マシニングセンタ用高速主轴の回転中の振れと振動の抑制 (第2報)*

—3面バランス修正の問題と4面バランス修正の効果—

奥村 太史** 羽田 壮一郎*** 堤 正 臣†

Reduction of Run-out and Vibration of High Speed Spindle for Machining Centers(2nd Report)
— Problem of a Three-plane Balancing Method and Effectiveness of a Four-plane Balancing Method —

Futoshi OKUMURA, Soichiro HADA and Masaomi TSUTSUMI

It is important to reduce the run-out and vibration, at the same time, of the spindle for high speed machining centers due to the unbalance mass in order to get high machining performance. We have confirmed the effectiveness and the problem of a three-plane balancing method for flexible rotor in the previous report. In this paper, we have discussed the effectiveness of a four-plane balancing method. In the experiment, the run-out and vibration of spindle are measured with two displacement sensors and two accelerometers at the spindle nose and end. We have confirmed that after reducing the vibration of the spindle by means of a field balancer at high speed the run-out can be reduced by calculating the force balance.

Key words: machine tools, high-speed spindle, machining center, dynamic balance, run-out, flexible rotor

1. 緒 言

工具を高速で回転させ、切り込みを浅く抑えながら、高送り加工する高速切削¹⁾への要求に伴って、主軸系と送り駆動系とに今まで以上の高速・高精度化が求められるようになってきた。特に、主軸に関しては、軸受技術や潤滑技術の発達²⁾によって従来考えられなかったほどの高速化が進められてきた。

主軸の高速化においては、近年、継手を介してモータ動力を伝える方式よりも、モータビルトイン形式が圧倒的に多くなり、主軸の回転速度の増加とともにロータ焼きばめによる主軸の曲がりや遠心力による曲がり原因で振れや振動が急激に大きくなる現象が問題になるようになってきた。振れ増大は高精度な加工ができなくなるばかりではなく、主軸内部に切削液供給用の流路を備えたスピンドルスルー方式においては、主軸後端に取り付けられるロータリージョイントが破損する原因ともなっている。

一方、マシニングセンタの主軸は、これまで剛性ロータとして扱われ不釣り合い修正方法として、主軸前後の2面で修正する2面修正法が一般的であり、この場合フィールドバランスを使用して主軸頭などの静止部分での振動を加速度として検出し抑制しても、加工精度や工具寿命に関係する主軸振れは低減できないといった問題が残ることを筆者らは多々経験している。

そのため主軸を剛性ロータとして扱うのではなく、弾性ロータ^{3)~6)}として扱う必要が生じてきた。前報⁷⁾では弾性ロータとして扱い、バランス修正面を主軸中央部付近に追加した3面バランス修正を採用することにより振れは低減できるが、振動は必ずしも改善されないことを示した。

そこで本研究では、工具-主軸系のバランス修正方法として、4面修正法を用いて迅速に主軸の動バランスを修正する方法に

ついて検討する。特に、主軸ユニットに発生する振動と主軸振れとの関係を実験的に明らかにするとともに、主軸振れと振動の両方を抑制する方法について検討している。

2. 実験装置及び評価方法

2.1 実験装置

本研究で使用する主軸ユニットは、ビルトインモータを採用した軸受内径φ60mm、最高回転速度 35000min⁻¹の主軸である。軸受はセラミック玉のアンギュラ玉軸受を使用し、軸受の潤滑にはオイルエア潤滑を用いている。実験装置の概略を図1に示す。図示したように、主軸先端部及び後部におけるラジアル方向の主軸振れを、静電容量変位計で測定し、AD ボードを介してパソコンに取り込んで処理している。また振動振幅は、フィールドバランスの加速度検出器を主軸台の前部及び後部軸受付近に取り付けて測定している。

図2に、4つの修正面の配置を示す。本研究では、4つの修正面のうち、2つの修正面を主軸端(Pf)及び主軸後端(Pr)にそれぞれ設けている。他の2つの修正面は、2つの軸受の間に設け

Fig.1 Experimental set-up

* 原稿受付 平成 15 年 6 月 5 日
** 正 会 員 オークマ(株) (愛知県丹羽郡大口町下小口 5-25-1)
*** 学生会員 東京農工大学大学院 (小金井市中町 2-24-16)
† 正 会 員 東京農工大学大学院

Fig.2 Two models of spindle

るべきであるが、実験の都合上、工具先端に修正面 (Pt) を 1 つ、そしてロータ側 (Pc) に 1 つを設けた。

工具-主軸系を一体とし、工具端部修正面 (Pt)、前部修正面 (Pf)、中央部修正面 (Pc)、後部修正面 (Pr) でバランス修正を行うことにした。修正面の組み合わせについて、図 2 に示すように、Pt, Pf, Pr の組み合わせをモデル 1、Pt, Pc, Pr の組み合わせをモデル 2 とする。

