

アンギュラ玉軸受の玉の運動に及ぼす潤滑条件の影響

浦 晟・中 嶋 明・森 高 秀四郎

The Effect of The Lubricating Condition on The Ball Motion
of An Angular Contact Ball Bearing

By

Akira URA*, Akira NAKASHIMA* and Hideshiro MORITAKA*

Ball bearing, which necessarily must bear a high load on a narrow surface area, expose consequently themselves to a high contact pressure.

Design engineers, therefore, have to have through knowledge of the effective factors by which the endurance life is strictly limited on the ground that they may ensure the secure performance in such condition.

The ball motion of the ball bearing is much complicated comparing with the other types bearing such as a roller bearing because of being with a certain contact angle on contact points between both surfaces and also with three dimensional rotation between a ball and a ball surface.

Angular contact ball bearing on which the present paper will report the research results has much more difficult aspects to analyze experimentally and theoretically for its structural properties.

As friction and lubrication conditions in an angular contact ball bearing are ones of the most important terms among such factors, the authors have carried out an experiment on practical loading condition that inner race is subject to a load and outer race to rotation.

As the results the authors could make clear the effect of the lubricating condition in such operating system on the sliding and the spin angular motion between both contact areas.

1. 緒 言

玉軸受は玉と転走面との間で極めて高い接触圧力をうけるため、このような一般の潤滑面からみて連続的で過酷な使用条件に耐えて安全にそして安定な作動を確保するためには、その寿命に及ぼす影響因子を十分に把握しその解析を十分ならしめる必要がある。

ころがり軸受における玉の運動は三次元的に複雑な運動を伴うが、なかでもアンギュラコンタクト玉軸受における玉の運動は実験的にも解析的にも究明が容易ではない。玉の運動中における摩擦や潤滑の条件はその寿命を左右する大きな因子である。

アンギュラコンタクト玉軸受の玉の運動に関する理論的な取り扱い及実験的解析もいくつかの条件の下で

すでに平野らによってすぐれた解析結果¹⁾²⁾をえているが本研究においては、アンギュラコンタクト玉軸受における荷重条件のうち内輪側に大きな荷重をうける使用条件を設定し比較的高い回転数(9000rpm)までの実験を試み理論解との対比を行なった。その結果さまざまな潤滑条件が玉の運動のうちとくにすべりやスピニング角速度に大きな影響を与えることが知れたので報告する。

2. 玉の運動解析

Fig. 1-1 に玉と外輪・内輪の関係を示す。ここに使用した記号はつぎの通り。

ω_b : 玉の自転角速度 (rad/s)

昭和58年9月30日受理

*Department of Mechanical Engineering II

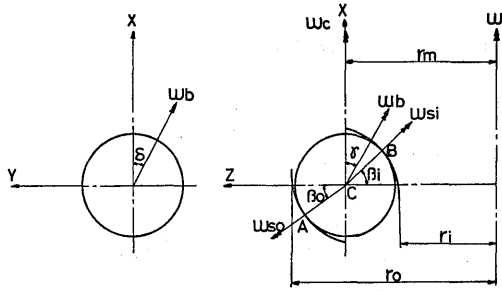


Fig. 1-1 Schematic illustration of contact condition between a ball and a race.

- ω_c : 玉の公転角速度 (rad/s)
 - ω : 軸回転角速度 (rad/s)
 - ω_{so} : 玉スピンの角速度 (rad/s)
 - ω_o : 玉中心に対する外輪相対速度 (rad/s)
 - rm: 玉の公転半径 mm
 - β_o : 玉の外輪接触角 β_i : 玉の内輪接触角
 - w: 玉1個の重さ (kg) g: 重力の加速度 cm/s²
 - P_a : スラスト荷重 (kg)
 - F_c : 玉の1個の遠心力(kg) γ : 玉の自転軸角度
 - δ : 玉の自転軸角度 Z: 玉の個数
- その他、添字 o, i はそれぞれ外輪内輪に関する記号を示す。

