



転がり軸受における軸受部摩擦トルクの 評価に関する研究*

横山 和宏** 遠山 晃*** 鈴木 孝昌†

Evaluation of Friction Torque of Rolling Bearing

Kazuhiro Yokoyama**, Akira Tohyama*** and Takamasa Suzuki****

This paper aims at establishing an accurate methodology to evaluate the friction torque of rolling bearing during the rotation of spindle. The technique adopted here basically depends upon the accurate measurement of change in the rotational spindle speed during free run by applying a reflective sensor system. The method developed here was adopted to evaluate the friction torque of angular contact ball bearing spindle under different operating conditions; these are rotational speed, preload of bearing, amount of grease and misalignment of spindle. And it was clarified through experiments that the friction torque evaluated coincides with the measurement by torque transducer.

Key words: friction torque, rolling bearing, free run, reflective sensor, rotational speed, preload, grease, misalignment.

1. 緒 言

発熱量や摩擦トルクの評価技術はエネルギー損失が小さいシステムの開発や熱変形が小さいシステムの開発の基礎技術であるとの観点から、著者らの一部はエアスピンドルの軸受部消費動力の評価法について報告した¹⁾。また、発熱量は温度解析や熱変形解析の結果に直接的な影響を与える重要な熱源条件であるので、これらの解析²⁾においても発熱量の正確な評価が必要であると考えられる。

さらに、工作機械主軸に多数用いられているアンギュラ玉軸受においては、温度上昇の抑制・軸受の焼付き予防・主軸の高速化の観点から、予圧量の適正化³⁾が重要であると考えられている。予圧量が適正かどうかを知るためには、従来から行われているように馴らし運転における軸受部温度を測定するよりも、軸受部の発熱量もしくは摩擦トルクに注目するほうが短時間で判定できるので、より適切であると考えられる。

すでに、摩擦トルクを求める実験式⁴⁾が提示されているが、同一規格の軸受の場合でも個々の軸受で発熱量が異なったり、全く同一の軸受であっても相手部品とのはめ合いにより発熱量が異なるという事実に見られるように、発熱量や摩擦トルクは容易に推定できない量である。したがって、これらを測定する方法は実機の状態で容易に適用できる方法であることが望ましい。トルクメータを用いる方法は、ほとんどの場合、これを設置するスペースが実機にないという問題点がある。また、主軸のねじりひずみを測定する方法は、ひずみゲージの貼付けが困難であり、且つ主軸のねじりひずみが極めて小さいので、実機への適用が困難である。したがってこれまで、転がり軸受の発熱量や摩擦トルクを実機の状態そのまま容易に計測する方法はなかったと考えられる。

そこで本研究では、アンギュラ玉軸受式の主軸について、惰走法⁵⁾を適用して軸受部の摩擦トルクを求めている。すなわち、駆動力を零とした状態（以後、フリーランと称す。）における主軸の角加速度と、転動体の自転と公転の効果をも考慮した主軸の等価慣性モーメントとの積を、軸受部の摩擦トルクとして評価する方法を提案している。回転速度・予圧量・グリース量・ミスアライメントが種々異なる場合について、本評価法による値と実測の摩擦トルクとを比較し、評価法の精度を確認している。

2. 転がり軸受における摩擦トルクの評価法

すでに報告した場合¹⁾と異なり、転がり軸受式の主軸系においては主軸ロータと同一の角速度で運動する軸受内輪や予圧用内輪間座のほかに、これと異なる角速度で公転する保持器および公転と自転運動を行っている転動体がある。本研究は、上記のような回転系に惰走法を適用したものである。すなわち、このような回転系をフリーランさせると、主軸系は作用している摩擦トルクに応じて減速する。主軸系全体に作用している摩擦トルクは、角速度が異なる各々の回転体に働く抵抗トルクの総和であるので、次式が成立する。

$$T_S = T_r + T_c + T_a \quad (1)$$

ただし、 T_S : 主軸系全体に作用する摩擦トルク

T_r : 主軸・軸受内輪・内輪間座に作用する抵抗トルク

T_c : 保持器・転動体の公転運動に作用する抵抗トルク

T_a : 転動体の自転運動に作用する抵抗トルク

式(1) 右辺の各トルクをフリーラン中のそれぞれの回転体に働く慣性モーメントと角加速度との積として表現すると、次式が得られる。

$$T_S = I_r \cdot |\dot{\omega}_r| + I_c \cdot |\dot{\omega}_c| + I_a \cdot |\dot{\omega}_a| \quad (2)$$

