌道面の形状は、2.2理論の項の計算例の $\psi = -\pi/2 \sim \pi/2$ の間の外輪軌道面の形状に等しい。計算例に比較して、この場合の ψ_0 、および Q_m が小さいのは、後者の場合、この形状で荷重が釣り合っているのに対して、前者ではこの形状からさらに負荷されること、およびこの場合には、外力に対する外輪の曲げ反力 w によって実質負荷が減少するからである。

比較のために、内・外軌道面が真円の場合、純ラジアル荷重が働くとき、すきまを上の場合と同じ $A = 11 \mu\text{m}$ として、式(2.10)から、

$$\psi_0 = -\psi_0' = \cos^{-1} \left(\frac{0.0055}{\delta_r} \right) \quad (2.28)$$

となる。そして式(2.11)から次式が成り立つ。

$$\left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (\delta_r \cos \psi - 0.0055)^{3/2} \cos \psi_a d\psi_a \right\}^{2/3} = 0.0585 \quad (2.29)$$

式(2.28)、および(2.29)より、

$$\psi_0 = -\psi'_0 = 84.33^\circ$$

となり、式(2.7)、および(2.23)より、

$$Q_m = 380 \text{ kgf}$$

となる。また次がえられる。

$$F_{rEi} = F_{rEa} = 700 \text{ kgf}$$

$$L = 97.93 \text{ 時間}$$

なお、この場合、式(2.11)は、 $\epsilon = \delta_m / 2\delta_r$ と置くととき、

$$\Delta = \left(\frac{1-2\epsilon}{\epsilon} J_r^{-2/3} \right) 0.002 \left(\frac{F_r}{Z} \right)^{2/3} D_a^{-1/3}$$

と表わされ、すきまと負荷率 ϵ の周知の式⁵⁾に一致する。

2.2 理論の例、および上述のふたつの例から、軸箱精度などによる外輪軌道面のうねりが軸受の荷重分布、および寿命に大きな影響を及ぼすことがわかる。

次に、内輪がみぞ数6個のスプライン軸に圧入されて軌道面にうねりを生じている場合。ただし、スプラインのみぞ位置での玉の通過による軌道面のたわみは、内輪のみぞ位置に相当する部分をはりとして計算したとき、その最大値でも $1 \mu\text{m}$ 以下であることからこれを無視した。また内輪軌道面のうねりによって θ とともに $R-b$ の値が変わるが、玉の数とみぞの数とに差があることなどにより、うねりの高さよりも $R-b$ の値の変化の範囲は小さいことから、こわきの低い荷重用板ばねを用いている限り、うねりの小さい範囲では荷荷の変化は無視できる。

内輪軌道面のうねりの高さの半分を c として次の各式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} f(\psi_a) &\doteq \frac{a-b}{2} \cos 2\psi_a - \left(R - \frac{a+b}{2} \right), \quad f(0) = b - R \\ g(\psi_a - \theta) &\doteq c \cos 6(\psi_a - \theta), \quad g(-\theta) \doteq c \cos 6\theta \\ R - b &= \delta_m + \frac{\Delta}{2} - c \cos 6\theta \\ F_r &= W - w = W - 13.441 EI \frac{R - b + c \cos 6\theta}{R^3} \\ a &= 1.918 (R - b + c \cos 6\theta) + b \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

式(2.10)より次式が求められる。

$$\begin{aligned} &4c \cos^3(\psi_0 - \theta) - 3c \cos 2(\psi_0 - \theta) + 0.959(R - b + c \cos 6\theta) \\ &\times \cos 2\psi_0 - 0.959c \cos 6\theta + 0.041(R - b) - \frac{\Delta}{2} = 0 \end{aligned} \quad (2.31)$$

式(2.11)より次の式が成り立つ。

$$\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \left\{ R - b - \frac{A}{2} + 0.959 (R - b + c \cos 6\theta) (\cos 2\psi_a - 1) + c \cos 6\theta \right. \\ \left. \times (\psi_a - \theta) \right\}^{3/2} \cos \psi_a d\psi_a = 0.000562 \frac{1}{D_a^{1/2} Z} \left\{ W - 282258.9 I \right. \\ \left. \times \frac{(R - b + c \cos 6\theta)}{R^3} \right\} \quad (2.32)$$

各 θ に対して式(2.31)、および(2.32)より ψ_0 、および ψ'_0 が、式(2.7)、および(2.30)より $\psi = 0$ における玉荷重で、最大玉荷重とは必ずしも一致しない Q_m が、式(2.2)、(2.8)、および(2.30)より $Q(\psi_a)$ が、それぞれ計算できる。

しめしろが $30 \sim 33 \mu\text{m}$ で、すきま $\Delta = -5 \mu\text{m}$ 、実験値から $c = 3 \mu\text{m}$ の場合、各 θ における $Q(\psi_a)$ の特長的な部分、および ψ_0 、 ψ'_0 を図2.8に示す。この図から次のことがわかる。軸のスプラインの山の中心に最も近い軌道面位置が負荷線上にあるとき、すなわち、この場合 $\theta = 0, 60, 120, 180, 240, 300^\circ$ などのとき、その軌道面位置に $Q(\psi_a)$ の最大値を生じ、その値は他の θ の場合の最大値より大きくなるが、その分布は鋭い形状をしている。一方、スプラインの谷の中心に最も近い軌道面位置が負荷線上にあるとき、すなわち $\theta = 30, 90, 150, 210, 270, 330^\circ$ などの場合には、その位置に $Q(\psi_a)$ の最大値を生ずるが、その値は他の θ の場合の値より小さく、その分布も緩やかである。上記の例以外の θ の場合には、 $Q(\psi_a)$ の最大値もその分布の形状もふたつの例の中間の性質を示すが、特長として $Q(\psi_a)$ の最大値が最大負荷線上になくて、スプラインの山の中心点に相当する軌道面位置とともに若干移動することがわかる。

スプラインのみぞ数が6の場合、しめしろ $30 \sim 33 \mu\text{m}$

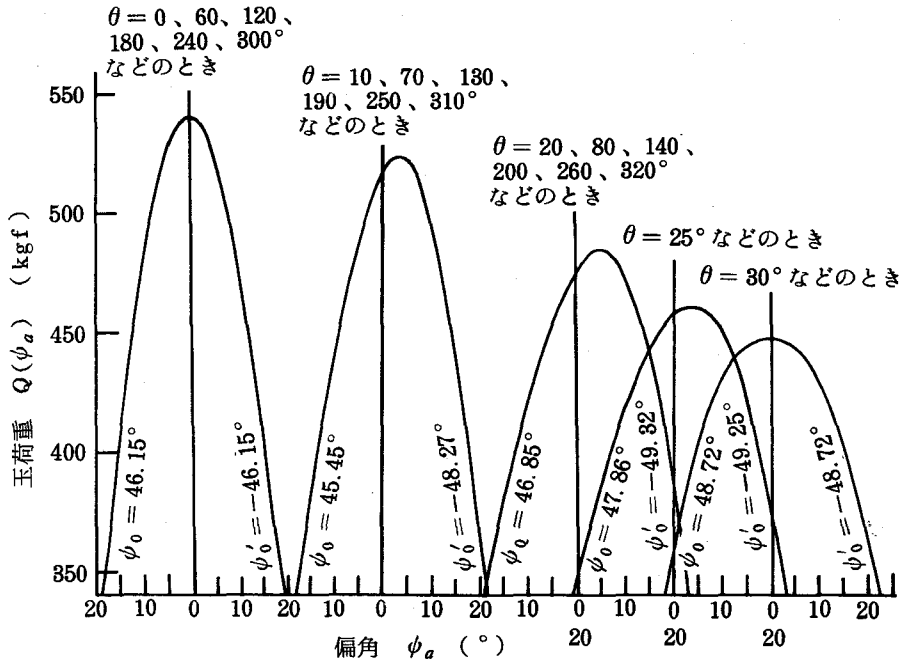


図2.8 内輪の回転による荷重分布などの変化

式(2.15)、および(2.18)に上述の丸軸の場合の式(2.26)、および(2.27)の考え方を併せて次式が成り立つ。

$$F_{rEi} = 1789.24 ZD_a^{1/2} \left\{ \int_0^{2\pi} \left[\int_{\psi_0' - \psi_i = \theta_0'}^{\psi_0 - \psi_i = \theta_0} \left\{ R - b - \frac{d}{2} + 0.959 (R - b + c \cos 6\theta) \right\} \right. \right. \\ \left. \left. \times d\psi_i \right\}^{3/10} \right. \\ \left. \left[\cos 2(\psi_i + \theta) - 1 \right] + c \cos 6\psi_i \right\}^{9/2} d\theta \Big]^{10/9} \quad (2.33)$$

$$F_{rEa} = 1672.80 ZD_a^{1/2} \left\{ \int_{\psi_0'}^{\psi_0} \left[\int_0^{2\pi} \left\{ R - b - \frac{d}{2} + 0.959 (R - b + c \cos 6\theta) \right\} \right. \right. \\ \left. \left. \times (\cos 2\psi_a - 1) + c \cos 6(\psi_a - \theta) \right\}^{9/2} d\theta \right]^{10/9} d\psi_a \Big\}^{3/10} \quad (2.34)$$

両式より、

$$F_{rEi} = 1047 \text{ kgf}$$

$$F_{rEa} = 1068 \text{ kgf}$$

となり、式(2.19)より寿命は次の値になる。

$$L = 29.19 \text{ 時間}$$

さらに、しめしろが $30 \sim 33 \mu\text{m}$ の丸軸に圧入した場合には式(2.24)、および(2.25)より

$$\psi_0 = -\psi_0' = 47.50^\circ$$

となり、式(2.7)、および(2.23)より、

$$Q_m = 488 \text{ kgf}$$

となり、式(2.26)、および(2.27)より、

$$F_{rEi} = 1020 \text{ kgf}$$

$$F_{rEa} = 1017 \text{ kgf}$$

となり、式(2.19)より、

$$L = 32.02 \text{ 時間}$$

となる。

全く同様に、他のうねりの場合も計算できるが、ここでは比較のために、しめしろが $8 \sim 11 \mu\text{m}$ でみぞ数が6個の場合のみを掲げる。

このときの荷重分布などの変化は、図2.9のとおりであるが、最大玉荷重の大きさ、荷重分布の形態など、いずれも上述のラジアルすきまが $-5 \mu\text{m}$ の場合よりも内輪の回転による変化が少ない。

スプラインのみぞ数が6の場合、しめしろ8~11 μm

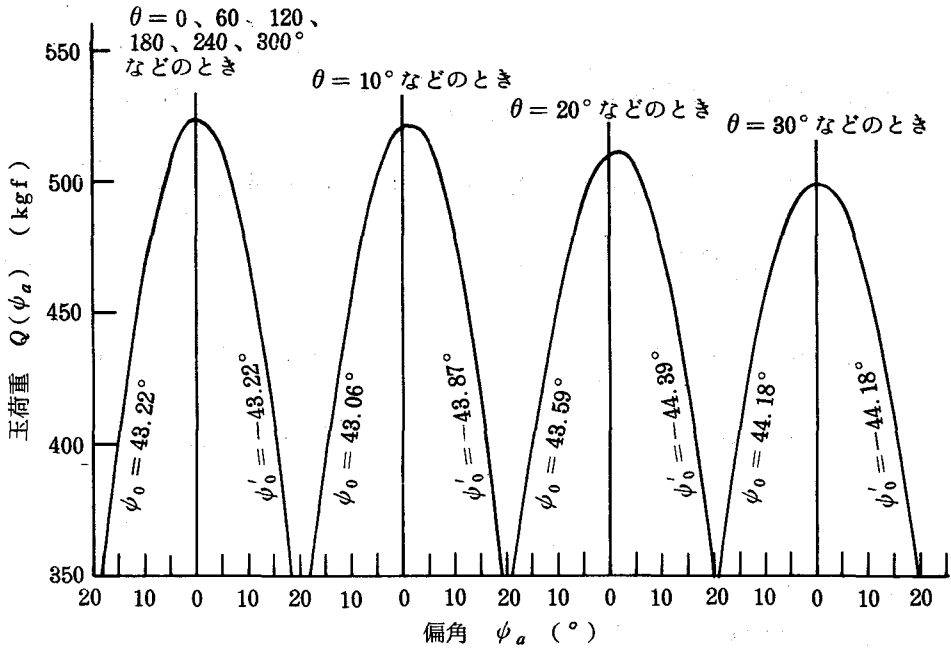


図 2.9 内輪の回転による荷重分布などの変化

なお、このときの計算寿命は、

$$L = 26.37 \text{ 時間}$$

となり、他の場合より実験値との相関がよくない。

以上の計算結果から前述の実験値を見ると、計算値は実験値と定性的にはほぼ一致しているという。

また、一般にここで用いた実験装置での荷重分布は、負荷圏の広さに比較して玉荷重が大きいことがわかる。

2.5 結 論

玉軸受の軌道面にうねりがある場合の、主として寿命について、計算と実験を行なった結果、うねりが寿命に及ぼす影響の大きいことが明らかになった。従って、玉軸受においては、軌道面の仕上精度に注意をはらうのはもちろん、玉軸受を取り付ける場合には、軸受囲りの軸、軸箱の精度には十分留意して、軸受を取り付けた後で軌道面にうねりが出るようなことがあってはならない。

(1) 寿命について

うねりが寿命に及ぼす影響は大きく、たとえば軸箱の場合、負荷圏側に $-50 \mu\text{m}$ の真円度のくずれがあるとき、寿命が半減することもありうる。また軸については、軌道面に $5 \mu\text{m}$ 程度うねりを生じているとき、寿命が約90%に低下することもあり得、さらに小さいうねりでも寿命が著しく減殺されることを実験的に確かめた。対策として、軸受、および軸受囲りの精度向上が先決であるが、軸受の運転すきまを小さくして、負荷をできるだけ均等に軌道面で受けるようにすることも効果が大きい。

また、軌道面にうねりがある場合の寿命について、計算式を導き、実験値とよく一致することを確かめた。

(2) 音圧などについて

軌道面のうねりと玉軸受の音圧との関係は、1円周8山以下のうねりではほとんど影響はなく、むしろすきまの効果が大きく、すきまが小さいときに音圧レベルは高い。

なお、内輪軌道面にうねりをつくるために、軸としてスプライン軸を用いた。自動車、農業用機械などで、スプライン軸に玉軸受を圧入して使用している例が多いが、しめしろの大きいときには軌道面にうねりを生じて、玉軸受の性能を阻害するので注意が必要である。

文 献

- 1) たとえば B. Goldberg, T. C. Greiner: Machine Design, **36**, 26, (1964) 191.
井沢実: マシナリー, **21**, 10, (1958) 1209.
- 2) G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, Nr. 196, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1947).
- 3) 内海竜夫, 青木三策: 日本機械学会誌, **59**, 451, (1956) 612.
- 4) 転がり軸受工学編集委員会: 転がり軸受工学, 養賢堂, 東京, (1976) 130.
- 5) 岡本純三: ころがり軸受に関する計算図表, 機械技術協会, 東京, (1972) 28.
- 6) D. Dowson, G. R. Higginson: Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon, New York, (1966) 83.
- 7) たとえば J. C. Skurka: ASME, F, **93**, 2, (1971) 281.
C. H. Danner: ASLE Trans., **13**, 3, (1970) 241.
- 8) 平野富士夫, 田上寛男: 日本機械学会論文集, **27**, 178, (1961) 934.
山本精穂: 潤滑, **13**, 9, (1968) 505.

第3章 玉軸受の軌道面に生じた部分的な圧痕などが軸受の寿命に及ぼす影響

3.1 緒言

従来、ISO、およびJIS¹⁾では、静止している玉軸受が大きな荷重を受けて、玉と軌道面の両者、またはどちらか一方にでも圧痕を生ずる場合、この荷重の大きさと軸受の静定格荷重とを比較して、荷重がこの定格荷重より大きければ、荷重を受けた軸受に対しては、安定した運転が期待できないとされている。

一方、従来、残留応力を含めて応力の立場から軸受の寿命を論じた研究は、Stellrecht²⁾以来数多いが、軌道面の部分的な応力の変化を取り上げたものは見当たらない。

この研究では、玉軸受の軌道面に圧痕を生じたときの寿命について、発生する応力の面から検討を加えた。

実用面では軸受を取り付けた後、回転していない状態で大きい荷重を受ける場合は当然であるが、取り付けに際して、かたいはめあいの場合に、軸受を打撃することによって軌道面に圧痕を発生させる場合も多い。しかし、一般の運転条件では、多少の圧痕が生じていても実用上問題にならず、そのまま使用を続け、その寿命が圧痕のない場合の寿命と同一レベルを確保できることも多く、この点について研究が必要であった。

なお、軌道面に発錆がある場合、錆の寿命に及ぼす影響についても併せて実験した。

軸受に生ずる錆については、その種類は千差万別であり、錆の発生機構、錆の組成、錆の軸受の各種の性能に及ぼす影響について組織だった研究はほとんど行なわれていない。従って、ここで取り上げた玉軸受軌道面の錆についても特定の1種類の錆についての実験であって、定性的な結果を把握することを目的としたものである。

3.2 圧痕についての理論

軸受の内輪の軌道面に生ずる応力と寿命との間には³⁾、

$$\ln \frac{1}{S_i} \propto l_i \left\{ \int_0^{N_i} \left(\frac{a_i \tau_{i0}^{10/3}}{z_{i0}^{1/3}} \right)^{0.9} dN_i \right\}^{10/9} \quad (3.1)$$

の関係がある。ここに、 S_i は N_i 回の応力のくり返しに耐える確率、 l_i は軌道面の長さ、 a_i は接触楕円の長軸半径、 τ_{i0} は軌道面下に働く最大せん断応力、 z_{i0} はその応力の働く深さ、指数 $10^{1/3}$ 、 $1^{1/3}$ 、0.9、および $10/9$ は材料によってきまる定数である。一方 u_i を軌道輪が1回転するときの応力のくり返し数、 L_i を寿命、 D_i を内輪軌道径、 ψ を偏角とすれば $dN_i = du_i$ 、 $L_i \propto L_i (D_i/2) \times d\psi$ より、 A_{ki} を定数、 $-\psi_0 \sim \psi_0$ を負荷圏の範囲として、式(3.1)は次のように表わされる。

$$\ln \frac{1}{S_i} = A_{ki} \int_0^{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left(\frac{a_i \tau_{i0}^{10/3}}{z_{i0}^{1/3}} \right)^{0.9} L_i \frac{D_i}{2} d\psi \right\}^{10/9} \frac{D_i}{2} d\psi \quad (3.2)$$

圧痕の有無にかかわらず、潤滑の条件、接線力の条件が同一で式(3.2)が成立するものとすれば、圧痕のある場合、ない場合の各内輪の寿命をそれぞれ L_{iP} (添字 P は圧痕のある場合を示す)、 L_i とし、 $S_{iP} = S_i$ と置いて⁴⁾ 次式となる。

$$L_{iP} = \left[\frac{2\pi \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a_i \tau_{i0}^{10/3} / z_{i0}^{1/3})^{0.9} d\psi \right\}^{10/9}}{\int_0^{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a_{iP} \tau_{i0P}^{10/3} / z_{i0P}^{1/3})^{0.9} d\psi \right\}^{10/9} d\psi} \right]^{0.9} L_i \quad (3.3)$$

さらに、内輪の圧痕部の寿命、およびそれと等円周長さの圧痕のない部分の寿命をそれぞれ L_{ip} (添字 p は圧痕部を示す)、および L_i とすれば β_i を圧痕幅の軸受中心点に対する中心角の半角として、等円周長さ $2B_i = 2\beta_i (D_i/2)$ であるから、

$$L_{ip} = \left[\frac{4B_i \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a'_i \tau'_{i0}{}^{10/3} / z'_{i0}{}^{1/3})^{0.9} d\psi \right\}^{10/9}}{D_i \int_0^{2\beta_i} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a_{ip} \tau_{i0P}^{10/3} / z_{i0P}^{1/3})^{0.9} d\psi \right\}^{10/9} d\psi} \right]^{0.9} L'_i \quad (3.4)$$

となる。ここにダッシュ記号は圧痕のない部分を表わす。

同様に外輪については (添字 a は外輪を表わす)、

$$L_{aP} = \left[\frac{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a_a \tau_{a0}^{10/3} / z_{a0}^{1/3}) d\psi}{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} (a_{aP} \tau_{a0P}^{10/3} / z_{a0P}^{1/3}) d\psi} \right]^{0.9} L_a \quad (3.5)$$

となり、従って全体の寿命 L_P は次の式で計算される。

$$L_P^{-10/9} = L_{iP}^{-10/9} + L_{aP}^{-10/9} \quad (3.6)$$

式(3.3)から(3.5)までの式の分子の τ 添字、および z 添字の記号は最大せん断応力、およびその働く深さであるが、転がりの疲労破損を決定するのは、表面に平行に働く引張力と圧縮力の値が等しい図3.1に示すせん断応力 τ_{xz} の最大値 τ_{xz0} とする説と、表面に対して 45° 方向に働く引張側の値が最大となる同図に示すせん断応力 τ_{45} の最大値 τ_{450} とする考え方と、さらに両者がともに影響するという説⁵⁾とがあるが、ここではもっとも有力な前2者の考え方を採用して、Lundberg-Palmgren³⁾が τ_{xz0} を採用した根拠、すなわち応力の振幅の大きい方が寿命を決定するという考え方に立って、 τ_{xz} と τ_{45} の最大値 (引張側) と最小値 (圧縮側) の平均値とを比較して、その大きい値を τ_0 とし、その応力の働く平均深さを z_0 とした。なお、式(3.3)から(3.5)までの各式の分子の τ 添字は τ_{xz0} 、 z 添字は z_{xz0} をとる。

静止している軌道面に玉を介して荷重を加えることによって生じた圧痕部分の内部の残留応力は、 τ_k をせん断降伏応力、 Hv をビッカースかたさとするとき、 $\tau_k = 1/6 \cdot Hv$ の関係がある⁶⁾ので、 $\tau_k = 120 \text{ kgf/mm}^2$ とすれば、座標を図3.2のようにとるとき、転がり方向すなわち x 方向において、

$$(\sigma_x)_r = 2(120 - \tau_{45}) \quad (3.7)$$

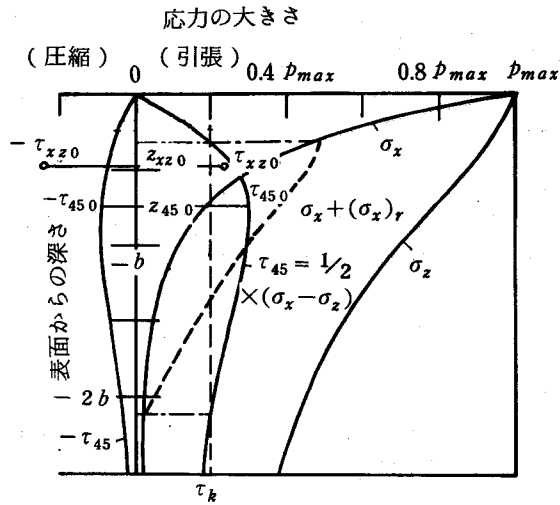


図 3.1 軌道面を玉が転がる時の土 τ_{45} の深さ方向の変化 τ_{xz} の最大位置 z_{xz0} とその大きさ τ_{xz0}
 τ_{45} は表面に対して 45° 方向に働くせん断応力を表わす

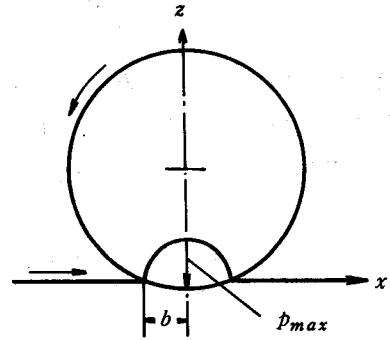


図 3.2 軌道面と玉とが接触している状態を示す図

となる⁷⁾。 $(\sigma_x)_r$ は $120 \text{ kgf/mm}^2 \leq \tau_{45} \leq 190 \text{ kgf/mm}^2$ で成り立つものと仮定する(添字 r は残留応力を表わす)。ただし、この範囲では加工硬化が生ずるはずであり、Merwinら⁷⁾ の elastic-perfectly plastic の仮定に反するが、たとえば室ら⁹⁾ の焼入した軸受鋼における残留応力の計算でも、加工硬化がないと仮定して実験値とよく一致する結果をえており、この場合、加工硬化はないと考えてよい。

各圧痕部の表面下に運転中に働くせん断応力 τ_{45} は、運転荷重のみによって生ずるせん断応力と転がり方向の残留応力の $1/2$ との和であり、この τ_{45} が検討の対象となる。ただし、負荷の大きさにもよるが、残留応力は運転によって変化するといわれるので、初期の残留応力に無関係に一定量変化する⁸⁾とした場合には、図 3.1 の運転中に働く τ_{45} の曲線は応力の大きさ方向に、ほぼ平行移動するのみであるから、上記の平均値は変わらないといえる。

一方、転がり方向に平行なせん断応力 τ_{xz} は、残留応力成分はなく一定の値をとる。

以上により運転中の τ_{45} の範囲の $1/2$ と τ_{xz} と比較して、その大きい方の値を τ_0 、その働く深さを z_0 、 τ_{45} の場合には引張側と圧縮側の最大値の深さの平均値を z_0 として、上記の式 (3.3)、(3.4)、(3.5)、および (3.6) によって、圧痕のある場合、および圧痕部分の寿命を求めることができる。

3.3 実 験

3.3.1 実験方法

試料として JIS 0 級合格の 6206 を用いた。運転中のラジアルすきまは $9 \sim 14 \mu\text{m}$ で、軌道輪のかたさは HRC 60.5 \sim 61.5、玉のかたさは HRC 63.5 である。

まず、始めの同一製造ロットの 30 セットを 6 グループに分けて、それぞれ次の処理を行なった。

- 1) 軸受にラジアル荷重 1000 kgf を 3 分間負荷して、内輪軌道面に最大深さ $0.12 \mu\text{m}$ の圧痕を生じさせた。この試料を以下 $0.4 C_0$ 品と略称する。ただし負荷速度は約 $1000 \text{ kgf}/30 \text{ sec}$ である。

- 2) 同上 2000 kgf を負荷して $0.6 \mu\text{m}$ の深さの圧痕を生じさせた試料、 $0.9 C_0$ 品と略称する。
- 3) 同上 4000 kgf 負荷、 $2.8 \mu\text{m}$ の深さの圧痕を生じさせた試料、 $1.7 C_0$ 品と略称。
- 4) 同上 5000 kgf 負荷、 $4.8 \mu\text{m}$ の深さの圧痕を生じさせた試料、 $2.2 C_0$ 品と略称。
- 5) 内輪軌道面に $3 \text{mm}\phi$ 1箇所の錆を酸腐食によってつくった試料。以下錆品と略称する。

なお、追加試験として、上記のロットと異なる別のロットの50セットの試料について5グループに分け、錆品を除く上記の1)から4)までの処理を行なった。これらの場合にも軌道面に生じた圧痕の深さは、先の試料のそれとほぼ同一であった。

圧痕については、各試料と同一ロットの試料で、それぞれ最頂部に玉が位置するようにして種々の荷重を負荷して、内輪軌道面に生じた圧痕と、荷重との関係を求めた。ただし、この場合の軸箱の外径寸法は 128mm 、しめしろは外輪側では $7 \sim 2 \mu\text{m}$ であり、内輪側では $8 \sim 10 \mu\text{m}$ であった。この場合に使用した負荷装置はアムスラー形圧縮試験機である。そして、軌道面に生じた圧痕の形をタリロンド円形状測定機、および図3.3に示すタリサーフ仕上面検査器で測定した例をそれぞれ図3.4、および3.5に、その外観を図3.6に、その深さ方向のかたさを図3.7に示す。これらの結果から圧痕の形状は滑らかで肩部に盛り上がりがないこと、圧痕部の内部に硬化がほとんど認められないことがわかる。圧痕の形状をより明確にするために、図3.5には玉のプロフィールを示すとともに、 3000kgf を負荷して内輪軌道面に生じた圧痕について、圧痕の中心から軸方向に 0.25mm 毎に形状を測定して、3次元座標に記入した例を図3.8に示す。ただし、本図で $x-y$ 面は曲面であるが平面に展開して示してある。なお、図3.9は 0.5mm 毎の測定データを重ねたものである。

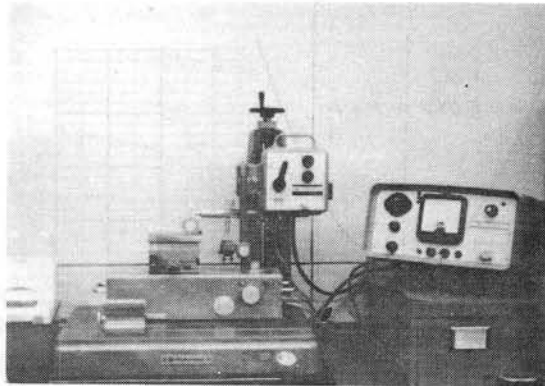
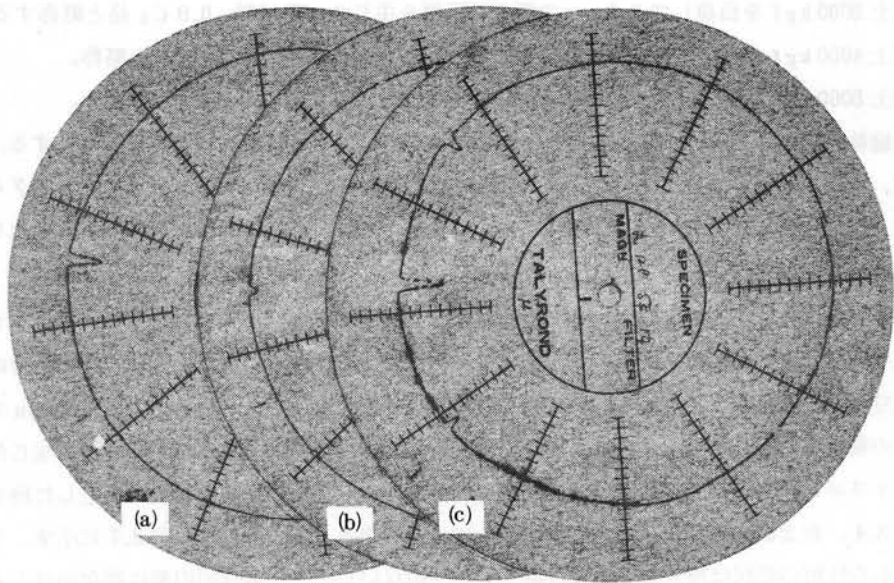


図3.3 タリサーフ仕上面検査器

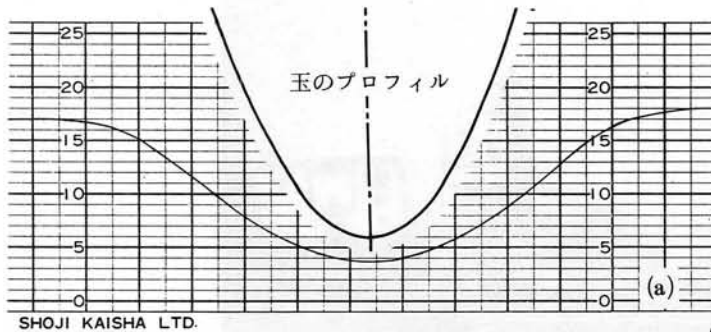
荷重と圧痕深さとの関係を図3.10に、内輪軌道面と玉の各圧痕深さと和との関係を図3.11に示す。図3.10から上記の各グループの圧痕深さを求め、図3.11から6206の実際の基本静定格荷重 C_0 は玉径が 9.525mm ($3/8$ インチ) ゆえ、ほぼ 2300kgf といえることができる。なお、玉の圧痕深さは軌道面に比べて小さく約 20% 程度であった。

一方、錆は 5% 硝酸と市販の のり とを等容積混和し、脱脂後乾燥した内輪軌道面の 1 箇所に $3 \text{mm}\phi$ に互って木箸で塗布し、約 1 時間大気中に放置してつくったものであって、図3.12から3.15に示すように黒色で表面上の盛り上がりは約 $20 \mu\text{m}$ であった。そして、その表面を 6000 番酸化クロムによるバフ研磨で変質層を除去後に、その深さを測定したところでは $3 \sim 5 \mu\text{m}$ であり、その金属地の表面のあらさは約 $1 \mu\text{m} R_{\text{max}}$ である。



- (a) 玉、5000 kgf 負荷時の頂点位置の玉に生じた圧痕 5000 倍 (1 目 0.4 μm)
- (b) 内輪軌道、2000 kgf 負荷時に軌道面に生じた圧痕 2000 倍 (1 目 1 μm)
- (c) 内輪軌道、5000 kgf 負荷時に軌道面に生じた圧痕 2000 倍 (1 目 1 μm)

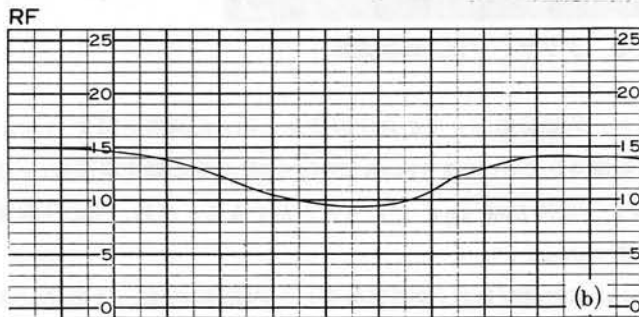
図 3.4 圧痕の形状



SHOJI KAISHA LTD.

