

## 転がり軸受寿命試験マニュアル(3)

転がり軸受寿命研究会\*

原稿受付 2007年9月14日

“トライボロジスト” 第53巻 第5号 (2008) 326~331

この記事は転がり軸受の寿命試験とその実施上の注意事項に関して解説したものであるが、本編では第4章~第6章および付録、すなわち以下の内容について述べる。

### 4. 試験の実行

#### 4.1 安全

#### 4.2 自動停止装置の設定

#### 4.3 運転状態の監視

#### 4.4 運転の中途打ち切り

#### 4.5 記録

### 5. 試験後の処理

#### 5.1 破損の確認

##### 5.1.1 軸受取外し前の確認

##### 5.1.2 軸受取外し後の確認

#### 5.2 寿命データの処理

#### 5.3 試験軸受の保存

### 6. 寿命試験の将来展望

【付録】玉軸受の油膜厚さと油膜パラメータの計算例

### 4. 試験の実行

#### 4.1 安全

寿命試験に限らず、機械を使用する場合には第一に安全が重要であり、そのための一般的な注意事項は既に広く示されているのでそれを守らなければならない。寿命試験においては火災、感電、取付け取外し時の部品の落下などの危険が多いので、十分な対策と不断の注意が必要である。

#### 4.2 自動停止装置の設定

寿命試験機には軸受に破損が生じたときに自動停止させる装置が付いているのが普通であるが、この装置は軸受の軌道輪にフレーキングが生じた

ときに回転に伴う振動が発生するので、それを検出するものが一般的である（より早期の検出のためにアコースティックエミッション…固体が破壊する際に弾性波を生じる現象…を検出する方法も検討されている）。なお、破損をしていない軸受でも回転すれば振動を生じるから、この停止装置は正確に言えば軸受の正常時と破損時との差を検出するものである。

しかし正常時の試験軸受でも振動は1個ずつ異なり、また支持軸受の状態によっても検出される振動は変化する。したがって停止装置の振動検出の設定感度の絶対値というものには存在しないので、停止装置は正常時とフレーキング発生時との差として作動させる。振動の絶対値を固定したままにすると、正常時に作動したりフレーキング発生時に作動が遅れたりする。

転がり軸受の疲れは「最初に兆候が認められた時」とされているので、これに従うためには、個々の軸受の試験について毎回、正常時の振動のわずかに高い値に停止装置作動限度を設定するようにする。試験中に停止装置が作動したら、5.1.1項（軸受取外し前の確認）の作業を行い、もしフレーキングの兆候がなければわずかに設定感度を下げて試験を続行するが、その際には軸受の振動に十分に注意を注ぐ必要がある。

\*構成：岡本純三（主査，千葉大・名），佐藤昌夫（幹事，神奈川大），木村好次（東大・名，香川大・名），吉岡武雄（元・明治大），似内昭夫（玉川大），山本隆司（東京農工大），間野大樹（産総研），高田浩年（元・日本精工），三田村宣晶（日本精工），佐田 隆（ジェイテクト），前田喜久男（NTN），高木俊行（不二越），吉田秀司（ツバキナカシマ），平岡和彦（山陽特殊製鋼）

2007年9月現在

Life Test Manual for Rolling Bearings (Part 3)

By Technical Committee on Life of Rolling Bearings

**Key Words**: rolling bearings, life test, manual, test bearings, suspended test, data processing, oil film parameter

### 4.3 運転状態の監視

寿命試験機に付いている自動停止装置は、軸受にフレーキングが生じて回転に伴う振動が発生したときに、それを検出するものが一般的なもので、軸受が正常に運転されて正常なフレーキングが発生すれば対応できるが、異常の場合に対応できないことがある。たとえば潤滑不良による焼付きや転動体の割れの発生による回転不能、ヒータの過熱、電気回路の短絡など多くの危険が潜在しているが、振動検出型の自動停止装置では対応できないので、それらが火災につながる恐れもある。

