



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)*

—反射形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—

横山和宏** 平倉隆史*** 鈴木孝昌† 森脇俊道††

Evaluation of Friction Torque and Heat Quantity Generated in Spindle (2nd Report)
- Influence of Design Parameters upon Heat Quantity Evaluated with
an Improved Measuring System -

Kazuhiro Yokoyama, Takashi Hirakura, Takamasa Suzuki and Toshimichi Moriwaki

The present research aims at establishing an accurate and reliable methodology to estimate the heat quantity generated during the rotation of spindle and to evaluate the characteristics of the spindles employed for various types of machining. The technique proposed here basically depends on the accurate measurement of the change in the rotational speed of spindle during its free run. A new method is presented in the present report to measure the rotational speed of spindle accurately in a rotational speed range up to 100000 rpm by applying a reflective sensor system. The method developed here was applied to estimate the heat quantity of various types of spindle. It was clarified through experiments that the surface roughness of the spindle rotor affects the heat quantity generated, and also that the coefficients of the thermal expansion of the rotor and spindle housing affect the clearance between the two and consequently the heat generation. The effect of air stirring by the bolt holes is also discussed.

Key words: reflective sensor, friction torque, heat quantity, air spindle, surface roughness, coefficient of thermal expansion, air stirring

1. 結 言

エネルギー損失が小さなシステムの開発・エネルギーの有効利用・熱による精度低下の抑制などを達成するためには、その基礎技術として摩擦トルク・発熱量の正確な評価技術が必要であるという観点から、フリーラン中の回転速度の変化を正確に測定し、これをもとにエアスピンドルの摩擦トルク・発熱量を評価する方法を提案した¹⁾。その測定システムでは、透過形センサ(アンプ内蔵形フォトインタラプタ)とスリット付き円板を用いた。透過形センサは小形で価格が安いという利点があるものの、ジグとしてスリット付き円板を回転軸に取り付けなければならない。このため、スリット付き円板の取付けスペースがない場合、既存の軸で円板の取付けが困難な場合、極めて高い回転速度で使用するので一時的な円板の取付けにより円板を含めた回転軸のバランスを狂わせたくない場合などには、上記評価法の適用が困難になるという問題点がある。

そこで本報告では、上記の問題点を解決するため反射形センサと反射マークを用いるシステムを提案し、このシステムの特徴を明らかにしている。さらに、このシステムを用いて高い回転速度域(max 20000~30000 rpm)を含む場合のエアスピンドルの摩擦トルク・発熱量・風損を評価するとともに、エアスピンドルのロータの表面粗さならびにロータとステータの熱膨張係数の差が摩擦トルク・発熱量に及ぼす影響を明らかにしている。

2. 反射形センサを用いた評価システムの特徴

2.1 反射形評価システムの特徴

本報告の評価システムでは、反射形センサと反射マークを用いる。反射形センサとしては、反射面と非反射面との境界での急峻な出力変化が望ましいこと、省スペースであること、応答周波数が高いことを考慮して、①光ファイバ式反射形光電スイッチを用いる。反射マークとしては、②研削面などの反射する表面の一部にマジックインキでマークを書く、もしくは反射しない表面の一部に反射テープを貼るという簡便な手段を用いる。この処置により、緒言に述べた問題点を克服することが可能であり、かつ③既存の主軸にも容易に適用できるので、測定対象の範囲を拡張できる。さらに、テープやマークの付与による④回転体の質量増加が極めて小さいので、マークの付与による摩擦トルク・発熱量の変化が無視できるという特徴を持っている。また、透過形センサの場合と同様に、⑤実機の状態における摩擦トルク・発熱量を評価できる。

なお、1回転中に存在する1組の反射部と非反射部に対応した出力電圧の変化を用いることを除けば、評価法の原理は文献1)と同じである。

2.2 反射形センサ(光ファイバ式光電スイッチ)の種類・測定対象の移動方向と投光・受光ファイバの相対位置の影響

反射形センサの種類として図1に示す3種類を取り上げる。同図(a)は長距離型(E32-D22L, 検出可能な最小物体φ0.26mm銅素線), (b)は一般型(E32-DC200, 検出可能な最小物体φ0.015mm銅素線), (c)は同軸型(E32-D32, 検出可能な最小物体φ0.03mm銅素線)である。前報¹⁾と同一のエアスピンドル(慣性モーメント=18.47×10⁻³kgm²)を用い、ロータ外周面(φ60mm)の360°の一部に黒のマジックインキを塗り非反射部とした。360°のうち、マジックインキを塗り

