UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MODÉLISATION DES ERREURS THERMIQUES DES MACHINES-OUTILS NUMÉRIQUES À CINQ-AXES

ELIE BITAR-NEHME

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR

(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2017

© Elie Bitar-Nehme, 2017.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée :

MODÉLISATION DES ERREURS THERMIQUES DES MACHINES-OUTILS NUMÉRIQUES À CINQ-AXES

présentée par : BITAR-NEHME Elie

en vue de l'obtention du diplôme de : Philosophiae Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de :

M. BARON Luc, Ph. D., président

M. MAYER René, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. KHAMENEIFAR Farbod, Ph. D., membre

M. LAPERRIÈRE Luc, Ph. D., membre externe

DÉDICACE

À ma famille…

REMERCIEMENTS

Mes remerciements vont tout d'abord à Yasmine, Yara et Daniel, pour leur amour, support, patience et générosité…

Je remercie également mes parents qui m'ont appris, entre autres, à travailler fort pour atteindre mes objectifs.

Je remercie énormément mon directeur de recherche, le professeur René Mayer, pour son soutien, sa disponibilité et son expertise qu'il met à la disposition de ses étudiants.

Je remercie également les membres du jury, les professeurs Baron, Laperrière et Khameneifar, pour l'étude de cette thèse et pour leur retour et commentaires.

Mes remerciements vont aussi à Polytechnique Montréal et son personnel pour leur encadrement. Je tiens à remercier fortement les techniciens avec lesquels j'ai travaillé et qui ont permis à ce travail d'être accompli, notamment Guy Gironne, Vincent Mayer et François Ménard.

Je remercie les organismes qui ont contribué au financement de ma thèse et mon stage industriel: NSERC CANRIMT, CRIAQ, AeroCREATE, Mitacs et Pratt & Whitney Canada.

Finalement je remercie tous mes collègues, mes amis et toute personne que j'ai oublié de mentionner et qui a participé à la réussite de ce travail.

RÉSUMÉ

Les erreurs thermiques des machines-outils numériques à cinq-axes sont la cause principale des erreurs quasi-statiques qui limitent la précision d'usinage de ces machines. Ce travail de recherche présente la méthodologie adoptée pour mesurer, modéliser et compenser les erreurs thermiques d'un centre d'usinage dues à la variation de son état thermique et de l'historique de son activité.

Une approche expérimentale est adoptée, qui consiste à varier l'état thermique de la machine en exerçant ses axes selon différents cycles de chauffage et de refroidissement. Les écarts volumétriques dans le volume de travail de la machine sont périodiquement mesurés, ainsi que la puissance réelle des 5 axes et de la broche. Plusieurs capteurs et accessoires sont spécialement conçus ou adaptés pour garantir une stabilité thermique et permettre une mesure rapide et nette de l'erreur thermique.

Une analyse volumétrique détaillée des erreurs thermiques permet de comprendre le comportement thermique volumétrique de la machine-outil, en particulier les axes qui causent les erreurs les plus importantes, les effets observés sur le comportement volumétrique de la machine, ainsi que les interactions thermiques des axes voisins.

L'analyse volumétrique a permis d'identifier les axes rotatifs comme étant les causes principales des erreurs thermiques de la machine. Une étude plus approfondie des erreurs géométriques paramétriques utilise la méthode SAMBA, qui modélise ces erreurs et permet leur estimation. Les résultats permettent d'identifier les paramètres dominants d'erreurs thermiques. La modélisation de ces paramètres dominants est faite en fonction de la mesure de la consommation de puissance des axes rotatifs par la superposition de fonctions de transfert de 1er ordre à une entrée et une sortie.

L'efficacité du modèle thermique est validée par deux méthodes. La première validation est faite par la comparaison de la simulation du modèle avec les mesures obtenues par un nouveau test qui utilise des séquences de chauffage complètement différentes. La deuxième validation consiste en un test d'usinage exécuté à la suite d'une routine de chauffage aléatoire, où la comparaison des coupes compensées et non-compensées met en évidence l'efficacité du modèle thermique.

En résumé, cette recherche a contribué à la compréhension du comportement thermique de la machine-outil. Elle a aussi définit une méthodologie efficace de mesure, de modélisation et de compensation des erreurs thermiques.

ABSTRACT

Thermal errors of five-axis numerical machine tools are the main cause of quasi-static errors which limit the machining accuracy of these machines. This research presents the methodology adopted to measure, model and compensate the thermal errors of a machining center caused by the variation of its thermal state and its activity history.

An experimental approach is adopted, in which the thermal state of the machine is altered by different heating and cooling routines of all machine axes. Volumetric errors in the machine work volume are measured periodically, as well as the true power of the 5 axes and the spindle. Several sensors and accessories are specifically designed or adapted to assure a thermal stability and allow a quick and clear measurement of the thermal error.

A detailed volumetric analysis of thermal errors allows a comprehension of the thermal volumetric behavior of the machine tool, in particular the axes causing the biggest errors, the observed effects on the machine's behavior and the thermal interactions between neighboring axes.

The volumetric analysis identified the rotary axes as the main cause of machine's volumetric error. A more detailed study of the parametric geometric errors is performed using the SAMBA method, which models these errors and estimates them. The results allowed the identification of dominant thermal error parameters. These dominant parameters are modelled as functions of the measured rotary axes power consumption by the superposition of single-input single-output first order transfer functions.

The thermal model efficiency is validated using two methods. The first validation is done by comparing the model simulation to the measurements of a new test having different heating sequences. The second validation consists of a machining test that follows an arbitrary heating routine, where the comparison of compensated and uncompensated cuts highlights the thermal model's efficiency.

In summary, this research contributed to the understanding of the thermal behavior of the machine tool. It also defined an efficient methodology for measuring, modelling and compensating thermal errors.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE III

REMERCIEMENTS IV

RÉSUMÉ V

ABSTRACT VI

TABLE DES MATIÈRES VII

LISTE DES TABLEAUX X

LISTE DES FIGURES XI

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS XV

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1

CHAPITRE 2 REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE 3

2.1 Sources de chaleur 4

2.2 Réduction des erreurs thermiques 4

2.3 Mesure des erreurs thermiques 10

2.4 Modélisation des erreurs thermiques 12

2.5 Compensation 15

2.6 Erreurs géométriques 16

2.7 Références 19

CHAPITRE 3 DÉMARCHE DE L'ENSEMBLE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION GÉNÉRALE DU DOCUMENT 25

CHAPITRE 4 ASPECT EXPÉRIMENTAL 26

4.1 Conception de la barre d'échelle de référence 26

4.2 Capteurs 28

4.3 Capball 31

4.4 Capteur capacitif de référence 31

4.5 Système d'acquisition de données 33

4.6 Montage sur machine 34

4.7 Localisation du repère Capball 36

4.8 Cycle de mesure de l'erreur volumétrique par Capball 36

4.9 Cycles de chauffage 37

4.10 Traitement préliminaire des données 38

CHAPITRE 5 ARTICLE 1 : THERMAL VOLUMETRIC EFFECTS UNDER AXES CYCLING USING AN INVAR R-TEST DEVICE AND REFERENCE LENGTH 40

5.1 Abstract 40

5.2 Introduction 40

5.3 Experimental Test Design 41

5.4 Volumetric Error Model 48

5.5 Results and Discussion 51

5.6 Conclusion 57

5.7 Acknowledgements 58

5.8 References 59

CHAPITRE 6 ERREURS THERMIQUES PARAMÉTRIQUES DES AXES ROTATIFS ... 61

6.1 Abstract 61

6.2 Introduction 61

6.3 Test expérimental 61

6.4 Estimation des erreurs géométriques par la méthode SAMBA 64

6.5 Résultats de l'analyse SAMBA 69

6.6 Erreurs de l'axe C et expansion radiale et axiale de la table 79

6.7 Modèle des paramètres d'erreurs thermiques 85

6.8 Résultats du modèle thermique 86

6.9 Amélioration estimée des erreurs volumétriques 91

6.10 Conclusion 92

6.11 Références 94

CHAPITRE 7 VALIDATION DU MODÈLE THERMIQUE 95

7.1 Validation avec des données différentes 95

7.2 Validation par test d'usinage 98

7.3 Conclusion 101

CHAPITRE 8 DISCUSSION GÉNÉRALE 102

CHAPITRE 9 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS 103

BIBLIOGRAPHIE 105

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2-1 Paramètres d'erreurs d'une machine WCBXFZYT [31] 18

Tableau 6-1 Paramètres inclus dans le modèle géométrique de la méthode SAMBA.....68

Tableau 6-2 Résumé des paramètres du modèle thermique.....86

Tableau 7-1 Résultats de la compensation en X 100

Tableau 7-2 Résultats de la compensation en Y 100

LISTE DES FIGURES

Figure 2-1 Écarts cinématiques articulaires des axes linéaires et rotatifs 17

Figure 2-2 Erreurs de la machine HU40-T de topologie WCBXFZYT [31] 17

Figure 4-1 Barre d'échelle en invar et son support cinématique 26

Figure 4-2 Propriétés chimiques et mécaniques de l'invar 27

Figure 4-3 Étalonnage de la barre d'échelle sur MMT 27

Figure 4-4 Coefficient d'expansion thermique de la barre d'échelle 28

Figure 4-5 Capteur de puissance UPC de Load Controls 29

Figure 4-6 Charge du moteur en fonction de la puissance et du courant (Load Controls UPC) 29

Figure 4-7 Montage pour étalonnage des capteurs capacitifs 30

Figure 4-8 Sensibilité des capteurs capacitifs 30

Figure 4-9 Erreur d'excentricité des capteurs capacitifs 30

Figure 4-10 Capball et calibration sur CMM 31

Figure 4-11 Capteur capacitif de référence 32

Figure 4-12 Déviation du capteur de référence en fonction de la température ambiante et de la rotation de l'axe C 32

Figure 4-13 Interface de l'application personnalisée sous LabVIEW 33

Figure 4-14 Centre d'usinage Mitsui Seiki HU40-T (www.mitsuiseiki.com) 34

Figure 4-15 Mesure de l'erreur volumétrique de la HU40-T par Capball 35

Figure 4-16 Montage du Capball et de la barre d'échelle sur la HU40-T 35

Figure 4-17 Test de localisation du repère Capball 36

Figure 4-18 Trajectoire du cycle de mesure de l'erreur volumétrique 37

Figure 4-19 Indications brutes du Capball pour un cycle de localisation du repère 38

Figure 4-20 Indications brutes du Capball pour un cycle de mesure de l'erreur volumétrique 38

Figure 4-21 Indications traitées du Capball pour un cycle de localisation du repère 39

Figure 4-22 Indications traitées du Capball pour un cycle de mesure de l'erreur volumétrique ...39

Figure 5-1 Mitsui-Seiki HU40-T five-axis horizontal machine tool.....42

Figure 5-2 Flow chart summarizing the test sequence 42

Figure 5-3 Capball device probing the spindle ball on the HU40-T machin 44

Figure 5-4 Reference scale bar mounted on machine spindle non-rotating outer body.....45

Figure 5-5 Reference sensor measurements.....45

Figure 5-6 Measurement strategy and trajectory.....46

Figure 5-7 Heating routine – motors speed and power 47

Figure 5-8 Transformation from the Capball native frame 0 to the reference frame r.....49

Figure 5-9 Calibration cycle – frame transformation residual errors.....50

Figure 5-10 Ball displacements that cause positive volumetric errors.....51

Figure 5-11 Thermal volumetric distortion errors in machine frame F at 6 different poses 53

Figure 5-12 Thermal deformation directions of the HU40-T machine.....54

Figure 5-13 Volumetric distortion errors in machine work volume at the end of a) the Z-axis heating, b) and d) the B-axis heating and c) the spindle heating. (norm of error not to scale) 55

Figure 5-14 Spindle Power and Cooling Cycles vs. Speed.....56

Figure 5-15 Thermal volumetric error norm at 6 different poses 56

Figure 5-16 Reference scale bar measured distance 57

Figure 6-1 Montage expérimental sur la machine-outil HU40-T 62

Figure 6-2 Stratégie de mesure.....63

Figure 6-3 Modèle cinématique nominal de la machine HU40-T de topologie WCBXFZYAT...64

Figure 6-4 Erreurs volumétriques de la machine au début du test thermique.....69

Figure 6-5 Erreurs volumétriques résiduelles au débit du test thermique.....70

Figure 6-6 Norme de l'erreur volumétrique du modèle nominal 70

Figure 6-7 Norme de l'erreur volumétrique résiduelle du modèle complet 71

Figure 6-8 Conditionnement de la matrice Jacobienne 71

Figure 6-9 Paramètres d'erreurs estimés par la méthode SAMBA 72

Figure 6-10 Positions estimées des 6 billes de l'artefact 73

Figure 6-11 Graphe de Pareto de l'erreur volumétrique partielle de chaque paramètre due à l'activité de l'axe B 75

Figure 6-12 Graphe de Pareto de l'erreur volumétrique partielle de chaque paramètre due à l'activité de l'axe C 75

Figure 6-13 Variation de EYB0 (mm) 76

Figure 6-14 Variation de EXX1 (mm/mm) 77

Figure 6-15 Variation de EZX0 (mm) 78

Figure 6-16 Températures mesurées 78

Figure 6-17 Variation de EXB0=XOC (mm) 79

Figure 6-18 Variation des positions et erreurs résiduelles – 6 billes 81

Figure 6-19 Variation des positions et erreurs résiduelles – 4 billes 82

Figure 6-20 Torseur de la transformation des positions des 4 billes 83

Figure 6-21 Expansions axiale et radiale de la table dues à l'activité de l'axe C 83

Figure 6-22 Expansions axiale et radiale de la table dues à l'activité de l'axe B 84

Figure 6-23 Variation des positions et erreurs résiduelles après retournement des 4 billes 84

Figure 6-24 Modèle thermique de EXX1 86

Figure 6-25 Signaux de EYB0 (extrant) et de la Puissance de B (intrant) 87

Figure 6-26 Comparaison de EYB0 mesuré et EYB0 estimé en fonction de la puissance de B ... 87

Figure 6-27 Signaux de EYB0 (extrant) et de la Puissance de C (intrant) 88

Figure 6-28 Comparaison de EYB0 mesuré et EYB0 estimé en fonction de la puissance de C ... 88

Figure 6-29 Comparaison de EXX1 mesuré et EXX1 estimé en fonction de la puissance de B ...89

Figure 6-30 Comparaison de EXX1 mesuré et EXX1 estimé en fonction de la puissance de C ...89

Figure 6-31 Comparaison de EXB0 mesuré et EXB0 estimé en fonction de la puissance de C ...90

Figure 6-32 Expansion axiale de la table fonction de puissance de C 90

Figure 6-33 Expansion radiale de la table fonction de puissance de C 91

Figure 6-34 Norme des résidus de l'erreur volumétrique pour tous les points mesurés 92

Figure 6-35 Normes moyenne et maximale des résidus de l'erreur volumétrique (non-expliquée) pour tous les cycles de mesure 93

Figure 6-36 Pourcentage de l'erreur volumétrique expliquée 93

Figure 7-1 Puissances des axes B et C de la séquence de chauffage du test de validation 95

Figure 7-2 Simulation du modèle de EXX1 96

Figure 7-3 Comparaison de EYB0 simulé et mesuré 96

Figure 7-4 Comparaison de EXX1 simulé et mesuré 97

Figure 7-5 Résidus de EYB0 simulé par rapport à EYB0 mesuré 97

Figure 7-6 Validation par test d'usinage 98

Figure 7-7 Mesure sur CMM 99

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

CET	Coefficient d'expansion thermique
CMM	Coordinate Measurement Machine
CNC	Computer Numerical Control
EAT	Expansion Axiale de la Table
ERT	Expansion Radiale de la Table
EXY	Erreur de mouvement de l'axe Y dans la direction de X
MMT	Machine à Mesurer Tridimensionnel
MOCN	Machine-Outil à Commande Numérique
RUMBA	Reconfigurable Uncalibrated Master Ball Artefact
SAMBA	Scale And Master Ball Artefact

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Les erreurs de positionnement de l'outil de coupe par rapport à la pièce à usiner, ou erreurs volumétriques des machines-outils, affectent directement les erreurs géométriques des pièces usinées. Les sources typiques d'erreurs volumétriques sont les erreurs cinématiques de mouvement, les erreurs géométriques de membrures, les erreurs thermomécaniques, les forces de coupe, les forces dynamiques et les erreurs de contrôle.

Les erreurs thermomécaniques sont dues aux déformations thermiques de la structure et des différentes pièces de la machine. Ces déformations sont causées par la variation de la température des composantes de la machine, elle-même causée par les sources de chaleur externes et internes à la machine. Ce problème est connu depuis longtemps, mais c'est récemment qu'il a gagné plus d'importance avec l'utilisation à grande échelle de machines-outils automatisées, qui nécessitent une intervention minimale de l'opérateur. En fait une erreur d'usinage causée par une déformation thermique de la machine-outil n'est pas un problème important pour une machine-outil conventionnelle. La mesure et la compensation manuelle par l'opérateur est assez satisfaisante. Cependant dans le cas de fabrication automatisée avec les machines-outils à commande numérique, les erreurs d'usinage à origine thermique deviennent un facteur important. Dans ce cas la mesure de l'erreur et sa compensation n'est pas toujours directement possible. Ceci réduit énormément la productivité de la machine et augmente le temps de préparation et le taux de rejets. En outre, plus de chaleur est générée dans les nouvelles machines-outils en raison de l'augmentation des vitesses de rotation et d'avance. Une plus grande précision d'usinage est aussi de plus en plus exigée. Pour toutes ces raisons les méthodes pour prévenir, contrôler et compenser les déformations thermiques sont souhaitées.

Beaucoup de travaux sont faits dans ce domaine, mais le sujet est toujours actif et intéresse l'industrie manufacturière. Notre étude contribue à l'amélioration de la précision d'usinage des machines-outils. La méthode pourrait être implémentée sur les machines-outils qui sont déjà en exploitation dans l'industrie. Une intervention de courte durée suffira pour implémenter la solution, ce qui réduit les retards excessifs à la production et les pertes opérationnelles.

L'objectif général de ce projet de recherche est de développer une méthode rapide et pratique pour la modélisation des erreurs de déformation thermique des machines-outils CNC à 5-axes, en fonction de l'état thermique et l'historique d'activité de la machine, en se basant sur un nombre

minimal de capteurs, spécifiquement la température ambiante et la consommation de puissance des moteurs. Le modèle développé servira à la compensation en temps réel des erreurs thermiques.

Des objectifs spécifiques découlent de l'objectif général, en particulier le développement de la procédure expérimentale pour la mesure de l'erreur volumétrique, la détermination des capteurs nécessaires pour capturer l'état thermique de la machine, la définition de la séquence de cycles de chauffage de la broche et des moteurs d'axes, l'estimation des paramètres d'erreurs géométriques et cinématiques, la modélisation de ces paramètres en fonction de l'activité de la machine (puissances), et la validation expérimentale du modèle par mesure et usinage.

L'originalité de ce projet de recherche réside en plusieurs points. Tout d'abord l'équipement expérimental est spécialement conçu pour mesurer les effets thermiques. Le capteur Capball assure une mesure rapide et sans-contact de l'erreur thermique volumétrique, ce qui permet de prendre des 'images' de l'état géométrique de la machine dans un laps de temps assez petit à un état thermique pratiquement constant. La barre d'échelle en Invar permet de capter l'expansion isotrope de la machine.

Ensuite le modèle de prédiction des erreurs thermiques se base sur un nombre limité de capteurs faciles à mesurer ou directement accessibles dans le contrôleur de la machine (la puissance des moteurs), en comparaison par exemple à des solutions basées sur beaucoup de mesures de température, à des endroits parfois difficilement accessibles.

Finalement l'originalité principale réside dans l'utilisation et l'adaptation de la méthode d'estimation des erreurs géométriques (méthode SAMBA) pour étudier le comportement thermique des machines-outils.

CHAPITRE 2 REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE

Les erreurs thermiques des machines-outils constituent l'une des causes les plus importantes qui limitent la précision d'usinage de ces machines. Ces erreurs sont dues à l'expansion et à la distorsion de la structure et des différents composants de la machine-outil, causées par la variation des gradients de température dans ces composants. Les sources de chaleur internes et externes sont à la base de ce phénomène. Les recherches scientifiques pour améliorer le comportement thermique des machines-outils se sont dirigées suivant deux approches principales: la réduction et la compensation. La réduction des erreurs thermiques est accomplie par les différentes techniques de conception et l'utilisation de matériaux stables thermiquement. La modélisation et la compensation des erreurs thermiques s'appuient généralement sur des mesures expérimentales qui servent à modéliser le comportement thermique de la machine-outil. Ces modèles sont utilisés pour générer des corrections en temps réels à la commande.

Le problème des erreurs thermiques des machines-outils est connu dès les années 1960. Les premières recherches dans ce domaine ont été résumées par Bryan et al. [1, 2]. Les sources de chaleur et les gradients de température causent des déformations thermoélastiques de la machine et des erreurs de positionnement de l'outil de coupe et de la pièce. Ces erreurs de positionnement de l'outil de coupe par rapport à la pièce, connues sous le nom d'erreurs volumétriques, ont une influence directe sur les erreurs dimensionnelles et géométriques des pièces usinées. Les sources typiques des erreurs volumétriques sont les erreurs quasi-statiques (les erreurs de mouvement, les erreurs géométriques de membrures, les erreurs thermomécaniques, les déformations dues au poids des pièces), les erreurs dynamiques et les erreurs de contrôle. Les effets thermiques sont une composante majeure de l'erreur quasi-statique [3, 4] et contribuent à plus que 50% de ces erreurs selon Weck et al. [5], et jusqu'à 75% selon Mayr et al. [3].

Les recherches sur ce sujet se sont intensifiées dans la deuxième moitié du 20e siècle. Certaines études se rapportent à des sous-systèmes distincts de la machine, comme l'expansion de la broche [6], des vis à billes [7]... D'autres études ont abordé la machine dans son ensemble, en utilisant différentes techniques de modélisation. Les modèles empiriques sont largement utilisés, comme les modèles de régression, les modèles phénoménologiques, les réseaux de neurones... Beaucoup de chercheurs ont utilisé l'analyse par éléments finis pour modéliser numériquement la déformation thermique de la machine. Ces études ont contribué à réduire mais pas complètement éliminer les

erreurs thermiques. Des améliorations majeures ont été implémentées au niveau de la conception de nouveaux centres d'usinage. Parmi ces améliorations on peut citer une meilleure conception de la structure de la machine-outil afin de maximiser la dissipation de chaleur et minimiser les déformations, des systèmes de refroidissement pour extraire la chaleur, la compensation des erreurs thermiques… Cependant, le problème n'est toujours pas complètement résolu. La précision d'usinage est toujours inférieure aux exigences de l'industrie.

Les travaux les plus importants qui ont été accomplis sur le sujet des erreurs thermiques des machines-outils seront présentés dans ce chapitre.

2.1 Sources de chaleur

Les sources de chaleur qui causent des erreurs thermiques peuvent être externes ou internes [5]. Les sources externes résultent du changement de l'environnement de la machine, par exemple la variation de la température ambiante, les radiations solaires, les systèmes voisins… Les sources internes sont les différentes composantes de la machine qui sont en mouvement et qui génèrent de la chaleur. Les plus importantes sources internes [4, 8] sont les roulements, l'huile des engrenages et l'huile hydraulique, les éléments de transmission (vis-à-billes, engrenages, courroies…), les pompes, les moteurs, les glissières, le processus de coupe et les copeaux. Des formules empiriques pour calculer les pertes de puissance dans les éléments mécaniques les plus communs sont présentées dans [8]. Ces pertes sont considérables, comme le montre la distribution des pertes de puissance d'une broche de machine-outil tournant à vide à 1800rpm, où les pertes de puissance représentent 30% de la puissance totale de la broche.

2.2 Réduction des erreurs thermiques

La réduction des erreurs thermiques se fait généralement durant la phase de conception de la machine. Elle consiste à réduire la chaleur générée par la machine elle-même et à réduire l'effet de la chaleur générée sur la déformation de la structure, soit par refroidissement, par relocalisation des sources de chaleur, ou par isolation thermique [5].

La stabilité thermique de la machine est définie comme étant la sensibilité de la machine-outil à la variation de température et aux déformations thermiques. La stabilité thermique dépend de plusieurs facteurs, comme la production interne de chaleur, la transmission de chaleur, les

matériaux utilisés, la symétrie de la structure, la connexion entre les pièces, l'encrage de la base et la capacité thermique des éléments [8].

La construction d'une machine-outil stable thermiquement nécessite des simulations numériques (par la méthode des éléments finis) durant les premières étapes de conception, pour prédire les effets thermiques. La méthode des éléments finis est un outil très utile qui permet au concepteur de mieux comprendre et simuler la performance statique, dynamique et thermique de la machine en estimant les déformations résultantes.

2.2.1 Symétrie

Il est évident que la symétrie (géométrique et thermique) de la machine résulte en des déformations thermiques très réduites dans la direction perpendiculaire à l'axe de symétrie. Cette propriété peut être vérifiée expérimentalement lors de la mesure des erreurs thermiques[9]. La symétrie simplifie la mesure et en conséquence la compensation des erreurs thermiques.

2.2.2 Structure légère

Une structure plus légère contribue à la réduction de la déformation thermique et améliore la stabilité thermique de la machine-outil [10]. Opitz et Schunck ont modélisé la paroi d'une structure de machine-outil avec un modèle mathématique simple et ont démontré que l'expansion thermique est plus petite lorsque la paroi est plus mince. Contrairement à la plupart des autres machines, la conception d'une machine-outil se fait selon le principe de déflection permise, et non pas le principe de contrainte permise. Une structure légère, rigide et amortissante peut être obtenue en utilisant des profils à sections fermées ayant un grand moment d'inertie et des éléments comme des nervures, des nervures de liaison, des partitions, des parois doubles et des cellules [10].

2.2.3 Réduction de la génération interne de chaleur

La réduction de la génération interne de chaleur dans la machine est une étape importante dans la conception d'une machine stable thermiquement. Elle consiste à diminuer les pertes de puissance des sources de chaleur internes. Si après cette réduction la génération de chaleur est inévitable, il faut isoler la source de chaleur du reste de la machine, la déplacer à un endroit où son influence sur la déformation de la structure est minimisée, ou la refroidir pour extraire la chaleur [5].

Des composants plus efficaces, une lubrification optimale, ainsi que l'élimination autant que possible des composants connus pour avoir de grandes pertes de puissance (accouplements, freins, engrenages dans les broches à grandes vitesses, vis conventionnelles), contribuent à la diminution des pertes de puissance. La diminution de la friction dans les guidages et roulements réduit les pertes de puissance. Ceci peut être accompli en diminuant les masses déplacées par l'utilisation de matériaux légers comme les alliages d'aluminium.

L'optimisation de la lubrification des roulements est importante (par exemple par de petits trous dans la cage extérieure). Jedrzejewski compare les pertes de puissance d'une broche en utilisant 3 méthodes différentes de lubrification des roulements. Cette comparaison montre que la lubrification par l'air et l'huile est la plus efficace, surtout pour les grandes vitesses de rotation [11].

La précontrainte des roulements est un facteur important à optimiser, car la perte de puissance dans les roulements augmente avec la précontrainte. Nakamura et al. ont proposé une solution à ce problème qui consiste en une broche à précontrainte variable en fonction de la vitesse de rotation [12]. Une réduction importante de la perte de puissance dans les roulements d'une broche est aussi obtenue par la réduction de rigidité du montage. Bien sûr la rigidité requise de la broche ne doit pas être sacrifiée par cette solution.

2.2.4 Extraction de la chaleur générée

Un moyen efficace pour diminuer les variations de température dans les machines-outils, et par conséquent réduire les déformations thermiques, est de se débarrasser de la chaleur interne générée par la machine en utilisant des fluides de refroidissement par convection. Le refroidissement forcé des composantes susceptibles à s'échauffer est très utilisé pour stabiliser leur température. L'efficacité de l'échange thermique dépend de la nature du fluide utilisé (air, eau, huile…) et sa vitesse (convection naturelle ou forcée).

La régulation de la température du liquide de refroidissement joue un rôle important dans la stabilité thermique de la machine. La séparation du contrôle de température du fluide dans différents systèmes de refroidissement contribue à améliorer davantage la stabilité thermique de la machine [3]. La température du liquide de refroidissement est fonction de la température ambiante

pour tenir compte à la fois de l'expansion isotrope de la machine et de la pièce, et réduire les distorsions.

Le refroidissement par convection forcée de l'huile est surtout utilisé dans les broches, le composant le plus susceptible à s'échauffer et qui produit le plus de chaleur dans une machine-outil. Le système de refroidissement de la broche proposé dans [10] est capable de refroidir les parois externes, l'intérieur de l'axe, le moteur, les roulements et le support du porte-outil.

Un refroidissement par bains d'huile de la structure entière des machines-outils ou des machines à mesurer tridimensionnelle (MMT) peut être fait par de l'huile à température contrôlée. Bryan et al. [13] ont modifié une MMT en y implémentant un bain de liquide. Les résultats montrent que la stabilité thermique de la machine peut s'améliorer énormément quand l'ajustement des paramètres du bain de liquide est bien fait.

Donmez et al. [14] ont conçu un nouveau système de refroidissement qui réduit les erreurs thermiques en stabilisant la température avec de l'air comprimé. La méthode utilise des tubes en silicone de forme spéciale et ayant de petites fentes. Le refroidissement se produit selon l'effet Coanda, qui agit comme une amplification du flux d'air primaire qui sort de la fente et s'accroche à la surface. Le flux primaire devient comme un amplificateur pneumatique qui crée un flux secondaire jusqu'à 20 fois plus grand. L'avantage de cette méthode est qu'elle peut être facilement utilisée pour les machines existantes. Ce système de refroidissement est testé sur une broche de machine-outil et a réduit l'erreur thermique de 30%.

Le refroidissement de la structure entière de la machine-outil (base et colonne) peut être fait par circulation et distribution interne d'air à température contrôlée par des tubes de chaleur [10]. Par cette méthode le temps de stabilisation de la température et la variation des déformations thermiques sont réduits.

Les copeaux emmagasinent une grande partie de la chaleur générée par le processus d'usinage au niveau de l'outil. Cette quantité de chaleur est considérable et son extraction à l'extérieur de l'enveloppe de la machine contribue à la réduction de l'échauffement et la déformation thermique. La plupart des nouvelles machines-outils sont munies d'un lit incliné et d'un convoyeur pour extraire les copeaux.

2.2.5 Stabilisation de la température ambiante

La réduction de la variation de température de la machine peut se faire par la stabilisation de la température ambiante à l'intérieur d'une chambre à température contrôlée [15]. Récemment les machines-outils à haute précision sont munies d'enceintes isolées et air-conditionnées à température contrôlée, et peuvent atteindre une stabilité thermique de ±0.1°C.

2.2.6 Isolation et séparation des sources de chaleur

La séparation des sources de chaleur de la structure de la machine permet d'empêcher les flux de chaleur de chauffer et déformer la structure. C'est une des méthodes les plus efficaces pour réduire les déformations thermiques. Un espacement d'air et des isolateurs thermiques entre la structure et la broche permettent de couper les flux de chaleur vers la structure. Le moteur de la broche pourrait aussi être éloigné de son corps pour diminuer le transfert de chaleur. La transmission du moment se fait par un accouplement à diaphragme, qui coupe le flux de chaleur [10].

Les copeaux d'usinage, dont la température varie de 350 à 450°C, ne doivent pas venir en contact avec la structure de la machine et y transmettre leur chaleur. Des tôles métalliques séparent la structure et les copeaux, qui doivent être extraites par un convoyeur.

Jedrzejewski et al. [16] ont démontré qu'une couche isolante placée entre la cage intérieure des roulements d'une broche et son axe résulte en une diminution de la température des roulements, surtout à grandes vitesses.

2.2.7 Matériaux spéciaux

Les principaux matériaux conventionnels utilisés dans les composants structurels des machines-outils sont la fonte, l'acier soudé et dans certains cas des alliages d'aluminium. Le coût et les propriétés physiques du point de vue contraintes, rigidité et amortissement des vibrations sont satisfaisants. Cependant la déformation thermique de ces matériaux ne satisfait pas les exigences de stabilité thermique. Les travaux de recherche se concentrent sur l'amélioration du comportement thermique de ces matériaux et sur le développement de nouveaux matériaux qui peuvent satisfaire toutes les exigences.

L'invar (Fe-36Ni) est un alliage en acier à 36% de Nickel qui a un coefficient d'expansion thermique (CET) 7 fois plus petit que l'acier aux températures ambiantes. Moriwaki et al. [17] ont

utilisé un porte-outil en super invar pour minimiser les déformations thermiques. Des alliages en fontes qui possèdent les mêmes propriétés thermiques que l'invar existent aussi (Fig.4.2). Les parties importantes de la structure (les plus affectées thermiquement) peuvent être moulées avec ces matériaux. Du verre ayant un CET presque nul existe aussi. Cependant son usage est limité à cause de sa fragilité.

Les composites de granite sont faits par le mélange de granulats de granite avec de la résine époxy, qui peut être versé dans un moule pour produire un moulage alternative à la fonte ou l'acier. Ce matériau est stable, amortissant et son coefficient d'expansion thermique peut être ajusté selon le mélange [18]. Il a le potentiel de remplacer l'acier dans les structures des machines-outils de précision.

Le béton polymère possède une stabilité thermique 20 fois meilleure que la fonte grise, et absorbe les vibrations 6 fois plus efficacement, ce qui résulte en un meilleur état de surface, une meilleure exactitude d'usinage et une plus grande durée de vie de l'outil. Le béton polymère est de plus en plus utilisé dans les pièces structurelles stationnaires des machines-outils, comme les bases et les ponts [19].

Aggogeri et al. ont construits des prototypes de poutres en forme de sandwich, ayant un noyau en mousse métallique imprégné par des matériaux à changement de phase (MCP) [20]. Les principaux avantages de cette méthode sont la réduction de la masse des pièces mobiles de la machine, l'augmentation de la rigidité et de l'amortissement des vibrations, et surtout garantir une stabilité thermique lorsque la température varie. Les mousses métalliques sont des matériaux poreux assez rigides et peu denses. La porosité et leur structure perméable permet à ces matériaux d'être imprégnés par d'autres matériaux liquides, comme les MCP. Les MCP sont des matériaux capables d'emmagasiner l'énergie latente en absorbant la chaleur durant le changement de phase, et maintenir une température constante durant cette phase. Les résultats montrent un retard de la réponse de la température de la poutre à la variation de la température ambiante de 20 à 50°C. Le système devient plus stable thermiquement.

Les matières plastiques renforcées par fibres de carbone (CFRP) ont un CET négatif dans la direction des fibres. En d'autres termes ces matériaux se rétrécissent lorsque la température augmente. Cette propriété intéressante permet la conception de dispositifs qui permettent de compenser l'expansion thermique des composantes des machines-outils. En particulier, Uhlmann

et al. [21] ont conçu des systèmes adaptroniques de compensation des erreurs thermiques de la broche (de translation et d'orientation). Les éléments peltier permettent de simultanément refroidir la broche et chauffer les barres CFRP.

La conductivité thermique de la céramique est 10 fois plus petite que celle de l'acier. La céramique agit donc comme un isolant au flux thermique. Le désavantage de la céramique est sa fragilité. Les roulements à billes en céramique ont un coefficient de frottement plus petit que les roulements ordinaires sous les mêmes conditions. Spur et al. [22] ont comparé l'erreur thermique sur 3 broches identiques, faites en céramique, CFRP et acier ordinaire. Les résultats montrent une réduction de l'erreur thermique axiale de 7 fois pour la broche en céramique et de 15 fois pour le CFRP.

2.3 Mesure des erreurs thermiques

2.3.1 Mesure directe

La mesure directe des erreurs thermiques consiste à mesurer un seul paramètre d'erreur dans une direction donnée. La mesure peut de faire par exemple par un interféromètre laser [23], des capteurs de proximité ou un palpeur monté sur la machine et des cales de référence. Les normes ISO 230-3:2007 [24] et ASME B5.54-2005 [25] définissent des tests pour déterminer les erreurs thermiques des machines-outils: un test pour l'erreur due à la variation de la température ambiante, un test pour la déformation thermique causée par la broche, et un test pour la déformation thermique causée par le mouvement d'un axe linéaire. La norme ASME B5.54-2005 définit un test thermique composite, où l'erreur volumétrique est mesurée lorsque la broche et tous les axes de la machine sont opérés simultanément.

Le test pour l'erreur due à la variation de la température ambiante permet de mesurer les déviations de position et d'orientation de l'outil par rapport à la pièce en utilisant 5 capteurs de position fixés à la table. Les déviations maximales correspondent aux variations maximales calculées pour un intervalle de temps donné (4 heures pour la norme ASME), tout en enregistrant la température de la structure (à proximité de la broche) et la température ambiante.

Le test de déformation thermique causée par la broche tournante utilise le même montage du test environnemental. La vitesse de rotation de la broche peut être maintenue constante ou variée selon

une courbe prédéfinie. Les mesures du test sont présentées graphiquement et les paramètres d'erreur (position et orientation de la broche) sont calculés sur les graphes.

Trois montages pour le test de déformation thermique causée par le mouvement d'un axe linéaire sont suggérés dans la norme ISO230-3. L'axe se déplace périodiquement entre les positions limites où les mesures des positions et des températures sont faites. Les températures suivantes sont mesurées: ambiante, capteur d'échelle, structure de la machine et guidage linéaire. Les résultats montrent la variation des paramètres d'erreur (EXY, EYY, EZY, EAY, EBY et ECY) en fonction du temps. On note cependant que ces paramètres sont trouvés pour une seule position et ne sont pas une fonction continue de l'abscisse de l'axe.

2.3.2 Mesure indirecte

La mesure indirecte des écarts volumétriques se fait par plusieurs méthodes selon la revue faite par Ibaraki et Knapp [26]: les tests circulaires par barre-à-billes, les tests diagonaux et diagonaux à étapes par interféromètre laser, les mesures d'artefact, les systèmes cinématiques à liens passifs, l'interféromètre de suivi. Pour les machines à cinq-axes, les méthodes suivantes s'ajoutent: le capteur R-Test développé par Weikert et Knapp [27, 28], le capteur Capball à capteurs capacitifs sans contact introduit par Zargarbashi et Mayer [29], le capteur R-Test sans contact à capteurs laser utilisé par Hong et Ibaraki [30], le palpage d'artefact à billes avec un palpeur monté dans la broche [31-33] et les tests d'usinage. Les capteurs R-test et Capball permettent une évaluation rapide des écarts volumétriques d'une machine à cinq-axes.

Hong et Ibaraki ont utilisé le capteur R-test pour observer l'influence thermique sur les écarts cinématiques d'un axe rotatif d'une machine-outil à cinq-axes [34]. Gebhardt et al. [35], Mayr et al. [36] et Brecher et al. [37] ont aussi utilisé le capteur R-test pour mesurer la variation thermique des erreurs volumétriques.

Brecher et al. ont utilisé un interféromètre laser de suivi pour évaluer le comportement volumétrique thermoélastique des machines-outils [38, 39].

Zargarbashi et Mayer [29] ont développé le capteur Capball et mesuré les écarts volumétriques d'une machine-outil à cinq-axes, et ont estimé les écarts géométriques de membrure de la machine.

Andolfatto et Mayer [40] ont utilisé le capteur Capball pour évaluer la contribution des erreurs dynamiques aux écarts volumétriques mesurés.

2.4 Modélisation des erreurs thermiques

2.4.1 Modélisation physique

La modélisation analytique des erreurs thermiques des machines-outils est très difficile, même impossible à faire à cause de la complexité du phénomène. La littérature présente quelques études de cas particuliers, surtout unidimensionnel, en régime permanent ou transitoire.

La norme ISO230-3:2007 [24] donne la relation bien connue en métrologie, qui formule l'expansion thermique nominale ΔL en régime permanent d'un corps de longueur L_T à la température Ten fonction de sa longueur L_{20} à 20°C:

$\Delta L = \alpha\, L_{20}\, (T - 20)$, où $\alpha =$ Coefficient d'expansion thermique nominal du corps.

Ito et al. présentent une méthode de modélisation qui consiste à estimer la température et la déformation après avoir diviser le flux de chaleur en une série d'impulsions de chaleur [10].

Delbressine et al. [41] et Gebhardt et al. [42] ont utilisé un modèle thermique combiné (lumped model) qui subdivise la machine en sous-assemblages, en prenant l'hypothèse que chaque sous-assemblage a une température uniforme et échangent la chaleur par conduction et convection avec les sous-assemblages adjacents. Comparée à un modèle empirique, cette modélisation a donné un résultat moins précis.