ただし、 I_r : 主軸・軸受内輪・内輪間座が持つ回転軸回りの慣性モーメント

* 原稿受付 平成7年3月22日

** 正会員 新潟大学工学部 (新潟市五十嵐2の町)

*** 新潟大学大学院

† 新潟大学工学部

I_c : 保持器・転動体の公転運動が持つ回転軸回りの慣性モーメント

I_a : 転動体の自転運動が持つ自転軸回りの慣性モーメント

$\omega_r, \dot{\omega}_r$: I_r に関するフリーラン中の角速度, 角加速度

$\omega_c, \dot{\omega}_c$: I_c に関するフリーラン中の角速度, 角加速度

$\omega_a, \dot{\omega}_a$: I_a に関するフリーラン中の角速度, 角加速度

ここで, 転動体と軸受内輪の間, および転動体と軸受外輪の間に滑りが無いと仮定すると, 次の関係がある⁶⁾.

$$\omega_c = \left(1 - \frac{d \cos \alpha}{d_m}\right) \cdot \frac{\omega_r}{2} \quad (3)$$

$$\omega_a = -\left(\frac{d_m}{d} - \frac{d \cos^2 \alpha}{d_m}\right) \cdot \frac{\omega_r}{2} \quad (4)$$

ただし, α : 接触角

d : 転動体の直径

d_m : 転動体の公転運動のピッチ円直径

式(3), (4)を式(2)に代入すると, 次式を得る.

$$\begin{aligned} T_s &= \left[I_r + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d \cos \alpha}{d_m}\right) \cdot I_c + \frac{1}{2} \left(\frac{d_m}{d} - \frac{d \cos^2 \alpha}{d_m}\right) I_a \right] \cdot |\dot{\omega}_r| \\ &= [I_{eq}] \cdot |\dot{\omega}_r| \end{aligned} \quad (5)$$

ただし, I_{eq} : 主軸系の等価慣性モーメント

すなわち, 現実には計測が不可能である ω_c , ω_a (式(2)参照)の代わりに, 計測が容易な ω_r を用いて式(5)により摩擦トルクを求めることができると考えられる.

3. 実験装置と実験方法

本研究で用いた実験装置の概要を図1に示す. モータと主軸の間にトルク変換器を配置し, 主軸に作用している摩擦トルクを測定する. この測定値は, 本研究で提案する式(5)による摩擦トルクと比較するために使用される. トルク変換器の出力には回転むらやスリップリングにもとづくと考えられるノイズが重畳していたので, 折点周波数 0.4Hz のローパスフィルタを経由して出力を測定した. 主軸の回転周期を測定するため, 主軸側の継ぎ手の外周表面の一部に反射テープを張り付け, 主軸1回転当たり1組の反射部と非反射部を設けている. これに対向させて反射形センサ(光ファイバ式反射形光電スイッチ)をマグネットスタンドで設置している. 非反射部から反射部への切替わりに対応してセンサの出力がL(ロー)レベルからH(ハイ)レベルへ変化する. このセンサ出力はパソコンの拡張スロットに挿入した計測用のボードに供給される. LレベルからHレベルへの変化の瞬間からつぎのレベル変化までの所要時間を, 5MHzの水晶発振器のクロックパルスをカウントして計測する. この計測法の詳細は文献(1)を参照されたい.