* 原稿受付 平成7年1月30日

** 正会員 新潟大学工学部(新潟市五十嵐2の町)

*** 学生会員 新潟大学大学院

† 新潟大学工学部

†† 正会員 神戸大学工学部(神戸市灘区六甲台町)

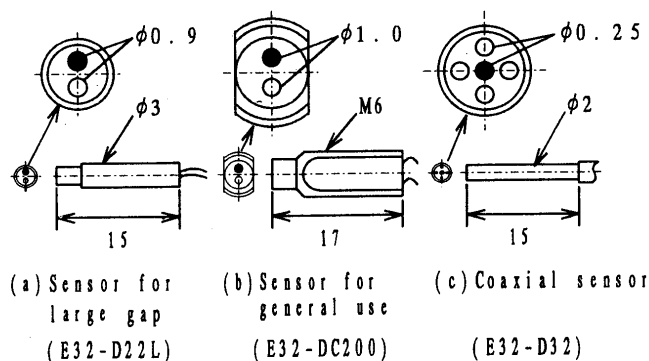


Fig. 1 Optical fiber type reflective sensor
 ●:Optical fiber for lightening of 660nm wave length
 ○:Optical fiber for response receiving
 Amplifier:E3X-F21, response time ≤ 20 μs at output OFF→ON
 response time ≤ 30 μs at output ON→OFF

Table 1 Influence of sensor on heat quantity evaluated

Rotational speed rpm	Heat quantity evaluated W				Max. diff. between heat in Table 1 W %		
	by [E32-D22L]		by [E32-DC200]				
1000	2.552	2.557	2.558	2.577	* 2.571	2.613	0.061(2.37)
2000	10.39	10.41	*10.30	10.46	10.28	10.32	0.180(1.74)
3000	*23.43	23.76	23.43	23.52	23.43	23.65	0.33 (1.40)
4000	42.00	42.28	42.17	41.82	41.86	41.97	0.46 (1.09)
5000	66.5	66.4	66.4	66.4	66.2	66.5	0.3 (0.45)
6000	96.1	96.7	96.3	96.5	95.9	95.8	0.9 (0.94)
7000	131.8	132.2	132.0	132.0	131.5	131.4	0.8 (0.61)
Repeatability	*max. (1.40 %)		*max. (1.54 %)		*max. (1.62 %)		

Frequency of clock pulse CP=5MHz, felt-tip mark
 Moment of inertia=18.47×10⁻³kg·m²

Table 2 Accuracy of measurement system including reflective sensor

$$= \left(\frac{\text{max. speed} - \text{min. speed}}{\text{nominal speed}} \right) \times 100 (\%)$$

Nominal speed rpm	Measured speed rpm		Accuracy of the system %
	Max.	Min.	
1200	1200.342	1198.902	0.12
2400	2399.25	2397.37	0.08
3600	3599.08	3596.66	0.07
4800	4799.69	4792.67	0.15
6000	5995.00	5985.39	0.16
7200	7197.4	7175.3	0.31
20000	20077.	20012.	0.32
100000	100480.	99460.	1.02

Frequency of clock pulse CP=5MHz, sensor:E32-D22L

ていない部分は反射部となるので、1回転につき1組の反射部・非反射部が得られる。この反射部・非反射部が図1拡大図の上下方向に移動するようにセンサを固定し、前報¹⁾と同様に7200rpm（最高回転速度）からフリーランして発熱量を求めた結果を表1に示す。いずれのセンサを用いても結果に有意な差はないと考えられる。

つぎに、センサをその中心線の回りに90°回転した位置で固定し（すなわち、測定対象の移動方向が図1拡大図の水平方向になるように）、発熱量を求めたところ、表1とほとんど同一の結果が得られた。従って、センサの投光ファイバと受光ファイバの相対位置を反射部・非反射部の移動方向に一致させても、これに垂直に配置しても得られる結果は同一であることが分かった。

