



Métrologie et méthode d'identification, pour la prise en compte des déformations élastiques des machines à structure parallèle

Tony Cano

► To cite this version:

Tony Cano. Métrologie et méthode d'identification, pour la prise en compte des déformations élastiques des machines à structure parallèle. Génie des procédés. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2007. Français. NNT : 2007CLF21816 . tel-00718439

HAL Id: tel-00718439

<https://theses.hal.science/tel-00718439>

Submitted on 17 Jul 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 : 1816

EDSPIC : 396

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

Tony CANO

***Métrologie et Méthode d'identification,
pour la prise en compte des déformations élastiques
des machines à structure parallèle.***

Soutenue publiquement le 21 Décembre 2007 devant le jury :

M. Marc RICHETIN	Professeur d'Université, DRRT Auvergne	Président
M. Pierre-Jean BARRE	Professeur d'Université, L2EP	Rapporteur
M. Etienne DOMBRE	Directeur de recherche CNRS, LIRMM	Rapporteur
M. Jean-Michel VACHERAND	Conseiller Scientifique, MICHELIN	Examineur
M. Jean-Marc LAVEST	Professeur d'Université, LASMEA	Co-Directeur
M. Pascal RAY	Professeur d'Université, LaMI	Co-Directeur
M. Frédéric CHAPELLE	Maître de Conférence, LaMI	Encadrant

Laboratoire de Mécanique et Ingénieries
Laboratoire des Sciences et Matériaux pour l'Electronique, et d'Automatique

REMERCIEMENTS

Les travaux présentés dans cette thèse sont à la charnière entre deux domaines bien distincts, la mécanique et la vision artificielle. Ils ont été rendus possibles grâce à la collaboration entre le LaMI (Laboratoire de Mécanique et Ingénieries) et le LASMEA (Laboratoire des Sciences et Matériaux pour l'Electronique et d'Automatique) dans le cadre de la Fédération de Recherche TIMS (Technologie pour l'Information, la Mobilité et la Sécurité). Je remercie donc tout naturellement mes co-directeurs de thèse, Pascal Ray du LaMI et Jean-Marc Lavest du LASMEA, pour leur collaboration, leurs apports respectifs mais aussi pour la confiance et la liberté de travail qu'ils m'ont accordées.

J'exprime ma sincère gratitude à l'ensemble des membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail, et tout particulièrement Marc Richetin de m'avoir fait l'honneur de présider ce jury. Merci à Etienne Dombre et Pierre-Jean Barre d'avoir rapporté mon mémoire de thèse. Mes remerciements vont également à Jean-Michel Vacherand pour l'intérêt qu'il a porté à mes travaux en participant au jury. Enfin, je remercie Frédéric Chapelle d'avoir participer à l'encadrement de ma thèse.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont permis de mener à bien les diverses expériences. Je remercie donc les gens de l'IFMA et du LASMEA, et plus particulièrement Serge Alizon pour les aspects électroniques, Jean-Thierry Lapresté pour son aide sur Matlab, Flavien Paccot et surtout Jean-Marc Lavest (et oui, encore une fois !!!) pour son aide très précieuse en vision artificielle et en langage C++. Certaines des expériences décrites dans ce mémoire n'auraient été possibles sans l'accueil de Pierre-Jean Barre et son équipe au sein du L2EP (Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille). Je les en remercie donc chaleureusement et tout particulièrement Richard Béarée et Frédéric Colas pour leur aide et le temps qu'ils m'ont accordé.

Enfin, je remercie les personnes de l'*Espace Détente* du LaMI qui ont su rendre ces quelques années agréables par leurs discussions, leurs plaisanteries et leur bonne humeur,

dans le désordre : Cédric, Claude, Patrice, Jean-Denis, Vincent, Yann, Hélène, Manu, Pierre, François, Pascal, Antoine, Michel, Caro et tous les autres.

Mais surtout, je remercie mes parents, qui ont toujours su me donner l'envie d'aller plus loin, ainsi que Françoise pour les nombreuses heures passées à corriger mon anglais "*So horrible*". Pour finir, et parce que l'on garde toujours le meilleur pour la fin, je remercie de tout mon cœur Elodie, mon épouse, qui a su me supporter et me motiver tout au long de ces années. Encore merci à vous quatre !

A mon père, ...

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS.....	1
TABLE DES MATIERES	5
TABLE DES ILLUSTRATIONS	9
INDEX DES TABLEAUX	13
INTRODUCTION GENERALE.....	15
CHAPITRE 1 : MACHINES PARALLELES ET COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE	19
1 INTRODUCTION	21
2 PRESENTATION DES MACHINES A STRUCTURES PARALLELES.....	22
2.1 <i>Architecture parallèle versus architecture sérielle.....</i>	<i>23</i>
2.2 <i>Les différentes catégories d'architectures parallèles</i>	<i>28</i>
3 MODELISATION DU COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE DES MACHINES A STRUCTURE PARALLELE	33
3.1 <i>Nécessité de prendre en compte les déformations élastiques</i>	<i>33</i>
3.2 <i>Les différents modèles de déformation</i>	<i>36</i>
3.3 <i>Modèle élasto-dynamique discret appliqué à une machine à structure parallèle</i>	<i>42</i>
3.4 <i>Conclusion.....</i>	<i>46</i>
4 IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE DES MACHINES	47
4.1 <i>Méthodes d'identification classiques.....</i>	<i>47</i>
4.2 <i>Identification du comportement élastique d'une machine à structure parallèle.....</i>	<i>52</i>
4.3 <i>Les outils de métrologie disponibles.....</i>	<i>53</i>
4.4 <i>Conclusion.....</i>	<i>59</i>
5 CONCLUSION	59
CHAPITRE 2 : PROPOSITION D'UNE SOLUTION HYBRIDE.....	61
1 INTRODUCTION	63
2 BASES THEORIQUES DE VISION ARTIFICIELLE.....	64
2.1 <i>Modèle de Sténopé et formation de l'image</i>	<i>64</i>
2.2 <i>Calibrage de l'ensemble Caméra - Objectif.....</i>	<i>68</i>
2.3 <i>Passage du domaine image au monde réel.....</i>	<i>70</i>
2.4 <i>Détection subpixellaire.....</i>	<i>78</i>
2.5 <i>Conclusion.....</i>	<i>81</i>

3	RAPPELS SUR LES ACCELEROMETRES	82
4	MISE EN ŒUVRE DE LA SOLUTION HYBRIDE.....	83
4.1	Principe de la mesure	83
4.2	Traitement des données.....	86
5	CONCLUSION.....	93
CHAPITRE 3 : MISE EN ŒUVRE ET CARACTERISATION DE L'OUTIL DE METROLOGIE DEVELOPPE.....		95
1	INTRODUCTION.....	97
2	MISE EN ŒUVRE	98
2.1	Matériel utilisé.....	98
2.2	Dispositif expérimental	99
3	ETUDE DU SOUS-SYSTEME VISION	99
3.1	Descriptif des essais.....	100
3.2	Influence du diamètre des pastilles	101
3.3	Influence du gain	102
3.4	Influence du temps d'exposition.....	103
3.5	Importance de la qualité du trigger	106
3.6	Influence de la vitesse de déplacement de la cible.....	108
3.7	Conclusion	110
4	CARACTERISATION DU SYSTEME	110
4.1	Norme et adaptation	110
4.2	Caractérisation du système hybride.....	113
5	LEGITIMITE DE L'ACCELEROMETRE.....	115
6	CONCLUSION.....	116
CHAPITRE 4 : APPLICATION DE LA METHODE D'IDENTIFICATION		119
1	INTRODUCTION.....	121
2	IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT ELASTIQUE D'UN ROBOT SERIEL	121
2.1	Présentation de la machine.....	122
2.2	Modèle retenu	123
2.3	Mesures et identification.....	126
2.4	Conclusion	130
3	IDENTIFICATION D'UN COMPORTEMENT ELASTIQUE AVEC FROTTEMENT.....	131
3.1	Présentation de la machine.....	131
3.2	Modèle retenu	132
3.3	Mesures et identification.....	133
3.4	Conclusion	135
4	MACHINE PARALLELE : L'ISOGLIDE 4-T3R1.....	135
4.1	Présentation du prototype.....	135
4.2	Rappel du modèle retenu et protocole d'identification.....	136
4.3	Mesures des déformations et validation du modèle	138
4.4	Identification et résultats	140

4.5	<i>Conclusion</i>	144
5	CONCLUSION GENERALE SUR LES APPLICATIONS	144
	CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	145
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	149

TABLE DES ILLUSTRATIONS

Figure 1-1 : Exemple d'architecture sérielle.....	23
Figure 1-2 : Schéma d'une machine sérielle selon Bohez.....	23
Figure 1-3 : chaîne cinématique fermée.....	24
Figure 1-4 : chaîne cinématique ouverte.....	24
Figure 1-5 : Premier robot parallèle	25
Figure 1-6 : Plateforme de Gough.....	25
Figure 1-7 : Simulateur de vol imaginé par Stewart.....	25
Figure 1-8 : Simulateur de vol fabriqué par Cappel.....	25
Figure 1-9 : Recensement des publications concernant la robotique parallèle [Merlet_web].....	26
Figure 1-10 : La fraiseuse Variax de Giddings&Lewis	26
Figure 1-11 : Forme de l'espace de travail du Tricept.....	28
Figure 1-12 : Graphe d'agencement d'une structure hexapode	29
Figure 1-13 : Mikromat 6X Hexapod.....	29
Figure 1-14 : Hexapode CMW 200.....	29
Figure 1-15 : Graphe d'agencement du tricept.....	30
Figure 1-16 : PCI Triptéor 8.....	30
Figure 1-17 : Graphe d'agencement du FlexPicker	32
Figure 1-18 : Structure Delta [Clavel T.I.].....	32
Figure 1-19 : Photographie du FlexPicker	32
Figure 1-20 : Graphe d'agencement de la Urane SX.....	32
Figure 1-21 : Photographie de la Urane SX	32
Figure 1-22 : Diagramme des erreurs en fonction de leur taille et de leur fréquence [Pritschow 2002].....	33
Figure 1-23 : Comparaison entre les hypothèses de corps rigides et flexibles	34
Figure 1-24 : Dépassement de trajectoire [Renton 00]	35
Figure 1-25 : Vibrations résiduelles	35
Figure 1-26 : Commande à jerk limité [Pateloup 03].....	35
Figure 1-27 : Modèle éléments finis [Rizk 06].....	37
Figure 1-28 : Carte de rigidités obtenues à partir d'un MEF [Rizk 06]	37
Figure 1-29 : Élément poutre à 6 inconnues nodales [Katz 04]	39
Figure 1-30 : Cinématique de la transmission de l'axe Z de la FIMAX 150 [Dumetz 98].....	40
Figure 1-31: Modélisation discrète de l'axe [Barre 95]	41
Figure 1-32 : Modèle simplifié de l'axe [Dumetz 98]	41
Figure 1-33 : Boucle d'asservissement avec le capteur en position intermédiaire [Dumetz 98]	42
Figure 1-34 : Modèle discret d'un élément flexible.....	43

Figure 1-35 : Modèle numérique de l'Isoglide 4-T3R1 [Rat 06]	44
Figure 1-36 : Déformation de la chaîne cinématique X	45
Figure 1-37 : Modèle discret de l'Isoglide 4-T3R1.....	46
Figure 1-38 : Synoptique d'un essai dynamique [Piranda T.I.]	48
Figure 1-39 : Modèle de l'ensemble machine - outil – pièce et son identification	49
Figure 1-40 : Déviation du faisceau de l'interféromètre	57
Figure 1-41 : Laser tracker LT640 et une mire (miroir sphérique).....	58
Figure 2-1 : Modèles lentilles épaisses ou minces	64
Figure 2-2 : Modèle de Sténopé	65
Figure 2-3 : Modèle de Sténopé avec image retournée	65
Figure 2-4 : Changement de repère.....	66
Figure 2-5 : Phénomènes de distorsion optique	68
Figure 2-6 : Conservation du birapport	72
Figure 2-7 : Calcul du déplacement d'un point via le Birapport.....	73
Figure 2-8 : Méthode de la grille	75
Figure 2-9 : Calcul des coordonnées 3D par interpolation	75
Figure 2-10 : Déplacement plan et Homographie.....	76
Figure 2-11 : Du domaine image vers le domaine réel	76
Figure 2-12: Photographie et principe des pastilles photo-réfléchissantes	79
Figure 2-13 : Déformation géométrique du modèle	79
Figure 2-14 : Exemple de Luminance mesurée	81
Figure 2-15 : Exemple de modèle de transition.....	81
Figure 2-16 : Dispositif de mesure	84
Figure 2-17 : Principe de fusion des données	85
Figure 2-18 : Algorithme de traitement des données	87
Figure 2-19 : Exemple d'image à traiter	88
Figure 2-20 : Matérialisation des cibles	89
Figure 2-21 : Déplacement brut sans et avec correction	91
Figure 2-22 : Correction du déplacement brut.....	92
Figure 3-1 : Caméra, éclairage et objectif.....	98
Figure 3-2 : Pastilles photo-réfléchissantes	98
Figure 3-3 : Accéléromètre utilisé lors du développement.....	99
Figure 3-4 : Dispositif expérimental.....	99
Figure 3-5 : Position de toutes les pastilles ramenées autour de leur position moyenne	101
Figure 3-6 : Distance par rapport à la moyenne des positions pour chaque pastille.....	102
Figure 3-7 : Variation de l'écart type en fonction du gain pour chaque pastille.....	103
Figure 3-8 : Variation de l'écart type en fonction du temps d'exposition	104
Figure 3-9 : Superposition de la dispersion et du déplacement durant l'acquisition d'une image.....	105
Figure 3-10 : Déplacement et erreur en utilisant un trigger logiciel	106
Figure 3-11 : Déplacement et erreur pour une fréquence faussée de 0,018 %	107
Figure 3-12 : Déplacement et erreur en utilisant un trigger matériel.....	108
Figure 3-13 : Etude de l'influence de la vitesse de déplacement de la cible.....	109

Figure 3-14 : Présentation du concept d'incertitude [Perruchet 03]	111
Figure 3-15 : Décomposition de l'erreur.....	111
Figure 3-16 : Dispositif expérimental utilisé lors de la caractérisation du système hybride.....	113
Figure 3-17 : $\mathcal{E}(t)$ calculé pour chaque essai	114
Figure 3-18 : Offset calculé pour chaque essai.....	115
Figure 3-19 : Fidélité calculée pour chaque essai.....	115
Figure 3-20 : Comparaison entre interpolation linéaire, polynomiale et système hybride.....	116
Figure 4-1 : Robot cartésien, vu de face et de côté	122
Figure 4-2 : Modèle éléments finis du robot cartésien.....	123
Figure 4-3 : Représentation des deux premiers modes de déformation du robot cartésien	124
Figure 4-4 : Modèle discret du robot cartésien.....	124
Figure 4-5 : Dispositif expérimental, application robot cartésien	126
Figure 4-6 : Données nécessaires à l'identification du comportement élastique du robot cartésien	127
Figure 4-7 : Déformation du bras du robot cartésien	127
Figure 4-8 : Modèle simulé par le logiciel Simulink® et comparaison à la mesure.....	128
Figure 4-9 : Comparaison des déformations du robot cartésien, mesurée et calculée par le modèle discret.....	129
Figure 4-10 : Comparaison des déformations, mesurée et calculée, lors du second essai	130
Figure 4-11 : Présentation du banc linéaire Indramat	131
Figure 4-12 : Modèle discret du banc Indramat	132
Figure 4-13 : Dispositif expérimental, application banc linéaire	133
Figure 4-14 : Comparaison de la mesure et de la simulation sur le banc linéaire	134
Figure 4-15 : Vue d'ensemble du prototype de l'Isoglide 4-T3R1	136
Figure 4-16 : Ancien montage des glissières (bras Y).....	136
Figure 4-17 : Nouveau montage des glissières (bras X)	136
Figure 4-18 : Rappel du Modèle discret de l'Isoglide 4-T3R1	137
Figure 4-19 : Localisation des points de mesure sur l'Isoglide 4-T3R1.....	138
Figure 4-20 : Déformations de la chaîne cinématique de l'Isoglide 4-T3R1, calculées à partir des mesures	139
Figure 4-21 : Confrontation entre mesures et modèle de la transmission de l'Isoglide 4-T3R1	141
Figure 4-22 : Confrontation entre mesures et modèle du bras de l'Isoglide 4-T3R1	142
Figure 4-23 : Confrontation entre mesures et modèle entre Plateforme et Coude de l'Isoglide 4-T3R1	143

INDEX DES TABLEAUX

<i>Tableau 1-1 : Convention des graphes d'agencement.....</i>	<i>28</i>
<i>Tableau 1-2 : Ordre de grandeur des valeurs maximales à mesurer</i>	<i>54</i>
<i>Tableau 3-1 : valeur du gain pour chaque séquence.....</i>	<i>103</i>
<i>Tableau 3-2 : valeur du temps d'exposition pour chaque séquence.....</i>	<i>104</i>
<i>Tableau 3-3 : Réglages de la caméra et consignes de vitesse</i>	<i>109</i>
<i>Tableau 3-4 : Réglages optimaux.....</i>	<i>110</i>
<i>Tableau 4-1 : Caractéristiques du robot cartésien étudié.....</i>	<i>122</i>
<i>Tableau 4-2 : Caractéristiques du mouvement étudié.....</i>	<i>127</i>
<i>Tableau 4-3 : Caractéristique du mouvement lors du second essai</i>	<i>129</i>
<i>Tableau 4-4 : Caractéristiques du banc d'essai linéaire</i>	<i>132</i>

INTRODUCTION GENERALE

L'industrie, d'une manière générale, se trouve dans un contexte concurrentiel tel, que le maintien d'un secteur industriel dépend des évolutions dont il fait l'objet. En d'autres termes : *“un secteur qui n'avance pas est un secteur qui recule”*.

La production mécanique n'échappe pas à cette règle et une évolution permanente des procédés de fabrication est indispensable à un maintien concurrentiel. Ce processus a donné lieu à une formidable évolution des machines d'usinage. Depuis les premières fraiseuses jusqu'aux centres de fraisage de dernière génération, les usines et ateliers ont été le théâtre de multiples révolutions technologiques.

Les principales évolutions, vis-à-vis des moyens de production, sont à notre avis la numérisation des machines et l'apparition de l'usinage grande vitesse pour les matériaux classiques. La première a irrémédiablement bouleversé le métier d'usineur alors que la deuxième a considérablement changé le procédé d'usinage.

L'apparition de l'usinage grande vitesse, des aciers et aluminiums, a été rendue possible grâce aux performances dynamiques des machines actuelles. Ces performances font encore aujourd'hui l'objet de nombreux travaux, car les taux de production des machines en dépendent directement. Ces travaux peuvent être classés de la façon suivante :

- amélioration de la performance des actionneurs,
- amélioration de l'utilisation des machines existantes,
- recherche de nouvelles architectures de machine.

Nous allons nous intéresser dans cette thèse à la troisième classe. En effet, de très nombreux travaux ont, ou ont eu, pour objectif de proposer une nouvelle architecture de machine permettant d'accroître les performances dynamiques des machines d'usinage. Ces architectures sont la plupart du temps de type parallèle. La chaîne cinématique entre l'outil et la pièce n'est plus unique, comme celle d'une machine à architecture sérielle, mais multiple. Ces architectures sont très *“en vogue”* car les gains potentiels sont nombreux. Elles promettent notamment une rigidité accrue, des accélérations bien plus importantes ainsi qu'une plus grande précision. Cependant, depuis la présentation de la première machine

d'usinage à architecture parallèle en 1994, très peu d'entre elles ont fait leur entrée dans les usines. Actuellement, elles ont bien du mal à tenir toutes leurs promesses (ou plutôt celles qu'ils leurs ont été prêtées). Si les capacités d'accélération sont bien présentes, il n'en est pas de même pour la précision et la rigidité. Ces deux points, précision et rigidité, ont été largement étudiés au cours de ces dernières années.

Nous considérons qu'il est nécessaire de faire un distinguo entre deux classes de machines à architecture parallèle. La première est celle des machines ayant des performances, en rigidité et précision, s'approchant des standards de l'usinage. L'autre regroupe toutes les machines qui ont pour vocation à devenir des machines d'usinage mais dont les performances actuelles ne sont pas suffisantes. Cette thèse s'intéresse à cette deuxième classe.

En usinage, l'outil doit suivre une trajectoire bien précise afin de respecter les tolérances imposées par le cahier des charges de la pièce à produire. Un grand nombre de machines à architecture parallèle ne peuvent assurer cette qualité du suivi de trajectoire car leur rigidité est bien trop faible. Lors d'un usinage, trois phénomènes peuvent écarter l'outil de la trajectoire programmée. Le premier est le manque de précision de la machine. Celui-ci est déjà très largement étudié par la communauté des roboticiens ainsi que par celle des "*usineurs*". Le deuxième est celui des efforts de coupe. Par l'intermédiaire de ces efforts, la pièce à usiner génère sur l'outil des sollicitations qui l'écartent de la trajectoire souhaitée. Ces efforts ont fait l'objet de nombreux travaux de la part de la communauté des "*usineurs*". Enfin le troisième phénomène concerne les sollicitations dynamiques subies par les chaînes cinématiques de la machine. Ces sollicitations dynamiques, générées par les déplacements à fortes accélérations, sont sources de déformations élastiques de certains éléments des chaînes cinématiques de la machine. Ce troisième phénomène n'est étudié dans la littérature que de manière théorique.

Si l'objectif est de rendre ces machines aptes à usiner, il est indispensable de compenser les déformations élastiques par une action corrective de la commande. L'obstacle majeur à cette correction est la distance, dans les chaînes cinématiques, entre le dernier point de mesure et l'effecteur. Une partie non négligeable des déformations n'est pas vue par la commande. Afin que celle-ci puisse compenser un phénomène qu'elle ne voit pas, il est indispensable de lui fournir un modèle de comportement des éléments en aval du dernier point de mesure.

L'objectif de cette thèse est de proposer une nouvelle approche de modélisation du comportement élastique des machines à structure parallèle sous sollicitations dynamiques. Le modèle obtenu doit être utilisable dans la commande de la machine, ce qui induit deux contraintes fortes : simplicité et précision. Le modèle doit être simple, c'est-à-dire léger en

temps de calcul, afin de ne pas diminuer la bande passante de la commande. Mais il se doit aussi d'être précis, c'est-à-dire fidèle à la réalité, pour compenser correctement les déformations de la machine. L'approche proposée regroupe les étapes de modélisation, de mesure et d'identification des paramètres du modèle.

Ce manuscrit s'articule autour de quatre chapitres. Le premier présente les évolutions successives du monde de la machine outil. Ceci nous conduit à la confrontation entre machines à architecture sérielle et machines à structure parallèle. Quelques unes de ces machines à structure parallèle sont présentées. Dans la suite de ce chapitre nous discutons de la nécessité de prendre en compte les déformations élastiques de la machine dans les algorithmes de commande. Un tour d'horizon des différents modèles élasto-dynamiques est réalisé avant de proposer un modèle de comportement élastique d'un prototype de machine à structure parallèle, l'Isoglide 4-T3R1 construit au LaMI. Un modèle ne pouvant être précis que s'il est recalé sur le comportement réel de la machine, la suite du chapitre est consacrée à l'identification des paramètres du modèle élasto-dynamique. Les deux principales méthodes d'identification sont alors présentées avant de proposer l'utilisation d'une méthode plus adaptée au cas des déformations élastiques d'une machine à structure parallèle sous contraintes dynamiques. Les besoins métrologiques induits par cette nouvelle approche sont alors évalués, ainsi que les solutions métrologiques existantes.

Suite aux conclusions quant aux systèmes de mesure existants, nous proposons dans le deuxième chapitre un nouvel outil métrologique. Son principe repose sur la fusion de données hétérogènes provenant d'une caméra numérique et d'accéléromètres. Les bases de vision artificielle nécessaires au développement du sous-système vision sont alors rappelées, ainsi que quelques précisions sur les accéléromètres. Enfin le principe de cet outil hybride est détaillé, suivi de la méthode de traitement et de fusion des données.

Le troisième chapitre est dédié à la mise en œuvre de cet outil hybride. Le matériel utilisé est tout d'abord décrit car la qualité de mesure en dépend directement. Puis, l'influence des différents réglages de la caméra est étudiée. Cette étape indispensable nous a permis de retenir les réglages optimaux permettant d'atteindre un certain niveau de précision. Enfin, après avoir choisi des critères objectifs, l'outil hybride est caractérisé. Une étude sur la légitimité des accéléromètres dans le dispositif termine ce chapitre.

Enfin, le dernier chapitre de ce manuscrit détaille la mise en œuvre de l'approche proposée sur trois cas réels. Le premier cas étudié a été choisi pour sa simplicité. Il s'agit d'un robot cartésien dont l'architecture ainsi que le comportement élastique sont relativement simples. La deuxième application concerne un banc d'essai linéaire. Ce deuxième cas, très

académique, nous a permis d'appliquer notre méthode en présence de frottement dans une liaison passive. Enfin, après ces deux études préliminaires, nous utilisons la méthode et l'outil proposés pour modéliser, mesurer et identifier le comportement élastique d'une chaîne cinématique du prototype Isoglide 4-T3R1 présenté lors du premier chapitre.

Chapitre 1 : MACHINES PARALLELES ET COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE

1	INTRODUCTION.....	21
2	PRESENTATION DES MACHINES A STRUCTURES PARALLELES	22
2.1	<i>Architecture parallèle versus architecture sérielle</i>	23
2.1.1.	Architecture Sérielle	23
2.1.2.	Architecture Parallèle.....	24
2.1.3.	Avantages et inconvénients d'une architecture parallèle	27
2.2	<i>Les différentes catégories d'architectures parallèles</i>	28
2.2.1.	Longueur de jambe variable.....	29
2.2.2.	Longueur de jambe fixe	30
3	MODELISATION DU COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE DES MACHINES A STRUCTURE PARALLELE	33
3.1	<i>Nécessité de prendre en compte les déformations élastiques.....</i>	33
3.2	<i>Les différents modèles de déformation.....</i>	36
3.2.1.	Modèles éléments finis	36
3.2.2.	Modèles analytiques	38
3.2.3.	Modèle discret : Masse – Ressort.....	40
3.3	<i>Modèle élasto-dynamique discret appliqué à une machine à structure parallèle.....</i>	42
3.3.1.	Limite de l'étude	42
3.3.2.	Proposition d'un modèle élasto-dynamique pour une machine à structure parallèle.....	43
a)	Application du modèle à un élément	43
b)	Application au cas d'un prototype de machine à structure parallèle.	44
3.4	<i>Conclusion</i>	46
4	IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT ELASTO-DYNAMIQUE DES MACHINES.....	47
4.1	<i>Méthodes d'identification classiques</i>	47
4.1.1.	Identification par analyse modale expérimentale.....	47
4.1.2.	Identification des modèles dynamiques classiques	50
4.2	<i>Identification du comportement élastique d'une machine à structure parallèle.....</i>	52
4.3	<i>Les outils de métrologie disponibles</i>	53
4.3.1.	Rappel du besoin.....	53
4.3.2.	Les solutions existantes.....	55
a)	La mesure directe des déformations	55
b)	Les solutions mécaniques.....	55
c)	Les accéléromètres	56
d)	Les solutions basées sur l'utilisation d'un laser	56
e)	Les solutions à base de vision artificielle	58
4.4	<i>Conclusion</i>	59
5	CONCLUSION.....	59

1 Introduction

Ce premier chapitre débute par une présentation de l'évolution de la machine outil ainsi qu'un aperçu des différentes architectures parallèles existantes. Car, depuis les machines dites conventionnelles, les évolutions successives nous ont mené aux machines d'Usinage Grande Vitesse (UGV) actuelles et la prochaine étape risque bien d'être l'utilisation des machines à structure parallèle de manière plus prononcée qu'aujourd'hui.

La deuxième partie de ce chapitre évoque la condition indispensable à cette évolution qui est de prendre en compte le comportement élastique de ces mécanismes dans les algorithmes de commande. Ainsi ces nouvelles machines pourront être au moins aussi précises que les machines sérielles actuelles.

Par la suite, une vue d'ensemble des différentes catégories de modèles élasto-dynamiques disponibles dans la littérature est proposée. Puis une de ces catégories est retenue afin de modéliser le comportement élastique des machines à structure parallèle. Le cas particulier d'un prototype de machine parallèle construit à l'IFMA servira d'exemple d'application.

Enfin, et parce qu'un modèle ne peut être fidèle que s'il est recalé sur le comportement réel de la machine, la fin de ce premier chapitre est consacrée à l'identification des paramètres élasto-dynamiques dans le cadre des machines à structure parallèle. Après une présentation des deux principales techniques d'identification, le cas particulier de l'identification du comportement élasto-dynamique des machines à structure parallèle est traité. Cela nous conduisant à l'énonciation de certains besoins métrologiques, un recensement des différents outils de métrologie disponibles est réalisé en fin de chapitre.

2 Présentation des Machines à Structures Parallèles

L'usinage est un domaine en constante évolution. Les premières machines outils étaient ce que l'on appelle aujourd'hui des machines conventionnelles. Les mouvements d'avance étaient alors générés par des moteurs rotatifs associés à des boîtes de vitesse mécaniques. Les seuls mouvements d'avance possibles étaient donc des portions de droites. Leur longueur était gérée par des butées et leur orientation par le montage de la pièce sur la table de la machine.

Une première révolution a eu lieu au cours des années 50. Depuis lors, les mouvements de la machine sont gérés par un ordinateur appelé Commande Numérique (CN). Cela a apporté deux évolutions majeures. Tout d'abord l'automatisation des phases d'usinage, c'est-à-dire que toutes les opérations d'usinages concernant un même posage de la pièce vont se succéder selon un programme à fournir à la CN et ce sans intervention humaine. La deuxième évolution majeure apportée par les machines à commande numérique concerne les formes réalisables. Tandis qu'avant les seules formes usinables étaient des formes prismatiques, il est alors possible de combiner le mouvement de plusieurs axes pour obtenir toutes sortes de surfaces qu'elles soient réglées ou gauches. L'introduction d'axes supplémentaires, qui permettent d'orienter l'outil à sa guise, a rendu possible par la suite d'usiner des formes incluant des contre-dépouilles sans démontage de la pièce et en s'affranchissant du problème de raccordement entre les différentes surfaces.

La deuxième révolution qu'a connue le monde de la machine outil est l'apparition de l'Usinage Grande Vitesse (UGV) au cours des années 80. L'augmentation considérable de la vitesse de coupe change le phénomène de formation du copeau. En UGV, la quasi-totalité de la chaleur est évacuée par le copeau ce qui autorise l'usinage de voile mince jusqu'alors non usinable. L'UGV a aussi fortement influencé la méthode de génération de surface, en effet la génération ponctuelle n'est plus aussi pénalisante qu'auparavant étant donné que les vitesses d'avance ont-elles aussi augmenté considérablement.

Depuis l'apparition de l'UGV les vitesses d'avances n'ont cessé de croître. Si les vitesses d'avance des machines d'usinage non UGV n'excédaient pas 1 ou 2 m/min, elles atteignent aisément aujourd'hui plusieurs dizaines de mètres par minutes. Afin d'autoriser des vitesses toujours plus grandes, un nouveau type de machine a fait son apparition dans le monde de la machine outil, il s'agit des machines à structure parallèle. Ce premier chapitre a pour objectif de présenter les machines à structure parallèle et les problématiques liées à leur utilisation. Afin de mieux comprendre les différences fondamentales entre les deux types d'architecture, une rapide présentation des machines dites sérielles précèdera la présentation

des machines à architecture parallèle. La suite de ce premier chapitre sera dédiée à la prise en compte des déformations élastiques de ces nouvelles machines.

2.1 Architecture parallèle versus architecture sérielle

2.1.1. Architecture Sérielle

Afin de mieux comprendre la différence fondamentale entre les deux types de machines précédemment citées, nous présentons ici les machines à architecture sérielle. Ce type de machine est le plus répandu dans les ateliers d'usinage. La principale raison est certainement historique, avant l'apparition des CN les mouvements d'avance étaient gérés par l'homme. Cela imposait donc une transformation géométrique simple et les machines cartésiennes, grâce à leurs 3 axes perpendiculaires, présentent ce gros avantage. C'est donc tout naturellement que les CN et les axes supplémentaires se sont greffés sur cette architecture. Un exemple de ce type de machine est donné par la Figure 1-1, il s'agit de l'architecture d'une machine UGV 5 axes de marque Huron et de type KX15. Cette figure montre l'empilement successif des axes. L'axe de rotation de la table, axe C, est supporté par l'axe de rotation du berceau, axe A, qui est lui-même porté par l'axe de translation de la table, axe X. Les deux autres axes de translation, Y et Z, sont les translations de la broche. Ils sont eux aussi en série avec l'axe Y qui porte l'axe Z. Une dénomination a été proposée par Bohez [Bohez 01], elle consiste à ajouter un prime au nom de l'axe lorsque celui-ci concerne un déplacement de la pièce puis d'énoncer les axes dans leur ordre d'apparition depuis la machine vers la pièce.

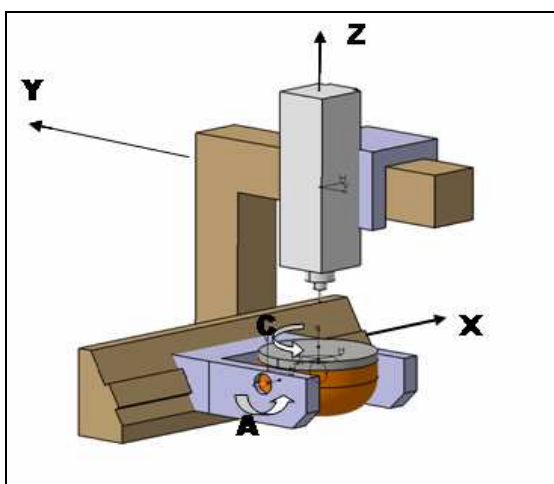


Figure 1-1 : Exemple d'architecture sérielle

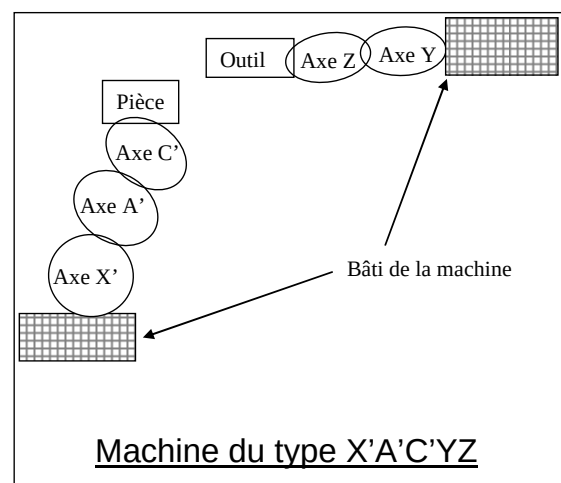


Figure 1-2 : Schéma d'une machine sérielle selon Bohez

La Figure 1-2 représente la machine Huron KX15 selon la représentation introduite par Bohez, selon la dénomination précédemment citée on obtient une machine du type X'A'C'YZ. Comme son nom l'indique et comme cela est visible sur la Figure 1-2, cette architecture présente une disposition sérielle des axes. Cet empilement présente l'inconvénient d'additionner les inerties. C'est-à-dire que plus un axe est proche du bâti, plus la masse à déplacer par l'axe est importante. Pour notre exemple, un déplacement suivant l'axe X impose de déplacer aussi le balancier (axe A) et le plateau (axe C). Ce type d'architecture n'est donc pas favorable à des grandes vitesses d'avances car les lourdes charges pénalisent les accélérations. Les avancées technologiques réalisées par les constructeurs sur les différents composants (vis à billes, moteur rotatifs plus performants, moteurs linéaires, ...) ont cependant permis d'atteindre des performances dynamiques élevées avec des accélérations atteignant 15 m/s^2 et des vitesses maxi de l'ordre de 90 m/min (machine : PCI Météor ML). Mais les masses embarquées par ce type de machine restent un frein à l'augmentation des capacités dynamiques des machines d'usinages.

Les industriels et les chercheurs se sont donc tournés vers les machines à structure parallèle qui permettent de s'affranchir de ce problème étant donné que les masses déplacées sont beaucoup plus faibles.

2.1.2. Architecture Parallèle

Une architecture parallèle est un mécanisme à chaîne cinématique fermée dont l'organe terminal est relié à la base par plusieurs chaînes cinématiques indépendantes [Merlet 97]. La Figure 1-3 montre un exemple de chaîne cinématique fermée, tandis que la Figure 1-4 décrit un exemple de chaîne cinématique ouverte unique constituant des architectures sérielles.

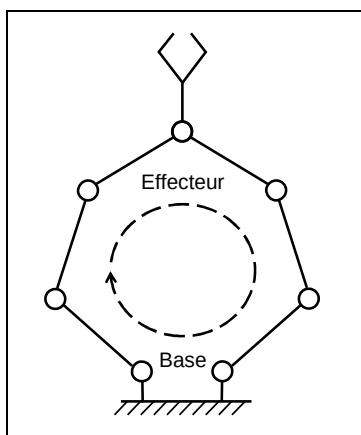


Figure 1-3 : chaîne cinématique fermée

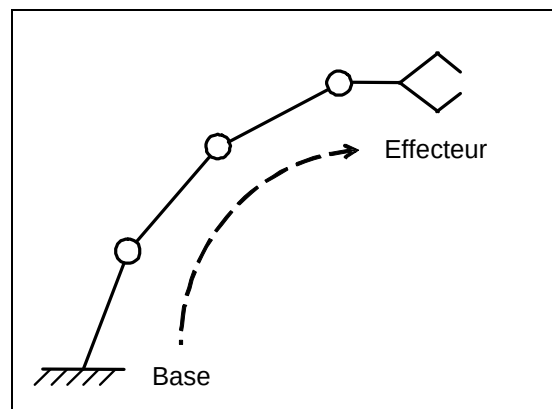


Figure 1-4 : chaîne cinématique ouverte

Historiquement, le premier brevet de mécanisme parallèle date de 1931 [Bonev_web]. James Gwinnett y décrit un cinéma dynamique dans lequel les sièges sont posés sur une plateforme mise en mouvement par rapport au sol par un mécanisme parallèle. Dans le domaine industriel, le premier brevet concernant une machine parallèle a été publié en 1942 aux Etats-Unis [Pollard 42]. Willard Pollard y décrit un robot à architecture parallèle ainsi que sa commande basée sur l'utilisation de cartes perforées. La Figure 1-5 montre ce robot qui était un robot de peinture industriel, mais il ne sera jamais construit et seul le système de commande sera utilisé par la compagnie DeVilbiss propriétaire du brevet. Parmi les premières machines à structure parallèle construites, la plus célèbre est celle de Gough en 1954 (cf. Figure 1-6). Il s'agit d'une machine d'essai de pneu dont la fonction est de soumettre la roue à tout type de chargement. Gough est le premier à proposer un hexapode dont la disposition des jambes est octaédrale. Ce n'est que neuf ans plus tard que Stewart proposera d'utiliser ce type d'architecture sur des simulateurs de vol comme le montre la Figure 1-7.

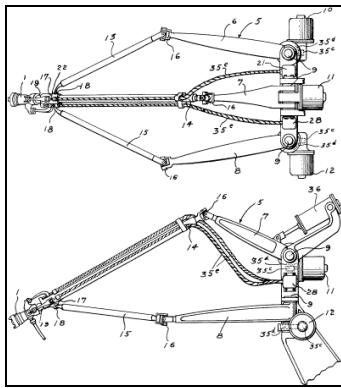


Figure 1-5 : Premier robot parallèle

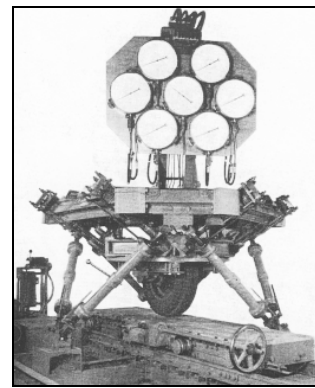


Figure 1-6 : Plateforme de Gough

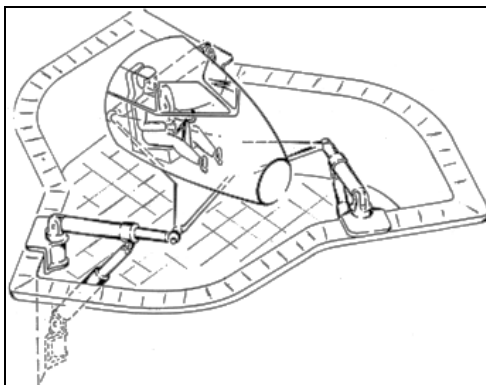


Figure 1-7 : Simulateur de vol imaginé par Stewart



Figure 1-8 : Simulateur de vol fabriqué par Cappel

C'est au *Franklin Institute Research* de Philadelphie que le premier simulateur de vol basé sur la proposition de Stewart a été construit (cf. Figure 1-8). Malgré ces faits historiques,

cette architecture de machine parallèle est considérée comme étant la plus ancienne et elle est communément appelée “*plateforme de Gough-Stewart*”.

Depuis le milieu des années 80 l'intérêt porté aux structures parallèles s'est considérablement accru. Le recensement bibliographique effectué par Merlet, Figure 1-9, est une preuve de cet engouement. Les scientifiques et industriels n'ont eu de cesse de présenter de nombreuses évolutions ou variantes des architectures inventées par les pionniers.

L'évolution majeure qui nous intéresse concerne l'utilisation de ces architectures parallèles. Des machines d'essai et simulateurs de vols, nous sommes ensuite passés aux manipulateurs en robotique jusqu'à arriver en 1994 à l'usinage. C'est en effet cette année là, au salon de la machine-outil de Chicago, que Giddings&Lewis a présenté sa nouvelle fraiseuse : la Variax. Cette machine utilise une plateforme de Gough-Stewart pour mouvoir la broche.

Par la suite de nombreux fabricants de machines-outils ont eux aussi proposé des machines d'usinage à architecture parallèle. Cette évolution est due aux performances promises par ces nouvelles machines. Nous tenterons donc au paragraphe suivant de recenser les avantages et inconvénients des architectures parallèles en comparaison avec les architectures sérielles.

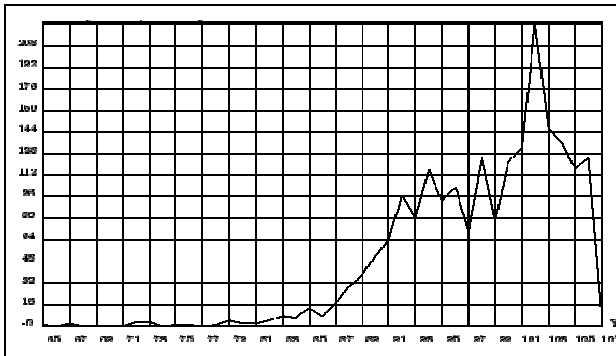


Figure 1-9 : Recensement des publications concernant la robotique parallèle [Merlet_web]

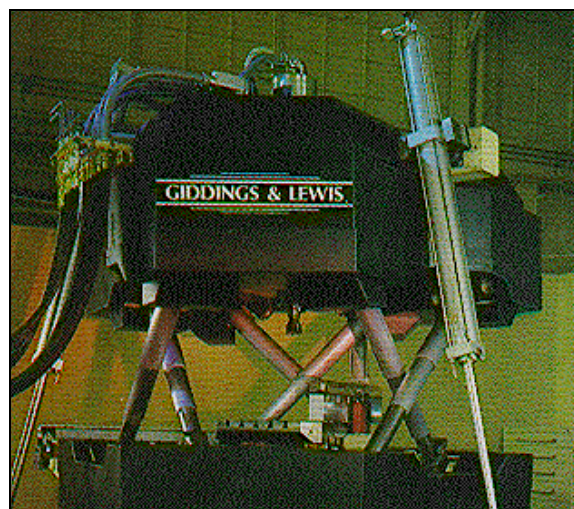


Figure 1-10 : La fraiseuse Variax de Giddings&Lewis

2.1.3. Avantages et inconvénients d'une architecture parallèle

Si l'engouement pour les architectures parallèles est tel, c'est que les avantages annoncés face aux architectures sérielles sont nombreux. Merlet et Geldart, pour ne citer qu'eux, avancent les avantages suivants [Merlet 97] [Geldart 03] :

- une rigidité plus importante car quelle que soit la direction de sollicitations, tous les actionneurs interviennent dans la reprise de la charge ;
- des capacités d'accélération bien plus grandes que celles des architectures sérielles. Cette supériorité dynamique a deux origines intrinsèques aux structures parallèles. Tout d'abord les masses en mouvement sont plus faibles car la rigidité plus importante autorise un dimensionnement plus léger. La deuxième origine est le fait que lorsque l'effecteur se déplace tous les actionneurs interviennent.
- une plus grande précision de positionnement justifiée par une sensibilité aux erreurs des capteurs proprioceptifs plus faible.

Il existe aussi des avantages d'ordre technologique. Le premier est le mimétisme entre les différentes chaînes cinématiques. Ainsi de nombreux composants identiques composent la machine, ce qui à terme devrait diminuer les coûts de fabrication et de maintenance. Le deuxième avantage technologique que nous jugeons important de citer est la plus grande facilité d'utiliser des moteurs linéaires, et ce notamment pour les axes de rotation de la machine [Terrier 05]. Cela semble être un atout important en usinage face aux machines sérielles dont les axes de rotation ont généralement des performances dynamiques plus faibles que les axes de translation [Cano 04].

Bien entendu, les architectures parallèles ne présentent pas que des avantages. Les principaux inconvénients concernent la commande de ce type de machine et leur espace de travail. Le premier point, la complexité de la commande, s'explique par la complexité du modèle géométrique direct (et indirect) de la machine. La compréhension de la cinématique n'est plus intuitive, contrairement aux machines sérielles [Terrier 05]. Le deuxième point, l'espace de travail, présente de nombreux inconvénients :

- la forme de l'espace accessible n'est plus parallélépipédique comme le montre la Figure 1-11, [Majou 04].
- l'espace de travail n'est pas homogène, autant en termes statique (rigidité) que cinématique (vitesses et accélérations accessibles) [Chanal 05].
- le ratio *volume de travail / occupation au sol* est nettement plus faible que celui d'une machine sériele [Geldart 03].

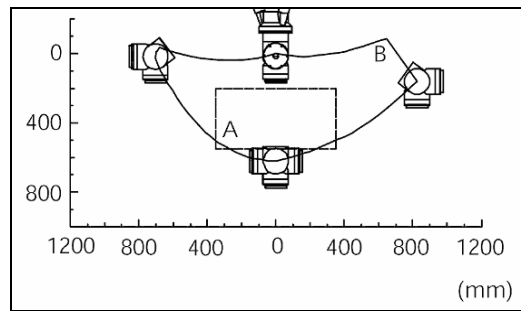


Figure 1-11 : Forme de l'espace de travail du Tricept

2.2 Les différentes catégories d'architectures parallèles

L'objectif de ce paragraphe est seulement de donner quelques exemples d'architectures parallèles rencontrées dans le monde de la machine-outil, qu'elles soient opérationnelles ou bien expérimentales. C'est-à-dire que certaines machines présentées ici sont déjà commercialisées par des industriels et donc produisent chaque jour alors que d'autres ne sont que des prototypes, voire des maquettes dont l'intérêt est de pouvoir étudier le comportement statique, cinématique et dynamique.

Parmi les différentes classifications possibles nous utiliserons ici celle qui s'appuie sur les longueurs de jambes. Dans ce cas, deux familles sont possibles. La première famille regroupe les architectures dont les jambes ont des longueurs qui varient et des points d'attache immobiles. La deuxième famille est celle des architectures dont les jambes ont des longueurs fixes et des points d'attache mobiles dans l'espace [Terrier 05].

Dans un souci de clarté, car une photographie n'est pas toujours suffisante, nous donnerons pour chaque architecture présentée le graphe d'agencement des liaisons. Cette représentation proposée par Pierrot dans [Pierrot 91] utilise la représentation définie dans le Tableau 1-1 :

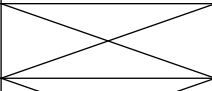
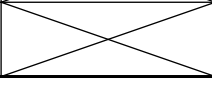
Nom de la liaison	Représentation	
	Liaison passive	Liaison motorisée
Rotoïde (pivot)		
Prismatique (glissière)		
Universelle (cardan)		
Sphérique (rotule)		

Tableau 1-1 : Convention des graphes d'agencement

2.2.1. Longueur de jambe variable

Comme la Variax de Giddings&Lewis, une grande part des machines à structure parallèle reprend l'architecture de la plateforme de Gough-Stewart. Cette structure, appelée hexapode, peut être schématisée par le graphe d'agencement visible sur la Figure 1-12. Deux exemples sont donnés par la Figure 1-13 et la Figure 1-14 qui sont respectivement un modèle 3D de la machine Mikromat 6X Hexapod et une photographie de l'hexapode CMW 200.