軸受の破損箇所が小さくて破損の進行が遅い場合には、自動停止装置が働いても目視で発見できないと正常な運転と誤認されることがあり、その運転を継続しようとして振動の検出感度を下げて運転すると、破損が進行して軸受の破壊をもたらすなどの恐れがある。とくに無人運転の場合に自動停止装置が作動したときには、軸受の破損の有無を徹底的に調べるとともに、安易に検出感度のレベルを低くすることは避けるべきである。

なお、運転中の試験機の近くに居るときには、運転音、各部の温度、振動、異臭などについて感覚をよく働かせて異常を発見するようにする。自動停止装置は特定の現象のみを検出するものであって、人間はより多くの項目に対するセンサをもっているから検出の幅が広く、その意味で停止装置だけを過信してはならない。

### 4.4 運転の中途打ち切り

転がり軸受の寿命試験は3.3.1項に述べた理由で長期間を要することが多いので、その時間を短縮するための方法として、試験を運転の途中で打ち切ることがある。特に軸受グループの中で寿命が長いものは、時間が多くかかるわりにグループとしての寿命値の信頼性に対する貢献は大きくないから、打ち切りを行うことは有効である。

この方法として単純な考え方は、一つのグループについて最初にすべての軸受の試験の準備を行って同時に試験を開始して、順次疲労したものが試験終了となるから、それらをワイブル確率紙にプロット（運転中のものも含める）していけば、破損データの累積破損確率が大きくなった時点で残りは途中で打ち切ることができる。しかしこの

方法では多数の試験機を必要としたり、同時に試験を開始するためには準備のできた試験機まで待機させておかなければならないから、その時間が無駄になるという難点がある。

試験期間短縮の方法としては、次のような方法が提案されている。

(a) 全体の軸受を幾つかのグループに分けて、一つのグループについては同時に試験を開始し、最初の1個に疲れ破損が生じたらそのグループの試験を打ち切る。これを繰り返して得られた最短寿命値のグループから母集団の寿命分布を推定する（サドンデス法）<sup>18)</sup>。

(b) 全体の軸受を順次試験し、個々の寿命値が得られるたびにワイブル確率紙にプロットし、その時点で推定された母集団を表す直線が所定の累積破損確率（たとえば50%）と交わる点の寿命時間を次の軸受の試験打ち切り時間として、この操作を繰り返す（浮動打ち切り時間法）<sup>19,20)</sup>。

どのような方法をとるにしても、時間短縮と結果の信頼性とは相反するものであるから、どちらに重点をおくかは個々の状況を考慮して判断するものである。なお、疲れ寿命以外の原因や試験期間短縮のために中途打ち切りをした場合には、その運転時間は不完全データとして寿命グループの値を求めるために使用する<sup>11)</sup>。疲れ寿命に至らなかったからといって中途打ち切りデータを捨ててしまうと、グループとしての寿命の推定値を狂わせる恐れがある。

### 4.5 記 録

長期間の寿命試験の結果を有効に利用するためには、試験の詳細を記録しておくことが絶対に必要である。また、転がり軸受の寿命に影響をもつ因子にはまだ知られていないものがあるから、得られた結果を将来解析することも考えると、できるだけ多くの事項について記録しておくことが望ましい。それらには以下のようなものが考えられる。

- a. 場所、試験機番号、荷重、回転速度、軸受（メーカーと製造ロット）、潤滑剤〔メーカー、製造ロット、使用量および充てんの時期と量、組成、使用温度、規定の温度（40℃、100℃）および可能ならば使用温度における動粘度、

密度, 粘度-圧力係数)。

#### b. 個別軸受

軸受番号, 内外径<sup>※</sup>, 内部すきま<sup>※</sup>, 軸の直径<sup>※</sup>, ハウジング穴の直径<sup>※</sup>, はめあいのしめしろ<sup>※</sup>またはすきま<sup>※</sup>, 取付け誤差。(※印は  $\mu\text{m}$  単位)