さらに、非反射部に反射マークを張り付ける方法についても測定したところ、マジックインキのマークによる方法の結果（表1参照）とほとんど同一の結果を得た。

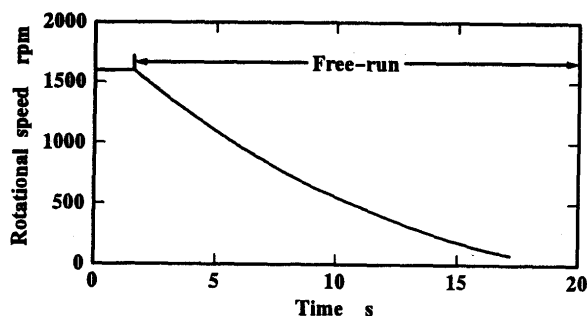
2.3 評価システムの精度

本評価法で用いる計測ボード単体の精度は文献1)とほぼ同一である。ここでは、反射形センサを含めた状態での評価システムの精度を求めた。センサは図1(a)に示すE32-D22L、反射マークはマジックインキによるマークを用いる。文献1)におけると同様に、主軸を一定速度で回転させ、その速度を測定する。測定値の最大値と最小値との差の公称回転速度に対する割合を評価システムの精度として表2に示す。表中の1200~7200rpmは文献1)のエアスピンドルにおける結果、20000rpmは図5のエアスピンドルにおける結果である。100000rpm

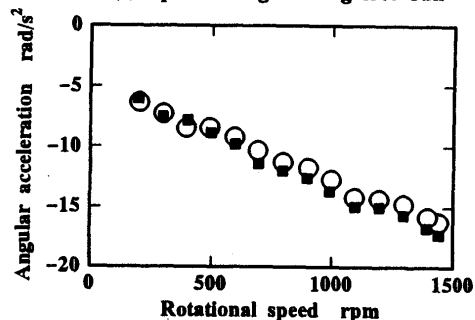
はアンギュラ玉軸受を用いた主軸に関する結果である。2400rpmまでの低速の場合を除いて、回転速度の増加にともない評価システムの精度が低下する傾向があるが、実用上は十分な精度を有していることが分かる。

2.4 測定対象範囲の拡張

以上のように、小形の反射形センサとマジックインキもしくは反射テープを用いる測定法は、既存の回転軸に対しても容易に適用できるので、測定対象の範囲を拡張することが容易である。このような場合の測定結果の例を図2, 3, 4に示す。図2と図3との比較から、普通旋盤に比べ円筒研削盤の主軸は角加速度したがって摩擦トルクの再現性がよいことが分かる。他に平面研削盤についても測定を行ったところ、図3と同様な結

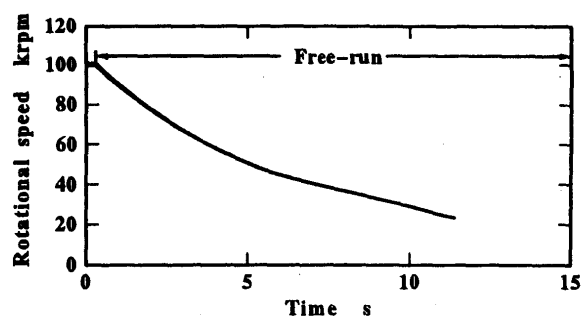


(a) Speed change during free-run

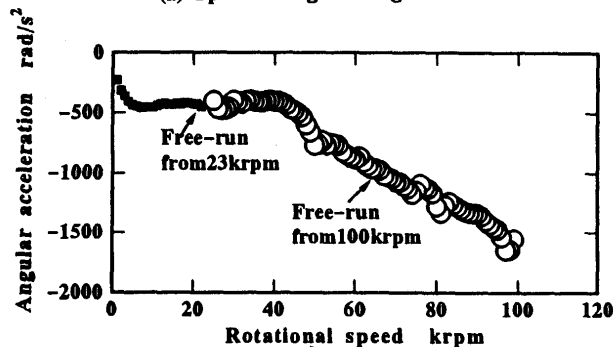


(b) Angular acceleration during free-run

Fig. 2 Result on spindle of conventional lathe
○:1st measurement, ■:2nd measurement