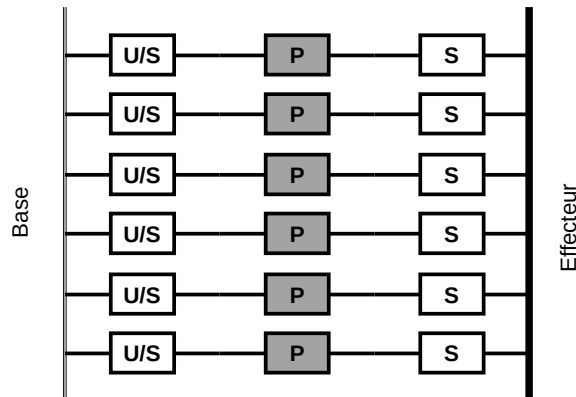


Figure 1-12 : Graphe d'agencement d'une structure hexapode

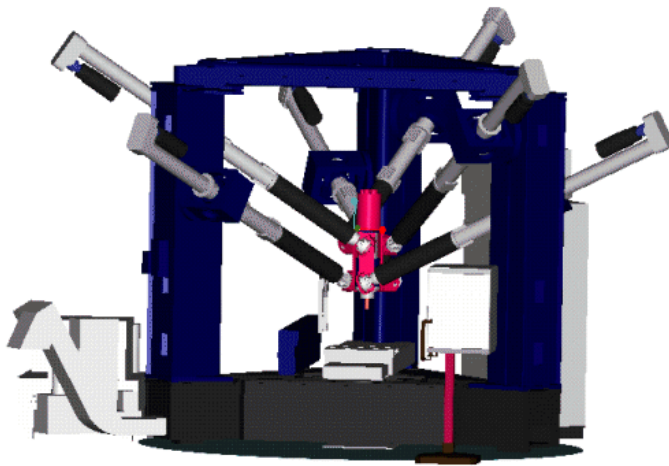


Figure 1-13 : Mikromat 6X Hexapod

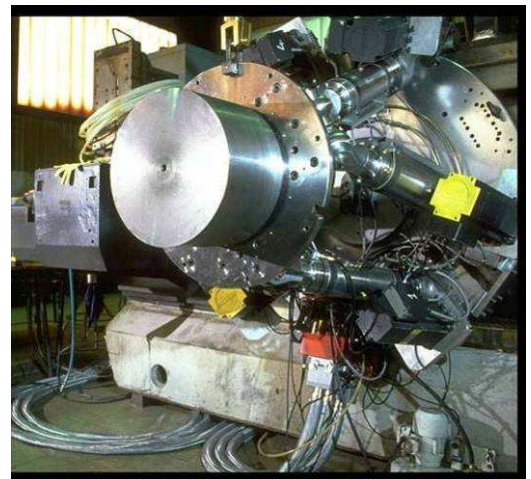


Figure 1-14 : Hexapode CMW 200

Un autre exemple d'architecture dont les longueurs de jambe varient est donné par la Figure 1-15. Il s'agit de l'architecture parallèle qui a connu un des plus grand succès commercial dans le domaine de l'usinage : le Tricept. Cette architecture n'est pas pleinement parallèle, l'effecteur est en effet lié à la base par l'intermédiaire d'une structure parallèle associée à une structure sérielle. La première structure autorise 3 degrés de liberté. La nacelle, qui est l'organe terminal de la partie parallèle, peut se déplacer sur une sphère de rayon

variable. Par contre l'orientation de cette dernière est liée à la position sur la sphère. Un poignet, sériel, a donc été ajouté afin de pallier cet inconvénient. En rajoutant 2 degrés de liberté, il est possible d'orienter l'effecteur dans la direction souhaitée quelle que soit la position sur la sphère. La Figure 1-16 montre une des utilisations du Tricept réalisée et commercialisée par la société PCI, le Triptéor 8 [PCI_web].

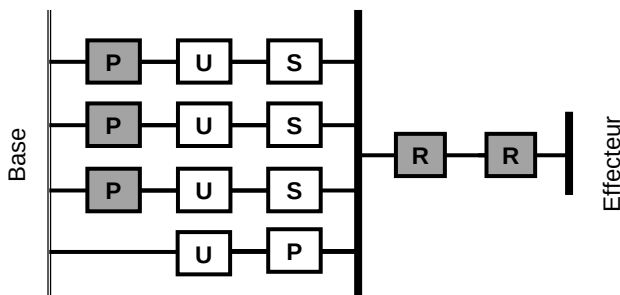


Figure 1-15 : Graphe d'agencement du tricept



Figure 1-16 : PCI Triptéor 8

2.2.2. Longueur de jambe fixe

La deuxième famille d'architecture est basée sur le déplacement des points d'attache des jambes par rapport à la base. La plupart des architectures de cette famille sont basées sur les travaux de Clavel [Clavel T.I.]. Ces travaux ont abouti au début des années 80 à la mise au point de la structure Delta. Cette structure, décrite par la Figure 1-18, peut se décliner sous différentes versions selon que les déplacements sont obtenus par une rotation ou par une translation et selon que chaque jambe est constituée d'une barre et de deux cardans ou bien de deux barres parallèles et de quatre rotules. La solution utilisant la rotation et les parallélogrammes est très répandue dans l'industrie avec par exemple le robot ABB Flexpicker qui réalise du "pick-and-place" pour des pièces pesant jusqu'à un kilogramme. Comme on peut voir sur la Figure 1-17 et sur la Figure 1-19, une chaîne cinématique indépendante a été rajoutée afin d'obtenir un degré de liberté supplémentaire, la rotation de l'effecteur. Mais c'est surtout les architectures delta avec translation qui se développent dans le cadre de la machine-outil. Cette solution permet en effet d'utiliser des moteurs linéaires et donc de supprimer les vis à billes et autres éléments de transmission qui augmentent l'inertie de la machine. Renault Automation a développé il y a plusieurs années la Urane SX, machine basée sur l'architecture delta avec 6 barres, 12 rotules et 3 moteurs linéaires. Le graphe

d'agencement est donné par la Figure 1-20. La Figure 1-21 est une photographie de la machine vue coté actionneurs. Il est par contre impossible de voir l'architecture de la machine depuis l'outil car un grand déflecteur protège les moteurs linéaires des copeaux. Ces derniers seraient sinon attirés par le champ magnétique très puissant des moteurs et les détérioreraient prématurément.

Même si les robots delta représentent une grande majorité des machines de la famille des architectures à longueur de jambe fixe, il existe d'autres architectures. Une d'entre elles est la structure Hexa. Il s'agit d'un hexapode à longueur de jambe fixe dont les points d'attache à la base sont déplacés individuellement (HexaM de Toyoda, Linapod III, Hexaglide). D'autres architectures présentent le grand avantage de proposer une solution à certains des problèmes liés aux structures parallèles. Citons par exemple le robot Orthoglide conçu par l'IRCCyN à Nantes. Ses trois moteurs linéaires, orthogonaux entre eux, lui procurent un espace de travail parallélépipédique. Si l'Orthoglide n'est qu'un prototype avec un espace de travail réduit, l'Isoglide 4-T3R1 conçu au LaMI est lui un prototype dont l'espace de travail correspond à celui d'une machine. Le principal avantage de cette architecture est d'être découplée, c'est-à-dire que le mouvement de chaque moteur génère un déplacement de l'effecteur dans une direction propre à chaque moteur. Ainsi la disposition orthogonale des moteurs permet de retrouver le comportement cartésien des machines sérielles. Nous reviendrons plus tard sur cette structure qui fera l'objet d'une étude.

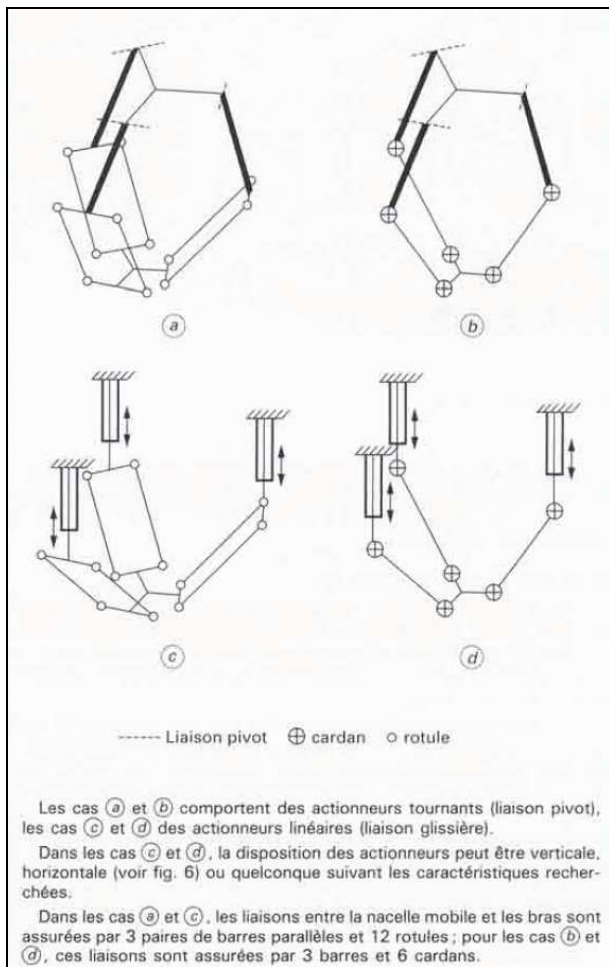


Figure 1-18 : Structure Delta [Clavel T.I.]

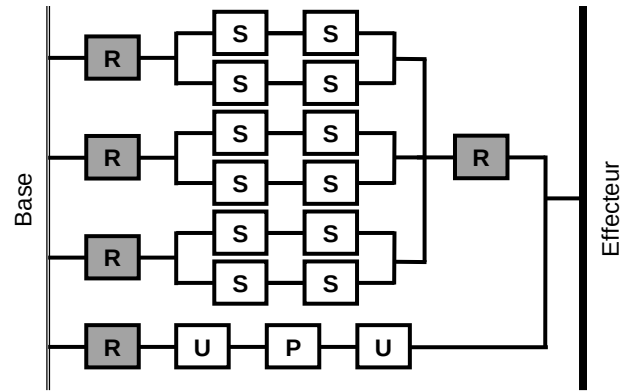


Figure 1-17 : Graphe d'agencement du FlexPicker



Figure 1-19 : Photographie du FlexPicker

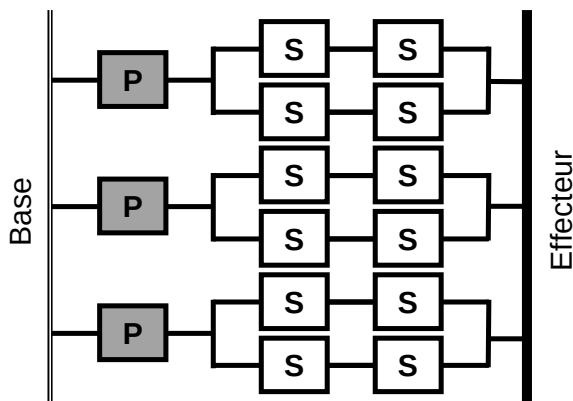


Figure 1-20 : Graphe d'agencement de la Urane SX



Figure 1-21 : Photographie de la Urane SX

3 Modélisation du comportement élasto-dynamique des machines à structure parallèle

3.1 Nécessité de prendre en compte les déformations élastiques

A la vue des avantages promis par les architectures parallèles, il est légitime de penser qu'elles vont rapidement s'implanter dans l'industrie. En réalité nous en sommes encore loin. Les machines parallèles ont bien fait leur apparition dans certains ateliers d'usinage mais seulement de manière isolée et pour des besoins spécifiques. Si elles sont largement employées pour des opérations d'ébavurage, de polissage et même de perçage, leur utilisation en fraisage est plus rare. Cette restriction est due à la qualité trop faible du suivi de trajectoire. Il est indispensable en fraisage d'assurer la qualité de ce suivi car l'outil *imprime* son trajet sur la pièce tout au long de la trajectoire alors qu'en perçage seul la précision de position du foret au début du perçage est importante.

Pritschow a étudié les différentes sources d'imprécision des machines à structure parallèle [Pritschow 2002]. Ces erreurs sont regroupées sur la Figure 1-22 en fonction de leur amplitude et de leur fréquence d'apparition. Les déformations élastiques occupent sur le diagramme une place non négligeable. Les sollicitations dynamiques, c'est-à-dire les forces d'inertie et les efforts de coupe, génèrent inéluctablement des déformations de la machine. Or les architectures parallèles sont généralement moins massives que leurs homologues sérielles, cela ajouté au fait que les accélérations atteintes sont plus grandes, il en résulte des déformations élastiques plus importantes qui diminuent la qualité du suivi de trajectoire.

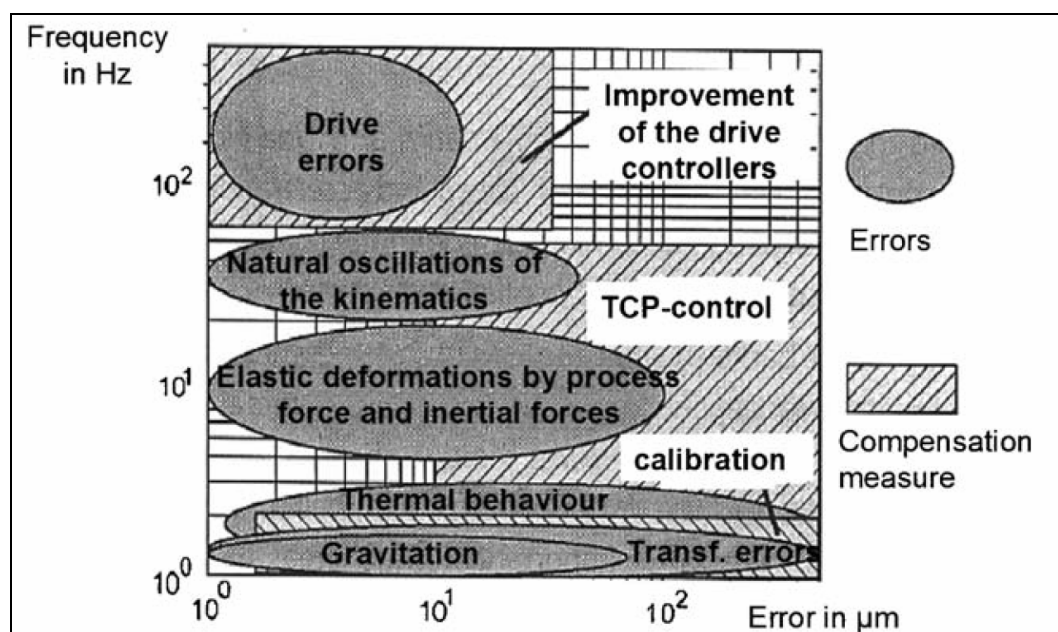


Figure 1-22 : Diagramme des erreurs en fonction de leur taille et de leur fréquence [Pritschow 2002]

Ces déformations dégradent la qualité du suivi de trajectoire de deux manières. Tout d'abord elles induisent un déplacement parasite de l'outil qui l'écarte de manière directe de la trajectoire de consigne. Mais il y a une autre conséquence sur le suivi de trajectoire. Rat a étudié l'influence de ces déformations sur les efforts dans les moteurs [Rat 06]. Cette étude est basée sur des simulations numériques ayant pour principal objectif d'évaluer l'importance de la prise en compte des déformations élastiques.

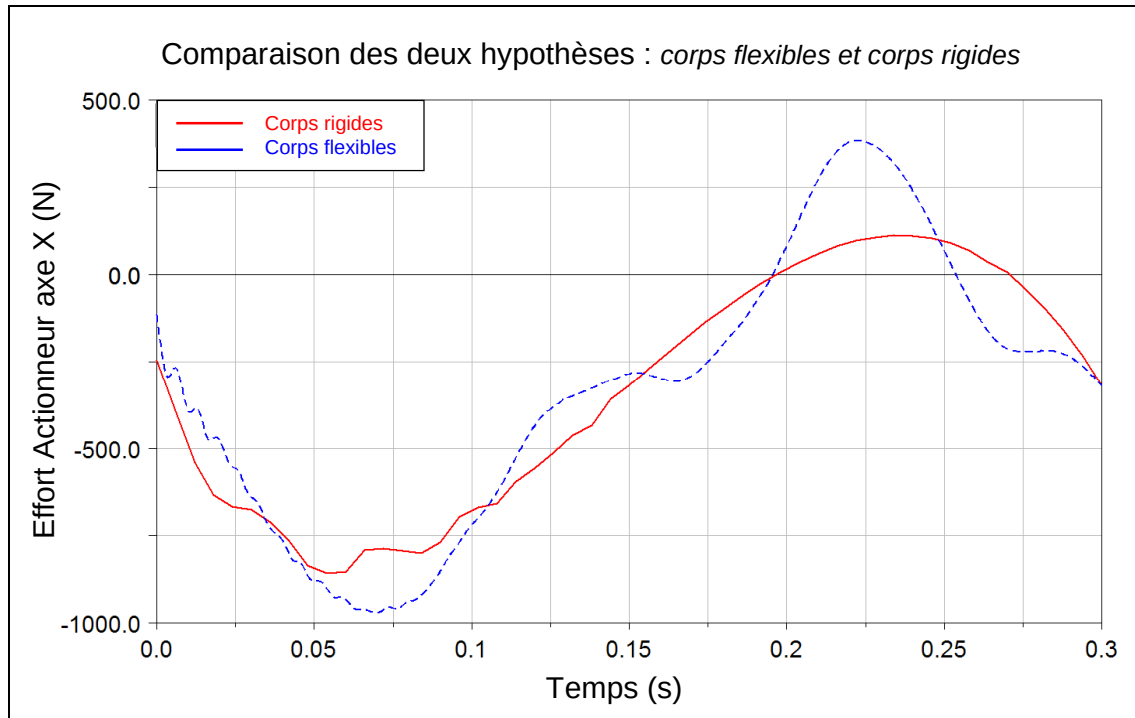


Figure 1-23 : Comparaison entre les hypothèses de corps rigides et flexibles

Deux simulations sont réalisées afin de déterminer l'influence de la flexibilité des bras sur les efforts dans les moteurs linéaires. Lors de la première simulation tous les éléments des bras sont considérés comme corps rigides, tandis que pour la deuxième simulation une partie des bras est considérée comme flexible (entre le moteur et le coude). La Figure 1-23 est le résultat de l'évaluation des efforts dans un moteur linéaire de l'Isoglide-T3R1 pour une trajectoire donnée. La courbe en trait continu représente le résultat obtenu avec l'hypothèse des corps rigides et la courbe en pointillés celui obtenu en considérant une partie des bras comme flexible. En fonction de l'hypothèse retenue, l'effort estimé dans le moteur varie jusqu'à 300 % (pour $t = 0,225$ s). La non prise en compte des déformations élastiques, de par la sous-estimation des efforts dans les moteurs, aura donc tendance à augmenter l'écart entre la trajectoire de consigne et la trajectoire réellement suivie par l'outil. Ces écarts de trajectoire peuvent être classés en deux familles. La première famille, illustrée par la Figure 1-24, est celle des écarts intervenant durant le mouvement. La deuxième est celle des écarts intervenant

après le mouvement. Ces écarts, généralement appelés vibrations résiduelles, sont illustrés par la Figure 1-25.

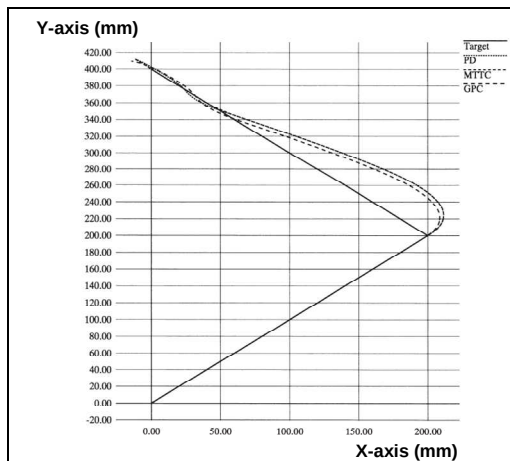


Figure 1-24 : Dépassement de trajectoire [Renton 00]

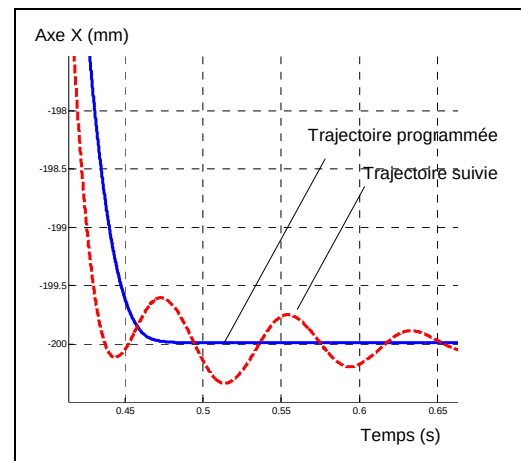


Figure 1-25 : Vibrations résiduelles

De nombreux travaux ont été menés afin de diminuer l'influence de ce phénomène, [Dessangles 02] [Béarée 05]. L'idée principale est de solliciter le moins possible la structure par l'intermédiaire d'une commande "douce". Ce type de commande, déjà implémenté dans les CN [Bloc 01], s'appuie sur une limitation du Jerk (dérivée de l'accélération) et non plus uniquement sur une limitation de l'accélération comme le montre la Figure 1-26.

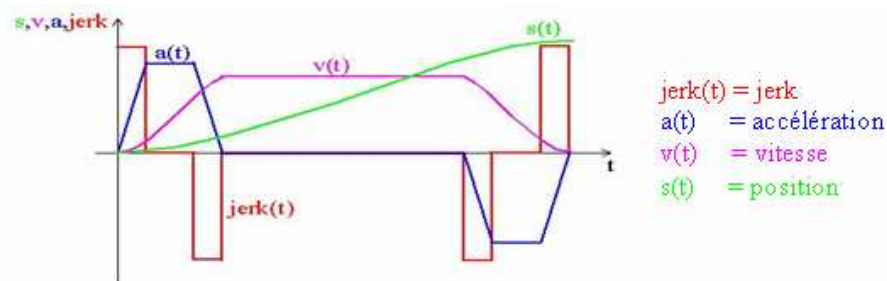


Figure 1-26 : Commande à jerk limité [Pateloup 03]

Les variations d'accélération sont plus douces ce qui a pour conséquence de moins solliciter les modes propres de la machine. L'inconvénient de cette méthode est de ne pas exploiter les capacités dynamiques de la machine à leur maximum. L'idéal serait de connaître parfaitement le comportement élastique de la machine. Ainsi il serait possible de prévoir la réaction exacte de la machine à la sollicitation dynamique d'une trajectoire et donc de corriger la position de l'outil en temps réel afin d'obtenir une trajectoire la plus proche possible de la trajectoire de consigne.

3.2 Les différents modèles de déformation

Dans la cas d'une machine très rigide, comme les machines sérielles UGV, l'étude du comportement élastique se limite souvent à la recherche des fréquences propres de la structure afin d'éviter de les exciter par les sollicitations périodiques dues à la coupe. Cette méthode, qui peut être purement expérimentale, consiste donc à déterminer les zones fréquentielles où le procédé d'usinage sera exempt de vibrations trop importantes. Ces zones sont communément appelés lobes de stabilité.

Lorsque la machine est moins rigide il devient indispensable d'en étudier plus finement le comportement élastique. Trois grands types de modèles ont été largement utilisés dans la littérature. Il s'agit des modèles éléments finis, des modèles analytiques et des modèles discrets masse-ressort. Ces modèles sont présentés ici de manière succincte car l'objectif n'est pas d'étudier toute la théorie sur laquelle ils s'appuient, mais plutôt d'en donner les principes, avantages, inconvénients et principale utilisation.

3.2.1. Modèles éléments finis

L'avènement de la Conception Assistée par Ordinateur (CAO) a facilité grandement le calcul de structure par éléments finis (EF). En effet, tout modèle éléments finis s'appuie sur un maillage plus ou moins précis de l'objet étudié. C'est-à-dire que la totalité de la matière est discrétisée en un ensemble de petits volumes élémentaires, les éléments finis. Les équations de la mécanique sont ensuite appliquées aux extrémités de ces volumes, les nœuds du maillage. Le fait que la quasi-totalité des pièces soient conçues aujourd'hui sur CAO permet d'obtenir très rapidement et automatiquement un maillage précis de la pièce, donc de la machine. Les exemples d'étude de machine par EF sont nombreux dans la littérature. Ainsi Rizk a étudié le comportement statique du T3R1 à l'aide du logiciel Ansys[®], [Rizk 06]. Ce type de logiciel permet d'établir notamment les cartes de rigidité de la machine. Ces cartes sont très intéressantes dans le cas d'une machine à structure parallèle car la rigidité n'est pas constante dans l'ensemble de l'espace de travail [Bouzgarrou 02]. La Figure 1-27 et la Figure 1-28 montrent un exemple de modèle EF et de cartes de rigidité obtenues grâce à ce modèle.

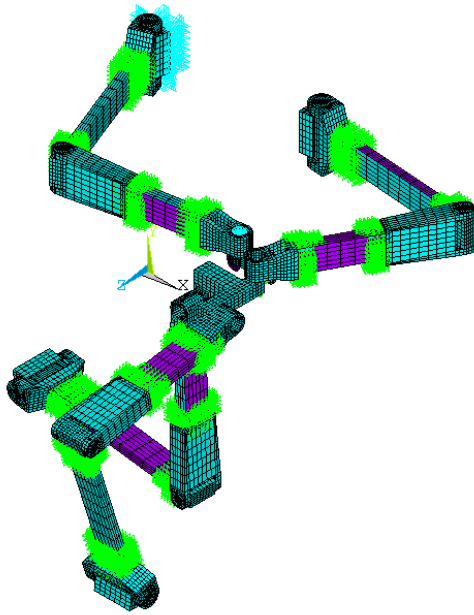


Figure 1-27 : Modèle éléments finis
[Rizk 06]

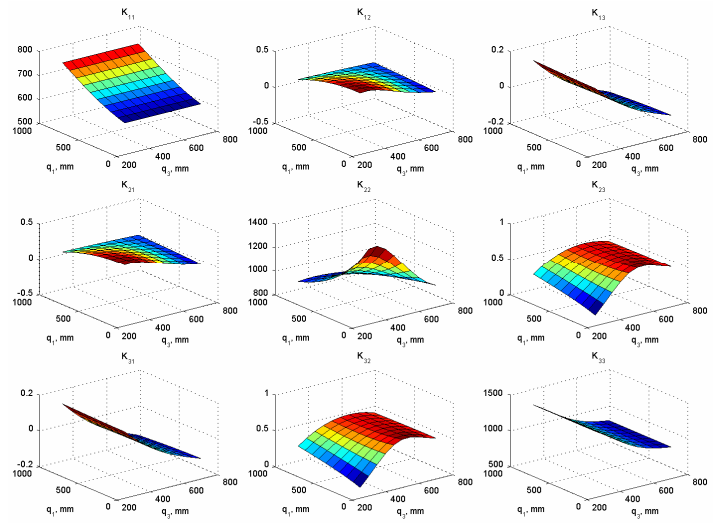


Figure 1-28 : Carte de rigidités obtenues à partir d'un MEF
[Rizk 06]

L'utilisation de tels modèles ne se limite pas à des études statiques, elle permet aussi d'évaluer le comportement dynamique d'une machine. Une analyse EF permet de connaître la forme et la fréquence des modes propres de la machine. Bien sûr ces informations ne sont que des évaluations du comportement de la machine réelle, car le modèle, en général simplifié, ne prend pas en compte certaines caractéristiques comme les soudures, l'hétérogénéité des matériaux ou encore les écarts entre géométrie nominale et géométrie réelle de la machine. Cependant les modèles EF permettent par exemple de comparer deux solutions. C'est à partir d'une telle étude que Wang et al. ont comparé deux architectures parallèles, le Tricept et le Trivariant qui est fortement inspiré du Tricept, [Wang 06]. La comparaison porte sur la rigidité et les cinq premières fréquences propres pour six positions données des deux architectures, ainsi il est possible d'évaluer les gains apportés par une évolution avant même de construire le premier prototype.

Cependant les modèles EF posent un problème majeur, celui du temps de calcul. Comme le montre la Figure 1-27, le nombre de nœuds est très important. C'est le principal inconvénient car pour chaque nœud il faut résoudre de une à six équations. La simulation du comportement d'une machine par EF occupe aisément plusieurs ordinateurs durant plusieurs heures. C'est dans l'objectif de réduire le temps de calcul que certains travaux ont été menés. Une solution amenée par Huang consiste à diviser la machine en plusieurs modules, [Huang 01]. Chaque module est maillé de deux manières différentes afin d'obtenir un maillage précis et un maillage plus grossier. Lorsque l'étude porte sur un module, la colonne de la fraiseuse

par exemple, celui-ci est modélisé à partir du maillage fin alors que les autres modules sont modélisés à partir du maillage moins précis. Cette méthode permet de réduire le temps de calcul en diminuant le nombre de nœuds dans les zones de moindre intérêt. Cependant le temps de calcul reste encore important.

Si cet inconvénient est surmontable lorsqu'il s'agit de l'étude d'une machine lors de son développement, l'utilisation d'un tel modèle dans la commande de la machine est inenvisageable. Une commande doit réagir en temps réel et ne peut tolérer des temps de calcul si importants.

3.2.2. Modèles analytiques

Concevoir la commande d'une machine parallèle implique impérativement de créer un modèle dynamique de la machine. Ce modèle donne la relation liant les efforts à générer par les actionneurs d'une part, et les positions, vitesses et accélérations articulaires et actions extérieures d'autre part. On représente le modèle dynamique par une relation de la forme :

$$\Gamma = f(q, \dot{q}, \ddot{q}, F_{ext}) \quad (1.1)$$

avec :

- Γ : vecteur des couples et forces dans les actionneurs
- q : vecteur des positions articulaires
- $\dot{q}$: vecteur des vitesses articulaires
- $\ddot{q}$: vecteur des accélérations articulaires
- F_{ext} : vecteur des efforts extérieurs

Ce modèle est aussi appelé modèle dynamique inverse en opposition au modèle dynamique direct qui exprime les accélérations articulaires en fonction des autres paramètres ($q, \dot{q}, \Gamma$ et F_{ext}). Une expression analytique de ce modèle dynamique offre l'avantage majeur de pouvoir être calculé très rapidement. De nombreux travaux se sont donc attachés à l'obtention du modèle dynamique analytique le mieux adapté à telle ou telle architecture. Les différentes méthodes reposent sur :

- le formalisme de Lagrange [Khalil 99],
- le formalisme de Newton-Euler [Dasgupta 98],
- le principe des travaux virtuels [Tsai 00],
- le principe de Hamilton [Miller 95].

Quelle que soit la méthode utilisée, ce type de modèle ne prend pas en compte les déformations qui peuvent apparaître lorsque les accélérations deviennent suffisamment

grandes. Khalil a donc proposé d'introduire des raideurs localisées dans chaque liaison afin de prendre en compte les élasticités de liaison [Khalil 78]. Cette méthode est un premier pas vers un modèle dynamique incluant les flexibilités mais elle n'est pas suffisante. En effet, elle ne permet pas de prendre en compte les flexibilités distribuées des corps déformables comme par exemple les jambes de la machine. Shabana a donc proposé de décomposer les corps flexibles en plusieurs corps rigides reliés par des ressorts [Shabana 97]. Cette approche discrète est appelée méthode des segments finis.

Dans le cas des machines à structure parallèle, les jambes sont généralement élancées, ce sont donc les éléments les plus assujettis aux déformations élastiques. Le fait qu'elles soient élancées offre tout de même un avantage. Il est possible de les considérer comme des poutres car une de leurs trois dimensions est grande devant les deux autres. Deux méthodes sont possibles, soit toute la jambe est modélisée par une seule poutre, soit elle est discrétisée en plusieurs éléments poutres. Cette dernière méthode est utilisée par Katz afin d'obtenir un modèle éléments finis d'une machine parallèle de perçage [Katz 04]. Ce modèle est différent des modèles EF présentés précédemment car le nombre réduit d'inconnues nodales permet d'obtenir une résolution analytique du modèle. En effet, chaque jambe de la machine est discrétisée en 15 éléments comportant chacun 6 inconnues nodales. La Figure 1-29 décrit les inconnues liées à chaque élément poutre. Comme il s'agit d'un modèle plan nous retrouvons trois inconnues par nœud : 2 translations et 1 rotation. L'utilisation d'un modèle 3D doublerait le nombre d'inconnues (3 translations et 3 rotations).

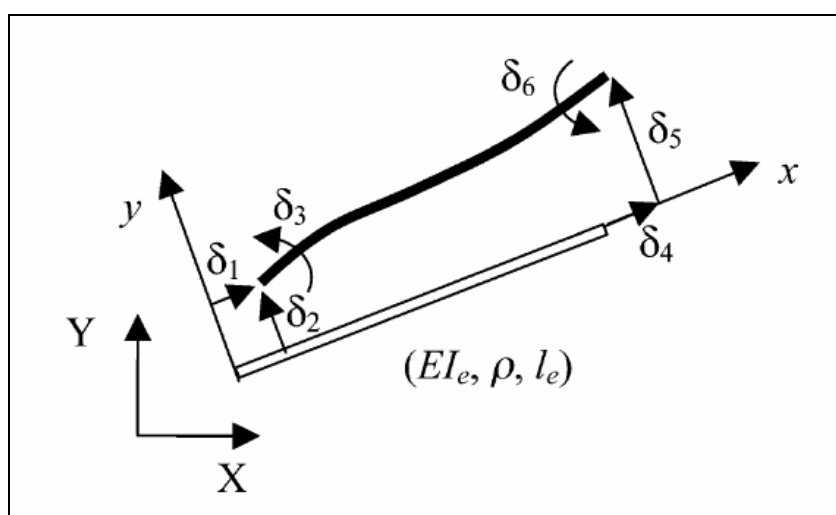


Figure 1-29 : Élément poutre à 6 inconnues nodales [Katz 04]

Deblaise utilise quant à lui, un seul élément par jambe afin de prendre en compte les déformations élastiques d'un robot Delta, [Deblaise 06]. Le modèle géométrique devient alors élasto-géométrique. La méthode a été appliquée à une structure Delta et le temps de calcul

moyen d'un tel modèle par le logiciel Matlab[®] est de 80 ms. Selon l'auteur, une programmation dans un autre langage pourrait permettre de diminuer le temps de calcul et d'envisager une mise en œuvre en temps réel pour des mouvements quasi statiques. Le modèle est donc trop complexe pour une utilisation à dynamique élevée. De plus, la prise en compte des paramètres dynamiques, nécessaire à l'obtention d'un modèle élasto-dynamique, ne pourra qu'augmenter le temps de calcul. Ce type de modèle n'est donc pas encore assez "léger", en termes de temps de calcul, pour être utilisable en temps réel dans une commande de machine.

3.2.3. Modèle discret : Masse – Ressort

La réalisation d'une commande performante impose donc de disposer d'un modèle fidèle mais aussi suffisamment simple afin que la bande passante de la commande ne soit pas trop pénalisée. Afin de prendre en compte les déformations élastiques dans l'élaboration du modèle de comportement, les différents éléments des chaînes cinématiques peuvent être représentés par des masses (ou inerties), des ressorts et des amortisseurs. Cette méthode conduit à l'obtention de modèles élasto-dynamiques discrets. Dans ses travaux, Dumetz reprend la modélisation discrète faite par Barre de l'axe Z d'une machine outil réelle, [Barre 95] et [Dumetz 98]. Cette machine, la FIMAX 150, est schématisée par la Figure 1-30. Le modèle discret obtenu est donné par la Figure 1-31.

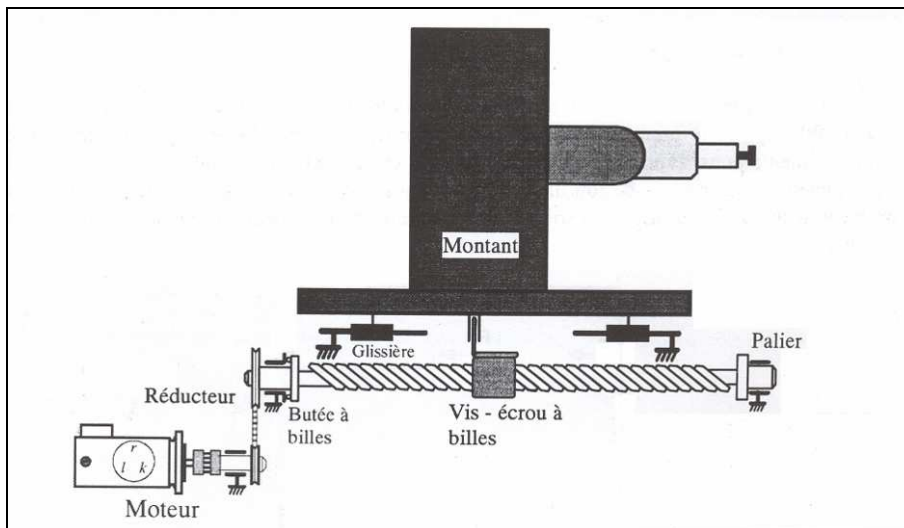


Figure 1-30 : Cinématique de la transmission de l'axe Z de la FIMAX 150 [Dumetz 98]

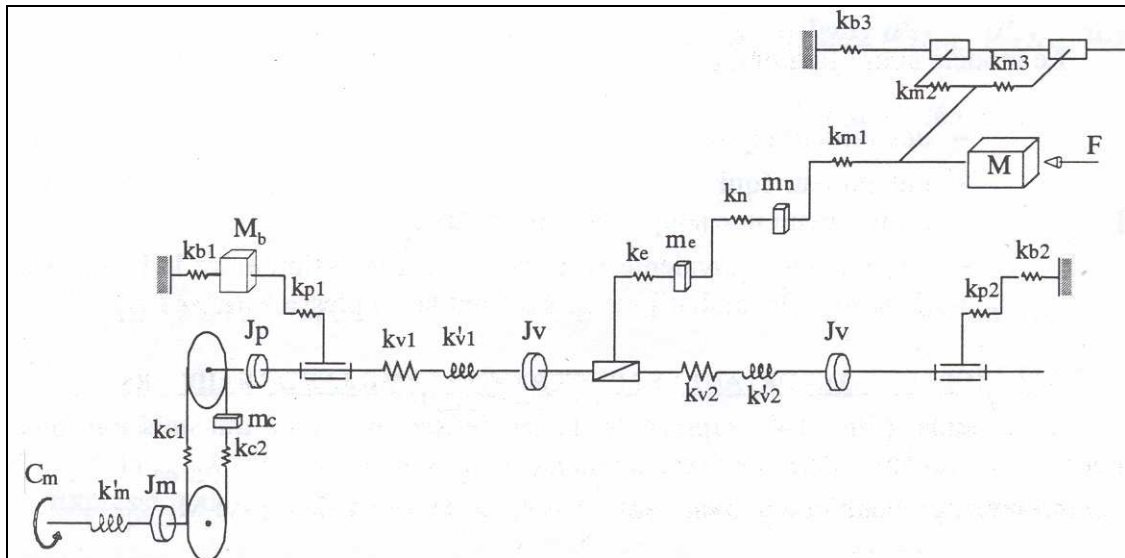


Figure 1-31: Modélisation discrète de l'axe [Barre 95]

Ce modèle peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$[M].\{\ddot{X}\} + [\mu].\{\dot{X}\} + [K].\{X\} = \{F\} \quad (1.2)$$

Le nombre de degrés de liberté utilisés pour paramétrer le système est de 18, ce qui rend l'identification des matrices assez complexe. Une simplification du modèle est donc opérée afin que la manipulation de celui-ci soit plus aisée. Il s'agit de regrouper certaines raideurs entre-elles de telle sorte que le comportement global ne soit pas affecté par cette nouvelle raideur équivalente. Ces regroupements sont aussi réalisés sur les masses et les amortisseurs. Le modèle simplifié ainsi obtenu est donné par la Figure 1-32.

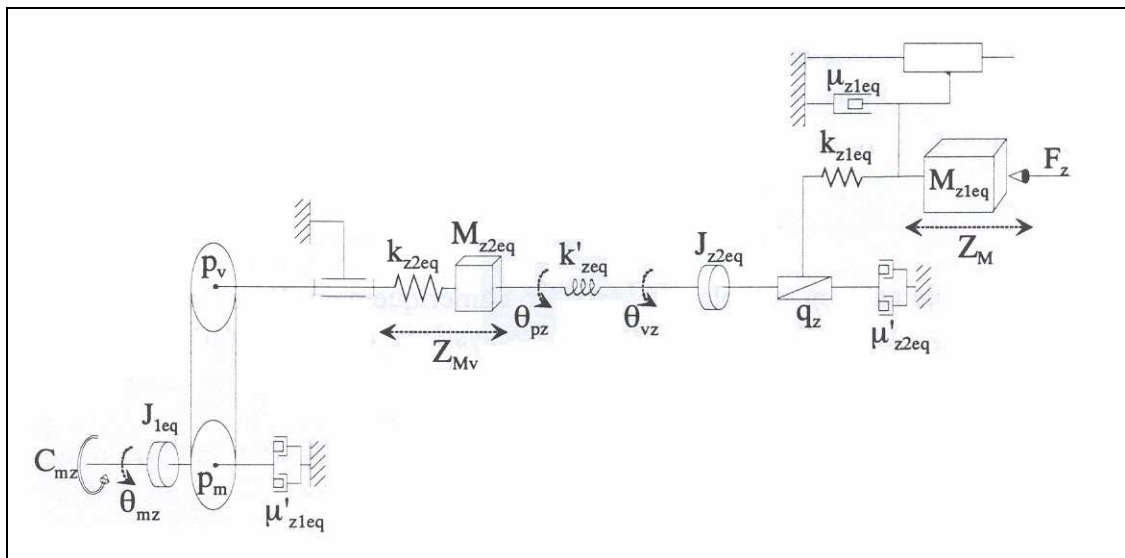


Figure 1-32 : Modèle simplifié de l'axe [Dumetz 98]

A partir de ce modèle les équations de la mécanique peuvent être écrites afin d'obtenir les équations différentielles du mouvement. L'utilisation des transformées de Laplace permet enfin d'obtenir une loi entrée sortie exprimant la position de l'effecteur en fonction du couple moteur :

$$H(s) = \frac{Z_M(s)}{C_{mz}(s)} = \frac{nqk_{zeq}k_{z1eq}(M_{z2eq}s^2 + k_{z2eq})}{s(\lambda_8s^8 + \lambda_7s^7 + \lambda_6s^6 + \lambda_5s^5 + \lambda_4s^4 + \lambda_3s^3 + \lambda_2s^2 + \lambda_1)} \quad (1.3)$$

où les λ_i sont fonctions des masses, inerties, raideurs et amortissements.

Ce type de modèle simplifié permet de concevoir la commande de la machine en prenant en compte les paramètres dynamiques mais aussi élastiques de la transmission du mouvement depuis l'actionneur jusqu'à l'effecteur.

3.3 Modèle élasto-dynamique discret appliqué à une machine à structure parallèle

3.3.1. Limite de l'étude

Nous avons vu la nécessité de prendre en compte les déformations élastiques des machines à structure parallèle. Pourtant peu de commandes incluent ce type de paramètres. En revanche, la littérature regorge de modèles dynamiques déjà implantés dans les algorithmes de commande de ces machines. L'étude se limitera donc à la partie du processus qui n'est pas encore pris en compte. C'est-à-dire que nous nous attacherons à modéliser le comportement de la partie du processus située en aval du dernier capteur. Cela est bien visible sur la Figure 1-33 qui représente une boucle d'asservissement classique où la grandeur contrôlée n'est pas celle à contrôler.

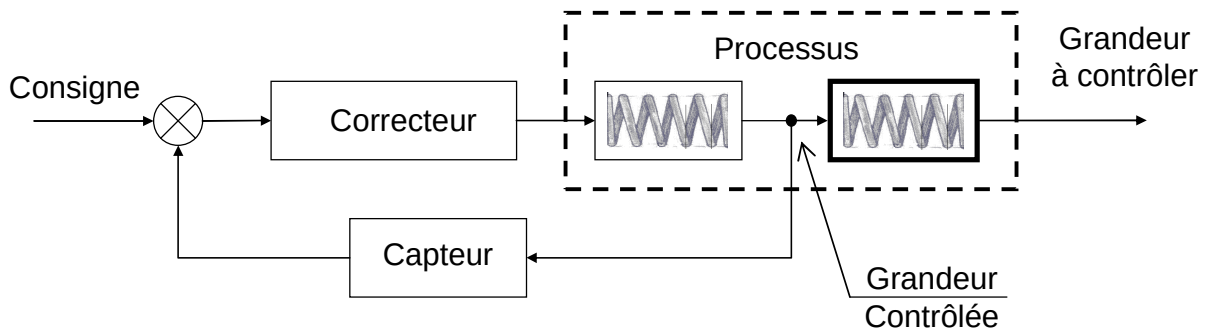


Figure 1-33 : Boucle d'asservissement avec le capteur en position intermédiaire [Dumetz 98]

L'objectif fixé est de pouvoir prédire la valeur de la grandeur à contrôler en fonction de l'évolution de la grandeur contrôlée.

3.3.2. Proposition d'un modèle élasto-dynamique pour une machine à structure parallèle

La qualité attendue du suivi de trajectoire, ainsi que l'aspect temps réel de la commande, imposent l'utilisation d'un modèle élasto-dynamique fidèle mais aussi suffisamment simple afin de ne pas pénaliser la bande passante. Suite à l'énonciation de ces deux contraintes, le choix d'un modèle discret masses-ressorts semble être le plus pertinent.

a) Application du modèle à un élément

Nous allons dans un premier temps appliquer le modèle discret au cas d'un seul élément flexible.

Chaque élément flexible est l'équivalent de deux masses reliées entre-elles par un ressort et un amortisseur. A chaque mode propre de chaque élément correspond une direction de déformation que l'on retrouve dans le modèle discret comme direction de déformation associée à un ressort. La dénomination *Amont* sera utilisée pour l'extrémité de l'élément coté actionneur, et *Aval* pour l'extrémité coté effecteur. L'écriture du Principe Fondamental de la dynamique à la masse *Aval* permet d'obtenir une expression du mouvement de la masse *Aval* en fonction de celui de la masse *Amont*. Comme le montre la Figure 1-34, cette relation ne dépend que de deux paramètres, K et C .

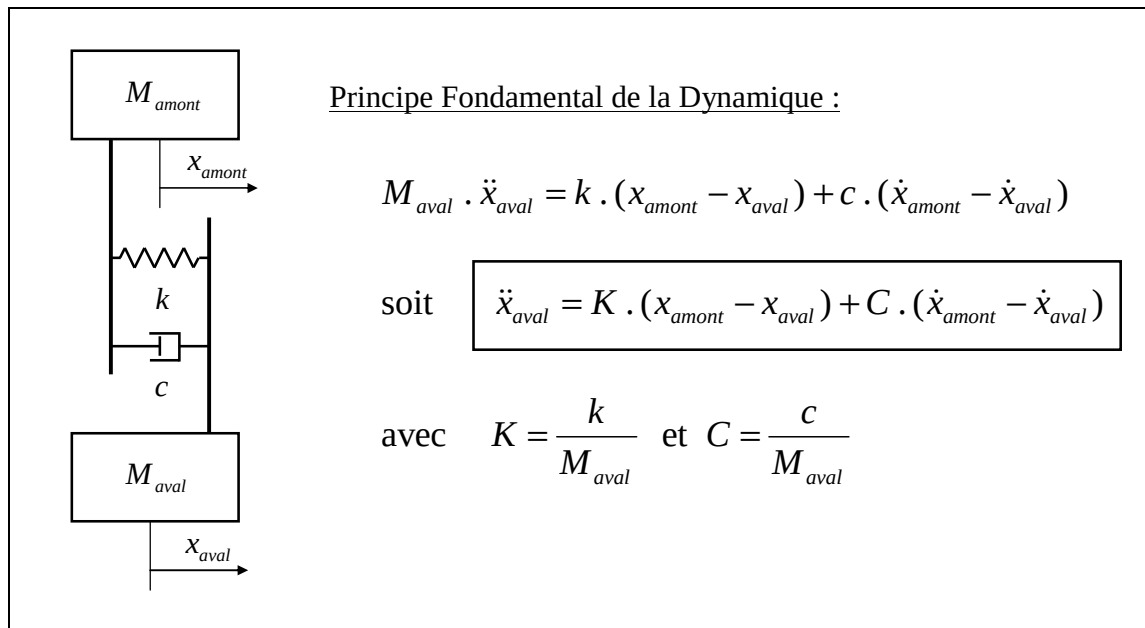


Figure 1-34 : Modèle discret d'un élément flexible

Notons que si des frottements interviennent dans le déplacement du point aval (dus notamment à la présence de liaisons passives), ils pourront être facilement pris en compte en rajoutant les paramètres nécessaires dans le modèle :

$$\ddot{x}_{aval} = K \cdot (x_{ament} - x_{aval}) + C \cdot (\dot{x}_{ament} - \dot{x}_{aval}) + F \quad (1.4)$$

La force de frottement F étant bien sûr dépendante du type de frottement (sec, visqueux, ...). La modélisation de cette force de frottement ne pourra se faire qu'au cas par cas, en effet le comportement d'une liaison dépend de nombreux paramètres tels que la présence de jeux ou au contraire d'une précharge appliquée au guidage.

b) Application au cas d'un prototype de machine à structure parallèle.