本研究では、初期状態としてアンバランスの大きい主軸を想定し、Pt の 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を付けた場合と Pc の 165°に $mr=52.8\text{gmm}$ を付けた場合の 2 種類について実験を行った。なお、この角度は、適当に定めた位置を基準とした角度であり、とくに意味がないが、本研究を通して、この位置は、変更していない。

2.2 主軸振れの評価方法

主軸の偏心質量による遠心力によって発生する振れを、1 方向から測定すると主軸 1 回転当たり 1 周期の正弦波状の波形を得る。しかしその波形には遠心力による振れ回り成分の他に測定円筒面の形状成分、主軸回転中心の偏心による振れ成分、軸受の回転精度成分が含まれるために、変位計からの出力は、振幅や周期の異なるいくつかの正弦波の合成となる。図 3 に主軸が 30000min^{-1} で 1 回転したときの主軸先端部及び後部における静電容量型変位計での測定結果を示す。図示したように、ただ一つの正弦波ではなく、いくつかの成分が合成されている波形になっていることから、この合成波形からそれぞれの周波数ごとの波に分離する必要がある。ただし、軸受の回転精度は $0.3\mu\text{m}$ 程度であり、本研究においては影響が小さく、評価上問題ないと考えた。

本研究では、フーリエ変換を行い、測定される曲線を任意の

Fig.3 Displacement of spindle measured by capacitance type sensor ($30,000\text{min}^{-1}$)

周期的関数の正弦波と余弦波との合成波形として表すことにする。主軸 1 回転を 1 周期としたときに、その合成波は次式で表される。

$$x(\theta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta) \quad (1)$$

ここで a_0, a_n, b_n, θ はそれぞれ

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^{2\pi} x(\theta) d\theta \quad (2)$$

$$a_n = \frac{1}{T} \int_0^{2\pi} x(\theta) \cos n\theta d\theta \quad (3)$$

$$b_n = \frac{1}{T} \int_0^{2\pi} x(\theta) \sin n\theta d\theta \quad (4)$$

$$\theta = \frac{2\pi}{T} \quad (5)$$

$$n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

である。 a_0, a_n, b_n はそれぞれ $x(\theta), x(\theta)\cos n\theta$ 及び $x(\theta)\sin n\theta$ の 1 周期 T 間の平均値を示している。ここで、 $i = \sqrt{-1}$ として、

$$\cos n\theta = \frac{1}{2}(e^{in\theta} + e^{-in\theta}) \quad (6)$$

$$\sin n\theta = \frac{1}{2i}(e^{in\theta} - e^{-in\theta}) \quad (7)$$

とおくことによって、式(1)を次式のように表すことができる。

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{1}{2}(a_n - ib_n)e^{in\theta} \quad (8)$$

ここで、

$$F(n) = \frac{1}{2}(a_n - ib_n) \quad (9)$$

とおくことで、

$$F(n) = \frac{1}{T} \int_0^{2\pi} x(\theta)e^{-in\theta} d\theta \quad (10)$$

と表すことができる。 $F(n)$ には、調和振動の振幅や位相情報が含まれており、それぞれを求めるために、式(10)を次のように書き換える。

$$F(n) = \frac{1}{2}\sqrt{a_n^2 + b_n^2} \exp\left\{i \tan^{-1}\left(-\frac{b_n}{a_n}\right)\right\} \quad (11)$$

したがって、振幅は

$$|F(n)| = \frac{1}{2}\sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (12)$$

で求められ、位相は

$$\theta_n = \tan^{-1}\left(-\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (13)$$

によって求められる⁸⁾。

ここで、実際に必要となるのは主軸の偏心によって発生する主軸 1 回転当たり 1 周期の正弦波であるので、 $n=1$ の正弦波の振幅と位相とが主軸振れの振れ変位と振れ角度となる。図 3 の測定結果をフーリエ変換した結果を図 4 に示す。主軸の振れ角度を決めるためには、角度の定義が必要となる。主軸にはロー

タリーエンコーダが取り付けられており、主軸が1回転するごとに1パルスの信号を出力する。そこでエンコーダのパルスが出力されたときの+X方向を0°方向とし、通常の回転座標系と同様に反時計回り方向に360°までと定義する。

