旋盤主軸回転誤差の工作物真円度への寄与*

沢辺雅二**

藤沼憲幾**

白石堅司**

佐田登志夫***

Contribution of Radial Error Motion to
Roundness Profile of Workpiece
in Turning

Masaji SAWABE, Norichika FUJINUMA,
Kenji SHIRAISHI and Toshio SATA

The influence of the radial error motion of spindle on the roundness profile of workpieces is studied experimentally with three kinds of lathes in terms of power spectra and cross-spectra. The radial error motion is measured by detecting the fluctuation in gap with spherical master, and the vibration is measured at the same time. The roundness profiles of workpieces cut by a diamond tool are measured at about 30 sections at the interval corresponding with feed of cutting tool. The following results are obtained. (1) The undulation components of the radial error motion and the round-

ness profile are mainly caused by the vibrations due to an electric motor and driving system, the form error of bearing and so on. (2) The amplitude ratio of the undulation components of the roundness profile to the radial error motion is about 90%. (3) The contribution of the radial error motion to the roundness profile is about 70% in the precision lathe with the hydrostatic bearing, about 55% in the lathe with the spindle supported at three points, and about 35% in the lathe with the spindle supported at two points. It is clearly recognized that the noisy vibration excited in the bed and the other structural parts of lathe influences on the roundness profile in the low accurate lathe.

Key words: lathe, spindle, spherical master, capacitance pick-up, radial error motion, vibration, roundness profile, amplitude ratio, power spectrum, contribution.

1. ま え が き

工作物の形状誤差は主として工作機械の構成要素の幾何学的な誤差すなわち主軸の回転誤差、往復台等の直線運動誤差、軸の交差角誤差及び基準面の誤差などを転写している。主軸の方向に対する往復台の平行度等は工作物の円筒度として現れ、工作物の形状誤差に占める割合は大きい¹⁾。工作機械の主軸の回転誤差は回転機構の構成要素、主軸の形状、それらの組立等の誤差から生じ、工作物の真円度等の円筒形状誤差に影響する。主軸の回転誤差と工作物の形状との関係は、工作物の表面粗さとの関係における報告に見られるが^{2)~6)}、工作物真円度との関係の検討はまだ少ない。ここでは、主軸構造の違った旋盤を用い、スペクトル解析により旋盤の主軸の回転誤差の発生源を概観し、工作物の真円度への影響の程度を誤差の変動成分の振幅比及びクロススペクトル法による寄与率によって明らかにする。

2. 実 験 方 法

2.1 供 試 旋 盤

実験に使用した旋盤は主軸構造の異なる次の3種で、最後の1種では条件を変えている。

- (1) 主軸は静圧軸受、往復台も静圧で保持されたベッド上の振り300 mm、両センタ間隔の最大距離900 mmの旋盤である(旋盤Aとする)。
- (2) 前部及び後部軸受に複列円筒ころ軸受、中間部軸受に単列アンギュラ形玉軸受を2列に用いた3点支持構造の主軸で、ベッド上の振り450 mm、両センタ間隔の最大距離550 mmの高速旋盤である(旋盤B)。
- (3) 前部軸受に単列円すいころ軸受を2列に用い、後部軸受が単列円筒ころ軸受の2点支持主軸であり、ベッド上の振り430 mm、両センタ間隔の最大距離670 mmの普通旋盤である(旋盤C)。この旋盤における実験後、前部軸受を取りはずし、軸受要素の形状寸法を測定した。交換した軸受は精密級で、この実験の場合を旋盤Dとする。再びその軸受を交換し、ベッド6脚のうち中間の2脚のねじをゆるめ、本体が励振しやすい状態で実験を行った。この場合を旋盤Eとする。

* 原稿受付 昭和54年2月15日。昭和51年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和51年10月14日)および昭和52年度精機学会春季大会学術講演会(昭和52年4月5日)にて発表。