外輪・内輪との接触点をそれぞれA, B, 外輪転走面最大径 r_o , 内輪転走面最小径 r_i , 転走面曲率半径 R, 玉半径 r とすると次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} r_m + R - r_o &= (R - r) \cos \beta_o \\ r_i + R - r_m &= (R - r) \cos \beta_i \end{aligned} \right\} \dots ①$$

つぎに外輪・内輪と玉の接触荷重をそれぞれ P_o , P_i とすると遠心力 F_c は

$$F_c = (w/g) r_m \omega_c^2 \dots ②$$

力の平衡より内輪に荷重がかかる場合 (以下内荷重という) Fig. 1-2 のようになり

$$\left. \begin{aligned} P_a/Z &= P_o \sin \beta_o - w g \\ P_a/Z \cdot \cot \beta_i - P_o \cos \beta_o &= -F_c \end{aligned} \right\} \dots ③$$

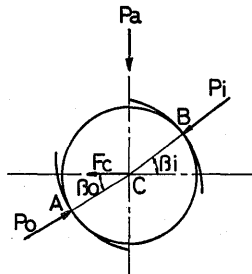


Fig. 1-2 Contact load direction between both contacts

となる。
従って

$$ZF_c/P_a = (1 + \frac{Zwg}{P_a}) \cot \beta_o - \cot \beta_i \dots ④$$

①, ③式に実験に用いた荷重及実測値の公転角速度を代入すればその実験における内外輪の接触角および公転半径が求まる。

Fig. 1-1 に示す内輪荷重外輪回転の本実験条件の場合、座標軸をそれぞれ図のようにとり各方向の単位ベクトルを i, j, k として各角速度と接触角の関係を求めるとつぎのようになる。

自転角速度 $\vec{\omega}_b$ 及公転角速度 $\vec{\omega}_c$ は

$$\left. \begin{aligned} \vec{\omega}_b &= \omega_b (i \cos \gamma \cos \delta + j \cos \gamma \sin \delta + k \sin \gamma) \\ \vec{\omega}_c &= \omega_c i \end{aligned} \right\} \dots ⑤$$

玉中心Cに対する外輪, 内輪の相対角速度は

$$\vec{\omega}_o = (\omega_c - \omega) i, \quad \vec{\omega}_i = -\omega_c i \dots ⑥$$

玉中心Cを原点としてA, Bの位置を求めると

$$\left. \begin{aligned} \vec{A} &= r (i \sin \beta_o + k \cos \beta_o) \\ \vec{B} &= r (i \sin \beta_i - k \cos \beta_i) \end{aligned} \right\} \dots ⑦$$

A, B点における玉の速度 \vec{V}_{oA} 及 \vec{V}_{iB} は

$$\vec{V}_{oA} = r \omega_b \{ i \cos \gamma \sin \delta \cos \beta_o - j (\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_o + \sin \gamma \sin \beta_o) + k \cos \gamma \sin \delta \sin \beta_o \} \dots ⑧$$

$$\vec{V}_{iB} = r \omega_b \{ -i \cos \gamma \sin \delta \cos \beta_i + j (\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_i + \sin \gamma \sin \beta_i) - k \cos \gamma \sin \delta \sin \beta_i \} \dots ⑨$$

A点における外輪, B点における内輪の速度 \vec{V}_{oA} , 及 \vec{V}_{iB} は

$$\vec{V}_{oA} = j r (\omega_c - \omega) (\sigma + \cos \beta_o) \dots ⑩$$

$$\vec{V}_{iB} = j r \omega_c (\sigma - \cos \beta_i) \dots ⑪$$

ただし $\sigma = r_m/r$

従って, 玉に対する外輪及内輪の相対速度はそれぞれ $\vec{V}_{oA} - \vec{V}_{oA}$, $\vec{V}_{iB} - \vec{V}_{oB}$ として求まる。