図2に主軸の詳細を示す. 主軸ロータを一對の組合せアンギュラ玉軸受で支持している. 軸受は7010CDB/GNP5(軸受外径80mm, 軸受内径50mm, 接触角15°, 背面組合せ, アキシャルす

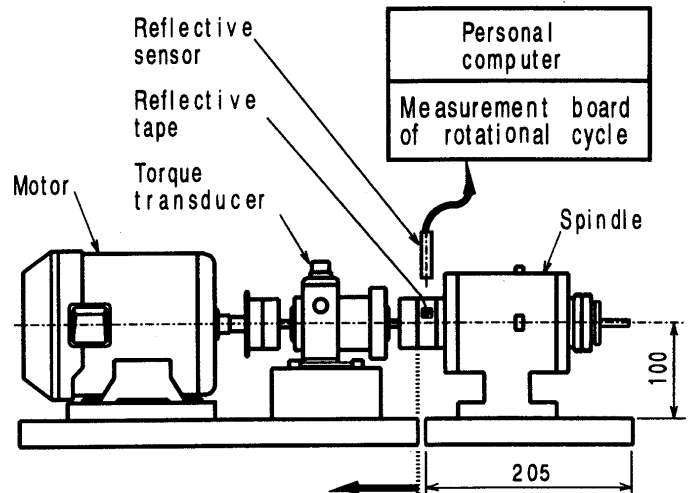


Fig. 1 Experimental setup

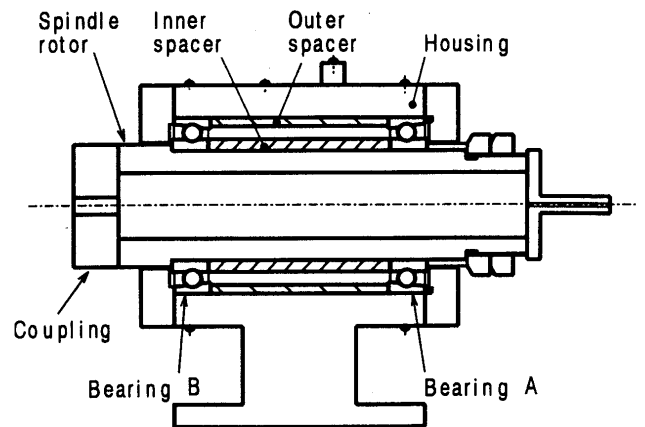


Fig. 2 Details of spindle used

きま $-16 \mu\text{m}$ (普通予圧), JIS5級)とし, 定位置予圧を与えて使用した. 外輪用間座は同一のものを使用し, 内輪用間座の長さが異なるもの3種を組み合わせて用いることにより, 設計用の計算値で軽予圧(約80N)・普通予圧(約160N)・中予圧(約320N)の3種類の予圧における実験を行った. 軸受Bは固定側(ハウジングと外輪とのはめ合い: $0 \sim 4 \mu\text{m}$ のすきまばめ), 軸受Aは自由側($6 \sim 12 \mu\text{m}$ のすきまばめ)とした. 潤滑はグリース潤滑である. グリース量は標準の場合(軸受の空隙の15%)とその3倍の場合について実験を行った. ミスアライメントを与えるため, 外輪用間座と外輪の間の1か所に厚さ $10 \mu\text{m}$, 長さ 10mm のシクネステープを挟み込んで実験を行った.

実験においては主軸を120分間回転させ, その後の主軸停止中の60分についても測定を行った. 120分間の所定の時刻(2, 4, 6, 10, 15, 20, 25, 30, 45, 60, 75, 90, 105, 120分)に以下の要領でフリーランを行った. すなわち, 所定の速度で回転している状態でトルク変換器により軸受部の摩擦トルクを測定する. その直後に, 図1のモータとトルク変換器を載せた左側のテーブルを, 左の方向に移動させることにより, トルク変換器と主軸との間の継手の中央で機械的に切り離し, フリーランを行った. 定常回転速度は 2500, 3600rpmの2種類である. 行った実験の種類を表1に示す.

Table 1 Experimental conditions

Type of experiment	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰	⑱
Rotational speed rpm	3600					2500		
Preload N	80	160	320			80	160	320
Grease amount	Normal			Three times			Normal	
Misalignment	Normal			+0.01mm (/80 mm)			Normal	

