

## グリース潤滑すべり軸受のトルク変動

福永 圭悟<sup>1</sup>・足立 圭<sup>2</sup>・赤峯 裕基<sup>3</sup>

<sup>1</sup>機械工学科, <sup>2</sup>機械・環境システム工学専攻, <sup>3</sup>大分高専機械工学科平成17年度卒業生

すべり軸受は通常産業機械での油浴潤滑下で使用されているが, グリース潤滑でのFC製すべり軸受での報告は少ない. グリース潤滑時, FC200製軸受とS45C製ジャーナルを用いたすべり軸受では, トルク変動の発生する運転条件が存在することがわかった. これを伝達トルク変動領域と呼称する. トルク変動の発生しない安全な運転領域を定めることができれば, FC200製すべり軸受設計技術を確立することができる. このような構造のすべり軸受は現在, ギヤードモータの一部に用いられているが, 全てのベアリングに適用することでベアリングコストを抑えることができる. 実験結果, 軸受内径D=32mm, 軸受幅L=20mm, 半径すきまC=20 $\mu$ mの条件では, ゾンマーフェルト数S>0.02ならばFC200製すべり軸受が適用できることがわかった.

**キーワード:** すべり軸受, グリース潤滑, トルク変動, スティックスリップ

### 1. 結 論

現在の工業製品に玉軸受やテーパローラー軸受などは欠かせない存在となっている. しかし, このベアリングに代わり, 潤滑剤にグリースを使用し, すべり軸受<sup>1),2)</sup>に置き換えることができれば大きなコストダウン, 構造の単純化, すべり軸受特有の面接触による精度の高い回転支持が可能となる. 適用例として, 減速機があげられ, FC200製ギヤケースでS45C製歯車軸を直接支持することで, 実現可能となっている. これは既に一部実用化に至っている技術ではあるが, まだ理論的な裏づけがなされていない. 本研究での実験条件は現在製品化されているギヤードモータの材料や使用条件に基づいて行っている. その結果, すべり軸受での支持には使用する潤滑剤によっては, トルク変動領域が存在することなどがわかった. この研究の意義はそのトルク変動領域での操作を避けることで, グリース潤滑FC200製すべり軸受での支持をより確実なものへと近づけることである.

ることが出来る. 測定値としてジャーナルと軸受間摩擦トルクおよび銅-コンスタンタン熱電対で 3 箇所の温度を測定した. そのすべり速度をデジタルトルクメータ⑥, 記録計④へと出力する. ⑨は, ジャーナルと軸受間の油膜形成状態を測定する電気回路である. 潤滑剤として NLGI 000 号グリース及び ISO VG210 ギヤ油を用いた. 運転条件は, 図-2 に示す S45C 製ジャーナル軸径 D=32mm(軸半径 R=16mm), FC200 製すべり軸受長さ L=20mm(L/D $\approx$ 2/3), 半径すきま C=20 $\mu$ m( $\phi=c/R=1/800$ ), また, 最高回転速度 n=600r/min, 及び最大荷重 W=7130N である.

- ①Inverter
- ②Power
- ③Torque meter
- ④Recorder
- ⑤Motor
- ⑥Torque detector
- ⑦Bearing box
- ⑧Weight
- ⑨Circuit

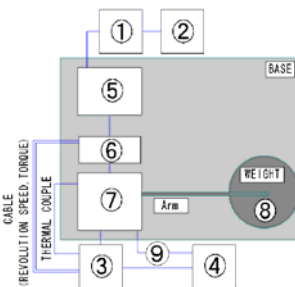


図-1 実験装置

### 2. 実験方法

#### (1) 実験装置

図-1 に実験装置の構成図を示す. 図-2 の軸をベアリングボックス⑦中の玉軸受 6305 で両側支持をした. インバータ①より制御されたモータ又はギヤードモータ⑤とトルク検出器⑥はゴム製カップリングを介している. ベアリングボックス内部のすべり軸受にアームと重り⑧で, おもりの約 10 倍の荷重をかけすべり速度と荷重を変化さ

