



転がり軸受を含む回転軸系に作用する抵抗トルクの評価法*

(高 $d_m \cdot N$ 条件下における評価)

横山和宏** 鈴木孝昌† 榊田正美** 岩部洋育†† 矢澤孝哲**

Evaluation Method Of Resistant Torque Acting On Rotating Spindle System Including Rolling Bearing (Evaluation Under High- $d_m \cdot N$ Condition)

Kazuhiro YOKOYAMA, Takamasa SUZUKI, Masami MASUDA, Hiroyasu IWABE and Takanori YAZAWA

This paper describes that the proposed method is able to evaluate accurately the resistant torque acting on rotating spindle system which includes rolling bearing, under high- $d_m \cdot N$ condition lower than two million mm·rpm. The resistant torque is calculated as the product of the angular acceleration during free-running and the equivalent moment of inertia of spindle. The acceleration is calculated from the accurate measurement of change in series of each rotation-cycle under free-running. The equivalent moment of inertia is the sum of the moment of inertia of spindle rotor, the effect of rolling elements and the effect of retainer for the elements.

Key words: evaluation, resistant torque, rotating spindle, rolling bearing, high- $d_m \cdot N$ condition, equivalent moment of inertia

1. 緒 言

回転軸や軸受に作用するトルクの測定法^{1)~3)}が開発されているが、いずれも専用の装置と回転軸などを組み立てて測定する必要があるため、使用中の実機への適用は非常に困難であると考えられる。しかし、回転軸に作用する抵抗トルクを実機の使用状態そのままでも正確に評価する技術は、エネルギー損失が少ないシステムの実現に必須の基盤技術であるとの観点から、著者らの一部は回転軸に作用する抵抗トルクや発熱量の評価システムを開発している^{4)~6)}。定常速度で回転している軸の駆動力をゼロとした状態（以下にフリーランと呼ぶ。）における角加速度を求め、これと回転軸の慣性モーメントの積を抵抗トルクと評価している。

文献6)では、転がり軸受を含むシステムに対して、上記の評価法を適用するため、等価慣性モーメントを定義し、代表角加速度として主軸ロータの角加速度を用いる方法について検討している。すなわち、転がり軸受には主軸と同一角速度で回転する内輪の他に、別の角速度で公転する保持器、および公転と同時に自転する転動体が含まれている。これらの公転、自転角速度もフリーラン中には、主軸の角速度と同時に減速する。しかし、保持器や転動体の角速度を測定することは、これらが軸受の外部に露出していないので現実には不可能である。そこで、測定が容易である主軸の回転周期から算出した角速度を代表角速度とし、転動体と軸受内輪および軸受外輪との間に滑りがないと仮定して得られる等価慣性モーメントとの積を、回転軸系に作用している抵抗トルクとし

た。従って、等価慣性モーメントとは、主軸と軸受内輪の慣性モーメントに、保持器の公転と転動体の公転および自転の効果を加えた量である。この際、転動体と軸受内輪、外輪の軌道面との間には自転滑り、公転滑りやスピン滑りも存在することがあるが、ここでは転動体と軸受内輪、外輪の間には滑りがないと仮定して導いた等価慣性モーメントを用いている。

文献6)では、 $d_m \cdot N \leq 23.4 \times 10^4$ mm·rpm と実用されている条件に比べかなり低い範囲に限定されていた。しかし、軸受の焼付き防止やプリロードの適正化の要求は高 $d_m \cdot N$ 条件下においての方が格段に重要である。これらの要求は回転体に作用する抵抗トルクの適正化により達成できると考えられるので、その基盤技術として、提示した評価法が実用的な高い $d_m \cdot N$ 条件下においても抵抗トルクを正確に評価できることを明らかにする必要がある。

さて、提示した評価法が抵抗トルクを正確に評価しているかどうかを明確にするには、本研究の評価法により求められる結果と対比すべき基準となる抵抗トルク（以下に、基準抵抗トルクと称す。）を求める必要がある。文献6)においてはモータと被駆動主軸の間にトルク変換器を設置して、この基準抵抗トルクを求めた。しかし、トルク変換器は使用できる最高回転数が 25,000rpm を越えるものは販売されていないので、9万 rpm までの条件において、基準抵抗トルクを正確に求めることは容易ではなかった。そこで、図1および2.2節に示す装置と方法を用いて、基準抵抗トルクを求めることにした。