本研究では、図5に示すようなベクトル計算によって遠心力による振れを求めた。遠心力の影響をほとんど受けない 50min^{-1} における主軸振れベクトル R_{50} を主軸外径の偏心による振れ成分として、 30000min^{-1} における主軸振れベクトル R_{30000} からひくことで、主軸外径の偏心成分を除去し、遠心力による主軸振れ成分 S_{30000} を求め、これを評価対象とした。

2.3 振動の評価方法

この測定ではシグマ電子製フィールドバランサ SB-8003 を使用し、図1に示したように軸受付近の主軸台の振動を測定する。このフィールドバランサは、加速度ピックアップで検出した振動を、振幅の大きさとして変位で表示するタイプのものである。本研究では、振動を振幅変位として評価する。

3. 主軸振れと振動との関係

図6に、Ptの135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を付加した時の振れと振動変位の測定結果を示す。図(a)によると、振れは2次曲線的に変化しているのがわかる。しかし、同図(b)によると、振動変位は主軸台の前側で約 $1.25\mu\text{m}$ 程度で、回転速度の変化に対してほとんど変化していないことがわかる。このときの、 30000min^{-1} におけるフィールドバランサによる修正質量の測定値は

$$P_f : 47.80\text{gmm } 319^\circ, P_r : 11.86\text{gmm } 149^\circ$$

である。ここで、 P_f に F_t の力が発生していると考え、 F_t につり合うように P_f 及び P_r に力 F_f 、 F_r を発生させると、次の式が成り立つ。

$$F_f = F_t + F_r \quad (14)$$

$$F_t \cdot L_f = F_r \cdot L_r \quad (15)$$

Fig.4 Results of Fourier analysis ($30,000\text{min}^{-1}$)

したがって

$$F_f = (1 + L_f/L_r) \cdot F_t \quad (16)$$

$$F_r = (L_f/L_r) \cdot F_t \quad (17)$$

となるようにおもりを決定する。こうして得られた P_f 及び P_r に取り付ける質量は

$$P_f : 43.32\text{gmm } 315^\circ, P_r : 8.53\text{gmm } 135^\circ$$

である。なお、計算には、図2(a)のモデル1を使用した。

力のつり合い計算によって求めた質量及び角度は、フィールドバランサによる修正質量とほぼ同じであることから、力のつり合いが取れていれば、振動変位は小さくなると考えられる。

図7に、フィールドバランサで振動を抑制した場合の測定結果を、図8に、力のつり合いによって振動を抑制した場合の測定結果をそれぞれ示す。これらの結果によると、力のつり合いによって振動を抑制した場合でも、フィールドバランサと同程度の精度で振動が低減できていることがわかる。しかしながら、フィールドバランサによる場合でも、力のつり合いによる場合でも、ともに振動変位は小さくなったが、先端部の振れ変位は目標とした $1\mu\text{m}$ 以下にはなっていないことがわかる。これは、主軸が曲がった状態で力のつり合いが取ってあるためであると考えられる。

Fig.5 Determination of spindle run-out

Fig.6 Influences of residual mass on run-out and vibration (Residual mass: 34.1gmm , 135° on Pt)

Fig.7 Measured results of run-out and vibration after balancing by field balancer (Residual mass:34.1gmm,135° on Pt)

Fig.8 Run-out and vibration of spindle after balancing force (Residual mass:34.1gmm,135° on Pt)

Fig.9 Influence of residual mass on run-out and vibration (Residual mass:52.8gmm,165° on Pc)

Fig.10 Measured results of run-out and vibration after balancing by field balancer (Residual mass:52.8gmm,165° on Pc)

また、図9に P_c165° に $mr=52.8\text{gmm}$ を付加したときの測定結果を、図10にフィールドバランスで振動を抑制した結果を示す。これらの図から、振動は低減できているが、振れ変位は逆に増大してしまっている。これを考察すると、 30000min^{-1} で、

先端部: $3.6\mu\text{m}$, 327° , 後部: $1.4\mu\text{m}$, 312°

フィールドバランスの修正質量及び角度が

P_f : 26.0gmm , 349° , P_r : 34.6gmm , 345°

となり、位相がほぼ一致する。これはフィールドバランスによって主軸振れを増大させる方向におもりを付けたためであると考えられる。このように、アンバランスの位置によっては振動を低減すると主軸振れが増大してしまう場合がある。高精度加工のため

M_a : Additional mass at α°
 M_s : Spindle run-out without any additional mass
 $A = M_s + M_a$

Fig.11 Determination of spindle run-out and additional mass

Table 1 Relationship between run-out and mass at 30000min^{-1}

Position of mass	mr gmm	Run-out μm		Centrifugal force N
		Spindle nose	Spindle end	
P_t	9.4	2.3	0.4	92.8
P_f	13.6	1.2	0.4	134.2
P_c	18.0	0.9	0.4	177.7
P_r	11.8	0.2	3.1	116.5

