

CONCEPTION DE ROBOTS DE TRÈS HAUTE PRÉCISION À ARTICULATIONS FLEXIBLES: INTERACTION DYNAMIQUE-COMMANDE

THÈSE N° 2907 (2003)

PRÉSENTÉE À LA FACULTÉ SCIENCES ET TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

Institut de production et robotique

SECTION DE MICROTECHNIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE

POUR L'OBTENTION DU GRADE DE DOCTEUR ÈS SCIENCES

PAR

Jean-Philippe BACHER

DEA d'Automatique Industrielle, INSA, Lyon, France
et de nationalité française

acceptée sur proposition du jury:

Prof. R. Clavel, directeur de thèse

Prof. N. Chaillet, rapporteur

Dr T. Gmür, rapporteur

Prof. J. Moerschell, rapporteur

Prof. R. Siegwart, rapporteur

Lausanne, EPFL
2003

*à Marie-Pierre,
à mes parents*

«La méthode scientifique exige de l'objectivité et du réalisme, elle requiert que l'individu regarde le monde tel qu'il est, sans se laisser influencer par ses désirs et par ses peurs, qu'il fasse preuve d'humilité envers les données de la réalité et qu'il renonce à tout espoir d'omnipotence et d'omniscience.»

Erich Fromm, Le coeur de l'homme

Version abrégée

Le positionnement et l'assemblage de très haute précision, ainsi que le micro-usinage, requièrent des manipulateurs dédiés. Ces manipulateurs doivent présenter une bonne répétabilité et une bonne précision de positionnement sur plusieurs degrés de liberté (ddl). Afin d'atteindre des temps de cycle réduits aussi bien qu'une bonne robustesse vis à vis des perturbations extérieures, des performances dynamiques élevées sont recherchées. Ce travail traite de la conception de robots à articulations flexibles (également appelées articulations élastiques) dans le but d'atteindre des répétabilités de positionnement d'ordre nanométrique et les caractéristiques dynamiques désirées.

L'état de l'art est présenté dans plusieurs domaines en rapport étroit avec le sujet traité : dimensionnement des articulations élastiques, conception des liaisons, utilisation des cinématiques parallèles en robotique de haute précision, modélisation dynamique et commande des structures à articulations élastiques.

Une méthodologie de conception propose une démarche à suivre lors du développement d'un robot. Les différentes phases de la conception sont détaillées et commentées.

Une étude du dimensionnement des articulations élémentaires permet d'introduire le concept d'articulations fonctionnellement équivalentes. Ce concept consiste à définir un critère de comparaison pour les articulations élémentaires. L'idée est de comparer des éléments dans lesquels la contrainte atteint la valeur maximale admissible pour un déplacement donné.

Les propriétés des liaisons à articulations élastiques (matrices de raideur et de compliance, précision de positionnement, fréquences et formes propres) déterminent leur comportement. Ces propriétés dépendent des choix du profil des articulations, de la géométrie des masses et du matériau.

Les liens entre une structure, son modèle dynamique et la commande sont étudiés. Plusieurs exemples montrent l'influence des propriétés mécaniques des structures choisies.

Deux systèmes ont été conçus afin de mettre en évidence les points critiques de la conception et de la commande des robots de haute précision à articulations élastiques. Le premier système est un guidage à lames parallèles qui illustre, pour un système à un ddl, l'importance de l'identification, des sensibilités, des algorithmes de commande, des quantifications (de la commande et de la mesure) et de l'échantillonnage.

Le second système est un robot parallèle à 3 ddl utilisé comme machine dédiée à la micro électro-érosion. Les propriétés et caractéristiques de ce robot sont illustrées.

Certains aspects connexes aux études proposées dans ce travail font actuellement l'objet de travaux de thèse au Laboratoire de Systèmes Robotiques (LSRO) à l'EPFL. Il s'agit en particulier de la question du choix d'une cinématique et le problème du calibrage de robots de très haute précision. D'autres questions, comme l'identification, pourraient encore être approfondies.

Ce travail propose une vision d'ensemble des différentes étapes de la conception d'un robot parallèle de très haute précision à articulations élastiques.

Abstract

High precision positioning and assembly as well as micro-machining require dedicated devices. These devices have to provide high repeatability and precision on several degrees of freedom (dof). High dynamic characteristics are also sought to reach short task execution time and a good robustness. This work shows how to design parallel robots with flexure joints that allow nanometric positioning repeatability and high dynamics.

After a description of the state of the art, a design methodology is proposed. The state of the art is focused on several topics (analyses and design of flexure joints, parallel micro-robots, dynamic and control of high precision dynamic devices). The methodology guides the engineer through the different design-steps.

The design of elementary flexures is studied and the concept of functionally equivalent flexures is given. This concept consists in a comparison criterion for elementary flexures. The idea is to compare elements that allow a given displacement (for instance a bending angle) at maximal stress.

The characteristics of flexure joints are described. Stiffness and compliance matrix, accuracy, eigen-frequencies and eigen-modes determine the behaviour of a joint. The flexure profile, mass-geometry and material choices are analysed.

The links between a structure, its dynamic model and the controller are investigated. Several examples are proposed to assess the effect of the mechanical properties of the chosen structures.

Two devices have been built to emphasize important issues encountered in the design and control of high precision flexure robots. The first one is a linear stage that highlights the importance of identification, sensitivities, algorithms, quantifications (control and measure) and sampling on a single dof structure. The second one is a 3 dof parallel robot used as a micro electro-discharge machine. The properties and characteristics of this robot are illustrated.

Some questions like the calibration or the choice of the kinematics are still open.

Remerciements

Ce travail n'aurait pas pu aboutir sans le soutien, l'aide et la contribution de nombreuses personnes que je tiens à remercier.

Le Professeur Reymond Clavel par la confiance et la liberté qu'il m'a accordées pendant ces trois dernières années, ainsi que par les nombreuses discussions que nous avons pu avoir, a été le garant du bon déroulement de ce travail.

Les membres de mon comité de parrainage m'ont encouragé et soutenu tout au long de ce travail. Merci au Dr Thomas Gmür et au Prof. Joseph Moerschell d'avoir également accepté de faire partie du jury de cette thèse. Merci au Dr Mohamed Bouri pour les nombreux conseils qu'il a su me donner et pour ses explications sur sa commande de robot basée PC.

Merci aux professeurs Nicolas Chaillet et Roland Siegwart, rapporteurs, pour avoir accepté d'examiner cette contribution.

Les étudiants de semestre et de diplôme ont tous permis des réflexions stimulantes. Je souhaite une bonne route à Léo Carnevale, Dominique Chapuis, Leonardo Hervás Hermida, Marc Kunze, Marc Lippuner et Olivier Magnenat.

Stefano Bottinelli, assistant lors de mon premier stage au LSRO, m'a initié à la conception des guidages flexibles. Convaincu du potentiel commercial de ces mécanismes, il a fondé l'entreprise Mecartex, je lui souhaite de nombreux succès. Merci à Simon Henein qui a ouvert par ses travaux de recherche et sa thèse un champ de réflexion stimulant.

Mes remerciements et souhaits de réussite vont également à mes camarades de thèse : Patrick Helmer, Cédric Joseph, Patrick Métrailler, Markus Thurneysen.

Ce travail est l'aboutissement d'études et de réflexions qui ont été menées dans le cadre de projets du programme suisse de recherche appliquée TopNano21. J'aimerais remercier les personnes de contact chez les partenaires industriels impliqués dans ces projets, en particulier Dr. Ivano Beltrami et M. Christophe Reymond.

Merci encore à tous les collègues du LSRO pour les discussions et les services rendus. Citons, sans être exhaustif : Heidi Banz pour avoir toujours promptement résolu toutes les questions administratives, Jean-Jacques Crausaz et ses collègues de l'atelier, Jacques Fournier, les docteurs Ricardo Perez, Arvid Bergander et Jean-Marc Breguet pour leur amitié et leurs conseils, Willy Maeder pour avoir partagé son expérience en conception mécanique, Carl Schmitt, Tiavina Niaritsiry, Nuno Fazenda, Mélanie Dafflon.

Merci à Maurice Fracheboud pour m'avoir soutenu et supporté comme collègue de bureau pendant la rédaction de cette thèse. Merci également à Yann Mabillard pour les heures passées ensemble à améliorer le contrôle des structures à articulations élastiques.

Sans ceux qui m'ont enseigné la mécanique et l'automatique à l'INSA de Lyon, je n'aurais sans doute pas fait ce travail. Merci en particulier aux professeurs Alain Jutard et Maurice Betemps de m'avoir transmis leur passion.

Merci à mes parents de m'avoir soutenu tout au long de mes études.

Enfin, j'aimerais exprimer ma reconnaissance et mon affection à mon épouse Marie-Pierre, pour ses corrections orthographiques et grammaticales, ses encouragements quasi-quotidiens, sa présence à mes côtés.

Table des matières

Chapitre 1 - Introduction	1
1.1 - Terminologie	1
1.2 - Explication des choix technologiques	2
1.2.1 - <i>Choix d'une cinématique à un étage</i>	2
1.2.2 - <i>Choix des articulations élastiques</i>	3
1.2.3 - <i>Choix des cinématiques parallèles</i>	4
1.3 - Motivations	4
1.4 - Postulat, contributions et originalités	5
1.4.1 - <i>Postulat</i>	5
1.4.2 - <i>Contributions</i>	5
1.4.3 - <i>Originalités</i>	6
1.5 - Applications	6
1.5.1 - <i>Sciences du vivant</i>	6
1.5.2 - <i>Optique, opto-électronique</i>	7
1.5.3 - <i>Positionnement de miroirs, application au domaine des télescopes et de l'espace</i>	7
1.5.4 - <i>Métrologie</i>	8
1.5.5 - <i>Microscopie à sonde proche</i>	8
1.5.6 - <i>Micro-usinage, micro-assemblage</i>	8
1.6 - Organisation de la thèse	9
Chapitre 2 - Etat de l'art	11
2.1 - Conception des articulations élastiques élémentaires	11
2.2 - Conception des liaisons à articulations élastiques	13
2.3 - Cinématiques parallèles et robotique de précision	15
2.4 - Modélisation dynamique des structures à articulations élastiques	18
2.5 - Théorie de la commande appliquée en robotique de précision	19
2.6 - Conclusion	20
Chapitre 3 - Méthodologie de conception	21
3.1 - Méthodologie	21
3.2 - Ecriture du cahier des charges	23
3.2.1 - <i>Pourquoi un cahier des charges ?</i>	23
3.2.2 - <i>Paramètres du cahier des charges pour les robots à articulations élastiques</i>	24

3.3 - Choix cinématiques et choix de la structure	27
3.3.1 - Cinématique et configuration	27
3.3.2 - Liaisons élastiques et dispositions	28
3.4 - Pré-dimensionnement	29
3.5 - Aspects géométriques et statiques	30
3.6 - Aspects dynamiques	31
3.7 - Identification et commande	32
3.8 - Domaines approfondis dans les chapitres suivants	32
Chapitre 4 - Dimensionnement des articulations élastiques élémentaires	33
4.1 - Objectifs de conception et méthode proposée	33
4.1.1 - Introduction	33
4.1.2 - Formulation et outils de résolution de problèmes	33
4.1.3 - Méthode proposée	34
4.2 - Etude du cas de l'élément lame	35
4.2.1 - Rappels de théorie des poutres	35
4.2.2 - Exemple de la lame encastrée-libre (poutre cantilever)	37
4.3 - Etude du col circulaire	39
4.4 - Etude du col elliptique	43
4.5 - Conclusions	45
Chapitre 5 - Conception des liaisons à articulations élastiques	47
5.1 - Caractéristiques d'une liaison	47
5.1.1 - Matrice de compliance	47
5.1.2 - Précision des mouvements	51
5.1.3 - Modes de vibration	51
5.2 - Influence du choix du matériau	52
5.2.1 - Caractéristiques des matériaux	52
5.2.2 - Dimensionnement	53
5.2.3 - Caractéristiques	54
5.3 - Impact du profil des articulations	55
5.3.1 - Articulations elliptiques fonctionnellement équivalentes : rappel	55
5.3.2 - Analyse modale	57
5.3.3 - Conclusions	57
5.4 - Modification de la profondeur et de la géométrie des masses	58
5.4.1 - Influence de la profondeur	58
5.4.2 - Réduction des masses	58
5.5 - Conception des liaisons, conception de la structure	60
5.6 - Conclusion	61
Chapitre 6 - Modélisation et commande	63
6.1 - Analyse de systèmes en boucle ouverte	63
6.1.1 - Mise en équation	63
6.1.2 - Analyse du modèle, effet des différents paramètres	64

6.2 - Comportement en boucle fermée	66
6.2.1 - Correcteur PD, action pseudo-dérivée	66
6.2.2 - Illustration de l'effet de l'action dérivée	67
6.2.3 - Comportement en boucle fermée avec variation de la raideur et de la masse	68
6.2.4 - Effet de la quantification de la commande	70
6.2.5 - Effet de la période d'échantillonnage et de la dynamique de l'étage de puissance	71
6.2.6 - Modèle 1 ddl, synthèse	72
6.3 - Modèle à n ddl - théorie	73
6.3.1 - Décomposition modale	74
6.3.2 - Choix des modes et des points de mesure	75
6.3.3 - Passage du modèle volumique à la simulation de la boucle fermée	76
6.4 - Système à 2 ddl : exemple 1	77
6.4.1 - Table X-Y	77
6.4.2 - Analyse modale et dynamique fréquentielle	77
6.4.3 - Comportement en boucle fermée.	79
6.5 - Système à 2 ddl : exemple 2, table x-qz	80
6.6 - Prise en compte de la dynamique lors de la conception	81
6.7 - Conclusion	82
Chapitre 7 - Application 1: Guidage à lames parallèles	85
7.1 - Conception du guidage à lames parallèles	85
7.1.1 - Conception du guidage	85
7.1.2 - Caractéristiques	86
7.2 - Identification et comparaison d'algorithmes de commande	87
7.2.1 - Identification	87
7.2.2 - Commande PID, limitation de l'accélération et terme a priori	88
7.2.3 - Réglage d'état	89
7.2.4 - Comparaisons et conclusions	91
7.3 - Sensibilités de la commande	92
7.3.1 - Fonctions de sensibilité mesure-sortie et effort-sortie	92
7.3.2 - Sensibilité de la commande au modèle	93
7.4 - Quantifications et échantillonnage	94
7.4.1 - Quantification de la commande et échantillonnage	94
7.4.2 - Echantillonnage, amplification et bande passante	94
7.4.3 - Effet de l'alignement des capteurs, quantification de la vitesse	96
7.5 - Positionnement absolu	97
7.6 - Conclusion	98
Chapitre 8 - Application 2: Conception et commande du robot Delta cube	99
8.1 - Le robot Delta cube, origines et applications	99
8.2 - Cinématique et configuration du premier robot Delta3	99
8.2.1 - Cinématique	99
8.2.2 - Configuration	100
8.2.3 - Liaisons à articulations élastiques et prototype.	100

8.3 - Analyse dynamique du premier robot Delta3	101
8.3.1 - Analyse dynamique en boucle ouverte	101
8.3.2 - Analyse et mesure en boucle fermée	102
8.4 - Configuration et conception du robot Delta3II	104
8.4.1 - Configuration du robot	104
8.4.2 - Conception du second prototype	104
8.5 - Identification et commande	105
8.5.1 - Identification en boucle ouverte	105
8.5.2 - Commande	106
8.6 - Application machine micro-EDM, Delta3III	108
8.7 - Conclusion	109
Chapitre 9 - Conclusion générale	111
9.1 - Contributions	111
9.2 - Perspectives	111
9.2.1 - Applications industrielles	111
9.2.2 - Aspects scientifiques	112
9.3 - Méthodologie	113
9.3.1 - Paramètres de conception critiques	113
9.4 - Note finale	115
Annexe A - Précision et répétabilité selon ISO 230-2	117
Annexe B - Méthodologie	119
B.1 - Vue d'ensemble - - - - -	119
B.2 - Choix cinématiques et choix de la structure - - - - -	120
B.3 - Pré-dimensionnement - - - - -	121
B.4 - Aspects géométriques et statiques - - - - -	122
B.5 - Aspects dynamiques - - - - -	123
B.6 - Identification et commande - - - - -	124
Annexe C - Formulaire	125
Bibliographie	127
Curriculum Vitae	

Introduction

Ce travail de thèse propose une approche globale de la conception de robots parallèles de petite taille et de très haute précision dont la structure mécanique est composée de liaisons flexibles (appelées également liaisons à articulations élastiques¹). Ce type de robot apporte des solutions à de nombreux problèmes de micro-positionnement, de micro-usinage ou de micro-assemblage.