本報告では、 $N \leq 9 \times 10^4$ rpm, $d_m \cdot N \leq 198 \times 10^4$ mm·rpm の範囲で、提示した評価法により求めた抵抗トルクと基準抵抗トルクを比較することにより、提示した評価法が回転体に作用する抵抗トルクを十分正確に評価する方法であることを明らかにする。

* 原稿受付 平成13年4月5日

** 正会員 新潟大学大学院自然科学研究科（新潟市五十嵐2の町）

† 新潟大学工学部（新潟市五十嵐2の町）

†† 正会員 新潟大学工学部

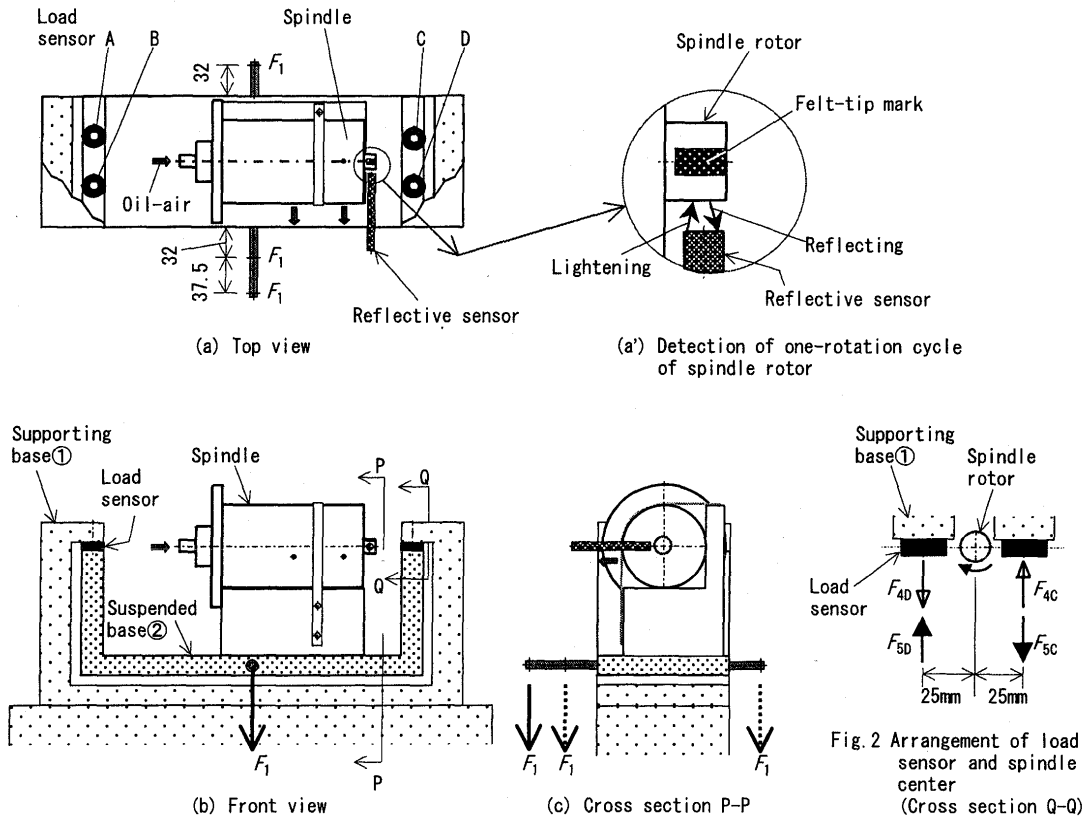


Fig. 1 Experimental setup
 F_1 : load in calibration of load sensor

2. 実験装置と実験方法

2.1 実験装置

図 1 に実験に用いた主軸と主軸を固定した実験装置を示す。回転体の公転運動のピッチ円直径 22mm, 接触角 15° のアンギュラコンタクト転がり軸受 2 個を用い, バネによる定圧予圧方式を用いている。潤滑のためオイルエアを主軸ステータの中心部を經由して軸受の内へ供給し, 外周部の 2 カ所から排出している。主軸の温度上昇を抑制するため, 室温のエアを主軸ステータの外周に供給している。主軸を搭載したベース②は, 水晶圧電式の力変換器 A, B, C, D を介して, ベース①に吊り下げられている。それぞれの力変換器の中心にキャップスクリューを配置し, ベース②とベース①を締結することにより, 間に挟まれた力変換器へのプリロードを与えている。