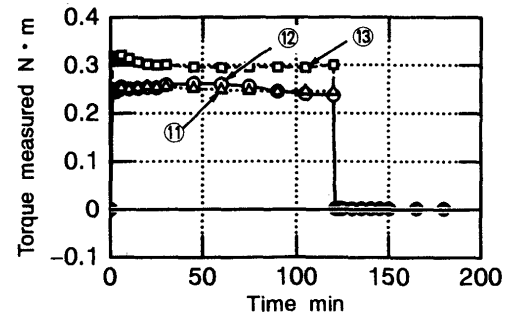


Fig. 3 Torque measured by torque transducer

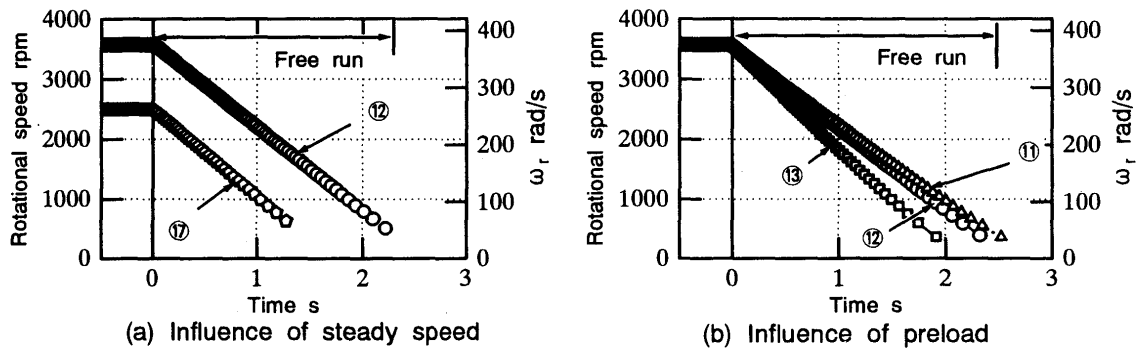


Fig. 4 Angular velocity during free run

4. 実験の結果

4.1 等価慣性モーメント

式(5)から明らかなように、等価慣性モーメントは本研究の評価法による摩擦トルクの値に直接影響を与える量である。そこで、それぞれの要素部品の寸法を正確に測定するだけでなく、その重量をも測定して材料の密度を決定し、これらの値を用いて慣性モーメントを計算した。軸受の重量を測定するときはグリースは取り除いた。得られた等価慣性モーメントの値は以下の通りである。

$$I_{eq80} = 1.7203 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (軽予圧: 80N)}$$

$$I_{eq160} = 1.7183 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (普通予圧: 160N)}$$

$$I_{eq320} = 1.6886 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \text{ (中予圧: 320N)}$$

ただし、320Nの予圧の場合に等価慣性モーメントが小さいのは内輪用間座が短いだけでなく、図2の主軸ロータ右端についているエンコーダ用の部品を取り外しているためである。

4.2 運転条件・主軸組立条件が摩擦トルクに及ぼす影響

転がり軸受式主軸においては、運転条件や軸受のはめ合いなど主軸の組立状態により、摩擦トルクが影響を受けるといわれている。

予圧量と摩擦トルクの関係を知るため、表1の3種類の予圧量の場合について、トルク変換器により測定した軸受部の摩擦トルクを図3に示す。⑪(軽予圧: 約80N)の場合と⑫(普通予圧: 約160N)の場合の摩擦トルクはほぼ同一であることが分かる。⑬(中予圧: 約320N)の場合は、より大きな摩擦トルクが作用することが分かる。これら3者の摩擦トルクの大小関係は

実験式⁴⁾の傾向と矛盾しているとは言えないが、これらの定量的関係を予圧量などから容易には求められないことが理解できる。したがって、予圧量を適正化する場合に、予圧量の他に摩擦トルクを評価基準の1つとして考慮することが適切であると考えられる。

回転速度が異なる場合の摩擦トルクを比較した。⑱(3600 rpm)の場合の摩擦トルクは⑰(2500 rpm)の場合のそれに比べやや高いものの、その差は大きくないことが分かった。

グリースを標準の3倍だけ充てんした場合、⑭の摩擦トルクは充てん後1回目の運転において運転開始の1分後に大きな値が得られたが、その後はほぼ一定の値(⑱の場合の約110%)であった。2回目の運転時の摩擦トルクは、1回目のそれに比べやや減少した一定の値を示した。これらは、グリースが転動体の運動領域から押し出されて行くことに対応する現象であると考えられる。

ミスアライメントを与えた場合⑮の摩擦トルクは、運転開始時は定常状態での値の約120%の大きな値を示すが、その後30~40分の間に徐々に減少し、一定値になる。これは、主軸ロータの熱膨張により当初のミスアライメントの効果が緩和されることによるものと考えられる。