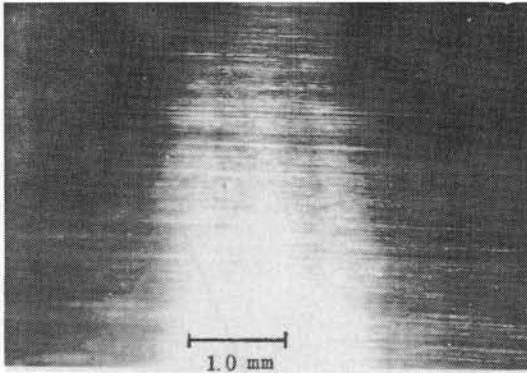
内輪軌道面
5000 kgf 負荷

- (a) 負荷頂点位置の圧痕
- (b) 頂点より 40° 位置の圧痕



縦 5000 倍 (1 目 0.4 μm)
横 100 倍 (1 目 0.05 mm)

図 3.5 タリサーフ検査器による圧痕の形状



内輪軌道面、5000 kgf 負荷
頂点位置の圧痕 × 15

図 3.6 圧痕部の光学顕微鏡写真

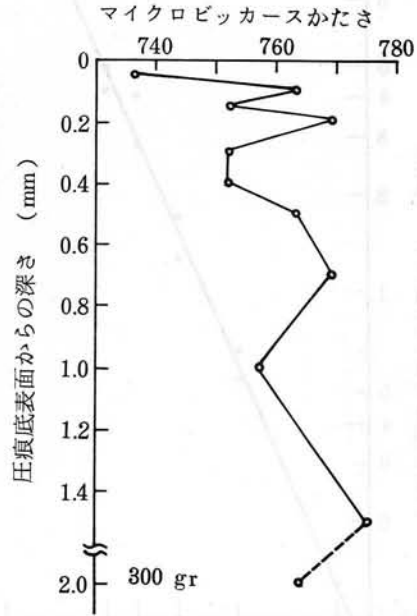


図 3.7 内輪軌道面 5000 kgf 負荷
頂点位置の圧痕部のかたさ

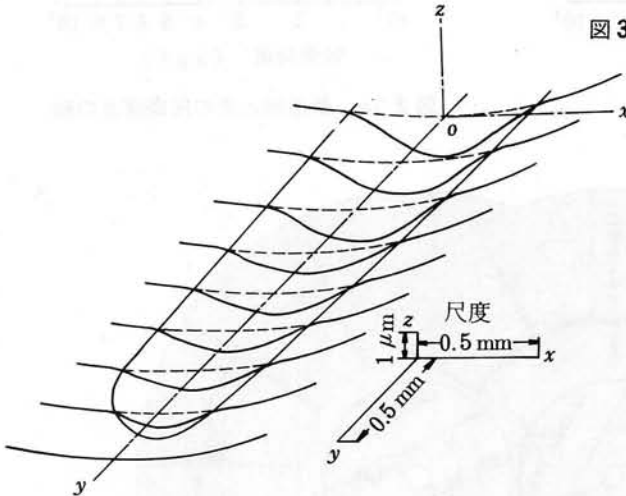
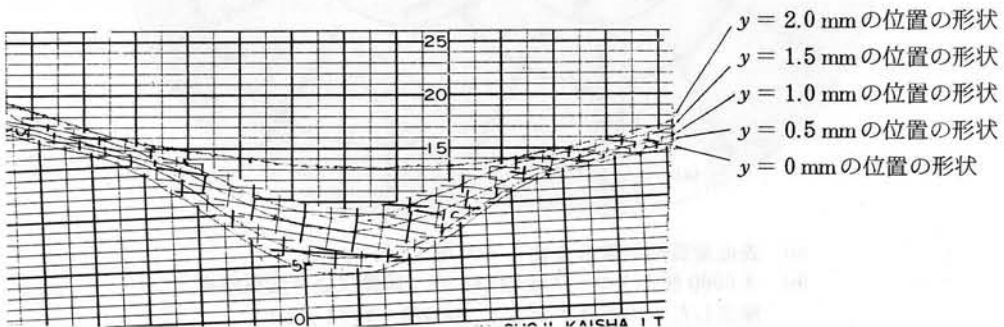


図 3.8 3000 kgf 負荷頂点位置の内輪軌道面の圧痕の形状



軌道中心から軸方向 (y 方向) 0.5 mm 毎の形状
縦 10000 倍 (1 目 0.2 μm) 横 100 倍 (1 目 0.05 mm)

図 3.9 3000 kgf 負荷頂点位置の内輪軌道面の圧痕の形状

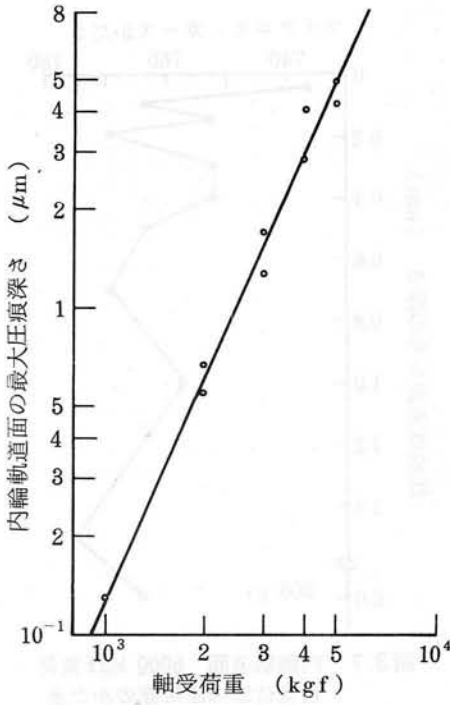


図 3.10 軌道面の圧痕深さ

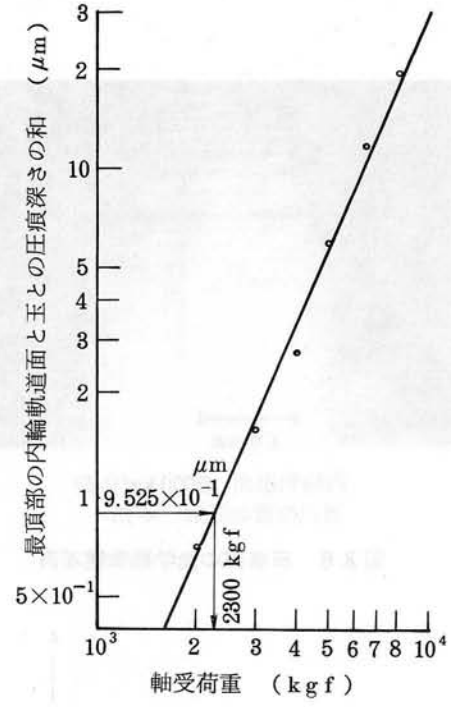
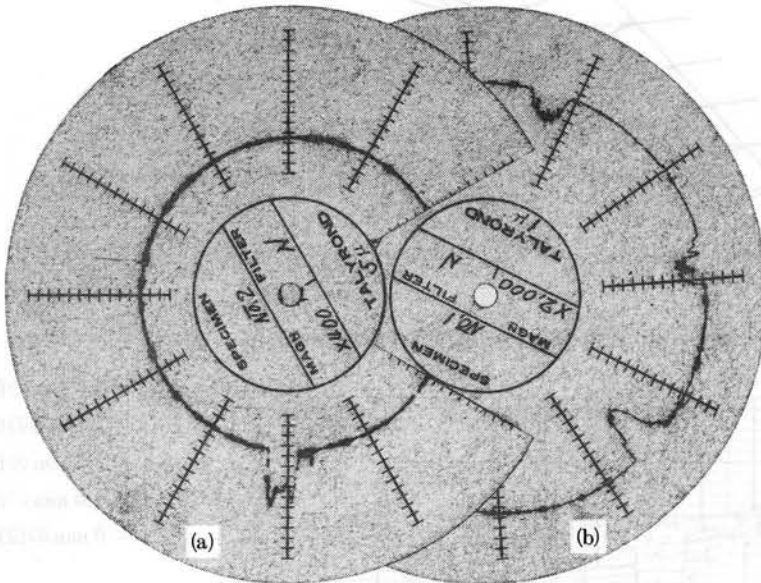
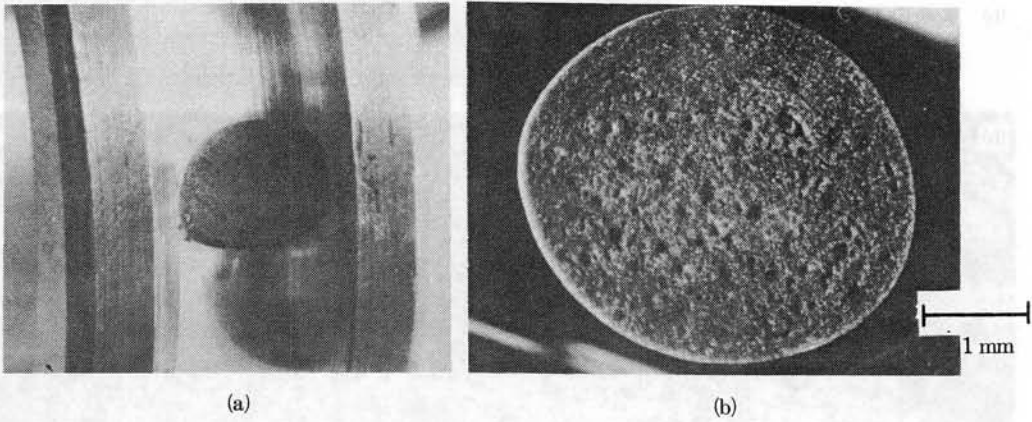


図 3.11 軌道面と玉の圧痕深さの和



- (a) 表面変質層付着のまま 400倍(1目5 μm)
- (b) #6000酸化クロームを用いたバフ研磨により変質層を除去したもの(3ヶ所) 2000倍(1目1 μm)

図 3.12 鑄の形状および寸法



- (a) 表面変質層付着のまま（ただし錆の直径は約5 mm）
 (b) #6000 酸化クロームを用いたバフ研磨により変質層を除去したもの ×15
 （ただし明瞭な写真を得るために錆を平面上に形成したもの）

図 3.13 錆の表面の外観および光学顕微鏡写真

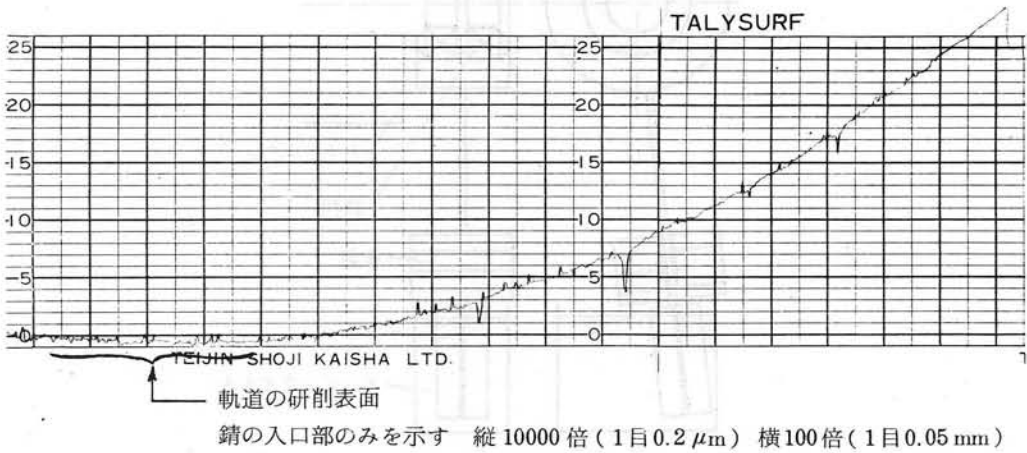


図 3.14 錆の拡大

- (a) 表面の形状
 縦 10000倍 (1目0.2 μ m)
 横 50倍 (1目0.1mm)
- (b) 表面の光学顕微鏡写真
 $\times 100$

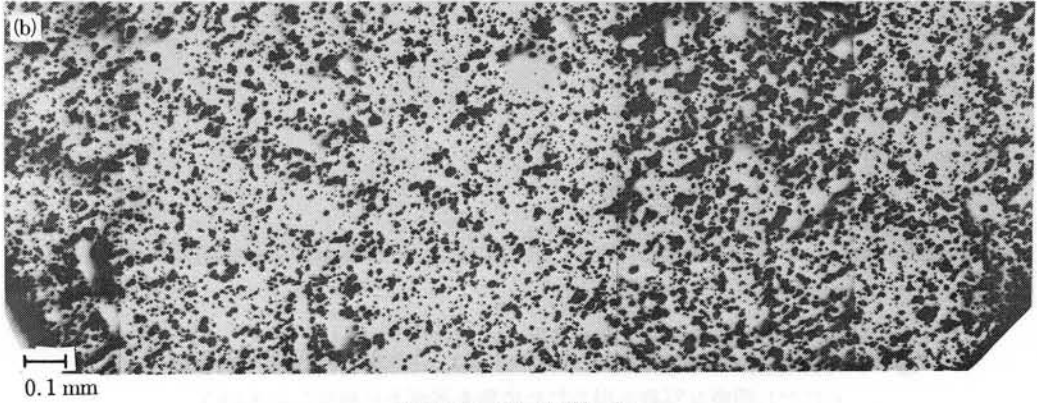
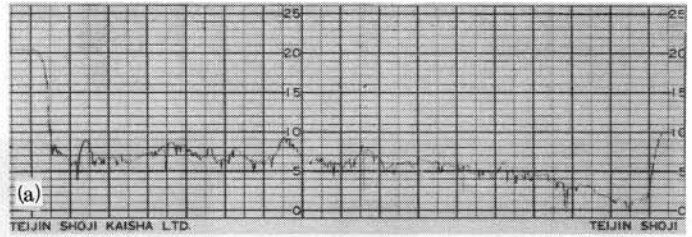


図 3.15 錆の拡大

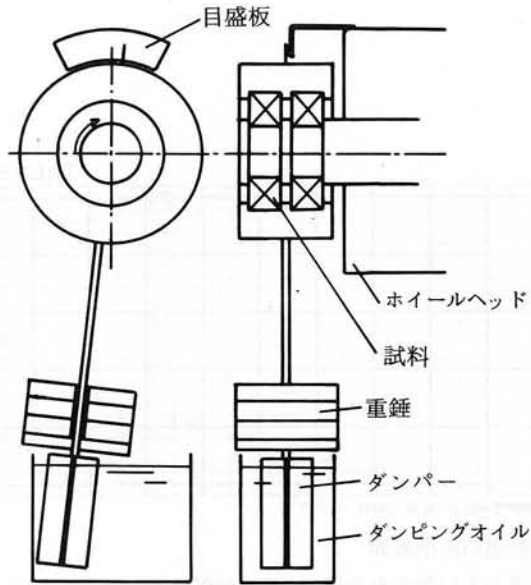


図 3.16 振り形摩擦モーメント試験機

試験した項目は摩擦モーメント、および寿命であって、摩擦モーメントは図 3.16 の振り形摩擦モーメント試験機で、ラジアル荷重 1.0 kgf、内輪回転数 1770 rpm、潤滑は試料を 10 秒程度燈油 1 号中に漬した後、試料をひと振りして油を振り切った状態で、始動 30 分後の外輪の円周方向の傾むきから測定した。寿命は図 2.3 の装置で、しめつけ荷重は 700 kgf、内輪回転数は 1770 rpm、潤滑はタービン油 3 号を 2.5 l/分 供給した。なお、板ばねの負荷点におけるたわみは 1.10 mm であった。

3.3.2 実験結果

摩擦モーメントの測定結果を表3.1に示す。

また、始めのロットについての内輪のみの寿命の測定結果を表3.2に、別のロットでの結果を図3.17に示す。なお、外輪、および玉にフレーキングを生じた

表3.1 摩擦モーメント測定結果 単位：grf・mm

| 試料 | 0.4C ₀ | 0.9C ₀ | 1.7C ₀ | 2.2C ₀ | 錆 | 同一ロットの普通品 |
|-----|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-----|-----------|
| 測定値 | 400 | 300 | 400 | 550 | 550 | 200 |
| | 400 | 400 | 450 | 400 | 550 | 200 |
| | 400 | 450 | 450 | 300 | 550 | 200 |
| | | | | | 400 | |
| | | | | | 200 | |
| 平均値 | 400 | 380 | 430 | 420 | 450 | 200 |

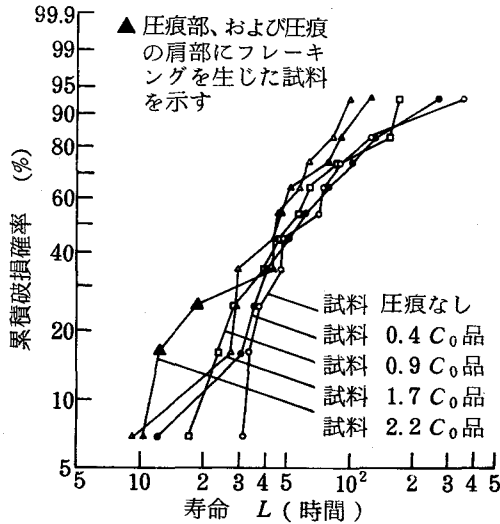


図3.17 試験結果

場合には予め用意した同一ロットの予備品をもって新しく実験を行なった。なお、表3.2、および図3.17にはフレーキングが圧痕部分、または錆部分に発生の有無を注記した。また、軸と内輪とのしめしろは8~11μmである。

表3.2 寿命試験結果 単位：時間

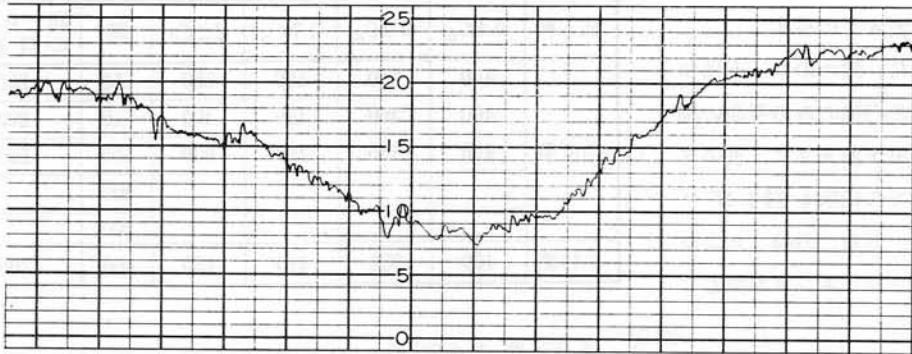
| 試料 | 0.4C ₀ | 0.9C ₀ | 1.7C ₀ | 2.2C ₀ | 錆 | 同一ロットの普通品 |
|-----|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------|-----------|
| 測定値 | 61.7 | 86.7 | 40.6 | <u>15.0</u> | <u>6.2</u> | 35.8 |
| | 61.8 | 42.4 | 13.8 | 60.7 | <u>4.7</u> | 82.0 |
| | 50.1 | 13.8 | 28.0 | 66.5 | <u>9.3</u> | 96.0 |
| | 53.6 | 25.3 | 56.3 | 24.7 | 88.8 | 99.8 |
| | 93.7 | 85.0 | 174.1 | 103.2 | <u>7.4</u> | 113.8 |
| 平均値 | 64.2 | 50.7 | 62.6 | 54.0 | 23.3 | 85.5 |

— はフレーキングが圧痕部、または錆部に発生したもの

摩擦モーメント、寿命とも錆品は極端に悪く、圧痕についてはその深さの浅い方が寿命が長いといえるようである。

運転後の圧痕、および錆部分の状況を図3.18から3.20までに示す。図3.18から明らかのように、長時間の運転によって、圧痕部分の表面は他の軌道面と全く同程度にあらさが大きくなり、圧痕部分であることが明瞭には識別し難くなる。このことは図3.19の圧痕部分のフレーキングの写真からも明らかである。また同図に見られるように、圧痕部分の底に生じたフレーキングの形態は他の部分に生ずるフレーキングと大差はない。

錆を起点として生じたフレーキングは図3.20に示すようにピット状で、フレーキングの入口の斜面は比較的急角度のようである。

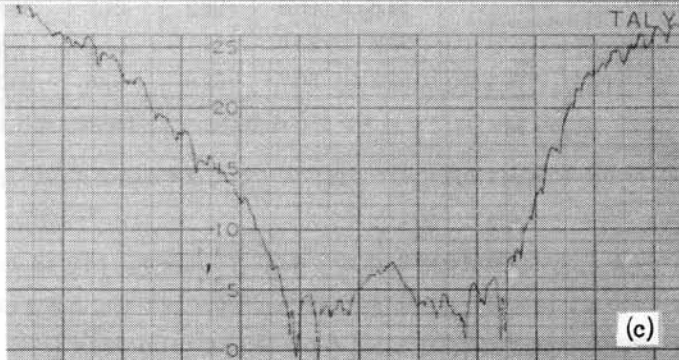
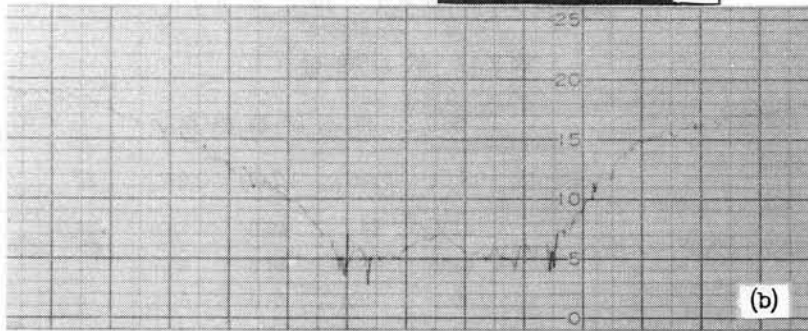
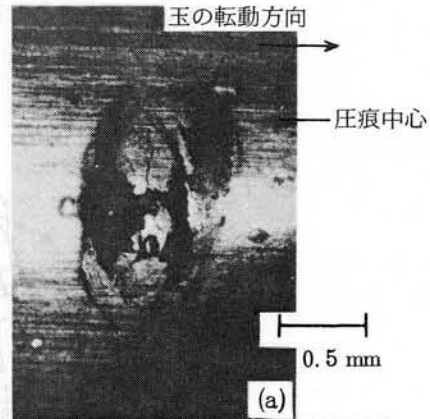


縦 5000 倍 (1 目 $0.4 \mu\text{m}$)
横 100 倍 (1 目 0.05 mm)

図 3.18 静止荷重 5000 kgf 負荷頂点位置の圧痕の 61 時間運転後の形状

- (a) 光学顕微鏡写真 $\times 30$
- (b) 縦 5000 倍 (1 目 $0.4 \mu\text{m}$)
横 100 倍 (1 目 0.05 mm)
- (c) 縦 10000 倍 (1 目 $0.2 \mu\text{m}$)
横 100 倍 (1 目 0.05 mm)

圧痕中心で表面が剝離せずに残っている部分での測定



静止荷重 5000 kgf 負荷頂点位置、19.2 時間運転後

図 3.19 圧痕の中心に生じたフレーキング

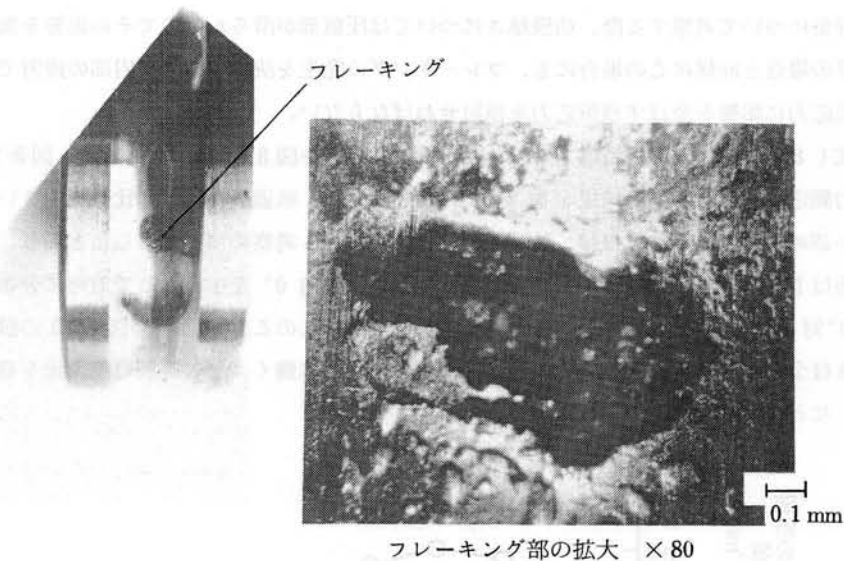


図 3.20 4.7時間運転後錆部に生じたフレーキング部の外観および光学顕微鏡写真

3.4 考 察

3.4.1 圧痕に関して

Palmgren は、かたさがHRC60以上の焼入れされた軸受鋼の玉を同上の軌道面におしつけたとき、その表面に生ずる永久変形の実験から、接触する2面の永久変形量、すなわち両者の圧痕の深さの総和を δ_{pl} として次式を与えた¹⁰⁾。

$$\delta_{pl} = 1.25 \times 10^{-5} \frac{Q^2}{D_a} (\rho_{1I} + \rho_{1II}) (\rho_{2I} + \rho_{2II}) \quad (3.8)$$

ここに、 Q は荷重、 D_a は玉径、 ρ は接触部の曲率、添字は1、2が物体、I、IIが主平面に関するものである。

ISO、およびJIS¹⁾では、実用上許容可能な最大の δ_{pl} を $\delta_{pl} = 0.0001 D_a$ として軸受の静定格荷重 C_0 が定義されており、玉軸受においては式(3.8)を基礎として、

$$C_0 = f_0 i Z D_a^2 \cos \alpha \quad (3.9)$$

で表わされる。ここに、 f_0 は定数、 i は列数、 Z は一列の玉数、 α は接触角である。軸受メーカーのカタログに掲載されている C_0 の値は、いずれもこの式で計算された値である。この式において f_0 に玉軸受の値1.25を代入すれば、実験した試料においては $C_0 = 2000 \text{ kgf}$ と求められる。この値は3.3.1実験方法の項で求めた C_0 の値より小さいが、Palmgrenの計算式は真実の C_0 の値より若干大きめの値を与えるとの報告もある¹¹⁾ので、上述の実験値は妥当な値と考えられる。