2.2 基準抵抗トルクの測定

本研究の評価法で求めたトルクと比較する基準抵抗トルクを以下の要領で測定する。図 2 は, 力変換器 C, D 近くの装置断面図である。力変換器の高さの中央は主軸の回転軸と同一高さになっている。主軸が定常速度で回転している状態およびフリーラン中に生じる, 力変換器への作用力の変化について考察する。定常速度で主軸が回転している状態では, ビルトイン式のモーターロータに駆動トルクが作用している。これに対する反作用トルクがステータ側に作用するが, 図 1 に示すように主軸ステータはベース②上に固定しているので, 図 2 中に示すように反作用トルクに相当する力 F_{4C} , F_{4D} がそれぞれ力変換器 C, D に作用している。同様に, F_{4A} , F_{4B} がそれぞれ力変換器 A, B に作用している。即ち, モーターの駆動トルクは 4 個の力変換器への作用力のトルクの合計に等しい。モーターの駆動トルクは, 転がり軸受の転がり抵抗

にもとづくトルクだけでなく, 潤滑用エアオイルの攪拌抵抗トルクや周囲空気などの攪拌抵抗トルクをも含んでいる。他方, 転がり軸受の回転体から軸受外輪の軌道面を通じて, 主軸ステータに軸受の転がり抵抗にもとづくトルクが作用し, これに対応して 4 個の力変換器にそれぞれ F_{5A} , F_{5B} , F_{5C} , F_{5D} が作用している。定常速度で主軸が回転している状態では, 以上の計 8 個の力が力変換器に作用し平衡状態になっている。

主軸が定常速度で回転している状態からフリーランを開始すると, モーターの駆動トルクがゼロになり, これに相当する F_{4A} , F_{4B} , F_{4C} , F_{4D} がゼロになる。従って, 力変換器の出力を計測し, 作用トルクを計算すると, フリーラン中はモーターの駆動トルク分だけ作用トルクが変化することになる (図 5, 6, 7 参照)。このトルク変化のうちフリーラン直後のトルク変化を基準抵抗トルクとした。

基準抵抗トルクを求めるため, 4 個の力変換器の出力を同時サンプリング式 A/D コンバータで測定した。力変換器の感度設定, およびトルク計算式の係数設定のプロセスを, 図 3 中に示す。力変換器の感度設定においては, 図 1 (C) に示すように, 4 個の力変換器に同一荷重が作用するよう, 点線矢印の F_1 なる重り 2 個を用いる。具体的には吊り下げた重りを持ち上げ, 減重のときの出力変化を測定した。これは, フルスケールが ($\pm 19.6\text{N}/\pm 10\text{V}$) と高感度で測定するため, 加重時のショックや 2 度当たりを避け, 速やかに測定を行うことにより, 出力のドリフトの影響を少なくするためである。4 個の力変換器から求められた力変化がそれぞれ $F_1/2$ となるよう, データサンプリング用プログラム中のそれぞれの力変換器用の係数を設定する。ついで, 図 1 (C) の左側の互いに 37.5mm 離れた 2 カ所に, F_1 なる重りを交互に作用させる。これら 2 回における, 力変換器の作用力変化から計算さ

