日本機械学会論文集（C 編）
79 巻 808 号（2013-12）

原著論文 No. 2013-JCR-0442

全軸運動によるマシニングセンタの熱変位特性の高能率評価法*

清水 伸二[*1]，澤田 憲成[*2]，矢生 晋介[*3]，坂本 治久[*4]

High-Efficient Evaluation Method of the Thermal Deviation Characteristic of Machining Center by All Axes Motions

Shinji SIMIZU[*1], Kazunari SAWADA, Shinsuke YAGYU and Haruhisa SAKAMOTO

[*1] Sophia University. Dept. of Engineering and applied Sciences
Kioicho7-1, Chiyoda-ku, Tokyo, 102-0094 Japan

In order to answer the needs for high accuracy and efficiency of machine tools in recent years, thermal deformation has become an important issue. Therefore many studies for suppressing, estimating and compensating the thermal deformation have been carried out. Moreover, the establishment of accurate and efficient measurement and evaluation method of the thermal deformation is also strongly demanded. In the present study, the method to evaluate independently and efficiently the thermal displacement characteristics due to the linear motion of each axis was considered for machining centers. As a result, we have concluded as followed. (1) We could propose All Axis Motion Test (AAMT) method that can evaluate independently and simultaneously the thermal displacement characteristics due to the movement of the each linear axis. (2) AAMT method can be said to be valid, since the experimental results based on this method agrees well with the test result from the single axis motion test. (3) Significantly high efficiency of the measurement and evaluation of thermal displacement of the machining centers is possible by AAMT method

Key Words : Thermal Deformation, Machining Center, Machine Tool, Linear Motion, Measurement and Evaluation Method

1. 緒　　言

近年，工業製品の低コスト化や高品質化が進められる中，工作機械の高精度化，高能率化の両者を同時に満足する事が強く求められている．しかしながら，高速化することにより高能率化すれば，熱変形により精度が低下するなど，一般的には，その両立は困難である．更には，高能率化のために，工作機械の複合化，多軸化が進み，さらに複雑な熱変形特性を示すようになり，加工精度に及ぼす影響も無視できないことから，熱変形対策は重要な課題となっている．

そのため，設計面から熱変形対策を施した工作機械の開発[(1)]や熱変形抑制の研究[(2)~(3)]も進められているが，熱変形を完全に除去する事は不可能である．そこで，近年では熱変形特性を推定・補償する研究[(4)~(6)]も数多く行われている．これらの研究では，多くの熱変位測定法が採用されているが，そこで提案されている手法の検証のためのものであるなど，工作機械の出荷検査や受入検査時などにも適用可能な普遍性や汎用性という面では，不十分と言える．

そこで著者らは，これまで高速主軸に対応可能な熱変位測定法[(7)]や直進運動に伴う熱変位の測定評価法[(8),(9)]など，熱変位測定評価法を提案してきた．中でも，直進運動に伴う熱変位の測定・評価法に関しては，位置決め偏差以外の成分も含めた多自由度の熱変位を同時に測定することが可能な高能率な評価法を提案してきた．ISO(国際標

* 原稿受付　2013 年 5 月 20 日
*1 正員，フェロー，上智大学 理工学部（〒102-0094 東京都千代田区紀尾井町 7-1）
*2 上智大学 大学院理工学研究科
*3 上智大学研究員
*4 正員，上智大学 理工学部
E-mail: s_simizu@sophia.ac.jp

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

準化機構)では，これら成果が組み込まれ，汎用的に用いる事ができる工作機械の熱変位測定法が ISO230-3 として規格化された[10]．この中では，具体的には，工作機械を対象とした環境温度に伴う熱変位，主軸回転に伴う熱変位，および直進運動に伴う熱変位に関しての測定・評価法が規格化されている．しかし，これらの測定法では各軸の直進運動に伴う熱変位を軸ごとに試験する必要がある．そして更には，各試験の間には，各試験で一度温まってしまった機械を十分に冷却する必要があり，3 軸のマシニングセンタでも，試験のために数日を要するなど，1 台の工作機械の熱変位特性を評価するにはかなりの時間を要している．このことは，工作機械の出荷検査に時間がかかることを意味しており，工作機械の納期短縮化に当たり大きな問題になるものと思われる．

そこで本研究では，マシニングセンタを対象に，X，Y，Z の 3 軸の独立した運動による熱変位特性を一度の試験で同時に測定評価できる全軸運動試験法を提案し，熱変位特性の更なる高能率評価への有効性について検討する．

2. 測定装置および方法

図 1 は試験対象のマシニングセンタと，測定装置の基本構成を示している．マシニングセンタは，X 軸方向にテーブルが運動する立形シングルコラムタイプである．

熱変位測定装置はミリング主軸に取り付けたセンサ治具と,テーブルに取り付けたターゲット治具で構成されている．熱変位は渦電流式変位センサで，温度は熱電対により測定し，データロガに取り込み PC でデータ処理を行う．なお，試験装置は，すでに著者らが提言[8][9]し，その後 ISO[10]で採用されたものを用いている．