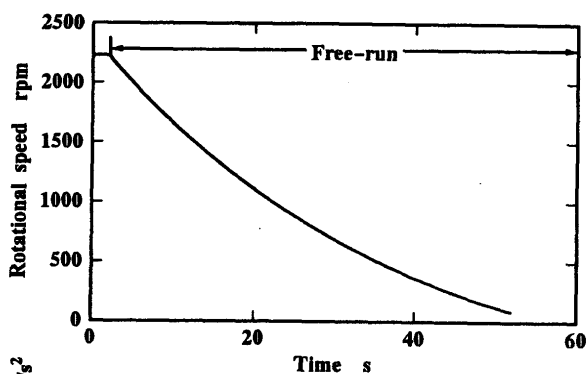


(a) Speed change during free-run

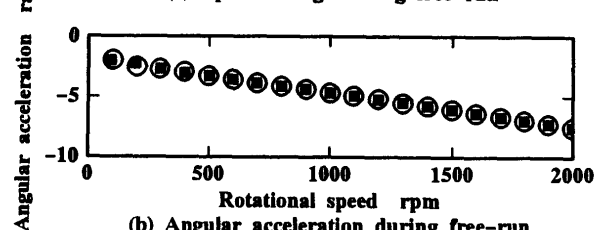


(b) Angular acceleration during free-run

Fig. 4 Result on spindle of internal grinding machine



(a) Speed change during free-run



(b) Angular acceleration during free-run

Fig. 3 Result on spindle of cylindrical grinding machine
○:1st measurement, ■:2nd measurement

果が得られた。

図4は内面研削ヘッド（最高回転速度125000rpm，アンギュラ玉軸受，ばね予圧，ビルトインモータ，オイルエア潤滑，慣性モーメント約 $8.8 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ）における結果である。図2，3の場合に比べて，角加速度と回転速度の関係が3つの領域に分かれていることが分かる。また，30000，50000，80000 rpmの付近で角加速度が不連続的に変化するの，主軸の慣性モーメントが小さいので摩擦トルクの変化を敏感に反映することによるものと考えられる。

以上のように，反射形センサと反射マークを用いる方法は，既存の測定対象になら変更を加える必要がないので，各種の

主軸に容易に適用できることが分かる。そこでこの方法を用いて，エアスピンドルのロータの表面粗さならびに熱膨張係数が軸受部発熱量に及ぼす影響を検討する。さらにボルト穴による風損についても検討した。

3. 実験装置

図5は，発熱量に及ぼすロータの表面粗さの影響を求めめるために用いたエアスピンドルである。図中の右側のスピンドル（ABC-27M，慣性モーメント $= 0.129 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ）はこの装置の駆動用のスピンドルである。被駆動用のスピンドル（ABC-60，慣性モーメント $= 1.792 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ）のロータとして，表3の諸元のロータ3種を用い，第2章の方法で軸受部の発熱量を測定する。ロータの外径は，ラジアル部全長160 mmの長手方向の3か所での，互いに 90° ねじれた角度位置における直径の平均値である。ハウジングは同一のものを用いた。ロータおよびハウジングはいずれもステンレス鋼（JIS：SUS420J2B）製である。図1（a）の反射形センサとマジックインキのマークを用いる。センサはマグネットスタンドでベースに固定した。

図6は，ロータの熱膨張係数の影響およびボルト穴による風損を評価するために用いたエアスピンドル（慣性モーメント $= 3.918 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ）である。ハウジングおよびロータのスラスト軸受部はステンレス鋼（JIS：SUS420J2B，熱膨張係数 $= 10.0 \times 10^{-6} \text{ 1}/^\circ\text{C}$ ）製，ロータのラジアル軸受部はインパ合金（熱膨張係数 $= 1.2 \times 10^{-6} \text{ 1}/^\circ\text{C}$ ）製である。