圧痕部の形状については、図3.5に見るとおり滑らかで、とくにその肩部に玉が乗り上げるような盛り上がりは認められない。従って、圧痕のある場合の摩擦モーメントの増加は図3.5で明らかのように、玉の半径より大きい曲率半径をもつ圧痕の底に落ち込んだ玉が、もとの平坦な軌道面に復帰するとき起る回転運動に対する抵抗が、その主要な原因であるといえることができる。

寿命について考察する際、油膜厚さについては圧痕部が滑らかなのでその影響を無視すれば、第2章の場合と同様にこの場合にも、フレーキングの発生を決定するのは内部の疲労であることから、内部応力に影響を及ぼす残留応力を検討せねばならない。

式(3.7)によって残留応力を求めた計算結果の例を図3.21に示す。なお、図3.22に示すX線応力測定装置による実測結果を図3.21に併記したが、軌道表面付近に比較的大きい圧縮の残留応力が認められるほかは、ほぼ、計算値に近い。また2.4考察の項で計算したとおり、運転中の荷重分布は図3.23のとおりである。この図で玉荷重は偏角 0° を中心として対称に分布するとともに 180° 対称にこの分布と同一の分布が存在している。このことは、以下図2.23の試験機を用いるときは全て同じである。従って、各圧痕部分の表面下に働く τ_{45} の範囲は軌道面を真円と見なすと、たとえば図3.24のとおりになる。

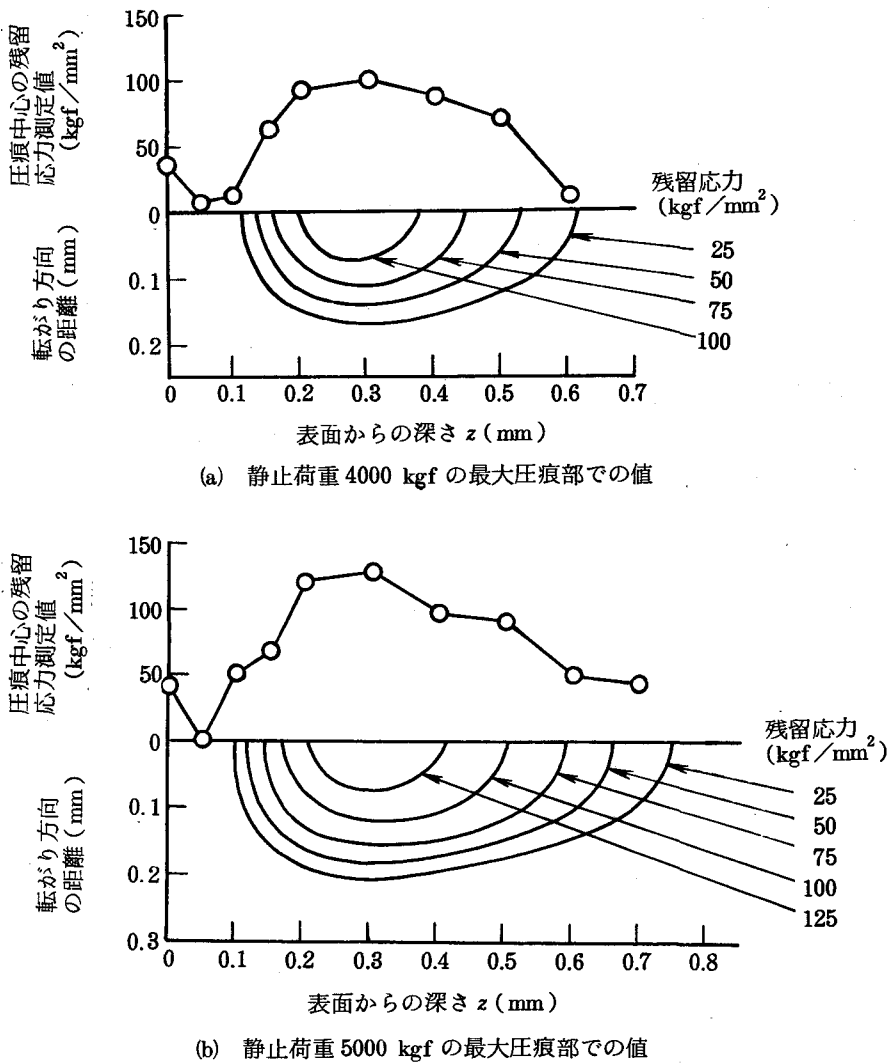


図3.21 静止荷重によって生じた圧痕部付近の残留応力

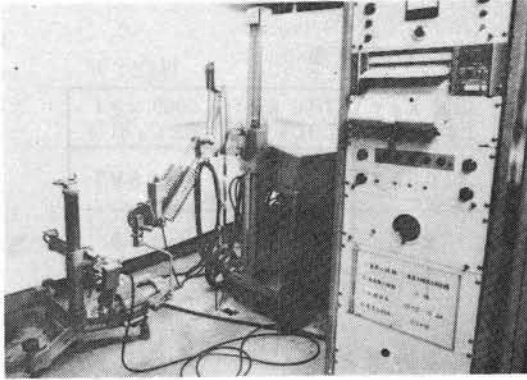


図 3.22 x線応力測定装置

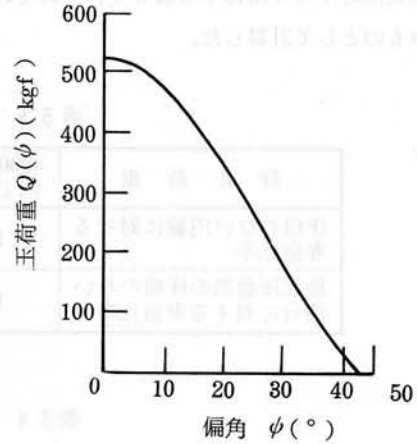
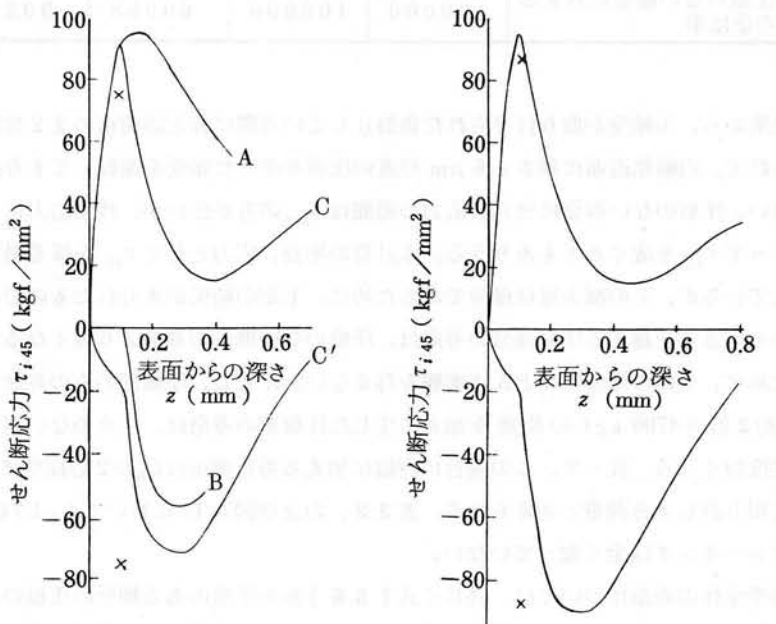


図 3.23 荷重分布



(a) 静止荷重 4000 kgf の最大圧痕
中心部で、運転時玉荷重 343 kgf

(b) 静止荷重 5000 kgf の最大圧痕
中心部で、運転時玉荷重 523 kgf

×印は τ_{xz} の最大値 τ_{xz0}

図 3.24 圧痕部を玉が通過するときの応力

ここで、図 3.24 の(a)において、曲線Aは残留応力の存在しないときのせん断応力、曲線Bは転がり方向の残留応力の 1/2、曲線C、C'は残留応力の存在するときのせん断応力で、このとき、せん断応力は玉の通過によって曲線C~C'間を変化することになる。なお、同図には τ_{xz0} の値、およびその位置も示してある。

以上により、各圧痕について求められたせん断応力とその深さから、3.2理論の項に述べた各式から、3.3実験の項の各条件における圧痕のある内輪の、圧痕のない内輪に対する寿命比率、同じく最大圧痕部の圧痕のない部分に対する寿命比率を表 3.3 に、圧痕のある玉軸受の、圧痕のない玉

軸受に対する寿命比率を表 3.4 にそれぞれ示す。ただし、圧痕部においても Hertz の式が成り立つものとして計算した。

表 3.3 内輪の寿命計算結果

単位：%

| 静 止 荷 重 | 4000 kgf 1.7C ₀ 相当 | 4300 kgf 1.9C ₀ 相当 | 4700 kgf 2.0C ₀ 相当 | 5000 kgf 2.2C ₀ 相当 |
|---------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 圧痕のない内輪に対する 寿命比率 | 100.00 | 100.00 | 99.98 | 99.97 |
| 最大圧痕部の圧痕のない 部分に対する寿命比率 | 99.7 | 98.5 | 94.2 | 89.9 |

表 3.4 軸受の寿命計算結果

単位：%

| 静 止 荷 重 | 4000 kgf 1.7C ₀ 相当 | 4300 kgf 1.9C ₀ 相当 | 4700 kgf 2.0C ₀ 相当 | 5000 kgf 2.2C ₀ 相当 |
|---------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 圧痕のない軸受に対する 寿命比率 | 100.000 | 100.000 | 99.983 | 99.975 |

計算の結果から、玉軸受が取り付けられた後静止している間に静定格荷重の 2.2 倍程度までの荷重を加えられて、内輪軌道面に深さ 4.6 μm 程度の圧痕を生じた軸受を運転しても寿命が短くなるとはいえない。圧痕のない場合にせん断応力の範囲は τ_{xz} の方が広いが、残留応力によって τ_{45} の範囲が広がって τ_{xz} を凌ぐこともありうる。本計算の場合、応力として τ_{45} を採る場合には当然寿命は減少しているが、その減少量は僅少であるために、上記の結果がえられたものである。

また、ある大きさを越える圧痕部分の寿命は、圧痕のない部分の寿命より短くなるが、その面積が小さいために、全体の寿命にはほとんど影響を与えない。ただし、圧痕部のみの寿命を考えた場合には C_0 の約 2 倍の 4700 kgf の荷重を加えて生じた圧痕部の寿命は、圧痕のない同じ長さの部分より 5 % 程度短くなる。従って、この場合に内輪に加える静止荷重は C_0 の 2 倍程度までが、寿命の面から見る限り許しうる荷重と考えられる。表 3.2、および図 3.17 においても、1.7 C_0 相当までは圧痕部にフレーキングは全く起っていない。

なお、軸受全体の寿命については、同じく式 (3.6) から圧痕のある軸受の圧痕のない軸受に対する寿命比率として表 3.4 のように計算されたが、この場合、圧痕のない軸受の寿命も内輪のみの場合よりも短くなること、外輪の圧痕に対する反応は内輪の場合より鈍感であることからこの結果が得られたものである。

いずれにしても、大きな応力集中の発生を考慮しない限り、 C_0 の 2 倍程度までは静止荷重を許容しうるものと考えられる。

一般に、運転荷重がこの値と異なっている場合、あるいは他の寸法の軸受についても同様に計算できるが、普通、運転荷重が低いときには圧痕の影響は若干大きく表われ、許容しうる圧痕の大きさ、すなわち許容される静止荷重は小さくなる。たとえば、6206 で、荷重分布を図 3.25 に示す純ラジアル荷重 350 kgf が働くときには、表 3.5 に示すとおり 3000 kgf で生じた圧痕部分の寿命が圧痕のない部分の寿命より約 10 % 短くなると計算される。

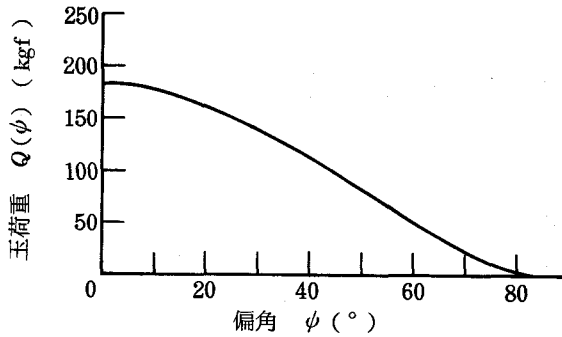


図 3.25 純ラジアル荷重 350 kgf が働くときの荷重分布

表 3.5 純ラジアル 350 kgf が働くときの寿命計算結果 単位：%

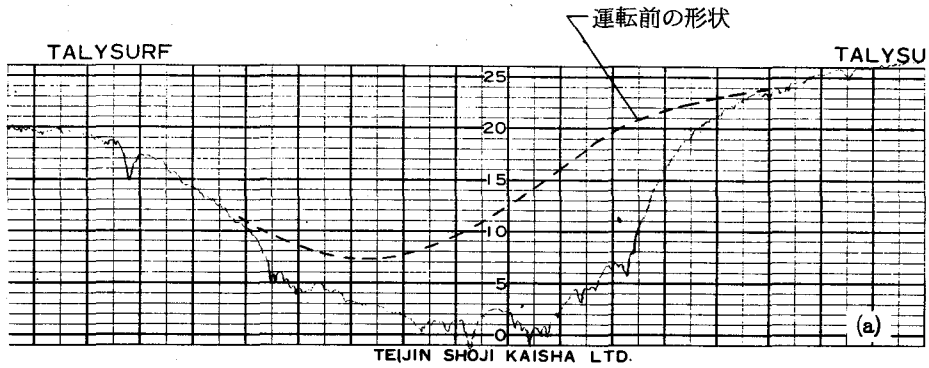
| 静 止 荷 重 | 3000 kgf 1.4C ₀ 相当 | 4000 kgf 1.7C ₀ 相当 | 4500 kgf 2.0C ₀ 相当 | 5000 kgf 2.2C ₀ 相当 |
|---------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 圧痕のない内輪に対する 寿命比率 | 100.00 | 99.88 | 99.66 | 99.39 |
| 最大圧痕部の圧痕のない 部分に対する寿命比率 | 88.0 | 49.3 | 32.0 | 19.4 |

なお、とくに表 3.2 で圧痕のない内輪の寿命の平均値が長いことは、前述のとおり 1.0 kgf の低荷重での摩擦モーメントが低いことから見ても、上述の残留応力の影響によるもののほかに別の要因が考えられるので、この点について若干考察する。

まず、摩擦モーメントの測定結果について言及した際にも若干触れたとおり、圧痕の肩部の応力の集中について、Chiu¹²⁾ は転がり接触面に微小な凹み (furrow) が存在するとき、その肩部分に生ずる圧力を求めているが、仮に玉の半径が圧痕の底の曲率半径より大きいとして、Chiu らの方法で計算すれば C₀ の約 2.2 倍の 5000 kgf の静止荷重を加えることによって生じた最大圧痕の肩部の圧力 p_{max} は圧痕部以外での圧力を p_0 、圧痕の肩部のスミの丸ミの半径を r 、圧痕の幅を c として、Chiu らの与える定数 $C_0 = \pi^2 p_0 r / E' c$ の値が約 1.6 ゆえ、約 1.7 p_0 と求められる。このとき式 (3.4) を用いて、2B の範囲の全てに亘って 1.7 p_0 の圧力が働くものとすれば、この幅 2B の部分の寿命は圧痕のない部分の寿命の 0.85 % に低下する。さらに、式 (3.3) において、肩部の長さを軌道面全円周長さの 1/100、すなわち 1.2 mm と仮定すれば、肩部に 1.7 p_0 の圧力を生ずるときの内輪の寿命は、このように急激な圧力の上昇がないときの寿命の 37.1% に減少することがわかる。

しかし、実験の結果から、玉軸受においてはころ軸受の場合と異なり、圧痕の肩部分のフレーキングは図 3.26 に示す 1 例のみであること、また本研究においては Chiu らの仮定と相違して玉はみぞの底に落ち込むので、負荷の変動状況は Chiu らの場合より緩やかなはずであり、結局ここでえられた結果は Chiu らの理論で説明することはできない。

なお、ころ軸受の場合には、圧痕が同時どころと軌道面との間の相対的な軸方向のすべりによるスメアリング¹⁰⁾をともなうことが多く、このスメアリングを起点としてフレーキングを生ずる場合が多い。円すいころ軸受 30206 (内径 30 mm、外径 62 mm、幅 16 mm) でスラスト静定格荷重以上の軸方向荷重を静止している試料に加えた後、寿命試験した結果では、試料のうちの 67% が圧痕の肩部分のスメアリングからフレーキングを生じた例がある。



TEJIN SHOJI KAISHA LTD.

静止荷重 5000 kgf の最大圧痕

- (a) 縦 5000 倍 (1 目 0.4 μm)
- 横 100 倍 (1 目 0.05 mm)
- (b) 縦 10000 倍 (1 目 0.2 μm)
- 横 100 倍 (1 目 0.05 mm)

表面が剝離せずに残っている部分での測定

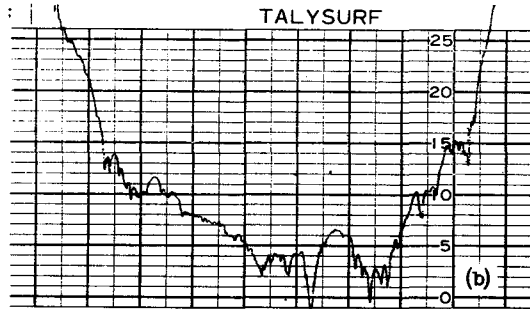


図 3.26 圧痕部の肩に生じたフレーキング 運転後 12.5 時間

次に、いくつかの玉が圧痕に落ち込むとき、他のいくつかの玉に起こる荷重の増加が考えられるが、ひとつの玉が圧痕に落ち込むときには、他の玉も同時に別の圧痕に落ち込むので、圧痕が荷重の増加に影響を及ぼすとすればその圧痕の大きさの差であると考えられる。

今、第 2 章の 2.2 理論を用いて、圧痕の深さが軌道面の円周方向で異なる場合の荷重分布の変化状況、および寿命の変化状況について検討する。

たとえば、静止荷重として、5000 kgf を負荷した場合について、内輪の基準点 (回転角 $\theta = \theta$ の点) に最大深さ 4.8 μm の最大圧痕があり、さらに玉のピッチ毎 ($\theta = \theta \pm 40^\circ$ 、 $\theta = \theta \pm 80^\circ$) に、たとえば $\theta = \theta \pm 40^\circ$ の場合に、最大深さ 1.9 μm の圧痕があるといった次第に小さくなる圧痕があり、実験値から、その幅が深さの 150 倍とし、圧痕の形状が余弦曲線で近似できるものとするれば、 ϕ_a を偏角として $\theta = \theta$ の圧痕の深さは $\phi_a - \theta = -2.16/2 \sim 2.16/2$ の範囲で $t_0 = 0.0048 \cos 83.41^\circ (\phi_a - \theta)$ 、 $\theta = \theta \pm 40^\circ$ の圧痕の深さは $\phi_a - (\theta \pm 40^\circ) = -0.86/2 \sim 0.86/2$ の範囲で $t_{\pm 40} = 0.0019 \cos 208.63^\circ \{ \phi_a - (\theta \pm 40^\circ) \}$ となる。なお、 $\theta = \theta \pm 80^\circ$ では圧痕の深さが 0.1 μm 以下となるので無視した。従って式 (2.6) から、負荷圏内の玉荷重 $Q(\phi_a)$ は $\phi_a = 0$ の変形を δ_m 、外輪軌道面、および内輪軌道面の式をそれぞれ $f(\phi_a)$ 、および $g(\phi_i)$ とすれば、

$$Q(\phi_a) = \left(\frac{D_a^{1/3}}{0.002} \right)^{3/2} \{ \delta_m - f(\phi_0) + f(0) + g(\phi_a - \theta) - g(-\theta) \}^{3/2}$$

で、 R を基準円半径、 b を外輪の変形後の短軸半径として、内輪の $\phi_a - \theta = -2.16/2 \sim 2.16/2$ の範囲では、次の式が成り立つ。

$$Q(\psi_a) = 34505.2 \left\{ R - b - 0.0055 + 0.959(R - b)(\cos 2\psi_a - 1) - 0.0048 \cos 83.41^\circ \right. \\ \left. \times (\psi_a - \theta) \right\}^{3/2}$$

なお、外輪の軌道面は、玉が圧痕に同時に落ちる限り、無負荷時に真円と見なせる。

次に、内輪の $\psi_a - (\theta \pm 40^\circ) = -0.86/2 \sim 0.86/2$ の範囲では次式となる。

$$Q(\psi_a) = 34505.2 \left\{ R - b - 0.0055 + 0.959(R - b)(\cos 2\psi_a - 1) \right. \\ \left. - 0.0019 \cos 208.63^\circ \left\{ \psi_a - (\theta \pm 40^\circ) \right\}^{3/2} \right.$$

その他の範囲では次式が成り立つ。

$$Q(\psi_a) = 34505.2 \left\{ R - b - 0.0055 + 0.959(R - b)(\cos 2\psi_a - 1) \right\}^{3/2}$$

そして、式(2.22)より次の式が成立する。

$$F_r = \frac{Z}{2\pi} \int_{\psi_0'}^{\psi_0} Q(\psi_a) \cos \psi_a d\psi_a = 700 - 13.441 EI(R - b) \frac{1}{R^3}$$

負荷圏の範囲は近似的に式(2.23)より

$$\psi_0 = -\psi_0' \approx \frac{1}{2} \cos^{-1} \left\{ 1.043 \frac{d}{2(R - b)} - 0.043 \right\}.$$

これより $\theta = \theta$ 、 $\theta = \theta \pm 40^\circ$ の各点、およびその他の範囲の玉荷重が図3.27のように求められ、

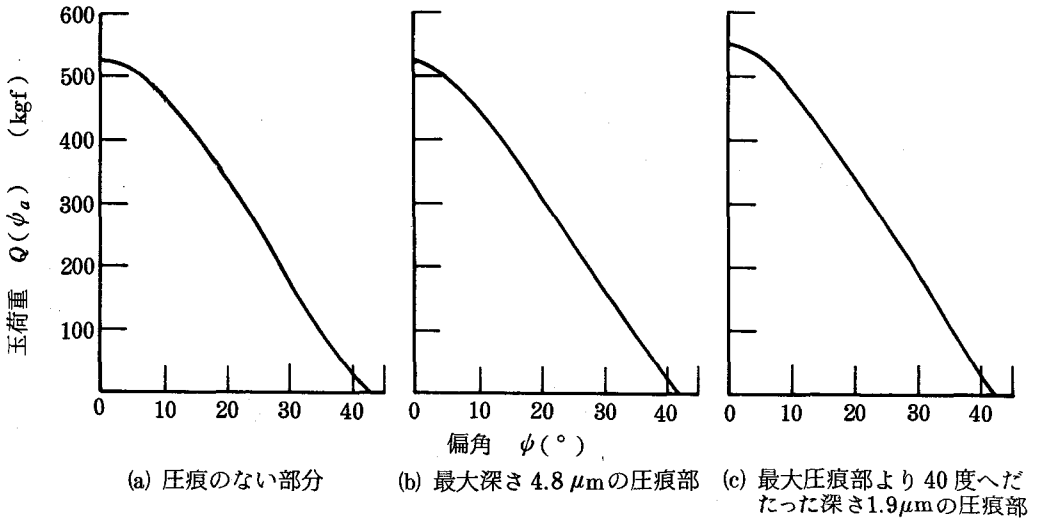


図3.27 圧痕のない部分および圧痕部分の荷重分布

この荷重分布から、式(2.15)を用いて圧痕のある場合の等価荷重 F_{rEiP} が求められる。ただし、ここでは圧痕のない場合との比較を考えて、圧痕のある場合の寿命を L_P として、

$$\frac{L_P}{L} = \left(\frac{F_{rEi}}{F_{rEiP}} \right)^3 = \frac{(2\pi)^{0.9} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \{Q(\psi_a)\}^3 d\psi_a \right]}{\left\{ \int_0^{2\pi} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \{Q_P(\psi_a)\}^3 d\psi_a \right]^{10/3} d\psi_i \right\}^{0.9}}$$

から

$$L_P = 1.000 L \text{ (小数点以下7桁目に数字8が出る)}$$

と計算され、圧痕の有無に無関係に、内輪寿命は全く同一であるといえる。ここに、 $Q_P(\psi_a)$ は図3.27の3種類の玉荷重から求められる。なお、 $Q_P(\psi_a)$ は圧痕幅全域に亘って圧痕の底に働く荷重が作用するものとした。

次に圧痕部分の寿命と同一幅をもつ圧痕のない部分の寿命との比率は、圧痕部分の寿命を L_p として、

$$\frac{L_p}{L} = \frac{(4B)^{0.9} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \{Q(\psi_a)\}^3 d\psi_a \right]}{\left\{ \int_0^{2\beta} \left[\int_{\psi'_0}^{\psi_0} \{Q_p(\psi_a)\}^3 d\psi_a \right]^{10/9} d\psi_i \right\}^{0.9}} .$$

ここに、 $Q_p(\psi_a)$ は圧痕幅全幅に作用するものとした。これよりこの場合、深さ t_0 の圧痕部では

$$L_p = 1.0020 L \text{ (すなわち増加)}$$

深さ $t_{\pm 40}$ の圧痕部では

$$L_p = 0.9990 L \text{ (すなわち減少)}$$

と求められる。

以上の方式で計算する限りでは、静止荷重が 5000 kgf の場合でも、最大圧痕とその次の大きさの圧痕が寿命に影響を及ぼすとはいえないようである。

いずれにしても、圧痕深さの最大値が $0.12 \mu\text{m}$ という圧痕の浅い $0.4 C_0$ 品でも表3.2のとおり圧痕部以外で寿命が短くなっている事実は、上述より別の妥当な説明は見つけ難く、強いていえば、低荷重における摩擦モーメントの実測値からの推測にとどまるが、圧痕の存在によって全体の軸受の運転に円滑さが失われて、すべりによる接線力や油膜厚さの変動などが寿命に影響したと解釈される。

3.4.2 錆に関して

表面から盛り上がっている錆については、圧力の集中が考えられ、上述のChiuらの考え方から検討できるが、この盛り上がりは比較的容易に剝離するので問題にするには当たらないと考えられる。剝離した後に表面に表われる凹みの形状は、図3.15に示すように深さ $3 \sim 5 \mu\text{m}$ の不規則な形状とあらさ $1 \mu\text{m Rmax}$ 程度の比較的あらい表面をもち、しかも底面に微小なピットを数多く生じているので寿命の面から見てきわめて危険な状態である。従って表3.2の結果をえたのは当然であって、内1個のみ寿命が長いのは錆の進展が遅かったもので、短時間の運転によって消失し去って、運転後にその存在位置を確認できなかったものである。

錆というものは、本来その種類は千差万別であるが、硝酸のような強度の酸性のフン囲気中で軸受が実用されるということはほとんどなく、従って本実験の意義はそれ程重要なものとはいえないが、ごく一般的な条件において発生する錆、たとえば水分の浸入や、露点に達して軸受周りの空気中の水分が凝縮する場合に生ずる錆も、表面の酸化鉄は比較的剝離し易く、剝離した後の面はあれて細孔状になる¹³⁾ので機械的な面からは十分に意味のある実験と考えられ、一般的に錆は寿命の面からもきわめて危険な存在であるということが出来る。

3.5 結 論

静止している玉軸受に大きな荷重を負荷して、軌道面に圧痕を生じた場合の玉軸受の寿命について、残留応力の面などから検討を加え実験値と比較した結果、および軌道面に錆のある場合の寿命について実験した結果、圧痕については、寿命の面のみの立場から言えば、比較的大きな静止荷重まで許すことができること、腐食による錆はきわめて危険な存在であることが明らかになった。

3.5.1 圧痕について

- (1) 実際の静定格荷重 C_0 の2倍弱までの荷重を負荷することによって生ずる圧痕を持つ玉軸受を使用しても軸受寿命は短くならず、フレーキングも圧痕部分から発生することはまれである。圧痕部分の寿命が圧痕のない部分の寿命より短くなることを明らかにしたが、圧痕の幅が狭いため、軸受全体の寿命にはほとんど影響を与えない。
- (2) 運転荷重が低いときには、圧痕の寿命に及ぼす影響は比較的大きくなり、許しうる静止荷重は小さくなる。
- (3) 大きな静止荷重によって軌道面の内部に生ずる残留応力は、寿命向上の面で有利に働くとはいえず、また、軸受寿命を決定する際には、転がり方向に平行なせん断応力のみでなく、残留応力によってその値が変化する表面に対して 45° 方向に働くせん断応力も、併せて考慮されねばならない。

なお、この場合について寿命の計算方法を検討し、これを明確にした。

- (4) 静止荷重が大きい場合にも、それが転がり寿命に大きな影響を及ぼさないといえるが、軸受の摩擦モーメントなどについては明らかに悪化が見られ、軌道面と玉との間の接線力の変動などを通じて、圧痕が寿命を低下させることが考えられる。

3.5.2 錆について

- (1) 腐食による錆を軌道面に生じた軸受の寿命は著しく短くなる。そしてフレーキングを生ずるのは必ずこの部分である。
- (2) 錆の表面の盛り上がり面、および錆が脱落后の凹み面のあらさは大きく、これが早期フレーキングの原因と考えられる。

文 献

- 1) ISO/DIS 76, (1977).
JIS B 1519 - 1965.
- 2) H. Stellrecht: Die Belastbarkeit der Wälzlager, Springer, Berlin, (1928).
- 3) G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, Nr. 196, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1947) 12.
- 4) T.A. Harris: Rolling Bearing Analysis, J. Wiley, New York, (1966) 346.
- 5) たとえば 曾田範宗: 軸受, 岩波書店, 東京, (1964).
- 6) D. Tabor: The Hardness of Metals, Oxford Univ., Oxford, (1951) 105.
- 7) J.E. Merwin, K. L. Johnson: IME, 177, (1963) 676.
- 8) 喜熈斗政夫: 機械の研究, 23, 4, (1971) 640.
- 9) 室博, 徳田昌敏: 潤滑, 21, 9, (1976) 621.
- 10) A. Palmgren: Ball and Roller Bearing Engineering, Burbank, Philadelphia, (1945) 50.
- 11) 小野繁, 長岡一三: 日本機械学会札幌大会前刷, 第1部, (1955) 71.
- 12) Y. P. Chiu, J. Y. Liu: ASME, F, 92, 2, (1970) 258.
- 13) たとえば 日本防錆技術協会: 防錆技術便覧, 日刊工業新聞社, 東京, (1958).