2.4.2 Modélisation numérique

Les méthodes d'éléments finis (FEM ou FEA) et de différences finies (FDM) sont largement connues pour modéliser le comportement des structures. Le problème thermique en est une application. En bref la procédure de la FEM consiste à discrétiser le modèle CAD de la structure en de petits éléments, définir les propriétés physiques des matériaux, configurer l'assemblage de toutes les pièces qui forment la machine, définir les conditions d'échange thermique aux limites (convection naturelle ou forcée, rayonnement, sources de chaleur…), et de faire les calculs thermiques linéaires ou non-linéaires et des calculs des déformations [10, 43].

Jedrzejewski et al. [44] ont développé un modèle pour le comportement thermique d'une machine-outil en fonction des conditions d'opération. Le modèle est basé sur la méthode des éléments finis,

et calcule les pertes de puissance, les températures et les déformations thermiques en mode transitoire.

Mayr et al. [45] ont présenté la méthode numérique FDEM, un algorithme développé spécialement pour calculer le comportement transitoire thermomécanique des systèmes mécaniques. Cet algorithme consiste à combiner les méthodes FDM et FEM. La méthode FDM est utilisée pour calculer la distribution de température dans la structure en fonction du temps en régime transitoire. La méthode FEM est ensuite utilisée pour résoudre les déformations thermiques.

2.4.3 Modélisation empirique

La modélisation empirique des erreurs thermiques est la méthode de modélisation la plus utilisée dans la littérature. Plusieurs types de modèles et de méthodes de résolution sont utilisés: les modèles phénoménologiques, les systèmes linéaires, les régressions, les fonctions polynomiales, les réseaux neurones, la logique floue, les réseaux bayésiens, les fonctions de transfert de 1er et 2e ordres, les retards…

Chen et al. [46] ont développé un modèle qui combine les 21 erreurs d'une machine horizontale à 3 axes avec 11 erreurs thermiques, formant un modèle de 32 erreurs au total. Les erreurs thermiques sont divisées en erreurs qui ne dépendent pas de la position (PITE position independent thermal errors) et les erreurs qui dépendent des positions des axes (PDTE position dependent thermal errors). Les 11 erreurs thermiques et les 3 erreurs d'équerrage sont modélisées par un modèle de régression non-linéaire qui tient compte de toutes les interactions entre les entrées du système (température à certains points clés). Les 18 paramètres d'erreur qui dépendent de la position de l'axe sont modélisés par la somme d'un terme polynomial de degré n en x (erreurs géométriques stationnaires) et d'un terme linéaire en x avec un coefficient d'échelle qui dépend de la variation de température.

Les réseaux de neurones sont largement utilisés pour modéliser les déformations thermiques des machines-outils, surtout lorsqu'un grand nombre de capteurs de température est utilisé. Le réseau de neurones est une équation de régression non-linéaire multiple où les coefficients sont des poids et sont entrainés par une technique itérative. La mesure exacte de la distribution de la température dans toute la machine est importante dans ce cas. En pratique 20 à 30 capteurs de température sont

utilisés. L'emplacement idéal des capteurs sur la machine est aussi difficile à déterminer, et parfois inaccessible.

Li et al. ont utilisé la méthode de regroupement hiérarchique des variables (clustering) pour choisir l'emplacement optimal des thermocouples, en se basant sur les coefficients de corrélation et la distance euclidienne entre la mesure des capteurs. Les paramètres du modèle sont optimisés par la méthode des algorithmes génétiques [47].

Veldhuis et Elbestawi [48] ont utilisé un système en réseaux neurones pour compenser les erreurs thermiques et géométriques d'une machine outils à 5-axes et déterminer les thermocouples pertinents. Le modèle des réseaux de neurones est initialement configuré par les données simulées. Le modèle est ensuite optimisé par les données mesurées.

Weck et al. [49] utilisent les réseaux neurones pour déterminer les capteurs de température pertinents et calculer les paramètres de compensation.

Ramesh et al. démontrent que les erreurs thermiques des machines-outils dépendent fortement des conditions de travail subies par la machine pour atteindre un certain état thermique [50]. Un modèle hybride qui prend en considération les conditions de travail a été développé en combinant les réseaux bayésiens (BN) et les 'Support Vector Machines' (SVM) [51].

Brecher et al. [9] suggèrent une méthode de modélisation se basant sur la somme de systèmes à retard de 1er et 2e ordres. Les entrées des différents systèmes sont la déviation de la température ambiante et les vitesses de rotation des axes (les couples moteurs aussi, mais ils n'ont pas été utilisés dans la modélisation). Chaque système possède donc 5 inconnus (2 gains et 3 constantes de temps), estimés par ajustement aux données (data fitting). Pour chaque axe, 4 vitesses de rotation sont modélisées (25%, 50%, 75% et 100% de la vitesse de rotation maximale). Les erreurs mesurées sont corrigées pour la température ambiante. Le chauffage et le refroidissement pour chaque paramètre sont modélisés par 2 systèmes à retard différents. Pour une machine à 3 axes linéaires et une broche, un total de 495 paramètres doivent être estimés.

Un système à retard de 3e ordre est utilisé pour modéliser l'erreur thermique de la broche d'une machine-outil en fonction de puissance effective et la température ambiante [52].

Gebhardt et al. utilisent les mesures du R-test pour calculer les erreurs thermiques des axes rotatifs par les méthodes de 'R-test discrete' (quand une rotation complète de l'axe est possible) et de 'R-

test continous' (une fraction de rotation seulement). Ils utilisent un modèle phénoménologique exponentiel [53].

Mayr et al. modélisent les erreurs thermiques de membrures des axes rotatifs et de la broche en fonction de la puissance de refroidissement en utilisant un modèle de boite grise [36].

Brecher et al. [37] utilisent un filtre de Kalman pour faire une correction hybride des erreurs thermiques d'une machine-outil. La correction hybride consiste en un modèle qui génère une compensation continue des erreurs thermiques couplé à une recalibration qui se fait de temps à autre, pour corriger le cumul des erreurs résiduelles du modèle.

2.5 Compensation

2.5.1 Compensation active

Hatamura et al. [54] ont développé un centre d'usinage intelligent pour compenser activement les déformations thermiques dues aux sources de chaleur internes et externes, en incorporant des éléments chauffants et refroidissants. La modélisation du système est faite par des réseaux neurones artificiels. L'erreur thermique est ainsi réduite à moins de 10µm, 30% de sa valeur avant compensation.

Mitsuishi et al. [55] ont conçu un centre d'usinage muni d'un système de compensation active, qui consiste en des capteurs qui détectent la déformation de la structure, et des actuateurs thermiques (Fig.5.16). Les capteurs de déformation se basent sur des jauges d'allongement et des barres en Invar. Les actuateurs thermiques sont formés d'un élément chauffant électrique, d'ailettes et d'un ventilateur. Les actuateurs ont pour rôle de compenser les erreurs thermiques dues à l'opération de la machine.

Uhlmann et al. Ont conçu un dispositif qui utilise l'énergie thermique pour compenser les déformations thermiques de la machine [56].

2.5.2 Compensation indirecte

Cette méthode de compensation consiste à utiliser les mouvements de la machine elle-même pour se corriger. Les erreurs thermiques de la machine sont estimées numériquement, ce qui permet au système de contrôle d'exécuter les compensations correspondantes. Chen et al. utilisent un

ordinateur usuel qui calcule la compensation nécessaire et la transmet au contrôleur de la machine pour faire la correction en temps réel [46].

Le modèle de compensation proposé par Brecher et al. [9] consiste à estimer les 495 paramètres du système. Pour des vitesses quelconques des axes de la machine, le module de compensation calcule l'erreur volumétrique des axes (par interpolation) et les additionne pour déterminer la compensation globale.

2.6 Erreurs géométriques

2.6.1 Définitions et modélisation

Les écarts volumétriques d'une machine-outil représentent les déviations de position et d'orientation du repère de l'outil de coupe par rapport au repère de la pièce à usiner. Ces écarts sont mesurés dans le volume de travail de la machine.

Les écarts géométriques de membrure, ou écarts inter-axes, sont les erreurs de position et d'orientation d'un axe de la machine par rapport à l'axe précédent dans la chaîne. Ces écarts ne dépendent pas de la position articulaire de l'axe. Les écarts géométriques de membrure les plus communs sont les erreurs de perpendicularité entre axes linéaires, les erreurs d'orientation des axes rotatifs et les erreurs de position entre axes rotatifs. En général il existe 2 écarts géométriques de membrure pour un axe linéaire (orientation de l'axe) et 4 pour un axe rotatif (2 erreurs de position et 2 erreurs d'orientation). Une machine à 3 axes linéaires possède 3 écarts géométriques de membrure, qui sont les 3 erreurs de perpendicularité entre les 3 axes. Pour une machine à 5 axes, 8 écarts géométriques de membrure existent [57].

Les écarts cinématiques articulaires (Figure 2-1), ou écarts intra-axes, sont les erreurs de position et d'orientation des axes lors de leurs déplacements. Ces erreurs dépendent de la position articulaire de l'axe (par exemple $E_{AX} = E_{AX}(x)$). Pour chaque axe linéaire ou rotatif de la machine, il existe 6 écarts cinématiques articulaires, dont la notation est définie dans la norme ISO 230-1:2012 [58].

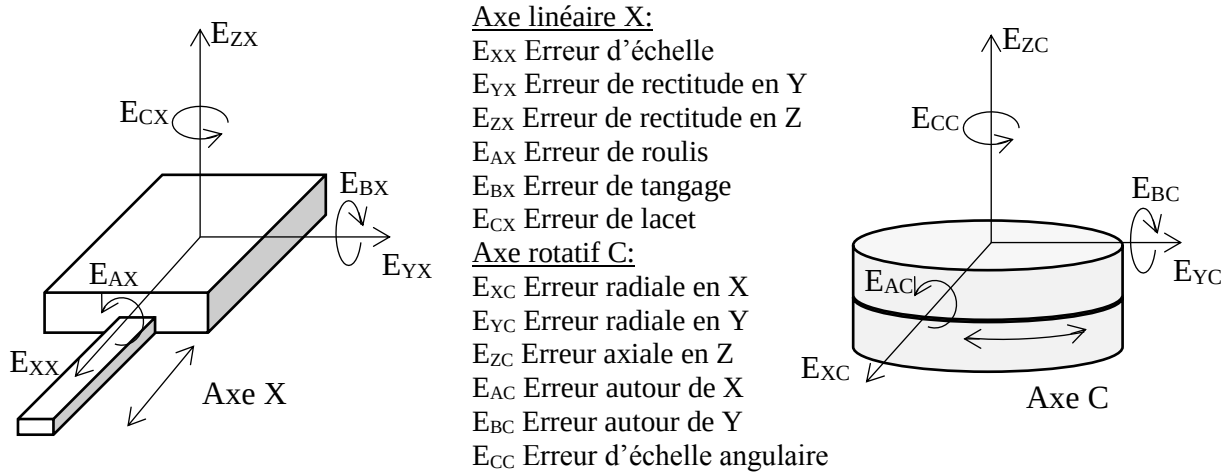

Figure 2-1 Écarts cinématiques articulaires des axes linéaires et rotatifs

Les 8 écarts géométriques de membrure du centre d'usinage HU40-T, de topologie WCBXFZYT, ainsi que les 2 erreurs de position de la broche et les 3 écarts cinématiques d'échelle des axes linéaires sont présentés dans [31] (Figure 2-2). La description de ces paramètres est donnée au Tableau 2-1.

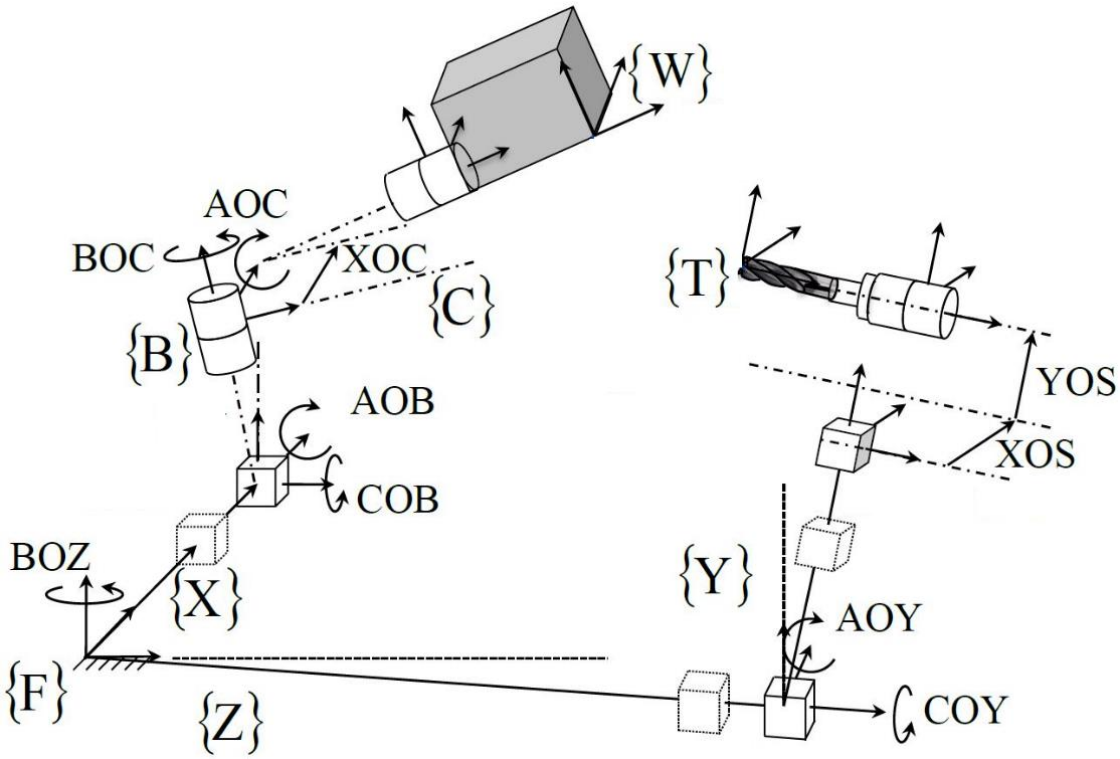

Figure 2-2 Erreurs de la machine HU40-T de topologie WCBXFZYT [31]

Tableau 2-1 Paramètres d'erreurs d'une machine WCBXFZYT [31]

Symbol	Description
Workpiece branch location errors	
AOB	Out-of-squareness angle of the *B*-axis relative to the *Z*-axis
COB	Out-of-squareness angle of the *B*-axis relative to the *X*-axis
XOC	Distance between the *B* and *C* axes
AOC	Out-of-squareness of the *C*-axis relative to the *B*-axis
BOC	Out-of-squareness of the *C*-axis relative to the *X*-axis
Tool branch location errors	
BOZ	Out-of-squareness of the *Z*-axis relative to the *X*-axis
AOY	Out-of-squareness of the *Y*-axis relative to the *Z*-axis
COY	Out-of-squareness of the *Y*-axis relative to the *X*-axis
Spindle location errors	
XOS	*X* offset of the spindle relative to the *B*-axis
YOS	*Y* offset of the spindle relative to the *C*-axis
Linear axes component errors	
EXX	Positioning linear error term of the *X*-axis
EYY	Positioning linear error term of the *Y*-axis
EZZ	Positioning linear error term of the *Z*-axis

2.6.2 Estimation

Mir et al. [57] ont développé une méthode pour identifier les erreurs géométriques de membrures et l'ont vérifié par simulations. La méthode consiste à construire la matrice Jacobienne qui exprime linéairement les écarts volumétriques en fonction des paramètres d'erreur, en utilisant des matrices de transport. L'élagage de la Jacobienne se fait à l'aide de la méthode de décomposition en valeurs singulières, pour éliminer les paramètres redondants non-estimables. Une solution de moindres carrés est obtenue en utilisant la matrice pseudo-inverse de la Jacobienne pour estimer les paramètres d'erreurs.

Erkan et Mayer [32] ont développé la méthode RUMBA (reconfigurable uncalibrated master ball artefact) qui consiste à palper un artefact non calibré, de géométrie nominale connue, formé par 24 billes. La méthode permet d'estimer les erreurs de montage des billes de l'artefact et de la position du palpeur en même temps que les erreurs paramétriques du modèle, pour en déduire ensuite les distorsions volumétriques de la machine.

La méthode RUMBA permet l'estimation des 8 erreurs géométriques de membrure, les 2 erreurs de position de la broche et les erreurs de positionnement anisotropes. En ajoutant une barre d'échelle de référence, la méthode SAMBA (scale and master ball artefact) [31] réussit à estimer

les 3 erreurs d'échelle des axes linéaires EXX, EYY et EZZ. L'estimation de ces paramètres d'erreurs pendant 24 heures de refroidissement de la machine après un cycle d'échauffement permet de tracer leur variation thermique. La méthode SAMBA serait expliquée plus en détails à la section 6.4.

2.7 Références

1. J.B. Bryan, *International status of thermal error research.* Annals of the CIRP, 1968. 16(2): p. 203-215.

2. J. Bryan, *International status of thermal error research (1990).* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1990. 39(2): p. 645-656.

3. J. Mayr, J. Jedrzejewski, E. Uhlmann, M. Alkan Donmez, W. Knapp, F. Härtig, K. Wendt, T. Moriwaki, P. Shore, R. Schmitt, C. Brecher, T. Würz, and K. Wegener, *Thermal issues in machine tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012. 61(2): p. 771-791.

4. R. Ramesh, M.A. Mannan, and A.N. Poo, *Error compensation in machine tools — a review: Part II: thermal errors.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2000. 40(9): p. 1257-1284.

5. M. Weck, P. McKeown, R. Bonse, and U. Herbst, *Reduction and compensation of thermal errors in machine tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1995. 44(2): p. 589-598.

6. E. Creighton, A. Honegger, A. Tulsian, and D. Mukhopadhyay, *Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010. 50(4): p. 386-393.

7. H. Shi, C. Ma, J. Yang, L. Zhao, X. Mei, and G. Gong, *Investigation into effect of thermal expansion on thermally induced error of ball screw feed drive system of precision machine tools.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2015. 97(Supplement C): p. 60-71.

8. J. Jedrzejewski, *Thermal Problems in Machine Tools Design and Operation*, in *Introduction to precision machine design and error assessment*, S. Mekid, Editor. 2009, CRC Press. p. 75-127.

9. C. Brecher, P. Hirsch, and M. Weck, *Compensation of thermo-elastic machine tool deformation based on control internal data.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2004. 53(1): p. 299-304.

10. Y. Itō, N. Nishiwaki, and S. Hori, *Thermal Deformation in Machine Tools*. 2010: McGraw-Hill. 214.

11. J. Jedrzejewski. *Directions for improving the thermal stability of machine tools*. in *Thermal Aspects in Manufacturing, November 27, 1988 - December 2, 1988*. 1988. Chicago, IL, USA: Publ by American Soc of Mechanical Engineers (ASME).

12. S. Nakamura and Y. Kakino, *A Performance Evaluation of Preload Switching Spindle.* Journal of Japan Society of Precision Engineering, 1994. 60(5): p. 688-692.

13. J.B. Bryan, D.L. Carter, R.W. Clouser, and J.H. Hamilton, *ORDER OF MAGNITUDE IMPROVEMENT IN THERMAL STABILITY WITH USE OF LIQUID SHOWER ON A GENERAL PURPOSE MEASURING MACHINE.* SME Technical Paper (Series) IQ, 1982.

14. M.A. Donmez, M.H. Hahn, and J.A. Soons, *A Novel Cooling System to Reduce Thermally-Induced Errors of Machine Tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2007. 56(1): p. 521-524.

15. J.W. Roblee. *Precision temperature control for optics manufacturing*. in *Infrared Technology and Applications, 26-29 Nov. 1985*. 1986. USA.

16. J. Jędrzejewski, *Effect of the thermal contact resistance on thermal behaviour of the spindle radial bearings.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1988. 28(4): p. 409-416.

17. T. Moriwaki, K. Yokoyama, and C. Zhao. *Improving machining accuracy in turning with use of tool holder made of super-invar*. in *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition - MECH '91, July 8, 1991 - July 12, 1991*. 1991. Sydney, Aust: Publ by IE Aust.

18. Anon, *DESIGNING MACHINES IN GRANITE COMPOSITES.* Engineering materials and design, 1987. 31(6): p. 46, 48-46, 48.

19. S. Webzell, *Based on firm foundations [machining centre]*. Metalworking Production, 2004. 148(11): p. 31-2.

20. F. Aggogeri, A. Merlo, and M. Mazzola, *Multifunctional structure solutions for Ultra High Precision (UHP) machine tools.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010. 50(4): p. 366-373.

21. E. Uhlmann and P. Marcks, *Compensation of Thermal Deformations at Machine Tools using Adaptronic CRP-Structures*, in *Manufacturing Systems and Technologies for the New Frontier*, M. Mitsuishi, K. Ueda, and F. Kimura, Editors. 2008, Springer London. p. 183-186.

22. G. Spur, E. Hoffmann, Z. Paluncic, K. Benzinger, and H. Nymoen, *Thermal Behaviour Optimization of Machine Tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1988. 37(1): p. 401-405.

23. A.C. Okafor and Y.M. Ertekin, *Vertical machining center accuracy characterization using laser interferometer: Part 1. Linear positional errors.* Journal of Materials Processing Technology, 2000. 105(3): p. 394-406.

24. *ISO 230-3:2007. Test code for machine tools - Part 3: Determination of thermal effects*. 2007.

25. *ASME B5.54-2005. Methods for Performance Evaluation of Computer Numerically Controlled Machining Centers*. 2005.

26. S. Ibaraki and W. Knapp, *Indirect measurement of volumetric accuracy for three-axis and five-axis machine tools: A review.* International Journal of Automation Technology, 2012. 6(2): p. 110-124.

27. S. Weikert and W. Knapp, *R-test, a new device for accuracy measurements on five axis machine tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2004. 53(1): p. 429-432.

28. B. Bringmann and W. Knapp, *Model-based 'Chase-the-Ball' calibration of a 5-axes machining center.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2006. 55(1): p. 531-534.

29. S.H.H. Zargarbashi and J.R.R. Mayer, *Single setup estimation of a five-axis machine tool eight link errors by programmed end point constraint and on the fly measurement with Capball sensor.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009. 49(10): p. 759-766.

30. C. Hong and S. Ibaraki, *Non-contact R-test with laser displacement sensors for error calibration of five-axis machine tools.* Precision Engineering, 2013. 37(1): p. 159-171.

31. J.R.R. Mayer, *Five-axis machine tool calibration by probing a scale enriched reconfigurable uncalibrated master balls artefact.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012. 61(1): p. 515-518.

32. T. Erkan, J.R.R. Mayer, and Y. Dupont, *Volumetric distortion assessment of a five-axis machine by probing a 3D reconfigurable uncalibrated master ball artefact.* Precision Engineering, 2011. 35(1): p. 116-125.

33. J. Mayr, M. Müller, and S. Weikert, *Automated thermal main spindle & B-axis error compensation of 5-axis machine tools.* CIRP Annals, 2016. 65(1): p. 479-482.

34. C. Hong and S. Ibaraki, *Observation of thermal influence on error motions of rotary axes on a five-axis machine tool by static R-test.* International Journal of Automation Technology, 2012. 6(2): p. 196-204.

35. M. Gebhardt, A. Schneeberger, S. Weikert, W. Knapp, and K. Wegener, *Thermally caused location errors of rotary axes of 5-axis machine tools.* International Journal of Automation Technology, 2014. 8(4): p. 511-522.

36. J. Mayr, M. Egeter, S. Weikert, and K. Wegener, *Thermal error compensation of rotary axes and main spindles using cooling power as input parameter.* Journal of Manufacturing Systems, 2015.

37. C. Brecher, M. Brozio, M. Klatte, T.H. Lee, and F. Tzanetos. *Application of an Unscented Kalman Filter for Modeling Multiple Types of Machine Tool Errors*. in *50th CIRP Conference on Manufacturing Systems, CIRP CMS 2017, May 3, 2017 - May 5, 2017*. 2017. Taichung, Taiwan: Elsevier B.V.

38. C. Brecher, M. Fey, and M. Wennemer, *Volumetric thermo-elastic machine tool behavior.* Production Engineering, 2014. 9(1): p. 119-124.

39. C. Brecher, M. Fey, and M. Wennemer, *Volumetric measurement of the transient thermo-elastic machine tool behavior.* Production Engineering, 2016. 10(3): p. 345-350.

40. L. Andolfatto, S. Lavernhe, and J.R.R. Mayer, *Evaluation of servo, geometric and dynamic error sources on five-axis high-speed machine tool.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011. 51(10–11): p. 787-796.

41. F.L.M. Delbressine, G.H.J. Florussen, L.A. Schijvenaars, and P.H.J. Schellekens, *Modelling thermomechanical behaviour of multi-axis machine tools.* Precision Engineering, 2006. 30(1): p. 47-53.

42. M. Gebhardt, S. Capparelli, M. Ess, W. Knapp, and K. Wegener. *Physical and phenomenological simulation models for the thermal compensation of rotary axes of machine tools*. in *13th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2013, May 27, 2013 - May 31, 2013*. 2013. Berlin, Germany: euspen.

43. S. Mekid, *Introduction to precision machine design and error assessment*. 2009: CRC Press. 330.

44. J. Jedrzejewski and W. Modrzycki, *A New Approach to Modelling Thermal Behaviour of a Machine Tool under Service Conditions.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1992. 41(1): p. 455-458.

45. J. Mayr, M. Ess, S. Weikert, and K. Wegener, *Compensation of Thermal Effects on Machine Tools using a FDEM Simulation Approach*, in *Lamdamap*. 2009.

46. J.S. Chen, J.X. Yuan, J. Ni, and S.M. Wu, *Real-time compensation for time-variant volumetric errors on a machining center.* Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry, 1993. 115(4): p. 472-9.

47. F. Li, T. Li, H. Wang, and Y. Jiang, *A Temperature Sensor Clustering Method for Thermal Error Modeling of Heavy Milling Machine Tools.* Applied Sciences, 2017. 7(1): p. 82.

48. S.C. Veldhuis and M.A. Elbestawi, *Strategy for the compensation of errors in five-axis machining.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1995. 44(1): p. 373-377.

49. M. Weck and U. Herbst. *Compensation of thermal errors in machine tools with a minimum number of temperature probes based on neural networks*. in *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division, 15-20 Nov. 1998*. 1998. New York, NY, USA: ASME.

50. R. Ramesh, M.A. Mannan, and A.N. Poo, *Thermal error measurement and modelling in machine tools.: Part I. Influence of varying operating conditions.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003. 43(4): p. 391-404.

51. R. Ramesh, M.A. Mannan, A.N. Poo, and S.S. Keerthi, *Thermal error measurement and modelling in machine tools. Part II. Hybrid Bayesian Network - Support vector machine model.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003. 43(4): p. 405-419.

52. C. Brecher and A. Wissmann, *Compensation of thermo-dependent machine tool deformations due to spindle load: investigation of the optimal transfer function in consideration of rough machining.* Production Engineering, 2011. 5(5): p. 565-74.

53. M. Gebhardt, M. Ess, S. Weikert, W. Knapp, and K. Wegener, *Phenomenological compensation of thermally caused position and orientation errors of rotary axes.* Journal of Manufacturing Processes, 2013. 15(4): p. 452-459.

54. Y. Hatamura, T. Nagao, M. Mitsuishi, K. Kato, S. Taguchi, T. Okumura, G. Nakagawa, and H. Sugishita, *Development of an intelligent machining center incorporating active compensation for thermal distortion.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1993. 42(1): p. 549-552.

55. M. Mitsuishi, S. Warisawa, and R. Hanayama, *Development of an intelligent high-speed machining center.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2001. 50(1): p. 275-280.

56. E. Uhlmann, M. Saoji, and B. Peukert, *Utilization of Thermal Energy to Compensate Quasi-static Deformations in Modular Machine Tool Frames.* Procedia CIRP, 2016. 40(Supplement C): p. 1-6.

57. Y. Abbaszadeh-Mir, J.R.R. Mayer, G. Cloutier, and C. Fortin, *Theory and simulation for the identification of the link geometric errors for a five-axis machine tool using a telescoping magnetic ball-bar.* International Journal of Production Research, 2002. 40(18): p. 4781-4797.

58. *ISO 230-1:2012. Test code for machine tools - Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasi-static conditions*. 2012.

CHAPITRE 3 DÉMARCHE DE L'ENSEMBLE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION GÉNÉRALE DU DOCUMENT

Le travail de recherche adopte une approche expérimentale. Plusieurs tests sont conçus et réalisés sur le centre d'usinage à 5-axes Mitsui Seiki HU40-T du Laboratoire de Recherche en Fabrication Virtuelle (LRFV) de Polytechnique Montréal. La préparation de ces tests inclut la conception, le développement et l'installation de différents capteurs et accessoires, leur calibration, ainsi que la programmation du système d'acquisition de données. Les routines de chauffage et les cycles de mesure des erreurs volumétriques définissent les codes-G que la machine doit exécuter. Les données collectées devraient faire l'objet d'un traitement préliminaire pour en sortir l'essentiel. Toutes ces préparations sont décrites au Chapitre 4.

Au Chapitre 5, une étude volumétrique du comportement thermique de la machine est faite. Cette analyse permet de mieux comprendre les erreurs thermiques qui résultent de l'activité des 5 axes et de la broche. Les axes rotatifs sont identifiés comme sources majeures d'erreurs thermiques et feront l'objet d'une analyse détaillée.

Une étude approfondie des erreurs paramétriques et de l'expansion de la table dues à l'activité des axes rotatifs est faite au Chapitre 6. L'estimation des erreurs géométriques et la modélisation de la variation thermique des effets dominants permettent la simulation du comportement de ces effets dominants pour n'importe quelle séquence d'activité des axes.

Le Chapitre 7 présente la validation du modèle thermique et démontre l'efficacité de la compensation basée sur ce modèle à corriger les erreurs thermiques prédites.

Cette thèse suit la structure d'une thèse par articles, avec un seul article publié (Chapitre 5) et des chapitres qui seront publiés prochainement (Chapitre 6 et Chapitre 7).

CHAPITRE 4 ASPECT EXPÉRIMENTAL

La première étape de ce travail de recherche consiste en une série de tests expérimentaux qui servent à capter le comportement thermique de la machine. Ce chapitre présente tous les capteurs et les accessoires utilisés dans ces tests, ainsi qu'une description de la machine étudiée et du traitement préliminaire des données brutes collectées.

4.1 Conception de la barre d'échelle de référence

L'étude des déformations thermiques et la méthode d'estimation des erreurs géométriques qui sera utilisée par la suite exigent un artefact de référence qui soit thermiquement stable. Cet artefact devrait permettre la mesure de l'erreur volumétrique par le capteur Capball (section 4.3) à différentes posture de la machine-outil. Une barre d'échelle personnalisée (Figure 4-1) a été conçue spécialement pour ces tests. Cette barre d'échelle est faite en invar, un alliage en acier à 36% de Nickel qui a un petit coefficient d'expansion thermique aux températures ambiantes (Figure 4-2). Deux billes de précision de ¾" de diamètre servent comme billes de référence. La barre d'échelle est installée sur son support par un montage cinématique formée de 3 billes de précision de ½" de diamètre, qui repose chacune sur 2 cylindres parallèles. Les 3 billes de support sont tenues magnétiquement par 3 aimants. Ce montage permettra à la barre d'échelle de ne pas être affectée par les déformations mécanique et thermique du support. L'élongation du support n'affecte pas la longueur de référence de la barre d'échelle.

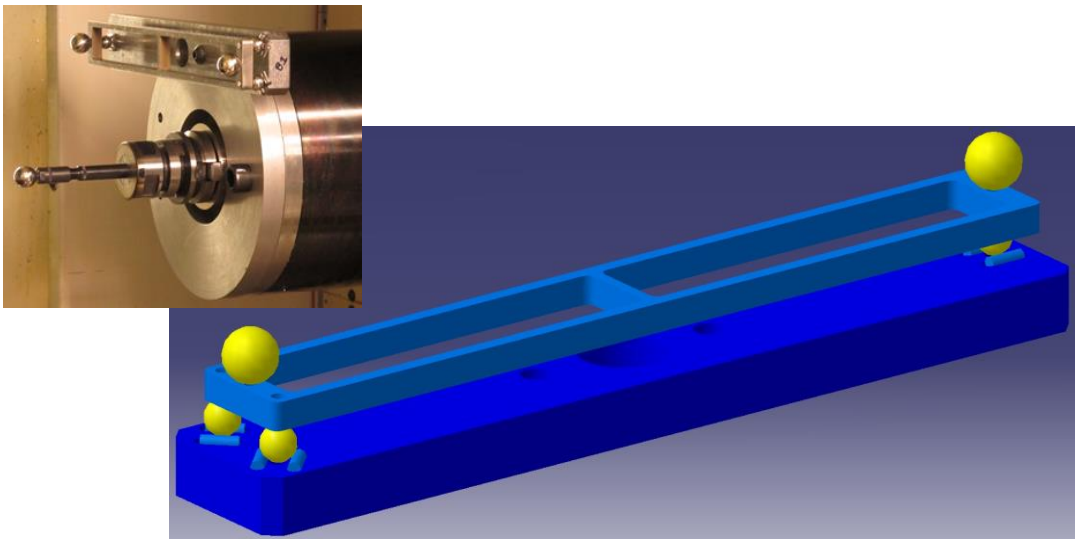

Figure 4-1 Barre d'échelle en invar et son support cinématique

Chemical Analysis

Heat Number		C	Mn	Si	P	Ni	Cr	Mg	S	Al	Zr
112310-293		.03	.39	.19	.002	35.85	.06	<.0005	.001	<.002	<.005
Ti	Co										
<.002	.03										

Mechanical and Physical Analysis

	Hardness	Tensile	Yield	
	80 RB	65,000 psi	40,300 psi	
Expansion			Special Notes	
2.19 X 10^{-6} IN/IN/°C from 30 °C To 150°C				

Figure 4-2 Propriétés chimiques et mécaniques de l'invar

La barre d'échelle est étalonnée en fonction de la température sur une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT). Elle est montée sur la MMT dans la même orientation que sur la machine à tester (Figure 4-3).

Entre 20 et 28°C, le coefficient d'expansion thermique estimé par la ligne de moindres-carrés à partir des mesures expérimentales est (Figure 4-4):

$$CET = 1.3\ \frac{\mu m}{m\ °C}$$

Ainsi pour un $\Delta T = 5°C$, une expansion $\Delta L = 2\ \mu m$ est prévue.

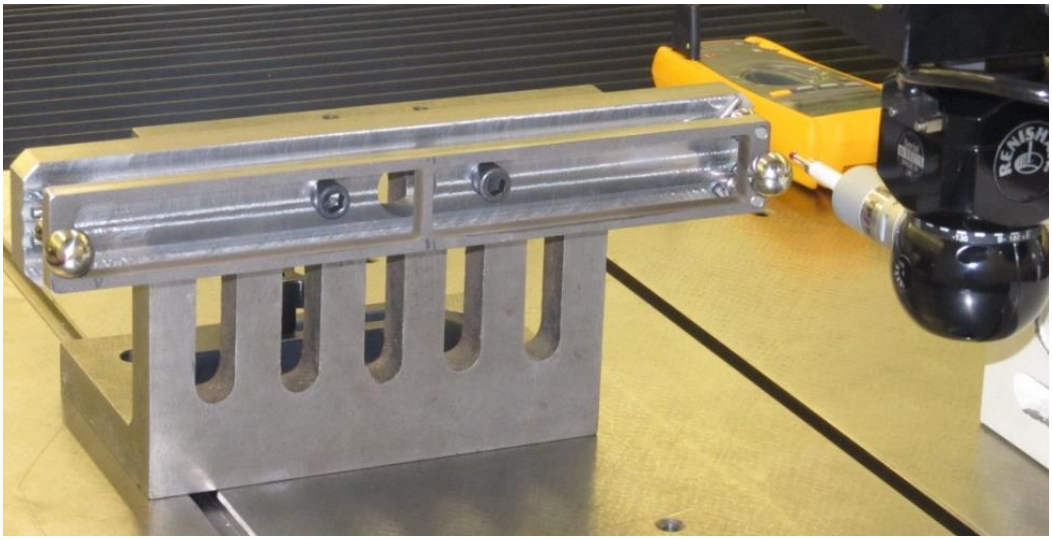

Figure 4-3 Étalonnage de la barre d'échelle sur MMT

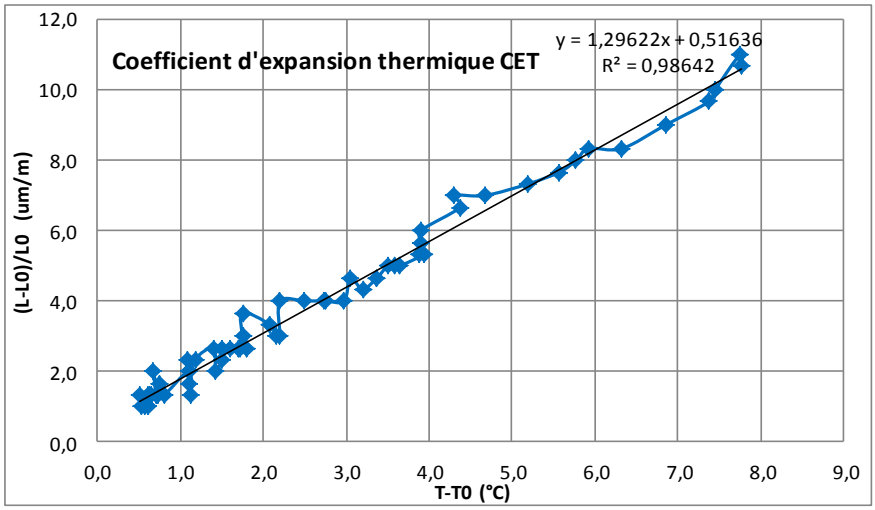

Figure 4-4 Coefficient d'expansion thermique de la barre d'échelle

4.2 Capteurs

4.2.1 Capteurs de température

Des thermocouples de type K (avec support magnétique) sont utilisés pour mesurer la température à différents points de la machine et la température ambiante externe et dans le volume de travail. L'échantillonnage des températures se fait à une fréquence de 1 Hz.

4.2.2 Capteurs de puissance

Des capteurs de puissance de Load Controls (Figure 4-5) sont utilisés pour mesurer la puissance réelle en Watts (true power) de la broche et des 5 moteurs des axes de la machine. Ces capteurs sont du type 'True RMS', donc mesurent correctement la puissance même si les signaux ne sont pas parfaitement sinusoïdaux. Pour les nouvelles machines, les servo drives de nouvelle génération permettent de mesurer directement la puissance des moteurs, ce qui faciliterait l'implémentation. Les servo drives de la machine HU40-T mesurent seulement le courant. Cependant le courant n'est pas sensible aux petites charges du moteur (Figure 4-6). C'est pour cette raison que des capteurs de puissance externes ont été utilisés.

L'échantillonnage des puissances se fait à une fréquence de 10 Hz. Pour la modélisation des erreurs thermiques, la mesure de la puissance est utilisée pour calculer la quantité d'énergie consommée sur une période de 15 minutes (entre 2 cycles consécutifs de mesure de l'erreur volumétrique).

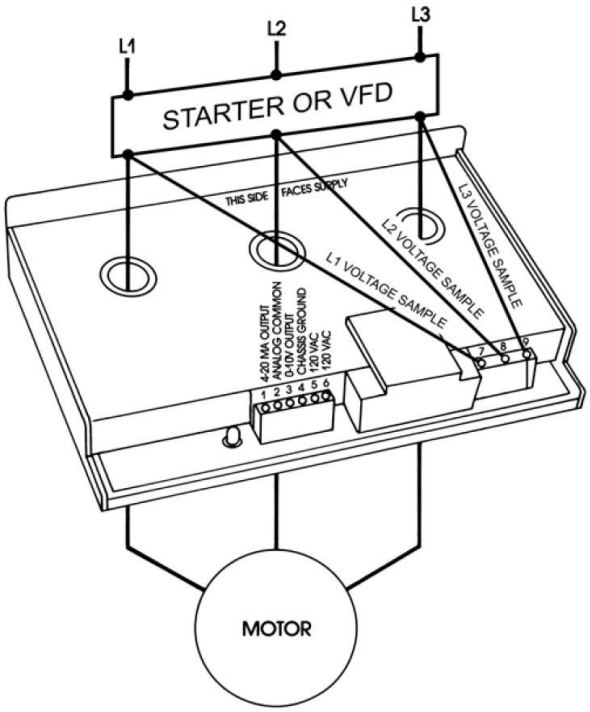

Figure 4-5 Capteur de puissance UPC de Load Controls

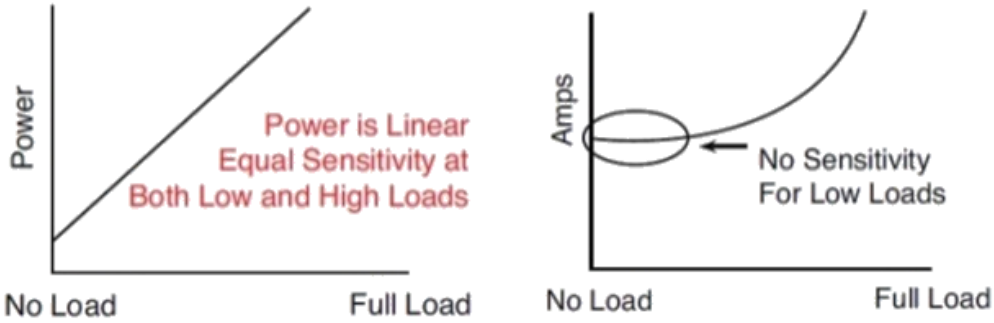

Figure 4-6 Charge du moteur en fonction de la puissance et du courant (Load Controls UPC)

4.2.3 Capteurs capacitifs du Capball

Les 5 capteurs capacitifs qui font partie du Capball servent à mesurer l'erreur volumétrique de la machine. Une résolution de 50 nm est spécifiée par le fabricant 'Lion Precision'. La caractérisation de ces capteurs pour une cible sphérique (Figure 4-7) est nécessaire pour trouver la sensibilité de ces capteurs (Figure 4-8) ainsi que l'effet sur la mesure de l'excentricité de l'axe du capteur par rapport au centre de la sphère cible (Figure 4-9). Pour une excentricité de 200µm, l'erreur d'excentricité maximale est de 2.5µm.