Les liaisons à articulations élastiques sont particulièrement adaptées à la réalisation de mécanismes à plusieurs degrés de liberté (ddl.) disposant de courses de quelques millimètres ou/et quelques degrés pour une résolution de quelques nanomètres ou/et quelques dizaines de micro-radians. L'absence de contact entre les pièces amène une absence de jeu et d'usure. Pour les mêmes raisons, une absence de frottement sec élimine le phénomène de stick-slip. L'utilisation d'actionneurs électromagnétiques en entraînement direct et de capteurs sans contact permet de conserver les avantages de ces structures.

Plusieurs points sont abordés dans cette introduction :

- une vue d'ensemble de la structure des robots étudiés,
- une explication des choix technologiques effectués,
- le postulat, les contributions et les originalités de ce travail,
- les applications visées par ce type de robots,
- l'organisation de la thèse.

1.1 - Terminologie

Un robot est composé :

- d'une structure mécanique à plusieurs degrés de liberté,
- d'une commande qui génère des consignes pour les actionneurs en fonction des tâches à effectuer et des mesures,
- d'un ensemble de composants qui jouent le rôle d'interface entre la commande et la mécanique.

Le but du robot est de réaliser différentes tâches selon un programme déterminé, facilement modifiable. Les spécificités des structures mécaniques étudiées dans cette thèse sont d'avoir une cinématique parallèle et d'être conçues à partir d'articulations élastiques. La commande utilisée pour les applications proposées est une commande basée PC sous Windows, le temps réel étant géré par l'extension RTX. La figure ci-dessous montre la structure d'un robot du type de ceux étudiés dans ce travail (cf. figure 1.1).

1. La dénomination liaison à articulations élastiques est préférée à celle de liaison flexible (ou à articulations flexibles) dans ce travail pour plusieurs raisons :

- le phénomène physique à l'oeuvre dans ce type de liaison est l'élasticité ;
- la dénomination flexible fait appel à la flexion qui est un cas particulier (bien que majoritairement rencontré) de sollicitation des articulations.

Les termes anglais les plus employés sont «flexure» et dans une moindre mesure «elastic mechanism».

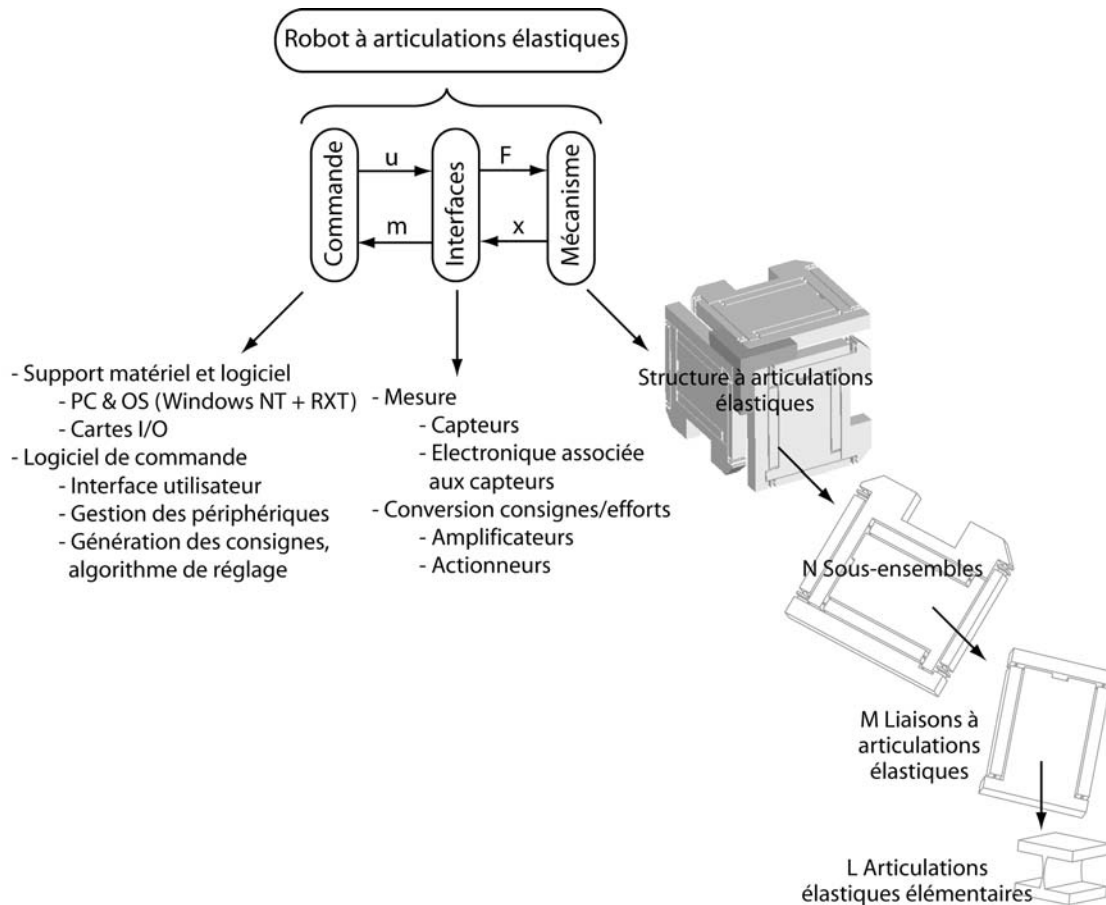


Figure 1.1: Structure type d'un robot à articulations élastiques.

1.2 - Explication des choix technologiques

1.2.1 - Choix d'une cinématique à un étage

L'un des moyens pour obtenir une très grande répétabilité de positionnement sur une course importante est de superposer un mécanisme permettant une approche «grossière» sur une grande course (à quelques microns près sur plusieurs dizaines de centimètres) et un mécanisme permettant sur une faible course (de quelques microns à quelques dizaines de microns) d'atteindre la finesse de positionnement voulue. On parle alors d'un système de positionnement «macro/micro» ou de système à deux étages [Hodac 1999]. Ces systèmes nécessitent l'utilisation de deux technologies complémentaires. Le cas le plus souvent rencontré est celui d'un étage macro (généralement un mécanisme à guidages roulants) associé à un étage micro, basé sur l'utilisation de piezo-actionneurs.

Pour des courses allant jusqu'à quelques millimètres, il est possible de concevoir des systèmes à un seul étage. Le développement de robots à un étage est motivé essentiellement par une baisse des coûts et une simplification du système. On évite ainsi une redondance de capteurs et d'actionneurs. Le choix de n'utiliser qu'une technologie engendre par contre certaines limites.

Le tableau 1.1 résume les principaux avantages et inconvénients des deux types de systèmes.

avantages	- grandes courses - empilement de solutions standard	- prix - conception aisée de structures complexes
inconvénients	- prix - dynamiques couplées - difficultés pour concevoir des systèmes multi-ddl.	- courses limitées à quelques mm - méthode de conception peu connue

Tableau 1.1: Principaux avantages et inconvénients des systèmes à 1 ou 2 étages.

Deux solutions ont été principalement choisies pour réaliser des robots de très haute précision à plusieurs degrés de liberté et à un étage. La première consiste à utiliser des actionneurs piezo-électriques de type Stick and Slip [Breguet 1998] (qui font souvent office de guidage) et l'autre d'utiliser des articulations élastiques et des actionneurs électro-magnétiques. C'est cette dernière solution qui est développée dans la suite de ce travail.

1.2.2 - Choix des articulations élastiques

Les articulations élastiques sont couramment employées dans des domaines tels que les instruments de mesure, les mécanismes pour l'espace, les instruments optiques ainsi que dans des mécanismes de positionnement [Smith 1992]. Les articulations élastiques sont souvent employées lorsque la précision des éléments de construction traditionnels est dépassée. Le but lors de la conception d'une articulation élastique est de relier deux solides en autorisant certains mouvements (donc en bloquant les autres). Pour des robots de haute précision, l'utilisation d'articulations élastiques présente plusieurs avantages et inconvénients.

Les principaux avantages sont les suivants :

- ces articulations sont faciles à assembler
- elles ne présentent ni usure ni émission de particules, du fait de l'absence de frottement sec
- les mécanismes à articulations élastiques sont des mécanismes sans jeu
- la durée de vie est liée au phénomène de fatigue qui est prédictible
- il est possible de concevoir plusieurs pièces reliées par des articulations à partir d'un seul bloc de matière première, ceci est couramment appelé conception monolithique
- il est facile d'intégrer des amplificateurs de mouvements ou de forces
- les déplacements sont doux et continus, et ce, jusqu'à des déplacements d'ordre nanométrique

Du point de vue des limites ou des désavantages :

- les mouvements obtenus sont rarement cinématiquement purs
- les courses admissibles sont limitées
- les raideurs dans les directions des mouvements imposent d'exercer des efforts continus pour maintenir une position excentrée

1.2.3 - Choix des cinématiques parallèles

Les cinématiques parallèles sont constituées d'une plate-forme mobile reliée au bâti par plusieurs chaînes cinématiques. Ceci apporte plusieurs avantages, dont :

- une rigidité importante
- la possibilité de lier les actionneurs au bâti et donc d'alléger la structure mobile (meilleure dynamique)

Les inconvénients de ces cinématiques sont les suivants :

- modélisation géométrique nécessaire et relativement complexe
- rapport volume de travail / encombrement machine légèrement défavorable en comparaison des machines sérielles

1.3 - Motivations

Ce travail de thèse a pour origine les difficultés rencontrées lors de la commande du premier prototype du robot à articulations élastiques et à trois degrés de liberté Delta cube (Delta³) [Bacher 2000]. Hollis rapporte avoir rencontré des difficultés semblables avec une structure à deux degrés de liberté [Hollis 1985]. La conception et le dimensionnement du premier prototype du robot Delta³ s'est fait d'après des critères essentiellement statiques (courses, contraintes, raideurs). Des analyses effectuées pour augmenter les performances de la structure contrôlée ont montré le rôle central joué par la dynamique dans la conception et la commande de robots à articulations élastiques. Dans le cas du premier prototype du robot Delta³, plusieurs modes de vibration présentaient des fréquences propres trop faibles par rapport aux performances attendues (cf. figure 1.2). La première idée a été de contourner ce problème par le biais de la commande ; les résultats n'ont pas été concluants.

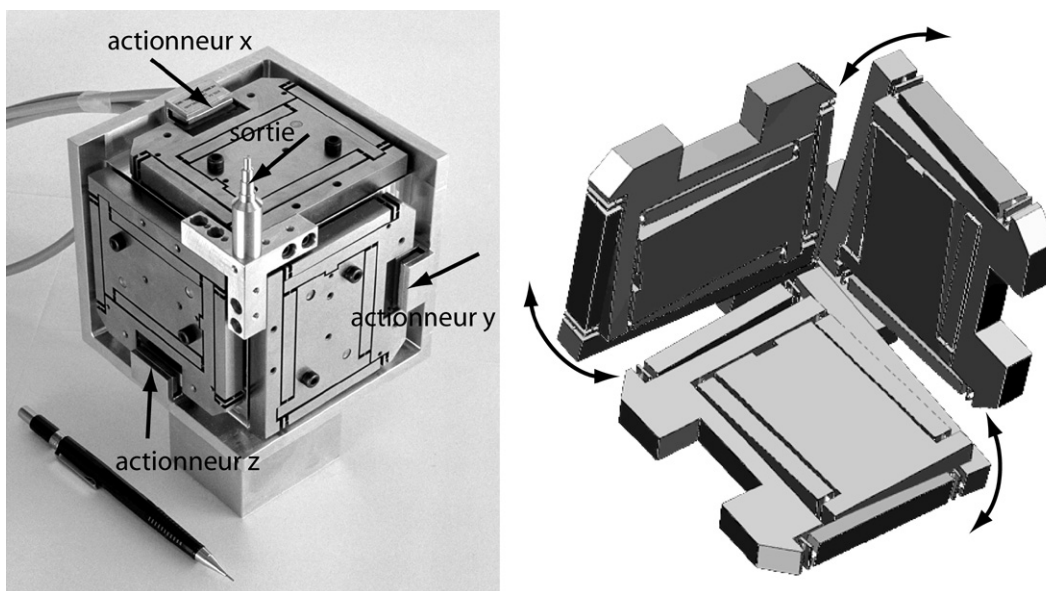


Figure 1.2: Premier prototype du robot Delta³ (à gauche) et 4^{ème} mode propre de vibration de cette structure (à droite); la fréquence de ce mode (200 Hz) limite les performances en boucle fermée.

Des techniques de contrôle ont été proposées dans les années 1990 afin de pouvoir commander des structures du type «bras flexible». L'objectif était alors d'atténuer les vibrations provoquées par les mouvements de ces bras [Singer 1990, Book 1993, Gawronski 1997]. Les modes de vibration rencontrés sur les structures étudiées étaient relativement simples à caractériser (généralement 1^{er} mode de flexion du bras ou élasticité d'une liaison). Les modes de vibration des structures parallèles à articulations élastiques sont plus complexes à identifier. Une étude approfondie de la dynamique des robots parallèles à articulations élastiques était donc nécessaire pour concevoir des couples structure-commande qui soient accordés aux performances désirées. La dynamique des structures permet de faire le pont entre la conception mécanique et la commande du système. Elle sera donc logiquement le fil conducteur de ce travail.

1.4 - Postulat, contributions et originalités

1.4.1 - Postulat

Le principal objectif de cette thèse est le suivant :

Etablir une méthode de conception globale des robots à articulations élastiques dédiés à des tâches qui requièrent une haute précision et/ou une dynamique élevée.

La conception des robots telle qu'elle est comprise dans ce travail va du choix d'une cinématique à la conception de la commande.

Le postulat suivant peut être formulé :

Par une démarche systématique s'appuyant sur un ensemble de règles déterminées, il est possible de concevoir des robots de haute précision (quelques nanomètres ou quelques dizaines de micro-radians) et de haute dynamique (quelques centaines de Herz de bande passante). La démarche suivie permet d'accorder les propriétés d'une structure parallèle à articulations élastiques ainsi que celles de sa commande à un cahier des charges donné.

1.4.2 - Contributions

Les principales contributions de ce travail de thèse sont les suivantes :

Une méthode globale de conception. Cet outil permet à l'ingénieur de mieux structurer les différentes étapes de la conception d'un robot de haute précision. Il permet d'autre part de raccourcir la durée de développement du prototype.

Etude des liens entre les articulations élastiques et les caractéristiques dynamiques des mécanismes conçus. Les articulations élastiques sont des éléments complexes dont le dimensionnement fait intervenir un nombre important de contraintes et de paramètres. La complexité de ces éléments permet de laisser des degrés de liberté ouverts (du point de vue du choix des paramètres) et de les déterminer en fonction d'autres étapes de conception (introduction de la notion importante d'articulations fonctionnellement équivalentes). Les articulations élastiques sont reliées entre elles par des solides considérés comme rigides. Les articulations élastiques déterminent donc en grande partie la rigidité d'un mécanisme et ont de ce fait une grande influence sur ses caractéristiques modales.

Etablissement et utilisation de modèles dynamiques. Les problèmes posés par la recherche de

hautes performances sont, hormis le problème du calibrage et celui des modèles géométriques, essentiellement de nature dynamique. Plusieurs exemples de passage entre les analyses en mécanique des structures et les modèles mathématiques pour la commande sont données. L'utilisation et les limites de ces modèles sont traitées.

Comparaison d'algorithmes de commande dans le domaine de la très haute précision. La recherche de performances élevées en boucle fermée nécessite de contrôler le (ou les) premier(s) mode(s) propre(s) d'un mécanisme réversible, sans exciter les modes d'ordre plus élevé. Les études comparatives de différents types de commande dans le domaine de la très haute précision sont pratiquement inexistantes. L'une des contributions de cette thèse est de mettre en évidence les propriétés des commandes considérées.

Réalisations. Plusieurs réalisations sont présentées. Première réalisation, un guidage de test qui a permis d'expérimenter différents algorithmes de réglage. Seconde réalisation, le robot Delta³ (à 3 degrés de liberté), dont la conception et la commande sont détaillées. Les réalisations permettent de comprendre la sensibilité des performances à plusieurs paramètres : convertisseurs N/A, amplificateurs, bruits de mesures.

1.4.3 - Originalités

L'originalité de ce travail tient essentiellement à l'approche globale de la problématique posée, ainsi qu'à l'étude des interactions entre la conception mécanique et la commande. Cette approche, qui apporte une vue d'ensemble de la conception d'un robot, permet d'explorer des domaines peu abordés et de répondre en partie à plusieurs questions importantes :

- Comment concevoir au mieux un mécanisme en vue du contrôle ?
- Quelles performances attendre d'un système donné ?
- Qu'est-ce qui limite les performances obtenues (modes propres de la structure, quantifications, dériviatives...)?

