

# 円筒ころ軸受の最適クラウニング形状の検討 第2報

Investigation of Optimum Crowning Profile of Cylindrical Roller Bearings  
Part2

## キーワード

円筒ころ軸受, クラウニング形状, 面圧分布, 長寿命化, エッジ応力,  
ミスアライメント

部品事業部 技術一部 [自動車]

浦田 信一

## ■ 摘要

円筒ころ軸受の長寿命化技術の方法として, ころと軌道面の接触形態を改善する方法が以前より論ぜられている。その1例として, ころのクラウニング形状を最適化する「最適クラウニング形状」へのアプローチが検討されている。

本報では, 「最適クラウニング形状」の計算事例と試験による確認について報告する。

## ■ Abstract

Methods improving contact condition between rollers and raceways have been discussed as a way to extend life of cylindrical roller bearings.

As one of them, "Optimum Crowning Profile" of rollers is being investigated.

In this article, I will report calculation examples and test results of "Optimum Crowning Profile".

## 1. はじめに

円筒ころ軸受は, ころと軌道面が線接触しており, 点接触している玉軸受に比較し, 大きな負荷容量を有している。ころと軌道面が線接触している場合, 接触面での荷重分布を適正化することで負荷能力を更に高めることが知られている。つまり, 種々の荷重下や傾き (ミスアライメント) を受ける使用環境下でころと軌道面の線接触範囲内の荷重分布が広く均一, かつ端応力 (エッジ応力) 等の応力集中を避けることが, 非常に重要なことである。この有効な対策の一つとして, ころと軌道面との接触母線形状を適正化する「クラウニング」技術が用いられている。「最適クラウニング形状」を決定する方法は, 多種考案 (文献(ii)~(iv)) されており,

前報 (文献(v)) では計算での決定方法例を報告した。本報では, 前報での計算結果を実際の円筒ころ軸受に適用し, 5項~7項に接触状況の解析結果, 8, 9項に実験での寿命確認結果を報告する。

## 2. 「最適クラウニング形状」の決定方法例

円筒ころ軸受の「ころ」に適用されるクラウニングについては, 一般的に特定な荷重下で修正線接触となるような「単一R」の形状やころの中央部を直線で残した「R-直線-R」(ストレート/Rクラウニング) の形状となっている。このようなクラウニング形状の場合, 設定荷重より大きな荷重の発生があるとエッジ応力の急激な増加を招き, また大きな荷重を設定していた場合小さい荷重での荷重負荷分布が狭くなり負荷能力を有効に使用出来なくなってしまう欠点がある。

この改善策として, 前報ではクラウニング曲率半径をころの長さ方向に徐々に小さくすることにより, 荷重の変化に対して有効な負荷分布が得られ, かつエッジ応力の増加を小さくすることが可能とし, この理論を実現するために Moyer のエッジ応力の計算方法を応用し, 「最適クラウニング形状」の決定方法

例とした。以下にその概略を示す。

2-1 Moyer のエッジ応力  $P_e$  計算式の概略

(文献(i)による)

外力荷重  $P_0$  に対して有効長さ  $leff$  より計算された接触楕円長径  $2a$  は大きいので

$$P = \left[ \left( \frac{2P_0 + P_L}{3} \right)^3 \cdot \frac{1}{P_L} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots (1)$$

ここに  $P_L$  :  $leff=2a$  となる外力荷重

$P_0$  : 実際に負荷されている荷重

として補正をかけ、このときの接触楕円寸法  $2a_0$ ,  $2b_0$  について  $leff$  で楕円が切られるところの短半径  $b_e$  を求める。

次に端部はクラウニング曲率に替えてころ面取り半径  $r_1$  の曲率として考え、ここに  $Q$  の外力が負荷されたとして形成しうる長半径  $a'$  を求める。

$b_e=a'$  となるような  $Q$  が算出されると、この  $Q$  に対応した接触楕円長径  $a'$ , 短径  $b'$  を使用してエッジ応力  $P_e$  は、

$$P_e = \frac{3Q}{2\pi a' b'} \dots\dots (2)$$

として求まる。

なお、ころ中央部の面圧  $P_{max}$  は、

$$P_{max} = \frac{3P}{2\pi a_0 b_0} \dots\dots (3)$$

である。これらの算出方法の模式図を図1に示す。

2-2 Moyer の手法により誘導できるころ中央部面圧  $P_{max}$  とエッジ応力  $P_e$  の関係

Moyer の手法によれば  $r_1$  の寸法により  $P_e$  は変化し  $P_{max}=P_e$  となるような  $r_1$  が存在することを示している。

そこで鉄鋼材料の場合、非面取り部に①、面取り部に②のサフィックスを付けると、

$$2a' = 0.047\mu^{(2)} \left( \frac{Q}{\Sigma\rho^{(2)}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 2b' = 2a' \frac{v^{(2)}}{\mu^{(2)}}$$

$$2a_0 = 0.047\mu^{(1)} \left( \frac{P}{\Sigma\rho^{(1)}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 2b_0 = 2a_0 \frac{v^{(1)}}{\mu^{(2)}}$$

$$2b_e = 2b_0 \sqrt{1 - \left( \frac{leff}{2a_0} \right)^2} \dots\dots\dots (4)$$

