



HAL
open science

Etude de l'emploi des machines outils à structure parallèle en usinage

Hélène Chanal

► **To cite this version:**

Hélène Chanal. Etude de l'emploi des machines outils à structure parallèle en usinage. Matériaux et structures en mécanique [physics.class-ph]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2006. Français. NNT : 2006CLF21673 . tel-00698532

HAL Id: tel-00698532

<https://theses.hal.science/tel-00698532v1>

Submitted on 16 May 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° ordre : 1673
EDSPIC : 352

Université BLAISE PASCAL – Clermont II
Ecole Doctorale
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont Ferrand

Thèse

Présentée
pour obtenir le grade de :

Docteur d'université

Spécialité : Génie Mécanique

par

Hélène CHANAL

Etude de l'emploi des machines outils
à structure parallèle en usinage

Soutenue publiquement le 22 septembre 2006 devant le jury :

M. Pierre BOURDET	Professeur Univ., LURPA, ENS de Cachan	Président
M. Jean-Yves HASCOET	Professeur Univ., IRCCyN, EC Nantes	Rapporteur
M. François PIERROT	Directeur de recherche CNRS, LIRMM	Rapporteur
M. Olivier MOREAU	Responsable étude produit process, PCI	Examineur
M. Pascal RAY	Professeur Univ., LaMI, IFMA	Directeur de thèse
M. Emmanuel DUC	Maître de Conf., LaMI, IFMA	Encadrant de thèse

Laboratoire de Mécanique et Ingénieries
Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal

Remerciements

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été effectués au LaMI (Laboratoire de Mécanique et Ingénieries) de l'Institut Français de Mécanique Avancée et de l'Université Blaise Pascal, dans le cadre de la fédération de recherche TIMS (Technologies pour l'Information, la Mobilité et la Sécurité).

Je tiens tout d'abord à remercier l'ensemble des membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail, et tout particulièrement Monsieur Pierre Bourdet de m'avoir fait l'honneur de présider mon jury, et Messieurs Jean-Yves Hascoët et François Pierrot d'avoir accepté de rapporter mon mémoire.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur Olivier Moreau pour sa participation au jury et pour l'intérêt qu'il porte à mes travaux.

J'exprime ma sincère gratitude à Monsieur Pascal Ray, directeur de thèse, pour la confiance et la liberté de travail qu'il m'a données.

Je dois beaucoup à l'accompagnement quotidien de Monsieur Emmanuel Duc. Ces travaux sont en effet l'aboutissement de nombreuses confrontations d'idées qui m'ont permis de gagner en maturité. Sans son aide, je ne pense pas que j'aurais autant évolué dans ma réflexion.

Il me faut encore remercier toutes les personnes qui ont permis de réaliser tous les essais présentés dans ce mémoire : Julien Chaput et Arthur Mota de l'IFMA, et Eric Bossard, Matthieu Rauch (qui a pris sur son travail de thèse et je l'en remercie) et Jean-Yves Hascoët de l'IRCCyN.

Il me reste à remercier l'ensemble des personnes du laboratoire et de l'IFMA que j'ai eu le bonheur de rencontrer pendant ses trois années de thèse. Je pense tout particulièrement à mes co-bureaux, Vincent, Tony et Cédric, qui m'ont supportée durant ces années mais aussi à Patrice, Claude, Fabrice, Jean Denis, Michel, Caro, Rani, Julien, Yann, Pierre, François, Pascal et tous ceux qui ont fait vivre le fameux espace détente.

Une dernière ligne pour embrasser Flavien qui a su être patient et attentif durant ces trois années.

Table des matières

REMERCIEMENTS	3
TABLE DES MATIERES	5
TABLE DES ILLUSTRATIONS	7
INDEX DES TABLEAUX	9
PRINCIPALES NOTATIONS	11
INTRODUCTION	13
CHAPITRE 1 : ADAPTATION DES MACHINES OUTILS A STRUCTURE PARALLELE A L'USINAGE	17
1 DEVELOPPEMENT DES MACHINES OUTILS A STRUCTURE PARALLELE	18
1.1 Définitions	19
1.2 Différentes machines outils à structure parallèle.....	22
1.3 Critères de performance utilisés en conception	24
2 COMPARAISON DES PERFORMANCES DES MACHINES OUTILS A STRUCTURE SERIELLE ET PARALLELE	24
2.1 Comparaison par analyse de la structure.....	25
2.2 Comparaison par l'analyse d'une pièce usinée.....	27
2.3 Conclusion	30
3 PRINCIPALES CAUSES DES ERREURS DE POSE DE L'EFFECTEUR	30
3.1 Erreurs statiques.....	30
3.2 Erreurs dynamiques.....	32
3.3 Conclusion	33
4 DES METHODES D'AMELIORATION DE LA PRECISION	33
4.1 Identification des paramètres géométriques	34
4.2 Etude des espaces de travail	36
4.3 Conclusion	38
5 PROBLEMATIQUE	39
5.1 Constat.....	39
5.2 Objectif des travaux	40
CHAPITRE 2 : DEFINITION D'UN ESPACE DE TRAVAIL STATIQUEMENT ADMISSIBLE	43
1 PROBLEMATIQUE	43
2 MODELISATION DE LA STRUCTURE DE LA MACHINE OUTIL.....	46
2.1 Méthodes de modélisation de la structure.....	46
2.2 Application au Neos 605.....	46
2.3 Conclusion	50
3 MODELISATION DE L'EFFORT DE COUPE.....	51
3.1 Modèle d'effort de coupe en rainurage.....	51
3.2 Modèle d'effort de coupe en perçage.....	53
3.3 Identification expérimentale	54
3.4 Conclusion	57
4 MODELISATION DE LA SURFACE USINEE	57
4.1 Cas du rainurage.....	57
4.2 Cas du perçage.....	59
4.3 Simulation des défauts générés sur la surface usinée	59

4.4	Conclusion.....	62
5	COMPARAISON ENTRE LA MACHINE VERNE ET LE ROBOT NEOS 605.....	63
5.1	Etude de la machine Verne.....	63
5.2	Comparaison des cartes de rigidité.....	64
5.3	Comparaison des défauts.....	64
5.4	Conclusion.....	66
6	DEFINITION D'UN ESPACE DE TRAVAIL STATIQUEMENT ADMISSIBLE.....	67
7	CONCLUSION.....	68
CHAPITRE 3 : IDENTIFICATION GEOMETRIQUE DES MACHINES OUTILS A STRUCTURE PARALLELE PROPOSITION D'UNE METHODE BASEE SUR L'USINAGE D'UNE PIECE		71
1	PROBLEMATIQUE.....	71
2	PRINCIPES D'IDENTIFICATION GEOMETRIQUE D'UN MECANISME PARALLELE.....	74
2.1	Modélisation géométrique du mécanisme.....	74
2.2	Choix de la fonction erreur.....	75
2.3	Méthodes de mesures usuelles de poses de machines outils parallèles.....	76
3	MODELISATION GEOMETRIQUE DES MACHINES OUTILS A STRUCTURE PARALLELE : APPLICATION A LA VERNE.....	80
3.1	Modèle géométrique inverse des machines outils à structure parallèle.....	80
3.2	Modèle géométrique inverse de la Verne.....	80
3.3	Analyse de sensibilité de la Verne.....	82
3.4	Détermination de la précision nécessaire à l'identification géométrique.....	84
3.5	Conclusion.....	87
4	METHODE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES GEOMETRIQUES PAR L'USINAGE D'UNE PIECE.....	87
4.1	Contraintes liées au choix de la méthode d'identification.....	88
4.2	Choix de la forme de la pièce et mise en œuvre de son usinage.....	90
4.3	Validation de la forme de la pièce dédiée à l'identification.....	92
5	DETERMINATION DE LA POSE DE L'OUTIL.....	93
5.1	Gamme de mesure sur la MMT.....	93
5.2	Démarche d'identification de la pose de l'outil.....	94
6	MISE EN ŒUVRE NUMERIQUE DE L'IDENTIFICATION.....	96
7	VALIDATION DE L'IDENTIFICATION PAR SIMULATION.....	98
7.1	Mise en œuvre de la simulation.....	98
7.2	Analyse de la robustesse de la méthode d'identification.....	109
7.3	Conclusion.....	110
8	VALIDATION EXPERIMENTALE DE L'IDENTIFICATION.....	111
8.1	Description du déroulement expérimental de l'identification.....	111
8.2	Campagne d'essais.....	113
8.3	Analyse des résultats.....	114
8.4	Conclusion.....	117
9	CONCLUSION.....	117
CHAPITRE 4 : PROJECTION DES TRAVAUX DANS UN CONTEXTE DE SUIVI DE PRODUCTION		119
1	PROBLEMATIQUE.....	119
2	SIMULATION DES DEFAUTS GEOMETRIQUES DE SUIVI DE TRAJECTOIRE DANS LE CAS D'UN MAUVAIS ETALONNAGE DE LA VERNE.....	122
2.1	Défauts par rapport à une trajectoire « carrée ».....	122
2.2	Défauts par rapport à des trajectoires parallèles à z.....	125
2.3	Conclusion.....	127
3	PROPOSITION DE CRITERES DE DECLENCHEMENT D'UN NOUVEL ETALONNAGE.....	128
3.1	Défauts générés sur les plans obtenus par contournage ou surfaçage.....	128
3.2	Cas des surfaces obtenues par perçage ou alésage.....	129
3.3	Application à un exemple.....	131
3.4	Conclusion.....	132
4	REFLEXION SUR L'AMELIORATION DE LA CAPABILITE.....	133
5	CONCLUSION.....	134
CONCLUSION ET PERSPECTIVES		135
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		139

Table des illustrations

Figure 1-1 : Optimisation du triplet machine/pièce/stratégie d'usinage	18
Figure 1-2 : Mécanisme pleinement parallèle : plate-forme de Stewart [CMW].	19
Figure 1-3 : Machine outil à structure sérielle de type portique (Mikron HSM 700).....	19
Figure 1-4 : Mécanisme hybride : le tricept [SMT].....	20
Figure 1-5 : Structure de type delta : la Verne de Fatronik (photo prise à l'IRCCyN, Nantes)	21
Figure 1-6 : Différentes machines outils à structure pleinement parallèle	23
Figure 1-7 : Mécanisme de la machine outil « Parawrist » [Ryerson]	23
Figure 1-8 : Transmission du mouvement de la jambe à la plate forme.....	26
Figure 1-9 : Pièce test ISO 10791-7 [Geldart03].....	27
Figure 1-10 : Pièce test pour l'usinage de formes complexes [Terrier04]	28
Figure 1-11 : Impacts des causes des erreurs de position de l'outil en fonction de l'intensité et de la fréquence [Pritschow02].....	33
Figure 1-12 : Structure parallèle étudiée par Fan [Fan03]	35
Figure 1-13 : Définition de l'espace de travail optimal.....	41
Figure 2-1 : Modélisations utilisées pour déterminer l'espace de travail statique.....	45
Figure 2-2 : Modélisation et orientation des jambes du tricept.....	47
Figure 2-3 : Guide central du robot Neos 605.....	48
Figure 2-4 : Cartes de rigidité pour une altitude z donnée	50
Figure 2-5 : Efforts de coupe à un point M de la dent de l'outil	52
Figure 2-6 : Evolution des efforts exercés par la pièce sur une fraise 2 dents lors de l'usinage	53
Figure 2-7 : Efforts locaux en perçage	54
Figure 2-8 : Pièce usinée pour l'identification des efforts de coupe	55
Figure 2-9 : Courbes mesurées lors d'un rainurage dans l'acier.....	56
Figure 2-10 : Courbes mesurées lors d'une opération de perçage dans l'acier	56
Figure 2-11 : Paramétrage de la position de l'outil.....	58
Figure 2-12 : Défauts pour une opération de perçage	59
Figure 2-13 : Défauts lors de l'opération de rainurage sur le Neos 605 (en considérant que les erreurs d'entrées en matière sont nulles)	60
Figure 2-14 : Défauts en perçage sur le Neos 605	61
Figure 2-15 : Influence de la position et de l'orientation du foret sur le défaut de position.....	62
Figure 2-16 : Machine outil Verne (photo prise à l'IRCCyN)	63
Figure 2-17 : Cartes de rigidité de la Verne pour une altitude z donnée	64
Figure 2-18 : Défauts lors d'une opération de rainurage sur la Verne.....	65
Figure 2-19 : Défauts lors d'une opération de perçage sur la Verne.....	66
Figure 2-20 : Espace de travail statiquement admissible pour une opération de perçage sur le robot Neos 605.	67
Figure 3-1 : Principe de notre méthode d'identification	73
Figure 3-2 : Comparaison dans l'espace articulaire de la pose de la machine outil.....	76
Figure 3-3 : Ball-bar 3D utilisé pour étalonner la Verne [Terrier05b].....	77
Figure 3-4 : Système de mesure sériel développé par Bleicher [Bleicher02].....	78
Figure 3-5 : Pièce d'identification de Pritschow [Pritschow02]	79
Figure 3-6 : Définition de la géométrie de la Verne.....	81
Figure 3-7 : Paramétrage de la Verne.....	81

Figure 3-8 : Défaut généré sur la pose de l'outil projeté sur l'axe x pour un défaut sur chaque paramètre géométrique unitaire.....	84
Figure 3-9 : Pose simulée de l'outil dans un plan perpendiculaire à la trajectoire théorique	85
Figure 3-10 : Limites supérieure et inférieure des défauts de position haut et bas pour une évolution normale de la longueur des jambes en $z=50$	86
Figure 3-11 : Forme de la pièce dédiée à l'identification des machines outils à structure parallèle	91
Figure 3-12 : Trajectoire d'usinage de la pièce dédiée.....	92
Figure 3-13 : Définition du repère de dégauchissage.....	94
Figure 3-14 : Calcul du défaut de position du point piloté de l'outil	95
Figure 3-15 : Définition des repère R_0 et R_m	96
Figure 3-16 : Comparaison dans l'espace articulaire	97
Figure 3-17 : Méthode de simulation de la surface usinée.....	99
Figure 3-18 : Construction du trajet outil à partir de la surface simulée	100
Figure 3-19 : Détermination du nouveau jeu de paramètre et validation de notre méthode d'identification	101
Figure 3-20 : Défaut de position du trajet simulé suivi par l'outil par rapport au trajet désiré mesuré perpendiculairement au trajet désiré	102
Figure 3-21 : Défaut de position de la trajectoire X_{cons} par rapport à la trajectoire X_{simu}	103
Figure 3-22 : Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i	104
Figure 3-23 : Défaut entre la trajectoire X_{par} et la trajectoire X_{simu}	105
Figure 3-24 : Comparaison de la distance entre le trajet 1 et 3 de la trajectoire X_{par} et de la trajectoire X_{simu}	106
Figure 3-25 : Défaut entre le trajet reconstruit après identification et le trajet réel mesuré suivant l'axe z	106
Figure 3-26 : Défaut d'orientation de l'axe de l'outil autour de B entre la trajectoire X_{par} et la trajectoire X_{simu}	107
Figure 3-27 : Erreur sur la reconstruction du trajet si une dispersion sur les mesures des surfaces est considérée	108
Figure 3-28 : Forme et trajectoire de la pièce test.....	112
Figure 3-29 : Définition de la méthode permettant d'évaluer la fonction erreur à minimiser.....	113
Figure 3-30 : Démarche expérimentale.....	114
Figure 3-31 : Défauts dimensionnels entre les plans contournés.....	115
Figure 3-32 : Défauts dimensionnels entre le plan supérieur permettant de définir l'origine de la pièce suivant z et le fond des rainures	116
Figure 4-1 : Exemple de suivi de production permettant de réaliser une « maintenance géométrique » de la machine outil	121
Figure 4-2 : Simulation d'une trajectoire désirée « carrée »	123
Figure 4-3 : Orientation de l'axe de l'outil autour de B, axe de rotation virtuel autour de l'axe y du repère d'usinage	124
Figure 4-4 : Trajectoires désirées parallèles à l'axe z	125
Figure 4-5 : Défauts de position des axes des perçages entre eux.....	126
Figure 4-6 : Orientation de l'axe de l'outil autour de B, axe de rotation virtuel autour de l'axe y du repère d'usinage	127
Figure 4-7 : Formes des surfaces usinées avec un défaut d'identification des paramètres géométriques (défauts amplifiés)	129
Figure 4-8 : Positions de trous percés avec un défaut d'identification.....	130
Figure 4-9 : Forme du trou percé avec un défaut d'identification	130
Figure 4-10 : Exemple d'application générale	131
Figure 4-11 : Spécification à vérifier pour détecter la nécessité d'étalonner la machine outil	132
Figure 4-12 : Principe de l'étalonnage local dans la zone d'usinage.....	134

Index des tableaux

Tableau 2-1 : Conditions de coupe pour les opérations de rainurage et de perçage.....	55
Tableau 2-2 : Mesures des efforts moyens et identification des pressions de coupe.....	57
Tableau 2-3 : Défauts maximum de position des entités usinées.....	66
Tableau 3-1 : Problèmes pouvant produire un défaut sur la pièce usinée.....	89
Tableau 3-2 : Résultats des 10 simulations sans prendre en compte les dispersions de mesure.....	109
Tableau 3-3 : Résultats des 10 simulations en prenant en compte les dispersions de mesure.....	110
Tableau 3-4 : Conditions de coupe de la pièce test.....	112
Tableau 3-5 : Valeur maximum de la différence entre les défauts dimensionnels des rainures.....	116
Tableau 4-1 : Spécifications associées aux surfaces usinées pour le déclenchement de l'étalonnage.....	133

Principales notations

X	vecteur définissant la pose de l'effecteur dans le repère cartésien d'usinage
q, V	vecteurs définissant la position des moteurs dans le repère articulaire
V_i	trajectoire suivie par les moteurs de la machine outil
ξ	paramètres géométriques du modèle de la commande de la machine étudiée
ξ_d	valeurs nominales des paramètres géométriques
ξ_{par}	valeurs identifiées des paramètres géométriques
g, MGD	Modèle Géométrique Direct
f, MGI	Modèle Géométrique Inverse
A_i	centre des liaisons entre les jambes et l'organe relié au bâti d'une machine à structure parallèle
B_i	centre des liaisons entre les jambes et la plate-forme mobile d'une machine à structure parallèle
L_i	longueur des jambes
K	matrice de rigidité
\bar{F}	effort s'exerçant sur la structure
\overline{dF}	effort s'exerçant localement sur une dent de l'outil
K_t, K_r, K_a, K_f	pressions de coupe
S	matrice de sensibilité
P_i	point piloté de l'outil
X_{des}	trajectoire de l'outil désiré
X_{simu}	trajectoire de l'outil simulée
X_{cons}	trajectoire de l'outil reconstruite à partir des points P_i
X_{par}	trajectoire de l'outil estimée à partir des paramètres identifiés

Introduction

Le processus de fabrication des pièces manufacturées repose souvent sur un procédé d'usinage permettant l'obtention de formes par enlèvement de matière. Ce procédé requiert l'utilisation d'une machine outil à commande numérique. La fabrication de pièce par enlèvement de matière doit répondre à des contraintes de qualité et des objectifs de réduction de coûts. Ainsi, de nombreux travaux ont été conduits afin de déterminer des solutions technologiques permettant de réduire le temps de fabrication d'une pièce tout en respectant sa qualité de production. Sur le marché, en complément des machines outils dites conventionnelles, des machines outils permettant de réaliser de l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) sont apparues ainsi que des machines outils à 5 axes, à 5 axes UGV et maintenant à structure parallèle. Ce mémoire s'intéresse plus particulièrement à cette nouvelle solution technologique : les machines outils à structure parallèle. En particulier, le propos aborde le problème de la précision de ces machines outils.

En usinage, la forme géométrique des surfaces usinées est générée grâce au mouvement d'avance de l'outil par rapport à la pièce. Ce mouvement est réalisé par l'intermédiaire de la structure de la machine outil. La précision géométrique de pose de l'outil et le comportement mécanique de la structure de la machine outil ont donc directement une influence sur la qualité de la forme usinée.

Traditionnellement, deux types de structure de machines outils sont utilisés dans l'industrie. Dans une majorité de cas, les machines outils sont à structure sérielle. C'est à dire que l'outil est relié au bâti par une structure composée d'un mécanisme à chaîne cinématique ouverte composé d'une succession d'ensembles de solides en liaison entre eux. Les machines outils à structure parallèle apparaissent dans les ateliers de production. Ce type de structure permet de relier l'outil au bâti à l'aide d'un mécanisme à chaînes cinématiques fermées composé d'au moins deux chaînes cinématiques indépendantes. Ces deux types de structure sont complémentaires, en effet les premières sont présentées comme amenant une meilleure rigidité et un meilleur niveau de précision, tandis que les secondes ayant de plus grandes performances dynamiques. Toutefois, en usinage le besoin

prioritaire est d'obtenir une pièce conforme au besoin, ce qui explique la forte présence des machines outils à structure sérielle. Cependant, le contexte actuel impose de réduire les coûts et les délais, ce qui permet de justifier l'intérêt actuel que suscitent les machines outils à structure parallèle. L'objectif de ce mémoire est donc d'apporter une contribution à l'étude de la pertinence de l'emploi de ces dernières en production. Nous cherchons ainsi à répondre à la question suivante : le niveau de précision de pose de l'outil permet-t-il de produire des pièces ayant une qualité spécifiée par le dessin de définition suffisante ?

De plus, nous devons prendre en compte l'objectif principal des industriels qui reste toujours d'utiliser au mieux ces investissements coûteux. Afin d'optimiser leur utilisation, il peut être pertinent de déterminer les formes de pièces usinées qui seront les plus adaptées au type de structure utilisée. Il faut donc intégrer dans notre réflexion le couplage entre la structure de la machine et la forme de la pièce usinée. Cette étude s'inscrit alors dans le cadre général de l'étude du triplet machine/pièce/stratégie d'usinage concentrant actuellement de nombreux travaux du fait de l'émergence de nouvelles stratégies d'usinages et de nouveaux types de machines outils.

De plus, il faut noter que les machines à structure parallèle n'ont pas toutes un comportement similaire du fait des nombreuses possibilités d'architecture. Par exemple, dans l'industrie automobile, le Tricept de SMT est plus particulièrement utilisé du fait des capacités d'accessibilité que sa structure propose, alors que dans l'aéronautique, l'Ecospeed et l'Hermès se développent du fait de la dynamique des mouvements de rotation et de l'absence de points de singularité géométrique dans l'espace de travail [Hennes02] [Neumann02]. Toutefois du fait du faible nombre d'applications actuelles, nous pouvons nous demander si l'utilisation de structure parallèle provient d'un effet de mode ou d'un gain réel en production.

En effet, actuellement, une machine outil doit répondre à des contraintes de qualité de production et à des objectifs de productivité pour être utilisée en UGV. Ces deux exigences permettent d'assurer l'usinage d'une pièce conforme au dessin de définition dans un délai acceptable financièrement. Cette dernière remarque justifie les domaines d'application du Tricept, de l'Ecospeed et de l'Hermès présentant des mouvements possibles de l'outil en terme d'accessibilité et dynamique mieux adaptés aux types d'usinage qui leurs sont dédiés. Ainsi, dans le cas de pièces automobiles, l'utilisation d'une machine outil permettant de réaliser un usinage en 5 axes positionnés avec de fortes amplitudes en minimisant les temps de changement d'orientation de l'outil est pertinente.

Les machines outils à structure parallèle semblent alors présenter certains avantages en usinage. Toutefois ces avantages ne sont pas clairement exprimés en fonction de la structure de la machine outil et de la pièce usinée. Une analyse doit donc être conduite afin

de cerner plus particulièrement l'applicabilité des machines outils à structure parallèle en fonction de la géométrie de la structure et pour présenter l'intérêt que ces dernières pourraient apporter en UGV. Cette analyse se décompose en trois études : une étude du comportement géométrique de la structure de la machine outil en usinage, de son comportement cinématique et de son comportement sous sollicitations mécaniques.

La première étude sur le comportement géométrique permet d'établir un lien entre l'espace de travail accessible par l'outil et le niveau de précision géométrique des surfaces usinées. La seconde étude sur le comportement cinématique cherche à optimiser le temps d'usinage et ainsi à quantifier le gain que les machines outils à structure parallèle apportent. La troisième étude sur le comportement dynamique permet finalement de quantifier l'influence de la déformation des éléments de la structure de la machine outil sur la forme en cours d'usinage. Ainsi, l'objectif de ces trois études est de déterminer l'influence du comportement de la structure sur la surface usinée et sur l'usinage plus globalement.

Toutefois dans ce mémoire, l'étude est restreinte à l'étude du comportement statique de la structure de la machine outil, sous sollicitations mécaniques liées à l'usinage, et à l'étude du comportement géométrique, en proposant une nouvelle méthode d'identification des paramètres géométriques du modèle utilisé pour la commande. Le comportement cinématique n'est pas étudié, car il semble déjà être favorable à l'application de ces machines en UGV, le point bloquant étant le niveau de précision d'usinage atteignable. De plus, au niveau de l'étude du comportement sous sollicitations mécaniques, nos travaux se sont focalisés sur les comportements liés à la statique, ceux ci entraînant les plus grandes erreurs sur la forme usinée.

Ainsi, ces travaux étudient, dans un premier temps, l'influence des déformations de la structure sur la forme usinée et définissent un espace statiquement admissible où la géométrie de la forme de la pièce usinée permet de répondre aux exigences du dessin de définition. Dans un second temps, ils définissent une nouvelle méthode d'étalonnage du processus réalisée à l'aide de la mesure d'une pièce usinée de forme dédiée. Ces travaux prennent ainsi en compte la fonction principale des machines outils, c'est à dire la production de pièces conformes au dessin de définition, ce qui permet de définir les capacités de ces machines outils à structure parallèle en terme d'usinage.

Pour présenter ces travaux de thèse, nous allons tout d'abord établir un état de l'art des applications actuelles des machines outils à structure parallèle en usinage. En particulier, nous présentons des résultats d'analyses et d'usinage permettant de comparer le comportement des machines outils sérielles et parallèles. Cette étude permet d'isoler les comportements engendrant des défauts de pose de l'outil. Puis, nous présentons des axes d'étude permettant d'en réduire l'influence.

Dans le chapitre 2, nous centrons notre étude sur l'analyse du comportement statique de la structure lié aux sollicitations statiques de l'usinage, ce qui permet de quantifier l'influence de la déformation d'éléments de la structure sur la qualité de la forme usinée. Nous définissons ainsi un espace de travail statiquement admissible en fonction de la machine utilisée, des opérations à réaliser et de la qualité requise de la pièce usinée.

Dans le chapitre 3, nous proposons une nouvelle méthode d'identification du processus basée sur la mesure d'une pièce usinée de forme dédiée. Dans un premier temps, nous analysons les difficultés liées à l'identification des paramètres géométriques du modèle de la commande de la machine outil étudiée à l'aide de l'usinage d'une pièce, en effet seul les défauts liés au comportement géométrique de la structure doivent apparaître sur la forme usinée et tous les paramètres à identifier doivent avoir une influence sur cette même forme. Nous définissons alors la méthode d'identification, c'est à dire la forme de la pièce dédiée et son usinage ainsi que la méthode numérique d'identification.

Le chapitre 4 s'intéresse à la projection de l'analyse précédente dans un contexte de suivi de production et d'amélioration de la précision d'usinage. Ainsi un axe de réflexion est développé et un autre est présenté. Le premier permet de définir une « maintenance » géométrique de la structure de la machine. Le second permet de réfléchir sur l'intérêt d'identifications locales pour améliorer la capacité de la machine outil localement.

Chapitre 1 : Adaptation des machines outils à structure parallèle à l'usinage

Depuis quelques années, des recherches sont conduites dans le but d'utiliser des mécanismes à cinématique parallèle comme machines outils permettant d'usiner à grande vitesse. En effet, ce type de mécanisme est présenté comme permettant des grandes accélérations, une grande précision et une grande rigidité par rapport aux robots manipulateurs sériels [Tlusty99] [Weck02a]. La première machine outil à structure parallèle, la Variax de Gidding&Lewis, fut présentée au public en 1994. Depuis, les industriels ont développé ce type de structure pour des opérations d'usinage. Toutefois, leur utilisation reste anecdotique et elles réalisent principalement des opérations de perçage ou d'usinage de pièces de type aéronautique ou automobile [Tonshoff98] [Rehsteiner99] [Hennes02] [Weck02b] [Terrier04].

Tlusty expliquait, en 1999, cette absence d'applications industrielles des machines outils à structure parallèle par le fait que les avantages présentés précédemment ne sont pas toujours avérés et sont remis en cause dans le domaine de l'usinage [Tlusty99]. De plus, du fait des nombreux problèmes techniques soulevés par ces machines outils, elles n'arrivent pas à trouver leur place vis-à-vis des machines outils à structure sérielle [Pritschow00]. En effet, certains inconvénients sont même très limitant :

- un espace de travail petit par rapport à l'encombrement de la machine,
- des lois de commande complexes,
- un comportement anisotrope de la structure dans l'espace de travail.

Ces deux derniers inconvénients pénalisent fortement la qualité de la pièce usinée. En effet, l'expérience montre que les résultats obtenus pour des structures parallèles en terme de qualité d'usinage sont, dans la plupart des cas, inférieurs à ceux obtenus par des machines outils à structure sérielle [Hertel02]. Toutefois, les machines outils à structure parallèle ont, généralement, de meilleures performances dynamiques du fait des masses en mouvement plus faibles [Terrier04]. Il devient donc intéressant d'identifier les lacunes de ces machines qui les pénalisent par rapport aux machines outils sérielles pour des opérations d'usinage et d'essayer de les améliorer.

Ainsi, nous pourrions identifier les types d'applications possibles de ces machines outils à structure parallèle permettant l'obtention des pièces usinées conformes. Cette vision s'intègre dans le cadre général d'amélioration du couple machine/pièce. En d'autres termes, en fonction de la pièce à usiner, quelle machine outil devient pertinente à utiliser en terme de coût et délais ? Réciproquement, quelle pièce est-il plus pertinent de réaliser sur telle machine ? L'objectif final de ces travaux est donc de contribuer à l'amélioration du triplet machine/pièce/stratégie d'usinage (Figure 1-1).

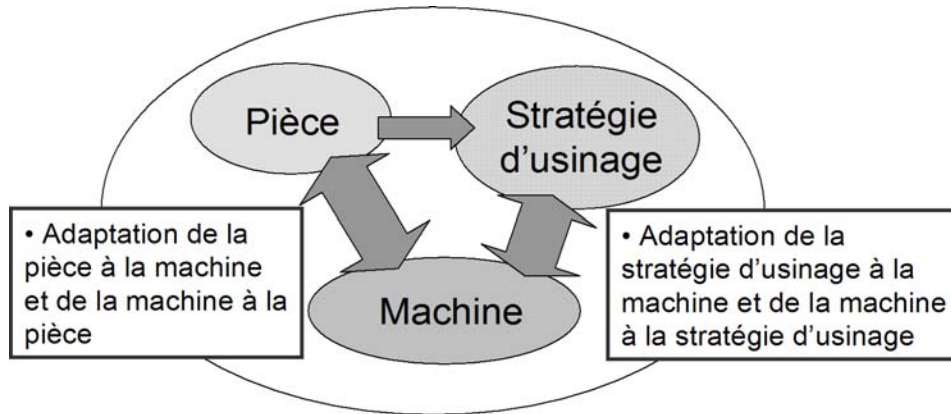


Figure 1-1 : Optimisation du triplet machine/pièce/stratégie d'usinage

Dans la suite de ce chapitre, nous présentons un état de l'art du développement actuel des machines outils à structure parallèle comme machines outils à grande vitesse. Nous étudions aussi les critères de performance permettant l'optimisation de leur conception. Ensuite, nous comparons différentes machines outils à structure parallèle et sérielle. Puis, nous analysons les principales lacunes des machines outils à structure parallèle. Finalement, nous présentons les deux axes de réflexion développés dans cette thèse.

1 Développement des machines outils à structure parallèle

Dans un premier temps, afin de bien préciser le type de machines présentées par la suite, nous définissons certains termes. Ensuite, nous présentons différents types de machines outils à structure parallèle conçues pour l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) en fonction de la géométrie de leur structure. Finalement, nous concluons sur les critères de performances utilisés actuellement pour optimiser leur conception.

1.1 Définitions

- Mécanisme à structure parallèle :

Merlet définit un mécanisme à structure parallèle comme un mécanisme à chaînes cinématiques fermées dont l'organe terminal est relié à la base par au moins deux chaînes cinématiques indépendantes [Merlet97].

Ainsi, si l'effecteur du mécanisme a n degrés de liberté, et que la base mobile est reliée à la base fixe par n chaînes indépendantes alors le mécanisme est dit pleinement parallèle (Figure 1-2).

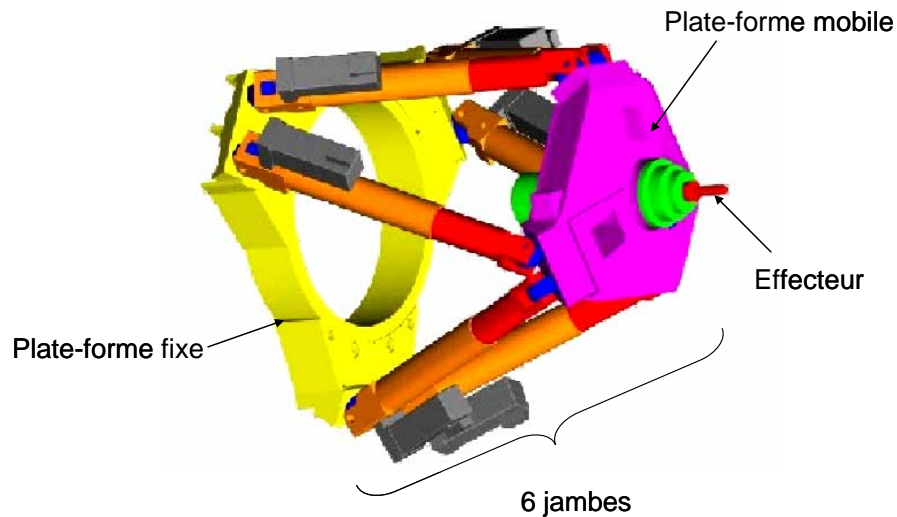


Figure 1-2 : Mécanisme pleinement parallèle : plate-forme de Stewart [CMW].

- Mécanisme à structure sérielle

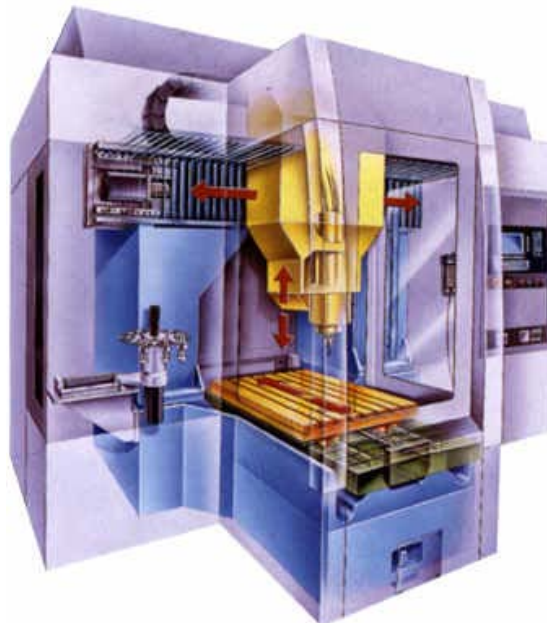


Figure 1-3 : Machine outil à structure sérielle de type portique (Mikron HSM 700)

Un mécanisme à structure sérielle est un mécanisme à chaîne cinématique ouverte dont l'organe terminal est relié à la base par une succession de segments en liaison avec son successeur (Figure 1-3).

- Mécanisme à structure hybride :

Un mécanisme à structure hybride est une combinaison de deux types de structure, l'une sérielle et l'autre parallèle.

Ainsi, si l'effecteur du mécanisme a n degrés de liberté, et que la base mobile est reliée à la base fixe par m ($m < n$) chaînes indépendantes alors le mécanisme est dit hybride (Figure 1-4).

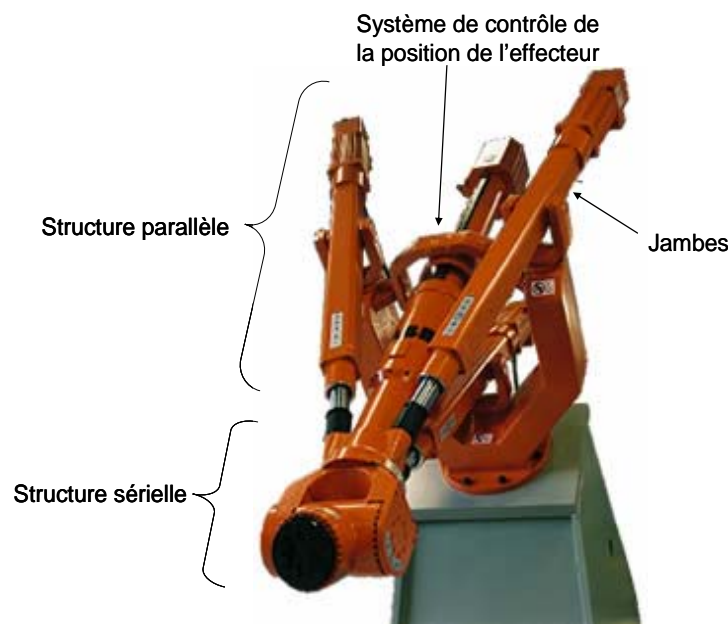


Figure 1-4 : Mécanisme hybride : le tricept [SMT].

- Structure de type tripode ou hexapode :

Nous appelons une structure de type tripode ou hexapode, un mécanisme dont les chaînes cinématiques (respectivement 3 ou 6 jambes) connectant la base fixe à la base mobile sont composées de deux éléments liés par une liaison glissière actionnée ou non. Cette famille regroupe particulièrement les mécanismes à jambes pilotées en longueur (Figure 1-2 et Figure 1-4). Cette famille de structures est identique aux familles 1 et 2 décrites par Renaud [Renaud03].

- Structure de type delta :

Nous appelons, ici, une structure de type delta, un mécanisme dont les chaînes cinématiques sont réalisées par deux éléments de longueur fixe connectés par des liaisons pivots, cardans ou rotules. La liaison à la base fixe peut être de type glissière actionnée (Figure 1-5). Cette famille de structures est identique à la famille 3 décrite par Renaud [Renaud03].



Figure 1-5 : Structure de type delta : la Verne de Fatronik (photo prise à l'IRCCyN, Nantes)

– Pose de l'effecteur :

La pose de l'effecteur X permet de qualifier la position d'un point particulier et l'orientation d'un axe particulier de l'effecteur. Dans notre cas, le point spécifique est généralement le point piloté de l'outil et l'axe spécifique, l'axe de l'outil. Ainsi, dans le cas d'un mécanisme parfait à n degrés de liberté, la dimension de X est telle que $X \in R^n$.

– Espace de travail :

L'espace de travail représente l'ensemble des poses possibles de l'effecteur suivant un critère donné. Merlet définit l'espace de travail à orientation constante comme l'ensemble des positions du point de référence de l'effecteur atteignable lorsque l'orientation de la base mobile est fixe [Merlet97].

– Modèle géométrique direct :

Le modèle géométrique direct exprime la configuration ou pose de l'effecteur X en fonction des variables articulaires q commandées et des paramètres géométriques décrivant la structure ξ :

$$X = g(q, \xi) \quad (1.1)$$

Pour un mécanisme à n degrés de liberté, les dimensions de X et q sont telles que $X \in R^n$ et $q \in R^n$.

Pour un grand nombre de mécanismes parallèles, ce modèle géométrique direct n'existe pas sous forme analytique et son unicité n'est pas garantie [Renaud03].

- Modèle géométrique inverse :

Le modèle géométrique inverse exprime les variables articulaires commandées q en fonction de la pose de l'effecteur X et des paramètres géométriques ξ :

$$q = f(X, \xi) \quad (1.2)$$

Ce modèle géométrique inverse existe sous forme analytique pour un grand nombre de mécanismes parallèles [Renaud03].

- La précision de pose de l'outil :

La qualité de pose de l'effecteur d'un mécanisme peut être définie par deux grandeurs, l'exactitude de la pose et la répétabilité [Priel90]. L'exactitude de la pose est l'écart entre une pose commandée et la moyenne des poses atteintes, et la répétabilité caractérise la dispersion des poses atteintes par l'effecteur.

1.2 Différentes machines outils à structure parallèle

Il n'existe pas une géométrie type de machines outils à structure parallèle performante dans tous les cas d'utilisation. Chaque type de géométrie présente des avantages et des inconvénients.

En effet, une première revue des machines à structure parallèle permet d'identifier deux types de structures de machines, un type pleinement parallèle et l'autre à structure hybride. Une structure pleinement parallèle a un inconvénient majeur, car il existe, lors d'un mouvement de l'organe terminal, un fort couplage entre les paramètres du modèle de la commande, alors qu'une structure hybride simplifie ce problème [Tonshoff98] [Bouzgarrou01]. Toutefois, l'utilisation d'une structure hybride génère une perte de rigidité et une diminution de la capacité de charge par rapport à la structure pleinement parallèle.

Les fabricants ont développé deux types de structure pleinement parallèle : des machines à 3 axes, de type tripode (« SKM 400 »,...) ou delta (« Urane SX »,...) et des machines à 5 axes, de type hexapode (« Octahedral Hexapod »,...) [Company00] [NIST] [Weck02a] (Figure 1-6). Cependant, la plupart de ces machines ont un espace de travail faible par rapport à leur encombrement au sol.

Pour augmenter cet espace de travail, des structures hybrides ont donc été conçues. Ainsi, des structures sérielles sont combinées à des structures parallèles. Par exemple, le « Tricept » est constitué d'une structure parallèle composée de 3 axes en translation sur laquelle est montée en série deux axes de rotation (Figure 1-4).

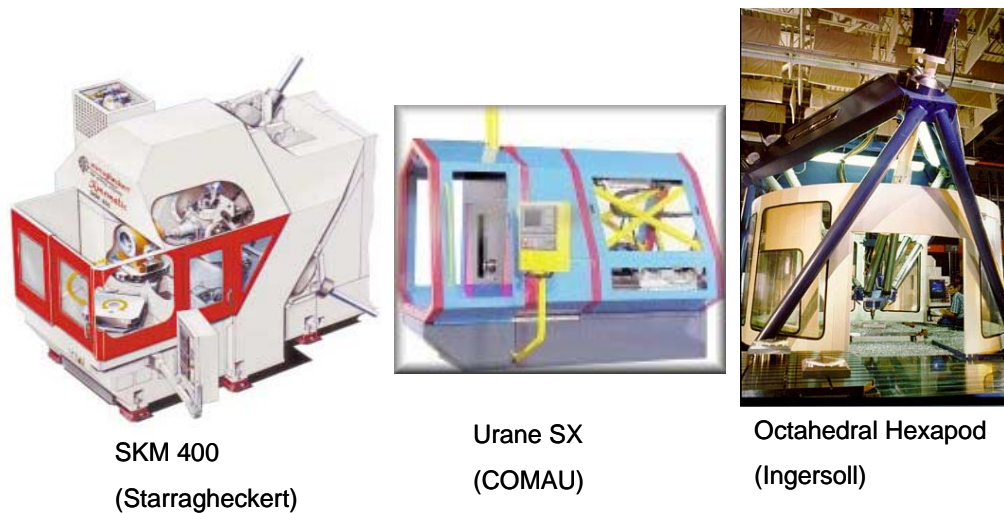


Figure 1-6 : Différentes machines outils à structure pleinement parallèle

Pour concevoir une machine à structure parallèle, plusieurs technologies sont envisageables pour les jambes. En effet, si on considère par exemple une structure de type tripode, la mise en mouvement de sa base mobile se fait soit par l'allongement d'une ou plusieurs jambes (cas du « Tricept ») soit par une translation de l'extrémité d'une ou plusieurs jambes à longueur fixe (cas du « Parawrist », Figure 1-7). Ces deux types de technologie entraînent des comportements différents de la structure. En effet, dans le cas de l'allongement des jambes, une augmentation de l'espace de travail et une diminution de la rigidité sont observées par rapport à un mécanisme à jambe fixe [Xi03]. L'augmentation de l'espace de travail se fait donc a priori au détriment de la rigidité du mécanisme.



Figure 1-7 : Mécanisme de la machine outil « Parawrist » [Ryerson]

Cette description d'exemples de machines outils à structure parallèle permet de constater qu'il existe un grand nombre d'architectures possibles. Ces structures présentent un comportement différent en usinage et donc des performances différentes lors de l'usinage d'une même pièce. Il faut donc être capable de choisir la meilleure géométrie de la structure du mécanisme de la machine outil en fonction de l'opération à réaliser [Weck02a]. De même,

en fonction de l'utilisation future d'une machine outil, l'optimisation de son architecture est différente, les critères de performance à évaluer dépendant des opérations d'usinage à réaliser.

1.3 Critères de performance utilisés en conception

Actuellement dans la littérature, la conception des machines outils à structure parallèle utilise des critères de performance développés pour l'optimisation des manipulateurs. Les critères couramment utilisés sont [Bouzgarrou01] [Hesselbach04] [Brecher06] :

- L'espace de travail géométrique. Il est défini comme l'ensemble des positions et orientations accessibles par l'organe terminal. L'optimisation de cet espace de travail consiste à trouver les paramètres géométriques du mécanisme qui assurent qu'un ensemble de points donnés soit accessible. L'espace de travail est alors maximisé pour un encombrement donné du mécanisme.
- La dextérité ou la manipulabilité. Elle est définie comme l'aptitude de l'organe terminal à effectuer facilement des petits déplacements arbitraires autour d'un point de travail considéré [Chedmail98].
- La précision du mécanisme par rapport aux incertitudes.
- La rigidité de la structure. Elle peut être un critère de précision. En effet, l'effort exercé sur l'organe terminal engendre une erreur de positionnement due à la souplesse de la structure inversement proportionnelle à la rigidité.
- Le comportement dynamique du mécanisme à travers l'optimisation de sa matrice d'inertie. Ainsi, le manipulateur est optimisé pour atteindre des performances dynamiques données.

Cependant, aucun de ces critères ne permet de qualifier directement une machine outil suivant des critères de fabrication comme la qualité de la pièce usinée, les vibrations de l'outil, le temps nécessaire à son usinage... Il existe un réel besoin d'expression de critères permettant d'optimiser les machines outils à structure parallèle, et de prédire leurs performances comme l'étude suivante va le confirmer [Majou04].

2 Comparaison des performances des machines outils à structure sérielle et parallèle

La comparaison directe de ces deux types de machine outil est difficile. Dans un premier temps, la comparaison peut être réalisée par l'analyse de la structure de chaque machine [Tlusty99]. Dans un second temps, la fonction principale de la machine outil peut

être prise en compte et la comparaison est faite par l'analyse de l'état de surface final, des défauts sur la géométrie de la pièce et du temps d'usinage d'une pièce usinée sur plusieurs machines [Hertel02] [Geldart03] [Terrier04].

2.1 Comparaison par analyse de la structure

Tlusty choisit de comparer une machine à structure sérielle à 5 axes dite classique avec deux machines à structure parallèle de type hexapode [Tlusty99]. La différence principale entre les deux machines à structure parallèle se situe au niveau du mouvement des liaisons jambes – bâti. La première fait déplacer la plate forme mobile en faisant varier la longueur des jambes avec la position des liaisons entre les jambes et le bâti fixe et la seconde en faisant varier la position de ces liaisons par rapport au bâti avec une longueur de jambe fixe. Nous nous intéressons plus particulièrement au premier type d'hexapode, la technologie de ses jambes étant comparable à celle du « Tricept ».

Pour comparer la machine de type sérielle avec cet hexapode, Tlusty analyse une structure de type « ciseaux » en utilisant comme critères les performances présentées comme avantageant la structure parallèle, c'est à dire la rigidité statique, la capacité d'accélération, la dynamique, et la précision statique. Puis, il élargit cette analyse à une structure parallèle complète.

Considérons une structure plane de type « ciseaux ». La longueur des jambes s'allonge à la vitesse v_s , suivant une direction \vec{x} le mouvement de la plate-forme mobile est obtenu par (Figure 1-8) :

$$v_x = r v_s \quad (1.3)$$

où v_x est la vitesse de déplacement de la plate-forme suivant \vec{x} et $r = 1/\cos(\alpha)$ avec α l'angle entre le mouvement de la jambe et le mouvement de la plate-forme mobile. Pour un moteur ayant les mêmes accélérations, l'utilisation d'une architecture parallèle amène un gain en terme de capacité cinématique par rapport à une architecture sérielle pour laquelle $v_x = v_s$.

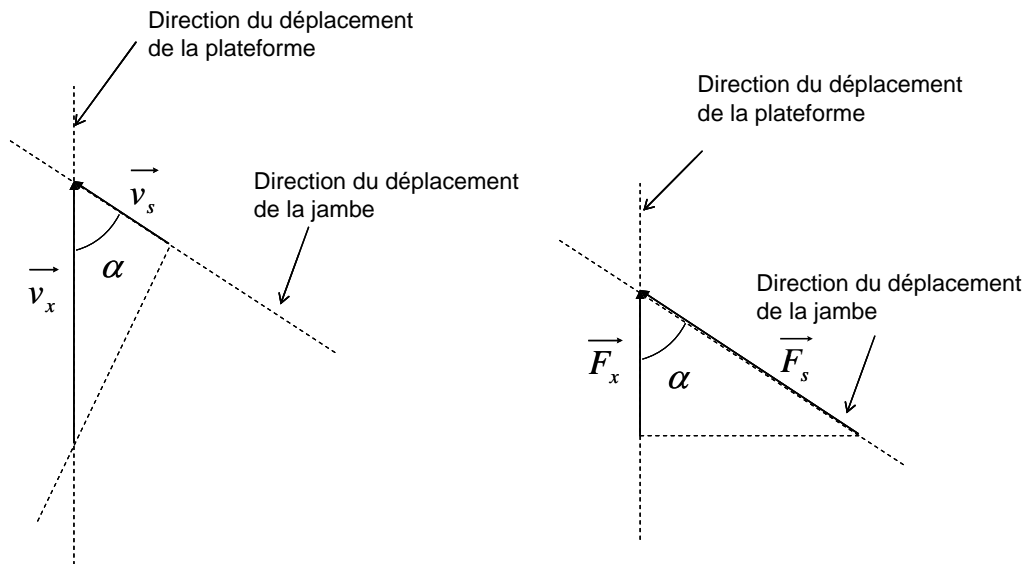


Figure 1-8 : Transmission du mouvement de la jambe à la plate forme

De même, les efforts transmis par la jambe à la plate-forme mobile peuvent s'écrire :

$$F_s = rF_x \quad (1.4)$$

avec F_x la force s'exerçant sur la plate-forme dans le sens du déplacement. De ce fait, la rigidité dans la direction \vec{x} s'exprime : $k_x = k_s / r^2$ où k_s est la rigidité de la jambe en traction compression. Ainsi lorsque Tlustý considère que la motorisation de chaque axe de la structure parallèle est réalisée de la même manière que celle de la structure sérielle, il obtient une rigidité finale sur l'effecteur inférieure lorsque la structure est parallèle. Ceci provient, dans un premier temps, des liaisons des jambes avec la plate-forme qui diminuent la rigidité globale de la structure et dans un deuxième temps de la manière de transmettre le mouvement à la plate-forme. En effet, une caractéristique importante des machines à structure parallèle est que chaque jambe applique une force et un mouvement à une plate-forme mobile avec une direction différente de celle du mouvement de celle-ci. Nous pouvons aussi remarquer que la capacité d'accélération est plus importante là où la rigidité est minimum (eq.(1.3) et eq.(1.4)).