Le second point original de ce travail est de permettre, par une compréhension approfondie des systèmes étudiés, d'atteindre deux objectifs complexes : une très haute précision et des caractéristiques dynamiques élevées.

1.5 - Applications

1.5.1 - Sciences du vivant

L'orientation actuelle des recherches dans le domaine des sciences du vivant implique l'utilisation d'outils de plus en plus sophistiqués. Les tâches de pénétration de cellules (par exemple insémination artificielle) ou d'analyse (diagnostique pré-implantatoire, électro-physiologie, ...) demandent d'effectuer des manipulations avec une précision d'ordre micrométrique dans un temps relativement court. L'automatisation partielle de ce type de tâche est fortement demandée (cf. figure 1.3).

Appliquée aux sciences du vivant, la technique de manipulation et de capture de cellules par laser provient de la microscopie. L'orientation du laser est souvent effectuée par un miroir monté sur un mécanisme à articulations élastiques à 2 ddl (degrés de liberté) dit «tip-tilt» dont les rotations ont pour centre l'axe optique (gimbal mounted mirror).

L'évolution des pratiques dans le domaine des sciences du vivant laisse à penser qu'une amélioration

sensible du confort et de la précision des manipulations pourrait être apportée par des robots semblables à ceux proposés dans ce travail.

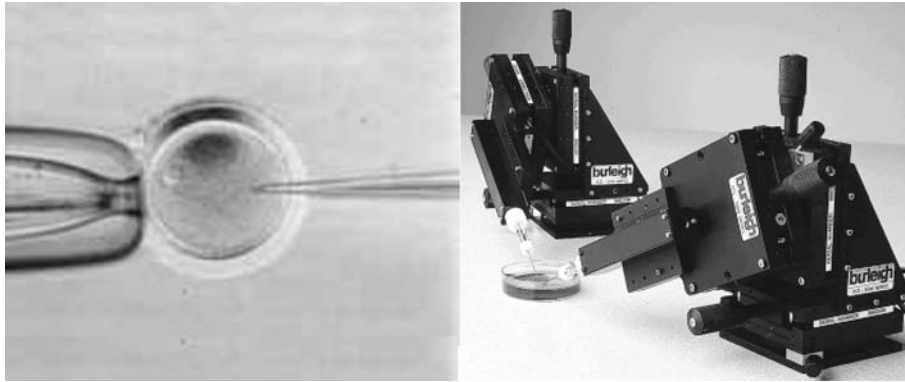


Figure 1.3: Exemple d'une manipulation de cellule (injection) et d'un exemple de mécanisme de positionnement semi-automatisé utilisé pour des manipulations en électro-physiologie.

1.5.2 - Optique, opto-électronique

Dans les domaines des télécommunications, de l'optique et de la photonique, la précision des tâches à effectuer a augmenté proportionnellement à l'accroissement des débits d'informations et de la complexité des systèmes conçus. L'alignement, le collage et le soudage de précision sont les principales demandes rencontrées dans les domaines mentionnés. Le problème de l'alignement et du test de nappes de fibres optiques a suscité une attention particulière, de même que celui du conditionnement de systèmes photoniques (cf. figure 1.4).

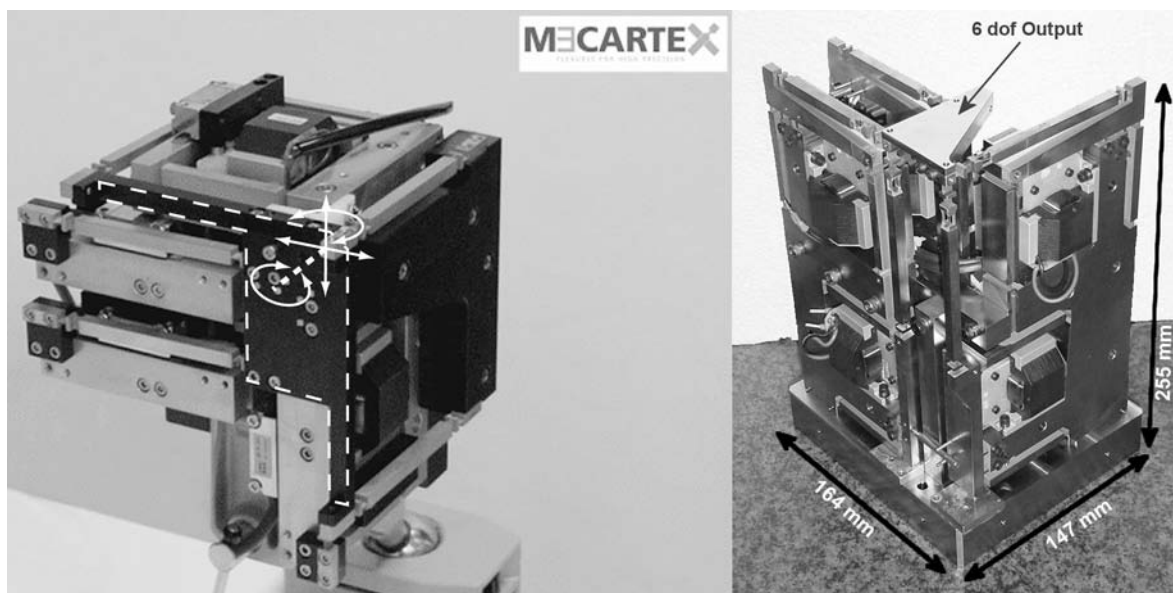


Figure 1.4: Les robots MX4001 (développé au LSRO en partenariat avec l'entreprise Mecartex) et Sigma6, robot 6 axes développé au LSRO pour une application d'alignement de fibres optiques.

1.5.3 - Positionnement de miroirs, application au domaine des télescopes et de l'espace

Il s'agit là peut-être des premières applications rencontrées pour des robots à articulations élastiques. Le Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnique a réalisé plusieurs structures dont l'une appelée

NAOS pour le télescope VLT et l'autre dédiée au système d'observation SOFIA (cf. figure 1.5) [Genequand 2000].

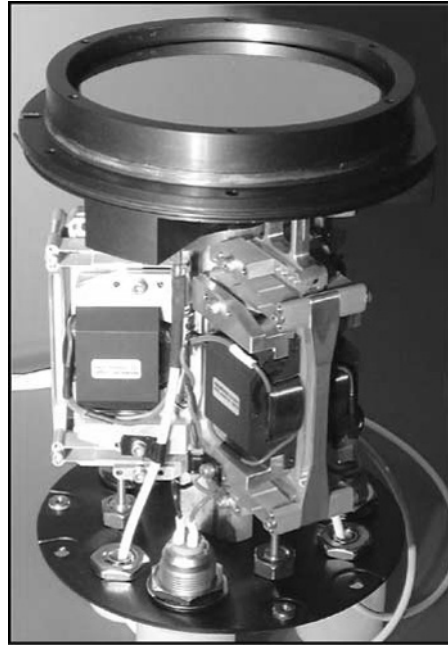


Figure 1.5: NAOS, robot à 3 ddl (θ_x , θ_y , z) dédié au positionnement actif de miroirs.

1.5.4 - Métrologie

Il serait possible de concevoir une machine à mesurer tridimensionnelle en utilisant une structure à articulations élastiques. Ceci pourrait être pertinent dans le cas où l'on désire effectuer des opérations (micro-usinage par exemple) puis effectuer une mesure de la tâche réalisée avec la même machine.

Un résultat très prometteur pour le domaine de la métrologie a été récemment obtenu. Il s'agit d'un palpeur tridimensionnel à articulations élastiques basé sur une cinématique Delta utilisé sur une machine à mesurer traditionnelle. Une répétabilité de 10 nm a pu être ainsi obtenue [Meli 2003].

1.5.5 - Microscopie à sonde proche

Dans le domaine de la microscopie à sonde proche, la sonde est déplacée au-dessus de l'échantillon. La problématique posée par le contrôle des déplacements de cette sonde est la même pour la microscopie à effet tunnel (scanning tunneling microscopy - STM), la microscopie optique à champ proche (scanning near-field optical microscopy - SNOM) ou la microscopie à force atomique (atomic force microscopy - AFM). Le but dans ces applications est d'obtenir une précision de positionnement très élevée (quelques nanomètres) sur une plage importante (de 0,1 à quelques millimètres) et de sonder une surface le plus rapidement possible. Nous retrouvons donc dans ce domaine les caractéristiques des robots étudiés dans ce travail, en se limitant aux translations. Le laboratoire de systèmes robotiques (LSRO-EPFL) est partenaire d'un projet visant la construction d'un microscope de type AFM à grandes courses (cf projet TopNano21 5697.3).

1.5.6 - Micro-usinage, micro-assemblage

On peut distinguer deux directions données dans le domaine du micro-usinage : l'usinage de haute précision à l'aide de machines «traditionnelles» améliorées (machine FANUC ROBOnano UiA ou machines proposées par l'entreprise Precitech par exemple) et l'usinage à l'aide de machines

miniaturisées [Hesselbach 2002]. Les robots dont il est question ici peuvent être utilisés comme petites machines pour l'usinage. L'un des projets qui a servi de support à cette recherche concerne l'usinage par micro-électro-érosion (cf. chapitre 8). D'autres techniques d'usinage pourraient être employées avec pour support un robot à articulations élastiques. On peut également imaginer un système de nano-indentation ou de nano-scratch pour l'analyse de matériaux par exemple.

Le micro-assemblage de pièces mécaniques (l'assemblage de composants optiques ou opto-électroniques étant déjà traité ci-dessus) demande une précision et une sensibilité qui augmente au fur et à mesure que les dimensions des pièces diminuent. La précision de positionnement ainsi que la compliance ou le contrôle des forces lors de tâches telles que l'insertion peuvent être réalisés à l'aide d'un robot à articulations élastiques. Les travaux de Kunze et Helmer ont permis d'appliquer avec succès les principes de la commande d'impédance [Liégeois 2000] dans le cas des robots à articulations élastiques [Kunze 2003].

1.6 - Organisation de la thèse

Le chapitre 1 présente le contexte de cette thèse. Le domaine d'étude, les contributions et la structure de ce travail y sont définis. Des champs d'application potentiels des travaux effectués sont proposés.

Le chapitre 2 consiste en un état de l'art des différentes problématiques qui se posent au concepteur d'un robot de très hautes précision et dynamique. Sont abordés, entre autres, les thèmes du dimensionnement des articulations élastiques, des cinématiques parallèles appliquées à la robotique de précision et de la commande de mécanismes précis.

Le chapitre 3 propose une méthodologie de conception qui guide le concepteur au travers des différentes étapes qu'il rencontre.

Le chapitre 4 traite exclusivement du dimensionnement des articulations élastiques et de leur place dans la démarche de conception. Une formulation par les théorèmes énergétiques est utilisée. La notion d'articulations fonctionnellement équivalentes est proposée.

Le chapitre 5 a pour thème la conception de liaisons à articulations élastiques et traite principalement des caractéristiques de ces éléments. En particulier, des méthodes pour modifier la répartition des modes propres de vibration des liaisons sont étudiées.

Le chapitre 6 est dédié à la modélisation et à la commande des mécanismes à articulations élastiques. La théorie est illustrée à l'aide d'exemples de structures virtuelles. Les exemples pratiques sont traités dans les chapitres 7 et 8.

Le chapitre 7 est basé sur une application, à savoir la commande d'un guidage à lames parallèles. Différents algorithmes sont testés et comparés.

Le chapitre 8 traite d'un autre exemple d'application : le robot Delta³. La conception et la commande de ce robot sont développées dans ces pages.

Le chapitre 9 apporte une conclusion générale à ce travail.

Ce chapitre présente et commente les travaux déjà effectués concernant différentes problématiques que peut rencontrer le concepteur d'un robot de très haute précision à articulations élastiques. Les thèmes abordés sont les suivants :

- “Conception des articulations élastiques élémentaires” §2.1
- “Conception des liaisons à articulations élastiques” §2.2
- “Cinématiques parallèles et robotique de précision” §2.3
- “Modélisation dynamique des structures à articulations élastiques” §2.4
- “Théorie de la commande appliquée en robotique de précision” §2.5

2.1 - Conception des articulations élastiques élémentaires

Les articulations élastiques sont des composants élémentaires à partir desquels il est possible de concevoir toutes sortes de liaisons et de structures. L'articulation la plus simple, la lame, est considérée du point de vue théorique comme une poutre. En fait, il s'agit d'une poutre dont le rapport largeur sur épaisseur est grand. La poutre a été l'un des sujets les plus étudiés de l'histoire de la résistance des matériaux. Les formules permettant d'obtenir les déformées et contraintes pour divers cas de charge se trouvent dans tous les formulaires de résistance des matériaux [Young 2002]. En 1965, Paros et Weisbord posent les équations (exactes et simplifiées) permettant d'obtenir la raideur d'un col circulaire [Paros 1965]. A partir de cette articulation, plusieurs variantes ont été proposées, en particulier les cols à profil parabolique ou elliptique ainsi que la lame avec rayon de raccord [Xu, W. 1996, Smith 1997, Lobontiu 2001].

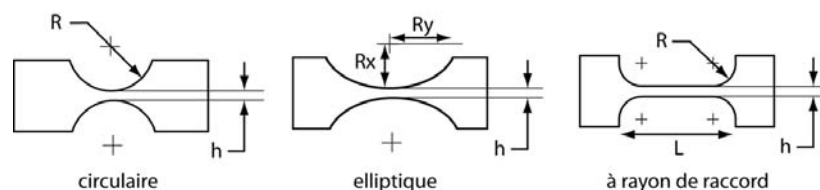


Figure 2.1: Différents profils de col étudiés par Lobontiu et al.

Lobontiu et al. ont ensuite étudié les différents profils pouvant être décrits à l'aide d'une conique [Lobontiu 2002]. Henein propose une étude des rigidités de plusieurs articulations élémentaires (lame, fil, barre de torsion, col circulaire) [Henein 2000]. Depuis 1995 environ, les auteurs qui abordent la conception des articulations élastiques s'intéressent non seulement aux raideurs et aux formules permettant de les obtenir, mais aussi aux détails des déplacements obtenus et à des comparaisons entre différents profils. Ceci est essentiellement lié au développement des codes de calcul par éléments finis qui sont un outil particulièrement utile pour ces études.

L'analyse détaillée des déplacements obtenus a été l'objet d'étude de plusieurs équipes de chercheurs.

Howell propose un modèle de la déformation de la lame dit «à corps pseudo-rigide» qui permet d'approximer le déplacement de l'extrémité de celle-ci pour de grandes déformations [Howell 1995, 2001, Lyon 2000, Jensen 2002]. Pour analyser la déformation de profils plus complexes que la lame, l'utilisation de la méthode des éléments finis est incontournable.

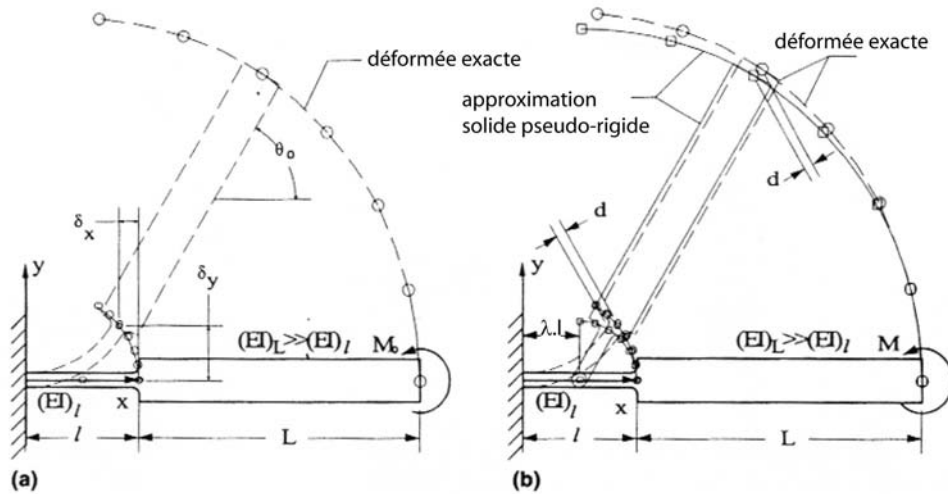


Figure 2.2: Trajectoire exacte et approchée par l'approximation des corps rigides de la lame en grande déformation (Howell et al.).