と表されるので、

$$\frac{P_e}{P_{max}} = \frac{\Sigma\rho^{(2)} \left( \frac{v^{(2)}}{\mu^{(2)}} \right)^2 \mu^{(2)}}{\Sigma\rho^{(2)} \left( \mu^{(2)} \right) v^{(2)}} \left[ 1 - \left( \frac{leff}{2a_0} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

ここに  $\Sigma\rho$  : 接触しあうころの曲率和

$\mu, v$  : 接触しあうころの曲率和及び曲率差できまる接触楕円形状をきめる補助数値  $\dots\dots (5)$

として関係づけられ、

$$(2a_0)^2 = (0.047\mu^{(2)})^2 \left( \frac{P}{\Sigma\rho^{(1)}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ = (0.047\mu^{(2)})^2 \frac{1}{leff\Sigma\rho^{(2)}} \frac{2P_0 + P_L}{3} \dots\dots (6)$$

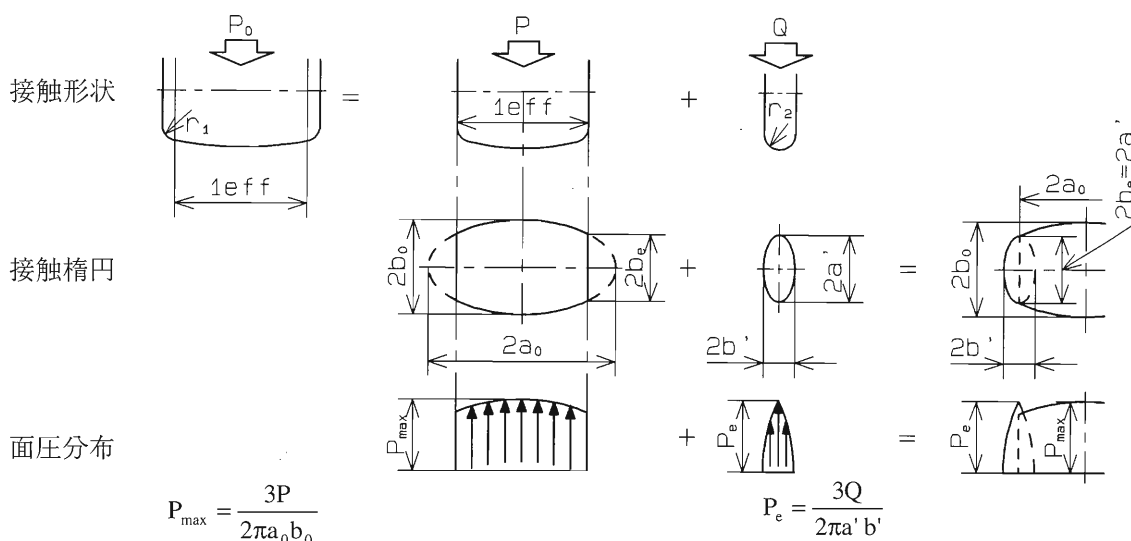


図1 Moyer の方法による構応力の求め方の様式図

$$\left( \because P_L = \left( \frac{\text{leff}}{0.047\mu\textcircled{1}} \right)^3 \Sigma\rho\textcircled{1} \right)$$

を代入すると、

$$\frac{P_e}{P_{\max}} = \frac{\Sigma\rho\textcircled{2} \left( \frac{v\textcircled{1}}{\mu\textcircled{2}} \right)^2 \mu\textcircled{1} \left( \frac{P_0 - P_L}{P_0 - P_L / 2} \right)^{\frac{1}{2}}}{\Sigma\rho\textcircled{1} \left( \frac{v\textcircled{2}}{\mu\textcircled{2}} \right)^2 \mu\textcircled{1} \left( \frac{P_0 - P_L}{P_0 - P_L / 2} \right)^{\frac{1}{2}}} \dots\dots (7)$$

として  $P_e$  と  $P_{\max}$  の関係がまとめられる。

$P_L$  は、非面取り部の形状さえ決まると求められるので  $P_e/P_{\max}=1$  (少なくとも 1 以下) にできるころ端部の曲率半径が計算出来る。その曲率は唯一存在することが判り、且つその値は中央部よりも小さい曲率半径でならねばならないことが判る。

この時を「最適クラウニング」と考えれば、次の理論展開を推測させる。

「ころの中央部より徐々に曲率  $R_c$  を小さくしていけば、接触楕円は徐々に矩形形状に近くなっていくと同時に応力はころ長さ方向に全て等しくなると推定され、「最適クラウニング」を決定出来ると考えられる。」

則ち限られたころ長さのひとつ  $R$  のクラウニングを施すと、その長さ全体に  $P$  の荷重が負荷されたときの中央部と端部応力が等しくなる端部曲率が決まるのだから、例えばころ長さを  $Z$  分割したとき、中央部の 1 分割部分に  $P/Z$  の荷重が分散されるとして理想クラウニング曲率  $R_{c1}$  及び、これによる中央部の応力と端部の応力が等しくなる 2 分割目の曲率  $R_{c2}$  を決めることができることになる。