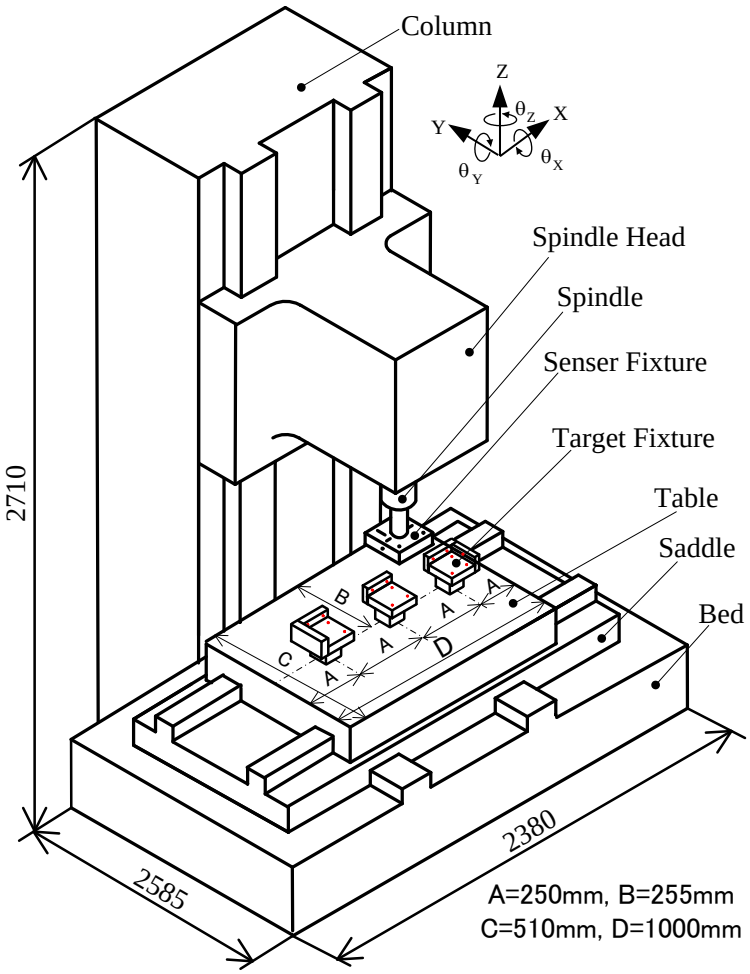
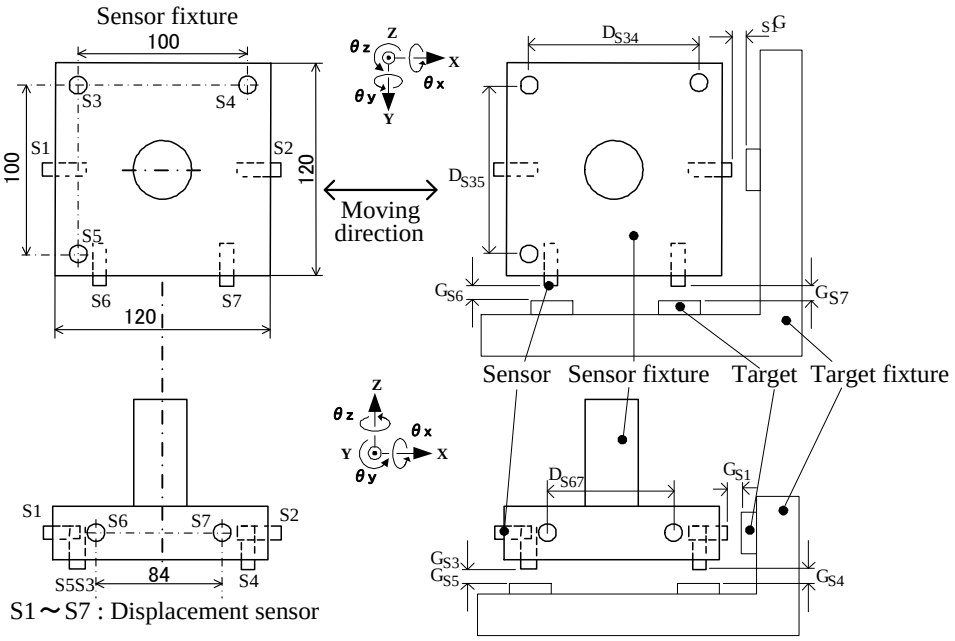


Fig.1 Measurement system of thermal deformation

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

図 2 はセンサ治具の概要を示している．ここで S はセンサ, D はセンサ間の距離, G はセンサとターゲット間のギャップを意味している．センサはセンサ治具に計 7 本取り付けられており，これらとターゲット治具に配置された 7 つの黄銅製のターゲットの間の隙間変化を検出することにより熱変位測定を行う．送り運動に伴う 6 軸方向熱変位は，図中の式のように求めることができる．並進変位は同方向を向く 2 本のセンサの出力の平均値から，傾き方向変位は 2 本のセンサの出力の差とそのセンサ間の距離を用いて求めている．