4. 実験の方法と結果

4.1 ロータの表面粗さの影響

図5に示すように，スピンドルを連結した状態で測定した消費動力と，駆動用スピンドル（ABC-27M）のみの状態で測定した消費動力との差を（ABC-60）の発熱量とした。その結果を

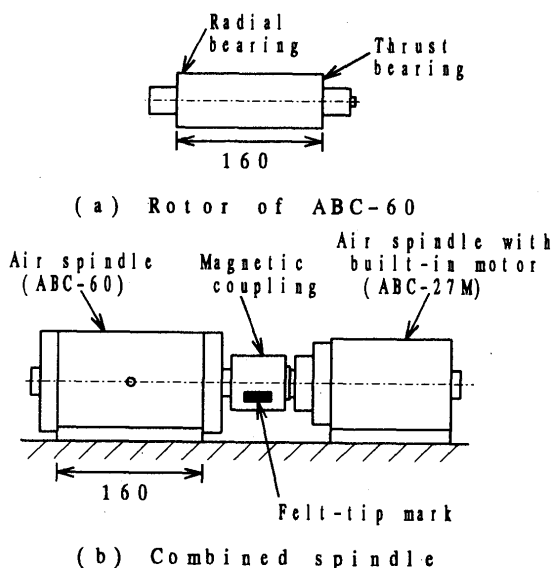


Fig. 5 Air spindle(ABC-60 and ABC-27M)
Rotational speed:max.20000 rpm

Table 3 Details of rotors of (ABC-60) in Fig.5

Rotor	Outer dia. of rotor mm	Clearance in radius μm	Longitudinal roughness of rotor $R_a \mu\text{m}$
No. 2	59.9697	16.80	0.03
No. 4	59.9658	18.75	0.13
No. 5	59.9665	18.40	0.15

Inner dia. of housing:60.0033 mm

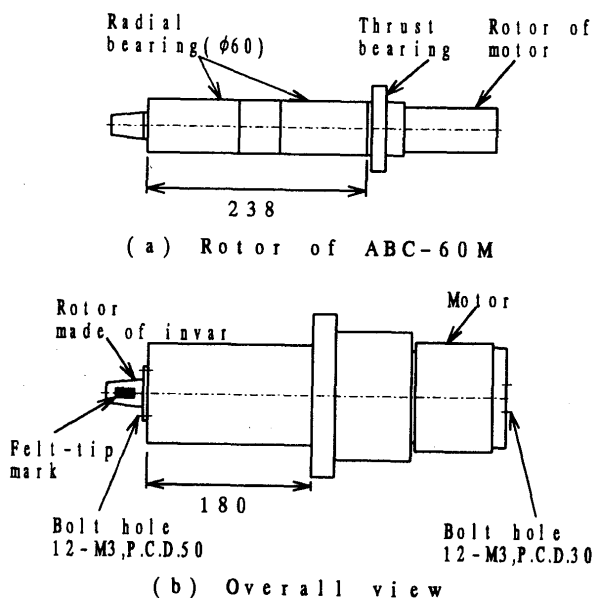


Fig. 6 Air spindle(ABC-60M)
Rotational speed:max.30000 rpm

表4*に示す。同表の()中の値は、クリアランスがロータ No.2と同じであると仮定した場合の発熱量(補正值)である。例えば、ロータ No.4の19000 rpmにおける補正值は、ペトロフの式²⁾が示すように発熱量がクリアランスに逆比例することから、以下のように求められる。

$$99.8 \times 18.75 / 16.80 = (111.4) \quad (1)$$

表4の発熱量と上記の補正值の関係を図7に示す。同図から明らかなように、いずれの回転速度においても測定から求めた発

Table 4 Influence of surface roughness of rotor upon heat quantity (Air spindle:(ABC-60) in Fig.5)

Rotational speed rpm	Heat generated by rotor No.2 W	Heat generated by rotor No.4 W (W)	Heat generated by rotor No.5 W (W)
12000	40.9	38.5 (43.0)	39.6 (43.4)
	40.7	38.6 (43.1)	39.7 (43.5)
15000	65.2	61.3 (68.4)	62.9 (68.9)
	65.3	61.0 (68.1)	63.3 (69.3)
19000	107.4	99.8 (111.4)	102.7 (112.5)
	107.2	99.8 (111.4)	103.0 (112.8)