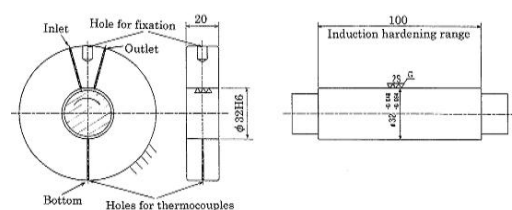


図-2 すべり軸受とジャーナル

(2) 潤滑剤

NLGI 000 号グリースは耐熱性、耐荷重性能およびせん断安定性に優れたグリースである。金属分を含まないウレア系有機化合物を増ちょう剤に用いているため金属による酸化劣化促進作用を受けず酸化安定性に極めて優れている。またグリースの漏れが少ないため高出力のギヤードモータに使用されている。

ISO VG220 ギヤ油(製品名、ボンノック M)は、使用条件の過酷な歯車においても歯車損傷を防止し、摩擦低減効果を向上させる工業用ギヤ油である。耐さび、耐腐食性が高く、熱、酸化安定性に優れており長期間の安定使用に適する。強靱な潤滑油膜を形成するため、高い耐摩耗性、耐焼付き性に優れる。表-1 と表- 2 に NLGI 000 号グリースと ISO VG220 ギヤ油の代表性状<sup>3)4)</sup>を示す。

3. 実験結果

(1) 伝達トルク安定領域

図-3 には伝達トルク安定領域における測定例を示す。図-3 からわかるようにすべり面軸受入口側(Inlet Temp.)、下側(Bottom Temp.)、出口側(Outlet Temp.)の温度がほぼ同じであり、時間経過と共に温度が上昇をしているのがわかる。それに伴い摩擦トルクは減少し、およそ 2, 3 時間で収束する傾向にあった。伝達トルク安定領域では、このような温度とトルクの関係が見られた。図-3 のような関係が見られる場合は流体潤滑状態であり、同時にすべり軸受として実用可能であるといえる。

(2) 伝達トルク不安定領域

以下に伝達トルク変動領域の代表的なトルク変動の例を 3 つ示す。このトルク変動領域では、摩擦トルクが乱れるため、すべり軸受として使用することはできない。

a) 運転開始直後からトルク変動する例

この代表的な実験例を図-4 に示す。図-4 からトルクは実験開始直後から変動し、運転経過と共にトルクは低下し

ていることがわかる。一方、すべり面温度はトルク変動とは関係なく上昇し、トルク変動が小さくなれば多少低下することがわかる。

実験前後の軸受表面とジャーナル表面を図-5 及び図-6 に示す。図-5 から実験前には確認できなかった凹凸が、図-6 からすべり方向に無数の線が確認できる。しかし粗さ比較を行ったところ、実験前後で軸受は最大高さ粗さ Rz=11.5μm、ジャーナルは Rz=1.5μm となり変化がなかった。この理由については現在わかっていない。