には、振動低減だけではなく、振れ変位も抑制する必要がある、主軸振れが増大するのは問題である。

4. 主軸振れとおもりとの関係

主軸振れを抑制するためには、各修正面における単位質量あたりの主軸端の振れ変位量を調べる必要がある。質量が既知のおもりを付けた状態と、おもりを付けない状態とでそれぞれ主軸振れを測定する。おもりを付けて測定した主軸振れベクトル A は、おもりによる振れベクトル M_a と、おもりをつけない状態で測定した振れベクトル M_s との合成ベクトルと考えられるので、

Fig.12 Algorithm for correcting unbalance

Fig.13 Measured results of run-out and vibration after reducing run-out by model 1 (Residual mass:34.1gmm,135° on Pt)

Fig.14 Measured results of run-out and vibration after reducing run-out by model 1 (Residual mass:52.8gmm,165° on Pc)

Fig.15 Effect of balancing by model 2 (Residual mass:34.1gmm,135° on Pt)

Fig.16 Effect of balancing by model 2 (Residual mass:52.8gmm,165° on Pc)

$$M_a = A - M_s \quad (18)$$

と表すことができる。おもりの質量が既知であるので、図11に示すように、幾何学的に単位質量あたりの主軸振れベクトル M_a を算出することができる。

表1は、各修正面に $m=0.4g$ を付けたときの 30000min^{-1} のときの遠心力による主軸端及び主軸後端の振れ変位量を示す。この表に示す mr の値はそれぞれ異なるが、それは質量を取り付ける半径が異なるからである。なお、おもりを付けたときに発生する力は次式によって求めた。

$$F = mr\omega^2 \quad (19)$$

Fig.17 Spindle model 3

5. 主軸振れの抑制方法

5.1 3面バランスによる主軸振れの抑制

前報⁷⁾で、高速主軸のバランスをとるためには3面バランスが有効であることを指摘した。それは振動を低減した後に振れ変位を抑制するために、振れ変位を抑制するための質量を付加するだけでは力の釣り合いが崩れてしまうために力の釣り合いを考慮した修正が必要であるという理由によるものである。そこで、力のつり合いを考慮した3面バランスによる方法について検討した。

振れ変位を抑制するための力 F_t を算出すると同時に、 F_t に釣り合うような F_f 及び F_r を算出する。このとき、 F_f および F_r によって発生する振れ変位 X_f および X_r を算出する。この X_f および X_r が目標値以下になるまで、先端部、後部についてそれぞれ計算を繰り返すことで、振動変位が大きくなることなく、振れ変位を抑制することができると考えられる。なお、 F_f および F_r によって発生する振れ変位 X_f , X_r は、主軸振れとおもりの関係から求めることができる。そのフローチャートを図12に示す。

図13に、 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を、図14に P_c 165°に $mr=52.8\text{gmm}$ をそれぞれ付加し、振動を低減した後に、さらにモデル1で主軸振れを抑制した結果を示す。振動抑制後の結果である図8、図10と比較すると、図13、図14とも、振動が大きくなることなく、先端部の振れ変位は抑制できているが、後部の振れ変位は抑制できていないことがわかる。

また図15に、 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を、図16に P_c 165°に $mr=52.8\text{gmm}$ をそれぞれ付加し、振動低減後さらにモデル2で主軸振れを抑制した結果を示す。図16ではモデル1と同様、振動が大きくなることなく先端部、後部ともに振れ変位が抑制できているが、図15ではフロントの振れ変位は抑制しきれていない。 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を付加し、モデル2で振れ変位を抑制する際の 30000min^{-1} の振れ変位の計算値は、先端部: $3.5\mu\text{m}$ 、後部: $0.8\mu\text{m}$ であり、測定値は、先端部で $3.0\mu\text{m}$ 、後部で $0.7\mu\text{m}$ であることから、先端部、後部とも測定値とほぼ同じ結果となったが、この場合には計算を繰り返し行っても先端部の振れ変位は小さくならなかった。以下に、 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を付加し、モデル2で振れ変位を抑制するときの問題点について考察する。

5.2 4面バランスによる主軸振れの抑制

先端部の振れをモデル2で抑制しようとするときの問題点は、振れ変位が目標値以下にならないことである。そこで、各修正面の距離 L_f と L_r に注目し、考察する。先端部の振れを抑制するときにモデル2は各修正面間の距離が $L_f > L_r$ となる組み合わせになる。いま、仮に

$$L_f = 2a \quad (20)$$

$$L_r = a \quad (21)$$

とすると力の釣り合い式(14)～(17)に代入すると、

Fig.18 Both run-out and vibration amplitude reduced by model 3 (Residual mass:34.1gmm,135° on Pt)