Nous détaillerons dans la fin de ce premier chapitre un modèle discret d'un prototype de machine à structure parallèle développé au LaMI. L'Isoglide 4-T3R1 a la particularité d'être une structure parallèle à cinématique découplée [Gogu 02]. Comme le montre la Figure 1-35, elle est composée de quatre bras, et avant-bras, de longueur fixe et dont les points d'attaches au bâti sont mobiles.

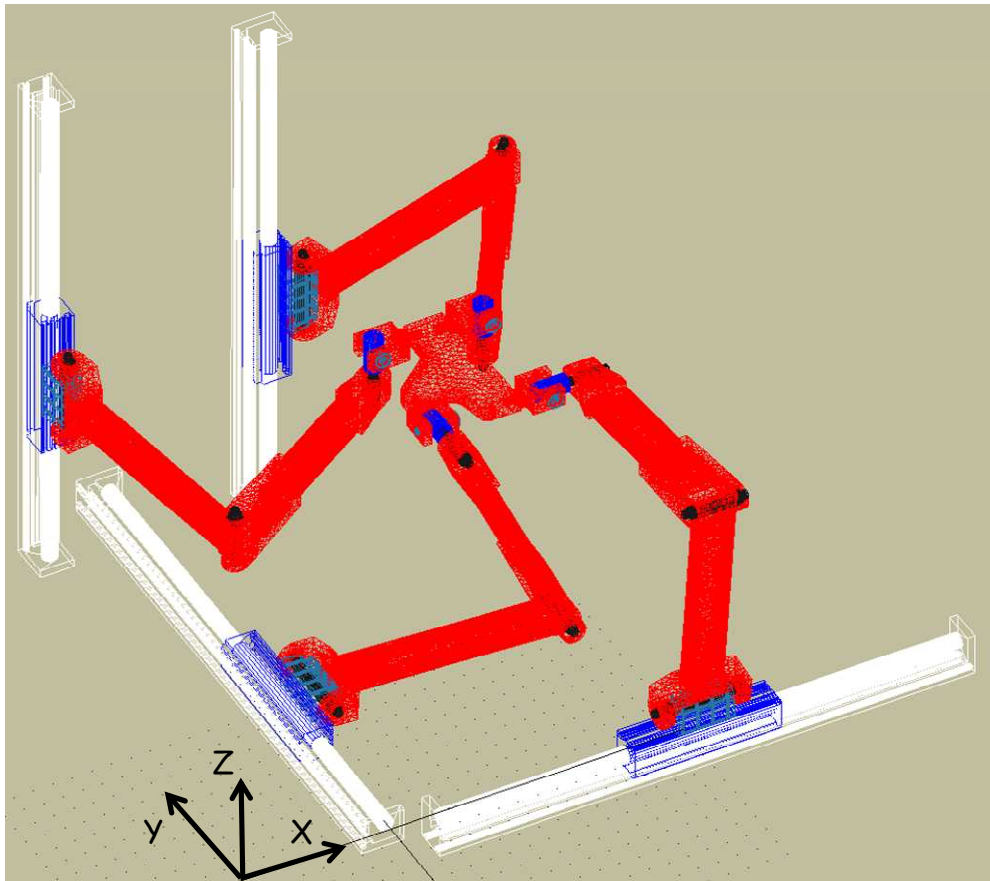


Figure 1-35 : Modèle numérique de l'Isoglide 4-T3R1 [Rat 06]

Comme dans la plupart des structures parallèles, les quatre chaînes cinématiques sont identiques. Le modèle global comportera donc quatre sous-modèles identiques. A la vue de la forme des différentes pièces, la plateforme sera supposée rigide tandis que les bras et avant-bras, éléments les plus élancés, seront considérés comme des éléments flexibles.

Le modèle éléments finis présenté par la Figure 1-35 permet aisément de simuler le déplacement de divers points du mécanisme pour une trajectoire de consigne donnée. La

Figure 1-36 représente les différences de déplacement (suivant la direction d'avance) entre chaque extrémité des éléments flexibles de la chaîne cinématique X (depuis la plateforme jusqu'au moteur X, Figure 1-35). La trajectoire simulée est un déplacement de 200 mm suivant la direction X avec une consigne en vitesse de 50 m/min et une consigne en accélération de 5 m/s². La courbe en trait continu représente la différence de déplacement entre le coude et la plateforme. Cette différence de déplacement est due à deux phénomènes, d'une part la flexion de l'avant bras suivant X et d'autre part la torsion du bras. Bien que ces deux déformations apparaissent sur des éléments distincts, nous les confondrons dans le modèle discret car elles se traduisent toutes deux par une différence de déplacement entre le coude et la plateforme. C'est-à-dire que le ressort entre la plateforme et le coude modélisera la flexion de l'avant-bras ainsi que la torsion du bras. La courbe en pointillés représente la différence de déplacement entre le coude et l'embase du bras, cette différence est due à la déformation en flexion du bras suivant X.

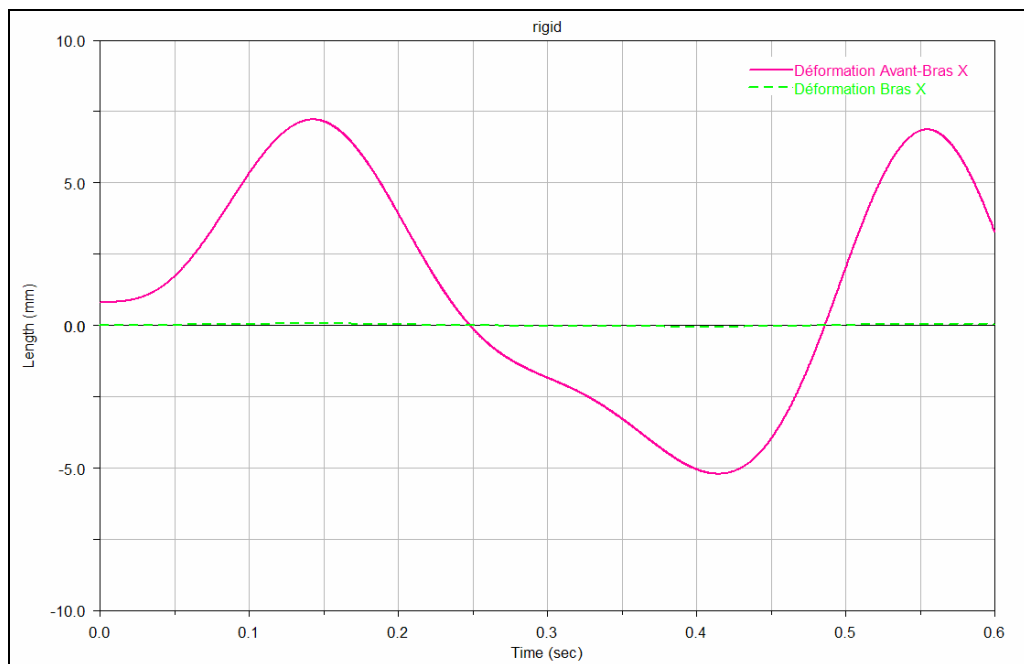


Figure 1-36 : Déformation de la chaîne cinématique X

A la vue de la Figure 1-36, la flexion du bras pourrait être négligée. Cependant, il ne s'agit là que d'une simulation à l'aide d'un modèle numérique non validé par rapport à un comportement réel. La flexion du bras est donc tout de même prise en compte. Seules des mesures sur la machine réelle permettront de valider ou non ce choix.

De surcroît, le modèle numérique présenté par la Figure 1-35 n'est pas complet. Une modification a été apportée après les travaux de Rat, [Rat 06]. L'embase du bras ne repose plus sur le moteur directement mais sur une glissière à bille parallèle à l'axe du moteur. Une transmission entre l'embase du bras et le moteur a été ajoutée. Nous supposons donc

l'existence d'une flexibilité de transmission à ce niveau de la chaîne cinématique. La présence de frottement dans la liaison glissière pouvant influencer le comportement de la transmission, ces éventuels frottements sont donc eux aussi pris en compte lors de la construction du modèle masse-ressort-amortisseur.

Le modèle discret ainsi obtenu pour un bras est indiqué à la Figure 1-37. Il comprend 11 paramètres par chaîne cinématique : 3 raideurs, 3 amortissements, 3 masses et 2 paramètres de frottement dans la glissière (sec et visqueux). Ce modèle repose sur les déplacements de 4 points d'intérêt, $P_{plateforme}$, P_{coude} , P_{embase} et P_{moteur} .

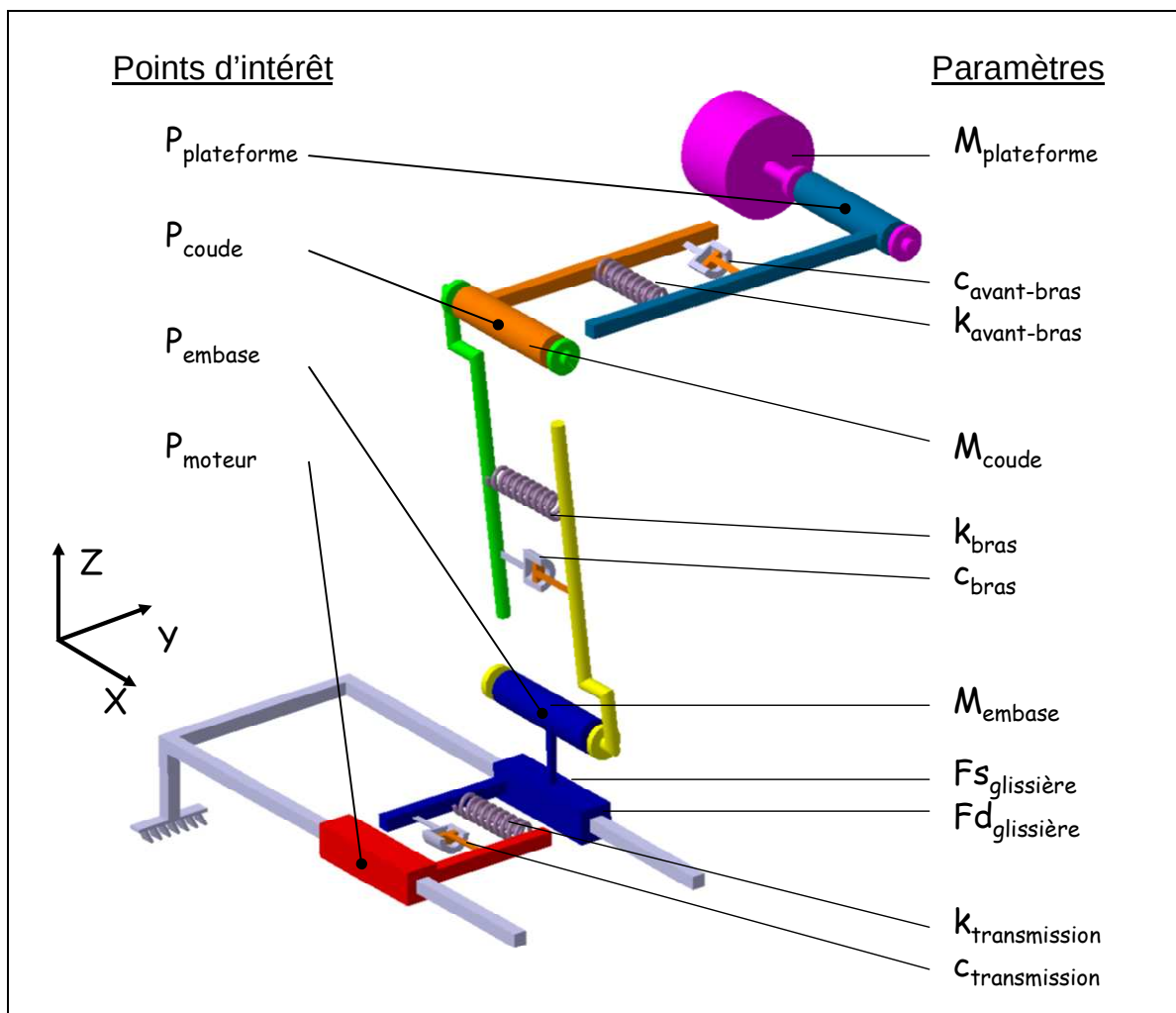


Figure 1-37 : Modèle discret de l'Isoglide 4-T3R1

3.4 Conclusion

Ce paragraphe nous a permis d'introduire le contexte des travaux avec la nécessité de prendre en compte les déformations élastiques dans les modèles de comportement. Ce point est primordial si l'on souhaite tirer la quintessence de ces machines et les voir un jour remplacer les machines d'usinage sérielles pour certaines applications. Parmi les différents

modèles élastiques disponibles dans la littérature, nous avons retenu le modèle discret *Masse-Ressort* qui nous semble le plus approprié à une intégration dans la commande. Enfin, l'exemple d'un prototype de machine à structure parallèle a été traité.

4 Identification du comportement élasto-dynamique des machines

L'importance de prendre en compte le comportement élastique des machines à structures parallèles a été démontré. Pour ce faire nous avons proposé d'utiliser un modèle discret *Masse-Ressort*. Mais comme pour toute modélisation, le modèle ne sera fidèle que s'il est recalé sur le comportement réel de la machine. Il s'agit en fait d'identifier les paramètres du modèle qui donne la meilleure adéquation entre prédiction et réalité.

L'identification est donc une pratique très répandue dont les outils techniques et mathématiques développés sont très performants pour les problèmes traités. En revanche, qu'en est-il vis-à-vis de notre application ? Afin de répondre à cette question, le début de ce paragraphe sera dédié aux méthodes d'identifications les plus répandues dans le domaine ; l'analyse modale et l'identification des modèles de commande classiques.

La deuxième partie de ce paragraphe sera consacrée au cas particulier de l'identification du comportement élastique d'une machine à structure parallèle à partir d'un modèle discret *Masse-Ressort*.

Dans la dernière partie, nous rappellerons les besoins induits par nos choix de modélisation et d'identification. Un recensement des outils de métrologie disponibles sera réalisé afin de choisir le plus adapté aux besoins.

4.1 Méthodes d'identification classiques

Afin de choisir la méthode d'identification la plus appropriée, nous présentons ici les deux méthodes d'identification les plus employées dans le domaine. La première méthode présentée est l'analyse modale expérimentale. Cette technique est couramment utilisée pour caractériser le comportement vibratoire des machines d'usage. La seconde méthode présentée est la méthode classiquement utilisée pour identifier les modèles dynamiques de commande.

4.1.1. Identification par analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale a pour but l'identification des paramètres modaux d'une structure à partir d'essais dynamiques. Les premières méthodes ont été développées dans les années 60 par les avionneurs qui étaient alors confrontés au problème de flottement des avions. L'instabilité aéro-élastique due au couplage entre la structure et l'air peut mener jusqu'à sa rupture, [Piranda T.I.].

Différentes techniques ont été mises au point, mais un principe général est commun à toutes ces techniques. Une excitation est réalisée en un ou plusieurs points de la structure et la réponse de celle-ci est mesurée en un ou plusieurs points. A partir des enregistrements réalisés, un traitement mathématique est opéré afin de déterminer les fonctions de transfert de la structure. Cela est équivalent à déterminer les caractéristiques modales de la structure car les fonctions de transfert sont liées aux modes propres par des expressions traduisant la superposition modale [Girard 03]. Un synoptique de l'analyse modale expérimentale est donné par la Figure 1-38.

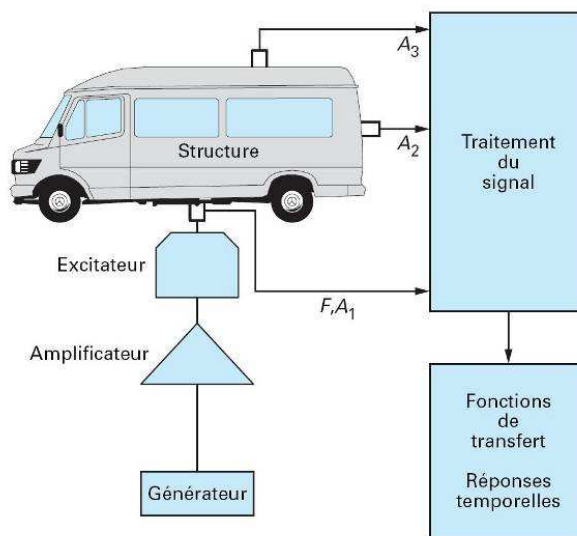


Figure 1-38 : Synoptique d'un essai dynamique [Piranda T.I.]

Deux types d'excitation sont couramment utilisés, le marteau de choc et les pots vibrants. Le principal inconvénient du pot vibrant est son poids (>20 Kg), car il doit être suspendu à un support rigide qui peut rapidement devenir gênant. Le marteau de choc quant à lui est beaucoup plus maniable, seul un fil le relie au système d'acquisition. Un certain *coup de main*, rapidement acquis, est nécessaire afin de réaliser un choc franc dont l'énergie est suffisamment importante sans pour autant dépasser le seuil de saturation du système.

Même si plusieurs types de capteurs peuvent être employés, ce sont les accéléromètres qui sont généralement utilisés. Ils permettent de mesurer les vibrations de la structure même si celles-ci sont d'amplitude très faible.

Le traitement du signal ainsi que les calculs des paramètres modaux pourraient être réalisés *artisanalement*. Cependant la performance des systèmes commerciaux ainsi que leurs coûts les ont rendu omniprésents dans ce type d'analyse. Certains proposent même une interface avec les logiciels d'éléments finis afin de faciliter le recalage des modèles.

L'analyse modale est très bien adaptée aux modèles discrets *Masse-Ressort* car dans ces derniers les modes de la structure sont directement représentés par les couples de masse et de ressort, et d'amortisseur dans le cas d'un système non conservatif. L'identification du modèle est alors immédiate dès lors que les paramètres modaux réels sont connus. C'est la raison pour laquelle cette technique est très répandue dans le domaine de la machine outil. La rigidité statique d'une machine est souvent caractérisée par analyse modale. Lauroz utilise ce type d'analyse dans ses travaux, [Lauroz 01], afin d'obtenir les cartes de rigidité d'une fraiseuse UGV dans son espace de travail. Liu utilise une méthode similaire afin de déterminer le comportement dynamique de l'ensemble machine – outil – pièce lors d'une opération de contournage. L'objectif final de ces travaux est de construire et d'identifier un modèle de génération de surface usinée à partir de la surface enveloppe de l'outil, [Liu 05]. La Figure 1-39 montre le modèle discret du système (schéma a), ainsi que le dispositif expérimental de l'analyse modale réalisée. Les vibrations sont mesurées sur le bout d'outil (photo b) et sur la pièce (photo c) par des accéléromètres.

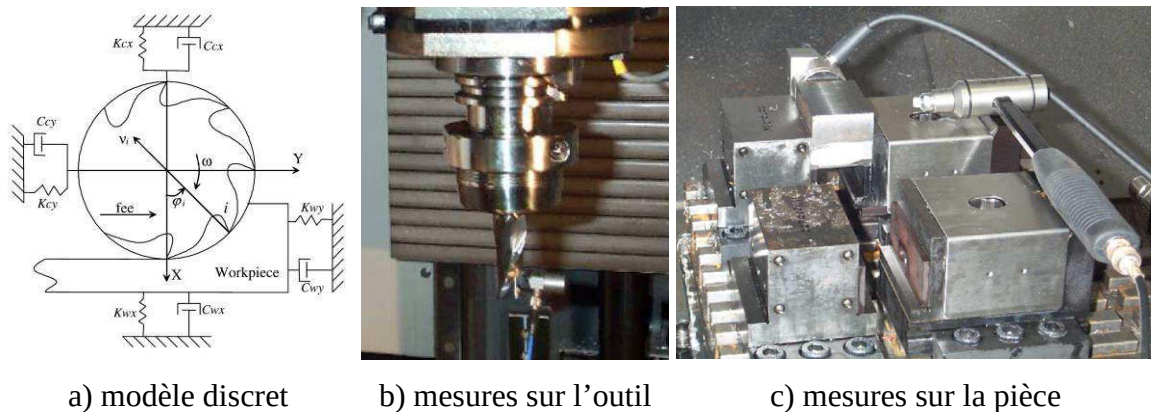


Figure 1-39 : Modèle de l'ensemble machine - outil – pièce et son identification

Si l'analyse modale a fait ses preuves en ce qui concerne les structures, il n'en est pas de même pour les mécanismes. La différence fondamentale entre structure et mécanisme est le fait qu'un mécanisme ne conserve pas la même configuration spatiale durant son fonctionnement.

Dans certains cas, les mécanismes peuvent être considérés comme des structures. Le premier cas est celui où le mécanisme ne bouge pas durant la phase étudiée, son comportement pouvant donc être apparenté à celui d'une structure. A chaque position du mécanisme correspond une structure équivalente. Cette technique est applicable aux machines d'usinage si l'on considère que les vitesses d'avance sont négligeables, et non influentes, devant les phénomènes vibratoires étudiés.

Le deuxième cas est celui où les mouvements du mécanisme sont uniquement des mouvements de rotation pure. Les broches de machines-outils UGV sont dans ce cas là si l'on considère que les vitesses d'avance sont négligeables devant la vitesse de rotation. En revanche, l'analyse modale expérimentale atteint ses limites dès que la vitesse de rotation devient importante car les effets gyroscopiques et de balourd modifient le comportement du système. Le comportement identifié à l'arrêt n'est pas le même que celui de la broche en rotation. Afin d'identifier le comportement dynamique de la broche en rotation, Gagnol a développé un outil expérimental spécifique permettant de mesurer la position radiale de l'outil durant l'usinage, [Gagnol 06].

Dans la mesure où nous cherchons à identifier le comportement élastique d'une machine soumise aux contraintes dynamiques générées par les mouvements de suivi de trajectoire, nous considérons que l'analyse modale expérimentale n'est pas vraiment appropriée à notre application.

4.1.2. Identification des modèles dynamiques classiques

Comme il a été dit au premier chapitre, les performances dynamiques croissantes des actionneurs ont rendu indispensable la prise en compte des inerties. Cela a conduit les concepteurs de machines à recourir à des commandes basées sur des modèles dynamiques. Comme nous l'avons déjà dit, les modèles doivent toujours être recalés sur le comportement réel afin d'être les plus fidèles possible. L'identification des modèles dynamiques a donc tout naturellement fait l'objet de nombreuses recherches. Nous présentons ici la méthode générale donnée par Khalil, [Khalil 99].

Le modèle géométrique est supposé connu et identifié, et le modèle dynamique a été établi :

$$\Gamma = f(q, \dot{q}, \ddot{q}, F_{ext}) \quad (1.5)$$

Identifier le modèle dynamique revient à estimer les paramètres inertiels qui minimiseront l'écart entre la prédiction du modèle et les mesures sur la machine. Le principe de la méthode couramment employée est de construire un système surdéterminé par échantillonnage du modèle à différents instants au cours d'un mouvement de la machine. Ce système peut être écrit sous la forme suivante :

$$Y = W \cdot \chi + \rho \quad (1.6)$$

Où :

- Y est un vecteur contenant les forces articulaires mesurées (Γ),
- W est la matrice d'observation constituée des mesures de $(q, \dot{q}, \ddot{q}, F_{ext})$,

- χ est un vecteur contenant les paramètres du modèle à identifier,
- ρ est un vecteur contenant les résidus.

Certaines précautions doivent être prises. Le vecteur χ ne doit contenir que les paramètres de bases. En effet le modèle dynamique d'une machine inclut généralement des paramètres qui sont des combinaisons linéaires d'autres paramètres du modèle. Le modèle de départ doit donc être réduit afin qu'il ne soit composé que de paramètres de bases. Différentes méthodes permettent d'aboutir à ce résultat, certaines sont purement mathématiques alors que d'autres sont basées sur l'analyse du schéma cinématique, [Khalil 99].

Le nombre d'équations doit être très supérieur au nombre de paramètres à identifier. Cela se traduit par une matrice d'observation dont le nombre de lignes doit être très supérieur au nombre de colonnes.

L'estimation du vecteur χ à partir de l'équation (1.6) est un problème très répandu dont la résolution est immédiate à l'aide d'un logiciel de calcul scientifique tel que Matlab®. Cette solution est généralement calculée au sens des moindres carrés par :

$$\hat{\chi} = \text{Arg}_{\chi} \cdot \min \|\rho\|^2 \quad (1.7)$$

Si W est de rang maximum, la résolution explicite du problème conduit à la relation :

$$\hat{\chi} = (W^T W)^{-1} W^T Y = W^+ Y \quad (1.8)$$

où W^+ désigne la matrice pseudo-inverse de W .

La fonction *pinv* de Matlab® donne directement la pseudo inverse d'une matrice en s'appuyant sur la méthode de Moore-Penrose (décomposition en valeurs singulières).

Comme pour toute résolution numérique, il faudra être vigilant quant aux résultats obtenus. Différentes méthodes permettent d'évaluer la qualité de l'estimation des paramètres. Tout d'abord le conditionnement de la matrice W permet d'évaluer son aptitude à être inversée, ce conditionnement devant être le plus proche possible de 1. Mais ce critère ne nous semble pas très pratique dans le sens où il s'agit d'une évaluation basée sur l'expérience et pas sur un critère objectif. Lors de l'identification du modèle dynamique du robot Orthoglide, Guegan a obtenu des conditionnements de la matrice W variant de 4800 à 376, [Guegan 03]. Il est évident que 376 est plus proche de 1 que 4800, mais il est difficile a priori d'affirmer que 376 est suffisamment proche de 1 pour obtenir des résultats satisfaisants.

Une autre méthode d'évaluation de la qualité des estimations repose sur le calcul de l'écart-type relatif des paramètres dynamiques estimés. Cette méthode est plus objective et permet de détecter les paramètres mal identifiés.

Cette technique d'identification est elle aussi très performante et contrairement à l'analyse modale expérimentale, elle autorise l'identification durant les mouvements de la machine. Ce sont même ces mouvements qui génèrent les excitations. Notre choix se porte donc vers cette méthode car elle permet d'identifier le comportement du mécanisme dans une situation similaire à celle du fonctionnement normal de la machine en suivi de trajectoire. Cela nous semble important dans le sens où ainsi, seules les fréquences concernées interviendront dans l'identification du modèle.

4.2 Identification du comportement élastique d'une machine à structure parallèle

Un modèle élasto-dynamique a été établi au cours du chapitre précédent. Ce modèle n'a pour objectif que de modéliser le comportement élastique du processus après le dernier capteur des boucles de commande. Nous supposons que le modèle dynamique de la machine a déjà été identifié par la méthode citée ci-dessus, il reste donc à identifier le comportement élastique du mécanisme entre le dernier capteur et l'effecteur.

A partir de la technique retenue, deux variantes sont possibles. Soit le modèle élastique complet est identifié dans sa globalité, soit chaque élément est caractérisé indépendamment afin de reconstruire ensuite le modèle global. La première variante permet d'éviter un éventuel cumul d'erreur dû aux identifications successives. Cependant elle présente à nos yeux l'inconvénient de perdre tout sens physique, il sera difficile face au résultat final d'incriminer telle ou telle partie du mécanisme.

La deuxième variante présente l'inconvénient du cumul d'erreur mais elle bénéficie d'une grande simplicité. Chaque élément identifié indépendamment ne présente que très peu de paramètres. Il faudra cependant veiller à ce que chaque point aval d'un élément corresponde au point amont de l'élément suivant de la chaîne cinématique traitée afin de ne négliger aucune partie du mécanisme.

Nous allons donc appliquer la méthode d'identification citée ci dessus au cas d'un élément élastique. Pour ce faire nous rappelons le modèle écrit au chapitre précédent :

$$\ddot{x}_{aval} = K \cdot (x_{amont} - x_{aval}) + C \cdot (\dot{x}_{amont} - \dot{x}_{aval}) \quad (1.9)$$

L'écriture de ce modèle pour différents instants au cours du mouvement amène à l'écriture du système surdéterminé suivant :

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{aval}(1) \\ \vdots \\ \ddot{x}_{aval}(i) \\ \vdots \\ \ddot{x}_{aval}(n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (x_{amont}(1) - x_{aval}(1)) & (\dot{x}_{amont}(1) - \dot{x}_{aval}(1)) \\ \vdots & \vdots \\ (x_{amont}(i) - x_{aval}(i)) & (\dot{x}_{amont}(i) - \dot{x}_{aval}(i)) \\ \vdots & \vdots \\ (x_{amont}(n) - x_{aval}(n)) & (\dot{x}_{amont}(n) - \dot{x}_{aval}(n)) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K \\ C \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

avec $x(i)$, $\dot{x}(i)$ et $\ddot{x}(i)$ les mesures de position, vitesse et accélération au point considéré à l'instant t_i .

L'estimation des paramètres se fera donc simplement par inversion de la matrice contenant les positions et vitesses des points amont et aval :

$$\begin{bmatrix} \hat{K} \\ \hat{C} \end{bmatrix} = pinv \left(\begin{bmatrix} (x_{amont}(1) - x_{aval}(1)) & (\dot{x}_{amont}(1) - \dot{x}_{aval}(1)) \\ \vdots & \vdots \\ (x_{amont}(i) - x_{aval}(i)) & (\dot{x}_{amont}(i) - \dot{x}_{aval}(i)) \\ \vdots & \vdots \\ (x_{amont}(n) - x_{aval}(n)) & (\dot{x}_{amont}(n) - \dot{x}_{aval}(n)) \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{aval}(1) \\ \vdots \\ \ddot{x}_{aval}(i) \\ \vdots \\ \ddot{x}_{aval}(n) \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

Comme il a été dit au cours du chapitre précédent, si des frottements interviennent dans le déplacement du point aval les paramètres nécessaires seront rajoutés au modèle. Le nombre de colonnes de la matrice d'observation augmentera donc en conséquence. Cela n'apporte aucune difficulté supplémentaire. Le plus difficile est de choisir les paramètres modélisant le frottement, mais cela ne peut être fait qu'au cas par cas en fonction du phénomène rencontré (frottement sec, visqueux, au démarrage, ...).

L'identification nécessite donc la mesure des positions, vitesses et accélérations, des points amont et aval au cours du mouvement.

4.3 Les outils de métrologie disponibles

Nous venons de voir la méthode d'identification retenue et donc les grandeurs à mesurer qui constituent le besoin en métrologie. Dans un premier temps, nous allons énoncer clairement ce besoin d'un point de vue caractéristique de mesure. Dans un second temps, nous balaierons les différentes solutions permettant de réaliser les mesures nécessaires.

4.3.1. Rappel du besoin

L'objectif annoncé est de mesurer les déplacements relatifs entre le point amont et le point aval d'un élément. La vitesse relative entre ces deux points doit aussi être mesurée afin

de compléter la matrice d'observation. Enfin, l'accélération du point aval est nécessaire à l'estimation des paramètres du modèle à partir de la matrice pseudo inverse de la matrice d'observation.

A la vue des machines étudiées le système de mesure devra autoriser une distance entre les points amont et aval de l'ordre de 50 cm. Les performances dynamiques de ces machines font que les vitesses et accélérations maximales sont atteintes en quelques dizaines de centimètres. Le déplacement mesuré devra donc avoir une amplitude allant jusqu'à 50 cm. Les vitesses mesurées seront équivalentes aux vitesses de déplacement du mécanisme, soit quelques dizaines de mètres par minute. Enfin, et pour les mêmes raisons, les accélérations à mesurer seront de l'ordre du g. Toutes ces valeurs, regroupées dans le Tableau 1-2, ne représentent pas un cahier des charges absolu, elles ne sont qu'indicatives. Par exemple, l'accélération maximale admissible a été fixée à 3g, ce choix nous permet de couvrir une grande partie des machines à grande vitesse. Dans le cas d'une machine présentant des accélérations plus élevées, cette valeur devra être adaptée.

Distance maximale entre les points	Amplitude maximale du déplacement	Vitesse maximale admissible	Accélération maximale admissible
50 cm	50 cm	< 100 m/min	< 3 g

Tableau 1-2 : Ordre de grandeur des valeurs maximales à mesurer

Les plages des mesures ne sont pas suffisantes pour décrire un besoin métrologique. Il est aussi nécessaire de fixer la précision avec laquelle les mesures doivent être faites. Il nous est impossible à ce stade de l'étude de déterminer l'influence des précisions de mesure sur la qualité de l'identification. Cependant il est certain que la précision de mesure du déplacement sera primordiale. En effet, les déformations des éléments à observer sont de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres. Nous considérons donc qu'une précision de l'ordre du centième de millimètre est indispensable.

La dernière caractéristique que nous pouvons fixer est la fréquence d'échantillonnage des mesures. Les phénomènes vibratoires sur les mécanismes étudiés ont généralement des fréquences propres inférieures à 100 Hz, [Béarée 05]. Si l'on applique le théorème de Shannon, cela porte la fréquence d'échantillonnage du système de mesure à un minimum de 200 Hz.

Les besoins de mesure étant fixés, nous allons maintenant inventorier les solutions de mesure existantes afin d'évaluer si l'une d'entre-elles correspond à nos besoins.

4.3.2. Les solutions existantes

Les trois grandeurs à connaître pour l'indentification sont le déplacement relatif, la vitesse relative et l'accélération du point aval. Un point important à noter est que ces trois grandeurs ne doivent pas forcément être mesurées, une ou deux d'entre-elles pouvant être obtenues par intégration ou dérivation de l'une des trois grandeurs. Ce fait a son importance lors du choix de la solution de mesure. Nous allons donc évaluer la capacité de divers moyens techniques à nous fournir une ou plusieurs des grandeurs nécessaires.

a) La mesure directe des déformations

L'objectif étant de caractériser le comportement élastique des éléments de la machine, les outils mesurant directement la déformation ont été évalués.

Dans le principe ces outils fournissent directement le déplacement relatif entre plusieurs points d'une structure, ce qui correspond à notre besoin vis-à-vis des positions du point amont et du point aval. Une dérivation permettrait même d'en déduire la vitesse relative entre les deux points. Il ne resterait alors qu'à mesurer l'accélération du point aval.

L'écartement entre les deux points d'intérêt constitue le principal obstacle à l'utilisation de ces appareils. Ils ne permettent de mesurer la déformation que sur des zones très réduites, au maximum de l'ordre du centimètre carré. Une technique fait cependant exception, il s'agit des extensomètres longue base continûment attachés aux structures à fibre optique, [Cumunel 06]. Ces capteurs permettent de mesurer la déformation d'une structure sur des distances allant de quelques centimètres à plusieurs mètres. Mais ils ne permettent de mesurer qu'une variation de distance entre deux points et non pas un déplacement, et de surcroît il est difficile de garantir que ce type de dispositif puisse toujours être attaché à l'élément.

Les mesures directes de déformations ne répondent pas aux besoins énoncés.

b) Les solutions mécaniques

Les capteurs que nous considérons comme mécaniques sont les capteurs mesurant un déplacement entre deux éléments propres au capteur, dont l'un est attaché au bâti et l'autre à la partie mobile du mécanisme.

Ce type de système présente l'avantage d'être très précis et même dans certains cas d'autoriser de grandes plages de mesure. A l'instar du Ball-bar, il serait envisageable d'imaginer un système construit autour d'une règle optique dont l'élément mobile serait lié à l'élément au point mesuré. La précision, la plage de mesure sont en parfaite concordance avec notre application. La fréquence d'échantillonnage élevée permettrait même de filtrer la

mesure de position afin de pouvoir la dériver une puis deux fois afin de connaître avec le même appareil la position, vitesse et accélération de chaque point mesuré. Cependant ce type de système est beaucoup trop contraignant quant à l'encombrement et à la limitation de la liberté de mouvement de la machine.

Les solutions à base de systèmes mécaniques limitent trop les mouvements de la machine pour être utilisés ici.

c) Les accéléromètres

Contrairement à la solution précédente, les accéléromètres n'ont quasiment aucune influence sur le système étudié. Ils sont généralement très légers et leur fil de connexion ne constitue pas un obstacle. La mesure de l'accélération est bien sûr quasiment immédiate. Ce type de capteur est très répandu, il est toujours possible de trouver celui qui correspond exactement à la plage de mesure nécessaire. Si la mesure de l'accélération ne pose pas de problème, en revanche il n'est pas possible avec ce capteur d'obtenir une mesure de vitesse et encore moins de position sans intégrations successives. Ces dernières génèrent des biais non maîtrisés qui peuvent conduire à des résultats totalement erronés.

Les accéléromètres répondent, très logiquement, à nos besoins vis-à-vis de la mesure de l'accélération du point aval, par contre ils ne peuvent nous fournir les déplacements et vitesses des deux points.

d) Les solutions basées sur l'utilisation d'un laser

Les solutions utilisant un laser présentent l'avantage majeur de réaliser des mesures sans contact. Le système le plus répandu est certainement l'interféromètre laser. Certes, une partie du système de mesure doit être fixée sur l'élément mobile de la machine mais il s'agit généralement d'un dispositif léger qui n'encombre pas la machine. Cette solution offre une très bonne précision, inférieure au micromètre, en adéquation avec les besoins du domaine de la machine outil. La plage de mesure est de plusieurs mètres ce qui autorise un mouvement important lors de l'identification.

Cependant deux inconvénients majeurs sont à déplorer. Premièrement, leur coût est très élevé. Celui d'un interféromètre laser est de plusieurs dizaines de milliers d'euro. Deuxièmement, le mouvement doit être rectiligne. Il est possible d'imaginer l'identification à base de mouvements uniquement rectilignes, en revanche il est impossible de garantir que la partie mobile du système de mesure restera perpendiculaire au faisceau du laser. Ce phénomène, décrit par la Figure 1-40, fera inévitablement dévier le faisceau retour et coupera la mesure.

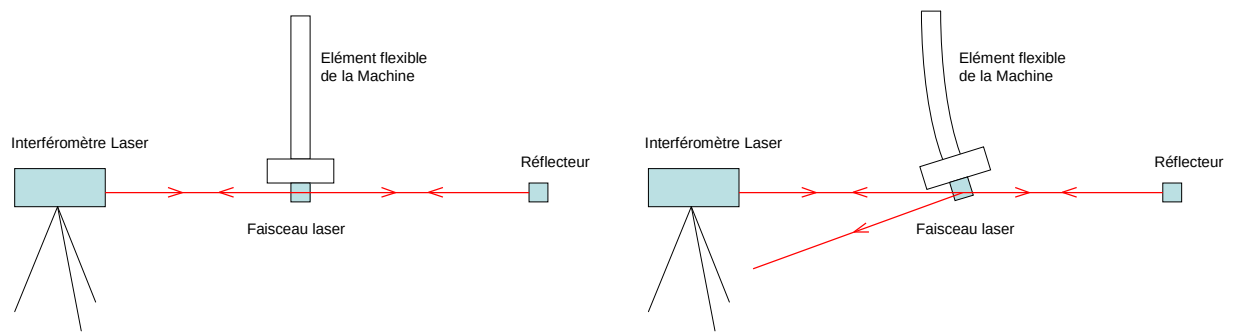


Figure 1-40 : Déviation du faisceau de l'interféromètre

Une alternative consiste à utiliser un suiveur laser, plus communément appelé tracker laser. Ce genre d'appareil permet de suivre une cible mobile dans l'espace et résout le problème précédemment énoncé. Le faisceau laser est orienté à la sortie de l'appareil par un jeu de miroirs asservis en orientation. Le tracker peut ainsi suivre un réflecteur sphérique préalablement fixé sur l'élément dont on désire mesurer le déplacement. Comparativement à l'interféromètre laser unidirectionnel, le tracker laser propose une précision moindre. L'incertitude est de $\pm 10 \mu\text{m} + 5\mu\text{m/m}$ ($\pm 2\sigma$) [Leica 07]. Cette perte de précision est liée à la résolution des codeurs angulaires mesurant l'orientation des miroirs, [Leleu 02]. Cependant ce type d'appareil est généralement utilisé pour des mesures statiques. Le résultat donné par le système de mesure est en fait la moyenne de milliers de mesures réalisées en un temps très bref. Or dans le cas d'une mesure dynamique il est impossible de réaliser plusieurs mesures pour une position donnée, cela empêche tout calcul de moyenne permettant de diminuer l'erreur commise. L'incertitude à retenir pour un tel système en dynamique est en fait de l'ordre de $\pm 20 \mu\text{m}$ à $\pm 2\sigma$ (pour le Leica LT 640 qui est une référence sur le marché, Figure 1-41), cette valeur est valable pour une mesure à moins d'un mètre de distance.

Le laser tracker propose donc une précision du même ordre de grandeur que nos besoins. Cependant quelques problèmes subsistent. Le coût d'un tel instrument, environ 100 000 €, est un réel frein dans notre démarche. De surcroît, il ne permet de suivre qu'un seul point à la fois, ce qui impose donc de mesurer le déplacement des points amont et aval de manière découplée en se reposant sur la répétabilité de la machine. Enfin, un problème commun à tous les instruments à base d'interférométrie laser est que la mesure est une mesure relative. Si le faisceau est obstrué au cours du mouvement, le système se bloque et ne délivre aucune mesure. Ce dernier point est assez contraignant dans un environnement tel que celui d'une machine. Le réflecteur peut être ponctuellement caché pour un câble ou une partie du bâti par exemple.

Les instruments à base de laser sont généralement très performants, cependant leur coût ainsi que le fait qu'ils ne puissent suivre qu'un seul point à la fois les pénalisent fortement. Nous ne retiendrons pas ce type d'appareil pour nos mesures.



Figure 1-41 : Laser tracker LT640 et une mire (miroir sphérique)

e) Les solutions à base de vision artificielle

Un nouveau type d'instruments de mesure se développe de plus en plus dans divers domaines. Il s'agit de mesures réalisées par vision artificielle. Dans le principe, une caméra enregistre des images puis un traitement informatique permet d'en déduire des informations concernant la scène photographiée. L'atout majeur de cette technique est la souplesse de mise en œuvre. Bien souvent aucun dispositif ne doit être fixé à l'élément mobile, seule la caméra est nécessaire. Comme tout dispositif, il n'est pas parfait et pose divers problèmes vis-à-vis de notre application.

Le premier problème concerne la précision de mesure. Les systèmes de mesure basés sur ce type de technique proposent généralement des précisions de l'ordre du millimètre pour le volume de mesure considéré. L'utilisation de réflecteurs particuliers permet d'augmenter la précision de localisation en recourant à des techniques de photogrammétries, [Shortis 94]. Celles-ci permettent de localiser une cible dans l'image avec une incertitude inférieure au

pixel, on parle alors de détecteur subpixelaire. Si certaines précautions sont prises, il est alors possible d'approcher la précision recherchée.

La nature du déplacement mesurable constitue le deuxième problème. Il est possible à l'aide de deux caméras de construire un système stéréoscopique afin de réaliser des mesures 3D, [Cano 05]. Cependant les erreurs de reconstruction ajoutées à celle de détection dans chaque image diminuent la précision de localisation. Il est aussi possible de reconstruire les positions et orientations d'un objet à partir d'une caméra unique, mais là encore les erreurs seront plus importantes que dans le cas d'un mouvement plan.

Enfin, le dernier problème majeur concerne la cadence de la caméra. Les caméras classiques ont des fréquences trop faibles pour notre application, inférieures à 50 Hz. Les caméras rapides permettent d'accroître la cadence de manière considérable et suffisante mais elles sont basées sur des capteurs CMOS et non CDD. Cela a pour conséquence de diminuer le rapport signal/bruit. La localisation est donc moins précise.

Les solutions à base de vision artificielle offrent donc une souplesse d'utilisation importante de part le fait que les mesures sont réalisées sans contact. Elles permettent aussi de s'affranchir du problème d'obturation ponctuelle car le traitement peut être réalisé a posteriori. Cependant la cadence est trop faible si l'on veut assurer la précision recherchée.

4.4 Conclusion

Nous avons présenté dans ce paragraphe la méthode d'identification que nous pensons la mieux adaptée à la modélisation du comportement élastique des machines à structure parallèle. Celle-ci consiste à identifier le comportement élastique de chaque élément de la chaîne cinématique à partir des déplacements des points amont et aval de l'élément.

Cela nous a permis de fixer les besoins d'un point de vue mesure. Le déplacement et la vitesse de chacun des points d'intérêt (amont et aval) doivent être mesurés ainsi que l'accélération du point aval. Certaines de ces grandeurs pourront être obtenues par dérivation mais cela impose une mesure suffisamment *propre* afin d'éviter de dériver un signal trop bruité qui rendrait inutilisable le fruit de la dérivation.

Après avoir balayé l'ensemble des solutions qui nous semblaient envisageables, nous avons constaté qu'aucune d'entre-elles ne répond parfaitement au besoin énoncé.

5 Conclusion

La présentation des différentes architectures de machine nous a permis établir le contexte de ce travail : les architectures parallèles laissent envisager de formidables évolutions des machines d'usinage. Cependant, ces évolutions ne pourront être appliquées au

domaine de la machine-outil que si le comportement élasto-dynamique des machines à structure parallèle est correctement maîtrisé. Deux phases sont alors indispensables dans l'étude du comportement élasto-dynamique de la machine : la modélisation et l'identification.

Nous avons tout d'abord présenté les différents modèles élastiques disponibles dans la littérature, puis nous avons retenu le modèle discret *Masse-Ressort* qui nous semble le plus approprié à une intégration dans la commande. Enfin, l'exemple d'un prototype de machine à structure parallèle a été traité.

Les principales techniques d'identification ont été présentées, puis nous avons exposé celle qui nous semble la mieux adaptée à notre étude. Il s'agit d'identifier les paramètres du modèle élasto-dynamique des chaînes cinématiques à partir du déplacement réel des extrémités des éléments de la chaîne durant un suivi de trajectoire *classique*.

Enfin, nous avons énoncé les besoins métrologiques induits par la technique d'identification retenue. Le déplacement et la vitesse de chacun des points d'intérêt (amont et aval) doivent être mesurés ainsi que l'accélération du point aval. Certaines de ces grandeurs pourront être obtenues par dérivation mais cela impose une mesure suffisamment *propre* afin d'éviter de dériver un signal trop bruité qui rendrait inutilisable le fruit de la dérivation.

Après avoir balayé l'ensemble des solutions qui nous semblaient envisageables, nous avons constaté qu'aucune d'entre-elles ne répond parfaitement au besoin énoncé. Le chapitre suivant aura donc pour objectif de concevoir un outil métrologique adapté à l'identification du comportement élastique des machines à structure parallèle.

Chapitre 2 : PROPOSITION D'UNE SOLUTION HYBRIDE

1	INTRODUCTION.....	63
2	BASES THEORIQUES DE VISION ARTIFICIELLE	64
2.1	Modèle de Sténopé et formation de l'image.....	64
2.1.1.	Modèle de Sténopé.....	64
2.1.2.	Formation de l'image.....	65
2.2	Calibrage de l'ensemble Caméra - Objectif	68
2.3	Passage du domaine image au monde réel.....	70
2.3.1.	Calcul de pose d'un objet connu	70
2.3.2.	Méthodes adaptées à un déplacement particulier.....	72
a)	Méthode basée sur la conservation du birapport.....	72
b)	Méthode de la grille	74
c)	Homographie.....	76
2.3.3.	Conclusion	78
2.4	Détection subpixellaire	78
2.4.1.	Cellules photo-réfléchissantes.....	78
2.4.2.	Détecteur subpixellaire	79
2.5	Conclusion	81
3	RAPPELS SUR LES ACCELEROMETRES	82
4	MISE EN ŒUVRE DE LA SOLUTION HYBRIDE.....	83
4.1	Principe de la mesure	83
4.2	Traitement des données.....	86
4.2.1.	Calcul des déplacements dans l'image.....	88
4.2.2.	Passage du domaine image 2D au monde 3D	88
4.2.3.	Correction de l'accélération	90
4.2.4.	Correction du déplacement brut.....	92
5	CONCLUSION.....	93

1 Introduction

Comme nous avons pu le voir au cours du chapitre précédent, aucun système existant ne permet de réaliser les mesures nécessaires d'une manière optimale. Il est donc nécessaire de concevoir un nouvel outil de mesure. Ce dernier est un système de mesure hybride qui s'appuie sur la fusion de deux équipements de technologies différentes. Il sera constitué d'une part d'une caméra numérique, et d'autre part d'accéléromètres. L'idée principale est de sur-échantillonner les données de la caméra en utilisant les informations fournies par l'accéléromètre. Nous allons ainsi tirer avantage de chacun de ces équipements sans en subir les inconvénients.

Ce chapitre est dédié à la conceptualisation de ce nouvel outil hybride. Le principe de mesure imaginé ainsi que la méthode de fusion des données y sont détaillés, la mise en œuvre pratique est traitée dans le chapitre suivant.

Comme pour tout développement scientifique, certaines bases théoriques sont indispensables à la compréhension du système développé. Les bases indispensables sur la vision artificielle seront détaillées dans la première partie de ce chapitre. Elles seront suivies par quelques rappels sur les accéléromètres. Enfin le principe de mesure de l'outil hybride sera exposé. La méthode de fusion des données hétérogènes, vision et accéléromètres, terminera ce chapitre.

2 Bases théoriques de vision artificielle

L'objectif de cette section est de réaliser une présentation de la vision artificielle en lien avec notre application. Seuls les points essentiels seront donnés, ceux qui interviennent directement dans le fonctionnement de l'outil hybride et qu'il a fallu s'appropriier.

2.1 Modèle de Sténopé et formation de l'image

2.1.1. Modèle de Sténopé

La constitution des objectifs voudrait que l'on utilise un modèle de construction de l'image du type lentilles minces ou épaisses. Comme on peut le voir sur la Figure 2-1, la construction de l'image n'est pas directe et elle dépend du type de lentille. De surcroît les objectifs ne sont jamais constitués d'une seule lentille, ce qui complique encore plus les choses.