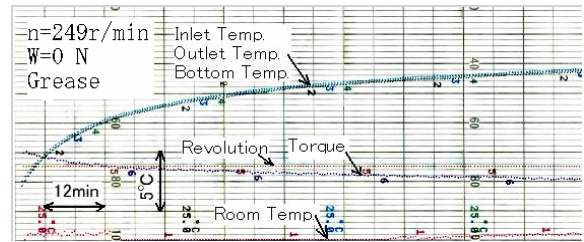


図-3 実験例 1

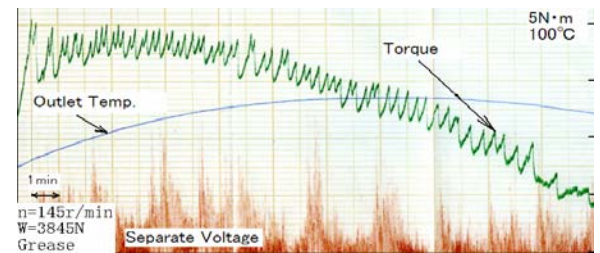
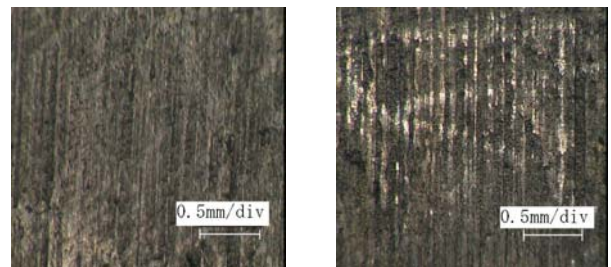


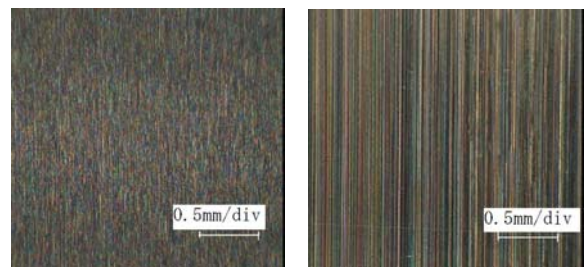
図-4 実験例 2



(A)実験前

(B)実験後

図-5 軸受表面



(A)実験前

(B)実験後

図-6 ジャーナル表面

表-1 グリースの代表性状

種類	NLGI 000 号	000
密度	g/cm <sup>3</sup>	0.9
増ちょう剤		ウレア系有機化合物
基油動粘度(40℃)	mm <sup>2</sup> /s	178
(100℃)	mm <sup>2</sup> /s	16.3
ちょう度 (25℃, 60 回混和)		466

表-2 ギヤ油の代表性状

種類	ISO VG220	220
密度 (15℃)	g/cm <sup>3</sup>	0.902
動粘度 (40℃)	mm <sup>2</sup> /s	228
(100℃)	mm <sup>2</sup> /s	19.4

b) 運転途中からトルクが変動する例

最大高さ粗さ  $R_z=12.5\mu\text{m}$  のすべり軸受で実験した。その代表的な実験結果を図-7 に示す。図-7 に示すように運転開始からおよそ 20 分後に急激なトルク変動が発生した。これは、すべり面が振動と異音を伴う不安定な接触状態にあり、最大トルク  $4.3\text{N}\cdot\text{m}$  で振幅  $1.5\text{N}\cdot\text{m}$  で増減した。この接触を伴う潤滑状態とはスティックスリップであり、図-7 の場合はおおよそ 0.01 程度の摩擦係数変化を伴うものであった。約 1 時間後にはトルク変動前とほぼ同じトルクに収束した。この実験後の軸受表面とジャーナル表面を図-8 に示す。実験前の軸受及び、ジャーナル表面は図-5、図-6 とほぼ同じであった。そして図-8 より軸受の表面は実験前後で比較すると、なじみ傾向にあり、ジャーナル表面には無数の縦線が確認できる。すべり軸受接触側は最大高さ粗さ  $R_z=8.5\mu\text{m}$  となじみ傾向にあった。またジャーナルは実験前後で最大高さ粗さは  $1.0\mu\text{m}$  からほとんど変化はなかった。

c) ピークトルク値をもつ場合

図-10 に運転開始後ピークトルクが発生した代表的な例を示す。ピークトルク値  $7.2\text{N}\cdot\text{m}$  を記録した。それと同時にすべり面温度が急上昇し、その後おおよそ  $1\text{N}\cdot\text{m}$  までトルクの低下が見られ、トルクとすべり面温度の動きが同調しているのがわかる。さらにこの後運転を継続すると数回のトルク変動と共に、スティックスリップを確認した。