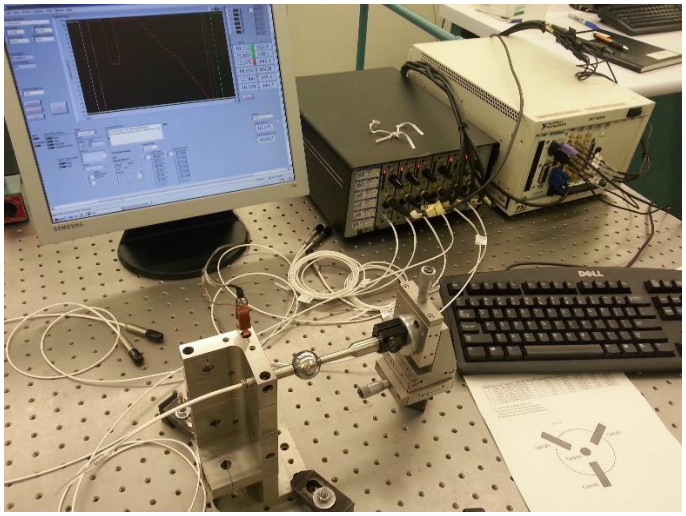

Figure 4-7 Montage pour étalonnage des capteurs capacitifs

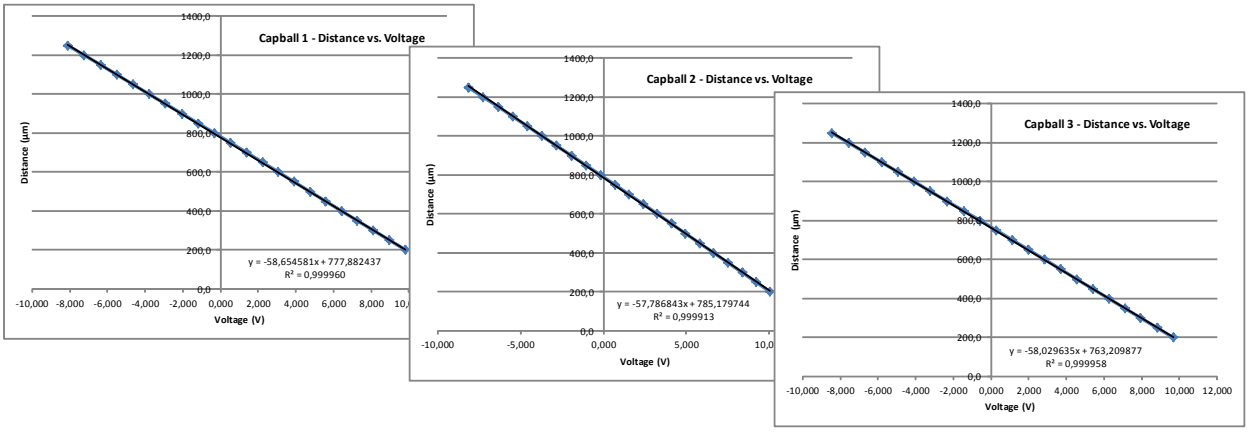

Figure 4-8 Sensibilité des capteurs capacitifs

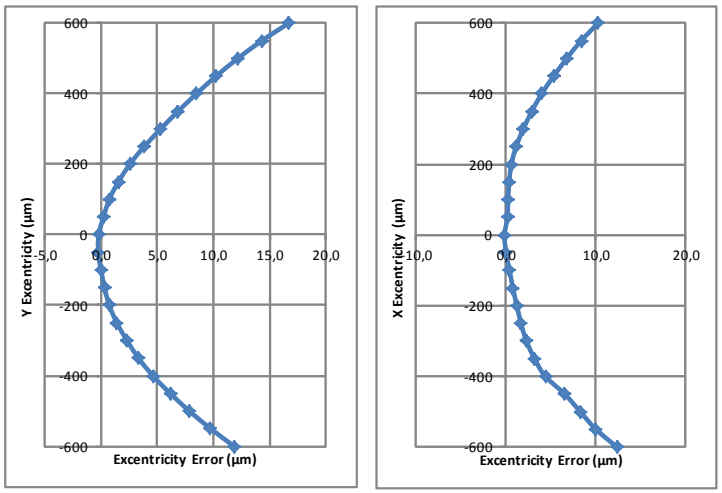

Figure 4-9 Erreur d’excentricité des capteurs capacitifs

4.3 Capball

Le Capball est un instrument de mesure de l'erreur volumétrique développé à Polytechnique. Une nouvelle génération de ce capteur est développée pour l'adapter aux tests thermiques et améliorer sa fiabilité et sa précision. La version 3 du Capball est formée d'une tête de mesure contenant 5 capteurs capacitifs montés de façon que leurs axes se croisent orthogonalement au même point. Toutes les composantes sont faites en invar. La tête du Capball mesure le déplacement en 3D d'une cible sphérique (bille de précision) de 19.05mm de diamètre. Les distances mesurées par les 5 capteurs capacitifs sont utilisées pour calculer la position cartésienne de la bille en utilisant un algorithme de sphère de moindres carrés.

La calibration du Capball sur une CMM (Figure 4-10) donne un résultat satisfaisant où la norme maximale de l'erreur est inférieure 4 µm à l'intérieur d'un volume cubique d'arête 200 µm. La majeure partie de l'erreur est due à l'erreur d'excentricité des capteurs capacitifs.

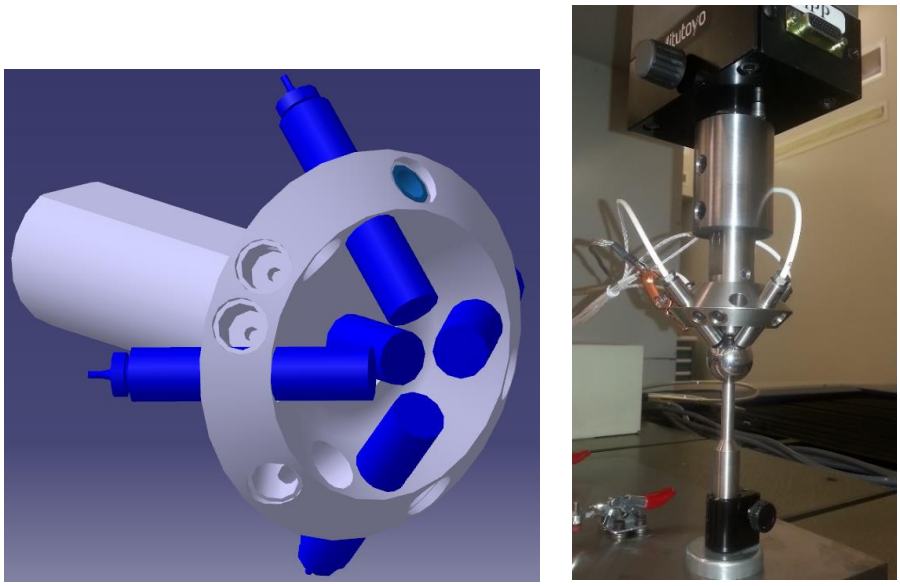

Figure 4-10 Capball et calibration sur CMM

4.4 Capteur capacitif de référence

Le capteur capacitif de référence est destiné à être la référence des mesures des 5 capteurs capacitifs du Capball. Il sert à corriger les déviations des capteurs capacitifs dues à la température et au trajet des câbles du signal analogique des capteurs. Le capteur est identique aux 5 capteurs du Capball. Il est monté dans un support fixe en invar, donc qui subit une élongation thermique très réduite

(Figure 4-11). Le capteur mesure la distance fixe d'une bille de 19.05 mm de diamètre (identique aux billes mesurées par le Capball). Il est monté à proximité du Capball pour être à la même température, avoir la même longueur de câble et avoir le même mouvement d'enroulement et de déroulement du câble.

Figure 4-11 Capteur capacitif de référence

La stabilité temporelle des capteurs capacitifs est mise en évidence par la déviation des mesures du capteur de référence pendant un test de durée 32 heures (Figure 4-12). Une déviation maximale de 2.2µm est notée. La variation est linéaire en fonction de la température ambiante avec une erreur de gain de -2µm/°C. La rotation de l'axe C (sur 2 tours) pendant un cycle de mesure de l'erreur volumétrique induit une déviation de 0.18 µm.

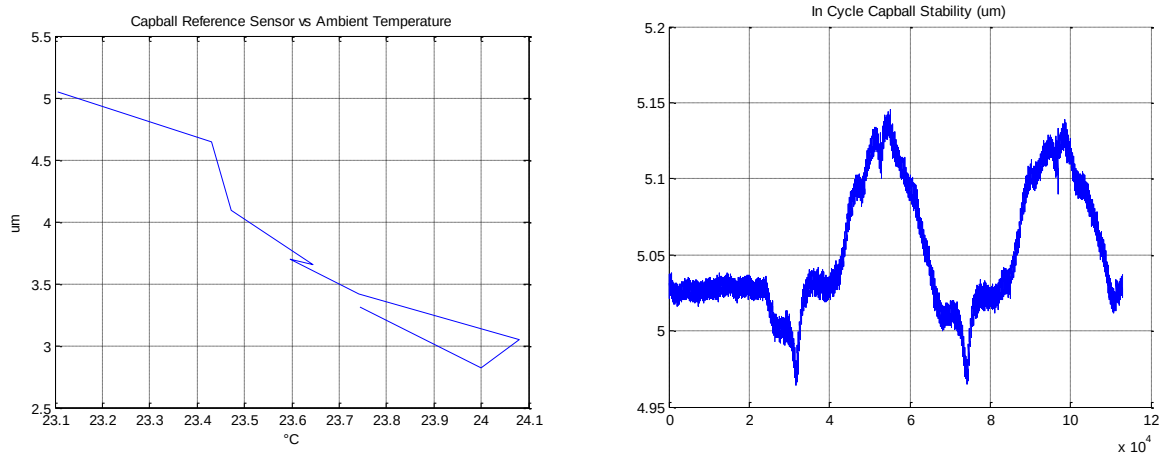

Figure 4-12 Déviation du capteur de référence en fonction de la température ambiante et de la rotation de l'axe C

4.5 Système d'acquisition de données

Un système d'acquisition des données de National Instruments est utilisé pour acquérir les signaux des différents capteurs. Il consiste en un ordinateur PXI-8176 muni de cartes d'acquisition de données PXI-4472 à échantillonnage simultané. Une application personnalisée est développé sous LabVIEW pour acquérir et enregistrer les signaux. Les indications du Capball sont sauvegardées uniquement lors du cycle de mesure de l'erreur volumétrique et de la barre d'échelle. L'échantillonnage des signaux des capteurs capacitifs du Capball se fait sur les cartes d'acquisition à une fréquence de 1000 Hz. Les signaux de température et de puissance sont sauvegardés à une fréquence de 1 Hz et 10 Hz, respectivement.

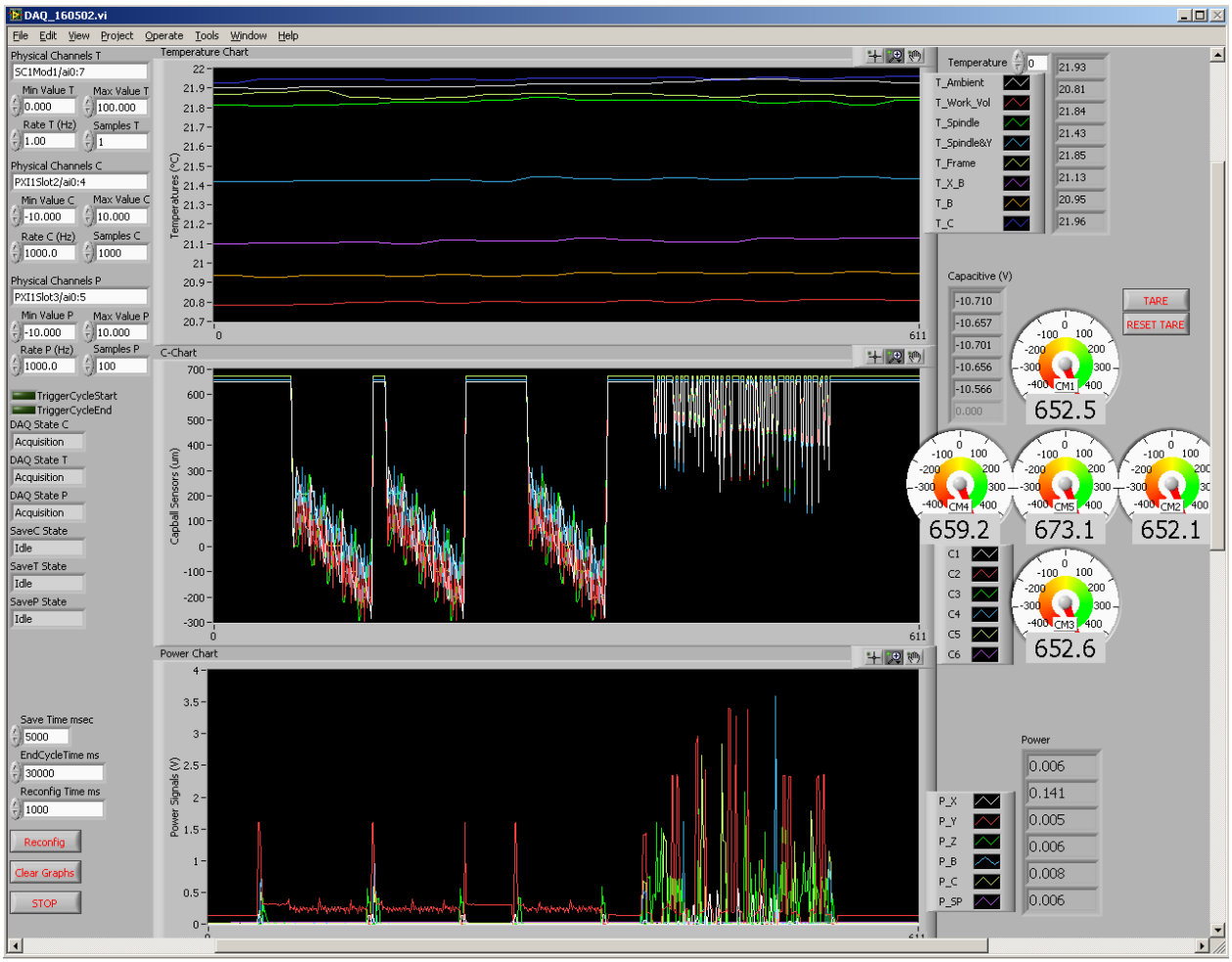

Figure 4-13 Interface de l'application personnalisée sous LabVIEW

4.6 Montage sur machine

Les essais sont faits sur le centre d'usinage à 5-axes HU40-T de Mitsui Seiki (Figure 4-14). C'est une machine-outil de topologie WCBXFZYST ayant 3 axes de translation X, Y et Z et 2 axes rotatifs B et C.

Figure 4-14 Centre d'usinage Mitsui Seiki HU40-T (www.mitsuiseiki.com)

Dans notre étude, différents montages sont faits selon les axes étudiés. Pour l'analyse des distorsions thermiques volumétriques de la machine dues aux 5 axes et à la broche (Chapitre 5), le Capball est montés à la place de la pièce (W) sur la table de l'axe C. Une seule bille à mesurer est considérée comme étant l'outil (T), et est montée sur un porte-outil dans la broche (Figure 4-15) alors que la barre d'échelle est montée sur le corps de la broche. La raison derrière ce montage est de permettre la rotation libre de la broche durant le cycle de chauffage. Les défis envisagés pour concevoir un bon montage sont les suivants: garantir une bonne gestion du mouvement des câbles du Capball qui tourne avec la table, maximiser le déplacement des axes et éviter les interférences… Une modélisation de la machine sur CATIA V5 a permis de simuler la trajectoire envisagée et vérifier le bon fonctionnement du cycle (Figure 4-16).

Pour étudier le comportement thermique des axes rotatifs de la machine (Chapitre 6), plusieurs billes sont montées sur la table et le capteur Capball est monté dans la broche (Figure 6-1).

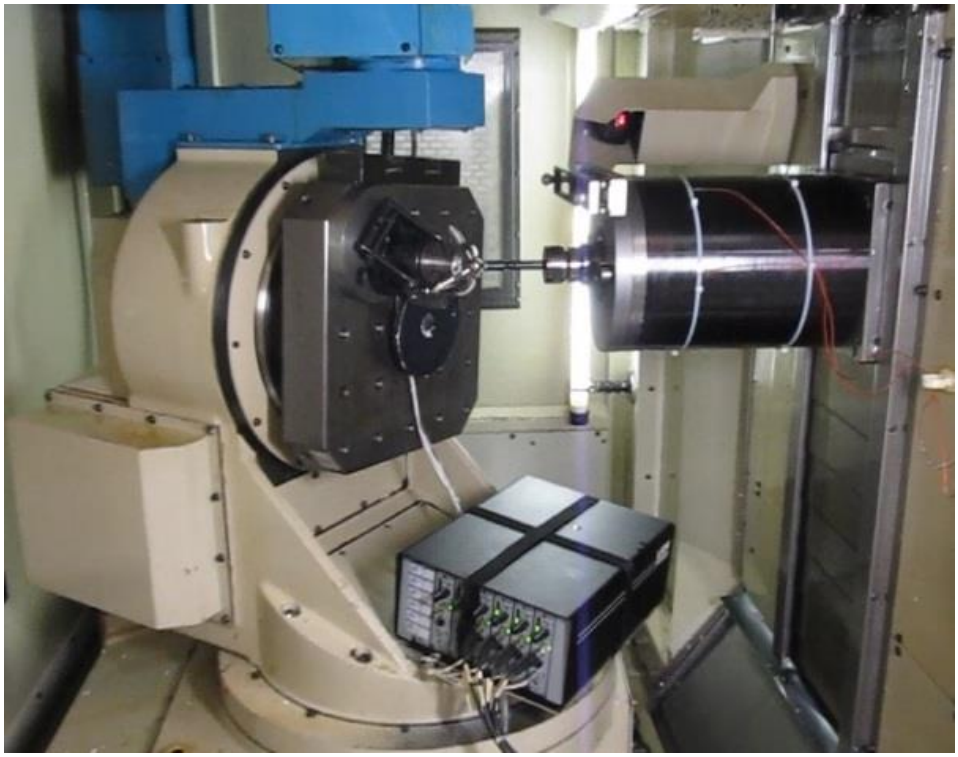

Figure 4-15 Mesure de l'erreur volumétrique de la HU40-T par Capball

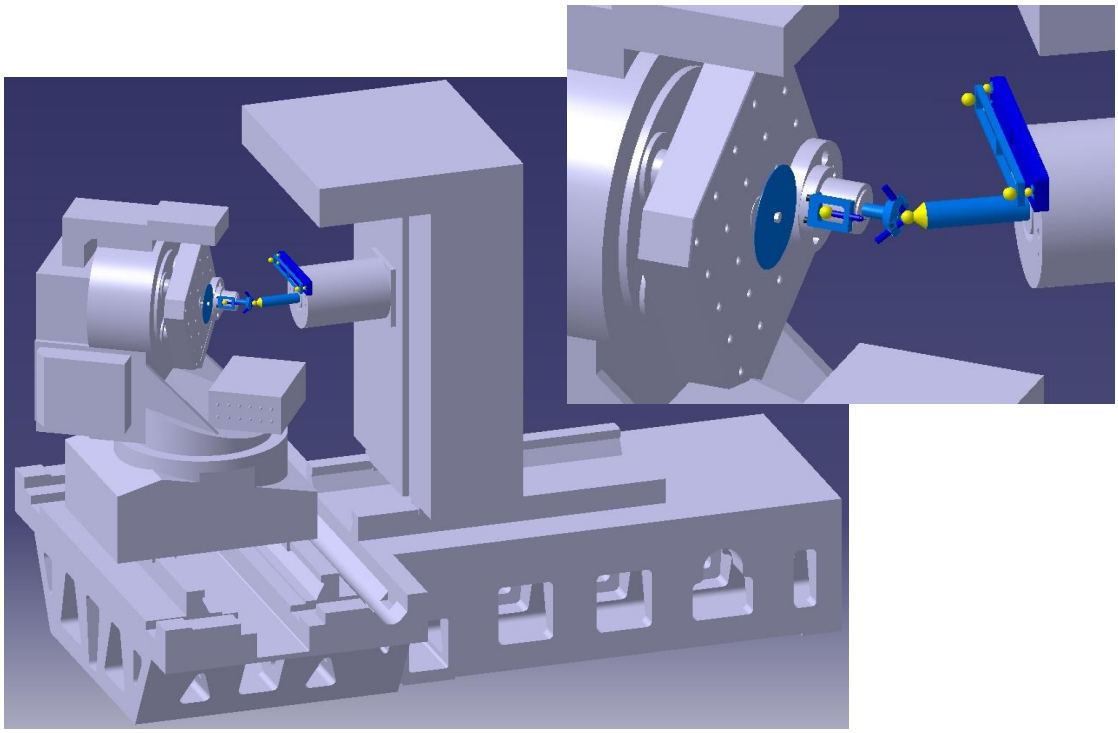

Figure 4-16 Montage du Capball et de la barre d'échelle sur la HU40-T

4.7 Localisation du repère Capball

La procédure expérimentale pour calibrer la position et l'orientation du repère du Capball dans le repère de l'axe C de la machine consiste à mesurer 5×5×5=125 points de l'espace qui forment un cube de dimensions 0.4×0.4×0.4mm^3 (Figure 4-17). Les données mesurées sont utilisés pour trouver le torseur de transformation par une méthode de moindres carrés (section 5.4).

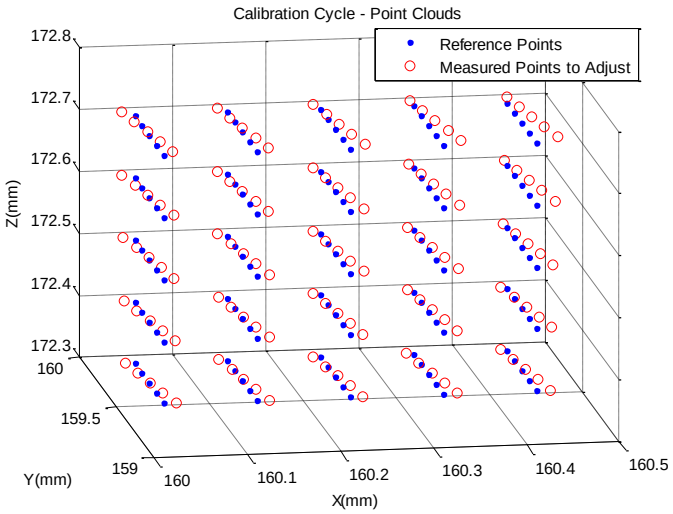

Figure 4-17 Test de localisation du repère Capball

4.8 Cycle de mesure de l'erreur volumétrique par Capball

Différents cycles de mesure de l'erreur volumétrique par Capball sont utilisés pour les différents tests. L'un de ces cycles est décrit dans ce paragraphe.

Les coordonnés articulaires de la trajectoire de mesure de l'erreur volumétrique sont générés à partir du modèle cinématique nominal de la machine HU40-T. Le cycle commence par l'indexation de la broche (axe A) en effectuant un tour complet en des pas de 45°, pour déterminer le battement de l'outil par rapport à l'axe de rotation. Ensuite l'axe B se déplace entre -90° et +90° simultanément avec l'axe C entre -180° et 180° afin de ne pas arracher les câbles des capteurs. Au total 4 tours complets de l'axe C sont faits par cycle. Les coordonnés des axes X, Y et Z sont calculés pour que la bille montée dans la broche coïncide nominalement avec l'origine du repère Capball, en chacun des points qui forment la trajectoire (Figure 4-18). Cette dernière doit maximiser les déplacements articulaires, donc couvrir le plus grand volume de travail pour une meilleure représentation de l'erreur volumétrique de la machine.

La mesure doit être faite le plus rapidement possible pour garantir une stabilité thermique pendant tout le cycle de mesure, ce qui correspond à une image ‘nette’ de l’état géométrique de la machine. Les vitesses articulaires sont calculées de façon à avoir une vitesse cartésienne de l’outil par rapport à la pièce de 2500 mm/min. La durée d’un cycle de mesure est inférieure à 3 minutes. Le cycle de mesure de l’erreur volumétrique est répété à chaque 15 minutes.

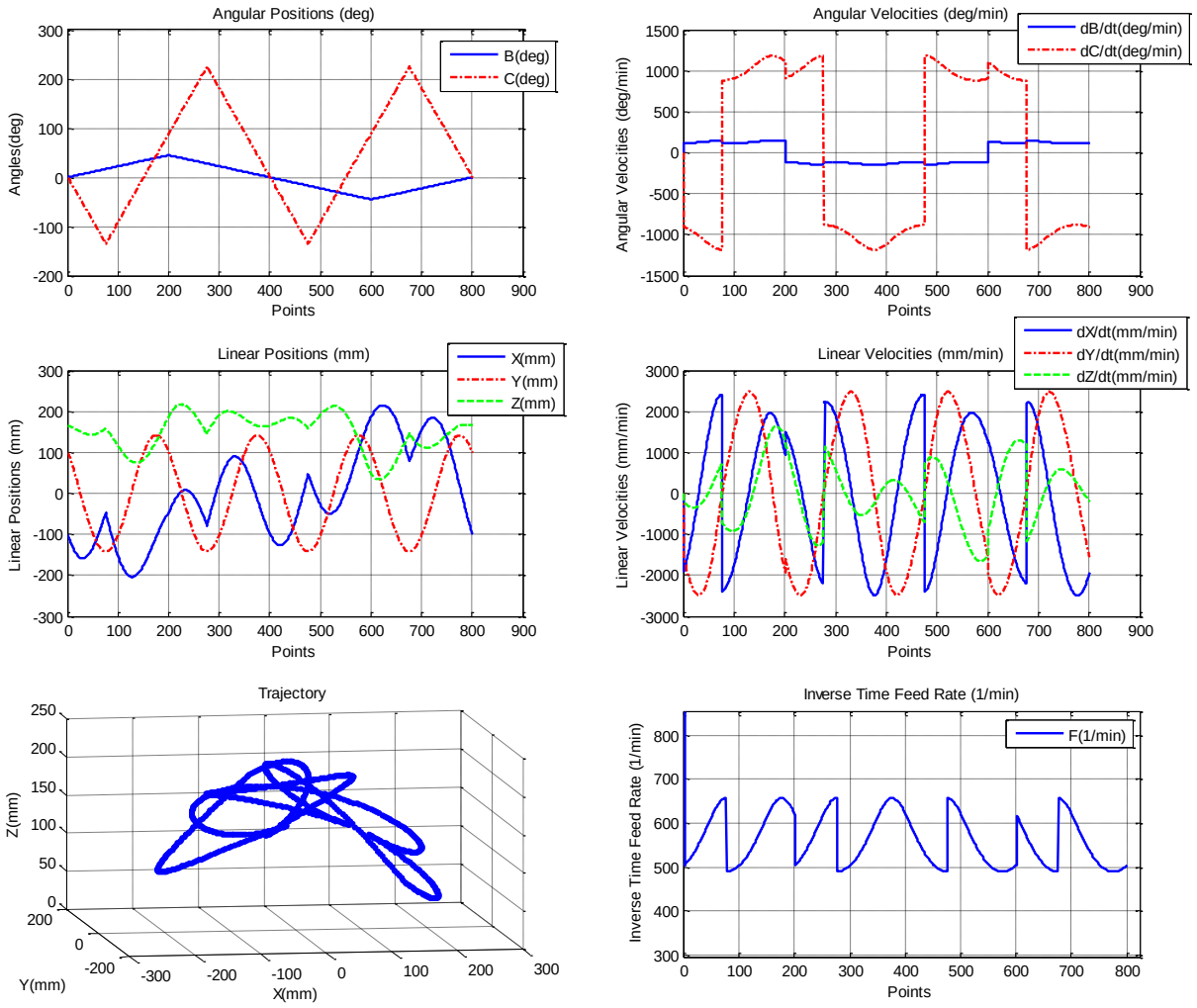

Figure 4-18 Trajectoire du cycle de mesure de l’erreur volumétrique

4.9 Cycles de chauffage

Les cycles de chauffage et de refroidissement de la broche et des axes servent à modifier l’état thermique de la machine selon une suite d’activités bien déterminée. Le chauffage est périodiquement interrompu à chaque 15 minutes pour mesurer l’erreur volumétrique, afin de construire la variation de l’état géométrique de la machine en fonction de la puissance commandée.

Les cycles de chauffage sont formés par des échelons de puissance. Un seul axe est chauffé à la fois et le déplacement couvre tout le trajet de l'axe.

4.10 Traitement préliminaire des données

Les indications brutes du Capball (Figure 4-19 et Figure 4-20) sont acquises à une fréquence de 1000 Hz. Au niveau des plateaux où la machine fait une courte pause, la moyenne des 100 mesures dont l'écart type est minimal dans cette zone est calculée. Ceci contribue à réduire les incertitudes de mesure. L'écart type est aussi observé pour détecter d'éventuelles données aberrantes.

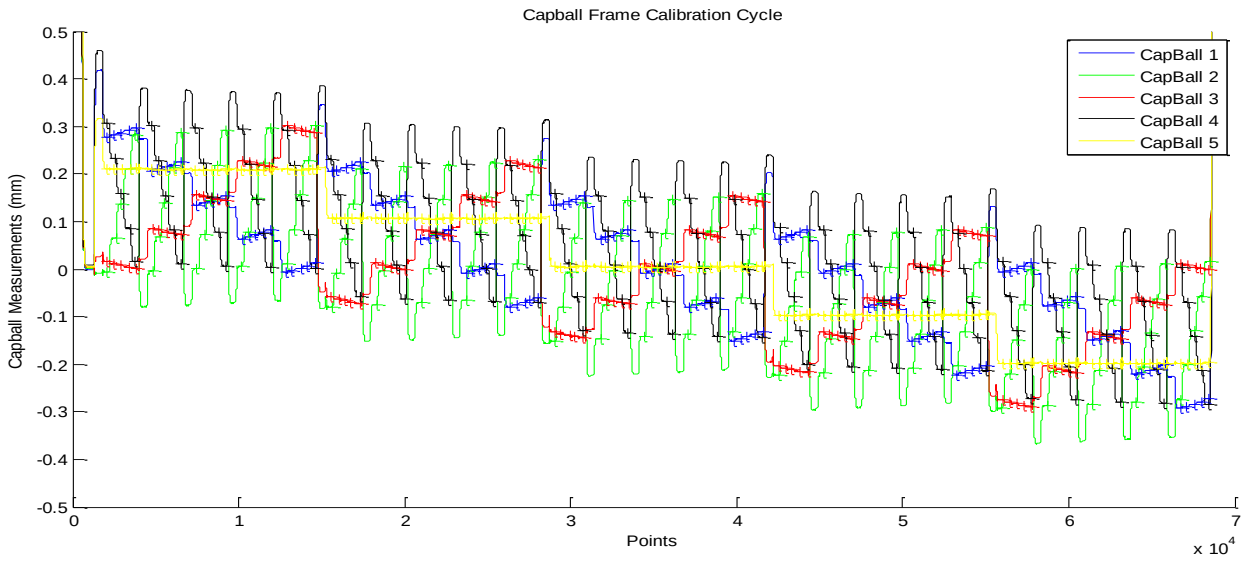

Figure 4-19 Indications brutes du Capball pour un cycle de localisation du repère

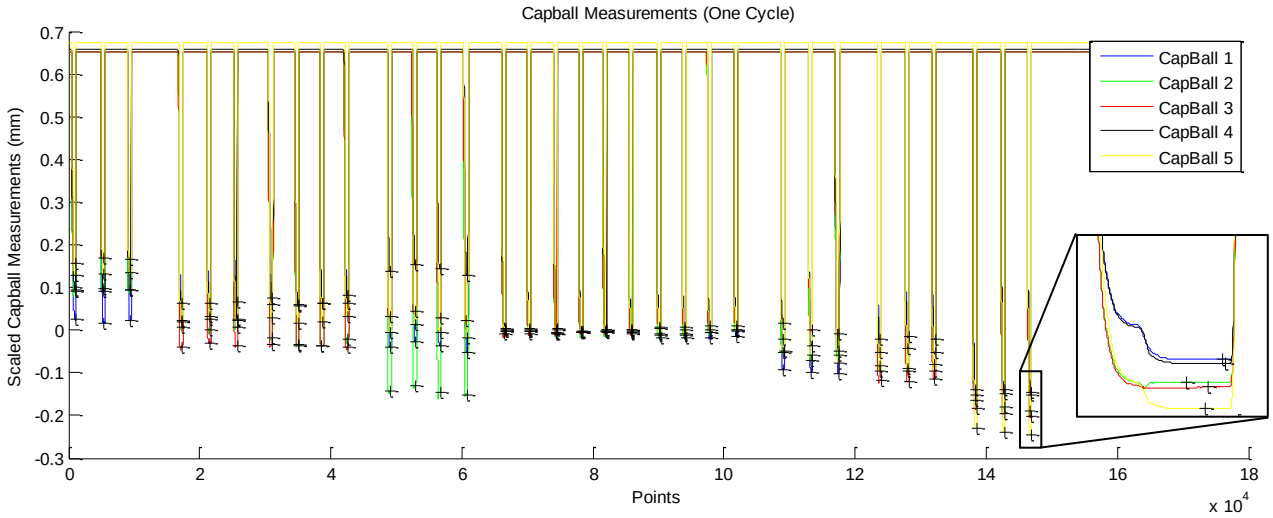

Figure 4-20 Indications brutes du Capball pour un cycle de mesure de l'erreur volumétrique

Après le traitement des données et les transformations des repères, les indications du Capball deviennent:

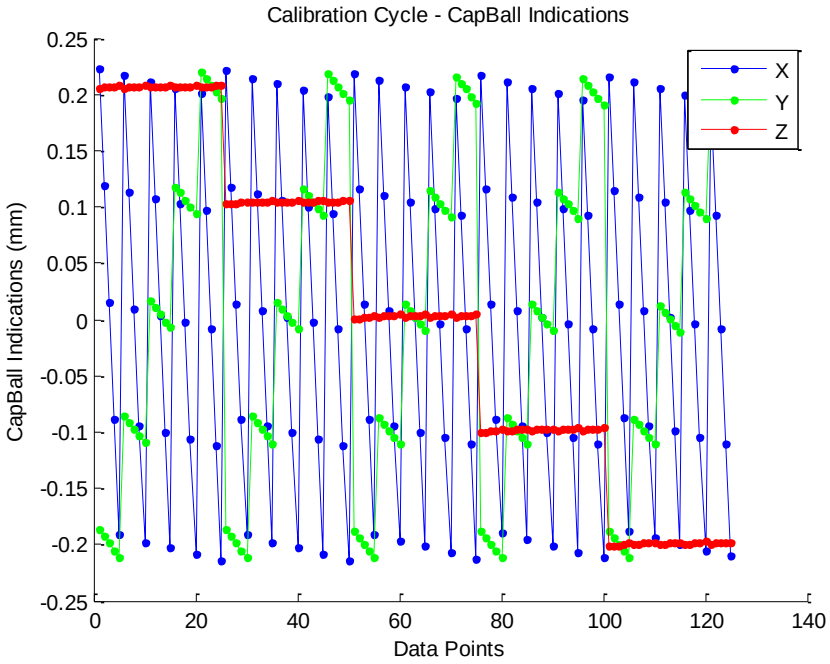

Figure 4-21 Indications traitées du Capball pour un cycle de localisation du repère

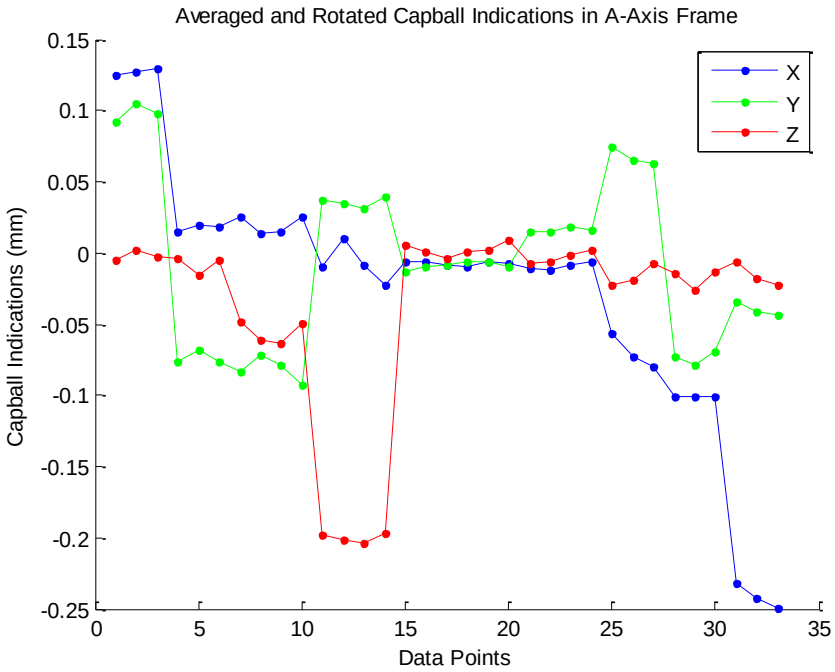

Figure 4-22 Indications traitées du Capball pour un cycle de mesure de l’erreur volumétrique

CHAPITRE 5 ARTICLE 1 : THERMAL VOLUMETRIC EFFECTS UNDER AXES CYCLING USING AN INVAR R-TEST DEVICE AND REFERENCE LENGTH

Elie Bitar-Nehme*, J.R.R. Mayer*

***** Department of Mechanical Engineering

École Polytechnique de Montréal, QC, Canada

Published in International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 105, P. 14-22, 2016

5.1 Abstract

Thermal errors of machine tools are in part caused by the variation of ambient temperature as well as the heat internally generated by the machine. These deformations are a major source of quasi-static machining errors and are thought to be related to temperatures and temperature gradients within the machine structure. This article presents a study of the thermal volumetric behavior of a five-axis machine tool. The study uses direct volumetric error measurements within the machine work volume for specific combinations of five-axis commands. Thermally induced volumetric distortion errors are studied in relation to a specifically designed machine activity sequence during which the power at each of the five-axis motors and the spindle are measured. The experimental measurement setup consisting of a thermally stable volumetric error sensor and a reference scale bar is presented. The study allows quantifying the effect of every axis' activity on the Cartesian components of the volumetric distortion. Rotary axes are found to be the major contributors to the tested machine's thermal errors. Thermal coupling is observed whereby the activity of a rotary axis strongly affects a neighbouring linear axis.

Keywords: Thermal errors, five-axis machine tool, volumetric errors.

5.2 Introduction

The positioning errors of the cutting tool relative to the workpiece, or volumetric errors, of a machine tool, have a direct influence on the dimensional and geometric errors of the machined part. Typical sources of volumetric errors are quasi-static errors (including error motion, axes alignment errors, thermo-mechanical errors, load induced errors), dynamic errors and control

errors. Thermal errors are a major component of quasi-static errors [1, 2]. They result from the deformation and/or expansion of the machine structure due to temperature variation caused by internal and external heat sources. The industry adopted two major approaches to handle this issue: reduction and compensation. Thermal error reduction is usually implemented at the design phase. It involves the implementation of cooling systems, special materials, symmetric design, and FEM simulations of the machine structure. On the other hand, compensation requires the measurement and modeling of thermal errors, in order to predict and apply real-time corrections by direct integration in CNC controller, through changing machine code or inserting feedback loops [3].