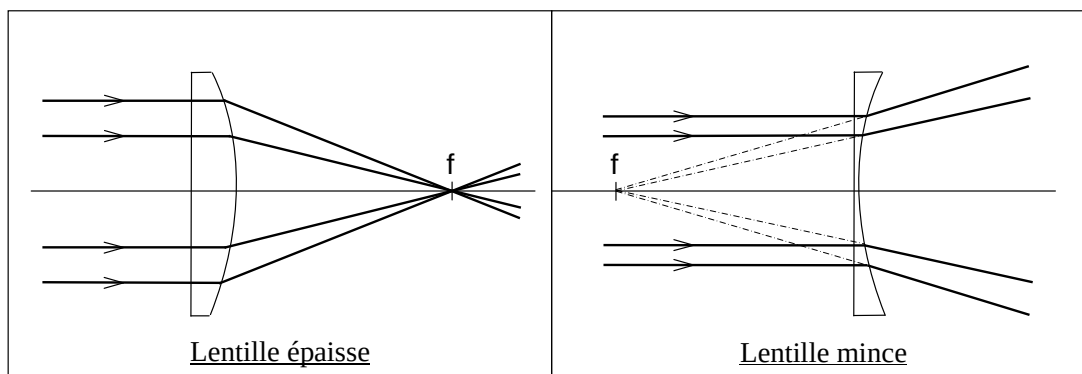


Figure 2-1 : Modèles lentilles épaisses ou minces

Comme pour toute modélisation d'un phénomène, la question principale est de savoir quel est le niveau de précision attendu. La nécessité d'exprimer de façon simple les contraintes de vergence, nous pousse à recourir à un modèle plus simple que celui des lentilles minces ou épaisses [Dhome 03]. Cependant, si certaines conditions et hypothèses sont respectées alors les résultats fournis par ce modèle plus simple peuvent être suffisamment précis pour notre application.

Ce modèle simplifié est le modèle de Sténopé où tous les rayons passent par un seul et même point (le centre optique). Le capteur (plan image) se situe à une distance f du centre optique, cette distance est appelée distance focale de l'objectif. Comme on peut le voir sur la Figure 2-2, l'image est inversée.

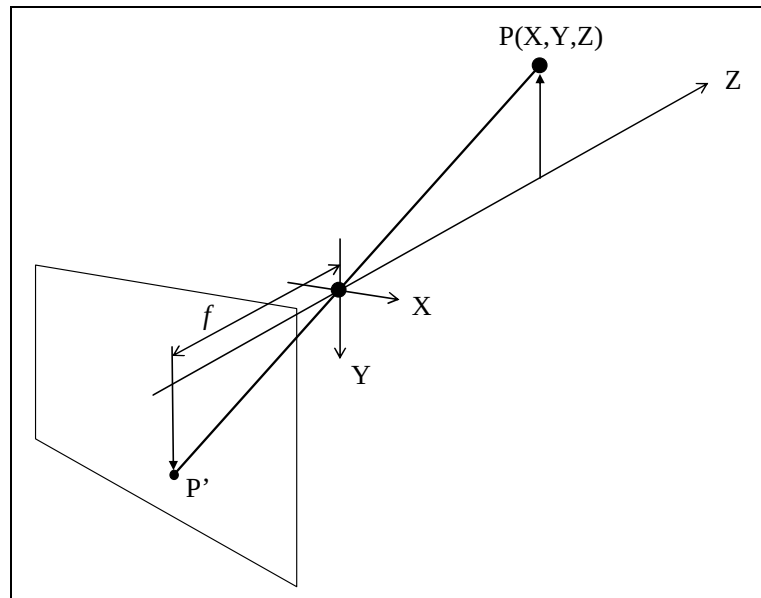


Figure 2-2 : Modèle de Sténopé

Afin de pallier ce problème, le plan image est artificiellement placé entre l'objet réel et le centre optique. D'une manière pratique cela est obtenu en lisant les données du capteur de la ligne la plus basse vers la ligne la plus haute.

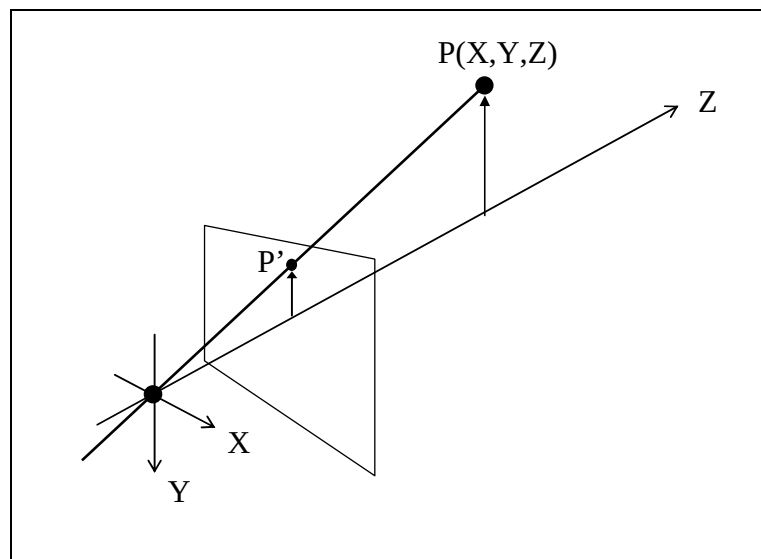


Figure 2-3 : Modèle de Sténopé avec image retournée

2.1.2. Formation de l'image

La formation de l'image peut se résumer à la formulation mathématique liant les coordonnées de l'objet dans le monde réel (3D) aux coordonnées de la projection de l'objet sur le plan capteur (2D). Parmi les différentes projections possibles nous retenons la projection perspective, celle-ci impose certaines hypothèses qui seront détaillées par la suite.

Dans ce paragraphe nous allons développer la formulation mathématique de la projection perspective. Pour ce faire nous allons retenir les notations suivantes :

- R_c : Repère Caméra (axe z confondu à l'axe optique),
- (X_c, Y_c, Z_c) : Coordonnées d'un point de l'objet dans R_c ,
- R_w : Repère lié à la modélisation de l'objet,
- (X_w, Y_w, Z_w) : Coordonnées d'un point de l'objet dans R_w ,
- (u, v) : Repère Image (prenant en compte la digitalisation).

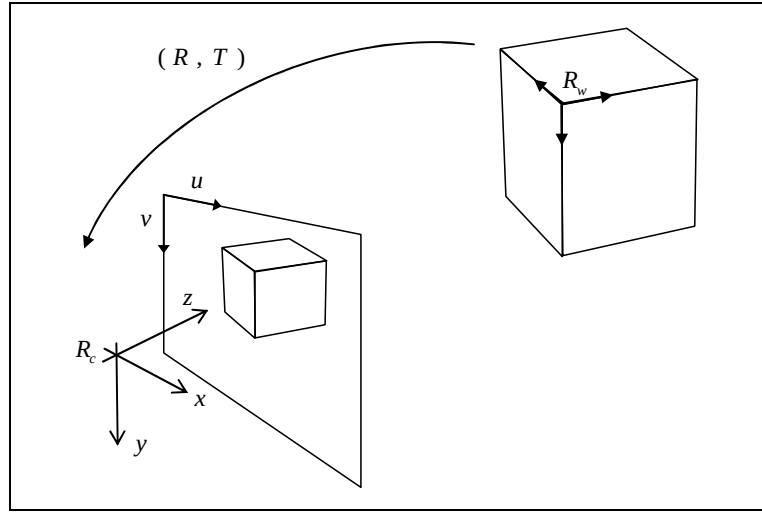


Figure 2-4 : Changement de repère

L'expression des coordonnées d'un point de la projection de l'objet dans le repère de l'image se décompose en trois étapes. La première étape consiste à exprimer les coordonnées de l'objet dans le repère de la caméra, R_c , $(\mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}^3)$. Il faut ensuite projeter ces coordonnées sur le plan image, $(\mathbb{R}^3 \rightarrow \mathbb{R}^2)$. Pour finir, il ne reste plus qu'à effectuer un changement de repère vers le repère image, (u, v) , $(\mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}^2)$.

Comme on peut le voir sur la Figure 2-4, la matrice de passage du repère R_w au repère R_c est composée d'une rotation et d'une translation.

$$\begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \\ Z_c \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} R & T \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} X_w \\ Y_w \\ Z_w \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Notons que l'écriture de la rotation et de la translation dans une même transformation géométrique impose d'utiliser une notation homogène à 4 composantes.

D'après les équations de projection perspective, un point de l'objet se projette sur le plan image suivant l'équation (3.2) :

$$\begin{bmatrix} s x \\ s y \\ s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \\ Z_c \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

où s est un facteur d'échelle introduit par la notation homogène lors du passage de $\mathfrak{R}^3$ vers $\mathfrak{R}^2$.

Il ne reste plus qu'à effectuer le changement de repère vers le repère image (u, v) . Cette opération consiste à déplacer l'origine du repère du centre de l'image vers le coin supérieur gauche.

$$\begin{bmatrix} s u \\ s v \\ s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/dx & 0 & u_0 \\ 0 & 1/dy & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s x \\ s y \\ s \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

- (u_0, v_0) est le point d'intersection de l'axe optique et du plan image,
- (dx, dy) sont les dimensions selon x et y d'un pixel élémentaire de capteur.

Soit f_x et f_y les facteurs d'échelle horizontaux et verticaux du dispositif définis par :

$$\begin{cases} f_x = f / dx \\ f_y = f / dy \end{cases} \quad (3.4)$$

L'expression globale de formation de l'image s'écrit donc :

$$\begin{bmatrix} s u \\ s v \\ s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x & 0 & u_0 & 0 \\ 0 & f_y & v_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & R_{13} & T_x \\ R_{21} & R_{22} & R_{23} & T_y \\ R_{31} & R_{32} & R_{33} & T_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_w \\ Y_w \\ Z_w \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

- (f_x, f_y, u_0, v_0) sont appelés paramètres intrinsèques (liés à la caméra),
- $(R_{11}, \dots, R_{33}, T_x, T_y, T_z)$ sont appelés paramètres extrinsèques (liés à la scène).

La matrice R est une matrice de rotation, sa définition par les neufs paramètres $(R_{11}, R_{12}, R_{13}, R_{21}, R_{22}, R_{23}, R_{31}, R_{32}, R_{33})$ est une définition redondante qui peut avantageusement être remplacée par une définition selon les angles d'Euler. Ainsi, et selon le modèle de formation de l'image choisi, le passage du monde réel vers l'image nécessite la connaissance de 4 paramètres intrinsèques et 6 paramètres extrinsèques.

2.2 Calibrage de l'ensemble Caméra - Objectif

Le calibrage est l'ensemble des opérations, prises de vue et calculs, permettant la détermination des paramètres intrinsèques et extrinsèques de la caméra. Idéalement, le calibrage doit être réalisé avant chaque utilisation de la caméra. En effet, un démontage de l'objectif ou même un changement de l'ouverture suffisent à fausser les valeurs des paramètres déjà déterminées.

Comme nous l'avons vu précédemment, la formation de l'image à partir des coordonnées 3D d'un point dans l'espace dépend de 10 paramètres. Cela est vrai dans le cas où l'objectif est considéré comme parfait. Dans la réalité il existe toujours des distorsions optiques qui vont déformer l'image. Le meilleur exemple est donné par les images prises à l'aide d'une focale très courte, les fish-eyes. Comme on peut le voir sur la Figure 2-5 les formes sont distordues et s'éloignent fortement des formes réelles, l'hypothèse de formation de l'image par projection perspective n'est plus valable. Afin de conserver cette hypothèse, et par suite la théorie de construction de l'image par projection perspective, il est indispensable de corriger les distorsions optiques du système d'acquisition.

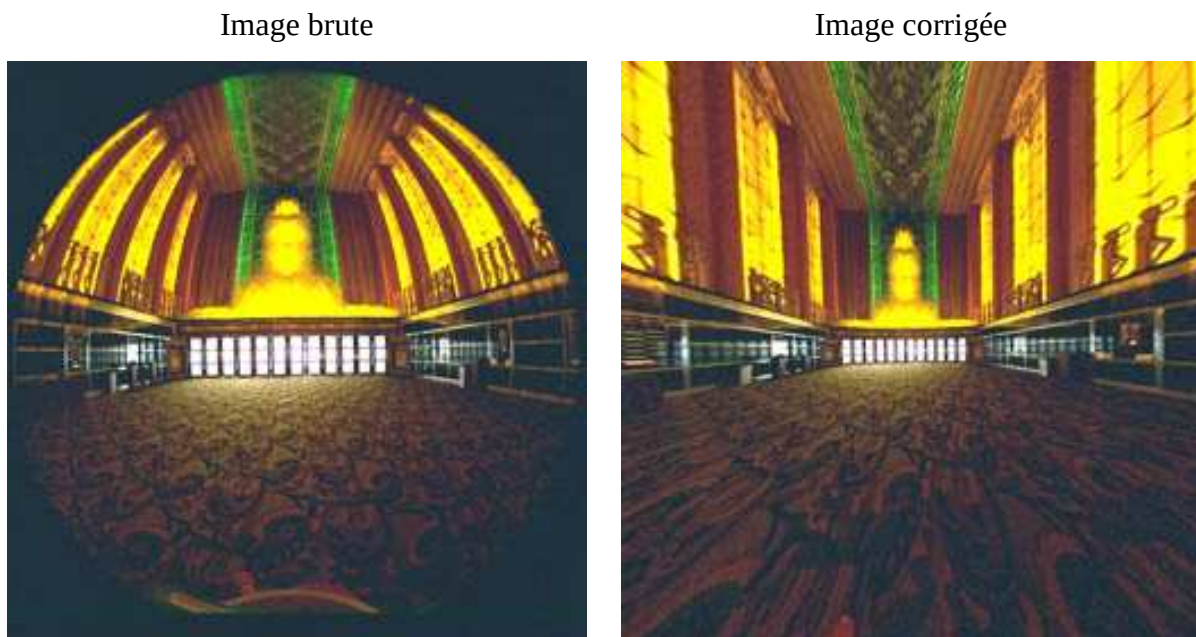


Figure 2-5 : Phénomènes de distorsion optique

Prendre en compte les distorsions revient à ajouter un terme correctif lors du calcul de u et de v , nous pouvons alors réécrire l'expression (3.5) sous la forme :

$$\begin{cases} u = u_0 + f_x \frac{R_{11}X_w + R_{12}Y_w + R_{13}Z_w + T_x}{R_{31}X_w + R_{32}Y_w + R_{33}Z_w + T_z} + do_x / dx \\ v = v_0 + f_y \frac{R_{21}X_w + R_{22}Y_w + R_{23}Z_w + T_y}{R_{31}X_w + R_{32}Y_w + R_{33}Z_w + T_z} + do_y / dy \end{cases} \quad (3.6)$$

Dans cette expression, do_x et do_y sont les deux composantes de distorsion optique. Chacune de ces deux composantes peut être scindée en deux parties, une partie tangentielle et une partie radiale :

$$do = do_r + do_t \quad (3.7)$$

Les expressions (3.8) et (3.9) sont celles des formes communément utilisées en photogrammétrie [AME 84] :

$$\begin{cases} do_{xr} = (u - u_0) dx (a_1 r^2 + a_2 r^4 + a_3 r^6) \\ do_{yr} = (v - v_0) dy (a_1 r^2 + a_2 r^4 + a_3 r^6) \end{cases} \quad (3.8)$$

$$\begin{cases} do_{xt} = p_1 [r^2 + 2(u - u_0)^2 dx^2] + 2p_2 (u - u_0) dx (v - v_0) dy \\ do_{yt} = p_2 [r^2 + 2(v - v_0)^2 dy^2] + 2p_1 (u - u_0) dx (v - v_0) dy \end{cases} \quad (3.9)$$

Expérimentalement, la calibration consiste à enregistrer avec la caméra un certain nombre d'images de scènes partiellement connues. Nous avons alors d'une part des informations sur les points 3D et d'autre part une mesure 2D de leur projection sur le plan image. Il est alors possible de déterminer le jeu de paramètres qui minimisera l'écart entre les points 3D réels et leurs reconstructions à partir des points 2D mesurés par le capteur.

Certaines techniques de calibration s'appuient sur une image unique. L'optimisation doit alors déterminer la valeur de 15 paramètres, soit 9 paramètres intrinsèques $(u_0, v_0, a_1, a_2, a_3, p_1, p_2, f_x, f_y)$ et 6 paramètres extrinsèques $(T_x, T_y, T_z, \alpha, \beta, \gamma)$. D'autres techniques, dites multi-images, s'appuient sur plusieurs images. Si l'on considère un nombre m d'images utilisées, alors la phase de calibration doit déterminer $9 + 6m$ paramètres, les 9 paramètres intrinsèques plus 6 paramètres extrinsèques pour chaque image.

D'un point de vue précision atteignable, cette phase de calibration est primordiale. Tout système métrologique qui s'appuie sur l'utilisation de vision artificielle, même partiellement, nécessite une phase de calibrage. Certains systèmes du commerce sont suffisamment encapsulés et stables pour n'exiger qu'un calibrage en usine tandis que d'autres imposent aussi un calibrage avant chaque utilisation.

Le système de mesure que nous avons développé durant cette thèse n'est pas, du moins pour l'instant, un système industriel encapsulé. Par conséquent, nous nous attacherons à calibrer très rigoureusement l'ensemble caméra - objectif avant chaque utilisation.

2.3 Passage du domaine image au monde réel

Nous avons vu, dans les paragraphes précédents, le modèle géométrique de formation de l'image ainsi que le calibrage de l'ensemble caméra – objectif. Nous allons détailler maintenant quelques unes des différentes méthodes permettant de calculer la position de l'objet suivi à partir des mesures faites par la caméra.

Si l'on se réfère à la Figure 2-3 au tout début de ce chapitre et que l'on considère comme connu uniquement les coordonnées du point P' dans le plan capteur, il n'est alors pas possible de repositionner le point P dans l'espace. Seule la direction *foyer optique – point P* est connue, la position du point 3D sur cette droite ne peut pas être déterminée. Le calcul de cette distance nécessite d'injecter des informations supplémentaires dans le système. Ce sont la richesse de ces informations ainsi que les propriétés mathématiques utilisées qui diffèrent entre les différentes méthodes. Nous présenterons dans un premier temps la méthode la plus complète qui permet de déterminer intégralement la position et l'orientation d'un objet. Cette méthode présente certaines difficultés lors de son application et c'est pour cela que nous présenterons aussi d'autres méthodes moins globales. Ces dernières ne peuvent résoudre qu'une sous-classe du problème général (déplacement particulier de la cible) mais sont plus faciles à mettre en œuvre et permettent dans certains cas de meilleurs résultats.

2.3.1. Calcul de pose d'un objet connu

Nous avons vu précédemment que le modèle de formation de l'image nous permet de calculer les deux coordonnées de la projection d'un point 3D dans l'image. L'équation (3.6) exprime (u, v) en fonction des coordonnées 3D du point dans le repère de l'objet (X_w, Y_w, Z_w) , des paramètres intrinsèques $(u_0, v_0, f_x, f_y, a_1, a_2, a_3, p_1, p_2)$ et des paramètres extrinsèques $(T_x, T_y, T_z, \alpha, \beta, \gamma)$. Le calcul de pose d'un objet consiste à résoudre le problème géométrique inverse. Les coordonnées de la projection de l'objet dans l'image étant connues, le calcul de pose consiste à en déduire la position et l'orientation de l'objet dans l'espace.

Ce problème géométrique inverse a été largement étudié dans la littérature. Dans [Dhome 03], les différentes approches sont classifiées en fonction :

- du modèle de projection utilisé : orthographique, orthographique à l'échelle, para-perspectif ou bien sûr perspectif,
- de la nature des primitives appariées : points, droites, cercles,

- de la méthode de résolution : analytique, par optimisation itérative ou par linéarisation.

Parmi les approches analytiques, nous citerons le calcul de pose à partir de la détection de 4 points, [Heraud 89], à partir de 3 droites [Dhome 89] et à partir de cercles [Dhome 90].

Parmi les approches itératives, nous remarquerons celles basées sur la minimisation des erreurs d'appariement. Ces erreurs sont calculées soit dans l'image (2D), soit dans l'espace (3D). Les algorithmes sont généralement construits autour des méthodes de Newton ou de Levenberg-Marquardt, [Num. Recipes]. Une autre approche, celle de DeMenthon se caractérise par passage progressif d'un modèle orthographique à un modèle de projection perspectif, conduisant au sein d'un processus itératif à un calcul de pose extrêmement rapide dans son implémentation quasi temps réel [DeMenthon 92].

Enfin, nous citerons l'approche linéaire connue sous le nom de DLT (Direct Linear Transform) et introduite dans les années 1940 par la communauté photogrammétrique. Cette méthode consiste à calculer les 9 éléments de la matrice de rotation (R_{ij}) et non plus les 3 angles (α , β et γ). La résolution du problème linéarisé impose alors la localisation d'un minimum de 6 points appartenant à l'objet.

Quelle que soit l'approche utilisée pour calculer la pose d'un objet, l'incertitude du calcul dépend de 3 types de paramètres :

- paramètres intrinsèques à la caméra,
- paramètres intrinsèques à la détection des primitives dans l'image,
- paramètres de modélisation de l'objet.

Dans le cas de notre application, ce sont les paramètres de modélisation de l'objet qui posent problème. En effet, l'objet suivi se déplace au cours de la mesure et doit bien sûr rester dans le champ couvert par la caméra. Cela impose alors que les dimensions de l'objet ne soient pas trop grandes afin de ne pas trop restreindre le mouvement à mesurer. En d'autres termes, la projection de l'objet doit rester petite dans l'image. Cette condition confère aux paramètres de modélisation de l'objet un caractère local dans l'image qui est néfaste à la précision de mesure d'un déplacement global couvrant tout le champ de la caméra.

Nous ne remettons pas en cause les performances de toutes les méthodes précitées, qui ont largement démontré leur efficacité. Cependant, nous considérons que la précision de mesure recherchée, de l'ordre de 1/50000 du champ couvert, n'est pas atteignable par de telles méthodes.

2.3.2. Méthodes adaptées à un déplacement particulier

Nous avons considéré que les méthodes de calcul de pose globale ne nous permettraient pas d'atteindre la précision souhaitée car l'information permettant le passage de l'image vers l'espace 3D était une information locale dans l'image. Nous allons donc détailler 3 méthodes utilisant une information plus globale. Ces méthodes imposent le respect de deux contraintes :

- le mouvement étudié doit appartenir à un sous-espace de $\mathbb{R}^6$,
- une information métrique sur le champ couvert par la caméra doit être fournie au système.

Ces 3 méthodes reposent respectivement sur le calcul d'un birapport, sur la discrétisation du champ de la caméra et sur le calcul d'une homographie.

a) Méthode basée sur la conservation du birapport

La première méthode explicitée ici est très souvent utilisée en vision artificielle [Glachet 92]. Elle s'appuie sur une propriété géométrique applicable dans le cas d'un déplacement rectiligne de la cible. Si l'on considère quatre points A, B, C et D alignés dans cet ordre alors le birapport de ces quatre points est donné par :

$$\text{Birapport}(A, B, C, D) = \frac{\overline{AC} / \overline{AD}}{\overline{BC} / \overline{BD}} \quad (3.10)$$

Le théorème de Thalès permet de démontrer que :

« Le birapport, ou rapport anharmonique, de quatre droites concourantes est celui des quatre points d'intersection de ces droites par une sécante quelconque (c'est une quantité indépendante de la sécantes !). » [bibmath.net]

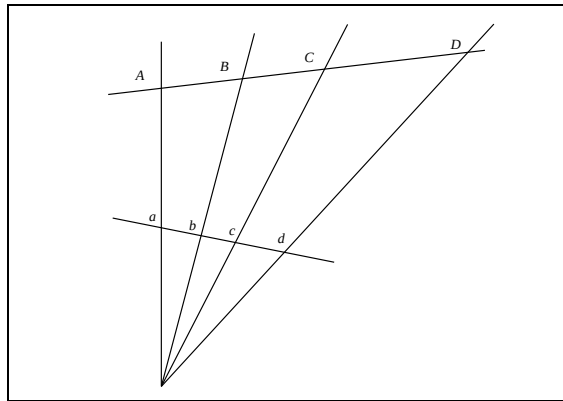


Figure 2-6 : Conservation du birapport

Cela se traduit sur la

Figure 2-6 par l'égalité suivante :

$$\frac{\overline{AC}}{\overline{AD}} = \frac{\overline{ac}}{\overline{ad}} \quad (3.11)$$

$$\frac{\overline{BC}}{\overline{BD}} = \frac{\overline{bc}}{\overline{bd}}$$

Revenons maintenant à notre problème qui est de localiser un point dans l'espace à partir de ses coordonnées 2D sur le plan capteur. Dans le cas où le déplacement observé est linéaire, il est possible d'associer les points A , B , C et D à des points de l'espace par lesquels passe le point suivi. Si de surcroît les distances entre trois des quatre points sont connues, alors il est possible de calculer la distance du quatrième point par rapport aux trois autres à partir des mesures de la caméra (distances entre a , b , c et d).

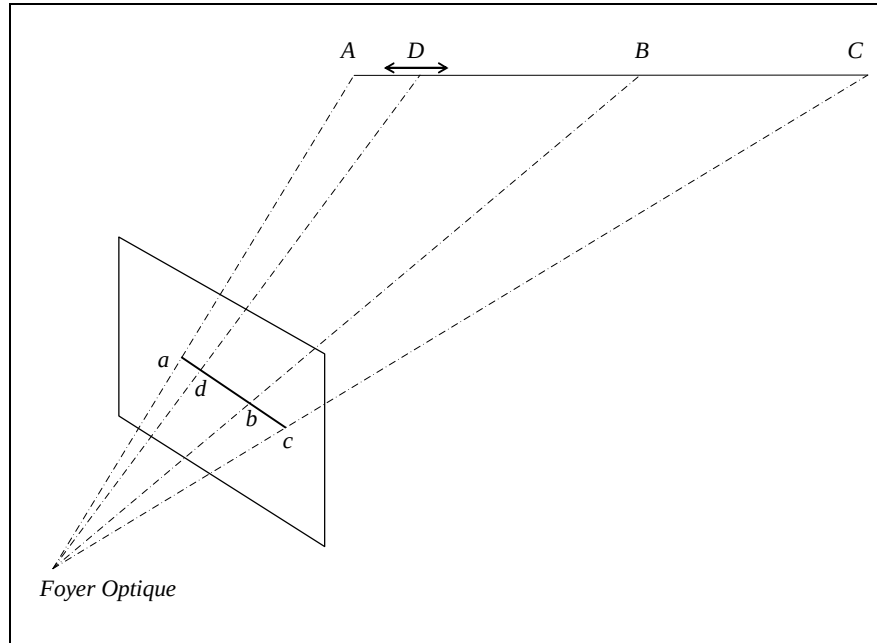


Figure 2-7 : Calcul du déplacement d'un point via le Birapport

L'objectif ici est de calculer la position du point D à partir des coordonnées de a , b , c et d et des distances $\overline{AB}$, $\overline{AC}$ et $\overline{CB}$ supposées connues.

Nous avons :

$$\overline{CD} = \overline{AC} - \overline{AD} \quad (3.12)$$

En substituant (3.12) dans (3.11), nous obtenons :

$$\overline{AD} = \frac{\overline{AC}}{\frac{\overline{CB} \cdot \overline{ab} \cdot \overline{cd}}{\overline{AB} \cdot \overline{ad} \cdot \overline{cb}} + 1} \quad (3.13)$$

Les inter-distances sur le plan capteur sont calculées par distance euclidienne :

$$\begin{cases} \overline{ab} = \sqrt{(u_a - u_b)^2 + (v_a - v_b)^2} \\ \overline{ad} = \sqrt{(u_a - u_d)^2 + (v_a - v_d)^2} \\ \overline{cb} = \sqrt{(u_c - u_b)^2 + (v_c - v_b)^2} \\ \overline{cd} = \sqrt{(u_c - u_d)^2 + (v_c - v_d)^2} \end{cases} \quad (3.14)$$

Si l'on veut mesurer le déplacement d'un point le long d'une trajectoire linéaire à partir des mesures de la caméra, il suffit de connaître les inter-distances entre trois points de la trajectoire.

Dans le cas de l'identification du comportement élastique d'une machine à structure parallèle, le protocole de mesure peut s'appuyer partiellement sur les capteurs proprioceptifs de la machine. En d'autres termes, nous pouvons utiliser sous certaines conditions des données provenant du système de mesure propre à la machine. Comme il a été dit plus tôt dans le mémoire, l'objectif est de caractériser uniquement le comportement élastique du mécanisme sous les conditions dynamiques d'un suivi de trajectoire. Nous considérons que le modèle géométrique a déjà été identifié. De ce fait les positions statiques mesurées par la machine elle-même sont considérées comme exactes si un temps de relaxation suffisant est respecté (amortissement des vibrations résiduelles). Dans le cas où aucun capteur de la machine ne mesure directement le déplacement du point suivi, cette position peut être calculée à partir d'autres mesures en s'appuyant sur le modèle géométrique. Ces données peuvent donc servir de référence pour le calcul d'un birapport et nous permettre d'effectuer le passage du domaine 2D vers le domaine 3D.

Cette méthode donne de bons résultats vis-à-vis de la précision de localisation et a d'ailleurs été utilisée durant un certain temps pour ces travaux de thèse. Cependant elle pose deux problèmes majeurs. Premièrement, si l'ordre des points n'est pas respecté alors une distorsion des résultats apparaît. Cela impose des points de références différents en fonction de la position de la cible. L'autre problème concerne l'hypothèse sur le déplacement. Si la déformation et déplacement ne sont pas parfaitement colinéaires, alors l'hypothèse de départ n'est pas respectée et la méthode devient caduque. C'est la raison pour laquelle cette méthode a été abandonnée par la suite.

b) Méthode de la grille

La sous-classe de déplacement imposée ici n'est pas la sous-classe des déplacements rectilignes mais celle des déplacements plans. La méthode ne repose sur aucune propriété mathématique particulière, elle consiste en une discrétisation du plan de déplacement. Comme

le montre la Figure 2-8, une succession de déplacements incrémentaux suivant les deux directions du plan permet d'établir une correspondance entre le maillage du plan réel de déplacement et un maillage de l'image.

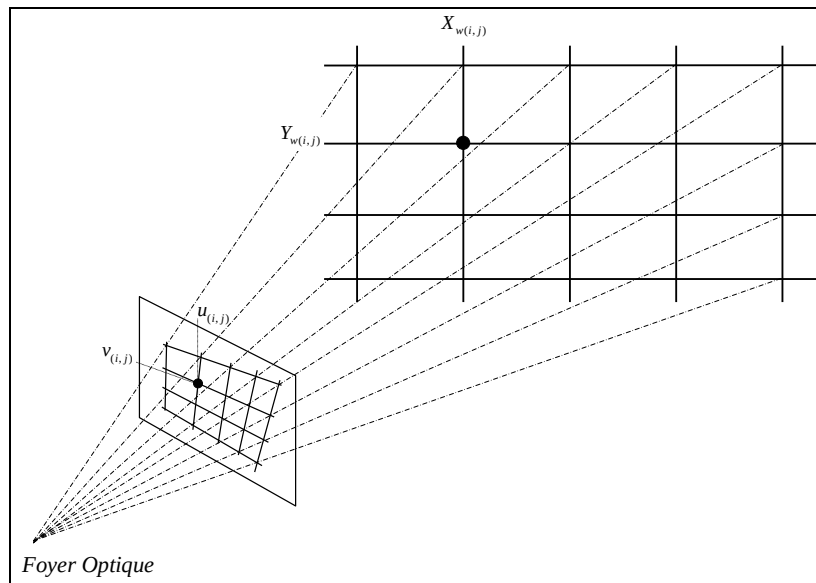


Figure 2-8 : Méthode de la grille

Le calcul des coordonnées 3D à partir de la position 2D d'un point de l'image repose sur une interpolation des coordonnées 3D des nœuds du maillage encadrant le point de l'image, Figure 2-9. En fonction de la forme des carreaux dans l'image, des variantes sont possibles : les interpolations suivant chaque direction peuvent être couplées ou découplées, linéaires ou cubiques (ou tout autre ordre).

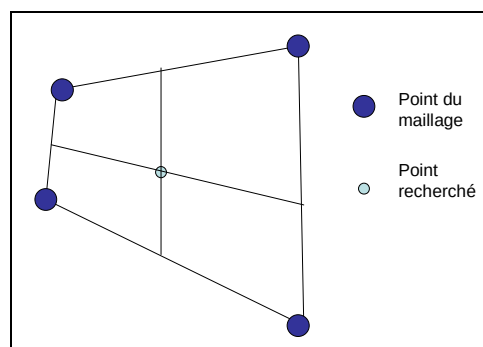


Figure 2-9 : Calcul des coordonnées 3D par interpolation

L'inconvénient de cette méthode n'est pas d'ordre théorique mais pratique. Il faut assurer l'immobilité complète de la caméra durant toute l'expérience. Mais l'acquisition de l'ensemble des points de la grille est relativement longue si l'on désire discrétiser assez finement le plan de déplacement. Or l'environnement expérimental n'est pas favorable à ce type de contrainte. Cette méthode a été écartée après quelques essais.

c) Homographie

La dernière méthode exposée se base sur une propriété de la projection perspective. Si l'on conserve l'hypothèse du mouvement plan, il existe alors une relation bijective qui permet le passage du domaine image au domaine réel. En d'autres termes il existe une relation entre les coordonnées dans le plan capteur et les coordonnées dans le plan du déplacement réel. Cette relation bijective est une transformation géométrique appelée homographie (voir Figure 2-10). Le calcul de cette homographie pour un placement donné de la caméra et pour les positions initiale et finale permet de déterminer ensuite la position du point suivi à partir de ses coordonnées dans le plan capteur.

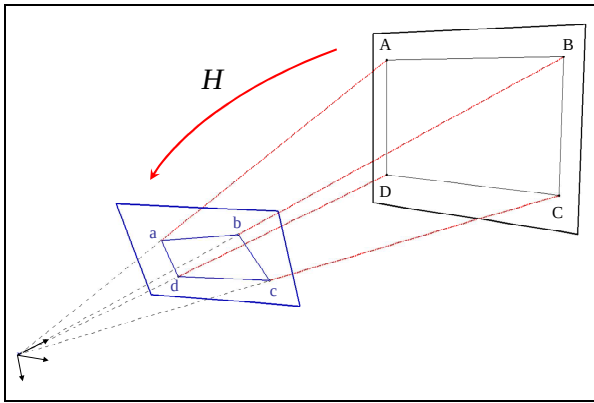


Figure 2-10 : Déplacement plan et Homographie

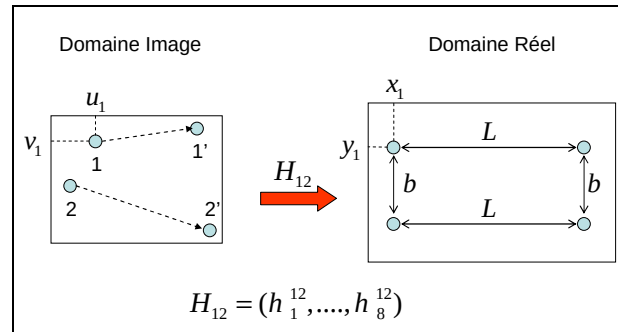


Figure 2-11 : Du domaine image vers le domaine réel

Soit deux points solidaires éloignés d'une distance b connue qui se déplacent d'une distance L connue dans le domaine réel. Soit (u_1, v_1) et (u_2, v_2) les coordonnées dans l'image des deux points solidaires dans leur position initiale, et (u_1', v_1') et (u_2', v_2') les coordonnées dans l'image de ces points dans leur position finale. Il est alors possible de calculer les 8 composantes de l'homographie telle que :

$$\begin{pmatrix} s.x \\ s.y \\ s \end{pmatrix} = H_{12} \cdot \begin{pmatrix} u \\ v \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

$$\text{avec } H_{12} = \begin{bmatrix} h_1^{12} & h_2^{12} & h_3^{12} \\ h_4^{12} & h_5^{12} & h_6^{12} \\ h_7^{12} & h_8^{12} & 1 \end{bmatrix}.$$

L'écriture matricielle de l'expression (3.15) nous donne :

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u & v & 1 & 0 & 0 & 0 & -u.x & -v.x \\ 0 & 0 & 0 & u & v & 1 & -u.y & -v.y \end{bmatrix} \cdot H_v^{12} \quad (3.16)$$

$$\text{avec } H_v^{12} = \begin{bmatrix} h_1^{12} \\ h_2^{12} \\ h_3^{12} \\ h_4^{12} \\ h_5^{12} \\ h_6^{12} \\ h_7^{12} \\ h_8^{12} \end{bmatrix}.$$

Il est possible d'appliquer la relation (3.16) aux quatre points (1,2,1' et 2'), ce qui aboutit à :

$$N = M \cdot H_v^{12} \quad (3.17)$$

$$\text{où } N = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b \\ L \\ 0 \\ L \\ b \end{bmatrix} \text{ et } M = \begin{bmatrix} u_1 & v_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -u_1 * 0 & -v_1 * 0 \\ 0 & 0 & 0 & u_1 & v_1 & 1 & -u_1 * 0 & -v_1 * 0 \\ u_2 & v_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & -u_2 * 0 & -v_2 * 0 \\ 0 & 0 & 0 & u_2 & v_2 & 1 & -u_2 * b & -v_2 * b \\ u_{1'} & v_{1'} & 1 & 0 & 0 & 0 & -u_{1'} * L & -v_{1'} * L \\ 0 & 0 & 0 & u_{1'} & v_{1'} & 1 & -u_{1'} * 0 & -v_{1'} * 0 \\ u_{2'} & v_{2'} & 1 & 0 & 0 & 0 & -u_{2'} * L & -v_{2'} * L \\ 0 & 0 & 0 & u_{2'} & v_{2'} & 1 & -u_{2'} * b & -v_{2'} * b \end{bmatrix}.$$

Il est alors possible d'inverser la matrice M et de calculer H_v^{12} :

$$H_v^{12} = M^{-1} * N \quad (3.18)$$

Maintenant que l'homographie est connue, il est possible de calculer l'ensemble des positions intermédiaires prises par les points 1 et 2 lors du déplacement. Pour cela, seules les coordonnées dans l'image sont nécessaires :

$$A = H_v^{12} * \begin{pmatrix} u \\ v \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

$$\text{avec } A = \begin{pmatrix} s.x \\ s.y \\ s \end{pmatrix}.$$

Les coordonnées dans le plan réel du déplacement sont finalement :

$$\begin{cases} x = \frac{A(1)}{A(3)} \\ y = \frac{A(2)}{A(3)} \end{cases} \quad (3.20)$$

Mis à part les coordonnées dans l'image, les seules informations nécessaires à cette méthode sont la connaissance du déplacement global, L , et de l'écartement entre les points, b . Le déplacement global peut être obtenu à partir des capteurs proprioceptifs de la machine comme il a été dit plus haut. La valeur b peut être obtenue de différentes manières mais dans notre cas il n'est pas indispensable de la connaître très précisément. En effet nous cherchons à mesurer le déplacement d'un point dans une direction, une erreur sur b n'aura donc pas d'incidence sur le calcul du déplacement.

2.3.3. Conclusion

La méthode retenue pour le passage de l'image vers le monde réel est celle s'appuyant sur le calcul d'une homographie. Nous avons vu que le calcul de l'homographie s'appuie sur la connaissance des positions 3D initiale et finale de deux points solidaires. Cela impose quelques contraintes sur le mode opératoire. La première condition est de capturer une image pour chaque position extrême du mouvement. La capture devra être réalisée après un temps de relaxation suffisant afin de considérer qu'il n'y a plus de vibrations. La distance entre ces deux positions statiques devra alors être relevée (ou calculée via le modèle géométrique). La seconde contrainte est de matérialiser le point à suivre par au moins deux pastilles, ces pastilles devront être suffisamment proches pour considérer qu'il n'y a aucun mouvement relatif entre elles.

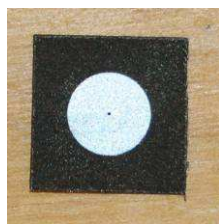
2.4 Détection subpixellaire

Nous avons supposé jusqu'à présent que les coordonnées dans le plan image étaient connues. En réalité le seul paramètre que nous connaissons pour l'instant est la luminance, ou niveau de gris, de chaque pixel du capteur. Certaines précautions sont nécessaires à la détermination des coordonnées d'un point 3D en projection sur le plan image. Tout d'abord chaque point suivi doit être matérialisé par une mire. Le choix de la mire dépend très fortement de la technique utilisée pour localiser le point dans l'image. Les mires sont principalement des croix ou des cercles pleins. La précision recherchée sur la localisation des mires nous impose de recourir à un détecteur subpixellaire, c'est-à-dire de déterminer les coordonnées dans le plan image avec une précision inférieure au pixel. Pour ce faire nous allons utiliser des mires circulaires et un détecteur subpixellaire développé au LASMEA.

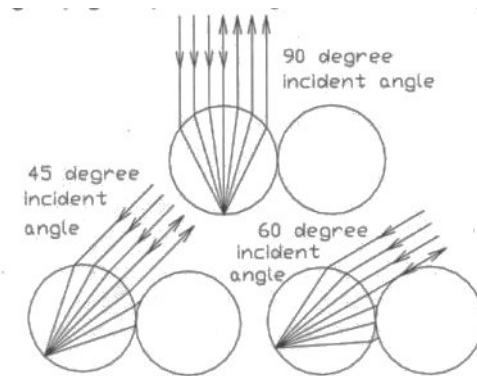
2.4.1. Cellules photo-réfléchissantes

Il serait possible d'utiliser un simple pochoir et de la peinture blanche pour créer des mires. Mais la précision de détection ne serait pas assez précise car la quantité de lumière renvoyée vers le capteur est relativement faible. Cela imposerait alors des temps d'exposition

incompatibles avec notre application. Les mires utilisées sont des pastilles auto-adhésives constituées de milliers de petites sphères réfléchissantes. L'intérêt de ces sphères est qu'elles reflètent la lumière dans la direction d'incidence. Si l'éclairage du dispositif est un éclairage annulaire, alors les cellules photosensibles recevront un maximum de lumière qu'elles renverront vers le capteur. La Figure 2-12 a) est une photographie des pastilles utilisées. Il s'agit de pastilles adhésives prédécoupées sur fond noir. La Figure 2-12 b) schématise l'influence de l'angle d'incidence de la lumière [Shortis 94].



a) pastilles photo-réfléchissantes
adhésives de diamètre 8 mm



b) lumière réfléchie en fonction de l'angle d'incidence
[Shortis 94]

Figure 2-12: Photographie et principe des pastilles photo-réfléchissantes

2.4.2. Détecteur subpixelaire

Le principe du détecteur utilisé est de superposer aux mesures du capteur un modèle théorique de la luminance renvoyée par la cellule photo-réfléchissante.

L'adaptation du modèle de luminance comprend deux étapes [Lavest 98]. La première étape vise à déformer géométriquement le modèle afin de prendre en compte l'angle de vue de la pastille. Comme on peut le voir sur la Figure 2-13, il s'agit de passer d'un cercle à une ellipse.

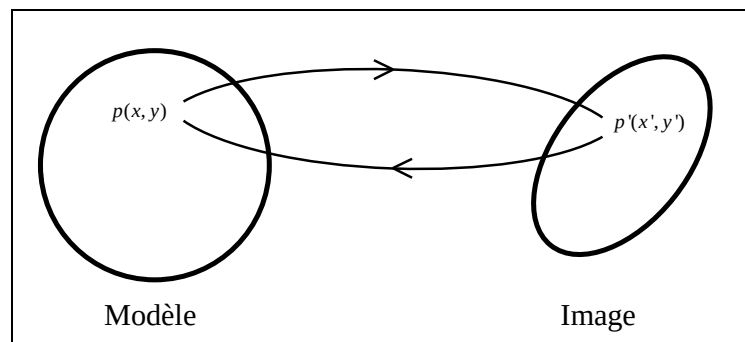


Figure 2-13 : Déformation géométrique du modèle

La transformation est une transformation affine donnée par l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 \cdot \cos(\theta) & l_2 \cdot \sin(\theta) & t_u \\ -l_1 \cdot \sin(\theta) & l_2 \cdot \cos(\theta) & t_v \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

En réalité, pour éviter d'avoir à interpoler entre les niveaux de gris des différents pixels physiques de la matrice CCD, nous procédons au sens contraire en déterminant la transformation inverse qui va ramener la tache de forme elliptique à un modèle de forme circulaire.

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \cdot \cos(\theta) & -\lambda_2 \cdot \sin(\theta) \\ -\lambda_1 \cdot \sin(\theta) & \lambda_2 \cdot \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x' - t_u \\ y' - t_v \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

Après optimisation des paramètres, t_u et t_v représenteront la position subpixellaire du centre de la tache elliptique. Les autres paramètres représenteront respectivement pour λ_1 et λ_2 les facteurs d'élongations du petit et du grand axe, et pour θ l'angle du grand axe avec l'axe des abscisses.

La seconde étape consiste à adapter les paramètres de luminance du modèle. Les premiers paramètres de luminance sont les niveaux de gris associés à l'extérieur de la pastille et au voisinage du centre. Les autres paramètres sont des paramètres de transition entre ces deux niveaux de gris. Au total le modèle de luminance comprend 6 paramètres :

- n_h : niveau de luminance au centre de la tache ;
- n_b : niveau de luminance à la périphérie ;
- h : localisation du milieu du front montant ;
- p : pente du front montant ;
- r_1 : rayon de raccordement haut ;
- r_2 : rayon de raccordement bas.

La détection subpixellaire de chaque pastille revient alors à estimer le vecteur $(t_u, t_v, \lambda_1, \lambda_2, \theta, n_h, n_b, r_1, r_2, p)$ qui minimise la somme des carrés des différences de niveau de gris entre les pixels de la tache elliptique dans l'image et le point correspondant du modèle théorique de luminance. Cette optimisation est réalisée par l'algorithme de Levenberg-Marquardt.

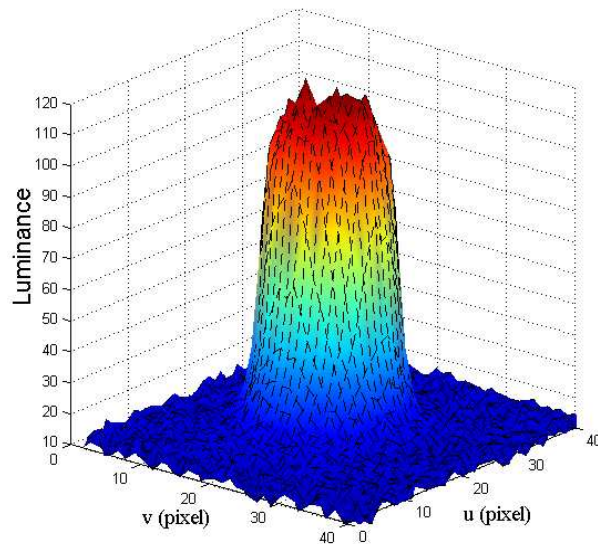


Figure 2-14 : Exemple de Luminance mesurée

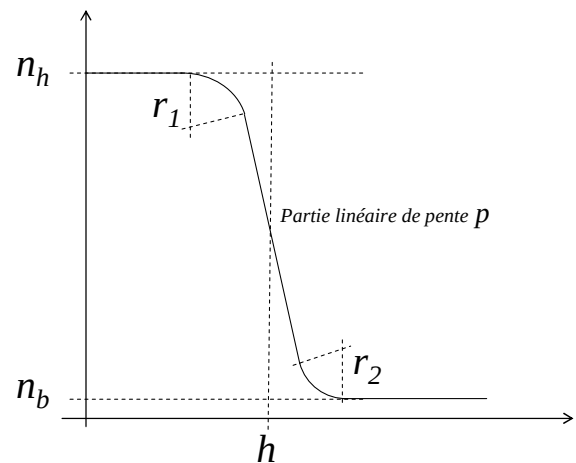


Figure 2-15 : Exemple de modèle de transition

2.5 Conclusion

A partir de ces méthodes de vision artificielle il nous sera possible de mesurer le déplacement de points d'intérêts sur la machine si l'on respecte certaines précautions :

- Etalonnage rigoureux de l'ensemble caméra – objectif avant chaque utilisation afin de respecter l'hypothèse de projection perspective.
- Choix d'une méthode de passage de l'image vers le réel. Cette méthode devra être en accord avec la nature du déplacement et l'information métrique que l'on pourra obtenir à partir des capteurs proprioceptifs de la machine.
- Matérialisation des points d'intérêt à l'aide d'une ou plusieurs pastilles photo-réfléchissantes, et utilisation d'un éclairage annulaire.
- Utilisation d'un détecteur subpixellaire robuste.

3 Rappels sur les accéléromètres

Après avoir donné les bases théoriques de vision artificielle, nous avons jugé nécessaire d'apporter quelques précisions quant aux accéléromètres utilisés.