De plus, la valeur r évolue sur tout l'espace de travail. De ce fait la rigidité, la capacité d'accélération et les fréquences propres de la plate-forme sont différentes selon la zone de travail et la direction de déplacement.

Appliquons cette analyse au « Tricept », ces jambes sont en liaison sphérique avec la plate-forme fixe et mobile. La structure de type « ciseaux » représente une coupe de cette structure dans un plan contenant deux jambes. Après avoir calculé la rigidité suivant les trois directions principales $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$, Tlustý prétend que dans la plus grande partie de l'espace de travail la rigidité est inférieure à la rigidité d'une seule jambe sollicitée en traction-compression.

L'utilisation des structures parallèles n'amène donc pas forcément un gain en rigidité de la structure. Cependant, son utilisation permet d'augmenter l'accélération de l'outil lors d'un usinage. Toutefois, cette étude ne permet pas de réaliser une comparaison en terme de comportement en usinage des différentes machines outils étudiées.

2.2 Comparaison par l'analyse d'une pièce usinée

L'usinage d'une pièce permet de comparer les performances de deux types de structure sérielle ou parallèle par rapport à leur fonction principale. Cependant, selon le type de surface usinée les performances de chaque machine outil évoluent. Ainsi Geldart compare les deux types de structure en usinant une pièce standard utilisée pour le contrôle de réception de machines outils, les surfaces sont usinées avec des opérations de contournage et surfaçage [Geldart03]. Terrier, elle, confronte ces deux structures dans le cas de l'usinage de formes complexes [Terrier04]. Finalement, Hertel s'intéresse au type de structure le plus pertinent dans le cas de l'usinage de pièces automobiles [Hertel02].

Utilisation d'une pièce standard

Geldart choisit de comparer une machine à structure parallèle à 6 axes (Variax Hexacenter) avec une machine sérielle à 5 axes (Liechti Turbo-Mill 1200) et une machine sérielle à 3 axes (Bridgeport VMC 2000) [Geldart03]. Sur ces trois machines, la pièce standard ISO 10791-7 est réalisée avec trois aciers différents (Figure 1-9). Cette pièce est utilisée pour les contrôles de réception de machines outil.

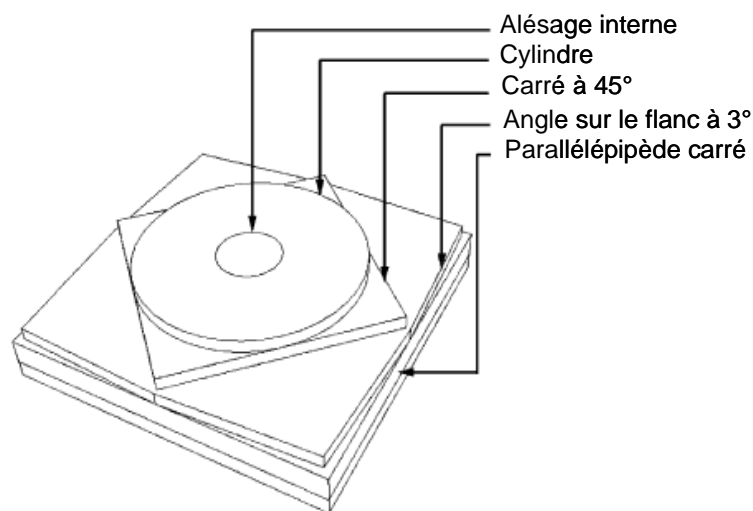


Figure 1-9 : Pièce test ISO 10791-7 [Geldart03]

Après usinage, Geldart constate que les défauts de circularité, de perpendicularité entre le cylindre et le plan, de concentricité sont similaires pour les trois types de machine. Cependant, la machine à structure parallèle amène à une erreur de rectitude plus importante (au moins deux fois plus importante : une moyenne des erreurs de rectitude mesurées proche de 0,05 mm pour la machine à structure parallèle contre 0,02 mm pour la moins bonne des deux machines sérielles). En effet, usiner une ligne droite avec une machine à structure parallèle nécessite une loi de commande complexe des différents moteurs.

Cas de l'usinage de formes complexes

Dans ces travaux, Terrier étudie deux méthodes qui permettent de qualifier les machines outils et d'en optimiser le comportement [Terrier05a]. Ainsi, elle qualifie différentes machines outils à l'aide d'une pièce de test composée de 4 formes complexes. Pour les qualifier, elle choisit comme critères : la précision, le temps d'usinage et le rapport entre les deux, appelé productivité. Puis, elle enrichit un simulateur UGV développé par Dugas afin de pouvoir simuler le comportement des machines à structure parallèle et ainsi pouvoir optimiser leurs comportements vis-à-vis de ces critères [Dugas02].

Terrier utilise cette méthode expérimentale pour comparer deux machines à structures pleinement parallèles 5 axes avec deux machines à structures hybrides 5 axes et quatre machines à structure sérielle dont une à 3 axes et trois à 5 axes [Terrier04]. Sur ces sept machines, la pièce test est réalisée puis mesurée à l'aide d'une machine à mesurer tridimensionnelle. La valeur des codeurs de chaque moteur peut aussi être mesurée à vide lors de l'exécution du programme d'usinage. Cette pièce de test est constituée des principaux types de surface complexe rencontrés dans les moules ou les matrices (Figure 1-10).

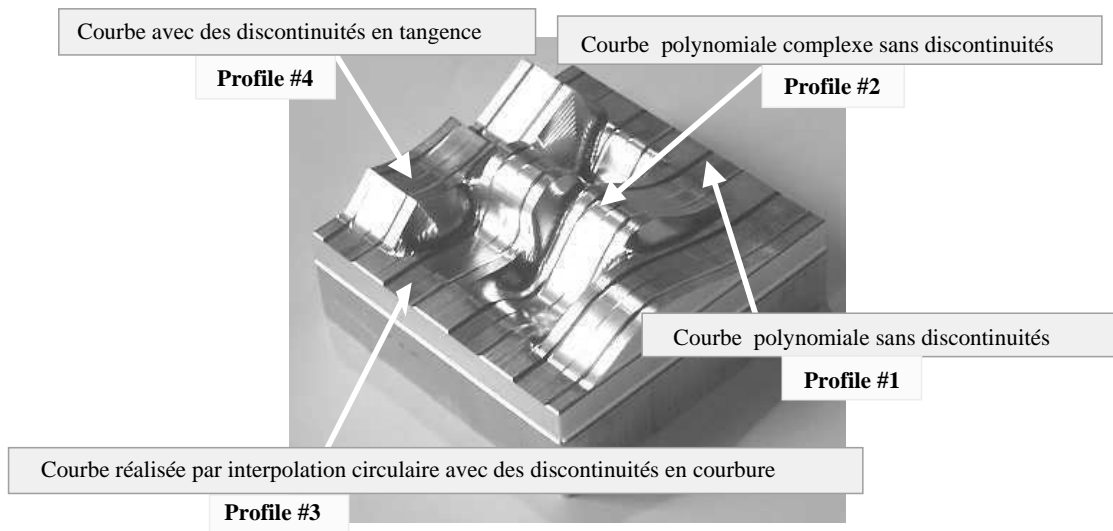


Figure 1-10 : Pièce test pour l'usinage de formes complexes [Terrier04]

Après l'usinage de cette pièce ou après la mesure des codeurs, Terrier se rend compte que dans le cas d'usinage de formes complexes, les machines à structures parallèles testées sont capables d'obtenir la même qualité que certaines machines à structure sérielle 5 axes en terme de temps d'usinage et d'erreurs aux contours. Cependant, Terrier a choisi des conditions de coupe sollicitant peu la structure aussi bien en terme d'accélération que d'efforts sur l'outil. Ainsi, les machines à structure parallèle permettent de respecter une qualité de pièce donnée si elles ne sont pas trop sollicitées aussi bien en terme d'efforts de coupe qu'en terme d'accélération sur les différents axes.

Toutefois, lors de son analyse, Terrier ne s'intéresse qu'à l'influence des paramètres de la commande numérique ou du format de description de la trajectoire. L'influence de la conception de la structure sur la précision de l'usinage n'est pas prise en compte aussi bien en terme de rigidité que de précision géométrique.

Cas de l'usinage de pièces automobiles

Dans le cas de l'usinage de pièces automobiles, il existe deux types de pièces [Hertel02]. Le premier type est constitué de pièces de formes complexes, c'est-à-dire des pièces usinées surtout avec des opérations de fraisage. Le second type est constitué de pièces préformées proche de leur forme finale, c'est-à-dire des pièces qui nécessitent plus particulièrement des opérations de perçage. Afin d'optimiser l'usinage de ces deux types de pièce, il faut minimiser le temps d'usinage, le coût de l'usinage et de la maintenance, tout en assurant une certaine qualité dimensionnelle.

Considérons uniquement les critères de temps d'usinage et de qualité dimensionnelle, dans le cas de l'usinage avec une machine à structure parallèle, Hertel affirme qu'une bonne dynamique et une grande précision sont deux paramètres opposés, il faut donc trouver un compromis. Toutefois, la précision des machines outils à structure parallèle est plus faible que celle des machines outils à structure sérielle, ce qui impose une utilisation moins dynamique de la machine. Cette dernière remarque rejoint les conclusions précédentes de Terrier.

Si maintenant, nous étudions le critère lié à la maintenance, Hertel nous explique que la maintenance d'une machine à structure parallèle est plus coûteuse. En effet, l'étalonnage des machines outils à structure parallèle est plus difficile. La relation entre des erreurs de position de l'outil et les erreurs d'identification des paramètres du modèle utilisé dans la commande n'est pas intuitive [Tonshoff98].

2.3 Conclusion

Les travaux présentés dans ce paragraphe illustrent certains problèmes des machines à structure parallèle comme la difficulté à suivre une ligne droite et à avoir une grande précision avec une forte dynamique des mouvements.

Ces inconvénients pénalisent les machines outils à structure parallèle vis-à-vis des machines à structure sérielle. Il devient donc pertinent d'identifier les phénomènes engendrant cette perte de qualité, ainsi, que de définir les méthodes permettant de minimiser leur influence.

3 Principales causes des erreurs de pose de l'effecteur

Actuellement, le principal défaut des machines outils à structure parallèle est a priori le manque de précision de pose de l'outil [Hertel02] [Pritschow02] [Fan03]. Ce défaut de pose de l'outil est la conséquence de deux types d'erreurs [Pritschow02] :

- les erreurs de type statique qui regroupent les erreurs géométriques et cinématiques qui ne dépendent pas de la dynamique et des efforts mis en jeu lors de l'usinage.
- les erreurs de type dynamique qui dépendent de l'opération d'usinage.

3.1 Erreurs statiques

Une grande précision de pose statique ou pseudo statique de l'outil est nécessaire en usinage. Pritschow trouve trois types de causes d'erreurs [Pritschow02] :

- Le premier type d'erreur est du à la transformation géométrique inverse. En effet, certains modèles géométriques sont simplifiés et les paramètres des modèles ne sont pas connus précisément.
- Le deuxième type d'erreur provient des déformations élastiques de la structure dues à la pesanteur des éléments la composant.
- Le troisième type d'erreur est le résultat des déformations thermiques de la structure au cours de son utilisation.

Erreurs de transformation géométrique inverse

Les erreurs de transformation proviennent de la différence existant entre le modèle géométrique commandant la machine et son comportement géométrique réel. Pritschow nous indique que ces erreurs peuvent être dues soit à une simplification du modèle

géométrique soit à une approximation de valeurs des paramètres géométriques de ce modèle [Pritschow02].

Par exemple, pour simplifier le modèle géométrique inverse, on suppose couramment que les axes des jambes passent exactement par le centre des liaisons entre les jambes et la plate forme fixe ou mobile. Cette simplification est acceptable si son influence sur le défaut de pose de l'outil peut être négligeable. Cela dépend de la géométrie de la structure.

Le défaut de pose de l'outil généré par l'approximation de la valeur des paramètres géométriques est plus important. En effet, lors de la détermination du modèle géométrique, on considère que la valeur de chacun de ces paramètres, comme la longueur de chaque jambe ou la position des centres des liaisons, peut être mesurée précisément [Weck00]. Cependant, chaque élément de la structure est usiné et assemblé ce qui amène une dispersion sur la valeur théorique de chaque paramètre géométrique de la structure utilisée pour déterminer le modèle géométrique. Une identification géométrique de chaque structure est donc nécessaire, mais certaines erreurs dues à l'usinage ou l'assemblage des pièces de la structure ne peuvent pas être compensées [Parenti00]. En effet, si le nombre de degrés de liberté de la structure est inférieur à 6, alors tous les défauts de pose de l'outil suivant les axes contraints ne sont pas compensables.

Les erreurs de transformation proviennent donc surtout des erreurs d'identification géométrique du modèle géométrique ainsi que des erreurs dues à l'usinage et à l'assemblage du mécanisme qui ne peuvent pas être compensées.

Erreurs dues aux forces de pesanteur

Le poids de la plate-forme produit des déformations élastiques de chaque élément de la structure. Dans le cas d'une structure sérielle, cette déformation est quasiment constante et peut donc être compensée aisément. Si maintenant, on considère une structure parallèle, cette déformation dépend de la position du mécanisme, la rigidité statique du mécanisme n'étant pas constante dans l'espace de travail. D'après Pritschow, ces erreurs dues aux forces de pesanteur peuvent générer dans certains cas des écarts sur tout l'espace de travail de plus de 150 μm [Pritschow02].

Erreurs dues aux déformations thermiques

Les erreurs dues aux déformations thermiques sont les erreurs statiques les plus importantes. En effet, dans des cas très défavorables, Pritschow mesure des erreurs allant jusqu'à 500 μm [Pritschow02]. La principale source de ces erreurs provient de la dilatation des jambes [Heisel99] [Weck00] [Chanal06c]. De plus, comme pour les erreurs précédentes,

la conséquence de ces erreurs sur l'outil varie en fonction de sa position dans l'espace de travail.

En plus de ces erreurs statiques, des erreurs dynamiques apparaissent lors de l'usinage particulièrement si celui-ci est réalisé à grande vitesse.

3.2 Erreurs dynamiques

Les défauts dynamiques interviennent lorsque l'usinage nécessite une forte sollicitation dynamique de la structure. Dans ce cas, les défauts dynamiques peuvent avoir un impact sur le défaut de pose de l'outil. Pritschow distingue trois types d'erreurs, les erreurs dues aux déformations élastiques des éléments du mécanisme, les erreurs dues aux modes propres ainsi que les erreurs de suivi de trajectoires.

Erreurs dues aux déformations élastiques

Comme pour tout système, des déformations élastiques de la structure sont observées lors d'une sollicitation dynamique. Cette sollicitation est importante dans notre cas, puisque des efforts de coupe ainsi que des forces d'inertie sont couplés avec une grande accélération. Ainsi, plus le procédé de coupe génère des efforts importants sur la structure, plus ces erreurs sont conséquentes.

Erreurs de suivi de trajectoires

Des erreurs de suivi de trajectoires sont générées quand par exemple, un des moteurs change de direction de déplacement. Ces erreurs dépendent de la valeur des paramètres de la commande numérique et de la direction des efforts de coupe. Ainsi, plus la commande est dynamique plus ces erreurs sont augmentées.

Erreurs dues aux modes propres

Les modes propres d'une structure sont liés à la rigidité statique. Le mode propre le plus important est situé à la fréquence la plus basse, c'est le seul qui n'est pas compensable par un filtrage électronique. Cependant, dans le cas de l'usinage avec une structure parallèle, la valeur de ce mode propre dépend de la position de l'outil dans l'espace de travail. Ainsi, plus le procédé génère des efforts importants sur la structure en utilisant des mouvements discontinus en tangence ou en courbure à une fréquence élevée, plus ces erreurs doivent être prises en compte.

3.3 Conclusion

Dans ces deux paragraphes, deux grandes familles d'erreurs sont présentées (Figure 1-11). Durant une opération d'usinage, il faut tenir compte de ces deux familles d'erreurs. Ces erreurs engendrent au niveau de l'outil un défaut de pose. Certaines peuvent être compensées plus ou moins facilement ou alors négligées si la structure de la machine outil n'est pas sollicitée de manière trop importante. Les phénomènes générateurs n'étant pas uniformes sur tout l'espace de travail, des modélisations sont donc nécessairement utilisées.

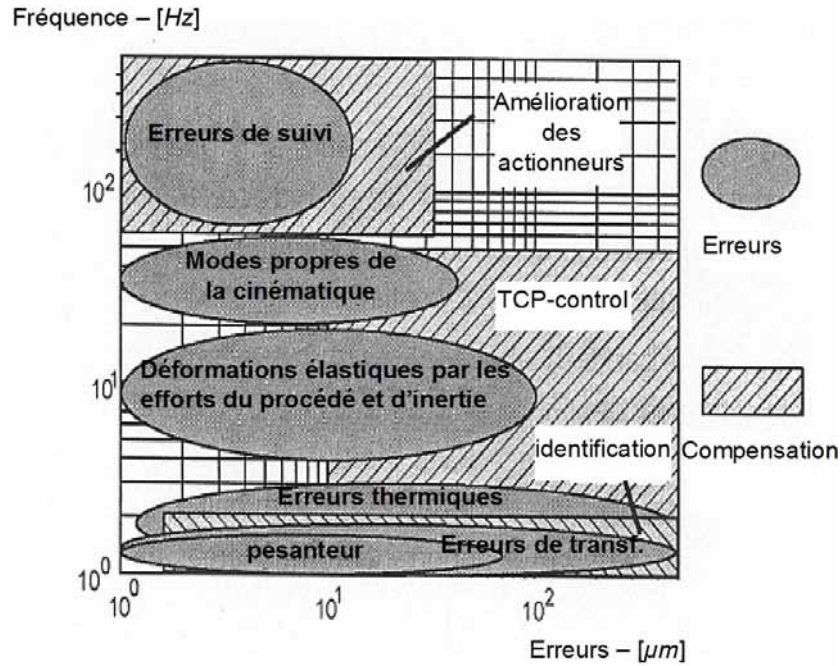


Figure 1-11 : Impacts des causes des erreurs de position de l'outil en fonction de l'intensité et de la fréquence [Pritschow02]

Comme la Figure 1-11 le montre, des méthodes ont été proposées pour minimiser l'influence de ces erreurs sur la précision de pose de l'outil. Certaines méthodes nécessitent une instrumentation de la structure du mécanisme comme le TCP-control (mesure de la pose de l'outil à chaque instant) [Heisel99]. Par exemple sur le « Tricept », le TCP-control est réalisé par une redondance de mesure effectuée grâce à la jambe centrale (Figure 1-4). D'autres méthodes utilisent des moyens externes et une analyse de la structure de la machine outil pour compenser les erreurs. Dans la suite, nous nous intéressons plus particulièrement à celles-ci.

4 Des méthodes d'amélioration de la précision

Pour obtenir une amélioration de la précision des machines outils à structure parallèle, il faut donc trouver des méthodes de compensation des erreurs statiques et dynamiques énumérées précédemment.

Dans la littérature, deux types de méthodes d'amélioration de la précision de la pose de l'outil sont proposées. Elles n'imposent pas de changement dans les paramètres cinématiques ou dynamiques de la commande [Rehsteiner99]. L'une consiste en l'identification des paramètres géométriques de la structure pour diminuer l'erreur de transformation. L'autre consiste à la détermination d'un espace de travail idéal pour éviter de travailler dans les zones où les erreurs dynamiques et statiques sont critiques.

4.1 Identification des paramètres géométriques

En général, les méthodes d'étalonnage sont développées afin d'identifier le modèle géométrique du mécanisme [Weck00] [Song99] [Pritschow02] [Chen04] [Patel00]. En effet, les différents éléments du mécanisme étant usinés puis assemblés, la valeur des paramètres géométriques du modèle évolue donc d'une machine à l'autre. Toutefois, certaines erreurs ne peuvent pas être compensées par une identification comme nous l'avons mentionné précédemment [Parenti00]. De plus, l'identification s'appuyant sur une mesure, il reste toujours un défaut résiduel de pose de l'outil. Fan et Jockiel étudient la valeur de ce défaut résiduel à l'aide d'une analyse de sensibilité déterminant l'influence des défauts d'identification des paramètres géométriques sur le défaut de pose de l'outil [Fan03] [Jockiel01].

Nous commençons par présenter l'influence de l'usinage et de l'assemblage du mécanisme sur le défaut de pose de l'outil. Pour finir, nous étudions l'influence des imprécisions de mesure lors de l'identification sur le défaut de pose de l'outil.

Influence des erreurs de mesure et d'assemblage

Parenti-Castelli indique que les erreurs de pose de l'outil peuvent être réduites selon deux points de vue, l'identification ou la réduction des tolérances d'usinage des éléments de la structure de la machine [Parenti00]. En effet, toutes les erreurs dues à l'usinage ou à l'assemblage ne peuvent pas être compensées.

Ainsi, dans le cas d'un tripode pouvant se déplacer uniquement suivant les axes de translation $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, une identification permet de compenser les erreurs d'usinage et d'assemblage affectant la position de la plate-forme suivant ces mêmes axes de translation $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$. Une identification ne compense que les erreurs affectant la nature du mouvement de l'effecteur. Les erreurs affectant l'orientation de la plate-forme doivent être réduites en choisissant judicieusement la valeur des tolérances des éléments influents.

Influence de l'imprécision de mesure lors de l'identification

L'utilisation de l'étalonnage permet d'augmenter la précision de pose de l'effecteur des mécanismes. Cependant, dans le cas de l'étalonnage des paramètres du modèle géométrique, il existe une incertitude dans la détermination des valeurs des paramètres due aux erreurs de mesure [Jockiel01] [Fan03]. Ces incertitudes n'ont pas la même influence dans tout l'espace de travail. Pour étudier leur influence, Jockiel utilise une simulation de Monte Carlo, tandis que Fan dérive le modèle géométrique inverse.

La dérivation du modèle géométrique inverse permet de connaître les paramètres critiques en fonction de la position [Fan03]. Dans le cas d'un tripode, Fan considère que les paramètres identifiés dans le modèle géométrique inverse sont la longueur des jambes, la position des liaisons dans l'espace cartésien par rapport à une origine fixée, la position et l'orientation de l'outil ainsi que sa longueur (Figure 1-12). Selon la position et l'orientation de l'outil, l'imprécision du paramètre qui influence le plus le défaut de la pose de l'outil peut être déterminée. Dans le cas où la plate-forme est horizontale, l'influence de la longueur de chaque jambe est la même. De même, Fan nous montre que la position des liaisons glissières dans le plan (\vec{x}, \vec{y}) ainsi que la position des liaisons des jambes avec la plate-forme mobile influence beaucoup la position verticale du point piloté de l'outil.

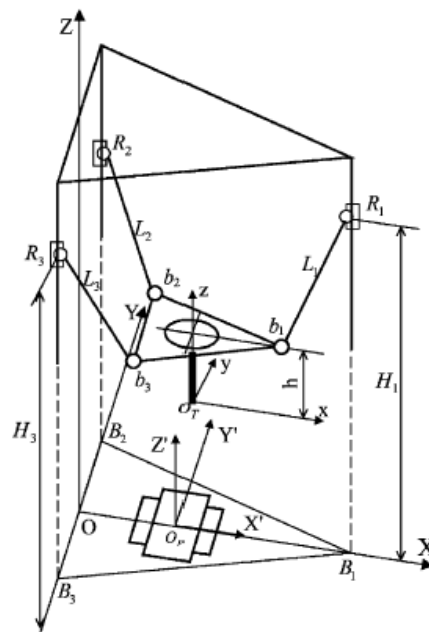


Figure 1-12 : Structure parallèle étudiée par Fan [Fan03]

Conclusion

Même si tous les défauts de positionnement et d'orientation de l'outil ne peuvent pas être compensés par une identification, cette dernière permet d'améliorer la précision de pose

de l'outil. Cependant, il faut aussi être conscient de l'influence de l'erreur résiduelle des paramètres identifiés sur la valeur du défaut de pose de l'outil.

L'identification des paramètres géométriques nous permet donc de réduire une partie des erreurs statiques.

4.2 Etude des espaces de travail

Comme nous avons pu le voir précédemment, le comportement de la plupart des machines outils à structure parallèle évolue dans la zone de travail. Il devient donc intéressant de définir des espaces de travail dans lesquels le comportement de la structure parallèle permet d'aboutir à l'usinage d'une pièce conforme au niveau de qualité requis.

La détermination de l'espace de travail d'une machine à structure parallèle n'est pas intuitive comme dans le cas d'une machine sérielle [Merlet98]. La définition donnée à un espace de travail dépend des défauts optimisés lors d'un usinage. Ainsi, un premier espace de travail est défini par Merlet, Wang et Cobet comme la zone accessible statiquement par l'outil [Merlet98] [Wang01] [Cobet02]. Si la pièce à usiner appartient à cette espace de travail alors toutes les surfaces à usiner sont accessibles. Cette zone est appelée espace de travail géométrique.

Un espace de travail cinématique peut être défini à l'aide des travaux de Kim [Kim02] [Kim04]. La position de la pièce et les trajectoires d'usinage sont alors déterminées de manière à minimiser le temps d'usinage ou à éviter les changements de direction des actionneurs.

Nous définissons un dernier type d'espace de travail comme l'espace de travail dynamique. En effet, une grande rigidité permet une grande vitesse d'usinage et d'avance tout en assurant la précision requise et l'état de surface final [ElKhasaw99]. Il faut donc être capable de déterminer la zone de l'espace de travail géométrique où la machine outil présente la rigidité requise pour obtenir le niveau de qualité requis.

Dans la littérature, aucun auteur ne définit un tel espace de travail, mais des travaux permettent de le déterminer lorsqu'ils présentent des calculs de cartes de rigidité ou de direction de rigidité maximum pour une position donnée [ElKhasaw99][Bouzgarrou01] [Cobet02].

Espace de travail géométrique

Pour déterminer l'espace de travail géométrique, Merlet détermine plusieurs espaces (l'espace de travail à orientation constante, l'espace de travail maximale, l'espace de travail inclusif, et l'espace de travail de dextérité) [Merlet98].

D'après Merlet, l'espace de travail à orientation constante est défini comme la zone qui peut être atteinte par le point de référence C , qui correspond au point piloté de l'outil, lorsque la plate-forme mobile a une orientation d'outil constante. Sa limite est atteinte quand au moins une jambe est en butée. Il représente l'espace de travail maximal pour une machine ne pouvant que se déplacer suivant des mouvements de translation. L'espace de travail maximal est défini comme la région totale que le point C peut atteindre lorsque l'orientation n'est plus fixe.

Dans cet espace de travail, on peut définir deux autres espaces. Le premier est l'espace de travail inclusif qui est défini comme la zone atteinte par le point C pour un intervalle d'orientation de l'outil donné. Le second est l'espace de travail de dextérité qui est la zone qui peut être atteint par C quelque soit l'orientation de l'outil.

Ainsi, par exemple, Wang détermine la position d'une pièce sur une machine outil à structure parallèle en fonction des trajectoires d'usinage et de l'orientation de l'outil par rapport à la pièce [Wang01].

Espace de travail cinématique

Plusieurs défauts peuvent être réduits par la détermination d'espace de travail spécifique. Ainsi, si le temps d'usinage doit être minimisé, une optimisation des trajets par rapport à la structure de la machine peut être réalisé [Kim02]. En effet, d'après Kim, les moteurs sont le plus souvent les éléments restrictifs pour les performances de la machine en terme de temps d'usinage. Les limites en vitesse apparaissent quand l'un des moteurs des axes atteint sa vitesse maximale. De plus dans le cas de machine à structure parallèle, le comportement dépend de la position de l'outil. Il existe donc pour chaque position de l'outil et pour chaque orientation de déplacement, une vitesse d'avance maximale ainsi qu'une accélération maximale atteignable.

Ainsi, Kim calcule des champs de courant d'un champ de vecteur dérivé de la cinématique de la machine outil considérée en fonction d'un critère comme la qualité et le temps d'usinage. Pour une position donnée de la pièce, Kim en déduit donc la trajectoire qui permet de se déplacer dans les directions amenant à la plus grande vitesse d'avance et qui réduit le recouvrement.

De même, Kim cherche à optimiser la position de la pièce afin de minimiser les changements de direction de déplacement des moteurs [Kim04]. Cette optimisation permet donc de minimiser l'influence de l'erreur de suivi de trajectoires qui produit des marques sur la pièce.

A l'aide des travaux de Kim, un espace de travail, que nous nommons cinématique, est donc défini.

Espace de travail dynamique

La caractérisation du comportement dynamique sur tout l'espace de travail géométrique permet, dans un premier temps, de connaître les points de performance minimale [Bouzgarrou01]. En effet, les positions ou les configurations singulières se caractérisent par une rigidité nulle dans certaine direction [ElKhasaw99]. Nous définissons donc l'espace de travail dynamique comme la zone où la pièce peut être positionnée, pour que la précision statique finale soit acceptable en fonction de la direction d'usinage. Afin de déterminer cet espace de travail, la déformation de la structure lors de l'usinage est évaluée. En général, ce calcul permet de déterminer la rigidité statique et les modes propres dans l'espace de travail de la machine outil.

Ainsi, pour connaître la rigidité d'une machine à structure parallèle en fonction de la force appliquée sur l'effecteur, c'est-à-dire les efforts de coupe, Cobet utilise un modèle où toutes les pièces du système sont considérées comme rigide [Cobet02]. Les liaisons entre les pièces sont modélisées par des éléments visco-élastiques. De plus leurs mouvements sont considérés comme petits par rapport à la taille des pièces. Cobet obtient donc la plus petite fréquence propre théorique de la machine ainsi que sa rigidité statique en fonction de sa position.

Avec d'autres hypothèses, Bouzgarrou modélise la déformation possible des pièces, et utilise une modélisation spécifique pour chaque élément des liaisons [Bouzgarrou01]. Puis à l'aide de méthodes de type éléments finis, l'auteur calcule des cartes de rigidité et de fréquences propres pour optimiser la conception d'une machine outil.

Par ailleurs, El-Khasawneh propose une méthode pour déterminer la rigidité maximum et minimum et les directions de celles-ci pour une position donnée d'un manipulateur [ElKhasaw99]. Ce qui peut amener à déterminer des trajectoires d'usinage optimales pour une précision donnée ou permettre d'usiner avec de plus fortes accélérations.

4.3 Conclusion

L'étalonnage et la détermination des espaces de travail permettent donc d'améliorer la précision d'une machine à structure parallèle. De plus, un choix judicieux des trajectoires d'usinage peut aussi apporter un gain de temps ou de précision.

Pour une meilleure utilisation des machines outils à structure parallèle, il faut donc être capable de réaliser une bonne identification des modèles inclus dans la commande, de choisir un espace de travail optimal ainsi que des trajectoires utilisant au mieux les capacités de la structure.

5 Problématique

5.1 Constat

Les machines à structure parallèle sont encore très peu utilisées dans l'industrie. En effet, elles n'arrivent pas à égaler ou à dépasser les performances des machines outils à structure sérielle en terme de précision pour une trajectoire et des conditions de coupe données. De plus, leur comportement est anisotropique, les modélisations de la structure sont donc plus complexes. La compensation des défauts de pose de l'outil est donc plus délicate.

Lors d'un usinage, un défaut de pose de l'outil apparaît du fait de l'accumulation de plusieurs phénomènes statiques et dynamiques. Ce défaut de pose de l'outil génère deux types de défauts sur la surface usinée :

- Des défauts que nous qualifions de « statiques », c'est-à-dire des défauts dimensionnels et de formes. Ces défauts sont principalement causés par les erreurs de transformation inverses et les déformations élastiques de la structure.
- Des défauts que nous qualifions de « dynamiques », c'est-à-dire des défauts d'ondulation et de rugosité. Ces défauts proviennent principalement des erreurs dues aux modes propres ou au suivi de trajectoires.

Dans le cadre de nos travaux, nous cherchons à contrôler les défauts de type statique en considérant que l'opération d'usinage n'engendre pas de fortes variations de la vitesse ou de l'accélération. Ainsi, seuls les phénomènes dues à des sollicitations statiques ou pseudo statiques sont considérées.

Ainsi, pour améliorer la précision de pose de l'outil d'un point de vue statique, les erreurs de transformation inverse doivent être minimisées, par une identification des paramètres du modèle géométrique inverse de la machine. De même, les erreurs dues aux déformations élastiques doivent être minimisées par une définition d'un espace de travail acceptable.

Les méthodes externes d'identification géométrique actuelles des machines à structure parallèle utilisent des mesures directes de défauts de pose de l'outil en fonction de la position de l'outil dans l'espace de travail géométrique. Cependant, les surfaces usinées

sont réalisées à partir du mouvement d'un outil le long d'une trajectoire. De ce fait, le défaut de pose de l'outil n'est pas directement lié aux défauts de position ou de forme des surfaces. Il devient donc intéressant de proposer une méthode d'identification qui considère la trajectoire suivie par l'outil dans sa globalité. Ainsi, la méthode est plus en adéquation avec l'utilisation principale de la machine.

De même, comme le comportement des machines outils à structure parallèle est anisotrope, des défauts dépendant de la position et de l'orientation de l'outil sont générés sur la pièce usinée du fait de la déformation élastique de structure de la machine sous les sollicitations de l'usinage. Une compensation de ces défauts par la commande numérique est complexe. Il est plus pertinent de définir un espace de travail dans lequel les défauts générés sur la pièce sont tels que la pièce est usinée avec le niveau de qualité requis.

La littérature présente des approches qui permettent d'améliorer la précision de pose de l'outil suivant les deux méthodes décrites précédemment. Mais, nous constatons que ces approches essentiellement dérivées d'applications de robotique ne prennent pas en compte les spécificités de l'usinage. Ainsi, il n'est pas toujours possible de quantifier le gain sur la qualité de la pièce usinée lié à l'utilisation de méthodes précédemment présentées d'amélioration de la précision de pose de l'outil.

5.2 Objectif des travaux

L'objectif de nos travaux est de prédire et d'améliorer les performances des machines outils à structure parallèle en terme de précision de pose de l'outil dans le but de produire des pièces conformes à la qualité requise. Ceci peut être réalisé grâce à la mise en œuvre de deux méthodes complémentaires :

- Une méthode de détermination de l'espace de travail optimal de la machine outil vis-à-vis des espaces de travail géométrique, cinématique et dynamique définis pour une pièce et une trajectoire d'usinage données (Figure 1-13).
- Une méthode d'étalonnage des paramètres géométriques du modèle géométrique de la machine outil prenant en compte les spécificités de l'usinage et garantissant l'usinage des pièces avec la qualité requise.

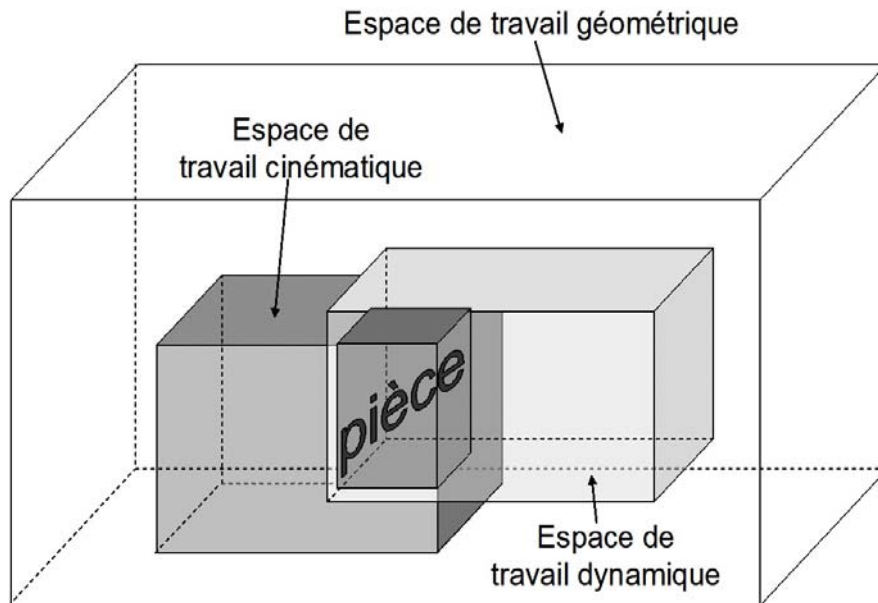


Figure 1-13 : Définition de l'espace de travail optimal

Dans la suite de nos travaux, nous choisissons de contribuer au développement de ces deux méthodes.

Dans un premier temps, nous définissons un espace de travail statiquement admissible. En effet, lors d'un usinage, le système d'usinage, c'est-à-dire l'ensemble pièce/outil/machine, est sollicité par des actions statiques venant de la coupe du matériau. Ces sollicitations engendrent des déformations statiques de la structure, qui génèrent des défauts sur la pièce usinée. Ces défauts évoluent dans tout l'espace de travail géométrique. Il est alors nécessaire de réduire l'espace de travail géométrique à la zone où les défauts générés par la déformation statique de la structure permettent d'obtenir une pièce conforme. La détermination de cet espace de travail passe par la modélisation de la structure, de la sollicitation de l'usinage et de la surface usinée.

Dans un deuxième temps, nous proposons une méthode d'identification externe du modèle géométrique inverse de la machine outil par la mesure de surfaces sur une pièce usinée. Cette méthode doit être rapide à mettre en œuvre, ne doit utiliser que des outils usuels de la métrologie pour permettre d'usiner une pièce avec une qualité requise. Cette méthode est réalisée en trois étapes :

- l'usinage d'une pièce de test dédiée,
- sa mesure sur une MMT,
- l'identification des paramètres géométriques.

Ainsi, les mesures de la surface usinée permettent d'identifier les paramètres géométriques de la machine outil. Pour réaliser cette identification, la pièce de test, sa gamme d'usinage et de contrôle ainsi que la procédure d'identification des paramètres géométriques doivent donc être définis.

Enfin, nous proposons d'appliquer ces deux méthodes d'amélioration de la précision de la pose de l'outil dans le cas de pièces usinées avec des opérations de perçage et rainurage. Nous définissons ainsi, les cas où une identification de la machine outil est nécessaire pour assurer un niveau de qualité. Ainsi, en réalisant un suivi statistique de la production, nous serions capables de déterminer le moment où une nouvelle identification des paramètres du modèle géométrique de la machine outil est nécessaire. Finalement, le choix d'une machine outil pourra être réalisé directement en fonction du besoin, c'est-à-dire réaliser un certain type de pièce avec une qualité requise. De même, nous pourrions déterminer quelles formes de pièces sont les plus pertinentes à réaliser sur un certain type de machine.

Chapitre 2 : Définition d'un espace de travail statiquement admissible

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, la détermination d'un espace optimal de travail en fonction de la machine outil permet de garantir un niveau de performance donné. Cet espace de travail est l'intersection de plusieurs espaces définis chacun avec des performances géométriques, cinématiques ou dynamiques données.

L'objet de ce chapitre est donc de définir un espace de travail statiquement admissible dans lequel les défauts « statiques » générés sur la pièce du fait des déformations élastiques de la structure de la machine outil sont inférieurs à ceux spécifiés. Ainsi, la précision de pose de l'outil nécessaire pour l'usinage d'une pièce ayant une qualité requise est garantie.

1 Problématique

Dans l'industrie aéronautique ou automobile, l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) est utilisé afin d'obtenir un gain en qualité et en performance. Actuellement, deux types de structure de machines outils UGV sont utilisés dans :

- des machines à structure sérielle, dont le comportement est considéré comme isotrope dans tout l'espace de travail,
- des machines à structure parallèle, dont le comportement est anisotrope.

Geldart et Terrier ont démontré que la structure de la machine outil influence la qualité de la pièce usinée grâce à l'usinage d'une pièce sur plusieurs machines outils à structure sérielle ou parallèle [Geldart03] [Terrier04]. De plus, Terrier affirme qu'une structure peut être plus adaptée qu'une autre selon l'opération d'usinage à effectuer. En effet, lors d'une opération d'usinage, l'ensemble pièce/outil/machine est chargé par des sollicitations statiques et dynamiques venant de la coupe. Ces sollicitations engendrent des déformations du système et donc de la structure, ce qui génère des défauts sur la pièce usinée.

L'étude développée dans ce chapitre s'intéresse plus particulièrement aux déformations statiques de la structure des machines outils de type parallèle lors de l'usinage

et aux défauts engendrés sur la pièce usinée. En effet, lors de la génération des formes, les vitesses d'avance et les accélérations sont suffisamment faibles pour que les sollicitations dynamiques puissent être négligées vis-à-vis des sollicitations statiques. Ainsi, la simulation des défauts engendrés sur une pièce permet de réaliser une première qualification d'une machine outil.

Dans le cas des machines outils à structure parallèle, du fait de l'anisotropie du comportement de la structure, les déformations statiques de la structure sont différentes suivant la pose de l'outil dans l'espace de travail. Ainsi, les défauts générés sur la pièce usinée évoluent suivant la pose de l'outil dans l'espace de travail et sont difficilement compensables par la commande numérique. Il devient donc pertinent de définir un espace de travail dans lequel la pièce est usinée avec la qualité requise, c'est-à-dire un défaut généré sur la pièce usinée inférieur à celui spécifié.

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 1, trois espaces de travail peuvent être définis en fonction des critères optimisés lors de l'usinage :

- Un espace de travail géométrique. Merlet le définit comme la région qui peut être atteinte par un point de référence de la base mobile [Merlet97].
- Un espace de travail cinématique. Nous définissons cet espace à l'aide des travaux de Kim comme l'espace permettant de parcourir toute la trajectoire d'usinage à la vitesse d'avance programmée tout en évitant les changements de direction des moteurs lors du parcours d'une trajectoire continue [Kim02] [Kim04].
- Un espace de travail dynamique. Nous avons défini cet espace comme l'espace où les erreurs dues aux déformations élastiques de la structure, du fait des sollicitations statiques et dynamiques de l'usinage, sont suffisamment faibles pour que la pièce soit obtenue avec la qualité requise.

L'espace optimal de pose de la pièce est donc situé à l'intersection de ces trois espaces. Ainsi, les trajectoires de l'outils nécessaires pour usiner la forme de la pièce sont atteignables, la vitesse de parcours est suffisante pour respecter un temps maximal d'usinage tout en évitant les changements de direction des moteurs, et la déformation élastique de la structure est suffisamment faible pour que la pièce ait la qualité requise.

Dans la suite, nous nous attachons à définir une partie de l'espace dynamiquement admissible, l'espace statiquement admissible en respectant certaines considérations [Chanal06a]. Premièrement, cet espace est défini en terme de rigidité statique. Ainsi en chaque point de l'espace de travail géométrique, la déformation élastique de la structure due à la sollicitation statique de l'usinage est déterminée. Cette déformation engendre un petit déplacement du point piloté de l'outil et de son axe ce qui génère des défauts sur la pièce usinée. Cet espace statique est donc défini comme l'ensemble des positions de l'outil où le

défaut généré sur la pièce a une valeur permettant de respecter les spécifications géométriques définies sur le dessin de définition. Cet espace est donc spécifique pour chaque type de pièce usinée. Dans cette étude, nous ne prenons pas en compte la déformation de l'outil, de nombreux travaux abordant déjà ce point [Seo98] [Larue03] [Landon04].

Pour déterminer cet espace de travail, trois problèmes doivent être résolus (Figure 2-1) [Chanal05a] :

- (a) La modélisation de la structure ; dans notre cas, cette modélisation est faite d'un point de vue statique ce qui permet l'élaboration de cartes de rigidité.
- (b) La modélisation de la sollicitation de la structure du fait de l'usinage ; ce modèle peut être fait suivant deux approches, l'une théorique et l'autre expérimentale. Elles amènent à la détermination de l'orientation et de l'amplitude de l'effort qui sollicite la structure.
- (c) La modélisation de la surface usinée en considérant que l'outil est rigide ; le défaut usiné peut être estimé et comparé à un défaut admissible.

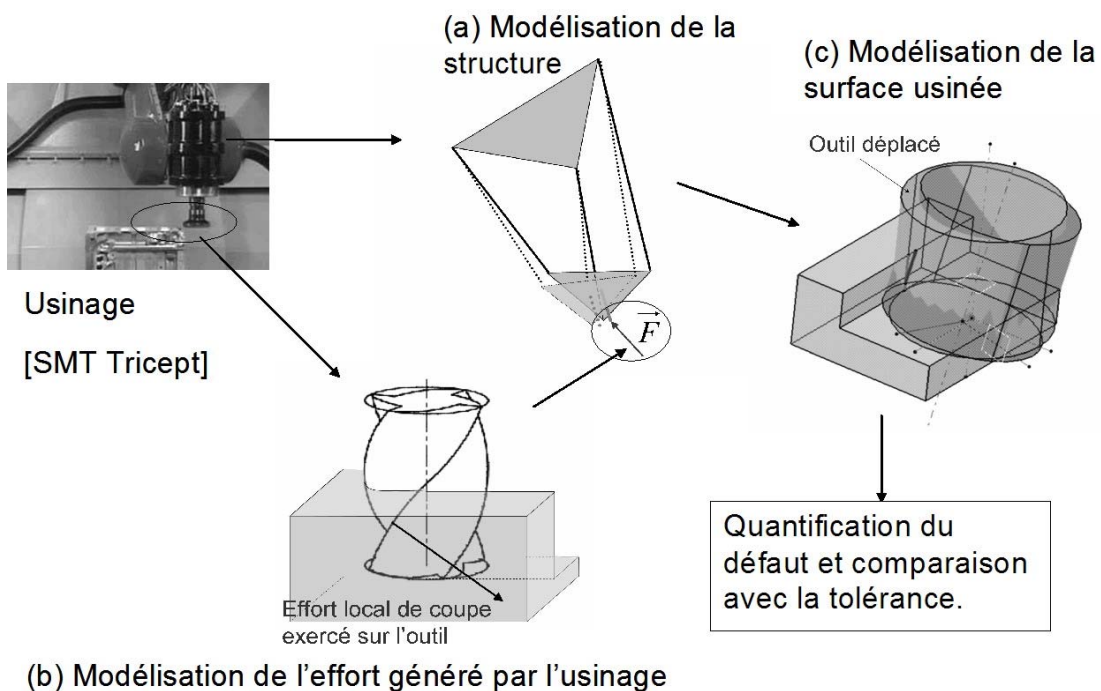


Figure 2-1 : Modélisations utilisées pour déterminer l'espace de travail statique

Dans la suite de ce chapitre, nous décrivons les trois modélisations. Puis, nous présentons une application à la structure du robot Neos 605 et à celle de la machine outil Verne pour des opérations de rainurage et de perçage. L'analyse des résultats obtenus nous permet de comparer les deux structures en terme d'usinage. Finalement, cette étude nous permet de définir un espace statiquement admissible pour une opération donnée sur une machine donnée.

2 Modélisation de la structure de la machine outil

Afin de connaître la déformation d'une structure de machine outil pour une sollicitation donnée, il faut connaître dans un premier temps la rigidité statique en fonction de la pose de l'effecteur.

2.1 Méthodes de modélisation de la structure

Le calcul de la rigidité statique d'une structure de machine outil impose l'élaboration d'un modèle de la structure. Deux types de modélisations sont utilisés pour calculer la déformation de la structure, des modélisations utilisant des méthodes de type éléments finis (MEF) ou des méthodes de type Résistance Des Matériaux (RDM).

La modélisation à l'aide des MEF nécessite la connaissance exacte de la géométrie et des caractéristiques des éléments de la structure. Lauroz, El-Khasawneh, Bouzgarrou et Katz l'utilisent pour déterminer la rigidité statique et les modes propres de vibration pour une machine outil à structure parallèle ou sérielle [Lauroz98] [ElKhasaw99] [Bouzgarrou02] [Katz04]. Cependant, les temps de calcul peuvent être importants et la méthode est longue à mettre en œuvre. Elle permet de bien estimer la rigidité d'une structure déjà conçue et connue précisément.

Dans le cas d'une estimation de l'ordre de grandeur de cette rigidité, Merlet et Company proposent d'utiliser une modélisation qui permet de déterminer l'effort qui s'exerce sur chaque élément de la structure et qui amène au calcul de leur déformation avec des méthodes RDM [Merlet97] [Company02]. Le déplacement total de l'effecteur est la somme de toutes ces déformations en utilisant l'hypothèse de petits déplacements. Cependant, cette méthode ne permet pas de conduire des analyses vibratoires.

Dans le cadre de notre étude, nous choisissons le second type de modélisation. En effet, l'intérêt de nos travaux est de pouvoir aborder un grand nombre de structures dès le début de la conception.

2.2 Application au Neos 605

Cette modélisation est appliquée dans un premier temps à la structure du robot Neos 605. C'est une structure de type tricept avec des jambes télescopiques. Normalement, l'étude de la rigidité doit prendre en compte la raideur de chaque élément de la machine comme les moteurs ou la broche [Company02]. Cependant, d'après Cobet, deux facteurs influencent principalement la rigidité d'une structure de machine outil parallèle, la rigidité des jambes et la rigidité des liaisons [Cobet02]. Toutefois, nous choisissons de ne considérer que la déformation statique des jambes qui d'après des expérimentations d'Assarsson sur la

machine outil Tricept 805 représente 50 % de la déformation totale de la structure [Assarsson01]. Ainsi, seuls les défauts de positionnement de l'outil dus aux déformations statiques des jambes sont calculés. Les défauts obtenus devraient donc être inférieurs aux défauts réels.

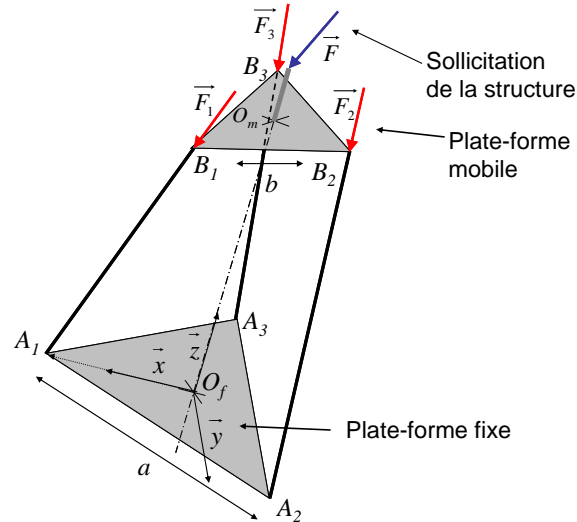


Figure 2-2 : Modélisation et orientation des jambes du tricept

La modélisation du tricept est faite à partir du modèle cinématique inverse de Caccavale [Caccavale00]. Ce modèle est composé de cinq ensembles de solides, les trois jambes, la plate-forme mobile et la plate-forme fixe. Les liaisons entre la plate-forme fixe et les jambes se situent en A_1 , A_2 et A_3 , et celles entre la plate-forme mobile et les jambes en B_1 , B_2 , B_3 (Figure 2-2). Les triangles $A_1A_2A_3$ et $B_1B_2B_3$ sont équilatéraux de côté de longueur respectivement a et b .