#### c. 運転

日時 (開始と終了), 気温, 休止した場合はそれまでの運転時間と再開までの時間。

#### d. 寿命

寿命時間, フレーキングが生じた部品, フレーキングが生じた位置 (部品が静止輪の場合), フレーキングの所見, 運転期間 (開始と終了の日時)。

#### e. その他

気が付いた事項。

### 5. 試験後の処理

#### 5.1 破損の確認

**5.1.1 軸受取外し前の確認** 停止装置の作動や異音発生によって, 原因がフレーキングであると考えられるときには, フレーキングを目視で確認する必要がある。しかしフレーキングが小さかったり, 特に玉軸受では軌道の肩の陰であったり, 保持器の陰にある玉の部分であったりすると, 目視による発見が困難であることがあるが, 安易に軸受を試験機から取り外すことは控えなければならない。

転がり軸受の寿命とは, 「軸受の軌道輪, 軌道盤又は転動体のいずれかに材料の疲れの最初の形跡が現れるまでの, 一方の軌道輪又は軌道盤の他の軌道輪又は軌道盤に対する総回転数」と定義されている<sup>21)</sup>。停止装置が作動したならば寿命ということではなくて, 装置の誤作動かもしれないし, またはすでに疲れが生じているのに感度不足で停止が遅れたのかもしれないので, 停止装置の作動以前でも異音などの異常に注意するが, 最終的には目視で確認するべきである。

異常や停止装置作動という理由で停止してそのまま軸受を取り外すと, 再度取り付けてもはめあい状態が変わったり, 静止輪と荷重との位置関係が変わったりして試験状態に変化をもたらす恐れがある。また, フレーキング調査のために保持器

を分解すれば, 分解時に軌道面や転動面に圧痕などの損傷を与えてしまう可能性があり, フレーキングが発見されない場合に再び組立て再使用したとしても, 本来の寿命値を示すとは判断されない。また, その時点で試験を中止すれば, その軸受の試験は途中で打ち切られたとして確率論により処理せざるを得ず, 破損まで試験した場合の寿命値よりも信頼性が低くなる。

このような問題が生じないようにするため, 玉軸受の試験では試験機が停止した (停止させた) 時には, 軸受に荷重を加えたまま手動でゆっくり回転 (必ず主電源を切っておくこと) させると, 玉が軌道のフレーキング部分を通過するときにごたえがあるので, そのときの玉の位置について調べる。ラジアル荷重が加わる玉軸受では, 外輪軌道にフレーキングがあると手ごたえは玉が決まった位置に来るときに感じるが, 内輪軌道の場合には玉の位置は一定しない。なお, 玉にフレーキングが生じたときは発見しにくい, 軸受に荷重を加えた状態で軸受を運転すると, 数~数十秒間隔で振動または音が出るので, 停止後に「手動・手ごたえ」により判断し, もし手ごたえがなければ軸受を運転するというのを繰り返す。手ごたえがあれば最大負荷位置にある玉の位置の保持器にマークを付けておき, 強い点照明などを使って視認する。

**5.1.2 軸受取外し後の確認** 軸受を取り外した後も損傷の確認を行う。これは破損箇所, 状態, 1個の部品に生じた複数の損傷や, 複数の部品に同時に生じた損傷を確認するとともに, 目的に合致した試験になっているか否かを確認することにもなる。完全に確認するためには保持器を破壊しなければならないこともあるが, 一般に保持器は比較的軟らかい材料でできているので, 金切鋸, 糸鋸やドリルで切断や穴あけ加工をすることができる。なお, たがねは工具が滑って軌道輪や転動体を傷付ける恐れがあるので使わない方がよい。

#### 5.2 寿命データの処理

軸受が破損したときには寿命時間はもちろん, 破損部品や観察結果など, 4.5節に述べた項目について記録する。一つのグループについては, 破

損する度に(破損前に何かの理由により試験を中止した場合や、軸受を分解しても破損が発見されなかった場合、すなわち中途打ち切りも含めて)ワイブル確率紙にプロットしていくようにする。これはこのグループのこれ以後の寿命値を推定して試験の計画または終了の時期を検討するのに役立つからである。なお、ワイブル確率紙の作り方およびそこに寿命データをプロットする方法、寿命母集団の推定、結果の信頼性などについては文献5,6)を参照されたい。