ターゲット治具は，図 1 に示したようにテーブル上の X 軸方向 3 箇所に 250㎜ 間隔で配置されている．ここでは，左から測定点 L，測定点 C，測定点 R と呼ぶことにする．なお，本研究では，提案する試験法の妥当性を検討するために，1 例として，3 軸の運動に伴う熱変位特性を X 軸方向の各位置における熱変位に対して評価するため，ターゲットを X軸方向に 3 箇所配置し検討を行っている．したがって，3 軸の送り運動に伴う，Y，Z 軸方向の各位置における熱変位への影響を評価するためには，最低でも，Y，Z 軸方向にもう一つずつ，ターゲットが必要となる．



$$dz=\frac{G_{S4}+G_{S5}}{2},\quad dy=-\frac{G_{S6}+G_{S7}}{2},\quad dx=\begin{cases}-G_{S1}\\ G_{S2}\end{cases}$$

$$d\theta_Z=\frac{G_{S7}-G_{S6}}{D_{S67}},\quad d\theta_y=\frac{G_{S4}-G_{S3}}{D_{S34}},\quad d\theta_X=\frac{G_{S5}-G_{S3}}{D_{S35}}$$

Fig.2 Sensor fixture

なお，熱変位測定は，往復送り運動により発熱させるための運動サイクルと，各測定点に停止し熱変位測定を行う測定サイクルを交互に繰り返して行うことを基本的な流れとしている．

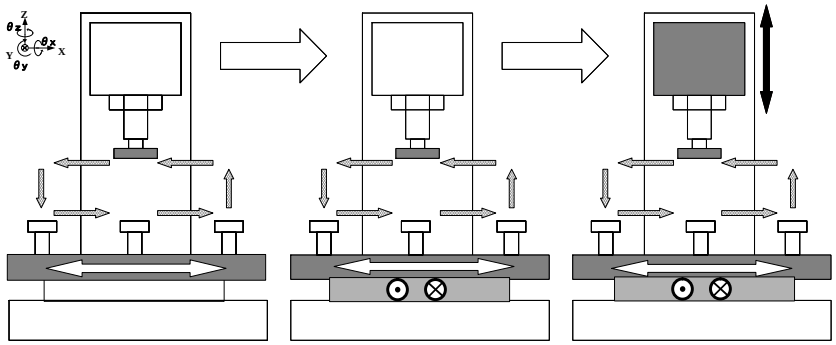
3. 全軸運動試験法の提案

3・1 基本原理

図 3 はここで提案する全軸運動試験法の基本的な流れを示している．両矢印が運動サイクル，一方向片矢印が測定サイクルの運動を示しており，約 5 分間の運動サイクルの後，1 回の測定サイクルを行うことにより，一定時間間隔で熱変位挙動を評価している．試験の流れとしては，まず図(a)に示すように，X 軸の往復運動(以下 X 軸サイクルと呼ぶ)の測定試験を 240 分間行う．次に図(b)に示すように，引き続き X 軸運動は続けたまま，さらに Y 軸運動を付加する(以下 X+Y 軸サイクルと呼ぶ)．この測定試験を X 軸サイクルと同じく 240 分間行う．そ

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

して最後に図(c)に示すように，さらに Z 軸運動を付加し 240 分間測定試験(以下 X+Y+Z 軸サイクルと呼ぶ)を行い，測定試験を終了する．



(a) X-axis Cycle (b) X+Y-axis Cycle (c) X+Y+Z-axis Cycle

Fig.3 Flow of All Axis Motion Test

図 4 はこれらの試験より得られた測定データより各軸の熱変位特性を推定する方法を示している．まず，X 軸サイクルにおける 0～240 分の熱変位測定値を用いて，X+Y 軸，X+Y+Z 軸サイクルにおける X 軸運動に伴う熱変位特性を推定する．この推定のためのモデル化については次節で述べる．次に，240～720 分の測定値から推定した X 軸運動に伴う熱変位を差し引くことで，240～480 分において Y 軸運動に伴う熱変位の推定値を求める．そしてこの Y 軸運動に伴う熱変位推定値を用いて，480～720 分の Y 軸運動に伴う熱変位を推定する．最後に X+Y+Z 軸サイクルの熱変位測定値から 480～720 分の Y 軸運動に伴う熱変位推定値をさらに差し引くことにより，480～720 分における Z 軸サイクルの熱変位を求める．なお，ここで用いた試験時間 240 分については，予備実験から特性パラメータを十分に推定評価できる時間として定めた．この測定時間は，評価対象機の特性に応じて定める必要があるものと思われる．またこの原理は，例えば Y 軸運動による発熱が X 軸運動に伴う熱変位特性に大きな影響を及ぼす場合には，分離精度は低下するものと思われる．したがって，本原理の適用に当たっては，単独運転による各軸の熱変位特性と比較して分離精度が十分であることを確認して適用することが望ましいと思われる．