Les capteurs d'accélération peuvent être classés en différentes catégories en fonction de la bande de fréquence du phénomène qu'ils doivent observer. Il y a lieu de distinguer quatre classes d'accélération, [Asch 06] :

- Les accélérations de mobiles dont les mouvements restent à des fréquences relativement faibles (0 à quelques 10 Hertz). Les capteurs appropriés sont les accéléromètres asservis, à mesure de déplacement (inductifs, capacitifs, à potentiomètre, optiques), à jauge d'extensométrie. Ils permettent de mesurer de façon précise une grandeur de fréquence nulle.
- Les accélérations vibratoires de structures rigides pour lesquels il est indispensable de disposer d'une bande de fréquence atteignant plusieurs centaines de Hertz. Les capteurs appropriés sont les accéléromètres à inductance variable, à jauges d'extensométrie métallique ou le plus souvent piezorésistives. Ils permettent une mesure dans une bande de fréquence partant quasiment de 0 Hz, mais ont une classe de précision plus faible que les précédents.
- Les accélérations vibratoires de niveau moyen et gamme de fréquence élevée (quelques 10 kHz). Les capteurs utilisés sont essentiellement piezorésistifs ou piezoélectriques. Le principe de fonctionnement de ces capteurs leur permet de mesurer des vibrations à haute fréquence mais leur interdit toute mesure d'accélération continue. Il s'agit d'accéléromètres typiquement utilisés en analyse modale expérimentale.
- Les mesures de chocs, qui sont des accélérations ponctuelles de très haut niveau. La bande passante est étendue des basses fréquences vers les très hautes fréquences.

Notre choix s'est donc logiquement porté sur la première catégorie. L'accéléromètre capacitif a été retenu car il offre de multiples avantages dont notamment la légèreté (quelques grammes), l'intégration de l'électronique qui permet d'obtenir directement le signal par mesure de la tension, et surtout sa précision grâce à une sensibilité très élevée ($\sim 1000\text{mV/g}$).

4 Mise en œuvre de la solution hybride

Comme nous avons pu le voir au chapitre précédent, aucune solution ne répond à notre besoin de manière satisfaisante. Nous présentons ici une solution innovante qui nous permettra de réaliser les mesures nécessaires à l'identification du comportement élastique des machines d'usinage à structure parallèle.

La première partie de cette section a pour objectif de présenter le principe de mesure imaginé. Seules les idées principales sont données ici, les détails techniques seront développés plus loin.

La seconde partie est elle dédiée au traitement des données. Notre choix s'étant porté sur une solution hybride, la fusion de données hétérogènes est inévitable. Nous détaillons alors la technique retenue pour fusionner ces données et parvenir au sur-échantillonnage des mesures extraites du processus de vision.

4.1 Principe de la mesure

Malgré des inconvénients rédhibitoires certains des outils disponibles offrent des possibilités intéressantes. L'idée fondatrice est d'imaginer une approche multi-capteurs où chacun des capteurs utilisés contribuerait, via ses avantages uniquement, à l'obtention du résultat recherché. Contrairement à d'autres systèmes, le but recherché ici n'est pas la redondance d'information mais plutôt la complémentarité.

Les capteurs retenus sont une caméra numérique classique et des accéléromètres capacitifs. La caméra permet de localiser des points assez aisément. Le nombre de ces points n'est pas limité, la vue peut être obstruée momentanément sans que le système soit mis en échec, le champ couvert peut être suffisant et enfin le coût est raisonnable. En revanche la précision de mesure et la fréquence d'acquisition ne sont pas suffisantes. Nous avons vu dans la première partie de ce chapitre que la précision de localisation peut être augmentée grâce à l'utilisation d'un détecteur subpixelaire. Restait donc à résoudre le problème de la fréquence d'acquisition. Nous aurions pu nous tourner vers des caméras haute cadence, mais comme nous l'avons déjà dit ces caméras semblent être moins *précises* et surtout leur coût est prohibitif. Afin de résoudre ce problème, nous proposons d'augmenter artificiellement la cadence de la caméra en sur-échantillonnant les données issues du détecteur subpixelaire. Il est bien sûr utopique de vouloir augmenter la cadence du dispositif sans injecter d'information supplémentaire dans le système. Cette dernière est apportée par l'accéléromètre. Plus précisément, la caméra capturera la position des cibles et l'accélération des cibles entre les

images permettra de reconstruire le déplacement. La Figure 2-16 décrit le dispositif à mettre en place au pied de la machine.

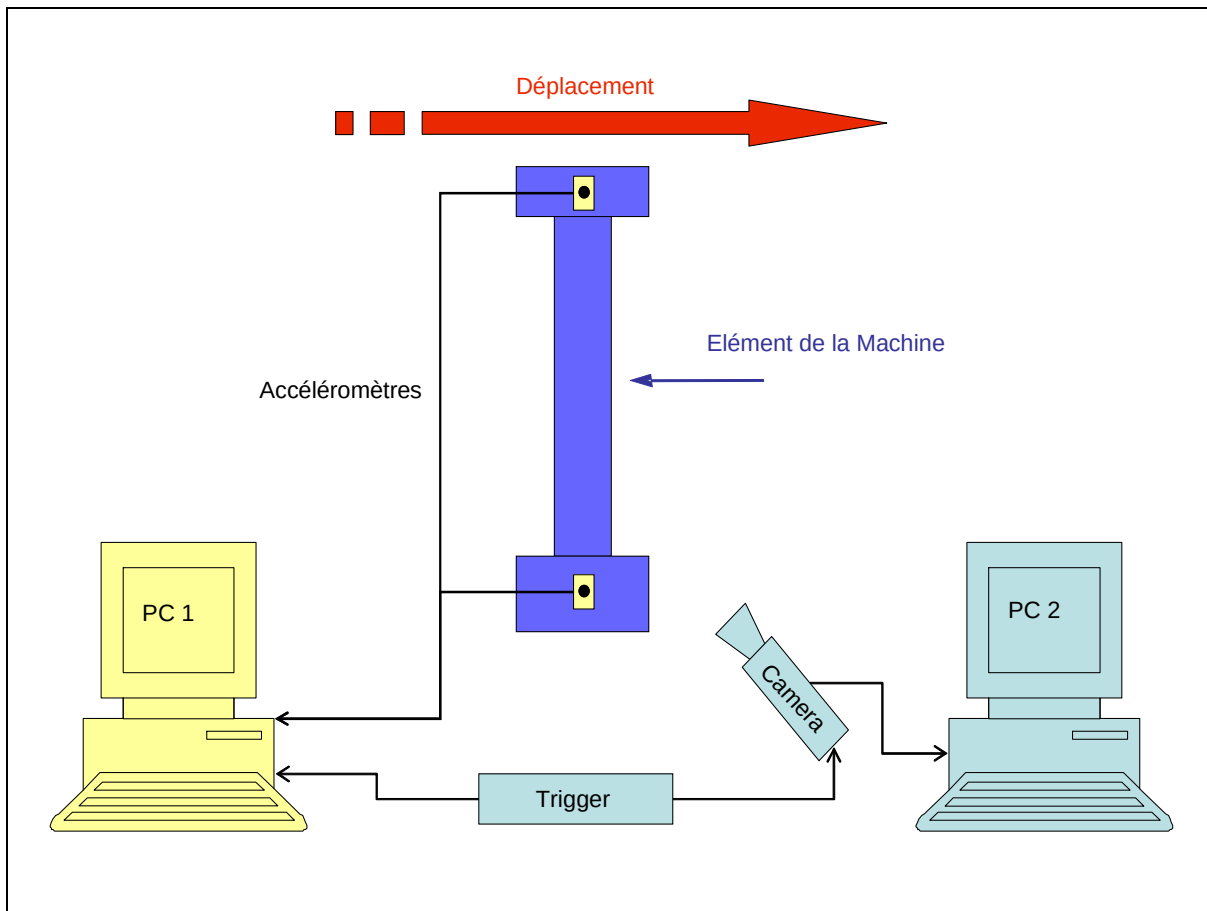


Figure 2-16 : Dispositif de mesure

L'objectif étant de calculer la déformation globale de l'élément, seul le déplacement des points extrêmes sera mesuré. Afin de simplifier le discours nous parlerons de cible amont et de cible aval. La mise en place du système de mesure consiste donc à coller des pastilles photo-réfléchissantes sur les extrémités de l'élément et à fixer les accéléromètres au plus près des pastilles. La faible masse ajoutée sur l'élément à caractériser permet de ne pas perturber le fonctionnement de la machine.

Le traitement des données inclut une phase de fusion des données. Dans [Bloch 2003], quatre types de schéma sont énoncés en fonctions des périodes, des temps de traitement et des instants d'acquisition de chaque source :

- même périodes, même temps de traitement et instants d'acquisition différents ;
- périodes différentes, même temps de traitement et instant d'acquisition différents ;
- même périodes, même instants d'acquisition et temps de traitement différents ;

- périodes différentes, temps de traitement différents et instants d’acquisition différents.

Dans notre cas, nous avons des périodes différentes et des temps de traitement différents ce qui nous conduirait normalement à des instants d’acquisition différents. Afin de simplifier la fusion des données, nous avons choisi pour les accéléromètres une fréquence multiple de celle de la caméra. Ainsi les deux systèmes d’acquisition, vidéo et accéléromètres, ont des instants d’acquisition pseudo-identiques. C'est-à-dire qu’à chaque instant d’acquisition de la caméra correspond un instant d’acquisition des accéléromètres, en revanche l’inverse n’est pas vrai. Cela implique de synchroniser les systèmes d’acquisition et donc la présence d’un trigger commun.

Le schéma retenu pour la fusion des données est le suivant :

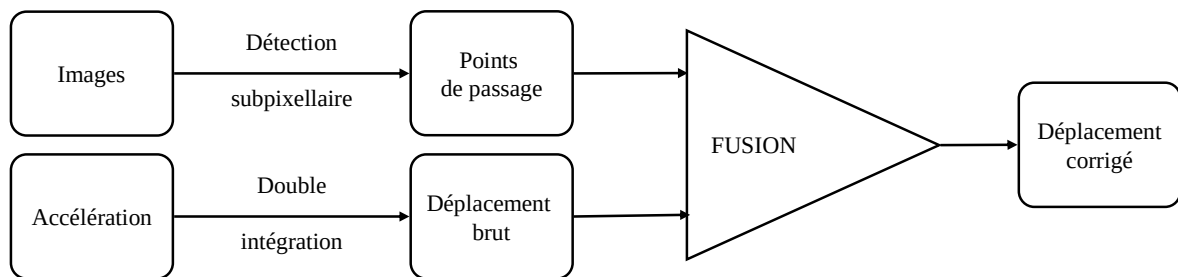


Figure 2-17 : Principe de fusion des données

La fusion des données est réalisée séparément pour chaque cible :

- A partir des images, le détecteur subpixellaire permet de déterminer les points de passage de la cible à une fréquence identique à celle de la caméra.
- Une double intégration des données provenant de l’accéléromètre de la cible permet d’obtenir un déplacement de la cible. Ce déplacement est connu à la fréquence d’échantillonnage de l’accéléromètre, nous l’appellerons *Déplacement brut* car les erreurs d’intégration ne sont pas maîtrisées.
- La fusion des données consiste à déformer la courbe du *Déplacement brut* afin qu’elle passe par tous les points de passage issus de la vision. La courbe obtenue est considérée comme étant la courbe du déplacement corrigé de la cible. Cette courbe est connue à la fréquence d’échantillonnage de l’accéléromètre.

Une fois cette opération effectuée pour chaque cible, il est possible de calculer la déformation de l'élément en soustrayant le déplacement amont au déplacement aval. Cette déformation est connue à la fréquence d'échantillonnage des accéléromètres. Nous considérons ainsi que les données de la caméra ont été sur-échantillonnées à l'aide des informations provenant des accéléromètres.

4.2 Traitement des données

Le principe de fusion des données vient d'être présenté, nous allons maintenant détailler le traitement des données. Cette progressivité dans le niveau de détail nous est apparue indispensable à la clarté de l'explication.

Rappelons les données fournies au système :

- des images numériques à faible cadence (30 Hz),
- l'accélération de la cible connue à haute cadence (15 kHz).

Ainsi que l'objectif à atteindre:

- le déplacement de la cible connu à haute cadence (15 kHz).

La Figure 2-18 donne l'algorithme suivi pour le traitement des données. Deux domaines bien distincts apparaissent, le domaine faible cadence et le domaine haute cadence.

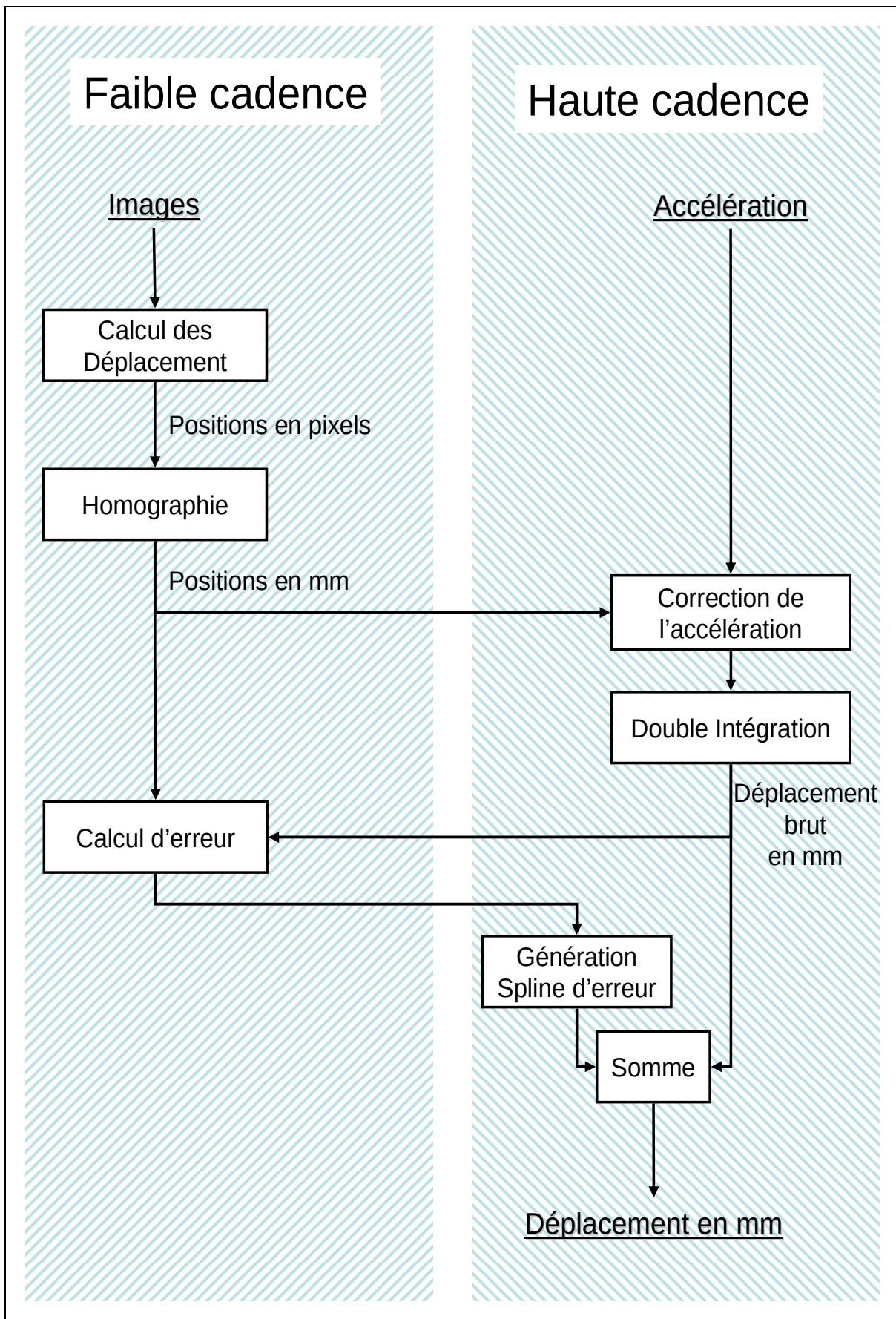


Figure 2-18 : Algorithme de traitement des données

4.2.1. Calcul des déplacements dans l'image

Le début du traitement concerne le domaine basse cadence. Il s'agit de déterminer la position de la cible à partir des valeurs de luminance enregistrées par la caméra. La Figure 2-19 est un exemple des images prises par la caméra. L'utilisation du détecteur subpixelaire décrit plus haut nous permet de déterminer la position dans l'image des pastilles photo-réfléchissantes, au nombre de cinq sur la Figure 2-19.

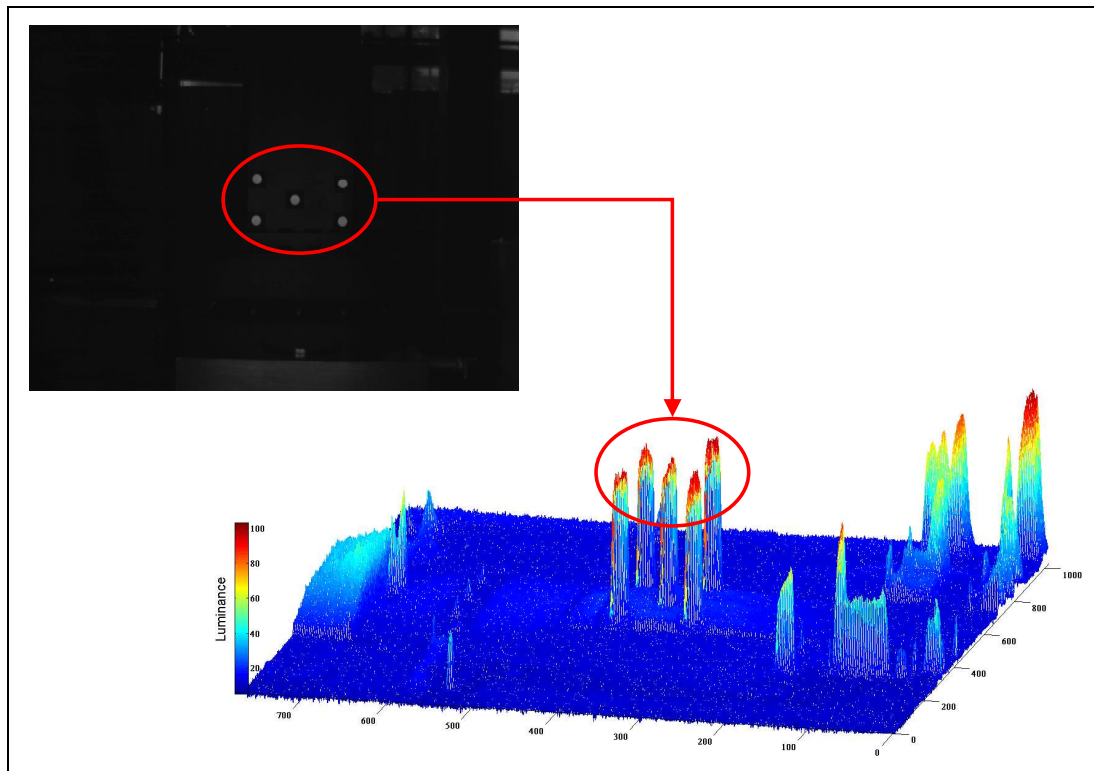


Figure 2-19 : Exemple d'image à traiter

A ce stade nous connaissons la position de la cible dans le plan capteur, l'étape suivante consiste à en déduire sa position dans l'espace 3D réel.

4.2.2. Passage du domaine image 2D au monde 3D

La méthode retenue pour le passage de l'image vers le monde 3D est celle s'appuyant sur le calcul d'une homographie. Cela impose quelques contraintes déjà énoncées.

La première condition est donc de capturer une image pour chaque position extrême du mouvement. La capture devra être réalisée après un temps de relaxation suffisant afin de considérer qu'il n'y a plus de vibration. La distance entre ces deux positions statiques devra alors être relevée. L'éventuel calcul via le modèle géométrique ne sera pas détaillé ici car dépendant du cas étudié.

La seconde condition est de matérialiser chaque cible par au moins deux pastilles, afin de calculer une homographie pour chaque cible suivie. Si le nombre de pastilles est supérieur

à 2, alors le calcul des 8 paramètres de l'homographie pourra être surdéterminé ce qui permettra de diminuer les erreurs commises. Nous avons retenu un nombre de pastille égal à 5 (Figure 2-20).

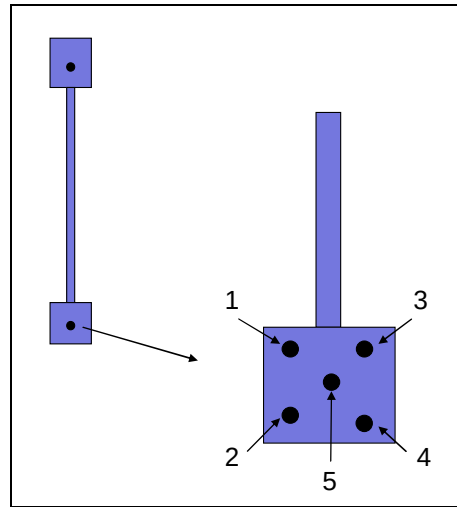


Figure 2-20 : Matérialisation des cibles

Plusieurs méthodes sont possibles pour le calcul du déplacement à partir des 5 pastilles. Une de ces méthodes consiste à résoudre un système surdéterminé (cf. équation (3.16)) en minimisant une fonction *objectif*. Ainsi une estimation des 8 paramètres, optimale pour les 5 pastilles, est calculée. L'homographie obtenue permet ensuite de calculer le déplacement de chaque pastille donc de la cible. L'inconvénient majeur de cette technique est qu'elle rend assez difficile la détection d'un éventuel problème de localisation d'une pastille. En effet, il arrive parfois que la détection d'une pastille soit faussée par un phénomène extérieur, tel qu'un reflet sur une surface réfléchissante présente dans l'image.

La méthode appliquée lors des essais décrits dans la suite du manuscrit consiste à calculer deux homographies, à partir des pastilles 1 et 2 puis des pastilles 3 et 4. Ces deux homographies sont ensuite appliquées à la pastille 5 afin de calculer son déplacement de deux manières différentes. Le déplacement de la cible est obtenu en calculant la moyenne des deux déplacements calculés pour la pastille 5. Si un problème est survenu lors de la détection des pastilles, il est alors très facile de le détecter en comparant les différents déplacements calculés.

D'autres méthodes auraient pu être utilisées, notamment une optimisation robuste basée sur un algorithme de RANSAC qui détecte très bien les points aberrants. Nous avons cependant retenu cette première méthode pour sa simplicité de mise en œuvre.

4.2.3. Correction de l'accélération

A ce stade du traitement des données, seuls quelques points de passage de la cible sont connus (faible cadence). Nous allons maintenant utiliser les données provenant de l'accéléromètre afin d'enrichir notre connaissance du mouvement. Théoriquement, la connaissance de l'accélération et des conditions initiales permet par intégrations successives de calculer le déplacement de la cible (haute cadence). Dans la pratique, les intégrations successives engendrent des erreurs non maîtrisées. Nous allons alors contraindre la courbe de déplacement obtenue à passer par les points calculés lors de l'étape précédente.

La correction de la courbe de déplacement est réalisée en deux étapes. La première consiste à corriger l'accélération afin que le résultat des intégrations respecte certaines conditions que nous détaillerons plus tard. La seconde étape vise à corriger directement la courbe du déplacement afin que celle-ci passe par tous les points issus de la vision. Nous présentons ici la première étape.

Toujours d'un point de vue théorique, cette première étape n'est pas indispensable. Cependant la pratique a montré que si la courbe de déplacement est trop éloignée des points issus de la vision, alors le résultat obtenu par la simple déformation de la courbe de déplacement ne donne pas de résultats satisfaisants.

Les contraintes choisies, pour diminuer la distance entre la courbe de déplacement et les points de passages issus de la vision, sont des contraintes de passage et tangence au départ et à l'arrivée. Ces conditions sont données par le système (3.23) :

$$\begin{cases} x(0) = Pp(0) = 0 \\ x(\Delta t) = 0 \\ x(T_f) = Pp(T_f) \\ x(T_f + \Delta T) = x(T_f) \end{cases} \quad (3.23)$$

avec :

- $x(t)$: courbe de déplacement (haute cadence),
- Pp : points de passage issus de la vision (faible cadence)
- Δt : fréquence d'échantillonnage de l'accéléromètre,
- T_f : date d'une image proche de l'arrivée,
- ΔT : fréquence d'échantillonnage de la caméra,

Ces quatre conditions permettent de calculer deux paramètres correctifs de l'accélération :

$$\left\{ \begin{array}{l} Correction_Offset = 2 * \frac{\left(\sum_{l=1}^{m-2} \sum_{k=1}^l \ddot{x}(k) \right) - \left(\sum_{l=1}^{n-2} \sum_{k=1}^l \ddot{x}(k) \right)}{(n+1)n - (m+1)m} \\ \\ Correction_Sensibilité = \frac{Pp(T)}{\Delta t^2 * \left(\left(\sum_{l=1}^{m-2} \sum_{k=1}^l \ddot{x}(k) \right) + Correction_Offset * \frac{1}{2} (m+1)m \right)} \end{array} \right. \quad (3.24)$$

avec : $m = \frac{T}{\Delta t}$ et $n = \frac{T + \Delta T}{\Delta t}$.

Le déplacement brut (haute cadence) peut maintenant être calculé par une double intégration numérique de l'accélération corrigée :

$$x(t) = \Delta t^2 * \left[\sum_{l=1}^t \sum_{k=1}^l \left((\ddot{x}(k) + Correction_Offset) * Correction_sensibilité \right) \right] \quad (3.25)$$

L'application de cette étape permet donc un premier rapprochement entre la courbe obtenue par double intégration de l'accélération et les points de passages issus de la vision. La Figure 2-21 montre le résultat d'une double intégration des données de l'accéléromètre avec et sans cette première correction. Après cette première correction la courbe du déplacement s'est rapprochée des points de passage, l'erreur résiduelle sera corrigée lors de l'étape suivante.

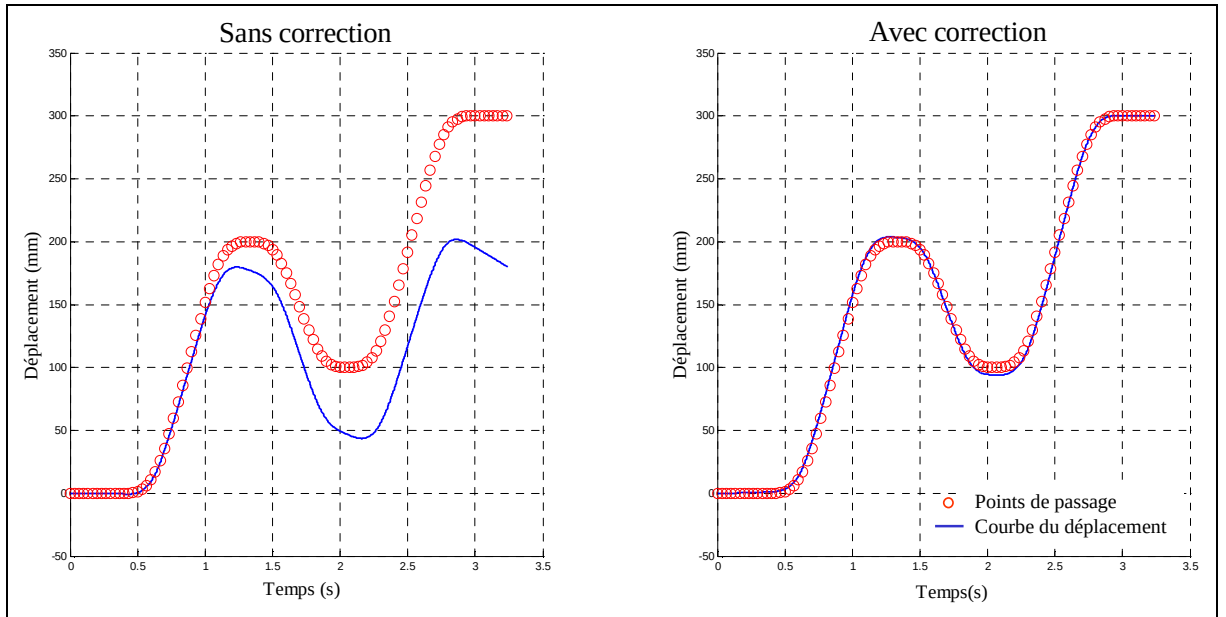


Figure 2-21 : Déplacement brut sans et avec correction

4.2.4. Correction du déplacement brut

A ce stade du traitement des données, le déplacement brut de la cible doit encore être corrigé. Pour ce faire nous allons relever l'écart entre ce déplacement brut et chaque point de passage. Ces écarts, qui sont une donnée faible cadence, vont ensuite être interpolés afin de corriger le déplacement brut et obtenir le déplacement que nous considérerons être celui de la cible. La méthode retenue pour interpoler les écarts est l'utilisation de la fonction Spline du logiciel Matlab[®]. Cette fonction permet de calculer facilement une courbe spline de degré 3 à partir d'une série de points. Une fois cette spline d'erreur obtenue, elle est ajoutée au déplacement brut pour obtenir le déplacement final de la cible connu à haute cadence. Ce principe de correction du déplacement brut est schématisé par la Figure 2-22.

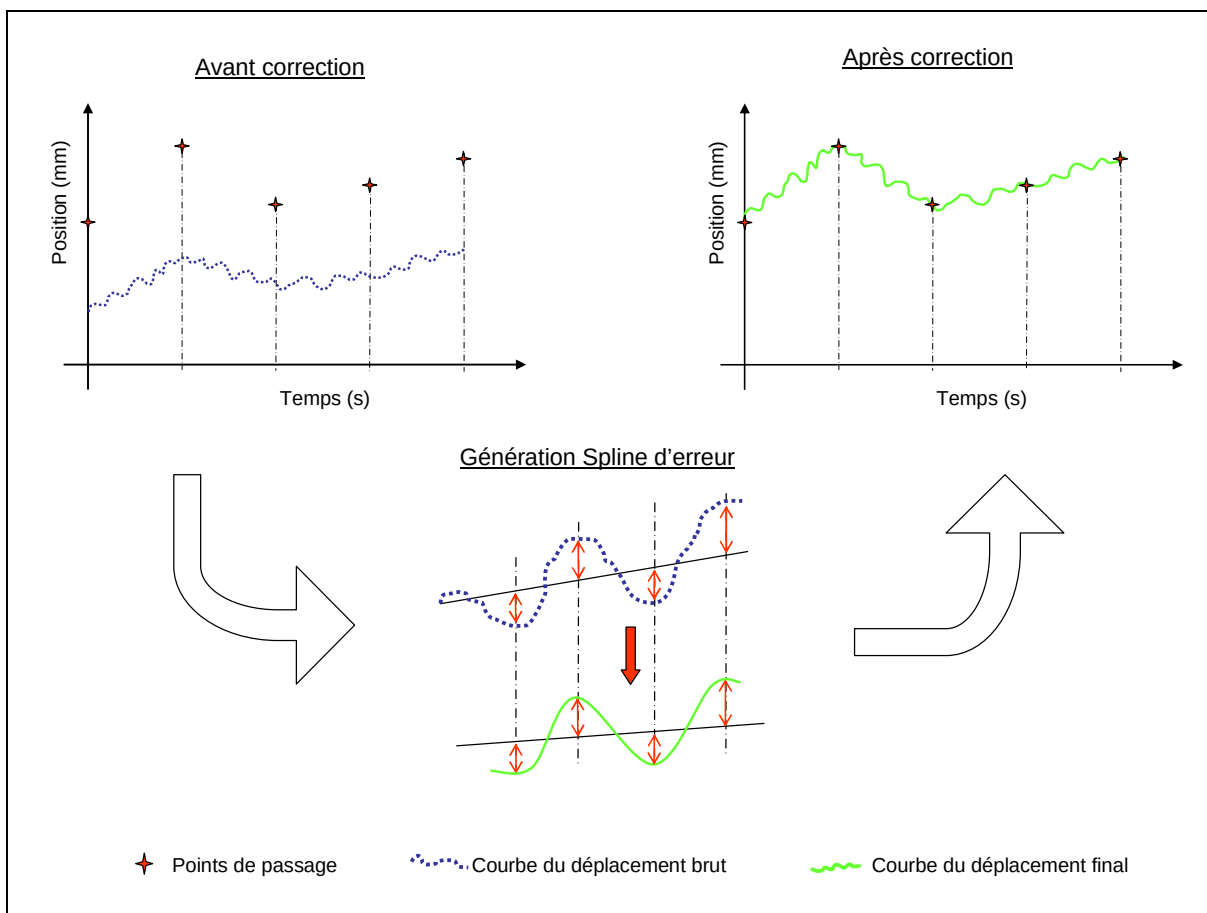


Figure 2-22 : Correction du déplacement brut

5 Conclusion

Dans ce chapitre, des bases de visions artificielles ont été présentées. Leur assimilation a été indispensable à la compréhension des différents processus mis en œuvre lors du développement de l'outil de métrologie. Quelques propriétés des accéléromètres utilisés ont aussi été présentées afin de bien cerner les différences par rapport aux accéléromètres classiquement employés lors des analyses vibratoires. Une fois ces points traités, nous avons pu introduire le concept de l'outil hybride développé à partir d'une caméra et d'accéléromètres. Enfin la dernière partie a détaillé la technique de fusion des données.

L'aspect expérimental de ces travaux nous a parfois poussé à faire certains choix. Certaines méthodes et modes opératoires ont été choisis pour leur simplicité de mise en œuvre permettant l'obtention de résultats rapidement. La pertinence de ces choix est évaluée dans le chapitre suivant par la caractérisation de l'outil hybride. Il est certain que les méthodes et modes opératoires retenus pourront être revisités a posteriori.

Chapitre 3 : MISE EN ŒUVRE ET CARACTERISATION DE L'OUTIL DE METROLOGIE DEVELOPPE

1	INTRODUCTION.....	97
2	MISE EN ŒUVRE	98
2.1	Matériel utilisé.....	98
2.2	Dispositif expérimental.....	99
3	ETUDE DU SOUS-SYSTEME VISION	99
3.1	Descriptif des essais.....	100
3.2	Influence du diamètre des pastilles.....	101
3.3	Influence du gain	102
3.4	Influence du temps d'exposition.....	103
3.5	Importance de la qualité du trigger.....	106
3.6	Influence de la vitesse de déplacement de la cible.....	108
3.7	Conclusion	110
4	CARACTERISATION DU SYSTEME	110
4.1	Norme et adaptation	110
4.2	Caractérisation du système hybride.....	113
5	LEGITIMITE DE L'ACCELEROMETRE.....	115
6	CONCLUSION.....	116

1 Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons présenté le contexte du travail ainsi que son objectif et les besoins induits par cet objectif. Par la suite une solution a été proposée en s'appuyant sur des bases théoriques. Ce chapitre est dédié à la mise en œuvre de la solution proposée ainsi qu'à sa caractérisation.

Dans une première partie nous présenterons le matériel utilisé pour construire le système de mesure hybride et le dispositif expérimental. Les performances du système feront alors l'objet d'une étude approfondie. Dans un premier temps, nous nous attacherons à rechercher les paramètres influençant la qualité de détection des points de passage. Ainsi les réglages optimaux du sous-système "vision" pourront être déterminés.

Une fois cette étape réalisée il sera possible de caractériser le système hybride, c'est-à-dire que nous exprimerons d'une manière objective ses performances vis-à-vis de la mesure de déplacement de la cible.

Enfin, les deux dernières parties de ce chapitre consisteront à évaluer le gain apporté par la présence de l'accéléromètre dans le système hybride, et l'influence de la cadence de la caméra sur les performances globales du système.

2 Mise en œuvre

Nous allons présenter ici le matériel utilisé. Il pourrait sembler sans intérêt, dans un mémoire de thèse, de présenter les caractéristiques d'une caméra car les performances de ce type de matériel sont en constante évolution. Cependant ce point est indispensable car les performances du système vont dépendre fortement du matériel employé. Enfin, nous présenterons le dispositif expérimental.

2.1 Matériel utilisé

Comme il a été dit précédemment, le système est principalement composé d'une caméra et d'un accéléromètre, ou plutôt d'un sous-système vision et d'un sous-système accéléromètre. Ces deux sous-systèmes sont décrits ci après.

2.1.1. Sous-système vision

La caméra utilisée lors de tous les essais est une caméra numérique noir et blanc. Sa résolution est de 1024 x 768 pixels, et sa cadence maximale de 30 images par seconde en pleine résolution. Son temps d'exposition minimal est de 9 μ s. Cela permet d'acquérir très rapidement les images en évitant les phénomènes "*de bougé*" lorsque l'objet suivi est en déplacement rapide. Le temps d'exposition minimal de la caméra ne suffit pas à acquérir des images exploitables, il faut aussi que la quantité de lumière arrivant sur le capteur soit suffisante. Pour cela le système est complété d'un éclairage annulaire et les pastilles suivies sont réfléchissantes. L'objectif utilisé est un objectif à focale fixe de 6 mm et d'ouverture maximale de F/1,8. La focale de 6 mm est une focale courte, ce qui permet de couvrir un champ important sans trop s'éloigner de la scène, et donc d'augmenter la quantité de lumière atteignant le capteur (Figure 3-1 et Figure 3-2).



Figure 3-1 : Caméra, éclairage et objectif

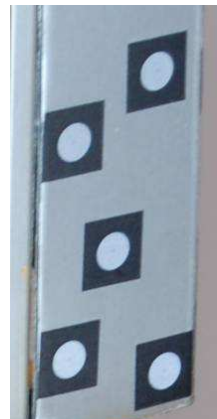


Figure 3-2 : Pastilles photo-réfléchissantes

2.1.2. Sous-système accéléromètres

Le sous-système vision est complété par des accéléromètres. Il s'agit d'accéléromètre capacitif de forte sensibilité. Nous avons utilisé un accéléromètre de sensibilité 1 V/g. La plage de mesure autorisée est de ± 3 g en amplitude, et de 0 à 150 Hz en fréquence. Ses caractéristiques correspondent à celles du phénomène à observer (Figure 3-3).



Figure 3-3 : Accéléromètre utilisé lors du développement

2.2 Dispositif expérimental

Comme nous l'avons déjà dit, le dispositif expérimental se compose de pastilles et d'accéléromètres montés sur l'élément étudié ainsi que d'une caméra numérique et d'un éclairage annulaire.

La Figure 3-4 montre ce dispositif installé sur le prototype de l'Isoglide 4-T3R1 présenté dans le premier chapitre. Ces essais seront décrits dans le chapitre 5.

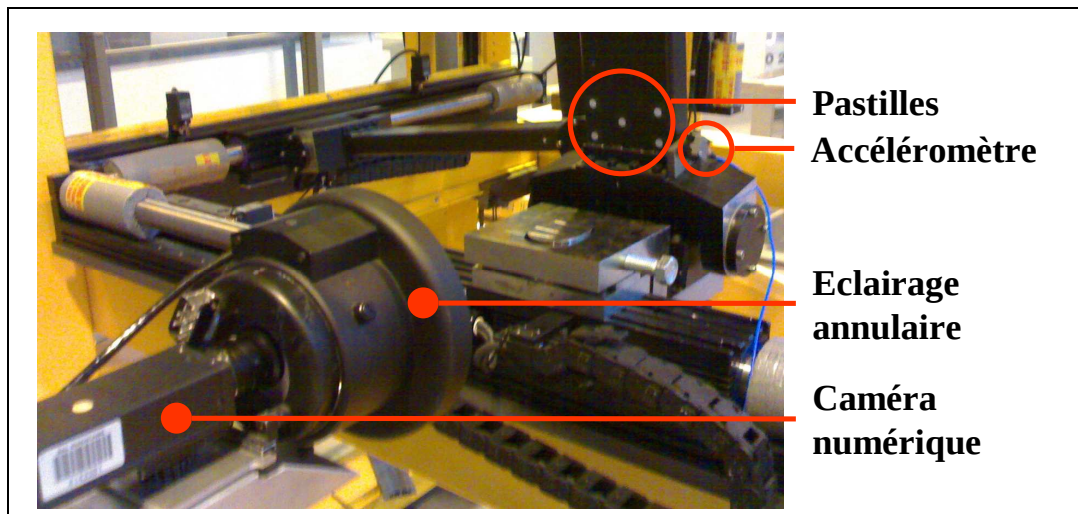


Figure 3-4 : Dispositif expérimental

3 Etude du sous-système vision

Quel que soit le système, son développement n'est jamais instantané, il s'agit toujours d'une succession d'étapes permettant d'aboutir au final au produit escompté. Il en est bien sûr de même pour notre système de mesure hybride. Parmi les étapes nécessaires à la mise au

point de ce nouvel outil de métrologie, l'étude du sous-système vision a été celle qui a pris la part la plus importante durant la thèse d'un point de vue durée, mais elle s'est aussi avérée être déterminante vis-à-vis des performances du système global.

L'objectif de cette partie est de déterminer les paramètres influant sur la qualité de localisation des points de passage. Pour ce faire, deux types d'essais ont été menés, des essais statiques permettant de déterminer la stabilité de la mesure, et des essais dynamiques permettant de déterminer la qualité de localisation des points de passages. Dans un premier temps nous décrirons ces deux types d'essais. Puis nous étudierons l'influence sur la stabilité de différents paramètres, tels que le diamètre des pastilles, le gain de la caméra et le temps d'exposition. Enfin l'influence de la qualité du trigger ainsi que celle de la vitesse de déplacement de la cible sera évaluée.

Cette étude sera conclue par les performances atteignables par le système hybride, mais surtout par une liste de réglages nécessaires et des précautions indispensables vis-à-vis du sous-système vision.

3.1 Descriptif des essais

Deux types d'essais ont donc été pratiqués, des essais statiques dans un premier temps puis des essais dynamiques. Tous ces essais ont été réalisés sur des machines outils afin de soumettre le système aux conditions environnementales auxquelles il sera exposé par la suite.

Les essais statiques nous ont permis d'évaluer la répétabilité de la mesure au sens de localisation d'une cible immobile. Pour ce faire nous avons placé une cible sur la table d'une fraiseuse UGV et la caméra à l'extérieur de la machine. Pour chaque essai, 100 images ont été acquises à la cadence de 30 images par secondes. Nous avons fait varier plusieurs paramètres afin d'en évaluer l'influence sur la stabilité de mesure. Nous présentons ici les résultats obtenus pour une variation du diamètre des pastilles, du gain de la caméra et du temps d'exposition.

Les essais dynamiques nous ont permis d'évaluer la qualité de localisation d'une cible en mouvement. Pour cela, la cible, qui était montée précédemment sur la table, a été mise en mouvement par l'intermédiaire de la machine. Nous précisons que l'objectif n'est pas de mesurer ici les déformations de la machine mais d'utiliser celle-ci comme générateur de mouvement et système de mesure de référence (au micromètre). Ainsi nous pouvons comparer notre mesure à celle réalisée par les règles optiques de la machine. Dans la suite nous appellerons *erreur* l'écart entre notre mesure et la mesure de la machine. Ces essais nous ont permis d'évaluer l'importance de la qualité du cadencement de la caméra (le trigger) ainsi que l'influence de la vitesse de déplacement de la cible.

3.2 Influence du diamètre des pastilles

Afin d'étudier l'influence du diamètre de la pastille, nous avons réalisé 3 séquences de mesures statiques avec des pastilles photo-réfléchissantes de taille différente. Chaque séquence de mesures consiste à enregistrer 100 images d'une même scène. Chacune contient 3 pastilles de diamètre 2 mm et 3 pastilles de diamètre 8 mm. Au total nous avons donc 900 localisations de pastilles de diamètre 2 mm et 900 localisations de pastilles de diamètre 8 mm.

La Figure 3-5 représente, pour une séquence donnée, les 100 positions de chaque pastille par rapport à leur position moyenne calculée sur les 100 images.

Pour chaque pastille de chaque image nous avons calculé la distance par rapport à sa position moyenne sur la séquence.

$$d_i^{j,k} = \sqrt{(u_i^{j,k} - u_{j,k}^{moy})^2 + (v_i^{j,k} - v_{j,k}^{moy})^2} \quad (4.1)$$

avec :

$1 \leq i \leq 100$: numéro de l'image

$1 \leq j \leq 6$: numéro de pastille

$1 \leq k \leq 3$: numéro de séquence

La Figure 3-6 représente la répartition de ces distances pour les deux cas, grandes et petites pastilles.

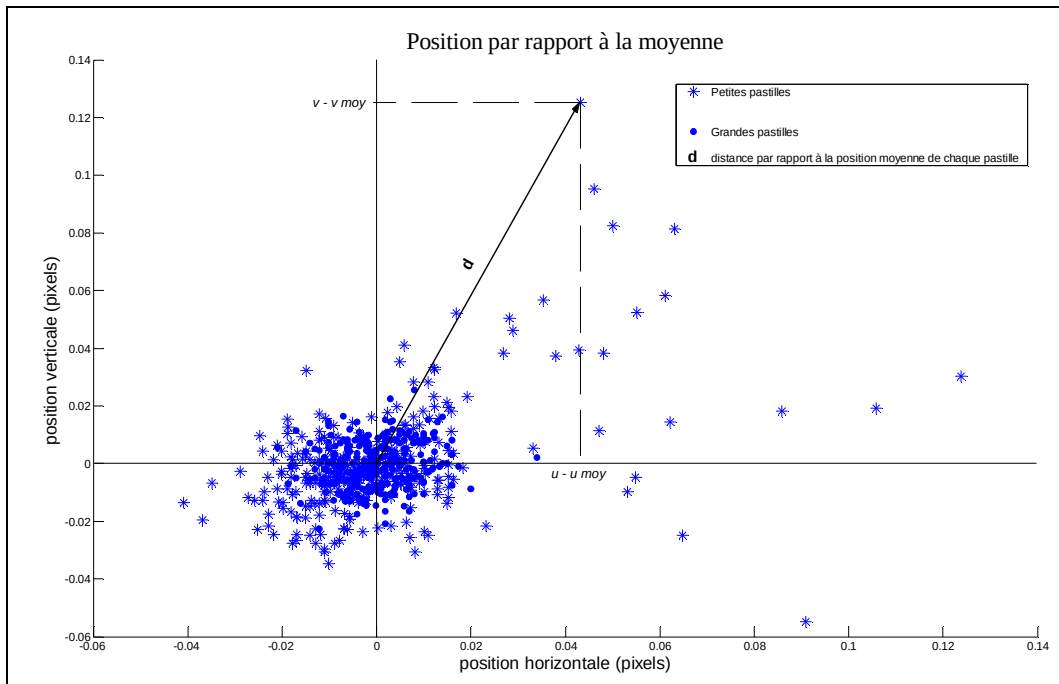


Figure 3-5 : Position de toutes les pastilles ramenées autour de leur position moyenne

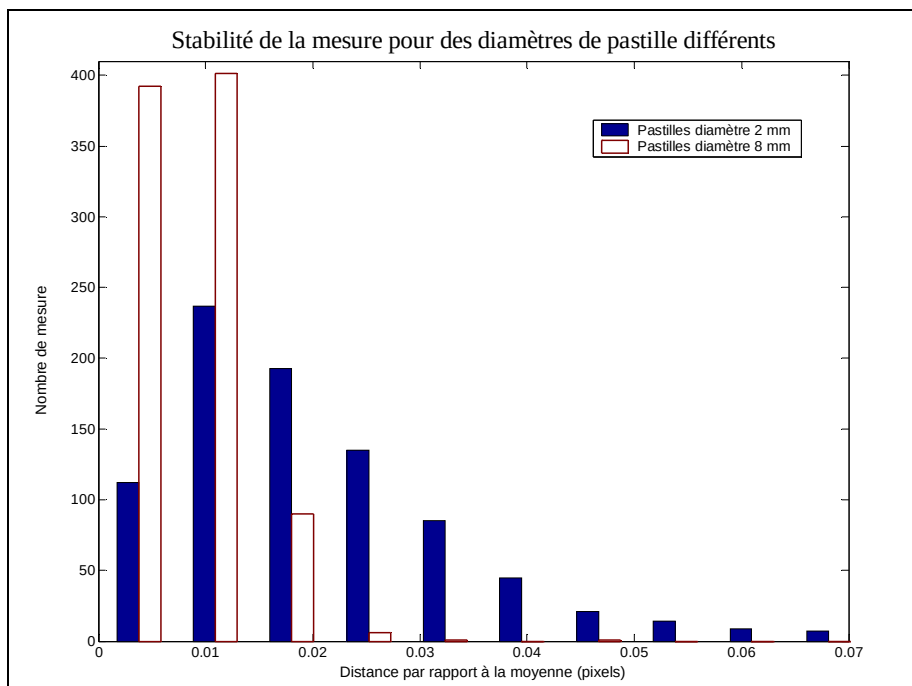


Figure 3-6 : Distance par rapport à la moyenne des positions pour chaque pastille

La localisation des pastilles de diamètre 8 mm est beaucoup plus stable que celle des pastilles de diamètre 2 mm. L'écart type de la distance par rapport à la moyenne pour les grandes pastilles est de 0.005 pixels alors qu'il est de 0.020 pixels pour les petites pastilles.

Ces valeurs d'écart type permettent de conclure qualitativement sur l'influence du diamètre des pastilles. Il ne faut en aucun cas considérer ces valeurs comme définitives pour le système de mesure développé. En effet, la stabilité dépend aussi d'autres paramètres qui n'auront pas forcément les mêmes réglages lors des essais ultérieurs.