第4章 玉軸受の軸箱の寸法および形状が軸受の寿命に及ぼす影響

4.1 緒言

第2章において、軸受の取り付けられる軸、および軸箱の精度が十分なものでないとき、玉軸受の寿命が短くなることを確かめることができた。

一方、径方向に限って考えた場合に、軸については、中空軸でない限り軸受の内径寸法でその剛性が決まってしまうが、軸箱については、その周囲の寸法さえ許されるならば、その剛性を無限に向上させることができるので、その結果、装置全体の軽量化、小形化に対して程遠い設計が行なわれる例が多い。

また、軸受の荷重分布は負荷点に最大荷重を生じ、この点から遠去かるに従って荷重は小さくなる。そして、当然の結果として軸箱に発生する応力も軸箱の負荷点で大きくなるが、たとえば軸受が軸箱に接触している位置や、面積を変えることによって、軸受の荷重分布も変り、その寿命も変化することが考えられる。

必要にして十分な、そして、さらにより適切な軸箱の寸法、形状を検討することは軸受を使用する上で必要なことであり、従来、Harrisの著書¹⁾に代表されるように、類似のいくつかの研究が行なわれているが、積極的に軸受の寿命を改善するような軸箱の寸法、形状について検討されたものは見当たらない。

ここでは、軸受の寿命の面から見て、いかなる寸法、形状の軸箱が適切であるかについて研究した結果を述べる。

4.2 予備実験

比較的大きな荷重を種々な寸法、形状の軸箱を介して玉軸受に与えたときの軸受の荷重分布、および寿命について検討した。

大荷重を選んだのは、軸箱の影響が比較的大きく表われることを期待したことと、軸受の荷重分布を実際に知るためにはかなり複雑な装置が必要であるが、大荷重を加えるときに必然的に発生する軌道面の圧痕を利用すれば、第3章において示したごとく、圧痕の大きさなどについて若干の知見も有り、解析が容易であると考えられたためである。

軸受の荷重分布がわかれば、第2章以来述べたとおり寿命が計算できるので、長期間を要する軸受の寿命試験に代えて短期間に簡単に寿命を探ることができる。

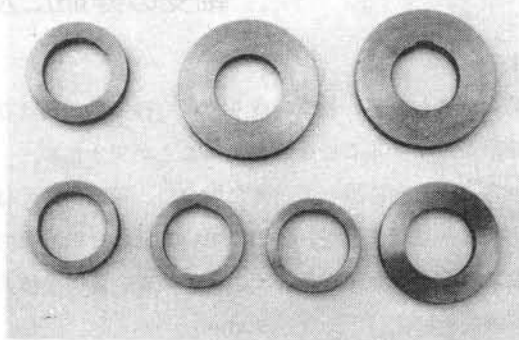
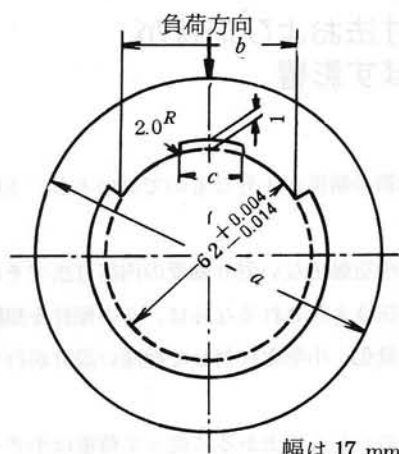
4.2.1 実験方法

JIS 0級合格の6206を用いた。ラジアルすきまは、20～25 μmである。

軸箱の寸法、形状を図4.1、および表4.1に示す。ただし、表4.1において、各接触幅 b 、ぬすみ幅 c について、軸箱外径 a は84、94、108、および128 mmを取り上げ、合計40個の軸箱について実験した。なお、軸箱材質はS25Cで、かたさはHrB 88から91である。

表4.1 軸箱形状 単位：mm

| | | | | | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 接触幅 b | 10 | 25 | 45 | 62 | 40 | | | 62 | | |
| みぞ幅 c | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 10 | 15 | 5 | 10 | 15 |



(代表的なもの)

図 4.1 軸箱の寸法および形状

玉軸受を各軸箱に取り付け、ひとつの玉が最上部に位置するような状態に置き、軸を支持し、軸箱の上部より 3000、および 4000 kgf の荷重を 3 分間加えた。この場合軸箱の最頂点にアムスラー形圧縮試験機のラムの平らな底面を当てた。その後軸受を分解して軌道面に生じた圧痕の深さをタリロンド円形状測定機で測定し、別に求めて置いた玉 1 個当たりの荷重と圧痕深さとの関係図 4.2 を用いて、圧痕深さを荷重に変換した。図 4.2 は試料と同一ロットの軸受に玉 3 個を等角度に配置し、最上部に玉が位置するような状態で負荷し、軌道面の最上部に生じた圧痕深さを測定したものである。軸箱としては外径 170 mm、幅 25 mm の円形のものを用いた。

なお、実験後試料、軸箱の寸法を再度測定して、軸箱の最頂部を除いて実験前の精度を保持していることを確認した。従って、軸受の軌道輪、および軸箱は実験中弾性変形をしたことがわかる。

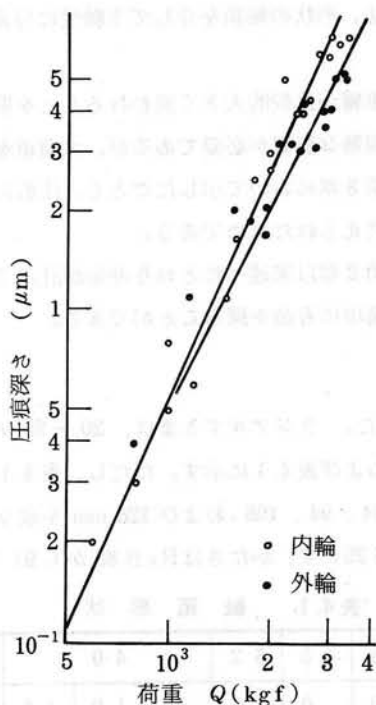


図 4.2 玉 1 個のときの圧痕深さ

4.2.2. 実験結果および考察

各軸箱、各荷重における偏角 ψ の玉荷重を求め、この内・外輪の平均値をその軸箱、および荷重における玉荷重 $Q'(\psi)$ とした。

この実験の場合、接触面が弾性変形するとしたときの玉荷重 $Q(\psi)$ とラジアル荷重 F_r との間に次の関係があるとする。

$$Q(\psi) = K_0 K(\psi) F_r \quad (4.1)$$

ここに K_0 、 $K(\psi)$ はそれぞれ軸箱の寸法、形状による係数、および偏角による係数とする。ただし、この $Q(\psi)$ は、実際の実験によってえられた塑性変形をともなう場合の値 $Q'(\psi)$ を変換したものである。この変換には次の方法を用いた。すなわち、理論的に各荷重分布からえられる弾性式が成り立つ場合の荷重を $Q_R(\psi)$ 、塑性変形をともなう場合の荷重を $Q'_R(\psi)$ として、次の式が成り立つものとする。

$$Q(\psi) = Q'(\psi) \frac{Q_R(\psi)}{Q'_R(\psi)} \quad (4.2)$$

理論的に各荷重分布より求められる玉荷重は、

$$\frac{Q(\psi)}{Q_{max}} = (\cos \psi)^t, \quad F_r = \frac{Z Q_{max}}{2\pi} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \{ Q(\psi) / Q_{max} \} \cos \psi \, d\psi$$

より²⁾、

$$\begin{aligned} Q_R(\psi) &= Q_{Rmax} \cos^{3/2} \psi \\ &= \frac{F_r}{0.2288 Z} \cos^{3/2} \psi \\ &= \frac{4.37}{Z} F_r \cos^{3/2} \psi \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} Q'_R(\psi) &= Q'_{Rmax} \cos^{10/9} \psi \\ &= \frac{F_r}{Z} \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left\{ \frac{Q'_R(\psi)}{Q'_{Rmax}} \right\} \cos \psi \, d\psi \right]^{-1} \cos^{10/9} \psi \\ &= \frac{F_r}{Z} \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (\cos \psi)^{10/9+1} \, d\psi \right]^{-1} \cos^{10/9} \psi \\ &= \frac{4.11}{Z} F_r \cos^{10/9} \psi \quad . \end{aligned} \quad (4.4)$$

ここに、負荷率²⁾は軌道面の半周が負荷されるとして0.5にとり、 t は弾性変形に際してはHertzの理論より $3/2$ ²⁾、塑性変形をともなうときは $10/9$ ³⁾をとった。弾性変形の場合 $(1/2) \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \{ Q_R(\psi) / Q_{Rmax} \} \cos \psi \, d\psi$ はSjövall⁴⁾の与えるラジアル積分 J_r に等しい。 Q_{max} は最大玉荷重、 Z は玉数である。

一方、等価荷重は、内輪について F_{rEi} とすれば、 J_1 を平均玉荷重を求める積分²⁾、 Q_{ci} を平均玉荷重として、内輪は真円であるゆえに、内輪上の各点が1回転中に受ける荷重の合計は皆等しいから、式(2.13)より次式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 Q_{ci} &= \left[\frac{1}{(2\pi)^{10/9+1}} \int_0^{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\}^{10/9} d\psi \right]^{3/10} \\
 &= \left[\frac{1}{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\} \right]^{1/3}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

また、式(2.14)より次の式が求まる。

$$\begin{aligned}
 F_{rEi} &= \frac{J_r}{J_1} Z Q_{ci} = 0.407 Z \left[\frac{1}{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\} \right]^{1/3} \\
 &= 0.221 Z \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\}^{1/3}
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

外輪について F_{rEa} は、 J_2 を平均玉荷重を求める積分²⁾、 Q_{ca} を平均玉荷重として、外輪の1点が内輪1回転中に受ける荷重は一定であるから、式(2.17)より

$$\begin{aligned}
 Q_{ca} &= \left[\frac{1}{(2\pi)^{10/9+1}} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left\{ \int_0^{2\pi} Q(\psi)^3 d\psi \right\}^{10/9} d\psi \right]^{3/10} \\
 &= \left[\frac{1}{2\pi} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^{10/3} d\psi \right\} \right]^{3/10}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

で、内輪同様に次式となる。

$$F_{rEa} = \frac{J_r}{J_2} Z Q_{ca} = 0.224 Z \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^{10/3} d\psi \right\}^{3/10} \tag{4.8}$$

式(4.6)、および(4.8)を同一値として、

$$\begin{aligned}
 F_{rEi} &= F_{rEa} = F'_{rE} \\
 &= 0.22 Z \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\}^{1/3}
 \end{aligned}$$

と置けば、軸受全体の等価荷重を F_{rE} とし、軸受の基本動定格荷重を C 、内・外輪の基本動定格荷重をそれぞれ C_i 、および C_a とすれば、式(2.19)より次の式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 \frac{F_{rE}}{C} &= \left\{ \left(\frac{F_{rEi}}{C_i} \right)^{10/3} + \left(\frac{F_{rEa}}{C_a} \right)^{10/3} \right\}^{3/10} \\
 &= F'_{rE} (C_i^{-10/3} + C_a^{-10/3})^{3/10}
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

よって、 $C^{-10/3} = C_i^{-10/3} + C_a^{-10/3}$ ²⁾より次の式が成り立つ。

$$F_{rE} = F'_{rE} = 0.22 Z \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} Q(\psi)^3 d\psi \right\}^{1/3} \tag{4.10}$$

式(4.1)を入れて

$$F_{rE} = 0.22 Z F_r \left[\frac{2\pi}{Z} \sum \{ K_0 K(\psi) \}^3 \right]^{1/3} . \tag{4.11}$$

一方、正常な場合の内・外輪の等価荷重 F_{rEiR} 、 F_{rEoR} は次式である。

$$F_{rEiR} = F_{rEoR} = F_r \quad (4.12)$$

式(4.11)と(4.12)の比を A と置けば次の式が成り立つ。

$$A = 0.22 Z \left[\frac{2\pi}{Z} \sum \{ K_0 K(\psi) \}^3 \right]^{1/3} \quad (4.13)$$

この A なる値は負荷条件による係数であって、各軸箱を使用するときの正常なときに対する寿命係数となる。この A を仮に軸箱係数と名付けて、これを実験的に求める。

各軸箱、各荷重における各玉荷重 $Q'(\psi)$ 、係数 $K_0 K(\psi)$ 、および A を求めた結果を表4.2に、負荷試験状況を図4.3に、圧痕の発生状況の数例を図4.4にそれぞれ示す。ここに a 、 b 、および c は軸箱の各寸法、 F_r は静止荷重である。図4.4からも明らかのように、軸箱の負荷点にぬすみがあるときには荷重分布は比較的均一になる。表4.2の結果から厚い軸箱においても、 A は1になっていない。この理由としてまず、本来、上述の各式がいずれも負荷時に内・外輪が平行移動するとして求められた式であって、この場合のように軸箱、および外輪が負荷を受けて変形しているのに、これを考慮しなかったことが考えられる。また、軸受にすきまがあるのにすきまがない、すなわち負荷率0.5として計算したことも要因のひとつであるが、これらが原因ならば実験の荷重分布が狭く、鋭くなるはずで、得られた結果に一致していない、従って、ここでは相対的な面から検討をするにとどめる。

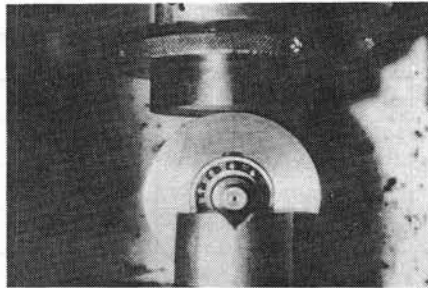


図4.3 アムスラー形圧縮試験機による負荷試験状況

今、最も厚い軸箱で接触幅が全周の $a = 128 \text{ mm}$ 、 $b = 62 \text{ mm}$ 、 $c = 0 \text{ mm}$ 、の A を1と仮定して表4.2の各 A 値を比例換算すれば表4.3のとおりである。

以上の結果より次のことがわかる。

- (1) 軸箱の厚さ、形状によって等価荷重が変わる。従って、寿命も著しく変化することが推測される。
- (2) 軸箱が厚い程、軸受との接触幅が広い程、寿命は長くなる。逆に軸箱が薄く中央部分のみで接するときには寿命は短くなる。実験した範囲では、等価荷重が正常なときの約2倍に増加する場合があった。このとき寿命は約1/8に減少することになる。
- (3) 軸箱の最大負荷点にぬすみがある場合、軸箱の厚さが薄いときには荷重分布が均一になるので寿命の面で有利である。

ただし、本実験では軸箱、および軸受軌道輪はともに弾性変形の範囲内の変形であるが、負荷荷重は普通の使用条件より著しく大きい場合であり、結果としてまた、異常に緩やかな荷重分布がえられたので、さらに正確な寿命に対する検討が必要であると判断した。

表 4.2 実験結果および A 値

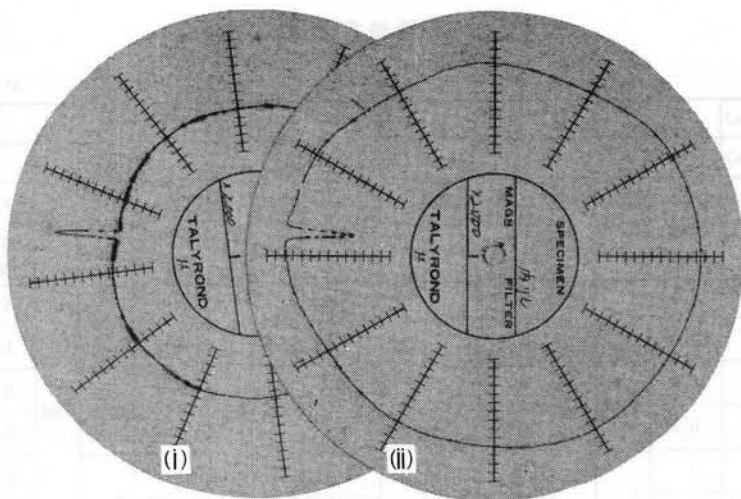
M: 平均値を示す

| a (mm) | b (mm) | | 1 0 | | | | 2 5 | | | | 4 5 | | | | 6 2 | | | | 4 0 | | | | |
|-----------|---------------|---------------------------------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | c (mm) | | 0 | | | | 0 | | | | 0 | | | | 0 | | | | 5 | | | | |
| | ψ (°) | F_r $\times 10^3$ (kgf) | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | | | | | | |
| 84 | 0 | 3 | 2.4 | 0.92 | 1.61 | 2.2 | 0.79 | 1.39 | 2.8 | 0.93 | 1.66 | 2.0 | 0.72 | 1.27 | 1.5 | 0.56 | 1.01 | | | | | | |
| | | 4 | 3.5 3.6 | | | 3.0 | | | 3.3 | | | 2.7 | | | 2.2 | | | | | | | | |
| | 40 | 3 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 1.3 | 0.27 | | 0.4 | 0.15 | | 0.6 | 0.18 | | | | | | | |
| | | 4 | 0 0 | | | 0 | | | 0.5 | | | 0.7 | | | 0.7 | | | | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | | | | | | | |
| | | 4 | 0 0 | | | 0 | | | 0 | | | 0 | | | 0 | | | | | | | | |
| | 94 | 0 | 3 | 2.9 | | 0.98 | 1.72 | | 2.2 | 0.73 | | 1.28 | 1.5 | | 0.54 | 1.01 | | 1.2 | 0.53 | 0.99 | 1.2 | 0.44 | 0.83 |
| | | | 4 | 3.5 | | | | | 2.9 | | | | 2.1 | | | | | 2.4 | | | 1.7 | | |
| 40 | | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | | 0.9 | 0.25 | 0.8 | 0.24 | | 0.7 | 0.22 | | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 0.9 | | 0.9 | | | 0.9 | | | | | | | | | | |
| 80 | | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | | 0 | 0 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 0 | | 0 | | | 0 | | | | | | | | | | |
| 108 | | 0 | 3 | 2.5 | 0.96 | 1.69 | | 2.1 2.4 | 0.80 | 1.40 | 1.0 | | 0.40 | 0.83 | 0.9 | | 0.37 | 0.76 | 1.0 | | 0.39 | 0.77 | |
| | | | 4 | 3.9 | | | | 3.1 | | | 1.7 | | | | 1.6 | | | | 1.6 | | | | |
| | 40 | 3 | 0 | 0 | 0 | | 0.03 | 0.9 | 0.27 | | 0.7 | 0.25 | 0.8 | | 0.23 | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 2.9 | | | 1.2 | | 0.9 | | | | | | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0 | 0 | | 0 | 0 | 0 | | 0.4 | 0.08 | 0 | | 0 | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 0 | | | 0.8 | | 0 | | | | | | | | | | |
| | 128 | 0 | 2 | — | 0.87 | | 1.53 | — | 0.76 | | 1.33 | — | 0.35 | | 0.79 | 1.0 | 0.44 | | 0.87 | — | 0.35 | | 0.81 |
| | | | 3 | 2.4 | | | | 1.9 | | | | — | | | | 0.7 | | | | 1.0 | | | |
| 4 | | | 3.4 | 2.8 | | 1.3 | | 1.3 | | 1.3 | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | — | — | | — | | 2.7 | | — | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | | 2 | — | 0 | — | 0 | | — | 0.29 | — | | 0.07 | 0.4 | 0.26 | | — | 0.06 | — | | 0.30 | | | |
| | | 3 | 0 | | 0 | | | — | | 0.8 | | | 1.1 | | | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 1.2 | | 1.1 1.4 | | | 1.0 | | | | | | | | | | |
| | | 5 | — | | — | | | — | | 1.5 | | | — | | | | | | | | | | |
| 80 | | 2 | — | 0 | — | 0 | | — | 0.07 | — | | 0.07 | 0 | 0.06 | | — | 0.06 | — | | 0 | | | |
| | | 3 | 0 | | 0 | | | — | | 0.9 | | | 0 | | | | | | | | | | |
| | | 4 | 0 | | 0 | | | 0.5 | | 0.9 0 | | | 0 | | | | | | | | | | |
| | | 5 | — | | — | | | — | | 0 | | | — | | | | | | | | | | |

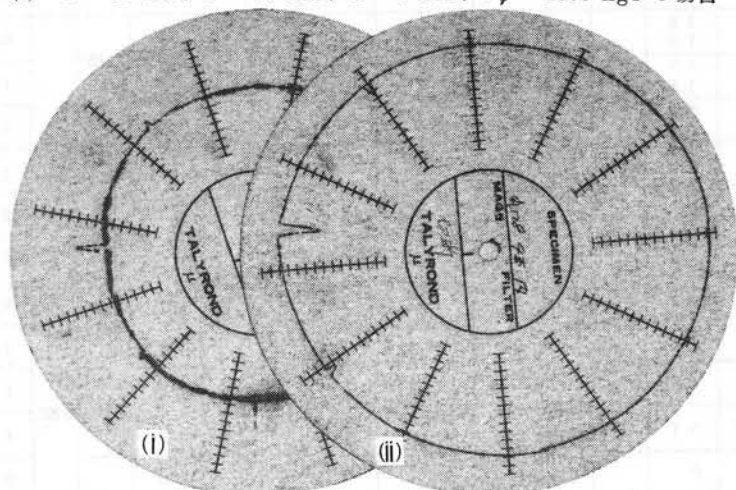
表 4.2 実験結果および A 値

M: 平均値を示す

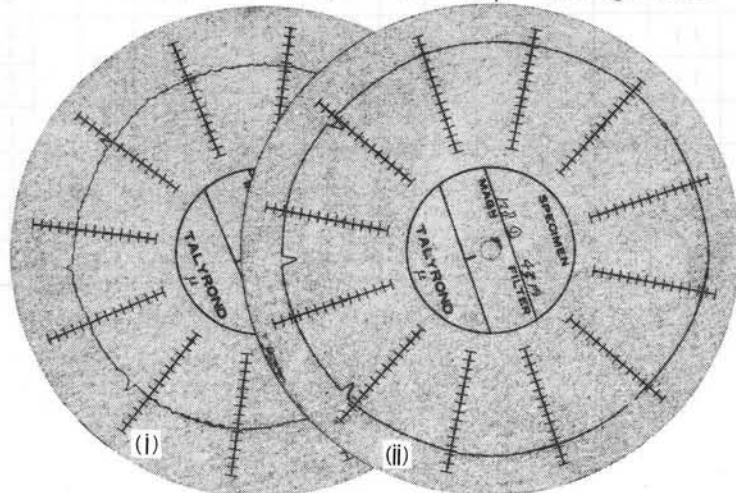
| a (mm) | b (mm) | | 40 | | | | | | 62 | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|---------------|---------------------------------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|--------------------------------------|-------------------|------|-----|------|-----|------|------|------|
| | c (mm) | | 10 | | | 15 | | | 5 | | | 10 | | | 15 | | | | | | | | |
| | ϕ (°) | F_r $\times 10^3$ (kgf) | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | $Q'(\psi)$ $\times 10^3$ (kgf) | $K_0K(\psi)$ M | A | | | | | | |
| 84 | 0 | 3 | 1.3 | 0.49 | 0.89 | 1.3 | 0.46 | 0.84 | 1.0 | 0.44 | 0.81 | 1.4 | 0.51 | 0.93 | 1.1 | 0.42 | 0.81 | | | | | | |
| | | 4 | 1.9 | | | 1.7 | | | 1.9 | | | 2.0 | | | 1.8 | | | | | | | | |
| | 40 | 3 | 0.6 | 0.18 | | 0.6 | 0.18 | | 0.6 | 0.18 | | 0.6 | 0.18 | | 0.6 | 0.19 | | 0.6 | 0.19 | 0.8 | 0.23 | 0.81 | |
| | | 4 | 0.7 | | | 0.7 | | | 0.7 | | | 0.8 | | | 0.8 | | | | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0.01 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | 0 | 0 | | 0.81 |
| | | 4 | 0 | | | 0 | | | 0.2 | | | 0 | | | 0 | | | 0 | | | | | |
| 94 | 0 | 3 | 1.3 | 0.45 | 0.88 | 1.1 | 0.30 | 0.68 | 1.3 | 0.47 | 0.87 | 1.2 | 0.45 | 0.85 | 0.9 | 0.33 | 0.82 | | | | | | |
| | | 4 | 1.7 | | | 0.8 | | | 1.8 | | | 1.8 | | | 1.3 | | | | | | | | |
| | 40 | 3 | 0.8 | 0.25 | | 0.8 | 0.25 | | 0.6 | 0.21 | | 0.6 | 0.21 | | 0.6 | 0.22 | | 0.7 | 0.22 | 1.0 | 0.32 | 0.82 | |
| | | 4 | 1.0 | | | 1.0 | | | 1.0 | | | 0.9 | | | 1.3 | | | | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0.01 | | 0 | 0 | | 0 | 0.07 | | 0.3 | 0.07 | | 0 | 0 | | 0 | 0 | 0 | 0 | | 0.82 |
| | | 4 | 0 | | | 0 | | | 0.6 | | | 0 | | | 0 | | | | | | | | |
| 108 | 0 | 3 | 1.1 | 0.39 | 0.82 | 1.1 | 0.37 | 0.80 | 1.0 | 0.34 | 0.77 | 1.0 | 0.36 | 0.82 | 0.7 | 0.26 | 0.77 | | | | | | |
| | | 4 | 1.5 | | | 1.3 | | | 1.2 | | | 1.4 | | | 1.0 | | | | | | | | |
| | 40 | 3 | 0.9 | 0.28 | | 0.9 | 0.28 | | 0.9 | 0.28 | | 0.9 | 0.28 | | 0.9 | 0.30 | | 0.9 | 0.30 | 1.0 | 0.32 | 0.77 | |
| | | 4 | 1.1 | | | 1.1 | | | 1.1 | | | 1.3 | | | 1.4 | | | | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0.14 | | 0.9 | 0.14 | | 0.5 | 0.10 | | 0.5 | 0.10 | 0.5 | 0.10 | | 0.77 |
| | | 4 | 0 | | | 0 | | | 0.8 | | | 0.7 | | | 0.7 | | | | | | | | |
| 128 | 0 | 3 | 1.1 | 0.33 | 0.83 | 1.1 | 0.37 | 0.80 | 0.9 | 0.30 | 0.71 | 1.0 | 0.33 | 0.80 | 0.7 | 0.36 | 0.87 | | | | | | |
| | | 4 | 1.4 | | | 1.3 | | | 1.1 | | | 1.2 | | | 0.9 | | | 2.1 | | | | | |
| | 40 | 3 | 0.9 | 0.29 | | 0.9 | 0.28 | | 0.8 | 0.27 | | 0.8 | 0.27 | | 0.8 | 0.31 | | 1.0 | 0.31 | 1.1 | 0.34 | 0.87 | |
| | | 4 | 1.2 | | | 1.1 | | | 1.2 | | | 1.2 | | | 1.2 | | | 1.3 | | | | | |
| | 80 | 3 | 0 | 0 | | 0 | 0 | | 0 | 0.08 | | 0.4 | 0.08 | | 0.4 | 0.07 | | 0.4 | 0.07 | 0.7 | 0.06 | | 0.87 |
| | | 4 | 0 | | | 0 | | | 0.7 | | | 0.5 | | | 0.7 | | | 0 | | | | | |



(a) $a = 84 \text{ mm}$ 、 $b = 10 \text{ mm}$ 、 $c = 0 \text{ mm}$ 、 $F_r = 4000 \text{ kgf}$ の場合



(b) $a = 128 \text{ mm}$ 、 $b = 62 \text{ mm}$ 、 $c = 0 \text{ mm}$ 、 $F_r = 4000 \text{ kgf}$ の場合



(c) $a = 128 \text{ mm}$ 、 $b = 62 \text{ mm}$ 、 $c = 15 \text{ mm}$ 、 $F_r = 4000 \text{ kgf}$ の場合
(i) 外輪軌道面、(ii) 内輪軌道面 2000倍(1目1 μm)

図4.4 圧痕の状況

表 4.3 A の 換 算 値

| $\frac{b}{a}$ (mm) | b (mm) | | | | c (mm) | | | | | |
|-----------------------|-------------|------|------|------|-------------|------|------|------|------|------|
| | 1 0 | 2 5 | 4 5 | 6 2 | 4 0 | | | 6 2 | | |
| $\frac{c}{a}$ (mm) | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 1 0 | 1 5 | 5 | 1 0 | 1 5 |
| 84 | 1.85 | 1.59 | 1.90 | 1.46 | 1.16 | 1.02 | 0.96 | 0.93 | 1.07 | 0.93 |
| 94 | 1.97 | 1.47 | 1.16 | 1.14 | 0.95 | 1.01 | 0.78 | 1.00 | 0.98 | 0.94 |
| 108 | 1.94 | 1.61 | 0.95 | 0.87 | 0.88 | 0.94 | 0.92 | 0.88 | 0.94 | 0.88 |
| 128 | 1.76 | 1.53 | 0.91 | 1.00 | 0.93 | 0.95 | 0.92 | 0.81 | 0.92 | 1.00 |