** 正会員 計量研究所(茨城県新治郡桜村梅園1-1-4)

*** 正会員 東京大学工学部(東京都文京区本郷7-3-1)

図1 主軸の半径方向回転誤差の測定法の概要

2.2 主軸の回転誤差及び振動の測定方法

主軸回転誤差として半径方向変動成分（以下半径方向回転誤差という）の測定を行った。その測定方法には基礎円の発生方法の違いにより、いくつかの方法が提案されている^{7)~10)}。ここでは図1に示す方法を用いた。球形マスタをチャックで把握し、旋盤Aでは刃物台に、他の旋盤では刃物台と反対側の案内面上に固定した保持ブロックに、ねじ止めた静電容量形非接触変位計で、両者のすきまの変動を測定した。検出器の支持の都合によって刃物台の反対側としたが、後述するように軽切削による工作物を取扱うので、影響の差は少ないと考えた。球形マスタは直径90 mm、真円度 $0.2\mu\text{m}$ より小で、その幅20 mm、中心はチャック爪先より約40 mmである。静電容量形非接触変位計の検出器の先端は直径20 mm、厚さ2 mmの板である。その変位計の校正は各回転誤差測定の直後に電気マイクロメータを用いて行った。主軸の回転信号は、1スリットをもつ円板をチャックに取付け、光電式に取り出した。測定した主軸の回転数は、旋盤Aにおいて524と839 rpm、旋盤Bで414と168 rpm、旋盤C及びDで396 rpm、旋盤Eで396と156 rpmである。各測定値は直流増幅器で増幅した後、データレコーダを用いて磁気テープに収録した。

旋盤B, C, D及びEにおいては、圧電形振動計の検出器を静電容量形変位計の検出器保持ブロックにねじ止めし、水平面内の半径方向の振動を測定し、回転誤差測定の補助とした。

2.3 工作物の切削方法

試験用工作物は直径約90 mm、長さがチャックの爪先で100 mmの快削黄銅(BsBME 2-F)である。切削工具はコーナ半径0.5 mmのダイヤモンド直剣バイトである。主軸回転数は回転誤差の測定の場合と同様である。

切込み量は0.25 mm、工具送り量は0.1 mm/rev、旋盤Aの524 rpmにおいてのみ0.08 mm/revである。工作物をチャックに把握した後、超硬バイトで工作物を一皮削り、試験工具に交換し、試験条件で2回切削した。これを測定用の面とした。

2.4 工作物の真円度の測定方法

工作物の真円度は、検出器の垂直移動用参照面を持つテーブル回転形真円度測定器で、テーブルの回転速度4 rpm、測定子の先端半径0.8 mm、測定力0.3 N、フィルタは用いず、旋盤A及びBで切削した工作物において測定倍率10 000倍、旋盤C及びDで切削した工作物は2 000倍で測定した。テーブル回転軸にはロータリーエンコーダが付いており、 6° ごと及び1回転ごとに信号が出るようになっている。工作物のほぼ中央部分の約30断面の真円度を測定したが、その間隔は工具送り量に相当する値とし、レーザ干渉計で $1.0\mu\text{m}$ 以内に設定した。真円度波形は解析時の精度を考え、1断面につき3回転分を磁気テープに収録した。それと同時に回転角信号も収録した。

2.5 解析方法

半径方向回転誤差及び真円度の極座標図形は電子計算機附属のプロッタで描かせ、次に、主軸回転数に応じた適当な間隔でサンプリングし、最大ラグ数100の自己相関関数から、パワースペクトルの推定値を求めた。また、最大ラグ数を250, 500とした場合も必要に応じて計算し、参考とした。ある周波数部分の効果を取り出したり、測定時の軸合わせの不完全による成分を取除くため、誤差信号の平均パワーとパワースペクトル密度関数との関係において、積分限界を f_1 から f_2 までの任意の周波数帯に区切ったパワースペクトルをも求めた。その上、区切った周波数成分の振幅としてP-P値を、線スペクトルに近似できる場合に実効値の $3(\approx 2\sqrt{2})$ 倍で、多くの周波数から成る波形の場合に実効値の6倍*で求めた。