Le principal avantage du col à profil elliptique et de la lame à rayon de raccord est que cela permet une étude de plusieurs configurations en une formulation analytique unique. En effet, en variant le petit rayon de l'ellipse ou le rayon de raccord, il est possible de passer d'une configuration lame à une configuration col circulaire. Xu et al. ont analysé par la méthode des éléments finis, et pour les deux types de profil cités, les rapports obtenus entre les déplacements à l'extrémité de l'articulation et le déplacement de son centre [Xu, W. 1996]. Leurs travaux aboutissent à la conclusion qu'une compliance élevée et une grande précision sont antinomiques. Ils distinguent les applications orientées haute précision (où ils préconisent l'utilisation du col circulaire), des applications orientées grande course (où ils préconisent l'utilisation d'une configuration de type lame).

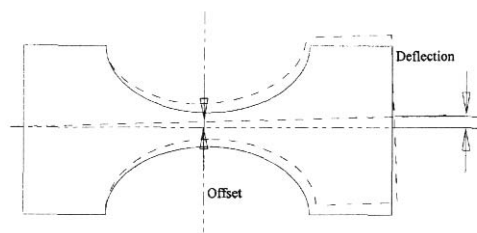


Figure 2.3: Déplacements étudiés par Xu et al. dans leur étude comparative de différents profils.

Lobontiu et al. arrivent à des conclusions similaires dans leur étude de la lame à rayon de raccord : pour une même épaisseur en sa partie la plus fine, le col circulaire induit plus de contraintes, présente une raideur plus élevée et est plus précis qu'une configuration de type lame (jusqu'à l'apparition du phénomène de concentration de contrainte pour des rayons très petits).

Un autre sujet de recherche concernant la conception des articulations élastiques concerne l'impact des erreurs de fabrication sur les mouvements obtenus ainsi que sur les raideurs [Xu, G. 1996, Ryu 1997]. Une approche énergétique, basée sur une minimisation de l'énergie de déformation est proposée par

Kota et al. afin d'optimiser la géométrie d'éléments élastiques. Dépassant le cadre strict des articulations élémentaires, cette approche s'applique principalement à des mécanismes plans sans corps rigides [Herrick 1999, Kota 1999].

Plusieurs articulations, moins étudiées dans la littérature peuvent être citées ici. Goldfarb et al. proposent une articulation consistant en un tube fendu, dont la déformation présente un mélange de torsion et de flexion [Goldfarb 1999]. Le fil, employé comme articulation élastique, est une généralisation de la lame à des mouvements dans l'espace. Les membranes, exhaustivement étudiées du point de vue de la résistance des matériaux, restent peu étudiées en tant qu'articulations élastiques. Elles sont cependant employées comme guidage dans des mécanismes de précision [Bassière 1966, Bergander 2001]. Les soufflets, bien qu'utilisés dans les micro-mécanismes [Kallio 1998, Anthierens 2000], n'ont pas fait, à notre connaissance, l'objet d'études spécifiques dédiées à leur utilisation comme articulation élastique. Smith est le seul à proposer des formules pour la rigidité en torsion et pour la rigidité axiale d'un soufflet à profil rectangulaire [Smith 2000].

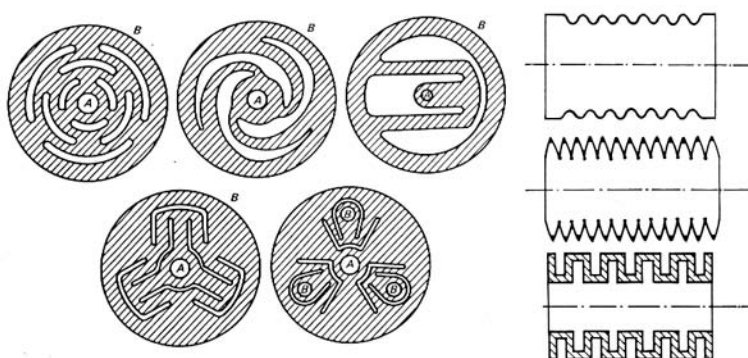


Figure 2.4: Différentes formes de membranes et soufflets [Bassière 1966].

2.2 - Conception des liaisons à articulations élastiques

Les liaisons à articulations élastiques, parfois appelées guidages à articulations élastiques ou encore guidages flexibles, sont des éléments de construction, de divers degrés de complexité, qui remplissent avant tout une fonction cinématique. La littérature recense de nombreuses solutions pour réaliser les différents types de liaison: glissière, pivot, sphérique, cardan, ponctuelle et appui-plan. Les **liaisons glissières** à articulations élastiques les plus rencontrées sont la table à deux lames ainsi que la table à quatre cols (prismatiques ou circulaires). L'approximation du mouvement de la sortie de ces éléments consiste en une translation circulaire. Afin d'obtenir une translation rectiligne, la table compensée a été proposée (cf. figure 2.5).

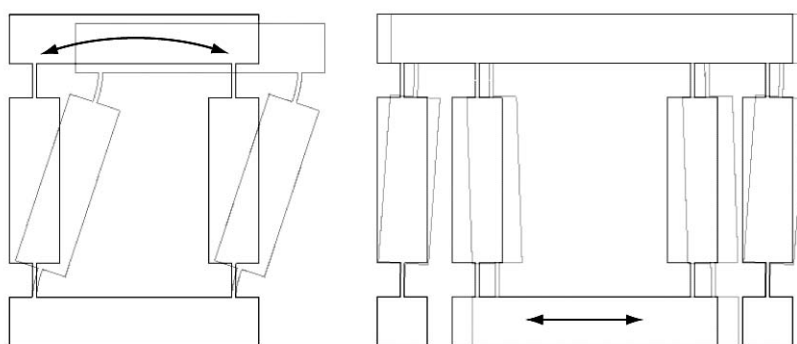


Figure 2.5: Liaisons glissières à cols prismatiques, sans et avec compensation.

Un couplage est généralement ajouté à ces guidages pour supprimer un degré de liberté interne (cf. figure 2.6).

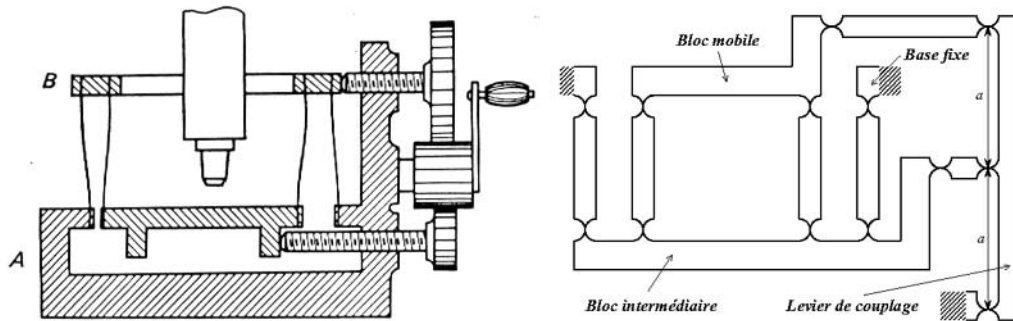


Figure 2.6: Tables compensées proposées avec couplage à engrenages [Bassière 1966] et couplage à levier flexible [Henein 2001].

Le col circulaire ou prismatique est très souvent employé pour obtenir une **liaison pivot**. Plusieurs principes ont également été proposés pour augmenter la course ou la précision des mouvements de la liaison. Parmi ces principes, on peut citer le pivot à lames croisées (détachées ou non), le pivot dit «RCC» ou encore le guidage en rotation redondant proposé par Henein [Henein 2001]. Ce dernier propose une comparaison entre le pivot à lames croisées détachées et le pivot «RCC», en comparant pour un angle de la sortie, les déplacements du centre instantané de rotation et l'angle le plus important au niveau des articulations élémentaires.

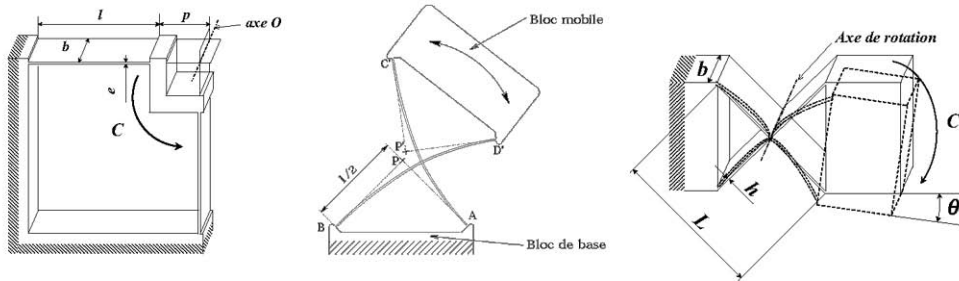


Figure 2.7: Liaisons pivots à lames (pivot «RCC», à lames croisées détachées, à lames croisées non détachées) [Henein 2001].

Pour réaliser une **liaison cardan**, il est possible de disposer orthogonalement deux cols en série. Les deux axes de rotation ne sont alors pas confondus, sauf dans le cas d'une disposition particulière proposée, entre autres, par Bassière et al. [Bassière 1966] (cf. figure 2.8).

Plusieurs solutions existent pour réaliser des **liaisons sphériques** à articulations élastiques. La plus simple consiste à utiliser un fil. Selon les dimensions de celui-ci, et donc, des rapports de rigidité obtenus, la liaison aura 2, 3 ou 5 degrés de liberté (liaison cardan, sphérique ou ponctuelle). Pour la liaison sphérique, d'autres solutions originales ont été proposées [Henein 2001] mais n'ont, à notre connaissance, pas été utilisées pour concevoir des micro-mécanismes (cf. figure 2.8).

Pour réaliser une **liaison appui-plan**, Bassière et al. ont proposé une solution avec une plate-forme reliée à la base par trois bras avec double-cardans [Bassière 1966] (cf figure 2.9).

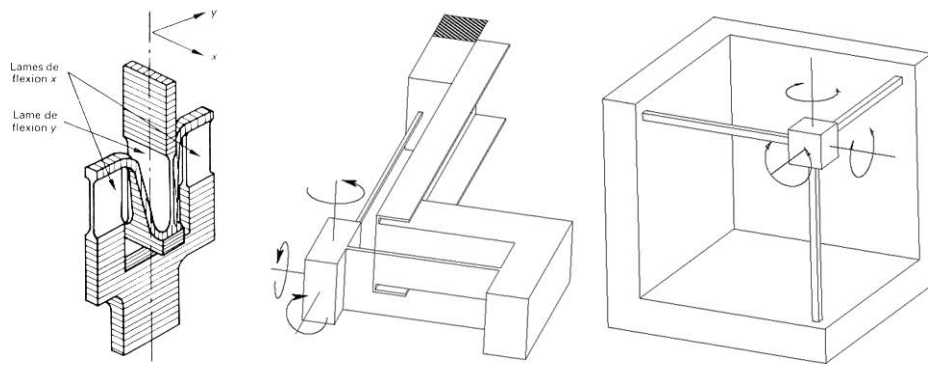


Figure 2.8: Solutions proposées pour réaliser des liaisons cardan (à gauche - [Bassière 1966]) et des rotules (au centre et à droite - [Henein 2001]) à l'aide d'articulations élémentaires.

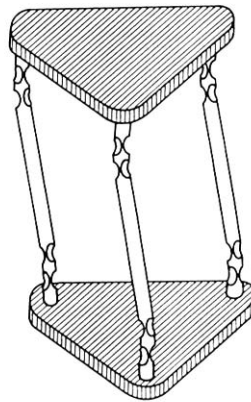


Figure 2.9: Liaison appui-plan réalisée à l'aide de cardans à articulations élastiques.

Les principaux objectifs qui ont stimulé les recherches sur les guidages à articulations élastiques sont les suivants : augmenter la course des guidages ou augmenter la précision des mouvements obtenus. Plusieurs auteurs ont recherché des méthodes permettant de concevoir de nouvelles liaisons [Koster 2000, Blanding 2000].

2.3 - Cinématiques parallèles et robotique de précision

Les débuts de la robotique parallèle peuvent être approximativement datés des années 40. Pollard, Gough et Stewart, entre autres, sont à l'origine de développements et de recherches dans ce domaine [Pollard 1942, Gough 1962, Stewart 1966]. En 1942, Pollard breveta un robot à 5 degrés de liberté (ddl) qu'il n'a semble-t-il jamais construit [Bonnev 2003]. Gough est à l'origine d'un robot à 6 degrés de liberté, nommé plus tard plate-forme de Stewart qui connut un grand succès comme cinématique de simulateur de vol. Il n'est pas étonnant de retrouver cette cinématique employée en robotique de précision pour des applications aussi diverses que l'alignement d'antennes de satellites, le contrôle de miroirs de télescopes ou l'assemblage de composants optiques. Physik Instrumente propose plusieurs modèles de ces manipulateurs (cf. figure 2.10) dont l'un est réalisé à l'aide de rotules à fil [Gloess 2000]. Portman et al. [Portman 2000], Zago et al. [Zago 1998], Hesselbach et al. [Hesselbach 2001] proposent des structures dont la cinématique est similaire.

Wang et al. [Wang 1997], Shim et al. [Shim 1997] ainsi que Gao et al. [Gao 1999] proposent une ciné-

matique hybride à 6 ddl (2×3 ddl) ainsi qu'une réalisation à articulations élastiques (cf. figure 2.11).

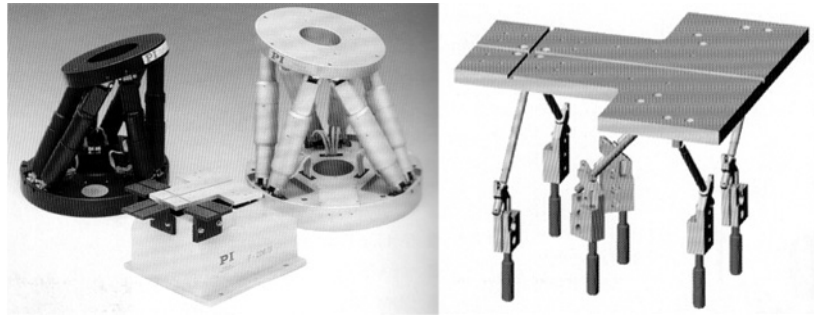


Figure 2.10: Modules de micro et nano-positionnement à 6 ddl proposés par Physik Instrumente (PI).

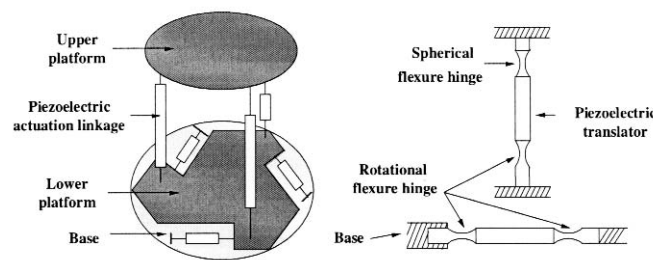


Figure 2.11: Cinématique hybride ($x, y, \theta_z + z, \theta_x, \theta_y$) et réalisation à partir d'articulations élastiques [Gao 1999].

Plusieurs auteurs se sont également intéressés à l'utilisation de cinématiques à 3 ddl pour réaliser des micropositionneurs. Les cinématiques les plus classiques permettent les degrés de liberté suivants : (x, y, θ_z) , (z, θ_x, θ_y) ou encore (x, y, z) . La cinématique permettant d'obtenir les degrés de liberté (x, y, θ_z) a la particularité d'être planaire et est utilisée, entre autres, par Ryu et al. [Ryu 1997] ainsi que par Lee et al. [Lee 1997] pour réaliser des tables de positionnement de haute précision (cf. figure 2.12). La cinématique (z, θ_x, θ_y) a été employée par Lee et al. [Lee 1991] (cf. figure 2.13).