自転・公転比, 自転・軸回転比, 公転・軸回転比は

$$\frac{\omega - \omega_c}{\omega_b} = \frac{(\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_o + \sin \gamma \sin \beta_o) / (\sigma + \cos \beta_o)}{\dots} \dots ⑫$$

$$\frac{\omega_c}{\omega_b} = \frac{(\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_i + \sin \gamma \sin \beta_i) / (\sigma - \cos \beta_i)}{\dots} \dots ⑬$$

⑫, ⑬より

$$\frac{\omega}{\omega_o} = 1 + \frac{(\sigma - \cos \beta_i) / (\sigma + \cos \beta_o) (\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_o + \sin \gamma \sin \beta_o)}{(\cos \gamma \cos \delta \cos \beta_i + \sin \gamma \sin \beta_i)} \dots ⑭$$

A, B点におけるスピン角速度

$$\omega_{s0} = \omega_b (\cos \gamma \cos \delta \sin \beta_0 - \sin \gamma \sin \beta_0) - (\omega_c - \omega) \sin \beta_0 \quad \dots 15$$

$$\omega_{si} = \omega_b (-\cos \gamma \cos \delta \sin \beta_i + \sin \gamma \sin \beta_i) - \omega_c \sin \beta_i \quad \dots 16$$

自転軸角度は⑬⑭式より

$$\cos \gamma \cos \delta = 1 / (\sin(\beta_i - \beta_0)) \times [\omega_c / \omega_b \cdot \{\sigma(2 \cos \beta_0 \tan \beta_i + \sin \beta_i - \sin \beta_0) - \sin(\beta_i - \beta_0)\} - \omega / \omega_b \cdot (\sigma + \cos \beta_0) \sin \beta_i] \quad \dots 17$$

$$\sin \gamma = 1 / \sin(\beta_i - \beta_0) \times \{\omega / \omega_b \cdot (\sigma + \cos \beta_0) \cos \beta_i - \omega_c / \omega_b \cdot \sigma(\cos \beta_i + \cos \beta_0)\} \quad \dots 18$$

スピンの角速度・自転比

$$\omega_{s0} / \omega_b = 1 / \sin(\beta_i - \beta_0) \cdot [\omega_c / \omega_b \{\sigma \{2 \cos \beta_0 \tan \beta_i \sin \beta_0 + \cos(\beta_i - \beta_0) + \cos 2 \beta_0\} - 2 \sin \beta_0 \sin(\beta_i - \beta_0)\} - \omega / \omega_b \{\sigma \cos(\beta_i + \beta_c) + \cos \beta_i \cos 2 \beta_0\}] \quad \dots 19$$

$$\omega_{si} / \omega_b = 1 / \sin(\beta_i - \beta_0) \cdot [\omega_c / \omega_b \{\sigma \{2 \cos \beta_0 \tan \beta_i \sin \beta_i - \cos(\beta_i - \beta_0) - \cos 2 \beta_i\} - 2 \sin \beta_0 \sin(\beta_i - \beta_0) + \omega / \omega_b (\sigma + \cos \beta_0) \cos 2 \beta_i\}] \quad \dots 20$$

本研究に使用したアンギュラコンタクト玉軸受の諸元による ω , ω_b , ω_c の理論値は

⑬⑭及⑱式より

$$\omega_b / \omega_c = 4.035$$

$$\omega_c / \omega = 0.599$$

$$\omega_b / \omega = 2.418 \quad \text{と求まる.}$$

玉軸受の機構上必然的に伴うスピン角速度について、それが0になる転走面で玉がコントロールされることになる。いいかえると $\omega_{s0} = 0$ 即ち外輪でスピンがなく運動している場合、内輪では $\omega_{si} \neq 0$ となってスピンすべりがあることを意味する。

即ち $\omega_c / \omega = 0.599$ の値を中心としてその値より大きい ω_c / ω で外輪コントロール、それより小さい値の ω_c / ω で内輪コントロールであることが知られている。