5.3 試験軸受の保存

寿命試験後の軸受には、破損形態、試験環境による着色をはじめ、試験当時の材料や加工などの多くの製造技術が含まれている貴重な資料であって、後日になって活用されることがある。このため寿命試験のまとめが済むのを待たずに試験の由来、経歴などを個々の軸受に添付して、長期間にわたって錆びないようにして保存することが望ましい。

6. 寿命試験の将来展望

軸受の寿命試験を取り巻く環境や要求も時代とともに変化する。それに対応するためには単に従来の試験を単純に繰り返すのではなく、変化していくと考えなければならない。それらには次のようなことが考えられる。

- a. 油の性状。
- b. 石油系以外の潤滑剤。
- c. 運転条件…荷重の方向、休止時間、荷重変動
- d. 雰囲気…軸受が置かれる環境は空気中だけではないので、次のような雰囲気の中で運転される可能性もある。  
 (1) 油中の固形異物、(2) 水、海水ほかの液体や気体、(3) 液体酸素・液体窒素・液化ガス等の極低温液体、(4) 真空。
- e. 小型化…占有面積の削減、低価格化の効果も伴う。
- f. 低価格化…多数の試験機が設置できる。
- g. 自動化…全自動化・無人化を目指すとともに、

試験軸受の自動交換も考慮する。

文 献

- 18) L. G. JOHNSON: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, ELSEVIER (1964)31.
- 19) 岡本純三・大森達夫：ころがり軸受の寿命試験における試験時間の節減(1), トライボロジスト, 37 (1992) 846.
- 20) 岡本純三・大森達夫：ころがり軸受の寿命試験における試験時間の節減(2), トライボロジスト, 40 (1995) 1021.
- 21) JIS B 0104-1991, 転がり軸受用語, 47.

【付録】玉軸受の油膜パラメータの計算例

1. 計算式

本文3.3.3項の油膜パラメータを求める式は複雑なので、例として数値を入れた計算をしてみる。そこでまず、本文の計算式を再掲する。

油膜パラメータ  $\Lambda$  は、

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sigma_e} \tag{2}$$

ここに  $h_{min}$  は最小油膜厚さであり、 $\sigma_e$  は接触2物体の合成粗さで、

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \tag{3}$$

であり、 $\sigma_1, \sigma_2$  はそれぞれの物体の自乗平均粗さである。

$h_{min}$  の値を、HAMROCK-DOWSON<sup>14)</sup>による無次元油膜厚さ  $H_{min}$  を求める式を使って計算する。

$$\left. \begin{aligned} H_{min} &= \frac{h_{min}}{R_x} \\ &= 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.68k}) \\ k &= 1.03 \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

ここに、

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}}, \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \tag{5}$$

であり、 $r_{ax}, r_{ay}$  は片方の物体 a のそれぞれ転がり方向(x)の曲率半径と、それに直角方向(y)の曲率半径である。また、 $r_{bx}, r_{by}$  は相手の物体 b における曲率半径である。さらに  $U$  (速度パラメータ)、 $G$  (材料パラメータ)、 $W$  (荷重パラメータ) および  $E'$  (等価弾性係数) は、

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{\eta_0 u}{E' R_x}, \quad G = \alpha E', \quad W = \frac{F}{E' R_x^2} \\ E' &= \frac{2}{(1-\nu_a^2)/E_a + (1-\nu_b^2)/E_b} \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

であって、

$\eta_0$ : 潤滑油の大気圧における粘度 (Ns/m<sup>2</sup>),  $u$ : 速度 (m/s),  $\alpha$ : 潤滑油の粘度-圧力係数 (m<sup>2</sup>/N),  $F$ : 荷重 (N),  $E$ : 2物体 a, b の縦弾性係数 (N/m<sup>2</sup>),  $\nu$ : 2物体 a, b のポアソン比, である。

2. 計算例

ここで使用する軸受・油についての値はすべて計算のための仮定の値である。また、内輪、玉および外輪に関する値には末尾にそれぞれ添字 A, B, C を付ける。

2.1 計算に使用する諸元

2.1.1 軸受 軸受は深溝玉軸受とし、純ラジアル荷重を受けて以下の条件で運転されるものとする。また、表中の数値の内、最下段の値が計算に使用するための単位で表した値である。