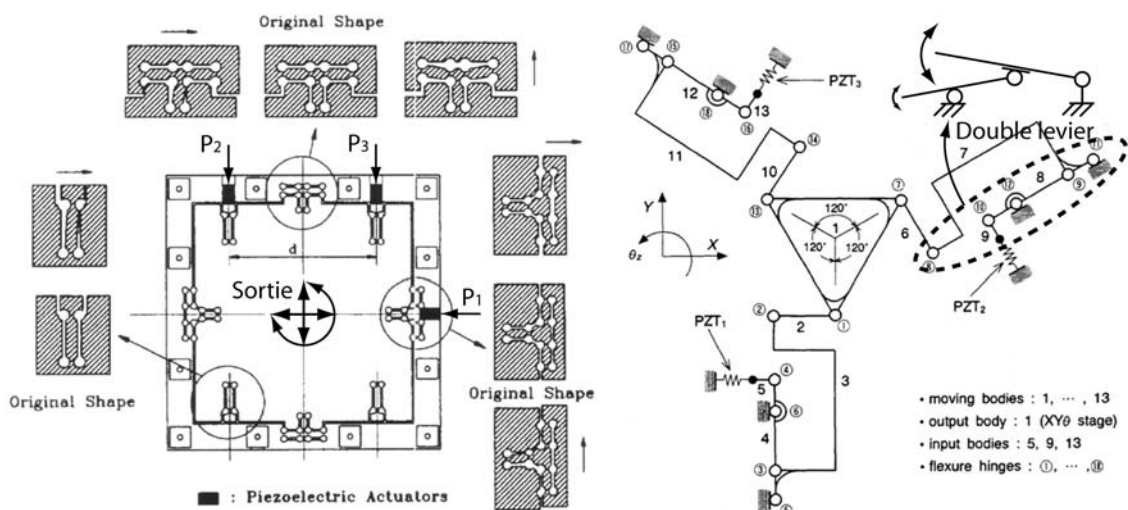


Figure 2.12: Cinématiques planes à 3 ddl proposées par Lee et al. (à gauche - [Lee 1997]) et par Ryu et al. (à droite - [Ryu 1997]).

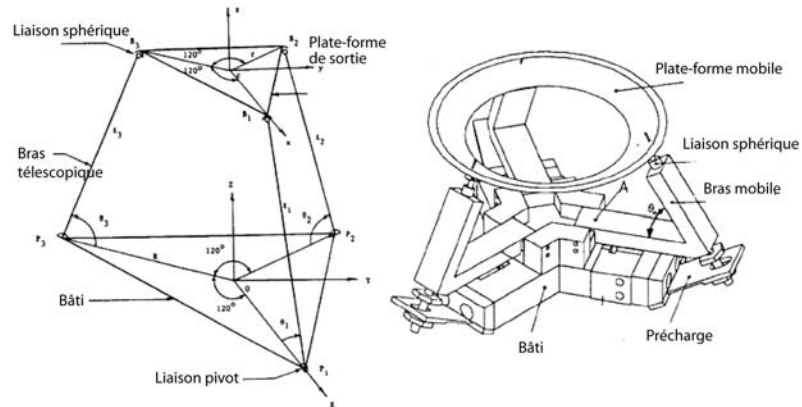


Figure 2.13: Cinématique et réalisation d'une structure à 3 ddl [Lee 1991].

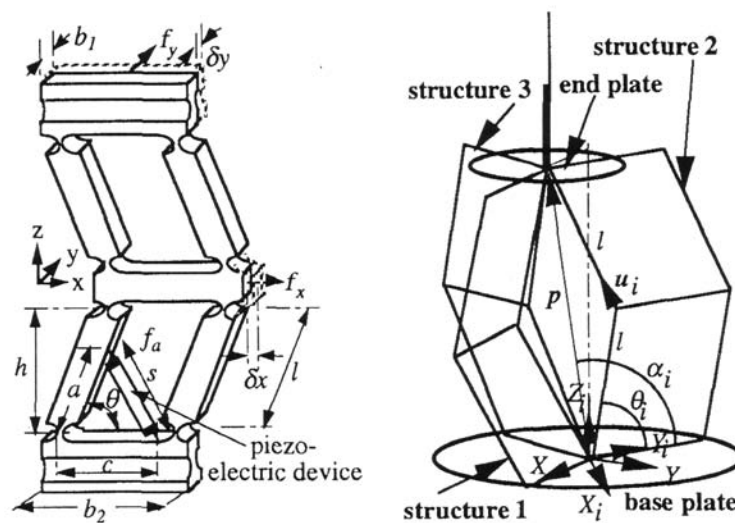


Figure 2.14: Robot à 3 ddl (x,y,z) proposé par Arai et al. [Arai 1996].

Arai et al. puis Tanikawa et al. proposent un mini-manipulateur à 3 ddl (x,y,z) [Arai 1996, Tanikawa 2002] (cf. figure 2.14). La disposition des sous-ensembles de ce robot rend son intégration aisée. Dans la disposition proposée, la cinématique présente cependant un hyperstatisme (la rotation autour de l'axe vertical est très peu rigide alors que les deux autres rotations sont bloquées par 3 éléments).

Les actionneurs de la grande majorité des mécanismes cités ci-dessus sont de type piezo-électrique. En conséquence, ils présentent des courses réduites, des résolutions submicroniques (jusqu'à la dizaine de nanomètres environ) et des structures mécaniques dont les articulations présentent des raideurs élevées. Le laboratoire de systèmes robotiques (LSRO) de l'EPFL a proposé plusieurs structures qui permettent d'augmenter le rapport entre le volume de travail et la résolution de positionnement. Parmi ces structures, on peut citer les robots Orion, Delta cube et Tribias (cf figure 2.15). Le robot Orion reprend une cinématique similaire à celle proposée par Lee et al. [Lee 1991] et présente des courses de plusieurs millimètres ($\pm 5\text{mm}$) et degrés ($\pm 2.5^\circ$) [Besson 1996, Esposito 1998]. Le robot Delta cube [Henein 2000] est une transposition du robot Delta [Clavel 1985, Clavel 1991]. La disposition des chaînes cinématiques est orthogonale, d'où le nom de Delta cube (Delta³). Dans la version montrée figure 2.15, la course de ce robot est de $\pm 1\text{ mm}$ selon les 3 ddl (x,y,z) . D'autres variantes, proposées dans la suite de ce travail (cf. Chap.8) permettent d'effectuer des courses de ± 2 et $\pm 4\text{ mm}$. Le robot Tribias [Pernette 1998], basé sur

une cinématique à 6 ddl similaire à celle proposée par Tsai [Tsai 1993], dispose de courses angulaires de $\pm 7^\circ$ et de courses en translation de $\pm 5\text{mm}$.

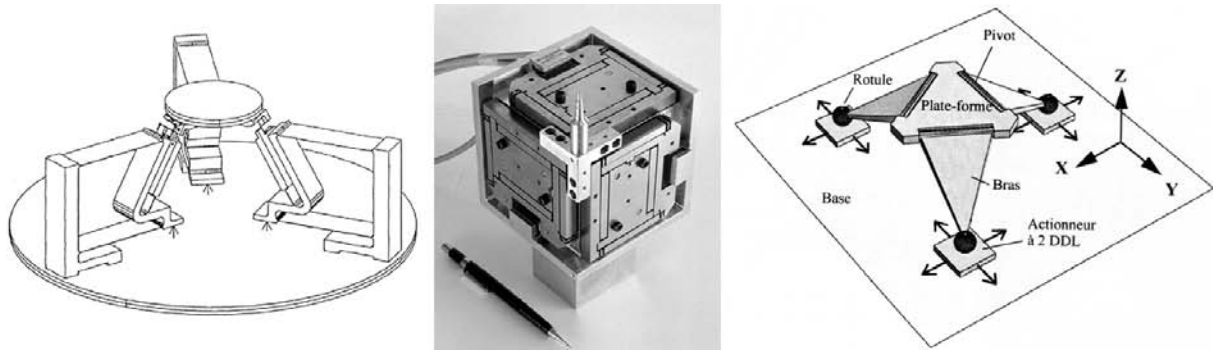


Figure 2.15: Structures Orion (3 ddl - z, θ_x, θ_y), Delta³ (3 ddl - x, y, z) et Tribias (6 ddl).

2.4 - Modélisation dynamique des structures à articulations élastiques

On peut distinguer principalement deux champs d'application de la dynamique dans le domaine des structures à articulation élastiques : la conception de la structure mécanique et la conception de la commande. Lors de la conception du robot, le calcul du modèle dynamique direct et l'analyse modale de la structure peuvent apporter des renseignements précieux. Le modèle dynamique direct fournit les déplacements du robot à partir des efforts appliqués. Quelques auteurs s'en sont servi pour optimiser la conception de leur robot [Youcef-Toumi 1986, 1993, Diken 1997, Zhang 1999] dans le but de simplifier la commande en découplant dynamiquement les axes ou dans le but de supprimer certains efforts de liaison (cf. figure 2.16).

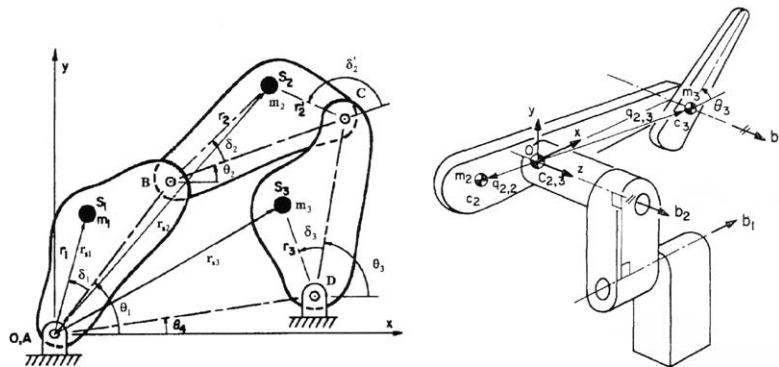


Figure 2.16: Suppression des efforts dynamiques selon la direction y par redistribution des masses [Zhang 1999] et robot à inertie constante [Youcef-Toumi 1986].

L'absence de liaisons par roulement ou glissement rend l'analyse modale des structures à articulations élastiques relativement aisée. Lyon et al. proposent d'utiliser la modélisation par des corps pseudo-rigides pour obtenir la première fréquence propre de mécanismes plans [Lyon 1999]. Une méthode analytique (approche Lagrangienne) est également employée par Smith pour le calcul des fréquences propres de mécanismes plans [Smith 2000]. L'ensemble de ces méthodes consiste à obtenir les équations de mouvement, puis à résoudre l'équation aux fréquences en supposant une absence de dissipation d'éner-

gie par frottement. La généralisation de cette approche à une analyse tridimensionnelle des modes vibratoires est relativement délicate. Ceci est dû à l'augmentation importante de la complexité des problèmes abordés lorsque l'analyse n'est plus plane (passage de 3 à 6 ddl). L'approche par la méthode des éléments finis de l'analyse modale a été jusqu'à présent peu employée, ou peu rapportée, dans le domaine des structures à articulations élastiques. A notre connaissance, seul Elmustafa et al. proposent cette approche [Elmustafa 2001]. Cependant, le large développement de cette méthode et son utilisation toujours plus aisée, laissent à penser que son emploi va se généraliser. De nombreux logiciels intègrent actuellement la CAO-3D et des outils d'analyse dynamique (dynamique des corps rigides et dynamique des structures), ce qui diminue la durée de la phase conception. Un travail de thèse, actuellement en cours au CSEM (Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnologie), traite de l'influence des non-linéarités géométriques sur les analyses par éléments finis de mécanismes à articulations élastiques ainsi que de la réduction de modèles à éléments finis [Myklebust 2002, 2003].

2.5 - Théorie de la commande appliquée en robotique de précision

La conception de la commande est un aspect primordial en robotique de haute-précision. Les performances attendues d'un système de positionnement en terme de bande passante, de suivi de trajectoire ou de sensibilité à des perturbations dépendent en grande partie de la commande employée. La recherche sur le contrôle de robots de haute précision et le contrôle de robots rapides a été importante. Les algorithmes de réglage se composent généralement d'un terme basé sur une mesure de la sortie du système (feedback) et d'un terme a priori (feed-forward).

L'algorithme standard PID, le contrôle dit en cascade ainsi que les algorithmes à retour d'état sont les termes «feedback» les plus rencontrés. Le contrôle en cascade ou à double boucle a été préconisé pour une application à la haute dynamique par Youcef-Toumi et al. [Youcef-Toumi 1993] et pour une application à la haute précision par plusieurs auteurs [Mekid 2000, Schmidt 1999]. Le réglage par contre-réaction d'état (qui consiste à effectuer un placement des pôles en boucle fermée) est préconisé par Moerschell [Moerschell 1999], qui ajoute un terme intégrateur à la structure de base de ce régulateur (cf. figure 2.17). On parle alors de réglage d'état. Un observateur d'état est ajouté lorsqu'une partie du vecteur d'état ne peut pas être mesurée ou lorsque la mesure est fortement bruitée.

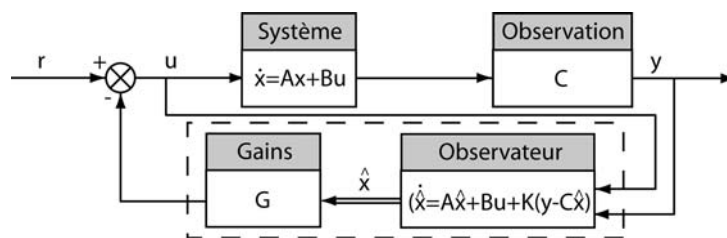


Figure 2.17: Schéma de contrôle par retour d'état avec observateur d'état.

Le terme a priori consiste généralement à utiliser un modèle du système. Ce modèle, dédié à la commande, est soit le modèle dynamique inverse analytique du système, si celui-ci est calculable, soit issu d'un processus d'identification (cette identification peut être adaptative ou être faite «hors ligne») (cf. figure 2.18, schéma de gauche). L'obtention du modèle dynamique inverse a été traitée dans une approche Newtonienne par Dasgupta et al. [Dasgupta 1999] et dans une approche Lagrangienne par Wang et al. [Wang 1998].

Une autre forme de commande a priori consiste en un générateur de référence, qui modifie la trajectoire

désirée soit en limitant la dynamique soit à partir d'une connaissance du comportement du système en boucle fermée (cf. figure 2.18, schéma de droite). Cette approche est préconisée entre autres par Gloess [Gloess 2000] qui utilise un filtre adaptatif pour générer la référence.

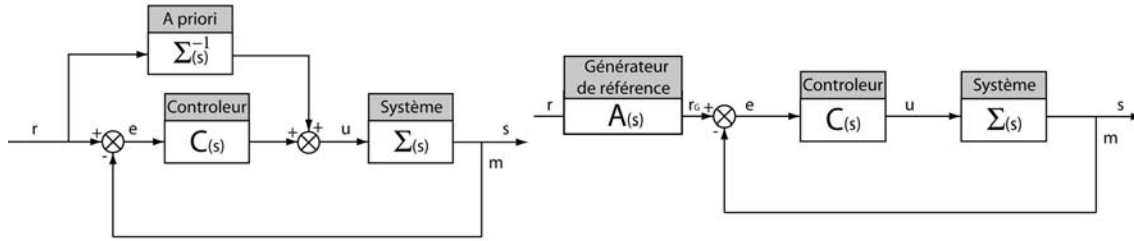


Figure 2.18: Deux structures de commande a priori rencontrées dans la littérature.

D'autres éléments peuvent ensuite être ajoutés. Un observateur d'état peut être utilisé pour reconstituer des variables d'état bruitées ou non-observées (cf. figure 2.17). Moerschell et Zhao proposent un observateur de Luenberger pour estimer la vitesse [Moerschell 1999]. Pour la même fonction, Preumont suggère l'utilisation d'un observateur d'état réduit [Preumont 2002]. Un estimateur peut être implémenté pour obtenir des paramètres tels que la masse [Wild 1998, Lee 2000]. Un observateur de perturbations a également été utilisé par certains auteurs afin de parer aux erreurs de modélisation [Lee 1996] et aux variations des efforts extérieurs [Ro 2000] (cf. figure 2.19).

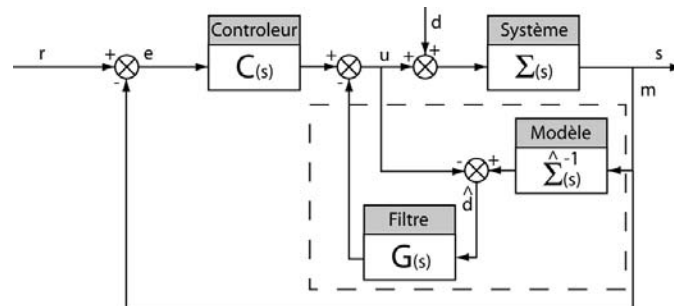


Figure 2.19: Structure d'un contrôleur avec observateur de perturbations.

Les méthodes d'apprentissage doivent encore être citées afin de compléter cet état de l'art, méthodes qui fonctionnent uniquement pour des signaux répétitifs [Gloess 2000, Otten 1997, Tan 2000].

2.6 - Conclusion

Les différents thèmes abordés dans ce chapitre donnent une bonne idée des divers problèmes qui attendent le concepteur d'un robot parallèle à articulations élastiques, de haute précision et à dynamique élevée. Cependant, ce qui n'apparaît pas, c'est le lien qui existe entre ces différentes problématiques. C'est ce que va mettre en évidence le chapitre suivant, en proposant une méthode globale de conception.