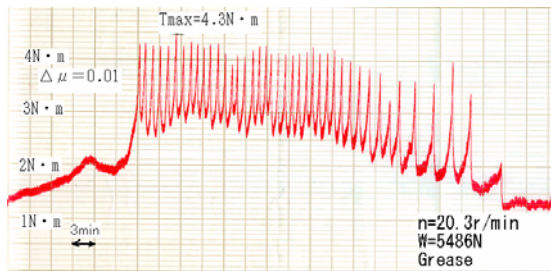


図-7 実験例 3

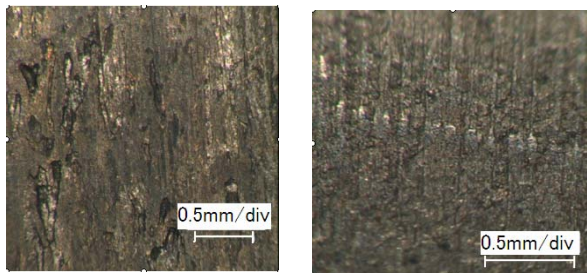


図-8 実験後の軸受表面(左)とジャーナル表面(右)

(3) すべり軸受特性評価

a) 垂直荷重と摩擦トルクとの関係

図-10 と図-11 はグリース潤滑およびギヤ油潤滑時での垂直荷重と摩擦トルクの関係である。ここでの摩擦トルクは、実負荷時トルクから無負荷時トルクを引いたものである。図-10 から、グリース潤滑時では、回転速度  $n$  が速いほど低荷重でトルク変動しやすいたことがわかる。また図-11 よりギヤ油潤滑時には全ての実験条件において、摩擦トルクの変動は生じていないことがわかる。この原因としてグリースを構成する増ちょう剤が潤滑油のすべり面への進入を妨げ、油膜の形成が難しくなるためトルク変動が発生しやすくなったと考えられる。しかしグリース潤滑時、回転速度  $n=249\text{r}/\text{min}$ 、垂直荷重  $W=7130\text{N}$  以下では潤滑も安定している。