しかも、 $R_{c1} > R_{c2}$  である。次に 2 分割目と 3 分割目とで、 $R_{c2}$  を使用した中央部の応力と端部の応力が等しくなる  $R_{c3}$  を求めていけば、順々に  $R_{c1} \rightarrow R_{c2} \rightarrow R_{c3}$  とクラウニング曲率を小さくしていくことの手順が得られることになる。

そこで具体的に円筒ころ軸受 NU207EJ に使用される  $\phi 10 \times 11$  のころと内輪の接触状況を解析し、この事例にあてはめて計算すると、次のようにクラウニング曲率半径値のころ長さ方向の変化度合を算出できる。

### 3. $\phi 10 \times 11$ と内輪の接触でのクラウニング形状の算出とその時の面圧分布の事例

図 2 に上記のころと内輪の接触を示す。

外力荷重は  $P_0=4625\text{N}$  (動定格荷重の約 30% での、ころ最大転動体荷重に相当する) とし、ころの長さ方向の分割は 5 分割として、各区間の曲率半径値を求めることにする。

各区間の曲率半径  $R_c$  は、(7)式に於て  $P_e/P_{\max}=1$  として設定した。

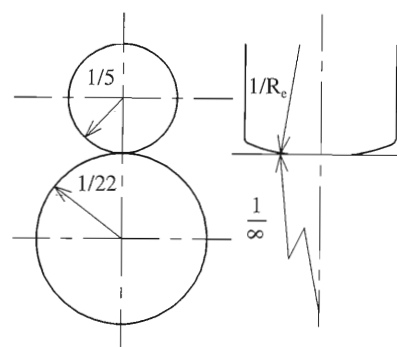


図 2 ころと内輪の接触

3-1 (7)式に於いて  $P_e/P_{\max}=1$  とすると

$$\frac{\Sigma\rho\textcircled{2}}{\mu\textcircled{2}^2 v\textcircled{2}} = \frac{\Sigma\rho\textcircled{1}}{v\textcircled{1}^2 \mu\textcircled{1}} \sqrt{\frac{P_0 + P_L / 2}{P_0 - P_L}}$$

が隣り合う分離区間での関係式になる。

今、5 分割された中央部の区間 I に

$$P_0 = 4625 / 5 = 925\text{N}$$

が負荷されたとすると、中央部に於て  $R_{c1}=20,000$  とすれば、

$$P_L = \left( \frac{\text{leff} / 5}{0.047\mu\textcircled{1}} \right)^3 \Sigma\rho\textcircled{1} = \left( \frac{2.0}{0.047 \times 23.95} \right)^3 \times 0.2455 = 1.360\text{N} < P_0$$

( $\phi 10 \times 11$  のころの  $\text{leff}$  は 10 である)

となり、

$$\frac{\Sigma\rho\textcircled{2}}{\mu\textcircled{2}^2 v\textcircled{2}} = \frac{0.2455}{23.95 \times (0.163)^2} \times \sqrt{\frac{925 + 0.070}{925 - 0.136}} = 0.3859$$

となるような曲率  $r_1$  を求めなくてはならない。これに呼応する  $r_1$  は 10,000 と計算され、区間 II のクラウニング曲率は  $R_{c2}=10,000$  として求められる。

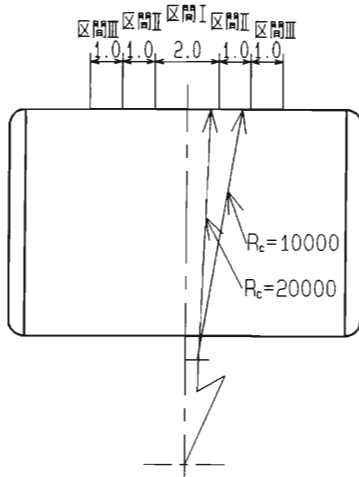


図3 ころの分割区間

3-2 そこで区間 III のクラウニング曲率を求めるに当たりセパレートされた区間 II が仮に中央に集まったとして  $P_L$  を評価すれば 3-1 項と同様にして、

$$P_L = \left( \frac{2.0}{0.047 \times 20.54} \right)^3 \times 0.2456 = 2.156N < P_e$$

これに呼応する  $r_1$  は、

$$\frac{\Sigma p^{(2)}}{\mu^{(2)} v^{(2)}} = \frac{0.2456}{20.54 \times (0.176)^2} \times \sqrt{\frac{925 + 1.078}{925 - 2.156}} = 0.3867$$