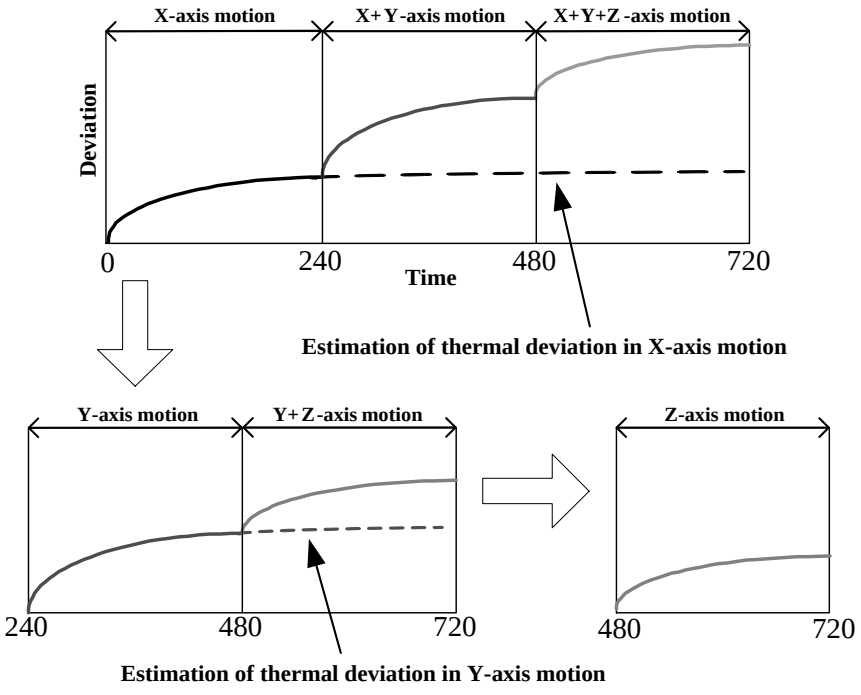


Fig.4 The method to eliminate the thermal deviation

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

3・2 熱変位特性のモデル化

3・2・1 軸運動に伴う熱変位の物理モデル

軸運動に伴う熱変位測定からその特性を評価するため,物理モデルに基づいた評価モデルを導く.本試験では,一定間隔ごとに測定する熱変位の測定データに対し,最小二乗法による当てはめから,その特性をより少ないパラメータで評価することを念頭に置いている.したがって,軸運動による発熱から生じる温度分布は連続的で複雑であるが,これを集中熱容量によってモデル化[11]する.

本試験での軸運動に伴う熱源として考えられるのは,テーブル案内駆動系,サドル案内駆動系,主軸頭コラム案内駆動系である.したがって,この熱源に近い構造要素ほど熱変形が顕著で,測定熱変位に与える影響も大きい.そこで,熱源に近く,また測定熱変位で支配的な要因となる構造要素 2 つに特に着目して,その温度変化および熱変位を想定して物理モデル化した.

図 5 は,その物理モデルを模式的に示している.なお,本試験の測定間隔に合わせて,時間 t の単位は min とし,それぞれの添え字は各要素の番号に対応する.温度変化については,各構造要素を熱容量 c [J/K] の集中熱容量要素と考えて,その温度 T [K] で表す.両要素間には,その距離間の熱伝導および接触熱抵抗を想定した熱コンダクタンス g [J/(K·min)] を設けている.また,表面からは温度 Te [K] の周囲環境に向けて一定の割合 h [J/(K·min)] で熱伝達による放熱があるものとした.また,熱源 q [J/min] は,要素 2 に与えた.