主軸の半径方向回転誤差の工作物真円度への影響を、それらの相互相関とクロススペクトルから寄与率を求めて検討した。すなわち、ある時間帯で時間 t の関数である半径方向回転誤差の信号を $x(t)$ 、これと回転角度の起算点である初位相を完全に合致させた真円度波形の信号を $y(t)$ とし、両者の間に図2が成立すると仮定する。ここで、 $A(f)$ は周波数伝達関数で、線形系である。各信号 $x(t)$, $z(t)$, $n(t)$ 及び $y(t)$ のパワースペクトル密度をそれぞれ $P_x(f)$, $P_z(f)$, $P_n(f)$ 及び $P_y(f)$ とし、 $x(t)$

* 最大振幅を定常不規則振動の3シグマの値、すなわちP-P値は6シグマと考えて。

図2 旋盤の主軸の回転誤差を入力とし、真円度波形を出力と考えた場合の要素

と $y(t)$ のクロススペクトル密度を $P_{xy}(f)$ とすれば、 $x(t)$ と $n(t)$ は独立なので、寄与率は

$$\beta = \frac{\overline{z^2(t)}}{\overline{y^2(t)}} = \frac{\int_0^\infty P_z(f) df}{\int_0^\infty P_y(f) df} = \frac{\int_0^\infty |P_{xy}(f)|^2 df}{\int_0^\infty P_y(f) df} \quad (1)$$

となる¹¹⁾。寄与率は真円度の平均パワーの中に半径方向回転誤差と相関のある平均パワーが何割入っているかを表している。ここでは主軸1回転と1真円度図形とによって寄与率を求め、その30回転分の平均値を用いた。

3. 実験結果と考察

3.1 主軸の半径方向回転誤差変動と工作物の真円度の記録形状

各旋盤における半径方向回転誤差変動の極座標図形の一例を図3上側に示す。旋盤Aでは5回転分、他は2回転分である。対応する工作物真円度極座標図形は図3下側に示す。各記録図形の下に、その図形から求めた最小

領域円半径差を示した。主軸の半径方向回転誤差に対応して、回転誤差の大きい旋盤による工作物の真円度は大となっていることが分かる。測定した各断面の真円度を重ね、加工におけるうねりの可視化を図った。図4は円周方向に展開した真円度の二次元的図形の一例である。旋盤B, 414 rpmによる工作物の真円度を示す(b)では、大きなうねりマークがあり、それがねじれてゆき、約22断面で元の図形に近い状態にもどっている。それを実際の円筒面に近い状態として示したものが図5である。図4(c)においては、ねじれ模様も認められるが、それよりも約6断面ごとの変化が顕著である。

3.2 主軸の半径方向回転誤差及び工作物真円度の変動成分

1) 旋盤A

主軸の回転数524及び839 rpmにおける主軸の半径方向回転誤差の30回転及び工作物の真円度の30断面の平均として求めたパワースペクトルは図6のとおりである。この図は球形マスタの取付け時の偏心及び真円度測定で調心しきれなかった偏心に基づく1回転当たり1山の成分を除去したものである。なお、真円度の場合には、そのほか楕円成分すなわち1回転当たり2山成分が残る。それは測定テーブル上にセットした工作物の軸と検出器を案内するz軸あるいは回転軸との間の傾きをゼロに調節しきれなかった結果生じるもので、工作物が本来持っている楕円成分と分離することは困難である。従っ

図3 主軸の半径方向回転誤差(a~e)及び工作物真円度(f~j)の極座標図形

図4 工作物真円度の周方向展開図

て両者を含んだ図となっている。以上述べたことは以下のパワースペクトルにも適用する。

図6(a)と(b)を比べると、1回転当たり2山成分と27山成分が顕著で、良く似た変動成分を持っており、工

図5 円筒面上に重ねた工作物の真円度(旋盤B, 414rpm)