となる曲率  $r_1$  が  $R_{c3}$  として求められ  $R_{c3} = 3,000$  と計算される。

3-3 以下同様にして区間 IV 以降求めれば、ころの長さ方向に対し図 4 のようなクラウニング曲率半径値  $R_c$  が設定され、ころの中央部から距離  $X$  と  $R_c$  の対数値とは、ほぼ直線関係に近似できると思われる。これを数式で表せば、

$$R_c = 100000 \times 10^{-0.660x}$$

とおける。

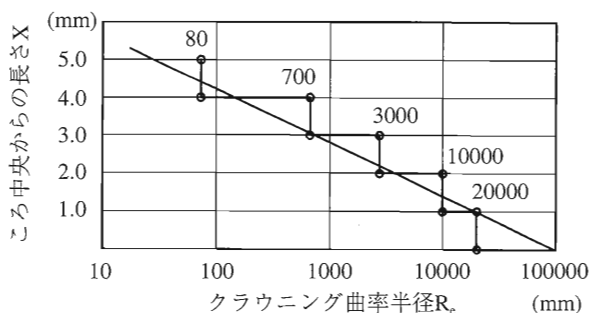


図4 クラウニング曲率半径とところ中央からの距離

既存の方法である修正線接触によれば、ころ長さ全てにわたって  $P_o = 4625N$  に呼応した「単一 R」クラウニング曲率は  $R_c = 1350$  と計算される。本計算式の結果は、図 5 に示す様ところ長さの 80%まではこれより浅く、残り 20%の端部はこれより深くなる。これより軽過重ではころ有効長さを生かし、重荷重又は傾き下の荷重では端部の影響が少なくなることが定性的に理解できる。

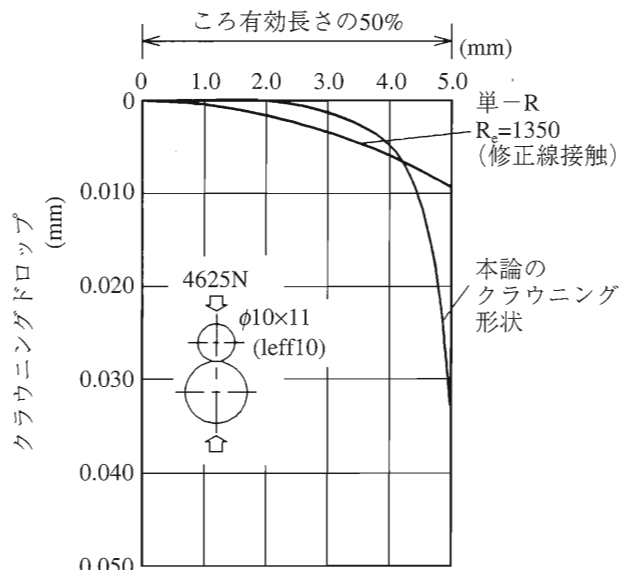
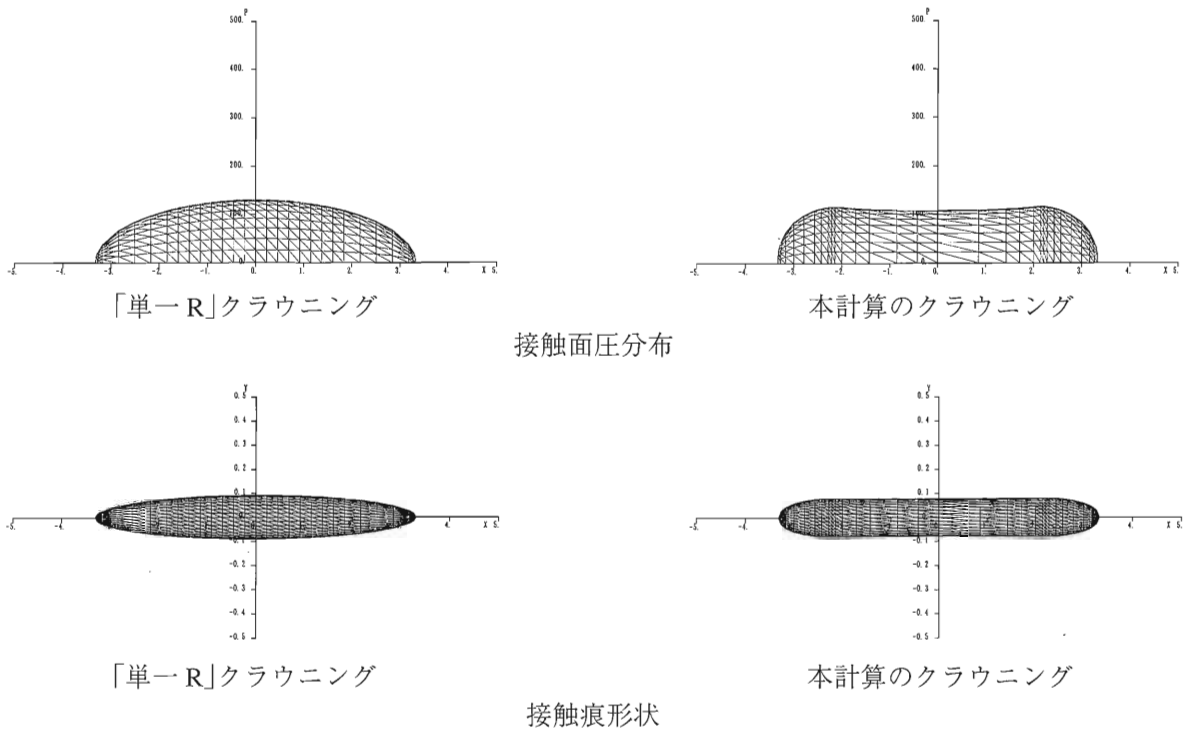