The measurement of thermally induced volumetric errors has been done by several methods, including but not limited to laser interferometers, double ball bars, proximity sensors, contact displacement sensors and touch trigger probes. The ISO 230-3 international standard [4] defines three tests for measuring the thermal effects on tool center point position and orientation due to the environmental temperature variation, the spindle operation and the linear axes motion at both ends of the axis travel. New methods for measuring the thermal errors of rotary axes were recently introduced [5-7]. They use the R-test device [8] to measure the thermal error along a preprogramed trajectory. A similar non-contact instrument, the Capball, was developed and used to estimate the geometric and dynamic errors of a machine tool [9, 10]. Tracking interferometers were also used to characterize the volumetric thermo-elastic behavior of a three axis milling machine [11].

This article uses a newer version of the Capball instrument, adapted to thermal effects metrology, to measure the machine tool thermal volumetric distortion errors caused by all machine axes using a scale enriched chase-the-ball approach [12]. Section 5.3 presents the experimental test and the hardware used. Modelling of thermal errors is done in section 5.4. Results are presented and discussed in section 5.5.

5.3 Experimental Test Design

5.3.1 Test Sequence

The tests are performed on a Mitsui-Seiki HU40-T five-axis horizontal machine tool with a WCBXFZYST topology (Figure 5-1).

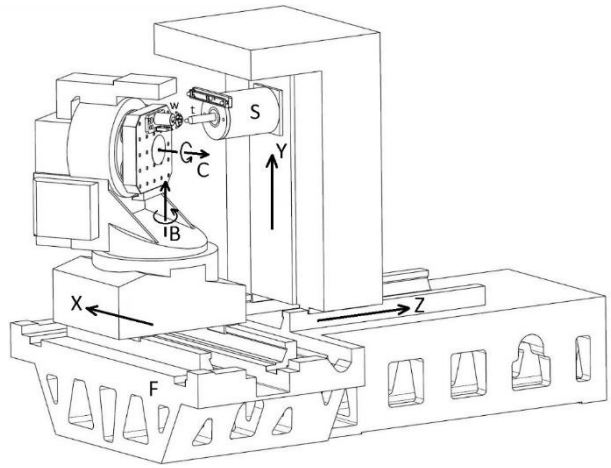

Figure 5-1 Mitsui-Seiki HU40-T five-axis horizontal machine tool

The test procedure is summarized on a flow chart in Figure 5-2. The test starts with a calibration cycle (section 5.3.3) to determine the location and orientation of the Capball frame in the machine frame {F}. An alternating sequence is then started, consisting of a volumetric error measurement cycle (section 5.3.6), followed by a heating or cooling routine of one of the machine axes (section 5.3.7). This sequence is repeated every 15 minutes in order to capture the variation in time of the machine's geometric state. The volumetric error measurements consists in taking Capball readings on a single ball, in a Chase-the-ball fashion, and readings on the two balls materializing the reference scale bar.

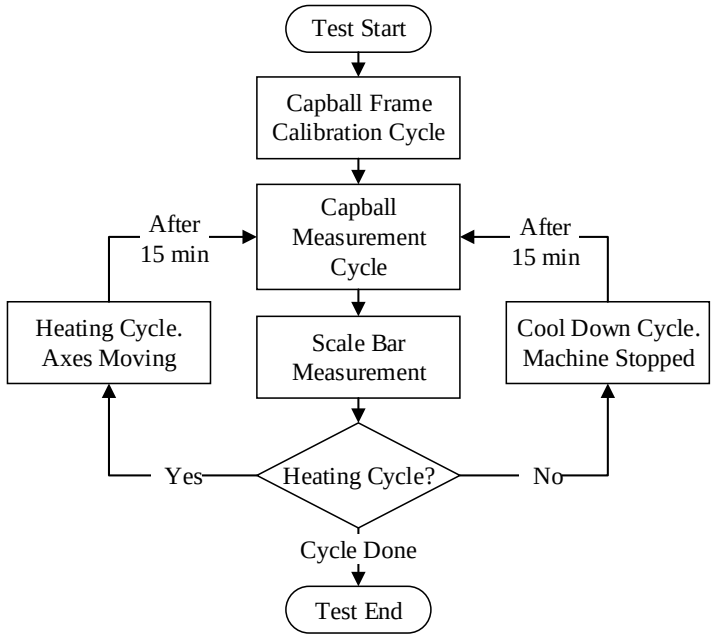

Figure 5-2 Flow chart summarizing the test sequence

5.3.2 Capball Instrument

The instrument used for measuring the relative tool to workpiece distance, the Capball, allows calculating the volumetric distortion errors of the machine. It is a non-contact instrument similar in principle to the R-test device [8]. The Capball V3 is an updated version of a previous instrument initially developed in-house [9] and later updated [10] to give its structure more stiffness when measuring rapid machine motion.

The new Capball version is designed for long duration thermal tests. The frame and all mounting accessories are made of Invar, a 36% Nickel alloy steel with a near-zero coefficient of thermal expansion (1.2 μm/m°C) [13]. The use of a thermally stable material is important to measure the effect of machine motion and not fixture or workpiece deformation. The Capball body can accommodate between 3 and 5 capacitive position sensors (Figure 5-3). The sensors redundancy allows reducing noise errors, and also the recovery of test data in case of a defective sensor, which occurred in a previous test using a non-redundant Capball resulting in a week long test with no useful data due the malfunction of one of the sensors. Without redundancy, a malfunction may go unnoticed if the sensor provides erroneous data. The design allows measurement for the full travel of rotary axes: a full 360° rotation of the C-axis and ±90° for the B-axis. The Capball sensor is mounted on the machine table. The wires of the capacitive sensors are rolled around a shaft collinear to the C-axis forming a cable management reel (Figure 5-3), thus allowing a ±180° table rotation without interference between the Capball and the wires. A reference ball is mounted in the spindle using an Invar holder. The measured distance of every capacitive sensor to the ball surface is the average of 100 readings taken at a 1000 Hz sampling frequency during a preprogramed machine stop. The distances to all sensors are used to determine the position of the spindle ball in the Capball frame via a least-squares sphere algorithm. For all measurements done, the maximum residual error of the least-squares sphere calculations was 2 μm.

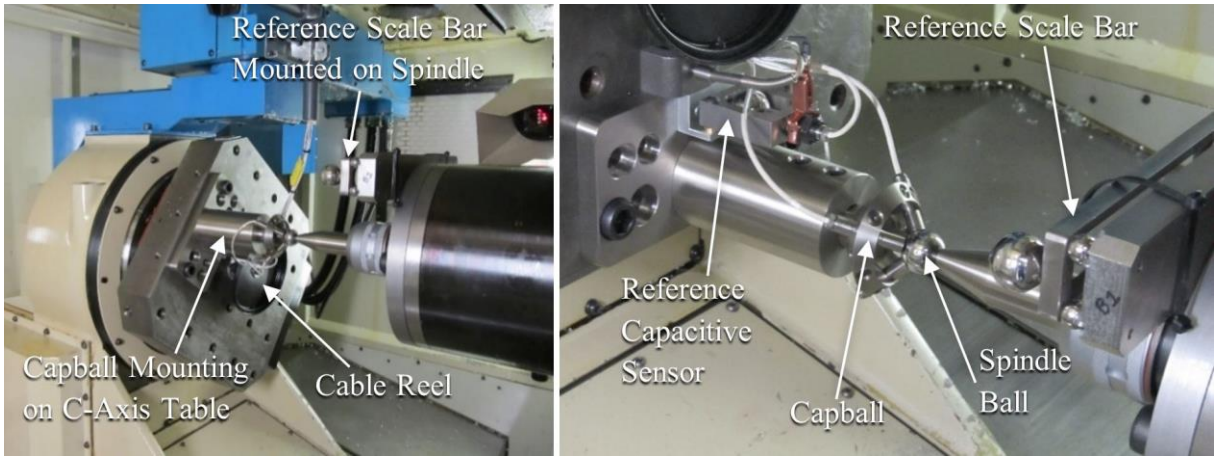

Figure 5-3 Capball device probing the spindle ball on the HU40-T machin

5.3.3 Capball Frame Calibration

In order to express the measured volumetric errors in the machine's frame, the homogeneous transformation matrix expressing the Capball frame in the C-axis frame is found by executing a calibration cycle. The spindle ball position relative to the Capball frame is measured at 125 points of a 3D grid (5×5×5 points) covering a cubic volume of 0.4×0.4×0.4 mm^3 around a nominal position. An additional unmeasured position is added whenever any of the axes changes its direction, in order to remove the backlash effect.

5.3.4 Reference Scale bar

A reference scale bar was custom designed in-house for this particular test (Figure 5-4). The mounting of the two reference balls ensures their accessibility to the Capball. The body is made of Invar for thermal stability. Calibration tests show that the coefficient of thermal expansion of the bar is around 1.3 μm/m℃, one order of magnitude smaller than normal steel. The scale bar is kinematically mounted on its support to allow the support to expand or contract without affecting the scale bar length. Three balls are supported by two cylinders each, and are held in place with three permanent magnets.

The measurement of a reference scale bar allows identifying the machine's isometric expansion. Without a scale bar, if the machine expansion is proportional in all directions, it might go unnoticed by the measurement system because the shape of the tool trajectory is not affected and so the relative position between the tool and a point in the workpiece space remains unchanged [12]. With

the addition of a reference scale bar, it has been found by simulations and experimentally that all three linear axis positioning errors can be estimated [14]. Without a scale bar, only the anisotropic errors are estimated.

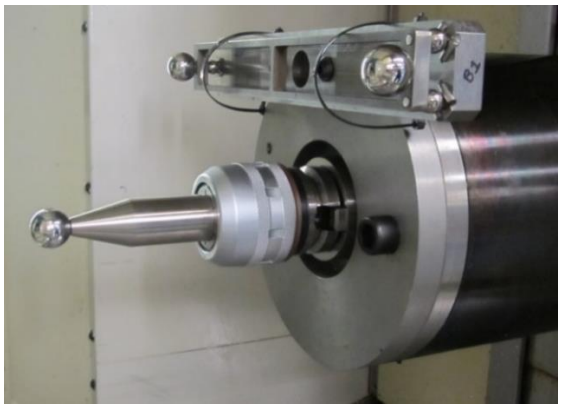

Figure 5-4 Reference scale bar mounted on machine spindle non-rotating outer body

5.3.5 Reference Capacitive Sensor

In order to measure and compensate the temperature drift of the Capball's capacitive sensors, a reference capacitive sensor is mounted at proximity of the Capball. An Invar frame holds the reference sensor that measures the thermally invariant distance to a precision ball identical to the one mounted on the machine spindle (Figure 5-3). The reference capacitive sensor measured a maximum variation of 3.5 µm during the whole 5 days test duration (Figure 5-5). The error is correlated to the pallet temperature variation. The major part of this error (2.5 µm) comes from the thermal expansion of the 38 mm length of the ball and the sensor, which are not made of Invar.

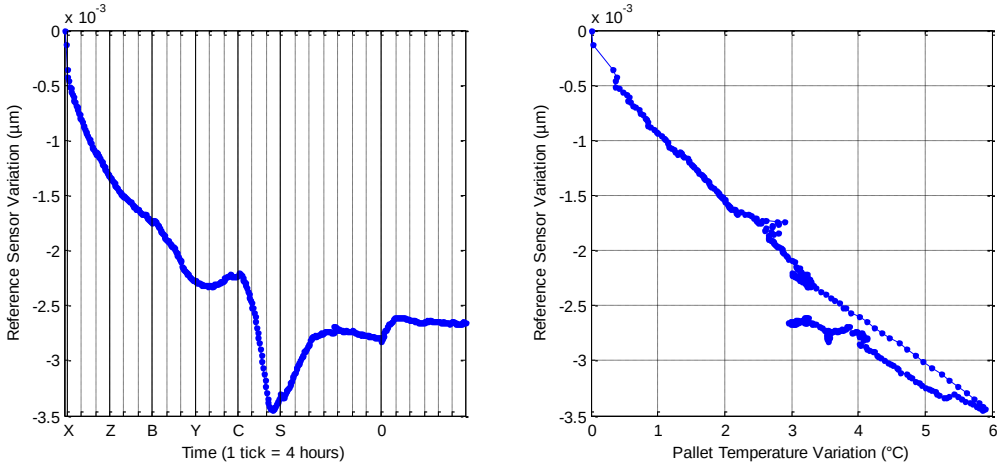

Figure 5-5 Reference sensor measurements

5.3.6 Measurement Strategy

The Capball device is mounted on the table and the artefact ball in the spindle to allow spindle running cycles. A heating routine involving spindle rotation is therefore possible. The scale bar is mounted on the spindle non-rotating outer body.

The measurement strategy starts with a 360° indexation of the spindle, with the B- and C-axes at 0°. The B- and C-axes are then indexed from -90° to +90° and -180° to +180° respectively, according to the strategy shown in Figure 5-6. The trajectory is continuous, with preprogramed stops at indexation points for a duration of 0.3sec, to allow for stable position acquisition. After the completion of this trajectory, the two balls of the scale bar are probed. The advantage of this strategy is the short time of measurement (3 minutes) which is a crucial factor for thermal tests.

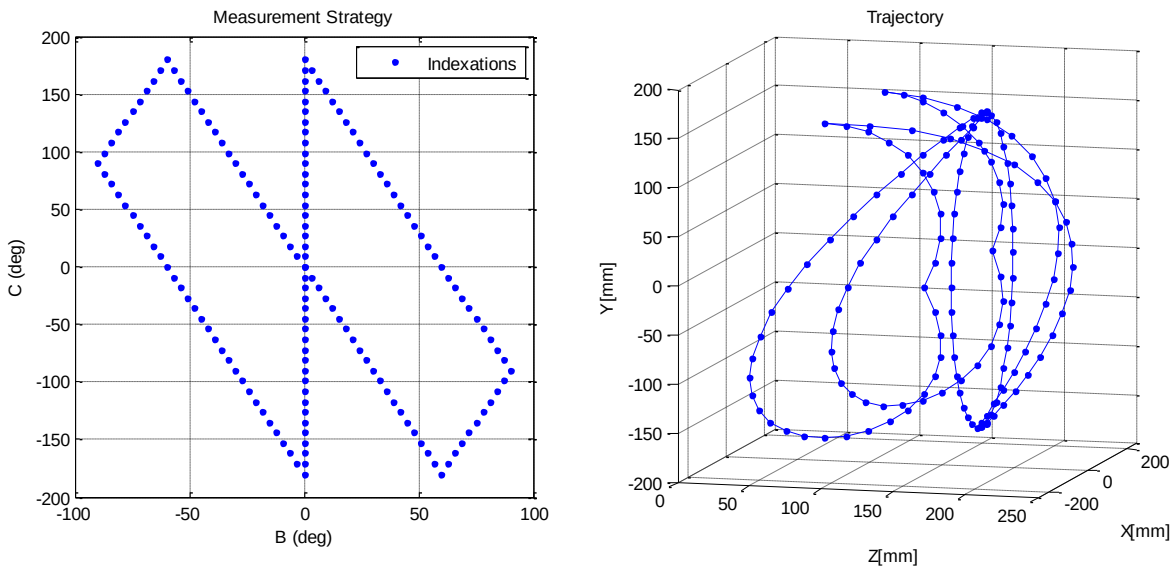

Figure 5-6 Measurement strategy and trajectory

5.3.7 Heating Routine

The heating routine of every motion axis takes 12 hours. The axis is continuously moved in a reciprocating manner between its position limits (for rotary axes, from -180° to +180° for C-axis and from -90° to +90° for B-axis). The motion occurs at a first speed setpoint for 4 hours, then at a second setpoint for another 4 hours, and finally stops for cooling down for 4 hours. The heating routine is interrupted every 15 minutes to perform the volumetric error measurement cycle (section 5.3.6). The heating of the spindle is performed over 28 hours, because the spindle warm up

procedure requested by the machine manufacturer had to be respected. Seven speed setpoints were executed, from 2000 up to 12000 rpm, for a duration of 4 hours per setpoint, followed by 24 hours cooling of the whole machine. The heating routine is shown in Figure 5-7 where the horizontal axis represents time, but is divided in 4-hour steps to show the activity of the machine axes.

The average measured power is also shown in Figure 5-7. The spindle is by far the most energy consuming motor (1830 W measured at 12000 rpm). In order to overcome gravity, the vertical Y-axis is continuously applying a torque to hold its position because the brake is released when the machine is powered up. This is reflected in power measurements by a continuous 125 W consumption when the Y-axis stands still. When moving down, the measured power drops down to near-zero. A higher torque is required to move up. The power curve of the Y-axis shows the average of these values. The spindle is also continuously powered (40 W) because a spindle hold rotation was programmed to prevent the rotation of the ball.

The NC controller of modern machine tools is usually capable of supplying the true power of the drives. So normally no additional sensors are required. For this test external power sensors were installed on the drives outputs, because the controller could only show current, but not power. Power is linear to the motor load, and has equal sensitivity for low and high loads.

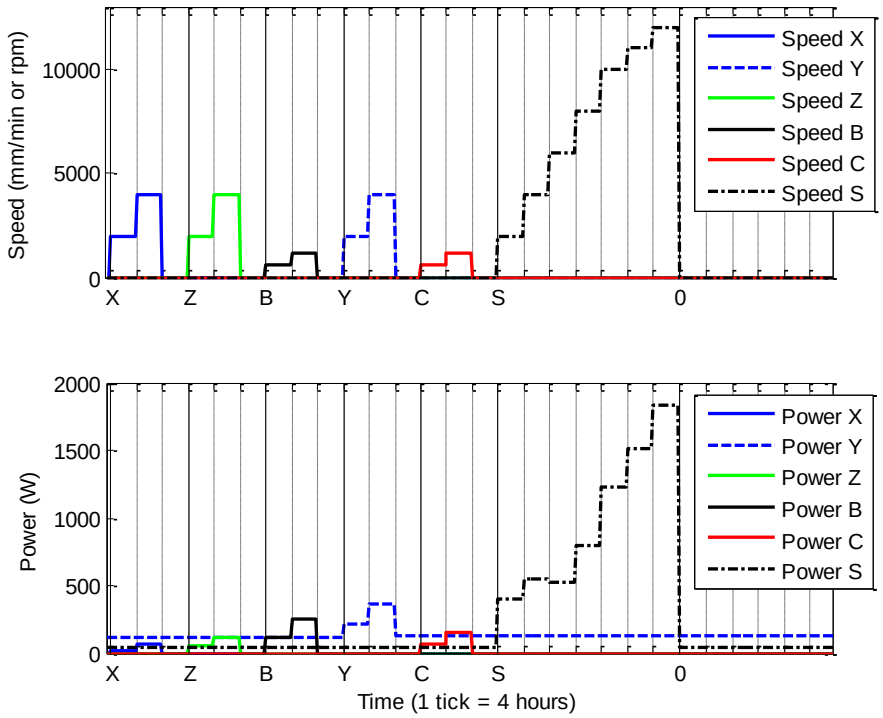

Figure 5-7 Heating routine – motors speed and power

5.4 Volumetric Error Model

The thermally induced volumetric distortion error ${}^{\{F\}}\mathbf{E}_{VT}$ of the machine tool will be here defined as the variation of the relative position between the ball and Capball device ${}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V}$ assumed caused by changes in the machine thermal condition. These thermal errors can be observed by subtracting the initial measurements ${}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V0}$ (at test start) from all subsequent measurements ${}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V}$. This operation cancels the effect of initial machine quasi-static geometric errors and also the setup error of the spindle ball.

$$ {}^{\{F\}}\mathbf{E}_{VT} = {}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V} - {}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V0} \tag{5-1} $$

The Capball sensor raw measurements express the volumetric errors ${}^{\{0\}}\mathbf{E}_{V}$ in the Capball's native frame {0}. In order to express these errors in a frame aligned with the machine frame {F}, the following transformations are performed on the raw data:

$$ {}^{\{F\}}\mathbf{E}_{V} = {}^{F}_{B}\mathbf{R}\ {}^{B}_{C}\mathbf{R}\ {}^{r}_{0}\mathbf{R}\left({}^{\{0\}}\mathbf{E}_{V} - {}^{\{0\}}\mathbf{O}_{r}\right) \tag{5-2} $$

where

${}^{F}_{B}\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(b) & 0 & \sin(b) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(b) & 0 & \cos(b) \end{bmatrix}$, b being the nominal position of the B-axis;

${}^{B}_{C}\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(c) & -\sin(c) \\ 0 & \sin(c) & \cos(c) \end{bmatrix}$, c being the nominal position of the C-axis;

${}^{r}_{0}\mathbf{R} =$ Rotation matrix from the Capball native frame {0} to a reference frame {r} attached to the Capball and aligned with the C-axis frame;

${}^{\{0\}}\mathbf{O}_{r} =$ Coordinates of frame {r} origin expressed in frame {0}.

The transformation from frame {0} to frame {r} is obtained using a least-squares cloud point fit algorithm, a least-squares method that finds the translation vector and orientation angles by iterative micro-adjustments, as detailed hereafter. It uses the data collected during the Capball frame calibration cycle (section 5.3.3).

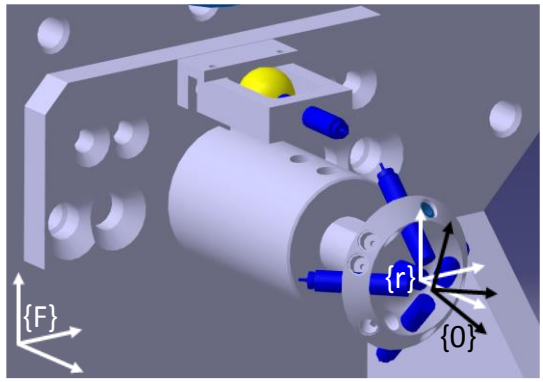

Figure 5-8 Transformation from the Capball native frame $\{0\}$ to the reference frame $\{r\}$

The vector form of the micro-adjustment equation for a given iteration i is [15]:

$$\vec{\mathbf{e}}_i = \vec{\boldsymbol{\xi}}_i - \vec{\mathbf{D}} - \vec{\mathbf{R}} \times \overrightarrow{\mathbf{OM}}_i \tag{5-3}$$

where:

$\vec{\boldsymbol{\xi}}_i = \begin{bmatrix} x_{0i} - x_r \\ y_{0i} - y_r \\ z_{0i} - z_r \end{bmatrix}$: Residuals vector at point i;

$\vec{\mathbf{D}} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix}$: Translation from frame {0} to reference frame {r};

$\overrightarrow{\mathbf{OM}}_i = \begin{bmatrix} x_{0i} \\ y_{0i} \\ z_{0i} \end{bmatrix}$: Point i coordinates in frame {0};

$\vec{\mathbf{R}} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix}$: Small rotations' matrix from {0} to {r};

$\vec{\mathbf{e}}_i = \vec{\mathbf{0}}$: Error vector that must be zero (or minimised for an overdetermined system).

In matrix form:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{0i} & -y_{0i} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{0i} & 0 & x_{0i} \\ 0 & 0 & 1 & y_{0i} & -x_{0i} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{0i} - x_r \\ y_{0i} - y_r \\ z_{0i} - z_r \end{bmatrix} \tag{5-4}$$

$$\mathbf{X}\,\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\xi} \tag{5-5}$$

The solution twist $\boldsymbol{\tau}$ is calculated as follows:

$$\boldsymbol{\tau} = [\mathrm{u} \quad \mathrm{v} \quad \mathrm{w} \quad \alpha \quad \beta \quad \gamma]^{\mathrm{T}} = \mathbf{X}^{+}\,\boldsymbol{\xi} \tag{5-6}$$

with $\mathbf{X}^{+}$ the pseudo-inverse of **X.**

Finally,

$$ {}^{\mathrm{r}}_{0}\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \tag{5-7}$$

and

$$ {}^{\{0\}}\mathbf{O}_{\mathrm{r}} = \begin{bmatrix} \mathrm{u} \\ \mathrm{v} \\ \mathrm{w} \end{bmatrix} \tag{5-8}$$

The residual errors after convergence of this algorithm are shown as vectors at all points of the calibration zone (Figure 5-9). The norm of the error at the center of the calibration zone is less than 1 µm. All vectors point toward the center, and their norm increases with the distance to the center. Within a distance of 100 µm from the center, the norm of the residual error is smaller than 4 µm. The shape of the residuals suggest a systematic effect that may come from the sensor gains, non-linearities or the interaction between the sensor and the target spherical surface. No attempt is made to correct such effects using this data since the machine linear positioning cannot reliably be used as reference.

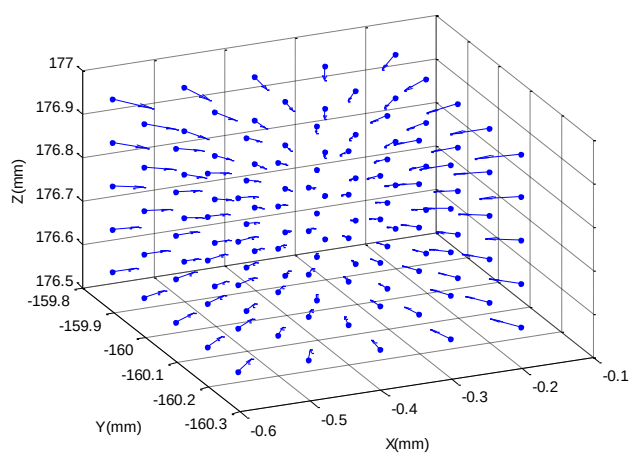

Figure 5-9 Calibration cycle – frame transformation residual errors

5.5 Results and Discussion

Every 15 minutes, the thermally induced volumetric error is measured at each of the 160 different poses forming the measurement cycle trajectory in the machine's work volume. The quasi-static geometric error component, measured four hours after starting the machine warm up phase, is considered as the thermal error zero reference and is subtracted from all subsequent measurements. Figure 5-10 shows the directions of the spindle ball displacements that cause positive volumetric error readings.

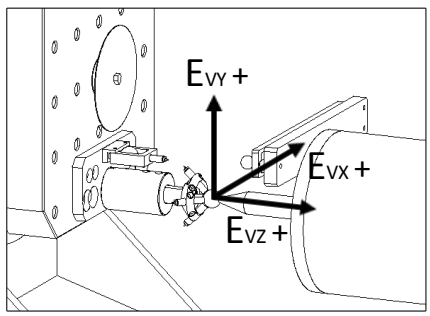

Figure 5-10 Ball displacements that cause positive volumetric errors

Six out of the 160 poses of the measurement cycle trajectory were selected for further analysis because of the large errors observed at those poses. The B- and C-axes' indexations (b, c) at these poses are: (0°, -90°), (0°, 0°), (0°, 90°), (0°, 180°), (-90°, 90°) and (90°,-90°).

Figure 5-11 shows the x, y and z components of the error at these six different poses of the machine. These six poses cover the maximum values of the thermal error among the 160 poses, and show the combined effect of both linear and rotary axes on the thermal volumetric error vector. The error is plotted against time. However, the horizontal axis shows the heating/cooling sequence in 4-hour intervals. Data points represent the volumetric errors at 15 minute time steps.

By analysing the thermal volumetric errors graph, much information can be deduced about the thermal behavior of the machine tool, although it is not straightforward to reach conclusions about the machine link errors (inter-axis errors) and error motions (intra-axis errors) by only a close inspection of the volumetric errors.

The thermal indifference along the X-axis, due to machine's geometric symmetry along this direction, is clear when B=C=0°. The thermal error E_{VTX} is smaller than 5 µm irrespective of machine activity. E_{VTX} is sensitive to the heating activity of the rotary axes when B or C axes rotate

away from 0° and break the symmetry. E_{VTX} reaches a maximum of 20 µm when heating the B-axis.

The thermally induced volumetric distortion error in the y-direction, E_{VTY}, is the biggest component of the error. It reaches a maximum of 35 µm. Like for E_{VTX}, the rotary B- and C-axis are the biggest contributors to E_{VTY}. The sign of dE_{VTY}/dt depends on which side of the kinematic chain the heating activity is occurring. Heating the X-axis, B-axis or C-axis results in an upward y-deformation of the workpiece branch. The Capball frame moves upward and, as a result, E_{VTY} is decreasing. When the Z-axis, the Y-axis or the spindle are the heat sources, an upward y-deformation of the tool branch is visible (Figure 5-12). In other words, the spindle ball moves upward relatively to the Capball frame and E_{VTY} is increasing. As a result, E_{VTY} is the difference between the tool and workpiece branches elongations, as they tend to cancel each other's effect when simultaneously heated. It should also be noted that E_{VTY} variation is true irrespective of the B- and C-axis position. The same effect is seen for all 160 poses of the trajectory.

The thermally induced volumetric distortion error in the z-direction, E_{VTZ}, is also almost independent of the B- and C-axis positions. The biggest error has an amplitude of 25 µm and is obtained when the spindle is running at 12000 rpm. An increasing E_{VTZ} when heating the X-axis suggests that the workpiece branch is having a backward z-deformation. The same behavior is obtained due to a forward z-deformation of the tool branch when the Z-axis is causing the heat generation. The B- and C-axis heating results in a forward z-deformation of the workpiece branch because it decreases E_{VTZ}. The variation of E_{VTZ} slightly depends on the position of the rotary C-axis: for B=0° and C=180°, when the Capball is on the top side of the table, E_{VTZ} variation is bigger than when it is at the bottom of the table. The Y-axis operation reduces E_{VTZ}, due to either a backward z-deformation of the tool branch, spindle axial elongation, or both.

The spindle axial elongation causes the biggest decrease in E_{VTZ}. The HU40-T spindle is equipped with an oil cooling system and an oil chiller in order to minimize the thermal distortion of the spindle based on spindle temperature measurement. The spindle effect is smaller than the B-axis effect, although the spindle measured power is 7 times more than the B-axis power (Figure 5-7). Nevertheless some thermal effect remains, as shown by measurements. Due to the relatively small thermal inertia of the spindle, the response time of its z-elongation is small compared to other axes. Steady state is reached within 30 minutes.

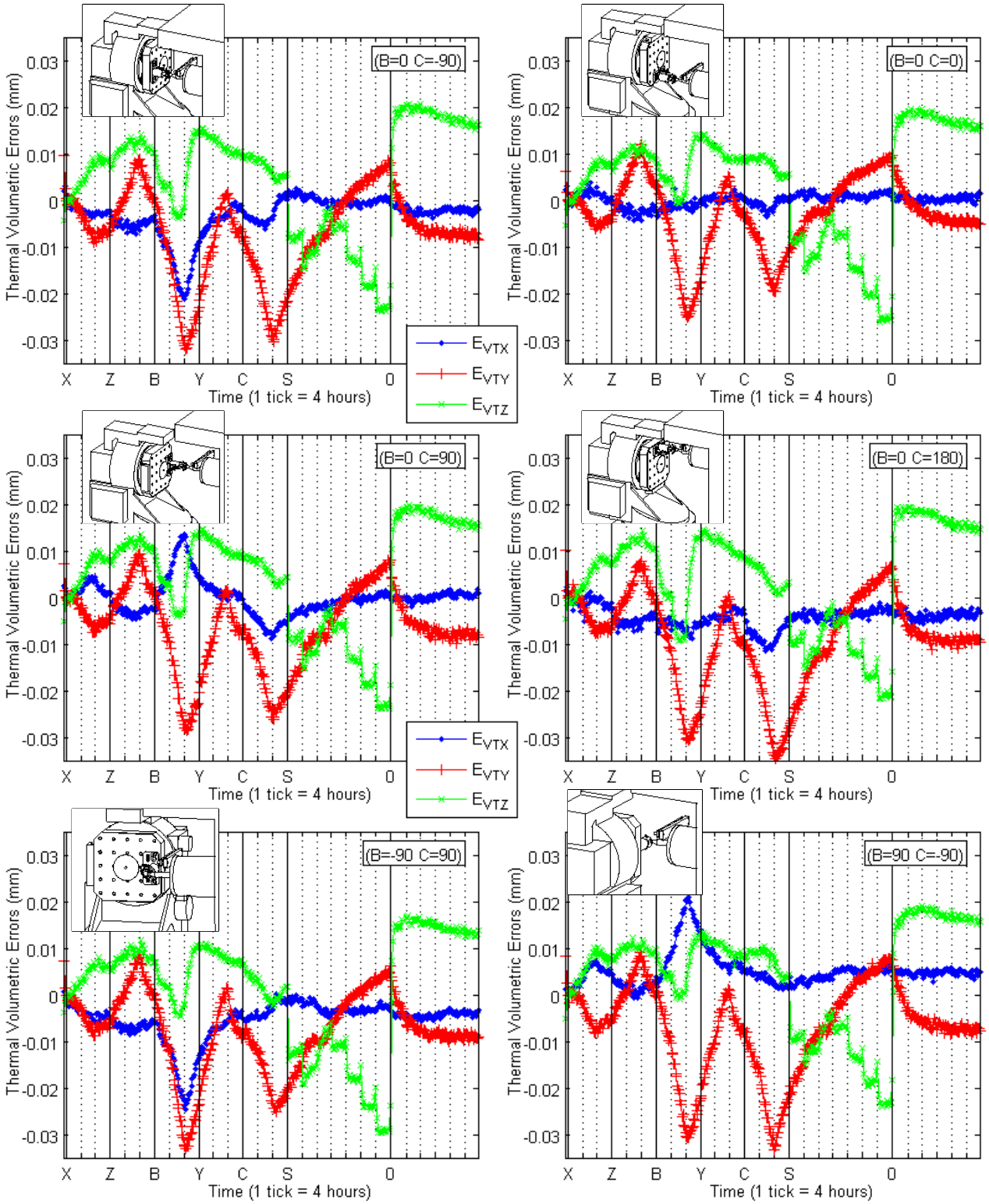

Figure 5-11 Thermal volumetric distortion errors in machine frame $\{F\}$ at 6 different poses

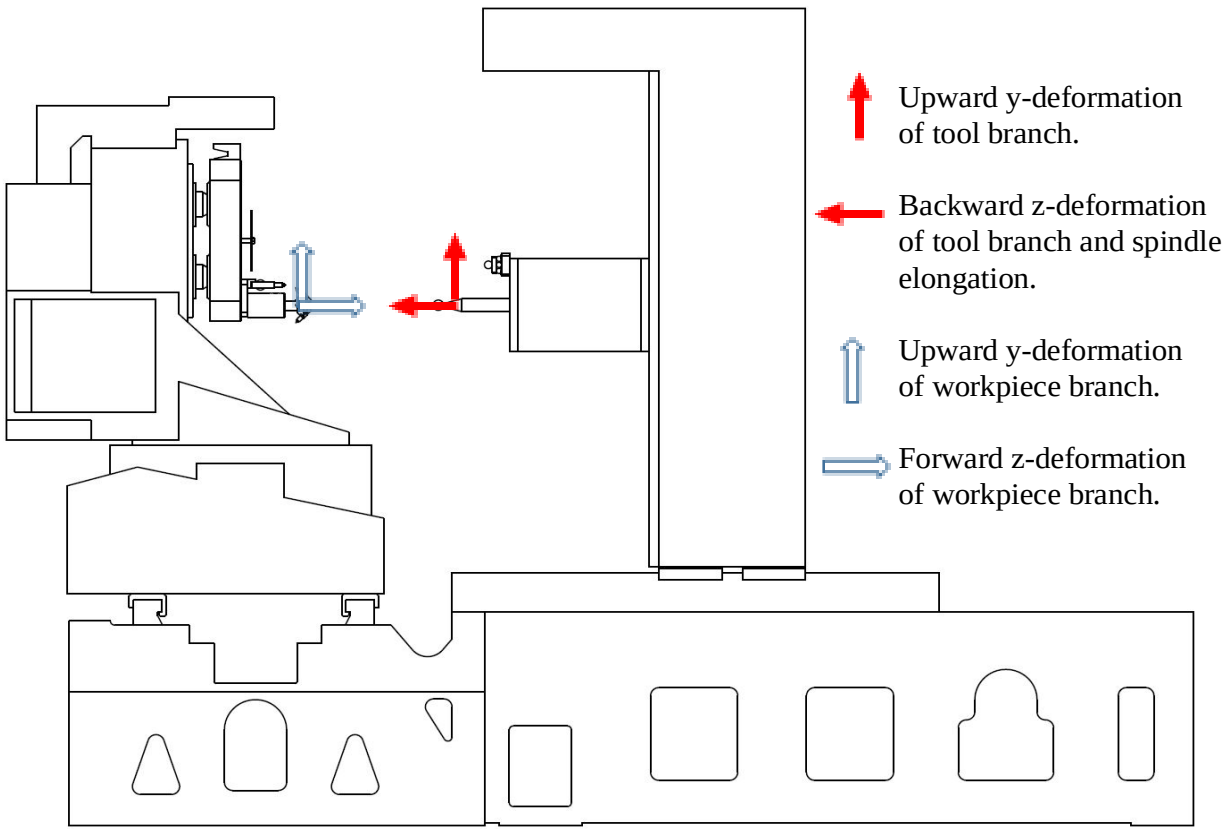

Figure 5-12 Thermal deformation directions of the HU40-T machine

The thermally induced volumetric distortion errors, represented as vectors in the work volume of the machine and attached to the trajectory points, are shown for three different moments of the heating routine: at the end of the Z-axis heating (Figure 5-13a), the end of the B-axis heating (Figure 5-13b-d) and the end of the spindle heating (Figure 5-13c). The graphs show the projection of the error in the y-z or the x-z planes, and the norms of the vectors are scaled within each graph, but not between them. These graphs show clearly that machine axes have different effects on the direction and magnitude of the thermal error. For Z-axis heating, $E_{VTZ} > 0$ and $E_{VTY} > 0$. For B-axis heating, $E_{VTY} < 0$. For spindle heating, $E_{VTZ} < 0$ and $E_{VTY} > 0$, as detailed earlier. More importantly all points of the trajectory have very similar thermal behavior (amplitude and direction of the volumetric error vectors) in the y- and z-directions. The only exception is for the x-direction where the volumetric errors point towards x=0.

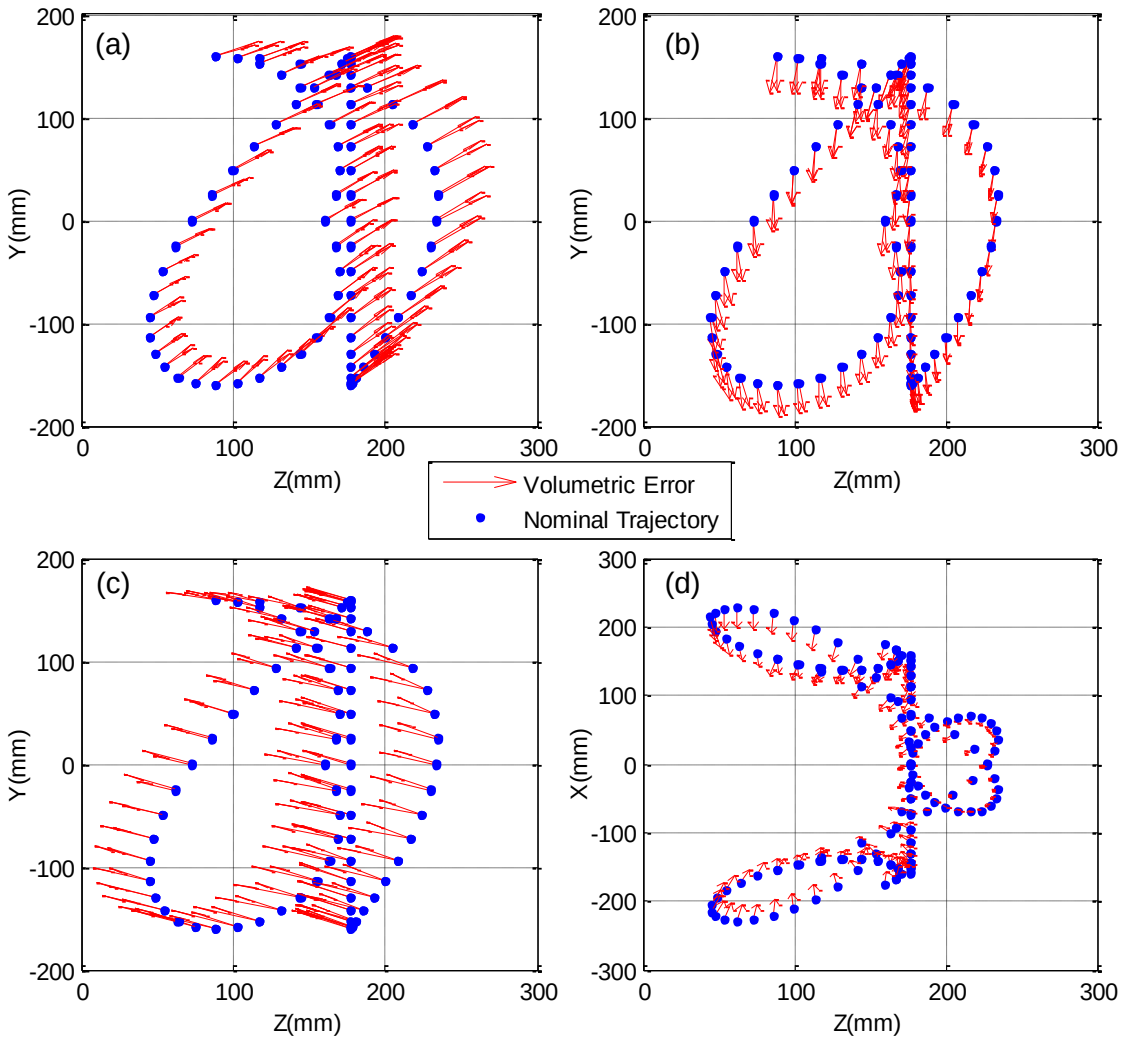

Figure 5-13 Volumetric distortion errors in machine work volume at the end of a) the Z-axis heating, b) and d) the B-axis heating and c) the spindle heating. (norm of error not to scale)

The spindle elongation at 6000 rpm is found, surprisingly, to be smaller than at 4000 rpm. This behavior is strange if the spindle elongation is assumed to be correlated to its speed. One hypothesis is that this offset is due to the ISO 40 tapered tool holder being drawn deeper as the spindle cone heats up and expands (less likely to happen with a HSK taper tool holder). The offset is permanent and remains after the spindle activity has stopped. This suggests that a preliminary heating sequence might be necessary. However when looking at the spindle measured power, the above-mentioned observation might be found to be internally related to the spindle design, probably to changes in the characteristics of the spindle hydrodynamic bearing, because the power required to drive the spindle at 6000 rpm is also smaller than for 4000 rpm while the frequency of the cooling

cycles is slightly bigger (Figure 5-14). This could explain the smaller elongation at 6000 rpm. In this case, since the spindle power is not a linear function of its speed, it is more reliable to model the thermal errors as a function of power which more directly represents the amount of heat dissipated within the spindle.