(a) 半径方向回転誤差 (524rpm)

(c) 半径方向回転誤差 (839rpm)

(b) 真円度 (524rpm)

(d) 真円度 (839rpm)

図6 旋盤Aのパワースペクトル

作物の真円度はかなり忠実に主軸の半径方向回転誤差を写し出している。図(c)と(d)においては1回転当たり2山成分が顕著で、ほかに18山成分がある。(a)の27山成分と(c)の18山成分の周波数は、同じ235 Hzで、静圧軸受の油圧ポンプによる油圧の脈動に原因するものである。2山成分はチャックやブリーをも含めた主軸系の質量の不均一による高調波によるものと考えられる。

これら二つの成分のP-P値は表1のとおりである。2山成分のかっこ内の値は、測定時の回転軸と工作物の軸との傾きを十数回測定した真円度記録図形から判定し、その補正を行った値である。半径方向回転誤差及び真円度の振幅は極めて小さく、良く似ていることが分かる。

2) 旋盤B

表1 主軸の半径方向回転誤差及び工作物真円度の変動成分の振幅

旋盤, 主軸回転数 (rpm)	変動成分 (山/rev)	P-P 値 (μm)		旋盤, 主軸回転数 (rpm)	変動成分 (山/rev)	P-P 値 (μm)	
		回転誤差	真円度			回転誤差	真円度
旋盤 A 524	2	0.26	0.26(0.23)	旋盤 A 839	2	0.32	0.30(0.28)
	27	0.07	0.04		18	0.08	0.05
	計(全体)	0.33	0.30(0.27)		計(全体)	0.40	0.35(0.33)
旋盤 B 414	2	0.90	0.92(0.60)	旋盤 B 168	2	0.75	1.02(0.65)
	26	0.32	0.13		63	0.37	0.27
	28	0.27	0.07		69	0.18	0.14
	38	0.05	0.10		72	0.20	0.19
	全 体	1.36	1.22(0.96)		全 体	1.22	1.11(0.88)
旋盤 C 396	2	2.1	1.8(1.6)	旋盤 D 396	2	1.4	1.8(1.0)
	3	0.6	0.7		6	0.7	0.1
	6	0.7	0.5		15	0.9	0.5
	14	0.6	0.5		18	1.0	0.4
	15	0.8	0.5				
	18	0.8	0.9				
	21	0.2	0.4				
	26	0.2	0.4				
	66	0.1	0.1				
	全 体	3.9	3.8(3.4)		全 体	3.1	3.5(2.7)
旋盤 E 396	2	3.0	3.2(2.5)	旋盤 E 156	2	2.6	2.2(1.7)
	3	0.9	0.7		7	0.5	0.4
	7	0.9	0.6		18	0.3	0.4
	15	0.7	0.8		37	0.4	0.3
	18	1.3	1.2		46	0.5	0.4
	23	0.9	0.7		58	0.3	0.3
	26	0.7	0.6		66	0.1	0.1
	66	0.1	0.1		67	0.1	0.1
	全 体	6.0	6.6(5.0)		全 体	6.4	5.7(4.9)

主軸の回転数 414 と 168 rpm における主軸の半径方向回転誤差の 30 回転及び工作物の真円度の 30 断面の平均として求めたパワースペクトルは図 7 のとおりである。(a) と (b) においては 1 回転当たり 2, 26, 28, 38 山の変動成分が顕著である。38 山成分は真円度のパワースペクトル上では明らかに見られるが、回転誤差を表す (a) では小さく、わずかに点が認められるにすぎない。しかし、両図は良く似た結果である。(c), (d) で顕著な変動成分は 1 回転当たり 2, 63, 69, 72 山である。それぞれの回転誤差の変動成分をまとめて主軸の回転数、周波数、1 回転当たりの山数の図にプロットすると図 8 となる。水平振動のパワースペクトル 図 9 に 192 Hz 付近が認められ、それが 414 rpm の 28 山、168 rpm の 69 山に当たり、4 極電動機の高調波によるものと思われる。また、170 及び 178 Hz 付近の振動も認められ、後者が 414 rpm の 26 山、168 rpm の 63 山を形成すると思われ、