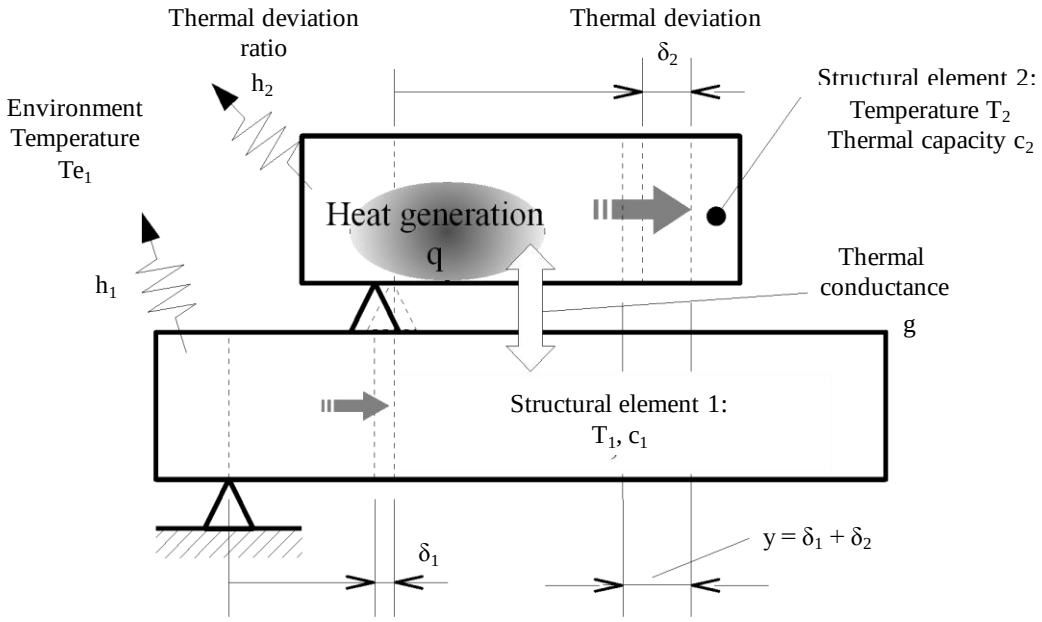


Fig.5 Concept of physical model for thermal deviation

各要素の温度変化は,熱量保存則から,

$$c_1\dot{T_1}(t) = -h_1\big(T_1(t) - T_e(t)\big) - g\big(T_1(t) - T_2(t)\big) \quad (1)$$

$$c_2\dot{T_2}(t) = q(t) - h_2\big(T_2(t) - T_e(t)\big) + g\big(T_1(t) - T_2(t)\big) \quad (2)$$

と表せる.左辺は単位時間あたりの温度変化に要した熱量,右辺は発熱・環境への放熱・各要素間の熱移動による熱収支である.

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

一方, 熱変位 y [μm]は, 次式のように, 各要素の初期温度 $T(0)$ [K] からの温度変化に従い比例係数 e [μm/K] で熱膨張することにより生じるとした.

$$y(t) = e_1\big(T_1(t) - T_1(0)\big) + e_2\big(T_2(t) - T_2(0)\big) \tag{3}$$

実際には，熱変形は構造要素内の温度分布に応じて複雑な挙動を示し，それによる熱変位も単純に温度変化に比例するとは限らない．しかしながら，本試験では，熱変位測定点をテーブル上で左・中央・右と 3 ヶ所設けることにより，機械の複雑な熱変位挙動は推定可能なため，各測定点での熱変位は，簡便さを考慮して，温度変化に比例するものとした.

また，熱変位は初期温度からの変化を考えればよい．さらに，熱変位測定中は環境温度を一定となるようにした．加えて，測定前に十分な時間を設けておけば機械の初期温度は環境温度に等しいと考えらえる．そこで，上記 3 式は，初期温度すなわち環境温度との温度差 θ [K] を用いて整理すれば,

$$\dot{\boldsymbol{\theta}}(t) = \boldsymbol{A}\boldsymbol{\theta}(t) + \boldsymbol{b}q(t) \tag{4}$$
$$y(t) = \boldsymbol{e}\boldsymbol{\theta}(t) \tag{5}$$

ただし,

$$\boldsymbol{\theta}(t) = \begin{bmatrix}\theta_1(t)\\ \theta_2(t)\end{bmatrix},\quad \boldsymbol{A} = \begin{bmatrix}-(h_1+g)/c_1 & g/c_1\\ g/c_2 & -(h_2+g)/c_2\end{bmatrix},\quad \boldsymbol{b} = \begin{bmatrix}0\\ 1/c_2\end{bmatrix},\quad \boldsymbol{e} = [e_1 \quad e_2]$$

となる.

3・2・2　熱変位特性のための評価モデル

本試験の測定間隔は$\Delta = 5.3\ [min]$であり離散的である．この測定データに適用できるよう，上記物理モデル式(4)(5)を離散化すれば，各測定データの間には

$$y(k) = \alpha_1 y(k-1) + \alpha_2 y(k-2) + \beta_1 q(k-1) + \beta_2 q(k-2) \tag{6}$$

の関係が成り立つ[12]．ここで，$k = 2,\ 3, \cdots$ は測定データの順番を表し，それぞれ測定時刻$t = 2\Delta,\ 3\Delta,\ \cdots$に対応する.

また，発熱量 q については，送り運動ストロークL $[m]$，測定間隔 Δ $[min]$における往復回数 r の一定条件下で往復送り運動を繰り返すことから，平均送り速度 $\bar{v} = L \cdot r/\Delta\ \ (k = 0, 1, 2, \cdots)$に比例するものとした．そこで，$q(k-1)$および$q(k-2)$には，この平均送り速度 $\bar{v}$ を与えた．したがって，同定されたパラメータ β には，平均送り速度に対する発熱量の大きさも含まれていることになる.