4.3 主軸ロータの角速度

主軸ロータ側に張り付けた反射テープと反射形センサを用いて主軸ロータの回転周期を計測する。回転周期から計算した角速度の例を図4に示す。同図(a)は表1の⑱、⑰の場合を示す。定常回転速度が異なる場合にも角速度の変化はほとんど同一であることが分かる。他方、同図(b)は表1の⑪、⑫、⑬の場合の結果である。前節での考察と同様に、予圧量が大きい

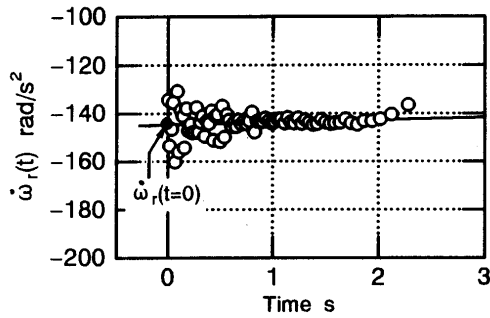


Fig.5 Change in $\dot{\omega}_r(t)$ of $(t-\dot{\omega})$ method

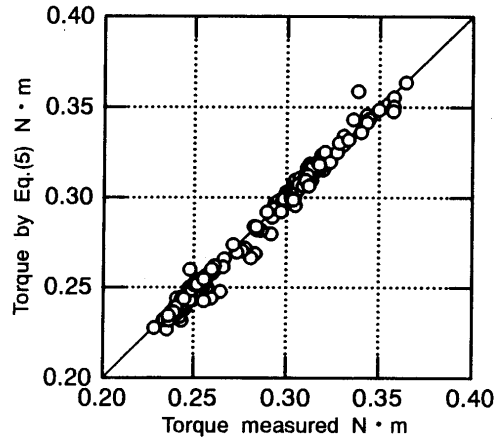


Fig.6 Relationship between torque by Eq.(5) in $(t-\dot{\omega})$ method and torque measured

ほど角速度の変化が急であることが分かる。

トルク変換器で測定した摩擦トルクはフリーラン直前におけるトルクであるので、これに対比する式(5)ではフリーラン開始時における角速度変化曲線の勾配を求める必要がある。式(5)の $\dot{\omega}_r$ を求めるため以下の2つの計算法について検討を行った。

4.4 $\dot{\omega}_r(t=0)$ の計算法 ($t-\dot{\omega}$ 法)

図4のフリーラン開始以後の互いに隣合う角速度から次式により求めた結果を図5に示す。

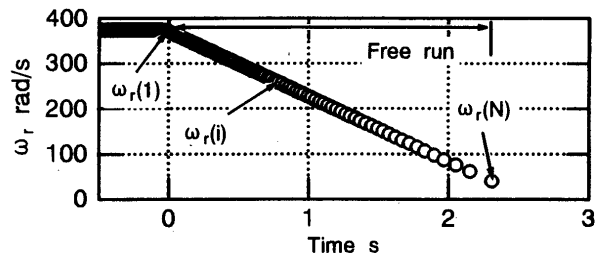
$$\dot{\omega}_r(t) = \frac{\omega_r(t + \Delta t) - \omega_r(t)}{\Delta t} \quad (6)$$

ただし、 $t=0$:フリーラン開始時刻

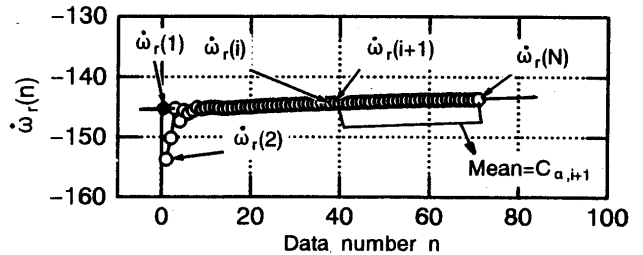
図5から、フリーラン開始の直後は式(6)の値が変動している。これはフリーラン開始の直後は回転速度が速いので、主軸の回転周期が短く、したがって式(6)の分母が小さくなり分子の微小な変動に敏感になることによる。そこで、図5のすべての点を対象として最小2乗法を適用する。その結果求められた近似直線を図中に実線で示す。この線の $t=0$ における値 $\dot{\omega}_r(t=0)$ を式(5)に用いる。この評価法を $(t-\dot{\omega})$ 法と称す。この評価法を表1の実験のすべてのフリーランに対して適用した結果を、トルク変換器による測定値と対比して、図6に示す。本評価法による摩擦トルクとトルク測定値はかなり良く一致していることが分かる。