明確ではないが駆動系等による励振によるものと思われる。刃物台に固定したブロックにねじ止めた振動計による水平振動のパワースペクトルも良く似た結果であった。414 rpm の 38 山及び 168 rpm の 72 山は、主軸に取付けられた歯車から生じる主軸振動である。

各変動成分の P-P 値は表 1 に示すとおりである。表中の全体は変動成分と同様な計算方法で求めた誤差信号全体の P-P 値である。最も振幅の大きい変動成分は 1 回転当たり 2 山成分である。1 回転 2 山成分以外の変動成分は 2 山成分の 1/2 よりも小さい。この 2 山成分が、半径方向回転誤差を主として形づくり、それによって真円度が形成されているものと思われる。各変動成分の P-P 値は両誤差間でかなり似た値となっている。

3) 旋盤 C, D 及び E

半径方向回転誤差のパワースペクトル、真円度のパワースペクトルは図 10 のとおりである。誤差の変動成分は良く似ており、パワースペクトル密度の最大値は旋盤 D, C, E の順で大きくなっている。旋盤 C においては、1 回転当たり 2, 3, 6, 14, 15, 18, 21, 26 山付近に顕著な成分があり、かなり小さいが 66

山付近にも成分が見られる。旋盤 D においては、2, 6, 15, 18 山付近に顕著な成分があり、それらに比べると極めて小さいが、21, 26, 66 山付近にも成分がある。旋盤 E においては、2, 3, 7, 15, 18, 23, 26 山付近に顕著な成分があり、小さいが 66 山も認められる。

旋盤 E、156 rpm における半径方向回転誤差の変動成分は 1 回転当たり 2, 7, 18, 37, 46, 58, 66~67 山付近にあると見られる。旋盤 E の 396 rpm の 3, 7, 15, 18, 23, 26 山と 156 rpm の 7, 18, 37, 46, 58, 67 山とは、それぞれ等しい振動数で、24, 48, 96, 120, 150, 170 Hz に相当する。これらは図 11 (a) の 396 rpm の振動のパワースペクトル上に顕著な成分として見られる。これらは主としてベッド中における励振によるもので、4 極電動機の発生する振動とその高調波である。駆動系の歯車のかみあいを通じては、電動機、ベルト、プーリとその軸だけが回転している状態においては、それらの振動のみが認め

図7 旋盤Bのパワースペクトル

図8 主軸の半径方向回転誤差の変動成分の周波数、1回転当たりの山数の関係 (旋盤B)

図9 旋盤Bの主軸回転数414rpmにおける回転誤差検出器支持台上の水平振動のパワースペクトル

図10 旋盤C, D, E (396 rpm) のパワースペクトル

(a) 主軸回転及び往復台移動中

(b) 電動機、ベルト及びプーリ軸回転

図 11 旋盤 E の主軸回転数 396 rpm における回転誤差検出器の保持ブロック上の水平振動のパワースペクトル

られた(図 11 (b)). 170 Hz はチャックを含めた主軸の固有振動数に近いと思われるものである。330 及び 430 Hz 付近は駆動歯車によって生じる振動である。67 山は後者の周波数に相当している。