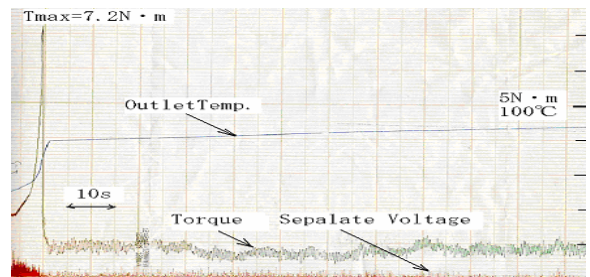


図-9 実験例 4

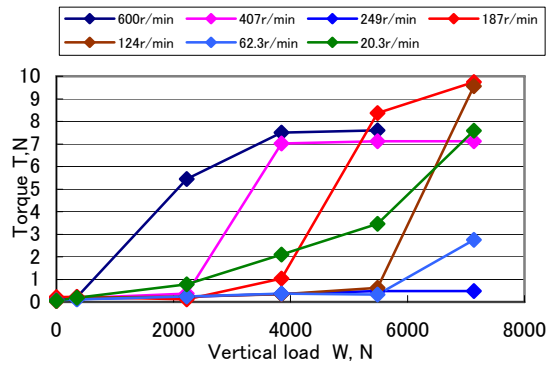


図-10 グリース潤滑下の垂直荷重・摩擦トルク

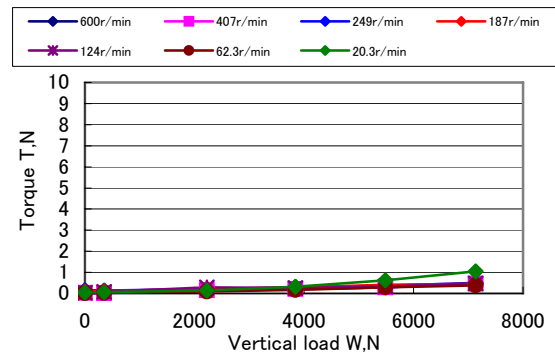


図-11 ギヤ油潤滑下の垂直荷重・摩擦トルク



b) 垂直荷重とすべり面温度の関係

図-12 と図-13 はグリース潤滑およびギヤ油潤滑時の垂直荷重とすべり面温度の関係である。どちらの潤滑油においても荷重が増加するほどすべり面温度が上昇している。図-12 よりグリース潤滑時ではトルク変動が発生する条件では、すべり面温度の規則性が見られていない。一方図-13 から、ギヤ油潤滑においては、垂直荷重とすべり面温度には比例関係が見られた。

従って、トルク変動の起こる試験条件では垂直荷重とすべり面温度の規則性が乱れていることがわかる。

c) 安全運転領域の判定

図-14 と図-15 はグリース潤滑およびギヤ油潤滑時のゾンマーフェルト数と摩擦係数の関係を示したものである。ゾンマーフェルト数  $S$ <sup>6)</sup> は、

$$S = \frac{\eta nDL}{W\phi^2} \quad (1)$$

より求めた。ここで  $\eta$  は絶対粘度 (mPa・s) であり、グリースの場合は基油粘度から求めた。グリース潤滑時では図-14 よりゾンマーフェルト数  $S = 0.02$  を境界とし、トルク変動が発生する領域と発生しない領域に分けられることがわかった。 $S < 0.01$  ではトルク変動領域であると考えられることができる。このトルク変動領域においてはさまざまなパターンでのトルク変動が発生し、すべり軸受の設計ができない領域である。 $0.01 < S < 0.02$  ではトルク変動が発生する場合とトルクの安定する条件が混在していた。そのためすべり軸受として使用するには不相当である。また  $S > 0.02$  の条件ではトルク安定領域である。この領域では、図-3 のようなトルクは時間とともに安定する関係があった。この安定領域内の  $n=187\text{r/min}$ ,  $W=2230\text{N}$  の条件で最小摩擦係数  $0.0032 (\approx 7.05/2230)$  を得た (図-16 参照)。これらからグリース潤滑時ではゾンマーフェルト数  $S = 0.02$  をすべり軸受設計の境界とすることで、伝達トルク安定領域内の設計が可能となる。図-15 より、ギヤ油潤滑時においては、ゾン