3.3 Influence du gain

Le gain est un réglage accessible par le logiciel pilote de la caméra. Ce paramètre définit la quantité d'électron émise par les pixels en fonction du nombre de photons qui viennent les frapper. Ce réglage permet d'améliorer la visibilité à l'œil nu des détails présents dans l'image. L'inconvénient de ce paramètre est qu'il augmente aussi le bruit dans l'image. Parmi les paramètres pouvant influencer sur la qualité de localisation des pastilles, le gain est un paramètre dont l'influence ne peut être pressentie a priori.

Sept séquences de mesure ont été réalisées afin d'évaluer l'influence du gain sur la stabilité de mesure. La plage de réglage du gain, proposée par la caméra et le logiciel pilote utilisés, s'étend de 400 à 1000. Chaque séquence consiste à capturer 100 images d'une même scène contenant 5 pastilles. Le nombre de pastilles, leur diamètre ainsi que le temps d'exposition est identique pour l'ensemble des 7 séquences. Les réglages utilisés lors des sept séquences sont résumés dans le Tableau 3-1.

Séquence	1	2	3	4	5	6	7
Valeur du gain	400	500	600	700	800	900	1000
Temps d'exposition (μ s)	100	100	100	100	100	100	100
Diamètre des pastilles (mm)	8	8	8	8	8	8	8
Nombre de pastilles	5	5	5	5	5	5	5

Tableau 3-1 : valeur du gain pour chaque séquence

La Figure 3-7 représente la variation de l'écart type des distances par rapport à la position moyenne pour chaque pastille, en fonction de la valeur du gain. Il apparaît clairement qu'une valeur de gain trop élevée est nuisible à la mesure. L'écart type minimal est atteint pour une valeur du gain égale à 700. Au dessus de cette valeur la localisation n'est pas stable. Des valeurs de gain inférieures à 700 conduisent à une dispersion légèrement plus importante que l'optimal. Cependant cette augmentation de la dispersion reste limitée. En effet, l'écart type moyen pour les 4 premières séquences ne varie que de 0.0005 pixels.

Le gain ne semble donc pas être un facteur influant, à la condition que sa valeur n'excède pas 700. En fait, le détecteur subpixelaire s'adapte efficacement à la luminosité émise par la cible jusqu'à un certain ratio signal/bruit (voir Figure 2-19).

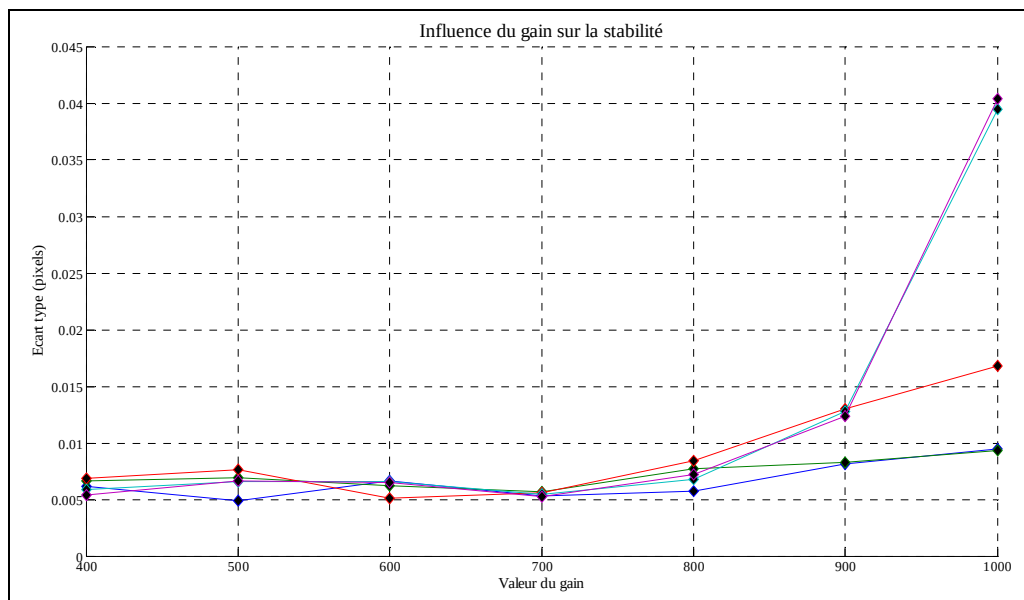


Figure 3-7 : Variation de l'écart type en fonction du gain pour chaque pastille

3.4 Influence du temps d'exposition

Lors d'une prise de vue, le temps d'exposition (shutter en anglais) est le paramètre le plus important avec l'ouverture de l'objectif. Ces deux paramètres définissent la quantité de lumière participant à la formation de l'image. Afin de garantir une quantité de lumière

suffisante l'ouverture est bien sûr réglée à son maximum car ce paramètre n'a pas d'autre influence. Le réglage du temps d'exposition n'est pas aussi aisé. En effet, si un temps d'exposition important permet de faire entrer plus de lumière d'une part, il est aussi à l'origine du phénomène de *bougé* dès que la cible observée est en mouvement. Par conséquent un juste milieu doit être trouvé entre quantité de lumière et capture d'un mouvement.

Des essais ont donc été menés afin de déterminer l'influence du temps d'exposition sur la stabilité de la mesure. Lors de cette étude sept séquences de prise de vues ont été réalisées, les réglages utilisés sont donnés par le Tableau 3-2.

Séquence	1	2	3	4	5	6	7
Valeur du gain	400	400	400	400	400	400	400
Temps d'exposition (μ s)	9	25	49	100	144	200	300
Diamètre des pastilles (mm)	8	8	8	8	8	8	8
Nombre de pastilles	5	5	5	5	5	5	5

Tableau 3-2 : valeur du temps d'exposition pour chaque séquence

La Figure 3-8 représente la variation de l'écart type des distances par rapport à la position moyenne pour chaque pastille, en fonction du temps d'exposition. Cette figure montre de manière évidente que l'effet néfaste sur la stabilité d'un temps d'exposition court s'estompe très rapidement. Pour un temps d'exposition de 9 μ s, valeur minimale pour le matériel utilisé, l'écart type moyen est de 0.109 pixels alors que pour 50 μ s cet écart type chute à 0.008 pixels. L'écart type moyen minimal est atteint à partir de 200 μ s avec une valeur de 0.004 pixels.

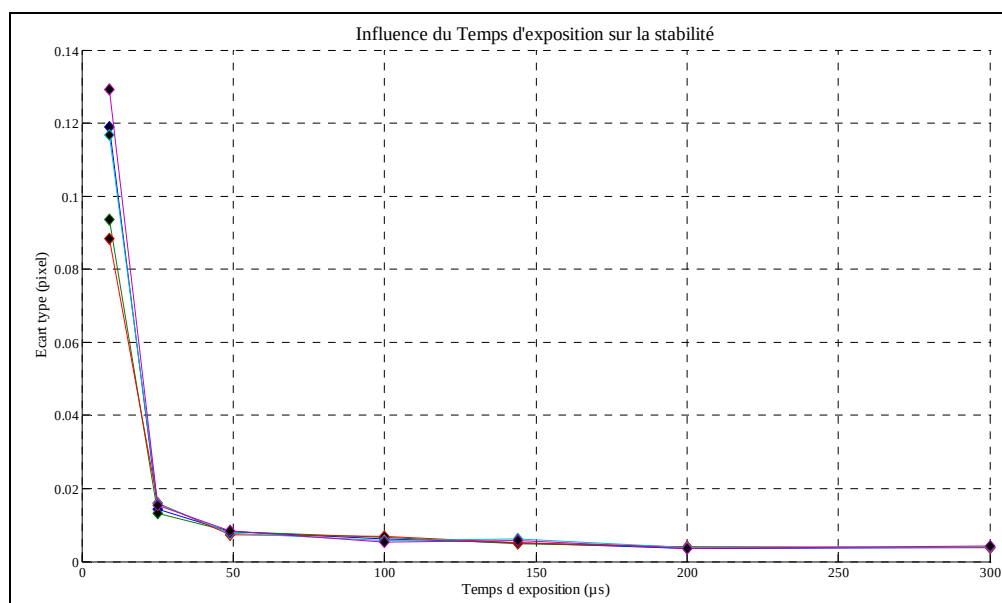


Figure 3-8 : Variation de l'écart type en fonction du temps d'exposition

Comme cela était prévisible, le temps d'exposition est un paramètre très influent sur la stabilité. Cependant, si l'on prend en compte les phénomènes liés au mouvement de la cible, un temps d'exposition supérieur à $50\ \mu\text{s}$ ne se justifie pas pour les vitesses de déplacement rencontrées dans notre cas.

En effet, si l'on considère une vitesse de déplacement de la cible égale à $30\ \text{m/min}$ (classique en usinage), la distance maximale parcourue durant l'acquisition de l'image est de $0.5\ \mu\text{m}/\mu\text{s}$. En considérant maintenant un champ couvert de $300\ \text{mm}$ et une résolution de 1024 pixels dans la même direction, la perte de stabilité en pixels peut être approximativement exprimée en μm (1 pixel $\rightarrow 300/1000\ \text{mm}$). La Figure 3-9 montre une superposition de la dispersion maximale, lors des essais statiques ($6\ \sigma$), et de la distance maximale parcourue durant l'acquisition de l'image par rapport à la position moyenne ($0.25\ \mu\text{m}/\mu\text{s}$).

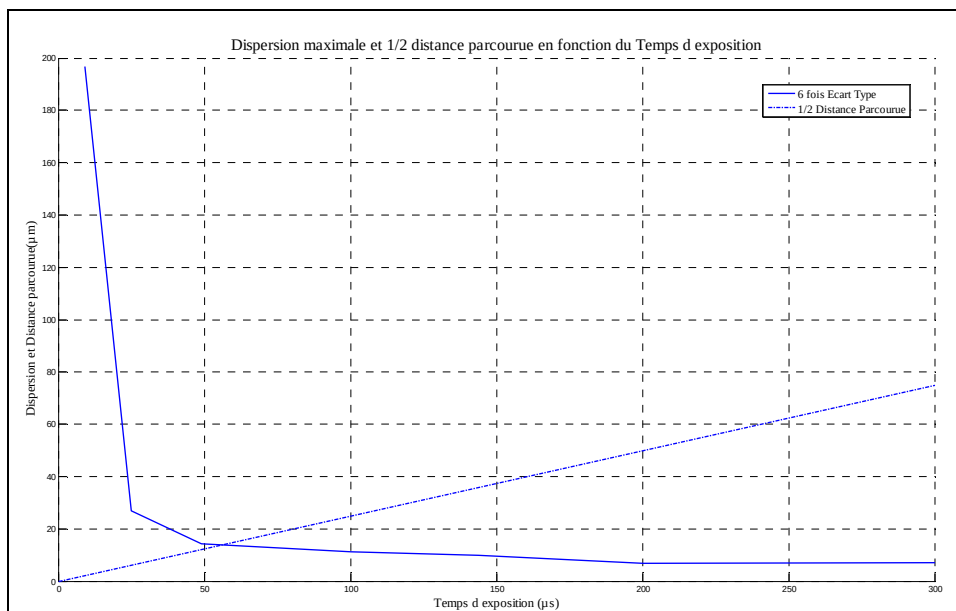


Figure 3-9 : Superposition de la dispersion et du déplacement durant l'acquisition d'une image

Il serait inexact d'affirmer que le réglage optimal correspond à l'intersection des deux courbes car le phénomène de *bougé* est quelque peu compensé par le détecteur subpixelaire qui adapte la forme du modèle de luminance à celle de la tache. Par contre il est possible de conclure que le mouvement de la cible durant l'acquisition de l'image devient prépondérant face à l'augmentation de la dispersion à partir d'une certaine valeur du temps d'exposition. Pour la suite des travaux, nous conserverons un réglage du temps d'exposition égal à $50\ \mu\text{s}$ qui semble être un bon compromis entre stabilité et *bougé*.

3.5 Importance de la qualité du trigger

Les essais présentés jusqu'alors étaient des essais statiques ayant pour objectif d'évaluer la stabilité de localisation d'une pastille. Une fois les réglages de la caméra choisis vis-à-vis de ce critère de stabilité, les premiers essais dynamiques ont pu être menés.

Comme il a été expliqué dans le paragraphe 3.1 de ce chapitre, une machine d'usinage a été utilisée pour générer le mouvement de la cible et fournir une mesure de référence. Cette mesure de référence est donnée par les capteurs de la machine dont la résolution est inférieure au micromètre. Dans la suite de ce chapitre nous définissons l'erreur de mesure comme étant l'écart entre la mesure réalisée par le système étudié et la référence.

A ce stade des travaux, le changement d'espace était réalisé par la méthode du birapport. Cela imposait de connaître au moins trois points de la trajectoire afin de calculer la position de la cible le long de la trajectoire. Pour ce faire nous avons choisi une trajectoire contenant un début et une fin bien sûr, mais aussi deux inversions de sens afin de pouvoir les détecter dans l'image et en déduire les relations nécessaires au calcul du birapport.

Comme lors des essais statiques, le champ couvert par la caméra est de 300 mm dans la direction horizontale. La consigne de vitesse programmée est de 30 m/min.

Le déplacement mesuré est visible sur la Figure 3-10. La courbe continue correspond au déplacement mesuré par la machine et les points aux mesures réalisées par la caméra, à cette échelle (mm) aucune erreur n'est visible. Les barres correspondent à l'erreur exprimée en micromètre pour chaque image acquise. Cette erreur atteint 100 μm sur certaines images ce qui est largement supérieur à la dispersion évaluée par les essais statiques.

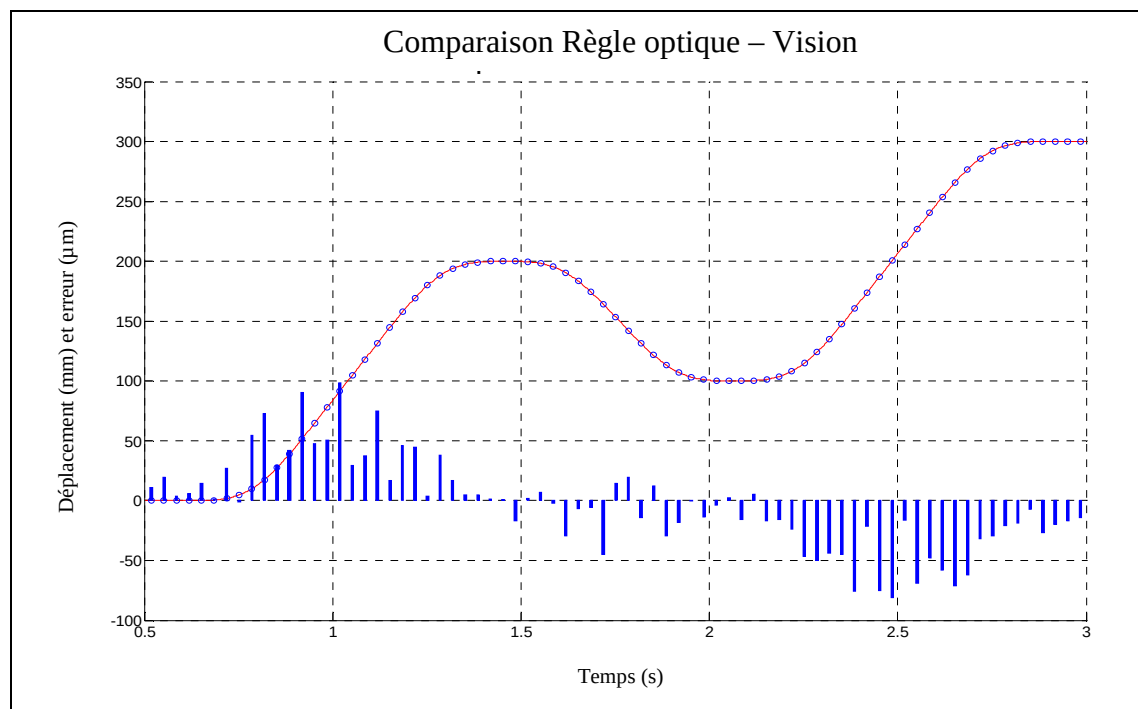


Figure 3-10 : Déplacement et erreur en utilisant un trigger logiciel

La principale différence entre les essais statiques et les essais dynamiques est l'introduction du paramètre temps. En effet, si chaque image n'est pas acquise exactement à la date prévue cela génère sur la Figure 3-10 une incertitude lors du placement horizontal des points de mesure de la caméra. Afin d'évaluer l'importance du trigger sur l'erreur de mesure, le déplacement de la cible a été recalculé à partir des mêmes données expérimentales mais en minorant la fréquence d'échantillonnage de la caméra lors du traitement des données. La période d'échantillonnage initialement égale à 33,333 ms (réglage) est fixée pour le calcul à 33,327 ms. Cette diminution de 6 μ s représente une variation de la période de 0,018 %. Le résultat des calculs est donné par la Figure 3-11. L'erreur, qui initialement atteignait 100 μ m, est inférieure à 50 μ m, soit une diminution de 50 %.

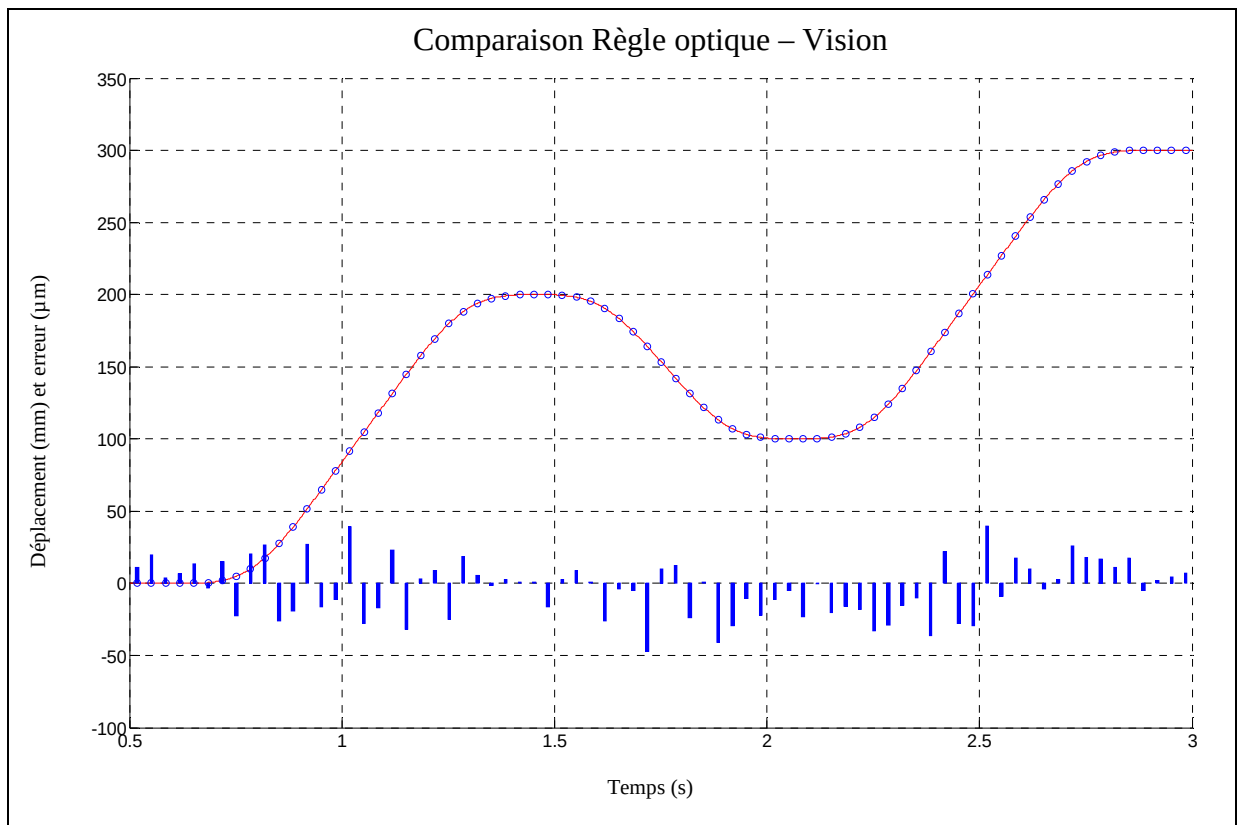


Figure 3-11 : Déplacement et erreur pour une fréquence faussée de 0,018 %

Le cas présenté ici ne traite que d'une erreur de fréquence figée, or se pose aussi le problème d'une fréquence d'acquisition qui ne serait pas constante tout au long de la mesure. Il est en fait impossible d'obtenir un cadencement suffisamment précis de manière logicielle car les temps de calcul dépendent de la charge du processeur qui peut varier au cours de la mesure. Par conséquent, le système doit inévitablement être cadencé par un trigger matériel et non pas logiciel. Le trigger doit être spécifique car même un générateur basse fréquence ne garantit pas une telle précision fréquentielle.

La partie matérielle du système a donc été complétée par un trigger spécifique construit autour d'un quartz oscillant à 40 MHz. Le cadencement ainsi obtenu est précis à quelques nanosecondes. Les résultats d'un essai identique à celui réalisé précédemment sont donnés par la Figure 3-12. L'utilisation du trigger spécifique diminue l'erreur de 75 %, l'écart entre la mesure de la machine et la mesure par caméra est inférieure à 25 μm pour un déplacement mesuré de 300 mm.

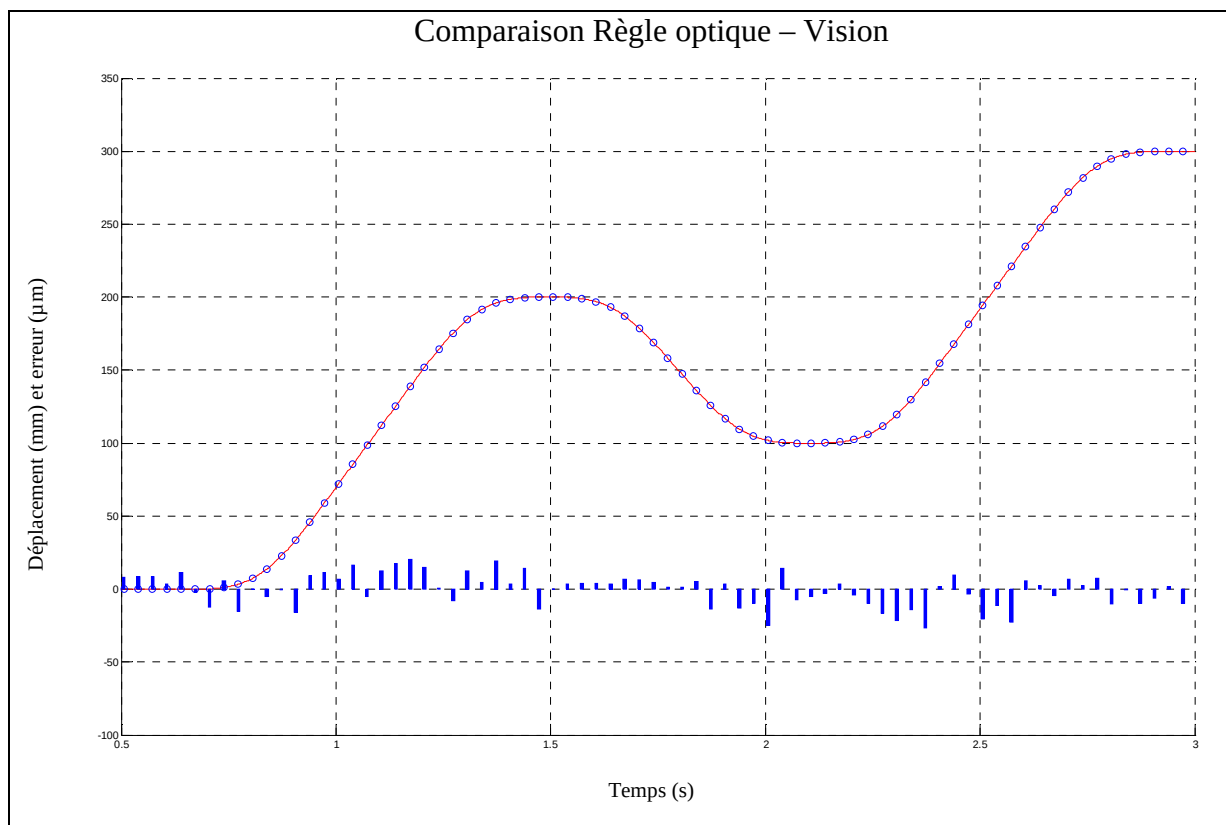


Figure 3-12 : Déplacement et erreur en utilisant un trigger matériel

Il est à noter que cette influence n'avait pas été envisagée au début de l'étude. En effet, les mesures réalisées par vision artificielle ne font généralement pas intervenir le paramètre temps car il s'agit de mesures de poses. Le déplacement de la cible durant la mesure de position génère donc une contrainte forte sur le système d'acquisition.

3.6 Influence de la vitesse de déplacement de la cible

La section précédente vient de montrer l'influence du trigger sur la qualité de localisation de la cible. Cette influence existe parce que la cible est en mouvement. Il est alors légitime de penser que la vitesse de déplacement de la cible peut altérer la qualité de localisation des points de passage. Des essais ont donc été menés afin d'étudier l'influence de la vitesse de déplacement de la cible. Comme le montre le Tableau 3-3, tous les paramètres sont fixes exceptée la consigne de vitesse programmée sur la machine.

Séquence	1 et 2	3 et 4	5 et 6	7 et 8	9 et 10	11 et 12	13 et 14
Valeur du gain	400	400	400	400	400	400	400
Temps d'exposition (μ s)	50	50	50	50	50	50	50
Diamètre des pastilles (mm)	8	8	8	8	8	8	8
Nombre de pastilles	5	5	5	5	5	5	5
Consigne de vitesse (m/min)	25	30	35	40	45	50	55

Tableau 3-3 : Réglages de la caméra et consignes de vitesse

La Figure 3-13 regroupe les résultats obtenus pour chacun des 14 essais. L'écart entre la mesure par vision et la mesure de référence (règle optique de la machine) ne varie pas de manière significative d'un essai à l'autre. Les variations de cet écart en fonction de la vitesse ne sont pas plus importantes que celles constatées entre deux essais réalisés pour une même vitesse de déplacement. L'écart maximal est toujours compris dans un intervalle de $\pm 25 \mu\text{m}$. Nous pouvons donc considérer que pour la plage de vitesse concernée, la vitesse de déplacement de la cible n'a pas influence directe sur la qualité de détection des points de passage.

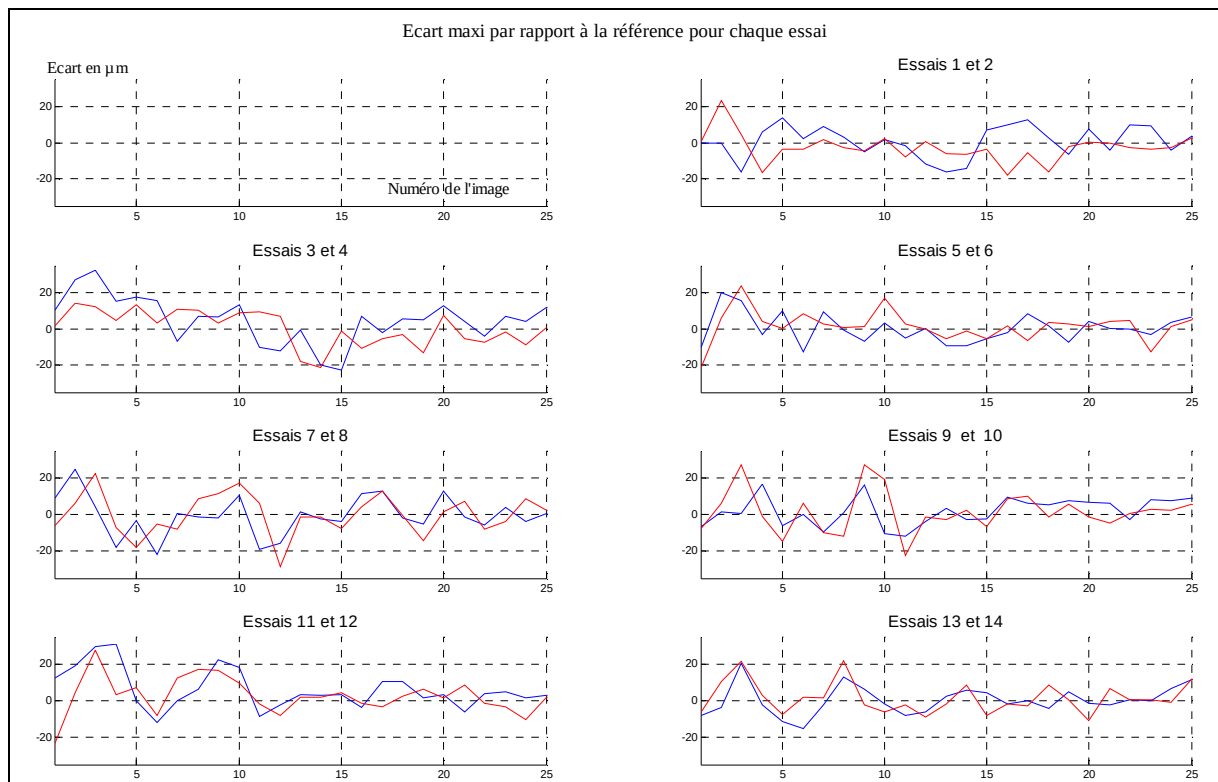


Figure 3-13 : Etude de l'influence de la vitesse de déplacement de la cible

3.7 Conclusion

L'étude décrite ci-dessus a permis d'obtenir une première évaluation des performances atteignables vis-à-vis de la localisation d'une cible en mouvement. L'erreur évaluée dans cette section est de 25 μm , en écart maximal par rapport à la référence, pour un déplacement mesuré de 300 mm. Mais l'intérêt principal de cette étude est d'avoir permis l'optimisation des réglages du sous-système vision. Ces réglages sont résumés par le tableau suivant :

Paramètre	diamètre des pastilles	gain	temps d'exposition	trigger matériel spécifique
Valeur	8 mm	≤ 700	50 μs	indispensable

Tableau 3-4 : Réglages optimaux

Il est aussi possible d'affirmer que la vitesse de déplacement de la cible ne semble pas influencer sur la qualité de localisation et ce pour une plage de vitesse considérée (25 à 55 m/min) qui correspond aux vitesses généralement rencontrées dans le domaine des machines outils.

4 Caractérisation du système

4.1 Norme et adaptation

La métrologie et les essais sont des domaines régis par de nombreuses normes. Cela s'explique par la nécessité de disposer d'un moyen impartial permettant de vérifier la conformité d'un produit. Cette conformité se traduit par le respect d'une ou plusieurs caractéristiques qui peuvent être de différentes natures. Lorsque la caractéristique à vérifier est du type longueur, forme, ou encore état de surface, on parle de métrologie. Dans tout autre cas (dureté d'un matériau, résistance d'une structure, étanchéité, soudabilité, etc. ...) il conviendra de parler d'essai. Dans un cas comme dans l'autre, il est impossible de déterminer la valeur d'une caractéristique sans commettre d'erreur. Par conséquent : « *Un résultat de mesure n'a de sens que si on indique avec qu'elle incertitude il a été obtenu, c'est-à-dire dans quel intervalle la valeur réelle se trouve et avec quelle probabilité* ». Cette définition donnée par M. Kovalevsky, Président du Bureau national de métrologie et Président du Comité international des Poids et Mesures, dans la préface du Livre "Estimer l'Incertitude" [Perruchet 03] est schématisée dans ce même livre par la Figure 3-14.

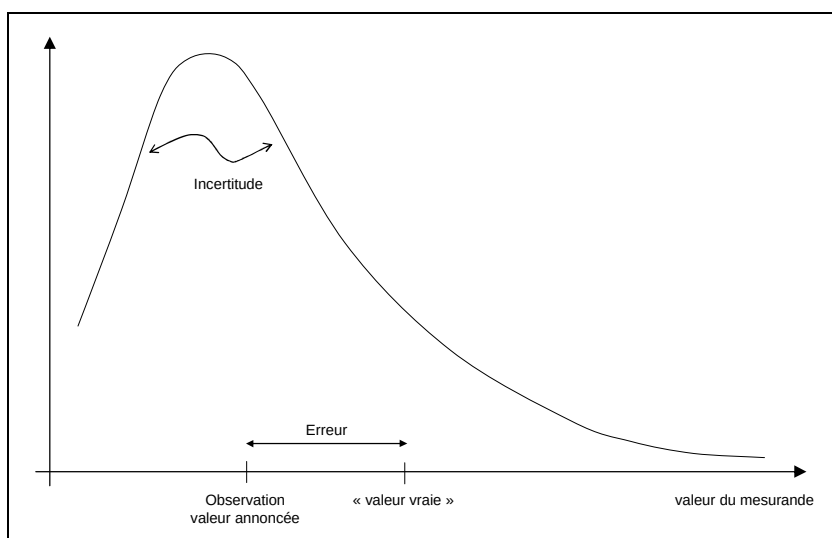


Figure 3-14 : Présentation du concept d'incertitude [Perruchet 03]

Ce concept se retrouve bien sûr dans les différentes normes. A partir de la terminologie définie par le vocabulaire des termes fondamentaux et généraux de métrologie (Vocabulaire International de Métrologie : VIM), il est possible de considérer le résultat de mesure comme la somme d'une valeur vraie et d'une erreur. Cette erreur est elle-même la somme d'une erreur aléatoire et d'une erreur systématique (Figure 3-15).

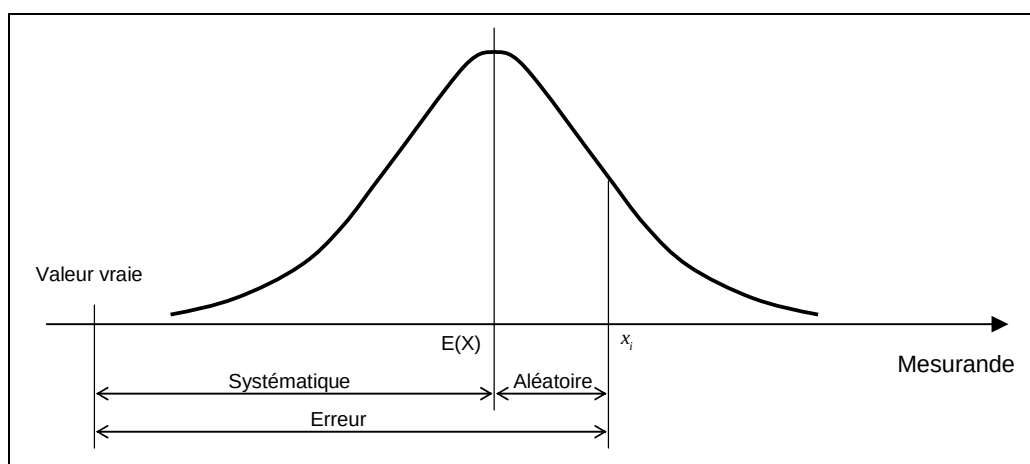


Figure 3-15 : Décomposition de l'erreur

Le VIM définit l'erreur aléatoire comme étant le résultat d'un mesurage moins la moyenne d'un nombre infini de mesurage du même mesurande, effectué dans les conditions de répétabilité. L'erreur systématique est elle définie comme étant la moyenne d'un nombre infini de mesurage du même mesurande, effectué dans les conditions de répétabilité, moins la valeur vraie du mesurande. Comme il est impossible d'effectuer une infinité de mesurage, seules des estimations de ces erreurs peuvent être calculées. Dans l'absolu, il est aussi impossible de connaître la valeur vraie, on parlera alors de valeur de référence acceptée. Il est

possible de rencontrer différents termes pour désigner les deux types d'erreur. En métrologie le VIM utilise le terme de “justesse” pour définir l'erreur systématique alors que pour les essais la norme NF 5725 emploie celui de “biais” (repris en métrologie par la norme ISO 3534-1). Dans les deux domaines, le terme de “fidélité” désigne les erreurs aléatoires.

La caractérisation d'un moyen de mesure, ou d'une méthode d'essai, consiste à évaluer la qualité des résultats, c'est-à-dire l'exactitude. Nous venons de voir que cette exactitude dépend de la justesse (ou biais) et de la fidélité des mesures réalisées. L'objectif de ce paragraphe est de caractériser le système hybride développé. A priori, il suffirait donc d'appliquer une des nombreuses normes existantes (ou notes techniques) permettant de déterminer la fidélité de la mesure (Guideline for evaluating and expressing uncertainty of NIST measurement results, NF ENV 13005, NF ISO 5725, ...). Cependant les mesures dynamiques réalisées par le système hybride posent un problème lors de l'application de ces normes : la valeur vraie varie durant la mesure. De plus, s'il est possible en métrologie de répéter la mesure d'un même mesurande afin de réaliser une étude statistique, il est impossible ici de réitérer exactement la même mesure deux fois. En effet, seul un échantillonnage infini permettrait de mesurer la position de la cible de manière continue, il nous est donc impossible de mesurer plusieurs fois la position de la cible (en mouvement) pour une valeur vraie fixée.

Afin d'évaluer tout de même l'exactitude de notre système de mesure, nous proposons d'adapter les méthodes précédentes à nos besoins. Les mesures réalisées seront bien comparées aux valeurs vraies (valeurs de référence acceptées). Par contre, l'étude statistique ne portera pas sur le résultat de la mesure, qui varie, mais plutôt sur l'écart entre la mesure et la valeur vraie pour chaque pas de l'échantillonnage.

A partir de l'écart défini à chaque pas de temps par :

$$\varepsilon(t_i) = M(t_i) - V_v(t_i) \quad (4.2)$$

avec $M(t)$ la valeur de la mesure, $V_v(t)$ la valeur vraie (ou valeur de référence acceptée) et t_i une date de mesure.

Pour une mesure dynamique contenant n acquisitions, nous définissons :

$$Offset = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon(t_i)}{n} = \bar{\varepsilon} \quad (4.3)$$

et :

$$fidélité = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\varepsilon(t_i) - \bar{\varepsilon})^2} \quad (4.4)$$

L'*Offset* indique un éventuel décalage de la mesure dynamique par rapport à la valeur de référence, il est l'équivalent de la justesse en métrologie. La *fidélité* est l'indicateur de la plage de variation de l'erreur commise par rapport à la valeur de référence, à l'instar de la définition classique de la fidélité en métrologie.

4.2 Caractérisation du système hybride

Après avoir présenté la mise en œuvre de l'outil hybride et l'optimisation des réglages du sous-système vision, nous allons maintenant évaluer ses performances dans sa globalité. Pour ce faire nous avons placé la cible sur la table d'une fraiseuse UGV afin de générer le mouvement. Comme nous venons de le décrire ci-dessus, l'objectif est de comparer les mesures réalisées par le système hybride à la valeur vraie du mesurande. Cette valeur vraie est, par définition, une valeur inconnue et seule valeur de référence acceptée peut être connue. Cette valeur de référence sera obtenue à l'aide d'un interféromètre laser. Nous considérons que ce moyen de mesure est plus précis que les règles optiques de la machine. De plus il s'agit d'un outil industriel reconnu dont la pertinence des résultats est incontestable.

Le dispositif expérimental est défini sur la Figure 3-16. L'élément mobile de l'interféromètre a été placé au plus près de la cible afin d'éviter toute différence dans le mouvement mesuré, chose qu'il était impossible d'assurer en utilisant les règles optiques de la machine.



Figure 3-16 : Dispositif expérimental utilisé lors de la caractérisation du système hybride

Le champ couvert par la caméra est de 300 mm dans la direction du déplacement. La consigne de vitesse est de 30 m/min et l'accélération maximale est de 3 m/s². Plusieurs mesures ont été réalisées et chacune d'entre elles a été comparée à la mesure correspondante réalisée par l'interféromètre laser. Ce dernier ne permettant pas une synchronisation extérieure, l'analyse des résultats a nécessité un recalage temporel des mesures de manière manuelle. Ce recalage effectué, il a été possible de calculer l'écart $\varepsilon(t)$ entre la valeur vraie et la mesure réalisée par le système hybride. Cet écart est visible sur la Figure 3-17 pour l'ensemble de la campagne d'essai.

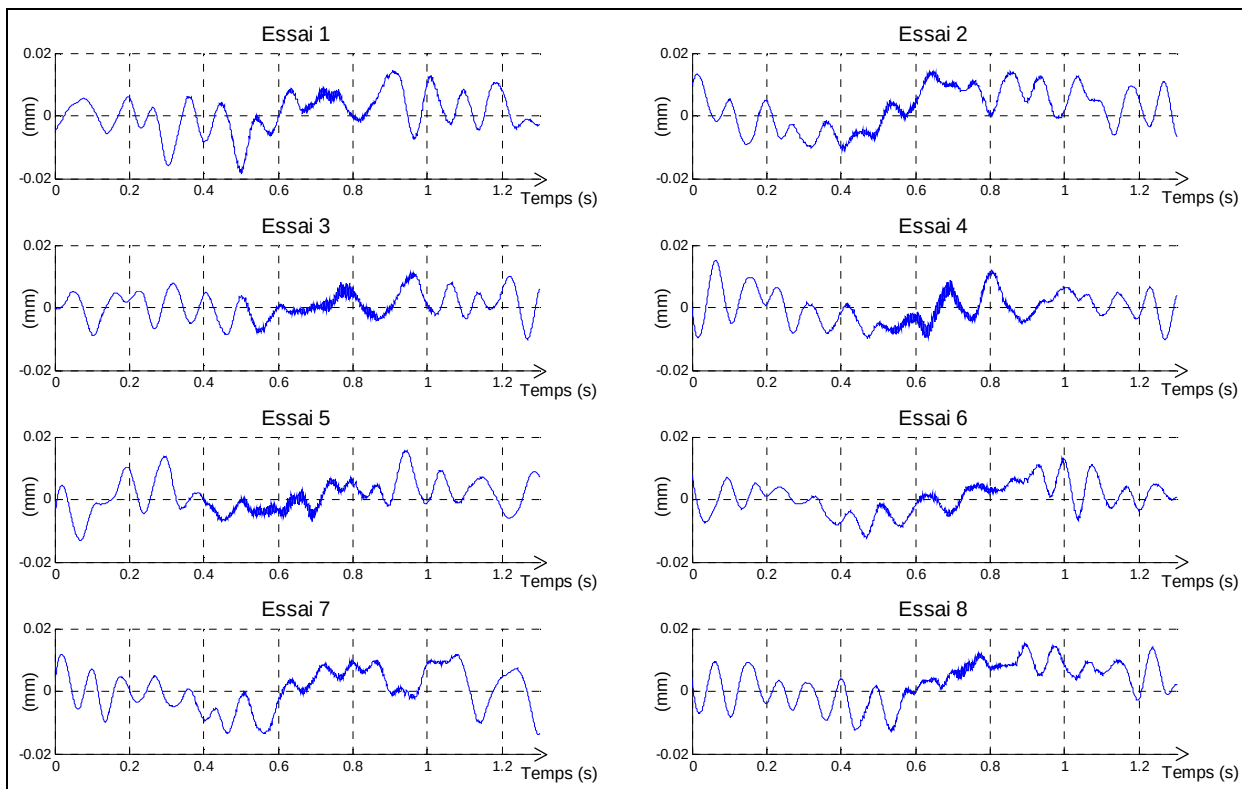


Figure 3-17 : $\varepsilon(t)$ calculé pour chaque essai

Contrairement aux résultats obtenus et présentés dans les paragraphes 3.5 et 3.6 de ce chapitre, l'écart est toujours inférieur à 20 μm alors que le champ couvert par la caméra reste le même. En fait nous avons pu constater que le déplacement mesuré par la règle optique de la machine n'était pas en parfait accord avec la mesure réalisée par l'interféromètre laser. Lorsque la machine affiche un déplacement de 200 mm, elle commet une erreur d'avance de 12 μm . Cette valeur reste dans les tolérances du domaine mais elle est ici du même ordre de grandeur que l'écart que nous cherchons à quantifier. Les résultats présentés ici sont justes, car obtenus en utilisant une référence incontestable (interféromètre), tandis que ceux des sections précédentes étaient trop sévères, car obtenus en utilisant une référence insuffisamment précise (règle optique + mécanique de la machine).

A partir de $\varepsilon(t)$ calculé pour chaque essai, il est possible de calculer l'Offset et la Fidélité comme définis précédemment. Comme le montre la Figure 3-18 et la Figure 3-19, les résultats obtenus correspondent aux besoins énoncés au chapitre 2. En effet, la fidélité moyenne sur les huit essais est inférieure à $6 \mu\text{m}$ et l'offset est de l'ordre du micromètre.

L'incertitude ($\pm 2 \sigma$) est inférieure à $\pm 15 \mu\text{m}$ pour un champ couvert de $300 \times 225 \text{ mm}$ avec une fréquence d'échantillonnage du système hybride de 15 kHz .

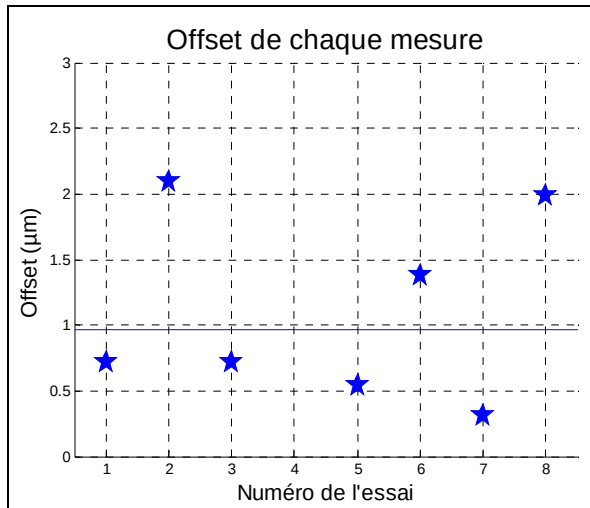


Figure 3-18 : Offset calculé pour chaque essai

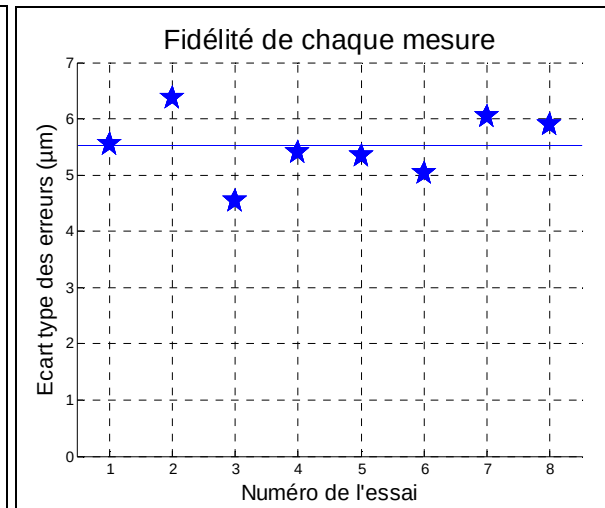


Figure 3-19 : Fidélité calculée pour chaque essai

5 Légitimité de l'accéléromètre

Après avoir étudié les performances du système hybride, où l'accéléromètre permet de sur-échantillonner les mesures optiques, il est légitime de se questionner sur l'intérêt réel de l'accéléromètre. En d'autres termes : *une interpolation des mesures optiques n'aurait-elle pas permis d'atteindre les mêmes performances ?*

Afin de répondre à cette question, nous comparons ici les résultats obtenus par interpolation linéaire et polynomiale aux résultats du système hybride. A partir des mêmes mesures du sous-système vision nous allons appliquer parallèlement les trois méthodes. Les mesures utilisées sont celles d'un des essais réalisés lors de la caractérisation du système hybride.

La Figure 3-20 représente dans la partie haute le déplacement de la cible mesuré par l'interféromètre laser (courbe continue), qui est ici encore la référence, et les points de passage mesurés par le sous-système vision (rond). A partir de ces points de passage, nous

avons calculé le déplacement de la cible par les trois méthodes précitées. Les écarts entre les déplacements obtenus et la référence sont représentés sur la partie basse de la figure.

Il apparaît clairement que les deux méthodes d'interpolation ne permettent pas d'atteindre le niveau de performance du système hybride. La méthode d'interpolation polynomiale, fonction *Spline* du logiciel Matlab[®], permet certes d'approcher les résultats obtenus à l'aide de l'accéléromètre mais l'écart par rapport à la référence est encore de l'ordre de la centaine de micromètres.

Il n'est donc pas possible de sur-échantillonner les mesures optiques par simple interpolation linéaire ou polynomiale. Contrairement à ces méthodes d'interpolation, l'accéléromètre apporte une information supplémentaire qui permet de sur-échantillonner le sous-système vision tout en conservant un écart par rapport à la référence acceptable.