【Torque measurement】 【Evaluation of resistant torque】

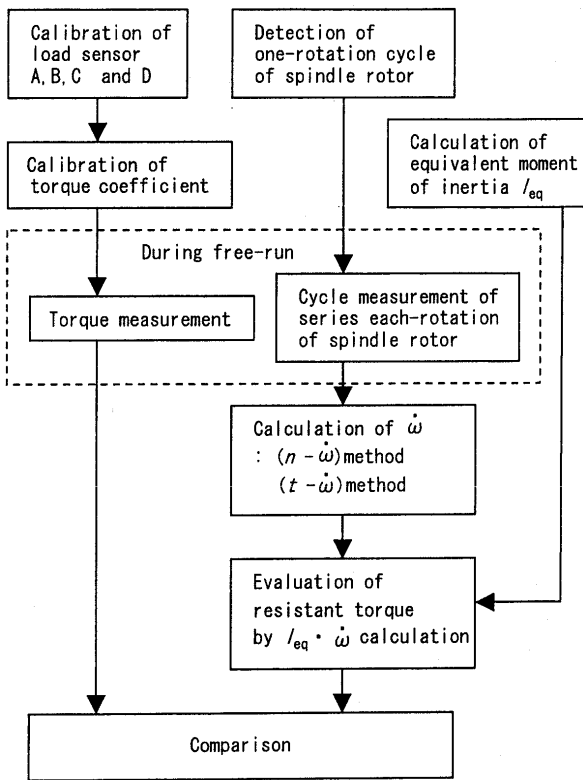


Fig. 3 Measurement and evaluation process of resistant torque

れるトルク変化が $F_1 \times 37.5$ となるようにトルク計算式の係数を設定する。

2.3 本評価法の適用

本研究のトルク評価法は惰走法に属する方法で、評価精度を改良したものである。本研究の抵抗トルク評価のプロセスを図3中に示す。モータの電源をオフとし、駆動力をゼロとしたフリーランを行い、主軸に作用している抵抗トルクに基づく角加速度を求め、これと等価慣性モーメントの積を抵抗トルクと評価する。

まず、主軸1回転の所要時間を測定する。図1(a')に示すように、主軸ロータの一部にマジックインクを塗り非反射部を作成する。これに対向させて、光ファイバ式反射型光電スイッチを設置する。主軸ロータの外周面には、非反射部と反射部を1組のみ設けているので、光電スイッチの出力がLowからHighへ切り替わる瞬間から、次にLowからHighへ切り替わる瞬間までを主軸1回転の所要時間とした。この1回転の間の水晶発振器からの5MHzのクロックパルスのカウントする。同様にして、連続する各1回転についての所要時間を求め、連続するそれぞれの1回転中の角速度を計算する。フリーラン開始時の角加速度を筆者らの一部の方法で計算し⁶⁾、これと等価慣性モーメントの積を抵抗トルクと評価する。即ち、抵抗トルクは次式により表わされる。

$$T_s = \left[I_r + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d \cos \alpha}{d_m} \right) \cdot I_c + \frac{1}{2} \left(\frac{d_m}{d} - \frac{d \cos^2 \alpha}{d_m} \right) \cdot I_a \right] \cdot |\dot{\omega}_r|$$

$$= [I_{eq}] \cdot |\dot{\omega}_r| \quad (1)$$

但し、

T_s : 主軸系全体に作用する抵抗トルク

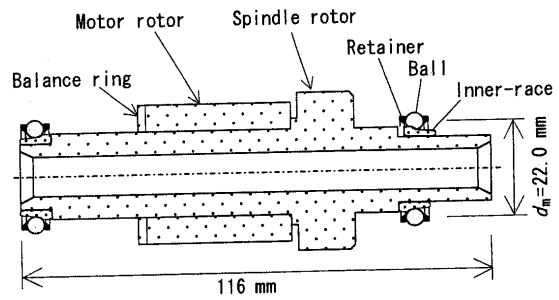


Fig. 4 Rotating parts of spindle and bearing

Table 1 Material properties of rotor and equivalent moment of inertia I_{eq} of the rotor

	Material	Density g/mm ³	I_{eq} g · mm ²
Spindle rotor	Steel	0.00785	1.9450E+4
Motor rotor	Steel+ Casting aluminum	0.00520	1.1664E+4
Balance ring	Steel	0.00783	1.5915E+3
Inner-race of bearing	Steel	0.00783	7.2062E+2
Ball	Steel	0.00783	3.3738E+2
Retainer	Bakelite	0.00150	9.3024E+1
			$I_{eq} = \text{Sum of } I_{eq}$ $= 3.3856E+4$

d : 転動体の直径

d_m : 転動体の公転運動のピッチ円直径

α : 接触角

$\dot{\omega}_r$: 主軸ロータのフリーラン中の角加速度

I_r : 主軸ロータと同一角速度の部分の回転軸周りの慣性モーメント

I_c : 保持器、転動体の公転運動が持つ回転軸周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周りの慣性モーメント