3. 実験方法

i) 実験装置

実験装置の概略図を Fig. 2 に示す。図のように装置は縦型で荷重はコイルばねによって上からかける。本研究においては内輪側にばねによって荷重をかけ外輪を回転させる方法をとった。潤滑油供給箇所は1ヶ所で玉の上方から給油する。封入されている14個の玉のうち1個を着磁し、外輪の外周にとりつけたコイルによって生じる誘起電圧を検出することにより玉の自転を求める。玉の公転は Fig. 3 に示すような容量変

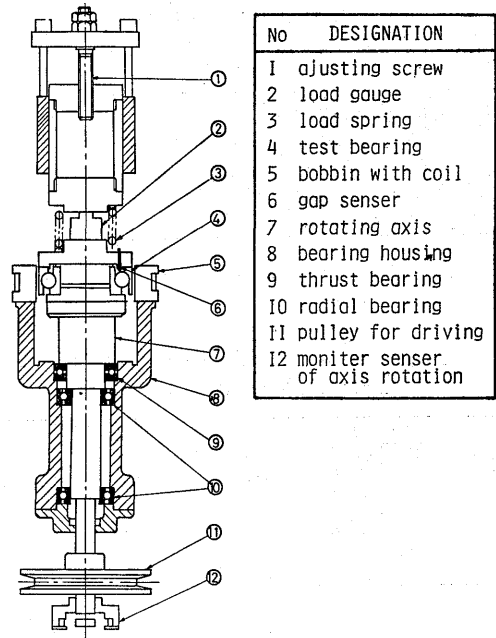


Fig. 2 Outline of the testing apparatus

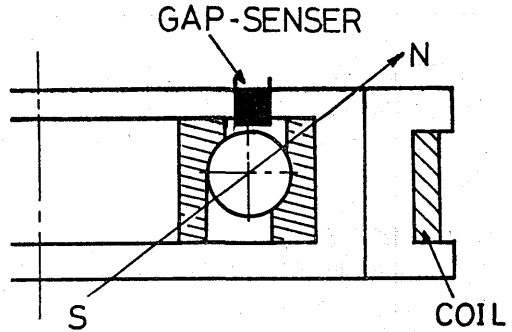


Fig. 3 Principle of measurement

化型ギャップセンサにより検出した。測定原理についてその詳細は省略するが NS 軸と玉の自転軸とのなす角を α とするとオシログラフ上に記録される振幅 A は $A = k \sin \alpha \cdot \omega_b / \sqrt{R^2 + (L \cdot \omega_b)^2}$ の関係で示されることがわかっている。ここに R, L はコイルを含む測定回路の抵抗とインダクタンス、 ω_b は玉の自転角速度、k は玉の残留磁束に比例しコイルの巻数などできまる定数。オシログラフによる実験記録を Fig. 4 に示す。

ii) 試験軸受及実験条件

供試玉軸受はアンギュラコンタクト玉軸受7208Aで保持器なしで行なった。玉軸受の諸元・実験条件及図に使用した記号をまとめて Table 1 に示した。スラ

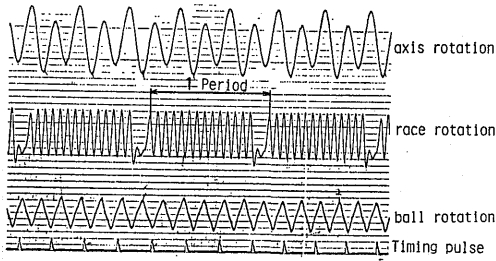


Fig. 4 An example profile of oscillogram record

Table 1 Dimension of the bearing and symbol mark used in figures.