Méthodologie de conception

La méthodologie de conception présentée dans ce chapitre correspond au cadre de ce travail de thèse. En effet, l'objectif est de fournir au concepteur un canevas sur lequel se baser pour répondre à un cahier des charges de façon rapide et sûre, sans omettre de points importants. Les chapitres 4, 5 et 6 sont un approfondissement ou une explication de points particuliers apparaissant dans cette méthodologie. Les différentes phases décrites ci-dessous sont synthétisées sous la forme d'un ensemble d'organigrammes donnés dans l'annexe B.

3.1 - Méthodologie

Le terme méthodologie est compris ici dans le sens d'une démarche à suivre destinée au concepteur d'un robot de très haute précision à liaisons élastiques. Cette méthodologie a pour but d'augmenter l'efficacité de la démarche de conception, afin d'une part de réduire le temps de la phase de développement et d'autre part d'éliminer autant que possible les choix non déterministes de cette démarche.

La méthodologie donne les différentes étapes de la conception, les relations entre ces étapes et les tâches à effectuer à chaque stade. On peut distinguer plusieurs grandes étapes :

- phase 0 : établissement du cahier des charges fonctionnel
- phase 1 : choix cinématiques
- phase 2 : pré-dimensionnement
- phase 3 : aspects statiques et géométriques
- phase 4 : aspects dynamiques et intégration
- phase 5 : identification et commande

La figure 3.1 illustre ces différentes étapes. La démarche proposée est issue de l'expérience acquise dans plusieurs projets TopNano21 (n° 4594.1, 4596.1 & 5697.3)¹. L'ordre suivi dans cette méthodologie mène de façon sûre à un prototype respectant le cahier des charges, cela ne signifie pas pour autant qu'une autre démarche soit vouée à l'échec. Sur la figure 3.1, un retour à la phase 1 est possible depuis les phases 2, 3 et 4. Le choix d'une cinématique, d'une configuration et des types de liaisons est particulièrement important et peut représenter une part importante du temps attribué à la conception.

Les étapes suivantes correspondent à des vérifications et à du dimensionnement. Elles dépendent très fortement de la solution initiale choisie. Un mauvais choix de la cinématique rendra la suite de la conception très délicate. Un retour à la phase 1 depuis les phases 3 et surtout 4 est problématique puisque cela revient à reprendre la conception depuis le départ. C'est pourquoi la démarche a été conçue de façon à ce que ce retour soit de moins en moins probable.

1. Ces trois projets ont permis de valider la méthode de conception des robots à articulations élastiques pour trois applications a priori très différentes : la micro-électroérosion (4594.1), l'alignement actif d'éléments optiques (4596.1) et la microscopie à force atomique (5697.3).

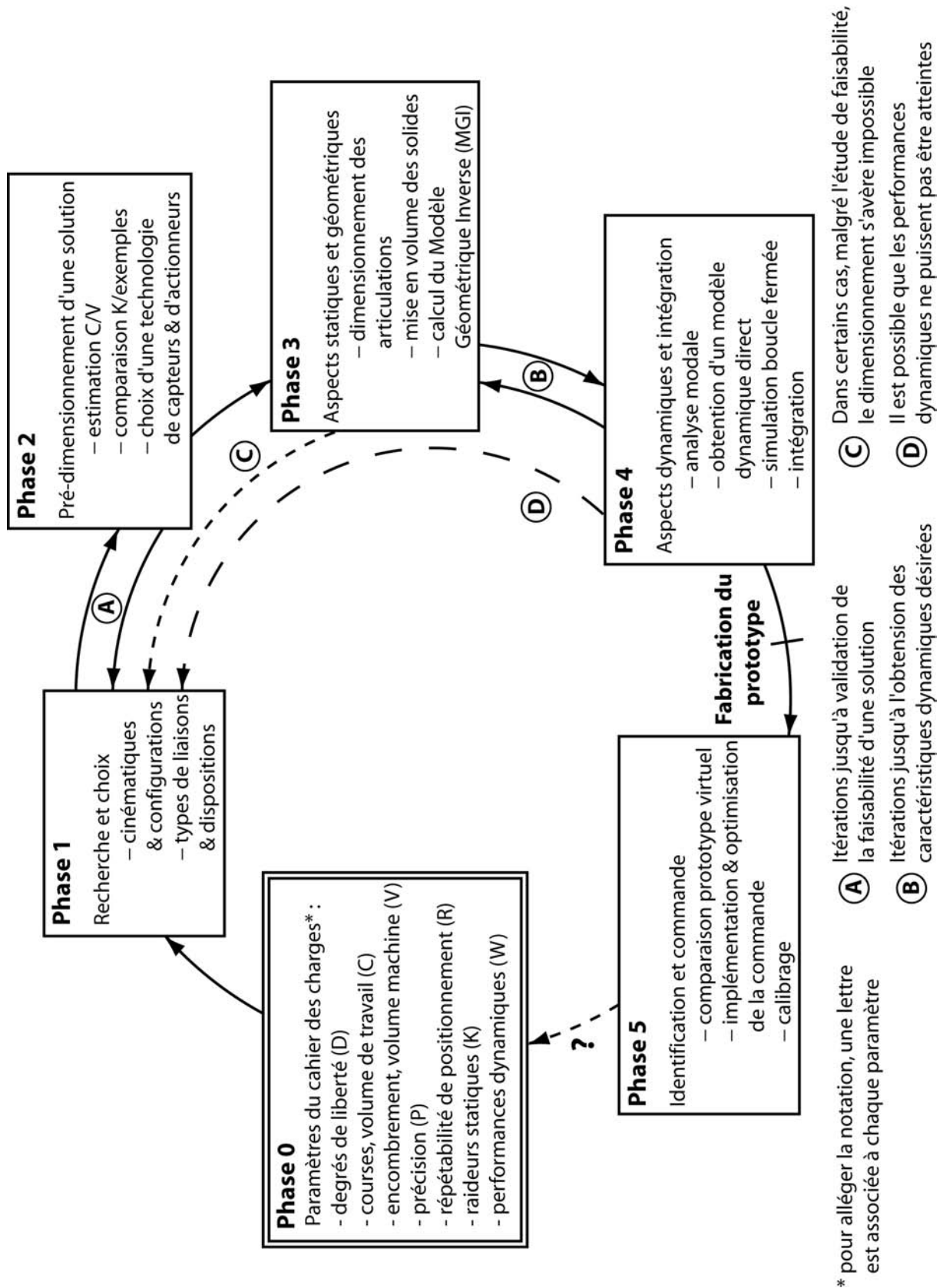


Figure 3.1: Principales étapes de la conception d'un robot de très haute précision à articulations élastiques.

Phase 0 - cahier des charges. Il s'agit là de décrire les objectifs de la conception et de décrire par un ensemble de paramètres les caractéristiques du robot désiré.

Phase 1 - recherche de solutions cinématiques et de types de liaisons. Cette importante phase de recherche n'est que très peu traitée dans ce travail. Une thèse en cours approfondit cette étape de la conception [Helmer 2003]. A partir d'un catalogue de cinématiques, le concepteur choisit un ensemble de solutions qui répondent au cahier des charges. Une même cinématique (composée de liaisons identiques) peut avoir plusieurs variantes (ou configurations). Passer des liaisons idéales aux liaisons à articulations élastiques demande de trouver pour chaque liaison ou groupe de liaisons, un ensemble d'éléments élastiques qui remplit la même fonctionnalité. Cet ensemble d'éléments peut parfois être disposé de différentes manières. Durant cette phase, le concepteur génère une série de solutions cinématiques et de configurations possibles, puis propose plusieurs réalisations avec des liaisons à articulations élastiques. Il sélectionne alors une de ces solutions (la plus simple ou celle qui lui semble la plus facile à réaliser) et passe à la phase suivante.

Phase 2 - Pré-dimensionnement. Le pré-dimensionnement a pour but de valider rapidement la faisabilité de la solution choisie. Il consiste à vérifier si les courses demandées sont compatibles avec l'encombrement spécifié et si les raideurs requises par le cahier des charges sont du même ordre de grandeur que celles de mécanismes connus.

Phase 3 - Dimensionnement, aspects statiques et géométriques. Cette phase consiste en un premier dimensionnement de la structure mécanique finale. A la fin de cette phase, le concepteur sait que sa structure permet d'effectuer les courses choisies avec la précision et les raideurs voulues. Il a également calculé le modèle géométrique basé sur des liaisons idéales.

Phase 4 - Dimensionnement, aspects dynamiques. Les aspects dynamiques du dimensionnement consistent d'une part à valider la structure mécanique par rapport aux performances souhaitées et d'autre part à choisir les différents éléments nécessaires à la commande du système (convertisseurs, amplificateurs, actionneurs et capteurs). Pour cela, un modèle dynamique du robot est construit. Ce modèle s'obtient généralement en utilisant la méthode des éléments finis.

Phase 5 - Identification et commande. Une fois le prototype réalisé et assemblé, la première tâche à effectuer est l'identification du système. Celle-ci peut se faire de différentes façons, mais elle doit permettre de déterminer si le prototype réel correspond au prototype virtuel (comparaison des modèles dynamiques). Une implémentation d'une commande de type PID permet une première validation des performances du robot. Ces performances, du point de vue de la précision ou de la dynamique, peuvent ensuite être optimisées.

3.2 - Ecriture du cahier des charges

3.2.1 - Pourquoi un cahier des charges ?

Une méthodologie de conception doit s'appuyer sur les spécifications techniques et économiques du cahier des charges.

Selon l'AFNOR, le cahier des charges est un «document par lequel le demandeur exprime son besoin (ou celui qu'il est chargé de traduire) en terme de *fonctions de services* et de *contraintes*. Pour chacune d'elles sont définis des critères d'appréciation et leurs niveaux. Chacun de ces niveaux doit être assorti

d'une flexibilité.».

Les fonctions et contraintes exprimées sont la base à laquelle le concepteur va devoir constamment se référer. L'écriture d'un cahier des charges type est donc un préalable indispensable à l'élaboration d'une méthodologie, c'est pourquoi une partie de ce chapitre lui est consacrée.

3.2.2 - Paramètres du cahier des charges pour les robots à articulations élastiques

L'objectif de conception proposé est «la réalisation de robots de *petite taille* conçu sur la base d'une structure mécanique à articulations élastiques, dédiés à des tâches requérant une très haute *précision* et/ou une *dynamique élevée*».

Suite à l'énoncé de cet objectif, plusieurs contraintes et fonctions peuvent déjà être relevées : degrés de liberté (de la structure mécanique), taille (encombrement), précision et dynamique.

Degrés de liberté et courses. Le nombre de degrés de liberté d'un système robotique est l'une de ses principales caractéristiques. Il est déterminé par le nombre de *paramètres indépendants* x_i qui définissent entièrement la position de «sortie» du robot (outil, préhenseur ou point matériel particulier) ou la position relative de deux «sorties» du système (on parle alors de système main droite - main gauche). Les plages de variation de ces paramètres (*courses*) définissent le volume de travail du système. Souvent, les paramètres se rattachent à un repère cartésien qui permet de définir des vecteurs directeurs pour les translations et des axes pour les rotations. Il existe d'autres situations où les paramètres sont définis par rapport à un repère sphérique ou cylindrique, ou que le volume de travail soit défini par une ou des équations liant certains paramètres.

Dans bien des cas, le volume de travail défini dans le cahier des charges et le volume de travail du système conçu ne correspondent pas entièrement. En effet, la cinématique choisie pour obtenir les degrés de liberté désirés impose un certain volume de travail. Le volume de travail défini dans le cahier des charges s'inscrit à l'intérieur de celui imposé par la cinématique. Dans la situation optimale, les deux volumes correspondent.

Encombrement. L'encombrement typique des structures mécaniques considérées dans ce travail va de 0,1 à 10 dm³. L'encombrement peut être donné par le volume mais il est également important de connaître la géométrie du volume à la disposition du concepteur (sous la forme des 3 cotes d'encombrement par exemple).

L'encombrement du système concerne souvent exclusivement la partie mécanique de celui-ci. Il est intéressant pour des systèmes de petite taille de spécifier également l'encombrement maximal de la commande.

Ecart de position, répétabilité, précision. Il est utile de spécifier ici ce qui est entendu par les termes répétabilité, précision de positionnement et de voir comment ils sont compris dans le domaine des systèmes robotiques à liaisons mécaniques élastiques. La norme ISO 230-2 concerne la «détermination de la précision et de la répétabilité de positionnement des axes en commande numérique» [ISO 1996]. Cette norme est d'une grande aide pour clarifier les définitions. Cependant, les définitions proposées ne sont pas toutes pertinentes dans le cas particulier qui nous concerne. L'annexe A résume et illustre les principales définitions données dans cette norme. Ci-dessous, ces définitions sont adaptées aux robots de très haute précision à liaisons élastiques.

Le fait de disposer d'un mécanisme réversible exempt de frottement sec rend inutile le fait de tenir compte du sens d'approche lors de la mesure. Ceci signifie en particulier que la **valeur de réversibilité Bi est**

supposée nulle (en fait cette valeur vaut l'incrément du capteur).

L'**écart de position** \bar{x}_i en une position est particulièrement important. Il s'agit du paramètre qui caractérise la différence entre la position donnée par le capteur interne du système robotique et celle donnée par le capteur externe utilisé pour le mesurage. Cet écart peut provenir de l'initialisation du robot, du modèle géométrique ou de phénomènes non modélisés. Un processus de calibrage permet de réduire cet écart. L'**étendue de l'écart de position M** est une caractéristique importante du point de vue du cahier des charges car elle permet de spécifier un maximum toléré sur les écarts de position.

La **répétabilité de positionnement R** (égale à 4 fois l'estimateur de l'incertitude type de positionnement s_i) donne une information sur la répartition des points de mesure autour de la position moyenne. Pour les systèmes étudiés ici, la répétabilité de positionnement dépend essentiellement de deux facteurs : la résolution du capteur employé et la qualité de la régulation. La répétabilité de positionnement ne dépend pas du point de mesure sauf dans le cas de fortes non-linéarités ou de perturbations importantes.

La **précision de positionnement d'un axe A** est donnée, dans notre cas, par la somme de l'étendue de l'écart de positionnement M et de la répétabilité de positionnement R.

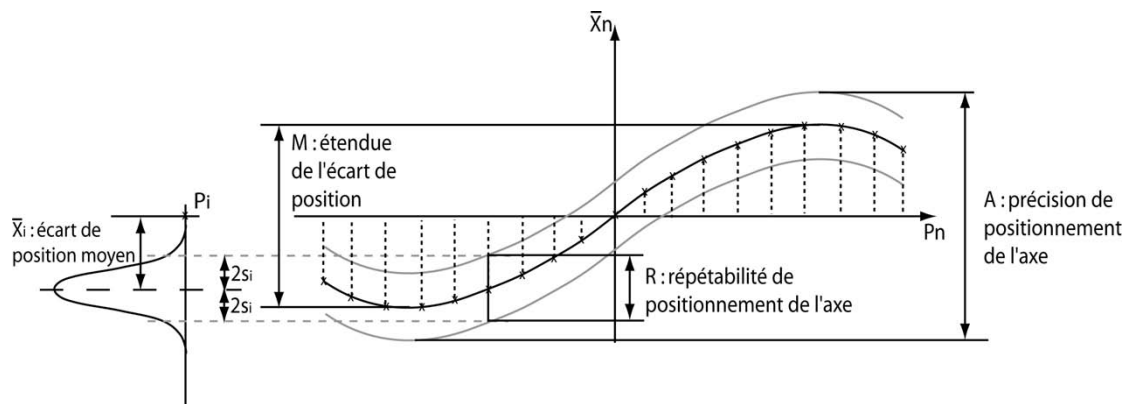


Figure 3.2: Termes définissant les caractéristiques de positionnement statique d'un axe à partir de la mesure de n points (P_n) également répartis.

Une des limites de la norme ISO 230-2 est qu'elle ne s'applique pas au contrôle simultané de plusieurs axes. Il est cependant possible d'imposer dans le cahier des charges des limites sur les couplages, c'est-à-dire sur la précision de positionnement des axes non testés (cela implique théoriquement un mesurage simultané de plusieurs axes).

Les **conditions d'essai** sont particulièrement critiques pour ces mesurages, en particulier du point de vue de l'environnement thermique.

Les questions liées au problème de l'influence des variations thermiques ainsi qu'à la correction des écarts de position dépassent le cadre de cet exposé. Ces sujets font l'objet de deux autres thèses au LSRO.

Performances dynamiques. Lorsque des performances particulières sont attendues du point de vue de la dynamique du système, des spécifications précises doivent être portées au cahier des charges. Plusieurs paramètres peuvent être définis.