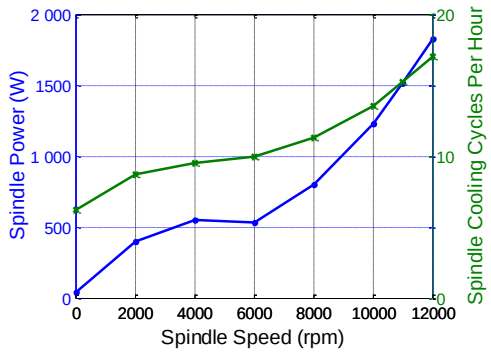

Figure 5-14 Spindle Power and Cooling Cycles vs. Speed

The 2-norm (magnitude) of the thermally induced volumetric errors for the six poses is shown in Figure 5-15. Again these six poses represent the extreme limits of the thermal error measured in the whole volume. It can be seen that the rotary B- and C-axis are the biggest contributors to the thermal error, followed by the spindle. The thermal error's norm at various poses have all the same trend with respect to the machine tool's activity. Some amplitude variations exist depending on axes position but to a lesser extent. This suggests that an average compensation based on machine tool activity (motor's power) could be investigated to reduce the thermally induced volumetric error, irrespective of the machine pose.

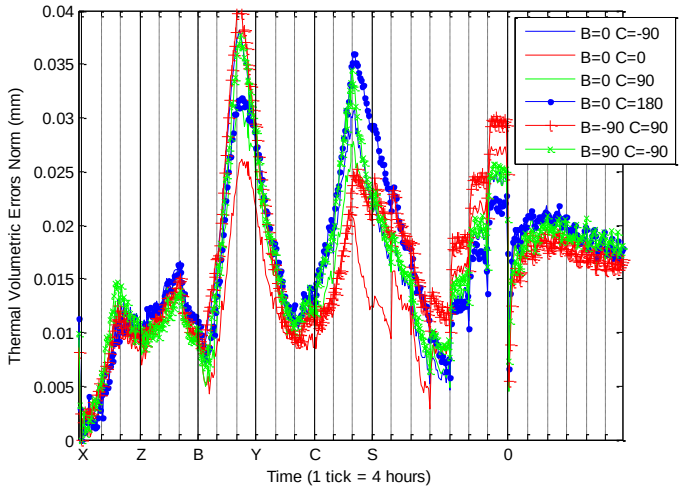

Figure 5-15 Thermal volumetric error norm at 6 different poses

The reference scale bar is mounted on the body of the spindle and nominally aligned with the X-Axis (Figure 5-4). Therefore only E_{VTX}, the linear thermal volumetric error in the X-direction, has an effect on the length measured. The measurements of the scale bar length, taken at B=0° and C=0°, are done by only moving the X-axis (with minor adjustments of Y- and Z-axes to probe the balls). As a result, since only the error motions of the X-axis are significantly moved between the two balls of the scale bar and since both balls are measured using the same sequence of X-, Y- and Z- axis motion, it is expected that only error motions E_{XX}, E_{BX} and E_{CX} contribute to this error (Figure 5-16). Surprisingly, the biggest scale error of 30 µm comes from the heating activity of the B-axis, not the X-axis. This suggests that the heating activity of the B-axis is a major contributor to the error motions of its adjacent X-axis.

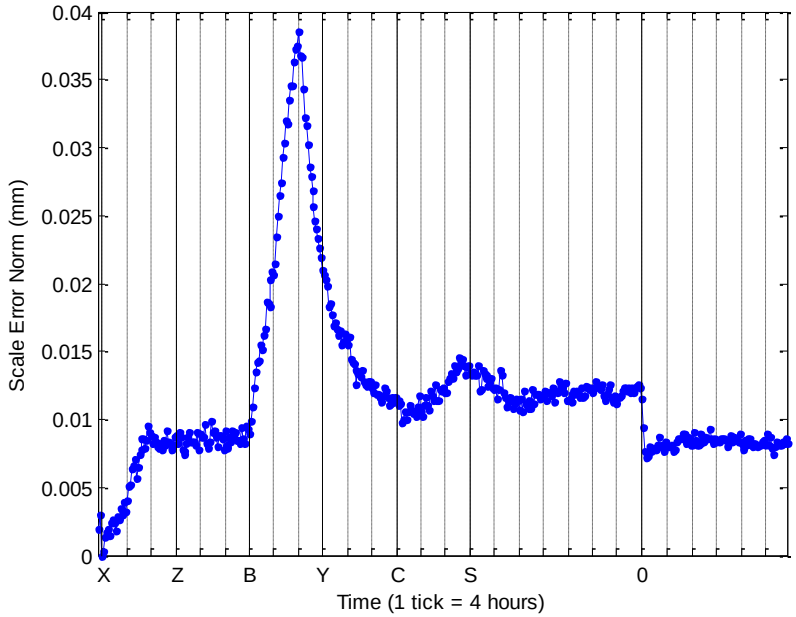

Figure 5-16 Reference scale bar measured distance

5.6 Conclusion

The thermal behavior of a five-axis machine tool has been analyzed in this paper. All machine axes have been cycled individually at different speeds. The volumetric errors have been periodically measured throughout the test, and the machine activity, represented by its motors power, has been recorded. The analysis of the measured data allowed a clear understanding of the machine's thermal behaviour, by relating the volumetric error variation to the machine's activity. The biggest contributors to the thermal volumetric distortion error are the three rotary axes i.e. the B-axis, the

C-axis and the spindle, respectively. A maximum error of 40 µm is observed when cycling the B-axis, whereas the spindle, which is 6 times more powerful, causes a maximum elongation of only 25 µm. Separating and clearly observing major effects was made possible by the thermally induced volumetric error vector plots, which provide rich information on the input of each individually exercised axis. The thermal indifference on the machine's symmetry plane, irrespective of machine's activity, was clear on the graphs. The spindle elongation as a function of its power was also quantified. The simultaneous upward elongation of the tool and workpiece branches when any of their respective axes is cycled is a thermal advantage as both effects tend to cancel each other in the vertical direction. However volumetric errors cannot directly explain the effects that are the combination of several error sources. This requires modeling the thermal behavior of the intra- and inter-axis errors (motion errors and location errors).

Most importantly it has been shown that cycling the rotary B-axis significantly affects the volumetric errors in the X direction when measuring the reference scale bar. Since this measurement primarily uses the X-axis, this strongly suggests that the X-axis error motions are being affected by the B-axis cycling. Therefore we can conclude that in thermal error modelling based on individual axis error motions, neighbouring axes must also be exercised to assess their effect on the modelled axis.

The experiment allowed quantifying and visualizing the thermal volumetric behaviour of the machine tool. Results may not be generalized to other machines with different architectures or even to other machines of the same model. However, it revealed unsuspected thermal errors caused by rotary axes and the test method is likely to be adaptable to numerous other five-axis machine tool models.

5.7 Acknowledgements

This work was funded by the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) through the Canadian Network for Research and Innovation in Machining Technology (CANRIMT), and the NSERC supported CRIAQ/MANU408 project. The authors would like to thank technicians Guy Gironne, Vincent Mayer and François Ménard for their contribution to the experimental work.

5.8 References

1. J. Mayr, J. Jedrzejewski, E. Uhlmann, M. Alkan Donmez, W. Knapp, F. Härtig, K. Wendt, T. Moriwaki, P. Shore, R. Schmitt, C. Brecher, T. Würz, and K. Wegener, *Thermal issues in machine tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012. 61(2): p. 771-791.

2. R. Ramesh, M.A. Mannan, and A.N. Poo, *Error compensation in machine tools — a review: Part II: thermal errors.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2000. 40(9): p. 1257-1284.

3. H. Schwenke, W. Knapp, H. Haitjema, A. Weckenmann, R. Schmitt, and F. Delbressine, *Geometric error measurement and compensation of machines-An update.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2008. 57(2): p. 660-675.

4. *ISO 230-3:2007. Test code for machine tools - Part 3: Determination of thermal effects*. 2007.

5. C. Hong and S. Ibaraki, *Observation of thermal influence on error motions of rotary axes on a five-axis machine tool by static R-test.* International Journal of Automation Technology, 2012. 6(2): p. 196-204.

6. M. Gebhardt, A. Schneeberger, S. Weikert, W. Knapp, and K. Wegener, *Thermally caused location errors of rotary axes of 5-axis machine tools.* International Journal of Automation Technology, 2014. 8(4): p. 511-522.

7. J. Mayr, M. Egeter, S. Weikert, and K. Wegener, *Thermal error compensation of rotary axes and main spindles using cooling power as input parameter.* Journal of Manufacturing Systems, 2015.

8. S. Weikert and W. Knapp, *R-test, a new device for accuracy measurements on five axis machine tools.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2004. 53(1): p. 429-432.

9. S.H.H. Zargarbashi and J.R.R. Mayer, *Single setup estimation of a five-axis machine tool eight link errors by programmed end point constraint and on the fly measurement with Capball sensor.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009. 49(10): p. 759-766.

10. L. Andolfatto, S. Lavernhe, and J.R.R. Mayer, *Evaluation of servo, geometric and dynamic error sources on five-axis high-speed machine tool.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011. 51(10–11): p. 787-796.

11. C. Brecher, M. Fey, and M. Wennemer, *Volumetric thermo-elastic machine tool behavior.* Production Engineering, 2015. 9(1): p. 119-124.

12. B. Bringmann and W. Knapp, *Model-based 'Chase-the-Ball' calibration of a 5-axes machining center.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2006. 55(1): p. 531-534.

13. D.B. Sirdeshmukh, L. Sirdeshmukh, and K. Subhadra, *Micro-and Macro-properties of Solids*. 2006, Berlin: Springer.

14. J.R.R. Mayer, *Five-axis machine tool calibration by probing a scale enriched reconfigurable uncalibrated master balls artefact.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012. 61(1): p. 515-518.

15. P. Bourdet and A. Clément, *Controlling a complex surface with a 3 axis measuring machine.* Annals of the CIRP, 1976. 25(1): p. 359-361.

CHAPITRE 6 ERREURS THERMIQUES PARAMÉTRIQUES DES AXES ROTATIFS

Abstract submitted to CIRP Annals 2018 – Vol. 67/1

6.1 Abstract

Thermally induced volumetric errors due to rotary axes' activity are measured on a five-axis machine tool using a non-contact R-test device with a four-ball uncalibrated artefact and an Invar reference length. The gathered volumetric data allow to estimate intra- and inter-axis machine errors as well as the table expansion via the estimated balls position. Dominant thermal effects are modelled as functions of the measured rotary axes drive power consumption by the superposition of single-input single-output first order transfer functions. The efficiency of the model is validated with different motion sequences and by the compensated machining of a test piece.

6.2 Introduction

L'analyse des erreurs volumétriques faite au Chapitre 5 a montré que l'activité des axes rotatifs B et C est, comme la broche, une cause importante de déformations thermiques. Dans ce chapitre, une étude est faite pour analyser les effets principaux de l'activité de ces axes rotatifs sur les erreurs paramétriques et de modéliser ces erreurs dans le but de les compenser en temps réel. Le chapitre commence par une description du montage expérimental du test, qui diffère du test précédent. Par la suite les paramètres d'erreurs géométriques sont estimés en utilisant la méthode SAMBA [1], qui est brièvement expliquée. Les paramètres dont l'effet thermique est le plus important sont modélisés par une fonction de transfert de premier ordre, et l'amélioration attendue est présentée. La validation du modèle est faite au Chapitre 7.

6.3 Test expérimental

Le montage expérimental utilisé pour mesurer les erreurs de la machine est différent du test fait au Chapitre 5. La raison principale pour cette différence est de permettre à la méthode SAMBA d'estimer les paramètres d'erreur d'orientation de l'axe C. Ceci n'est pas possible en utilisant une seule bille (ou le Capball) sur la table. Pour cette fin il faut au moins 3 billes pour définir

l'orientation dans l'espace. Cependant l'augmentation du nombre de billes ne devrait pas augmenter le temps de mesure. Une nouvelle stratégie de mesure devrait être définie.

Le montage sur la machine-outil est montré à la Figure 6-1:

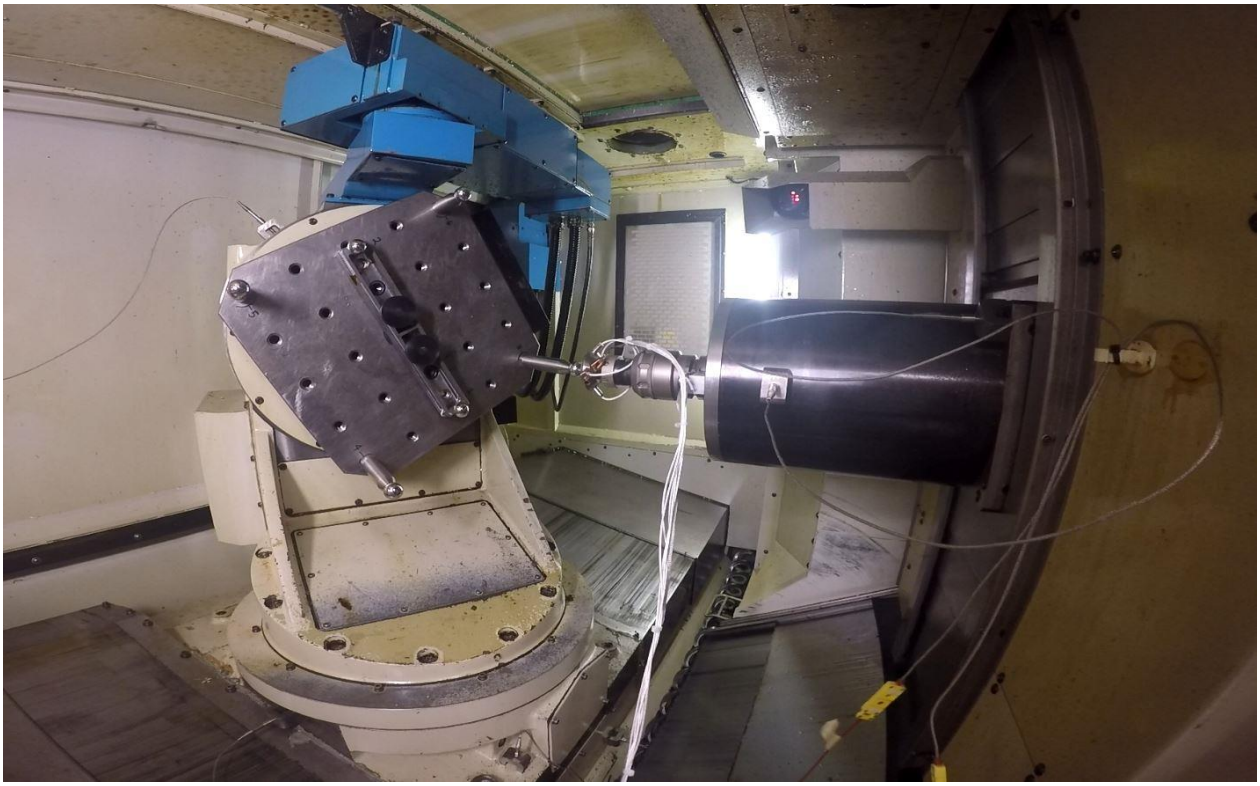

Figure 6-1 Montage expérimental sur la machine-outil HU40-T

Dans ce montage, le Capball est installé dans la broche, ceci étant possible du fait que la broche ne tourne pas dans ce test. Normalement un tour de la broche est requis pour mesurer le battement (runout) du Capball par rapport à l'axe de rotation de la broche. Cependant ceci n'est pas important pour ce test qui vise seulement à étudier les effets thermiques des axes rotatifs, qui se trouvent du côté pièce de la machine.

Plusieurs simulations sont faites pour trouver une configuration qui respecte les exigences du test: plusieurs billes pour estimer tous les paramètres demandés, une bonne estimation des paramètres, et une durée de mesure réduite à moins de 3 min, pour obtenir une empreinte des erreurs géométriques à un état thermique quasi-constant. La stratégie de mesure choisie utilise un artefact de 4 billes et une barre d'échelle contenant 2 billes additionnelles (Figure 6-2).

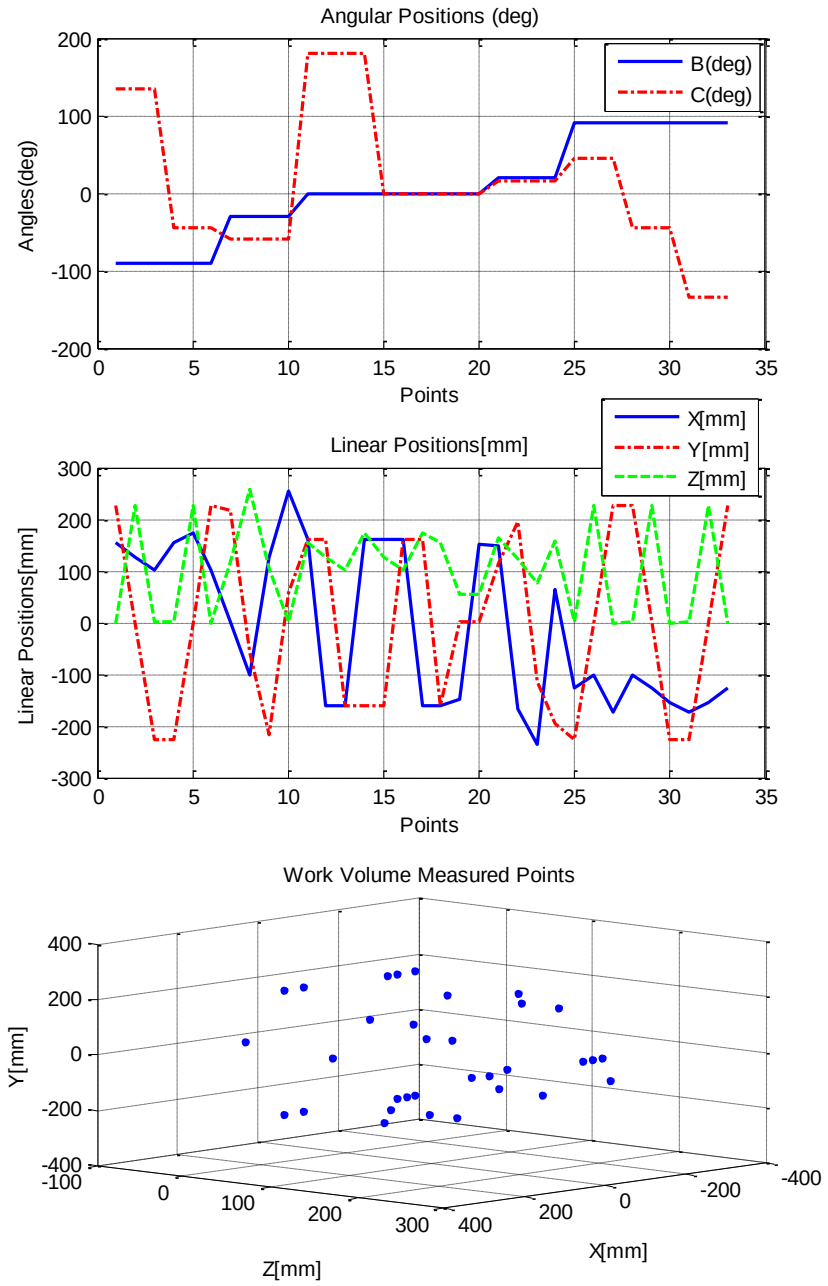

Figure 6-2 Stratégie de mesure

Tous les accessoires utilisés, plus précisément le corps du Capball, les tiges qui supportent les billes et la barre d'échelle sont tous faits en invar, le matériau thermiquement stable. Le but est toujours de réduire les effets thermiques dus au montage qui risquent d'ajouter des incertitudes sur la mesure des erreurs.

La séquence de chauffage est constituée de cycles de mouvements répétitifs des axes rotatifs. La durée d'un cycle est de 15 minutes, incluant 3 minutes de mesure. Les cycles sont interrompus

périodiquement pour effectuer la mesure des erreurs géométriques. La connaissance du comportement thermiquement étant plus avancée, le nouveau cycle de chauffage prévoit des durées prolongées pour chaque consigne dans le but de permettre une meilleure visibilité de la réponse temporelles des variables étudiées. Au total le test comprend 527 cycles de mesure. Deux mesures consécutives étant séparées de 15 minutes, la durée totale du test est de 5.5 jours.

6.4 Estimation des erreurs géométriques par la méthode SAMBA

La méthode SAMBA a été développé à la suite des travaux de mon directeur de recherche, le professeur René Mayer de Polytechnique Montréal et de son équipe de recherche [1-5]. Elle permet d'estimer indirectement les erreurs géométriques de membrure et de mouvement des machines-outils. La méthode sera expliquée en considérant l'exemple de la machine HU40-T de topologie WCBXFZYAT (Figure 6-3).

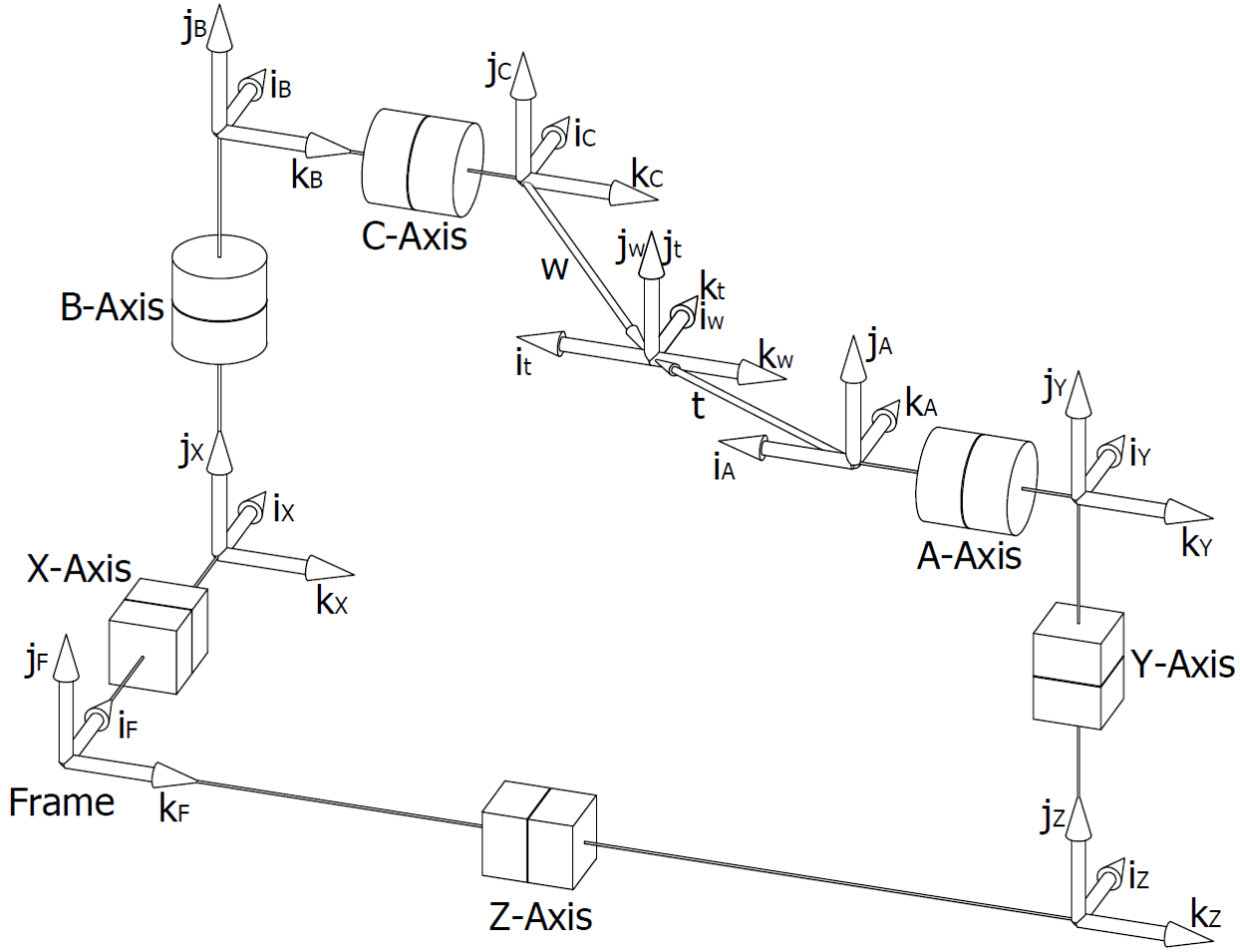

Figure 6-3 Modèle cinématique nominal de la machine HU40-T de topologie WCBXFZYAT

Le mouvement de chaque axe est modélisé par le produit de 4 matrices de transformation homogène. Par exemple, dans le cas de l'axe C de la HU40-T, la transformation du repère de l'axe C vers le repère de l'axe B est donnée par:

$$ {}^{B'}_{C'}\boldsymbol{T} = {}^{B'}_{C0}\boldsymbol{T}\ {}^{C0}_{C0'}\boldsymbol{T}\ {}^{C0'}_{C}\boldsymbol{T}\ {}^{C}_{C'}\boldsymbol{T} $$

Où:

$$ {}^{B'}_{C0}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} $$ = localisation nominale de l'axe C.

$$ {}^{C0}_{C0'}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} & & & E_{XOC} \\ & {}^{C0}_{C0'}\boldsymbol{R} & & 0 \\ & & & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} $$ = transformation due aux erreurs de membrures de l'axe C avant le mouvement, avec $ {}^{C0}_{C0'}\boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} cos(E_{BOC}) & 0 & sin(E_{BOC}) \\ 0 & 1 & 0 \\ -sin(E_{BOC}) & 0 & cos(E_{BOC}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & cos(E_{AOC}) & -sin(E_{AOC}) \\ 0 & sin(E_{AOC}) & cos(E_{AOC}) \end{bmatrix} $

$$ {}^{C0'}_{C}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} cos(c) & -sin(c) & 0 & 0 \\ sin(c) & cos(c) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} $$ = déplacement nominal de l'axe C d'un angle c

$$ {}^{C}_{C'}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} & & & EXC \\ & {}^{C}_{C'}\boldsymbol{R} & & EYC \\ & & & EZC \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} $$ = transformation due aux erreurs de mouvement de l'axe C, avec

$$ {}^{C}_{C'}\boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} cos(ECC) & -sin(ECC) & 0 \\ sin(ECC) & cos(ECC) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} cos(EBC) & 0 & sin(EBC) \\ 0 & 1 & 0 \\ -sin(EBC) & 0 & cos(EBC) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & cos(EAC) & -sin(EAC) \\ 0 & sin(EAC) & cos(EAC) \end{bmatrix} $$

L'erreur de mouvement de chaque axe de la machine-outil est modélisée avec 6 erreurs de mouvement définies selon les 6 degrés de liberté (3 translations et 3 rotations) d'un corps rigide dans l'espace (Figure 2-1).

Ainsi la transformation représentant la localisation de l'outil t dans le repère de la pièce w devient:

$$ {}^{w}_{t}\boldsymbol{T} = ({}^{F}_{w}\boldsymbol{T})^{-1}\,{}^{F}_{t}\boldsymbol{T} $$

avec:

$$ {}^{F}_{t}\boldsymbol{T} = {}^{F}_{Z0}\boldsymbol{T}\ {}^{Z0}_{Z0'}\boldsymbol{T}\ {}^{Z0'}_{Z}\boldsymbol{T}\ {}^{Z}_{Z'}\boldsymbol{T}\ {}^{Z'}_{Y0}\boldsymbol{T}\ {}^{Y0}_{Y0'}\boldsymbol{T}\ {}^{Y0'}_{Y}\boldsymbol{T}\ {}^{Y}_{Y'}\boldsymbol{T}\ {}^{Y'}_{A0}\boldsymbol{T}\ {}^{A0}_{A0'}\boldsymbol{T}\ {}^{A0'}_{A}\boldsymbol{T}\ {}^{A}_{A'}\boldsymbol{T}\ {}^{A'}_{t}\boldsymbol{T} $$

$$ {}^{F}_{w}\boldsymbol{T} = {}^{F}_{X0}\boldsymbol{T}\ {}^{X0}_{X0'}\boldsymbol{T}\ {}^{X0'}_{X}\boldsymbol{T}\ {}^{X}_{X'}\boldsymbol{T}\ {}^{X'}_{B0}\boldsymbol{T}\ {}^{B0}_{B0'}\boldsymbol{T}\ {}^{B0'}_{B}\boldsymbol{T}\ {}^{B}_{B'}\boldsymbol{T}\ {}^{B'}_{C0}\boldsymbol{T}\ {}^{C0}_{C0'}\boldsymbol{T}\ {}^{C0'}_{C}\boldsymbol{T}\ {}^{C}_{C'}\boldsymbol{T}\ {}^{C'}_{w}\boldsymbol{T} $$

Chacun paramètre d'erreur est ensuite formulé mathématiquement avec un polynôme de degré 3 et une composante de jeu d'hystérésis (backlash). Dans notre étude des effets thermiques, des paramètres de degré 0 et 1 sont considérés, par exemple:

$EYB = EYB0 + EYB1\ b$, où b est la position nominale de l'axe B.

Les erreurs paramétriques du modèle géométrique sont en pratique difficile ou impossible à mesurer directement. Cependant la mesure de la distorsion volumétrique de la machine est plus pratique. Cette mesure se fait entre l'outil (palpeur ou Capball) et une ou plusieurs billes-pièces, à différentes postures de la machine. Il n'est pas nécessaire que l'artefact mesuré soit calibré. Cependant ça devrait être un corps rigide indéformable tout au long du cycle de mesure. Pour les tests thermiques, une durée de mesure inférieure à 3 minutes permet de supposer que l'artefact n'a pas subi de déformations thermiques.

Une matrice Jacobienne $\boldsymbol{J}$ permet d'exprimer, pour toutes les mesures faites dans le volume de travail, la sensibilité de la distorsion volumétrique EV_i à chacun des paramètres d'erreur p_j, à l'erreur de position de l'outil et des billes et à la longueur de la barre de référence:

$$ \boldsymbol{J} = \begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & \dfrac{\partial EV_i}{\partial p_j} & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix} $$

La relation entre le torseur des distorsions volumétriques $\boldsymbol{\delta v}$ et le torseur $\boldsymbol{\delta p}$ des paramètres s'écrit:

$$ \boldsymbol{\delta v} = \boldsymbol{J}\ \boldsymbol{\delta p} $$

Une solution de moindres carrés de $\boldsymbol{\delta p}$ est obtenue en utilisant la pseudo-inverse $\boldsymbol{J}^{+}$ de $\boldsymbol{J}$:

$$ \boldsymbol{\delta p} = \boldsymbol{J}^{+}\ \boldsymbol{\delta v} $$

La solution optimale $\boldsymbol{p}$ est obtenue par un calcul itératif. Pour que l'algorithme converge, il est indispensable que la Jacobienne ne soit pas singulière. Le conditionnement et le rang de la matrice $\boldsymbol{J}$ sont 2 indicateurs du degré de singularité. Pour éviter la singularité, il faut procéder à un élagage de la Jacobienne pour éliminer toute dépendance linéaire entre les paramètres estimés (colonnes de

J). Tout groupe de paramètres linéairement dépendants aura son effet représenté par un seul paramètre.

Dans le but d'estimer la variation thermique des paramètres d'erreur due à l'activité thermique des axes rotatifs B et C, la méthode SAMBA est configurée spécialement pour cette fin. Le modèle est ajusté de manière à inclure les paramètres des axes étudiés. Les paramètres inclus dans le modèle géométrique sont choisis en se basant sur les critères suivant:

- Le chauffage se fait uniquement sur les axes rotatifs B et C.
- Sachant que les axes rotatifs B et C se trouvent dans la branche pièce de la machine, tous les paramètres de la branche outil (les axes Z, Y et la broche) sont exclus du modèle. Ceci suppose que ces paramètres sont peu ou pas affectés par l'activité des axes B et C. Cette hypothèse est logique sachant que ces axes sont éloignés des sources de chaleur, le seul lien physique entre les 2 branches étant la base de la machine.
- La totalité des effets thermiques de B et C est attribuée aux paramètres de la branche pièce (les axes X, B et C). Un avantage majeur résulte de cette hypothèse. Les paramètres du côté pièce, dont l'effet est normalement corrélé avec l'effet d'autres paramètres du côté outil, peuvent dans ce cas être ajoutés au modèle sans rendre la Jacobienne singulière. Ceci est par exemple le cas du paramètre EYB0 qui est corrélé à la position en Y de l'outil.
- La position de l'outil (Capball) est exclue du modèle et n'est pas estimée par la méthode SAMBA.
- Les positions des 6 billes de l'artefact sont estimées par le modèle. Bien que les tiges soient en invar (élongation réduite dans la direction Z), les positions peuvent changer à cause de la déformation radiale et axiale de la table. Il est fort probable que ces positions soient affectées par l'activité de B et surtout C.

Le Tableau 6-1 résume les 26 paramètres inclus dans le modèle étudié et leur description. Le choix est fait à la suite de plusieurs itérations et analyses. Les paramètres choisis permettent au modèle une excellente explication des données collectées et des effets thermiques observés. Il est bien de rappeler que la valeur estimée d'un paramètre peut représenter l'effet combiné de plusieurs autres paramètres qui y sont corrélés.

Tableau 6-1 Paramètres inclus dans le modèle géométrique de la méthode SAMBA

Paramètre	**Description**
EXX0	Erreur d'échelle de positionnement de l'axe X, terme constant
EXX1	Erreur d'échelle de positionnement de l'axe X, terme de degré 1
EYX1	Erreur de rectitude de l'axe X dans la direction de Y, terme de degré 1
EZX0	Erreur de rectitude de l'axe X dans la direction de Z, terme constant
EZX1	Erreur de rectitude de l'axe X dans la direction de Z, terme de degré 1
EAX0=AOB	Erreur angulaire de l'axe X autour de X, terme constant = Erreur de perpendicularité de B par rapport à Z (Erreur de membrure)
EAX1	Erreur angulaire de l'axe X autour de X, terme de degré 1
EBX1	Erreur angulaire de l'axe X autour de Y, terme de degré 1
ECX0=COB	Erreur angulaire de l'axe X autour de Z, terme constant = Erreur de perpendicularité de B par rapport à X (Erreur de membrure)
ECX1	Erreur angulaire de l'axe X autour de Z, terme de degré 1
EXB0=XOC	Erreur de localisation radiale de l'axe B selon X, terme constant = Erreur de distance entre les axes B et C (Erreur de membrure)
EXB1	Erreur de localisation radiale de l'axe B selon X, terme de degré 1
EYB0	Erreur de localisation axiale de l'axe B, terme constant
EYB1	Erreur de localisation axiale de l'axe B, terme de degré 1
EZB1	Erreur de localisation radiale de l'axe B selon Z, terme de degré 1
EAB0=AOC	Erreur d'orientation de l'axe B autour de X, terme constant = Erreur de perpendicularité de C par rapport à B (Erreur de membrure)
EAB1	Erreur d'orientation de l'axe B autour de X, terme de degré 1
EBB0=BOC	Erreur d'échelle de rotation de l'axe B, terme constant = Erreur de perpendicularité de C par rapport à X (Erreur de membrure)
EBB1	Erreur d'échelle de rotation de l'axe B, terme de degré 1
ECB1	Erreur d'orientation de l'axe B autour de Z, terme de degré 1
EXC1	Erreur de localisation radiale de l'axe C selon X, terme de degré 1
EYC1	Erreur de localisation radiale de l'axe C selon Y, terme de degré 1
EZC1	Erreur de localisation axiale de l'axe C, terme de degré 1
EAC1	Erreur d'orientation de l'axe C autour de X, terme de degré 1
EBC1	Erreur d'orientation de l'axe C autour de Y, terme de degré 1
ECC1	Erreur d'échelle de rotation de l'axe C, terme de degré 1

6.5 Résultats de l'analyse SAMBA

6.5.1 Erreurs volumétriques, paramètres d'erreur et positions des billes

Le traitement par la méthode SAMBA des données mesurées par le Capball est répété pour les 527 cycles de mesure. L'estimation de l'erreur volumétrique de la machine aux 33 points mesurés dans son enveloppe de travail est montrée pour le premier cycle fait au début du test thermique (Figure 6-4). Cette estimation est obtenue en considérant un modèle nominal sans inclusion de paramètres d'erreurs, mais en utilisant les positions estimées des billes et de l'outil. Les erreurs résiduelles du modèle complet (avec paramètres estimés) sont représentées à la Figure 6-5. Les normes moyenne et maximale de l'erreur volumétrique estimée pour les 527 cycles du test thermique (Figure 6-6) montrent déjà un effet thermique important. Cependant les normes de l'erreur volumétrique résiduelle avec un modèle complet (Figure 6-7) est presque constante, ce qui prouve que la méthode SAMBA est capable d'expliquer et de compenser l'effet thermique observé. Une erreur résiduelle moyenne inférieure à 3 µm et maximale inférieure à 8 µm sont observées.

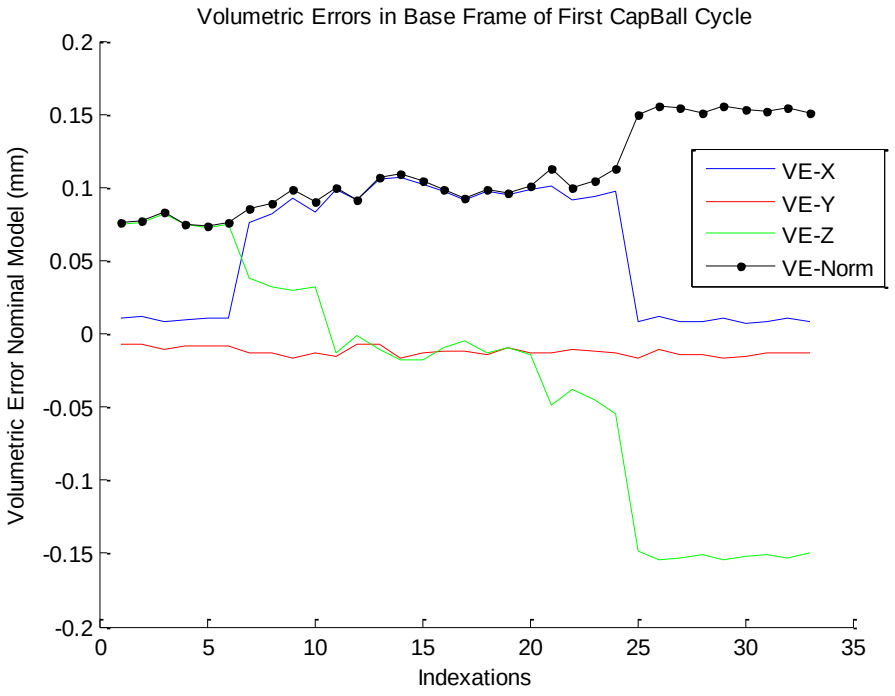

Figure 6-4 Erreurs volumétriques de la machine au début du test thermique

Le conditionnement de la matrice Jacobienne pour tous les cycles (Figure 6-8) est de l'ordre de 13, ce qui représente une bonne valeur qui montre la sensibilité de la Jacobienne à représenter tous les

paramètres estimés. Bien que le conditionnement soit presque constant d'un cycle à l'autre, on observe une variation corrélée au comportement thermique de la machine, qu'on n'a pas cherché à expliquer.