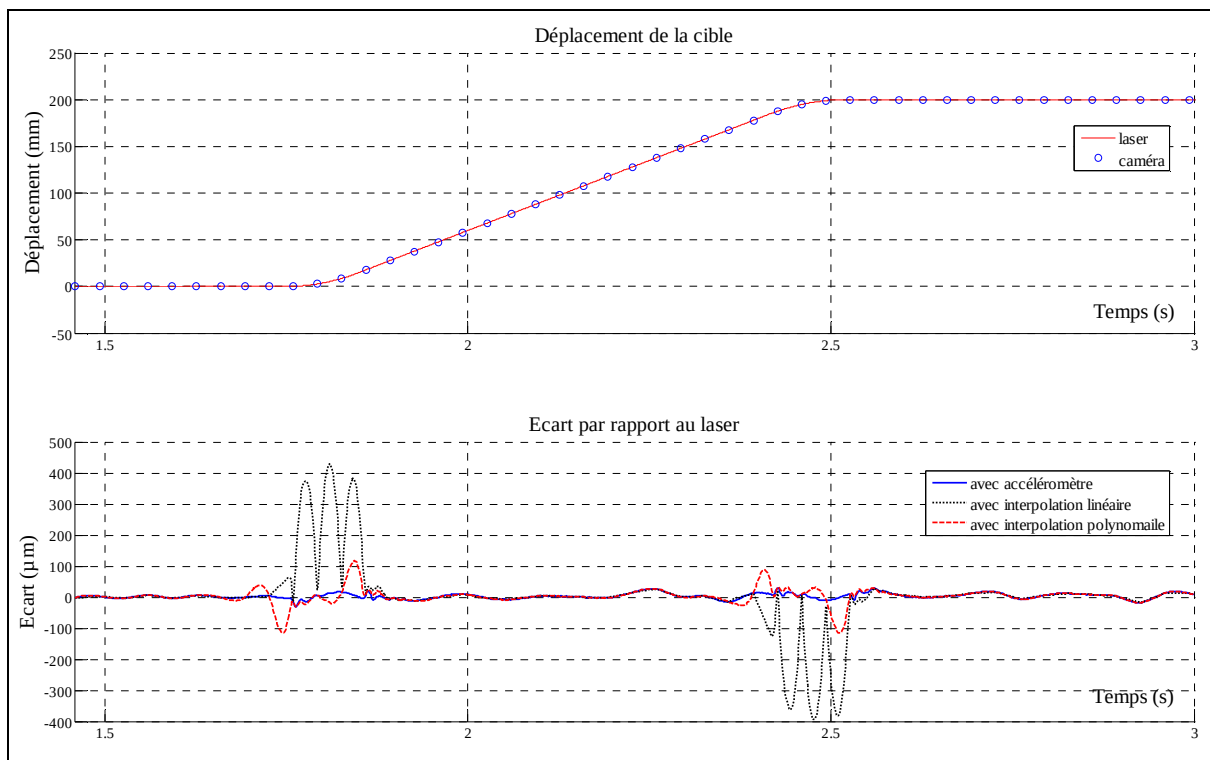


Figure 3-20 : Comparaison entre interpolation linéaire, polynomiale et système hybride

6 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de détailler la mise en œuvre de l'outil de mesure développé durant cette thèse. Nous avons tout d'abord présenté le matériel utilisé, ce qui était indispensable étant donné que la qualité de mesure dépend fortement de ce dernier. Il a alors été possible de détailler les différentes expériences menées lors du développement de l'outil hybride. La mise au point du système a nécessité le choix de certains réglages de la caméra et donc l'évaluation de leur influence sur la qualité de mesure. Le premier paramètre étudié a été

le diamètre des pastilles photo-réfléchissantes. Les résultats obtenus pour des pastilles de diamètre 2 mm et 8 mm, nous ont conduit à retenir les pastilles de diamètre 8 mm.

Le gain de la caméra a été le second paramètre étudié. La conclusion est que celui-ci doit avoir une valeur inférieure à 700.

L'étude de l'influence du temps d'exposition nous a conduit à retenir une valeur de 50 μ s.

La qualité du trigger de la caméra est apparu quant à lui comme prépondérant vis-à-vis de la qualité de localisation des cibles. Un trigger spécifique doit être utilisé afin d'atteindre le niveau de qualité requis.

Enfin, une fois les différents paramètres du sous-système vision choisis, nous avons pu étudier l'outil hybride dans sa globalité. Pour cela, nous avons adapté la norme existante à nos besoins afin de caractériser de manière objective le système développé. Cette caractérisation nous a permis d'affirmer une incertitude de mesure de $\pm 15 \mu\text{m}$ (à $\pm 2 \sigma$) sur un champ couvert de 300 mm pour la localisation d'une cible en mouvement à une vitesse de 30 m/min.

Pour finir, nous avons évalué la légitimité de l'accéléromètre dans le système hybride. Il apparaît qu'une interpolation ne permet pas d'atteindre le niveau de qualité du système hybride.

Nous disposons maintenant d'un outil de métrologie répondant aux besoins de l'identification du comportement élastique des machines à structures parallèles. Modèle et méthode d'identification proposés dans les chapitres précédents vont donc pouvoir être appliqués à diverses machines.

Chapitre 4 : APPLICATION DE LA METHODE D'IDENTIFICATION

1	INTRODUCTION.....	121
2	IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT ELASTIQUE D'UN ROBOT SERIEL	121
2.1	Présentation de la machine.....	122
2.2	Modèle retenu	123
2.3	Mesures et identification.....	126
2.4	Conclusion	130
3	IDENTIFICATION D'UN COMPORTEMENT ELASTIQUE AVEC FROTTEMENT.....	131
3.1	Présentation de la machine.....	131
3.2	Modèle retenu	132
3.3	Mesures et identification.....	133
3.4	Conclusion	135
4	MACHINE PARALLELE : L'ISOGLIDE 4-T3R1.....	135
4.1	Présentation du prototype.....	135
4.2	Rappel du modèle retenu et protocole d'identification.....	136
4.2.1.	Rappel du modèle discret.....	136
4.2.2.	Protocole d'identification.....	137
4.3	Mesures des déformations et validation du modèle	138
4.4	Identification et résultats	140
4.4.1.	Identification du comportement de la transmission.....	140
4.4.2.	Identification du comportement en flexion du bras.....	141
4.4.3.	Identification du comportement entre le coude et la plateforme	143
4.5	Conclusion	144
5	CONCLUSION GENERALE SUR LES APPLICATIONS	144

1 Introduction

Au cours du premier chapitre nous avons clairement défini le contexte de la thèse. Les machines à structure parallèle offrent des capacités dynamiques plus intéressantes que leurs homologues sérielles mais leur manque de rigidité effective limite leur utilisation pour l'usinage. La compensation des déformations élastiques peut combler cette carence mais cela impose de connaître finement le comportement élastique de la machine. Cette identification a fait l'objet d'une étude et nous avons proposé une méthode d'identification du comportement élastique de ce type de machine. Comme toute méthode d'identification, la méthode proposée induit des besoins métrologiques que nous avons énoncés dans ce même chapitre. Afin de répondre à ces besoins, un outil de métrologie spécifique a été proposé, développé puis caractérisé dans les deux chapitres précédents. Nous disposons maintenant des outils nécessaires à l'identification du comportement élastique des machines à structure parallèle dont la rigidité est encore trop faible pour être considérée comme de *véritables machines d'usinage*.

La méthode employée ici a été itérative vis-à-vis de la difficulté de mise en œuvre. C'est-à-dire que les applications détaillées dans ce chapitre présentent une complexité croissante vis-à-vis de l'identification du comportement élastique.

La première application choisie est une machine à architecture sérielle qui présente l'avantage d'être très accessible et dont les déformations élastiques sont facilement mesurables. De plus le comportement élastique est facilement identifiable à partir des mesures réalisées car celui-ci est principalement lié à l'unique déformation d'un bras.

L'étude d'un banc d'essai expérimental constitue la deuxième application. Construit initialement pour reproduire le comportement élasto-dynamique d'une machine outil, il offre la possibilité d'identifier le comportement élastique d'une transmission en présence de frottements dans une liaison de guidage.

Enfin, après ces deux étapes préliminaires, nous appliquerons la méthode proposée à une machine à structure parallèle. Il s'agit du prototype de l'Isoglide 4-T3R1, présenté et étudié lors du premier chapitre.

2 Identification du comportement élastique d'un Robot Sériel

Ce robot a été choisi pour la simplicité de mise en œuvre qu'il représente vis-à-vis de la méthode proposée. Le premier paragraphe sera consacré à la présentation de la machine, le modèle élastique sera ensuite détaillé. Enfin les mesures réalisées en vue de l'identification seront présentées avant d'appliquer la méthode d'identification du comportement élastique.

2.1 Présentation de la machine

La machine étudiée ici est un robot cartésien trois axes de chargement et déchargement de presses à injecter le plastique. Ce robot, qui est très largement utilisé dans l'industrie, permet d'atteindre très rapidement des vitesses importantes ce qui est primordial dans un contexte où les cadences de production sont tous les jours plus grandes. La Figure 4-1 représente le robot utilisé lors de nos essais.

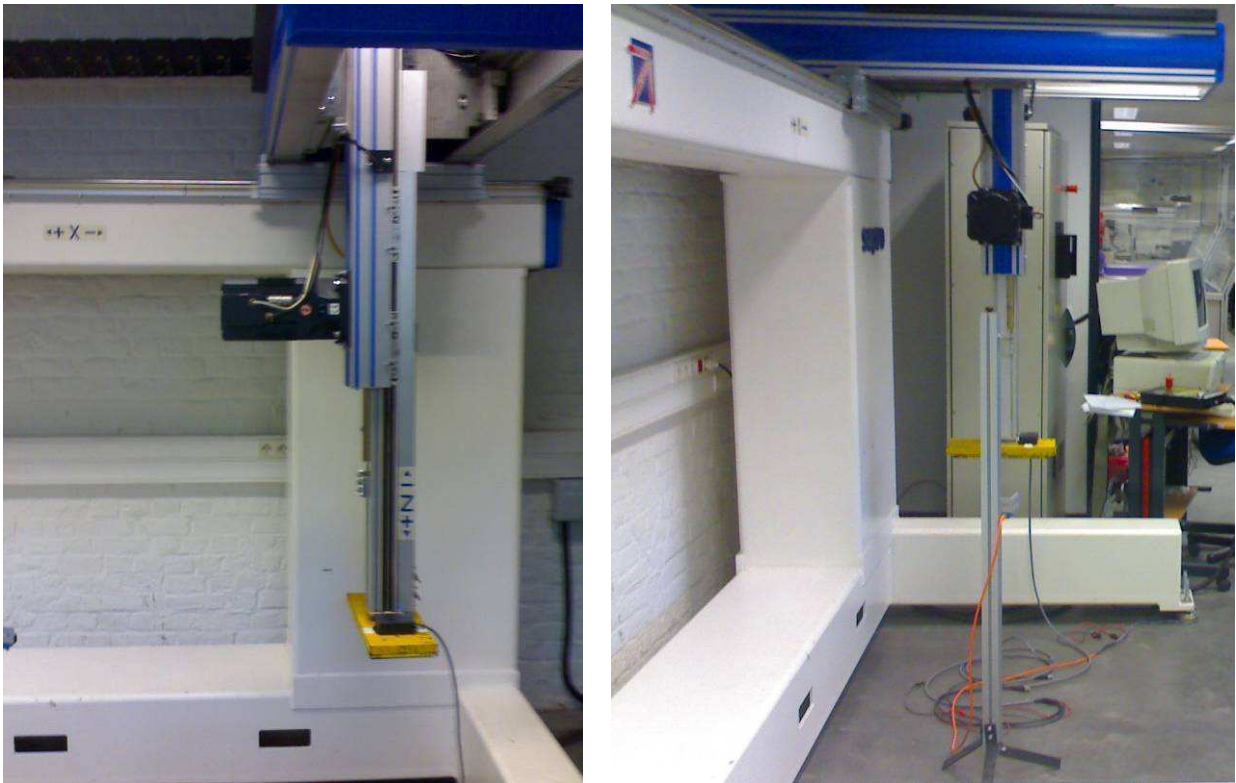


Figure 4-1 : Robot cartésien, vu de face et de côté

Il est composé d'un bâti, de deux chariots et d'un coulant. Le premier axe horizontal (X) est réalisé par la liaison glissière entre le bâti et le premier chariot. La liaison glissière entre les deux chariots constitue le second axe horizontal (Y). Enfin, le déplacement du coulant par rapport au second chariot constitue l'axe vertical (Z). Les caractéristiques principales du mécanisme sont résumées dans le Tableau 4-1.

Axe	Course (mm)	Vitesse max. (m/min)	Accélération max. (m/s ²)
X	1000	120	4.5
Y	400	120	4.5
Z	800	120	4.5

Tableau 4-1 : Caractéristiques du robot cartésien étudié

Comme le montre le Tableau 4-1, la vitesse maximale est de 120 m/min et l'accélération maximale est de 4.5 m/s^2 ce qui confère à ce robot des caractéristiques dynamiques intéressantes. Cependant, une vitesse de déplacement importante ne suffit pas à réduire les temps de production. Des vibrations dont l'amplitude est trop forte peuvent imposer des temps de relaxation trop contraignants. Des lois de commande *douces* doivent donc être employées afin de réduire principalement les vibrations résiduelles lors des phases d'arrêt. La machine n'est donc pas utilisée de manière optimale. Comme pour les machines à structure parallèle, cet inconvénient est le problème majeur rencontré sur ce robot cartésien. Nous allons donc détailler dans la suite de cette section un modèle de comportement élastique ainsi que son identification.

2.2 Modèle retenu

La machine étudiée est une machine du Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP) de Lille dont une des thématiques principales est la commande des machines à grande vitesse. Une étude, antérieure à ces travaux, a conduit à l'élaboration d'un modèle éléments finis réalisé conjointement par le L2EP et le LaMI. Ce modèle, développé sous Ansys® et présenté à la Figure 4-2, a permis de localiser les principales déformations du mécanisme. Il s'agit de la déformation du bras (ou coulant) en flexion. Le premier mode est la flexion suivant l'axe *X* intervenant lors des déplacements suivant cet axe, et le deuxième mode la flexion du bras suivant l'axe *Y* lors des déplacements suivant ce même axe. Ces deux premiers modes interviennent à des fréquences très basses inférieures à 10 Hz. Une représentation de ces modes est donnée à la Figure 4-3.

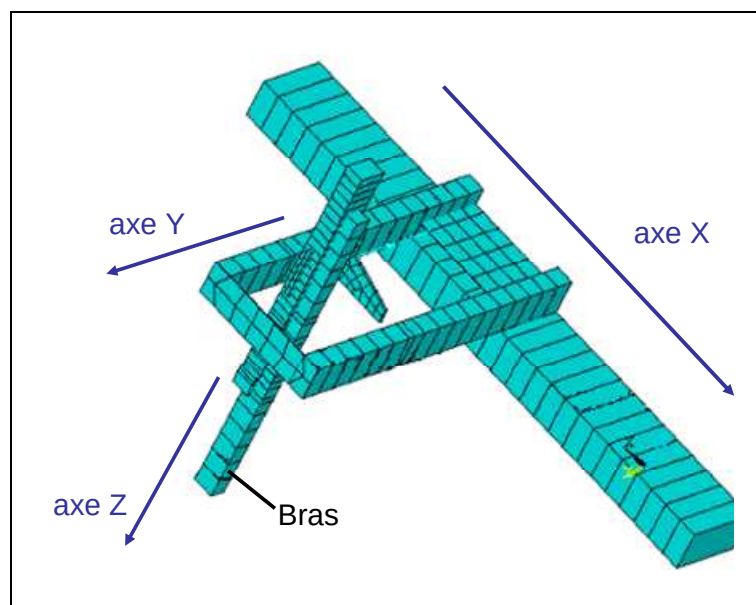


Figure 4-2 : Modèle éléments finis du robot cartésien

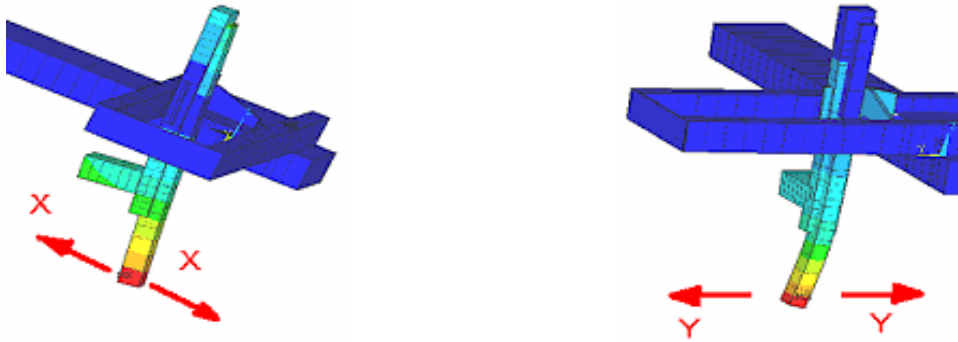


Figure 4-3 : Représentation des deux premiers modes de déformation du robot cartésien

Ce modèle, comme tout modèle éléments finis, permet d'apprécier le comportement élastique du mécanisme, mais cette connaissance du comportement n'est pas assez fine pour l'élaboration d'une commande performante capable de compenser les déformations élastiques. De plus, comme nous l'avons dit au premier chapitre, les calculs engendrés par ce type de modèle sont beaucoup trop longs pour être effectués en temps réel. Nous avons donc, à partir de ce modèle éléments finis, construit un modèle discret prenant en compte les deux premiers modes de déformation. L'application de la méthode proposée au premier chapitre permet d'obtenir le modèle montré sur la Figure 4-4.

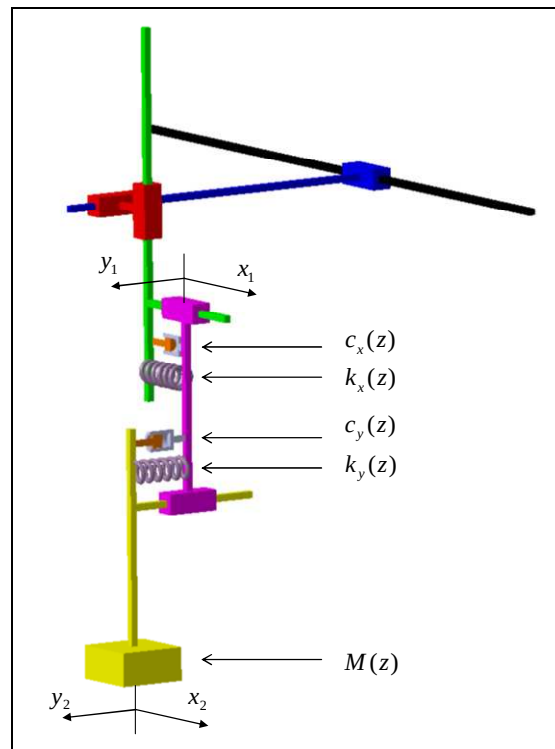


Figure 4-4 : Modèle discret du robot cartésien

Ce modèle discret implique uniquement la connaissance de cinq paramètres, $k_x(z)$, $c_x(z)$, $k_y(z)$, $c_y(z)$ et $M(z)$, dont les valeurs ne dépendent que de la position du coulant, z .

En effet, plus le bras sera long, plus la flexion sera importante. L'application du principe fondamental de la dynamique permet d'obtenir les équations suivantes :

$$\ddot{x}_2 = \frac{k_x(z)}{M(z)} * (x_1 - x_2) + \frac{c_x(z)}{M(z)} * (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (5.1)$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{k_y(z)}{M(z)} * (y_1 - y_2) + \frac{c_y(z)}{M(z)} * (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) \quad (5.2)$$

L'identification du modèle revient donc à déterminer un jeu de quatre paramètres $(K_x(z), C_x(z), K_y(z), C_y(z))$ tels que :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_x(z) = \frac{k_x(z)}{M(z)} \\ C_x(z) = \frac{c_x(z)}{M(z)} \\ K_y(z) = \frac{k_y(z)}{M(z)} \\ C_y(z) = \frac{c_y(z)}{M(z)} \end{array} \right. \quad (5.3)$$

Les équations (5.1) et (5.2) peuvent alors s'écrire sous la forme :

$$[\ddot{x}_2] = [x_1 - x_2 \quad \dot{x}_1 - \dot{x}_2] * \begin{bmatrix} K_x(z) \\ C_x(z) \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$[\ddot{y}_2] = [y_1 - y_2 \quad \dot{y}_1 - \dot{y}_2] * \begin{bmatrix} K_y(z) \\ C_y(z) \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre, l'identification requiert donc la mesure des déplacements des points amont (x_1, y_1) et aval (x_2, y_2) , leur vitesse $(\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2)$ et l'accélération du point aval $(\ddot{x}_2, \ddot{y}_2)$.

Les paramètres sont tous dépendants de z , ce qui impose de déterminer leurs valeurs pour l'ensemble des positions verticales du coulant. Pour ce faire il est possible d'identifier un jeu de paramètres pour plusieurs positions verticales réparties sur l'ensemble des positions atteignables puis d'interpoler. Les équations (5.4) et (5.5) étant découplées, il est aussi possible d'identifier les paramètres $(K_x(z), C_x(z))$ indépendamment des paramètres $(K_y(z), C_y(z))$, ce qui simplifie le travail d'identification.

2.3 Mesures et identification

Comme il a été dit dans l'introduction de ce chapitre, le travail réalisé sur ce robot cartésien revêt un rôle plutôt formateur. Il s'agit d'appliquer la méthode sur une machine dont le modèle élastique est relativement simple et dont les déformations sont facilement mesurables. Nous ne procéderons donc pas à l'identification complète du modèle mais seulement à celle des paramètres $(K_x(z), C_x(z))$ pour une valeur donnée de z .

La longueur assez importante du bras, environ 1 mètre, impose de réaliser les mesures du point aval et du point amont séparément. En effet, la résolution de la caméra utilisée conduirait à une incertitude de mesure trop importante si le champ couvert était de 1 mètre. Cependant ce point ne pose pas de problème majeur du moment où la machine étudiée est suffisamment reproductible pour considérer que la trajectoire suivie est la même lors des deux mesures. La seule difficulté est alors de recalibrer temporellement les deux mesures. Dans le cas du robot cartésien, la commande est réalisée par une carte Dspace® ce qui permet très facilement d'émettre un signal de départ qui est enregistré par le système de mesure. Les mesures aval et amont sont ensuite recalées en synchronisant les deux signaux de départ. Les caractéristiques du mouvement étudié sont regroupées dans le Tableau 4-2.

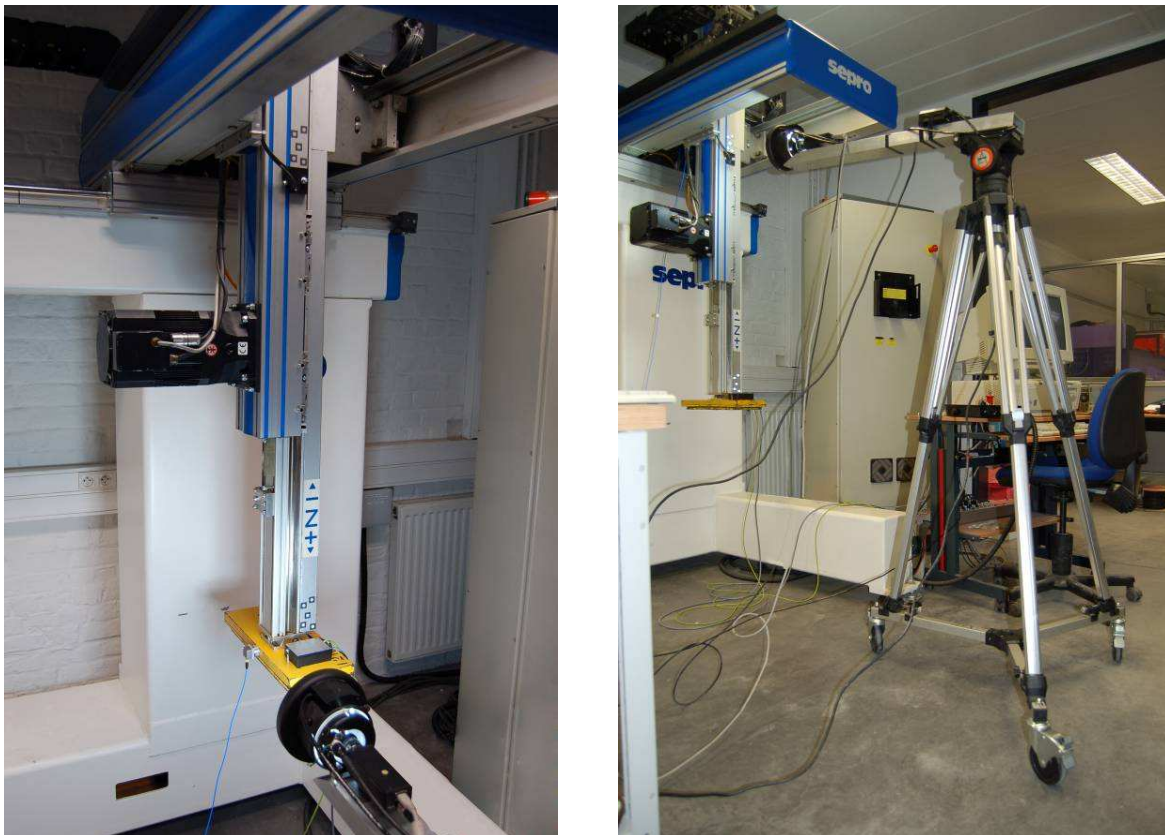


Figure 4-5 : Dispositif expérimental, application robot cartésien

Consigne d'accélération	Consigne de vitesse	Déplacement	Valeur de z
1,5 m/s ²	40 m/min	300 mm	500 mm

Tableau 4-2 : Caractéristiques du mouvement étudié

L'utilisation de l'outil de mesure développé permet d'obtenir les données nécessaires à l'identification, c'est-à-dire les valeurs de x_1 , $\dot{x}_1$, x_2 , $\dot{x}_2$ et $\ddot{x}_2$ mesurées durant le mouvement. Ces données sont regroupées sur la Figure 4-6. L'amplitude des déformations est trop petite devant celle du déplacement pour pouvoir visualiser la déformation du bras par simple superposition des courbes de déplacement. La Figure 4-7 représente donc la déformation du bras obtenue par simple soustraction, $x_1 - x_2$.

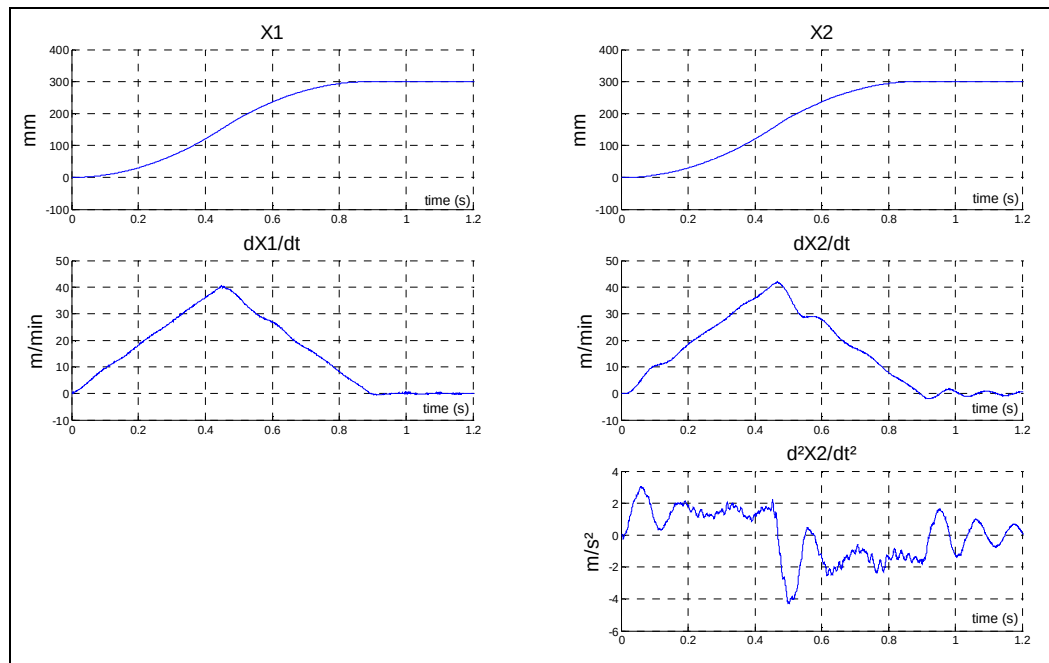


Figure 4-6 : Données nécessaires à l'identification du comportement élastique du robot cartésien

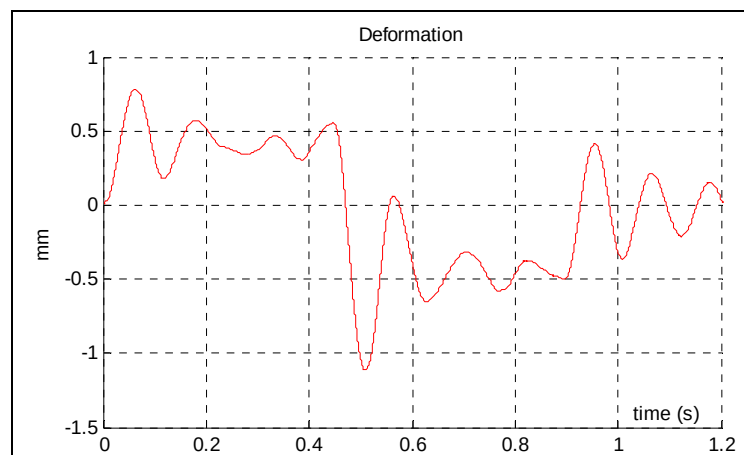


Figure 4-7 : Déformation du bras du robot cartésien

A partir de ces données et en utilisant la méthode d'identification par pseudo-inverse détaillée dans le premier chapitre, nous obtenons les résultats suivants :

- $Kx(500) = 5 \text{ s}^{-2}$,
- $Cx(500) = 3620 \text{ s}^{-1}$,
- $Cond(W) = 19,4$.

Comme il a déjà été dit, le conditionnement de la matrice d'observation est un critère subjectif qui ne permet pas à notre avis de juger de la qualité réelle d'une identification. La méthode la plus objective reste de comparer les prévisions du modèle identifié aux mesures réalisées. Pour ce faire le modèle identifié est réécrit à l'aide des transformées de Laplace afin de simuler le comportement élastique à l'aide du logiciel Simulink®.

modèle identifié :

$$\ddot{x}_2 = 5.(x_1 - x_2) + 3620.(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (5.6)$$

transformation de Laplace :

$$p^2.X2 = 5.(X1 - X2) + 3620.p.(X1 - X2) \quad (5.7)$$

modèle simulé :

$$X2 = \frac{3620.p + 5}{p^2 + 3620.p + 5} X1 \quad (5.8)$$

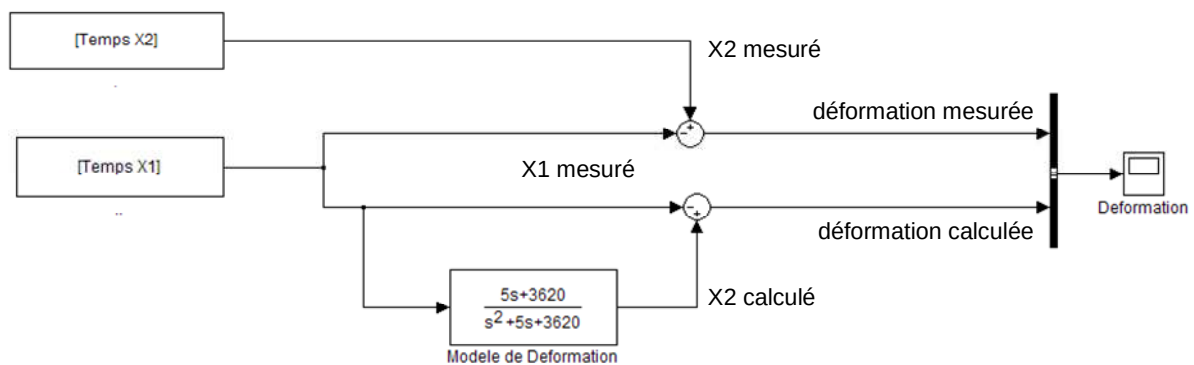


Figure 4-8 : Modèle simulé par le logiciel Simulink® et comparaison à la mesure

Le modèle simulé, Figure 4-8, utilise la mesure de déplacement du point amont afin d'en déduire le déplacement du point aval. A partir du déplacement calculé du point aval et du déplacement mesuré du point amont, il est possible de calculer la déformation du bras induite par le déplacement du point amont. Cette déformation est ensuite comparée à la déformation obtenue à partir des déplacements mesurés (amont et aval). La Figure 4-9 représente ces deux

déformations : la courbe en trait continu est celle de la déformation calculée (ou prédite par le modèle), la courbe en pointillé est celle de la déformation mesurée.

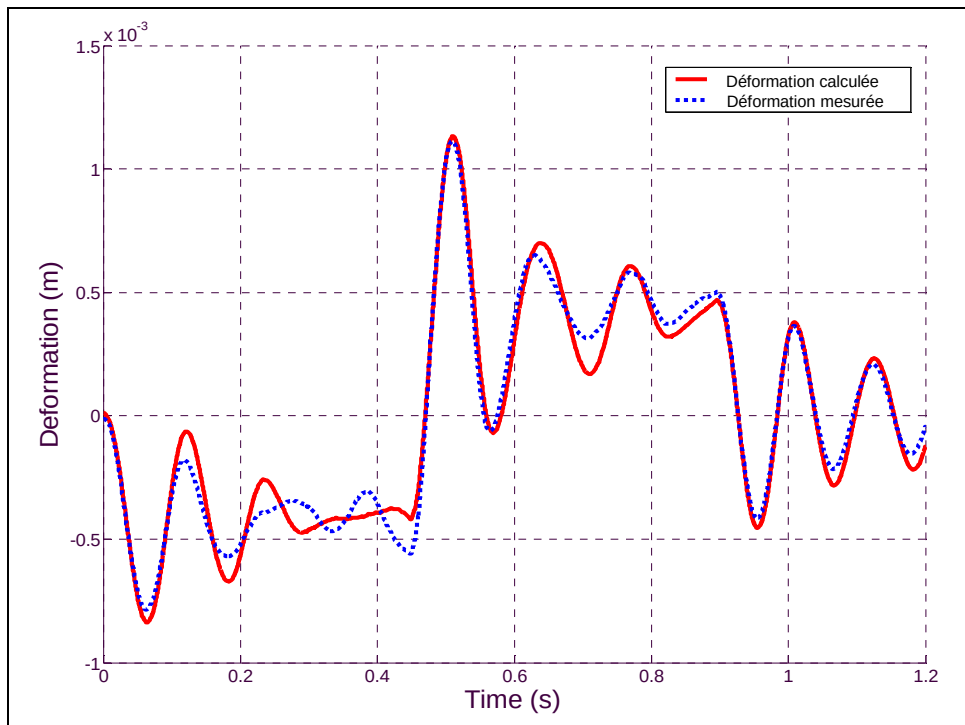


Figure 4-9 : Comparaison des déformations du robot cartésien, mesurée et calculée par le modèle discret

Les deux courbes sont relativement proches. Les amplitudes des déformations maximales sont bien respectées ainsi que la fréquence des oscillations. La prédiction est moins bonne lors des oscillations de faible amplitude mais cela est moins gênant. En effet, les oscillations de fortes amplitudes étant prévisibles à l'aide du modèle, le comportement élastique du robot devrait être nettement amélioré.

Cependant, la Figure 4-9 représente la comparaison entre mesure et simulation pour la trajectoire utilisée lors de l'identification. Qu'en est-il pour une autre trajectoire ? Le modèle identifié est-il fiable pour d'autres caractéristiques de mouvement ? Afin d'évaluer la pertinence du modèle identifié dans des conditions dynamiques différentes, un autre essai a été réalisé. Les caractéristiques du mouvement lors de ce second essai sont regroupées dans le Tableau 4-3. A l'instar de l'essai précédent, la Figure 4-10 représente les déformations mesurées et calculées.

Consigne d'accélération	Consigne de vitesse	Déplacement	Valeur de z
4.5 m/s ²	30 m/min	300 mm	500 mm

Tableau 4-3 : Caractéristique du mouvement lors du second essai

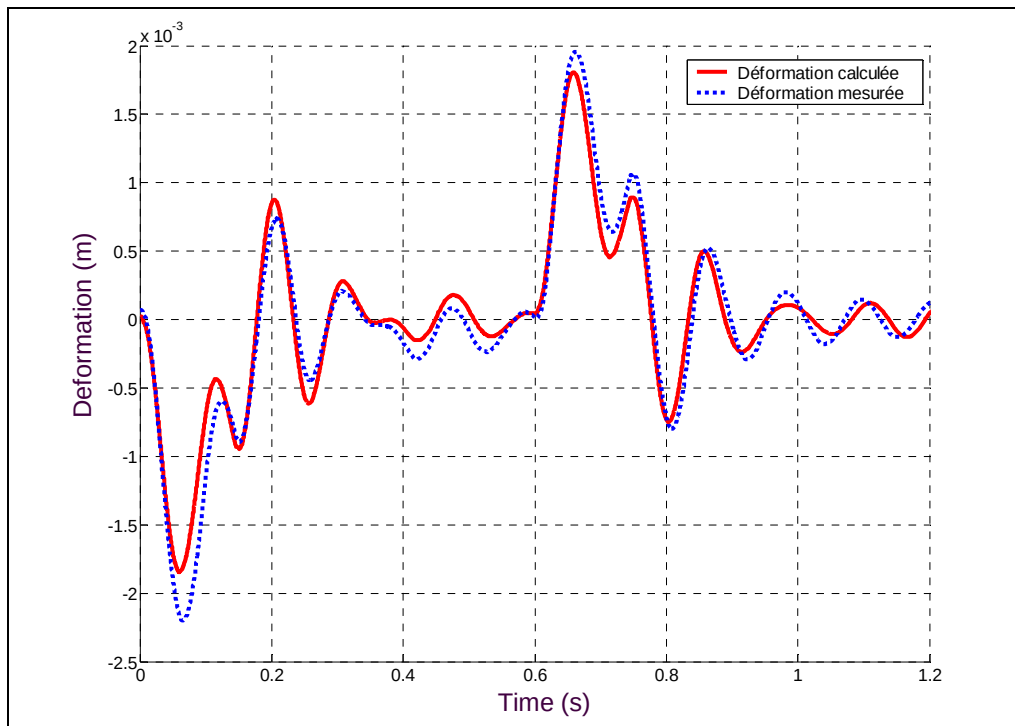


Figure 4-10 : Comparaison des déformations, mesurée et calculée, lors du second essai

Malgré une augmentation de 300 % de la consigne d'accélération, la fréquence des oscillations est respectée ainsi que l'amplitude des oscillations. Un écart de 16 % entre la simulation et la mesure apparaît sur le premier pic, mais celui-ci se résorbe par la suite pour ne plus dépasser 7 % de la déformation maximale.

2.4 Conclusion

Cette première application concernait un robot cartésien dont le comportement élastique est relativement simple car les déformations sont principalement localisées dans le bras vertical. Après avoir proposé un modèle discret global, nous avons identifié les paramètres liés au déplacement suivant l'axe X pour une valeur donnée de z .

Afin d'évaluer la pertinence du modèle, les résultats de simulation ont été comparés aux mesures. La déformation calculée par le modèle est suffisamment proche de la déformation mesurée pour supposer que le comportement du robot cartésien peut être nettement amélioré par l'intégration du modèle élastique dans la commande de la machine.

Après cette première mise en œuvre réussie, la méthode et l'outil de métrologie peuvent être appliqués à d'autres systèmes.

3 Identification d'un comportement élastique avec frottement

Avant d'identifier le comportement élastique d'une machine parallèle, nous jugeons nécessaire de réaliser une seconde étude préliminaire. Toutes les machines à architectures parallèles incluent dans leur mécanisme des liaisons passives. Ces liaisons peuvent générer des frottements à prendre en compte dans le modèle global de comportement élastique de la machine.

L'application détaillée ici a pour objectif d'identifier les paramètres d'un modèle élasto-dynamique prenant en compte les frottements dans une liaison glissière. Comme lors de l'application précédente, la première section sera consacrée à la présentation de la machine, le modèle élastique sera ensuite détaillé. Enfin le dispositif expérimental sera présenté suivi des résultats de l'identification.

3.1 Présentation de la machine

Cette machine est en fait un banc expérimental construit afin d'étudier l'influence de différentes lois de commande sur le comportement élastique d'une machine d'usinage grande vitesse. Il s'agit d'un axe linéaire actionné par un moteur linéaire synchrone Indramat LSP120C. Dans l'industrie cet axe est utilisé comme base mobile d'un bras de perçage. Le bras initial a été remplacé par des masses et des ressorts sensés reproduire son comportement vibratoire. Ces masses sont montées en série sur la table mobile. Elles sont guidées par une double liaison glissière et reliées entre elles et à la table par des ressorts (Figure 4-11). Le déplacement des trois éléments mobiles, table et masses, sont mesurés à l'aide de règles optiques. Les caractéristiques principales du banc sont regroupées dans le Tableau 4-4.



Figure 4-11 : Présentation du banc linéaire Indramat

Axe	Course (mm)	Vitesse max. (m/min)	Accélération max. (m/s ²)
X	400	100	20

Tableau 4-4 : Caractéristiques du banc d'essai linéaire

3.2 Modèle retenu

Lors de notre étude, les deux masses ont été solidarisiées entre-elles par des entretoises. Nous considérerons alors une seule masse, M_2 . Son guidage par une liaison glissière par rapport à la table génère des frottements qui perturbent le déplacement de celle-ci. Ils doivent donc être pris en compte. Comme avec l'application précédente, le modèle mécanique est obtenu à partir du modèle discret (Figure 4-12) en appliquant le Principe Fondamental de la Dynamique à la masse M_2 , équation (5.9).

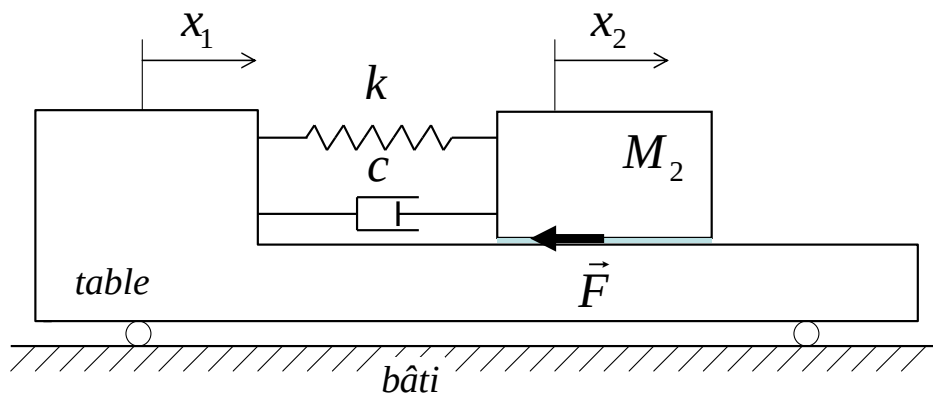


Figure 4-12 : Modèle discret du banc Indramat

$$\ddot{x}_2 = \frac{c}{M_2}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{k}{M_2}(x_1 - x_2) - \frac{F}{M_2} \quad (5.9)$$

avec :

- x_1 : déplacement de la table,
- x_2 : déplacement de la masse,
- c : coefficient d'amortissement,
- k : rigidité,
- M_2 : masse en mouvement,
- F : force de frottement.

Après de multiples essais, le modèle de frottement retenu est celui de Pacejka. Il introduit un paramètre de frottement statique, μ_s , un paramètre de frottement dynamique, μ_d ,

ainsi que deux paramètres de transition, α et β . Le modèle générique de Pacejka est donné par l'équation (5.10) :

$$f = \mu_s \cdot \left(\mu_d + \frac{1 - \mu_d}{\cos(\beta \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1))} \right) \cdot \tanh(\alpha \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)) \quad (5.10)$$

Contrairement au robot cartésien, cette application présente la particularité d'une masse oscillante facilement identifiable. En effet, la masse M_2 a été déterminée par pesage, la valeur alors obtenue était de 37,1 Kg. L'identification du modèle consiste donc à déterminer le jeu des 6 paramètres : c , k , μ_s , μ_d , α et β , qui minimise l'écart entre la simulation du modèle et la mesure.

3.3 Mesures et identification

Le protocole expérimental diffère légèrement de celui de l'application précédente. Ici, les deux points d'intérêt sont suffisamment proches pour être mesurés simultanément par la caméra.

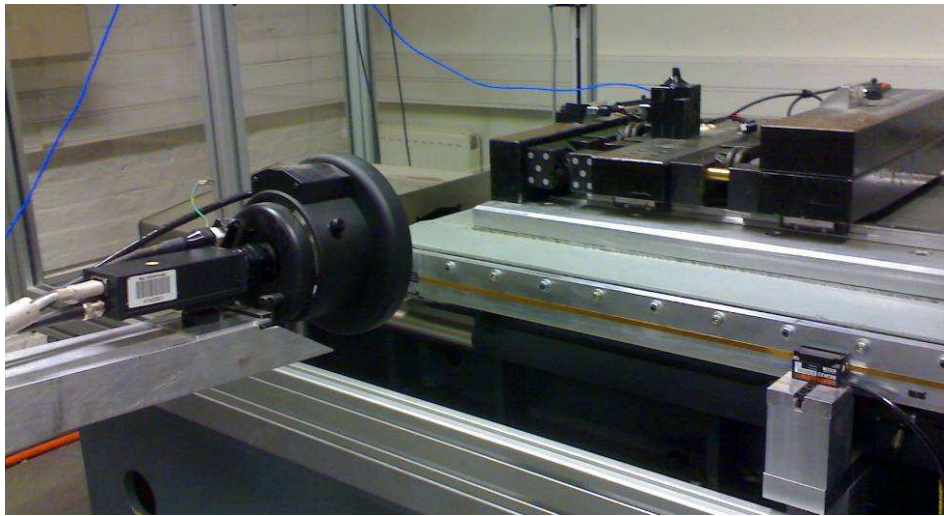


Figure 4-13 : Dispositif expérimental, application banc linéaire

Le système hybride permet d'obtenir les mesures nécessaires à l'identification du modèle. Elles ne sont cependant pas exposées ici car cela ne présente pas d'intérêt majeur.

La non-linéarité du problème ne permet pas d'identifier les paramètres par la méthode de la matrice pseudo-inverse. L'identification s'est donc appuyée sur la minimisation d'une fonction erreur par la fonction *fminsearch* de Matlab®.

Le jeu de paramètre optimal obtenu est :

$$\begin{cases} c = 280 \text{ N/m.s}^{-1} \\ k = 205000 \text{ N/m} \\ \mu_s = 0.004 \\ \mu_d = 0.001 \\ \alpha = 6 \\ \beta = 5 \end{cases}$$

La Figure 4-14 permet d'évaluer la pertinence du modèle identifié. Le déplacement relatif de la masse par rapport à la table est globalement bien reproduit par le modèle. Comme pour la précédente application, l'amplitude des principales oscillations est respectée ainsi que leur fréquence. La prise en compte des frottements par le modèle de Pacejka permet d'approcher le comportement réel de la glissière. Les autres types de frottement testés, secs et visqueux, ne permettaient pas de respecter l'amortissement des oscillations et l'arrêt brutal de celle-ci en deçà d'une certaine amplitude. Les courbes des déplacements relatifs laissent apparaître un certain décalage temporel entre le modèle identifié et la mesure (arrêt des oscillations à $t = 0.72 \text{ s}$ pour la mesure et à $t = 0.76 \text{ s}$ pour la simulation), cependant les deux comportements restent relativement proches.

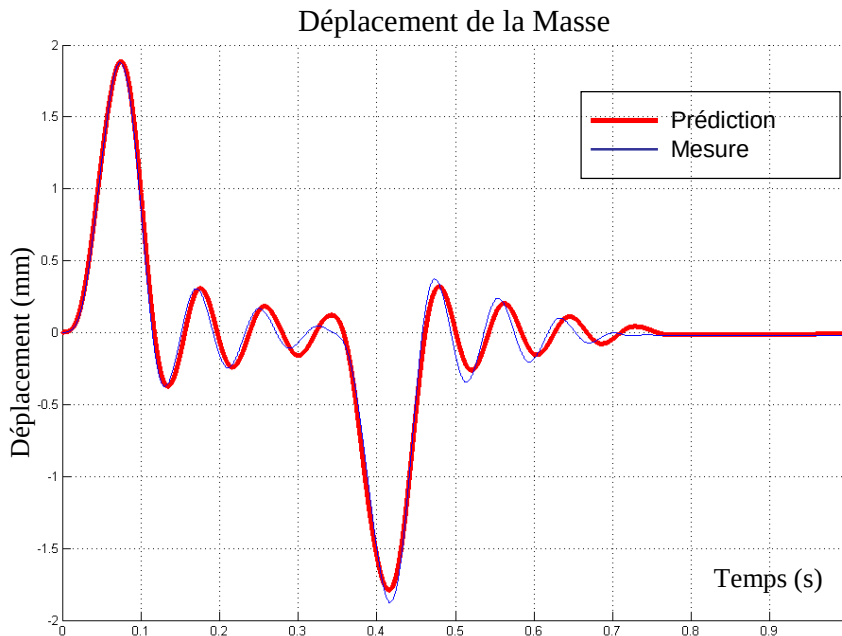


Figure 4-14 : Comparaison de la mesure et de la simulation sur le banc linéaire

3.4 Conclusion

Cette seconde application préliminaire nous a permis de vérifier l'aptitude du système à identifier un comportement élastique en présence de frottement dans une liaison passive. L'adéquation entre modèle et mesure n'est pas totale, mais les résultats restent à notre avis satisfaisants.