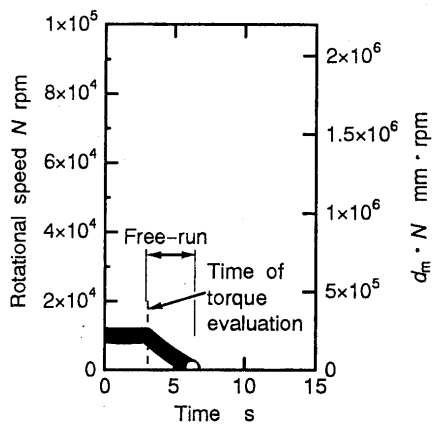
I_{eq} : 等価慣性モーメント (: 通常の慣性モーメントに、転動体の自転と公転の効果および保持器の公転の効果を加えたもの)

図4は、使用した主軸の回転体部と転がり軸受の内輪、転動体、保持器を示す。モータのロータ、バランスリング、主軸ロータおよび軸受内輪については、1回転の所要時間を測定する主軸ロータと同一角速度で回転するので、通常の慣性モーメントを計算する。転動体は自転するとともに、公転するので、転動体と軸受の内輪、外輪が滑ることなく転がり接触していると考えて、その効果を考慮する。保持器の公転運動の効果をも合計した等価慣性モーメントを求めた結果を表1に示す。等価慣性モーメントは、入力および確認作業が容易なるように開発したソフトウェアにより計算した。

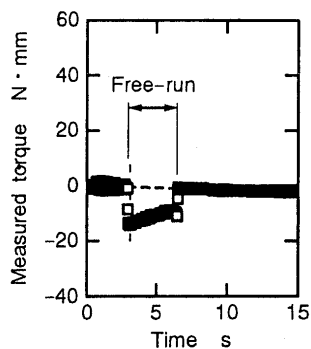
3. 実験結果と評価精度

3.1 実験の結果

図5, 6, 7は、それぞれ定常回転速度が1万, 5万, 9万 rpm からフリーランした場合の回転速度、ならびに同時に力変換器を用いて測定した基準抵抗トルクの測定結果を示す。