La plate-forme mobile est positionnée dans l'espace à l'aide de l'orientation et du déplacement du guide central (O_mO_f) par rapport à la base fixe. En effet, sur la machine, des capteurs mesurent l'amplitude α et β de la rotation de la jambe central, et l'amplitude r de la translation du guide central (Figure 2-3). Ce système a donc trois degrés de liberté : $X = [\alpha \quad \beta \quad r]^T$.

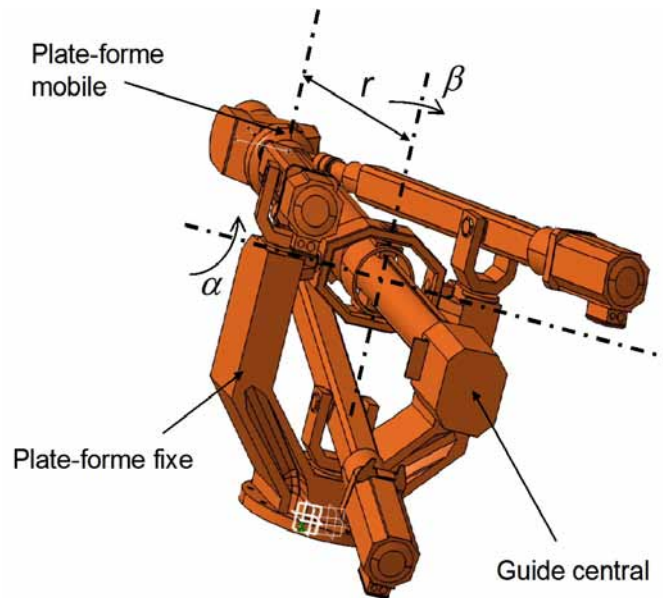


Figure 2-3 : Guide central du robot Neos 605

Considérons que le centre de la base mobile O_m se déplace le long d'une trajectoire définie par $\overrightarrow{O_f O_m} = [x(t) \ y(t) \ z(t)]^T$. Alors, le vecteur $X = [\alpha \ \beta \ r]^T$ associé peut être déterminé par :

$$\overrightarrow{O_f O_m} = \overrightarrow{p_m} = \begin{bmatrix} r \sin(\alpha) \cos(\beta) \\ r \sin(\beta) \\ r \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

ainsi $r(t) = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2 + z(t)^2}$, $\tan(\alpha(t)) = x(t)/z(t)$ et $\sin(\beta(t)) = y(t)/r(t)$.

Il existe toujours une solution à l'équation (2.1). En effet, seule une valeur de $r(t) = 0$ amène à une indéterminée, mais cette condition est physiquement impossible, les deux plates-formes n'étant jamais confondues.

La position du repère $(O_m, \overrightarrow{x_m}, \overrightarrow{y_m}, \overrightarrow{z_m})$ dans le repère $(O_f, \overrightarrow{x_f}, \overrightarrow{y_f}, \overrightarrow{z_f})$ devient connue :

$$\begin{pmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \end{pmatrix} = R_m \begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha)\sin(\beta) & \sin(\alpha)\cos(\beta) \\ 0 & \cos(\beta) & \sin(\beta) \\ -\sin(\alpha) & -\cos(\alpha)\sin(\beta) & \cos(\alpha)\cos(\beta) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Ainsi, pour atteindre la position définie par le vecteur X , on observe un déplacement des moteurs de :

$$\begin{cases} q_1^2 = \frac{1}{3}a^2 + \frac{1}{3}b^2 + r^2 - \frac{2}{3}ab \cos(\alpha) - \frac{2}{\sqrt{3}}ar \sin(\alpha) \cos(\beta) \\ q_2^2 = \frac{1}{3}a^2 + \frac{1}{3}b^2 + r^2 - \frac{1}{2}ab \left(\frac{1}{3} \cos(\alpha) + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin(\alpha) \sin(\beta) + \cos(\beta) \right) + ar \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \sin(\alpha) \cos(\beta) - \sin(\beta) \right) \\ q_3^2 = \frac{1}{3}a^2 + \frac{1}{3}b^2 + r^2 - \frac{1}{2}ab \left(\frac{1}{3} \cos(\alpha) - \frac{1}{\sqrt{3}} \sin(\alpha) \sin(\beta) + \cos(\beta) \right) + ar \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \sin(\alpha) \cos(\beta) + \sin(\beta) \right) \end{cases} \quad (2.3)$$

En fonction de la position du centre de la plate-forme, la longueur de chaque jambe peut donc être déterminée. Pour connaître l'orientation des moteurs, il faut réaliser une fermeture géométrique en considérant chaque jambe et le guide central.

Lorsque qu'un effort est exercé sur l'effecteur, chaque jambe est sollicitée en traction - compression suivant son axe (Figure 2-2). En effet, les jambes sont en liaison rotule avec les plates-formes fixes et mobiles. Considérons les jambes comme des cylindres en acier ayant un module d'Young, $E = 2.10^5$ MPa. Les déplacements du centre de l'outil et de son axe sont calculés en différenciant le modèle cinématique inverse et en faisant l'hypothèse de petits déplacements. La matrice de rigidité statique K est déterminée dans toutes les directions :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = K \vec{\delta} = \begin{pmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

où $(\delta_x, \delta_y, \delta_z)$ sont les coordonnées de l'extrémité de l'outil dans le repère fixe de la machine et (F_x, F_y, F_z) celles de la force sollicitant la structure au niveau de l'extrémité de l'outil.

Sur la Figure 2-4, des cartes de rigidité sont tracées pour une altitude z donnée au milieu de l'espace de travail géométrique. Sur ces cartes, nous pouvons remarquer que la rigidité maximum est atteinte par le terme K_{zz} au centre de l'espace de travail mais qu'elle décroît assez rapidement dès que l'extrémité de l'outil s'éloigne de cette position. Les autres termes diagonaux ont une rigidité maximum en périphérie de l'espace de travail.

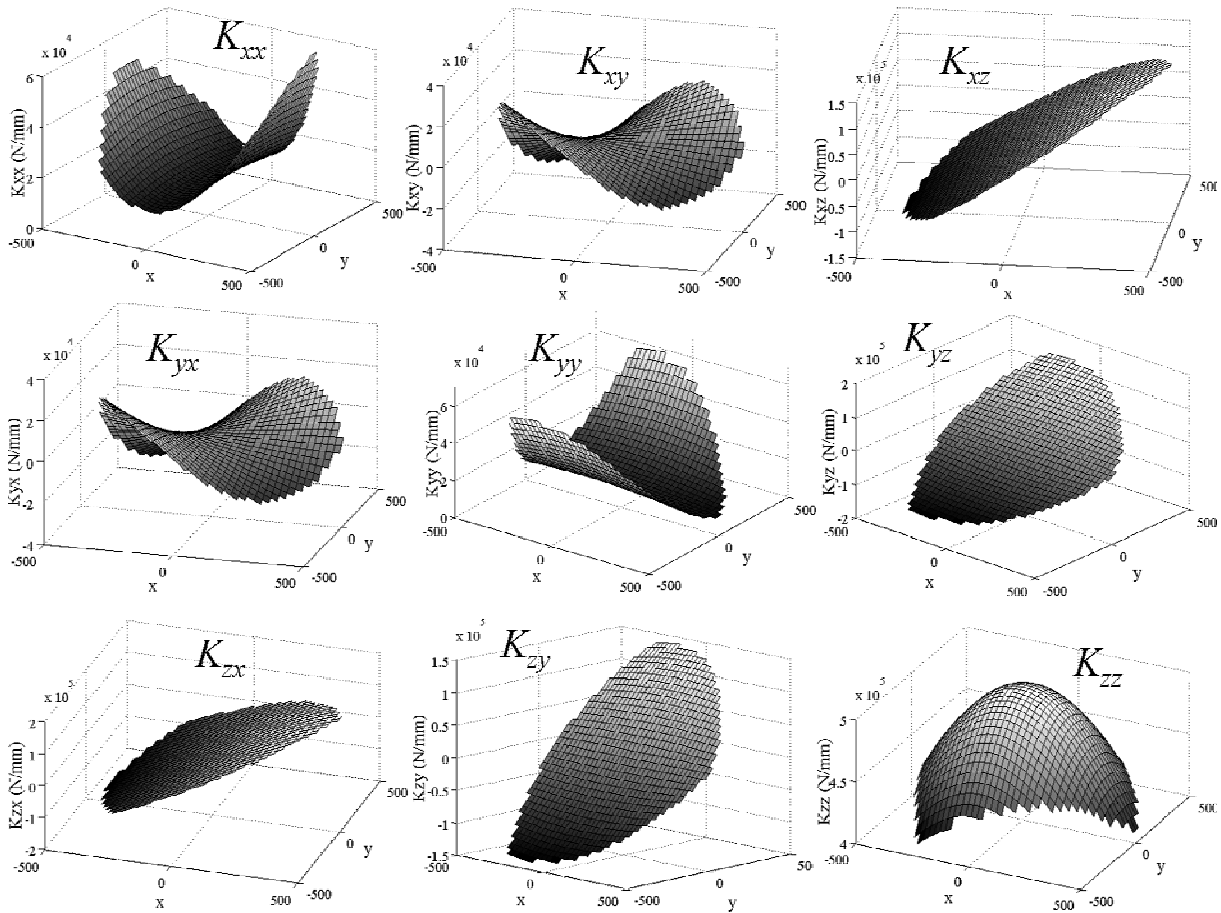


Figure 2-4 : Cartes de rigidité pour une altitude z donnée

Toutefois, ces cartes de rigidité ne nous permettent pas de prédire directement la valeur du défaut sur l'entité usinée [Chanal05b]. En effet, elles ne tiennent pas compte de la direction et de l'intensité de la sollicitation de la structure due à l'usinage. De plus, suivant le type d'opération d'usinage réalisée, la déformation de la structure n'introduit pas le même type de défauts sur la pièce.

2.3 Conclusion

Nous pouvons donc estimer l'ordre de grandeur de la rigidité d'une structure de machine outil à structure parallèle à l'aide d'une modélisation de type RDM en ne considérant que la déformation des jambes. A l'aide du modèle géométrique inverse, nous pouvons aussi calculer des cartes de rigidité. Elles permettent de connaître l'effort à exercer sur l'extrémité de l'outil pour un déplacement donné.

Suivant la sollicitation de la structure par l'usinage, nous pouvons donc aussi connaître le déplacement de l'extrémité de l'outil du fait de la déformation des jambes.

3 Modélisation de l'effort de coupe

La définition des actions mécaniques de l'outil sur la pièce constitue une problématique de recherche à elle seule. En effet, on cherche à identifier le modèle des efforts de coupe en UGV à la fois pour mieux comprendre le phénomène de coupe et pour apprécier son influence sur le système pièce/outil/machine [Konig92] [Schulz97]. Les travaux produits sur ce thème proposent des modélisations statiques ou dynamiques des efforts à partir d'un modèle géométrique de la section de copeau. En UGV, il apparaît que les phénomènes dynamiques et thermiques prennent une importance non négligeable. Dans notre cas, nous cherchons à identifier le torseur des actions mécaniques moyen de l'outil sur la pièce, c'est-à-dire l'intensité et l'orientation de l'effort moyen qui s'exerce sur l'outil. Aussi pour cette première approche, nous estimons qu'il est suffisant d'utiliser un modèle statique similaire aux modèles utilisés par Seo et Larue pour quantifier les déformations d'outil [Seo98] [Larue03].

Dans la suite de ce paragraphe, nous décrivons les modèles d'actions mécaniques qui permettent de modéliser les opérations de rainurage et de perçage.

3.1 Modèle d'effort de coupe en rainurage

Il existe deux approches pour modéliser les actions mécaniques avec une fraise cylindrique, en fonction de leur utilisation et des hypothèses faites sur l'ensemble pièce/outil/machine. Un premier modèle permet de prédire globalement la variation des efforts de coupe et donc de la puissance consommée à la broche [Kloypayan02]. Un second modèle nous amène à considérer la totalité des actions mécaniques agissant sur l'outil. Pour cela, ce modèle analyse les efforts qui s'exercent tout au long de la dent [Choi99] [Larue03] [Landon04]. Ces efforts sont calculés en segmentant l'outil en disques de faible épaisseur et en calculant les efforts exercés sur chacun d'eux (Figure 2-5). Ce second type de modélisation nous permet donc de déterminer la valeur et la direction des actions mécaniques qui s'appliquent sur l'outil du fait du phénomène de coupe et paraît donc plus adapté à notre modélisation.

Considérons maintenant une fraise à une dent effectuant une opération de rainurage. Au point M de la dent, la fraise est soumise à un effort \overrightarrow{dF} . Cet effort peut se décomposer suivant trois directions, un effort de coupe $\overrightarrow{dF_t}$ suivant la vitesse de coupe $\overrightarrow{V_c}$, un effort radial $\overrightarrow{dF_r}$ suivant le rayon de la fraise, et un effort axial $\overrightarrow{dF_a}$ suivant l'axe de la fraise (Figure 2-5).

Ces trois forces s'expriment en fonction de la section du copeau :

$$\|\overrightarrow{dF_t}\| = K_t h(\phi, dz), \quad \|\overrightarrow{dF_r}\| = K_r h(\phi, dz), \quad \|\overrightarrow{dF_a}\| = K_a h(\phi, dz) \quad (2.5)$$

où K_t , K_r et K_a désignent les pressions de coupe, et $h(\phi, dz)$ est la section du copeau d'épaisseur dz .

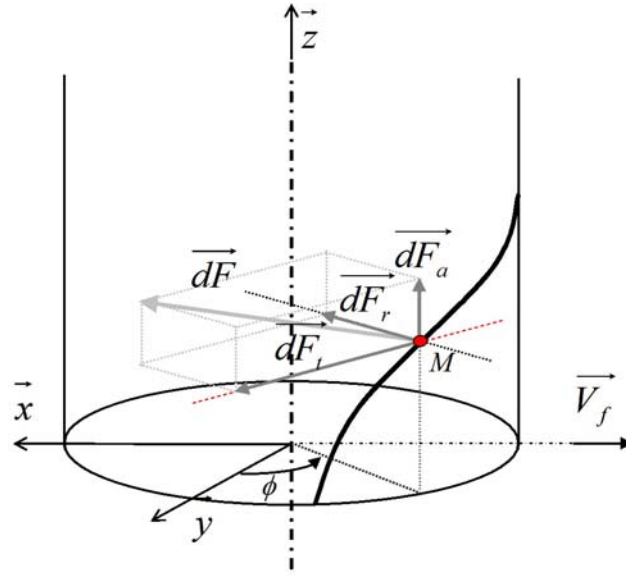


Figure 2-5 : Efforts de coupe à un point M de la dent de l'outil

Le modèle décrit précédemment peut donc être utilisé pour calculer les efforts s'exerçant sur une fraise à une dent lors de l'usinage d'une rainure suivant l'axe x . Il suffit de sommer tous les efforts élémentaires :

$$\begin{aligned} \vec{F} &= \int_0^{a_a} d\vec{F} = \int_0^{a_a} (d\vec{F}_t + d\vec{F}_r + d\vec{F}_a) \\ &= \int_0^{a_a} \left((\|d\vec{F}_t\| \cos(\phi(z)) + \|d\vec{F}_r\| \sin(\phi(z))) \vec{x} + (\|d\vec{F}_t\| \sin(\phi(z)) - \|d\vec{F}_r\| \cos(\phi(z))) \vec{y} + \|d\vec{F}_a\| \vec{z} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

où a_a représente l'engagement axial de la fraise.

L'effort s'exerçant sur le bout d'outil est déterminé si les pressions de coupe sont identifiées en fonction du couple outil/matière et si la section du copeau est déterminée [Choi99]. Finalement, l'effort s'exerçant sur le bout de l'outil est calculé en fonction de la position de la dent ϕ , de l'angle d'engagement de l'outil (ϕ_{sup} et ϕ_{inf}), de β l'angle d'hélice et de R le rayon de la fraise, et de f_z l'avance à la dent :

$$F_x = \vec{F} \cdot \vec{x} = \frac{Rf_z}{\tan(\beta)} \left[-\frac{K_t}{4} (\cos(2\phi_{sup}) - \cos(2\phi_{inf})) + \frac{K_r}{2} \left(\phi_{sup} - \phi_{inf} - \frac{\sin(2\phi_{sup}) - \sin(2\phi_{inf})}{2} \right) \right] \quad (2.7)$$

$$F_y = \vec{F} \cdot \vec{y} = \frac{Rf_z}{\tan(\beta)} \left[\frac{K_t}{2} \left(\phi_{sup} - \phi_{inf} - \frac{\sin(2\phi_{sup}) - \sin(2\phi_{inf})}{2} \right) + \frac{K_r}{4} (\cos(2\phi_{sup}) - \cos(2\phi_{inf})) \right] \quad (2.8)$$

$$F_z = \vec{F} \cdot \vec{z} = \frac{Rf_z}{\tan(\beta)} K_a [\cos(\phi_{inf}) - \cos(\phi_{sup})] \quad (2.9)$$

Considérons l'usinage d'une rainure de profondeur 10 mm avec une fraise à 2 dents de diamètre 20 mm dont l'avance est de 0,078 mm/dent dans de l'acier (40CMD8). Les trois composantes de l'effort s'exerçant sur l'outil peuvent être déterminées (Figure 2-6). La position de départ est choisie telle qu'une dent commence à entrer dans la matière.

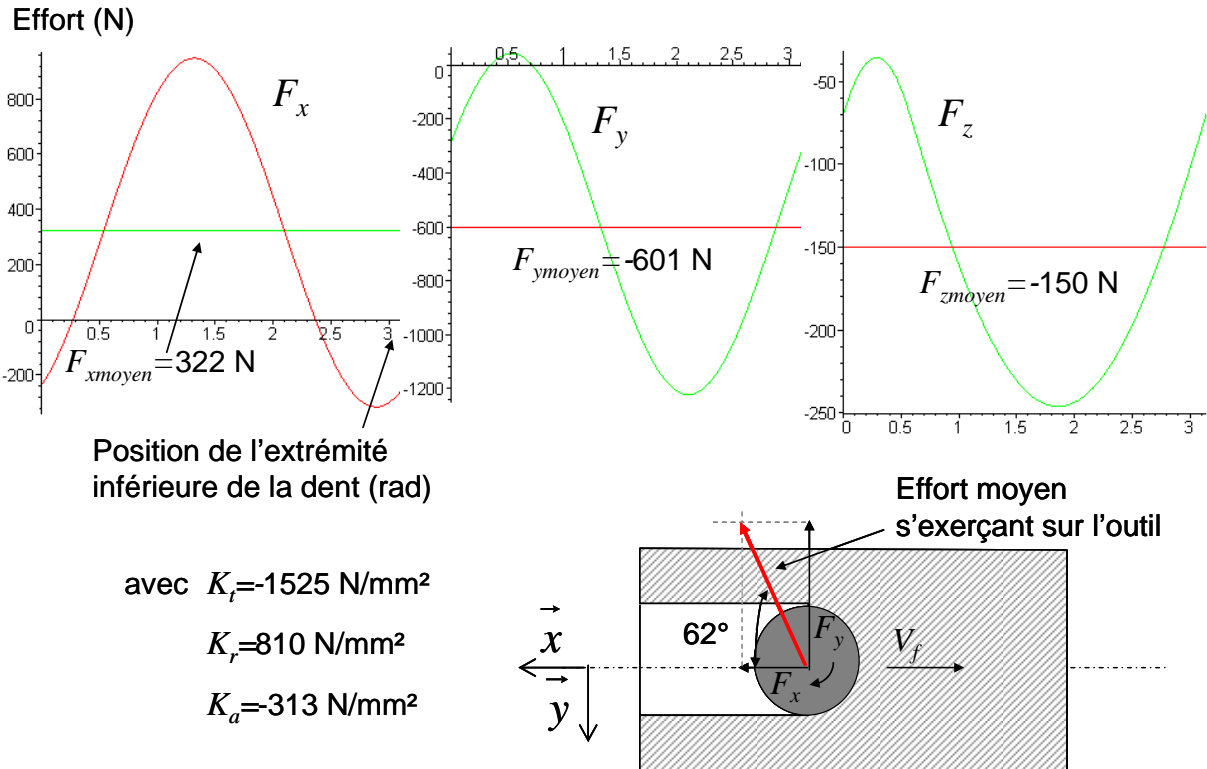


Figure 2-6 : Evolution des efforts exercés par la pièce sur une fraise 2 dents lors de l'usinage

Sur la Figure 2-6, nous constatons que l'évolution de l'effort exercé sur l'outil à une période égale au temps de rotation d'un demi tour. De ce fait, si l'outil a une vitesse de rotation de 16000 tr/min, une fréquence propre de 533 Hz doit être observée sur l'évolution de l'effort. De plus, nous remarquons que l'effort F_z est toujours négatif sur le demi tour.

Pour identifier ce modèle à partir des essais, nous allons étudier la valeur moyenne de l'effort qui doit être constante en fonction du temps. La fréquence du signal mesuré est aussi vérifiée.

3.2 Modèle d'effort de coupe en perçage

Comme précédemment, le but de la modélisation est de déterminer la valeur et l'orientation de la force qui s'exerce sur l'outil. Un découpage de l'arête de coupe en petits éléments est donc considéré [Yang02]. Ainsi sur chaque élément, l'effort peut se décomposer suivant trois directions, \overline{dF}_f suivant la direction d'avance, \overline{dF}_p suivant le rayon du foret et \overline{dF}_v suivant la vitesse de coupe (Figure 2-7). Cependant, du fait de la symétrie d'un foret à deux lèvres, les efforts \overline{dF}_p et \overline{dF}_v se compensent et créent un moment autour

de l'axe de l'outil. C'est pourquoi nous négligeons les effets sur la structure de ces deux efforts dans le cas statique ainsi que le moment autour de l'axe de l'outil.

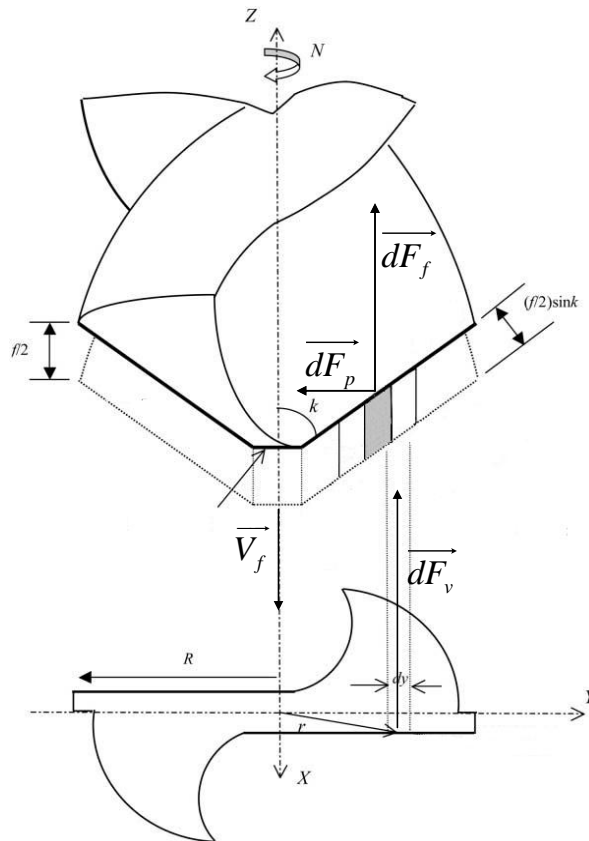


Figure 2-7 : Efforts locaux en perçage

Ainsi, dans la suite de notre étude, seul l'effort suivant l'axe de l'outil est considéré comme sollicitant la structure. Le torseur d'effort est un glisseur dont l'axe est l'axe de l'outil et sa résultante s'écrit en fonction de K_f l'effort spécifique de coupe, de f l'avance par tour et de d le diamètre de l'outil :

$$\vec{F}_f = K_f \frac{f}{2} \sin(K_r) \int_{-d/2}^{d/2} dy \vec{z} = K_f f \sin(K_r) \frac{d}{2} \vec{z} \quad (2.10)$$

3.3 Identification expérimentale

Des essais sont conduits sur une machine de type sériel avec une rigidité statique supérieure à 20 N/ μm dans tout l'espace de travail. Ces essais ont pour objectif de nous permettre de mesurer les efforts qui s'exercent sur l'outil ainsi que leur directions d'application lors de perçage ou de rainurage.

Les efforts sont mesurés dans trois directions parallèles aux axes de déplacement de la machine à l'aide d'une table Kistler (de type 9257B). Ces essais sont réalisés pour deux

types de matière, de l'alliage d'aluminium (7075) et de l'acier (40CMD8) (Figure 2-8). Plusieurs perçages sont usinés ainsi que trois rainurages de 10 mm de profondeur.

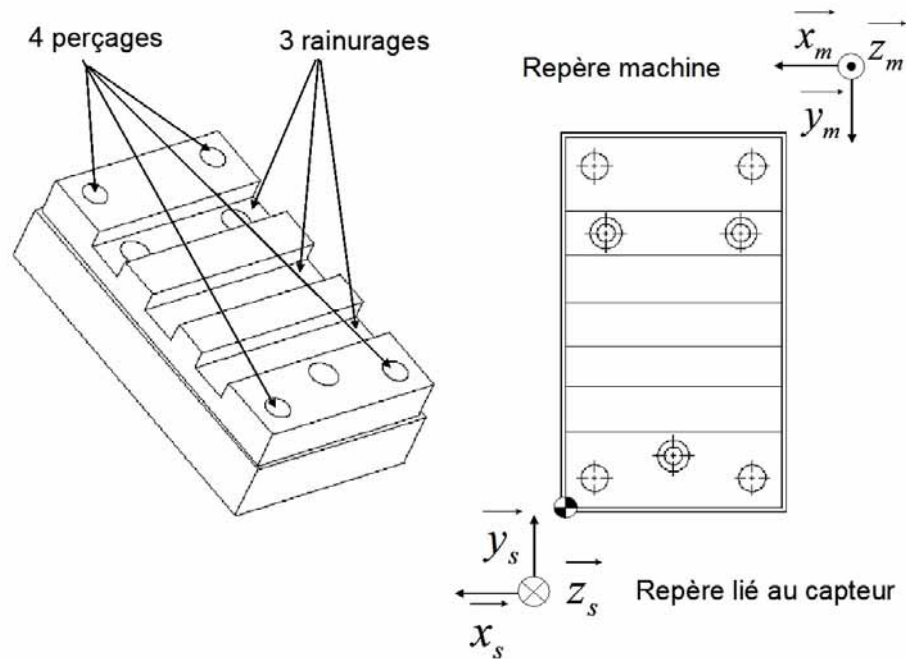


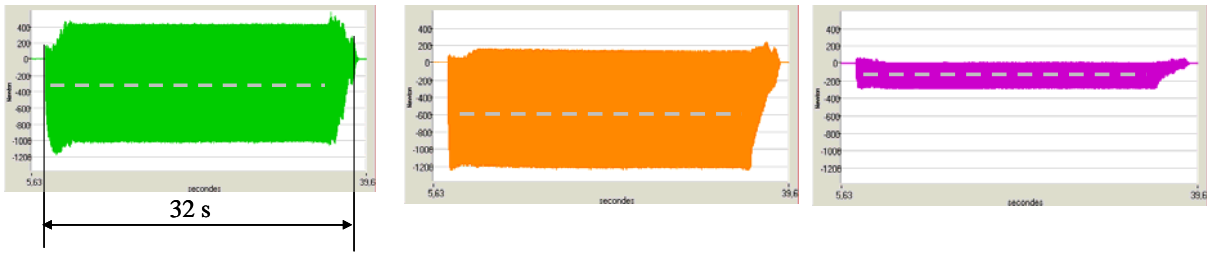
Figure 2-8 : Pièce usinée pour l'identification des efforts de coupe

Les conditions de coupe et les outils sont choisis de façon standard selon le catalogue du constructeur (Tableau 2-1).

	Rainurage		Perçage	
	Acier	Aluminium	Acier	Aluminium
Matière de l'outil	Fraise en carbure monobloc 2 dents		Foret en carbure monobloc	
Diamètre de l'outil	20 mm		12 mm	
a_a (engagement axial)	10 mm	10 mm		
V_c (vitesse de coupe)	157 m/min	1000 m/min	80 m/min	200 m/min
f (avance)	0,08 mm/dent	0,078 mm/dent	0,20 mm/tour	0,40 mm/tour

Tableau 2-1 : Conditions de coupe pour les opérations de rainurage et de perçage.

Ainsi l'opération de rainurage produit, dans le cas de l'acier, les courbes de relevé d'efforts de la Figure 2-9. L'exploitation de ces courbes très bruitées se fait par l'identification de la valeur moyenne des efforts mesurés. Nous retrouvons bien le type de courbes tracées sur la Figure 2-6, la période des courbes étant similaire ainsi que les valeurs minimales et maximales.



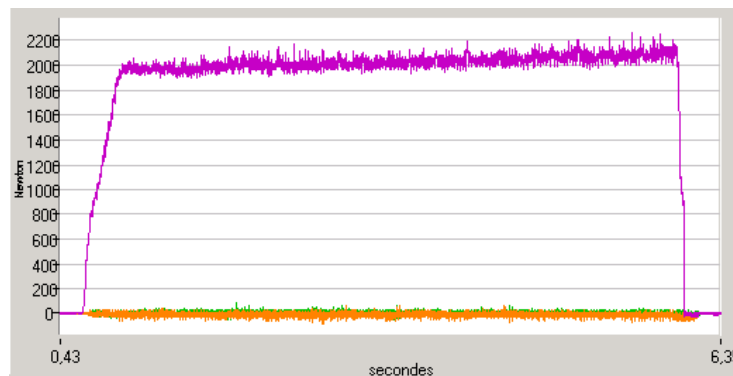
Effort mesuré suivant \vec{x}_s ,
 $F_{xmoyen} = -316$ N

Effort mesuré suivant \vec{y}_s ,
 $F_{ymoyen} = -613$ N

Effort mesuré suivant \vec{z}_s ,
 $F_{zmoyen} = -150$ N

Figure 2-9 : Courbes mesurées lors d'un rainurage dans l'acier

L'orientation de l'effort s'exerçant sur l'outil et donc sur la structure de la machine peut en être déduit. Par exemple, dans le plan (\vec{x}_m, \vec{y}_m) , lors d'un rainurage suivant la direction \vec{x}_m dans l'acier avec les conditions de coupe précédentes, l'angle entre l'effort et la vitesse d'avance est d'environ 62°. De plus, la projection de l'effort sur l'axe \vec{y}_s est la plus importante, ce qui peut laisser penser que le plus grand défaut est un défaut de position du flanc de la rainure. En ce qui concerne les opérations de perçage, elles nous ont permis de relever les graphiques de la Figure 2-10 dans le cas de l'acier. Nous observons un effort prépondérant suivant l'axe de perçage, ce qui valide le comportement du modèle présenté au paragraphe précédent.



$F_{zmoyen} = 2032$ N

Figure 2-10 : Courbes mesurées lors d'une opération de perçage dans l'acier

Ainsi, le Tableau 2-2 présente les mesures des efforts dans le repère lié au capteur ainsi que l'identification des modèles d'effort.

Forces mesurées	Rainurage		Perçage	
	Aluminium	Acier	Aluminium	Acier
F_x	-213 N	-316 N	6 N	-18 N
F_y	391 N	613 N	4 N	-15 N
F_z	-147 N	-150 N	1948 N	2034 N
identification				
K_t / K_f	-1003 N/mm ²	-1571 N/mm ²	861 N/mm ²	1804 N/mm ²
K_r	546 N/mm ²	810 N/mm ²		
K_a	-314 N/mm ²	-320 N/mm ²		

Tableau 2-2 : Mesures des efforts moyens et identification des pressions de coupe.

3.4 Conclusion

Cette étude nous a permis de déterminer la sollicitation de la structure du fait de l'usinage lors d'opérations de rainurage et de perçage. Cette sollicitation représente l'effort que la pièce exerce sur les dents d'un outil lors de l'usinage. La valeur et la direction de cette sollicitation sont déterminées à l'aide d'une modélisation et d'une identification expérimentale.

L'expérimentation nous permet aussi de valider les modèles proposés. En effet, les mêmes caractéristiques (période des courbes et valeurs minimales et maximales atteintes) sont observées entre les courbes d'évolution des efforts de coupe simulées par le modèle et les courbes mesurées.

4 Modélisation de la surface usinée

Le déplacement de l'outil lié à la déformation statique des jambes de la structure peut être déterminé avec l'utilisation des modèles de la structure et des sollicitations subies lors de l'usinage. Si l'outil est considéré comme rigide, une simulation de la surface usinée peut en être déduite, ce qui aboutit au calcul des défauts générés.

4.1 Cas du rainurage

L'usinage d'une rainure peut se décomposer en la génération de deux surfaces, le flanc et le fond. Lors de l'usinage du flanc de la rainure, un point M de l'outil est un point générateur de la surface enveloppe si sa vitesse d'avance est perpendiculaire à la normale à la surface de l'outil au point considéré [Lartigue03].

La construction de la surface théorique ainsi générée se fait donc par la détermination à chaque instant de la courbe génératrice de l'outil déplacé (Figure 2-11). Considérons une position non déplacée de l'outil, son extrémité se trouve en un point que nous nommons O et le vecteur directeur de son axe est appelé $\vec{\Delta}$. Grâce à la matrice de rigidité de la plate-forme, nous pouvons déterminer la position de l'outil déplacé. Un repère local est lié à la fraise non déplacée de centre O et d'axes $(\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})$ tel que \vec{w} soit porté par $\vec{\Delta}$ et orienté de O vers la broche, $\vec{u} = \vec{V}_f / \|\vec{V}_f\|$ et $\vec{v} = \vec{w} \wedge \vec{u}$ (Figure 2-11).

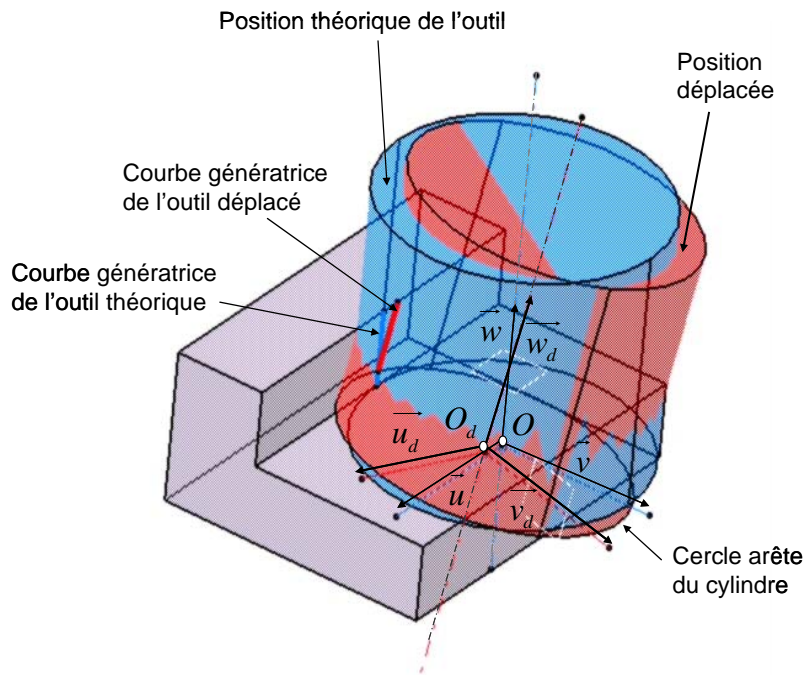


Figure 2-11 : Paramétrage de la position de l'outil

Finalement, un point $M(\phi, k)$ appartient à la courbe génératrice s'il vérifie les équations suivantes :

$$\overline{V(M(\phi, k))} \cdot \overline{n(\phi)} = 0 \Rightarrow \left(\overline{V(O_d)} + k \frac{d\overline{w_d}}{dt} \right) \cdot \overline{n(\phi)} = 0 \text{ for } k \in [0, a_a] \quad (2.11)$$

avec $\overline{O_d M(\phi, k)} = k\overline{w_d} + R\overline{n(\phi)}$ si $k \in [0, a_a]$.

Le flanc usiné est donc construit par l'ensemble des courbes génératrices. Cette méthode permet de tenir compte du fait que la déformation de la structure évolue du début à la fin de l'usinage et qu'elle influence l'orientation de l'axe de l'outil. Le fond de la rainure est la surface enveloppe des différentes positions prises par le cercle arête du cylindre définissant la forme de l'outil.

4.2 Cas du perçage

Dans le cas du perçage, nous allons plus particulièrement nous intéresser à l'erreur de position de la pointe du foret ainsi qu'à l'erreur d'orientation de son axe. Considérons un foret de centre O_d et d'axe $\vec{\Delta}_d$, il se déplace suivant une trajectoire rectiligne D définie par le vecteur directeur $\vec{\Delta}$ (Figure 2-12). L'effort sollicitant la structure est porté par l'axe $\vec{\Delta}$. En utilisant la matrice de rigidité statique de la structure, la position de la pointe de l'outil déplacée et sa nouvelle orientation peuvent être déterminées.

L'erreur de position de la pointe de l'outil par rapport à la trajectoire D est estimée en calculant à chaque instant, la distance entre ce point et la droite D (Figure 2-12). De même, l'erreur d'orientation de l'outil peut être déterminée au moyen d'un produit scalaire :

$$\cos(d\theta) = \frac{\vec{\Delta} \cdot \vec{\Delta}_d}{\|\vec{\Delta}\| \|\vec{\Delta}_d\|} \quad (2.12)$$

Enfin, en effectuant une approximation des moindres carrées sur l'ensemble des points discrétisés O_d le long de la trajectoire, une erreur de rectitude de la trajectoire déplacée suivi par l'outil est évaluée.

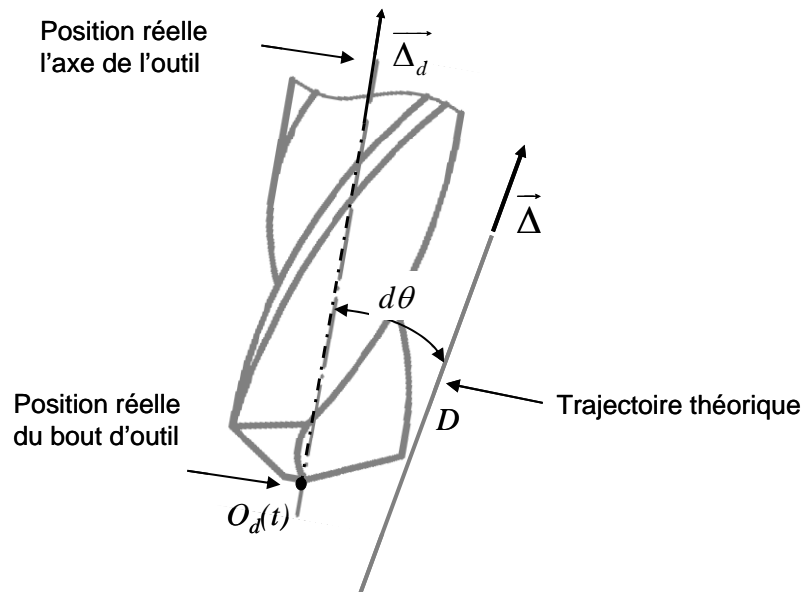


Figure 2-12 : Défauts pour une opération de perçage

4.3 Simulation des défauts générés sur la surface usinée

Une simulation des défauts dus à la déformation des jambes de la structure de type tricept est donc réalisée en combinant les trois modèles développés précédemment.

Simulation des défauts dans le cas du rainurage

Pour un usinage de rainure donné, une erreur de position des deux flancs ainsi que du fond sont simulées. Nous considérons donc une fraise deux tailles soumise à un effort de 705 N orienté d'un angle de $12,14^\circ$ par rapport au fond et de $62,78^\circ$ par rapport à la direction d'avance. La position de la trajectoire dans l'espace de travail est choisie arbitrairement (Figure 2-13).

Une erreur de position des flancs de plus de $23 \mu\text{m}$ est observée avec une erreur de position du fond inférieure à $0,8 \mu\text{m}$. La principale erreur engendrée par la déformation de la structure sur l'usinage de la rainure est donc un défaut de position des flancs. De tels défauts doivent engendrer un défaut de localisation de la rainure par rapport aux autres entités de la pièce usinée.

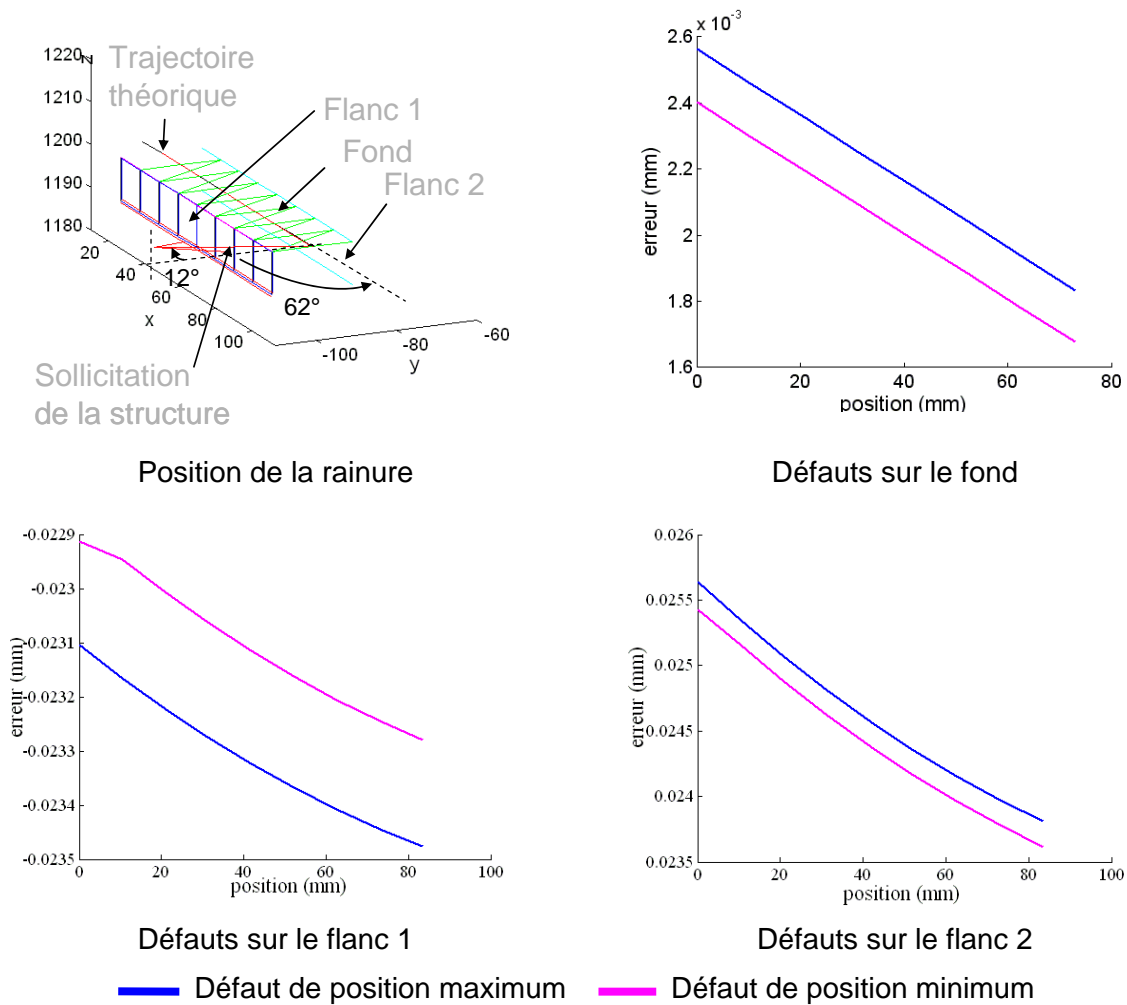
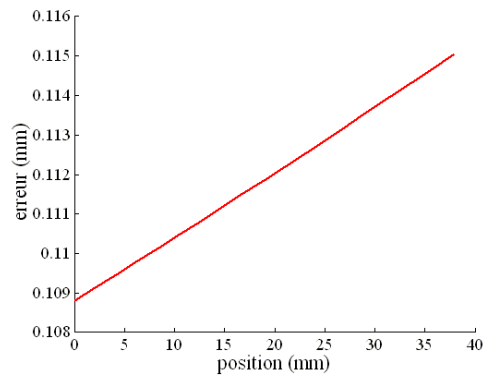
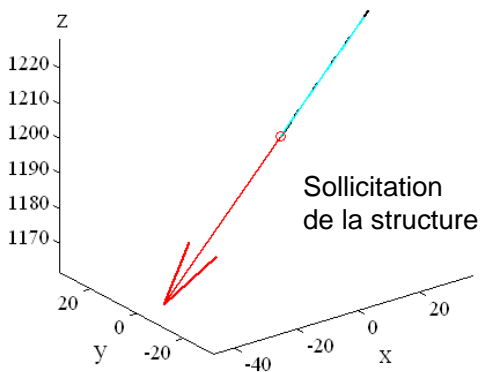


Figure 2-13 : Défauts lors de l'opération de rainurage sur le Neos 605 (en considérant que les erreurs d'entrées en matière sont nulles)

Simulation des défauts dans le cas du perçage

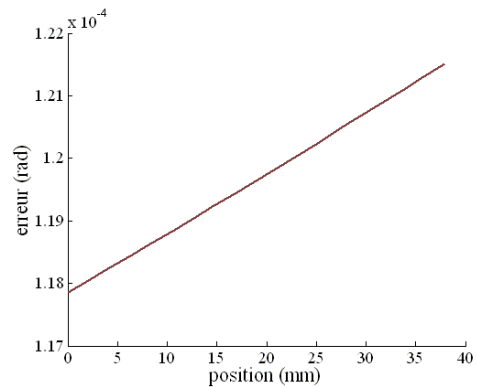
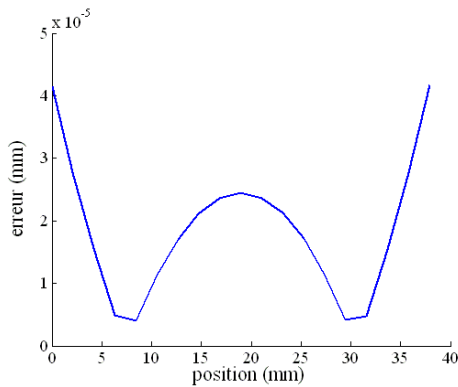
Un foret soumis à un effort de 2000 N suivant son axe est étudié. La trajectoire est choisie de telle façon qu'elle soit située aux environs du centre de la zone de travail et que le foret soit orienté d'un angle de 45° par rapport à l'axe \vec{z} de la machine outil (Figure 2-14).

Ainsi, un défaut de positionnement du bout d'outil par rapport à la trajectoire idéale de plus de 108 μm est observé avec une erreur d'orientation de l'axe du foret d'environ 0,007°. Toutefois la trajectoire suivie par le centre du foret présente un défaut de rectitude inférieur à 0,05 μm . De tels défauts engendrent des défauts de position du perçage par rapport aux autres entités de la pièce usinée.



Position du perçage

Défaut de position du point piloté de l'outil



Défaut de rectitude de la trajectoire du point piloté de l'outil

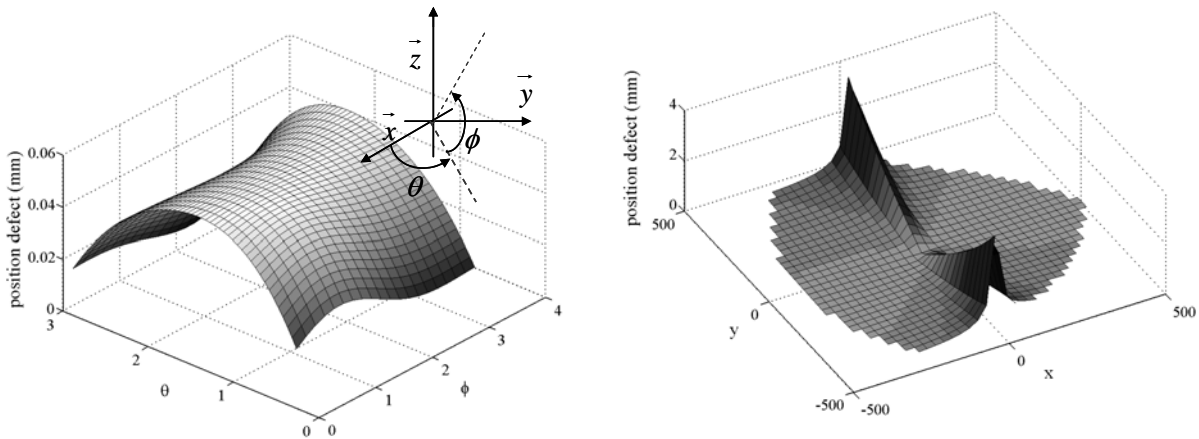
Défaut d'orientation de l'axe de l'outil

Figure 2-14 : Défauts en perçage sur le Neos 605

De plus, cette erreur de position de la pointe de l'outil évolue en fonction de l'orientation de la trajectoire et de sa position dans l'espace de travail. Ainsi sur la Figure 2-15, la valeur défaut de position du point piloté par rapport à la trajectoire théorique est tracée pour une opération de perçage. Ces cartes sont représentées soit pour une position du point piloté fixe en faisant varier l'orientation de son axe, soit pour une orientation de l'outil fixe en faisant varier la position de son point piloté.

Dans le cas d'une position fixe du point piloté ayant pour coordonnées (-100,-100,1200), nous pouvons remarquer que le défaut maximum de position du point piloté de l'outil est inférieur à 50 μm et qu'il est atteint pour θ proche de $\pi/2$. Dans le cas d'une orientation fixe de l'axe de l'outil de 30°, alors le défaut maximum est inférieur à 4 mm et il est atteint lorsque le point piloté de l'outil se trouve à $x=0$.

En construisant ce type de carte il devient possible de connaître les défauts de position qui sont générés par la déformation des jambes dans tout l'espace de travail géométrique.