ところで，本試験では段階的に運動軸を追加してゆく効率的な測定評価を行う．そこで，まず X 軸単軸の運動期間 $k = 46$ までの測定データから式(3)によってパラメータ$\hat{\alpha}_x$，$\hat{\beta}_x$を同定する．その後，Y 軸運動を追加した期間 $k = 47$ 以降では，この同定したパラメータによる X 軸運動による熱変位推定値 $\hat{y}_x$ を同じく式(3)から計算して，次式のように差し引いて， Y 軸運動に伴う熱変位を分離し，パラメータα_y，β_y を同定する.

$$\begin{aligned} y(k) = {} & \alpha_{y1} y(k-1) + \alpha_{y2} y(k-2) + \beta_{y1} q_y(k-1) + \beta_{y2} q_y(k-2) \\ & -\big\{\hat{\alpha}_{x1}\hat{y}_x(k-1) + \hat{\alpha}_{x2}\hat{y}_x(k-2) + \hat{\beta}_{x1} q_x(k-1) + \hat{\beta}_{x2} q_x(k-2)\big\} \end{aligned} \tag{7}$$

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

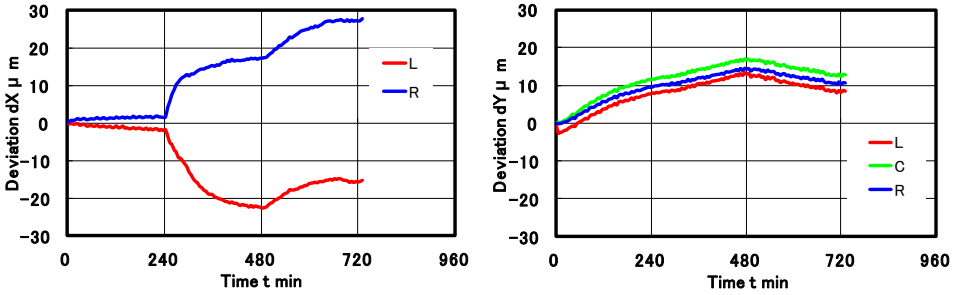
4. 提案の妥当性の検討

4・1 試験条件

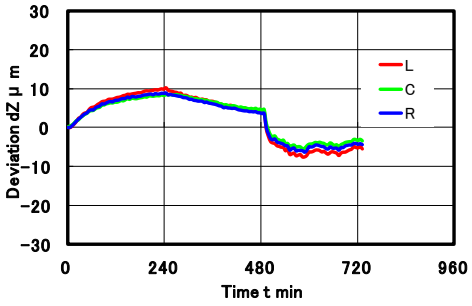
試験条件としては，送り運動サイクルは，送り速度を 4m/min，軸方向の運動ストロークを 300mm とし，その間を 33 往復するように設定した．その後，熱変位測定を行い，再び送り運動サイクルを行うという動作を合計 240 分間行う．順次こうした送り運動軸を複合していき，3 サイクル行うため合計 720 分間の試験となる．全軸運動試験における送り軸の複合順番の選定指針としては，各軸送り運動による熱変位の分離精度が良いと考えられる軸から順に複合していくことが望ましい．そして，その分離精度は，あらかじめ行う単軸運動試験結果との比較により判断できる．この指針に基づき，今回の試験においては，複合順番を Y→Y+X→Y+X+Z とした．また，本試験は，提案手法の原理的な有効性を確認するために，23℃で温度管理された恒温室で，安定した温度環境のもとで行った．

4・2 試験結果及び考察

図 6(a)，(b)，(c)はそれぞれ，全軸運動試験で得られた X，Y，Z 軸方向の熱変位測定結果である．各サイクルで，各軸の熱変位特性が複合されていく様子が分かる．以下では，これらの測定値に対して前述の方法を適用して各軸の熱変位測定を推定した結果についてのべる．



(a) Thermal deviation of X axis direction　(b) Thermal deviation of Y axis direction

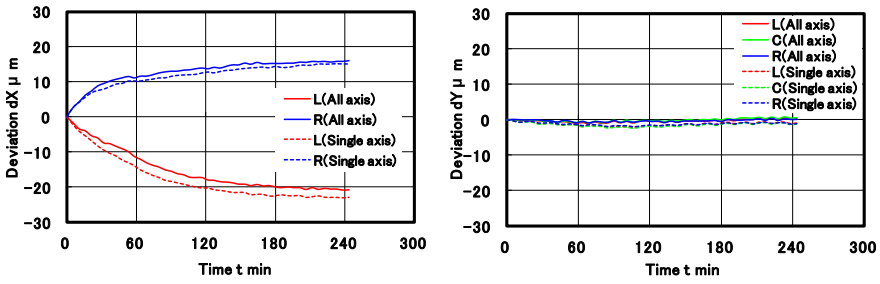


(c) Thermal deviation of Z axis direction

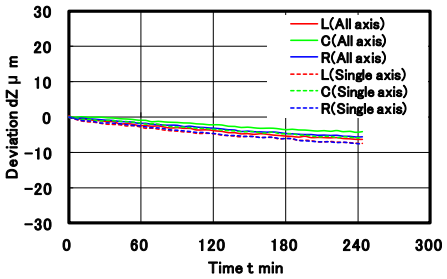
Fig.6 Thermal deviation caused by All Axis Motion Test