玉のピッチ円径 $d_m = 46 \text{ mm}$ $= 0.046 \text{ m}$	玉の直径 $D_w = 9.525 \text{ mm}$ $= 0.00953 \text{ m}$	玉数 $Z$ 9
---------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------	----------------

軌道溝の曲率比*	
内輪 $f_A = 52 \%$ $= -0.52^{**}$	外輪 $f_C = 53 \%$ $= -0.53^{**}$

\* 溝の曲率比=軌道溝の曲率半径/玉の直径,  
\*\* 半径の中心が物体の外にあるときは負となる。

表面の自乗平均粗さ		
内輪 $\sigma_A$ 0.04 $\mu\text{m}$	外輪 $\sigma_C$ 0.05 $\mu\text{m}$	玉 $\sigma_B$ 0.03 $\mu\text{m}$

材料の縦弾性係数	材料のポアソン比
内輪 $E_A =$ 外輪 $E_C$ $=$ 玉 $E_B$	内輪 $\nu_A =$ 外輪 $\nu_C$ $=$ 玉 $\nu_B$
206 GPa = $206 \times 10^9 \text{ N/m}^2$	0.3

2.1.2 潤滑油

動粘度 $\nu_L$		密度***
40°C = 313 K	100°C = 373 K	$\rho$
45.5 mm <sup>2</sup> /s	6.60 mm <sup>2</sup> /s	0.855 g/cm <sup>3</sup>

\*\*\* 接触面内の温度における密度とする。

粘度-圧力係数	接触面内の温度
$\alpha = 18.8 \text{ GPa}^{-1}$ $= 18.8 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$	60°C $= 333 \text{ K}$

2.1.3 運転条件

内輪回転	外輪回転	ラジアル荷重
$m_A = 2000 \text{ rpm}$ $= 33.33 \text{ s}^{-1}$	$m_C = 0$	$F_r = 7.36 \text{ kN}$ $= 7360 \text{ N}$

2.2 内輪と玉の接触

2.2.1 速度パラメータ  $U_A$   $U_A$  の値を求めるために、まず  $\eta_0, u, E', R_x, R_y$  の値を計算する。

(1)  $\eta_0$

温度  $T$  における粘度を次の ASTM-WALTHER の式を使って推定する。

$$\log \log (\nu_L + 0.7) = A_T - B_T \log T \quad (E1)$$

$T$  は絶対温度であり、 $A_T, B_T$  は油によって決まる定数である。測定温度 (313 K, 373 K) における粘度から接触面内の温度における粘度  $\eta_0$  を求める。

$$\left. \begin{aligned} \log \log (45.5 + 0.7) &= A_T - B_T \log 313 \\ \log \log (6.60 + 0.7) &= A_T - B_T \log 373 \end{aligned} \right\} (E2)$$

両式の差をとると  $B_T = 3.744$ 、これを上式に代入すると  $A_T = 9.565$  を得る。したがって、これらを式 (E1) に代入して  $T = 333 \text{ K}$  とすれば、 $\nu_L = 20.25 \text{ mm}^2/\text{s}$  が得られる。

$$\begin{aligned} \text{なお、} \eta_0 &\text{ は絶対粘度であるから、} \nu_L \text{ に密度を乗じて、} \\ \eta_0 &= \nu_L \rho = 20.25 \times 0.855 = 17.31 \text{ mPa}\cdot\text{s} \\ &= 0.01731 \text{ Ns/m}^2 \end{aligned}$$

となる。

(2)  $u_A$

$$u_A = \frac{d_m^2 - D_w^2 \cos^2 \beta}{4d_m} |\omega_C - \omega_A| \quad (E3)$$

$$\omega_A = 2\pi m_A$$

であり<sup>14)</sup>、 $\beta$  は軸受の接触角でこの例では 0 で、 $\omega_C = 2\pi m_C = 0$  である。したがって内輪の玉に対する相対移動速度 (転がりの表面速度)  $u_A$  は、

$$\begin{aligned} u_A &= \frac{0.046^2 - 0.00953^2}{4 \times 0.046} |0 - (2 \times 3.142 \times 33.33)| \\ &= 2.305 \text{ m/s} \end{aligned}$$