Influence de l'orientation de l'axe du foret sur le défaut de position au point (-100,-100,1200)

Influence de la position du point piloté du foret sur le défaut de position pour une orientation de son axe de 30° avec l'axe \vec{x} dans le plan (\vec{x}, \vec{z})

Figure 2-15 : Influence de la position et de l'orientation du foret sur le défaut de position

4.4 Conclusion

La modélisation de la surface usinée a permis de simuler les défauts générés sur la pièce usinée du fait de la déformation des jambes de la structure lors d'opérations de rainurage et de perçage. L'analyse de ces défauts a permis de nous rendre compte que le défaut prépondérant est un défaut de position de l'entité usinée par rapport au défaut d'orientation. La valeur de ce défaut évolue en fonction de la position du point piloté de l'outil et de son orientation.

Cette étude peut être utilisée suivant deux points de vue :

- En conception de machines, nous allons dans la suite de ce chapitre utiliser cette étude afin de comparer deux machines.
- En fabrication, nous allons dans le dernier paragraphe définir des positions optimales de la pièce dans l'espace de travail géométrique afin de respecter la qualité attendue.

5 Comparaison entre la machine Verne et le robot Neos 605

Actuellement dans la littérature, la conception des machines outils à structure parallèle se fait à l'aide de critères de performance utilisés pour l'optimisation des manipulateurs adaptés aux machines outils [Bouzgarrou01]. Ces critères ne permettent pas de qualifier directement une machine outil en terme de précision d'usinage sur la pièce fabriquée. Cependant, il existe un réel besoin de critères permettant d'optimiser les machines outils à structure parallèle et de prédire leurs performances [Majou04].

Dans ce paragraphe nous allons donc appliquer la méthode présentée précédemment pour comparer le robot Neos 605 et la machine outil Verne.

5.1 Etude de la machine Verne

La Verne est une machine outil de type hybride à 5 axes développée par Fatronik (Espagne) [Terrier05b]. Elle est composée d'une structure parallèle de type delta et d'une structure sérielle à deux degrés de liberté (Figure 2-16). Les mouvements de la plate-forme mobile de la structure parallèle sont composés de trois translations suivant les axes x , y et z et d'une rotation induite suivant l'axe y . Une table à 2 axes de rotation corrige la rotation induite autour de l'axe y .

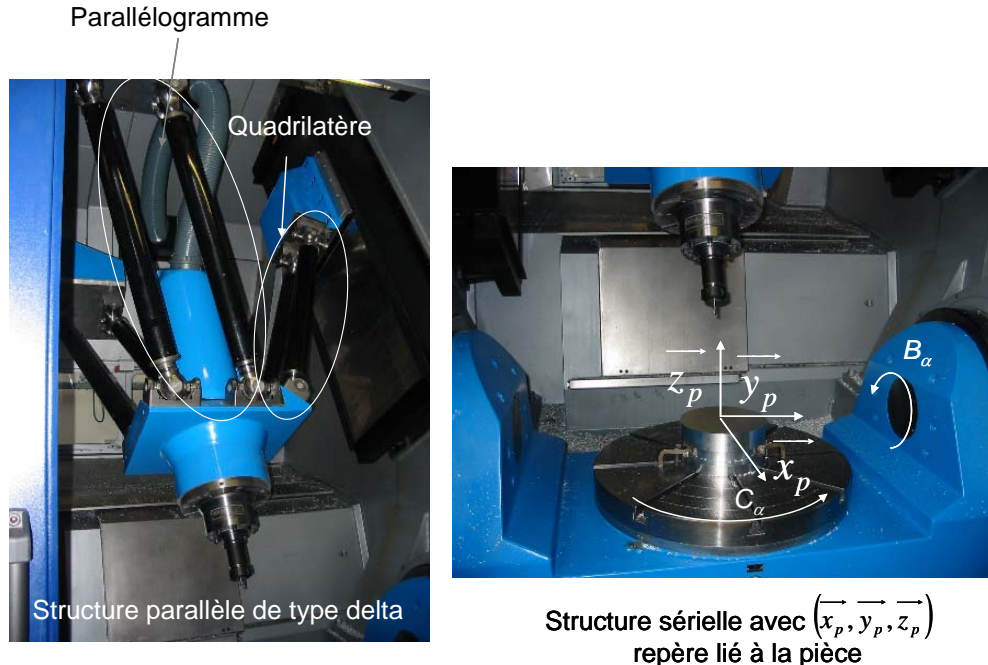


Figure 2-16 : Machine outil Verne (photo prise à l'IRCCyN)

5.2 Comparaison des cartes de rigidité

Les cartes de rigidité de la Verne sont calculées avec la même méthode et les mêmes hypothèses que celles appliquées au Neos 605. Sur la Figure 2-17, les cartes de rigidité de la Verne sont tracées pour une altitude z donnée de l'effecteur.

En analysant et comparant les cartes de rigidité du Neos 605 et de la Verne, nous remarquons que la Verne est au moins dix fois plus rigide que le Neos 605 (Figure 2-4 et Figure 2-17). Une opération d'usinage sur la Verne doit générer une valeur de défaut sur la pièce usinée moins importante. Cependant, l'analyse de ces cartes de rigidité ne permet pas de comparer qualitativement les deux machines en terme de défauts générés sur la pièce usinée, certaines cartes de rigidité ont des évolutions différentes. Il nous faut donc prendre en compte l'orientation de la sollicitation de la structure due à l'usinage pour déterminer le défaut généré sur la surface usinée.

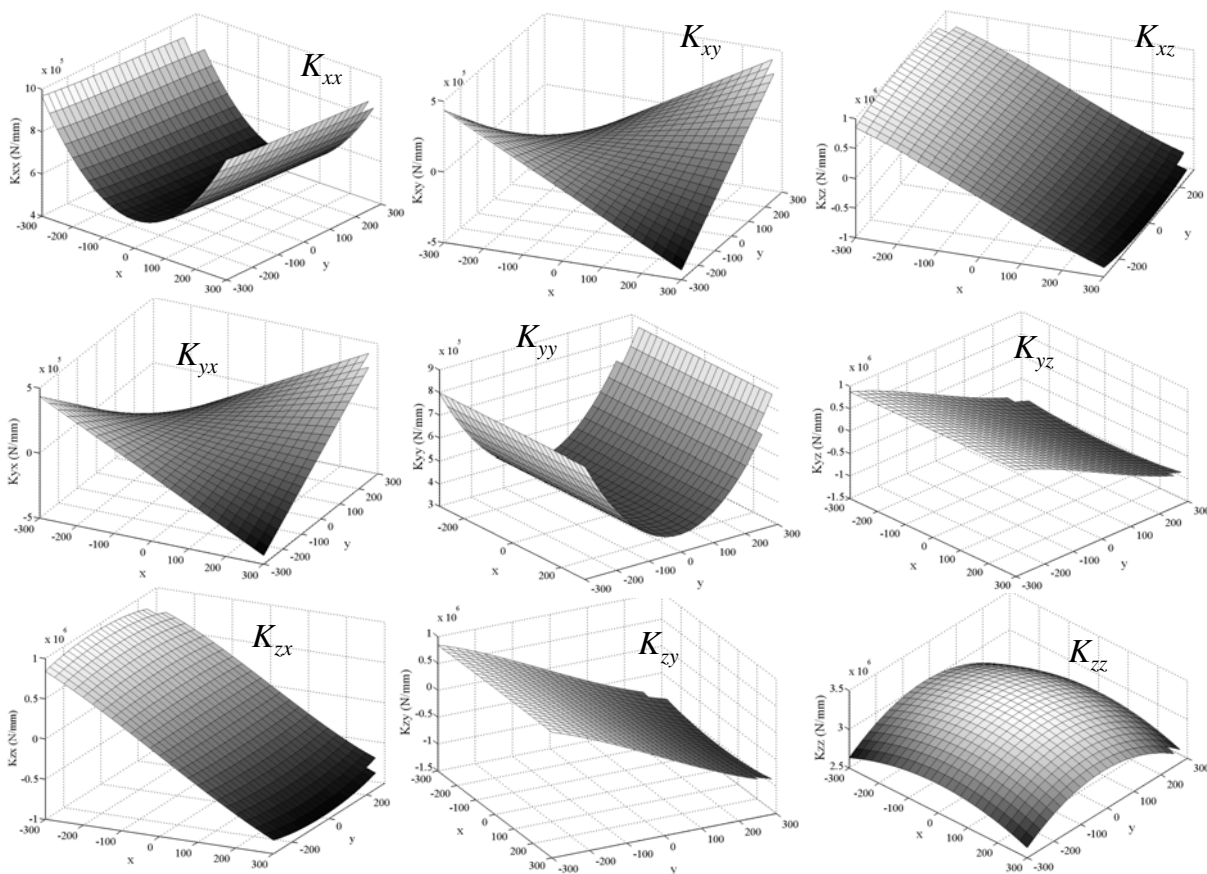


Figure 2-17 : Cartes de rigidité de la Verne pour une altitude z donnée

5.3 Comparaison des défauts

Pour comparer le Neos 605 et la Verne en terme de qualité de pièce usinée, nous avons simulé les défauts générés lors d'un rainurage et de perçage par la déformation des jambes. Les trajectoires sont situées au centre de la zone de travail et suivant des directions favorables à la structure des deux machines. Dans le cas de l'opération de rainurage, l'outil

se déplace suivant l'axe x et pour l'opération de perçage suivant l'axe z (Figure 2-18 et Figure 2-19). Les efforts qui s'exercent sur l'outil sont identiques à ceux précédemment utilisés.

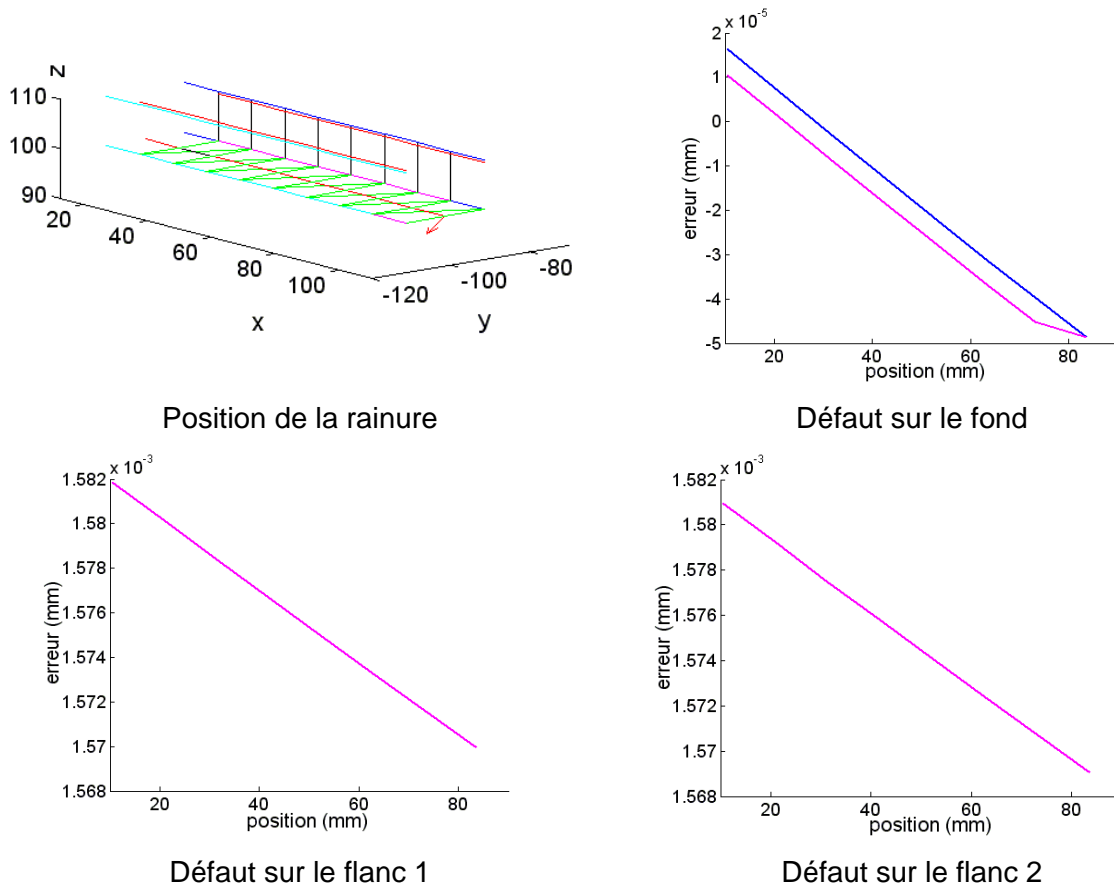


Figure 2-18 : Défauts lors d'une opération de rainurage sur la Verne

En analysant, les simulations pour une structure comme la Verne de la Figure 2-18 et de la Figure 2-19, nous arrivons aux mêmes conclusions que précédemment, le défaut prépondérant est dans le cas du rainurage un défaut de position des flancs et dans le cas du perçage un défaut de position de l'axe du perçage.

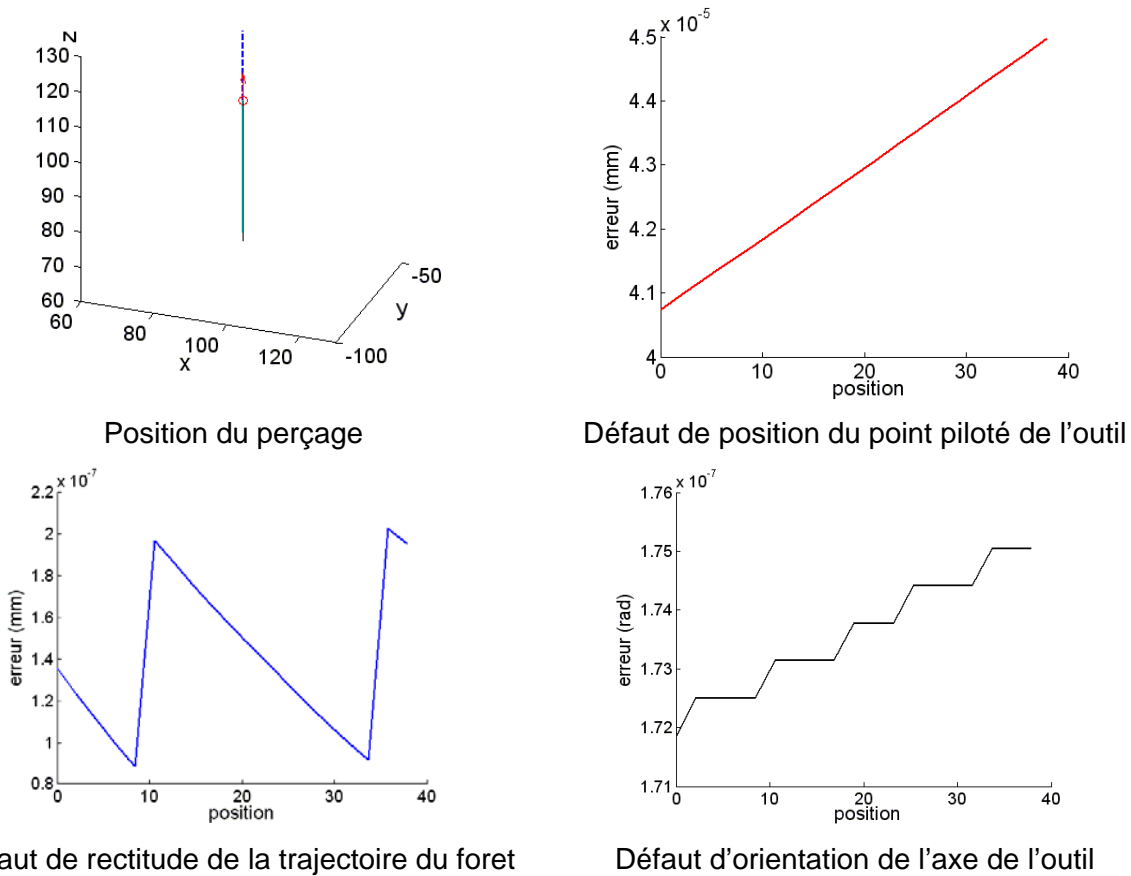


Figure 2-19 : Défauts lors d'une opération de perçage sur la Verne

Ainsi, la valeur des défauts simulés de position maximum des deux entités usinées est répertoriée dans le Tableau 2-3. Ces valeurs sont indicatives et donnent un ordre de grandeur du défaut réel.

	Défaut maximum de position des flancs de la rainure	Défaut maximum de position du bout d'outil en perçage
Robot Neos 605	26 μm	69 μm
Machine outil Verne	1,6 μm	0,05 μm

Tableau 2-3 : Défauts maximum de position des entités usinées

Nous pouvons nous rendre compte que la machine outil Verne amène à un défaut de position de la rainure au moins 10 fois inférieur au robot Neos 605. Dans le cas de l'opération de perçage cette différence est encore plus marquée.

5.4 Conclusion

Comparativement, la machine outil Verne présente une structure plus adaptée aux applications de type perçage-rainurage que le robot Neos 605. Cependant même si les défauts simulés du robot Neos 605 paraissent concevables pour une utilisation en tant que machine outil, nous considérons que ces défauts sont inférieurs au réel. En effet, nous avons

fait l'hypothèse que seules les jambes se déforment. De plus d'autres facteurs peuvent augmenter l'influence de la structure de la machine dans le défaut de position observé. Il s'agit, par exemple, du modèle de commande et des défauts d'identification de la structure.

Notons aussi, que des systèmes de compensation de la déformation de la structure parallèle sont développés. Par exemple le robot Neos 605 est équipé d'une redondance de mesure qui permet de compenser la déformation des jambes.

6 Définition d'un espace de travail statiquement admissible

Cette étude nous permet donc de simuler le défaut de position de l'entité usinée en fonction de l'opération à réaliser, et en faisant l'hypothèse que seules les jambes se déforment. Ainsi, nous définissons un espace de travail statique qui représente la zone de l'espace de travail géométrique dans laquelle le défaut de position des entités usinées dû à la déformation de la structure est inférieur à celui spécifié.

Cet espace de travail est déterminé en plusieurs étapes. Une première étape consiste en la définition de l'opération d'usinage et de la machine outil utilisée. Cette étape permet de déterminer la valeur et l'orientation de l'effort de coupe qui s'exerce sur la structure, ainsi que les cartes de rigidité de la structure. En fonction des cartes de rigidité, le défaut de position de l'entité usinée est simulé pour tous les points de l'espace de travail géométrique et pour toutes les orientations possibles de l'outil. Ces défauts sont comparés avec les spécifications définies. La zone admissible pour positionner l'usinage de l'entité est définie.

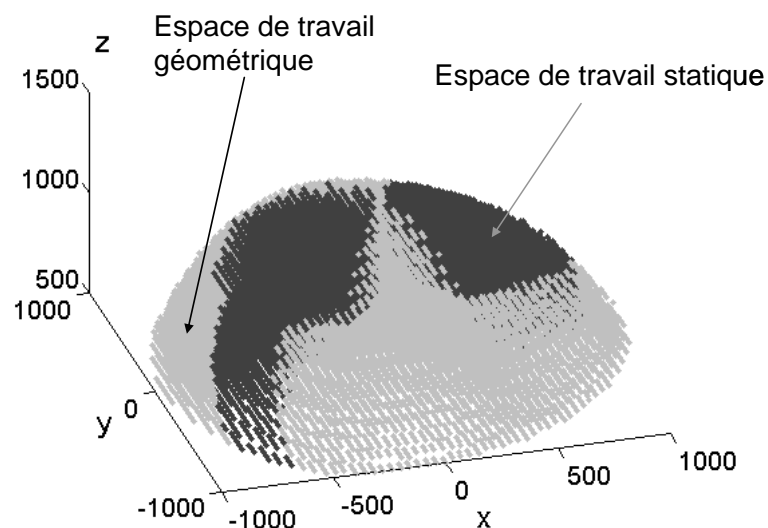


Figure 2-20 : Espace de travail statiquement admissible pour une opération de perçage sur le robot Neos 605

Considérons une opération de perçage suivant l'axe z chargeant la structure du robot Neos 605 comme précédemment. La Figure 2-20 représente l'espace statique, c'est-à-dire la zone où la trajectoire du foret pourrait être située pour obtenir un défaut de position du bout d'outil lors du perçage inférieur à 0,05 mm du fait de la déformation des jambes.

Ainsi, pour une opération d'usinage et pour une machine donnée, l'espace de travail statique assurant une qualité d'usinage souhaitée peut être défini. La détermination de cet espace de travail permet d'interpréter les cartes de rigidité en fonction de l'opération d'usinage à réaliser.

7 Conclusion

Les travaux développés dans ce chapitre portent sur l'utilisation de mécanisme à structure parallèle pour des opérations d'usinage. Une méthode permettant de simuler les défauts sur la pièce usinée du fait des efforts de coupe et de la déformation de la structure est présentée. Cette méthode combine trois approches de modélisation : une modélisation de la structure de la machine outil, une modélisation de l'effort de coupe sollicitant la structure et une modélisation des surfaces usinées. De même, grâce à cette méthode, nous avons défini un espace de travail statiquement admissible. Cet espace de travail représente l'ensemble des positions de l'outil pour lesquelles le défaut sur la pièce usinée du fait de la déformation statique de la structure est inférieur à celui spécifié.

La méthode développée est dans un premier temps appliquée à une structure de type tricept avec des jambes télescopiques pour des opérations de perçage et de rainurage. Une simulation nous permet de constater que la déformation des jambes de la structure entraîne un défaut de position de l'entité usinée. Cette méthode nous a aussi permis de comparer la structure d'une machine outil avec celle d'un robot.

Le défaut de position de l'entité usinée évolue en fonction de la position du point piloté de l'outil et de l'orientation de son axe, ce qui justifie l'intérêt de la définition d'un espace de travail statiquement admissible.

Cette étude a pour vocation de dresser un cadre possible d'analyse des machines outils à structure parallèle afin de les qualifier en terme d'usinage. Ces travaux peuvent être poursuivis suivant deux points de vue :

- En conception de machine outil, nous pouvons grâce à cette étude proposer des critères de performance qui permettront de garantir une qualité d'usinage minimale en aidant à définir le niveau de rigidité requis.
- En fabrication, ces travaux permettent de déterminer une position optimale d'une opération d'usinage dans l'espace de travail. Toutefois, plusieurs opérations

d'usinage sont en général réalisées pour un même posage de la pièce. Il faudra donc élargir le calcul de l'espace de travail pour une entité d'usinage à une phase.

Il faut maintenant être conscient que les défauts de position des entités usinées ne proviennent pas que des erreurs dues à la déformation élastique de la structure de la machine outil. Une grande partie de ces défauts peut aussi être imputée aux erreurs de transformation inverse.

Dans le chapitre suivant, nous présentons donc une méthode d'identification permettant de réduire les erreurs de transformation inverse.

Chapitre 3 : Identification géométrique des machines outils à structure parallèle proposition d'une méthode basée sur l'usinage d'une pièce

Comme nous l'avons écrit dans le chapitre 1, l'objectif de nos travaux est de prédire et d'améliorer les performances des machines outils à structure parallèle en terme de précision de pose de l'outil dans le but de produire des pièces conformes à la qualité requise. Dans le chapitre précédent, nous avons proposé une méthode de détermination d'un espace de travail statiquement admissible permettant de garantir que les défauts géométriques générés sur la pièce soient inférieurs à ceux spécifiés. Toutefois, dans ce travail nous avons uniquement considéré les déformations statiques de la structure.

Dans ce chapitre, nous proposons donc d'améliorer le comportement géométrique de la structure grâce à une méthode d'identification. Cette identification géométrique est réalisée à partir de la mesure d'une pièce usinée.

1 Problématique

Actuellement, les machines outils à structure parallèle commencent à être utilisées dans l'industrie. Cependant, un frein à leur essor dans le domaine de l'usinage se situe au niveau du manque de précision de pose de l'outil par rapport aux machines outils à structure sérielle. En effet, même si les défauts géométriques dans chaque liaison n'ont pas tendance à se cumuler comme sur une structure sérielle, le nombre de liaisons passives est tel que l'obtention d'un mécanisme précis est très délicate [Khalil99] [Renaud03].

Comme nous l'avons décrit dans le chapitre 1, la qualité de pose de l'outil peut être définie par deux grandeurs, l'exactitude de la pose et sa répétabilité [Priel90]. L'exactitude de la pose est caractérisée par l'écart entre la pose commandée et la pose atteinte. La répétabilité caractérise la dispersion des poses atteintes. Généralement, la répétabilité des mécanismes à structure parallèle est élevée [Renaud03]. Dans la suite de ce chapitre, nous

supposons donc que ce défaut de répétabilité est négligeable par rapport au défaut d'exactitude de la pose de l'outil. Ce dernier est alors appelé défaut de précision.

Pour obtenir une amélioration de la précision, la littérature présente plusieurs méthodes de compensation des différentes erreurs. Ces erreurs sont composées principalement d'erreurs statiques et dynamiques [Pritschow02]. Les erreurs de transformation géométrique sont les erreurs générant les défauts les plus importants avec les erreurs thermiques. Elles peuvent être compensées avec un étalonnage pour identifier les valeurs des paramètres intervenant dans le calcul du modèle géométrique de la commande [Khalil99] [Song99] [Weck00] [Patel00] [Chen04] [Wang04]. Les méthodes les plus précises utilisent des mesures externes, dites extéroceptives. Ainsi, la pose réelle de l'outil est mesurée et comparée avec la pose théorique afin de déterminer les paramètres géométriques permettant de réduire l'erreur entre ces deux estimations de pose.

Cependant, dans le cadre de l'usinage, comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, la qualité d'une pièce usinée ne dépend pas directement du défaut de pose de l'outil [Chanal06a]. Il devient donc intéressant de proposer une identification permettant d'étalonner le processus global d'obtention d'une pièce conforme et non de se limiter à la machine outil, comme le font la plupart des méthodes d'identification proposées dans la littérature. Ainsi, nous pouvons espérer gagner en précision puisque l'identification a pour but de répondre au besoin, c'est-à-dire obtenir une pièce conforme aux spécifications géométriques.

Dans ce contexte, nous estimons aussi qu'une identification est satisfaisante si :

- l'identification permet à la pièce d'être usinée avec la qualité requise ;
- le temps d'immobilisation de la machine outil pour l'identification est court ;
- la méthode d'identification utilise des outils de mesure simples et courants.

Le but de ce chapitre est de présenter une nouvelle méthode de mesure extéroceptive permettant de réaliser l'identification des processus courant de fabrication utilisant une machine outil à structure parallèle. Notre méthode est réalisée en trois étapes (Figure 3-1) :

- l'usinage d'une pièce dédiée ;
- la mesure de la pièce usinée à l'aide d'une Machine à Mesurer Tridimensionnelle (MMT) ;
- l'identification numérique des paramètres géométriques.

Les conditions de coupe et la forme des surfaces usinées sont choisies pour que seules les erreurs de transformation inverse apparaissent. L'identification est réalisée en comparant la mesure des poses de la machine outil avec la trajectoire à suivre.

Les méthodes usuelles, rencontrées dans la littérature, comparent, actuellement, une pose mesurée de la machine outil avec une pose à atteindre. Or, en usinage, ce n'est pas une pose particulière de l'outil qui génère la forme de la surface générée, mais l'enveloppe des différentes poses prises par l'outil le long d'une trajectoire [Lartigue03]. Ainsi, pour garantir une qualité requise de pièces usinées, il n'est pas nécessaire d'identifier le mécanisme de la machine outil pour que la pose de l'outil soit précise mais plutôt d'identifier le mécanisme pour que la trajectoire suivie par l'outil soit proche de celle désirée. Ainsi, nous revenons plus à une identification du processus amenant à l'obtention de la pièce finale, que de la machine en elle-même.

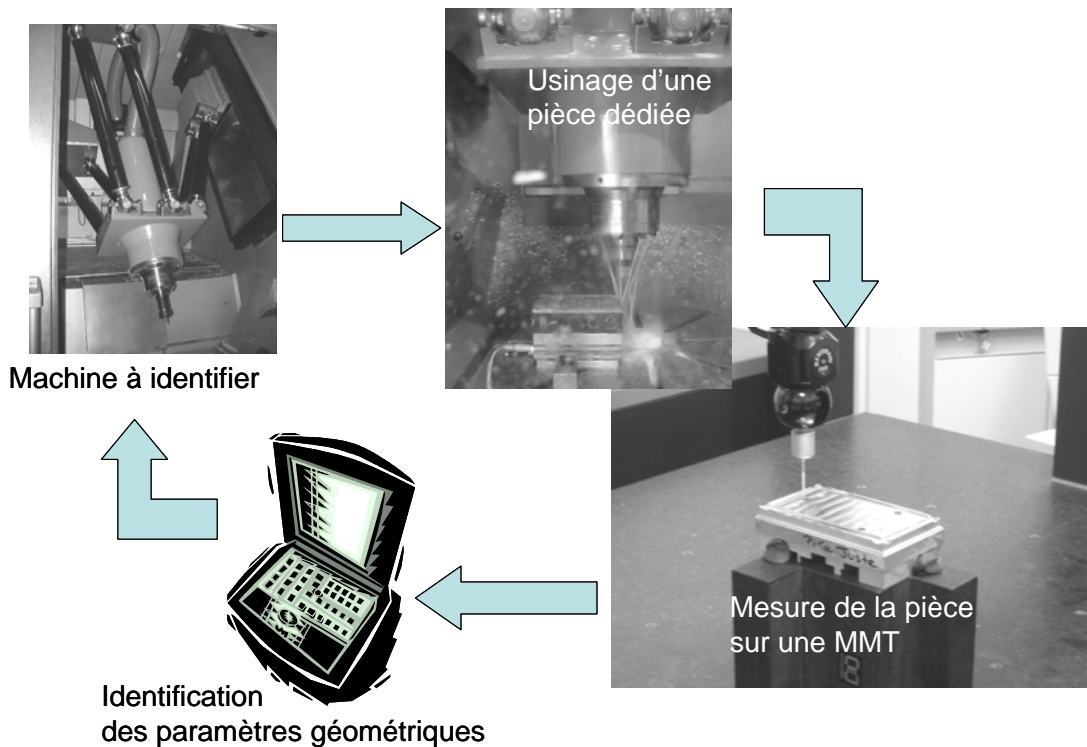


Figure 3-1 : Principe de notre méthode d'identification

Dans le cas de notre méthode d'identification utilisant l'usinage d'une pièce, nous pouvons utiliser des moyens de mesure et des méthodes très proches de la pratique industrielle [Pritschow02]. Ainsi, les coûts sont réduits et cela permet d'étalonner plus souvent la machine. De même, la forme usinée est proche de la forme des pièces usuellement fabriquées sur la machine outil. Par conséquent, l'identification est localisée uniquement dans la zone de l'espace de travail utilisé. Le modèle obtenu est totalement dédié aux pièces à réaliser.

En conclusion, nous pouvons donc considérer que notre méthode semble plus applicable dans un cadre de production industrielle par rapport aux différentes méthodes rencontrées dans la littérature. En effet, les moyens de mesure utilisés sont ceux rencontrés

dans les ateliers de production et le temps d'immobilisation de la machine est restreint au temps d'usinage de la pièce test.

Dans la suite de ce chapitre, nous commençons par présenter les principes de l'identification géométrique d'un mécanisme parallèle. Puis ces mêmes principes sont utilisés pour définir la méthode d'identification appliquée à la machine outil Verne. Pour cela, nous commençons par présenter la modélisation géométrique de la Verne ainsi qu'une analyse de sensibilité. Ensuite, les différentes étapes de la méthode d'identification développée sont définies. Ainsi, nous soulevons les problèmes posés par notre méthode d'identification, ce qui permet de justifier la forme de la pièce usinée. Puis, la méthode de détermination du défaut de pose de l'outil est présentée, et finalement, nous décrivons la mise en œuvre numérique de cette identification.

2 Principes d'identification géométrique d'un mécanisme parallèle

L'étalonnage ou l'identification d'une machine outil à structure parallèle consiste en la détermination d'un modèle qui décrit au mieux le mécanisme. Trois étapes principales doivent être maîtrisées pendant l'identification [Renaud03] [Huang05] :

- la modélisation géométrique du mécanisme ;
- la méthode d'identification des paramètres géométriques, ainsi que la fonction erreur associée ;
- la méthode expérimentale de mesure, ainsi que ses outils.

Dans la suite, le principe de la modélisation d'une machine outil à structure parallèle est présenté. Puis, nous définissons la fonction erreur utilisée pour l'identification des paramètres géométriques. Finalement, nous réalisons un état de l'art des méthodes de mesure extéroceptive.

2.1 Modélisation géométrique du mécanisme

Le choix du modèle géométrique utilisé lors de l'identification d'un mécanisme est fait en analysant l'influence des paramètres géométriques sur la pose de l'effecteur. Une analyse de sensibilité est souvent réalisée pour déterminer les paramètres géométriques les plus influents [Fan03]. Cette analyse permet aussi de justifier le choix des paramètres géométriques du modèle géométrique inverse utilisé dans la commande [Weck02b]. Ainsi, Fan dérive le modèle géométrique inverse d'une machine outil à structure parallèle ayant des jambes de longueur fixe afin de déterminer les paramètres géométriques critiques en

fonction de la pose de l'outil. Comme nous l'avons écrit dans le chapitre 1, Fan considère que les paramètres géométriques influents sont la longueur des jambes et la position du centre des liaisons dans le repère cartésien lié à l'espace de travail géométrique.

Cette analyse de sensibilité permet aussi de déterminer la précision d'identification des paramètres nécessaires pour garantir une certaine précision de pose de l'outil. En effet, la précision des mesures engendre une incertitude dans la détermination des paramètres géométriques [Jockiel01] [Fan03].

2.2 Choix de la fonction erreur

La modélisation géométrique du mécanisme permet de définir les paramètres géométriques à identifier. Ils sont déterminés à partir d'informations géométriques qui permettent de confronter deux estimations de l'état du mécanisme [Renaud03]. Ces informations sont contradictoires si les paramètres géométriques ne décrivent pas correctement le mécanisme. Dans la plupart des cas, les paramètres géométriques sont identifiés en minimisant une fonction erreur comparant ces deux estimations. Cette fonction erreur dépend du moyen de mesure utilisé pour obtenir la redondance d'informations. En effet, certains capteurs mesurent la position des liaisons du mécanisme dans l'espace articulaire, d'autres mesurent la pose de l'effecteur dans l'espace de travail.

Dans le cas d'un étalonnage externe comme nous souhaitons le réaliser, Renaud affirme que l'état du système peut être comparé dans l'espace de travail ou dans l'espace articulaire [Renaud03]. Cependant, la comparaison dans l'espace de travail nécessite l'utilisation du modèle géométrique direct, ce qui peut provoquer des problèmes de convergence dans le cas de bruits de mesure [Masory93] [Daney99]. Une comparaison dans l'espace articulaire permet donc de n'utiliser que le modèle géométrique inverse et d'obtenir une fonction erreur analytique [Renaud03]. Généralement, cette fonction erreur est de type « moindres carrés ».

Le modèle géométrique inverse exprime la position des moteurs V dans le repère articulaire en fonction de la position et de l'orientation de l'outil X dans le repère cartésien lié à l'espace de travail et des paramètres géométriques identifiés ξ :

$$V = MGI(X, \xi) \quad (3.1)$$

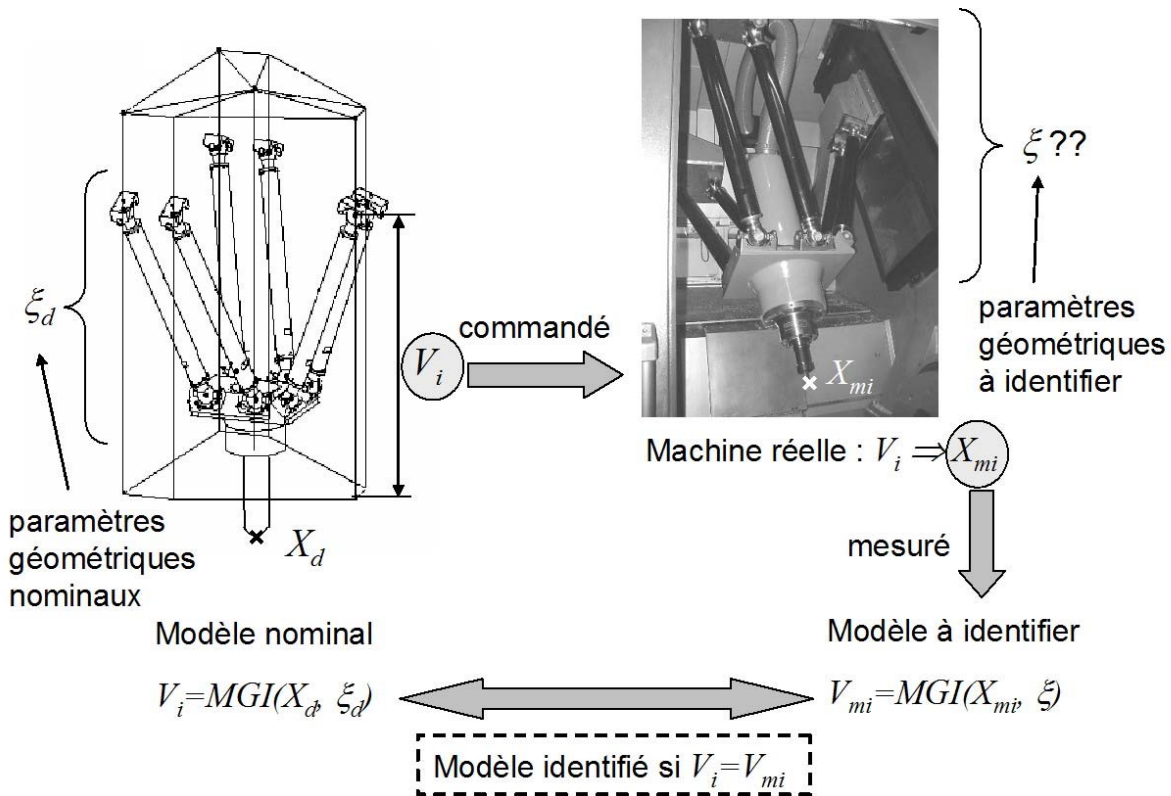


Figure 3-2 : Comparaison dans l'espace articulaire de la pose de la machine outil

Ainsi, pour comparer la pose de la machine dans le repère articulaire, les positions théoriques des moteurs V_i sont comparées à celles estimées V_{mi} , obtenues à partir des poses mesurées X_{mi} de l'outil (Figure 3-2). Les positions théoriques V_i associées des moteurs sont calculées pour des poses théoriques X_{di} de l'outil et des valeurs nominales des paramètres géométriques ξ_d . Les positions estimées V_{mi} des moteurs sont calculées pour des poses mesurées X_{mi} de l'outil et des valeurs à identifier des paramètres géométriques ξ . L'identification des paramètres géométriques ξ est réalisée si V_i et V_{mi} sont égaux dans le cas de comparaisons ponctuelles. Ainsi, dans le cas d'une fonction erreur de type « moindres carrés », elle s'exprime comme :

$$f_{\text{erreur}}(\xi) = \min_{\xi} \left(\sum_{i=1}^n \|V_i - V_{mi}\|^2 \right) = \min_{\xi} \left(\sum_{i=1}^n \|MGI(X_{di}, \xi_d) - MGI(X_{mi}, \xi)\|^2 \right) \quad (3.2)$$

où n désigne le nombre de poses mesurées.

Les paramètres géométriques identifiés ξ minimisent la fonction erreur (eq. (3.2)).

2.3 Méthodes de mesures usuelles de poses de machines outils parallèles

Il existe plusieurs types de méthodes expérimentales pour réaliser une identification géométrique d'une machine outil à structure parallèle. Certaines sont réalisées ponctuellement à l'aide d'appareils externes de mesure ou à l'aide d'une pièce mesurée [Song99] [Patel00] [Weck00] [Bleicher02] [Pritschow02] [Wang04] [Huang05]. D'autres sont

conduites à l'aide d'appareils de mesure internes montés sur les liaisons de la structure de la machine [Pritschow02] [Chen04]. Ce second type de méthode permet de corriger la machine pendant l'usinage dans tout l'espace de travail. Toutefois, il est réputé moins précis si les liaisons mesurés sont éloignées de l'effecteur [Merlet02]. De plus, il est difficile à mettre en place suivant la nature des liaisons à équiper [Renaud06]. Dans la suite, nous nous intéressons plus particulièrement à la réalisation de mesures extéroceptives.

Dans le cas de mesures extéroceptives, une première méthode d'identification d'une machine à structure parallèle par mesure extéroceptive consiste en l'ajout d'une contrainte mécanique limitant les déplacements de l'outil afin de mesurer des défauts de pose de l'outil. Ainsi, nous pouvons rencontrer des systèmes de mesure inspirés de la métrologie des machines outils sérielles et d'autres développés pour les mécanismes parallèles. Weck réalise une redondance de mesure de la position de l'outil à l'aide d'un axe linéaire attaché au bâti par un joint de cardan et relié à la broche par un cône HSK [Weck00]. Ce système ressemble aux solutions de Patel et de Martinez utilisant un mécanisme « ball-bar » [Patel00] [Martinez04] (Figure 3-3).

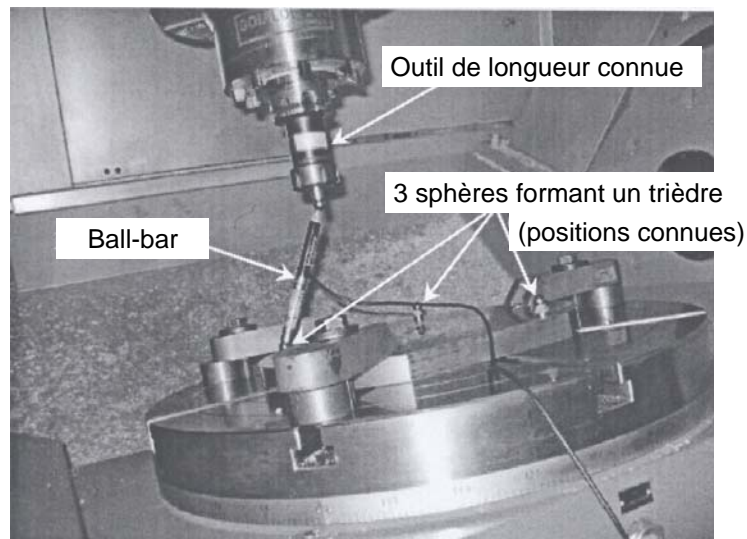


Figure 3-3 : Ball-bar 3D utilisé pour étalonner la Verne [Terrier05b]

Huang a développé une méthode spécifique pour les machines outils à structure parallèle en analysant les propriétés de ces dernières [Huang05]. Il utilise la mesure de défaut de parallélisme, de rectitude et d'orthogonalité des axes du repère virtuel d'usinage de la machine pour réaliser son identification. Un palpeur monté dans la broche de la machine et balayant des étalons est utilisé pour mesurer le défaut de parallélisme du plan fictif décrit par la machine outil lorsqu'elle se déplace suivant les axes x et y à une altitude z donnée et des défauts de rectitude et d'orthogonalité des axes x et y . De même, Neugebauer palpe un cube étalon [Neugebauer99].

Pour contraindre les déplacements de la broche de la machine outil, Bleicher a développé un système sériel qui permet de mesurer la position et l'orientation de l'effecteur dans tout l'espace de travail dans le repère défini par son système [Bleicher02] (Figure 3-4).

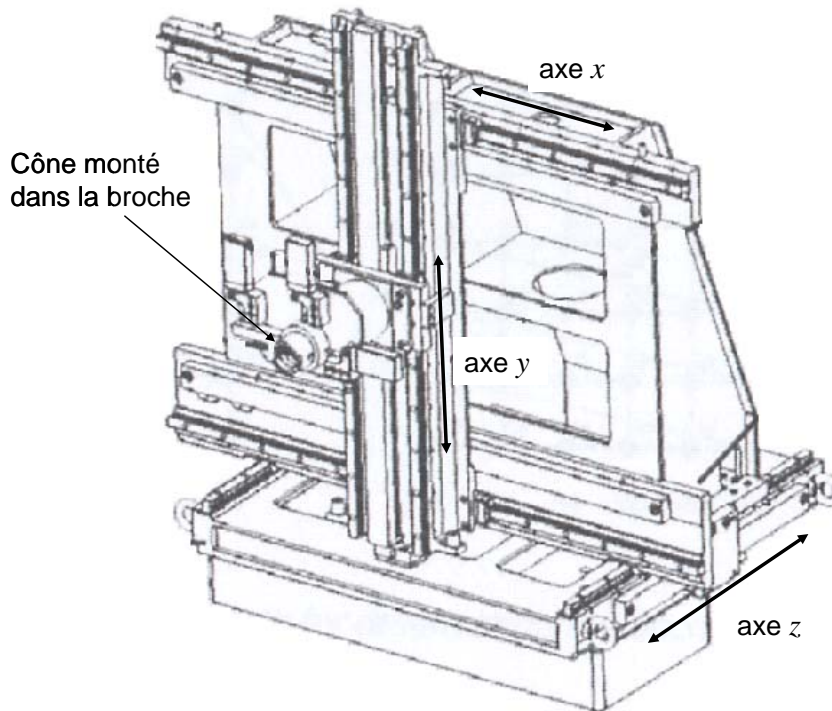


Figure 3-4 : Système de mesure sériel développé par Bleicher [Bleicher02]

Une autre méthode pour l'identification des machines à structure parallèle consiste en l'utilisation de capteurs extéroceptifs sans contact avec la machine. Ainsi, Song utilise un laser 5-D qui peut mesurer suivant 5 directions (3 axes de déplacement linéaire et 2 axes de déplacement angulaire) et Wang utilise un ball-bar laser 3D afin de connaître la position et l'orientation de l'outil [Song99] [Wang04].

Cependant, les méthodes présentées utilisent des moyens de mesure directement issues de la robotique ou de l'identification des machines outils sérielles, elles nécessitent l'immobilisation de la machine. Les outils de mesure utilisés sont onéreux et dédiés à l'identification, et nécessite une certaine expertise de l'utilisateur afin de réaliser une identification correcte [Pritschow02]. Ces méthodes peuvent donc être qualifiées de « méthodes de laboratoire » qui ne sont pas adaptées à la fonction principale de la machine outil, c'est-à-dire produire des pièces ayant une qualité suffisante dans un environnement industriel. Il est donc pertinent de développer des méthodes adaptées plus particulièrement à l'usinage des machines outils à structure parallèle en utilisant les moyens usuels de métrologie de pièces mécaniques.

Pour prendre en compte cette contrainte, la mesure d'une pièce usinée devient intéressante. Ainsi, Pritschow usine des calottes sphériques avec un outil hémisphérique

suivant plusieurs positions et orientations de l'outil afin de solliciter tous les paramètres géométriques [Pritschow02] (Figure 3-5). Après l'usinage de sa pièce, Pritschow détermine le centre de la sphère inscrite dans chaque calotte, et considère que le centre de l'outil hémisphérique est situé en ce point au moment de l'usinage. Après la détermination de l'ensemble des positions prises par l'outil, l'auteur les compare à celles désirées afin de réaliser l'identification des paramètres géométriques de la machine.

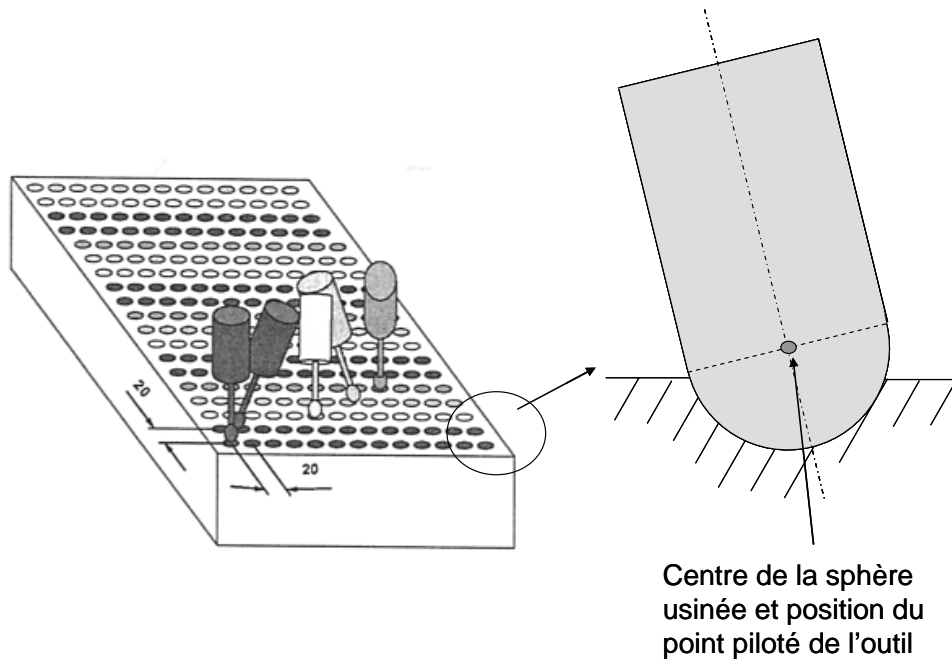


Figure 3-5 : Pièce d'identification de Pritschow [Pritschow02]

Toutefois, les formes usinées ne correspondent pas aux formes réalisées usuellement. Aussi, cette approche permet de réaliser uniquement l'identification de la machine outil et non pas du processus. En effet, Les calottes usinées permettent de déterminer la position réelle de l'outil et de la comparer avec la position théorique comme avec les méthodes décrites précédemment. Cependant, la précision de détermination du centre des calottes usinées peut être discutée. En effet, d'après les travaux de Bourdet, l'incertitude de détermination du centre d'une sphère de diamètre 16 mm mesurable sur une hauteur de 2 mm est environ égale à 4 μm [Bourdet93].

De plus, généralement, plusieurs surfaces continues sont usinées ensemble pendant une phase d'usinage. Ainsi, il devient intéressant de développer une méthode permettant de comparer la trajectoire réelle de l'outil ayant généré les surfaces usinées avec la trajectoire théorique qu'il aurait du suivre. Ainsi, la méthode d'identification est plus en adéquation avec l'utilisation des machines outils.

Même si les méthodes actuelles permettent de minimiser le défaut de pose de l'outil et donc d'usiner des pièces avec la qualité requise, elles sont difficiles et longues à mettre en œuvre de manière rigoureuse. Dans un contexte de fabrication, une méthode permettant

d'identifier les paramètres géométriques dans une partie de l'espace de travail pour une forme de surfaces à usiner doit permettre d'augmenter le gain en précision apportée par l'identification et de diminuer le temps d'immobilisation de la machine outil.

3 Modélisation géométrique des machines outils à structure parallèle : application à la Verne

L'étalonnage des machines outils à structure parallèle consiste donc dans un premier temps en la détermination d'un modèle géométrique à identifier. Pour cela nous commençons par présenter la modélisation géométrique des machines outils à structure parallèle en l'appliquant à la machine outil Verne. Cette étude nous permet, en outre, d'analyser l'influence de la variation des paramètres géométriques sur la qualité géométrique d'une surface plane usinée selon deux configurations. Elle permet alors de conclure quant à la sensibilité géométrique du processus en fonction des variations des paramètres géométriques décrivant la machine outil.