図 7(a)，(b)，(c)はそれぞれ，提案した方法により推定した X 軸運動に伴う X，Y，Z 軸方向の熱変位推定値と，別に実施した X 軸の単軸運動試験の熱変位測定値の比較結果を示している．実線が全軸運動試験での推定値，点線が単軸運動試験での測定値である．またグラフは全て，縦軸に各軸方向の熱変位(μm)，横軸に時間(min)を取って示している．図を見ると X 軸方向の熱変位が最も大きく出ており，Z 軸方向にも最大で 5μm 程度の熱変位が生じており，１次遅れ系の特性を示していることが分かる．これは，X 軸サイクルでは，X 軸方向へのテーブルの往復運動が行われるため，主として X 軸駆動用のボールねじの熱膨張の影響が強く現れているものと思われる．また，Z 軸方向の熱変位については，ボールねじにおける発熱や，案内面での発熱の影響がテーブルやサドルに及んだものと思われる．これらの傾向は，全軸運動試験と単軸運動試験の結果でよく一致し，数値的にも両者は，X 軸方向では，多少の差はあるものの，全体的にはよく一致していると言える．

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers



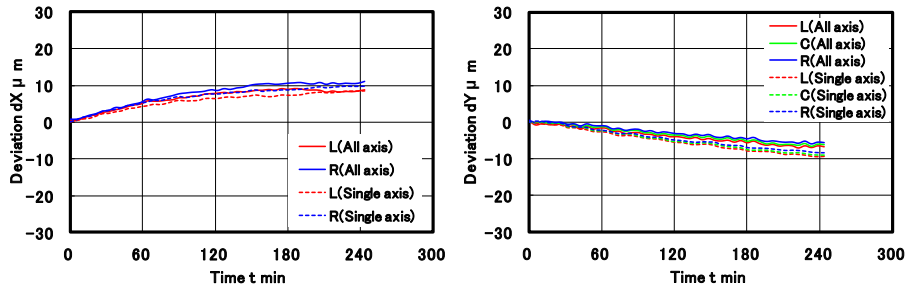
(a) Thermal deviation of X axis direction (b) Thermal deviation of Y axis direction



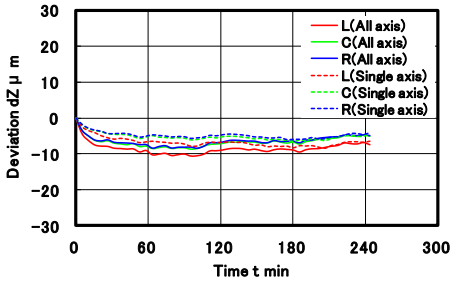
(c) Thermal deviation of Z axis direction

Fig.7 Estimated and experimental deviation caused by X-axis motion

図 8(a), (b), (c)はそれぞれ，Z 軸運動に伴う X，Y，Z 軸方向の熱変位推定値と，別に実施した X 軸の単軸運動試験の熱変位測定値の比較結果を示している．Z 軸運動は，Z 軸方向への主軸頭の往復運動が行われるため，Z 軸ボールねじ部の発熱による-Z 軸方向(床面方向)へのボールねじの伸びから，-Z 軸方向の熱変位として現れるものと思われる．Z 軸方向熱変位測定結果を見ると，Z 軸負方向への熱変位は，60 分程度で極値を示し，正方向へと熱変位の挙動が変わることから，2 つの熱変位要素が混在している様子が伺われる．この他，X 軸，Y 軸方向への変位も現れており，ボールねじ，案内面，そしてコラムの熱変位が複合的に影響しているものと思われる．このような傾向は，数値的には多少差があるものの，全軸運動試験と単軸運動試験の結果は良くよく一致していると言える．



(a) Thermal deviation of X axis direction (b) Thermal deviation of Y axis direction

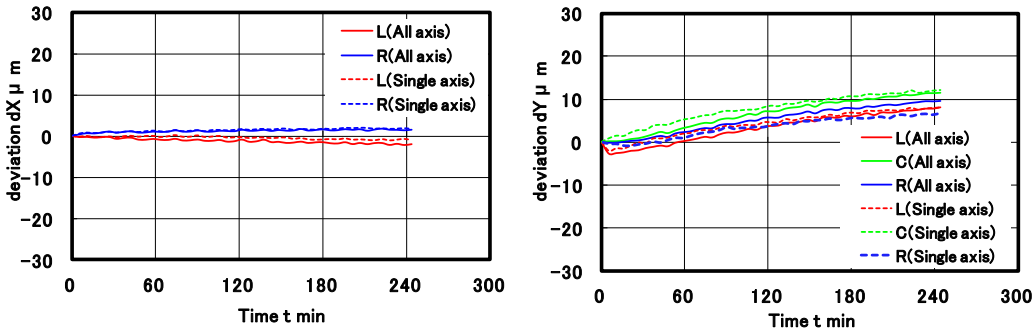


(c) Thermal deviation of Z axis direction

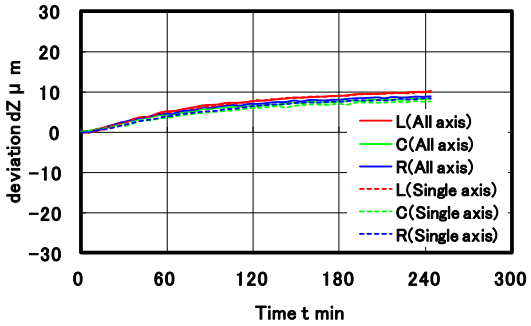
Fig.8 Estimated and experimental deviation caused by Z-axis motion