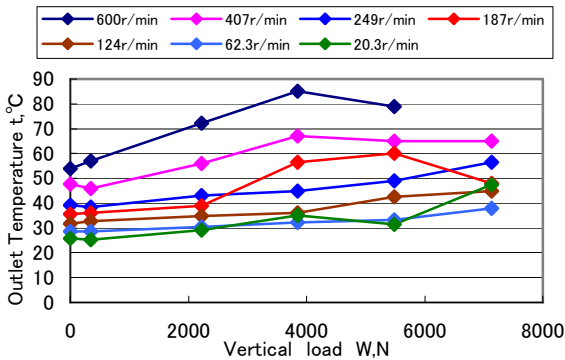


図-12 グリース潤滑下の垂直荷重-出口温度

マーフェルト数  $S > 0.003$  の全ての試験条件で潤滑は安定していた。

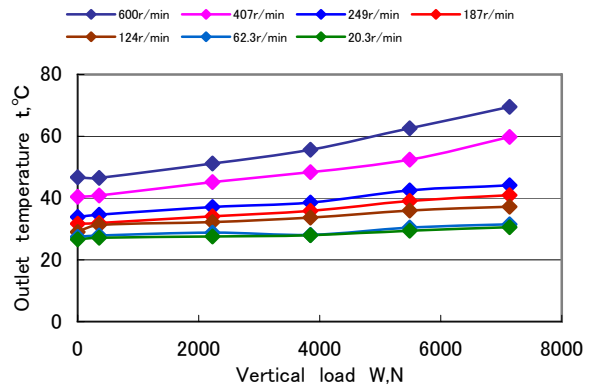


図-13 ギヤ油潤滑下の垂直荷重-出口温度

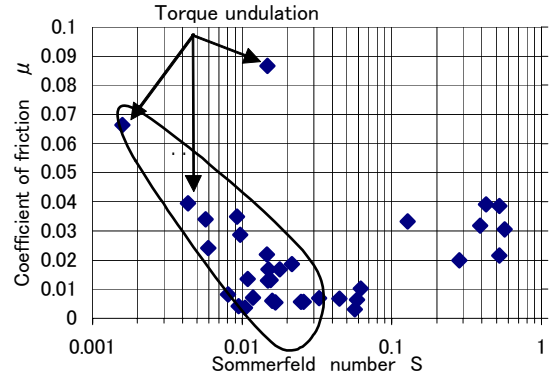


図-14 グリース潤滑下におけるストライベック曲線

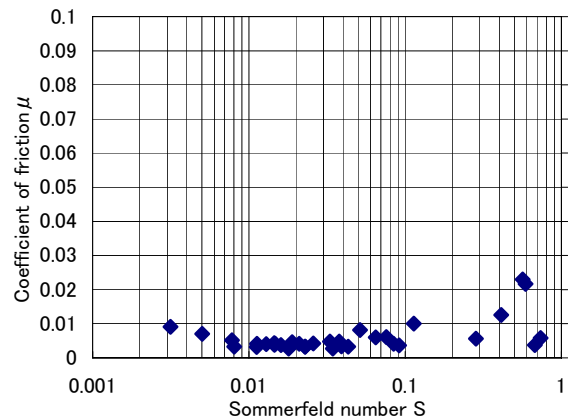


図-15 ギヤ油潤滑下におけるストライベック曲線

d) 安全運転領域における平均摩擦係数

図-16 と図-17 はグリース潤滑およびギヤ油潤滑時の垂直荷重と接線力の関係を示したものである。このどちらの

図においても、図-14 および図-15 に記した FC200 製すべり軸受の伝達トルク安定領域内のデータを使用している。つまりゾンマーフェルト数  $S > 0.02$  (グリース潤滑時)、 $S > 0.003$  (ギヤ油潤滑時) の条件に基づき、トルク安定領域内のデータをプロットしたものである。そのため安定領域内における摩擦係数  $\mu$  (=接線力  $F$ /垂直荷重  $W$ ) を算出するため、トルク変動領域におけるデータは除いた。

図-16 から、プロットしたデータには相関性が認められているため、近似直線  $F=0.0036W+8.01$  という式が得られた。この近似直線の傾きから、安定領域における摩擦係数  $\mu$  はおおそ  $\mu=0.0036$  であることがわかる。