図5 クラウニング形状

3-4 実際の面圧分布の計算は、NACHI-CPA(Contact Problem Analyzer)三次元接触問題解析プログラムを用いて行う。

NU207EJ 動定格荷重の約 5%でのころ最大転動体荷重に相当する  $P_0=804\text{N}$  下で  $\phi 10 \times 11$  のころと内輪の接触面圧分布及び接触痕を、「単一 R」クラウニングと本計算のクラウニングで計算した結果を図 6 に示す。

本計算のクラウニングによれば面圧は滑かに分布し接触楕円形状も矩形に近くなることが分かる。



(注) 図中の単位は、下記の通り。

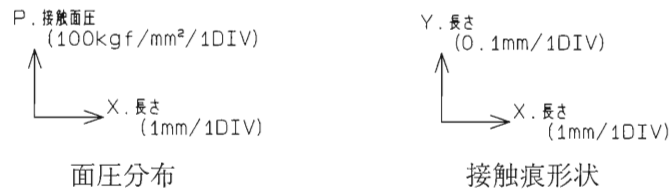


図 6 接触面圧分布と接触痕形状

3-5 同様の方法で上記の 2 種類のころに動定格荷重の約  $30\%P_0=4625N$  の荷重を負荷したときの面圧分布及び接触痕の大きさの比較を図 7 に示す。

本計算のクラウニング形状により、初期の狙い通りエッジ応力の発生も無く滑らかな面圧分布を可能にすることが計算上確認された。

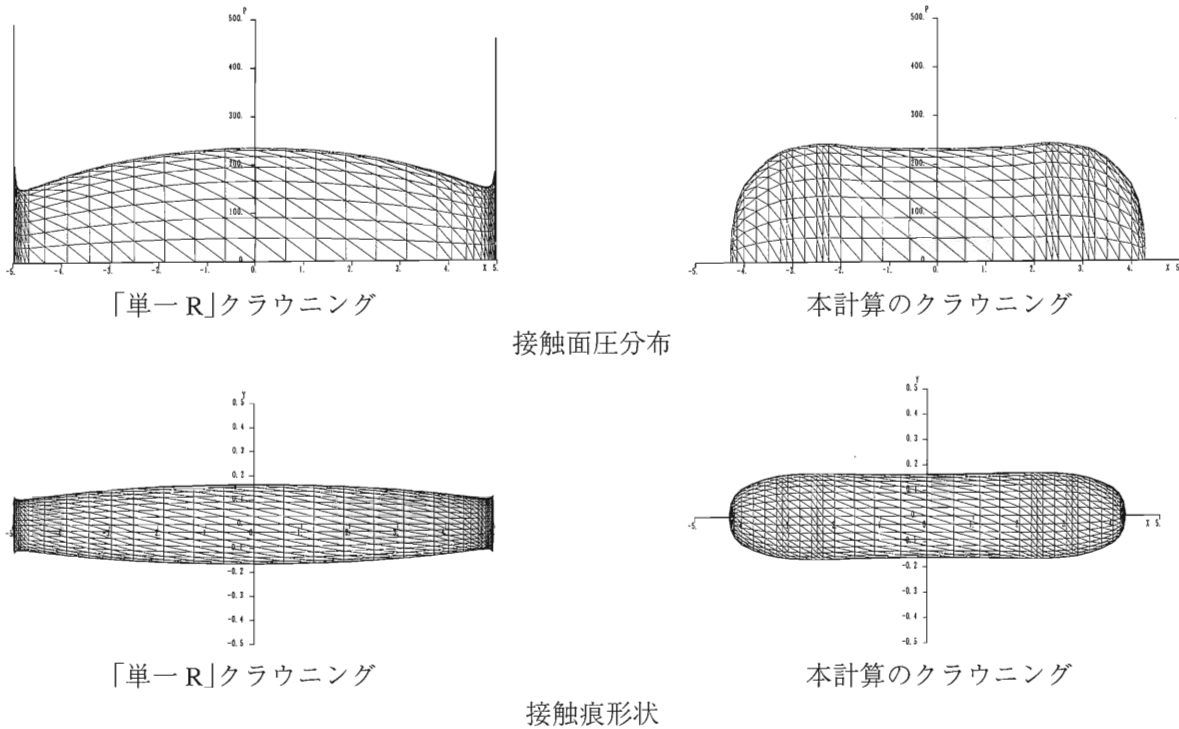


図 7 接触面圧分布と接触痕形状

#### 4. 「R-直線-R」(ストレート/R クラウニング) との比較

本計算でのクラウニング形状と、一定荷重条件下 ( $P_0=4625N$ )での「単一 R」( $R_c=1350$ )との比較を示したが、一般には軽荷重でもころの有効長さを利用するために、中心部がストレート(直線)で、両側部に修正線接触で計算される「単一 R」形状を残した、ストレート/R クラウニングが多く採用される。