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

ここで，数値的に多少の差が出ている要因について，検討してみる．図 9(a)，(b)，(c)はそれぞれ，Y 軸サイクルにおける X，Y，Z 軸方向の熱変位測定値を，単軸運動試験の結果と比較して示したものである．実線が YXZ の全軸運動試験，点線が単軸運動試験の熱変位測定値を示している．Y 軸サイクルは全軸運動試験においても単軸運動試験に相当しており，両者は一致するはずであるが，両者には，数 μm の差が出ており，先に示した差と同程度の差があることが分かる．これは，全軸運動試験と単動運動試験は，異なる試験日に行っており，全ての試験環境が全く同じではなかったことが影響しているものと思われる．したがって，このような状況を考慮に入れれば，先に示した全軸運動試験による推定値と単軸運動試験による測定値との差は，許容の範囲と考えられ，ここで提案した推定法は妥当なものと言える．



(a) Thermal deviation of X axis direction　　(b) Thermal deviation of Y axis direction



(c) Thermal deviation of Z axis direction

Fig.9 Experimental deviation caused by Y-axis motion

5. 結　　語

工作機械の熱変位特性評価の飛躍的な高能率化を図ることを目的として，マシニングセンタを対象に新たな手法を提案し，実験的にその有効性を検討した結果，以下の結論を得た．

(1) 3 軸を単独で運動させる単軸運動試験による熱変位特性を，3 軸同時に運動させて評価できる全軸運動試験法を提案できた．

(2) 提案の妥当性について実験的に検討した結果，単軸運動試験結果とほぼ同じ結果が得られたことから，全軸運動試験法は妥当と言える．

(3) 全軸運動試験法によって，マシニングセンタの熱変位測定評価試験の大幅な高能率化が可能である．

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers

文　献

(1) 田辺郁男，山中邦彦，水谷淳之介，山田泰弘，“熱変形抑制のための新しい旋盤構造設計”，日本機械学会論文集 C 編，Vol.65,No.639 (1999),pp.4508-4513.

(2) 吉岡勇人，松村晋平，橋詰等，新野秀憲，“給気温度制御による空気静圧主軸の熱変形抑制”，日本機械学会論文集 C 編，Vol.70,No.700 (2004),pp.3605-3610.

(3) 是田規之，渡部健，橋本律男，水田桂司，“熱平衡壁板を利用した室温変動による工作機械の熱変位抑制に関する研究”，精密工学会誌，Vol.60,No6 (1994),pp.853-857.

(4) 社本英二，樋野励，冨江竜哉，松原陽介，森脇俊道，“CNC 装置の内部情報を利用した工作機械熱変形推定”，日本機械学会論文集 C 編，Vol.69,No.686 (2003),pp.2775-2782.

(5) 堀三計，西脇信彦，“基本特性データによる工作機械構造の熱変形量推定”，日本機械学会論文集 C 編，Vol.64,No.621 (1998),pp.1836-1841.

(6) Yang, Z., Sun, M., Li, W., and Liang, W., “Modified Elman network for thermal deformation compensation modeling in machine tools”, *Int. J. Adv. Mfg. Tech.,* Vol. 54 No. 5-8 (2011), pp.669-676.

(7) 斉暁勇，清水伸二，今井登，“主軸高速回転に伴う工作機械熱変位の測定法”，精密工学会誌，Vol.65,No.3, (1999),pp.396-400.

(8) Shimizu, S., Imai, N., “Effective measurement method of thermal deformation of machine tools caused by linear axis motion”, *Proc. of 2002 ASPE Annual Meeting*, (2002), pp.396-401.

(9) Imai, N., Shimizu, S., “Six-Degree-of-Freedom Measurement of Machine Tool Thermal Deviations Caused by Linear Axis Motion”, *6th International Conference and Exhibition on Laser Metrology, Machine Tool, CMM & Robotic Performance LAMDAMAP 2003, the University of Huddersfield, UK* (2003), pp.517-526.

(10) ISO, Determination of thermal effects, ISO230 Test code for machine tools, part 3 (2007), pp.21-22.

(11) 稲葉千佳郎，小田切拓哉，斎藤義夫，伊東誼，“システムマシン用 2 層主軸の熱変形抑制”，機械学会論文集 C 編，Vol.66, No.648 (2000),pp2864-2870.

(12) たとえば，相良 節夫，和田 清，中野 和司，ディジタル制御の基礎 (1992)，コロナ社.

©2013 The Japan Society of Mechanical Engineers