4.3 理 論

図 4.5 に示す軸受幅と同幅で、断面寸法が一定の円形の軸受の外周の数点で全幅に亘って荷重を受けるとき、軸箱と軸受の外輪とが一体であり、軸方向に変形がないものとすれば、各玉位置、すなわち偏角 ψ の位置での軸箱のラジアル方向の変形 δ_ψ は R 、 A_s 、 I 、 G 、および E をそれぞれ軸箱の平均半径、断面積、断面二次モーメント、縦、横各弾性係数、 2α を軸心から見た相隣る玉

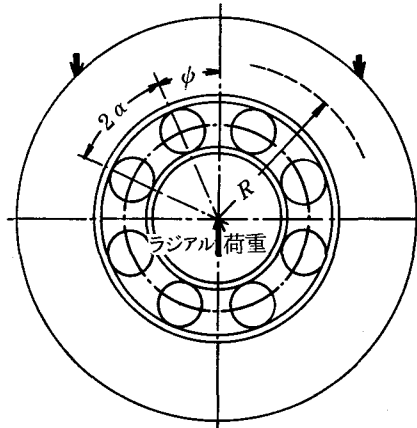


図 4.5 軸箱中の玉軸受

のなす角とし、 M_ψ 、および Q_ψ を ψ 位置における曲げモーメント、およびせん断力とするととき Castigliano の定理⁵⁾より、軸力 $N=0$ 、断面の形状によって定まる定数 $a' = 1.2$ と置き、 $\delta_\psi = \partial U / \partial Q(\psi)$ より、

$$\delta_\psi = \frac{1}{E} \int \left(\frac{M}{I} \right) \left\{ \frac{\partial M}{\partial Q(\psi)} \right\} R d\psi + \frac{1.2}{G} \int \left(\frac{Q}{A_s} \right) \left\{ \frac{\partial Q}{\partial Q(\psi)} \right\} R d\psi .$$

ここに U はひずみエネルギーである。

従って次式が成り立つ。

$$\delta_\psi = 2 R \alpha \sum \frac{M_\psi}{EI} \left\{ \frac{\partial M_\psi}{\partial Q(\psi)} \right\} + 2.4 R \alpha \sum \frac{Q_\psi}{GA_s} \left\{ \frac{\partial Q_\psi}{\partial Q(\psi)} \right\} . \quad (4.14)$$

この式より、まず軸受内の最大荷重点に対して、ふり分けに玉がある場合（1の場合と略称する）は

$$\delta_\alpha = \frac{2.4 R \alpha}{GA_s} \left\{ Q(\alpha) + Q(3\alpha) \cos 2\alpha \right\} + \dots \quad (4.15)$$

$$\delta_{3\alpha} = \frac{2R^3 \alpha}{EI} Q(3\alpha) \sin^2 2\alpha + \frac{2.4 R \alpha}{GA_s} \left[\left\{ Q(\alpha) + Q(3\alpha) \cos 2\alpha \right\} \right. \\ \left. \times \cos 2\alpha + Q(3\alpha) \right] + \dots \quad (4.16)$$

$$\delta_{5\alpha} = \dots$$

であり、軸受内の最大荷重点に玉のある場合（2の場合と略称する）は支点における軸箱の局所的な変形がないとすれば、

$$\delta_{2\alpha} = \frac{2R^3 \alpha \sin 2\alpha}{EI} \left\{ Q(2\alpha) \sin 2\alpha + Q(4\alpha) \sin 4\alpha \right\} \\ + \frac{2.4 R \alpha}{GA_s} \left\{ Q(2\alpha) + Q(4\alpha) \cos 2\alpha \right\} + \dots \quad (4.17)$$

$$\delta_{4\alpha} = \frac{2R^3 \alpha}{EI} \left[\left\{ Q(2\alpha) \sin 2\alpha + Q(4\alpha) \sin 4\alpha \right\} \sin 4\alpha + Q(4\alpha) \right. \\ \left. \times \sin^2 2\alpha + \frac{2.4 R \alpha}{GA_s} \left[\left\{ Q(2\alpha) + Q(4\alpha) \cos 2\alpha \right\} \cos 2\alpha \right. \right. \\ \left. \left. + Q(4\alpha) \right] \right] + \dots \quad (4.18)$$

$$\delta_{6\alpha} = \dots$$

である。

一方、外輪軌道形状が $f(\psi)$ なる極座標表示で表わされるとき玉荷重は、式(2.6)より

$$Q(\psi) = \left(\frac{D_a^{1/3}}{0.002} \right)^{3/2} \left\{ \delta_r \cos \psi - \frac{\Delta}{2} - f(\psi) \right\}^{3/2} . \quad (4.19)$$

ここに、 D_a は玉径、 δ_r は内・外輪の相対的な接近量、 Δ は基準軌道面におけるラジアルすきまである。

また、1、および2の場合に式(2.4)よりそれぞれ次式が成り立つ。

$$F_r = 2Q(\alpha) \cos \alpha + 2Q(3\alpha) \cos 3\alpha + \dots \quad (4.20)$$

$$F_r = Q(0) + 2Q(2\alpha) \cos 2\alpha + \dots \quad (4.21)$$

以上より、式(4.19)の $f(\phi) = \delta_\phi$ と置けば、1の場合は式(4.15)、(4.16)、……、(4.19)、および(4.20)。2の場合は式(4.17)、(4.18)、……、(4.19)、および(4.21)より、各ラジアル荷重における玉荷重を求めることが出来る。

式(4.6)、および(4.8)よりそれぞれ次の式が求まる。

$$F_{rEi} = 0.221 Z \left[\frac{\pi}{Z} \{ Q(0)^3 + 2Q(\alpha)^3 + 2Q(2\alpha)^3 + \dots \} \right]^{1/3} \quad (4.22)$$

$$F_{rEa} = 0.224 Z \left[\frac{\pi}{Z} \{ Q(0)^{10/3} + 2Q(\alpha)^{10/3} + 2Q(2\alpha)^{10/3} + \dots \} \right]^{3/10} \quad (4.23)$$

一方、内・外輪が平行移動する正常な場合の内・外輪の等価荷重 F_{rEiR} 、 F_{rEaR} はそれぞれ

$$F_{rEiR} = 0.407 Z Q_{max} J_1 \quad (4.24)$$

$$F_{rEaR} = 0.389 Z Q_{max} J_2 \quad (4.25)$$

ここに、 $Q_{max} = F_r / J_r Z$ 、 $\Delta = \{ (1 - 2\epsilon) / \epsilon J_r^{2/3} \} 0.002 (F_r / Z)^{2/3} D_a^{-1/3}$ ⁶⁾、 ϵ は負荷率である。

さらに式(4.9)より軸箱の形状による等価荷重 F_{rE} の正常な場合の等価荷重 F_{rER} に対する比 A は

$$A = \frac{F_{rE}}{F_{rER}} = \left[\left\{ \left(\frac{F_{rEi}}{C_i} \right)^{10/3} + \left(\frac{F_{rEa}}{C_a} \right)^{10/3} \right\} / \left\{ \left(\frac{F_{rEiR}}{C_i} \right)^{10/3} + \left(\frac{F_{rEaR}}{C_a} \right)^{10/3} \right\} \right]^{3/10} \quad (4.26)$$

比 A は4.2.2実験結果、および考察の項の定義によれば軸箱係数である。

4.4 実 験

4.4.1 実験方法

JIS 0級合格の6206を用いた。運転中のラジアルすきまは19～24 μm である。

試験機は図4.6に示すように4個の軸受を同軸に組み、両端の軸受を固定して、中央の試料2個をコイルばねで引張って回転する構造である。

試験条件は内輪の回転数5000 rpm、荷重は600 kgf、潤滑剤としてタービン油3号を2 $\frac{1}{\text{分}}$ 供給した。

使用した軸箱は4種類で外径84、および128 mmのぬすみのないもの、および外径84、および128 mmでぬすみ幅がいずれも32.25 mmのものである。

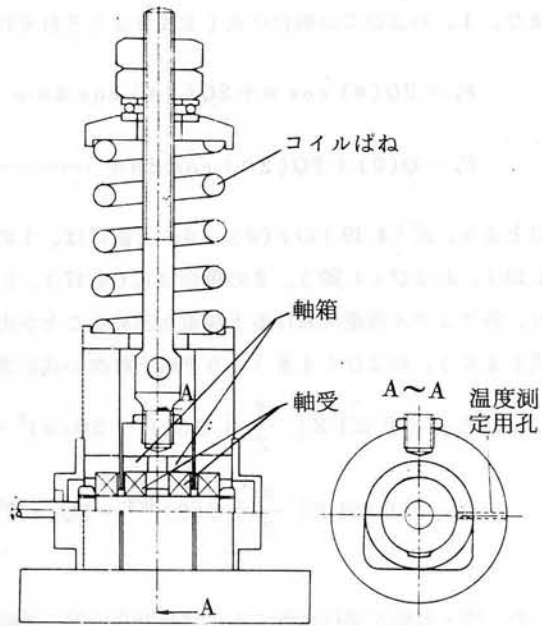
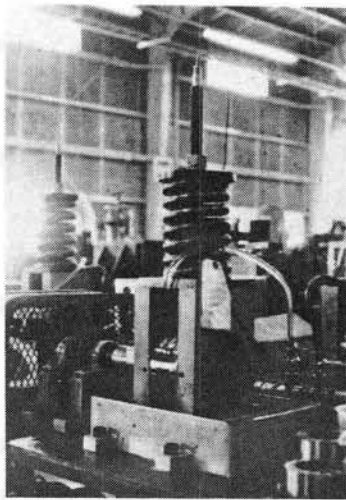


図 4.6 寿命試験機

4.4.2 実験結果

表 4.4、および図 4.7 に結果を示す。

ぬすみ幅が広い場合には外輪軌道面では最大荷重点での接触幅は狭くなり、最も広い接触部分でも、ぬすみのないときの最大接触幅より狭くなることが予測されるし、内輪軌道面においても、ぬすみのあるときには、ぬすみのないときよりも、接触幅は狭くなることが考えられる。

表 4.4 寿命試験結果

| 軸箱寸法 | | 試験平均寿命 (時間) | A 値 |
|-------------|-------------|----------------|------|
| a (mm) | b (mm) | | |
| 84 | 0 | 115.0 | 1.14 |
| 84 | 32.25 | 152.6 | 1.05 |
| 128 | 0 | 180.0 | 1.03 |
| 128 | 32.25 | 190.2 | 0.98 |

事実、図 4.8 に掲げるように、運転後 30 乃至 60 時間を経過した軸箱寸法 $a = 128$ mm で、 $c = 0$ 、

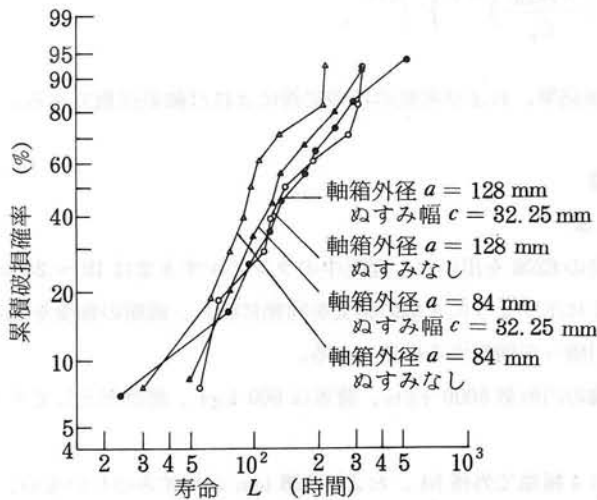


図 4.7 試験結果

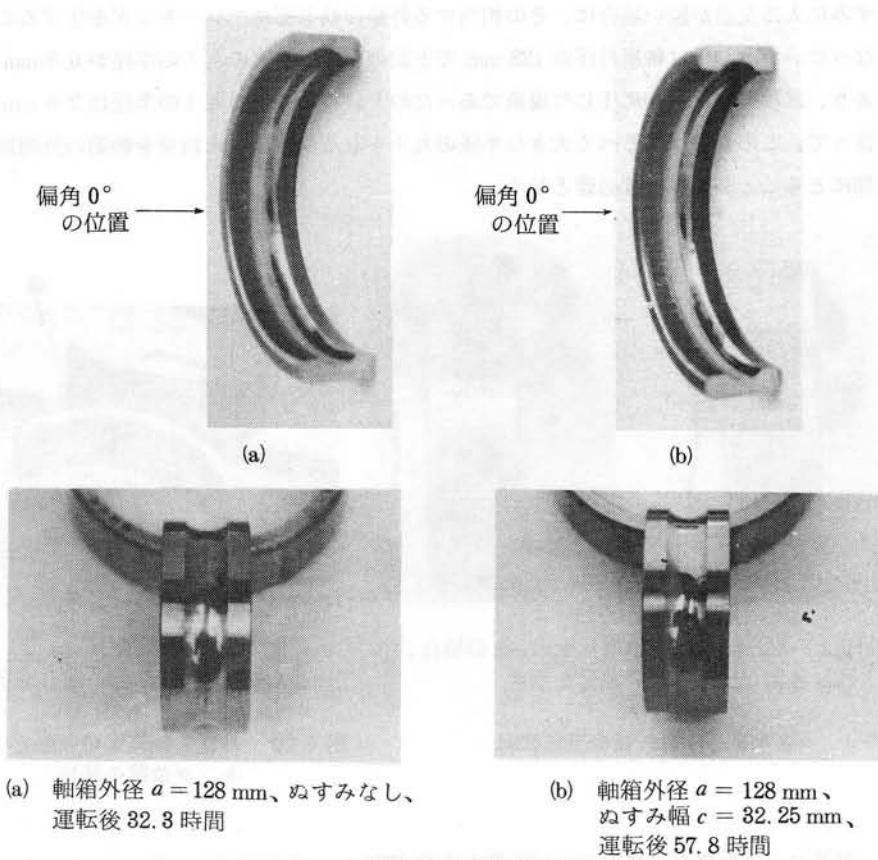


図 4.8 軌道面の接触状況

および 32.25 mm の試料各 2 個について、その接触幅を工具顕微鏡で測定した結果は表 4.5 に表示したとおりで、後述の荷重分布より計算した最大玉荷重によって生ずる接触楕円の長軸半径に、ほぼ一致している。

なお、油膜厚さの影響については、軸箱外径が 84 mm のときの最大荷重点における油膜厚さが 0.3 μ m 台であり、

面のあらさからみて十分に大きいこと、およびその影響が各試料に対して同等に影響しているものとして無視した。

試験結果から、荷

重が 600 kgf の場合のみの結果であるが、明らかに、大径の軸箱の場合には、ぬすみの有無は寿命に大きな効果は及ぼさぬが、比較的薄い軸箱では適切なぬすみをとることによって、寿命は長くなるといえる。

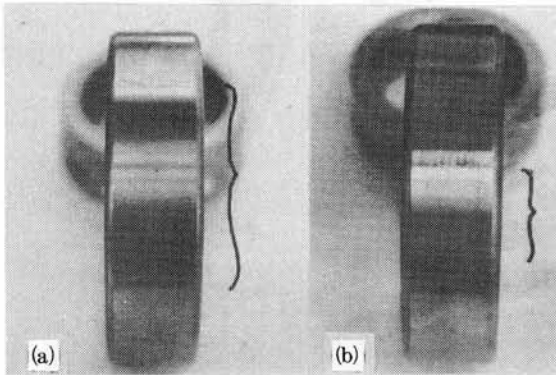
ただし、軸受の外輪外径と軸箱との接触は、たとえば図 4.9 のように軸箱のぬすみが明瞭に外輪外径に転写されるゆえ、外輪のぬすみに相当する位置は明瞭で、図 4.10 に見られるように軸箱内

表 4.5 軌道面の接触幅の半分

単位：mm

| 軸箱寸法 | | 軌道面 | 偏角 ϕ° | | |
|------|-------|-----|-----------------|-------------|-------------|
| a | c | | 0 | 20 | 35 |
| 128 | 0 | 外輪 | 2.19 ~ 2.27 | 2.09 ~ 2.17 | — |
| | | 内輪 | 2.28 ~ 2.34 | | |
| 128 | 32.25 | 外輪 | 2.00 ~ 2.08 | 2.06 ~ 2.12 | 2.09 ~ 2.16 |
| | | 内輪 | 2.18 ~ 2.26 | | |

径のぬすみに入る交点が鋭い場合に、その相当する外輪の軌道面にフレーキングを生ずることが明らかになった。図 4.10 は軸箱外径が 128 mm で上記の交点のカドの丸ミの半径が 0.5 mm で起った例であり、試験開始後最初に生じた現象であったので、以後カドの丸ミの半径は 2.0 mm で試験した。従って、この交点はなるべく大きな半径の丸ミを取るか、ぬすみ自身を軸箱の外周部、あるいは内部にとることが実用上は必要となる。



(a)は $c = 32.25$ mm、(b)は $c = 15$ mm の場合、
} 印は軸箱と接触のない部分を示す

図 4.9 外輪外径の接触状況



$c = 32.25$ mm の場合、
} 印は軸箱と接触のない部分を示す

図 4.10 外径の軸箱との接触とフレーキング位置の関係

また、製造ロットが異なる試料で、回転数が内輪 1770 rpm 軸箱外径が 155 mm であること以外は、上記の寿命試験の条件と全く同一条件で $c = 0, 5, 15$ 、および 32.25 mm の各場合について、室内温度、および潤滑油温度の平均値をファン囲気温度としたときの、試料 2 個の外径におけるファン囲気温度からの昇温値を

測定した結果は図 4.11、および表 4.6 のとおりであり、ぬすみ幅の広い場合が温度上昇は大きい。

なお、この昇温、摩擦については第 5 章で再度触れる。

表 4.6 各軸箱における昇温値

単位：℃

| 軸箱寸法 (mm) | | 軸受外径でのファン囲気温度からの昇温値 |
|-----------|-------------|---------------------|
| $a = 155$ | $c = 0$ | 12.7 |
| $a = 155$ | $c = 5$ | 11.1 |
| $a = 155$ | $c = 15$ | 16.2 |
| $a = 155$ | $c = 32.25$ | 18.6 |

ファン囲気温度は室温と潤滑油温の平均値

4.5 考 察

軸箱外径 84、108、128、および 160 mm の各場合で軸箱外周の 1 点で荷重を受けるときについて比 A を計算する。ただし、ラジアルすきまは $J = 22.5 \mu\text{m}$ とした。

式 (4.15)、(4.16)、(4.17)、および (4.18) を計算すれば、各軸箱外径について、

$$\delta\psi = \{ XQ(\beta) + YQ(\gamma) \} 10^{-5}$$

と置き、 ψ 、 X 、 β 、 Y 、および γ の値は表 4.7 となる。

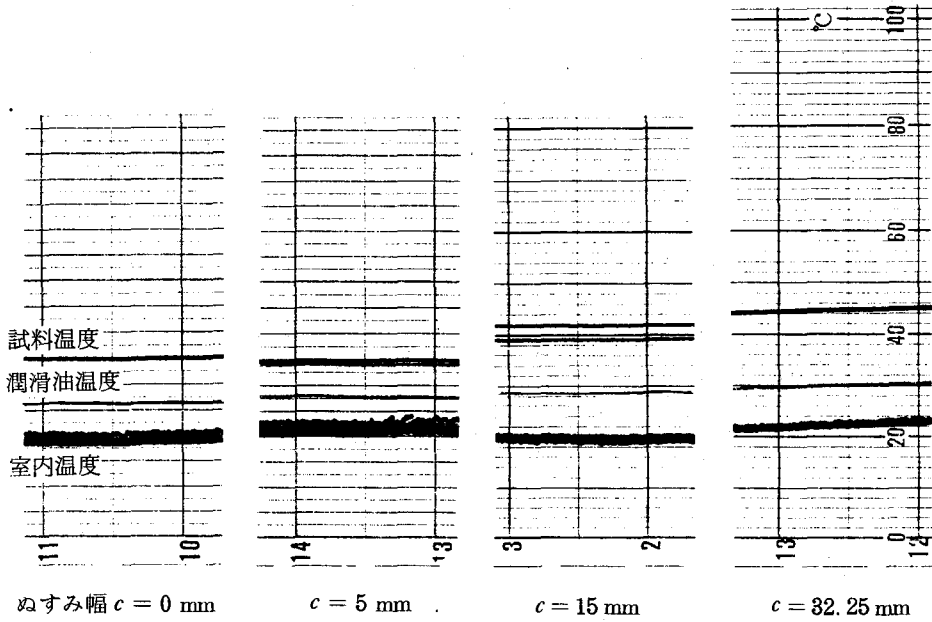


図 4.11 昇温状況

表 4.7 式 $\delta_\psi = \{XQ(\beta) + YQ(\gamma)\} 10^{-5}$ の ψ 、 X 、 β 、 Y 、および γ の表

| 軸箱外径 a (mm) | ψ | X | β | Y | γ |
|------------------|--------|---------|---------|---------|----------|
| 84 | 20 | 1.3993 | 20 | 1.0719 | 60 |
| | 40 | 13.1966 | 40 | 19.1464 | 80 |
| | 60 | 1.0719 | 20 | 14.0177 | 60 |
| | 80 | 19.1464 | 40 | 41.7096 | 80 |
| 108 | 20 | 0.9126 | 20 | 0.6991 | 60 |
| | 40 | 4.1849 | 40 | 5.7125 | 80 |
| | 60 | 0.6991 | 20 | 4.7204 | 60 |
| | 80 | 5.7125 | 40 | 12.4015 | 80 |
| 128 | 20 | 0.7482 | 20 | 0.5731 | 60 |
| | 40 | 2.5512 | 40 | 3.3356 | 80 |
| | 60 | 0.5731 | 20 | 2.9902 | 60 |
| | 80 | 3.3356 | 40 | 7.2226 | 80 |
| 160 | 20 | 0.6141 | 20 | 0.4705 | 60 |
| | 40 | 1.6119 | 40 | 1.9983 | 80 |
| | 60 | 0.4705 | 20 | 1.9718 | 60 |
| | 80 | 1.9983 | 40 | 4.3126 | 80 |

一方、式 (4.19) は次のようになる。

$$Q(\psi) = 34505.43 (\delta_r \cos \psi - 0.01125 - \delta_\psi)^{3/2}$$

よって、図 4.12 に例示するように荷重分布が計算され、図 4.13 のように比 A が求められる。

図 4.12 から軸箱外径が大きいとき、すなわち、軸箱の剛性が高い場合には、内・外輪が平行移動をするとき、すなわち正常な場合に近い荷重分布になること、図 4.13 より軸箱の剛性が高い程寿命は長くなり、この傾向はラジアル荷重が大きい程強いことがわかる、これは寿命試験結果と傾向的に一致している。なお、表 4.4 には 図 4.13、および後述の 図 4.16 の該当する A 値を併記してある。

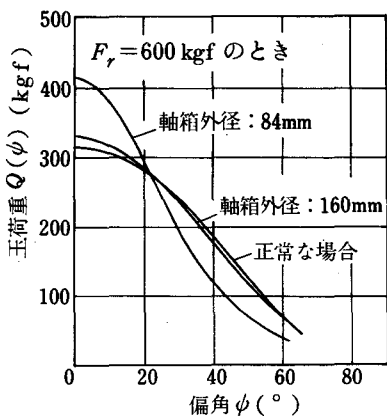


図 4.12 軸箱厚さと荷重分布の関係

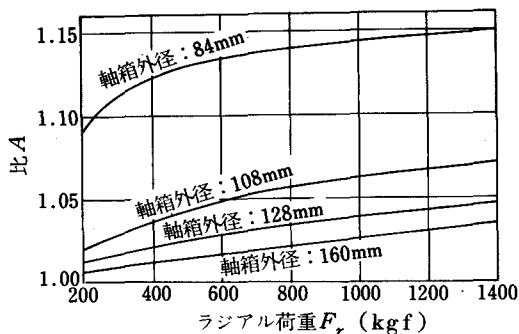


図 4.13 ラジアル荷重と比 A との関係

次にぬすみの影響を考察する。荷重分布を均一にするために、軸受の最大負荷点に接する軸箱の内径にぬすみを入れて、軸受のその部分の玉荷重を減らしたときの比 A を計算する。

ぬすみは円周方向に外輪外径と平行で全軸受幅に亙って設けるものとするが、その半径方向の深さは 0 と見なし、軸箱の剛性はぬすみのない場合と全く同一と考える。このとき軸箱の変形とともに軸受の外輪もぬすみの中で変形する。その量は外輪外径が軸箱のぬすみに入る点を支点とした曲がりはりとして求められるが、ぬすみの円周方向の幅によって、その幅の中に玉がいくつ存在するかによって異なる。ぬすみ幅の広さによって、この外輪の変形量と、外輪外径がぬすみに入る点にぬすみの幅の外輪の支点反力が追加されるものとしたときの、軸箱の変形量とを求めて、式 (4.19)、および (4.20)、または (4.21) に入れ、前述と同様にこれらの式を連立して解き玉荷重を求め、式 (4.22) から (4.26) までを用いて比 A を計算する。なお、この場合、式 (4.22)、および (4.23) を用いることは、外輪が肉薄であり F_r が大きいときには、ぬすみ幅の中の玉荷重の変化が比較的急激であるために、計算精度上多少問題があるが、ここでは付録 1 に述べるように玉荷重の変化は緩やかであるとして、これらの式をそのまま使う。

計算は上記のぬすみのない場合と同様に、軸箱外径 84、および 128 mm について、ぬすみ幅が弦寸法で 5、15、および 32.25 mm (中心角で 10.20、30.95、および 70°) の各場合に、図 4.14 に示すように、軸箱外周のぬすみ幅の中央を通る線上に荷重を受けるときについて行なった。ラジアルすきまは上記の場合と同一値の $J = 22.5 \mu\text{m}$ である。

各ぬすみ幅中の変形と玉荷重との関係は、ぬすみ幅が 5 mm のとき、

$$\delta_0 = 0.0264 \times 10^{-5} Q(0)$$

であり、ぬすみ幅 15 mm のとき

$$\delta_0 = 0.7132 \times 10^{-5} Q(0)$$

であり、ぬすみ幅が 32.25 mm のとき、

$$\delta_{20} = 2.6016 \times 10^{-5} \quad (20)$$

$$\delta_0 = 7.0879 \times 10^{-5} \quad (0)$$

となる。

よって、図 4.15 に例示するように荷重分布が計算され、図 4.16 のとおり比 A が求められる。

この結果から、軸箱の負荷点付近にぬすみなどをとって荷重分布を均一化するのは、実験的にえられたとおり、軸受の寿命を長くするのに有効で、この傾向は軸箱外径が小さいときに強いといえる。

なお、ぬすみ幅の広い場合には負荷圏が比較的広いので、発生する総熱量が多く、従って、温度上昇が高くなったものと考えられる。

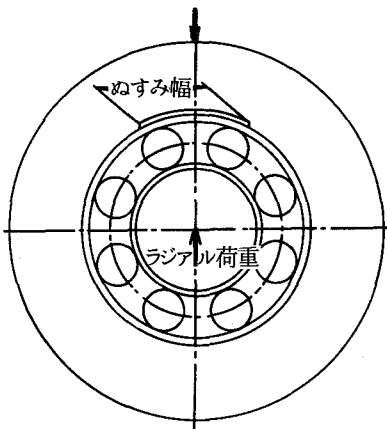


図 4.14 軸箱に設けたぬすみ

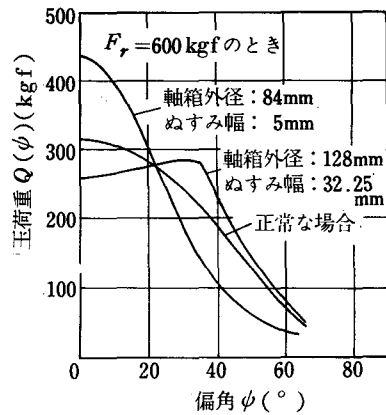


図 4.15 軸箱の寸法形状と荷重分布の関係

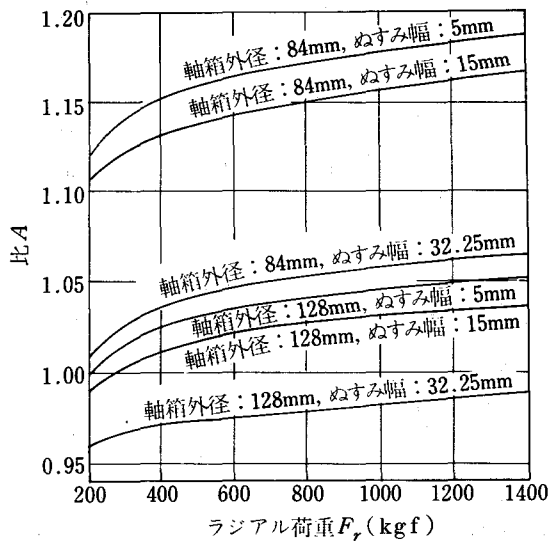


図 4.16 ラジアル荷重と比 A との関係

4.6 結 論

軸箱の寸法、形状が軸受の寿命に及ぼす影響について、予備実験として、軸受の静定格荷重を越える荷重を各種の軸箱を介して静止している軸受に加え、生じた圧痕の深さから荷重分布を知って寿命を推定し、さらに実際に寿命試験を行なって寿命を確認し、理論値と比較した結果は次のとおりである。