となる。

(3)  $E'_A$

$$\begin{aligned} E'_A &= \frac{2}{(1 - \nu_{LA}^2)/E_A + (1 - \nu_{LB}^2)/E_B} \\ &= \frac{2}{(1 - 0.3^2)/(206 \times 10^9) + (1 - 0.3^2)/(206 \times 10^9)} \\ &= 2.264 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

(4)  $R_{xA}, R_{yA}$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{xA}} &= \frac{1}{r_{xA}} + \frac{1}{r_{xB}} = \frac{1}{(d_m - D_w)/2} + \frac{1}{D_w/2} \\ &= \frac{1}{(0.046 - 0.00953)/2} + \frac{1}{0.00953/2} \end{aligned}$$

$$\therefore R_{xA} = 0.003778 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{yA}} &= \frac{1}{r_{yA}} + \frac{1}{r_{yB}} = \frac{1}{f_A D_w} + \frac{1}{D_w/2} \\ &= \frac{1}{-(0.52 \times 0.00953)} + \frac{1}{0.00953/2} \end{aligned}$$

$$\therefore R_{yA} = 0.1239 \text{ m}$$

(5)  $U_A$  の計算

$$\begin{aligned} U_A &= \frac{\eta_0 u_A}{E'_A R_{xA}} = \frac{0.01731 \times 2.305}{2.264 \times 10^{11} \times 0.003778} \\ &= 4.665 \times 10^{-11} \end{aligned}$$

2.2.2 材料パラメータ  $G_A$

$$G_A = \alpha E'_A = 18.8 \times 10^{-9} \times 2.264 \times 10^{11} = 4256$$

2.2.3 荷重パラメータ  $W_A$

(1) 最大転動体荷重

軸受に純ラジアル荷重  $F_r$  が加わった時の、最大荷重を受ける転動体の荷重  $F$  を求める。

$$F = \frac{5}{Z} F_r = \frac{5}{9} \times 7360 = 4089 \text{ N}$$

(2)  $W_A$  の計算

$$W_A = \frac{F}{E_A' R_{xA}^2} = \frac{4.089}{2.264 \times 10^{11} \times (0.003778)^2} = 1.265 \times 10^{-3}$$

2.2.4 だ円接触による指数  $k_A$

$$k_A = k' = 1.03 \left( \frac{R_{yA}}{R_{xA}} \right)^{0.64} = 1.03 \left( \frac{0.1239}{0.003778} \right)^{0.64} = 9.615$$

2.2.5 最小油膜厚さ  $h_{\min A}$  の計算 以上で求めた諸量を使って最小油膜厚さ  $h_{\min A}$  を求めるため、まず式(4)により  $H_{\min A}$  を計算する。

$$H_{\min A} = \frac{h_{\min A}}{R_{xA}} = 3.63 U_A^{0.68} G_A^{0.49} W_A^{-0.073} (1 - e^{-0.68k'}) = 3.63 (4.665 \times 10^{-11})^{0.68} (4.256)^{0.49} (1.265 \times 10^{-3})^{-0.073} \times (1 - e^{(-0.68 \times 9.615)}) = 3.34 \times 10^{-5}$$

したがって最小油膜厚さ  $h_{\min A}$  は、

$$h_{\min A} = H_{\min A} R_{xA} = 3.34 \times 10^{-5} \times 0.00378 = 1.26 \times 10^{-7} \text{ m} = 0.126 \text{ } \mu\text{m}$$

2.2.6  $A_A$  の計算

(1) 合成粗さ  $\sigma_{eA}$

$$\sigma_{eA} = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2} = \sqrt{0.04^2 + 0.03^2} = 0.0500 \text{ } \mu\text{m}$$