3.1 Modèle géométrique inverse des machines outils à structure parallèle

Le modèle géométrique inverse des machines outils à structure parallèle s'exprime grâce aux différentes fermetures géométriques réalisables [Merlet97]. Chaque chaîne cinématique fermée étant indépendante, seuls les paramètres intervenant dans la fermeture géométrique considérée influent. La résolution du modèle géométrique inverse se fait donc en parallèle pour chaque chaîne.

Le choix des paramètres géométriques décrivant la structure de la machine outil pour l'identification et donc pour la commande est réalisé grâce à une analyse de sensibilité [Renaud03]. L'analyse de l'influence des paramètres géométriques sur la précision du mécanisme permet d'isoler les paramètres ayant une influence très faible et donc de réduire le nombre de paramètres géométriques à identifier.

Pour illustrer ce propos, nous détaillons le modèle géométrique utilisé pour l'identification de la machine outil Verne. Nous le validons à l'aide d'une analyse de sensibilité.

3.2 Modèle géométrique inverse de la Verne

Le modèle géométrique inverse détaillé ici est issu des travaux de Terrier [Terrier05b]. Pour définir le modèle géométrique inverse de la Verne, le déplacement des moteurs doit être connu en fonction de la pose de l'outil. La pose de l'outil est notée

(X, Y, Z, B, C) dans le repère cartésien lié à l'espace de travail et la position des moteurs $(V_1, V_2, V_3, B_\alpha, C_\alpha)$ dans le repère articulaire (Figure 3-6).

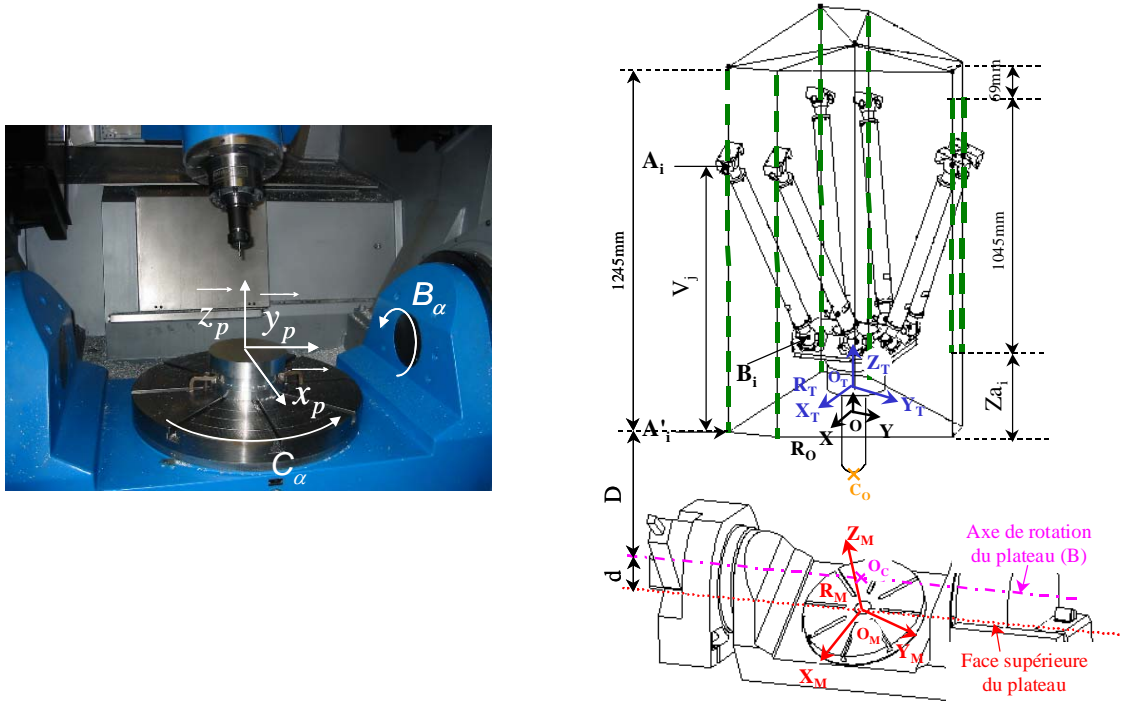


Figure 3-6 : Définition de la géométrie de la Verne

La longueur de chaque jambe fixe est notée L_i , elles sont attachées à l'ensemble du mécanisme en A_i et B_i (Figure 3-7). Ainsi, six équations peuvent être écrites :

$$L_i^2 = \|\overline{A_i B_i}\|^2 = (X_{B_i} - X_{A_i})^2 + (Y_{B_i} - Y_{A_i})^2 + (Z_{B_i} - Z_{A_i})^2, i = 1, \dots, 6 \quad (3.3)$$

où $(X_{A_i}, Y_{A_i}, Z_{A_i})$ et $(X_{B_i}, Y_{B_i}, Z_{B_i})$ sont les coordonnées des points A_i et B_i dans le repère cartésien fixe (Figure 3-7).

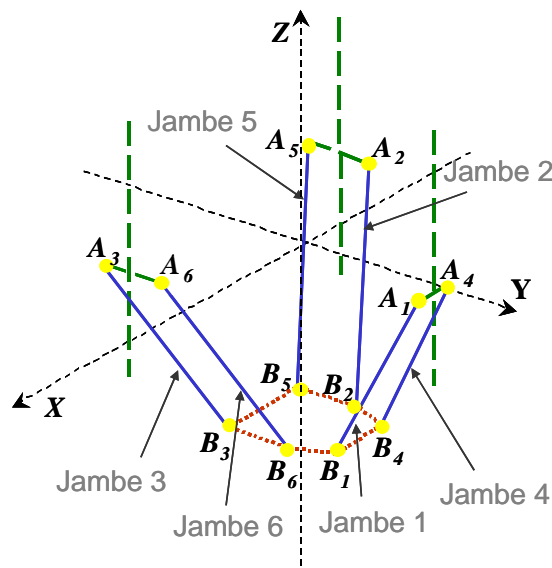


Figure 3-7 : Paramétrage de la Verne

$$\text{Or } \begin{pmatrix} X_{A_i} \\ Y_{A_i} \\ Z_{A_i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{A_i} \\ y_{A_i} \\ z_{A_i} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ V_j \end{pmatrix} \text{ et } \begin{pmatrix} X_{B_i} \\ Y_{B_i} \\ Z_{B_i} \end{pmatrix} = R_1 \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z-d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -D \end{pmatrix} + R \begin{pmatrix} x_{B_i} \\ y_{B_i} \\ z_{B_i} + L_{outil} \end{pmatrix} \quad \text{où } j=1,\dots,3 \text{ et } i=1,\dots,6$$

$$\text{où } R1 = \begin{pmatrix} \cos(B_\alpha) & 0 & \sin(B_\alpha) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(B_\alpha) & 0 & \cos(B_\alpha) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos(C_\alpha) & -\sin(C_\alpha) & 0 \\ \sin(C_\alpha) & \cos(C_\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\text{et } R = R1 \bullet R2 \text{ avec } R2 = \begin{pmatrix} \cos(C) & -\sin(C) & 0 \\ \sin(C) & \cos(C) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos(B) & 0 & \sin(B) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(B) & 0 & \cos(B) \end{pmatrix}$$

Dans ces équations, les vecteurs $\{x_b, y_b, z_b\}$ et $\{x_a, y_a, z_a\}$ sont des constantes de conception ainsi que d et D ; L_{outil} représente la longueur de l'outil (Figure 3-6). Cette mise en équation nous permet de résoudre le modèle géométrique inverse, c'est-à-dire déterminer $(V_1, V_2, V_3, B_\alpha, C_\alpha)$ en fonction de (X, Y, Z, B, C) . 42 paramètres géométriques sont à identifier : les 36 coordonnées des centres de liaison et les 6 longueurs des jambes.

Ce modèle est a priori celui utilisé pour la commande. Le modèle de la commande est donc établi avec l'hypothèse que les trois liaisons glissières pilotées sont définies comme parfaitement parallèles les unes aux autres. Toutefois, d'après les travaux de Terrier, il apparait que les orientations des moteurs soient identifiées grâce à une autre opération d'étalonnage. Cependant, les coordonnées normées du vecteur directeur de ses glissières sont négligeables suivant les axes x et y du repère d'usinage (de l'ordre de 0,0002 mm) [Terrier05a].

3.3 Analyse de sensibilité de la Verne

Cette analyse de sensibilité de la Verne nous permet de justifier le choix du modèle géométrique inverse implémenté dans la commande et de quantifier la précision nécessaire à l'identification pour l'obtention d'une pièce conforme géométriquement [Chanal06c].

Pour réaliser cette analyse, nous commençons par déterminer la matrice de sensibilité. Puis, les paramètres les plus sensibles sont isolés.

Détermination de la matrice de sensibilité

Considérons la forme du modèle géométrique inverse de la Verne définie par l'équation (3.1). Dans le cadre de l'analyse de sensibilité, le vecteur de position des moteurs V à 6 composantes $(V_1, V_2, V_3, A_\alpha, B_\alpha, C_\alpha)$ dans le repère articulaire. Dans le cas de la Verne A_α est égal à 0. Le vecteur de pose X est aussi un vecteur à 6 composantes (X, Y, Z, A, B, C) dans

le repère cartésien qui représentent les 6 degrés de liberté pour positionner et orienter un solide dans l'espace.

Pour conduire l'analyse de sensibilité, le modèle géométrique inverse est différencié :

$$dV = \frac{\partial MGI(X, \xi)}{\partial X} dX + \frac{\partial MGI(X, \xi)}{\partial \xi} d\xi \quad (3.4)$$

$d\xi$ est un vecteur à 42 composantes qui représente la différence entre les valeurs nominales des paramètres géométriques du modèle non identifié et les valeurs réelles, dX est un vecteur à 6 composantes qui représente le défaut de position et d'orientation de l'outil.

Dans le cas d'une identification avec des moyens de mesure externes, l'état du système est généralement comparé pour une même position des moteurs. Ainsi, $dV=0$.

Finalement, l'équation suivante est obtenue :

$$\frac{\partial MGI(X, \xi)}{\partial X} dX = - \frac{\partial MGI(X, \xi)}{\partial \xi} d\xi \Leftrightarrow TdX = Hd\xi \quad (3.5)$$

où T est une matrice 6x6 et V une matrice 6x42.

Ainsi, la matrice de sensibilité du premier ordre s'écrit :

$$S = T^{-1}H \quad (3.6)$$

Cette matrice de sensibilité nous permet de connaître l'influence des erreurs de fabrication et d'assemblage sur la position finale de l'effecteur [Company00]. Ainsi, le terme S_{ij} de la matrice S ($i^{\text{ème}}$ ligne, $j^{\text{ème}}$ colonne) représente l'influence de la $j^{\text{ème}}$ coordonnée du vecteur $d\xi$ sur le $i^{\text{ème}}$ défaut de position et d'orientation de l'outil.

Définition des paramètres sensibles de la Verne

Les paramètres sensibles sont les plus influents sur la précision de pose de l'outil. Pour une pose de l'outil donnée dans l'espace de travail, le paramètre le plus sensible de la $i^{\text{ème}}$ coordonnée du défaut de pose de l'outil est le $j^{\text{ème}}$ paramètre géométrique associé à la valeur S_{ij} la plus grande. Ainsi, dans le cas de la Verne, la Figure 3-8 représente l'influence de chaque paramètre géométrique sur le défaut de position de l'outil suivant l'axe x pour une position d'outil en (100,-100,50) et une orientation selon (0,0,1). Le défaut affecté à chaque paramètre est unitaire.

Le graphique de la Figure 3-8 illustre une partie des conclusions de l'analyse de sensibilité. En effet, une analyse complète de tous les paramètres géométriques pour plusieurs positions et orientations de l'outil montre que les paramètres géométriques du modèle géométrique inverse sont correctement choisis, car ils ont tous une influence. Toutefois, les travaux de Fan montrent que les paramètres les plus influents sur le défaut de

pose de l'outil sont, dans le cas d'une machine outil comme la Verne, la position des moteurs, la longueur des jambes et la longueur de l'outil [Fan03].

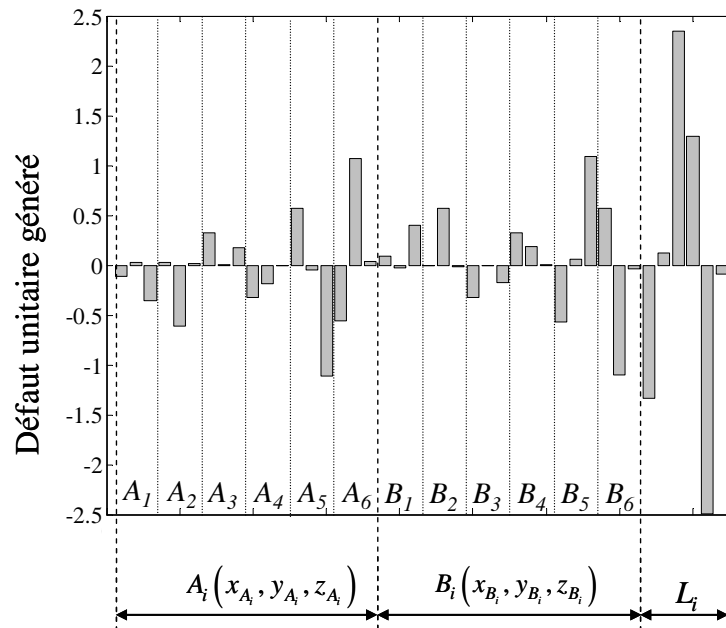


Figure 3-8 : Défaut généré sur la pose de l'outil projeté sur l'axe x pour un défaut sur chaque paramètre géométrique unitaire

Nous pouvons remarquer que le défaut de pose de l'outil est plus influencé par le défaut d'identification des longueurs de jambes. Ainsi, dans la suite, nous allons particulièrement nous intéresser à l'influence du défaut sur la longueur des jambes sur le défaut de pose de l'outil.

3.4 Détermination de la précision nécessaire à l'identification géométrique

Il devient donc intéressant de quantifier l'influence de ces défauts. L'objectif est donc de déterminer la précision nécessaire à l'identification des éléments de la structure de la machine outil pour aboutir à un défaut acceptable sur la pièce usinée.

Considérons l'usinage d'un plan par contournage. Pour déterminer l'influence de défauts sur la longueur des jambes sur la surface usinée, il faut calculer la surface enveloppe du mouvement de l'outil [Lartigue03]. Pour un trajet outil théorique donné, le mouvement de l'outil du à un défaut de longueur de jambe est déterminé à l'aide de la matrice de sensibilité ; elle permet de calculer le défaut de pose en chaque point de la trajectoire théorique en fonction du défaut sur les paramètres géométriques. Ainsi, la surface virtuellement usinée peut donc être calculée. Le défaut généré sur la surface est mesuré perpendiculairement à la surface théoriquement usinée (Figure 3-9). Le défaut de pose de l'outil dans le plan de mesure est modélisé par deux défauts, les défauts de position du point haut usinant et du point bas, ce qui permet de quantifier le défaut de forme de la surface.

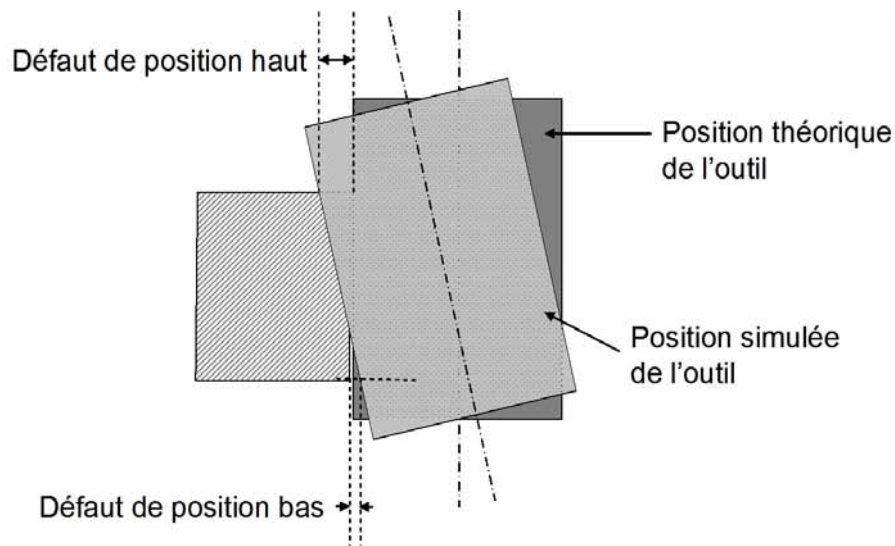


Figure 3-9 : Pose simulée de l'outil dans un plan perpendiculaire à la trajectoire théorique

La structure de la Verne est composée de 6 jambes. Pour tenir compte de l'influence de ces dernières sur les défauts de position haut et bas générés sur l'entité usinée, le défaut sur la longueur des jambes est modélisé par une distribution normale. Cette distribution normale représente la dispersion de fabrication et d'assemblage de chaque jambe. Elle est choisie de telle façon que l'écart type σ_l ait pour valeur $3\sigma_l = 1$. Ainsi, en utilisant la matrice de sensibilité, l'écart type résultant sur le défaut de pose de l'outil est :

$$\sigma_{t_j}^2(x, y, z) = \sum_{i=1}^6 (S_{ij}(x, y, z) \sigma_l)^2 \quad (3.7)$$

Considérons ainsi, une dispersion de six sigma sur la valeur du défaut sur la longueur des jambes, chaque longueur de jambe i varie dans l'intervalle $[-3\sigma_l, 3\sigma_l]$ et de ce fait la variation de la $j^{\text{ème}}$ coordonnée définissant la pose de l'outil est dans l'intervalle $[-3\sigma_{t_j}, 3\sigma_{t_j}]$.

Soit une trajectoire linéaire suivant l'axe x ou suivant l'axe y pour une orientation de l'outil parallèle à z , la distribution du défaut de position de la surface générée est obtenue par simulation. Ainsi, sur la Figure 3-10, sont tracées des cartes représentant les bornes inférieure et supérieure des défauts de position haut et bas d'un ensemble de plans usinés soit suivant l'axe x ou suivant l'axe y à une altitude z donnée.

Sur la Figure 3-10, nous pouvons donc observer que la valeur maximale (environ 4 unités) du défaut de position des surfaces usinées est plus importante dans le cas d'un trajet parallèle à y . Dans ce cas, la valeur maximale du défaut de position est atteinte sur la périphérie de l'espace de travail. Lorsque le trajet de l'outil est parallèle à l'axe x , le défaut maximal est atteint au centre de l'espace de travail. De plus, dans le cas d'un trajet parallèle à l'axe x , l'évolution du défaut d'orientation de l'outil est quasi uniforme, tandis que dans le

cas d'une trajectoire parallèle à l'axe y , il évolue et est même nul lorsque x est voisin de 40 mm.

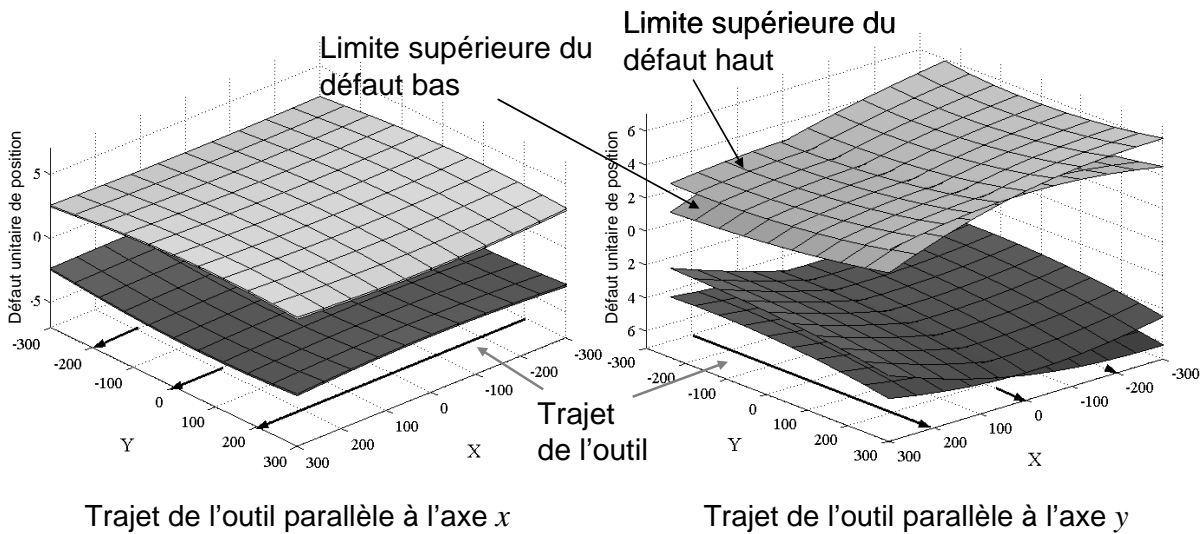


Figure 3-10 : Limites supérieure et inférieure des défauts de position haut et bas pour une évolution normale de la longueur des jambes en $z = 50$

La position du trajet de l'outil dans l'espace de travail a donc une grande influence sur le défaut de position généré sur l'entité usinée. Cependant, l'évolution du défaut de position est faible lorsque l'outil se déplace suivant les axes x ou y .

Le fait que la valeur de la longueur de chaque jambe ait été modélisée par une distribution normale nous donne une vision optimiste de la valeur du défaut de position maximal généré sur l'entité usinée. Si maintenant, nous les représentons à l'aide d'une distribution uniforme, nous obtenons le défaut de position maximum généré sur l'entité usinée, proche de 12 unités si l'outil se déplace suivant les axes x et y .

Les cartes tracées sur la Figure 3-10 montrent que si la longueur de chaque jambe est déterminée à 0,028 mm près pour une trajectoire suivant l'axe x et 0,016 suivant l'axe y , alors un défaut de position inférieur à 0,1 mm est respecté sur le plan usiné. En effet, la valeur du défaut généré sur l'entité usinée évolue de façon linéaire en fonction du défaut sur la longueur des jambes.

Ainsi, si la précision de mesure de la longueur des jambes est proche de 0,01 mm (la taille minimale des jambes étant de 850 mm), alors que le défaut de position sur la surface usinée est de 0,036 mm au plus pour une trajectoire suivant l'axe x . Une dispersion de mesure sur la longueur des jambes engendre alors un défaut de position du plan usiné suivant l'axe x trois fois plus grand.

Il est possible d'élargir cette étude à l'analyse des erreurs thermiques. Considérons une élévation de la température de la structure de 5°C ; si les jambes sont réalisées en acier, alors l'allongement est de 0,05 mm ce qui entraîne un défaut de position de l'entité usinée

suivant l'axe x de 0,040 mm au plus, et de 1,5 mm suivant l'axe y sur la périphérie de l'espace de travail.

Ces résultats illustrent donc la complexité de l'identification des machines outils à structure parallèle du fait du grand nombre de paramètres géométriques influents lors du suivi d'une trajectoire simple comme une droite.

3.5 Conclusion

Cette analyse de sensibilité nous a donc permis de justifier le choix du modèle géométrique inverse implémenté dans la commande. En effet, tous les paramètres géométriques définis dans le modèle sont influents. De plus, nous avons pu remarquer que les jambes sont les paramètres géométriques les plus influents sur la pose de l'outil. Nous avons donc étudié la précision nécessaire de l'identification de la longueur des jambes pour respecter une qualité d'usinage donnée.

Cette analyse montre aussi qu'il n'est pas possible d'étalonner précisément une structure en identifiant indépendamment la valeur de chaque paramètre. En effet, une faible dispersion sur les paramètres engendre une grande dispersion sur la pose de l'outil. De plus, elle illustre la difficulté d'obtenir une identification précise. En effet, dans le cas de la Verne, une précision de pose de l'outil suivant x de 0,01 mm impose une précision d'identification de chaque paramètre inférieur à 0,003 mm soit trois fois plus précise que la précision de pose souhaitée. Ainsi, l'analyse de la précision d'identification nécessaire illustre l'intérêt d'identifier les paramètres géométriques de la structure par une même opération de mesure et dans les conditions futures des usinages afin d'assurer une précision d'usinage donnée.

Enfin, cette analyse nous permet d'envisager une identification par usinage d'une pièce. En effet, les défauts sur les surfaces usinées sont d'un ordre de grandeur mesurable avec les moyens de métrologie usuels.

4 Méthode d'identification des paramètres géométriques par l'usinage d'une pièce

Pour identifier correctement le processus d'obtention d'une pièce conforme, nous devons définir la forme de la pièce servant à l'identification en fonction de différentes contraintes liées aux comportements de la machine outil.

Dans un premier temps, ces contraintes sont donc exprimées en terme de contraintes de conception sur la forme de la pièce. Puis, nous détaillons les formes choisies et l'obtention de la pièce dédiée à l'identification.

4.1 Contraintes liées au choix de la méthode d'identification

La méthode d'identification choisie consiste donc en l'usinage d'une pièce suivie de sa métrologie afin d'aboutir à l'identification des paramètres géométriques du modèle implémenté dans la commande. Cependant, la méthode expérimentale doit répondre aux contraintes d'un étalonnage géométrique, c'est-à-dire que les seuls phénomènes générés par les erreurs de transformations inverses doivent apparaître sur la pièce usinée. De plus, tous les paramètres géométriques ont une influence sur la qualité de la pièce usinée.

En usinage, plusieurs problèmes peuvent engendrer un défaut de pose de l'outil et donc des défauts sur la surface usinée comme le montre le Tableau 3-1 [Chanal06b]. Ainsi, des défauts de position et de forme des surfaces usinées peuvent provenir de problèmes de dynamique des axes motorisés, d'interaction outil/matière ou d'erreurs de transformation inverse. Les résultats de notre analyse sont similaires à ceux de D'Acunto [DAcunto02]. Il identifie quatre comportements de la machine outil pouvant générer des écarts sur la pièce usinée :

- un comportement lié à la géométrie et la cinématique ;
- un comportement lié aux chargements mécaniques ;
- un comportement lié aux chargements thermiques ;
- un comportement lié aux vibrations de la structure.

Notre analyse diverge de celle de D'Acunto, par le fait que nous ne considérons pas les défauts sur la surface usinée lié aux chargements thermiques et que les regroupements des différents problèmes engendrant des défauts sur les surfaces usinées ne sont pas réalisés de la même manière. En effet, dans notre étude, la machine outil est utilisée en régime stable d'un point de vue thermique. De plus, nous séparons le comportement lié à la géométrie et à la cinématique de la machine en deux catégories. Les défauts liés à la géométrie de la machine sont ceux liés aux erreurs de transformation inverse. Nous considérons aussi que les problèmes liés à la cinématique et dynamique de la motorisation de la machine proviennent des problèmes liés à la dynamique des axes motorisés. Finalement, nous estimons que l'interaction outil/matière est le phénomène qui génère les chargements mécaniques et vibratoires de la structure de la machine.

Le Tableau 3-1 liste donc l'influence des problèmes liés à l'interaction outil/matière, à la dynamique des axes et aux erreurs de transformation inverse sur les surfaces usinées. Nous présentons aussi des moyens permettant d'identifier l'apparition d'un de ces trois problèmes. Ce tableau permet ainsi de lister des contraintes de conception sur la forme de la pièce dédiée à l'identification et sur son usinage.

Problèmes	Identification	Influences sur l'usinage	Contraintes de conception
Interaction outil/matière	<p>Mesure des efforts de coupe et de leur fréquence</p> <p>Mesure de la géométrie de l'outil</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Défauts de position, - Défauts de forme, - Défauts de rugosité de la surface usinée. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les conditions de coupe ne doivent pas générer une déformation de la structure [Chanal06a]. - La fréquence de la perturbation due aux efforts de coupe doit être différente de la fréquence propre de la structure de la machine outil. - Le diamètre de l'outil doit être bien choisi pour éviter sa déformation pendant l'usinage. - Les conditions de coupe doivent être conformes au domaine de fonctionnement du couple outil/matière.
Dynamique des axes motorisés	Tracé de l'évolution du mouvement des moteurs des axes	<ul style="list-style-type: none"> - Marques sur la pièce usinée, - Défauts de forme, - Défauts de rugosité sur la surface usinée. 	<ul style="list-style-type: none"> - L'évolution de l'accélération des moteurs doit être faible pour minimiser le défaut de suivi de la trajectoire dans le repère articulaire [Dugas02] [Pateloup04]. - La trajectoire ne doit pas solliciter le comportement dynamique de la structure [Bearee05].
Erreurs de transformation inverse	Mesure de la pose réelle de l'outil et comparaison avec la pose théorique	<ul style="list-style-type: none"> - Défauts de position, - Défauts d'orientation, - Défauts de forme des surfaces usinées. 	<ul style="list-style-type: none"> - La trajectoire doit solliciter tous les paramètres géométriques du modèle géométrique inverse.

Tableau 3-1 : Problèmes pouvant produire un défaut sur la pièce usinée

Ainsi, pour identifier le modèle géométrique de la commande et pour ne mesurer que l'influence des erreurs de transformation inverse sur la surface usinée, nous devons choisir une faible vitesse de parcours et une faible profondeur de passe afin de très peu solliciter la structure de la machine outil. Le matériau de la pièce usinée doit aussi avoir une faible valeur de pression de coupe pour l'outil utilisé, tout en permettant de réaliser la métrologie sur une MMT. De plus, la forme des surfaces usinées doit permettre de réaliser des mesures précises à l'aide d'un palpeur à contact. Nous préférons la mesure de la position d'une surface que la mesure de la position d'une entité virtuelle comme l'axe d'un perçage afin de minimiser l'influence des approximations.

Ces contraintes nous permettent donc de déterminer des critères de choix sur la forme de la pièce usinée ainsi que sur sa gamme d'usinage [Chanal06b] :

- (c1) : La forme des surfaces usinées doit être choisie afin que tous les paramètres géométriques aient une influence la forme de la pièce usinée.
- (c2) : Le matériau de la pièce et les formes des surfaces doit permettre de réaliser une métrologie précise sur une MMT.
- (c3) : Les surfaces usinées doivent être des surfaces tendues ayant une faible variation de leur rayon de courbure engendrant un mouvement des axes continu en tangence et en courbure.
- (c4) : La pièce doit être usinée avec une faible vitesse d'avance et une faible profondeur de passe.
- (c5) : Le couple outil/matière choisi doit présenter une faible pression de coupe.

4.2 Choix de la forme de la pièce et mise en œuvre de son usinage

La forme de la pièce usinée et sa gamme d'usinage sont choisies en fonction des critères énumérés précédemment.

Pour respecter les contraintes (c1), (c2) et (c3), nous choisissons d'usiner 4 plans en contournage et 4 rainures (Figure 3-11). 2 plans sont perpendiculaires à l'axe y et 2 plans à l'axe x du repère cartésien lié à l'espace de travail géométrique. Le fond de la rainure est perpendiculaire à l'axe z . En effet, dans le cas des machines outils à structure parallèle ayant un comportement anisotrope, tous les paramètres géométriques ont une influence lorsque l'outil se déplace suivant une ligne droite. Aussi, tous les paramètres géométriques devraient donc être correctement identifiés. Toutefois, lorsque la trajectoire de l'outil est une ligne droite, la trajectoire suivie par les moteurs peut présenter une discontinuité en tangence. Il faut donc détecter les changements de direction d'un des moteurs et restreindre les zones mesurées aux surfaces usinées par des trajectoires à évolution continue en courbure.

Les dimensions de la pièce dédiée à l'identification sont adaptées à la taille des pièces à usiner sur la machine étalonnée. Si la pièce dédiée à l'identification est trop petite ou mal placée dans l'espace de travail par rapport aux pièces usinées sur la machine, nous ne pouvons pas garantir le respect de la qualité. En effet, plus l'effecteur s'éloigne de la zone dans laquelle est usinée la pièce, plus le gain en précision apporté par l'identification devient discutable. De plus, réaliser une pièce trop grande diminue le gain en précision apportée par l'identification. Afin de pouvoir mesurer la pièce, nous estimons que le contournage doit être réalisé sur une hauteur de 10 mm au moins et que la profondeur de la rainure doit être au moins égal à 2 mm.

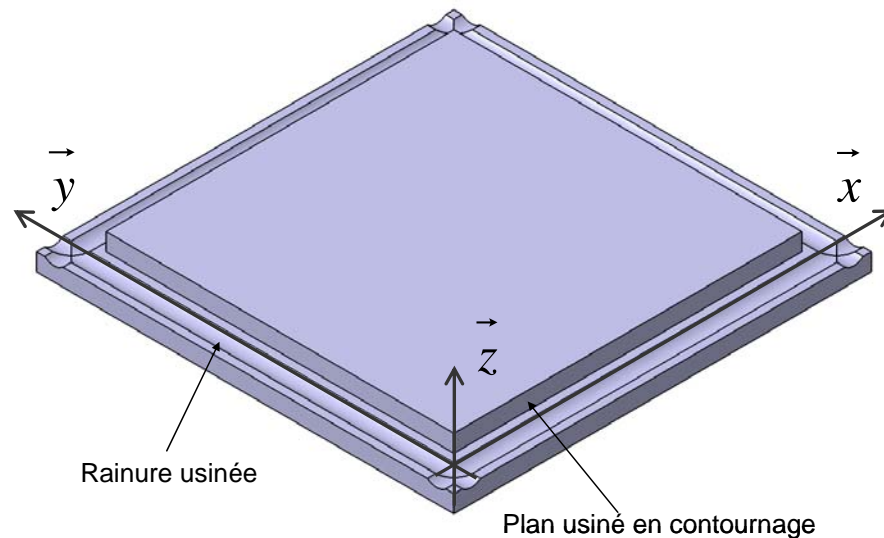


Figure 3-11 : Forme de la pièce dédiée à l'identification des machines outils à structure parallèle

Les contraintes (c3), (c4) et (c5) permettent de choisir les outils utilisés, le matériau de la pièce et les conditions de coupe. Ainsi, nous choisissons d'usiner cette pièce avec une fraise cylindrique de diamètre 20 mm pour l'opération de contournage et avec une fraise hémisphérique de 16 mm de diamètre pour l'opération de rainurage. Les phénomènes de flexion de l'outil ne devraient donc pas apparaître car les efforts exercés sur les outils sont faibles.

La pièce est usinée en alliage d'aluminium (7075). Ce qui permet de réaliser une métrologie satisfaisante sur une MMT est réalisable et les efforts de coupe sont faibles. En effet, des essais montrent que dans le cas d'un contournage avec un engagement axial de 10 mm et radial de 2 mm, l'effort qui s'exerce sur l'outil est inférieur à 120 N.

La vitesse d'avance est choisie aussi petite que possible tout en garantissant une avance suffisante à la dent pour respecter l'épaisseur de copeau minimum requise. La trajectoire de l'outil est définie de manière à éviter les changements brusques de direction

des moteurs ainsi que les accélérations brusques de ces derniers pendant l'usinage afin de respecter la contrainte (c4).

Des trajectoires suivant des lignes droites sont utilisées pour générer les surfaces de la pièce. Sur la Figure 3-12, nous pouvons remarquer que les trajectoires pour l'usinage de la rainure et du contournage sont identiques si le point piloté de l'outil hémisphérique est le centre de la sphère. Ainsi, pour déterminer la position du point piloté de l'outil à un instant donné, nous pouvons utiliser les deux formes usinées uniquement si la trajectoire suivie par les moteurs de la machine est la même lors des deux usinages. Pour que cette propriété soit effective, il est nécessaire que les jauges des deux outils renseignées dans la commande numérique soient identiques. La mesure d'un des plans contournés permet de déterminer le défaut de position de l'outil dans un plan vertical et perpendiculaire à ce plan. La mesure de la surface rainurée usinée suivant la même trajectoire permet de connaître l'altitude du point piloté de l'outil.

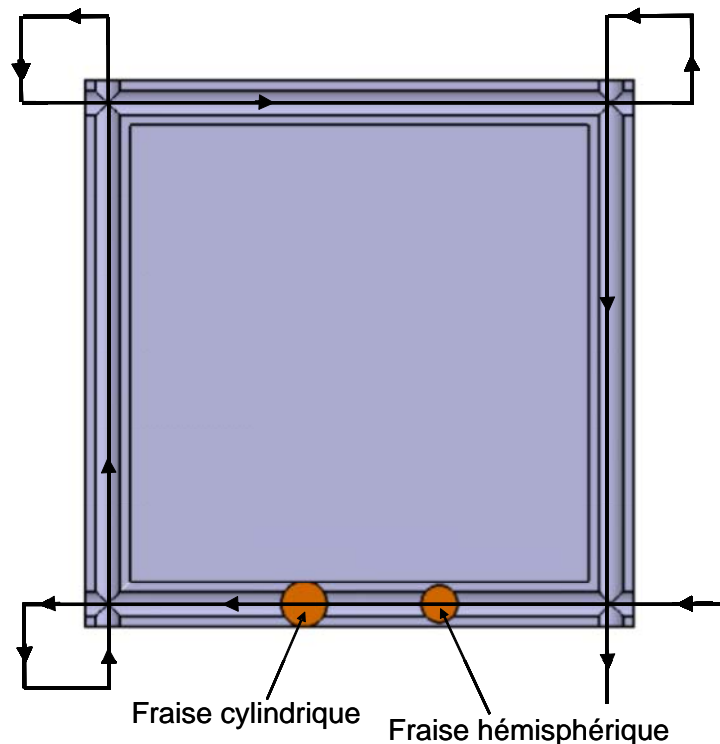


Figure 3-12 : Trajectoire d'usinage de la pièce dédiée

4.3 Validation de la forme de la pièce dédiée à l'identification

La validation de la forme de la pièce dédiée à l'identification peut être réalisée par une étude de sensibilité similaire à celle réalisée précédemment. En effet, nous devons vérifier que lors de l'usinage de cette pièce, tous les paramètres géométriques ont une influence sur des coordonnées du vecteur définissant la pose de l'outil par rapport à la

trajectoire théorique. De plus, nous considérons qu'une mesure de la pose de l'outil partielle permet d'identifier les paramètres géométriques à la suite des travaux de Huang [Huang05].

Nous calculons les lignes de la matrice de sensibilité permettant de relier les défauts géométriques aux coordonnées définissant la position de l'outil suivant l'axe z et l'axe normal au plan usiné en contournage (x ou y). Nous obtenons, pour un ensemble de points le long de la trajectoire, une matrice 2×42 reliant les défauts sur les paramètres géométriques à deux défauts de pose de l'outil. Le calcul du conditionnement et du rang de ces matrices permet de constater que tous les paramètres géométriques sont influents. La valeur maximum du conditionnement est de 2,78 pour un usinage d'une pièce de 100×100 positionnée dans l'espace de travail et le rang est toujours de 2.

Une analyse similaire est nécessaire pour valider la méthode numérique d'identification des paramètres géométriques.

5 Détermination de la pose de l'outil

La mesure des surfaces usinées est la seconde étape de notre méthode d'identification. Cette mesure amène à la détermination de la position de l'outil suivant les axes du repère cartésien lié à l'espace de travail (Figure 3-1).

Dans un premier temps, nous présentons la gamme de mesure réalisée sur une Machine à Mesurer Tridimensionnelle (MMT). Puis, nous décrivons la démarche d'identification de la pose de l'outil qui nous permet de connaître le défaut de pose de l'outil en fonction des mesures des surfaces.

5.1 Gamme de mesure sur la MMT

Afin de déterminer la pose de l'outil, plusieurs points sont palpés sur les surfaces usinées :

- La pièce est posée sur la MMT, la surface en contact avec le marbre de la MMT est la surface d'appui de la pièce sur la table de la machine outil pendant l'usinage.
- Les autres surfaces usinées suivant les axes x et y de la machine outil sont positionnées parallèlement aux axes x_{MMT} et y_{MMT} de la MMT afin de réaliser un premier dégauchissage.
- Le repère de dégauchissage R_m de la mesure est construit en palpant le plan P_z sur la surface brut supérieure pour définir l'axe z_m , la droite D_y sur une surface brut latérale pour définir l'axe y_m et le point P_{t_x} pour définir l'origine O_m de la mesure (Figure 3-13).

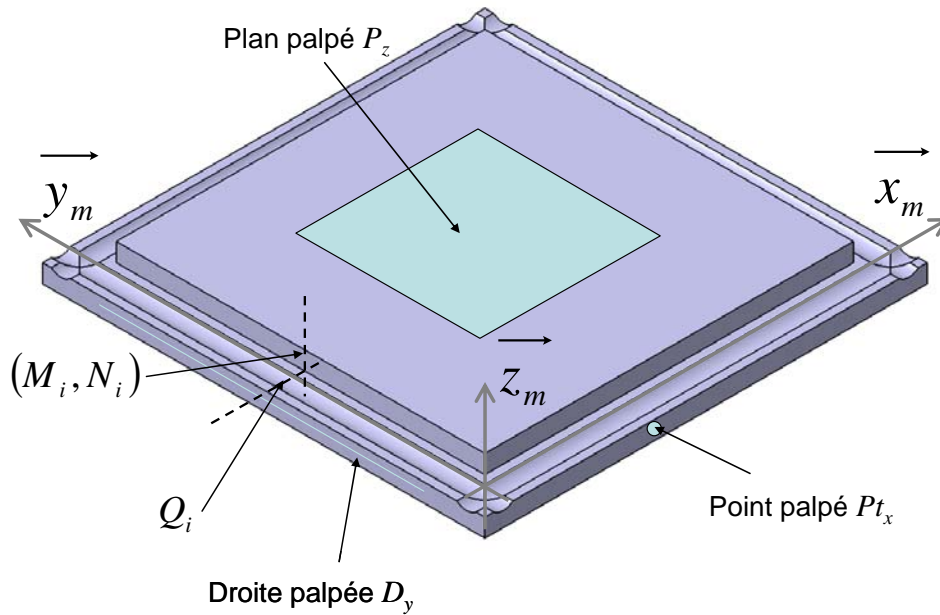


Figure 3-13 : Définition du repère de dégauchissage

Ce repère de dégauchissage est donc construit à partir des surfaces d'appui qui ont servi à définir l'origine programme lors de l'usinage de la pièce. Toutefois, lors de l'identification numérique, une optimisation de la position et de l'orientation de ce repère de dégauchissage par rapport au repère d'usinage est réalisée.

Toutes les mesures sont donc réalisées et exprimées dans le repère de dégauchissage. Différents points M_i et N_i sont palpés sur les surfaces usinées en contournage (Figure 3-13). Leur abscisse est identique. Ces points mesurés doivent être suffisamment nombreux et bien répartis sur toutes les surfaces usinées afin de permettre une identification précise. Nous estimons qu'il est nécessaire de palper ces points pour au moins 60 abscisses différentes (15 abscisses par plan contourné).

Sur les surfaces rainurées les points Q_i sont palpés aux mêmes abscisses. Ces points sont les points de rebroussement du profil usiné. Pour déterminer l'altitude en z de ces points Q_i avec une incertitude de $2 \mu\text{m}$, nous palpons le profil de la rainure avec un pas de mesure de $0,3 \text{ mm}$ sur un intervalle allant de $-2,1 \text{ mm}$ à $2,1 \text{ mm}$ par rapport à la position théorique des points Q_i . Chaque profil est donc palpé à l'aide de 15 points.

Les points M_i , N_i et Q_i ont toujours une coordonnée identique aux dispersions de mesures près (suivant l'axe parallèle à la trajectoire de l'outil) (Figure 3-13).

5.2 Démarche d'identification de la pose de l'outil

Dans un premier temps, nous devons déterminer la pose de l'outil dans le repère de dégauchissage R_m en fonction des mesures des surfaces usinées.

Dans le cas des rainures usinées, la position de l'outil suivant l'axe z est directement déduite des positions mesurées suivant l'axe z_m des points Q_i . En effet, l'outil utilisé étant hémisphérique, le défaut de position suivant l'axe z des points usinant de l'outil est le même que celui du centre de l'outil (Figure 3-14). La coordonnée suivant l'axe z_m du centre de l'outil est notée Z_m .

Dans le cas des surfaces obtenues par contournage, nous considérons que les points M_i et N_i sont usinés au même instant. Le défaut d'orientation de l'outil autour de l'axe perpendiculaire à la surface théoriquement usiné est négligé. Ainsi, la droite (M_iN_i) permet de calculer la position et l'orientation de l'axe de l'outil. L'intersection de cette droite avec le plan normal à la surface théoriquement usinée à l'altitude Z_m permet de déterminer le défaut de position simulé de l'outil suivant la normale à la surface théoriquement usinée (Figure 3-14). Ainsi, nous déterminons les coordonnées X_m (position du centre de l'outil suivant l'axe x_m) (respectivement Y_m) si le plan théorique est usiné suivant l'axe y (respectivement x). Les coordonnées X_m (ou respectivement Y_m) associées sont les abscisses auxquelles les points sont mesurés.

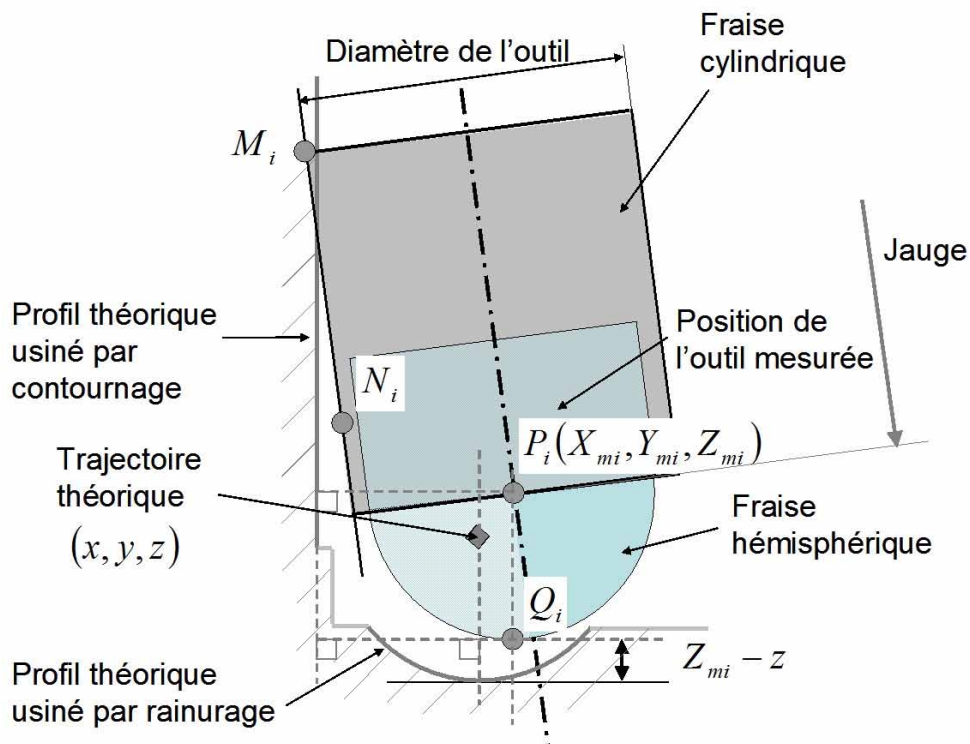


Figure 3-14 : Calcul du défaut de position du point piloté de l'outil

Ainsi, comme la trajectoire de l'outil est la même pour l'opération de contournage et de rainurage, nous pouvons donc construire un point P_i représentant le point piloté de l'outil, et ayant comme coordonnées (X_{mi}, Y_{mi}, Z_{mi}) dans le repère de dégauchissage R_m (Figure 3-14).

Cette méthode de détermination de la trajectoire réelle suivie par l'outil a été validée par simulation que nous détaillons dans le paragraphe 7 suivant.

Ainsi, les mesures réalisées sur la MMT nous permettent de déterminer plusieurs positions prises par l'outil lors de l'usinage dans le repère de dégauchissage R_m . Cependant, les trajectoires générant les surfaces de la pièce sont commandées dans le repère cartésien lié à l'espace de travail de la machine outil R_0 . Pour réaliser l'identification, les positions de l'outil mesurées doivent être exprimées dans ce repère cartésien R_0 . Nous faisons l'hypothèse que l'axe z de R_0 est identique à l'axe z_m de R_m (Figure 3-15). Ainsi, un point P_i connu dans le repère R_m peut s'exprimer dans le repère R_0 comme :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{O_p P_i} &= \overrightarrow{O_p O_m} + \overrightarrow{O_m P_i} = \overrightarrow{O_p O_m}_{R_0} + R_{p_m/0} \overrightarrow{O_m P_i}_{R_m} \\ &= \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos(\phi) & \sin(\phi) & 0 \\ -\sin(\phi) & \cos(\phi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{R_m} \begin{bmatrix} X_{mi} \\ Y_{mi} \\ Z_{mi} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.8)$$

où O_p est l'origine du repère R_0 et O_m l'origine de R_m .

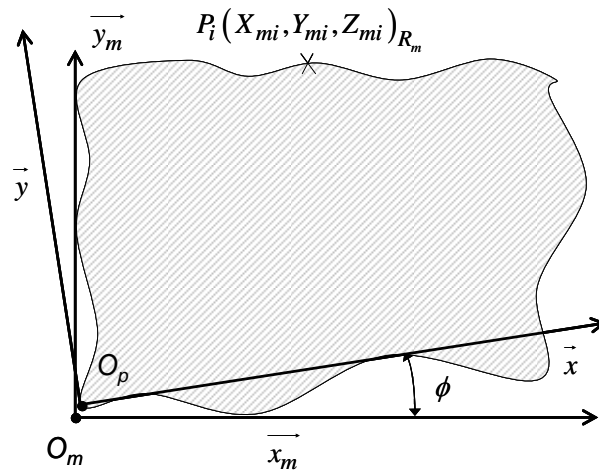


Figure 3-15 : Définition des repères R_0 et R_m

A l'aide des mesures réalisées sur la MMT, nous pouvons alors exprimer la position réelle de l'outil dans le repère cartésien R_0 . Nous devons donc, maintenant, exprimer la fonction erreur permettant de comparer la trajectoire théorique suivie par l'outil à la trajectoire réelle ayant générée les surfaces mesurées. Les paramètres optimisés dans cette fonction erreur sont donc les 42 paramètres géométriques ξ et les coordonnées du vecteur $\overrightarrow{O_p O_m}(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ et l'angle ϕ .

6 Mise en œuvre numérique de l'identification

Nous avons donc exprimé les positions réelles P_i de l'outil dans le repère cartésien lié à l'espace de travail de la machine outil. A l'aide du modèle géométrique inverse à identifier,

nous pouvons exprimer cette pose de l'outil dans le repère articulaire en faisant l'hypothèse que l'orientation de l'outil est parfaite :

$$V_{mi} = MGI(P_i, \xi) \quad (3.9)$$

Comme nous identifions les paramètres de la structure parallèle, nous nous intéressons plus particulièrement aux positions V_{m1i} , V_{m2i} et V_{m3i} des moteurs verticaux (Figure 3-16). Nous obtenons un ensemble de points définissant différentes poses de la structure parallèle de la machine. Pour que l'identification soit réalisée, les points doivent être confondues avec la trajectoire théorique commandée dans l'espace articulaire.