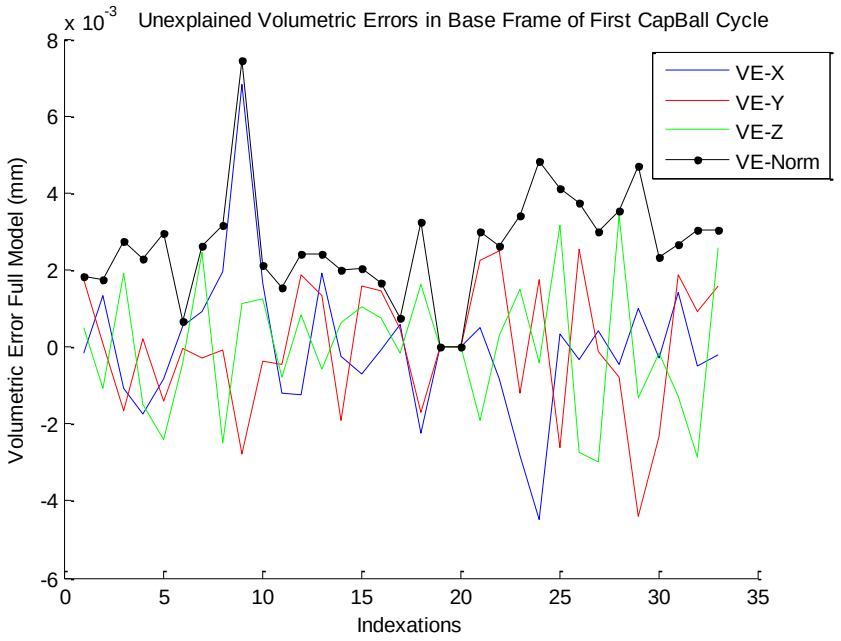

Figure 6-5 Erreurs volumétriques résiduelles au débit du test thermique

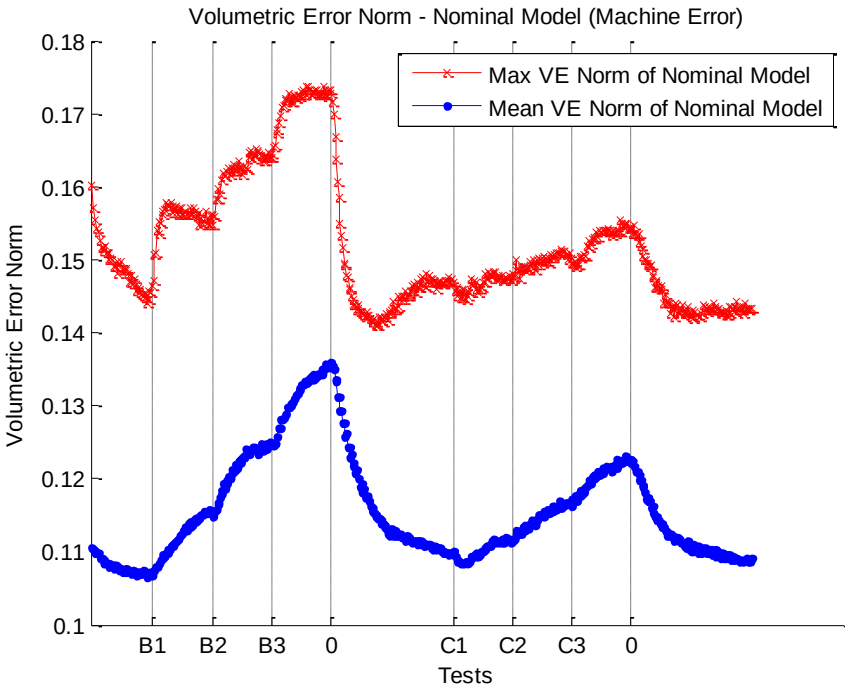

Figure 6-6 Norme de l'erreur volumétrique du modèle nominal

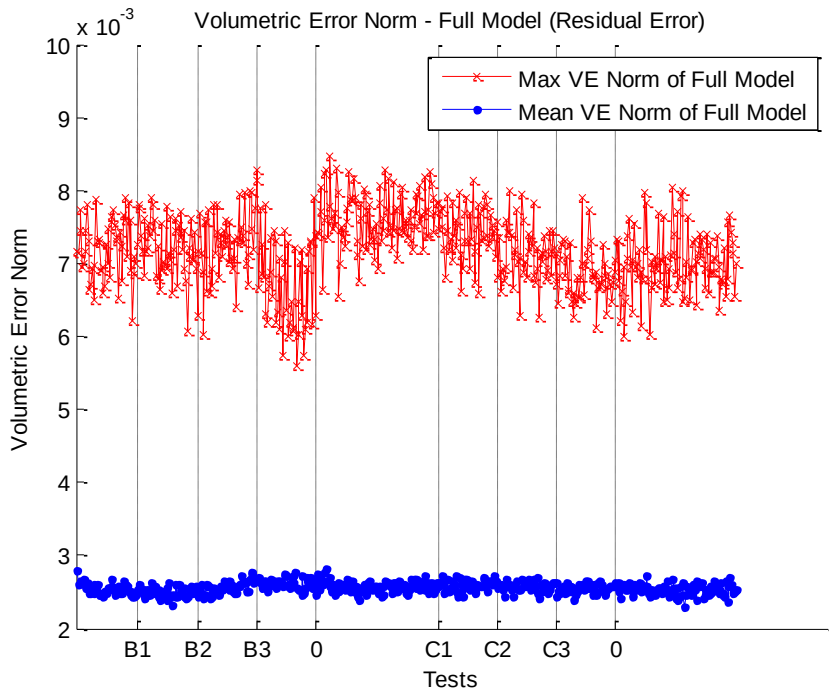

Figure 6-7 Norme de l'erreur volumétrique résiduelle du modèle complet

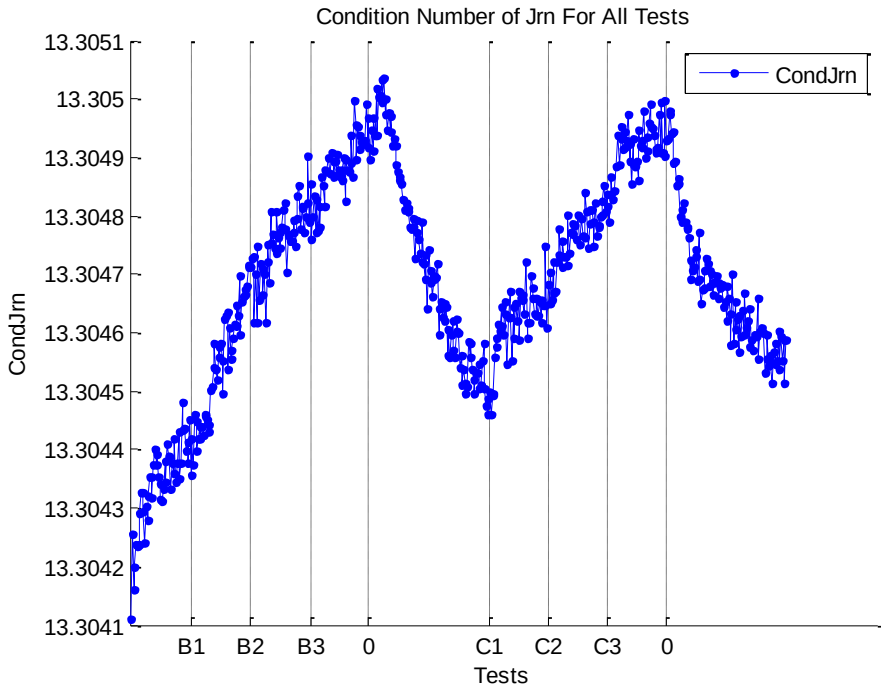

Figure 6-8 Conditionnement de la matrice Jacobienne

Les résultats de l'estimation par la méthode SAMBA sont présentés à la Figure 6-9 (paramètres d'erreurs estimés) et la Figure 6-10 (positions estimées des billes).

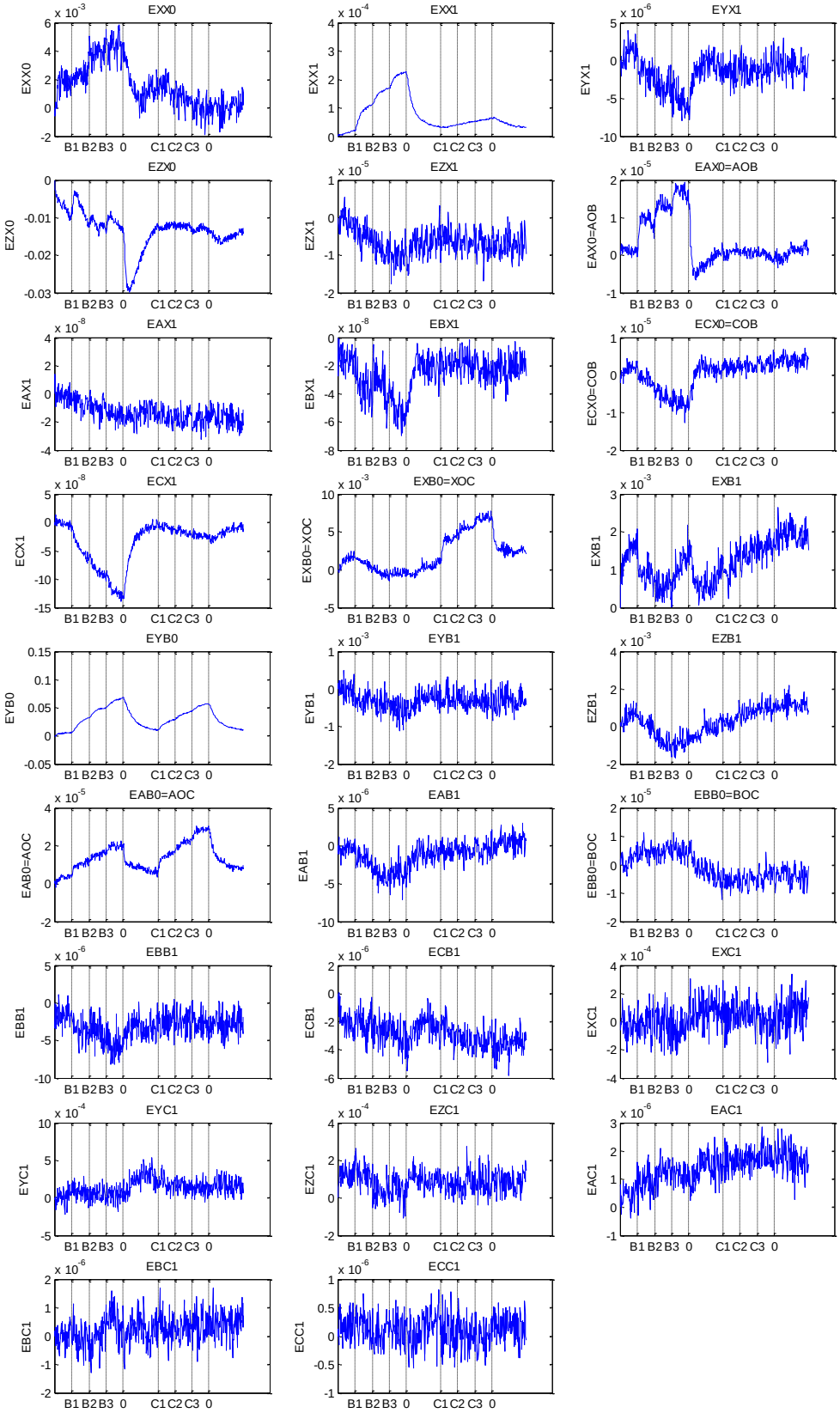

Figure 6-9 Paramètres d'erreurs estimés par la méthode SAMBA

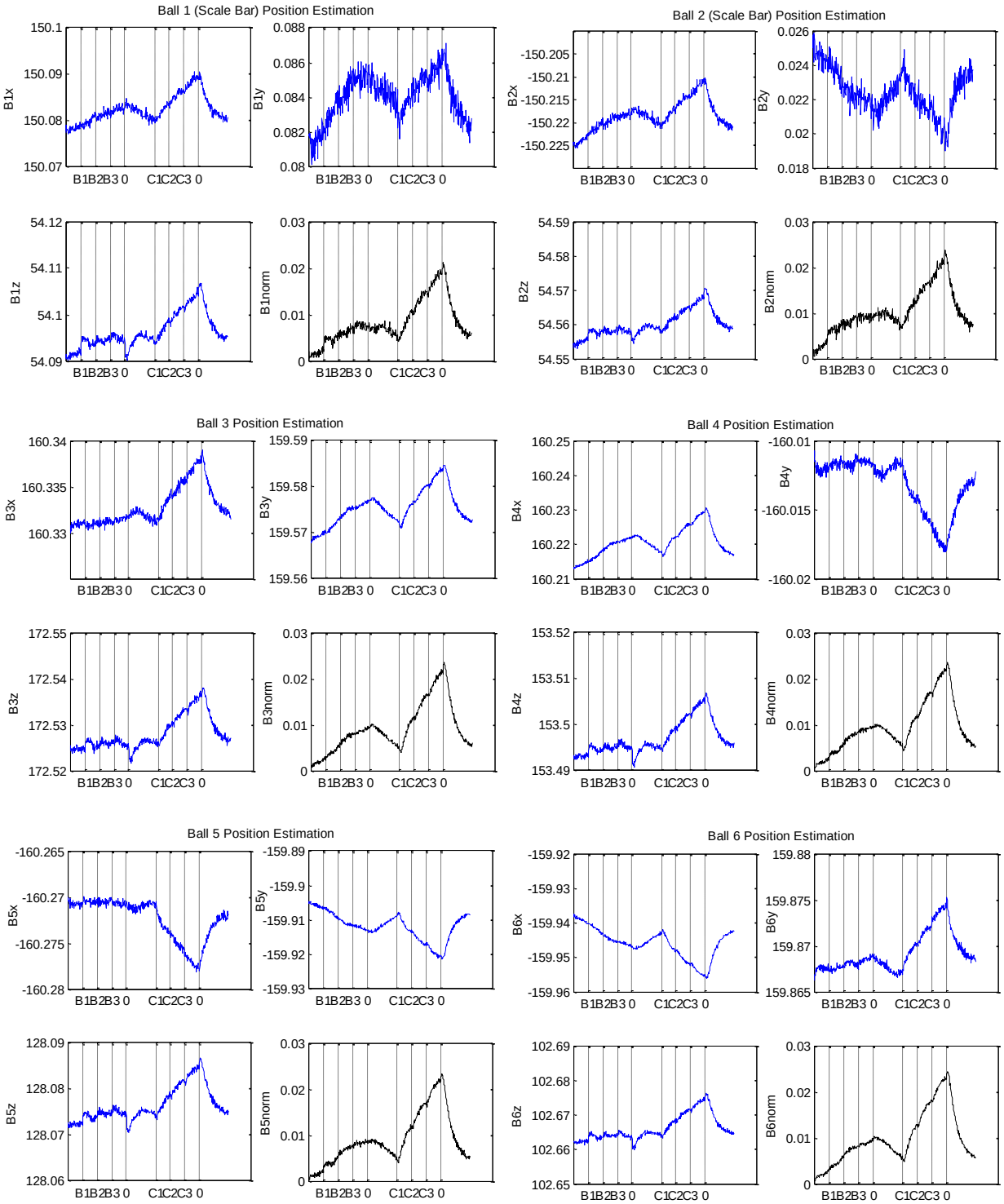

Figure 6-10 Positions estimées des 6 billes de l'artefact

6.5.2 Incertitudes

Le calcul de l'incertitude standard de type A [6] sur les valeurs estimées des positions des billes est fait sur 5 tests consécutifs (sur une durée totale de 1 heure). Ces tests sont pris à la fin de la période de réchauffement initial de la machine (entre 3 et 4 heures après le démarrage de la machine et avant le début de l'activité de l'axe B). Selon les mesures faites, cette période correspond à une stabilité thermique satisfaisante. L'incertitude sur les composantes de la position des billes est majorée à 0.5 µm.

6.5.3 Paramètres dominants

La présente étude s'intéresse à la variation thermique des paramètres d'erreurs géométriques. Pour cette raison, la composante géométrique de l'erreur, bien qu'elle soit importante pour la calibration de la machine, n'est pas considérée. La valeur initiale estimée de chaque paramètre est donc soustraite des valeurs qui suivent. La modélisation de l'erreur thermique se fait sur la variation des paramètres.

La contribution thermique partielle de chacun des paramètres à l'erreur volumétrique thermique est évaluée. Des graphes de Pareto (Figure 6-11 et Figure 6-12) montrent que certains paramètres sont dominants et leur influence sur l'erreur thermique est majoritaire. On distingue 3 catégories de paramètres:

- Pour le chauffage des 2 axes rotatifs, ce sont les paramètres EYB0, EXX1, EZX0 et EXB0 qui ont la plus grande influence thermique, respectivement. Ce sont ces paramètres qui seront étudiés en détails pour corriger la plus grande partie de l'erreur. En plus de ces paramètres dominants, la variation des positions estimées des billes est un facteur important et sera aussi étudiée en détails.
- D'autres paramètres ont aussi une variation thermique corrélée avec l'activité thermique des axes rotatifs de la machine, mais leur effet est réduit par rapport aux paramètres dominants. Ces paramètres peuvent aussi être modélisés et corrigés. Par exemple, les paramètres EAX0, ECX1 et EAB0 appartiennent à cette catégorie.
- Le reste des paramètres ne montre aucune corrélation avec l'activité de la machine. Leur variation semble être un bruit autour d'une valeur constante. On considère ces paramètres

comme étant thermiquement indifférents à l'activité des axes rotatifs et leur étude ne présente aucun avantage.

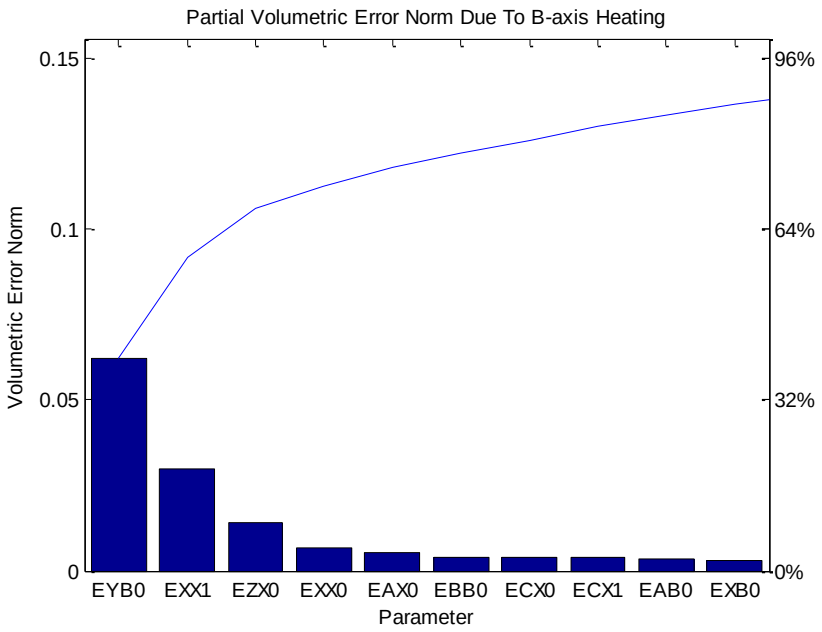

Figure 6-11 Graphe de Pareto de l'erreur volumétrique partielle de chaque paramètre due à l'activité de l'axe B

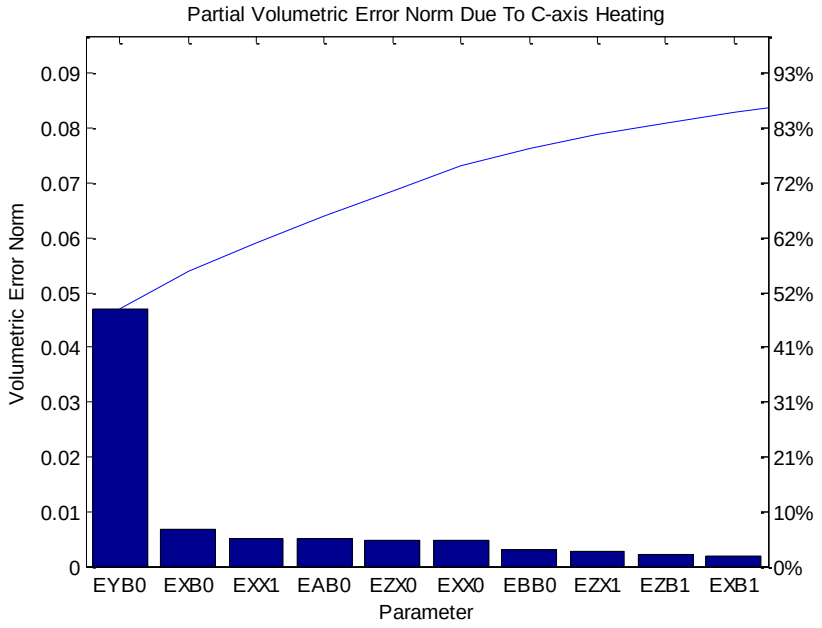

Figure 6-12 Graphe de Pareto de l'erreur volumétrique partielle de chaque paramètre due à l'activité de l'axe C

6.5.4 Description des paramètres dominants

Le paramètre EYB0 représente l'erreur de localisation axiale du repère de l'axe B. Sur la machine cette erreur se manifeste par un déplacement vertical de l'axe B et des éléments qui y sont attachés, notamment l'axe C, la table et la pièce (les billes). Dans le modèle SAMBA, la valeur estimée de EYB0 représente l'effet combiné du déplacement en Y de l'axe B et de tous les axes et composants non-rotatifs de la machine-outil. C'est l'effet combiné de EYB0 lui-même, de EYX0, de EYZ0, de EYY0 et du déplacement en Y de l'outil. A part EYB0 et EYX0, les autres paramètres se trouvent sur la branche outil et sont supposés thermiquement inaffectés par l'activité des axes rotatifs B et C. EYB0 et EYX0 ont pratiquement le même effet sur la solution du modèle. Donc EYB0 étudié représente aussi EYX0.

EYB0 est le paramètre le plus affecté par l'activité des 2 axes rotatifs B et C. Il est capable d'expliquer 40% de l'erreur volumétrique thermique.

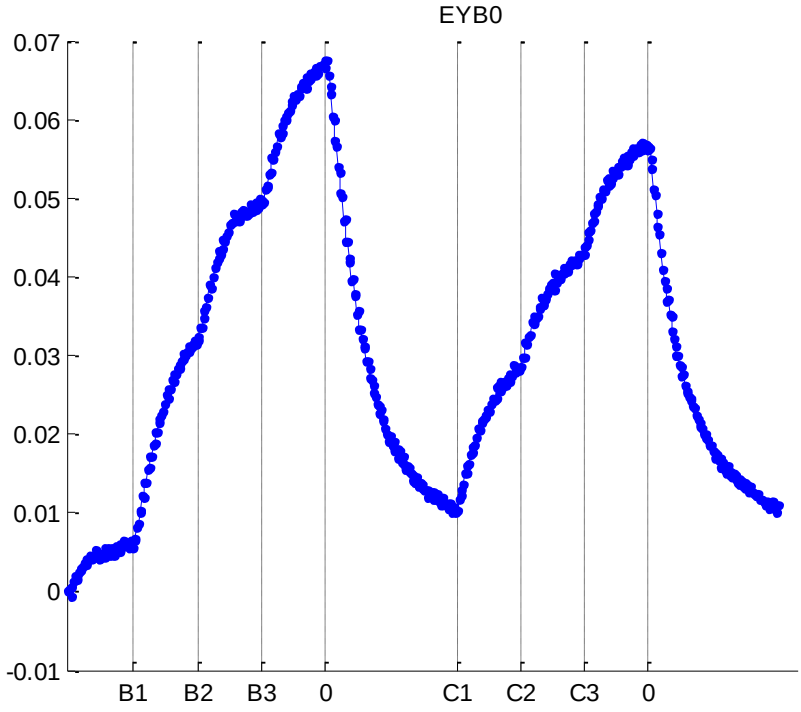

Figure 6-13 Variation de EYB0 (mm)

EXX1 représente le coefficient de degré 1 de l'erreur d'échelle linéaire de l'axe X. La variation thermique observée de EXX1 en fonction de l'activité de l'axe B prouve la conclusion du Chapitre

5 et confirme par les erreurs de mouvement que les 2 axes voisins X et B sont thermiquement couplés. EXX1 est aussi affecté par l'activité de l'axe C, mais à un degré moins élevé que l'axe B.

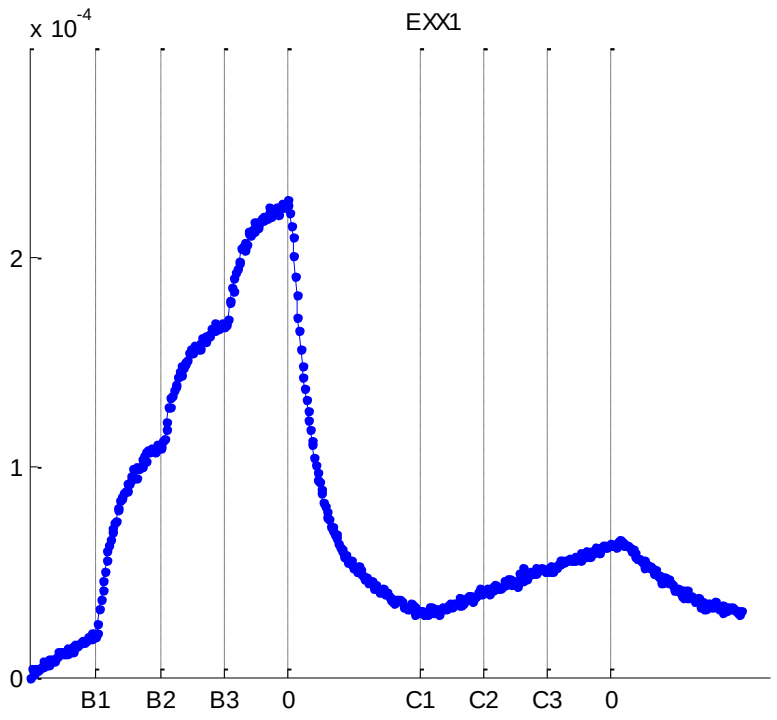

Figure 6-14 Variation de EXX1 (mm/mm)

EZX0 est le terme constant de l'erreur de rectitude de l'axe X dans la direction de Z. Il représente les effets combinés de l'élongation en Z de tous les axes et composants non-rotatifs de la machine-outil, notamment la structure de base, les axes X, Y, Z, la broche et l'outil.

Le comportement de EZX0 ne corrèle pas parfaitement avec l'activité de chauffage des axes B et C. En effet une corrélation avec la température ambiante est observée (Figure 6-16). Cet effet pourrait être étudié dans un test séparé selon la norme ISO 230-3 [7]. Dans notre étude, on utilisera la valeur statique de ce paramètre à l'équilibre thermique (-0.012 mm) pour compenser l'effet combiné des axes rotatifs et de la température ambiante sur EZX0. Le reste sera considéré comme une erreur résiduelle du modèle.

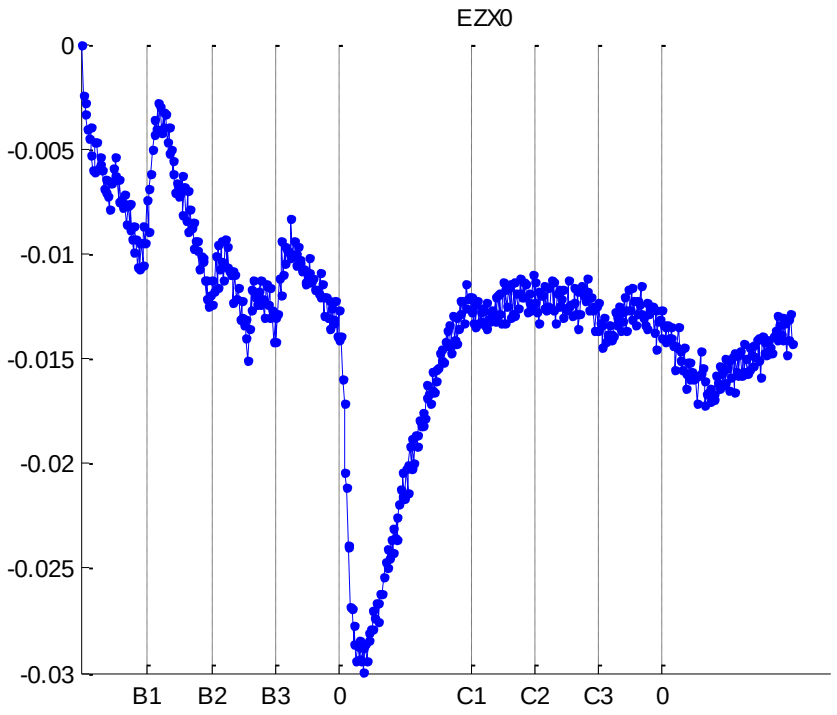

Figure 6-15 Variation de EZX0 (mm)

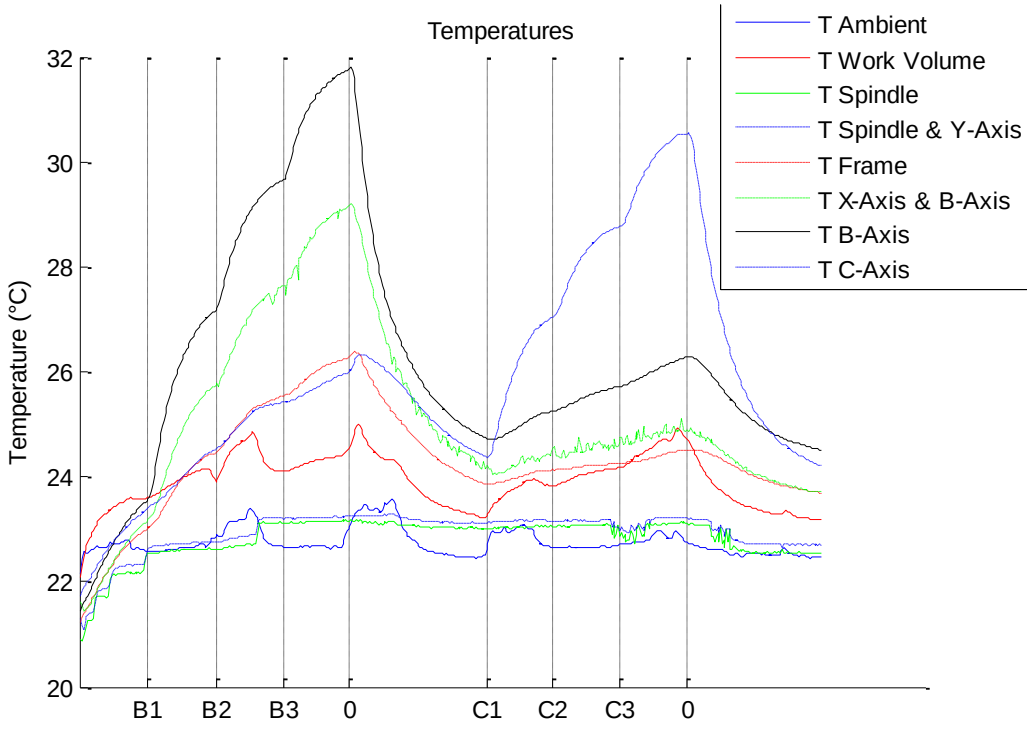

Figure 6-16 Températures mesurées

EXB0 (ou XOC) est le paramètre qui contrôle le décalage de l'axe C par rapport à l'axe B. C'est un paramètre qui dépend de l'angle de rotation de l'axe B et n'est pas nécessairement parallèle à l'axe X de la machine. A B=0, le décalage de l'axe C est parallèle à l'axe des X.

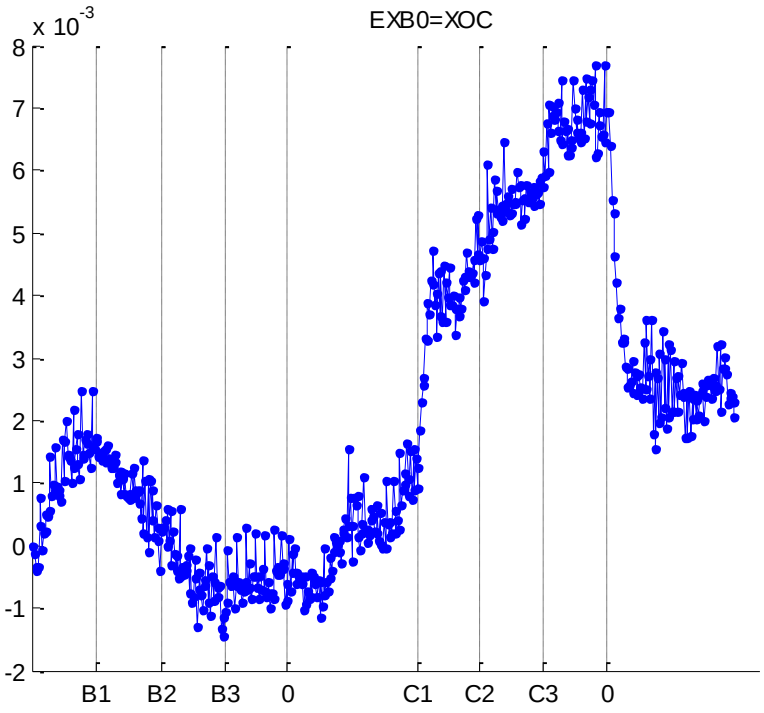

Figure 6-17 Variation de EXB0=XOC (mm)

6.6 Erreurs de l'axe C et expansion radiale et axiale de la table

En plus des erreurs de mouvement de la machine-outil, la méthode SAMBA permet l'estimation de la position actuelle des billes dans le repère de l'axe C. Dans cette section, ces positions estimées sont utilisées pour évaluer l'évolution thermique des paramètres constants de l'axe C et l'expansion thermique de la table.

Les paramètres constants de l'axe C (EXC0, EYC0, EZC0, EAC0, EBC0 et ECC0) ne sont pas estimables directement par la méthode SAMBA, parce que ces paramètres sont directement couplés avec les positions des billes sur la table. Le fait de les ajouter au modèle résultera en une Jacobienne singulière. Cependant la variation thermique de ces paramètres pourrait être estimée par les positions de billes (Figure 6-10) en utilisant la méthode de transformation du nuage de points exprimés dans un repère final (positions actuelles estimées) vers le nuage de points exprimés dans le repère de référence (positions initiales estimées). Cette méthode, qui utilise un algorithme de

micro-ajustements itératifs appelé ‘Cloud Point Fit’, est la même méthode détaillée et utilisée à la section 5.4.

En utilisant un nuage de points formé par les 6 billes (incluant les 2 billes de la barre d’échelle), on obtient un résultat asymétrique (Figure 6-18). Les 4 billes, placées au même rayon par rapport au centre de la table, ne sont pas symétriques après ajustement. En plus les 2 billes de la barre d’échelle se déplace dans la même direction, ce qui est illogique dans le cas d’une déformation isotrope. Cette constatation est expliquée par le fait que le montage cinématique de la barre d’échelle fixe une extrémité de la barre alors que l’autre extrémité reste flottante. Sous l’effet thermique cette extrémité est entrainée dans l’autre direction car la barre d’échelle, faite en invar, garde une longueur constante. La deuxième bille de la barre d’échelle fait un déplacement égal à la première.

En excluant la barre d’échelle, le calcul est donc répété avec seulement les 4 billes fixées directement sur la table. Dans ce cas le résultat obtenu après transformation est symétrique (Figure 6-19). L’algorithme réussit à trouver la transformation qui alignerait le nuage final avec l’initial. Cette transformation représente la variation thermique qu’ont subie les paramètres constants de l’axe C. La variation du torseur $\boldsymbol{\tau} = [X \quad Y \quad Z \quad A \quad B \quad C]^T$ qui représente cette transformation est montrée à la Figure 6-20.

Les effets les plus importants apparaissent sur EZC0 (12 µm) et ECC0 (2.5×10^{-5} rad). Des effets moyens sont visibles sur EXC0 (1.5 µm) et EBC0 (10^{-5} rad). EYC0 et EAC0 ne sont pas clairement influencés.

L’expansion axiale de la table est égale à la composante Z du torseur de la transformation:

$$Expansion\ axiale\ de\ la\ table = -Z$$

L’expansion axiale atteint 12 µm avec l’activité de l’axe C, mais elle est négligeable pour l’axe B (Figure 6-21 et Figure 6-22).

Les résidus qui ne sont pas corrigés par la transformation obtenue sont utilisés pour calculer l’expansion radiale de la table. En effet la norme des composantes en X et Y de ces résidus est expliquée comme étant l’expansion radiale de la table:

$$Expansion\ radiale\ de\ la\ table = \sqrt{Résidus X^2 + Résidus Y^2}$$

L'expansion radiale atteint une valeur maximale de 14 µm pour l'activité de B et 6µm pour C (Figure 6-21 et Figure 6-22).

La composante en Z des résidus, bien que négligeable (de l'ordre de 1 µm), est positive sur les 2 billes montées sur les tiges les plus longues et négative sur les 2 billes restantes. La présence de ces résidus en Z est expliquée par la longueur différente des tiges qui supportent les billes. En effet bien que ces tiges soient en invar, elles prennent de l'expansion car le coefficient d'expansion thermique n'est pas nul (1.3 µm/m°C).

Ce résultat est confirmé par la méthode de retournement. Le test est répété en faisant une rotation de 90° de la position des billes sur la table (la tige-bille 3 remplace 4, 4 remplace 5, 5 remplace 6 et 6 remplace 3). Les résidus en Z obtenus suivent la nouvelle position des tiges: les 2 tiges les plus longues ont toujours un résidu en Z positif alors que les 2 tiges les plus courtes ont un résidu négatif. On peut donc conclure que les résidus en Z sont dues à l'expansion des tiges et non pas à une déformation de la table.