4-1  $\phi 10 \times 11$  のころでの、本計算のクラウニング形状とストレート/R クラウニング形状の比較を図 8 に示す。

図 8 では、ストレート/R クラウニングで中央の直線部と R 部が一定の角度を持ってつながっているため、接点ではややシャープな形状になっている。

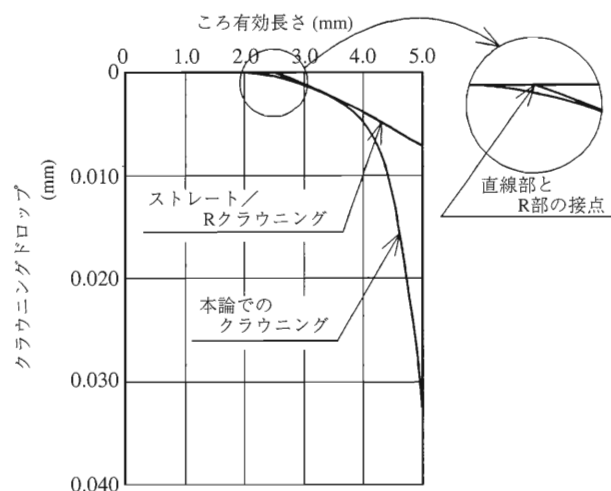
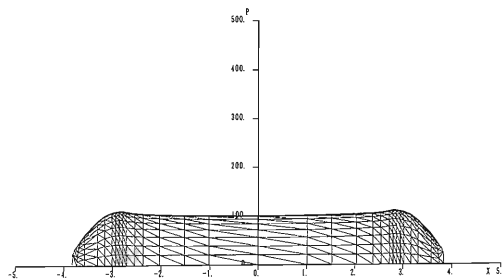


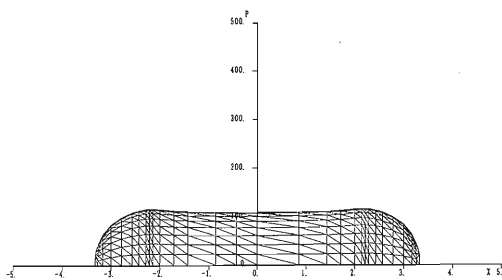
図 8 クラウニング形状

4-2 実際の面圧分布を NACHI-CPA を用いて、動定各荷重の約 5%と約 30%の場合を計算した結果を図 9、図 10 に示す。

本計算でのクラウニングでは、いずれの場合も滑らかな分布を示すのに対して、ストレート/R クラウニングでは、直線と R のつなぎ部で面圧が大きくなり、約 30%では R 部の端部でエッジ応力による面圧のピークが認められる。

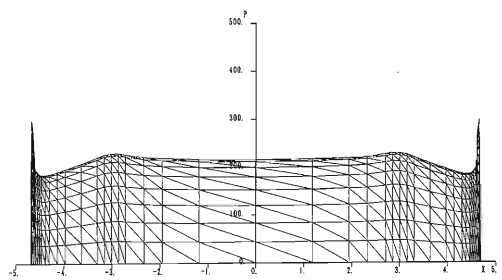


ストレート/R クラウニング

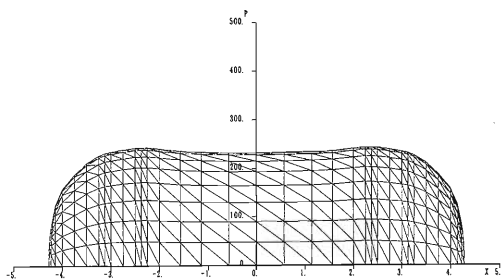


本計算のクラウニング

図 9 接触面圧分布 動定各荷重の約 5%



ストレート/R クラウニング



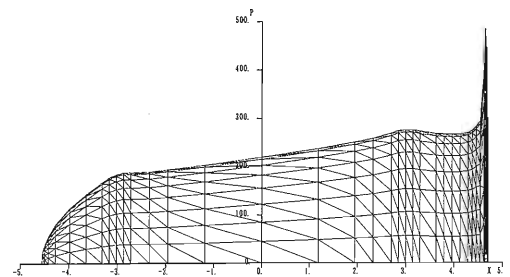
本計算のクラウニング

図 10 接触面圧分布 動定各荷重の約 30%

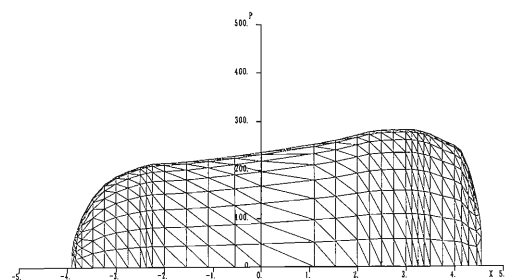
4-3 傾き (ミスアライメント) の場合

傾き (ミスアライメント) 条件下においては、接触表面はさらに大きな応力を受ける。特に、ストレート/R クラウニングで大きな影響を受けると考えられ、より大きな荷重のかかった位置で大きなエッジ応力が発生する。