4.5 $\dot{\omega}_r(n=1)$ の計算法 ($n-\dot{\omega}$ 法)

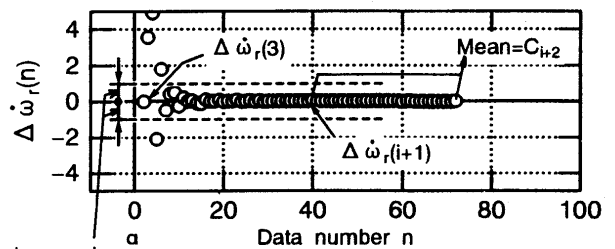
前節の評価法は計算時間が短いという長所がある。しかし、回転速度がさらに高速の場合には図5の値がさらに大きく変動



(a) Angular velocity $\omega_r(i)$ $i=1,2,\dots,N$



(b) Change in $\dot{\omega}_r(n)$ $n=2,3,\dots,N$



(c) Change in $\Delta \dot{\omega}_r(n)$ $n=3,4,\dots,N$

Fig.7 Relation between data in $(n-\dot{\omega})$ method

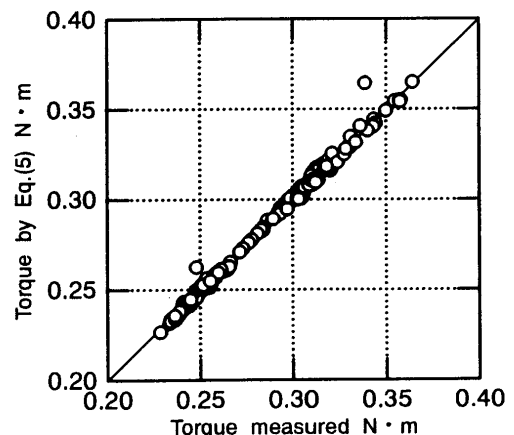


Fig.8 Relationship between torque by Eq.(5) in $(n-\dot{\omega})$ method and torque measured

することがある。そのような場合をも考慮して、本節の評価法を提示する。

図7は $(n-\dot{\omega})$ 法の手続きにおけるデータの対応を示している。図7(a)はフリーランに伴う角速度の時間的変化を示す。フリーラン中に得られたデータの総数を N とする。フリー

ラン開始直後のデータ ($\omega_r(1)$) を含めて連続する n 個のデータ ($\omega_r(1), \dots, \omega_r(n)$) を対象として最小 2 乗法を適用し、求めた近似直線の勾配をそれぞれ $\dot{\omega}_r(n)$ として図 7 (b) に示す。ただし、 $n=2, 3, \dots, N$ である。この値は n が小さい場合には、 n が大きい場合に比べて、かなり変化する傾向が認められる。これは最小 2 乗法の対象とするデータ数が少なく、これらデータの変動を直接反映しているためである。式 (5) の $\dot{\omega}_r$ としては、図 7 (b) の $\dot{\omega}_r(n)$ のうち変動が小さいデータの最小 2 乗法による近似直線の $n=1$ における値を採用することにする。

そこで変動が大きいデータを除外するため、以下の方針で対象とするデータ (図 7 (b) のデータ) の範囲を決定する。ここで、次式による変化量を計算し図 7 (c) に示す。