- (1) 軸受の軸箱の厚さ、形状によって軸受の等価荷重が変わるので、寿命も著しく変化する。
- (2) 軸箱が厚い程、軸受との接触範囲が広い程、寿命は長くなる。ただし、軸箱の外径の影響は次第に飽和し、軸受外径の1.5倍程度の外径になると、普通の使用条件ではそれ以上に厚くしてもあまり意味がなくなる。
- (3) 軸受に作用する荷重が大きいときには、軸箱の厚さを大きくしなければならない。軸受の寿命は、軸箱が薄い場合に荷重の影響を比較的大きく受ける。
- (4) 軸箱の負荷点付近にぬすみを設ける場合には、荷重分布が均一化されるので、軸受寿命を長くすることが出来る。従ってまた、薄い軸箱を使用して、しかも荷重分布を均一化することも可能である。ただし、そのぬすみの寸法、形状が適切でないときには、却ってぬすみのない場合より寿命が短くなる。
- (5) 厚い軸箱においてはぬすみの影響は少ないが、薄い軸箱では適正なぬすみが寿命に及ぼす効果は大きい。
- (6) 軸箱の寸法、形状が寿命に及ぼす影響を数値的に表わすために、寿命係数として、軸箱係数と仮称する係数を提案した。
- (7) 軸箱の負荷点に設けたぬすみが摩擦に及ぼす影響については、ぬすみが大きいときには軸受全体の摩擦モーメントは若干大きくなる。

【付録】

1. 等価荷重を式(4.22)、および(4.23)で表わすことについて。玉荷重が偏角とともに緩やかに変るような軸箱中では問題がないが、ぬすみの中における玉荷重の変化は外輪の肉が薄いために、荷重 F_r が大きいときには比較的急激であるゆえ、単に偏角の数点をとって平均荷重を計算することについては検討を要する。

今、軸箱を剛体と仮定したとき、ぬすみの幅が15、および32.25mmの場合について、偏角が本研究で使用した1、および2の場合以外の角度、たとえば10、30、50、および70°のときの内輪の平均玉荷重 $Q_{ci} = \left\{ (1/Z) \sum Q(\psi)^3 \right\}^{1/3}$ を計算すれば表4.8のとおりで、誤差は0.5%程度である。

2. 実際の産業界への適用について。本研究結果に基づいて、圧延機メーカーにおいてはショックと称する軸箱の新製品が開発された⁷⁾。従来、圧延機のショックの肉厚が圧延ロールの改削量に、従ってロールのコストに影響を及ぼすので、圧延機においてはショックの肉厚を薄くすることは多年の宿願であったといえる。しかし、肉厚をそのままの形状で薄くすれば、当然軸受の寿命を阻害することは本研究で述べたとおりであって、これには限度がある。そこで本研究の結論から、ショックの負荷点において軸受の外輪に接してぬすみを設けることによって、軸受、およびショックの荷重分布を均一にすることが検討され、圧延機メーカーにおいても実験の結果、その有効

表 4.8 各偏角における玉荷重と平均玉荷重との関係

$F_r = 500$ kgf、ぬすみ幅 15 mm の場合

| ψ (°) | 0 | 20 | 40 | 60 | Q_{ci} |
|--------------------|-------|-------|-------|------|----------|
| $Q(\psi)$ (kgf) | 252.1 | 234.7 | 161.8 | 58.9 | 141.3 |
| ψ (°) | 10 | 30 | 50 | 70 | Q_{ci} |
| $Q(\psi)$ (kgf) | 253.8 | 200.5 | 107.5 | 21.7 | 141.8 |

$F_r = 400$ kgf、ぬすみ幅 32.25 mm の場合

| ψ (°) | 0 | 20 | 40 | 60 | Q_{ci} |
|--------------------|-------|-------|-------|------|----------|
| $Q(\psi)$ (kgf) | 160.4 | 185.2 | 156.4 | 51.9 | 111.2 |
| ψ (°) | 10 | 30 | 50 | 70 | Q_{ci} |
| $Q(\psi)$ (kgf) | 167.2 | 189.6 | 103.4 | 13.9 | 111.8 |

なことが明らかにされた。本新開発のショック頂部にぬすみをもつ圧延機が最近市販を開始されるようになった。

効果として、たとえば年間 80 万トンの生産量のタンデムコールドミルにおいて、ロールの改削量を 60 mm から 84 mm に増加することができ、年間 1 億 7,000 万円の圧延コストが低減される。

文 献

- 1) T. A. Harris: Rolling Bearing Analysis, J. Wiley, New York, (1966) 187.
- 2) G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, Nr. 196, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1947) 21.
- 3) 青木三策, 古川功: 潤滑, 3, 4, (1958) 191.
- 4) H. Sjövall: Teknisk Tidskrift, Mekanik, (1933) 9.
- 5) たとえば S. Timoshenko: 材料力学(下巻), コロナ社, 東京, (1955) 56.
- 6) たとえば 岡本純三: 転がり軸受に関する計算図表, 機械技術協会, 東京, (1972) 28.
- 7) 石川島播磨重工業株式会社: 圧延機軸箱の改良と圧延コストの低減について, (1978).

第5章 玉軸受の軌道面のみぞ半径が 軸受の寿命に及ぼす影響

5.1 緒 言

一般に、玉軸受の軌道面と玉との接触面積は、軌道面のみぞ半径が玉径の50%に近づくに従って広くなり、接触応力が減少するので寿命が長くなるといわれているが、反面、摩擦、昇温などの点で不利になると考えられ、実際のみぞ半径は、軸受メーカーにおいて経験的に選ばれているのが実状である。一方、はめあいの程度にもよるが、使用時には、軸受を取り付ける軸、軸箱の軸方向の精度によっては、運転中のみぞ半径は製造時のみぞ半径と違った値になることもある。

最近、転がりすべり接触をする2円筒の疲労寿命について、数多くの研究が行なわれている¹⁾。また一方、断面形状が半円形のみぞの中を玉が転がる場合のすべりや摩擦について、従来から多数の論文がある²⁾。しかし、玉軸受のように、みぞの中を玉が転がりすべりをするときの疲労について解析的に論じたのは、最近曾田ら³⁾が発表した外周軸方向にそれぞれ凹凸の曲面をもつ2円筒を、転がりすべり接触をさせた場合の疲労の研究がほとんど唯一のものである。ただし、この研究においても、接触面のあらさや油膜の挙動などについては触れていない。

この研究では、前章までが軌道輪の円周方向の形状が寿命に及ぼす影響について述べたのに対して、軸方向のみぞ形状について研究したものであって、接触面の油膜厚さ、表面あらさ、および疲労が確率的に処理できることなどから導いた理論寿命と、寿命試験の結果とがよく一致することを確かめるとともに、寿命の面から最適なみぞ半径を検討することを目的とした。

5.2 理 論

一般に、玉軸受の軌道面と玉との接触面の長短径比は大きいので、点接触よりも線接触と見なされ、従来、接触面を長径方向に等分して、各単位幅の円筒の接触面の集合として解析している例が多い。ただし、この方法を用いるのは、摩擦や、油膜厚さ、さらに曾田ら³⁾も採用しているように、回転軸が変わらぬ場合の寿命についてはほとんど問題がないが、本研究では転動体が玉であるために、スラスト荷重がないとはいえ、玉の回転軸が変化することは明白であり、玉単独の寿命までを考慮するときは、若干の誤差を生ずるはずである。しかし、ここでは、玉の寿命を考慮する必要のないLundberg-Palmgrenの理論⁵⁾を基に定められた定数を使うので、この分割方式を採用した。

5.2.1 油膜厚さ

2個の円筒が高圧下で、弾性流体潤滑の状態が成立する条件下で転がりすべりをする場合には、Johnsonら⁶⁾以来報告されているように、摩擦係数は圧力、速度、潤滑剤などに無関係にすべり速度とともに急激に立ち上がり、天井値(ceiling value)をとって以後、僅かに減少する図5.1の形をとることがわかっている。

図5.2のように、円筒の円周方向接触幅を転がり方向に6等分して、上述のJohnsonらの実験値を理論的に裏付けたTrachmanら⁷⁾の方法を主用して、各部分の油膜厚さ、摩擦係数などを計算する。

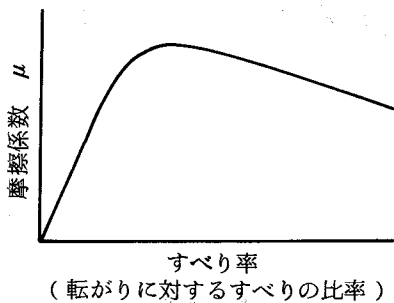


図 5.1 すべり率と弾性流体潤滑摩擦係数との一般的な関係

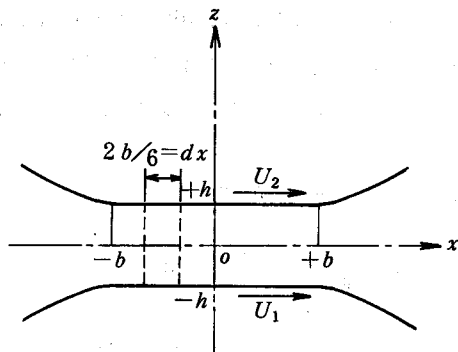


図 5.2 円筒の接触状況

また、Cheng⁸⁾ の式、

$$\eta_2 = \eta_1 \exp \left\{ \alpha p + (\beta + \gamma p) \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_b} \right) \right\} \quad (5.1)$$

によって温度 T 、圧力 p における平衡粘度 η_2 を求める。ここに、 η_1 は温度が T_b のときの大気圧粘度、 α は圧力粘度係数、 β 、および γ は定数である。

次に、Harrison⁹⁾ の式、

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \eta_2 \exp(-s) \\ Ei(-s_1) - Ei(-s) + \frac{f_2}{B} \{ \exp(-s) - \exp(-s_1) \} &= \frac{t}{\tau_2} \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

から、粘度の遅延時間 (retardation time) τ_2 を考慮した接触面内部の実際粘度 η が計算できる。ここに、 $s = \ln(\eta_2/\eta)$ 、 $s_1 = \ln(\eta_2/\eta_1)$ 、 f_2 、および B は定数、 t は経過時間である。また、せん断応力 τ と圧力 p から摩擦係数 μ を求め、Blok¹⁰⁾ の式、

$$T_s - T_b = \frac{0.48 \mu w (U_1 - U_2)}{(k_m \rho_m c_m U b)^{1/2}} \quad (5.3)$$

から、接触表面温度 T_s が計算できる。ここに T_b は周囲温度、 w は単位円筒の荷重、 U_1 、 U_2 、および U は接触する両円筒の速度、および平均速度 (ただし、 $U_1 > U_2$)、 k_m 、 ρ_m 、および c_m は円筒の熱伝達率、比重、および比熱、 b は接触幅の $1/2$ である。

最小油膜厚さ $2h_0$ は、Dowson-Higginson¹¹⁾ の式、

$$2h_0 = \frac{1.6 (\alpha E')^{0.6} (\eta_0 U / E' R)^{0.7}}{(w / E' R)^{0.13}} \quad (5.4)$$

で求められるが、接触幅 $2b$ の 6 等分のうちの 5 等分目までは、中央の平行油膜厚さを $2h$ として、この値の 120% をとる^{7) 12)}。ここで η_0 は入口粘度であるが、たとえば Dowson¹³⁾ の典型的な温度分布からも明らかのように、 η_0 が入口から最初の 1 等分目の接触表面の温度における粘度に等しいと仮定すると、上述の Blok の式から、すべり速度が油膜厚さに温度を介して影響してくること

になる。 E' 、および R は、円筒の等価縦弾性係数、および等価半径で、 ν 、 E を各々ポアソン比、縦弾性係数、 D_a 、 d_m を各々玉径、ピッチ円径として、 $1/E' = (1-\nu^2)/E$ 、 $R = 1/2 \{D_a(1 \pm D_a/d_m)\}$ で表わされる。ここに、符号は外輪側で+、内輪側で-である。従って、計算はまず入口部分から始める。

流体のエネルギー方程式

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \tau \frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (5.5)$$

と非ニュートン流体のせん断速度と粘度との関係を、双曲線モデルで近似して求めた式、

$$\int_0^h \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) dz - \frac{U_2 - U_1}{2} = 0 \quad (5.6)$$

を用いる⁷⁾。ここに、 k は油の熱伝達率、

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \left\{ \frac{c(\tau/\bar{G}_\infty)}{c - \tau/\bar{G}_\infty} \right\} \frac{\bar{G}_\infty}{\eta}$$

で、限界せん断率 (limiting shear modulus) \bar{G}_∞ は p を psi、 T をランキン度単位で表わして、

$$\bar{G}_\infty = \frac{1.2p}{2.52 + 0.0133(T - 492)} - 1.45 \times 10^4$$

c は定数で、境界条件は $(\partial T / \partial z)_{z=0} = 0$ 、 $(T)_{z=h} = T_s$ を用いる。

入口から最初の1等分目の部分で、 τ 、および油膜厚さの中心温度 T_0 を仮定して、式(5.3)から T_s を知り、 $T_b = T_s$ で大気圧のときの η_1 を、式(5.4)で $\eta_0 = \eta_1$ として $2h_0$ を求め、式(5.1)、および(5.2)から T のときの η を知り、 τ 、 T_0 、 T_s 、 $2h$ 、および η から式(5.5)によって T と z との関係を求め、式(5.6)から正しい τ 、および T_0 がわかり、式(5.3)、および(5.4)で油膜厚さが求められる。以上の計算を油膜厚さが一定値に収れんするまでくり返す。なお、入口部分のはかはすでに油膜厚さがわかっているから、 τ と $2h$ との関係を考慮せずに計算できる。

5.2.2 寿命計算

最近、Liら¹⁴⁾は、従来の油膜厚さと寿命との関係のデータを最大荷重点の最小油膜厚さと表面あらさとの比 A で整理して、理論値と比較しているが、寿命に対する負荷圏全体の油膜厚さの分布の影響や、内・外輪軌道面で油膜厚さの影響の仕方が異なる点については触れていない。

ここでは、Liらの提案するように表面から始まる疲労は、表面に対して 45° 方向に働く最大せん断応力によってきまるとの考え方から出発して、新しく寿命の式を求める。

外輪の場合、あらさのある山の寿命が L_{a1} で破損する確率 S_{a1} は (添字 a は外輪を表わす)、

$$\ln \frac{1}{S_{a1}} = K_a K_2 L_{a1}^{10/9} \left(K_1 \frac{\delta}{R} \right)^{1/2 \times 10^{1/3}} \quad (5.7)$$

ここに、 K_a 、 K_2 は定数、 δ 、および R は山の圧縮変形量、および先端の半径、 K_1 は材料定数と仮

称し、 α_0 を定数として $(0.3\alpha_0 E'/\pi)^2$ で表わされるものとする。なお、 $K_1 = (0.3\alpha_0 E'/\pi)^2$ と置けば、最大せん断応力 $\tau = 0.3(E'/\pi)(\delta/R)^{1/2}$ である¹⁴⁾から、 $\tau^{10/3} = \{K_1(\delta/R)\}^{1/2 \times 10/3}$ となる。よって、あらかの山の高さが正規分布をするとき単位面積の寿命 $L_{a\Delta}$ は、

$$L_{a\Delta}^{-10/9} = \frac{K_a K_2 N_a}{\ln 1/S_{a\Delta}} \int_{d_e}^{\infty} \left(K_1 \frac{\delta}{R}\right)^{1/2 \times 10/3} \psi(z) dz. \quad (5.8)$$

ここに、 N_a は山の密度、 d_e はあらかの平均線 $z=0$ から相手面までの距離、 $\psi(z) = e^{-z^2/2\sigma^{*2}}/\sigma^* \sqrt{2\pi}$ で正規分布を表わし、 σ^* は山の頂点の標準偏差である。

よって、外輪の全体の寿命 L_{as} は

$$L_{as}^{-10/9} = \frac{K_a K_2 N_a}{\ln 1/S_a} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \int_{-a_a}^{a_a} \int_{d_e}^{\infty} \left(K_1 \frac{\delta}{R}\right)^{1/2 \times 10/3} \psi(z) dz da d\psi. \quad (5.9)$$

ここに、 $-\psi_0 \sim \psi_0$ は負荷圏の範囲、 a_a は接触楕円の長軸半径を示す。

ここで、 $z/\sigma^* = t$ と置き、あらか曲線の標準偏差 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sigma^*/0.7$ (添字1、2は接触2面を示す)で $d_e/\sigma^* = 2h/\sigma^{15)}$ であり、接触幅 $2a_a$ が小で ψ に対して一定のとき、塑性変形が始まる限界圧縮変形量を δ_p 、材料のビッカースかたさをHvとして、平均圧力 $p_{mean} = (2/3)(E'/\pi)(\delta_p/R)^{1/2}$ ¹⁵⁾をHv/2.5に等しいと置けば、 $\delta_p = 3.5R(Hv/E')^2$ ¹⁵⁾より次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} L_{as}^{-10/9} &= \frac{K_a K_2 N_a K_1^{1/2 \times 10/3} (2a_a)}{\sqrt{2\pi} \ln 1/S_a} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left[\left(0.7 \frac{\sigma}{R}\right)^{1/2 \times 10/3} \int_{2h/\sigma}^{2h/\sigma + \delta_p/\sigma^*} \right. \\ &\quad \left. \left(t - \frac{2h}{\sigma}\right)^{1/2 \times 10/3} e^{-t^2/2} dt + \left\{ 3.5 \left(\frac{Hv}{E'}\right)^2 \right\}^{1/2 \times 10/3} \right. \\ &\quad \left. \times \int_{2h/\sigma + \delta_p/\sigma^*}^{\infty} e^{-t^2/2} dt \right] d\psi \end{aligned} \quad (5.10)$$

一方、表面下(subsurface)の寿命 L_{a0} は、Lundberg-Palmgrenの理論⁵⁾より、

$$L_{a0}^{-10/9} = \frac{K_a' K_2}{\ln 1/S_a} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left(\frac{2a_a \tau_{axz0}^{10/3}}{z_{axz0}^{1/3}} \right) d\psi \quad (5.11)$$

となる。ここで、 τ_{axz0} 、 z_{axz0} は表面に平行な動的最大せん断応力の大きさ、深さを示す。

内輪の場合は同様に(添字*i*は内輪を示す)、

$$\begin{aligned} L_{is}^{-10/9} &= \frac{K_i K_2 N_i K_1^{1/2 \times 10/3} l_i (2a_i)}{\sqrt{2\pi} \ln 1/S_i} \left[\left(0.7 \frac{\sigma}{R}\right)^{1/2 \times 10/3} \right. \\ &\quad \times \int_{2h/\sigma}^{2h/\sigma + \delta_p/\sigma^*} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left(t - \frac{2h}{\sigma}\right)^{1/2 \times 10/3 \times 0.9} d\psi \right\}^{10/9} e^{-t^2/2} dt \\ &\quad \left. + \left\{ 3.5 \left(\frac{Hv}{E'}\right)^2 \right\}^{1/2 \times 10/3} (2\psi_0)^{10/9} \int_{2h/\sigma + \delta_p/\sigma^*}^{\infty} e^{-t^2/2} dt \right] \end{aligned} \quad (5.12)$$

となり、また、

$$L_{i0}^{-10/9} = \frac{K'_i K_2 l_i}{\ln l / S_i} \left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left(\frac{2 a_i \tau_{ixz0}^{1/2 \times 10^{1/3}}}{z_{ixz0}^{1/3}} \right)^{0.9} d\psi \right\}^{10/9} \quad (5.13)$$

ここに、 l_i は軌道面の長さである。

よって、軸受の全寿命 L は、表面下の寿命を L_0 としたとき、式 (5.10) の $-\psi_0 \sim \psi_0$ 間の積分値を Γ_a 、式 (5.12) の大括弧内を Γ_i と置いて、 $K_a/K'_a = K_i/K'_i = k$ として、 k が $K_1^{1/2 \times 10^{1/3}}$ に含まれるとすれば、

$$L^{-10/9} = L_0^{-10/9} + L_i^{-10/9} = \left\{ \frac{K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2 a_a) \Gamma_a / \sqrt{2\pi}}{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} 2 a_a \tau_{axz0}^{10^{1/3}} z_{axz0}^{-1/3} d\psi} + 1 \right\} L_{a0}^{-10/9} \\ + \left[\frac{K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_i (2 a_i) \Gamma_i / \sqrt{2\pi}}{\left\{ \int_{-\psi_0}^{\psi_0} (2 a_i \tau_{ixz0}^{10^{1/3}} z_{ixz0}^{-1/3})^{0.9} d\psi \right\}^{10/9}} + 1 \right] \\ \times L_{i0}^{-10/9} \quad (5.14)$$

となる。

ここで、油膜厚さが最小の点の単位面積の寿命のみをとれば、 $\Gamma_a = \Gamma_i = \Gamma$ と置き、 $N_a = N_i = N$ とし、分母は等しく平均値として χ ととれば、式 (5.14) は $L_0^{-10/9} = L_{a0}^{-10/9} + L_{i0}^{-10/9}$ より、

$$\left(\frac{L}{L_0} \right)^{-10/9} = \frac{K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N}{\chi \sqrt{2\pi}} \Gamma + 1 \quad (5.15)$$

と置き、Li らの実験条件¹⁶⁾ と、Li らの与えるズブ焼入鋼における $\Omega = 3.6 \times 10^{20}$ から $\alpha_0 = 2.3$ と計算される。そして、 α_0 が一定とすれば $2a$ を円筒の幅にとって、式 (5.14) から各円筒の寿命が求められ、さらに接触全面の寿命が $(\sum L^{-10/9})^{-0.9}$ から計算できる。

5.3 実 験

5.3.1 実験方法

JIS 0 級合格の 6305 を用いた。運転中のラジアルすきまは $9 \sim 14 \mu\text{m}$ である。みぞ半径、および試料数を表 5.1 に示す。

試験機は、図 2.3 に示した装置で、荷重は 700 kgf、回転数は内輪 1770 rpm、潤滑としてタービン油 3 号を 2.5 l/分 供給した。なお、軸、およびアテ金の円筒度は $1 \mu\text{m}$ 以下とした。

5.3.2 実験結果

表 5.1 に各試料の寿命の平均値、図 5.3 に各測定値を示す。

試験結果から、内輪軌道面のみぞ半径は、玉径の 50.8% 付近に寿命の最大値があり、外輪軌道面については、試験した範囲では、みぞ半径は寿命時間に大きな影響を及ぼさないようである。

なお、この場合にも第 2 章 2.4 考察で述べたと同一の方法で玉の自転すべりを調べて、このすべりがほとんどないことを確認した。

表 5.1 試料の試験平均寿命と計算寿命

寿命の単位：時間

| 試料 | | 荷重が 700 kgf の場合 | | | | 荷重が 370 kgf の場合 | |
|-----|---------------|-----------------|--------------------|-------------|------------------------|-----------------|------------------------|
| No. | みぞ半径 | 試料数 | 試験 平均寿命 | 計 算 定格寿命 | 従来の方式 による計算 定格寿命 | 計 算 定格寿命 | 従来の方式 による計算 定格寿命 |
| | 玉径 × 100 | | | | | | |
| 1 | 50.4* 52.0 | 22 | 176.5 | 54.1 | 376.4*** 269.4 | 2467.5 | 2548.5*** 2741.9 |
| 2 | 50.8 52.0 | 19 | 201.4** (211.3) | 77.3 | 189.6 135.2 | 1246.6 | 1284.0 1348.5 |
| 3 | 50.8 53.0 | 20 | 210.1 | 71.7 | 171.4 122.5 | 1147.7 | 1161.3 1233.0 |
| 4 | 52.0 52.0 | 20 | 139.3 | 39.0 | 74.8 53.2 | 482.2 | 506.3 525.3 |
| 5 | 52.0 53.0 | 18 | 99.8 | 37.9 | 72.3 51.3 | 468.2 | 487.9 508.7 |

* 上の数字は内輪、下の数字は外輪の値

** 最小寿命の 1 試料を除いた値

*** 上の数字は純ラジアル荷重が働いたとしたときの寿命の 1/2、
下の数字は計算荷重分布から等価荷重を求めて寿命を計算した値

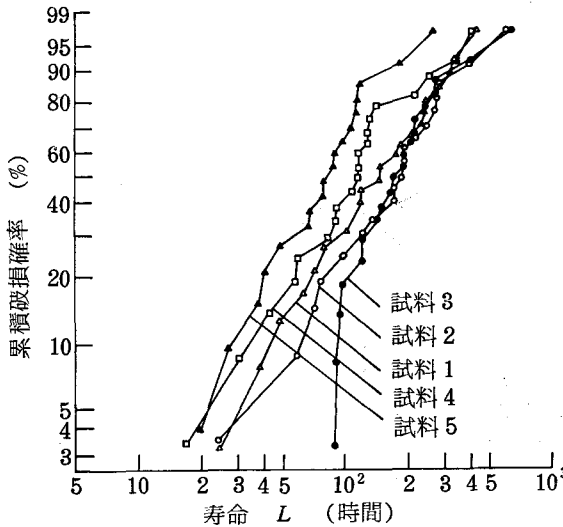


図 5.3 試験結果

5.4 考 察

5.4.1 寿命に関して

寿命に先立って、式(2.8)などによって荷重分布を計算すれば図5.4のとおりである。

式(5.1)～(5.6)によって、各みぞ半径について、各偏角における油膜厚さ、摩擦係数を求めた結果の一例を図5.5に示す。油膜厚さは、接触面の純転がりの生ずる位置で厚く、中央部、および周辺部で薄い。摩擦係数は、すべりが小さい純転がり位置付近で高く、周辺部で低い。

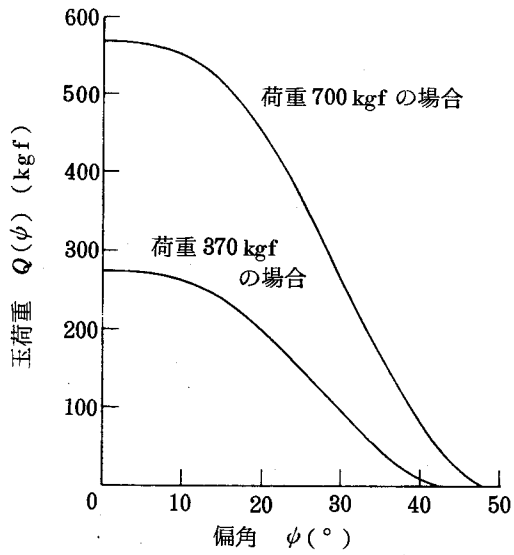


図 5.4 荷重分布

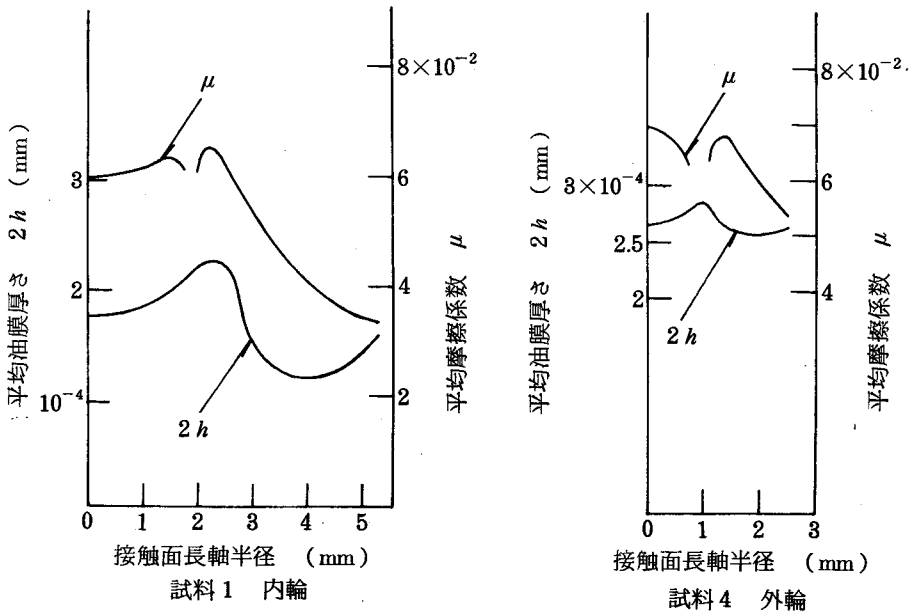


図 5.5 最大荷重点における油膜厚さおよび摩擦係数

寿命計算では、文献から $N_a = N_i = 1400^{14)}$ 、 $R = 14 \sigma^2 N^{15)}$ としたが、前者については図 5.6、5.7 などからその値を確認されたが、後者については明確にできなかった。また負荷圏が 180° 対称にあることから各式について、 $-\phi_0 \sim \phi_0$ 間の積分値を 2 倍した。

さらに、あらさ σ については、運転中にその値が変化して行くので、次のように計算した。あるあらさ σ_1 がその σ_1 に対して軌道輪がもつ寿命 L_1 に対して、その λ_1 の割合の回転数の間だけ保持

されるとき、軌道輪の負荷に耐える能力も同じ割合だけ消耗されるものとし、さらに、次のあらさ σ_2 に達したときには、寿命は σ_2 の場合の寿命から、すでに消耗した部分を差引いたものになると考える。たとえば、外輪の場合、 $\Gamma_{a\sigma_1}$ (添字 σ_n はあらさ σ_n のときを示す) のときの寿命を $L_{a\sigma_1}$ として、 σ_1 が $L_{a\sigma_1}$ に対して $\lambda_{a\sigma_1}$ なる割合の回転数 $n_{a\sigma_1}$ の間だけ保持されるものとするれば、式 (5.14) が運転中常に成り立つとして、

$$\begin{aligned} \lambda_{a\sigma_1} L_{a\sigma_1} &= n_{a\sigma_1} \\ &= \lambda_{a\sigma_1} L_{a0} \left\{ \frac{K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a)}{\chi_a \sqrt{2\pi}} \Gamma_{a\sigma_1} + 1 \right\}^{-0.9}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