Cette application permet de montrer la facilité de mise en œuvre du système développé et son adaptabilité à différentes configurations de machine. Nous pouvons donc l'utiliser pour notre prototype de machine à structure parallèle.

4 Machine parallèle : L'Isoglide 4-T3R1

Comme il a été dit dans le premier chapitre, l'Isoglide 4-T3R1 est un prototype en cours de développement au LaMI. Nous proposons ici d'étudier les déformations élastiques de cette machine. Dans un premier temps le prototype sera présenté, puis nous reviendrons sur le modèle retenu au premier chapitre. Les mesures de déformation seront ensuite détaillées et les résultats des simulations par le logiciel Adams[®] pourront être discutés. Enfin, nous procéderons à l'identification des paramètres du modèle discret. Des confrontations entre simulations et mesures permettront d'évaluer la pertinence du modèle discret obtenu.

4.1 Présentation du prototype

La machine dont nous proposons d'identifier le comportement élastique est un prototype à l'échelle 1 de l'Isoglide 4-T3R1. Les dimensions mais aussi les matériaux sont ceux choisis lors de la conception de la machine. Cela nous permet donc d'étudier le comportement de la machine et non pas d'une maquette ou d'un démonstrateur. Ce prototype est visible sur la Figure 4-15.

Des travaux antérieurs ont fait apparaître des faiblesses au niveau de certains guidages. Ceux en translation, à la base de chaque bras, étaient réalisés par l'intermédiaire de glissières à billes intégrées aux moteurs linéaires (Figure 4-16). Ces glissières se sont avérées être trop fragiles et doivent donc être complétées par d'autres, extérieures aux moteurs. Cette modification, en cours de réalisation, n'a pour l'instant été finalisée que sur le bras X (Figure 4-17). Cela ne pose cependant pas de problème pour notre étude étant donné que l'identification du comportement élastique du bras X ne nécessite des déplacements que suivant cette direction. Il sera par contre impossible de réaliser une étude similaire sur les autres bras.



Figure 4-15 : Vue d'ensemble du prototype de l'Isoglide 4-T3R1



Figure 4-16 : Ancien montage des glissières (bras Y)

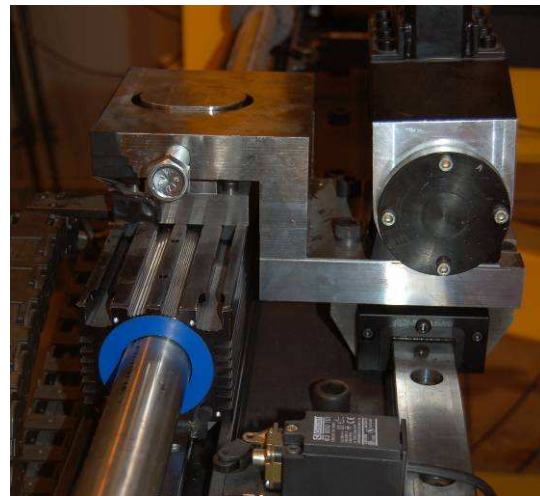


Figure 4-17 : Nouveau montage des glissières (bras X)

4.2 Rappel du modèle retenu et protocole d'identification

4.2.1. Rappel du modèle discret

Dans le premier chapitre de ce manuscrit, un modèle discret du bras X a été établi. Ce modèle, qui contient 11 paramètres, est rappelé à la Figure 4-18.

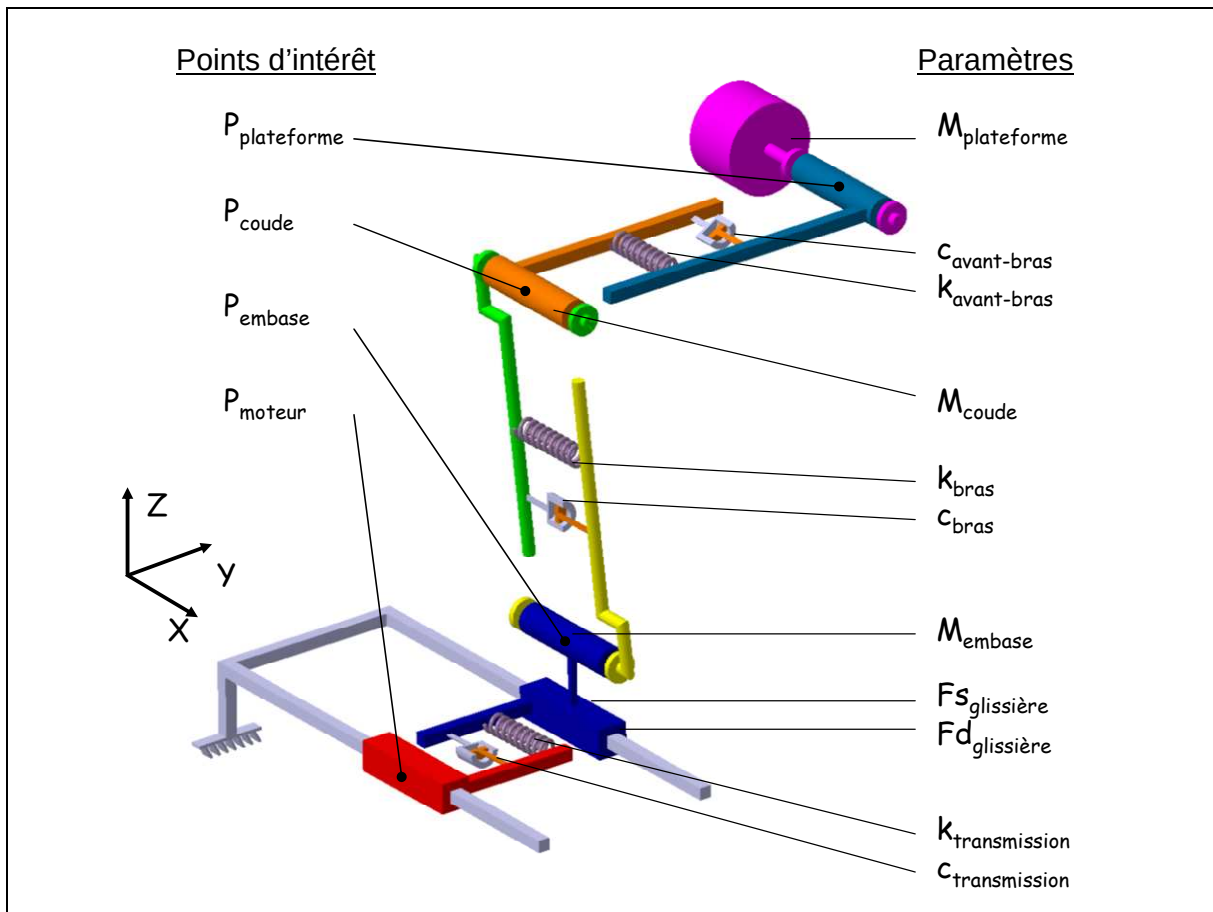


Figure 4-18 : Rappel du Modèle discret de l'Isoglide 4-T3R1

L'expérience sur le banc linéaire a montré l'aptitude du modèle de Pacejka à reproduire le comportement des frottements dans la glissière. Ce modèle est donc logiquement retenu dans la modélisation de la glissière. Le nombre de paramètres liés au frottement passe alors à 4, $(\mu_s, \mu_d, \alpha \text{ et } \beta)$, ce qui fait au total 13 paramètres à identifier.

4.2.2. Protocole d'identification

Divers protocoles d'identifications sont envisageables. Ces protocoles diffèrent les uns des autres selon que tous les points d'intérêt sont mesurés simultanément ou séparément, ou encore que les paramètres sont identifiés globalement ou de manière isolée.

Il serait préférable de mesurer le déplacement des 4 points simultanément. Cela nous affranchirait de tout problème de non répétabilité de la trajectoire suivie, ou encore de recalage temporel des différentes mesures. Cependant il nous est matériellement impossible de mesurer le déplacement des 4 points avec une seule caméra, car ces derniers sont spatialement trop éloignés. Le déplacement de chaque point d'intérêt sera donc mesuré indépendamment à l'exception du point P_{moteur} , mesuré par la règle optique, qui peut l'être lors de chaque expérience.

En ce qui concerne la détermination des paramètres optimaux, nous préférons les identifier élément par élément. Cette méthode permet de garder un sens physique et donc de pouvoir déceler l'origine d'une éventuelle divergence entre simulation du modèle et mesure.

4.3 Mesures des déformations et validation du modèle

L'identification du modèle retenu nécessite la mesure de déplacement de 4 points situés respectivement au niveau du moteur, de l'embase du bras, du coude et de la plateforme. Comme il a déjà été dit, le déplacement du moteur est mesuré par la règle optique (indispensable pour la commande d'un moteur linéaire). Pour chaque expérience, cette mesure sera enregistrée afin de pouvoir l'utiliser a posteriori pour l'identification. Le déplacement des trois autres points doit donc être mesuré par le système hybride. Leur localisation est donnée à la Figure 4-19.

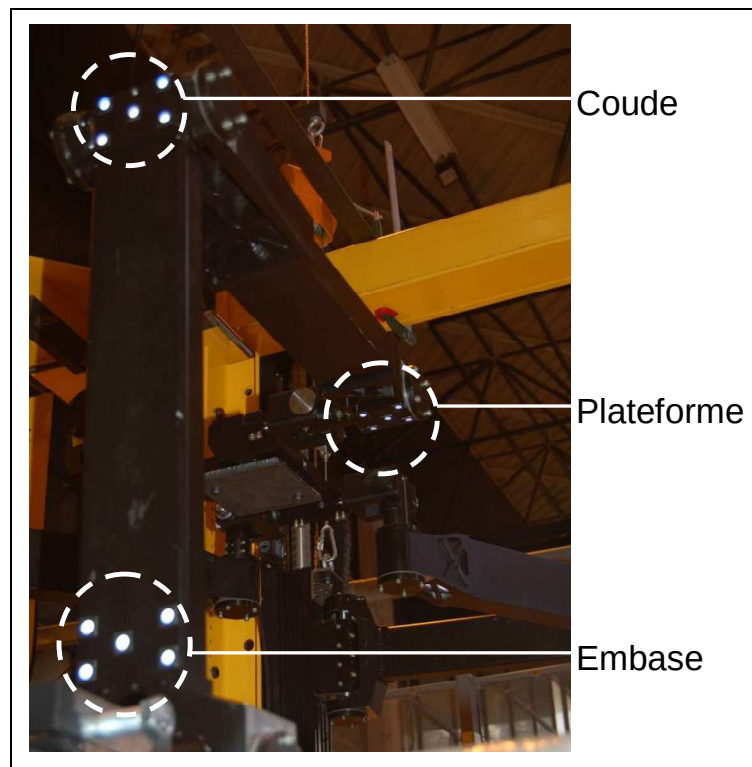


Figure 4-19 : Localisation des points de mesure sur l'Isoglide 4-T3R1

Pour chaque mesure effectuée, il est possible de calculer la déformation par rapport au moteur. Ce calcul n'est pas indispensable pour réaliser l'identification. Il permet cependant de valider les choix effectués lors de la construction du modèle vis-à-vis des flexibilités de la chaîne cinématique. Ces déformations sont montrées sur la Figure 4-20. Plusieurs mesures ont été réalisées pour chacun des 3 points. La loi de déplacement imposée est bien sûr la même pour chaque expérience avec une consigne en accélération de 5 m/s^2 , en vitesse de 50 m/min et en déplacement de 200 mm .

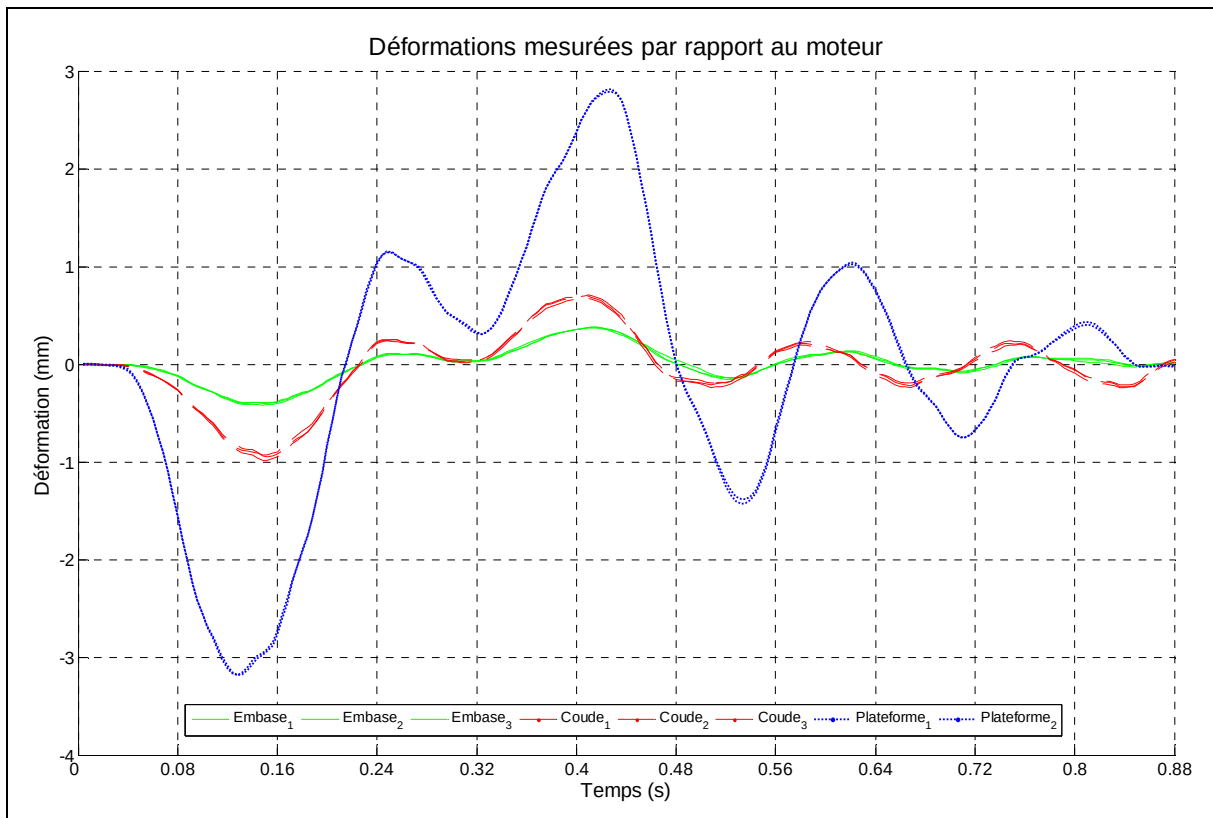


Figure 4-20 : Déformations de la chaîne cinématique de l'Isoglide 4-T3R1, calculées à partir des mesures

La déformation du point *Embase* traduit la flexibilité au niveau de la transmission entre le moteur et le bras. Cette déformation est de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres. La déformation du point *Coude* traduit les flexibilités depuis le moteur jusqu'au coude. C'est-à-dire qu'elle prend en compte la flexibilité en flexion du bras (sans l'avant-bras) mais aussi de la transmission. Cette déformation atteint 1 mm. Enfin la déformation du point *Plateforme* traduit l'ensemble des flexibilités, transmission, flexion du bras et enfin torsion du bras plus flexion de l'avant bras. Cette déformation globale dépasse les 3 mm.

Ces mesures valident le modèle discret que nous avons retenu vis-à-vis de la localisation des flexibilités. A contrario, elles infirment les résultats obtenus par simulation numérique avec le logiciel Adams[®]. Bien sûr ce n'est pas le logiciel qu'il faut remettre en cause mais plutôt le modèle. Certaines hypothèses ont été faites vis-à-vis des propriétés des matériaux, du comportement des liaisons cinématiques, de l'influence des assemblages (soudures et boulonnages) et autres, mais aucun recalage du modèle sur le comportement réel n'a été effectué. Un travail important d'ajustement du modèle serait indispensable si l'on voulait utiliser celui-ci pour d'autres simulations numériques.

4.4 Identification et résultats

4.4.1. Identification du comportement de la transmission

Contrairement au cas du banc linéaire traité précédemment, la masse déplacée par la transmission n'est pas inerte. C'est-à-dire que le bras et l'avant-bras peuvent présenter des comportements oscillatoires qui vont interagir, par le principe *d'action-réaction*, sur le comportement de la transmission. Cependant, nous considérerons en première approximation que ce n'est pas le cas ici et que, pour l'identification du comportement de la transmission uniquement, la masse située en aval ne génère que des efforts d'inertie. Le modèle de la transmission se traduit alors par la formulation mathématique suivante :

$$\ddot{x}_{Embase} = \frac{c_{transmission}}{M_{Total}} (\dot{x}_{Moteur} - \dot{x}_{Embase}) + \frac{k_{transmission}}{M_{Total}} (x_{Moteur} - x_{Embase}) - g \cdot \mu_s \cdot \left(\mu_d + \frac{1 - \mu_d}{\cos(\beta \cdot (\dot{x}_{Embase} - \dot{x}_{Moteur}))} \right) \cdot \tanh(\alpha \cdot (\dot{x}_{Embase} - \dot{x}_{Moteur})) \quad (5.11)$$

où M_{total} représente l'ensemble des masses situées en aval de la transmission.

L'identification nous mène alors au jeu de paramètres :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{c_{transmission}}{M_{Total}} = 150 \quad \text{N/m.s}^{-1} \\ \frac{k_{transmission}}{M_{Total}} = 16000 \quad \text{N/m} \\ \mu_s = 0.8 \\ \mu_d = 0.5 \\ \alpha = 35 \\ \beta = 3 \end{array} \right.$$

Comme pour chaque modèle identifié jusqu'ici, la simulation du modèle obtenu est confrontée aux mesures réalisées. Afin de valider la nécessité de prendre en compte les frottements dans le modèle, une simulation avec frottement (courbe rouge) et une simulation sans frottement (courbe verte) ont été réalisées et sont présentées à la Figure 4-21. La courbe de la simulation sans frottement présente des oscillations, d'amplitude assez importantes, inexistantes sur la courbe du comportement mesuré. Ces oscillations disparaissent, ou sont fortement atténuées, lorsque le frottement est pris en compte. L'adéquation entre mesure et modèle avec frottement n'est pas parfaite mais reste somme toute convenable. L'hypothèse émise concernant l'influence de la chaîne cinématique sur le comportement de la transmission semble être justifiée.

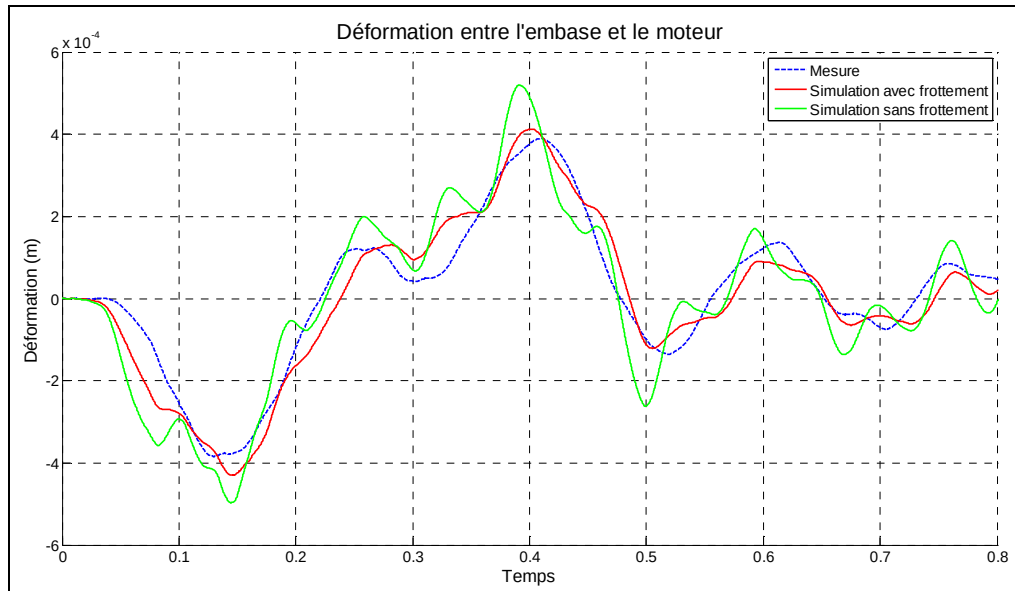


Figure 4-21 : Confrontation entre mesures et modèle de la transmission de l'Isoglide 4-T3R1

4.4.2. Identification du comportement en flexion du bras

Maintenant que le comportement de la transmission a été étudié, nous allons tenter d'identifier le comportement en flexion du bras. La même hypothèse que précédemment est émise, c'est-à-dire que l'influence des oscillations des masses en aval est négligée. Cela conduit au modèle suivant :

$$\ddot{x}_{Coude} = \frac{k_{Coude}}{M_{Total}}(x_{Embase} - x_{Coude}) + \frac{c_{Coude}}{M_{Total}}(\dot{x}_{Embase} - \dot{x}_{Coude}) \quad (5.12)$$

où M_{total} ' représente l'ensemble des masses situées en aval du bras.

L'identification nous mène alors au jeu de paramètres :

$$\begin{cases} \frac{c_{coude}}{M_{Total}} = 250 \text{ N/m.s}^{-1} \\ \frac{k_{coude}}{M_{Total}} = 15000 \text{ N/m} \end{cases}$$

Encore une fois, les résultats de la simulation du modèle identifié sont confrontés aux mesures effectuées, Figure 4-22.

Si les résultats sont acceptables pour la première partie du mouvement, ils se dégradent très rapidement et un déphasage important apparaît. Ce déphasage, qui conduit jusqu'à une inversion complète du signe des déformations. peut avoir deux origines distinctes.

La première est la non validité de l'hypothèse d'indépendance des comportements oscillatoires. Les oscillations de la plateforme par rapport au coude sont trop importantes pour être négligées.

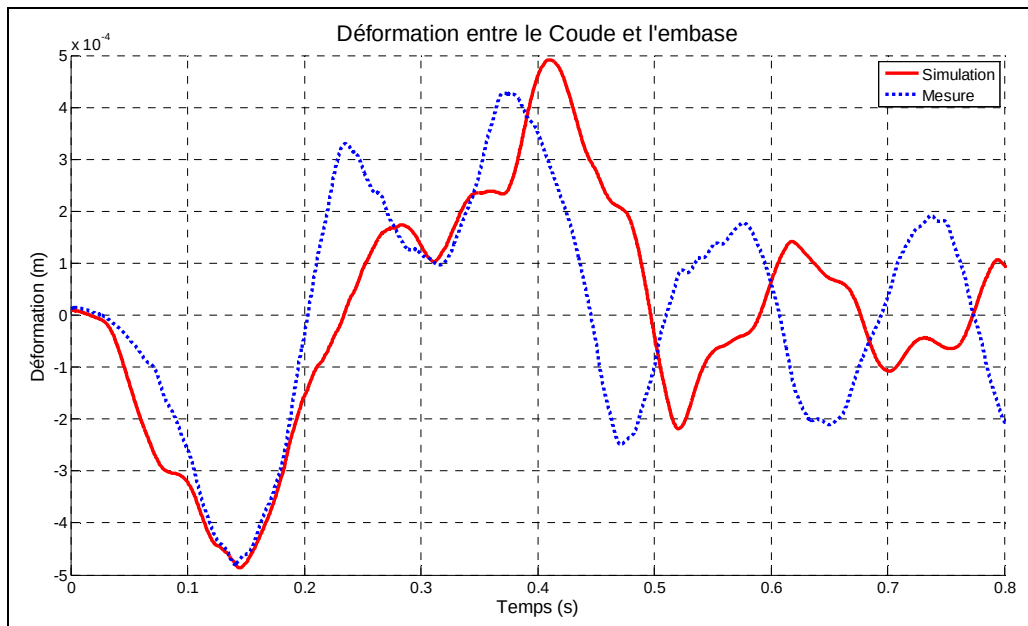


Figure 4-22 : Confrontation entre mesures et modèle du bras de l'Isoglide 4-T3R1

La deuxième source d'erreur est peut-être liée à un problème de recalage temporel des différentes mesures. En effet, lors de la fusion des données, un décalage temporel est apparu entre les données *vision* et les données *accéléromètre*. Ces données ont été recalées manuellement mais il est possible que ce recalage ne soit pas suffisamment précis. Pour mémoire, dans le chapitre 4, un décalage de quelques microsecondes sur la période d'échantillonnage de la caméra multipliait par 4 l'erreur commise. Il est donc possible qu'une petite erreur sur le recalage temporel soit à l'origine de la divergence entre les courbes.

Ce problème technique apparaît parfois sur des mesures et il est détectable au moment de la fusion des données. Généralement, le fait de mesurer les déplacements 2 à 3 fois pour chaque point (faisable car les mesures sont suffisamment simples et rapides) permet d'éviter ce type de problème. Mais dans le cas présent, tous les enregistrements présentaient un décalage.

Dans l'état actuel des choses, le comportement en flexion du bras n'est pas correctement identifié. Cependant, l'approche utilisée, qui est d'identifier le comportement entre chaque point d'intérêt séparément, nous permet de poursuivre l'identification du reste de la chaîne cinématique.

4.4.3. Identification du comportement entre le coude et la plateforme

Malgré les problèmes rencontrés entre l'embase et le coude, nous allons maintenant procéder à l'identification du comportement entre le coude et la plateforme. Ce comportement traduit deux types de déformations, la torsion du bras et la flexion de l'avant-bras. Le choix a été fait au premier chapitre de réunir ces deux flexibilités dans un seul ensemble masse-ressort-amortisseur. Ce choix de modélisation conduit alors au modèle :

$$\ddot{x}_{\text{Plateforme}} = \frac{k_{\text{Plateforme}}}{M_{\text{Plateforme}}} (x_{\text{Coude}} - x_{\text{Plateforme}}) + \frac{c_{\text{Plateforme}}}{M_{\text{Plateforme}}} (\dot{x}_{\text{Coude}} - \dot{x}_{\text{Plateforme}}) \quad (5.13)$$

L'identification nous mène alors au jeu de paramètres :

$$\begin{cases} \frac{c_{\text{Plateforme}}}{M_{\text{Plateforme}}} = 15 \quad \text{N/m.s}^{-1} \\ \frac{k_{\text{Plateforme}}}{M_{\text{Plateforme}}} = 3500 \quad \text{N/m} \end{cases}$$

La confrontation entre mesure et simulation, Figure 4-23, donne de meilleurs résultats que pour le cas précédent. La première oscillation de la courbe simulée, après $t = 0.1$ s, n'est pas expliquée, de surcroît elle est présente sur l'ensemble des simulations concernant la plateforme. L'écart entre les deux courbes est relativement faible, même s'il atteint 20 % lors de la déformation maximale, et aucun décalage temporel majeur n'apparaît. Cependant, nous ne sommes pas en mesure d'affirmer que le problème rencontré lors de l'identification précédente n'influe pas sur les résultats obtenus ici.

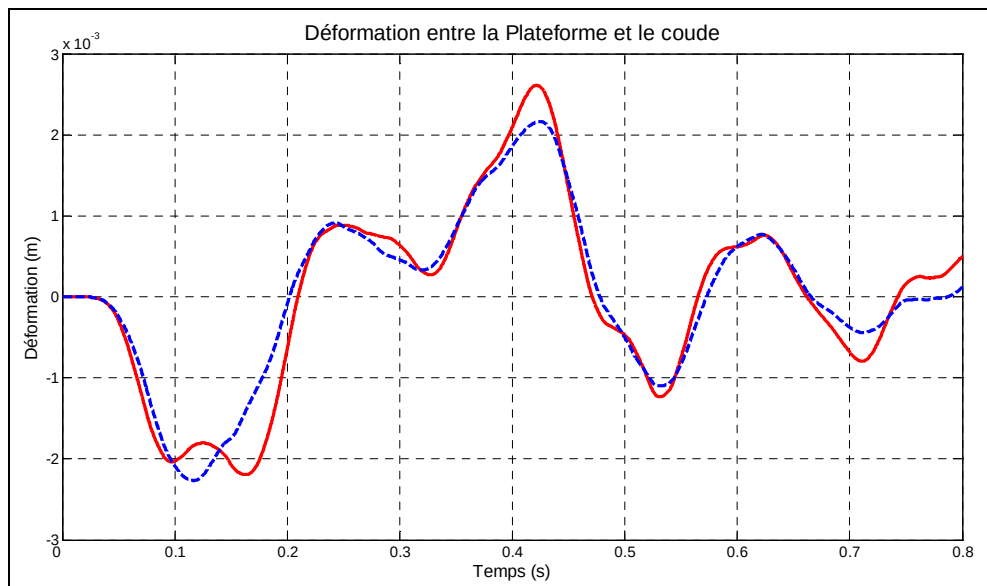


Figure 4-23 : Confrontation entre mesures et modèle entre Plateforme et Coude de l'Isoglide 4-T3R1

4.5 Conclusion

La méthode développée nous a permis d'identifier le comportement des différents éléments de la chaîne cinématique. Cependant, nous avons rencontré un problème technique qui perturbe la qualité des mesures. Ce problème est détectable mais a posteriori ce qui a eu pour effet de dégrader la qualité des résultats obtenus jusqu'alors.

5 Conclusion générale sur les applications

Ce dernier chapitre a été celui de la mise en œuvre de l'approche proposée au cours des chapitres précédents. Cette approche, qui comprend les trois phases : modélisation - métrologie – identification, a été appliquée à trois machines différentes. Les deux premiers cas traités, le robot cartésien et le banc linéaire, nous ont permis d'aborder des cas simples. Enfin, la troisième application concernait une machine à structure parallèle. La plus complète des quatre chaînes cinématiques a été étudiée. L'identification du comportement de la transmission, en présence de frottement, s'est déroulée correctement et a conduit à des résultats satisfaisants. Les déformations élastiques générant une différence de mouvement entre le coude et la plateforme ont elles aussi été modélisées de manière acceptable. Par contre, des difficultés techniques ont perturbé l'identification du modèle de flexion du bras (entre le coude et l'embase). Cette troisième application a tout de même validé l'approche proposée pour modéliser et identifier le comportement élastique des machines à structure parallèle.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les travaux réalisés durant cette thèse ont pour objectif de fournir aux automaticiens un modèle simple et précis du comportement élastique des machines à structure parallèle. Ainsi, les déformations non mesurées par la machine, peuvent être prédites et compensées par la commande. L'objectif global étant de rendre apte à usiner des machines qui aujourd'hui sont considérées comme insuffisamment rigides.

Après avoir présenté les machines à structure parallèle et la problématique liée aux déformations élastiques des chaînes cinématiques, un état de l'art sur les différents modèles élasto-dynamiques nous a permis de retenir un type de modèle : le modèle discret masse-ressort. Ce dernier est suffisamment simple pour être implémenté dans une commande temps réel, et il peut être suffisamment précis s'il est correctement identifié. Le cas du prototype de l'Isoglide 4-T3R1 construit au LaMI a été traité.

Après avoir présenté les principales méthodes d'identification, nous avons proposé d'identifier les paramètres du modèle discret dans le domaine temporel, et non fréquentiel, à partir des mesures de déplacements de différents points des chaînes cinématiques. Etant donné qu'aucun outil existant ne remplit toutes les conditions exigées, nous avons ensuite proposé le concept d'un nouvel outil hybride de métrologie dynamique s'appuyant sur la fusion de données hétérogènes. La méthode de traitement des données en provenance des différents capteurs, caméra numérique et accéléromètres, a ensuite été détaillée.

Afin de garantir la qualité des mesures utilisées pour l'identification, nous avons tout d'abord recherché les réglages optimaux du système de mesure. Une fois l'outil hybride optimisé, nous avons évalué son incertitude de mesure. Cette évaluation, basée sur l'utilisation d'un interféromètre laser comme référence, nous a conduit à considérer une incertitude de mesure (à $\pm 2 \sigma$) de $\pm 15 \mu\text{m}$ sur une champ couvert de 300 mm pour la localisation d'une cible en mouvement à 30 m/min.

Cet outil de mesure nous a alors permis d'identifier les paramètres du modèle élasto-dynamique discret proposé pour trois machines différentes. Le choix des applications a été fait de manière à présenter une difficulté croissante. La première application, le robot cartésien, ne présentait qu'une flexibilité par direction. Seul le cas des déformations suivant

une direction a été traité. Cela nous a permis d'évaluer la pertinence de l'approche proposée pour un cas relativement simple. La deuxième application, le banc linéaire, nous a permis de tester la méthode en présence de frottement dans une liaison passive. Les résultats obtenus pour ces deux premières applications ont été convaincants. Le modèle discret identifié, pour chacune d'entre elles, est suffisamment précis pour espérer une amélioration du comportement si la commande intégrait ce nouveau modèle. Nous avons alors pu utiliser la méthode et l'outil proposé pour identifier le comportement dynamique du prototype de l'Isoglide 4-T3R1 présenté et modélisé dans le premier chapitre. Seule une des quatre chaînes a pu être étudiée. Les résultats ont été satisfaisants pour l'identification du comportement de la transmission, souplesse et frottement. La confrontation entre simulation du modèle et mesure donne des résultats acceptables. Si les conclusions sont les mêmes vis-à-vis des déformations engendrant une différence de déplacement entre le coude et la plateforme, elles sont moins positives vis-à-vis de la déformation en flexion du bras. Cependant, ce n'est pas l'approche proposée qui est remise en cause, mais plutôt le protocole expérimental. Le matériel utilisé a imposé des mesures de déplacements non simultanées pour chaque point de la chaîne cinématique. Cela nous a conduit à réaliser un recalage temporel néfaste pour la qualité des mesures et donc à une mauvaise identification. Nous pouvons tout de même considérer que l'approche proposée, modélisation, mesure et identification, semble donner de bons résultats quant à la prédiction des déformations élastiques générées par les déplacements à forte accélération.

Afin d'améliorer les résultats présentés dans ce manuscrit, il est prévu de réaliser à nouveau l'identification du modèle de comportement élastique de la chaîne X du prototype Isoglide 4-T3R1. Il est aussi prévu, lorsque les modifications du prototype seront terminées, d'appliquer l'approche proposée aux autres chaînes afin d'obtenir un modèle complet du comportement élastique de la machine.

Enfin, une des perspectives ouverte suite à ces travaux de thèse est de compléter le modèle du robot cartésien et de l'implémenter dans la commande de celui-ci. Cela ne pourra être réalisé qu'en collaboration avec des automaticiens car les compétences nécessaires sont spécifiques à cette communauté. Ainsi il sera possible d'évaluer les gains apportés par la méthode développée vis-à-vis du comportement vibratoire de la masse embarquée par l'effecteur.

Une perspective plus ambitieuse, mais indispensable, est de réaliser le même travail sur une machine à structure parallèle. Ainsi il sera possible de vérifier si une machine initialement trop souple pour usiner peut au final produire des pièces acceptables.

Enfin, nous avons développé au cours de cette thèse un outil de mesure dynamique qui s'est avéré très performant. Celui-ci peut encore être amélioré. L'utilisation de plusieurs caméras peut nous permettre d'agrandir le champ couvert sans perdre en qualité de mesure. Ainsi il sera possible de mesurer le déplacement de plusieurs points d'une chaîne cinématique simultanément et s'affranchir du problème rencontré lors de la troisième application de ce manuscrit. Une augmentation de la résolution de la caméra peut aussi nous permettre de diminuer l'incertitude de mesure et ainsi d'envisager l'utilisation de la méthode pour des machines plus rigides, qui usinent déjà, afin d'améliorer leur comportement vibratoire.

Enfin une dernière amélioration de l'outil de mesure est envisagée. L'utilisation de deux caméras et d'accéléromètres tri-axes, devrait nous permettre de réaliser des mesures de déplacement dans l'espace et non plus sur un plan. Cela ouvre des possibilités supplémentaires vis-à-vis de l'identification du comportement élastique des machines à structure parallèle mais aussi vis-à-vis d'autres applications. Ainsi il est possible d'imaginer une utilisation de l'outil hybride pour mesurer le déplacement réellement suivi par un outil afin de le comparer à la trajectoire de consigne, ou à la trajectoire "mesurée" par la machine. Soit cela sera réalisé sans usiner de matière et avec un outil spécifique, soit il faudra résoudre le problème de visibilité posé par la rotation de l'outil, par la lubrification et par les copeaux, problèmes jusqu'alors non résolus.

Ce premier travail sur le sujet permet d'ouvrir de nombreuses perspectives intéressantes aussi bien pour le monde universitaire qu'industriel.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [AME 84] American Society for Photogrammetry, “*Manual of Photogrammetry*”, 4^{ème} édition, 1984.
- [Asch 06] G. Asch, “*Les capteurs en instrumentation industrielle*”, Dunod, Paris, 2006, ISBN 2-10-005777-4.
- [Barre 95] P.J. Barre, “*Stratégie de commande pour un axe numérique de machine-outil à usinage très grande vitesse*”, thèse de doctorat, ENSAM, 1995.
- [Béarée 05] R. Bearre, P.-J. Barre, E. Dumetz, F. Ghestem, “*Jerk time influence on residual vibration and movement time of a 3-axis Cartesian robot*”, *Mécanique & Industries* 6 (2005) 439-445.
- [bibmath.net] <http://www.bibmath.net/dico/index.php3?action=affiche&quoi=.b/birapport.html>
- [Bloc 01] S. Bloch, E. Deneuve, L. Tan, “*Innovate feed rate optimisation technique*”, 3^{ème} congrès international sur la coupe des métaux et l'usinage à grande vitesse, Metz, 2001.
- [Bloch 2003] I. Bloch, “*Fusion d'informations en traitement du signal et des images*”, Hermes Lavoisier, 2003, ISBN 2-7462-0628-5.
- [Bohez 01] E.L.J. Bohez, “*Five-axis milling machinentool kinematic chain design and analysis*”, *International Journal of Machine tool and Manufacture* 42 (2002) 505-520.
- [Bonev_web] <http://www.parallemic.org/Reviews/Review007.html>
- [Bouzgarrou 02] B.C. Bouzgarrou, B. Thuilot, P. Ray, G. Gogu, “*Modeling of flexible manipulators applied to HSMW machine tools*”, *Mécanique & Industries* 3 (2002) 173-180.
- [Pollard 42] W. L.V. Pollard, brevet américain No. 2,286,571, 1942.
- [Cano 04] T. Cano, “*Etude du comportement cinématique des Machines Outils à Usinage Grande Vitesse 5 axes Sérielles*”, Mémoire de DEA, Université Blaise Pascal, 2004.
- [Cano 05] T. Cano, N. Andreff, J.M. Lavest, P. Ray, “*Identification of geometrical defects using a multiple stereovision system*”, Seminario Annual de Automatica, Electronica industrial e Instrumentation, Santander, Espagne, 2005
- [Chanal 06] H. Chanal, E. Duc, P. Ray, “*A study of the impact of machine tool structure on machining processes*”, *International Journal of Machine tool and Manufacture* 46 (2006) 98-106.
- [Clavel T.I.] R. Clavel, “*Robots parallèles*”, Techniques de l'ingénieur, R7710

- [Cumunel 06] Cumunel, G., Delepine-Lesoille, S., Argoul, P., 2006, "*Continuously Attached long gage Fiber Optic Sensor (CA-FOS) as structural geometrical nonlinearity sensors*", Vibrations Chocs et Bruit, Lyon, France.
- [Dasgupta 98] B. Dasgupta, T.S. Mruthyunjaya, "A Newton-Euler formulation for the inverse dynamics of the Stewart platform manipulator", Mechanism and Machine Theory, vol. 33, Issue 8, 1135-1152, 1998.
- [Deblaise 06] D. Deblaise, "*Contribution à la modélisation et à l'étalonnage élasto-géométriques des manipulateurs à structure parallèle*", thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Rennes, 2006.
- [DeMenthon 92] D. DeMenthon, L. Davis, "Model-based object pose in 25 lines of code", European Conference on Computer Vision, pp. 19-22, Italie, 1992.
- [Dessangles 02] Y. Dessangles, F. Lhuillier, "Simulation du comportement d'une machine à moteurs linéaires de grandes dimensions", 2^{ème} assises machines et usinage à grande vitesse, pp 173-188, Lille, 2002.
- [Dhome 89] M. Dhome, M. Richetin, J. Lapresté, G. Rives, "Determination of the altitude of 3D object from a single perspective view", IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, vol. 11, n°12, pp. 1265-1278, 1989.
- [Dhome 90] M. Dhome, J. Lapresté, G. Rives, M. Richetin, "Spatial Localization of Modelled Objects of Revolution in Monocular Perspective Vision", European Conference on Computer Vision, pp. 1-21, France, 1990.
- [Dhome 03] M. Dhome, "Perception visuelle par imagerie video", Hermes Lavoisier, 2003, ISBN 2-7462-0662-5.
- [Dumetz 98] E. Dumetz, "Modélisation et commande par modèle de référence d'un axe de machine-outil à dynamique rapide", thèse de doctorat, ENSAM, 1998.
- [Gagnol 06] Gagnol, V., Bouzgarrou, B.C., Ray, P., Barra, C., 2006, "Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles", International journal of Machine Tool & Manufacture, 47 (2007) 1176-1186.
- [Geldart 03] M. Geldart, P. Webb, H. Larsson, M. Backstrom, N. Gindy, K. Rask, "A direct comparison of the machining performance of a variac 5 axis parallel kinematic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools", International Journal of Machine tools & Manufacture 43 (2003) 1107-1116.
- [Girard 03] A. Girard, N. Roy, "Dynamique des structures industrielles", Hermes Lavoisier, 2003, ISBN 2-7462-0748-6.
- [Glachet 92] R. Glachet, "Modélisation géométrique par apprentissage de cylindres droits généralisés homogènes en vision monoculaire", Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, 1992.
- [Gogu 02] G; Gogu, "Structural synthesis of parallel robotic manipulators with decoupled motions", International Report ROBEA MAX-CNRS, 2002

-
- [Guegan 03] S. Guegan, *“Contribution à la modélisation et à l’identification dynamique des robots parallèles”*, thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes, 2003.
- [Heraud 89] R. Heraud, B. Conio, Leboulleux, B. Lacolle, *“An analytic solution for the perspective 4 points problem”*, CVGIP, vol. 47, pp. 33-44, 1989.
- [Huang 01] D. T.-Y. Huang, J.-J. Lee, *“On obtaining machine tool stiffness by CAE technique”*, International Journal of Machine tools & Manufacture 41 (2001) 1149-1163.
- [Katz 04] R. Katz, Z. Li, *“Kinematic and dynamic synthesis of a parallel kinematic high speed drilling machine”*, International Journal of Machine tools & Manufacture 44 (2004) 1381-1389.
- [Khalil 78] W. Khalil, *“Contribution à la commande automatique des manipulateurs avec l’aide d’un modèle mathématique des mécanismes”*, thèse d’état, USTL, Montpellier, 1978.
- [Khalil 99] W. Khalil, E. Dombre, *“Modélisation identification et commande des robots”*, Hermes, 1999, ISBN 2-7462-0003-1.
- [Lauroz 01] R. Lauroz, *“Modélisation du comportement en rigidité statique et établissement de règles de conception des machines TUTGV”*, thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, 2001.
- [Lavest 98] J.M. Lavest, M. Viala, M. Dhome, *“Do we really need an accurate calibration pattern to achieve a reliable camera calibration”*, Proc. of the 5th European Conference on Computer Vision, Vol. 1, 158-174, June 1998, Freiburg, Germany.
- [Leïca 07] Documentation Leïca, *“Leïca Laser Tracker”*, 2007.
téléchargeable sur : http://www.leica-geosystems.com/corporate/en/ndef/lgs_35154.htm
- [Leleu 02] Leleu, S., David, J.M., Diolez, G, and Martin, P., 2002, *“Evaluation of machine geometry, presentation of an innovative method with Laser Tracker”*, 4th International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering, Clermont-Ferrand, France.
- [Liu 05] X. Liu, K. Cheng, *“Modelling the machining dynamics of peripheral milling”*, International Journal of Machine tools & Manufacture 45 (2005) 1301-1320.
- [Majou 04] F. Majou, *“Analyse cinétostatique des machines parallèles à translation”*, thèse de doctorat, Université Laval-Québec, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes, 2004.
- [Merlet 97] J.-P. Merlet, *“Les robots parallèles”*, Hermes, 2^{ème} édition, 1997, ISBN 2-86601-599-1.
- [Merlet_web] http://www-sop.inria.fr/coprin/equipe/merlet/Archi/archi_robot.html
- [Miller 95] K. Miller, *“Modelling of dynamics and model-based control of Delta direct drive parallel robot”*, Journal of Robotics and Mechatronics, vol. 17, pp. 334-352, 1995.
- [Num. Recipes] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, *“Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing”*, 3ème edition (2007), Cambridge University Press, ISBN - 10: 0521880688
-

- [Pateloup 03] V. Pateloup, "*Amélioration du comportement cinématique des machines outils UGV, Application au calcul de trajets d'évidement de poches*", thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, 2005.
- [PCI_web] www.pci.fr
- [Perruchet 03] C. Perruchet, M. Priel, "*Estimer l'incertitude*", AFNOR, 2003, ISBN 2-12-460703-0.
- [Pierrot 91] F. Pierrot, "*Robots Pleinement parallèles Légers : Conception Modélisation et Commande*", thèse de doctorat, Université Montpellier II, 1991.
- [Piranda T.I.] J. Piranda, "*Analyse modale expérimentale*", Technique de l'ingénieur, R6 180.
- [Pritschow 2002] G. Pritschow, C. Eppler, T. Garber, "*Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM*", 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 313-333, 2002, Chemnitz, Allemagne.
- [Rat 06] N. Rat, F. Dudita, G. Gogu, M. Neagoe, "*Dynamic study of parallel robots with decoupled Schönflies morions: Isoglide4-T3R1*", in Proceedings of the 8th International Conference on Mechatronics and Precision Engineering, 8-10 June, Cluj-Napoca, 2006
- [Renton 01] D. Renton, M. A. Elbestawi, "*Motion control for linear motor feed drives in advanced machine tools*", International Journal of Machine tools & Manufacture 41 (2001) 479-507.
- [Rizk 06] R. Rizk, J.C. Fauroux, M. Munteanu, G. Gogu, "*A comparative stiffness analysis of a reconfigurable parallel machine with three or four degrees of mobility*", Journal of Machine Engineering, vol. 6, n°2, pp.45-55, 2006.
- [Shabana 97] A. A. Shabana, H. El-Absy "*Geometric stiffness and stability of rigid body modes*", Journal of Sound and Vibration, vol. 207, n°4, pp. 465-496, 1997.
- [Shortis 94] M.R. Shortis, T.A. Clarke, T. Short, "*A comparison of some techniques for the subpixel location of discrete target images*", Videometrics III. SPIE vol. 2350, 239-250, 1994, Boston, USA.
- [Terrier 05] M. Terrier, "*Optimisation du processus de fabrication en Usinage à Grande Vitesse sur Machines-Outils à Structure Parallèle*", thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes, 2005.
- [Tsai 00] L.-W. Tsai, "*Solving the inverse dynamics of a Stewart-Gough manipulator by the principle of virtual work*", Journal of Mechanical design, vol. 122, pp. 3-9, 2000.
- [Wang 06] Y. Y. Wang, T. Huang, X. M. Zhao, J. P. Mei, D. G. Chetwynd, S. J. Hu, "*Finite Element Analysis and Comparison of Two Hybrid Robots – the Tricept and the TriVariant*", Proceedings of the 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 2006, Beijing, China.

Résumé

Les travaux présentés dans ce mémoire concernent le comportement élasto-dynamique des machines à structure parallèle. Nous espérons permettre une meilleure maîtrise des déformations élastiques de ces machines et ainsi contribuer au développement des architectures parallèles pour l'usinage.

L'objectif est de proposer un modèle des déformations de la chaîne cinématique afin que celles-ci puissent être compensées par la commande. Ce modèle doit être précis et léger afin de ne pas pénaliser la bande passante de la CN. Pour ce faire nous proposons d'utiliser un modèle masse-ressort identifier in situ lors de grands déplacements de la machine.

Pour ce faire, un système de mesure spécifique a été développé (accéléromètres + vision artificielle) et permet la mesure du déplacement des points particuliers de la chaîne cinématique avec une incertitude inférieure à $15\text{ }\mu\text{m}$ (2σ) sur 300 mm. Enfin, la méthode est appliquée à trois machines dont un prototype de machine à structure parallèle.

Mots clés : machines à structure parallèle, comportement élasto-dynamique, métrologie, vision artificielle.

Summary

The works presented in this paper deal with elastodynamic behaviour of parallel kinematics machines. We hope to enable better control of elastic deformations of these machines and thus contribute to the development of parallel architectures for machining.

The aim is to propose a deformation model of the kinematics chain so that they could be compensated by the numerical control. This model must be accurate and rapid in calculation so as not to penalize the bandwidth of the NC. To this end we propose to use a spring-mass model identified in situ during large displacements of the machine.

To do this, a specific measurement system has been developed (accelerometers + computed vision) and enables the measurement of specific points of the kinematics chain displacement with an uncertainty inferior to $15\text{ }\mu\text{m}$ (2σ) for 300 mm. Finally, the method is applied to three machines, one of which is a prototype of parallel kinematics machine.

Key words: parallel kinematics machines, elastodynamic behaviour, metrology, computed vision