(2) 油膜パラメータ  $A_A$

$$A_A = \frac{h_{\min A}}{\sigma_{eA}} = \frac{0.126}{0.0500} = 2.52$$

これがこの軸受、潤滑油、運転条件の時の内輪と玉の間の油膜パラメータである。

2.3 玉と外輪の接触

2.3.1 速度パラメータ  $U_C$

(1)  $\eta_0$

潤滑油の絶対粘度は内輪におけるのと同じであるので、 $\eta_0 = 0.01731 \text{ Ns/m}^2$  とする。

(2)  $u_C$

外輪と玉の相対移動速度  $u_C$  は内輪に対する玉の転がりの表面速度  $u_A$  に等しいので、

$$u_C = u_A = 2.305 \text{ m/s}$$

である。

(3)  $E_C'$

外輪の材料も内輪と同じとするから、内輪の計算がそのまま適用される。

$$E_C' = E_A' = 2.264 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

(4)  $R_{xC}$ ,  $R_{yC}$

$$\frac{1}{R_{xC}} = \frac{1}{r_{xC}} + \frac{1}{r_{xB}} = \frac{1}{(d_m + D_w)/2} + \frac{1}{D_w/2} = \frac{1}{-(0.046 + 0.00953)/2} + \frac{1}{0.00953/2}$$

$$R_{xC} = 0.005752 \text{ m}$$

$$\frac{1}{R_{yC}} = \frac{1}{r_{yC}} + \frac{1}{r_{yB}} = \frac{1}{f_c D_w} + \frac{1}{D_w/2} = \frac{1}{-(0.53 + 0.00953)} + \frac{1}{0.00953/2}$$

$$R_{yC} = 0.08418 \text{ m}$$

(5)  $U_C$  の計算

$$U_C = \frac{\eta_0 u_C}{E_C' R_{xC}} = \frac{0.01731 \times 2.305}{2.264 \times 10^{11} \times 0.005752} = 3.064 \times 10^{-11}$$

2.3.2 材料パラメータ  $G_C$  外輪の材料も内輪と同じとするから、内輪の計算がそのまま適用される。

$$G_C = 4.256$$

2.3.3 荷重パラメータ  $W_C$

(1) 最大転動体荷重

最大荷重を受ける転動体の荷重は内輪と同じで、 $F = 4.089 \text{ N}$  となる。

(2)  $W_C$  の計算

$$W_C = \frac{F}{E_C' R_{xC}^2} = \frac{4.089}{2.264 \times 10^{11} \times (0.005752)^2} = 0.5459 \times 10^{-3}$$

2.3.4 だ円接触による指数  $k_C$

$$k_C = k'' = 1.03 \left( \frac{R_{yC}}{R_{xC}} \right)^{0.64} = 1.03 \left( \frac{0.08418}{0.005752} \right)^{0.64} = 5.737$$

2.3.5 最小油膜厚さ  $h_{\min C}$  の計算 以上で求めた諸量を使って最小油膜厚さ  $h_{\min C}$  を求めるため、まず式(4)により  $H_{\min C}$  を計算する。

$$H_{\min C} = \frac{h_{\min C}}{R_{xC}} = 3.63 U_C^{0.68} G_C^{0.49} W_C^{-0.073} (1 - e^{-0.68k''}) = 3.63 (3.064 \times 10^{-11})^{0.68} (4.256)^{0.49} (0.5459 \times 10^{-3})^{-0.073} \times (1 - e^{(-0.68 \times 5.737)}) = 2.62 \times 10^{-5}$$

したがって最小油膜厚さ  $h_{\min C}$  は、

$$h_{\min C} = H_{\min C} R_{xC} = 2.62 \times 10^{-5} \times 0.00575 = 1.51 \times 10^{-7} \text{ m} = 0.151 \text{ } \mu\text{m}$$

2.3.6  $A_C$  の計算

(1) 合成粗さ  $\sigma_{eC}$

$$\sigma_{eC} = \sqrt{\sigma_C^2 + \sigma_B^2} = \sqrt{0.05^2 + 0.03^2} = 0.0583 \text{ } \mu\text{m}$$

(2) 油膜パラメータ  $A_C$

$$A_C = \frac{h_{\min C}}{\sigma_{eC}} = \frac{0.151}{0.0583} = 2.59$$

これがこの条件の時の外輪と玉の間の油膜パラメータである。