その他の時点のあらさについても同様で、従って、

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_{a\sigma_1}}{\left[\left\{ K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a) / \chi_a \sqrt{2\pi} \right\} \Gamma_{a\sigma_1} + 1 \right]^{-0.9}} &= \lambda_{a\sigma_1} L_{a0} \\ \frac{n_{a\sigma_2}}{\left[\left\{ K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a) / \chi_a \sqrt{2\pi} \right\} \Gamma_{a\sigma_2} + 1 \right]^{-0.9}} &= \lambda_{a\sigma_2} L_{a0} \\ \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

となり、飽和値に達した後は、

$$\frac{n_{a\sigma_n}}{\left[\left\{ K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a) / \chi_a \sqrt{2\pi} \right\} \Gamma_{a\sigma_n} + 1 \right]^{-0.9}} = \lambda_{a\sigma_n} L_{a0} \quad (5.18)$$

となる。これらの式の左辺右辺のそれぞれの和を $\sum \lambda = 1$ を考慮して積分の形で表わせば、

$$\left. \begin{aligned} L_{a0} - \int_0^{n_{a0}} \frac{n_{a\sigma} dn}{\left[\left\{ K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a) / \chi_a \sqrt{2\pi} \right\} \Gamma_{a\sigma} + 1 \right]^{-0.9}} \\ = \frac{n_{a\sigma_n}}{\left[\left\{ K_1^{1/2 \times 10^{1/3}} N_a (2a_a) / \chi_a \sqrt{2\pi} \right\} \Gamma_{a\sigma_n} + 1 \right]^{-0.9}} \end{aligned} \right\} \quad (5.19)$$

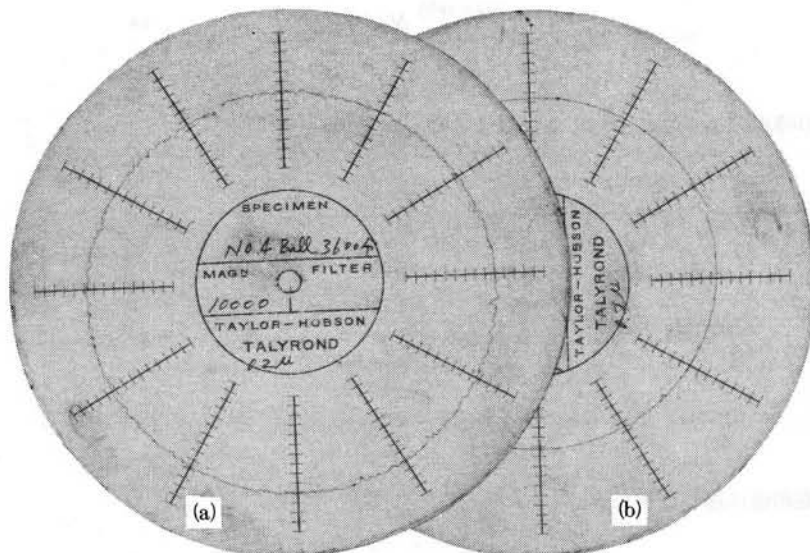
$$n_{a0} + n_{a\sigma_n} = L_a$$

によって、外輪の寿命 L_a を求めることができる。ここに、 n_{a0} は飽和に達する迄の総回転数である。

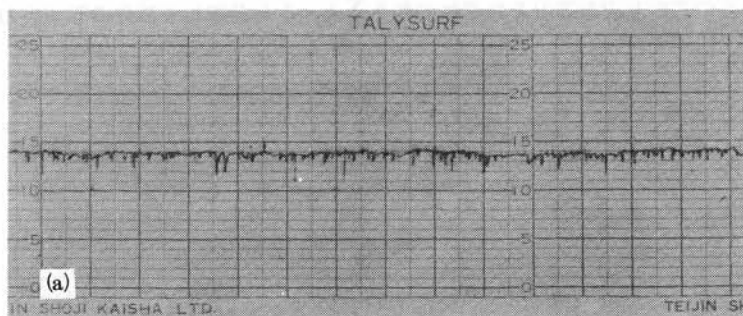
内輪についても同様で、式 (5.19) で添字 a を i に置き換えれば内輪の式になる。

あらさの時間的な変化については、その軸受の音響の低下に大きな影響を及ぼすこともあって、いくつかの研究¹⁷⁾ が見られるが、全ての場合に適用できるような定量的な一般式は見出されていない

ないので、個々の場合について検討が必要である。本研究において、回転途中の表面あらしの数例を図5.6、および5.7に示すが、回転時間とあらしの増加量 軌道面 σ'_1 、玉 σ'_2 を見ると、たとえば図5.8のとおりであり、玉については各試料に差がなく、運転によってほぼ一様に $0.003 \mu\text{m}$ RMS程度大きくなるが、軌道面では、数10時間で飽和値に達するものの、その値には試料によって差異があり、みぞ半径が小さくて表面でのすべり量が多い場合に飽和値が大きい。なお、あらし σ につけたダッシュ記号は、あらしの増加量を示す。また、表面あらしの測定には、主としてタリサーフ仕上面検査器、および図5.9に示す小坂式みぞ形状測定器を使用した。



10000倍(1目 $0.2 \mu\text{m}$)

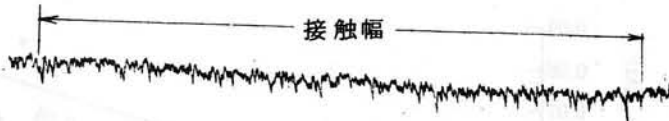
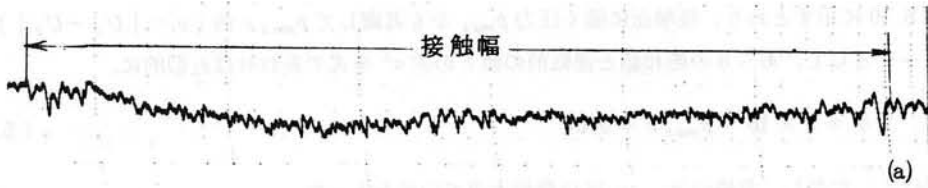


縦50000倍(1目 $0.04 \mu\text{m}$)

横10倍(1目 $0.5 \mu\text{m}$)

(a)は60時間、(b)は40時間各運転後

図5.6 玉のあらし



縦 10000 倍 (1 目 $0.1 \mu\text{m}$)

横 15 倍 (1 目 $1/3 \text{ mm}$)

(a) 試料 1、内輪軌道面 40 時間運転後

(b) 試料 3、内輪軌道面 60 時間運転後

図 5.7 軌道面のあらかさ

- 試料 1、内輪軌道面中心から 3 mm の位置
- 試料 2、外輪軌道面最大荷重点から 2 mm の位置
- ◊ 試料 4、内輪軌道面中心

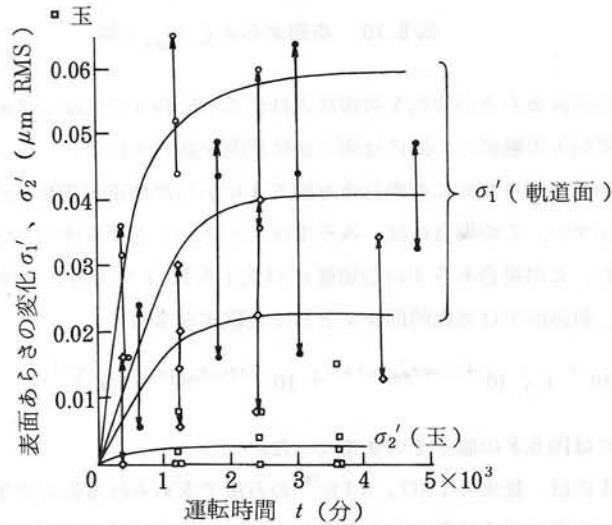


図 5.8 表面あらかさの変化状況

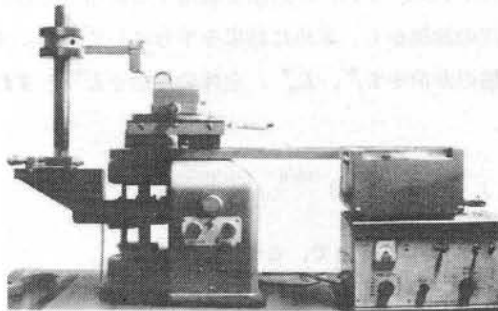


図 5.9 小坂式みぞ形状測定装置

図 5.10 に示すとおり、接触面に働く圧力 p_{max} をも考慮して $p_{max} v$ 値 ($v = |U_1 - U_2|$) をパラメータとして、あらさの飽和値と運転前の値との差 σ' を式で表わせば近似的に、

$$\sigma' = 3 \times 10^{-7} p_{max} v + 0.04 \quad (5.20)$$

と置ける。ただし、外輪の $p_{max} v$ は負荷最大点での値をとった。

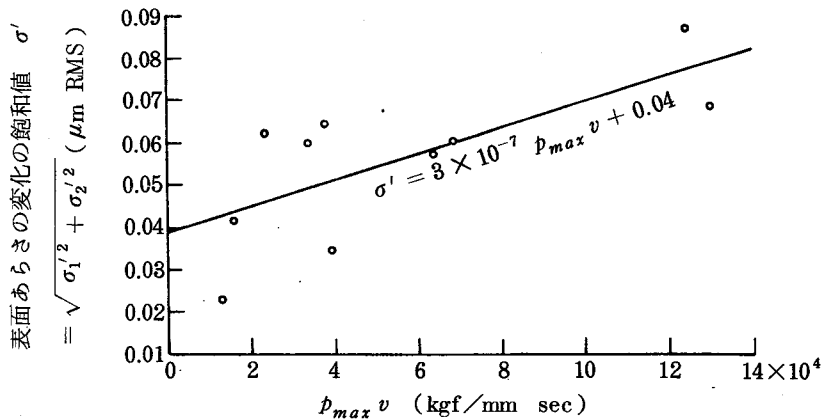


図 5.10 表面あらさと $p_{max} v$ 値

表 5.1 に上述の表面あらさの変化を考慮に入れた式 (5.19) などから求めた計算による寿命値を併記したが、計算値と実験値との間には明らかに相関が認められる。

なお、荷重の影響を知るために荷重分布を図 5.4 に示した荷重が 370 kgf のとき、同様の計算結果を表 5.1 に示すが、この場合には、みぞ半径が小さいときでもすべりの影響が少ないので寿命は長くなる。なお、この場合あらさの増加量 σ' は式 (5.20) をとり、飽和に到達する過程については図 5.8 より、軌道面では運転時間を t として実験式を求めて、

$$\sigma'_t = 10^{-3} t \left\{ 10^{-0.6 \log p_{max} v + 3.4} + 10^{-0.3 \log p_{max} v - 0.4} t \right\}^{-1} \quad (5.21)$$

とし、玉については図 5.8 の値をそのままとった。

さらに、表 5.1 には、従来の ISO、JIS¹⁸⁾ の方法で求められる各みぞ半径の動定格荷重と荷重との比から算出した表面下の疲労のみを考えた寿命、および図 5.4 の荷重分布より式 (4.6)、(4.8) によって内・外輪の等価荷重を求めて各内・外輪の寿命を知り、これから算出した表面下の全寿命を併記した。ただし、ISO、JIS の方法を適用するに当っては、この場合、荷重が 180° 対称に 2 箇所にあるので次の論拠から、求めた結果を半分にしてある。すなわち、純ラジアル荷重が作用する場合の内・外輪の寿命を L_{i1}^* 、 L_{a1}^* 、全体の寿命を L^* とすれば、対称に負荷圏がある場合の外輪の寿命 L_a は、

$$L_a^{-10/9} = (L_{a1}^*)^{-10/9} + (L_{a2}^*)^{-10/9}。$$

ここに、 L_{a1}^* 、 L_{a2}^* は両負荷圏の各寿命で、このとき

$$L_{a1}^* = L_{a2}^* = L_a^*$$

ゆえ、

$$L_a^{-10/9} = 2(L_a^*)^{-10/9}$$

であり、一方、内輪では応力のくり返し数が純ラジアル荷重の場合の2倍ゆえ、

$$L_i = \frac{1}{2} L_i^*$$

であるから、 $2 \doteq 2^{10/9}$ とすれば、

$$\begin{aligned} L^{-10/9} &= L_a^{-10/9} + L_i^{-10/9} = 2(L_a^*)^{-10/9} + 2^{10/9} (L_i^*)^{-10/9} \\ &= 2^{10/9} \{ (L_a^*)^{-10/9} + (L_i^*)^{-10/9} \} = (L^*/2)^{-10/9} \end{aligned}$$

であるから、

$$L = \frac{L^*}{2}$$

となる。

表 5.1 から、荷重が 700 kgf のときには、この研究で求めた値と従来の ISO、JIS の方法による値、または荷重分布から計算した値、いずれも表面下のみの疲労を考えた寿命との差はとくにみぞ半径が小さいときに著しく、みぞ半径に対する傾向も全く異なるが、荷重が 370 kgf の場合には、両者は比較的一致し、みぞ半径に対する傾向も酷似していることがわかる。

なお、試験後の試料について、軌道面を切断して観察すれば、みぞ半径が大きいときには、図 5.11 (a)、(b) に一例を示すように、表面下の動的最大せん断応力の働く位置の付近に表面に平行に微小なクラックがまず発生し、これが表面につながってフレーキングとなる場合が多いようである。これに対して、みぞ半径が小さいときには、図 5.11 (c)、(d)、(e) に数例を示すように、表面から内部に向う、あるいは内部から表面に向う表面に対して 45° から垂直に近いピッチング状の微小なクラックがまず発生し、これがフレーキングに発展する場合が多いようである。内部から生じたと推測されるフレーキング、および表面付近から進展したと考えられるフレーキングの典型的なものを図 5.12 (a)、および (b) にそれぞれ示す。(a)においては、フレーキングの表面に対する角度が比較的小さいのが特長で、フレーキングの底深さは、動的最大せん断応力の生ずる位置にはほぼ一致し、フレーキングの底には多数のクラックが認められる。(b)においては、フレーキングの表面に対する角度が大きいのが特長で、外観上は陥没状である。フレーキングの底の深さは(a)と大差はないようである。

なお、寿命の検討の際に必要な接触面に働く接線力については、Johnson の実験からも明らかなように、油膜を弾性流体と考えた場合の摩擦係数は、いずれも 0.1 以下であるから問題はない²⁰⁾。また、接触面の後端部で油膜圧力が急上昇するスパイク現象については、すべりをともなう場合について、たとえば Cheng²¹⁾ は 25% のすべりで約 15% の圧力上昇、Dowson²²⁾ はニュートン流体について 50% のすべりで 5% 程度の圧力降下の結果をえており、この研究において、この程度の圧力変化は、その位置が接触面の端に近い圧力の小さい位置に生ずることから、軸受寿命に影響を及ぼさないと考えられる¹²⁾。

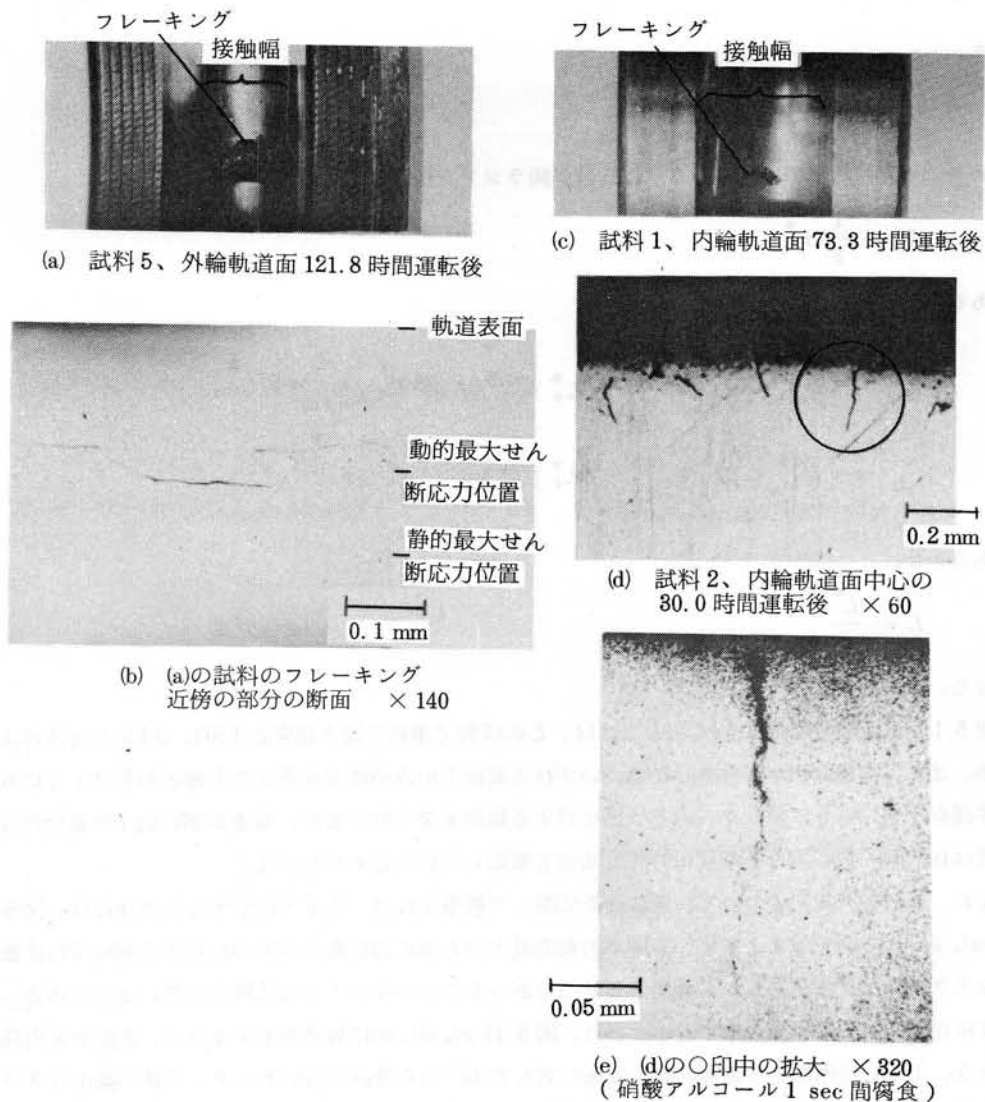


図 5.11 フレーキングの例とその発生過程の光学顕微鏡写真

5.4.2 摩擦モーメントに関して

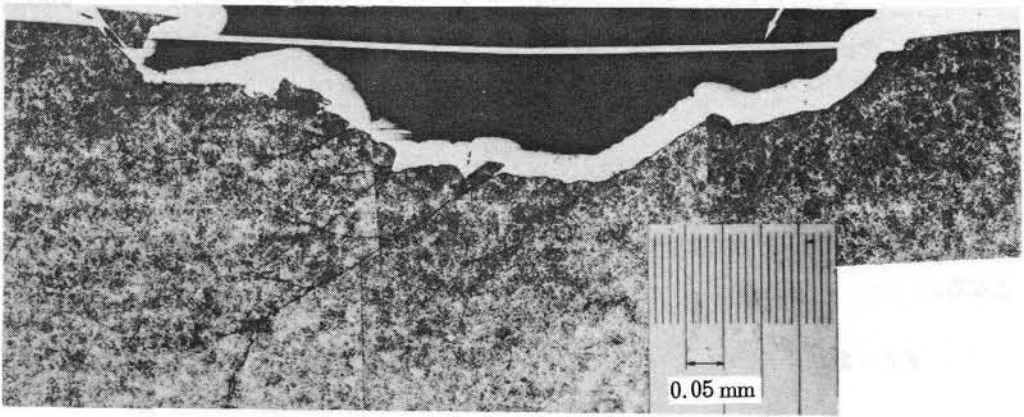
上述のとおり各試料について、各円筒毎の弾性流体潤滑膜の摩擦係数を計算したので、全体の摩擦力を求めて実験値と比較する。以下図 5.13 を用いて考察する。

玉軸受の玉と軌道面の接触楕円上で、 c を接触楕円長軸半径 a と、荷重を受けて変形後の転がり方向に直角な面内での接触面半径 $r_c = R D_a / (D_a / 2 + R)$ によってきまる値とすれば、長軸方向に $2ca$ の距離をへだてた 2 本のヒスコート線上で純転がり接触が起り、この線の外側と内側とはすべり、いわゆる差動すべりの方向は逆になる²⁾。

各単位幅の円筒の接触面内で図 5.2 に示すように、転がり方向に 6 等分した各部の摩擦係数とそこに働く荷重とを乗じて各摩擦力を求め、その円筒毎の和を各単位幅円筒の摩擦力として、ヒスコート線の内側で τ_{In} 、ヒスコート線の外側で τ_{In} と置く。ここに、添字 n は円筒のナンバーである。このとき l 、 l_{In} 、および l_{In} を図 5.13 に示す値とすれば、それぞれ次のように与えられる。

← 玉の転動方向

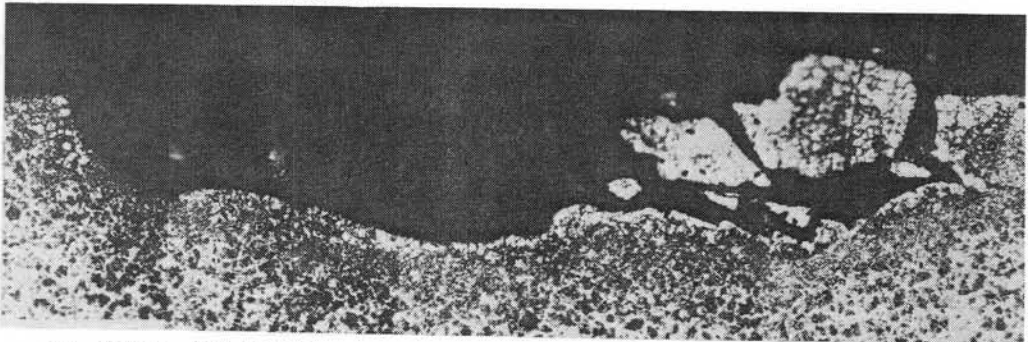
(白線はフレーキング前の表面を示す)



(a) 試料 5、外輪軌道面フレーキングの断面、121.8 時間運転後 ×200

← 玉の転動方向

(硝酸アルコール 2~3 sec 間腐食)



(b) 試料 2、内輪軌道面フレーキングの断面、30.0 時間運転後 ×200

(硝酸アルコール 2~3 sec 間腐食)

図 5.12 フレーキング部の光学顕微鏡写真

0.05 mm

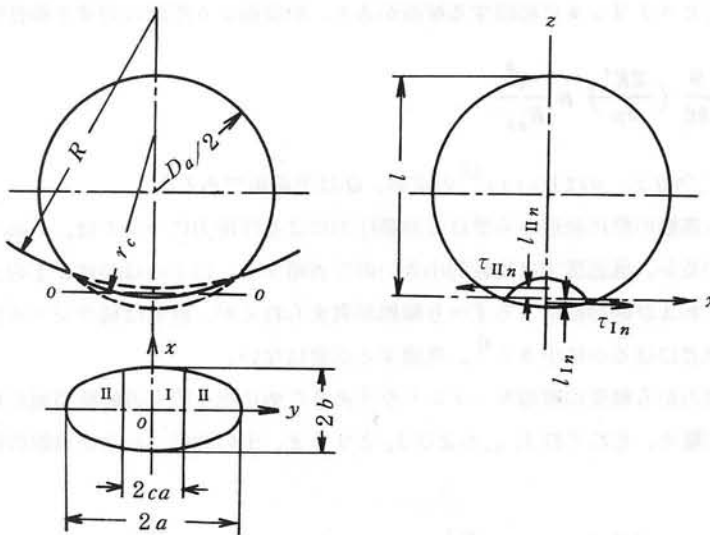


図 5.13 みぞの中を転がる玉

$$l = \frac{D_a}{2} + (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} - (r_c^2 - a^2)^{1/2} + \left(\frac{D_a^2}{4} - a^2\right)^{1/2} \quad (5.21)$$

$$l_{In} = (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} - (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} \quad (0 \leq y_n \leq ca) \quad (5.22)$$

$$l_{In} = (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} - (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} \quad (ca \leq y_n \leq a) \quad (5.23)$$

そして、玉軸受において、玉が定常の転がり運動をするときには、玉の運動の方程式²⁾から次の式となる。

$$Fl = 2 \int_0^{ca} \tau_{In} \left\{ (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} - (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} \right\} dy + 2 \int_{ca}^a \tau_{In} \\ \times \left\{ (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} - (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} \right\} dy \quad (5.24)$$

$$F = 2 \int_{ca}^a \tau_{In} dy - 2 \int_0^{ca} \tau_{In} dy \quad (5.25)$$

式(5.24)、および(5.25)を辺々和すとともに式(5.21)を用いて、次式となる。

$$F = 2 \left[\int_0^{ca} \tau_{In} \left\{ (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} - (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} \right\} dy + \int_{ca}^a \tau_{In} \left\{ (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} \right. \right. \\ \left. \left. - (r_c^2 - y_n^2)^{1/2} \right\} dy + \int_{ca}^a \tau_{In} dy - \int_0^{ca} \tau_{In} dy \right] \left\{ 1 + \frac{D_a}{2} + (r_c^2 - c^2 a^2)^{1/2} \right. \\ \left. - (r_c^2 - a^2)^{1/2} + \left(\frac{D_a^2}{4} - a^2\right)^{1/2} \right\}^{-1} \quad (5.26)$$

式(5.26)から玉1個の接触面における摩擦力 F を求めることができる。

玉軸受の摩擦の要因としては、この弾性流体潤滑のすべり摩擦のほか、純粹の転がり摩擦として、材料の弾性ヒステリシスに起因する摩擦があり、単位転がり距離に対する弾性仕事量 ϕ は²⁾、

$$\phi = \frac{9}{32} \left(\frac{2K'}{\pi\mu} \right) \mu \frac{Q^2}{E'ab} \quad (5.27)$$

ここに、 $(2K'/\pi\mu)$ 、 μ はHertz²³⁾の定数、 Q は玉荷重である。

また、転がり運動の際に軌道から受ける油膜圧力による作用力については、Dowsonら¹¹⁾の式も発表されているが、低速度では比較的小さいので省略する。以上のほかに、玉のスピン運動によるすべり摩擦、および保持器によるすべり摩擦が考えられるが、前者は純ラジアル荷重の場合には発生せず²⁴⁾、後者ははるかに小さく²⁾、考慮する必要はない。

上述の各摩擦力から軸受の摩擦モーメントを求めるために玉と内・外輪軌道面が単位時間に転がり接触をする距離を、それぞれ l_i 、および l_a とすると、玉の公転、および自転の各すべりがなげれば、

$$l_i = l_a = \frac{\pi d_m n}{2} \left(1 - \frac{D_a^2}{d_m^2} \right) \quad (5.28)$$

ここに、 d_m は軸受のピッチ円径、 n は内輪回転数である。

よって、上述の負荷圏内の1個の玉と内・外輪間に働く各力によって、単位時間に消費する弾性仕事量 E_j は β を弾性ヒステリシス損失係数として、

$$E_j = (F_{ij} + F_{aj} + \beta\phi_{ij} + \beta\phi_{aj}) \frac{\pi d_m n}{2} \left(1 - \frac{D_a^2}{d_m^2}\right) \quad (5.29)$$

となる。ここに、添字 j は玉のナンバーを表わし、 β は焼入した軸受鋼では0.007程度²⁾である。従って、負荷圏内にある全部の玉の仕事量 E は、

$$E = \sum E_j \quad (5.30)$$

であり、玉軸受の摩擦モーメントを M とすると $2\pi nM = E$ より、次式が成り立つ。

$$M = \sum (F_{ij} + F_{aj} + \beta\phi_{ij} + \beta\phi_{aj}) \frac{d_m}{4} \left(1 - \frac{D_a^2}{d_m^2}\right) \quad (5.31)$$

この実験における図2.3のストッパーに生ずる摩擦モーメントの実測値と上記の各要因別、およびその合計の各摩擦モーメントを表5.2に示すが、実測値と合計摩擦モーメントとは、比較的一致している。ただし、式(5.1)～(5.6)から求めた転がりすべり摩擦係数について、この表から正否を判断することは、とくに軌道みぞ半径の大きい範囲でヒステリシス損失による摩擦モーメントが全体に占める比率が高くなるので、やや困難である。しかし、ヒステリシス損失による摩擦モーメントは、みぞ半径によってあまり変化しないにもかかわらず、全体の摩擦モーメントの実測値が変化していることからみて、計算結果は傾向的には正しいといえる。

なお、この計算値を従来、軸受の摩擦を計算する際によく用いられる軸受メーカーのカタログなど²⁵⁾に記載されている式によって比較検討する。荷重を F 、軸受内径を d として、摩擦係数 μ_0 の式

$$\mu_0 = \frac{2M}{Fd} \quad (5.32)$$

において、たとえば、試料3で $F = 700$ kgfとして、 $\mu_0 = 0.0013$ と求められる。一方、Eschmann²⁵⁾の摩擦係数の図を外挿すれば、6305で700 kgfを負荷するときの摩擦係数は0.0014となる。本研究の場合、負荷圏が玉軸受の両側にあるが、図5.4に示すようにその広さは $\pm 47.7^\circ$ と狭く、またEschmannの摩擦係数は、この程度の荷重条件では、荷重の大きさが多少変化しても一定であるから、本項で得られた摩擦モーメントの計算値はほぼ妥当な値と考えられる。