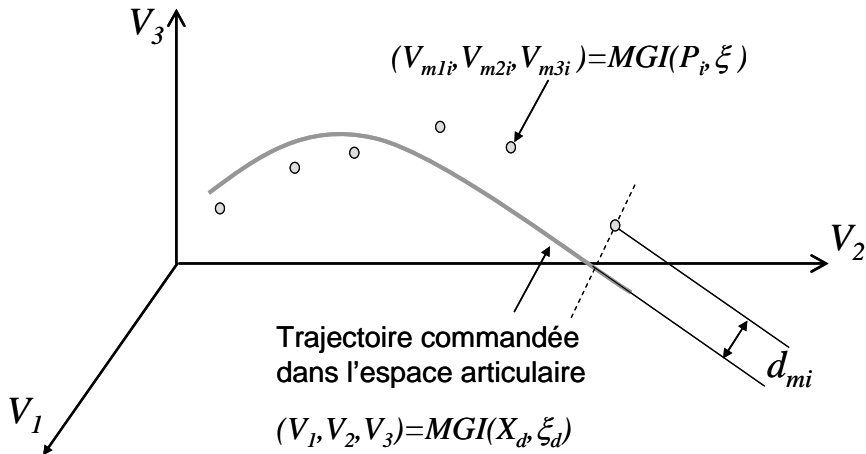


Figure 3-16 : Comparaison dans l'espace articulaire

Afin de réaliser l'identification, nous définissons la fonction erreur f_{erreur} à partir des distances d_{mi} entre les points définis avec les coordonnées $(V_{m1i}, V_{m2i}, V_{m3i})$ et la trajectoire commandée dans l'espace articulaire :

$$f_{erreur} = \min_{\xi, \Delta x, \Delta y, \Delta z, \phi} \sum_{i=1}^n d_{mi}^2(\xi, \Delta x, \Delta y, \Delta z, \phi) \quad (3.10)$$

Nous considérons que les paramètres ξ , Δx , Δy , Δz et ϕ sont identifiés lorsqu'ils minimisent f_{erreur} . Ainsi, la trajectoire commandée dans l'espace articulaire correspond à la trajectoire souhaitée dans l'espace de travail.

Pour valider cette méthode numérique d'identification, nous devons vérifier qu'elle permet d'identifier tous les paramètres géométriques. Ainsi, la matrice jacobienne de la fonction erreur est calculée en utilisant l'équation (3.10) de façon numérique pour une distance entre chaque plan contourné de 100 mm de long et pour 60 abscisses différentes considérées.

Pour une position arbitraire de la pièce dans l'espace de travail, le conditionnement de la matrice jacobienne est alors de 3.10^6 et son rang est de 46. La valeur du conditionnement est élevée mais peut se justifier par le fait que tous les paramètres

géométriques n'ont pas la même influence sur le défaut généré sur la surface usinée comme nous l'avons vu dans le paragraphe 3.3. Ce phénomène apparaît généralement dans le cas d'identification de mécanisme à structure parallèle [Renaud03].

7 Validation de l'identification par simulation

Pour estimer la qualité de la méthode d'identification présentée, Merlet propose de déterminer l'erreur résiduelle entre les postures mesurées et celle reconstruites à partir de la machine identifiée [Merlet97]. Nous allons donc dans ce paragraphe estimer la qualité de l'identification à l'aide d'une simulation. La simulation est une première étape de validation. Elle permet d'évaluer la précision de la méthode dans un cas théorique. Une validation dans des conditions réelles est ensuite nécessaire pour vérifier que les différents phénomènes apparaissant durant l'usinage ne perturbent pas la méthode.

Dans un premier temps, nous détaillons donc la mise en œuvre de la simulation avant de présenter quelques résultats.

7.1 Mise en œuvre de la simulation

La simulation développée pour valider la méthode d'identification géométrique permet de dérouler l'approche virtuellement en trois étapes :

- Simulation de la surface usinée sur une machine outil dont la géométrie de la structure est non identifiée ;
- Métrologie virtuelle des surfaces usinées et construction du trajet de l'outil ;
- Identification numérique des paramètres géométriques.

Simulation de la surface usinée

Dans un premier temps, nous considérons donc l'usinage de la pièce test avec une machine ayant des paramètres géométriques non identifiés. A l'aide du Modèle Géométrique Inverse (MGI), les commandes des moteurs V_i sont calculées pour une trajectoire désirée X_{des} et pour des valeurs nominales des 42 paramètres géométriques ξ_d .

Dans un second temps, pour simuler la trajectoire X_{simu} suivie par l'outil dans le repère d'usinage, le Modèle Géométrique Direct (MGD) est utilisé à partir des commandes des moteurs V_i pour des valeurs de 42 paramètres géométriques différentes $\xi_{et} = \xi_d + d\xi$ que nous estimons représenter la machine réelle. Les valeurs des $d\xi$ sont choisies aléatoirement entre $\pm 0,5$ mm. A ces paramètres géométriques sont ajoutés 4 paramètres Δx , Δy , Δz et ϕ permettant de positionner le repère d'usinage par rapport au repère de mesure. Les valeurs

des coordonnées $(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ entre les centres de repères d'usinage et de mesure sont choisies aléatoirement entre $\pm 0,5$ mm, tandis que l'angle ϕ entre les axes du repère d'usinage et de mesure varie entre $\pm 0,01$ rad.

La trajectoire simulée X_{simu} permet de calculer la surface usinée S_{simu} . Cette approche est résumée sur la Figure 3-17. Cette étape correspond à l'usinage de la pièce.

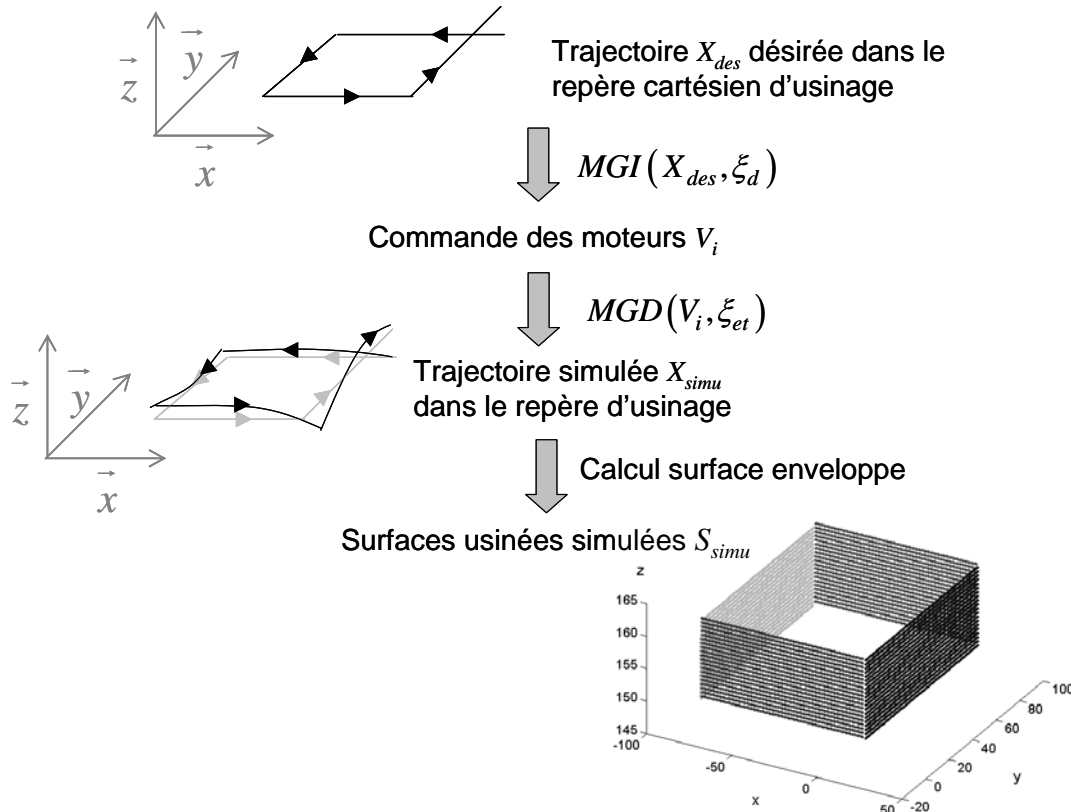


Figure 3-17 : Méthode de simulation de la surface usinée

Construction du trajet outil

Une fois la surface usinée S_{simu} par simulation, nous réalisons une métrologie virtuelle en extrayant, du nuage de points définissant les surfaces, 17 points M_i , N_i et Q_i par surface usinée.

Ces points sont définis dans le repère d'usinage. Ils sont donc ensuite projetés dans le repère de mesure à l'aide des paramètres Δx , Δy , Δz et ϕ choisis précédemment aléatoirement. Afin de négliger les phénomènes de rotation de l'outil autour d'un axe perpendiculaire aux plans usinés, les abscisses des points N_i et Q_i sont projetées sur celle du point M_i . Il est alors possible d'ajouter à chaque coordonnée calculée une dispersion, afin de prendre en compte la justesse de la MMT et le pas de mesure du fond de la rainure.

A l'aide des points M_i , N_i et Q_i mesurés, la trajectoire suivie par l'outil X_{cons} est construite comme décrit dans le paragraphe 5.2. Nous obtenons ainsi un ensemble de points P_i exprimés dans le repère de mesure. Cette approche est résumée sur la Figure 3-18.

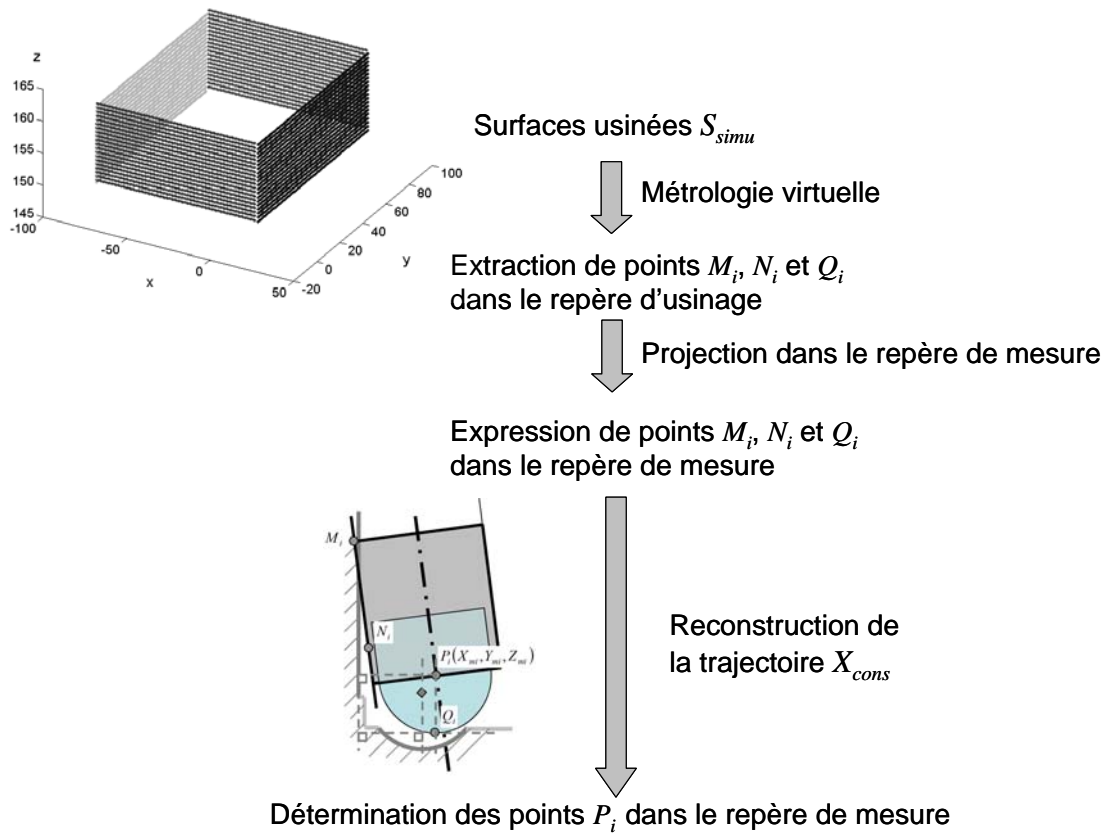


Figure 3-18 : Construction du trajet outil à partir de la surface simulée

Nous pouvons alors évaluer la précision de reconstruction de la trajectoire en comparant les points P_i reconstruits dans le repère de mesure avec la trajectoire simulée X_{simu} .

Identification numérique

L'identification numérique est réalisée à partir du calcul de la commande des moteurs V_i et des points P_i de la trajectoire reconstruite X_{cons} dans le repère de mesure. Afin de réaliser l'optimisation de la fonction coût permettant de réaliser l'identification, les points P_i sont projetés dans le repère d'usinage avec un jeu $(\Delta x, \Delta y, \Delta z, \phi)$ à identifier. Puis, ils sont utilisés pour estimer les consignes V_{mi} sur les moteurs pour un jeu de 42 paramètres géométriques à identifier.

Nous considérons alors que l'identification est réalisée si la valeur de la fonction coût est inférieure à 10^{-6} . Si le nombre d'itérations dépasse 100, nous vérifions alors la valeur de la fonction erreur et nous jugeons si elle est acceptable (inférieur à 10^{-3}).

Une fois les paramètres géométriques identifiés, nous validons alors la méthode en déterminant la distance entre la trajectoire simulée de l'outil X_{cons} composée des points P_i et la trajectoire estimée X_{par} composée des points P_{ipar} avec le jeu de paramètres identifiés. Cette approche est résumée sur la Figure 3-19.

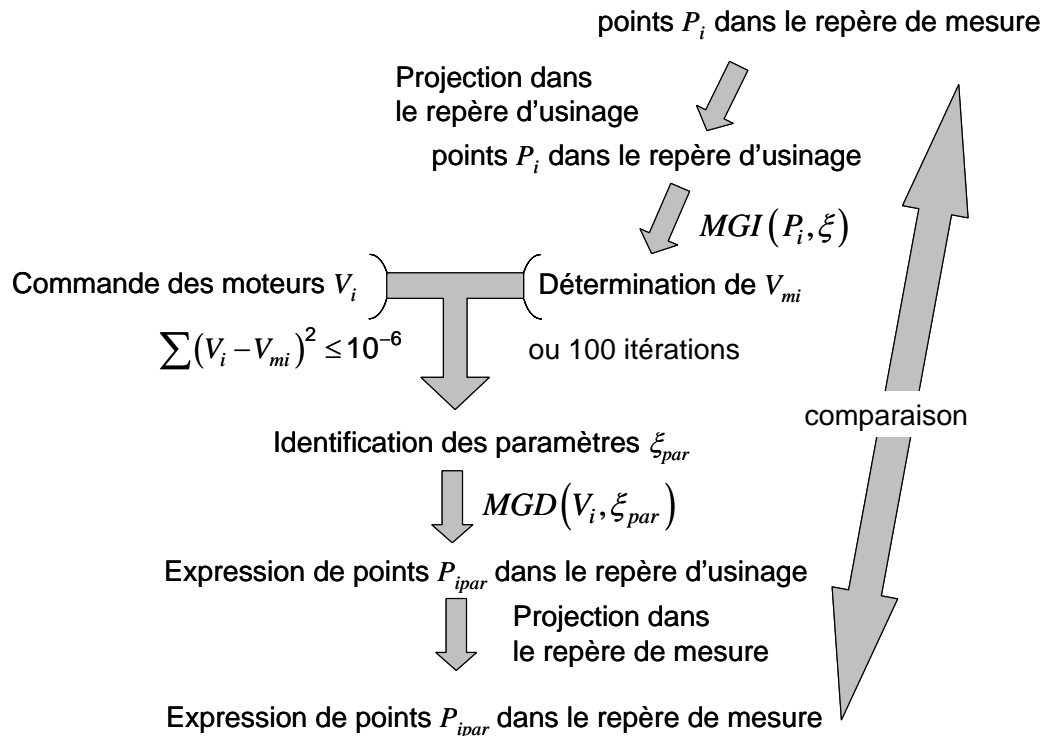


Figure 3-19 : Détermination du nouveau jeu de paramètre et validation de notre méthode d'identification

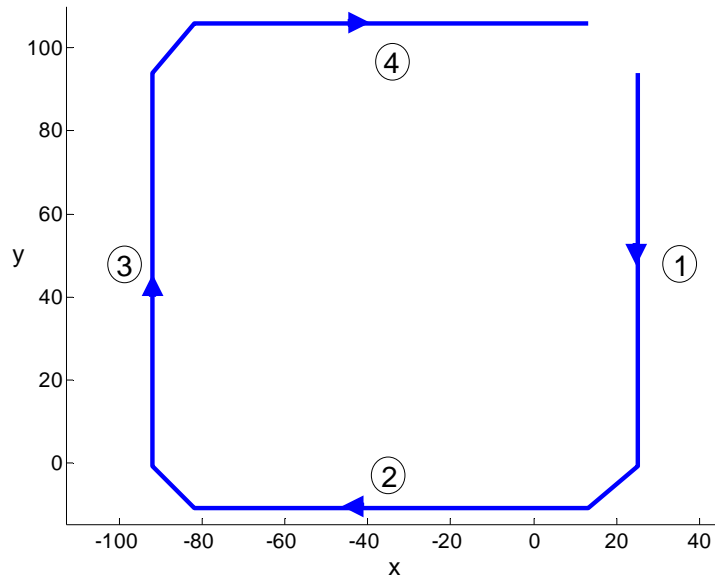
Une fois cette méthode de simulation implémentée dans Matlab®, nous pouvons donc extraire des résultats numériques afin de valider notre méthode d'identification.

Résultats de simulation

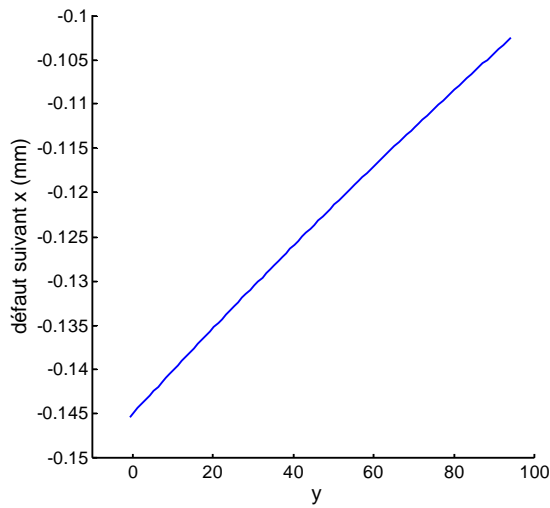
Les premiers résultats présentés sont obtenus en négligeant les imprécisions de métrologie. Une seconde simulation est alors réalisée en considérant une dispersion sur les mesures. Cette dernière est fonction de la justesse de la MMT et du pas de mesure du fond de la rainure.

Trajet réel simulé

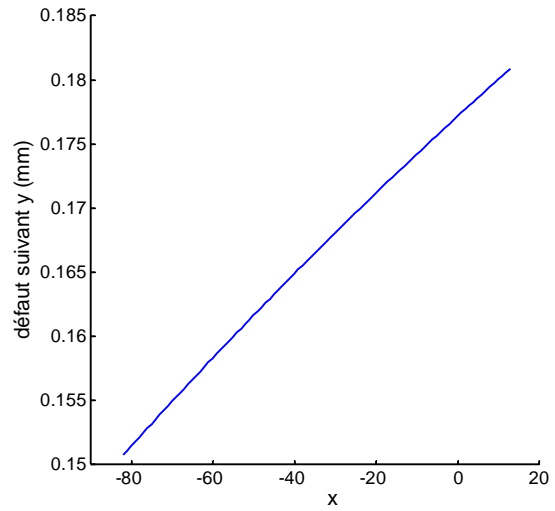
Les paramètres géométriques réels de la machine sont choisis de manière aléatoire de façon à produire un défaut de position entre la trajectoire simulée X_{simu} et désirée X_{des} inférieur à 0,2 mm. Après simulation, le trajet X_{simu} de l'outil dans le repère cartésien d'usinage est calculé. Sur la Figure 3-20, le défaut de position du trajet X_{simu} de l'outil mesuré perpendiculairement à la trajectoire X_{des} est tracé. Pour le jeu de paramètres géométriques choisis, la trajectoire simulée se situe à 0,2 mm près de la trajectoire désirée.



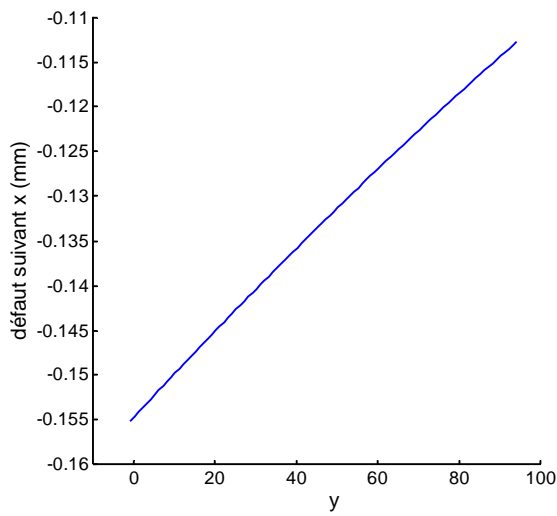
Trajet souhaité



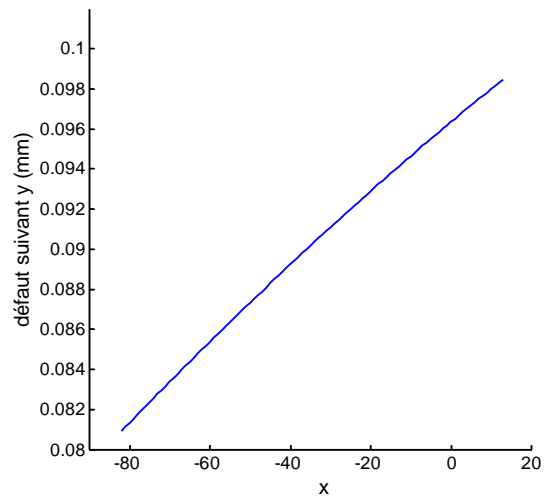
Défaut sur la portion du trajet 1



Défaut sur la portion du trajet 2



Défaut sur la portion du trajet 3

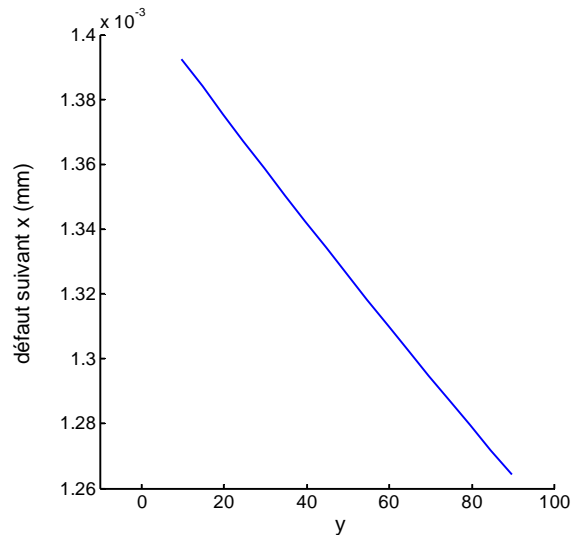


Défaut sur la portion du trajet 4

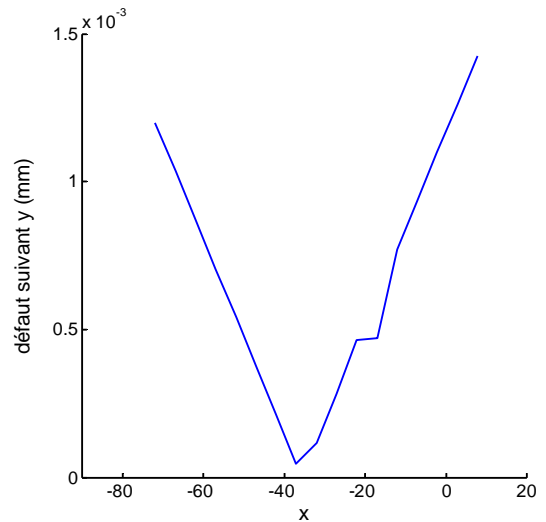
Figure 3-20 : Défaut de position du trajet simulé suivi par l'outil par rapport au trajet désiré mesuré perpendiculairement au trajet désiré

Validation de la reconstruction du trajet

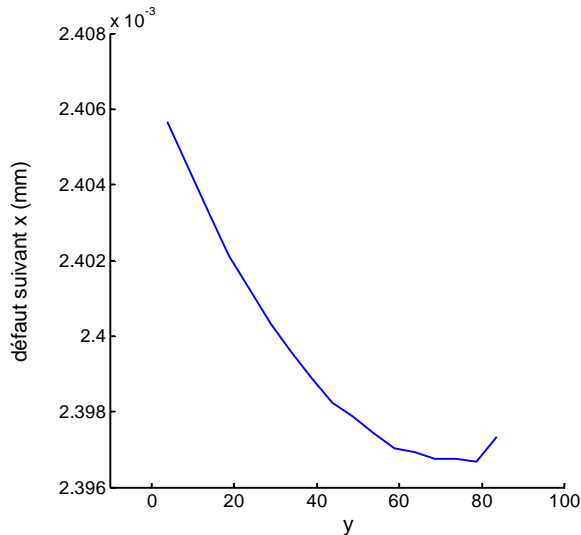
Après avoir simulé les surfaces usinées dans le repère d'usinage, nous en déduisons les coordonnées de points M_i , N_i et Q_i dans le repère de mesure. A partir de ces points nous calculons les points P_i dans le repère de mesure que nous comparons à la trajectoire X_{simu} de l'outil dans ce même repère. Sur la Figure 3-21, la distance entre la trajectoire reconstruite X_{cons} et la trajectoire simulée X_{simu} mesurée perpendiculairement à la trajectoire désirée est tracée, dans ce cas, elle est au maximum de 0,003 mm.



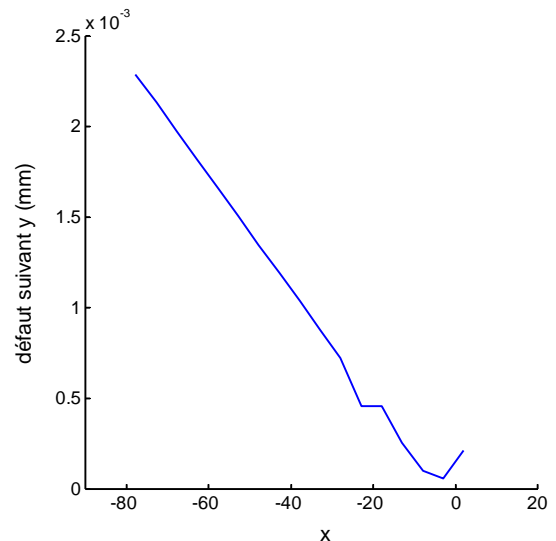
Défaut sur la portion de trajet 1



Défaut sur la portion de trajet 2



Défaut sur la portion de trajet 3



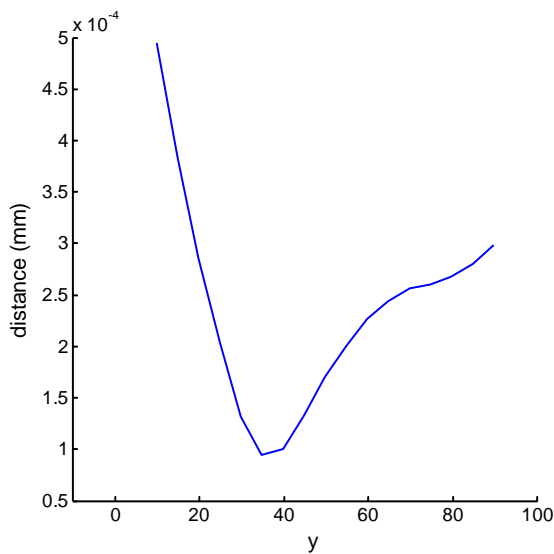
Défaut sur la portion de trajet 4

Figure 3-21 : Défaut de position de la trajectoire X_{cons} par rapport à la trajectoire X_{simu}

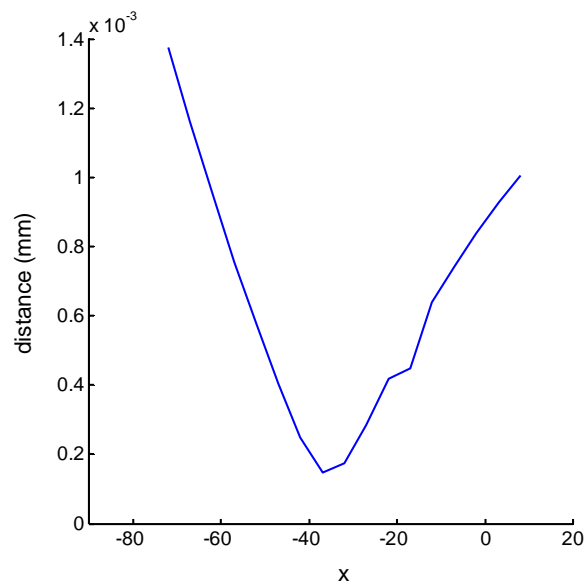
Résultat sur l'identification numérique

La validation de l'identification numérique est conduite en deux étapes. La première est réalisée dans l'espace articulaire où nous vérifions que la distance entre les points V_{mi} et

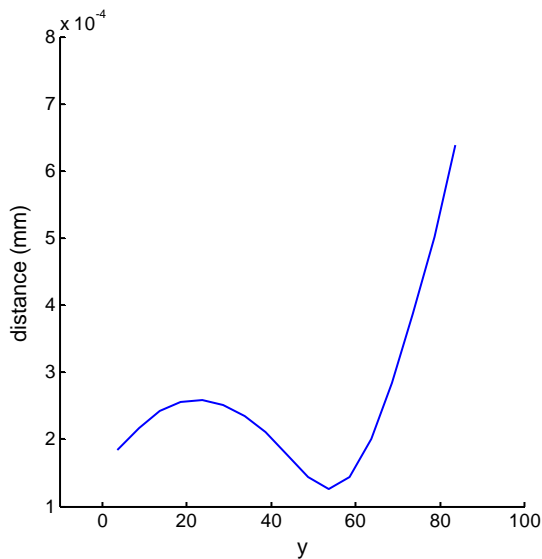
la trajectoire V_i est inférieure à 0,002 mm. Cette propriété permet de garantir une identification suffisamment précise lorsque les dispersions dues à la mesure seront prises en compte. La Figure 3-22 illustre cette propriété.



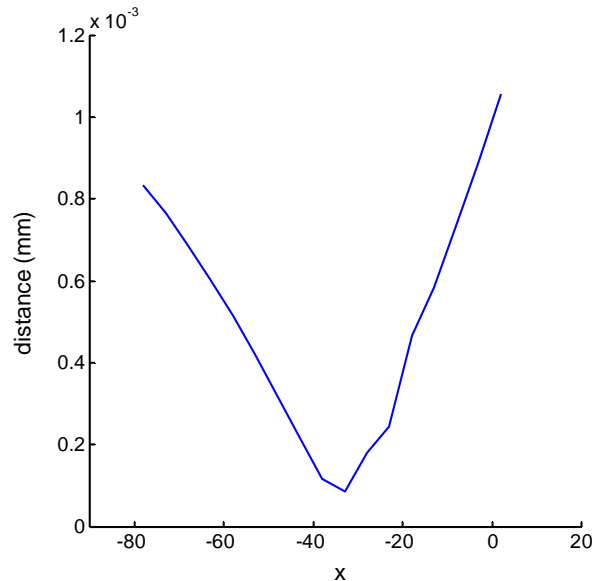
Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i sur la portion du trajet 1



Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i sur la portion du trajet 2



Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i sur la portion du trajet 3



Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i sur la portion du trajet 4

Figure 3-22 : Distance entre les points V_{mi} et la trajectoire V_i

La seconde vérification s'effectue dans le repère de mesure. La trajectoire X_{par} est calculée en utilisant le MGD avec les commandes des moteurs V_i et les paramètres géométriques identifiés. Cette trajectoire est comparée à celle simulée X_{simu} suivant deux directions, l'une perpendiculaire au plan désiré contourné et l'autre suivant l'axe z . Sur les

Figure 3-23, nous pouvons remarquer que ce défaut est inférieur à 0,02 mm suivant la normale au plan.

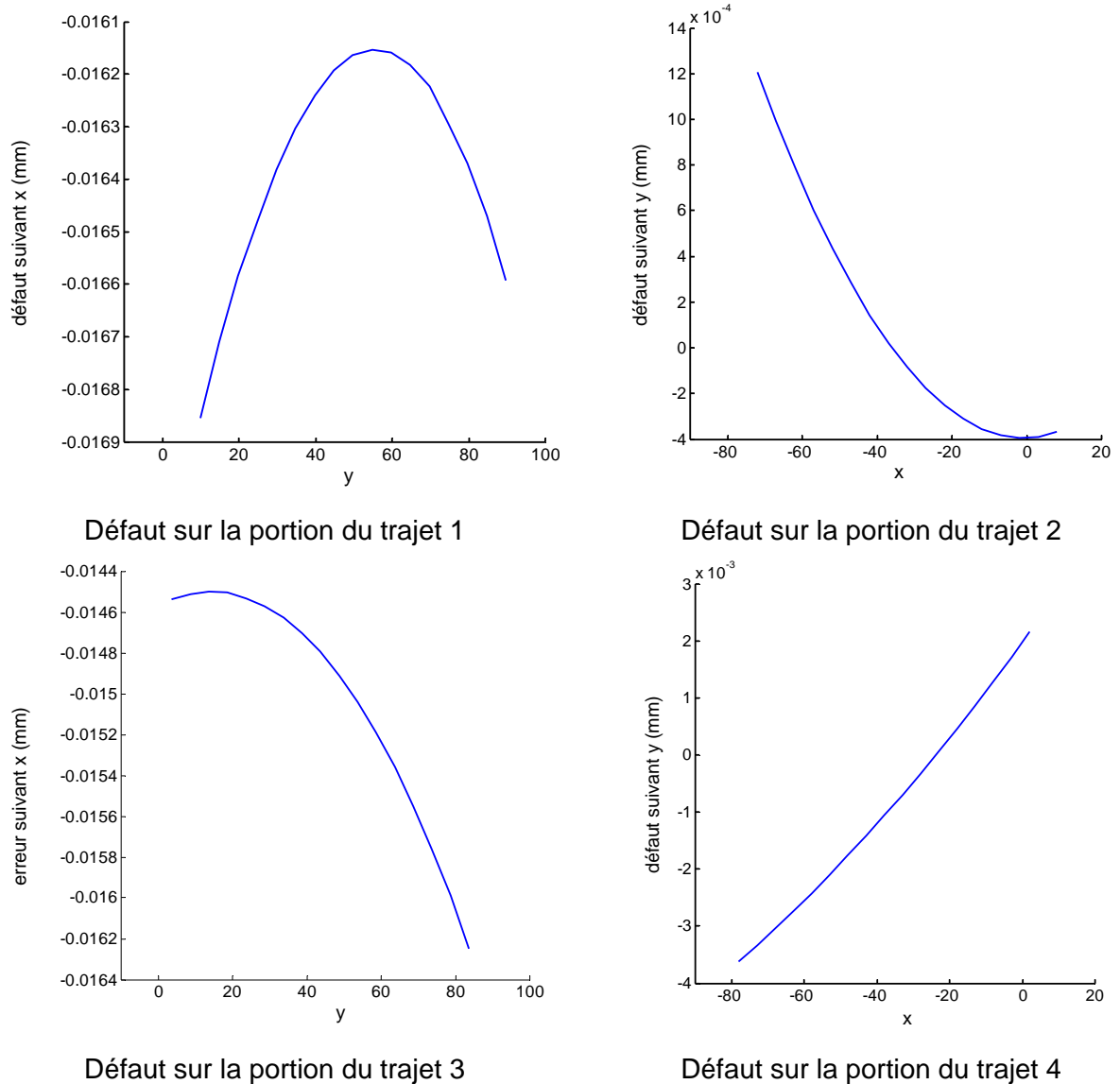


Figure 3-23 : Défaut entre la trajectoire X_{par} et la trajectoire X_{simu}

Toutefois ces valeurs étant obtenues dans le repère de mesure et variant peu, il est alors possible de déplacer l'origine mesure par rapport à l'origine d'usinage afin de faire diminuer ce défaut. En effet, si nous comparons la distance entre le trajet 1 et 3 de la trajectoire X_{par} et la même distance de la trajectoire X_{simu} , nous remarquons que la différence est inférieure à 0,002 mm (Figure 3-24). Cette dernière valeur est retenue comme résultat des simulations.

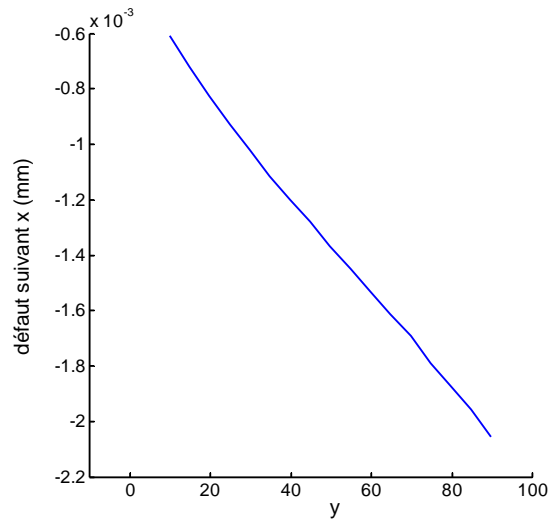
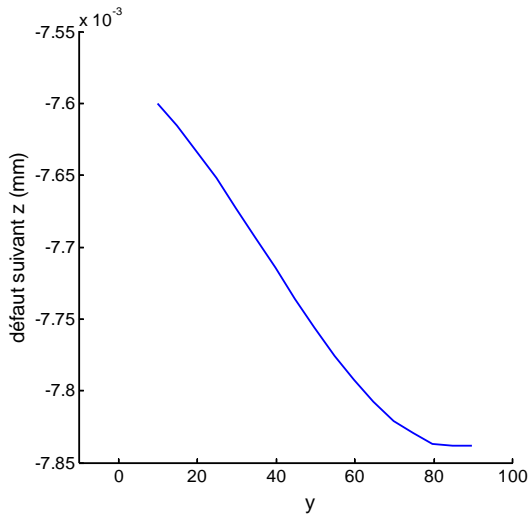
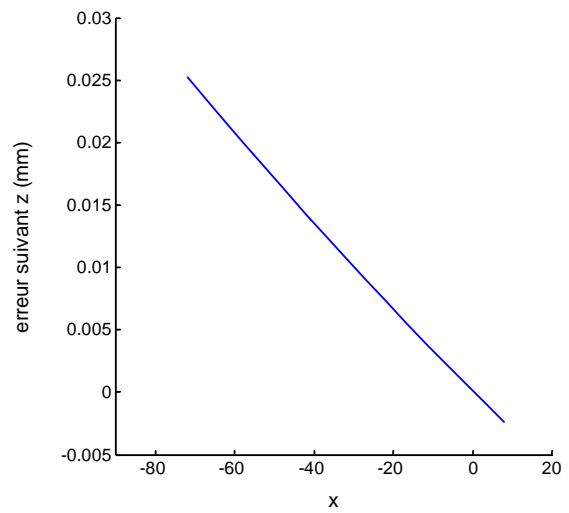


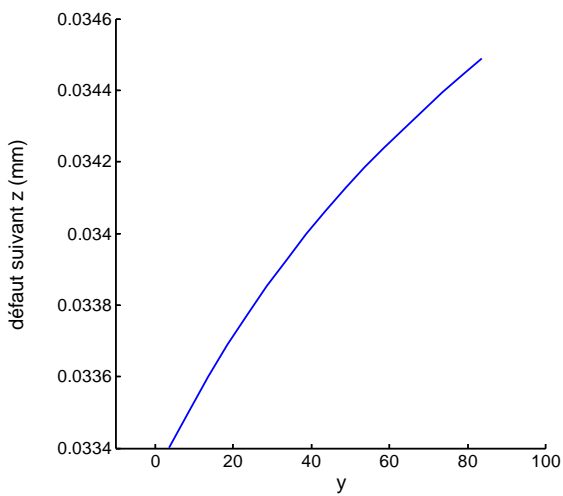
Figure 3-24 : Comparaison de la distance entre le trajet 1 et 3 de la trajectoire X_{par} et de la trajectoire X_{simu}



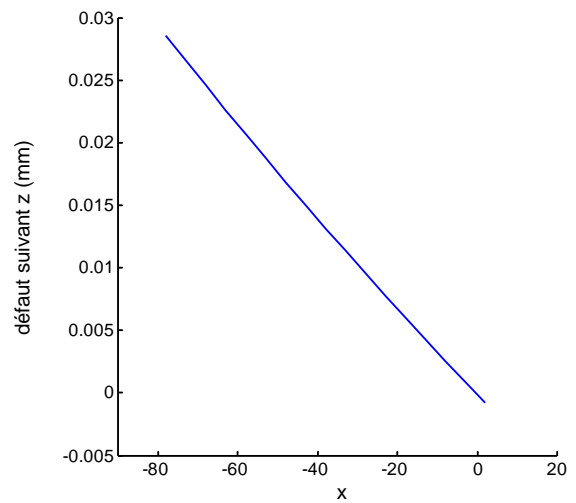
Défaut sur la portion du trajet 1



Défaut sur la portion du trajet 2



Défaut sur la portion du trajet 3



Défaut sur la portion du trajet 4

Figure 3-25 : Défaut entre le trajet reconstruit après identification et le trajet réel mesuré suivant l'axe z

Sur la Figure 3-25, le défaut entre la trajectoire X_{par} et la trajectoire X_{simu} est tracé suivant l'axe z . Il varie entre 0,003 mm et 0,03 mm. Tout comme précédemment si nous déplaçons l'origine de mesure, nous obtenons donc un défaut maximum de 0,015 mm. Dans la suite, nous travaillons avec cette dernière valeur.

En ce qui concerne la position de l'axe de l'outil, l'identification ne peut réduire que le défaut autour de l'axe B . L'orientation de l'axe de l'outil n'a d'influence que sur les surfaces usinées lorsque l'outil parcourt les portions de trajet 1 et 3. Sur la Figure 3-26, la différence entre l'orientation de l'outil suivant B de la trajectoire X_{par} et celle de la trajectoire X_{simu} est tracée. La valeur maximum est d'environ 10^{-3} rad, ce qui peut engendrer par exemple un défaut de position de 0.01 mm pour un plan contourné sur 10 mm.

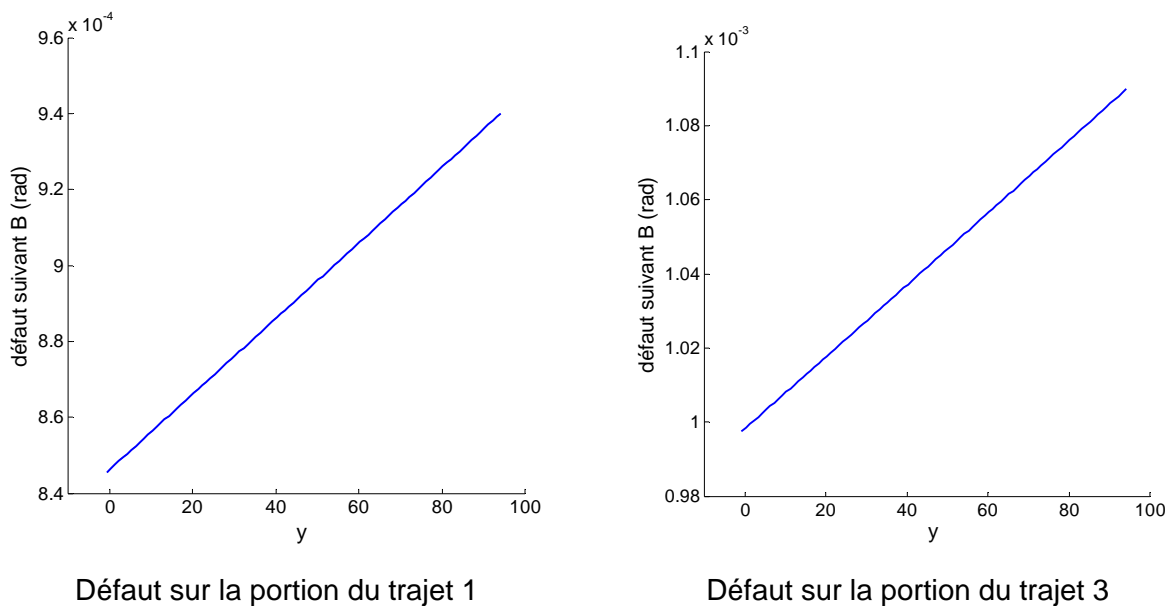


Figure 3-26 : Défaut d'orientation de l'axe de l'outil autour de B
entre la trajectoire X_{par} et la trajectoire X_{simu}

Cette première simulation qui ne prend pas en compte les dispersions dues à la mesure des surfaces usinées sur une MMT permet donc de considérer que notre méthode d'identification semble suffisamment précise pour garantir l'usinage de pièces avec des défauts de position des surfaces les unes entre elles inférieurs à 0,02 mm.

Une simulation prenant en compte les dispersions dues à la mesure est considérée pour évaluer la robustesse de cette méthode vis-à-vis des erreurs de mesure.

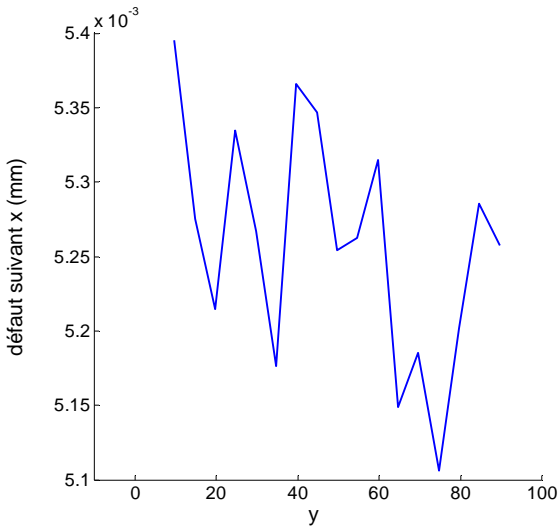
Influence de la dispersion sur les mesures

Les expériences menées dans les travaux de Terrier permettent d'obtenir un ordre de grandeur de la justesse d'une MMT [Terrier05a]. Ainsi, elle annonce une erreur de justesse de l'ordre de 2,5 μm suivant les axes x et y de la MMT et de l'ordre de 0,5 μm suivant l'axe z .

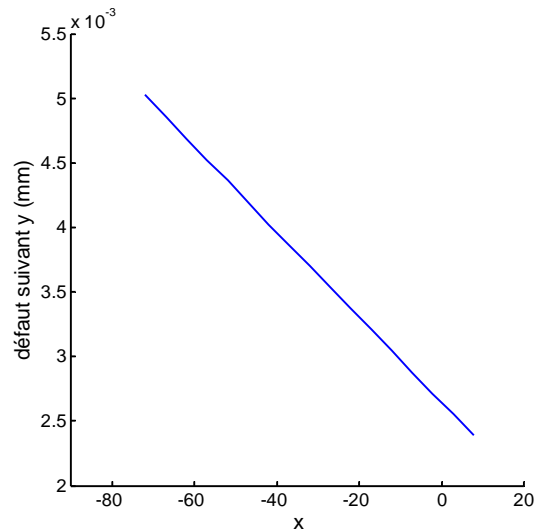
De plus, comme nous l'avons écrit dans le paragraphe 5.1, le pas de mesure du fond de la rainure est tel que nous déterminons le point Q_i au plus à $2 \mu\text{m}$ près.

Pour tenir compte de ces dispersions de mesure, nous avons donc ajouté à chaque coordonnée des points M_i , N_i et Q_i , exprimés dans le repère de mesure, une valeur choisie aléatoirement entre $\pm 0,005 \text{ mm}$.

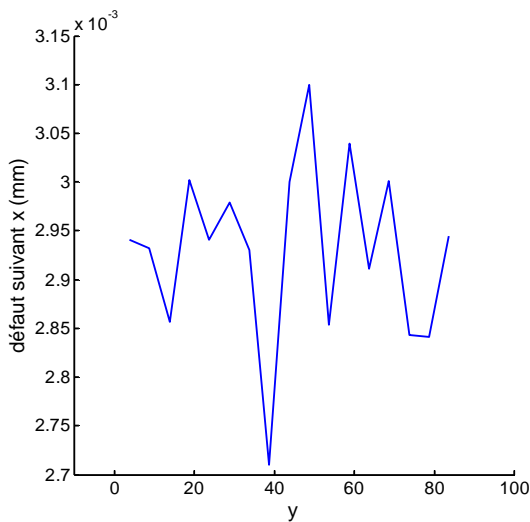
Sur la Figure 3-27, la distance, suivant la perpendiculaire au trajet désiré X_{des} , entre le trajet reconstruit X_{cons} et le trajet simulé X_{simu} est tracé. Ce défaut est de $0,01 \text{ mm}$ au maximum.



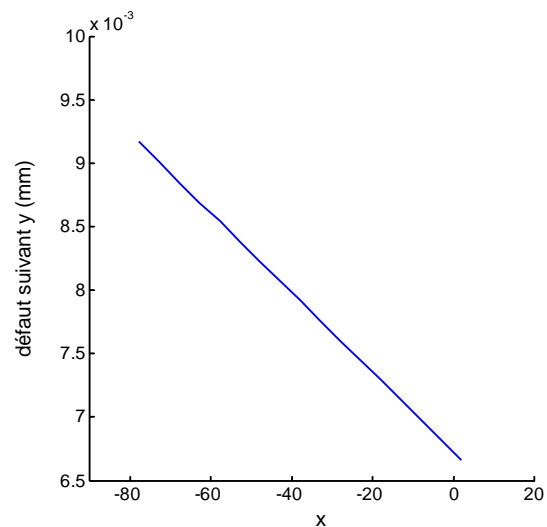
Défaut sur la portion du trajet 1



Défaut sur la portion du trajet 2



Défaut sur la portion du trajet 3



Défaut sur la portion du trajet 4

*Figure 3-27 : Erreur sur la reconstruction du trajet
si une dispersion sur les mesures des surfaces est considérée*

Après 100 itérations, la distance entre la trajectoire V_i et les points V_{mi} obtenus est de moins de $0,02 \text{ mm}$.