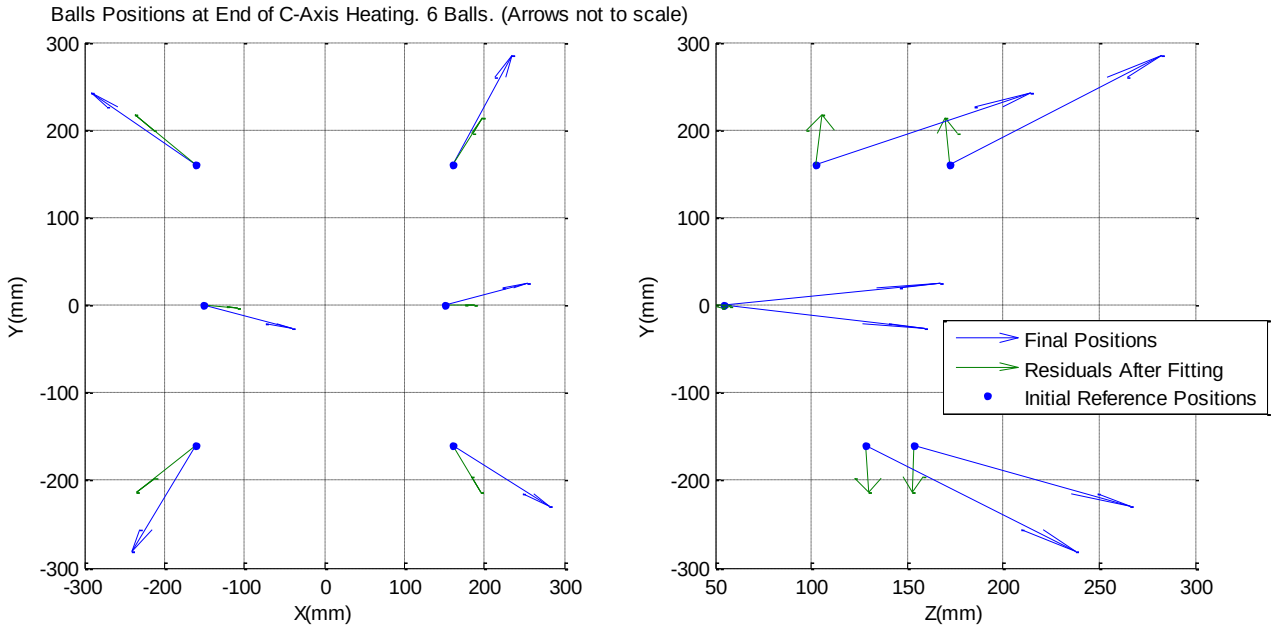

Figure 6-18 Variation des positions et erreurs résiduelles – 6 billes

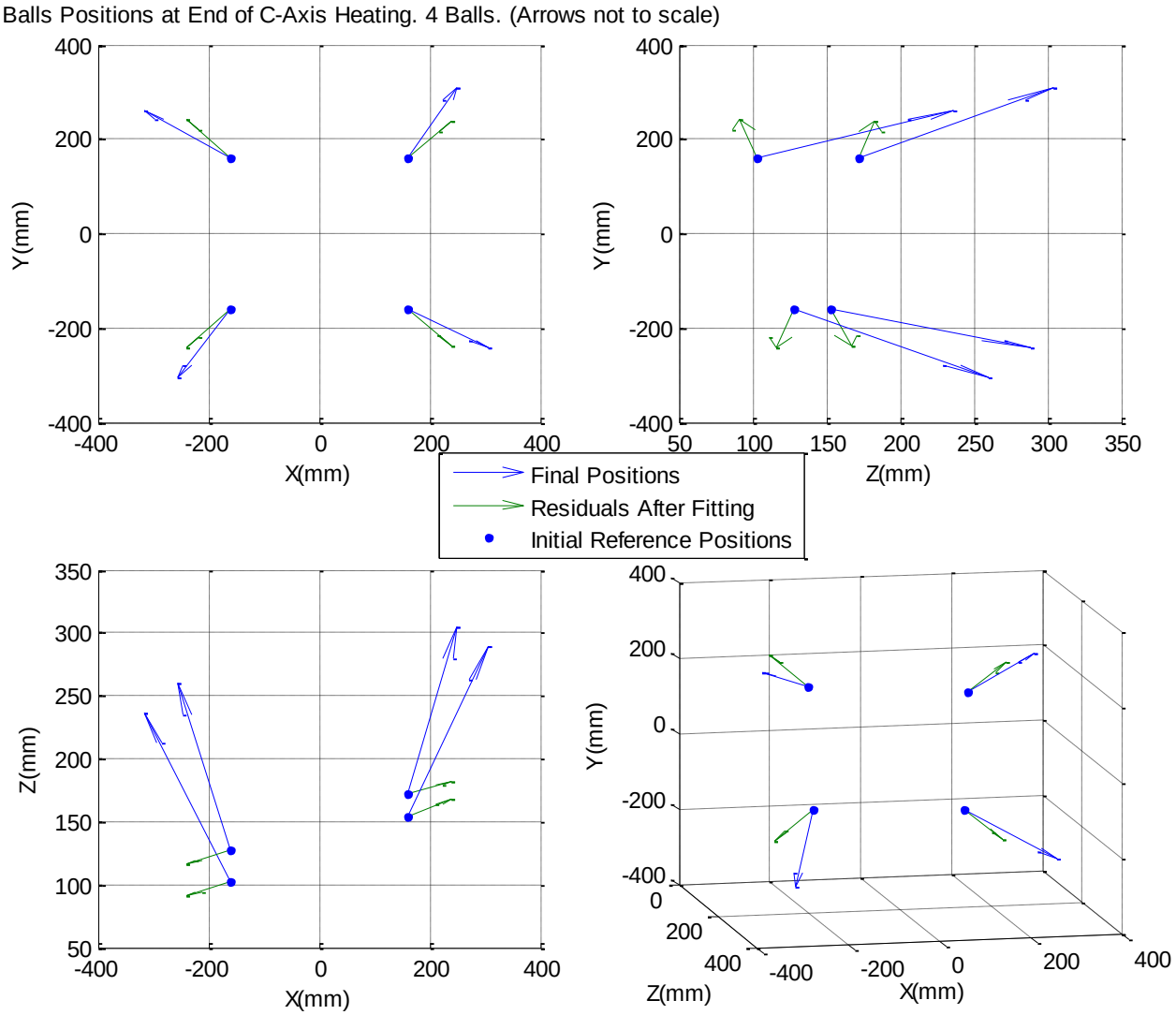

Figure 6-19 Variation des positions et erreurs résiduelles – 4 billes

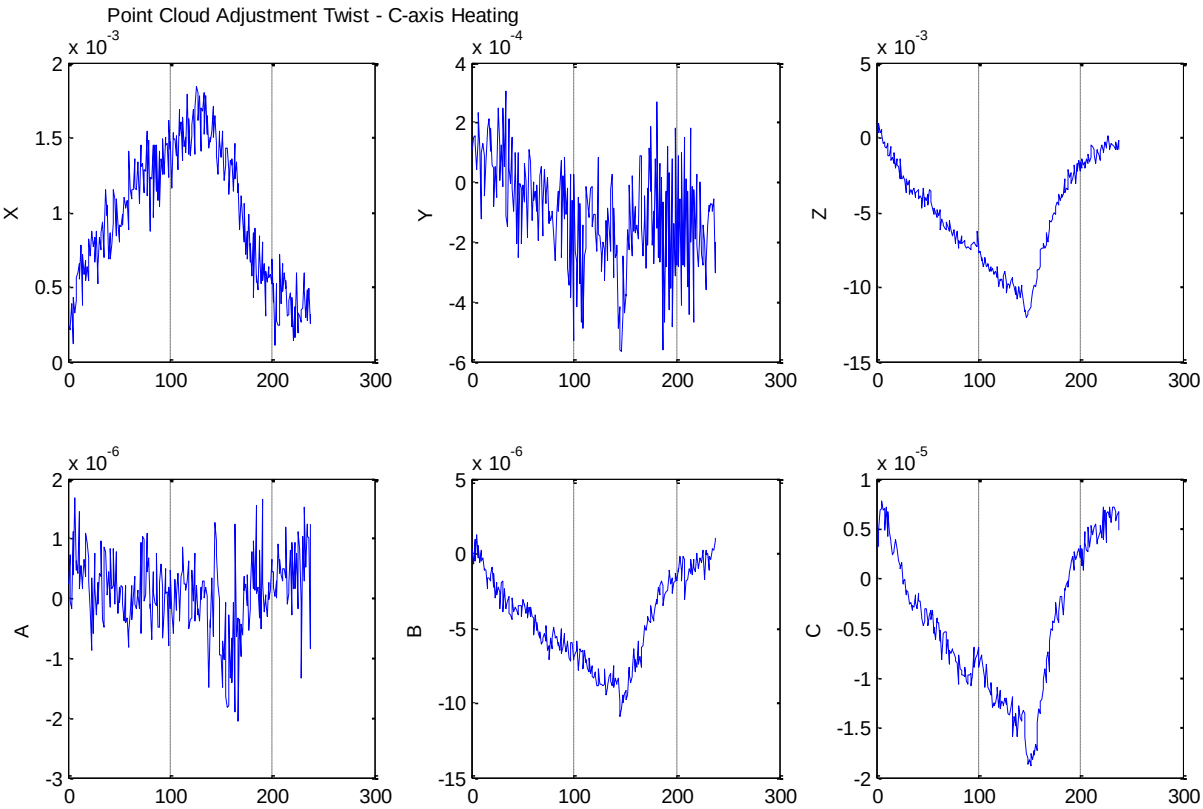

Figure 6-20 Torseur de la transformation des positions des 4 billes

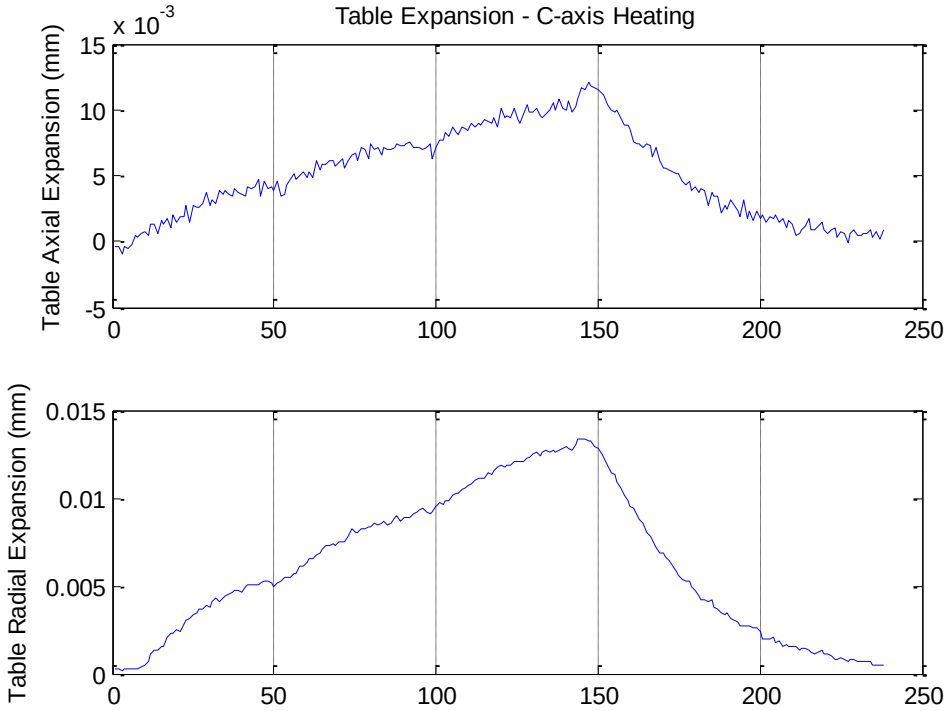

Figure 6-21 Expansions axiale et radiale de la table dues à l'activité de l'axe C

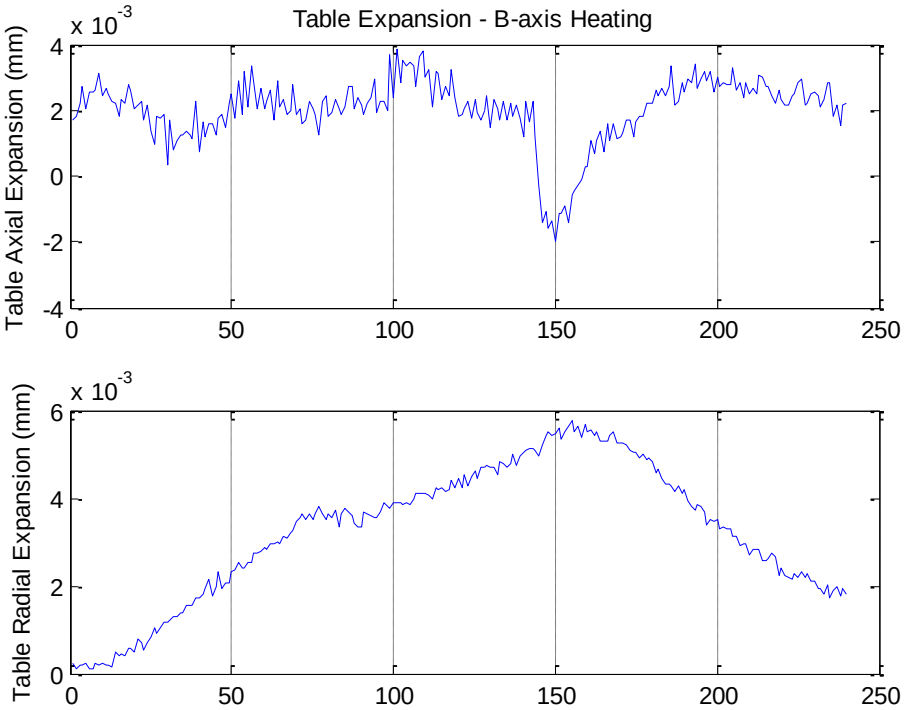

Figure 6-22 Expansions axiale et radiale de la table dues à l'activité de l'axe B

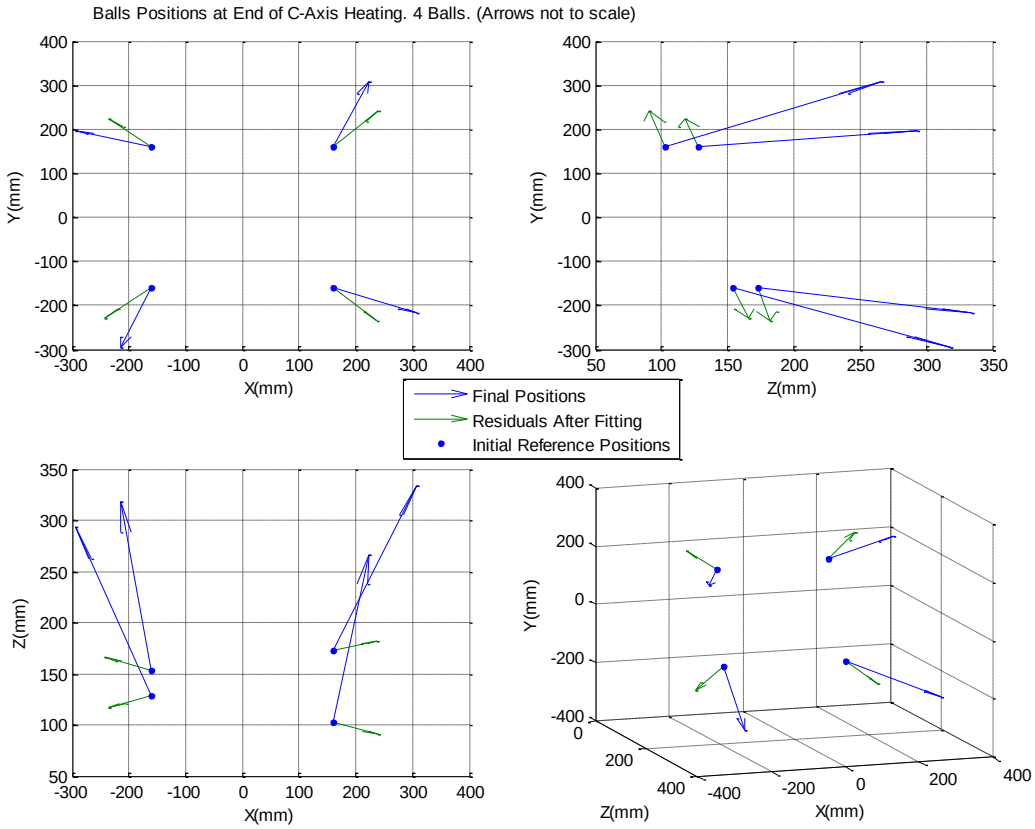

Figure 6-23 Variation des positions et erreurs résiduelles après retournement des 4 billes

6.7 Modèle des paramètres d'erreurs thermiques

La modélisation des erreurs thermiques paramétriques est basée sur des modèles phénoménologiques, qui ne dérivent pas directement de la théorie de la thermodynamique, des transferts thermiques et des déformations thermoélastiques, mais qui s'y rapproche. En effet en considérant le cas simple d'une masse m ayant un échange thermique de convection avec l'environnement, l'équation du bilan énergétique s'écrit sous la forme d'une équation différentielle de premier ordre qui lie la température à la puissance:

$$mc\frac{dT}{dt} = P - \dot{Q}$$

$$mc\frac{dT}{dt} = P - hA(T - T_{Amb})$$

où m est la masse (kg), c la capacité thermique massique (J/Kg.K), P la puissance ajoutée au système (W), $\dot{Q}$ la chaleur dissipée (W), h le coefficient de convection, A la surface d'échange et T_{Amb} la température ambiante.

Il est aussi connu que l'expansion thermique unidirectionnelle ΔL est une fonction linéaire de la température:

$$\Delta L = \alpha\, L_0\, (T - T_0)$$

Chaque paramètre d'erreur thermique (extrant $Y(s)$) sera donc modélisé en fonction de la puissance de l'axe (intrant $U(s)$) par une fonction de transfert de premier ordre, selon un modèle à un seul intrant et un seul extrant (single input single output). La fonction de transfert s'écrit sous la forme:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k}{(\tau s + 1)}$$

où k est le gain et τ la constante du temps en secondes de la réponse du système.

La solution temporelle de la réponse de la sortie à un échelon P s'écrit:

$$y(t) = kP\left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

Pour certains paramètres d'erreur (qui sont relativement loin de l'axe actionné), un terme de retard est ajouté à la fonction de transfert, qui devient:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k}{(\tau s + 1)} e^{-\theta s}$$

où θ est le retard en secondes.

La superposition de l'effet des 2 axes rotatifs sur le même paramètre donne le modèle total:

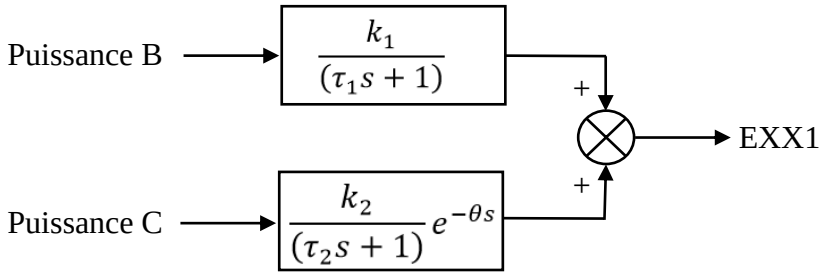

Figure 6-24 Modèle thermique de EXX1

Le signal d'entrée $U(s)$ est calculé par l'intégrale de la puissance mesurée pendant une durée de 15 minutes (entre 2 cycles consécutifs de mesure de l'erreur volumétrique par Capball).

L'identification des paramètres du modèle est obtenue par le logiciel Matlab. Le modèle assume les mêmes paramètres (gain, constante de temps et retard) pour les 3 phases de chauffage et la phase de refroidissement du test d'identification.

6.8 Résultats du modèle thermique

Les résultats du modèle thermique des paramètres dominants et de l'expansion de la table seront présentés dans cette section. Le Tableau 6-2 résume tous les paramètres des différents modèles.

Tableau 6-2 Résumé des paramètres du modèle thermique

Extrant	**Intrant**	**Amplitude**	**Constante de temps (sec)**	**Retard (sec)**	**Fit (%)**
EYB0 (mm)	Puissance B	3.121E-04	24453	0	93.6%
EYB0 (mm)	Puissance C	2.979E-04	19049	0	90.9%
EXX1 (mm/mm)	Puissance B	9.953E-07	17418	0	91.8%
EXX1 (mm/mm)	Puissance C	2.036E-07	23398	12000	80.0%
EXB0 (mm)	Puissance C	4.116E-05	8530	0	56.1%
Expansion axiale table	Puissance C	7.385E-05	29667	0	78.0%
Expansion radiale table	Puissance C	8.987E-05	27358	0	85.2%
Expansion radiale table	Puissance B	3.845E-05	62939	6513	74.3%

On remarque que l'amplitude et surtout la constante de temps varient en fonction du paramètre modélisé (extrant du modèle), mais aussi avec la source de chaleur (intrant). Des constantes de temps dépassant 8 heures sont observées.

6.8.1 EYB0

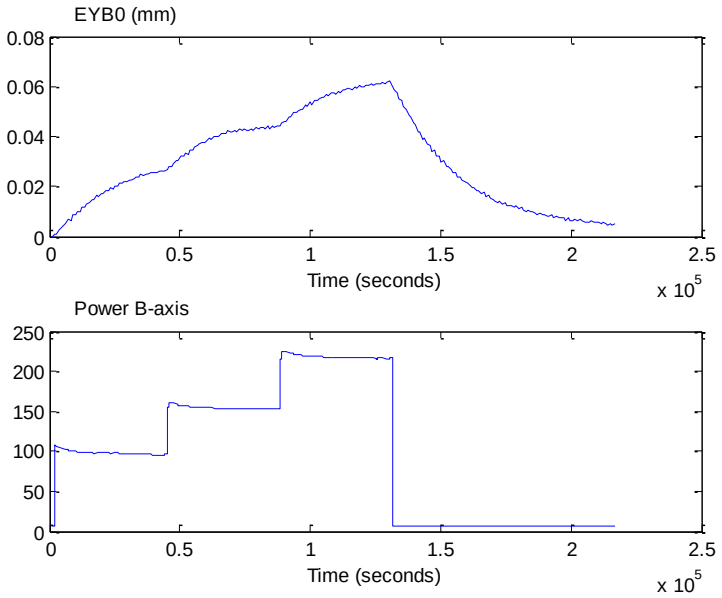

Figure 6-25 Signaux de EYB0 (extrant) et de la Puissance de B (intrant)

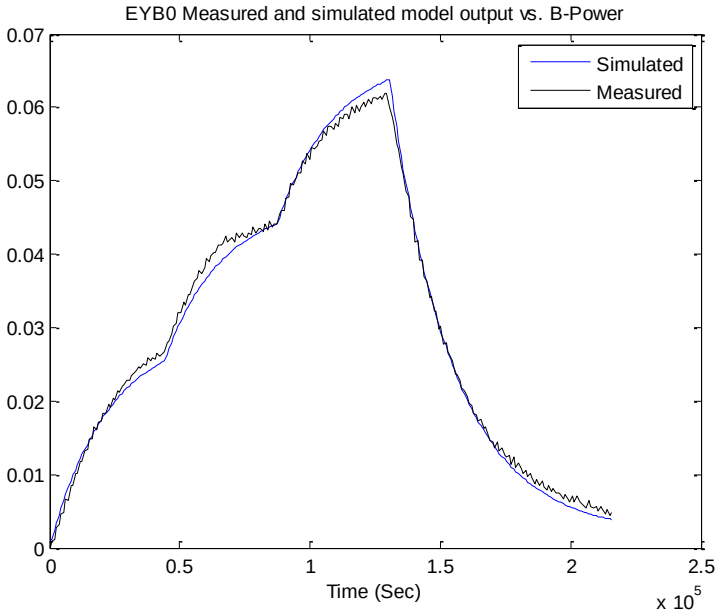

Figure 6-26 Comparaison de EYB0 mesuré et EYB0 estimé en fonction de la puissance de B

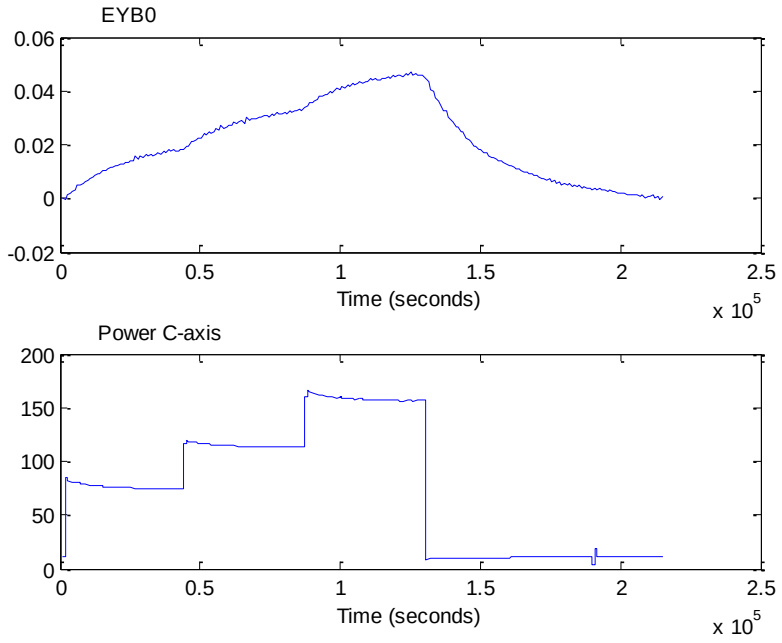

Figure 6-27 Signaux de EYB0 (extrant) et de la Puissance de C (intrant)

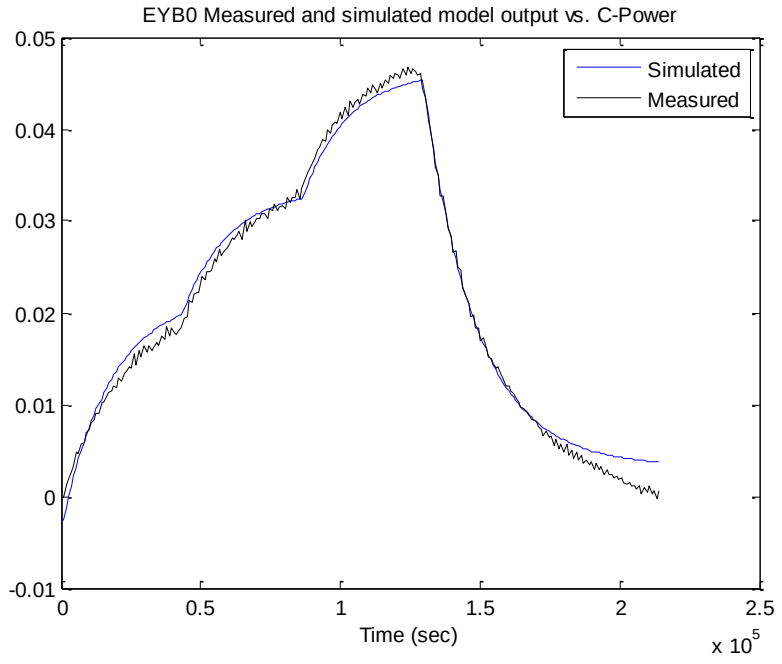

Figure 6-28 Comparaison de EYB0 mesuré et EYB0 estimé en fonction de la puissance de C

6.8.2 EXX1

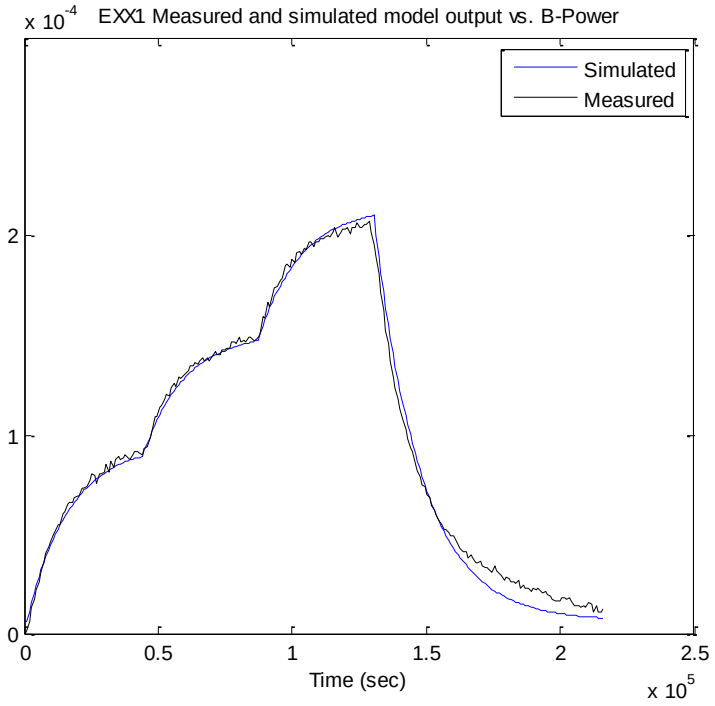

Figure 6-29 Comparaison de EXX1 mesuré et EXX1 estimé en fonction de la puissance de B

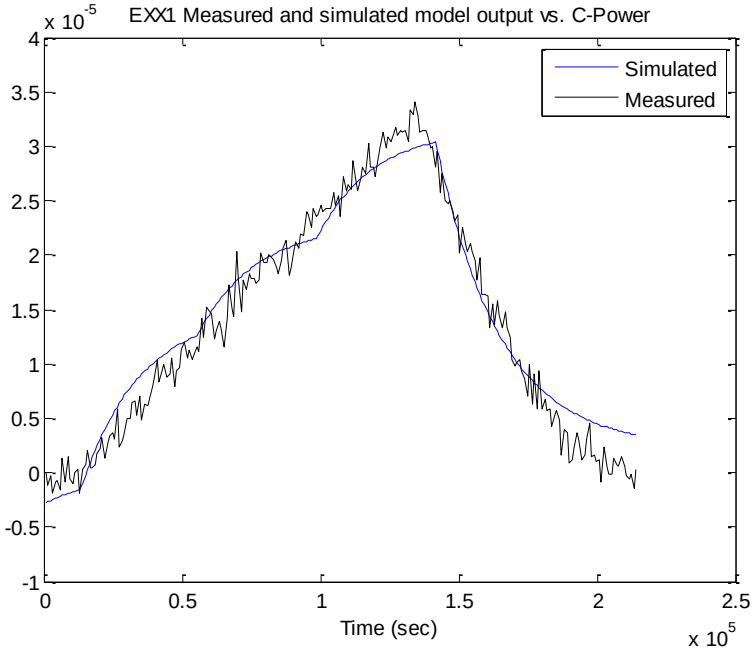

Figure 6-30 Comparaison de EXX1 mesuré et EXX1 estimé en fonction de la puissance de C

6.8.3 EXB0 = XOC

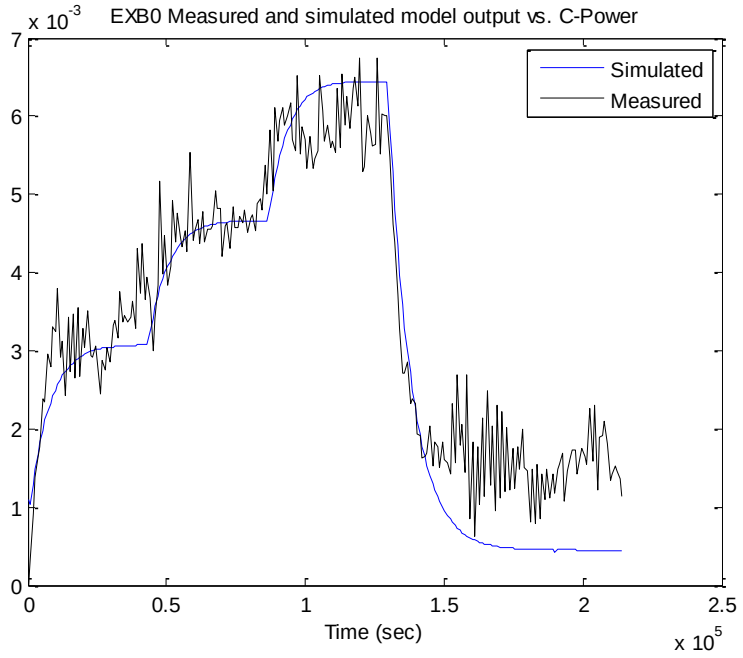

Figure 6-31 Comparaison de EXB0 mesuré et EXB0 estimé en fonction de la puissance de C

6.8.4 Positions des billes - expansion radiale et axiale de la table

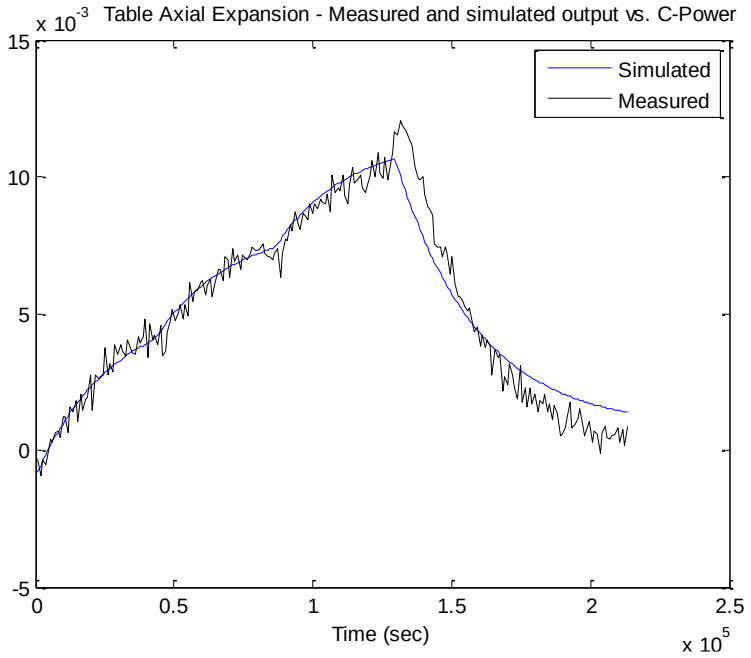

Figure 6-32 Expansion axiale de la table fonction de puissance de C

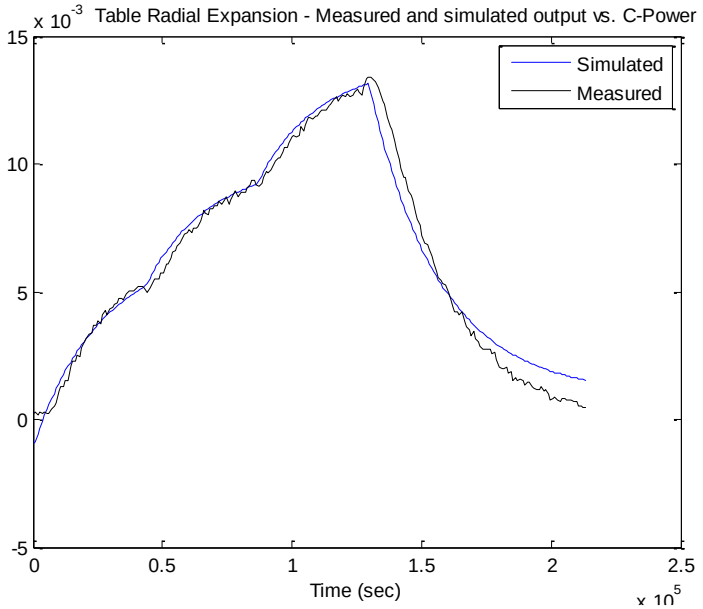

Figure 6-33 Expansion radiale de la table fonction de puissance de C

L'expansion radiale de la table (Figure 6-33) se situe à un rayon de 226mm du centre de la table. A d'autres positions, une interpolation est nécessaire. En effet la linéarité est vérifiée en calculant le coefficient d'expansion thermique à partir des données expérimentales.

Le coefficient d'expansion thermique de la table, calculé à partir de l'expansion radiale estimée et la température mesurée, est très proche du CET de la fonte selon la littérature (10.5 µm/m°C). Ceci valide l'estimation de l'expansion radiale.

6.9 Amélioration estimée des erreurs volumétriques

Le modèle cinématique direct complet de la machine-outil (qui inclut les erreurs de mouvement) est utilisé pour estimer l'amélioration sur l'erreur volumétrique de la compensation des paramètres d'erreur estimés. Les paramètres thermiquement compensés sont: EYB0, EXX1, EXB0 et la position des billes sur la table (expansion de la table). Pour les autres paramètres du modèle, la compensation géométrique constante est appliquée.

La Figure 6-34 donne la norme de l'erreur volumétrique résiduelle (non-expliquée) pour tous les points mesurés (33 points/cycle et 527 cycles). La moyenne et le maximum de la norme de l'erreur résiduelle pour chacun des 527 cycles sont donnés à la Figure 6-35. Le pourcentage de l'erreur volumétrique corrigée est montré à la Figure 6-36.

En résumé, il est attendu à ce que plus que 90% de l'erreur soit corrigée, à l'exception de la composante due au paramètre EZX0 discuté à la section 6.5.4. Ce paramètre devient la source principale des résidus non-expliqués par le modèle. Il augmente la composante en Z de l'erreur volumétrique et réduit le pourcentage d'explication de l'erreur à 84%.

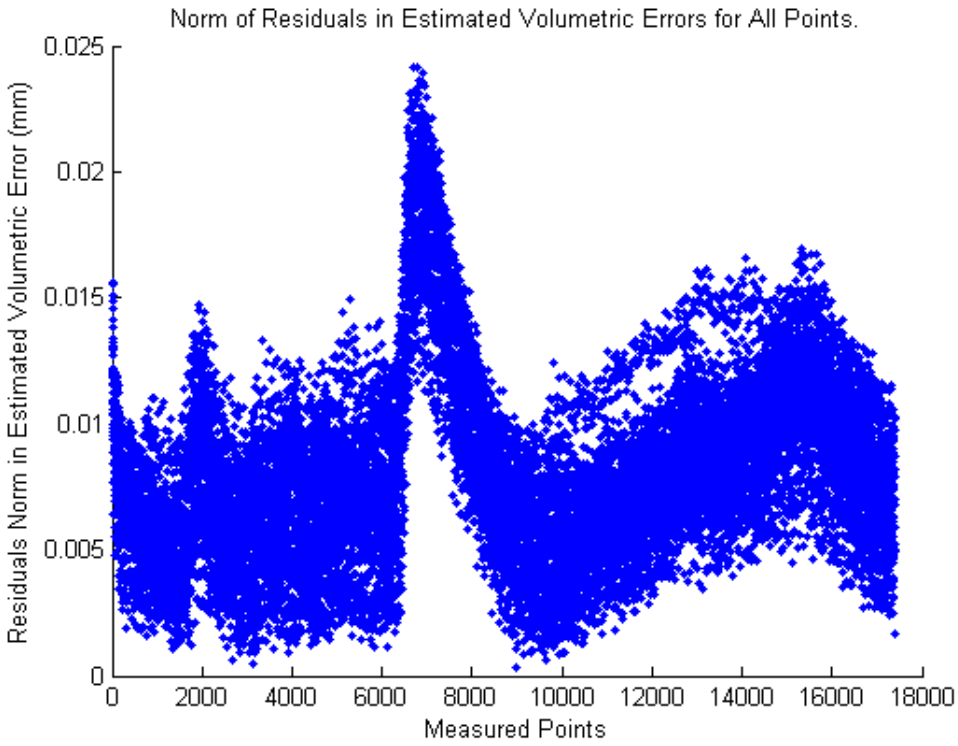

Figure 6-34 Norme des résidus de l'erreur volumétrique pour tous les points mesurés

6.10 Conclusion

La contribution de l'activité des axes rotatifs aux erreurs thermiques a été étudiée dans ce chapitre. Les erreurs thermiques volumétriques ont permis l'estimation de la composante thermique des erreurs géométriques et de l'expansion de la table. Les facteurs dominants ont été modélisés par des fonctions de transfert de premier ordre qui explique suffisamment bien la variation observée. L'amélioration estimée est satisfaisante. La validation du modèle sera faite au chapitre suivant.

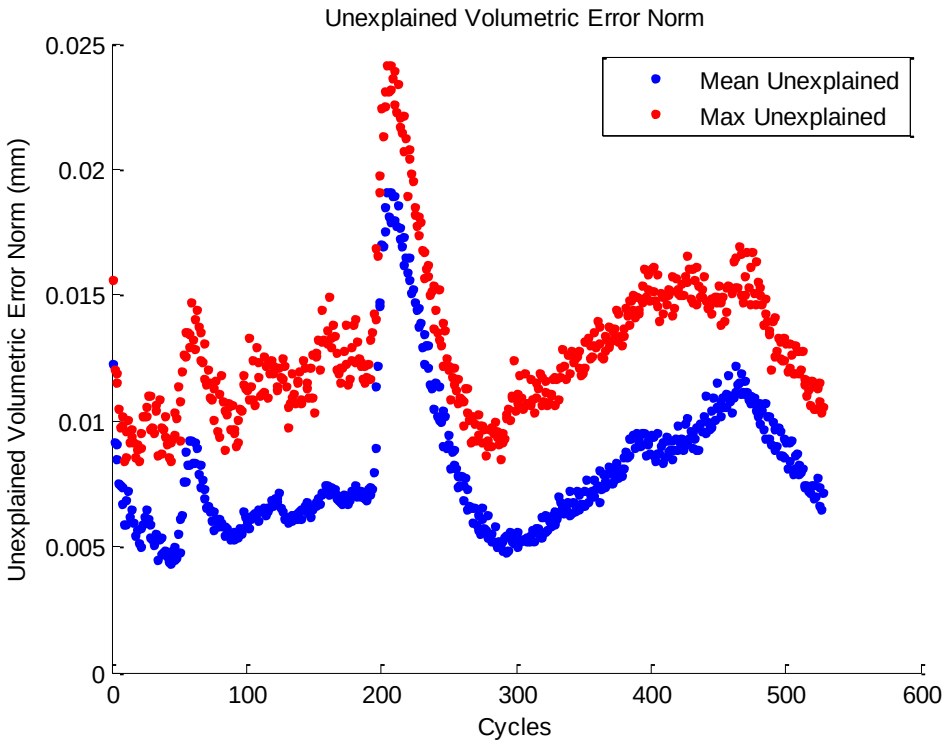

Figure 6-35 Normes moyenne et maximale des résidus de l'erreur volumétrique (non-expliquée) pour tous les cycles de mesure

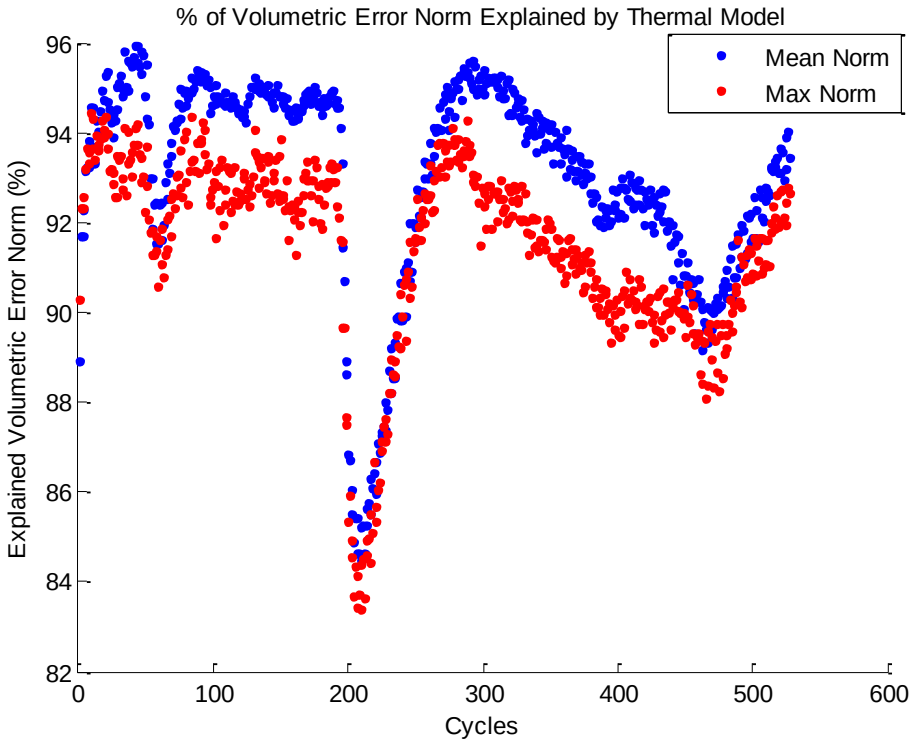

Figure 6-36 Pourcentage de l'erreur volumétrique expliquée

6.11 Références

1. J.R.R. Mayer, Five-axis machine tool calibration by probing a scale enriched reconfigurable uncalibrated master balls artefact. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012. 61(1): p. 515-518.