Bearing No.	7208A	normal load (N)	rotational speed (r.p.m)
Di × Do × H	40 × 80 × 18 mm	20	2 × 10 ³
2ro	71.892 mm	50	4 × 10 ³
2ri	47.950 mm	100	6 × 10 ³
R	6.1988 mm	200	8 × 10 ³
d	11.906 mm	400	9 × 10 ³
Z	14	600	
β	30°		

Pa (N)	20	50	100	200	400	600
symbol	○	□	⊖	⊕	●	■
N (×10 ³ rpm)	2	4	6	8	9	
symbol	○	∩	○	∪	○	

スト荷重は20~600N, 回転数は2000rpm~9000rpm 給油量は150cc/min 及 500cc/min の2通りで潤滑油としては1号スピンドル油を使用, 無潤滑との比較を行なった。

4. 実験結果及び考察

縦軸に各回転比 ω_b/ω_c , ω_b/ω , ω_c/ω を, 横軸に ZF_c/P_a をとって表示する。

2項で述べたように本研究に使用した7208A軸受の諸元により ω_b/ω_c , ω_c/ω , ω_b/ω の理論値が求まるが, この値からのずれが各 ZF_c/P_a の値に対してどのように変化しているかをみたのが Fig. 5~Fig. 11 である。 Fig. 5~6 は ZF_c/P_a に対する自転・公転比 (ω_b/ω_c) について潤滑しない場合と潤滑下との比較を示すものである。

図にみられるように無潤滑の場合は全荷重域に亘って ω_b/ω_c がほぼ4.0で理論値に近すべりも発生していない。しかし Fig. 6のように潤滑されている場合は ZF_c/P_a の値が1を越えると不安定となり自転公転すべりを生じている。これは同じ給油量でも外輪荷重・内輪回転の場合にくらべてはるかにみだれが大きい。

自転・軸回転比 (ω_b/ω) についてみたのが Fig. 7 及 Fig. 8 であるが, やはり前図と同様に無潤滑の

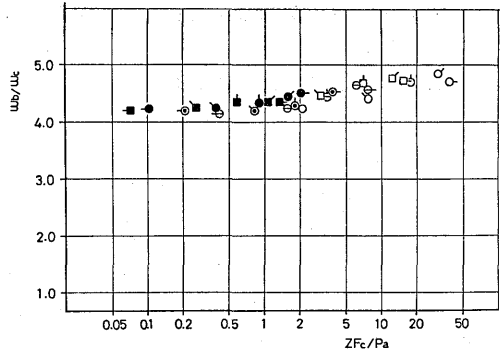


Fig. 5 Relation between ω_b/ω_c and ZF_c/P_a (without lubricant)

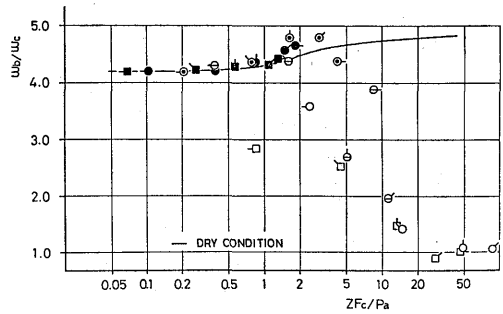


Fig. 6 Relation between ω_b/ω_c and ZF_c/P_a (lubricant supply 500cc/min)

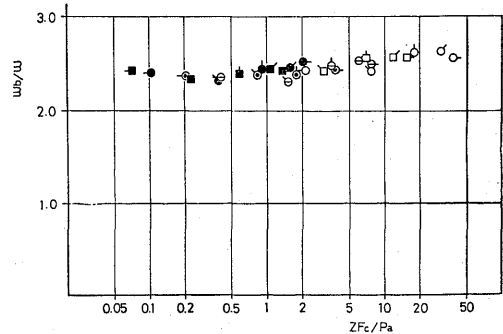


Fig. 7 Relation between ω_b/ω and ZF_c/P_a (without lubricant)

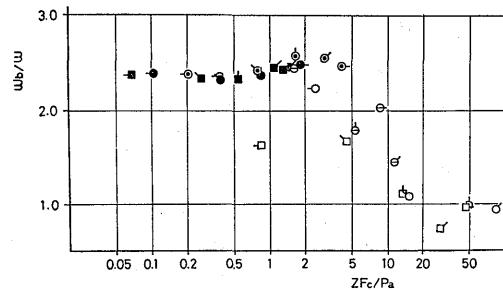


Fig. 8 Relation between ω_b/ω and ZF_c/P_a (lubricant supply 500cc/min)