旋盤 C における 1 回転当たり 14 山成分は軸受外輪軌道面の形状によるもので、ほかの旋盤では見られない。これは外輪軌道面には、図 12 に示すようなでこぼこがあり、このために主軸の振動が生じている。軌道面の細かいでこぼこの P-P 値の平均は $0.6 \mu\text{m}$ であり、半径方向回転誤差の 1 回転当たり 14 山の P-P 値 $0.6 \mu\text{m}$ に等しい。従って、外輪軌道面のでこぼこを通過することが回転誤差を起こしている。また、多くのころは直径が平均に近いが、一部に約 $1 \mu\text{m}$ 大きいものがある、二重振れの原因となっている。

1 回転当たり 2 山の成分はチャックを含めた主軸系の質量のつりあいによるほか、図 12 に見られる軌道面の楕円形状が作用して 2 山や 3 山成分の発生を助けているものと思われる。これはハウジング穴から作られたもので、穴の直径法真円度が $25 \mu\text{m}$ と大きく、これが軸受外輪を変形せしめ、旋盤 C, D, E に現れている。

旋盤 C, D 及び E の半径方向回転誤差及び真円度の変動成分の P-P 値は表 1 に示すとおりである。最も大きい変動成分は 1 回転当たり 2 山成分である。2 山成分の次に大きい変動成分は 180 Hz で、電動機の高調波による 396 rpm における 18 山と 156 rpm における 46 山である。表中の全体の P-P 値は実効値の 6 倍で求めたものである。

3.3 主軸の半径方向回転誤差と工作物の真円度との間の相関

主軸の半径方向回転誤差の変動成分と工作物の真円度の変動成分との間の相互相関の一例として、旋盤 B、主軸の回転数 414 rpm の場合を図 13 に示す。同位相において極めて高い相互相関があることが分かる。

相関の程度を知るために、主軸の半径方向回転誤差の

図 12 旋盤 C の円すいころ軸受の外輪の真円度図形

(a) 回転誤差の (b) 真円度の (c) a-b の相互相関
自己相関 自己相関

図 13 旋盤 B、主軸回転数 414 rpm の回転誤差と真円度との相関

P-P 値に対する工作物の真円度の P-P 値の比を、各変動成分ごと及び両誤差変動全体について求めた。結果は表 2 のとおりである。変動成分の種類によって伝わり方は異なるが、特徴的なことは見られず、全平均は約 90% である。

表2 工作物の真円度へ及ぼす主軸の半径方向回転誤差の寄与率及び誤差の振幅比

旋盤	主 軸 回転数 (rpm)	P-P 値 (μm)		回転誤差に対する 真円度 P-P 値の比	寄与率 (%)
		回転 誤差	真 円 度		
A	524	0.33	0.30(0.27)	0.91(0.82)	0.70
	839	0.40	0.35(0.33)	0.88(0.82)	0.69
B	414	1.36	1.22(0.96)	0.90(0.71)	0.49
	168	1.22	1.11(0.88)	0.91(0.72)	0.64
C	396	3.9	3.8 (3.4)	0.97(0.87)	0.38
D		3.1	3.5 (2.7)	1.1 (0.87)	0.35
E	396	6.0	6.6 (5.5)	1.1 (0.83)	0.30
	156	6.4	5.7 (4.9)	0.89(0.76)	0.35

注) () 内の値は測定におけるアライメント誤差を見積り, それを除去したものである。

工作物の真円度に対する半径方向回転誤差の寄与率は表2最右欄に示したとおりである。旋盤Aの寄与率は極めて高く70%であり, 次いで旋盤Bも高く55%である。旋盤C,D,Eにおいては旋盤Aの1/2の35%で, 相関は低い。顕著な変動成分において, 振幅等を比較する場合には, 他の変動成分をあまり考えることなく比を取っており, わずかに振幅が減衰する程度で変動成分が移っていることが多い。ところが, 寄与率では他の原因による変動成分が混入した平均パワーの比較なので, 振幅間ほどの一致がみられない。旋盤A,Bでは変動成分が少なく, それぞれがきわだっているが, 旋盤C,D,Eでは, 図10にみられるように, 顕著な変動成分以外にも変動がみられ, 両誤差とも複雑な成分から成り立っている。寄与率が低いものと思われる。精密な旋盤では各要素が吟味され, 要素の他に与える影響は少ないが, 旋盤Cクラスの旋盤では本体や主軸系の構造の検討が十分でなく, 励振を受けやすくなっているためであろう。