実際に、本計算でのクラウニングと、ストレート/R クラウニングで動定格荷重の約 30%、ミスアライメント 3/1000 の場合 NACHI-CPA 計算した図 11 では、ストレート/R クラウニングで大きなエッジ応力が認められる。



ストレート/R クラウニング



本計算のクラウニング

図 11 接触面圧分布 (3/1000 の場合)

## 5. 寿命試験結果

本計算でのクラウニングの有効性は、NACHI-CPAを用いた面圧分布計算により検証した。

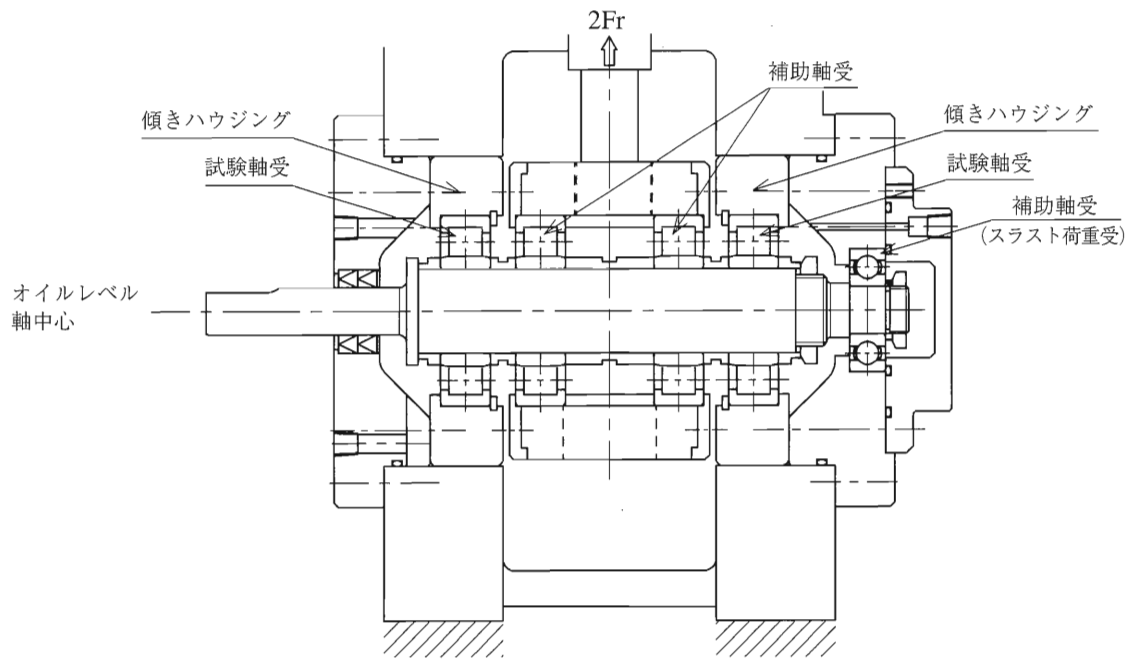
検証結果を寿命試験機で試験を行い確認する。

5-1 寿命試験機を図 12 に示す。傾きハウジングを用いることで、ミスアライメントを与えることが可能になっている。

5-2 試験軸受は NU207EJ とし、本計算のクラウニングを施したころを使用した軸受と、ストレート/R クラウニングを施したころを使用した軸受である。

### 試験条件

ラジアル荷重	: 動定格荷重の約 30%
回転数	: 3300rpm
傾き (ミスアライメント)	: 3/1000
潤滑条件	: オイルバス (低粘度 オイル, ATF オイル)



試験装置図

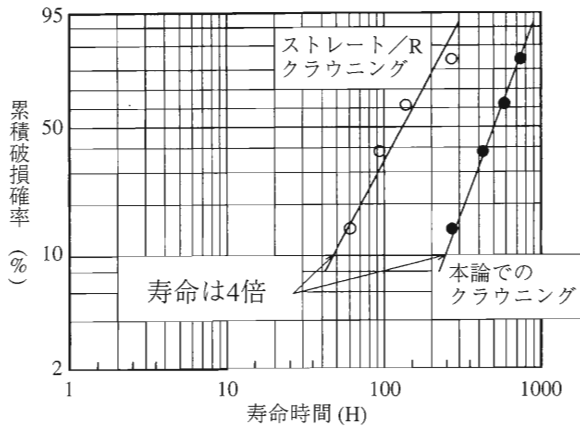
図 12 寿命試験機概略



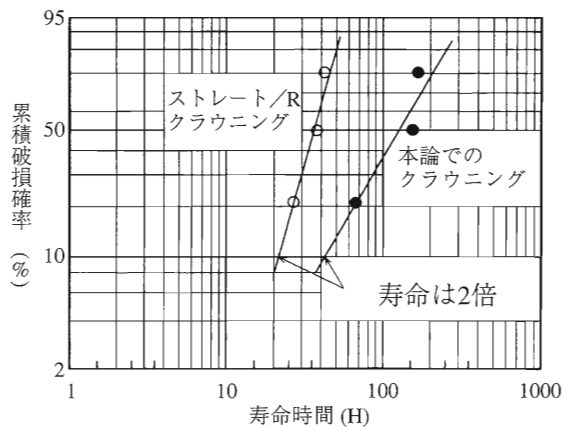
## 5-3 試験結果

図 13 に試験結果を Weibull Paper で示す。

本計算でのクラウニングを施したころを使用した軸受の 10%破損確率寿命は、ストレート/R クラウニングを施したころを使用した軸受に対し約 2 倍以上の寿命向上となっている。