$$\Delta \dot{\omega}_r(n) = \dot{\omega}_r(n) - \dot{\omega}_r(n-1) \quad (7)$$

ただし、 $n=3, 4, \dots, N$

図 7 (b) の $\dot{\omega}_r(n)$ は同図 (a) に示す対象データの数が多くなると、急激な変動がなくなりほぼ一定の変化率を示す。その結果、式 (7) の値は、図 7 (c) に見られるように、 n が大きい範囲では一定値を示すようになる。図 7 (c) の $n=3, 4, \dots$ などにみられる大きく変動するデータを対象から除外するために、以下の手続きを実行する。すなわち、 $\dot{\omega}_r(n)$ の $n=i+1, \dots, N$ が対象データであり、次式が成立するならば $\dot{\omega}_r(n=i)$ をさらに対象データに加える。順次、 n が小さい場合について、同様の操作を繰り返す。次式が成立しない場合に、対象データは $\dot{\omega}_r(i+1), \dots, \dot{\omega}_r(N)$ であることが確定する。

$$|\Delta \dot{\omega}_r(i+1) - C_{i+2}| \leq |C_{\alpha, i+1}| \frac{\alpha}{100} \quad (8)$$

$$\text{ただし、} C_{i+2} = \frac{\sum_{n=i+2}^N \Delta \dot{\omega}_r(n)}{N - (i+1)}$$

$$C_{\alpha, i+1} = \frac{\sum_{n=i+1}^N \dot{\omega}_r(n)}{N - i}$$

α : 変動の許容限界

$\alpha = 0.1, 0.5, 1, 3, 5\%$ として検討したところ、式 (8) を満足するデータ数はフリーラン中のデータ総数の約 86% ($\alpha = 0.1\%$)、約 93% ($\alpha = 0.5\%$)、約 98% ($\alpha = 1\%$)、100% ($\alpha = 3, 5\%$) であった。また、 α が式 (5) で求められる摩擦トルクの値に及ぼす影響は $\pm 1\%$ 以内であった。

以上の評価法を ($n - \dot{\omega}$) 法と称す。前節と同じく、表 1 のすべての実験における摩擦トルクを ($n - \dot{\omega}$) 法により評価した。 $\alpha = 1\%$ とした。その結果を図 8 に示す。図 6 に比べて、摩擦トルクの評価値が実測値にさらに良く一致していることが分かる。

従って、本研究の評価法を用いることにより、実際の使用状態における転がり軸受部の摩擦トルクを正確に評価できることが分かった。

5. 結 論

グリース潤滑のアンギュラ玉軸受式主軸について 3600rpm までの範囲で、軸受部の摩擦トルクを評価する方法を検討し、以下の結論を得た。

- (1) フリーラン中の角速度変化と回転軸の等価慣性モーメントとの積を、軸受部の摩擦トルクとする評価法を提示した。
等価慣性モーメントとは、回転軸の慣性モーメントだけでなく転動体の自転と公転および保持器の公転の効果をも含めた慣性モーメントである。
- (2) 回転速度・予圧量・グリース量・ミスアライメントが種々異なる場合について実験した結果、本評価法による摩擦トルクは、トルク変換器による実測値に良く一致することが分かった。
- (3) 本評価法により、実機の使用状態そのままの摩擦トルクを評価できる。また、回転体には 1 組の反射部と非反射部を設けるだけで、特別なジグを必要としないので、広範囲の回転体に適用できる。なお、フリーランは電源の OFF、インバータによるフリーラン、ギヤのニュートラル位置への移動などにより実行できる。

なお、卒研学生としてご協力いただいた柿栖陽君に感謝します。

参 考 文 献

- 1) 横山和宏, 鈴木孝昌, 平倉隆史, 森脇俊道: 回転軸系における摩擦トルク・発熱量の評価に関する研究 (第 1 報) - 評価システムの構成とエアスピンドルの特性評価, 精密工学会誌, 61, 4 (1995) 551.
- 2) 例えば, 李宜珪, 新野秀憲, 稲場千佳郎, 伊東 諠: 工作機械構造の熱的適合設計のためのシミュレーション方法 (主軸受周辺構造体と主軸台構造の特性解明への応用), 日本機械学会論文集 (C), 57, 538 (1991) 2092.
- 3) 中村晋哉, 垣野義昭: 予圧切換スピンドルの性能評価, 精密工学会誌, 60, 5 (1994) 688.
- 4) T.A. Harris: Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons Inc., New York, N. Y., (1984) 426.
- 5) 例えば, 谷口 修: 機械計測法, 養賢堂, (1964) 411.
- 6) 岡本純三, 角田和雄: 転がり軸受 - その特性と実用設計 -, 幸書房, (1992) 168.