場合が ZF_c/P_a のすべての値で安定しているのにくらべ Fig. 8 のように潤滑下では $ZF_c/P_a > 5$ で大きく自転すべりを生じている。

しかし Fig. 6, Fig. 8 のようないずれも潤滑条件下でみられるように ZF_c/P_a が10~15以上近辺から再び理論値から偏りつつある一定値を保っている。この原因の1つとして考えられるのが Fig. 9 に示した公転半径の変化である。即ち ZF_c/P_a の増大に伴ない当然のことながら玉の遠心力のため公転半径は増加する。しかし $ZF_c/P_a=10$ 近辺に至るとそれ以上の公転半径の増大はみられずコントロール面も一定する。

つぎに Fig. 10~Fig. 12 は玉の公転・転回転比を ZF_c/P_a についてみたものであるが、やはり無潤滑条件のもとでは公転は安定し ZF_c/P_a の全域に亘って玉の運動にみだれはなくコントロール面の交代もなく外輪でコントロールされている。しかし潤滑剤が導入されるにつれて Fig. 11, Fig. 12 にみられるように公転角速度にすべりが生じはじめる。その影響は給油量が増すにつれて一層顕著になる。即ち $ZF_c/P_a > 5$ 以上の低荷重高速域では荷重による玉の拘束が小さいうえ遠心力によって玉は外輪におしつけられている。さらに給油は上部より玉の中央になされているため内輪回転にくらべて外輪回転のほうが高速では潤滑油を留めやすい。そのため玉はコントロール面である外輪軌道上をすべることになり荷重が小さく速度が速い ZF_c/P_a の大きい範囲で著しい公転のみだれを生じることになる。

Fig. 13 及び Fig. 14 は ZF_c/P_a がスピン角速度に及ぼす影響をみたものであるが無潤滑の場合、高荷重低速で内輪でスピンすべりのない内輪コントロールであったのが拘束が小さく速度が大きくなるにつれてコントロール面が交代し $ZF_c/P_a=1$ あたりで安定する。しかし潤滑下では Fig. 14 にみられるように高速域で運動はみだれる。

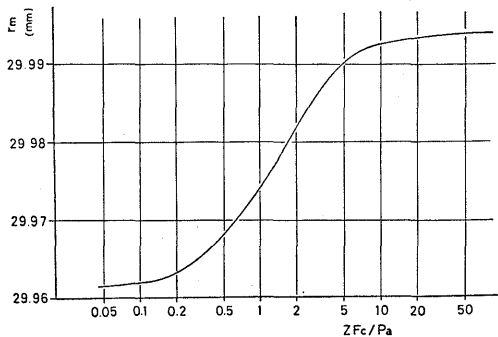


Fig. 9 Change of the radius of the race velocity against ZF_c/P_a

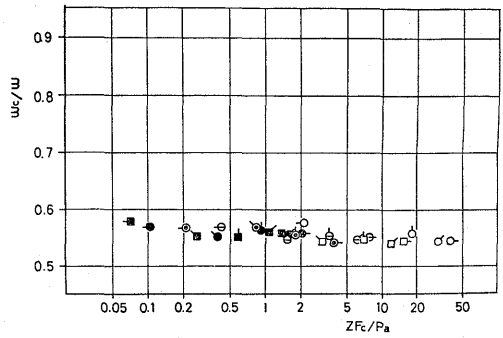


Fig. 10 Relation between ω_c/ω and ZF_c/P_a (without lubricant)

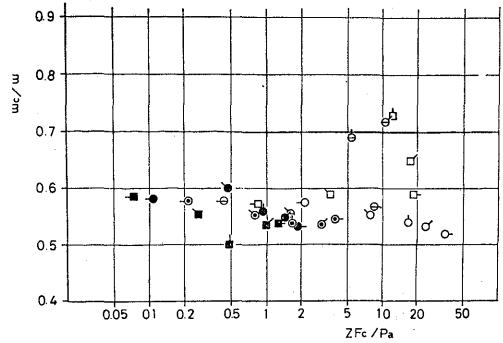


Fig. 11 Relation between ω_c/ω and ZF_c/P_a (lubricant supply 150cc/min)