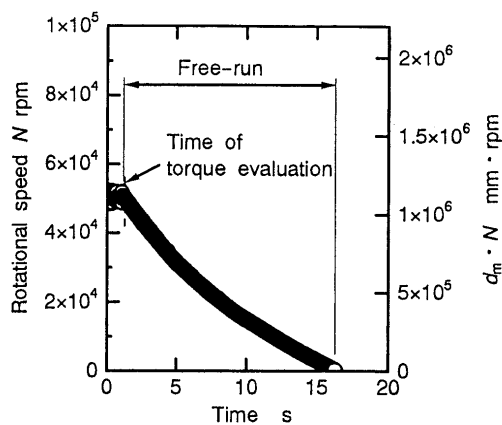


(a) Rotational speed of spindle rotor

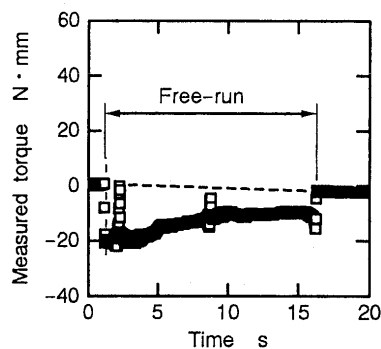


(b) Measured torque by load sensor

Fig.5 Rotational speed and torque under free-run from 1×10^4 rpm

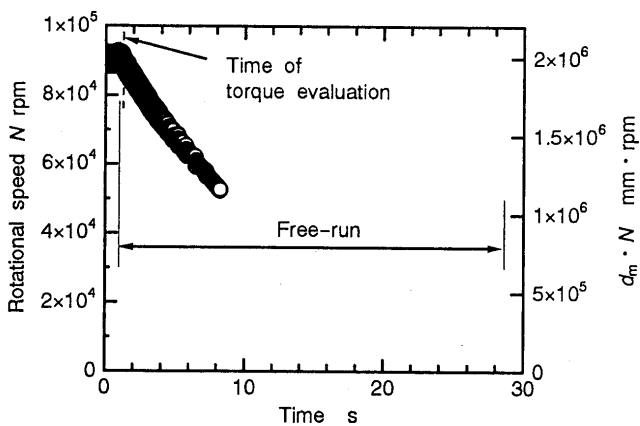


(a) Rotational speed of spindle rotor

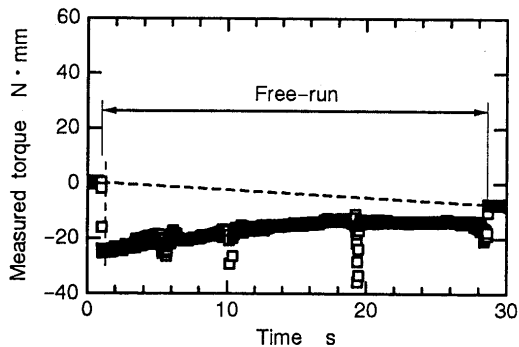


(b) Measured torque by load sensor

Fig.6 Rotational speed and torque under free-run from 5×10^4 rpm



(a) Rotational speed of spindle rotor



(b) Measured torque by load sensor

Fig.7 Rotational speed and torque under free-run from 9×10^4 rpm

す. 図 7 (a) におけるデータが約 8s までしかないのは、パソコンのメモリの制限から、サンプリングデータ数が最大 1 万個に制限されているためである. 回転速度の変化を示す線が図 5 (a) に比べて太いのは、高い回転速度の場合には、1 回転当たりの所要時間したがってカウントされるクロックパルス数が少なくなり、このパルス数に対して 1 回転の区切りを示す非反射部から反射部への変化の判別誤差の割合が増加すること、および図 4 に示す主軸回転体の慣性モーメントが小さいので、わずかな抵抗トルク変動にも敏感に反応して回転速度が変動するためと考えられる.

力変換器を用いて測定した基準抵抗トルクは、図の (b) に見られるように、一部に大きく変動する現象が認められた. この現象は、数回ずつ行った同一条件のいずれの実験においても、ほぼ同一の回転速度を通過するときを得られていることから、力変換器相互の距離を 50mm と短くし、トルクを敏感に測定できるようにしたことにもとづく実験装置の特性によるものと考えられる.

図 5 ~ 7 の (b) に見られるように、フリーラン期間の前後における基準抵抗トルク零の出力のレベルが異なるのは、力変換器の感度が高い状態で測定しているため、温度変化などにより力変換器の出力が時間とともにドリフトすることによるものである. フリーラン中は、基準抵抗トルク零の出力が図中の破線で示すように直線状に変化するものとし、破線と力変換器の出力との差を基準抵抗トルクとした. フリーラン中に力変換器の出力が破線に近づいているので、基準抵抗トルクが変化していることが分かる.

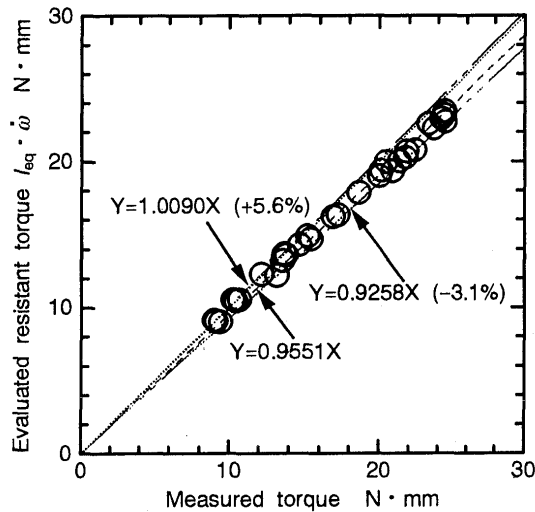


Fig.8 Evaluated resistant torque by $(n-\dot{\omega})$ method and measured torque

3.2 抵抗トルクの評価

そこで、図5、6、7の(b)におけるトルク変動が小さい時刻であって、且つ(a)のフリーラン開始直後に近い位置を指定し、この時刻における角加速度を、文献6)の2つの方法により求める。さらに、同一時刻の(b)における破線と力変換器出力の差を基準抵抗トルクとする。本研究の評価法による抵抗トルクと、基準抵抗トルクを比較して、図8、9に示す。図8は、 $(n-\dot{\omega})$ 法による結果である。この方法は、上記の指定時刻以後の連続する m 回転分の角速度を計算し、これを最小2乗法により直線近似し、角加速度を求める。さらに、 m を順次減少させて、同様に角加速度を求める。この操作を続け、 $m=1$ における角加速度を推定する方法である。即ち、 m 回転分の角速度から、角速度の変化割合を求め、対象とする m を減少させた場合の収束する値を、求める角加速度とするという方法である。 $m=900$ とした。即ち、指定時刻から連続する900回転分のデータを用いて計算を行った。図8に見られるように、本評価法によるトルクと基準抵抗トルクは良く対応していると考えられる。係数が0.9551であり、1.0でないのは、図4の回転体部を分解することができず、その質量を正確に測定できなかったため、設計図から計算した等価慣性モーメントがやや小さかったことによるものと考えている。従って、この評価法を用いると198万 $\text{mm}\cdot\text{rpm}$ までの範囲で、正確なトルクを求められることが分かる。この方法は、接触式軸受の主軸や高回転速度の場合など、角速度の変動が大きい場合にも安定して評価できる特徴があると考えられる。