Les paramètres géométriques identifiés permettent d'obtenir une trajectoire ayant un défaut de position par rapport à la trajectoire réelle inférieur à 0,02 mm suivant la normale au plan contourné et $\pm 0,025$ mm suivant l'axe z pour un défaut d'orientation de l'axe de l'outil autour de B similaire à celui simulé sans considérer les dispersions de mesure.

7.2 Analyse de la robustesse de la méthode d'identification

Afin d'estimer la qualité de la méthode d'identification en terme de robustesse, 10 simulations sont conduites avec des jeux de valeurs $d\xi$ différents. Dans le Tableau 3-2, les résultats obtenus sans prendre en compte les dispersions de mesure sont présentés.

Défaut max de position de X_{simu}/X_{des}	Défaut max de position de P_i / X_{simu}	Distance max V_{mi} / V_i	Différence B_{simu} / B_{par}	Défaut max de position de X_{par} / X_{simu}	
				Suivant la normale au plan	Suivant z
0,127 mm	0,011 mm	0,001 mm	0,0003 rad	0,013 mm	0,006 mm
0,173 mm	0,014 mm	0,003 mm	0,0029 rad	0,012 mm	0,040 mm
0,181 mm	0,003 mm	0,002 mm	0,0004 rad	0,004 mm	0,015 mm
0,185 mm	0,007 mm	0,001 mm	0,0005 rad	0,006 mm	0,003 mm
0,231 mm	0,014 mm	0,002 mm	0,0011 rad	0,016 mm	0,046 mm
0,242 mm	0,005 mm	0,002 mm	0,0023 rad	0,004 mm	0,029 mm
0,244 mm	0,010 mm	0,002 mm	0,0025 rad	0,014 mm	0,033 mm
0,258 mm	0,007 mm	0,002 mm	0,0017 rad	0,006 mm	0,040 mm
0,269 mm	0,014 mm	0,003 mm	0,0026 rad	0,010 mm	0,053 mm
0,292 mm	0,003 mm	0,002 mm	0,0021 rad	0,003 mm	0,039 mm

Tableau 3-2 : Résultats des 10 simulations sans prendre en compte les dispersions de mesure

Dans le Tableau 3-3, des dispersions de mesure sont prises en compte.

Défaut max de position de X_{simu}/X_{des}	Défaut max de position de P_i / X_{simu}	Distance max V_{mi} / V_i	Différence B_{simu} / B_{par}	Défaut max de position de X_{par} / X_{simu}	
				Suivant la normale au plan	Suivant z
0,127 mm	0,021 mm	0,021 mm	0,0002 rad	0,020 mm	0,006 mm
0,173 mm	0,022 mm	0,018 mm	0,0029 rad	0,012 mm	0,040 mm
0,181 mm	0,010 mm	0,020 mm	0,0004 rad	0,011 mm	0,025 mm
0,185 mm	0,011 mm	0,025 mm	0,0005 rad	0,004 mm	0,002 mm
0,231 mm	0,022 mm	0,021 mm	0,0011 rad	0,026 mm	0,048 mm
0,242 mm	0,006 mm	0,021 mm	0,0023 rad	0,006 mm	0,029 mm
0,244 mm	0,014 mm	0,023 mm	0,0022 rad	0,016 mm	0,052 mm
0,258 mm	0,004 mm	0,025 mm	0,0017 rad	0,012 mm	0,042 mm
0,269 mm	0,021 mm	0,026 mm	0,0026 rad	0,015 mm	0,054 mm
0,292 mm	0,005 mm	0,016 mm	0,0021 rad	0,003 mm	0,040 mm

Tableau 3-3 : Résultats des 10 simulations en prenant en compte les dispersions de mesure

En analysant les Tableau 3-2 et Tableau 3-3, nous constatons que cette méthode d'étalonnage permet d'atteindre une précision de 0,05 mm sur suivi de trajectoire suivant z et 0,03 mm suivant x et y . Cette différence de précision peut s'expliquer par le fait que la position suivant z est fortement influencée par l'estimation de la position de l'axe de l'outil suivant l'axe B .

Pour augmenter la qualité de la pièce usinée, il peut être envisagé de répéter plusieurs identifications.

7.3 Conclusion

Ces simulations permettent d'estimer la qualité de l'identification. Ainsi, les précisions obtenues par simulation après identification sont compatibles pour des applications d'usinage. Cependant, nous pouvons remarquer qu'un léger défaut d'orientation de l'axe B peut dégrader fortement la qualité de l'étalonnage.

Toutefois, la justesse des résultats est fonction de la structure de la machine utilisée et plus particulièrement du MGI utilisé pour la commande. Cette simulation permet donc

d'évaluer la conception de la géométrie de la structure et sa modélisation en terme de précision de pose de l'outil atteignable.

8 Validation expérimentale de l'identification

La validation de l'identification par simulation a permis de réaliser une première estimation de la qualité de l'identification. Toutefois la simulation n'est qu'une première étape. Une validation dans des conditions réelles est nécessaire afin d'évaluer le gain apporté par l'identification sur la qualité d'usinage d'une pièce. Ce paragraphe présente donc la campagne expérimentale de validation de la méthode d'identification proposée dans ce chapitre sur la machine outil Verne présentée au § 5.1 du Chapitre 2.

Dans un premier temps, l'usinage et la mesure de la pièce test sont décrits. Puis nous détaillons la campagne d'essais. Finalement, nous analysons les résultats obtenus.

8.1 Description du déroulement expérimental de l'identification

Usinage de la pièce dédiée

La méthode d'identification est basée sur la mesure d'une pièce test usinée sur la machine outil à identifier. Cette pièce est conçue conformément aux spécifications du § 4.2. Elle est usinée dans un alliage d'aluminium (Fortal HR), à partir de la forme du brut de la Figure 3-28. 4 perçages, non représentés ici, sont utilisés pour la mise en position et le maintien en position. La forme finale de la pièce usinée est représentée en pointillé sur la figure de gauche. Les surfaces usinées sont composées de 4 plans contournés de 110 mm de long et 4 rainures à profil circulaire. La trajectoire d'usinage est composée de 4 lignes droites et est utilisée à la fois pour l'usinage des plans contournés et des rainures (Figure 3-28).

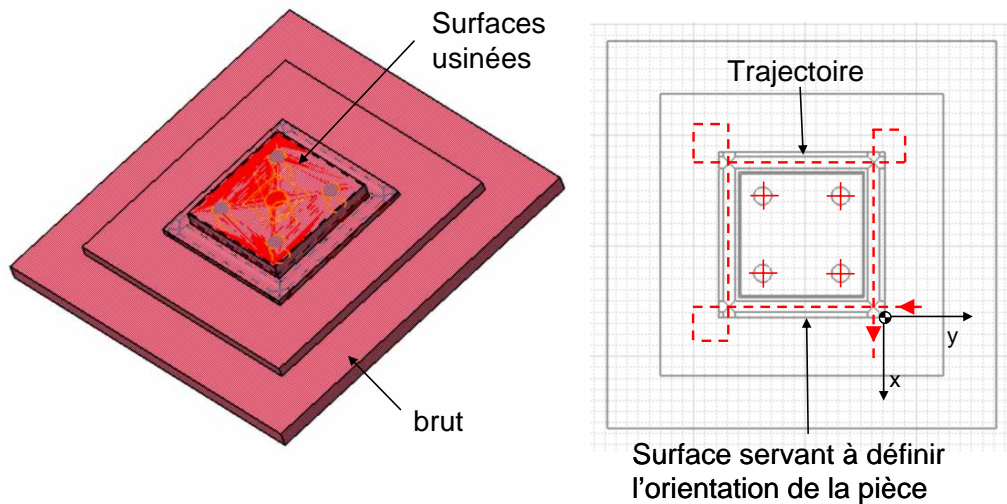


Figure 3-28 : Forme et trajectoire de la pièce test

Les conditions d'usinage et les outils utilisés sont précisés dans le Tableau 3-4.

opérations	outils	Conditions de coupe		
		V_c	N	V_f
Contournage des plans de 10 mm de hauteur	Fraise cylindrique de ϕ 20	1100 m/min	17500 tr/min	3850 mm/min
Rainurage sur 2 mm	Fraise hémisphérique de ϕ 16	650 m/min	13000 tr/min	4160 mm/min

Tableau 3-4 : Conditions de coupe de la pièce test

Les valeurs des jauges des outils cylindrique et hémisphérique doivent être identiques. La jauge de l'outil hémisphérique est mesurée à partir du centre de la sphère définissant la forme de l'outil, elle est choisie comme jauge de référence. La longueur réelle de sortie de l'outil cylindrique est plus grande que la valeur de la jauge de l'outil hémisphérique (environ 1 mm).

Métrologie de la pièce usinée

Après l'usinage, la pièce est mesurée sur une MMT. Les surfaces utilisées pour l'orientation de la pièce dans l'espace de travail de la machine outil sont alors utilisées pour définir le repère de dégauchissage de la mesure. Nous devons ensuite réaliser la métrologie afin de mesurer différents points M_i , N_i et Q_i par section (Figure 3-14).

42 points M_i et N_i sont mesurés par plan contourné à deux altitudes différentes. Cette mesure est réalisée en appliquant une grille de palpéage.

Les rainures hémisphériques sont mesurées en appliquant une grille de palpéage ayant un pas longitudinal de 5 mm et transversal de 0,3 mm afin de garantir une erreur de mesure de l'altitude du point Q_i inférieur à 0,002 mm. Les grilles de palpéage des plans et des rainures doivent être synchrones dans une même section droite.

Identification numérique

La mesure de l'ensemble des points M_i , N_i et Q_i est communiquée à l'application numérique réalisant l'identification. Cette application calcule, dans un premier temps, les points P_i décrivant la trajectoire suivie par l'outil dans le repère d'usinage et, par ailleurs, la trajectoire V_i suivie par les moteurs lors de l'usinage dans le repère articulaire, en considérant le jeu de paramètres géométriques nominal de la commande de la machine outil. Puis, une méthode des moindres carrés est utilisée pour identifier les paramètres géométriques en minimisant la distance entre les commandes des moteurs V_{mi} estimées et la trajectoire réelle V_i suivie par les moteurs. La Figure 3-29 décrit la suite des transformations géométriques nécessaires pour évaluer la fonction erreur à minimiser.

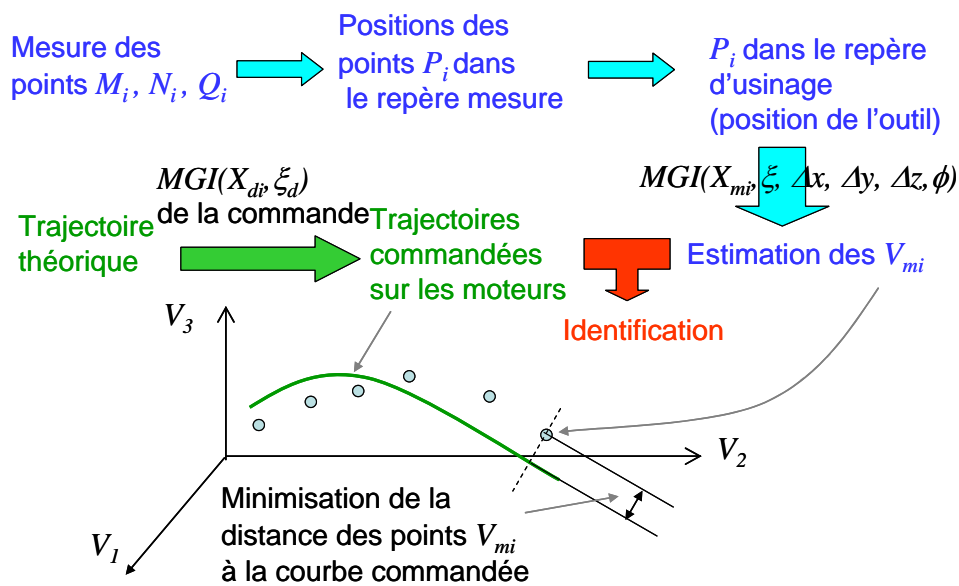


Figure 3-29 : Définition de la méthode permettant d'évaluer la fonction erreur à minimiser

Avec cette méthode d'identification, la détermination du nouveau jeu de paramètres géométriques dure environ 6 heures (5 min d'usinage, 1 h de métrologie, 30 min de traitement des mesures et 4h de calcul numérique).

8.2 Campagne d'essais

La validation de la méthode d'identification se fait par la comparaison de la qualité d'usinage de plusieurs pièces test positionnées de façon identique dans l'espace de travail. La Figure 3-30 présente la campagne d'essais de manière synoptique.

Une première pièce test (Pièce 1) est usinée en utilisant un jeu J_1 de paramètres géométriques de départ de la machine outil, c'est à dire ceux obtenus à l'aide de mesures effectuées avec un ball-bar 3D par l'IRCCyN et Fatronik en juin 2006. Cette pièce sert de référence pour estimer un jeu J_2 de paramètres géométriques amenant à l'usinage d'une

deuxième pièce test (Pièce 2) avec un défaut dimensionnel entre les surfaces usinées de 0,1 mm environ (Figure 3-30). Le jeu J_2 de paramètres est communiqué à la commande numérique de la machine et la Pièce 2 est usinée.

La mesure de cette pièce est utilisée pour réaliser l'identification des paramètres géométriques. Ainsi, un jeu J_3 de paramètres est calculé en utilisant la méthode d'identification présentée. La validation de la méthode d'identification se fait alors par la mesure de la troisième pièce test (Pièce 3) usinée avec le jeu J_3 de paramètres géométriques identifiés et par comparaison avec la mesure de la Pièce 2.

Ces essais sont complétés en comparant la qualité atteinte par notre méthode d'identification et le ball-bar 3D, c'est à dire en comparant la qualité d'usinage de la Pièce 1 avec la Pièce 3.

L'utilisation de la mesure de la Pièce 1 pour réaliser une nouvelle identification nous permet aussi d'estimer la qualité maximale atteignable par notre méthode d'identification. En effet, nous comparons la qualité de l'usinage de la Pièce 3 avec une quatrième pièce (Pièce 4) usinée en utilisant le jeu J_4 de paramètres géométriques identifiés avec la mesure de la Pièce 1.

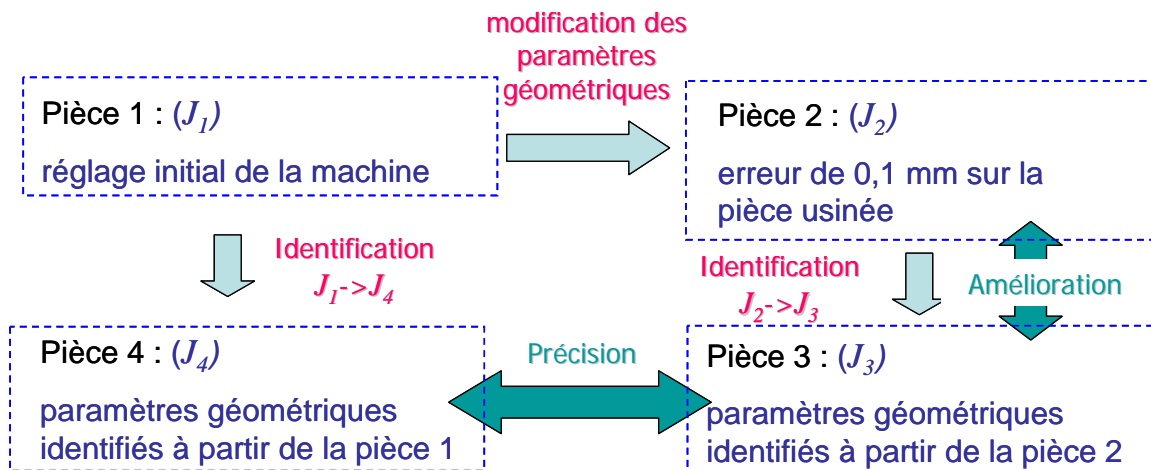


Figure 3-30 : Démarche expérimentale

Ainsi, pour réaliser notre campagne d'essais, nous utilisons 2 fois notre méthode d'identification et mesurons les 4 pièces suivant la même démarche décrite précédemment.

8.3 Analyse des résultats

Avant toute identification, nous avons déjà comparé le Modèle Géométrique Inverse (MGI) utilisé par la commande et celui utilisé dans l'optimisation. Toutefois, des essais préliminaires montrent que le MGI défini au § 3.2 ne correspondait pas exactement au MGI utilisé par la commande numérique. Nous avons donc corrélé le MGI de l'optimisation avec le MGI de la commande, puis, nous avons réalisé et mesuré les 4 pièces.

Dans un premier temps, nous nous intéressons aux défauts dimensionnels entre les plans contourés (Figure 3-31). Sur cette figure, nous pouvons déjà remarquer que la qualité d'usinage de la Pièce 3 est supérieure à celle de la Pièce 2. Un défaut dimensionnel de l'ordre de 0,09 mm est observé entre les plans 1 et 3 de la Pièce 2, alors qu'il est inférieur à 0,04 mm pour la Pièce 3. Une augmentation de la qualité d'usinage de la Pièce 3 par rapport à la Pièce 2 est aussi observée en considérant les plans 2 et 4. Ainsi, les graphiques de la Figure 3-31 illustrent le gain apporté par notre méthode d'identification puisque la qualité de l'usinage a été augmentée.

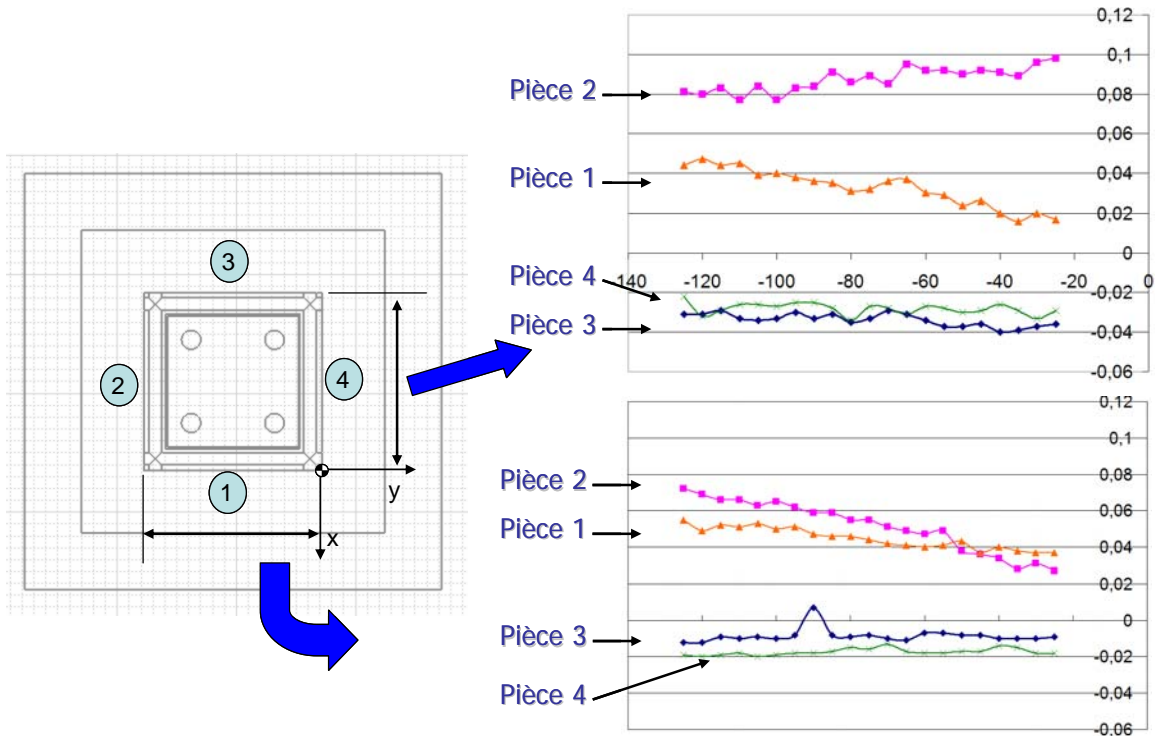


Figure 3-31 : Défauts dimensionnels entre les plans contourés

Nous pouvons aussi remarquer que la qualité de l'usinage de la Pièce 3 est supérieure à celle de la Pièce 1 en particulier pour la dimension entre les plans 2 et 4 (défauts Pièce 1 inférieur à 0,06 mm, défaut Pièce 3 inférieur à 0,02 mm). Ce qui permet de conclure sur la pertinence de notre approche pour améliorer la qualité d'usinage d'une pièce par rapport à une approche ball-bar 3D.

Les mesures des Pièce 3 et Pièce 4 permettent de conclure sur la qualité maximale d'usinage atteignable avec une identification des paramètres géométriques, c'est à dire avec un défaut inférieur à 0,04 mm si les trajectoires d'usinage sont suivant y et inférieur à 0,02 mm suivant x . Cette différence de valeur peut s'expliquer par le fait que lorsque l'outil se déplace suivant x alors une rotation de la plate-forme mobile est induite suivant y , cette rotation étant compensée par un axe B . Si une erreur d'estimation de l'angle de la plate-

forme existe, alors une erreur de position de l'outil est générée suivant l'axe x , ce qui n'a pas d'incidence sur la surface usinée pour une trajectoire suivant x .

Maintenant, intéressons nous à la distance entre le plan supérieur permettant de définir l'origine de la pièce suivant z et le fond de la rainure à section circulaire (Figure 3-32). Cette figure nous permet de conclure quant au gain apporté par notre méthode d'identification. En effet les variations du défaut entre chaque rainure (rainure 1 et 3, et rainure 2 et 4) des Pièces 3 et 4 sont inférieures à celles des Pièces 1 et 2 (Tableau 3-5). En effet, comme le comportement de la structure de la Verne est anisotropique, l'influence des erreurs de transformation inverse est différente selon la localisation de l'usinage dans l'espace de travail. Une diminution de cette variation traduit une amélioration liée à l'identification.

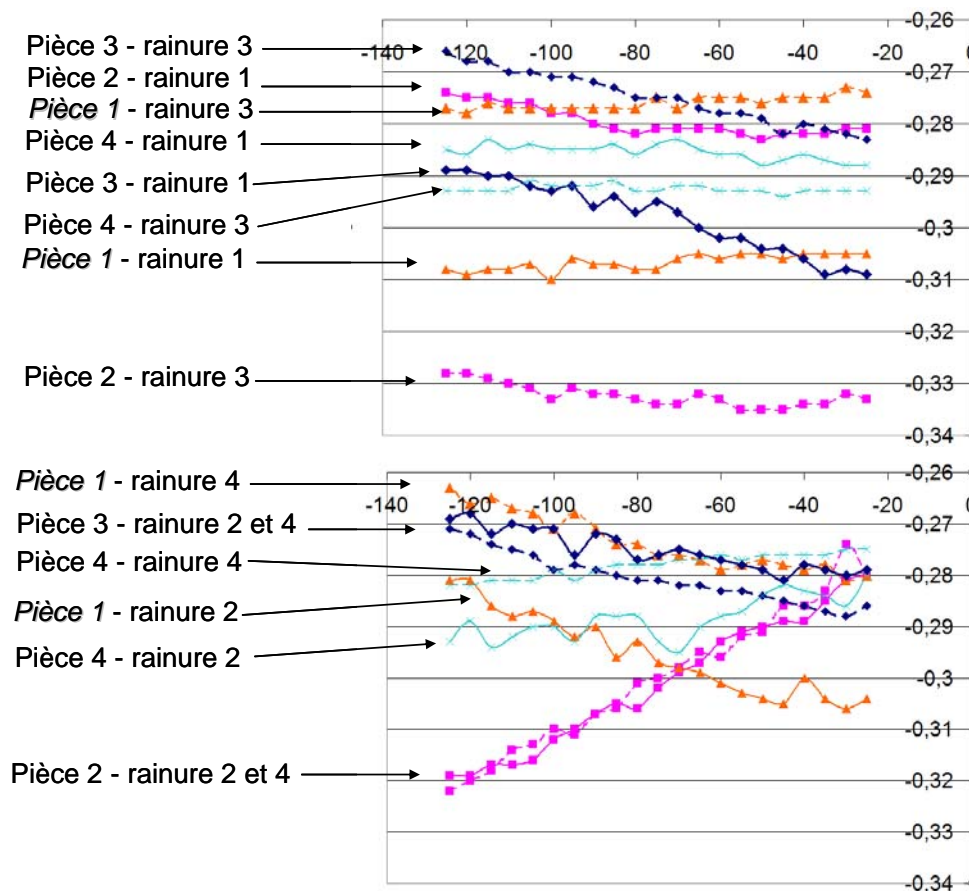


Figure 3-32 : Défauts dimensionnels entre le plan supérieur permettant de définir l'origine de la pièce suivant z et le fond des rainures

	Pièce1	Pièce 2	Pièce 3	Pièce 4
Maximum de la différence (défaut rainure 1- rainure 3, défaut rainure 2- rainure 4)	0,033 mm	0,055 mm	0,028 mm	0,018 mm

Tableau 3-5 : Valeur maximum de la différence entre les défauts dimensionnels des rainures

Toutefois, nous observons sur les graphiques de la Figure 3-32, une erreur dimensionnelle résiduelle de l'ordre de 0,28 mm qui provient d'une erreur sur la jauge outil.

8.4 Conclusion

Ces essais ont été réalisés dans le but de valider la méthode d'identification des machines outils à structure parallèle basée sur l'usinage d'une pièce présentée dans ce chapitre. L'exploitation des résultats nous permet de quantifier l'apport de cette méthode d'identification en terme de qualité sur la pièce usinée et ainsi de la valider expérimentalement.

De plus, l'analyse des résultats amène à identifier les particularités du comportement géométrique de la structure de la Verne, ce qui permet de positionner les usinages d'une pièce de façon pertinente.

Afin de continuer à qualifier notre méthode, il devient intéressant de la comparer avec la méthode d'identification ball-bar 3D de manière plus poussée.

9 Conclusion

Dans ce chapitre, une nouvelle approche pour l'identification des paramètres géométriques du modèle de la commande d'une machine outil à structure parallèle est développée. Cette méthode se déroule en trois étapes : l'usinage d'une pièce, sa mesure sur une MMT et l'identification numérique. La particularité de cette méthode est qu'elle permet d'identifier tout le processus. En effet, les mesures sont réalisées sur une pièce usinée et lors de l'identification numérique la trajectoire réelle est comparée à la trajectoire estimée dans le repère de la machine.

Des simulations et expérimentations sur la Verne ont permis de valider cette méthode d'identification. Ainsi, nous pouvons considérer par simulation que cette méthode d'identification permet d'atteindre des précisions d'usinage allant jusqu'à 0,05 mm suivant z et 0,03 mm suivant x et y . Toutefois, la performance de l'identification dépend fortement du modèle géométrique inverse utilisé pour l'identification et la commande.

Pour valider complètement cette approche d'identification des paramètres géométriques, une application sur une autre machine outil comme un Tricept doit être conduite.

Ce travail a pour vocation de présenter une nouvelle approche d'identification des paramètres géométriques du modèle géométrique implémenté dans la commande des machines outils à structure parallèle. Ces travaux peuvent être poursuivis suivant trois points afin d'améliorer la précision du processus identifié :

- Au niveau de la précision de l'identification, nous pouvons envisager d'adapter la méthode générale à la cinématique particulière de la machine à identifier.
- Au niveau de la forme de la pièce, nous pouvons grâce à une étude de sensibilité changer les trajectoires de l'outil afin d'augmenter l'influence des paramètres géométriques. L'idée est de trouver l'ensemble des trajectoires qui engendre la plus forte excitation de l'ensemble des paramètres géométriques.
- Au niveau de l'identification numérique et de la mesure, la possibilité de prendre en compte l'orientation de l'outil pourrait être étudiée afin de mieux connaître la pose de l'outil.

Nous avons donc développé une méthode d'identification prenant en compte la forme de la pièce usinée. A partir de ce travail, il peut être maintenant intéressant d'utiliser l'analyse développée pour suivre une production établie et détecter le moment où une nouvelle identification est nécessaire.

Chapitre 4 : Projection des travaux dans un contexte de suivi de production

Les deux chapitres précédents présentent deux études sur l'amélioration du comportement en usinage des machines outils à structure parallèle. La première approche permet d'améliorer le comportement de la structure de la machine outil en plaçant la pièce à usiner dans un espace de travail statiquement admissible. La seconde améliore le comportement statique de la machine en identifiant les paramètres géométriques de la structure afin de permettre l'usinage d'une pièce respectant la qualité requise.

La mise en œuvre de la première approche dans un contexte industriel se conçoit aisément par la détermination d'un espace de travail statiquement admissible en fonction de la machine outil utilisée et de la pièce usinée. La seconde approche peut aussi s'appliquer facilement dans un tel contexte en tant que méthode d'identification géométrique.

Dans le chapitre 3, la recherche d'une identification précise du modèle géométrique inverse de la machine outil impose certaines conditions expérimentales comme des conditions de coupe faibles. Par contre, l'identification en production a d'autres objectifs. Cette fois, la forme de la pièce usinée et les conditions de coupe utilisées en production sont utilisées pour réaliser l'identification des paramètres géométriques. Cette identification est alors effectuée en intégrant des défauts liés à d'autres phénomènes qui interviennent aussi sur la qualité des pièces usinées.

Ainsi, il est possible d'élargir le domaine d'application de cette méthode d'identification. En effet, il peut être pertinent de déterminer le moment où un nouvel étalonnage géométrique de la machine est nécessaire en fonction de la dérive des défauts générés sur les surfaces usinées en suivant une production établie.

1 Problématique

A l'heure actuelle, les industriels doivent produire des pièces ayant une qualité maîtrisée tout en assurant une forte productivité. De ce fait, les défauts géométriques et dimensionnels des pièces usinées doivent être contrôlés. Ce contrôle en production est

généralement réalisé à l'aide de méthodes de Maîtrise Statistique des Processus. Ces méthodes permettent d'amener le processus de fabrication au niveau de qualité requis et à l'y maintenir [Jaupi02]. La détection des dérèglages du processus se fait, par exemple, à l'aide de cartes de contrôle. Une fois un dérèglage détecté une action est alors engagée sur les causes. Une étude préliminaire est alors nécessaire pour identifier les éléments pouvant générer un dérèglage ainsi que leurs conséquences sur la qualité de la pièce usinée. Dans notre étude, nous nous intéressons donc à l'influence du comportement géométrique de la structure de la machine outil sur la forme de la surface usinée.

La qualité géométrique et dimensionnelle d'une pièce usinée est fonction du comportement du système d'usinage, c'est à dire du système pièce/outil/machine [DAcunto02]. Ainsi, la prédiction de la qualité de la pièce usinée se fait par la modélisation des différents phénomènes apparaissant dans le système d'usinage. Les principaux comportements pris en compte sont les comportements géométriques, cinématiques et dynamiques [DAcunto02]. Comme, nous l'avons vu dans le Tableau 3-1 du Chapitre 3, ces trois principaux comportements engendrent le même ordre de grandeur de défaut sur la pièce. Toutefois, ces comportements n'ont pas la même influence sur l'ensemble des surfaces usinées de la pièce. En effet, dans le cas d'une machine outil à structure parallèle, le comportement géométrique de la structure évolue suivant la pose de l'outil du fait de son comportement anisotrope. Ainsi, la valeur des défauts de position de l'outil par rapport à la trajectoire désirée évolue. Ce phénomène génère un défaut d'orientation en plus du défaut de position de la surface usinée. Il est alors pertinent d'utiliser cette propriété pour suivre l'évolution de la qualité de l'identification géométrique de la structure.

Pour suivre la qualité de l'étalonnage géométrique d'une machine outil à structure parallèle en mesurant les pièces usinées, il faut déterminer des critères de déclenchement de l'étalonnage, fonctions des formes et des valeurs des défauts usinés qui traduisent une dérive des paramètres géométriques. Si une dérive de la qualité d'une pièce usinée est constatée, l'évaluation de ces critères permet de définir si le défaut peut être corrigé uniquement par un nouvel étalonnage ou par une action sur un autre élément du système pièce/outil/machine comme une jauge d'outil.

Pour illustrer ces propos, considérons le suivi de production de la surface spécifiée de la pièce proposée sur la Figure 4-1. La question posée est : sur quel élément de réglage agir, si la forme mesurée de la surface usinée ne se trouve pas dans la zone de tolérance ? Ainsi la Figure 4-1 présente deux cas en fonction de la forme de la surface mesurée. Nous pouvons considérer que si la forme mesurée de la surface usinée peut s'inscrire dans la zone de tolérance par une translation, alors une action sur la jauge de l'outil permet de produire à nouveau des pièces ayant la qualité requise. Si par contre, la forme mesurée ne

peut pas s'inscrire dans la zone de tolérance du fait d'un défaut important d'orientation alors une action sur la structure de la machine est nécessaire pour produire des pièces ayant la qualité requise. Cette action sur la structure de la machine consiste en l'identification des paramètres géométriques du modèle utilisé pour la commande. Le suivi de la production permet alors de réaliser une « maintenance géométrique » de la machine outil.

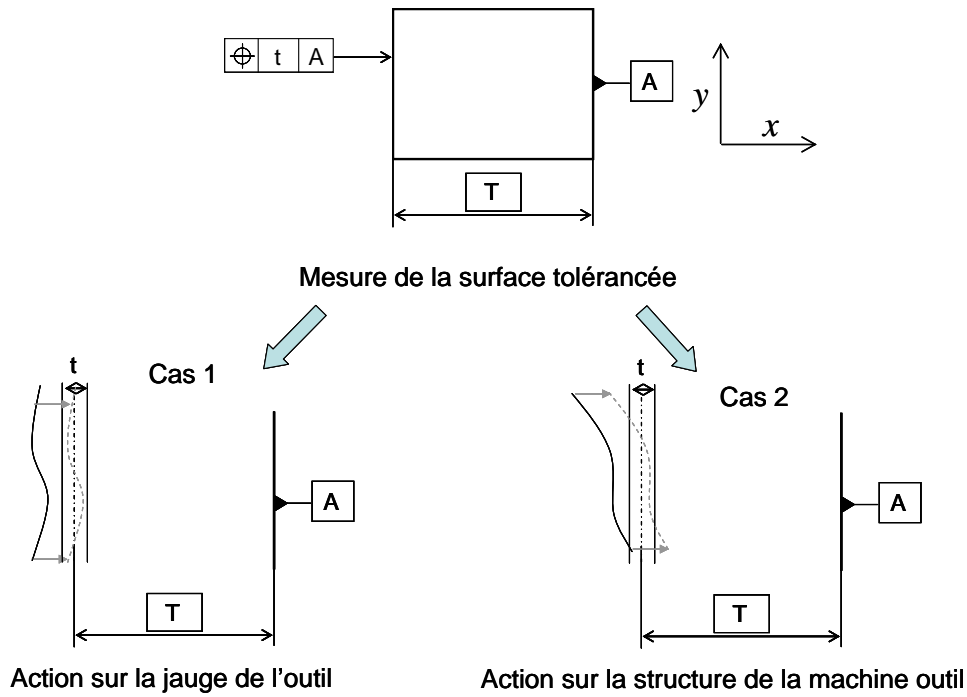


Figure 4-1 : Exemple de suivi de production permettant de réaliser une « maintenance géométrique » de la machine outil

De plus, ce suivi de l'étalonnage de la machine n'est possible que si sa capabilité permet d'obtenir une qualité de pièce acceptable. Dans le cadre de machines outils à structure parallèle, le comportement géométrique de la structure est différent suivant la pose de l'outil. Ainsi, il peut être pertinent de procéder à des étalonnages locaux pour prendre en compte cette propriété et pour améliorer localement la qualité d'usinage dans le cas de pièce de grandes dimensions.

Dans ce chapitre, nous allons donc développer l'idée décrite précédemment, c'est à dire, le suivi de l'étalonnage de la machine par la mesure de pièce usinée et proposer des perspectives de recherche permettant d'améliorer localement la capabilité des machines outils à structure parallèle. Une application sur la Verne est proposée.

Dans un premier temps, nous présentons des simulations sur la Verne de défauts géométriques de suivi de trajectoire dans le cas d'un mauvais étalonnage de la structure. L'analyse de ces simulations permet, dans un second temps, d'identifier les caractéristiques de la forme usinée lors d'un dérèglement des paramètres géométriques. Nous définissons des critères et les bornes associées qui imposent un nouvel étalonnage de la machine outil une

fois atteintes. Puis finalement, nous présentons une réflexion sur la possibilité d'améliorer localement la capacité des machines outils à structure parallèle.

2 Simulation des défauts géométriques de suivi de trajectoire dans le cas d'un mauvais étalonnage de la Verne

Dans ce paragraphe, nous proposons de simuler l'influence d'un mauvais étalonnage sur le défaut géométrique de suivi de trajectoire afin d'identifier les conséquences d'une dérive du comportement géométrique de la structure. Cette simulation est réalisée sur la machine outil Verne et ne peut donc se généraliser qu'aux machines outils ayant une structure similaire. Les trajectoires étudiées servent généralement à générer les formes des pièces usinées, c'est à dire des plans surfacés ou contournés et des perçages ou alésages.

Nous allons donc étudier l'influence d'un mauvais étalonnage sur la trajectoire du centre de l'outil lorsque la trajectoire désirée est constituée de lignes droites et que l'axe outil est parallèle à z ce qui représente une large majorité des cas d'emploi. Nous considérons donc des trajectoires d'usinage « carrées » suivi dans le plan (x,y) ou des trajectoires parallèles à z . Nous analysons alors les défauts de suivi géométrique de ces trajectoires provenant d'un défaut d'étalonnage.

2.1 Défauts par rapport à une trajectoire « carrée »

Dans un premier temps nous considérons une trajectoire « carrée » dont les cotés sont parallèles à x et y . L'axe de l'outil étant parallèle à l'axe z .

La Figure 4-2 présente une première simulation permettant d'illustrer les défauts de position et d'orientation apparaissant entre la trajectoire simulée et désirée. Cette simulation est réalisée en ajoutant un défaut aléatoirement choisi entre $\pm 0,005$ mm sur chaque paramètre géométrique du modèle géométrique inverse implémenté dans la commande. Sur cette figure, nous pouvons donc constater que la trajectoire simulée suivie par le centre de l'outil est déformée. Cette trajectoire ne peut pas se déduire de la trajectoire désirée par une translation suivant z comme dans le cas d'un défaut sur la jauge de l'outil.

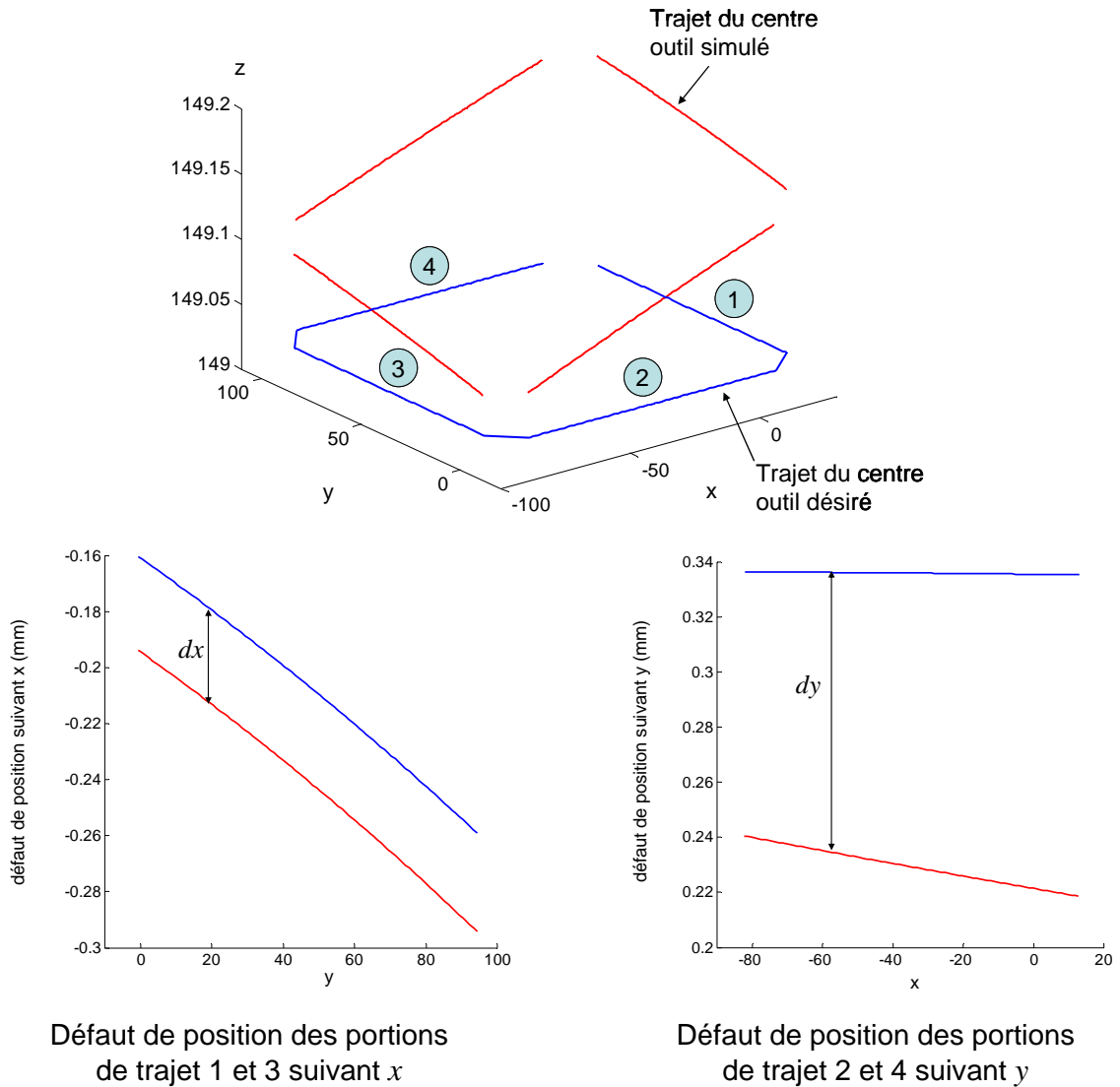


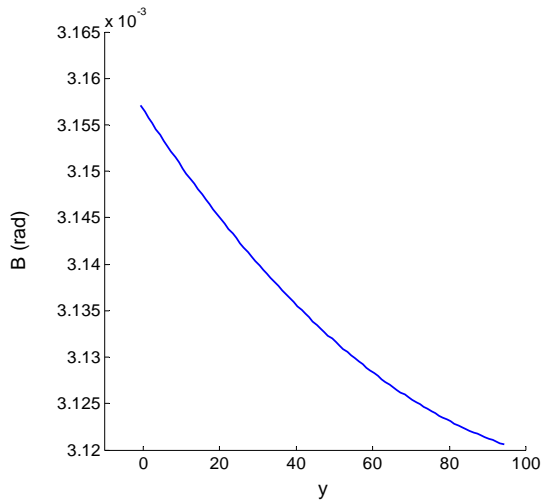
Figure 4-2 : Simulation d'une trajectoire désirée « carrée »

Du fait du comportement anisotrope de la structure de cette machine outil, le défaut de pose de l'outil évolue en fonction de la zone de travail. Ainsi, des défauts d'orientation entre les trajectoires désirée et simulée apparaissent. Toutefois sur la pièce usinée ces défauts ne sont pas forcément détectables si les dimensions et orientations intrinsèques du trajet sont respectées et si seules les formes usinées dans la même phase sont considérées.

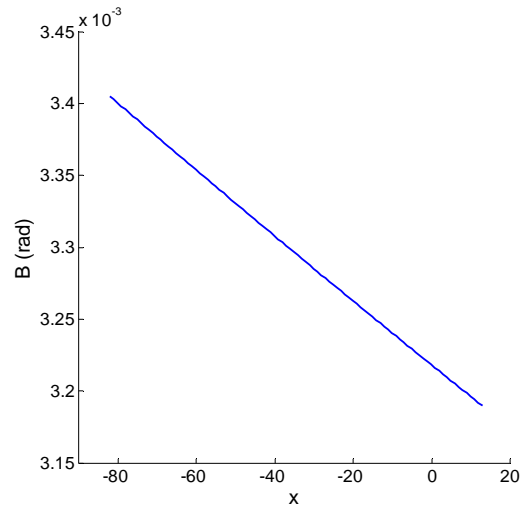
Ainsi dans le cas de la Verne, comme le montre la Figure 4-2, les défauts de position du trajet suivant x ne peuvent pas permettre de détecter une dérive de l'identification. En effet la distance dx entre les deux portions de trajets parallèles à y varie de façon négligeable. Tandis que la distance dy entre les deux portions de trajets parallèles x évolue d'une valeur détectable par la mesure. Ce phénomène peut s'expliquer dans le cas de la Verne, par la sollicitation de l'axe B lors d'un mouvement suivant l'axe x , comme nous l'avons décrit dans le chapitre 3. Cette variation de distance entre les deux portions de trajets

parallèles à x génère aussi un défaut de perpendicularité entre les trajets parallèles à x et à y . Cette propriété peut alors être utilisée pour détecter une dérive de l'identification en mesurant le défaut de perpendicularité entre deux surfaces usinées dans la même phase.

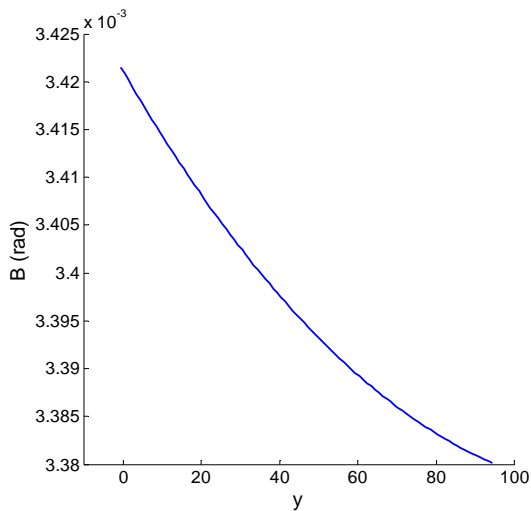
En ce qui concerne les défauts de position suivant l'axe z , seuls les défauts de position de surfaces usinées par rapport à la surface de mise en position de la pièce suivant l'axe z peuvent être utilisés. En effet, deux trajets à des altitudes z différentes risquent de ne pas présenter des valeurs de défauts de position mesurables.



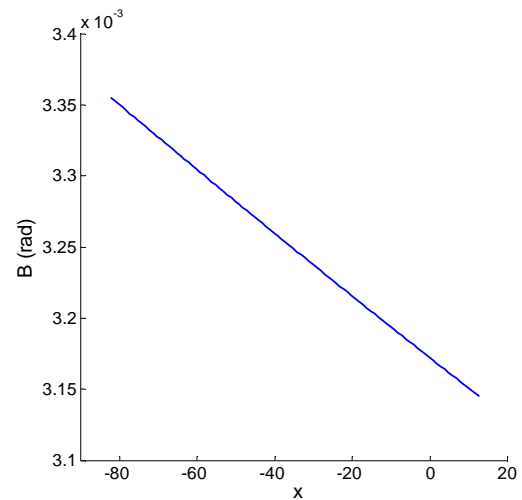
Orientation de l'outil suivant B sur la portion de trajet 1



Orientation de l'outil suivant B sur la portion de trajet 2



Orientation de l'outil suivant B sur la portion de trajet 3



Orientation de l'outil suivant B sur la portion de trajet 4

*Figure 4-3 : Orientation de l'axe de l'outil autour de B ,
axe de rotation virtuel autour de l'axe y du repère d'usinage*

De même, si nous analysons l'influence d'un mauvais étalonnage sur l'orientation de l'axe outil, nous pouvons nous rendre compte que l'axe outil s'oriente suivant l'axe B d'une

valeur non nulle (Figure 4-3). Toutefois, la variation de la valeur de l'orientation de l'outil est faible. Ce défaut d'orientation de l'axe outil peut être détecté si des défauts de parallélisme ou de perpendicularité de surface sont détectés par rapport aux surfaces de mise en position.

En conclusion, pour détecter un défaut au niveau de l'identification dans le cas de la Verne, il faut analyser l'influence des défauts d'orientation des portions de droite sur les surfaces usinées ainsi que l'influence du défaut d'orientation de l'axe de l'outil.

2.2 Défauts par rapport à des trajectoires parallèles à z

Considérons maintenant des trajets de l'outil parallèles à l'axe z (Figure 4-4). L'axe de l'outil est parallèle à l'axe z . Tout comme précédemment, dans un premier temps, les défauts de position intrinsèques des trajectoires simulées les unes par rapport aux autres sont analysés et illustrés à l'aide d'une simulation. Puis, la variation de l'orientation de l'axe outil est quantifiée.

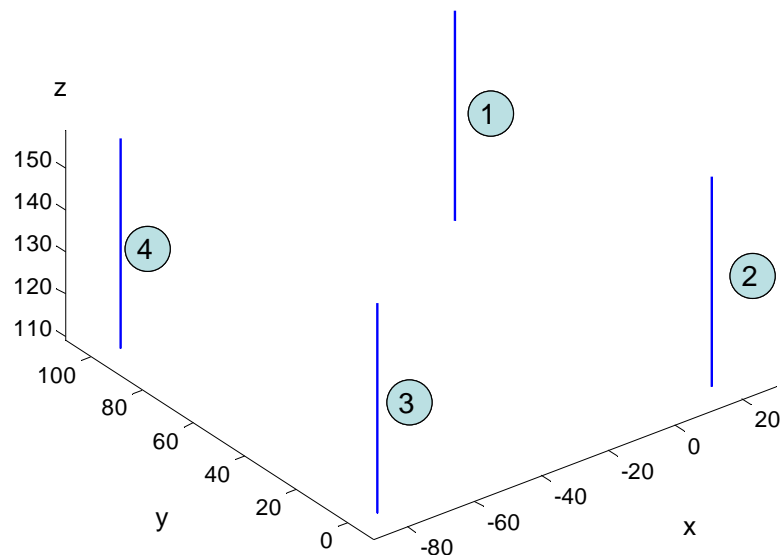


Figure 4-4 : Trajectoires désirées parallèles à l'axe z

Dans un premier temps, les trajectoires simulées sont comparées aux trajectoires désirées. Ainsi, les défauts prépondérants sont des défauts intrinsèques de position, alors que les défauts d'orientation sont faibles (Figure 4-5). Les trajectoires sont très légèrement déformées, mais la distance entre les trajectoires est mesurable et la valeur évolue fortement.