4. む す び

高精度旋盤及び実用的な普通旋盤を用いて, 主軸の半径方向回転誤差と加工した工作物の真円度を測定し, それらの間の関係として次の結論を得た。

- (1) 誤差波形を二次元及び三次元的な図形に表し, 表面の起伏を可視化し, 表面を概括的に把握できるようにした。
- (2) 誤差波形のスペクトル解析によって, 電動機, 駆動系, 主軸系, 軸受等, 半径方向回転誤差の変動成分の発生源を明らかにすることができた。
- (3) 主軸の半径方向回転誤差は工作物の真円度に極め

て高い割合で影響を与えている。回転誤差変動成分の振幅に対する真円度変動成分の振幅は約90%である。回転誤差の真円度への寄与率は, 旋盤Aにおいては約70%, 旋盤Bでは約55%, 旋盤C,D,Eでは約35%である。高精度旋盤においては, 主軸の回転誤差がほぼ直接的に工作物の真円度として現れるが, 精度の低い旋盤では, 主軸の回転誤差だけでなく, 旋盤本体及び構成要素の励振による効果が高いといえる。

- (4) 主軸の回転誤差は励振され難い構造で, かつ精度の高い旋盤において問題にすべきであるといえる。

謝 辞

本研究を進めるに当たり, 明治大学教授山本健太郎博士, 宇都宮大学教授奈良治郎博士, 工業技術院計量研究所長桜井好正博士に御助言を頂き, 豊田工機株式会社研究開発部長和田龍児博士に御便宜と御協力を頂いた。また工業技術院計量研究所谷村吉久博士, 津田展宏博士に実験の御協力を頂いた。ここに記して感謝する。

文 献

- 1) 沢辺雅二ほか: チェック支持旋削部品の加工精度, 精密機械, **41**, 11 (1975) 1072.
- 2) 後藤佳昭, 渡辺敏昭: 工作機械用精密ころがり軸受の研究, 日本機械学会誌, **66**, 536 (1963) 1171, 及び同第2報, 日本機械学会誌, **68**, 556 (1965) 607.
- 3) W. Völkening: Wälzlager in Werkzeugmaschinen, Ind. Anz., **80**, 36/37, (1958) 534.
- 4) T. Sata and M. Kubo: On Forming of Surface Roughness in Finishing Processing, Bull. JSPE, **1**, 4, (1966) 54.
- 5) 佐田登志夫: 工作機械の精度と切削加工面の粗さ, マシナビリティ, **4**, 3 (1966) 54.
- 6) 三井公之, 佐藤壽芳: 旋削における振動と表面粗さの関連について, モジュラ構造工作機械の機能向上とその評価法に関する研究I, 日本機械学会昭和51年度研究成果報告書 (1976) 48.
- 7) 垣野義昭ほか: 軸の回転精度に関する研究 (第1報), 精密機械, **43**, 6 (1977) 720.
- 8) J. Venek: Measurement of Accuracy of Rotation of Machine Tool Spindles, VUOSO, July 28, (1969).
- 9) J. B. Bryan, R. W. Clouser and E. Holland: Advancing Machine Tool Performance to Maximize Diamond Tool Potential, LRL, Univ. California, UCRL-70256, Sept. 1, (1967), 又は Spindle Accuracy, Amer. Machinist, Dec. 4, (1967) 149.
- 10) P. Vanherch and J. Peters: Digital Axis of Rotation Measurements, Ann. CIRP, **22**, (1973) 135.
- 11) 石井 泰, 石田正浩: クロススペクトル法による音源寄与率の測定, 日本音響学会誌, **29**, 10 (1973) 619.