2. Y. Abbaszadeh-Mir, J.R.R. Mayer, G. Cloutier, and C. Fortin, Theory and simulation for the identification of the link geometric errors for a five-axis machine tool using a telescoping magnetic ball-bar. International Journal of Production Research, 2002. 40(18): p. 4781-4797.

3. M. Slamani, R. Mayer, M. Balazinski, S.H.H. Zargarbashi, S. Engin, and C. Lartigue, Dynamic and geometric error assessment of an XYC axis subset on five-axis high-speed machine tools using programmed end point constraint measurements. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010. 50(9): p. 1063-1073.

4. T. Erkan, J.R.R. Mayer, and Y. Dupont, Volumetric distortion assessment of a five-axis machine by probing a 3D reconfigurable uncalibrated master ball artefact. Precision Engineering, 2011. 35(1): p. 116-125.

5. M. Givi and J.R.R. Mayer, Volumetric error formulation and mismatch test for five-axis CNC machine compensation using differential kinematics and ephemeral G-code. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015. 77(9): p. 1645-1653.

6. BIPM, IEC, IFCC, ILAC, IUPAC, IUPAP, ISO, and OIML, Evaluation of measurement data—guide for the expression of uncertainty in measurement. JCGM 100: 2008. 2008: p. 167.

7. ISO 230-3:2007. Test code for machine tools - Part 3: Determination of thermal effects. 2007.

CHAPITRE 7 VALIDATION DU MODÈLE THERMIQUE

Ce chapitre présente les travaux exécutés pour valider le modèle thermique obtenu au chapitre précédent. Cette validation est faite avec deux méthodes différentes qui seront présentées dans les sections suivantes.

7.1 Validation avec des données différentes

Pour cette première méthode de validation, un nouveau test de chauffage est exécuté sur la machine-outil. Dans ce test, les axes rotatifs B et C sont sollicités individuellement et simultanément à des vitesses (puissances), des séquences et des conditions initiales complètement différentes du test utilisé pour l'identification du modèle thermique (Figure 7-1). Durant ce test de validation les erreurs volumétriques sont mesurées par le Capball et traitées par la méthode SAMBA de la même manière que le test d'identification pour obtenir une nouvelle estimation des paramètres d'erreur. Cette nouvelle estimation est ensuite comparée à la simulation de ces mêmes paramètres avec les fonctions de transfert du modèle thermique et les puissances mesurées du nouveau test (Figure 7-2).

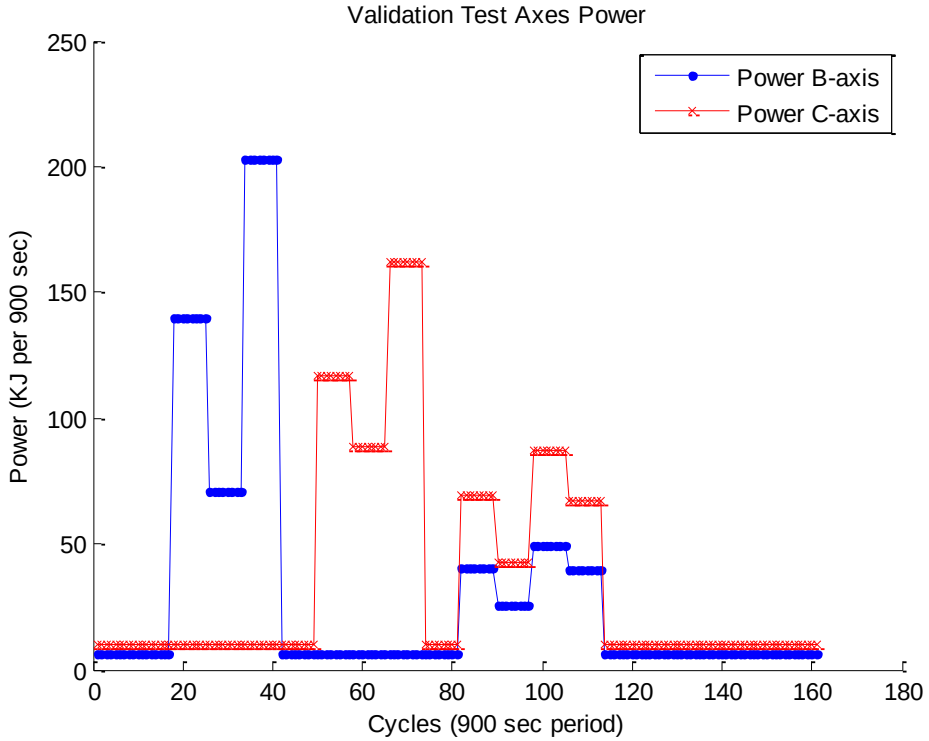

Figure 7-1 Puissances des axes B et C de la séquence de chauffage du test de validation

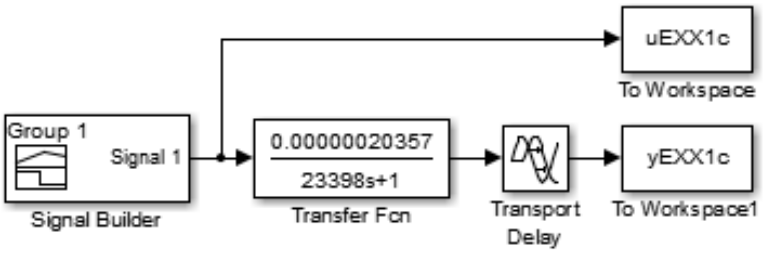

Figure 7-2 Simulation du modèle de EXX1

La comparaison de la nouvelle mesure à la simulation pour EYB0 (Figure 7-3) et EXX1 (Figure 7-4) montre que le modèle thermique réussit à simuler ces paramètres avec fidélité, bien que la durée totale du test soit de 40 heures. L'erreur résiduelle maximale sur l'estimation de EYB0 (Figure 7-5) est de 5 µm, ou bien 15% de la valeur mesurée.

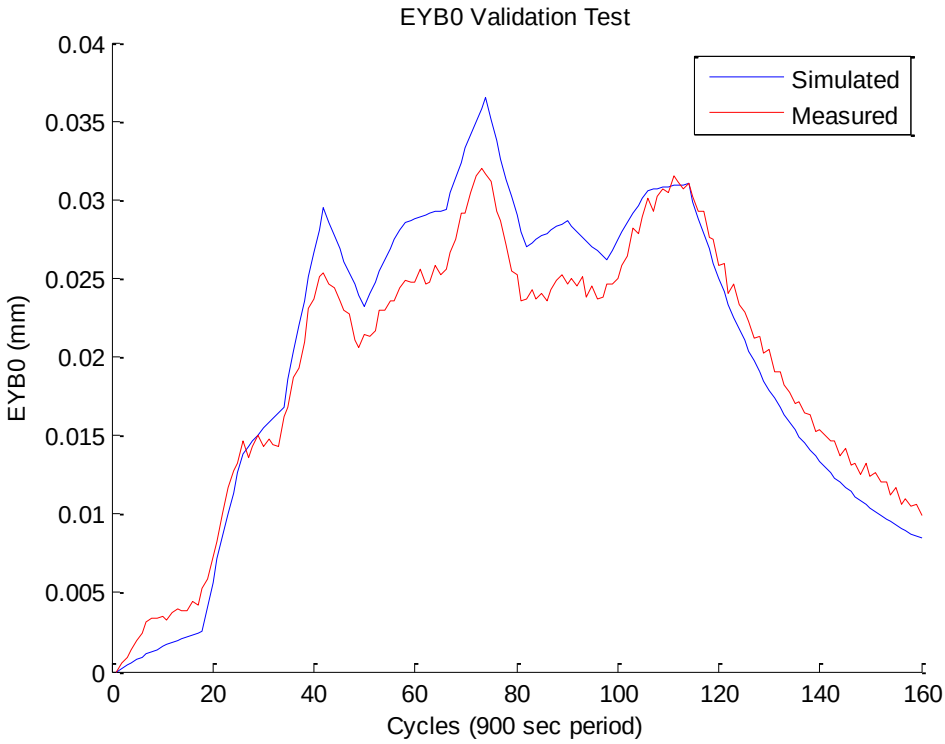

Figure 7-3 Comparaison de EYB0 simulé et mesuré

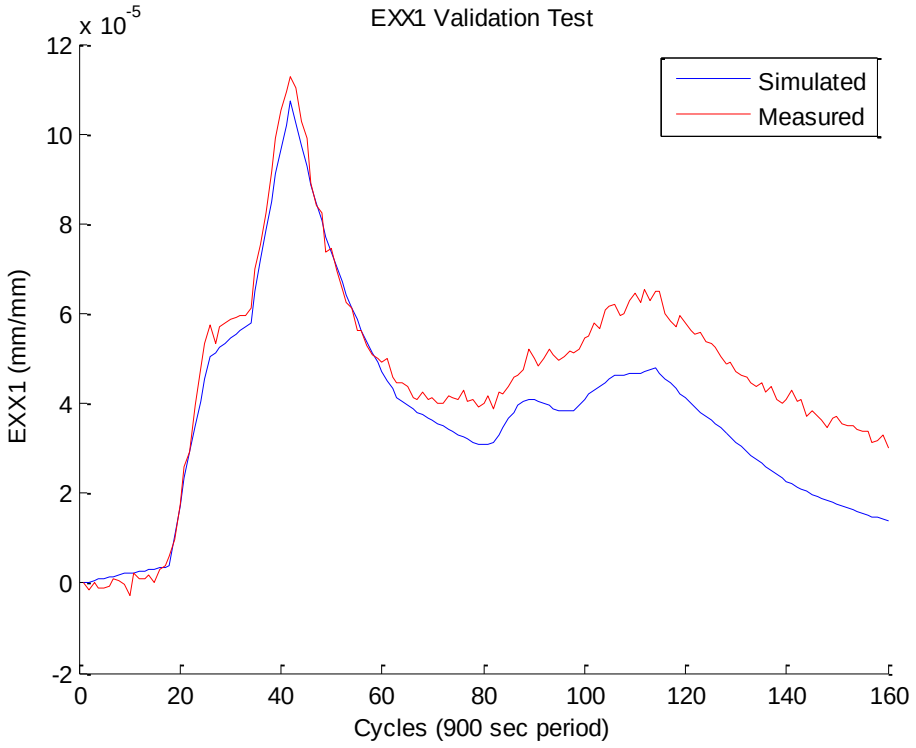

Figure 7-4 Comparaison de EXX1 simulé et mesuré

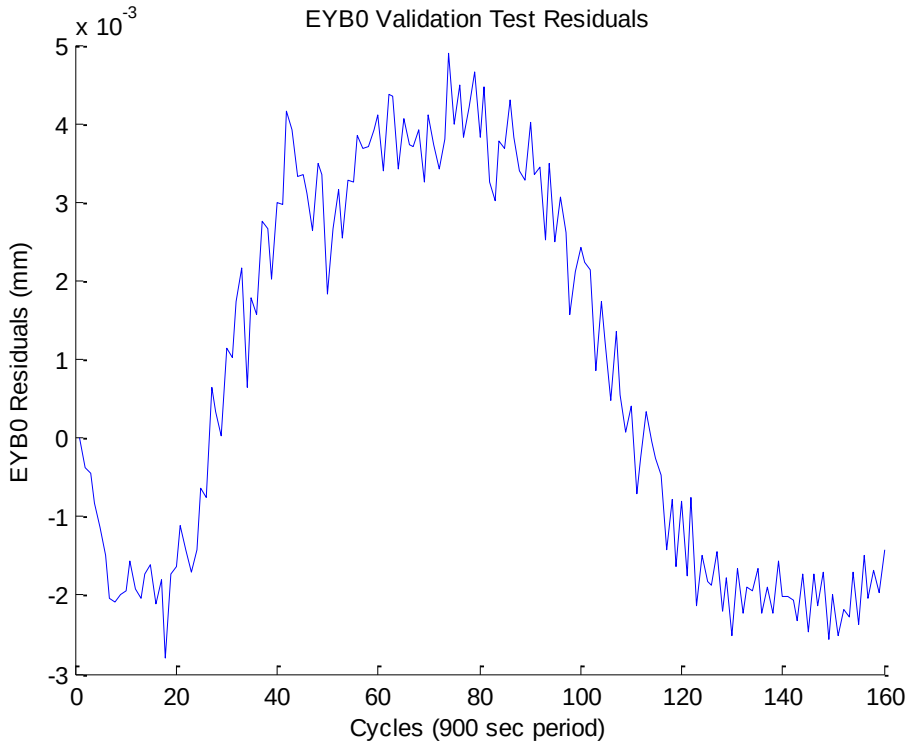

Figure 7-5 Résidus de EYB0 simulé par rapport à EYB0 mesuré

7.2 Validation par test d'usinage

La deuxième méthode de validation utilisée pour vérifier le modèle thermique consiste en un test d'usinage (Figure 7-6). Ce test est conçu pour mesurer la fiabilité de la compensation de EYB0, EXX1, EXB0 et l'expansion de la table obtenue par le modèle thermique.

Le test commence par des coupes faites à froid. Ces coupes sont faites 2 heures après le démarrage de la machine pour atteindre une certaine stabilité thermique. Ensuite l'activité de chauffage des axes rotatifs B et C commence pour une durée de 4 heures. A la fin du chauffage, des coupes à chaud sont performées. Les coupes à chaud sont faites sans et avec compensation des erreurs thermiques. Des coupes additionnelles sont faites à chaud pour servir comme références pour la mesure sur CMM.

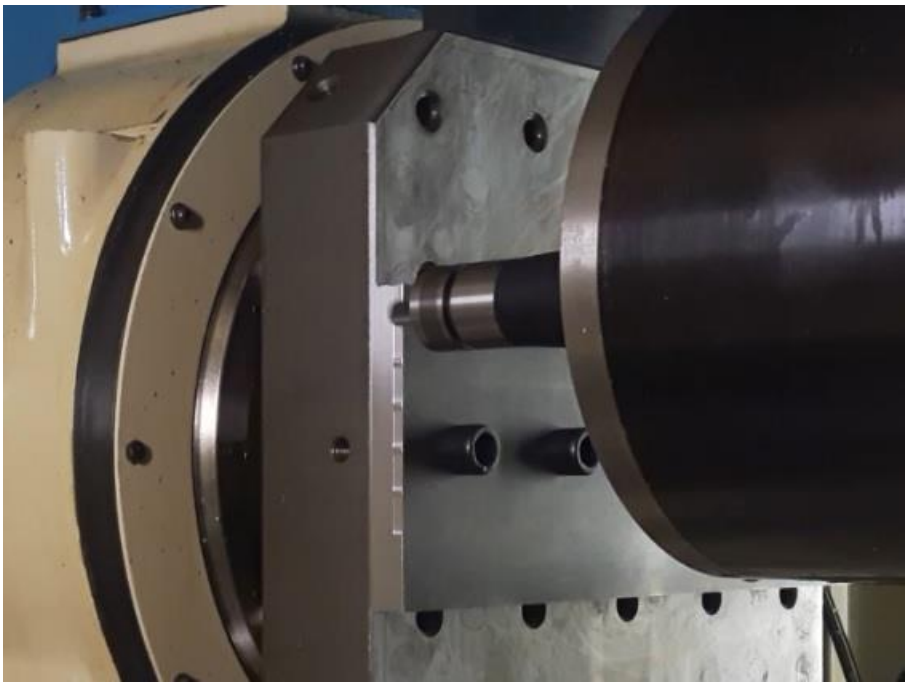

Figure 7-6 Validation par test d'usinage

La pièce a une forme rectangulaire. La validation de EXX1, EXB0 et l'expansion radiale se fait avec des coupes dans la direction de l'axe des X de la machine. La validation de EYB0 et de l'expansion radiale se fait avec des coupes dans la direction de l'axe des Y.

La profondeur de coupe est limitée à 0.25mm pour minimiser la flexion de l'outil (de diamètre 12.7 mm).

La compensation est obtenue à partir des paramètres simulés avec le modèle thermique, en utilisant la puissance consommée lors de la routine de chauffage. Cette compensation est utilisée pour mettre à jour le code G du test d'usinage. Les compensations sont calculées avec les formules suivantes:

$$Y_{compensé} = Y_{nominal} + EYB0 + \frac{Y_{nominal}}{R_{ERT}} \times ERT$$

$$X_{compensé} = X_{nominal} - X_{nominal} \times EXX1 + EXB0 + \frac{X_{nominal}}{R_{ERT}} \times ERT$$

avec:

ERT = Expansion radiale de la table (mm)

R_{ERT} = Rayon par rapport au centre de la table du point où l'expansion radiale est estimée (mm)

A la fin du test, la pièce est transportée avec sa palette sur une machine CMM (Figure 7-7). Garder la pièce sur la palette permet d'éviter l'apparition des déformations dues au montage. La mesure est faite après 24 heures pour permettre au montage de se stabiliser à 20°C.

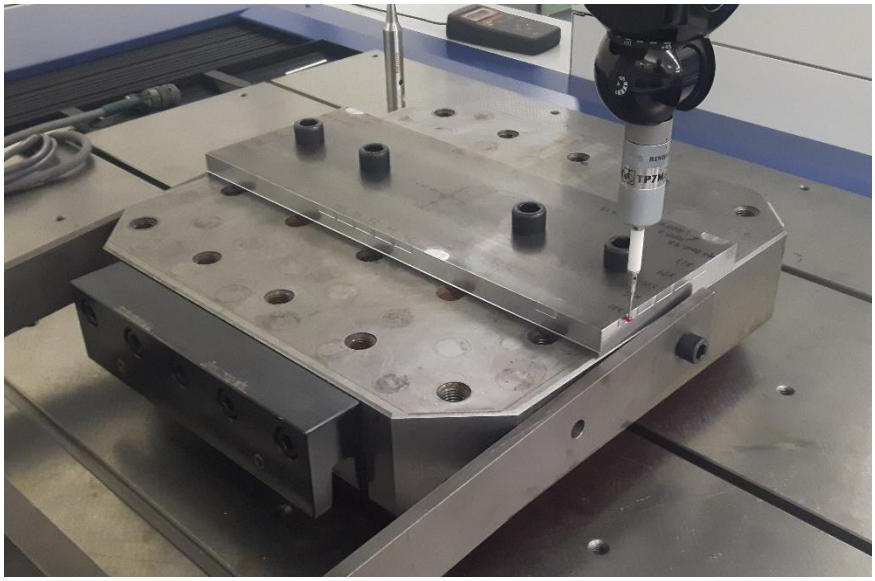

Figure 7-7 Mesure sur CMM

Le test permet de comparer les coupes faites à chaud aux coupes faites à froid. La coupe à froid sert comme référence. De cette manière on ne tient pas compte de l'erreur géométrique statique de la machine. Les résultats des mesures sont résumés au Tableau 7-1 et au Tableau 7-2. Dans ces

tableaux, on trouve les commandes sans et avec compensation. On trouve aussi les mesures à froid sans compensation et à chaud, sans et avec compensation. Les erreurs et la correction sont calculées avec les formules suivantes:

$$Erreur\ initiale = (Mesure\ \text{à}\ chaud\ sans\ comp.) - (Mesure\ \text{à}\ froid\ sans\ comp.)$$

$$Erreur\ résiduelle = (Mesure\ \text{à}\ chaud\ avec\ comp.) - (Mesure\ \text{à}\ froid\ sans\ comp.)$$

$$Correction = \left(1 - ABS\left(\frac{Erreur\ résiduelle}{Erreur\ initiale}\right)\right) \times 100$$

Tableau 7-1 Résultats de la compensation en X

X commandé (Origine machine)		**X mesuré (Origine pièce)**			**Erreur initiale**	**Erreur résiduelle**	**Correction**
		Coupe à froid	**Coupe à chaud**				
Sans Comp.	**Avec Comp.**	**Sans Comp.**	**Sans Comp.**	**Avec Comp.**			
-199.000	-198.985	-198.980	-199.001	-198.986	-0.021	-0.006	72%
199.000	199.000	199.033	199.027	199.026	-0.006	-0.007	-8%
Distance							
398.000	397.985	398.013	398.028	398.012	0.015	-0.001	96%

Tableau 7-2 Résultats de la compensation en Y

Y commandé (Origine machine)		**Y mesuré (Origine pièce)**			**Erreur initiale**	**Erreur résiduelle**	**Correction**
		Coupe à froid	**Coupe à chaud**				
Sans Comp.	**Avec Comp.**	**Sans Comp.**	**Sans Comp.**	**Avec Comp.**			
-74.000	-73.950	-73.949	-74.001	-73.951	-0.051	-0.001	98%
74.000	74.056	74.066	74.011	74.065	-0.055	-0.001	98%
Distance							
148.000	148.006	148.015	148.011	148.015	-0.004	0.000	99%

La compensation dans la direction de Y est presque parfaite pour la position absolue des coupes et la distance entre ces coupes. On en déduit que l'estimation de EYB0 et de l'expansion radiale de la table est valide.

En X, la compensation de la distance est aussi presque parfaite. La position des coupes est améliorée, mais il reste toujours un décalage uniforme de -6 µm sur les 2 coupes. L'estimation de

EXX1 et de l'expansion radiale de la table est donc valide, puisque l'erreur initiale de 15µm sur la distance est corrigée. Le décalage de -6 µm est probablement dû à la combinaison de certains paramètres qui ont un effet thermique moyen et qui n'ont pas été corrigé. Par exemple EXX0 pourrait contribuer à 3 µm. L'estimation de EXB0, dont le modèle thermique concordait à 56% avec la mesure, pourrait aussi avoir une certaine contribution (Figure 6-31).

7.3 Conclusion

Les 2 méthodes de validation ont prouvés que le modèle thermique est fiable. En effet, la première méthode a permi de valider la simulation des erreurs avec un nouveau test de chauffage des axes rotatifs contenant des séquences et des conditions initiales complètement différentes du test utilisé pour l'identification. Le deuxième test a montré, par l'usinage d'une pièce réelle suivant une séquence de chauffage aléatoire, que le modèle permet la compensation des erreurs thermiques pour rapprocher les résultats de la coupe à froid.

CHAPITRE 8 DISCUSSION GÉNÉRALE

Une nouvelle méthodologie pour mesurer et modéliser la variation thermique des paramètres d'erreurs géométriques a été développée et présentée dans cette thèse, ce qui représente un avancement des efforts de recherche pour l'étude de ce phénomène. Ce chapitre résume brièvement les différentes améliorations et avancées accomplies:

- La mesure stable et rapide de l'erreur thermique volumétrique est rendue possible par de nouveaux capteurs et artefacts stables thermiquement.
- La visualisation des différents effets thermiques dans le volume de la machine est rendue possible dans le but d'une meilleure compréhension de ces effets et de leurs interactions.
- La modélisation efficace des erreurs thermiques en fonction d'un nombre limité de capteurs facilement accessibles et mesurables, plus précisément la consommation de puissance des axes de la machine, a été prouvée. Ceci faciliterait énormément l'implémentation de la compensation thermique en temps réel sur des centres d'usinage existants.
- L'estimation indirecte des paramètres d'erreurs géométriques par la méthode SAMBA, et la possibilité de capter l'évolution thermique de ces paramètres et d'identifier correctement les composantes affectées, permet de conclure sur la capacité de la méthode SAMBA à estimer avec précision les paramètres géométriques et leur évolution thermique.
- En plus des paramètres d'erreurs, l'estimation indirecte par la méthode SAMBA de la position des billes permet également d'estimer et de modéliser l'expansion radiale et la table.

Pour toutes ces raisons, la méthodologie proposée par ce travail de recherche constitue une solution possible au problème des erreurs thermiques par la compensation d'une grande partie de ces erreurs. Le développement de cette méthodologie et son implémentation pourraient intéresser les industries manufacturières de précision, comme les industries aéronautique et automobile, toujours à la recherche de l'amélioration de la qualité et la réduction des couts.

CHAPITRE 9 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Le travail de recherche présenté dans cette thèse a permis d'approfondir la connaissance sur le comportement thermique des machines-outils. Cette thèse a démontré que ce problème, qui est bien connu dans l'industrie manufacturière, est toujours présent dans les machines de nouvelle génération et qu'il est indispensable de poursuivre la recherche pour trouver de nouvelles solutions plus efficaces.

Une nouvelle méthodologie pour trouver une solution à ce problème pour une machine-outil à cinq-axes est présentée dans cette thèse. La combinaison de plusieurs outils de travail, comme des capteurs spécialement conçus pour cette étude, des séquences de mesure et d'activité des axes et des algorithmes de traitement des données, permettent de capter expérimentalement le comportement thermique de la machine, sous forme d'images géométriques prises périodiquement dans le temps.

Différentes configurations de ces outils ont été utilisées dans la conception des différents tests, pour étudier plusieurs aspects du comportement thermique. Le premier test consiste en une étude générale de la distorsion thermique volumétrique de la machine due à l'activité de tous les axes, incluant la broche. Les résultats de ce test ont éclairci les connaissances concernant la réponse thermique de la machine et l'effet sur l'erreur volumétrique de l'activité de chacun des axes.

On a pu voir que les axes rotatifs de la machine, ainsi que la broche, sont la source principale de déformation, bien que la broche soit munie d'un système de refroidissement. Certains axes ont des effets thermiques opposés, donc qui peuvent s'annuler si ces axes sont opérés simultanément. Ceci représente un avantage du point de vue erreurs thermiques, à ajouter à d'autres avantages comme par exemple la symétrie de la machine.

On a pu voir aussi qu'il est indispensable d'étudier l'effet de l'activité d'un axe donné, non pas sur l'axe lui-même seulement, mais sur la machine entière, et en particulier les axes voisins de la branche de la machine. C'est le cas par exemple de l'erreur importante induite sur l'axe X par l'activité de l'axe rotatif B.

Le deuxième test est conçu pour étudier en détails le comportement thermique paramétrique dû à l'activité des axes rotatifs B et C. L'estimation des paramètres du modèle géométrique et des positions de l'artefact mesuré permet d'identifier les paramètres où l'effet thermique est dominant.

L’évolution thermique de ces paramètres ainsi que les expansions radiale et axiale de la table sont modélisés en fonction de la puissance des axes rotatifs. Ce modèle thermique a permis l’estimation de ces paramètres à la suite de différentes activités de ces axes, captées par la mesure des puissances. Le modèle a été validé par des mesures différentes et un test d’usinage.

La compensation utilisée lors du test d’usinage, calculée à partir du modèle thermique, réussit à corriger la majeure partie des erreurs thermiques estimées à quelques dizaines de micromètres. On estime qu’une meilleure compensation pourrait être obtenue par la modélisation de tous les paramètres sensibles à l’activité des axes, et non seulement les paramètres dominants.

En conclusion concernant spécifiquement le centre d’usinage HU40-T, l’étude permet de suggérer des solutions qui peuvent contribuer à la réduction des erreurs thermiques, avant de passer à la compensation. Des systèmes de refroidissement installés sur les axes rotatifs pourraient éliminer une majeure partie des erreurs thermiques par la dissipation de la chaleur générée. Un meilleur ajustement du système de refroidissement de la broche est possible pour un meilleur contrôle et une meilleure stabilité thermique. En effet, le présent système de refroidissement part et s’arrête fréquemment et résulte en des variations de température d’une amplitude de 2°C. Un contrôle continu donnerait certainement une meilleure stabilité thermique.

Bien que le modèle thermique adopté dans cette thèse donne un résultat satisfaisant, de futures études pourraient envisager d’autres modèles empiriques qui pourraient expliquer avec succès les erreurs thermiques, et les comparer au modèle utilisé dans cette thèse.

La méthodologie adoptée pourrait aussi être utilisée pour l’étude détaillée des autres axes de la machine, notamment les axes linéaires et la broche. Bien que des normes internationales définissent les méthodes de mesure des effets thermiques pour ces axes, ces études pourraient ouvrir d’autres voies et contribuer à l’enrichissement de ces normes.

BIBLIOGRAPHIE

Abbaszadeh-Mir, Y., J. R. R. Mayer, et al. (2002). "Theory and simulation for the identification of the link geometric errors for a five-axis machine tool using a telescoping magnetic ball-bar." International Journal of Production Research 40(18): 4781-4797.

Aggogeri, F., A. Merlo, et al. (2010). "Multifunctional structure solutions for Ultra High Precision (UHP) machine tools." International Journal of Machine Tools and Manufacture 50(4): 366-373.

Andolfatto, L., S. Lavernhe, et al. (2011). "Evaluation of servo, geometric and dynamic error sources on five-axis high-speed machine tool." International Journal of Machine Tools and Manufacture 51(10–11): 787-796.

Anon (1987). "DESIGNING MACHINES IN GRANITE COMPOSITES." Engineering materials and design 31(6): 46, 48-46, 48.

ASME (2005). ASME B5.54-2005. Methods for Performance Evaluation of Computer Numerically Controlled Machining Centers.

BIPM, IEC, et al. (2008). "Evaluation of measurement data—guide for the expression of uncertainty in measurement. JCGM 100: 2008." 167.

Bourdet, P. and A. Clément (1976). "Controlling a complex surface with a 3 axis measuring machine." Annals of the CIRP 25(1): 359-361.

Brecher, C., M. Brozio, et al. (2017). Application of an Unscented Kalman Filter for Modeling Multiple Types of Machine Tool Errors. 50th CIRP Conference on Manufacturing Systems, CIRP CMS 2017, May 3, 2017 - May 5, 2017, Taichung, Taiwan, Elsevier B.V.

Brecher, C., M. Fey, et al. (2014). "Volumetric thermo-elastic machine tool behavior." Production Engineering 9(1): 119-124.

Brecher, C., M. Fey, et al. (2015). "Volumetric thermo-elastic machine tool behavior." Production Engineering 9(1): 119-124.

Brecher, C., M. Fey, et al. (2016). "Volumetric measurement of the transient thermo-elastic machine tool behavior." Production Engineering 10(3): 345-350.

Brecher, C., P. Hirsch, et al. (2004). "Compensation of thermo-elastic machine tool deformation based on control internal data." CIRP Annals - Manufacturing Technology 53(1): 299-304.

Brecher, C. and A. Wissmann (2011). "Compensation of thermo-dependent machine tool deformations due to spindle load: investigation of the optimal transfer function in consideration of rough machining." Production Engineering 5(5): 565-574.

Bringmann, B. and W. Knapp (2006). "Model-based 'Chase-the-Ball' calibration of a 5-axes machining center." CIRP Annals - Manufacturing Technology 55(1): 531-534.

Bryan, J. (1990). "International status of thermal error research (1990)." CIRP Annals - Manufacturing Technology 39(2): 645-656.

Bryan, J. B. (1968). "International status of thermal error research." Annals of the CIRP 16(2): 203-215.

Bryan, J. B., D. L. Carter, et al. (1982). "ORDER OF MAGNITUDE IMPROVEMENT IN THERMAL STABILITY WITH USE OF LIQUID SHOWER ON A GENERAL PURPOSE MEASURING MACHINE." SME Technical Paper (Series) IQ.

Chen, J. S., J. X. Yuan, et al. (1993). "Real-time compensation for time-variant volumetric errors on a machining center." Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry 115(4): 472-479.

Creighton, E., A. Honegger, et al. (2010). "Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle." International Journal of Machine Tools and Manufacture 50(4): 386-393.

Delbressine, F. L. M., G. H. J. Florussen, et al. (2006). "Modelling thermomechanical behaviour of multi-axis machine tools." Precision Engineering 30(1): 47-53.

Donmez, M. A., M. H. Hahn, et al. (2007). "A Novel Cooling System to Reduce Thermally-Induced Errors of Machine Tools." CIRP Annals - Manufacturing Technology 56(1): 521-524.

Erkan, T., J. R. R. Mayer, et al. (2011). "Volumetric distortion assessment of a five-axis machine by probing a 3D reconfigurable uncalibrated master ball artefact." Precision Engineering 35(1): 116-125.

Gebhardt, M., S. Capparelli, et al. (2013). Physical and phenomenological simulation models for the thermal compensation of rotary axes of machine tools. 13th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2013, May 27, 2013 - May 31, 2013, Berlin, Germany, euspen.

Gebhardt, M., M. Ess, et al. (2013). "Phenomenological compensation of thermally caused position and orientation errors of rotary axes." Journal of Manufacturing Processes 15(4): 452-459.

Gebhardt, M., A. Schneeberger, et al. (2014). "Thermally caused location errors of rotary axes of 5-axis machine tools." International Journal of Automation Technology 8(4): 511-522.

Givi, M. and J. R. R. Mayer (2015). "Volumetric error formulation and mismatch test for five-axis CNC machine compensation using differential kinematics and ephemeral G-code." The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 77(9): 1645-1653.

Hatamura, Y., T. Nagao, et al. (1993). "Development of an intelligent machining center incorporating active compensation for thermal distortion." CIRP Annals - Manufacturing Technology 42(1): 549-552.

Hong, C. and S. Ibaraki (2012). "Observation of thermal influence on error motions of rotary axes on a five-axis machine tool by static R-test." International Journal of Automation Technology 6(2): 196-204.

Hong, C. and S. Ibaraki (2013). "Non-contact R-test with laser displacement sensors for error calibration of five-axis machine tools." Precision Engineering 37(1): 159-171.

Ibaraki, S. and W. Knapp (2012). "Indirect measurement of volumetric accuracy for three-axis and five-axis machine tools: A review." International Journal of Automation Technology 6(2): 110-124.

ISO (2007). ISO 230-3:2007. Test code for machine tools - Part 3: Determination of thermal effects.

ISO (2012). ISO 230-1:2012. Test code for machine tools - Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasi-static conditions.

Itō, Y., N. Nishiwaki, et al. (2010). Thermal Deformation in Machine Tools, McGraw-Hill.

Jedrzejewski, J. (1988). Directions for improving the thermal stability of machine tools. Thermal Aspects in Manufacturing, November 27, 1988 - December 2, 1988, Chicago, IL, USA, Publ by American Soc of Mechanical Engineers (ASME).

Jedrzejewski, J. (2009). Thermal Problems in Machine Tools Design and Operation. Introduction to precision machine design and error assessment. S. Mekid, CRC Press: 75-127.

Jędrzejewski, J. (1988). "Effect of the thermal contact resistance on thermal behaviour of the spindle radial bearings." International Journal of Machine Tools and Manufacture 28(4): 409-416.

Jedrzejewski, J. and W. Modrzycki (1992). "A New Approach to Modelling Thermal Behaviour of a Machine Tool under Service Conditions." CIRP Annals - Manufacturing Technology 41(1): 455-458.

Li, F., T. Li, et al. (2017). "A Temperature Sensor Clustering Method for Thermal Error Modeling of Heavy Milling Machine Tools." Applied Sciences 7(1): 82.

Mayer, J. R. R. (2012). "Five-axis machine tool calibration by probing a scale enriched reconfigurable uncalibrated master balls artefact." CIRP Annals - Manufacturing Technology 61(1): 515-518.

Mayr, J., M. Egeter, et al. (2015). "Thermal error compensation of rotary axes and main spindles using cooling power as input parameter." Journal of Manufacturing Systems.

Mayr, J., M. Ess, et al. (2009). Compensation of Thermal Effects on Machine Tools using a FDEM Simulation Approach. Lamdamap.

Mayr, J., J. Jedrzejewski, et al. (2012). "Thermal issues in machine tools." CIRP Annals - Manufacturing Technology 61(2): 771-791.

Mayr, J., M. Müller, et al. (2016). "Automated thermal main spindle & B-axis error compensation of 5-axis machine tools." CIRP Annals 65(1): 479-482.

Mekid, S. (2009). Introduction to precision machine design and error assessment, CRC Press.

Mitsuishi, M., S. Warisawa, et al. (2001). "Development of an intelligent high-speed machining center." CIRP Annals - Manufacturing Technology 50(1): 275-280.

Moriwaki, T., K. Yokoyama, et al. (1991). Improving machining accuracy in turning with use of tool holder made of super-invar. International Mechanical Engineering Congress and Exhibition - MECH '91, July 8, 1991 - July 12, 1991, Sydney, Aust, Publ by IE Aust.

Nakamura, S. and Y. Kakino (1994). "A Performance Evaluation of Preload Switching Spindle." Journal of Japan Society of Precision Engineering 60(5): 688-692.

Okafor, A. C. and Y. M. Ertekin (2000). "Vertical machining center accuracy characterization using laser interferometer: Part 1. Linear positional errors." Journal of Materials Processing Technology 105(3): 394-406.

Ramesh, R., M. A. Mannan, et al. (2000). "Error compensation in machine tools — a review: Part II: thermal errors." International Journal of Machine Tools and Manufacture 40(9): 1257-1284.

Ramesh, R., M. A. Mannan, et al. (2003). "Thermal error measurement and modelling in machine tools.: Part I. Influence of varying operating conditions." International Journal of Machine Tools and Manufacture 43(4): 391-404.

Ramesh, R., M. A. Mannan, et al. (2003). "Thermal error measurement and modelling in machine tools. Part II. Hybrid Bayesian Network - Support vector machine model." International Journal of Machine Tools and Manufacture 43(4): 405-419.

Roblee, J. W. (1986). Precision temperature control for optics manufacturing. Infrared Technology and Applications, 26-29 Nov. 1985, USA.

Schwenke, H., W. Knapp, et al. (2008). "Geometric error measurement and compensation of machines-An update." CIRP Annals - Manufacturing Technology 57(2): 660-675.

Shi, H., C. Ma, et al. (2015). "Investigation into effect of thermal expansion on thermally induced error of ball screw feed drive system of precision machine tools." International Journal of Machine Tools and Manufacture 97(Supplement C): 60-71.

Sirdeshmukh, D. B., L. Sirdeshmukh, et al. (2006). Micro-and Macro-properties of Solids. Berlin, Springer.

Slamani, M., R. Mayer, et al. (2010). "Dynamic and geometric error assessment of an XYC axis subset on five-axis high-speed machine tools using programmed end point constraint

measurements." The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 50(9): 1063-1073.

Spur, G., E. Hoffmann, et al. (1988). "Thermal Behaviour Optimization of Machine Tools." CIRP Annals - Manufacturing Technology 37(1): 401-405.

Uhlmann, E. and P. Marcks (2008). Compensation of Thermal Deformations at Machine Tools using Adaptronic CRP-Structures. Manufacturing Systems and Technologies for the New Frontier. M. Mitsuishi, K. Ueda and F. Kimura, Springer London: 183-186.

Uhlmann, E., M. Saoji, et al. (2016). "Utilization of Thermal Energy to Compensate Quasi-static Deformations in Modular Machine Tool Frames." Procedia CIRP 40(Supplement C): 1-6.

Veldhuis, S. C. and M. A. Elbestawi (1995). "Strategy for the compensation of errors in five-axis machining." CIRP Annals - Manufacturing Technology 44(1): 373-377.

Webzell, S. (2004). "Based on firm foundations [machining centre]." Metalworking Production 148(11): 31-32.

Weck, M. and U. Herbst (1998). Compensation of thermal errors in machine tools with a minimum number of temperature probes based on neural networks. Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division, 15-20 Nov. 1998, New York, NY, USA, ASME.

Weck, M., P. McKeown, et al. (1995). "Reduction and compensation of thermal errors in machine tools." CIRP Annals - Manufacturing Technology 44(2): 589-598.

Weikert, S. and W. Knapp (2004). "R-test, a new device for accuracy measurements on five axis machine tools." CIRP Annals - Manufacturing Technology 53(1): 429-432.

Zargarbashi, S. H. H. and J. R. R. Mayer (2009). "Single setup estimation of a five-axis machine tool eight link errors by programmed end point constraint and on the fly measurement with Capball sensor." International Journal of Machine Tools and Manufacture 49(10): 759-766.