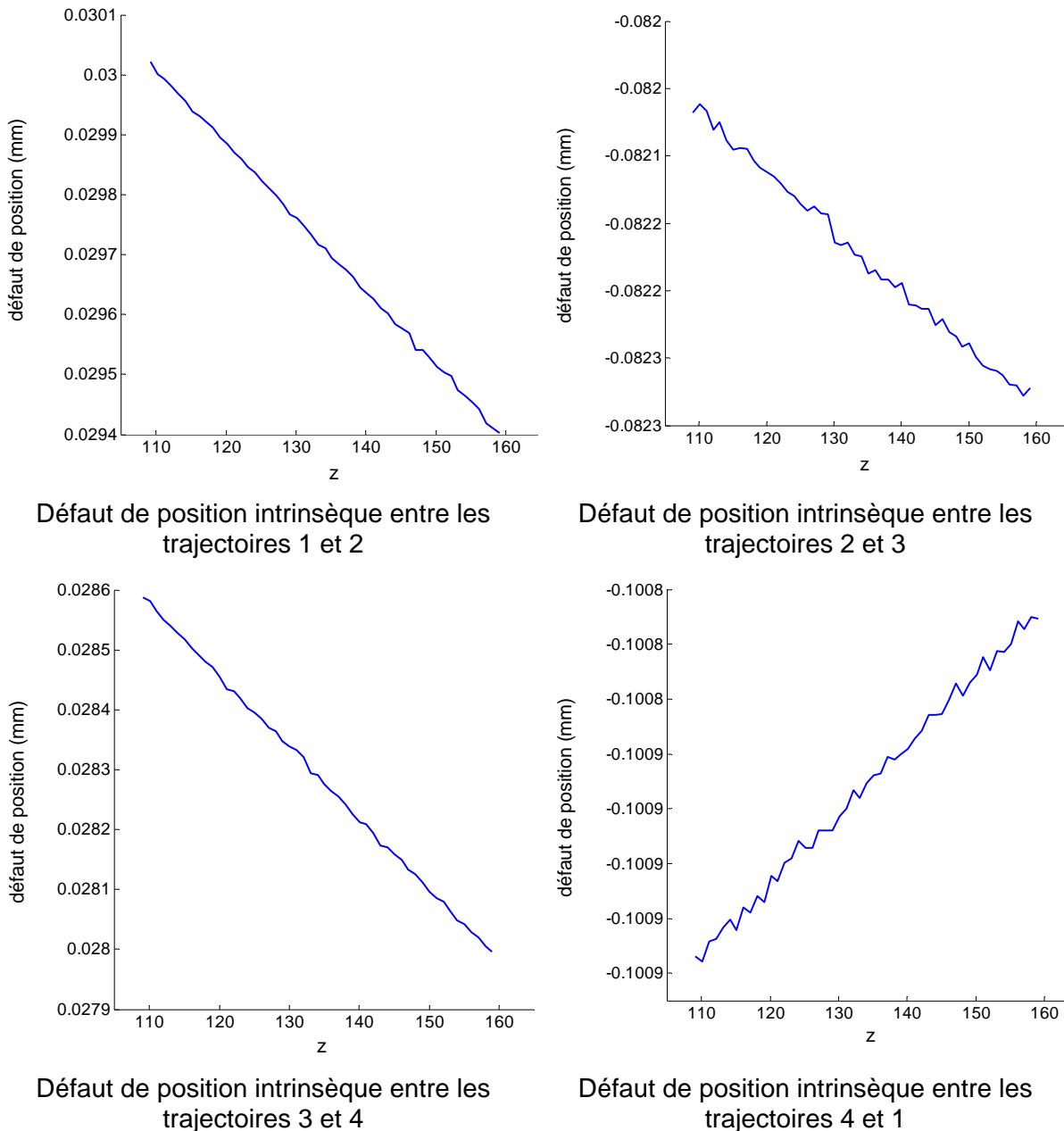


Figure 4-5 : Défauts de position des axes des perçages entre eux

Ainsi, des défauts de position relatifs entre les perçages sont mesurables sur la pièce finale entre les surfaces obtenues. Si la valeur de ces défauts évolue en fonction des trajets 1, 2, 3 ou 4 considérés, alors une nouvelle identification est nécessaire. Les défauts d'orientation de la trajectoire suivie dans le repère cartésien, eux, ne pourront pas être détectés.

Si maintenant, nous analysons l'influence d'un mauvais étalonnage sur l'orientation de l'axe outil, nous pouvons nous rendre compte qu'un défaut d'orientation de l'axe outil apparaît autour de l'axe B (Figure 4-6). La variation de la valeur de l'orientation de l'outil autour de B est faible. Toutefois ce défaut d'orientation de l'axe outil peut être détecté suivant la direction d'usinage et la forme usinée.

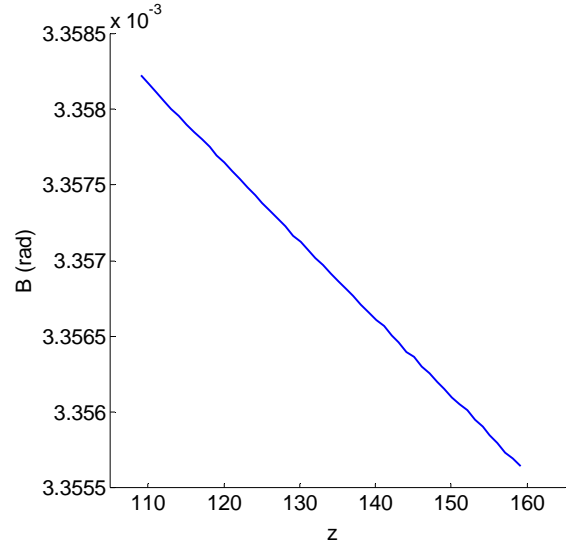
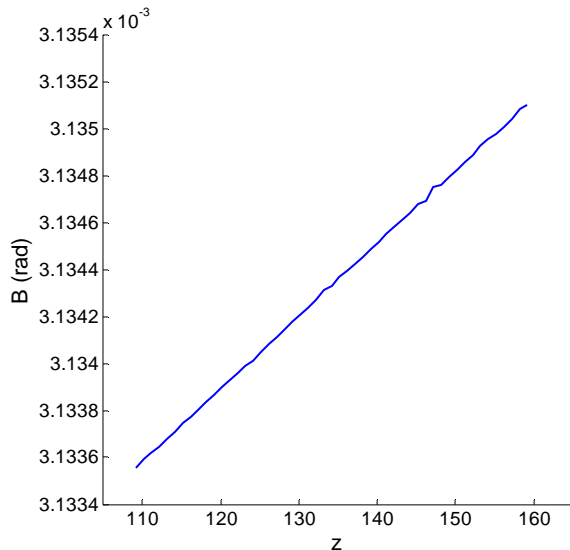
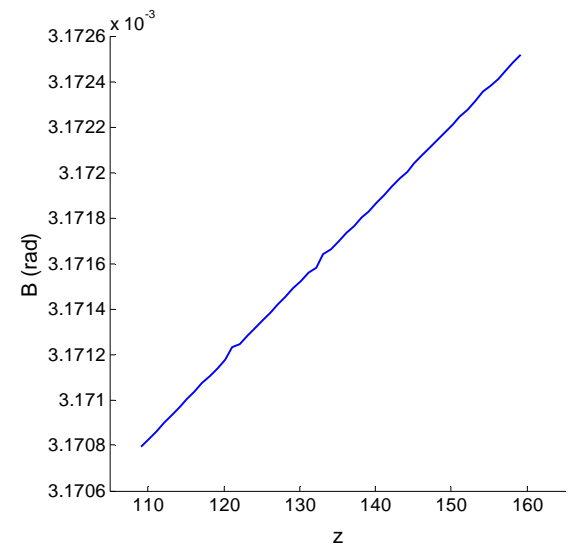
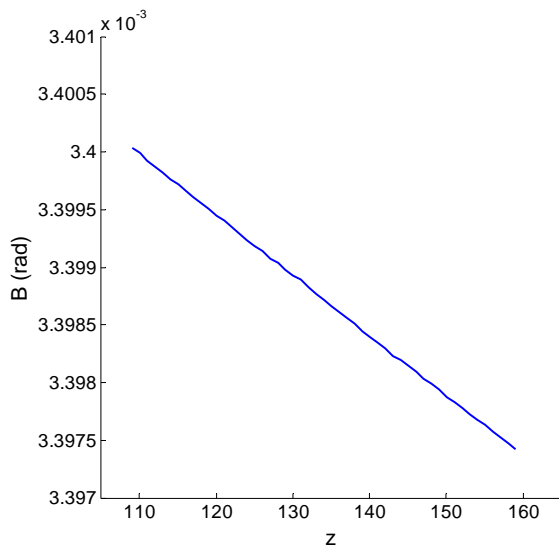
Orientation de l'outil suivant B sur le trajet 1Orientation de l'outil suivant B sur le trajet 2Orientation de l'outil suivant B sur le trajet 3Orientation de l'outil suivant B sur le trajet 4

Figure 4-6 : Orientation de l'axe de l'outil autour de B ,
axe de rotation virtuel autour de l'axe y du repère d'usinage

En conclusion, pour détecter un défaut au niveau de l'identification dans le cas de la Verne, il faut analyser l'influence des défauts de position des trajectoires droites sur les surfaces usinées ainsi que l'influence du défaut d'orientation de l'axe de l'outil.

2.3 Conclusion

Ces deux simulations ont donc permis d'isoler les comportements géométriques particuliers de la machine outil qui imposent de réaliser un nouvel étalonnage. Les conséquences de ces comportements ne doivent pas être imputables à d'autres éléments du système pièce/outil/machine. Dans le cas de machines outils à structure parallèle, nous pouvons donc considérer que tous les défauts dimensionnelles de suivi géométrique de la

trajectoire dont la valeur évolue suivant l'espace où se trouve l'usinage et les défauts d'orientation de l'outil sont dus à un mauvais étalonnage des paramètres géométriques du modèle utilisé pour la commande.

Pour détecter ces défauts de suivi de la trajectoire, il nous faut donc déterminer leur impact sur la surface usinée ainsi que des critères d'évaluation des surfaces usinées permettant de déclencher un nouvel étalonnage.

3 Proposition de critères de déclenchement d'un nouvel étalonnage

Le paragraphe précédent a permis d'évaluer les défauts de la trajectoire, liés à un mauvais étalonnage. Il convient alors d'étudier l'influence de ces défauts sur la surface usinée. On peut alors synthétiser cette analyse en proposant des critères d'évaluation de la surface usinée, qui permettent de déclencher un nouvel étalonnage.

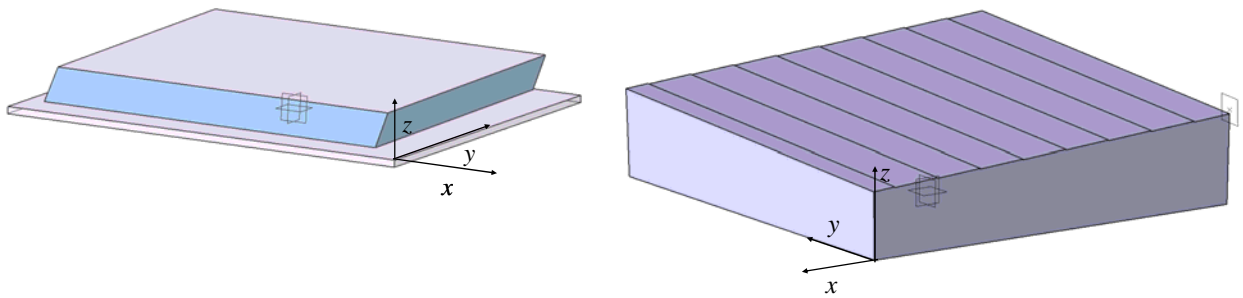
Les trajectoires « carrées » présentées précédemment sont des trajectoires de type lignes droites dans le plan (x,y) . Ce sont donc des trajectoires qui permettent d'usiner des plans par surfaçage et par contournage. Les trajectoires « parallèles à z » sont utilisées en perçage et en alésage. Ainsi, notre étude se concentre sur ces trois types de surfaces, que l'on retrouve fréquemment dans le cas de l'usinage des pièces mécaniques.

Dans un premier temps, nous allons analyser l'influence des défauts de suivi de la trajectoire sur des plans contournés ou surfacés, puis sur des perçages et des alésages. Pour finir nous proposons des critères permettant de détecter la nécessité d'un nouvel étalonnage.

3.1 Défauts générés sur les plans obtenus par contournage ou surfaçage

Considérons l'usinage de plans en contournage ou en surfaçage. Les trajets utilisés sont généralement des trajets en ligne droite décrits dans le plan (x,y) . Dans le paragraphe précédent, nous avons montré qu'un mauvais étalonnage introduit un défaut d'orientation entre les trajectoires dans le cas de la Verne, entre les trajectoires et les surfaces d'appuis et des défauts d'orientation de l'axe outil.

Sur la pièce usinée, ces défauts de trajectoire engendrent des défauts d'orientation entre les surfaces usinées, entre les surfaces usinées et les surfaces d'appuis et un défaut de planéité lié à l'évolution du dépinçage de l'outil (Figure 4-7).



Pièce contournée avec une fraise cylindrique

Pièce surfacée avec une fraise cylindrique

Figure 4-7 : Formes des surfaces usinées avec un défaut d'identification des paramètres géométriques (défauts amplifiés)

Considérons maintenant une pièce usinée, qui présente de tels défauts et recherchons les différentes causes.

Pour les défauts d'orientation entre les surfaces usinées, ni les dimensions de l'outil ni la dispersion de mise en position de la pièce sur la machine influent. Par conséquent, seul un défaut d'étalonnage peut être mise en cause.

Les défauts d'orientation entre les surfaces usinées et les surfaces d'appuis, peuvent être dus soit à une dispersion de mise en position de la pièce sur la machine, soit à un défaut d'étalonnage. Ainsi, s'il est possible de corriger ce défaut uniquement en modifiant la prise de la pièce, il n'est pas utile de procéder à un nouvel étalonnage. Dans le cas contraire, seul ce dernier permet de réduire le défaut.

Enfin, un défaut de planéité ne peut être engendré que par le mouvement de l'outil. Par conséquent, seul l'étalonnage permet de le réduire.

Nous remarquons que les défauts de position ne sont pas pris en compte dans cette étude. En effet, nous considérons qu'une erreur d'étalonnage introduit des valeurs de défauts d'orientation plus importantes que des valeurs de position. De plus, nous estimons que les défauts de position peuvent être corrigés plus facilement par les actions usuelles de réglages d'une machine outil.

3.2 Cas des surfaces obtenues par perçage ou alésage

Une étude similaire peut être appliquée au cas du perçage ou alésage. Le phénomène significatif concerne le défaut de position relative des perçages entre eux (Figure 4-8). Si le programme d'usinage est correct et si les précautions d'usinage ont été prises, seul l'étalonnage influe sur la position des trous. Ainsi, dans le cas d'apparition d'un défaut hors tolérance, il peut être envisagé de le réduire soit en modifiant la gamme de fabrication, soit en étalonnant la machine. Si le défaut est systématique sur une série de pièce, il est nécessairement du à la machine.

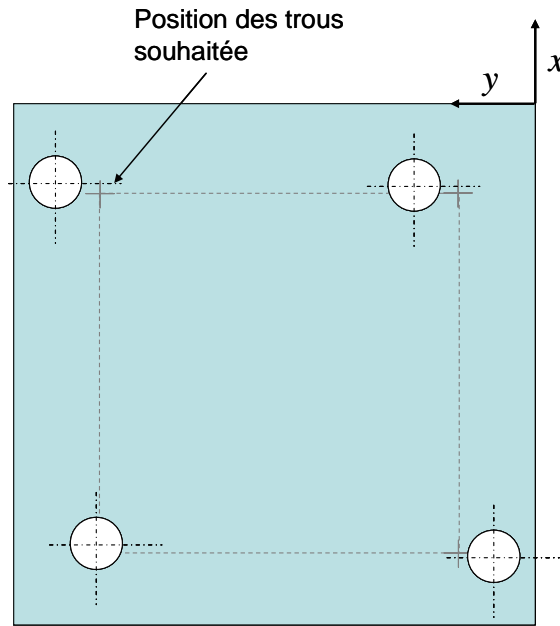


Figure 4-8 : Positions de trous percés avec un défaut d'identification

L'analyse du paragraphe précédent montre aussi que des défauts d'étalonnage engendrent un défaut d'orientation de l'outil durant le perçage. Lors du perçage, l'axe de déplacement du foret n'est pas parallèle à son axe de rotation. La surface usinée n'est donc pas un cylindre (Figure 4-9). L'usinage engendre donc un défaut de cylindricité et des défauts de circularité au niveau de chaque section. Cependant, plusieurs causes peuvent engendrer un tel défaut, comme le faux-rond de la broche ou le défaut de coaxialité entre l'outil et la broche. Toutefois, ces causes produisent une forme différente de défaut et nous considérons que l'élimination de ces causes est un préalable à l'étalonnage. Ainsi, si un défaut résiduel demeure, il est nécessaire de procéder à un nouvel étalonnage.

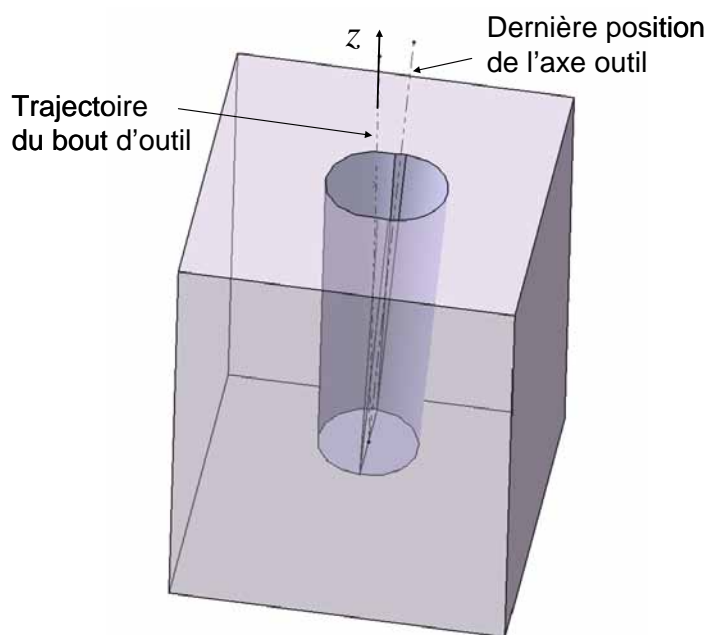


Figure 4-9 : Forme du trou percé avec un défaut d'identification

3.3 Application à un exemple

Afin d'analyser de manière plus concrète l'application de ce suivi de production permettant de détecter la nécessité d'un nouvel étalonnage, nous allons appliquer notre étude à la forme de pièces proposées sur la Figure 4-10. Cette pièce représente le type de surface qu'il faut surveiller dans notre cas. Le plan supérieur est surfacé, les 4 plans de hauteur 10 mm sont contournés et les 4 trous sont percés. Les autres surfaces non usinées sont des surfaces servant à la mise en position. Cette pièce réunit trois types de surfaces produites sur une grande partie des pièces usinées industriellement.

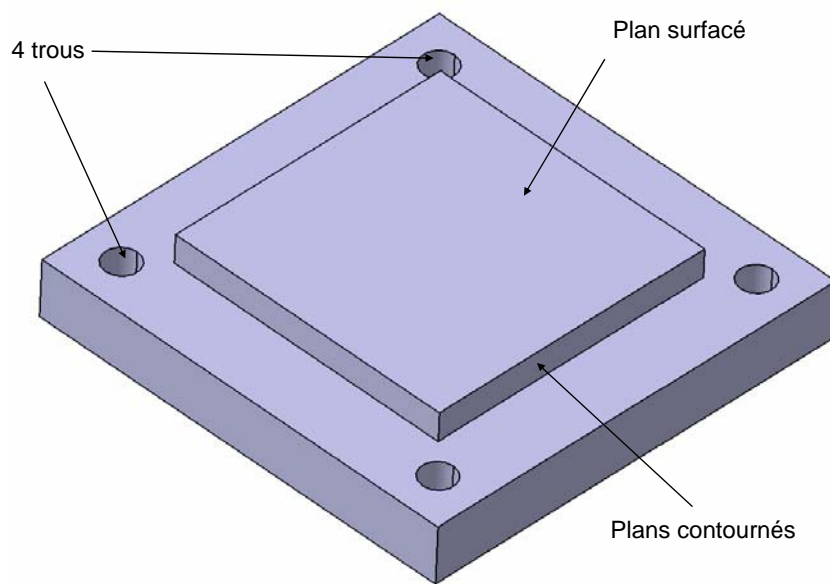


Figure 4-10 : Exemple d'application générale

Les spécifications à vérifier pour détecter la nécessité d'étalonner la machine outil sont de plusieurs types (orientation, localisation et forme) comme la Figure 4-11 le montre. Ces spécifications résument les défauts sur les surfaces usinées énumérées précédemment. Les valeurs choisies pour les différentes zones de tolérance sont fonction du dessin de définition initial et donc de la qualité désirée.

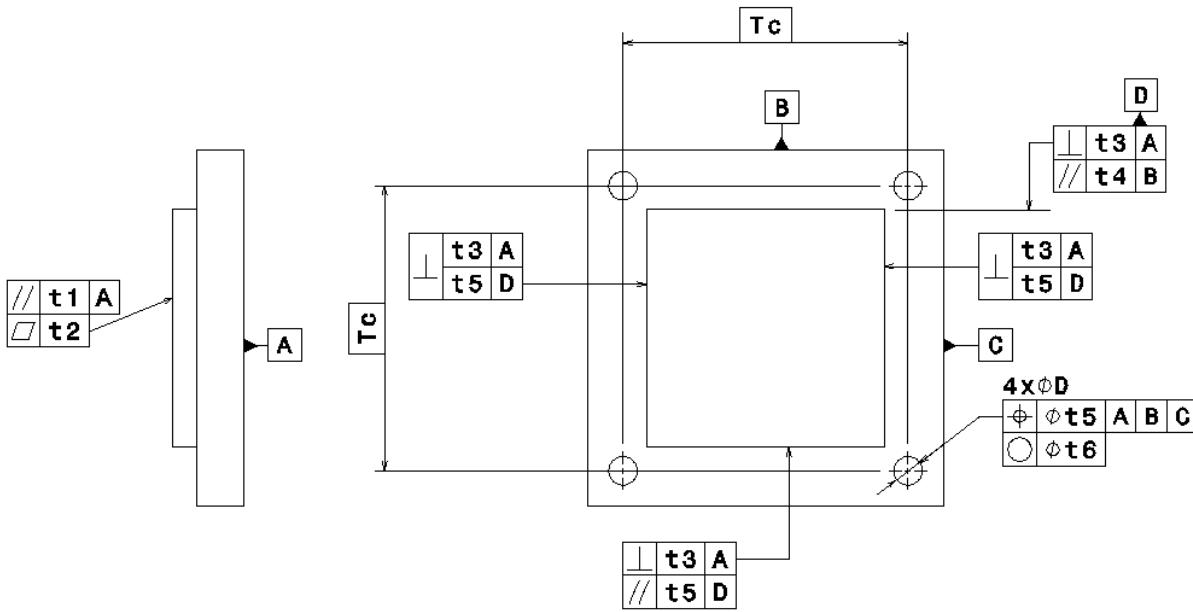


Figure 4-11 : Spécification à vérifier pour détecter la nécessité d'étalonner la machine outil

Ainsi, si une des spécifications présentes sur la Figure 4-11 n'est pas vérifiée alors un nouvel étalonnage devra être réalisé.

Cet exemple peut se généraliser. En effet, il suffit d'isoler un des trois types de surfaces sur les pièces en production, et de suivre, à l'aide des spécifications définies sur la Figure 4-11, les surfaces ainsi isolées.

3.4 Conclusion

Dans ce paragraphe, nous avons donc isolé l'influence d'un mauvais étalonnage sur la forme de surfaces planes usinées en surfaçage, en contournage ou en perçage. Cette étude nous a amené à la définition de spécifications géométriques à suivre en fonction du type de surface usinée. Ainsi pour suivre le comportement géométrique de la structure de la machine outil dans le cas d'une pièce quelconque en production, il suffit que la pièce usinée propose un surfaçage ou un contournage de plans ou un perçage. Sur ce type de surface, il suffit ensuite lors du contrôle qualité de vérifier les spécifications similaires à celles décrites sur la Figure 4-11. Le Tableau 4-1 résume des spécifications associées aux différents types de surfaces à surveiller pour déclencher un étalonnage. La valeur de l'intervalle de tolérance déclenchant l'étalonnage est fonction de la qualité d'usinage souhaitée.

<i>Type de surfaces</i>	<i>Types de spécification associée</i>
Plans surfacés	- Parallélisme / aux surfaces de mise en position - Planéité
Plans contournés	- Parallélisme / aux surfaces de mise en position - Parallélisme / aux surfaces entre elles - Perpendicularité / aux surfaces entre elles
Perçages ou alésages	- Localisation de l'ensemble des perçages ou alésages / aux surfaces de mise en position - Circularité

Tableau 4-1 : Spécifications associées aux surfaces usinées pour le déclenchement de l'étalonnage

4 Réflexion sur l'amélioration de la capacité

Dans le paragraphe précédent nous avons étudié la possibilité de réaliser une « maintenance » géométrique de la machine outil dans le but de produire de pièce ayant une qualité acceptable dans le cadre d'un suivi de production. Toutefois, si la qualité de l'identification ne permet pas d'être suffisamment précise pour un niveau de qualité requis, alors comment améliorer la qualité d'usinage de la machine outil ?

Dans le cas de pièces de grande taille, il peut être pertinent de proposer des identifications locales, limitées à certaines zones de la pièce, afin d'améliorer la qualité d'usinage. En effet, une unique identification de la valeur des paramètres géométriques identique dans tout l'espace de travail géométrique peut être localement pénalisante. Il paraît donc pertinent d'améliorer la précision géométrique de suivi de trajectoire en réalisant des identifications locales liées à chaque entité d'usinage réalisée (Figure 4-12).

En effet, la réduction de l'espace de travail géométriquement identifié permet de diminuer la variation du comportement géométrique de la structure. De plus, dans le cas de pièces de grande dimension, les usinages précis sont souvent locaux. Ainsi, si l'identification globale permet de garantir un niveau de qualité suffisant entre les différents usinages locaux et l'étalonnage local amène un gain de précision localement, alors la qualité demandée sur la pièce usinée sera atteinte.

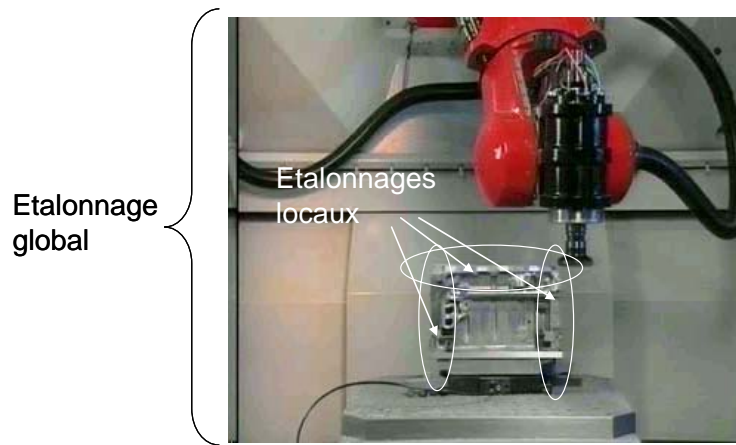


Figure 4-12 : Principe de l'étalonnage local dans la zone d'usinage

De même, plus la forme servant à l'identification est proche de la forme usinée, plus le gain lié à l'identification est garanti. Ainsi, il devient pertinent de développer une méthode d'identification permettant d'utiliser la forme de la pièce usinée.

5 Conclusion

Les travaux et réflexions décrits dans ce paragraphe appliquent les réflexions utilisées pour concevoir la méthode d'identification décrite dans le chapitre 3. Ils portent sur la réalisation d'une « maintenance » géométrique d'une machine outil à structure parallèle à l'aide du suivi de la production et sur la proposition d'un axe de recherche pour améliorer la précision localement.

Ainsi, nous proposons de suivre la dérive géométrique de la structure de la machine outil en vérifiant certaines spécifications de formes, d'orientation et de localisation à définir suivant le type de surfaces usinées. En effet, nous avons remarqué que du fait du comportement anisotrope des machines outils à structure parallèle, des défauts de formes et orientations apparaissent sur les plans usinés en surfacage et contournage. Des défauts de forme et localisation apparaissent lors de perçage. Cependant, la qualité de l'identification limite la capacité de la machine outil, ainsi une réflexion est portée sur le gain que pourrait apporter des identifications locales centrées sur les usinages locaux.

Ces analyses permettent de conclure sur le gain potentiel que devrait apporter l'application de la méthode d'identification développée précédemment sur les pièces produites sur la machine outil.

Conclusion et perspectives

Ces travaux de recherche ont porté sur l'étude et l'amélioration des performances des machines outils à structure parallèle en terme de précision d'usinage dans le but de produire des pièces conformes à la qualité requise.

Une étude bibliographique sur l'utilisation actuelle des machines outils à structure parallèle a permis d'isoler la principale cause pénalisante par rapport aux structures sérielles. En effet, ces machines outils couplent difficilement une grande précision d'usinage avec une forte dynamique des mouvements. Or, les machines outils doivent tout d'abord répondre à une contrainte de qualité puis à un objectif de diminution des délais. Ainsi, pour que les machines outils à structure parallèle trouvent leur application en usinage, il faut en améliorer la précision. Pour cela, deux axes de recherche sont envisagés dans cette thèse. Le premier consiste en la détermination d'un espace de travail statiquement admissible et le second en la définition d'une nouvelle méthode d'identification basée sur l'usinage et la mesure d'une pièce dédiée.

L'espace statiquement admissible représente la zone de l'espace géométrique dans laquelle les défauts de position de la surface usinée sont inférieurs à ceux requis si nous considérons uniquement la déformation de la structure sous les sollicitations statiques liées à l'usinage. La détermination de cet espace statiquement admissible ne se fait pas de façon intuitive du fait du comportement anisotrope des machines outils à structure parallèle et de la variation des valeurs et des orientations que peut prendre la sollicitation en effort due à l'usinage en fonction de l'opération réalisée. Pour déterminer cet espace statiquement admissible, nous avons donc couplé trois modélisations, une de la structure, une de la sollicitation de la structure du fait de l'usinage et une de la surface usinée en considérant l'outil comme rigide. Ces trois modélisations permettent donc de déterminer l'influence de la déformation de la structure du fait de la sollicitation statique de l'usinage sur la forme usinée.

Toutefois, le comportement lié à ces déformations sous l'effet de sollicitations mécaniques n'est pas le plus pénalisant sur la précision d'usinage. En effet, les défauts de

pose de l'outil et les défauts engendrés sur la surface usinée sont aussi dus aux erreurs de transformation inverse du modèle utilisé pour la commande.

Pour diminuer l'influence de ces erreurs, nous avons donc développé une méthode d'identification des paramètres géométriques du modèle de la commande basée sur la mesure des géométries dédiées de surfaces usinées. Pour définir cette méthode, nous avons conçu la forme de la pièce dédiée à l'identification, la méthode de détermination de la trajectoire de l'outil et la fonction erreur permettant de calculer les paramètres géométriques identifiés. Elle permet ainsi de diminuer les erreurs de transformation en comparant la géométrie de la pièce désirée à celle obtenue par usinage, et plus particulièrement en comparant la trajectoire suivie réellement par l'outil à celle souhaitée. Ainsi, elle permet d'identifier le processus de fabrication et non pas uniquement la structure de la machine outil.

Une projection dans un contexte industriel de la méthode proposée est ensuite menée. Elle permet à travers le suivi de certaines surfaces des pièces en production de détecter la nécessité d'identifier la machine. Cette action permet de définir une « maintenance » géométrique de la machine. De plus, une réflexion est en cours pour étudier l'intérêt d'une identification locale d'un sous groupe d'entités d'usinage en terme de capacité d'usinage par rapport à une identification globale dans tout l'espace de travail.

Ainsi l'originalité de ces travaux porte sur la prise en compte des phénomènes engendrant des défauts sur la surface usinée, car nous cherchons à garantir l'usinage d'une pièce conforme et non pas garantir la précision de pose de l'outil. De plus, nous participons à la mise sous contrôle du processus.

Toutefois, les résultats apportés par ces travaux de thèse peuvent être approfondis. En ce qui concerne les travaux portant sur la définition d'un espace statiquement admissible, ils pourraient être utilisés dans le domaine de la conception pour développer des nouveaux critères d'évaluation prenant en compte le type de pièces devant être produites. Ainsi, le concepteur de machine outil pourrait considérer les sollicitations liées à l'opération d'usinage et adapter la structure de la machine outil en fonction de la forme des pièces produites ainsi que de la qualité requise. Cette vision peut encore être élargie. En effet, il est pertinent de pouvoir traduire les contraintes géométriques associées à la pièce et la sollicitation, aussi bien statique que cinématique, d'une opération d'usinage en terme de critères optimisables pour le concepteur de la machine outil. Ces critères porteraient par exemple sur une forme de carte de rigidité, un niveau de rigidité minimum dans une certaine zone de l'espace de travail, des vitesses minimales et maximales atteignables selon la zone de travail, et un niveau de précision géométrique atteignables par identification. Ces travaux pourraient être

aussi continués dans le domaine de l'usinage en proposant la pose optimale de la pièce à usiner d'un point de vue statique.

En ce qui concerne la méthode d'identification du processus, nous pouvons étudier l'influence de la prise en compte de la géométrie de chaque machine outil au niveau de la précision d'identification. Ainsi, à l'aide d'une analyse de sensibilité, nous pouvons concevoir la forme des pièces sollicitant au mieux les paramètres géométriques afin d'améliorer la qualité numérique de l'identification. De plus, il peut être intéressant de proposer des formes de pièces permettant de mesurer à la fois la position de l'outil et son orientation, ceci en vue d'utiliser des pièces usinées en 5 axes pour réaliser l'identification. En ce qui concerne la pertinence de cette méthode pour des machines outils, nous pourrions évaluer sa qualité en la comparant avec d'autres méthodes actuellement utilisées comme le ball-bar 3D.

D'une manière plus générale, il serait intéressant d'élargir les perspectives de ces travaux aux problèmes dynamiques et cinématiques. Dans le cas de la dynamique, l'étude porterait sur l'influence du comportement dynamique sur la qualité de la pièce usinée. En effet, ces machines outils sont utilisées comme machine outil UGV, ce qui induit de fortes sollicitations de la structure et des moteurs du fait des vitesses employées. Des vibrations peuvent apparaître ainsi que des problèmes de suivi de trajectoires. Il serait intéressant d'étudier l'influence de ces sollicitations sur les formes usinées afin de proposer des trajectoires minimisant ces sollicitations et de proposer des critères pouvant aider les concepteurs de machines outils.

Pour les aspects cinématiques, il pourrait être intéressant dans l'objectif de minimiser le temps de production d'une pièce de minimiser les temps des mouvements hors matière et des usinages ne générant pas de formes finies. En effet, dans le cas de machines outils à structure parallèle anisotropique, le mouvement des moteurs n'est pas parallèle au mouvement final de l'outil. Ainsi, il y a une amplification de la vitesse des moteurs par rapport à celle de déplacement de l'outil. Cette amplification est fonction de la pose de l'outil. Il n'est donc pas intuitif de définir la trajectoire la plus rapide pour aller d'un point à un autre dans l'espace cartésien, ou la trajectoire permettant par exemple d'ébaucher une pièce le plus rapidement possible ainsi que la pose optimale de la pièce dans l'espace de travail.

Ainsi, ces travaux de thèse permettent d'appréhender et d'améliorer le comportement des machines outils à structure parallèle en usinage. La particularité de ces travaux est que les méthodes et l'analyse déployées ont cherché à toujours prendre en compte la fonction principale des machines outils, c'est à dire la production de pièces conformes au dessin de définition. Alors, ces travaux participent à l'évolution des démarches de conception des nouvelles machines d'usinage, dans un environnement de Design For Manufacturing.

De plus, ces travaux apportent une contribution à l'intégration du triplet pièce/machine/stratégie d'usinage en proposant des outils d'analyse du comportement de la machine et de prédiction des performances en fabrication.

Ces travaux ont ouvert plusieurs voies d'amélioration et de recherche qui permettront certainement à terme de rendre les machines outils à structure parallèle économiquement viables dans les ateliers de production du 21^{ème} siècle.

Références bibliographiques

- [Assarsson01] *ASSARSSON J., Simulation and analysis of parallel kinematic machines*, Licentiate Thesis, Lund University, 2001, ISBN : 91-631-1410-0
- [Bearee05] *BEAREE R., Prise en compte des phénomènes vibratoires dans la génération de commande des machines-outils à dynamique élevée*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, décembre 2005
- [Bleicher02] *BLEICHER F., GUNTHER G., Automatically operating calibration method for a three-axis parallel kinematic machine*, 4th Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 165-181, Chemnitz (Allemagne), avril 2004
- [Bourdet93] *BOURDET P., LARTIGUE C., LEVEAUX F., Effects of data point distribution and mathematical model on finding the best-fit sphere to data*, Precision Engineering, Volume 15, n°3, pp 150-157, 1993
- [Bouzgarrou01] *BOUZGARROU B.C., Conception et modélisation d'une machine-outil à architecture hybride pour l'UTG*, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2001
- [Bouzgarrou02] *BOUZGARROU B.C., THUILOT B., RAY P., GOGU G., Modeling of flexible manipulators applied to HSMW machine tools*, Mécaniques et Industries, Volume 3, pp 173-180, 2002
- [Brecher06] *BRECHER C., HOFFMANN F., Multi-criteria comparison of standardised kinematic structures for machine tools*, 5th Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 65-82, Chemnitz (Allemagne), avril 2006
- [Caccavale00] *CACCAVALE F., RUGGIERO G., SICILLIANO B., VILLANI L., On the dynamics of a class of parallel robot*, dans *Advances in robot kinematics*, LENARCIC J., STANISIC M.M., Kluwer Academic Publishers, Pays-Bas, pp 187-196, 2000, ISBN : 0-7923-6426-0

- [Chanal05a] *CHANAL H., DUC E., RAY P., Etude du comportement d'une machine à structure parallèle vis à vis des sollicitations de l'usinage*, 9^{ème} Colloque National AIP PRIMECA, La Plagne (France), avril 2005
- [Chanal05b] *CHANAL H., DUC E., RAY P., HASCOËT J.Y., Comparaison du comportement en usinage de deux machines à structure parallèle*, 17^{ème} Congrès Français de Mécanique, Troyes (France), septembre 2005
- [Chanal06a] *CHANAL H., DUC E., RAY P., A study of the impact of machine tool structure on machining processes*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 46, pp 98-106, 2006
- [Chanal06b] *CHANAL H., DUC E., RAY P., HASCOËT J.Y., Design of a dedicated machined part for calibrating A parallel kinematics machine tool*, 5th International Conference on High Speed Machining, pp 317-328, Metz (France), mars 2006
- [Chanal06c] *CHANAL H., DUC E., RAY P., Calibration accuracy of a parallel structure machine tool with respect to machined part quality*, 6th International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering, CD-Rom, Grenoble (France), mai 2006
- [Chedmail98] *CHEDMAIL P., DOMBRE E., WENGER P., La CAO en robotique*, Hermes, Paris, 1998, ISBN : 2-86601-695-5
- [Chen04] *CHEN J.S., HSU W.Y., Design and analysis of a tripod machine tool with an integrated cartesian guiding and metrology mechanism*, Precision Engineering, Volume 28, pp 46-57, 2004
- [Choi99] *CHOI J.G., YANG M.Y., In-process prediction of cutting depths in end-milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 39, pp 705-721, 1999
- [Cobet02] *COBET M., Designing PKMs : Working volume, stiffness, frequencies*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 83-104, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [Company00] *COMPANY O., Machines-outils rapides à structure parallèle. Méthodologie de conception, application et nouveaux concept*, Thèse de doctorat, Université de Montpellier II, décembre 2000
- [Company02] *COMPANY O., PIERROT F., Modelling and design issues of a 3-axis parallel machine tool*, Mechanism and Machine Theory, Volume 37, pp 1325-1345, 2005
- [CMW] *CMW, Mécanique de précision UGV : hexapode CMW*, CD Rom distribué au salon de la machine outil, Lyon, 2005

- [DAcunto02] *D'ACCUNTO A., MARTIN P., Le comportement pièce/outil/machine en usinage : analyse, modélisation, simulation*, dans *CHEDMAIL P., CAO et simulation en mécanique*, Hermes, Paris, 2002, ISBN : 2-7462-0340-5
- [Daney99] *DANNEY D., Self calibration method of Gough platform using leg mobility constraints*, the 10th world congress on the theory of machine and mechanism, pp 104-109, Oulu (Finlande), 1999
- [Dugas02] *DUGAS A., CFAO et UGV – Simulation d'usinage de formes complexes*, Thèse de doctorat, Université de Nantes / Ecole Centrale de Nantes, décembre 2002
- [ElKhasaw99] *EL-KHASAWNEH B.S., FERREIRA P.M., Computation of stiffness and stiffness bounds for parallel link manipulators*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 39, pp 321-342, 1999
- [Fan03] *FAN K.C., WANG H., ZHAO J.W., CHANG T.H., Sensitivity analysis of the 3-PRS parallel kinematic spindle platform of a serial-parallel machine tool*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 1561-1569, 2003
- [Geldart03] *GELDART M., WEBB P., LARSSON H., BACKSTROM M., GINDY N., RASK K., A direct comparison of the machining performance of a varix 5 axis parallel kinematic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 1107-1116, 2003
- [Heisel99] *HEISEL U., Precision requirements of hexapod-machines and investigation results*, dans *Parallel kinematic machines: theoretical aspects and industrial requirement*, BOER C.R., MOLINARI-TOSATTI L., SMITH K.S., Springer-Verlag edition, Angleterre, pp 131-150, 1999, ISBN : 1-85233-613-7
- [Hennes02] *HENNES N., Ecospeed - an innovative machinery concept for high-performance 5 axis machining of large structural components in aircraft engineering*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 763-774, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [Hertel02] *HERTEL A., Requirement for parallel kinematics for powertrain manufacturing in the automotive industry*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 753-762, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [Hesselbach04] *HESELBACH J., KERLE H., KREFFT M., PLITEA N., The assessment of parallel mechanical structures for machines taking account of their operational purposes*, 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, CD-ROM, Tianjin (Chine), avril 2004

- [Huang05] *HUANG T., CHETWYND D.G., WHITEHOUSE D.J., WANG J., A general and novel approach for parameter identification of 6-DOF parallel kinematic machines*, Mechanism and Machine Theory, Volume 40, pp 219-239, 2005
- [Jaupi02] *JAUPI L., Contrôle de la qualité*, Dunod, France, 2002, ISBN : 2-10-004264-5
- [Jockiel01] *JOCKIEL B.J., ZIEGERT J.C., BIEG L., Uncertainty propagation in calibration of parallel kinematic machine*, Precision Engineering, Volume 25, pp 48-55, 2001
- [Katz04] *KATZ R., LI Z., Kinematic and dynamic synthesis of a parallel kinematic high speed drilling machine*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 1381-1389, 2004
- [Khalil99] *KHALIL W., DOMBRE E., Modélisation, identification et commande des robots*, Hermès, France, 1999, ISBN : 2-7462-0003-1
- [Kim02] *KIM T., SARMA S.E., Toolpath generation along directions of kinematic performance : a first cut at machine optimal paths*, Computer-Aided Design, Volume 34, pp 453-468, 2002
- [Kim04] *KIM T., SON S.K., SARMA S.E., On actuator reversal motions of machine tools*, Mechanism and Machine Theory, Volume 39, pp 299-322, 2004
- [Kloypayan02] *KLOYPAYAN J., LEE Y.S., Material engagement analysis of different end mills for adaptative feedrate control in milling process*, Computers in Industry, Volume 47, pp 55-76, 2002
- [Konig92] *KONIG W., New technology in milling, high speed milling, 3 and multi-axis machining working of hardened parts*, Congrès ISTA, Bergame (Italie), 1992
- [Landon04] *LANDON Y., SEGONDS S., LASCOUMES P., LAGARRIGUE P., Tool positioning error (TPE) characterisation in milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 457-464, 2004
- [Lartigue03] *LARTIGUE C., DUC E., AFFOUARD A., Tool path deformation in 5-axis flank milling using envelope surface*, Computer-Aided Design, Volume 35, pp 375-382, 2003
- [Larue03] *LARUE A., ANSELMETTI B., Deviation of a machined surface in flank milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 55-76, 2003
- [Lauroz98] *LAUROZ R., RAY P., GOGU G., From classical machining to high speed machining: comparative analysis*, International Conference on Improving Machine-Tool Performance, San Sebastian (Espagne), pp 105-116, juillet 1998

- [Majou04] *MAJOU F., Analyse cinéstatique des machines parallèles à translation*, Thèse de doctorat, Université Laval-Québec – Université de Nantes / Ecole Centrale de Nantes, septembre 2004
- [Martinez04] *MARTINEZ L., COLLADO V., Calibration of a hybrid serial/parallel 5-axes milling machine using a double ball bar probe*, 4th Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 137-150, Chemnitz (Allemagne), avril 2004
- [Masory93] *MASORY O., WANG J., ZHUANG H., On the accuracy of a Stewart platform – Part II kinematic calibration and compensation*, the 1996 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp 725-731, Atlanta (USA), 1993
- [Merlet97] *MERLET J.P., Les robots parallèles*, Hermès, Paris, 1997, ISBN : 2-86601-599-1
- [Merlet98] *MERLET J.P., GOSSELIN C.M., MOULY N., Workspaces of planar parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, Volume 33, pp 7-20, 1998
- [Merlet02] *MERLET J.P., Still a long way to go on the road for parallel mechanisms*, ASME 27th Biennial Mechanisms and Robotics Conf., Montreal (Canada), 29 septembre – 2 octobre 2002
- [Neugebauer99] *NEUGEBAUER R., WIELAND F., SCHWAAR M., HOCHMUTH C., Experiences with a hexapod-based machine tool*, dans *BOER C.R., MOLINARI-TOSATTI L., SMITH K.S., Parallel kinematic machines: theoretical aspects and industrial requirements*, Springer-Verlag edition, Grande Bretagne, 1999, ISBN : 1-85233-613-7
- [Neumann02] *NEUMANN K.E., Tricept applications*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 547-551, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [NIST] <http://www.mel.nist.gov/photos/photo/wide.htm>, accès le 29/09/05
- [Parenti00] *PARENTI-CASTELLI V., DI GREGORIO R., Influence of manufacturing errors on the kinematic performances of the 3-UPU parallel mechanism*, 2nd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 85-99, Chemnitz (Allemagne), janvier 2000
- [Patel00] *PATEL A.J., EHMANN K.F., Calibration of a hexapod machine tool using a redundant leg*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 40, pp 489-512, 2000
- [Pateloup04] *PATELOUP V., DUC E., RAY P., Corner optimization for pocket machining*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 1343-1353, 2004

- [Priel90] *PRIEL M., Les robots industriels : caractéristiques, performance et choix*, collection AFNOR Technique, 1990, ISBN : 2-1230-6211-3
- [Pritschow00] *PRITSCHOW G., Parallel Kinematic Machines (PKM) – Limitation and new solutions*, Annals of CIRP, Volume 49/1, pp 275-280, 2000
- [Pritschow02] *PRITSCHOW G., EPPLER C., GARBER T., Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 313-333, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [Rehsteiner99] *REHSTEINER F., NEUGEBAUER R., SPIEWAK S., WIELAND F., Putting parallel kinematics machines (PKM) to productive work*, Annals of CIRP, Volume 48/1, pp 345-350, 1999
- [Renaud03] *RENAUD P., Apport de la vision pour l'identification géométrique de mécanismes parallèles*, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal – Clermont II, septembre 2005
- [Renaud06] *RENAUD P., VIVAS A., ANDREFF N., POIGNET P., MARTINET P., PIERROT F., COMPAGNY O., Kinematic and dynamic identification of parallel mechanism*, Control Engineering Practice, Volume 14, pp 1099-1109, 2006
- [Ryerson] http://www.ryerson.ca/~fengxi/parawrist_ryerson.pdf, accès le 29/05/06
- [Schultz97] *SCHULTZ H., State of the art of high speed machining*, 1st french and german conference on High Speed Machining, pp 1-7, Metz, juin 1997
- [Seo98] *SEO T.I., Intégration des effets de déformation d'outil en génération de trajectoires d'usinage*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes, 1998
- [SMT] *SMT TRICEPT, Compagny presentation 03:03*, CD Rom distribué à l'EMO, Milan, 2003
- [Song99] *SONG J., MOU J.I., KING C., Error modeling and compensation for parallel kinematic machines*, dans *Parallel kinematic machines: theoretical aspects and industrial requirement*, BOER C.R., MOLINARI-TOSATTI L., SMITH K.S., Springer-Verlag edition, Great Britain, pp 170-187, 1999, ISBN : 1-85233-613-7
- [Terrier04] *TERRIER M., DUGAS A., HASCOËT J.Y., Qualification of parallel kinematics machines in high speed milling on free form*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 865-877, 2004

- [Terrier05a] **TERRIER M., Optimisation du processus de fabrication en usinage à grande vitesse sur machines-outils à structure parallèle**, Thèse de doctorat, Université de Nantes / Ecole Centrale de Nantes, Septembre 2005
- [Terrier05b] **TERRIER M., GIMENEZ M., HASCOËT J.Y., Verne – a 5-axis parallel kinematics milling machine**, International Journal of Engineering Manufacture, pp 327-336, 2005
- [Tlusty99] **TLUSTY J., ZIEGERT J., RIDGEWAY S., Fundamental comparison of the use of serial and parallel kinematics for machine tools**, Annals of CIRP, Volume 48/1, pp 351-356, 1999
- [Tonshoff98] **TONSHOFF H.K., GREDEL H., A systematic comparison of parallel kinematics**, 1st European American Forum on Parallel Kinematic Machines, pp 295-312, Milan (Italie), 1998
- [Wang01] **WANG Z., WANG Z., LIU W., LEI Y., A study on workspaces, boundary workspace analysis and workpiece positioning for parallel machine tools**, Mechanism and Machine Theory, Volume 36, pp 605-622, 2001
- [Wang04] **WANG H., FAN K.C., Identification of strut and assembly errors of a 3-PRS serial-parallel machine tool**, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 1171-1178, 2004
- [Weck00] **WECK M., STAIMER D., On the accuracy of parallel kinematic machine tools : design, compensation and calibration**, 2nd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 73-84, Chemnitz (Allemagne), janvier 2000
- [Weck02a] **WECK M., STAIMER D., Parallel kinematic machine tool - Current state and future potentials**, Annals of CIRP, Volume 51/2, pp 13/01/2004, 2002
- [Weck02b] **WECK M., STAIMER D., Application experience with a hexapod machine tool for machining complex aerospace parts**, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 807-815, Chemnitz (Allemagne), avril 2002
- [Xi03] **XI F., ZHANG D., MECHEFSKE C.M., A comparative study on tripod units for machine tools**, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 721-730, 2003
- [Yang02] **YANG J.A., JAGANATHAN V., DU R., A new dynamic model for drilling and reaming processes**, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 42, pp 299-311, 2002