Numbers in the parenthesis refer to the corrected quantity under same clearance with rotor No.2

Moment of inertia of (ABC-60) = $1.792 \times 10^{-3} \text{kg}\cdot\text{m}^2$

Moment of inertia of (ABC-27M) = $0.129 \times 10^{-3} \text{kg}\cdot\text{m}^2$

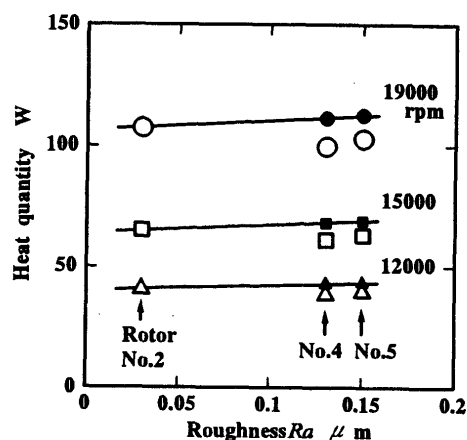


Fig. 7 Relationship between heat quantity and circumferential roughness of rotor
○, □, △:Measured quantity
●, ■, ▲:Corrected quantity under same clearance with rotor No.2

熱量(○, □, △印)は No.4 のロータの場合が最も小さい。これは、3種類のロータを用いた場合の中でクリアランスが最も大きい(表3参照)ことによるものと考えられる。そこで、ロータ No.2 と同一のクリアランスであると仮定して求めた補正值(図7中の●, ■, ▲印)とロータ No.2 の測定値を比較すると、発熱量の差は大きくないが、いずれの回転速度においてもロータの表面粗さが小さい方が発熱量が小さいことが分かる。空気が層流状態から乱流状態まで変化する程度に表面粗さが十分広い範囲で変化する場合³⁾には、表面粗さが小さいほど摩擦モーメントしたがって発熱量が小さいことが報告されている。本研究のラジアル軸受部**におけると同様に空気が層流⁴⁾の場合には、回転2重円筒に関する研究⁵⁾において微小な表面粗さが摩擦モーメントしたがって発熱量に影響するという記述はない。これは、上記の研究においては本研究ほど微小な表面粗さの影響には注目していなかったことによるものであろう。しかし、その影響が高速度の運転条件により顕在化するとともに本研究の測定法の精度が高いので、表面の凹凸が小さ

* ペトロフの式から、ロータ No.2における スラスト軸受部(外径φ60, 内径φ30mm, クリアランス100 μm)の発熱量はラジアル軸受部のその約1.5%であると計算されるので、表4の値はラジアル軸受部の発熱量と見なすことにする。
** 図5のABC-60のラジアル軸受部での Taylor 数(=93.1~129.5) < 臨界 Taylor 数(=1683.5)⁴⁾

Table 5 Influence of coefficient of thermal expansion of spindle upon heat quantity
(Air spindle:(ABC-60M) in Fig. 6,
rotor:invar, housing:stainless steel)

Rotational speed rpm	Heat quantity W (Percent increase %)		
	At 0 min	At 30 min	At 60 min
	7000	23.24(0.0)	22.01(-5.3)
15000	111.7 (0.0)	104.9 (-6.1)	103.1 (-7.7)
25000	337. (0.0)	314. (-6.8)	309. (-8.3)
30000	505. (0.0)	469. (-7.1)	458. (-9.3)

Moment of inertia of (ABC-60M)= $3.918 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$

いほど摩擦モーメントが小さいことが明らかになったものと考えられる。

4.2 熱膨張係数の影響

図6に示したスピンドルのロータはインバー合金製で、ハウジングはステンレス鋼製である。両者の熱膨張係数の差が発熱量に及ぼす影響を明らかにするため、 $0.59 \text{MPa} \times 30000 \text{rpm}$ で連続運転し、スピンドルの発熱量を30minごとに測定した。その結果を表5に示す。文献1)のスピンドルの場合と異なり、図6のスピンドルの発熱量は30minで5~7%減少、60minで7~9%減少している。これは、文献1)の場合と同様にロータおよびハウジングの温度上昇はほぼ同一であるが、本報告の図6のスピンドルの場合はロータの熱膨張係数がハウジングのその約10%であるので、ステンレス鋼製のハウジングの熱膨張量に比べてインバー合金製のロータの熱膨張量が小さく、その結果ロータとハウジング間のクリアランスが大きくなることによるものと考えられる。