図9は、 $(t-\dot{\omega})$ 法による結果である。この方法は、指定時刻以後の角速度を計算し、連続する2回転分の角速度の変化割合を求めて角加速度とする方法である。基準抵抗トルクが大きいデータは高回転数の場合に得られている。高回転数の領域では、評価値が大きく変動することが分かる。

以上の検討から、本研究の評価法のうち $(n-\dot{\omega})$ 法を用いると、 $d_m \cdot N \leq 198 \times 10^4 \text{ mm}\cdot\text{rpm}$ の範囲において、主軸回転部に作用する抵抗トルクを正確に評価できることが分かる。

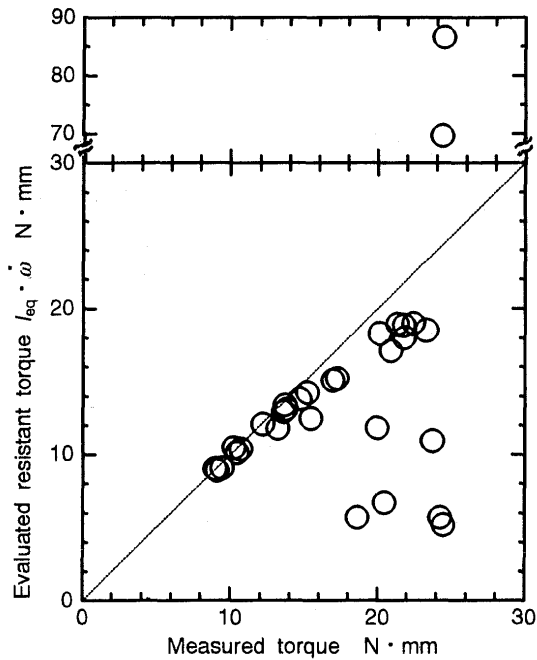


Fig.9 Evaluated resistant torque by $(t-\dot{\omega})$ method and measured torque

4. 結論

主軸の駆動力をゼロとしたフリーラン中の、主軸の連続した1回転の所要時間を正確に測定し、その結果求められる角加速度と等価慣性モーメントの積を、回転体に作用する抵抗トルクであるとする評価法について検討した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 本研究の評価法のうち $(n-\dot{\omega})$ 法を用いると、 $d_m \cdot N \leq 198 \times 10^4 \text{ mm}\cdot\text{rpm}$ の範囲において、主軸回転部に作用する抵抗トルクを精度良く評価できる。
- (2) $(t-\dot{\omega})$ 法は、 $d_m \cdot N \geq (66 \sim 88) \times 10^4 \text{ mm}\cdot\text{rpm}$ においては精度が悪く、実用的でない。

謝辞

本研究の一部は、内田エネルギー科学振興財団の助成により行われたことを記し、感謝いたします。使用した主軸は、NTN(株)軸受技術研究所からご貸与いただいたことを記し、お世話いただいた藤井健次氏に感謝します。研究の途上において測定の機会を与えていただいた理研製鋼(株)および卒業生として協力していただいた松島弘樹君に感謝します。

参考文献

- 1) 日本潤滑学会編：改訂版潤滑ハンドブック，養賢堂(1987) 763.
- 2) 十合晋一：静圧空気軸受に関する研究(第1報 空気軸受の摩擦について)，精密機械，29，12(1963)939.
- 3) 松尾智弘：マイクロトルク測定装置，精密工学会誌，63，3(1997) 349.
- 4) 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.
- 5) 横山和宏，平倉隆史，鈴木孝昌，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2報 反射型センサを用いた評価システムと発熱量に及ぼす設計パラメータの影響)，精密工学会誌，61，11(1995) 1584.
- 6) 横山和宏，遠山晃，鈴木孝昌：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，精密工学会誌，62，2(1996) 210.