Fig.19 Both run-out and vibration amplitude reduced by model 3 (Residual mass:52.8gmm,165° on Pc)

$$F_c' = 3F_t' \quad (22)$$

$$F_r' = 2F_t' \quad (23)$$

となり、 P_c 、 P_r に付加する質量の影響が大きくなる。このために図12に示したフローチャートに従って計算を繰り返しても、振れ変位が目標値以下にならない。すなわち、先端部の振れを抑制するとき、 $L_f > L_r$ となる修正面の組み合わせでは、力の釣り合いに必要な質量が大きくなり、3章で示したおもりと振れ変位との関係から算出する振れ変位が大きくなってしまふ。

そこで、本研究では、図17に示す新たなモデル3を提案する。このモデルで、先端部の振れを抑制するとき、仮に、

$$L_f = b \quad (24)$$

$$L_r = 2b \quad (25)$$

とすると、

$$F_f' = 3/2 \cdot F_t' \quad (26)$$

$$F_r' = 1/2 \cdot F_t' \quad (27)$$

となるので、力の釣り合いのための質量の影響を小さくすることができる。すなわち、修正面の組み合わせにおいて、 $L_f < L_r$ となる組み合わせとなるようにすればよい。本研究では、先端部の振れをモデル1で、後部の振れをモデル2の修正面の組み合わせでバランスをとることによって力の釣り合いによる質量の影響を小さくした。

このモデル3で振れ変位を抑制した結果を図18に示す。図18は、 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ を付加した場合の結果である。この結果によると、モデル1及びモデル2での振動変位の結果から

大きく変化することなく、先端部、後部ともに振れ変位が抑制できていることがわかる。

また、 P_c 165°に $mr=52.8\text{gmm}$ を付加し、同様に振れ変位を抑制した結果を図19に示す。こちらの結果も、 P_t 135°に $mr=34.1\text{gmm}$ の結果と同様に、振動変位が大きくなることなく、先端部、後部の振れ変位を抑制することができていることがわかる。以上の結果から、フィールドバランスを使って振動を低減させた後に主軸振れ変位を抑制する方法として、本研究で提案する方法は有効であると言える。

6. 結 言

本研究では、高速化が進むにつれてますます大きな問題になる工作機械主軸の振動と振れを同時に抑制する方法について検討した結果、次のような結論が得られた。

- (1) フィールドバランスによる振動を抑制した後に主軸振れを小さくするには、力の釣り合いを考慮した3面バランス修正が有効であるが、3面バランス修正をおこなったときの各修正面間の距離の組み合わせによっては、振れ変位が小さくならないことがある。
- (2) 各修正面間の距離の問題を解決する方法として、4面バランス修正方法を提案し、この方法によって主軸先端部および後部の振れを抑制できることを確認した。

なお、今後は、主軸構造の設計も含めて実機での検証を進め、この4面修正法の実用化に取り組む考えである。

本研究は、東京農工大学との共同研究(A)で実施したものであり、関係各位に感謝の意を表す。また、本研究を実施するに当たり、実験等に様々なアイデアを提供していただいた柴垣貴司氏(現株オリンピア)に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 富岡恒憲, 木村知史: 高速化が拓く切削新時代, 日経メカニカル, **465**, 10 (1995) 26.
- 2) 日本機械学会: 工作機械の最先端技術, 工業調査会, (1988).
- 3) Victor Wowk: Machinery Vibration: Balancing, ISBN:0071348611, (1995).
- 4) J. M. Tessarzik, R. H. Badgley and W. J. Anderson: Flexible rotor balancing by the exact point-speed influence coefficient method, Trans. of ASME, J. of Eng. for Industry, (1972), 148.
- 5) A.G. Parkinson, M.S. Darlow and A. J. Smalley: A theoretical introduction to the development of a unified approach to flexible rotor balancing, J. of Sound and Vibration, **68**, 4(1980), 489.
- 6) 三輪修三: 回転機械の釣合せ技術, 日本機械学会誌, **88**, 798, (1985).5.
- 7) 奥村太史, 堤 正臣: マシニングセンタ用高速主軸の回転中の振れと振動の抑制 (第1報) - 3面バランス修正の効果 -, 精密工学会誌, **69**, 9(2003), 1327.
- 8) 堀川 明: ランダム変動の解析, 共立出版株式会社, (1965), 140.