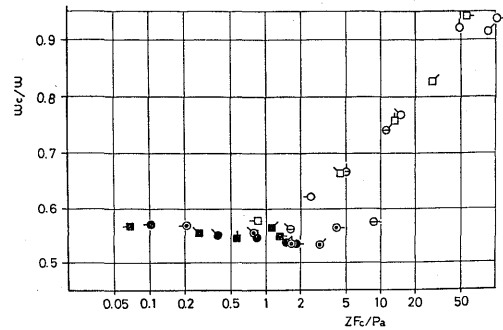


Fig. 12 Relation between ω_c/ω and ZF_c/P_a (lubricant supply 500cc/min)

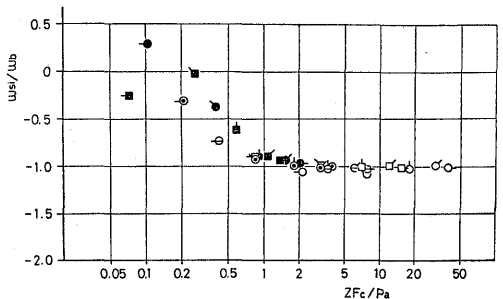


Fig. 13 Relation between ω_{si}/ω_b and spin angular velocity (without lubricant)

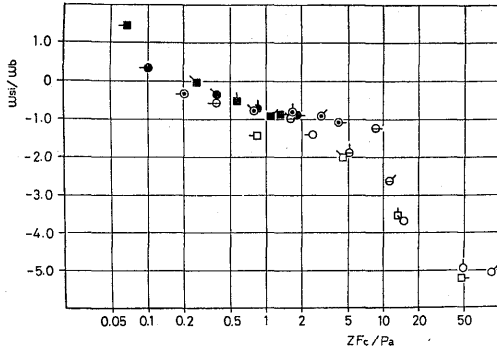


Fig. 14 Relation between ω_{si}/ω_b and spin angular velocity (lubricant supply 500cc/min)

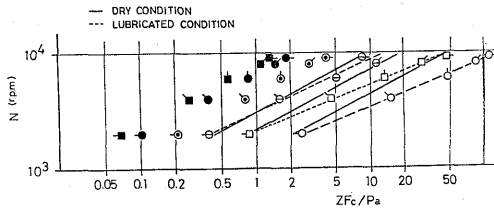


Fig. 15 Change of rotational velocity due to slip occurrence against ZF_c/P_a

Fig. 15は軸回転を縦軸にとって公転すべりをみたものである。この図における傾きは同一荷重の場合の

速度の影響を示すものである。遠心力には玉の公転 ω_c が含まれ、 $\omega \propto F_c^{1/2}$ であるから Fig. 15 では傾きがほぼ1/2である筈のものがこのように潤滑下（破線）では ZF_c/P_a が大きい範囲で無潤滑（実線）の場合からずれるのは ω_c における公転すべりの発生を示すものである。

5. 結 言

以上の結果でわかるようにアンギュラコンタクト玉軸受においては内外輪のいずれが駆動輪であるか、またいずれの転走面に荷重をうけているかによって潤滑条件の影響が異なる。とくに本研究結果のように外輪回転で内輪に荷重をうけている場合は潤滑剤供給による運動のみだれが大きいことが明らかになった。即ちこの場合、とくに外輪に潤滑油が溜るので外輪コントロール中の外輪軌道でのすべりが著しく玉の回転が不安定になることがわかった。

最後に本研究にご協力戴いた設計研究室の卒研生一丸知浩君（現：唐津鉄工株）に感謝する。

文 献

- 1) 平野富士夫：日機論（第3部）30, 211, p 426 (昭39)
- 2) 平野・川北：日機論（第3部）34, 266, p 1776 (昭43)