- La bande passante désirée du système correspond à la fréquence à laquelle la réponse du système a chuté de 3dB par rapport à sa réponse à basse fréquence. En plus de la bande passante, l'amplitude des oscillations désirée doit être spécifiée, afin de dimensionner le convertisseur numérique-analogique, l'étage d'amplification ainsi que l'actionneur.

- L'accélération et la vitesse maximales désirées (obtenues éventuellement par dérivation d'une trajectoire donnée) donnent des informations très utiles respectivement au dimensionnement du couple masse-actionneur et au dimensionnement de l'acquisition des signaux capteurs (en tenant compte de la répétabilité recherchée).
- Les temps de cycle spécifient la durée maximale autorisée pour effectuer une tâche. Pour rendre une spécification de ce type utilisable, il faut définir une trajectoire, puis calculer les vitesses et accélérations nécessaires pour suivre cette trajectoire dans le temps imparti.
- L'erreur maximale de suivi définit pour une ou plusieurs trajectoires données la différence maximale entre la consigne et la trajectoire effectivement suivie par le système. Dans de nombreux cas, les performances maximales d'un procédé sont limitées par cette erreur de suivi de trajectoire.
- Le rejet des perturbations est une caractéristique dynamique importante. Elle peut concerner une force extérieure appliquée sur la sortie du robot (par exemple : un effort décrit par un sinus d'amplitude 0.1N et de fréquence 50Hz ne doit pas provoquer un déplacement supérieur à 1 μ m) mais également les perturbations dues aux couplages dynamiques.

Raideurs vis-à-vis de sollicitations extérieures. Pour des applications particulières où les sollicitations extérieures sont variables, il est nécessaire de préciser les raideurs attendues selon les degrés de liberté bloqués.

Autres données. Quelques données complémentaires tels que le coût maximal du robot ou l'environnement de travail envisagé et les contraintes qui lui sont propres doivent apparaître dans le cahier des charges. Les interfaces de liaison avec le support du robot et au niveau de sa terminaison doivent être spécifiées.

Le tableau 3.1 donne quelques paramètres des systèmes conçus au Laboratoire de Systèmes Robotiques (LSRO) à Lausanne (selon le cas, la répétabilité est limitée par les capteurs, la mécanique ou la commande).

nom	encombrement (dm ³)	nb ddl.	courses	répétabilités (nm - μ°)	liaisons (élastiques / mixtes)	année
axe linéaire	1	1	± 4 mm	10 nm	élastique	2001
Delta ³ I	1,5	3	± 1 mm (3x)	100 nm	élastique	1999
Quatra	5	4	± 2 mm (2x) $\pm 2^\circ$ (2x)	200 nm 100 μ°	élastique	2002
Sigma	6	6	± 4 mm (3x) $\pm 4^\circ$ (3x)	10 nm 15 μ°	élastique	2002
Delta ³ II	8	3	± 2 mm (3x)	10 nm	élastique	2001
Orion	10	3	± 5 mm (1x) $\pm 2,5^\circ$ (2x)	800 nm 1500 μ°	mixte	1998
Tribias	10	6	x,y: ± 10 mm z: ± 5 mm $\theta_{x,y}$: $\pm 2,5^\circ$	100 nm 500 μ m	mixte	1997

Tableau 3.1: Principales caractéristiques de quelques systèmes robotiques conçus au LSRO.

3.3 - Choix cinématiques et choix de la structure

Une fois les spécifications techniques du prototype inscrites dans le cahier des charges, les premières recherches de solutions sont effectuées.

3.3.1 - Cinématique et configuration

La première tâche consiste à trouver une ou plusieurs cinématiques qui permettent de réaliser les déplacements spécifiés dans le cahier des charges, puis d'établir un catalogue de configurations de cette cinématique. Il faut en établissant ce catalogue tenir compte de l'aspect pratique des tâches à accomplir : transfert de pièces, nombre de composants à assembler.

La question de savoir comment obtenir une cinématique à n ddl n'est pas abordée ici, il est supposé que le concepteur a à disposition un catalogue de cinématiques pour faire son choix [Merlet 2000]. L'établissement d'un catalogue ainsi que la recherche de critères de choix font actuellement l'objet d'un travail de thèse au Laboratoire de Systèmes Robotique à Lausanne [Helmer 2003].

Plusieurs critères peuvent orienter le choix d'une cinématique :

- le nombre de liaisons - globalement, on privilégie les solutions qui ont le plus petit nombre de liaisons ;
- les liaisons pivot - ces liaisons sont facilement réalisables, en particulier avec des articulations élastiques ;
- le rapport course/encombrement ;
- l'aspect pyramidal de la structure - une structure pyramidale est composée de chaînes cinématiques de longueur équilibrées et peut être conçue avec des éléments rigides en début de chaîne (vers le bâti) et légers en fin de chaîne ;
- les masses mobiles - plus celles-ci seront réduites, meilleure sera la dynamique du robot.

Une fois une cinématique choisie, le concepteur doit chercher différentes variantes ou configurations possibles (cf. figure 3.3). Une configuration est comprise ici comme étant un schéma des liaisons dans l'espace. Pour choisir une configuration, plusieurs critères doivent être pris en compte :

- la facilité de conception du bâti ;
- la recherche d'un avantage en force ou en déplacement ;
- la facilité de montage.

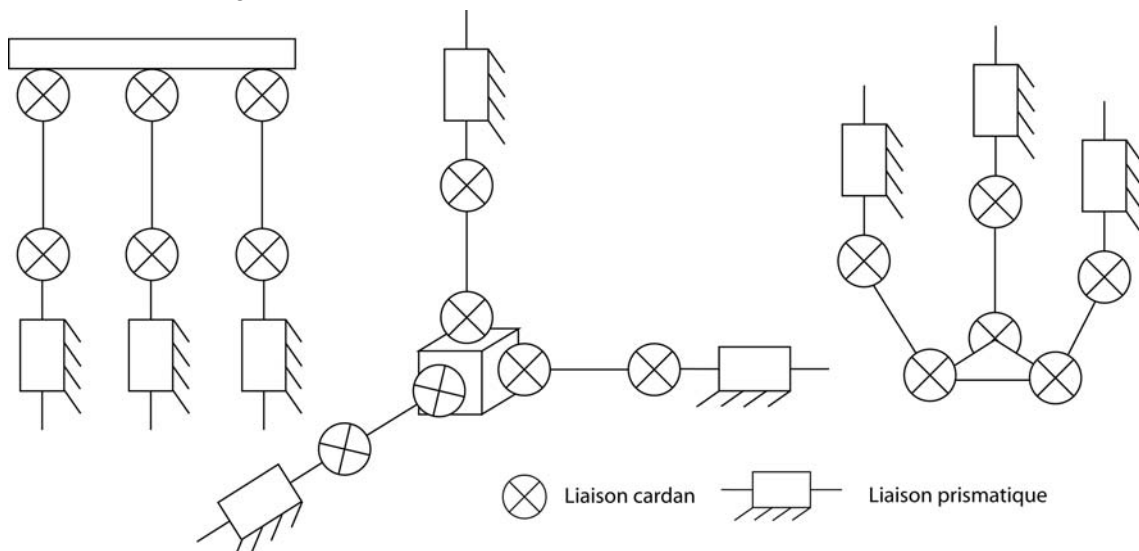


Figure 3.3: Une cinématique (Delta linéaire) et deux de ses variantes (ou configuration).

3.3.2 - Liaisons élastiques et dispositions

Une fois la configuration connue, il faut choisir pour chaque liaison un équivalent conçu à l'aide d'articulations élastiques. L'état de l'art présenté dans le chapitre précédent donne un certain nombre d'exemples.

Les liaisons peuvent être choisies en fonction de plusieurs critères :

- simplicité
- linéarité du mouvement
- facilité de fabrication

Les liaisons à articulations élastiques choisies peuvent souvent être disposées de différentes manières, ceci est particulièrement vrai pour les liaisons prismatiques.

Afin de choisir la disposition la mieux adaptée, deux analyses doivent être menées. La première concerne l'impact des hyperstatismes. Une cinématique présentant des hyperstatismes peut fonctionner dans certains cas. Le principal désavantage des hyperstatismes est de rendre l'assemblage d'une structure difficile, voir impossible¹. Dans le cas d'une fabrication monolithique, un hyperstatisme peut par contre ne pas être gênant et va augmenter les raideurs de la structure. Un exemple de deux dispositions possibles est proposé dans la figure 3.4 (même cinématique, même configuration, même types de liaison).

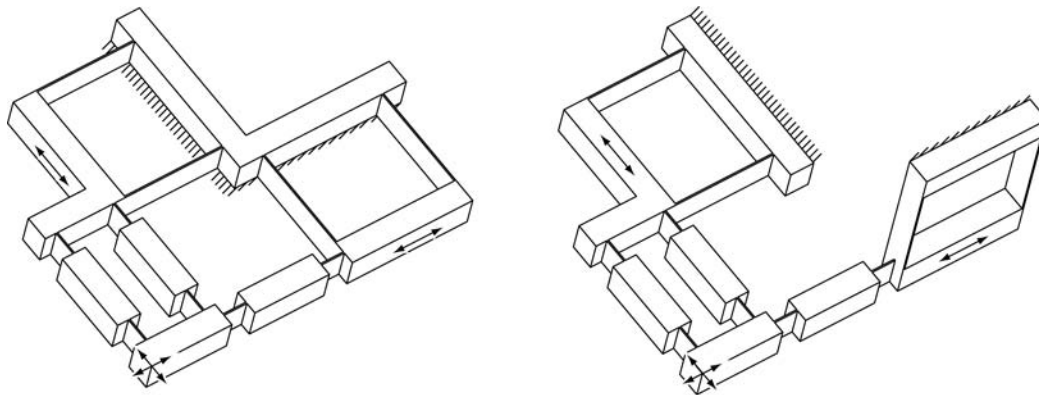


Figure 3.4: Deux dispositions des liaisons pour un mécanisme hyperstatique à 2 ddl (X-Y) : en cas de fabrication monolithique la solution de gauche fonctionne, celle de droite non.

La disposition de droite ne fonctionne pas du fait de la combinaison des hyperstatismes et du mouvement de translation circulaire du guidage situé hors plan. Du fait de l'usinage monolithique, la disposition de gauche est possible. Pour que la solution de droite fonctionne, le guidage hors plan doit par exemple être relié à l'élément de sortie par un bras composé de deux liaisons cardan.

La deuxième analyse à mener concerne les raideurs. En fonction de la disposition choisie, celles-ci vont être plus ou moins grandes. Si les raideurs spécifiées dans le cahier des charges semblent difficiles à atteindre, la disposition permettant d'obtenir les raideurs les plus importantes va être choisie. Si le rapport course / encombrement est critique, la disposition la moins encombrante doit être choisie. Si aucun des deux paramètres cités n'est critique, la disposition qui simplifie le plus la conception sera choisie.

1. De très faibles erreurs de fabrication peuvent créer des efforts internes élevés et parfois rendre l'assemblage impossible. D'autre part, les hyperstatismes sont une importante source d'usure.

3.4 - Pré-dimensionnement

Cette deuxième phase de conception consiste à valider la faisabilité de la solution imaginée lors de la phase précédente.

Une estimation des déformations des articulations élastiques pour un encombrement V et des courses C donnés permet une première validation du choix de la structure. Cette estimation se fait en dimensionnant la cinématique choisie de sorte qu'elle occupe l'ensemble du volume machine autorisé. A partir des courses C connues, la déformation de chaque articulation élastique est calculée. Ces déformations peuvent être comparées à des valeurs typiques obtenues avec des articulations élastiques (déformation angulaire de 5° pour un col circulaire, déformation linéaire de 5 mm pour une membrane, ...). Si les déformations obtenues sont inférieures à ces valeurs types, la conception est possible du point de vue des courses et de l'encombrement. Si elles sont égales ou légèrement supérieures, la conception sera délicate mais possible. Si ces déformations sont largement supérieures aux valeurs types, une adaptation doit être recherchée. Si aucune adaptation ne permet de résoudre le problème, un retour à la phase précédente est nécessaire. La figure 3.5 illustre le fait qu'un pré-dimensionnement rapide permet de mettre en évidence les points critiques d'une solution et éventuellement de l'améliorer.

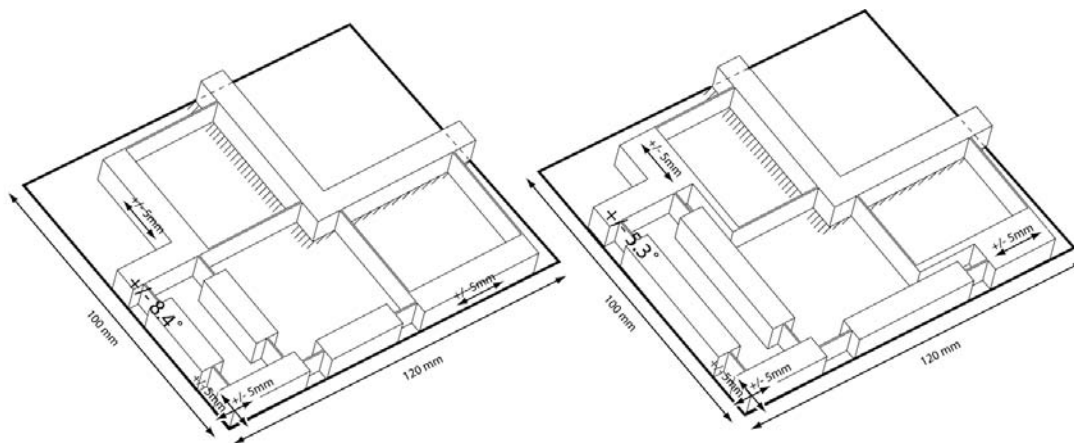


Figure 3.5: Mécanisme à 2 ddl (table X-Y) pour un encombrement et des courses donnés, la solution de base impose des déplacements angulaires de 8.4° . Une simple adaptation permet de limiter ces déplacements à 5.3° .

Pendant cette phase, une réflexion doit également être menée sur la précision. Il s'agit de vérifier qu'une demande du cahier des charges ne soit pas irréalisable avec la solution choisie. Par exemple, supposons que la liaison appui-plan de la figure 2.9 soit choisie pour réaliser une structure à 3 ddl. Si une contrainte importante sur la précision du mouvement en dehors du plan libre est imposée, une autre solution doit être envisagée.

Un choix doit être également fait en ce qui concerne les technologies employées pour les actionneurs et les capteurs. Les technologies sans contact sont à privilégier. Du point de vue des actionneurs, on peut envisager les technologies suivantes : actionneurs à aimants ou à bobines mobiles, actionneurs piezo-électriques (de type «stack») avec amplificateur mécanique. Du point de vue des capteurs, quelques technologies sont envisageables : règles linéaires optiques, capteurs capacitifs, capteurs inductifs, capteurs à fibre optique.

Les raideurs K demandées dans le cahier des charges doivent être mises en regard de la solution choisie. Pour avoir un ordre de grandeur des raideurs réalisables à l'aide d'articulations élastiques, il est possible

de se référer à la littérature et en particulier aux formules analytiques synthétisées par Henein [Henein 2001]. Quelques exemples sont également donnés dans le chapitre 5 de cette thèse. Dans le cas d'un guidage linéaire non compensé (cf. figure 2.5), le matériau, l'écartement des bras, la longueur col à col ainsi que les caractéristiques des articulations influencent les raideurs. La raideur est souvent proportionnelle au module de Young du matériau (E). En première approche, la raideur en flexion transverse est inversement proportionnelle au carré de la longueur col à col et la raideur en torsion est proportionnelle au carré de l'écart entre les bras (cf. figure 3.6).

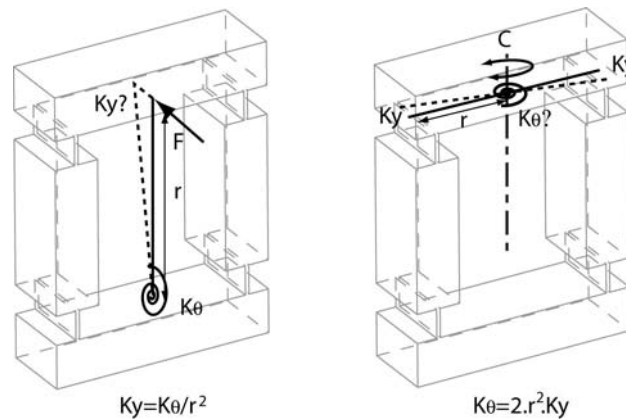


Figure 3.6: Raideurs en flexion transverse et en torsion d'un guidage linéaire.