表 5.2 摩擦モーメントの値

単位：kgf・mm

| 試料 No. | 計 算 値 | | | 実 測 値 | |
|-----------|---------------|-----------------|-------|----------------------|------|
| | 弾性流体 潤滑による | ヒステリシス 損失による | 合 計 | 平均値 | |
| 1 | 14.30 | 5.18 | 19.48 | 19.1 22.2 18.3 | 19.9 |
| 2 | 6.14 | 5.46 | 11.60 | 12.3 15.7 10.1 | 12.7 |
| 3 | 5.66 | 5.49 | 11.15 | — | — |
| 4 | 2.35 | 5.64 | 7.99 | 8.3 8.9 9.1 | 8.8 |
| 5 | 1.86 | 5.68 | 7.54 | 6.8 7.7 9.4 | 8.0 |

5.4.3 残留応力に関して

計算寿命と実際寿命とがほぼ、相関しているとの結果がえられたが、700 kgf の負荷における最大玉荷重は、図 5.4 に示すように大きいので、内輪みぞ半径が玉径の 52% のとき、みぞ底の最大せん断応力 τ_{45} は降伏応力 $\tau_k = 120 \text{ kgf/mm}^2$ を越えるので、残留応力の影響が表われるはずであり、この点について第 3 章と同様に検討する。ここに、 τ_k の値は Hv をピッカースかたさとするとき $Hv/6$ に等しいとした²⁶⁾。なお、5.2.2 寿命計算の項で、あらさの山が塑性に到達するのは、平均圧力 $p_{mean} = (2/3)(E'/\pi)(\delta_p/R)^{1/2}$ が $Hv/2.5$ のときゆえ、 $\delta_p = 3.5R(Hv/E')^2$ と置けたが¹⁵⁾、ここでは p_{mean} を $Hv/3$ 、すなわち $p_{max} = 1.5Hv/3 = Hv/2$ ゆえに $\tau_k = Hv/6$ をとった。この値は Taber²⁶⁾ の与える値で、青木ら²⁷⁾ の研究からも正しいことが立証されている。あらさの山については、加工による残留応力や加工硬化によって、マクロの表面よりかたさが高くなることが考えられる。

さて、たとえば偏角 $\psi = 0$ の最大玉荷重位置中心における残留応力を考えないときの τ_{45} の深さ方向の変化は図 5.14 の曲線 A のとおりであり、一方残留応力は τ_{45} が、 τ_k を越える範囲で数回の応力のくり返しで、 x 軸方向の転がり方向に残留応力 $(\sigma_x)_r = 2(\tau_k - \tau_{45})$ ²⁸⁾ を生ずると考えて(添字 r は残留応力を表わす)、深さ方向に曲線 B となるとすれば、結局、残留応力を考慮したときの τ_{45} 、すなわち $(\tau_{i45})_r$ は、曲線 A の高さから曲線 B の高さの 1/2 を差引いた曲線 C となる。従って各偏角の各荷重において生ずる応力状態もそれぞれ図 5.14 のようになり、高荷重では曲線 A の最大値が残留応力を考慮しない場合よりも低下して、偏角 $\psi = 0 \sim 16.03^\circ$ 間では最大値が 120 kgf/mm^2 を越えない結果となる。図 5.14 には転がり方向に平行な動的せん断応力 τ_{ixz0} も掲げたが、いずれも τ_{ixz0} の応力範囲が $(\tau_{i45})_r$ のそれよりも広いので、第 3 章の考え方からすれば、寿命は τ_{ixz0} でできまると考えられる。しかし、仮に τ_{45} の引張方向の値のみが疲労寿命に影響する²⁹⁾ ものとするれば、残留応力はこの引張方向の値を減少させるから、寿命に良い効果をもたらすことが考えられる。

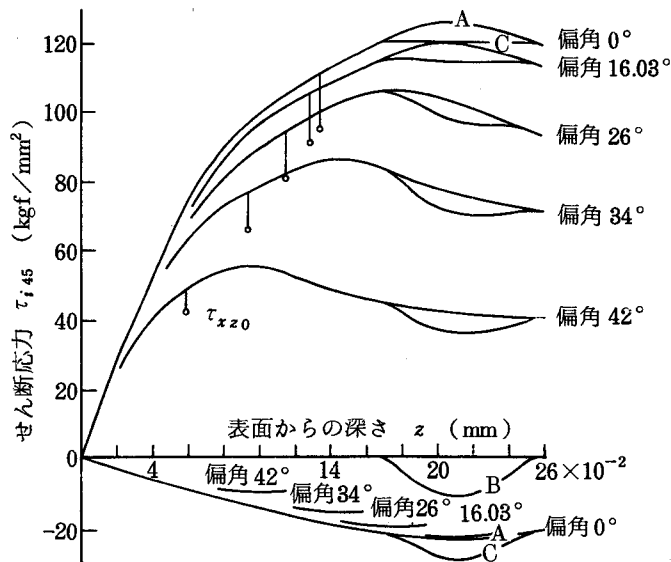


図 5.14 表面からの深さとせん断応力の関係

式(5.13)において、 τ_{ixz0} として τ_{45} の引張方向の最大値 τ_{i450} と残留応力によって減少した $(\tau_{i45})_r$ の引張方向の値の最大値 $(\tau_{i45})_{r0}$ をとれば、残留応力による寿命 $(L_i)_r$ は第3章3.2圧痕についての理論から次式で計算できる。

$$(L_i)_r = \left[\frac{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left\{ \tau_{i450}^{10/3} / z_{i450}^{11/3} \right\}^{0.9} d\psi}{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} \left\{ (\tau_{i45})_{r0}^{10/3} / (z_{i45})_{r0}^{11/3} \right\}^{0.9} d\psi} \right] L_i \quad (5.33)$$

式(5.33)を用いて、内輪軌道みぞ半径が玉径の52%の場合の寿命を計算すると、内輪のみについて、 $(L_i)_r = 1.25 L_i$ となり、残留応力によって寿命は25%向上するはずで、外輪寿命 $(L_o)_r = L_o$ を考慮して、たとえば $L_i = L_o = 1$ MR(百万回転単位)のとき、軸受全体の寿命 $(L)_r$ は $(L)_r = \left[\left\{ L_o^{-10/9} + (1.25 L_i)^{-10/9} \right\} / (L_o^{-10/9} + L_i^{-10/9}) \right]^{0.9} L = 1.11 L$ 。しかしながら、表5.1、および図5.3からは、内輪52%の試料の実際寿命に他の試料と異なった特別な傾向は見られないことから、この程度の残留応力は寿命にほとんど影響を及ぼさないといえる。

第3章で残留応力の影響を述べた際には、 $(\tau_{i45})_{r0}$ と τ_{ixz0} の各範囲を比較してその大きい方をとったが、この仮定をこの場合にも適用すれば、いずれも τ_{ixz0} がとられるべきであり、残留応力がこの実験の場合よりさらに大きいとき、すなわち第3章から推定してかなり大荷重のときに始めて寿命に影響を及ぼすものと考えられる。

ただし、焼入した軸受鋼において残留応力を考慮した τ_{45} の値が、残留応力がごく僅かな量であっても、その寿命に影響を及ぼすという実験結果は、曾田の紹介した Г.И.Каськун の研究以来いくつかあり²⁹⁾、残留応力が小さい場合にも τ_{xz} のみを考えて寿命を論ずるのは妥当とはいえない。

5.5 結 論

玉軸受の軌道面の軸方向の形状としてみぞ半径をとり上げ、それが軸受の寿命に及ぼす影響について研究した。接触面に生ずる差動すべりを考慮して油膜厚さを計算し、この厚さと、運転によって次第に変化する軌道面のあらさとの関係より求めた軌道面の表面からの寿命と、従来の内部からの寿命とをあわせ検討して計算寿命を算定し、実験値と比較した。また、副次的にえられた摩擦係数から摩擦モーメントを計算して実験値と比べ、さらに残留応力についても考察した結果、次の結論をえた。

- (1) 玉軸受の寿命は、軌道面のみぞ半径の値によって変るので、その選択には慎重な配慮が必要である。従ってまた、軸受が取り付けられる軸、軸箱の軸方向の精度も軌道面のみぞ半径に影響を及ぼさないような精度のものでなければならない。
- (2) 一般に、軸受荷重が小さいときには、軌道面に働く応力のみを考慮した従来の計算方式どおり、みぞ半径が小さいときに寿命が長くなるのに対して、荷重が大きい場合には、寿命が長くなるみぞ半径は、差動すべりなどの影響を受けて大きい方に移るので、みぞ半径の決定は、使用条件を十分に考慮して行なわねばならない。
- (3) 計算方法の正確さを確認するために、寿命計算の過程で求められた摩擦係数を用いて、軸受の摩擦モーメントを計算して実測値と比較し、それらがよく一致することを確認したが、摩擦モーメントはみぞ半径が小さいときに急激に大きくなる。

- (4) みぞ半径が大きい場合には、荷重が大きいときに、軌道面に残留応力が生ずることが考えられるが、この場合の圧縮方向の残留応力 10 kgf/mm^2 程度では寿命に影響しないと考えられる。

【付録】

1.この第5章で玉軸受の摩擦モーメントを計算で求めたので、第4章の昇温測定条件、すなわち、荷重が一方向の 600 kgf 、回転数が内輪 1770 rpm の場合に、軸箱外径 128 mm 、ぬすみ幅 32.25 mm のときと、正常な場合、すなわち軸箱の肉厚が厚く、荷重分布が従来の理論値と一致した図4.12、または4.15の正常な場合に相当する分布をとるときの各摩擦モーメントを第5章の場合と同様に計算して、これを表4.6の実測値と比較した。結果は表5.3のとおりである。ただし、実測値は軸箱外径が 155 mm の結果である。計算値、実測値ともぬすみのある場合が摩擦は若干大きい。

表 5.3 摩擦モーメントの計算値および昇温の実測値

| 軸箱寸法 (mm) | 摩擦モーメントの計算値(kgf mm) | | | 軸受の外径での昇温値 (フン囲気温度以上) (°C) |
|---------------------|---------------------|-----------|------|----------------------------------|
| | 潤滑による | ヒステリシスによる | 合計 | |
| 軸箱外径 128 ぬすみ幅 32.25 | 6.05 | 2.04 | 8.09 | 18.6 |
| 正常な場合 | 5.71 | 2.02 | 7.73 | 12.7 |
| 軸箱外径 155 | ぬすみ幅 5mm | | | 11.1 |
| | ぬすみ幅 15mm | | | 16.2 |

文 献

- 1) たとえば H. Poritsky: ASME, **75**, (1950) 191.
曾田範宗, 山下正忠, 大空金次: 潤滑, **16**, 8, (1971) 573.
- 2) たとえば 伊藤制儀: ベアリング エンジニア, **6**, 1, (1957) 784.
角田和雄: 日本機械学会論文集, **27**, 178, (1961) 945.
- 3) 曾田範宗, 山本隆司: 潤滑, **21**, 2, (1976) 107.
- 4) たとえば C. W. Allen, D. P. Townsend, E. V. Zaretsky: ASME, F, **92**, 1, (1970) 89.
- 5) G. Lundberg, A. Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings IVA Handlingar, Nr. 196, Generalstabens Litografiska Anstalts, Stockholm, (1947).
- 6) K. L. Johnson, R. Cameron: IME, **182**, Pt.1, 14, (1967) 307.
- 7) E. G. Trachman, H. S. Cheng: Proc. Symp. Elastohydrodyn. Lub. Leeds, (1972) 142.
- 8) H. S. Cheng: MTI. Rept. 67 TR 24, (1967).
- 9) G. Harrison, E. G. Trachman: ASME, F, **94**, 4, (1972) 306.
- 10) H. Blok: Second World Petroleum Congr., Paris (Section 4), (1937) 471.

- 11) D. Dowson, G. R. Higginson: *Elastohydrodynamic Lubrication*, Pergamon, New York, (1966) 83.
- 12) H. S. Cheng: *Pap.*, ASME, (74-DE-32), (1974).
- 13) D. Dowson: NASA, *Spec. Publ.*, [Sp-237], (1969) 27.
- 14) D. F. Li, J. J. Kauzlarich, W. E. Jamison: ASME, F, **98**, 10, (1976) 530
- 15) K. L. Johnson, J. A. Greenwood, S. Y. Poon: *Wear*, **19**, (1972) 91.
- 16) J. Y. Liu, T. E. Tallian, J. I. McCool: ASLE *Trans.*, **18**, 2, (1975) 144.
- 17) 内海竜夫, 青木三策: *日本機械学会誌*, **59**, 451, (1956) 612.
- 18) 飯田幸作, 大越秀雄, 五十嵐昭男: *NSKベアリング ジャーナル*, **611**, (1959) 1.
- 19) ISO R 281, JIS B 1518-1968.
- 20) 室博, 徳田昌敏: *潤滑*, **21**, 9, (1976) 621.
- 21) H. S. Cheng, B. Sternlicht: ASME, D, **87**, 10, (1965) 695.
- 22) D. Dowson, A. V. Whitaker: *IME*, **180**, 3B, (1965-66) 57.
- 23) H. Hertz: *Gesammelte Werke*, Bd. 1, J. A. Barth, Leipzig, (1895) 155.
- 24) 沢本毅: *機械の研究*, **22**, 8, (1970) 1165.
- 25) P. Eschmann: *Die Wälzlagerpraxis*, R. Oldenbourg, München, (1953) 112.
- 26) D. Tabor: *The Hardness of Metals*, Oxford Univ., Oxford, (1951) 105.
- 27) 青木三策, 古川功: *潤滑*, **3**, 4, (1958) 191.
- 28) J. E. Merwin, K. L. Johnson: *IME*, **177**, (1963) 676.
- 29) 曾田範宗: *軸受*, 岩波書店, 東京, (1964) 176.
 古村恭三郎: *NSKベアリング ジャーナル*, **627**, (1973) 1.
 E. V. Zaretsky, R. J. Parker, W. J. Anderson: ASME, F, **91**, 4, (1969) 314.

第6章 総 括

深みぞ玉軸受の諸性能の中で最も重要なもののひとつと考えられるフレーキング寿命について、一般の使用条件ではほとんど全ての寿命に関する諸事象を説明できるということから、Lundberg-Palmgren の理論がISO、JISなどに採用されている。しかし、この理論も最近の苛酷化しつつある軸受の使用条件においては軸受の形状、あるいは使用条件と寿命の関係を十分に説明することができなくなっている。一方、最近、弾性流体潤滑理論が軸受寿命の分野に導入されたが、軸受軌道面全体の潤滑油膜厚さが十分考慮されておらず、油膜厚さに対比される軌道面のあらさについても、運転によるあらさの変化を考えるとところまでは至っていない。

本研究は、Lundberg-Palmgren の理論から出発して、この理論では解析できない各種の使用条件における寿命を計算できるように拡張するとともに、これらの使用条件で実際に寿命試験を行なって、その試験結果と先の計算結果とを比較し、計算結果が正しいことを立証した。

なお、弾性流体潤滑にも論及して、特に玉軸受の軌道面のみぞ半径が小さい場合の寿命については、潤滑面での検討が必要であることを明らかにした。

各章にそれぞれ結論を記載したが、重要なものを挙げれば次のとおりである。

1. 第1章は、序章で本研究の意義を述べた。
2. 第2章では、玉軸受の軌道面にうねりがある場合の玉軸受内部の荷重分布、および寿命を計算できる一般式を導き、これらの式を用いて玉軸受の内輪、および外輪の各軌道面に変形を生じているときの寿命を計算し、実際に寿命試験を行なって、計算値を確認した結果は、次のとおりである。
 - (1) 軌道面にうねりを生じている玉軸受の寿命は、うねりのない場合の寿命より著しく短くなる。たとえば、外輪軌道面の負荷側面に半円周に亙る緩やかな最大 $-50\ \mu\text{m}$ の真円度のくずれがあるときには、玉軸受全体の寿命が半減することもありうる。この対策としては、玉軸受の運転中のラジアルすきまを小さくして、軸受の負荷を軌道面で、できるだけ均等に受けさせるようにすることも効果が大きい。まず軌道面の精度の向上を計ることが先決である。軌道輪の $50\ \mu\text{m}$ 程度の変形は、軸受の周囲の構造によっては比較的容易に実現するものである。軸についても、最近自動車、農業用機械などで広く見られるように、玉軸受を直接にスプライン軸に圧入して使用する場合には、内輪軌道面に変形を来し、寿命も短くなる。
 - (2) 軌道面にうねりのある玉軸受の荷重分布、および寿命を計算で求める方法を導いた。
3. 第3章では、大きな負荷を与えられて軌道面に部分的な凹み、すなわち圧痕を生じた玉軸受の寿命について、寿命の計算式に残留応力の値を導入する計算方法を検討し、他方、寿命試験を行なって先の計算結果と比較した。なお、軌道面に腐食による錆を生じている場合の寿命についても併せて実験をした。
 - (1) 実際の静定格荷重 C_0 の2倍弱までの荷重を加えることによって生ずる圧痕を軌道面にもつ玉軸受を運転しても、軸受寿命は短くならず、フレーキングもこの部分から発生することはまれである。
 - (2) 運転時の荷重が比較的低いときには、寿命に及ぼす圧痕の影響は大きくなり、玉軸受に許容される静止荷重は小さくなる。

- (3) 玉軸受の寿命は、転がり方向に平行に働く動的せん断応力のみでなく、残留応力によって値が変り、且つ、表面に対して45°の方向に働く静的最大せん断応力をも併せて考慮しなければならない。
- (4) ただし、軌道表面の凹みは摩擦、振動などの面で有害であり、なお、これらの点についての検討が必要である。
- (5) 静止時の負荷によって軌道面に圧痕を生じている玉軸受の寿命の計算方式を明らかにした。
なお、第2章の軌道面にうねりをもつ軸受の寿命計算方式を本場合に適用すれば、うねりの量が小さいので、この表面形状の面からのみの計算では寿命は短くならないという計算結果がえられた。
- (6) 腐食によって生じた軌道面の錆は、軌道の表面をあらくし、凹みをつくり、軸受の寿命を著しく短くする。
4. 第4章では、玉軸受の寿命が軸受を組み込む軸箱の形状、および寸法によって変ることを明らかにし、最適な軸箱、さらには玉軸受の寿命を向上しうる軸箱について検討した。まず、各種の形状の軸箱を介して軸受に大きな荷重を加えて荷重分布を測定して寿命を推定し、次に、玉軸受、および軸箱の弾性変形の計算値と、第2章の変形と寿命との関係から理論的に寿命を求め、最後に寿命試験を行なって上述の計算値と対比した。
- (1) 軸箱の形状、および寸法によって玉軸受の等価荷重が変るので、寿命は著しく変化する。
- (2) 軸箱が厚い程、玉軸受との接触幅が広い程、玉軸受の寿命は長くなる。ただし、一般の使用条件では軸箱外径が軸受外径の約1.5倍以上になれば、軸箱の外径を増しても寿命はほとんど変化しない。
- (3) 軸箱の負荷点の内径、または外径、または厚みの中間に適切な形状、寸法のぬすみを設ける場合には、荷重分布が均一になるので玉軸受の寿命を長くでき、薄肉の軸箱を用いて、しかも荷重分布を均一化することも可能である。軸箱の肉厚を薄くできれば機械装置の軽量化、軸間距離を狭くできるなどの利点がある。
- (4) 軸箱の負荷点にぬすみを設けて、玉軸受の荷重分布を広く均一にした場合、軸受の摩擦モーメントはぬすみのないときに比較して若干大きくなる。
なお、軸箱の形状、寸法が寿命に及ぼす影響を表わすために、軸箱係数と仮称する寿命係数を提案した。
5. 第5章においては、玉軸受の軌道面の軸方向の形状として軌道みぞ半径をとり上げ、その軸受寿命に及ぼす影響を検討した。玉とみぞとの間に生ずる差動すべりを考慮して、接触面に生ずる油膜厚さを計算し、一方、表面あらさの運転時間による変化を考慮に入れた軌道の表面全面の寿命の式を導き、ここに先に求めた油膜厚さの値を代入して計算し、さらに、これに従来の表面下からの破損の式を併せ、全体の寿命を算出した。この計算結果を確認するために寿命試験を行なったが、同時に摩擦モーメントを実測し、先の計算の過程で求められた摩擦係数から算出した摩擦モーメントと比較した。
- (1) 玉軸受の寿命は、軌道面のみぞ半径の値によって変るので、みぞ半径の選択、および軸受の取付後のみぞ半径の変化を考えて、取付面の精度には細心の注意が必要である。
- (2) 一般に、運転時の荷重が小さいときには、従来の軌道面に生ずる応力から考えられた寿命の式どおりに、みぞ半径が小さいときに寿命は長くなるのに対して、荷重が大きくなると、差動

すべりなどの影響でみぞ半径が小さい場合に寿命が短くなってくるので、みぞ半径は使用条件を勘案して決定されねばならない。

実際のフレーキングの形から見ても、高荷重ではみぞ半径が小さいときに、フレーキングは軌道表面を起点とする微小なクラックから始まっていると考えられる。

- (3) 玉軸受の摩擦モーメントは、みぞ半径が小さくなると急激に増大する。
- (4) 弾性流体潤滑油膜厚さを求める際にすべりの効果を考慮した。また、寿命の計算に当って表面のあらさの運転による変化の影響を加えるとともに、最大荷重点が即最小油膜厚さという従来の考え方を改めて、軌道面全体の寿命を求める計算式を導いた。

謝 辞

本研究を行なうにあたり、終始ご親切なご指導とご鞭撻を賜った大阪大学 津和秀夫教授、川辺秀昭教授、並びにご指導とご審査を頂いた大阪大学 築添正教授、中川憲治教授、牧之内三郎教授、山田朝治教授、井川直哉教授に厚くお礼を申し上げます。

また、本論文の提出のご承認とご鞭撻を賜った光洋精工株式会社 池田巖取締役社長、前川良雄専務取締役、並びに実験その他にご協力を頂いた同社生産技術研究所、中央研究所の各位、編集に当ってお世話になった辻野清志氏に深く感謝申し上げます。

記 号

本文に用いた記号は、その都度説明を加えたが、ここに一括して掲げておく。

- A : 軸箱係数
- A_k : 寿命の式における定数
- A_s : 軸箱の断面積
- a : 接触楕円の長軸半径
外輪の変形後の長軸半径
軸箱の外径
外輪を表わす添字
- B : 軸受の幅
圧痕の円周方向の長さの $1/2$
粘度計算のときの定数
- b : 接触楕円の短軸半径
外輪の変形後の短軸半径
軸箱と軸受との接触幅
- C : 動定格荷重、または基本動定格荷重
- C_H : Hertz の接触弾性係数
- C_0 : 静定格荷重、または基本静定格荷重
Chiu らの与える定数
- c : 軸箱のぬすみ幅
ヒスコート線の位置を示す定数
軌道面のうねりの高さの $1/2$
凹み (furrow) の幅
- c_m : 円筒の比熱
- D : 軌道面の直径
軸の有効外径
- D_a : 玉径
- d : 内輪内径
- d_e : あらさの平均線から相手面迄の距離
- d_m : ピッチ円径
- E : 縦弾性係数
単位時間に消費する弾性仕事量
等価荷重を表わす添字
- E' : 等価縦弾性係数
- F_r : ラジアル荷重
- F'_{rE} : $F_{rEi} = F_r E a$
- f_0 : 基本静定格荷重の式の定数

f_2 : 粘度計算のときの定数
 $f(\psi)$: 外輪軌道面の極座標の式
 G : 横弾性係数
 \bar{G}_∞ : 限界せん断率 (limiting shear modulus)
 g : 有効しめしろ
 $g(\psi)$: 内輪軌道面の極座標の式
 H_v : ビッカースかたさ
 h : 最小油膜厚さの $1/2$ の 120 %、すなわち平行油膜厚さの $1/2$
 h_0 : 最小油膜厚さの $1/2$
 I : 断面二次モーメント
 i : 玉の列数
 内輪を示す添字
 J_r : ラジアル積分
 J_1 : 内輪の平均玉荷重に関する積分
 J_2 : 外輪の平均玉荷重に関する積分
 j : 玉のナンバーを表わす添字
 K : 表面から破損するときの寿命の式の定数
 K_1 : 表面から破損するときの寿命の式のマテリアル定数
 K_2 : 表面から破損するときの寿命の式の定数
 $K_0 K(\psi)$: 軸箱の寸法形状、および偏角 ψ による定数
 K' : 表面下から破損するときの寿命の式の定数
 K'_2 : 表面下から破損するときの寿命の式の定数
 k : K/K'
 潤滑油の熱伝達率
 k_m : 円筒の熱伝達率
 L : 寿命
 L_0 : 表面下から破損するときの寿命
 L^* : 純ラジアル荷重が働くときの寿命
 L' : 圧痕と等円周長さの圧痕のない部分の寿命
 l : 負荷を受ける軌道面の長さ
 玉が単位時間に転がり接触する長さ
 すべり 0 の点から z 方向に摩擦力 τ の点迄の距離
 M : 摩擦モーメント
 平均値を表わす添字
 M_ψ : 偏角 ψ の位置における軸箱の曲げモーメント
 N : 応力のくり返し数
 軸箱を曲りはりと考えたときの軸力
 あらさの山の密度

- n : 内輪の回転数
 寿命中の割合が λ である間の総回転数
 円筒、あらかの過程などのナンバーを表わす添字
- P : はめあいの圧入力
 圧痕有りを表わす添字
- p : 圧力
 圧痕部を表わす添字
- p_{max} : Chiuらの与える凹みの肩部の圧力、または最大圧力
- p_0 : Chiuらの与える凹み部以外の部分の圧力
- Q : 玉荷重
- Q_c : 平均玉荷重
- Q_m : 偏角 $\psi_a = 0$ の玉荷重
- $Q(\psi)$: 偏角 ψ の位置の玉荷重
- Q_ψ : 偏角 ψ における軸箱のせん断力
- $Q'(\psi)$: 偏角 ψ の位置の玉荷重の実験値
- R : 軌道面の基準円半径
 軸箱の平均半径
 あらかの山の先端半径
 円筒の等価半径
 理論値、または正常な場合を表わす添字
- r : 残留応力を表わす添字
- r_c : 転がり方向に直角な面内での変形後の接触面半径
- S : L の寿命に耐える確率
- s : $\ln(\eta_2/\eta)$
- s_1 : $\ln(\eta_2/\eta_1)$
- T : 温度
- T_b : 周囲温度
- T_s : 表面温度
- T_0 : 潤滑油膜の中心の温度
- t : 圧痕部の深さ
 弾性、および塑性変形をするときの荷重と変形の関係指数
 経過時間
- U : 接触する円筒の嚙込速度
 軸箱のひずみエネルギー
- u : 軌道が1回転するときの応力のくり返し数
 油膜の速度
- v : 接触面のすべり量
- W : 外輪に働く曲げの外力

- w : 外輪の曲げ反力
 X : 表 4.7 に示す係数
 x : 転がり方向を表わす添字
 xz : 転がり方向に平行に働く動的せん断応力を表わす添字
 Y : 表 4.7 に示す係数
 y : 転がり面で、転がり方向に直角方向を表わす添字
 Z : 玉数
 z : 転がり表面に垂直方向を表わす添字
 max : 最大値を表わす添字
 $mean$: 平均値を表わす添字
 0 : 最大値、およびその位置を表わす添字
 1 : 接触する 2 面の内の 1 面を表わす添字
 あらかの山の 1 山、または軌道面上の 1 点を表わす添字
 2 : 接触する 2 面の内の 1 面を表わす添字
 45 : 表面に 45° 方向に働くせん断応力を表わす添字
 I, II : 物体の 2 つの主平面を表わす添字
 ヒスコート線の外側と内側を表わす添字
 α : 潤滑油の圧力粘度係数
 接触角
 軸心から見た相隣る玉のなす角の $1/2$ 、およびこれを表わす添字
 α_0 : 材料係数 K_1 を構成する定数
 α' : 軸箱の断面の形状によって定まる定数
 β : 粘度を計算するときの定数
 弾性ヒステリシス損失係数
 β_i : 圧痕幅の軸受中心点に対する中心角の $1/2$
 Γ : 最小油膜厚さの単位面積を考えたとき $\Gamma_a = \Gamma_i$ になる値
 Γ_a : 式 (5.10) の積分値
 Γ_i : 式 (5.12) の大括弧内の値
 γ : 粘度を計算するときの定数
 Δ : ラジアルすきま
 単位面積を表わす添字
 δ : あらかの山の圧縮変形量
 δ_p : あらかの山に塑性変形が始まる限界圧縮量
 δ_{pl} : 接触面の圧痕深さの総和
 δ_r : 内・外輪の相対的な接近量
 $\delta(\psi)$: 偏角 ψ における弾性変形量
 ε : 負荷率
 η : 接触部の潤滑油の実際粘度

- η_0 : 接触面入口の潤滑油の粘度
 η_1 : 温度 T_b 、大気圧における潤滑油の粘度
 η_2 : 温度 T 、圧力 p における潤滑油の平衡粘度
 θ : 内輪の基準点の移動角度
 A : 最小潤滑油膜厚さと表面あらさとの比
 λ : 一定条件における寿命の消耗割合
 μ : 摩擦係数
 Hertz の定数
 ν : ポアソン比
 ρ : 接触部の曲率
 ρ_m : 円筒の比重
 σ : あらさ曲線の標準偏差
 σ_n : あらさ σ_n のときを表わす添字
 σ^* : あらさの山の頂点の標準偏差
 τ : せん断応力
 単位面積の摩擦力
 τ_k : 材料のせん断降伏応力
 τ_2 : 遅延時間 (retardation time)
 ϕ : 単位転がり距離に対する弾性仕事量
 χ : 寿命の式 (5.14) における分母の平均値
 ψ : 偏角
 ψ_0 : 負荷圏の範囲を表わす角度
 $\psi(z)$: あらさの山の頂点の正規分布を表わす式
 ψ'_0 : 負荷圏の範囲を表わす角度
 Ω : Li らの与えるズブ焼入鋼における定数