4.3 ボルト穴による風損

高い回転速度においては、回転体が風を引き起こすことによる動力損失（以下に風損と呼ぶ。）が大きくなる。風損は消費動力を増加させるだけでなく、熱源となり回転体の熱変形を生じさせることがある⁶⁾。ここでは、本研究の方法により風損を評価できることを明らかにする。図6のスピンドルには、その前端面と後端面にジグ固定用のボルト穴がある。これらのボルト穴をすべて粘着テープで覆った場合、ならびにテープを剥してボルト穴を露出させた場合の消費動力を求めた結果を表6に示す。同表から、回転速度が高くない場合には認められなかった風損¹⁾が、回転速度が高くなると明らかに存在することが分かる。

5. 結 論

回転軸系の摩擦トルク・発熱量を評価する方法について検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 反射形センサを用いる評価システムは十分よい精度を有していることを確認した。
- (2) 本研究の計測システムは次の特徴があるので、測定対象の範囲が広く実用性において優れている。
 - ・ 回転軸への反射部・非反射部の付与が簡単であり、これに伴う動的バランス・摩擦トルク・発熱量の変化が無視できるので、測定対象の範囲が広い。
 - ・ センサとして用いた光ファイバ式反射形光電スイッチは、

Table 6 Power loss due to air stirring by bolt holes
(Bolt holes:P.C.D. 50, 12-M3 at front end,
P.C.D. 30, 12-M3 at rear end,
air spindle:(ABC-60M) in Fig. 6)

Rotational speed rpm	Heat quantity W		Power loss W %
	Bolt holes covered	Bolt holes not covered	
26000	334.	348.	14. (4.2)
28000	393.	410.	17. (4.3)
30000	458.	479.	21. (4.6)

小形で、応答周波数が高く、マグネットスタンドを用いて手軽に設置できる。

- ・ 従って、実機の使用状態そのままにおける摩擦トルク・発熱量を評価できる。
- (3) 本研究システムをエアスピンドルに適用し、設計の諸元について次の知見を得た。
- ・ エアスピンドルのロータの表面粗さが小さいほど、軸受部の摩擦トルク・発熱量は小さい。ただし、通常の粗さの範囲では、その影響は数%程度である。
 - ・ ロータの熱膨張係数がハウジングのそれに比べて十分小さい場合は、エアスピンドルの温度上昇とともに摩擦トルク・発熱量は減少する。
 - ・ 数万rpmの高回転速度においては、ジグ用のボルト穴が数%の風損を生じる。

謝 辞

本研究を遂行する上で、第4章における測定の機会を与えていただいた東芝機械(株)主席技監田中克敏氏に深く感謝致します。また、内面研削ヘッドの測定の機会を与えていただいた理研製鋼(株)木村課長、測定に協力された新潟大学松平技官に感謝致します。

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) 511.
- 2) 例えば, 十合晋一: 気体軸受, 共立出版, (1984) 25.
- 3) K. Nakabayashi, Y. Yamada, T. Kishimoto: Viscous frictional torque in the flow between two concentric rotating rough cylinders, J. Fluid Mech., Vol. 119 (1982) 409.
- 4) P. H. Roberts: The solution of the characteristic value problems (Appendix of Experiments on the stability of viscous flow between rotating cylinders by R. J. Donnelly and K. W. Schwartz), Proc. R. Soc., Ser. A, Vol. 283 (1965) 550.
- 5) 例えば, 山田 豊, 今尾茂樹: 回転二重円筒間の流れと流体摩擦, 日本機械学会論文集(B), 52, 484 (1986) 3829.
- 6) 稲田 豊, 庄司克雄, 海野邦彦: 超高速研削に関する研究(第3報) - 砥石空転時の風損と温度上昇について -, 1994年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集(1994) 803.