図-17 からギヤ油潤滑時の安定領域における摩擦係数は、おおそ  $\mu=0.0041$  であった。

グリース潤滑時の安定領域である  $S > 0.02$  を満たす FC200 製すべり軸受では、ギヤ油潤滑とほぼ同等の安定した潤滑が得られることがわかった。

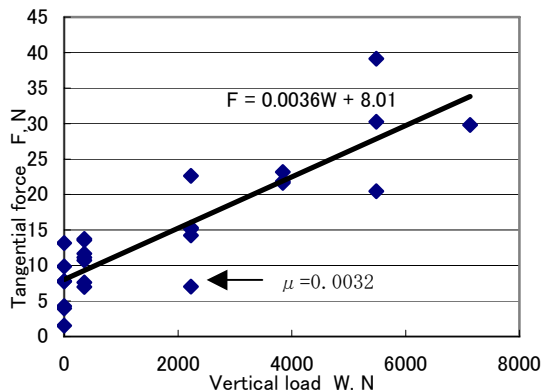


図-16 グリース潤滑下における平均摩擦係数

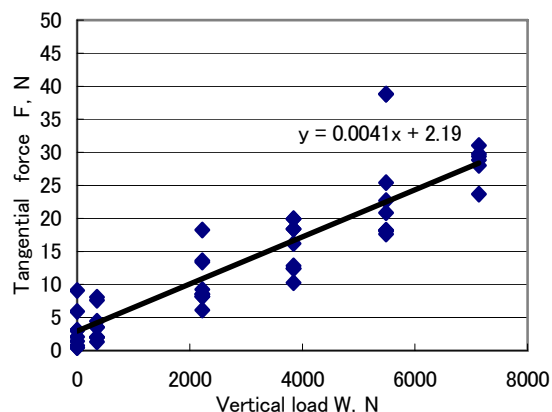


図-17 ギヤ油潤滑下における平均摩擦係数

#### 4. 結論

現在一部実用化に至っているギヤードモータの FC200

製ギヤケースによる S45C 製歯車軸直接支持技術の運転条件を元に、本実験条件を決定した。すなわち、 $W=7130N$ 、最大回転速度  $n=600r/min$  とした。本研究で得られた主な成果は次の通りである。

- 1) グリース潤滑時、ゾンマーフェルト数  $S \leq 0.02$  ではトルク変動が発生するため、すべり軸受として使用することはできない。
- 2) グリース潤滑時、ゾンマーフェルト数  $S > 0.02$  の場合は、トルク変動は見られずギヤ油とほぼ同様に滑らかな運転性能を持っていた。
- 3) グリース潤滑時、すべり面最小摩擦係数  $\mu=0.0032$  を得た。またギヤ油潤滑時では  $\mu=0.0027$  を得た。

以上により、グリース潤滑 FC200 製すべり軸受はトルク不安定領域での使用を避けることで信頼性が高くなる。トルク不安定領域での使用はスティックスリップを伴う場合もあり、FC200 製すべり軸受を使用するにはトルク安定領域内での設計および使用が必然とされる。なお、現段階でトルク変動の発生原因は不明である。

**謝辞:** 本研究において、常日頃から熱心に御指導、サポートを頂いた藤井定技官に心より感謝致します。

また御助言、協力をいただいた多くの方々に深く感謝致します

#### 参考文献

- 1) 軸受・潤滑便覧委員会編，軸受・潤滑便覧，日刊工業新聞社，(1964)P69-P184.
- 2) 機械工学便覧，潤滑ハンドブック，(1985)B1-131.
- 3) 新日本石油，商品紹介(パイロノックユニバーサルグリース)
- 4) 新日本石油，商品紹介(ボンノック M)
- 5) 日本機械学会，機械工学便覧 機械要素設計 トライボロジー，(1985)B1-36.

(2006. 8. 3 受付)

## Torque undulation of plain bearing in grease lubrication

Keigo FUKUNAGA<sup>1</sup> · Kei ADACHI<sup>2</sup> · Yuki AKAMINE<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering,

<sup>2</sup> Mechanical-Environmental System's Major,

<sup>3</sup> Graduate of the Department of Mechanical Engineering in the Class of 2005

### Abstract

Plain bearing is usually used for industrial machines and it is used under oil bath, but there are still few reports with plain bearing made by FC200 and grease lubrication. In grease lubrication, when both plain bearing made by FC200 and induction hardening-journal made by S45C are combined, torque change occurred. After word we call it torque-changing domain. Therefore, if it can be established the safely lubricating domain, it will be able to ensure direct supporting technology by FC200 gearcase. This lubricating technology has been already used for a part of gear motor, and this technology can reduce bearing cost to 0 by applying. As a result of experiment, condition of axial diameter  $D=32\text{mm}$ , axial width  $L=20\text{mm}$ , clearance of radius  $C=20\mu\text{m}$  and sommerfeld number  $S>0.02$ , this technology can apply it.