低粘度オイルの場合



ATF オイルの場合  
図 13 寿命試験結果

5-4 寿命試験で破損した軸受の形態は、ほとんどが内輪軌道のはくりであり典型的な事例を写真 1,2 に示す。

ストレート/R クラウニングころを使用した軸受では、ころの転走面の端からはくりしており、エッジ応力の影響が大きいことがわかる。これに対し、本計算でのクラウニングころを使用した軸受では、ころ転走面の端からやや内側ではくりしており面圧は NACHI-CPA での計算通り分布していたことがわかる。

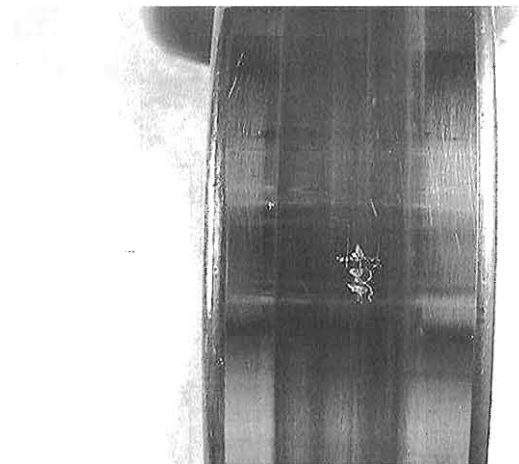


写真 1 本計算でのクラウニング

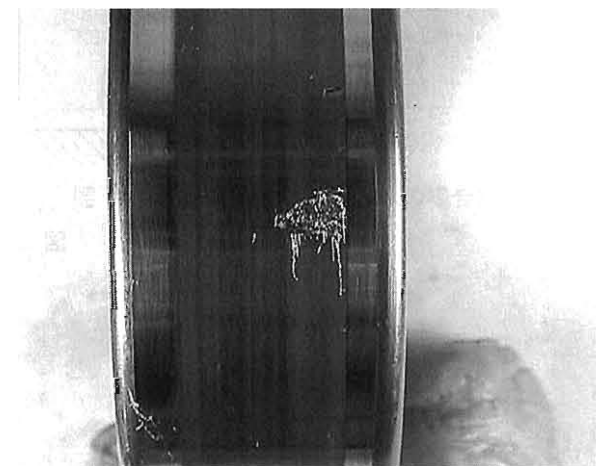


写真 2 ストレート/R クラウニング  
ATF オイル の場合

## 6. まとめ

クラウニング曲率半径をころの長さ方向に徐々に小さくすることにより、荷重の変化に対して有効な負荷分布が得られ、かつエッジ応力の増加を小さくすることが出来ることを示した。

- (1) 本計算で、軽荷重から重荷重における面圧分布が改善され、寿命の向上を狙ったころのクラウニングが決定出来る。
- (2) 本計算で得られたクラウニングでの NACHI-CPA 解析で、面圧分布が改善されることを検証した。
- (3) 実際の円筒ころ軸受 NU207EJ を用いた寿命試験においては、ストレート/R クラウニングころを使用した軸受に対し2倍以上の寿命が得られることを確認した。

このことから、本報のクラウニング計算例は寿命向上に有効であることが確認され「最適クラウニング形状」に一步近づいたと考えられる。

## 7. おわりに

本報で報告した、クラウニング形状は標準円筒ころ軸受に採用する予定である。

また現在、クラウニング形状による「潤滑問題」への検討を進めており「最適クラウニング形状」にさらに近づくことにより、一層の円筒ころ軸受の長寿命化に貢献出来ると考えている。

## 参考文献

- (i) C.A. Moyer and HR. Neifert: A First Order Solution for the Stress Concentration Present at the End of Roller Contact ASLE., Transaction 6 324-336 (1963)
- (ii) 伊藤重男, 杉浦郁生: 線接触型動転疲れ試験における最適クラウニング量の検討, ベアリングエンジニア No.48 (1982)
- (iii) The logarithmic roller profile ---- the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings, Ball Bearing Journal 230 JUNE 1987 H.Reusner
- (iv) 高田浩年, 鈴木 進, 前田悦生: クラウニングころ軸受の長寿命化 NSK TECHNICAL JOURNAL No.653 1992
- (v) 清水健一, 渡辺孝一: 円筒ころ軸受の最適クラウニング形状の検討 不二越技報 Vol53 No.2 1997



浦田 信一

1981年4月 不二越入社  
1999年9月 部品事業部 技術一部