Ce type de calcul permet d'estimer assez rapidement si les valeurs des raideurs spécifiées dans le cahier des charges peuvent être atteintes ou non. De même que pour l'aspect course et encombrement, il est possible par des modifications d'améliorer les caractéristiques d'une solution. Cependant, il faut être attentif au fait que l'aspect raideur et l'aspect course et encombrement sont liés.

3.5 - Aspects géométriques et statiques

Cette phase commence par le dimensionnement des articulations élastiques élémentaires. Ce dimensionnement lui-même, détaillé dans le chapitre 4, contient le choix du matériau employé. Pour cela, deux cas sont à distinguer : celui où les courses semblent difficiles à obtenir pour l'encombrement spécifié (cas 1) et le cas où le rapport course/encombrement n'est pas critique (cas 2).

Dans le premier cas, les dimensions des articulations seront proches des limites technologiques, la course est alors proportionnelle au rapport σ_{adm}/E (loi de Hooke). Le choix se porte sur le matériau dont le rapport σ_{adm}/E est le plus important (la valeur σ_{adm} correspond à la contrainte maximale principale qui provoque une rupture par fatigue pour 10^7 cycles multipliée par un facteur de correction [Henein 2000]).

Dans le second cas, on peut concevoir des articulations équivalentes (cf. chap. 4) qui permettent toutes d'atteindre la course désirée. Si les raideurs et les fréquences propres sont suffisantes, le choix se porte alors sur le matériau le moins cher ou le plus facile à usiner. C'est le seul cas où un matériau ayant une faible aptitude aux déformations (comme un alliage d'aluminium) se justifie. Dans les autres cas, on cherchera à réduire les dimensions (σ_{adm}/E grand), à utiliser le matériau au module de Young le plus élevé (pour obtenir une grande raideur) ou à privilégier le rapport E/ρ (indicateur de la valeur des fréquences propres). Le choix du matériau se fait alors au cas par cas. La figure 3.7 propose une synthèse de la démarche décrite ci-dessus. Le choix du matériau dépasse la phase de dimensionnement puisque des critères dynamiques peuvent entrer en ligne de compte.

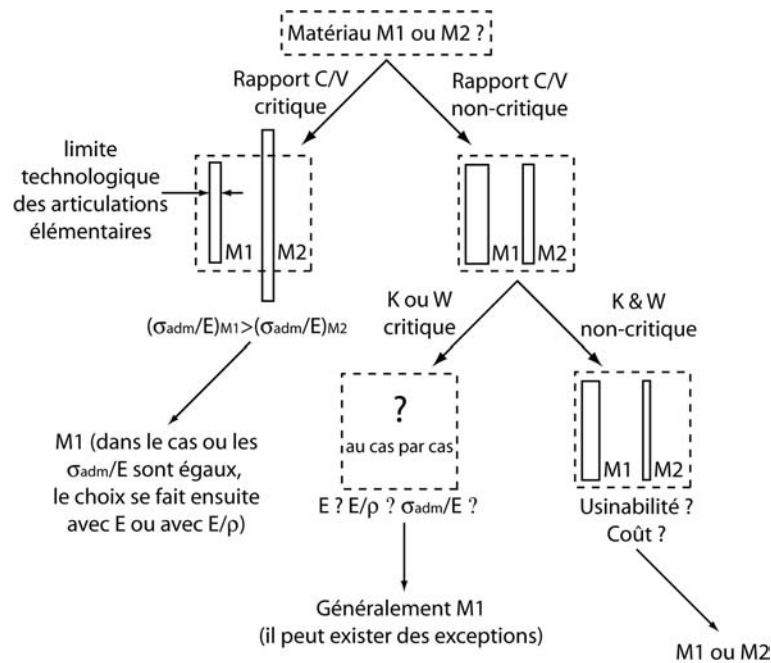


Figure 3.7: Démarche de dimensionnement des articulations : différents cas rencontrés lors du choix d'un matériau (les rectangles schématisent les dimensions des articulations).

Suite au dimensionnement des articulations élastiques élémentaires, il est possible de valider les raideurs de la structure (en considérant les éléments de liaisons comme des corps rigides). Les efforts en fin de course peuvent aussi être calculés (ils sont utiles au dimensionnement de l'actionneur).

Parallèlement à ce travail, le calcul du modèle géométrique inverse doit être effectué ainsi que la mise en volume des différents solides. En plus du modèle géométrique, la matrice Jacobienne inverse peut être calculée afin d'obtenir une valeur des couplages induits par la géométrie (cette matrice a pu déjà être calculée lors de la recherche de solutions cinématiques, dans le but d'optimiser la configuration).

La dernière tâche à effectuer dans cette phase de la conception consiste à calculer des erreurs sur la précision de positionnement, erreurs dues au comportement non idéal des articulations élastiques (dont on ne tient pas compte dans le modèle géométrique). Si les erreurs calculées sont supérieures à celles spécifiées dans le cahier des charges et qu'elles ne peuvent pas être compensées par les autres axes, alors le dimensionnement doit être revu. Si après plusieurs itérations les précisions ou les raideurs ne peuvent pas être atteintes, la solution envisagée doit être reconsidérée.

3.6 - Aspects dynamiques

A ce stade de la conception, la structure mécanique a pratiquement son aspect définitif. Une analyse modale est alors effectuée sur l'ensemble de la structure afin de valider la forme et la fréquence des modes de vibration. Il faut noter que l'analyse modale peut être utilisée en amont pour concevoir des sous-ensembles ou des liaisons. Les valeurs propres et vecteurs propres obtenus par l'analyse modale permettent d'estimer la bande passante qui peut être atteinte ainsi que les couplages entre les axes. Si la bande passante n'est pas satisfaisante, un retour à la phase précédente permet de redimensionner la structure. L'analyse modale, complétée par l'analyse de la réponse fréquentielle (analyse dynamique fréquentielle) permet d'identifier un modèle dynamique de la structure mécanique. Ce modèle peut théoriquement

s'obtenir analytiquement, mais pratiquement, la complexité des structures étudiées rend l'utilisation de la méthode des éléments finis incontournable. Une fois un modèle dynamique obtenu, une simulation de la dynamique du système en boucle fermée peut se faire. Ceci permet principalement de choisir les amplificateurs, capteurs, actionneurs et convertisseurs. L'intégration de l'ensemble des composants doit ensuite être faite. Si cette intégration remet en cause l'analyse modale effectuée précédemment (du fait de la masse des parties mobiles des capteurs et des actionneurs), cette phase doit être reprise.

3.7 - Identification et commande

Une fois le prototype réalisé, la première tâche à effectuer est une identification du comportement du système en boucle ouverte. Cette identification permet, par comparaison avec le modèle dynamique obtenu lors de la phase précédente, de valider la conception de la structure mécanique. Si le prototype présente les fréquences propres attendues, les raideurs, les courses et les masses en mouvement correspondent à celles prévues. Il est alors possible d'implémenter et de tester une première commande (de type PID par exemple). La répétabilité de positionnement et les raideurs doivent alors être atteintes. Deux points peuvent encore être améliorés : la précision de positionnement, par le calibrage du robot (par rapport aux différents types d'erreurs : dues aux articulations élastiques, dues à la fabrication ou dues aux gradients thermiques) et les caractéristiques dynamiques en optimisant la commande. Si l'un des points du cahier des charges ne peut pas être atteint, une erreur a été commise lors de l'une des phases précédentes. Il peut par exemple s'agir d'une erreur de modélisation ou d'une non-linéarité qui a été ignorée. Chaque erreur devrait être consignée dans une base de données utile aux prochaines conceptions.

3.8 - Domaines approfondis dans les chapitres suivants

La méthodologie proposée permet d'identifier l'ensemble des problèmes posés au concepteur d'un robot de très haute précision à articulations élastiques. Certains de ces problèmes (ceux rattachés à la phase 1) sont traités dans un travail de thèse connexe en cours [Helmer 2003]. Plusieurs points abordés dans ce chapitre nécessitent des approfondissements. Les questions suivantes sont étudiées plus en détails dans les prochains chapitres :

Le chapitre 4 propose une approche du dimensionnement des articulations élastiques adaptée à la conception de robots. En particulier, on y traite de la résolution de problèmes à contraintes multiples et d'une présentation de la notion d'articulations élastiques équivalentes.

Le chapitre 5 traite de la conception des liaisons à articulations élastiques et des caractéristiques de ces liaisons (compliances, précision des mouvements, modes de vibration). Les choix du matériau, du profil des articulations élémentaires et de la géométrie des masses y sont abordés.

Le chapitre 6 est une étude des liens entre la dynamique des structures et la commande. Un modèle à 1 ddl est tout d'abord utilisé puis des structures et modèles à plusieurs ddl sont analysés.

Dimensionnement des articulations élastiques élémentaires

Le dimensionnement des articulations élastiques élémentaires est une étape importante de la conception. La course et le volume d'un mécanisme dépendent très fortement des caractéristiques des articulations élémentaires. Le but de ce chapitre est de proposer une méthode de dimensionnement ; les questions de la formulation du problème et de la démarche à suivre sont donc abordées en priorité. Plusieurs exemples montrent la pertinence de cette méthode ainsi que des résultats obtenus.

4.1 - Objectifs de conception et méthode proposée

4.1.1 - Introduction

Quelques auteurs se sont interrogés sur la démarche de conception et les questions qui se posent lors du dimensionnement des articulations élastiques élémentaires. Différentes formulations et méthodes de résolution de ce problème de conception ont été proposées. Certains auteurs suggèrent de dimensionner les mécanismes compliants sur la base d'un critère d'efficacité énergétique [Hetrick 1999], critère qui consiste à minimiser l'énergie de déformation tout en obtenant une amplification du mouvement donné par l'actionneur. Cette méthode d'optimisation a été implémentée avec succès dans un code d'éléments finis. Elle est transposable à la conception des mécanismes de haute précision dédiés à la robotique, au sens où un critère d'efficacité énergétique est un objectif d'optimisation logique. Cependant, un certain nombre de contraintes doivent être ajoutées. Beaucoup d'auteurs se sont focalisés sur le calcul de formules analytiques qui concernent les compliances de certaines articulations [Paros 1965, Smith 1997, Smith 2000, Henein 2001]. Si la compliance est un facteur tout à fait déterminant dans le cas d'un système de mesure, c'est un paramètre beaucoup plus difficile à déterminer à partir du cahier des charges d'un robot de très haute précision. Pour cette raison, le dimensionnement sera abordé différemment dans ce chapitre, ce d'autant plus que le concepteur trouvera sans peine les formules de compliance dont il aurait besoin dans la littérature.

En traitant du dimensionnement d'un col à rayon de raccord variable, une contribution importante a été apportée sur le plan de la méthode [Lobontiu 2001]. En effet, les auteurs de cet article, tout en calculant la valeur des compliances de ce col, s'intéressent également à d'autres conditions (précision du mouvement et contrainte maximale atteinte). Cette démarche, que l'on retrouve également chez Xu et King [Xu, W. 1996], a été retenue et généralisée dans ce chapitre.

4.1.2 - Formulation et outils de résolution de problèmes

Le dimensionnement d'une articulation élastique peut généralement se formuler sous la forme d'un problème d'optimisation, avec ses objectifs et ses contraintes ou comme un problème de recherche d'un ensemble de solutions avec contraintes (le tableau 4.1 présente un exemple de problème formulé). Les

contraintes que l'on rencontre le plus fréquemment sont :

- un déplacement donné (translation ou rotation)
- une contrainte maximale admissible donnée
- une raideur donnée
- un cas de charge donné
- des contraintes technologiques (épaisseur minimale usinable, rapport d'aspect, ...)

Dans le cas où le dimensionnement se formule sous la forme d'un problème d'optimisation, en plus des contraintes du type de celles énumérées ci-dessous, un ou plusieurs objectifs sont définis. Ces objectifs peuvent être les suivants :

- maximiser la course
- maximiser un rapport de raideurs
- minimiser la charge
- minimiser une erreur
- minimiser l'encombrement

Les outils mathématiques les plus utiles à cette étape de conception sont les suivants:

- recherche d'extrema d'une fonction à un ou plusieurs paramètres
- résolution d'équations, recherche de racines
- évaluation numérique d'intégrales
- recherche de fonctions d'interpolation à partir de données (moindres carrés ou autre)

Le tableau 4.1 présente un exemple d'une formulation d'un problème.

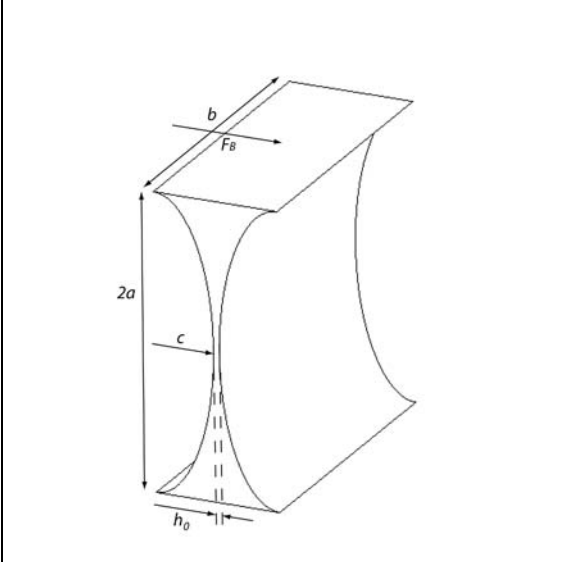
	<p>Constantes: E (module d'Young), a</p>
	<p>Variables: c, h_0, b</p>
	<p>Contraintes:</p> <ul style="list-style-type: none"> • rotation 5° • $2\text{mm} < b < 10\text{mm}$ • $0.2\text{mm} < c < a$ • $\sigma_{\max} < 600\text{MPa}$ • $h_0 > 50 \mu\text{m}$
	<p>Objectif d'optimisation: minimiser F_B</p>

Tableau 4.1: Exemple de formulation d'un problème.

4.1.3 - Méthode proposée

Pour une géométrie d'articulation choisie, la méthode de dimensionnement suivante est proposée ; elle est applicable à de nombreux cas :

- Formuler analytiquement la géométrie de l'articulation

- Calculer les efforts de liaison (sous forme symbolique)
- Calculer le torseur des efforts intérieurs (en tenant éventuellement compte d'efforts virtuels)
- Recenser les différents paramètres (distinguer les variables et les constantes dans le problème de dimensionnement)
- Recenser les contraintes et si besoin, l'objectif d'optimisation
- Formuler l'énergie interne de déformation
- Appliquer les théorèmes énergétiques pour obtenir la grandeur désirée (sous forme intégrale si celle-ci ne peut être intégrée analytiquement)
- Résoudre (numériquement si nécessaire) les équations posées en tenant compte des contraintes
- Valider l'articulation (ou les articulations) par la méthode des éléments finis

Cette méthode va être appliquée à plusieurs cas dans ce chapitre, afin d'en démontrer la pertinence.

4.2 - Etude du cas de l'élément lame

4.2.1 - Rappels de théorie des poutres

Quelques rappels de théorie des poutres sont nécessaires pour introduire l'étude du cas. La plupart des ouvrages de mécanique des structures traitent cette théorie de façon approfondie [Del Pedro, 2001].

a - Délimitation du domaine d'étude

Les développements de ce chapitre se limitent aux poutres droites (ou à faible courbure). Même si la plupart des cas de charges peuvent être pris en compte dans la méthode proposée, seul le cas de la flexion simple est étudié dans les exemples donnés. Les phénomènes de concentration de contrainte qui peuvent limiter l'utilisation de certaines articulations ne sont pas considérés.

b - Torseur de section

Le torseur de section est composé des forces et des moments qui agissent dans une section donnée. La figure 4.1 montre les différentes composantes du torseur de section.

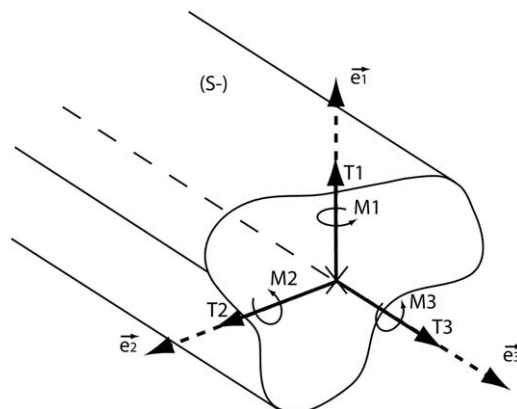


Figure 4.1: Composantes du torseur de section pour une section de normale e_3 .

Les composantes du torseur de section sont les suivantes :

$$\{A_{S+/S-}\} = \begin{Bmatrix} T_1 & M_1 \\ T_2 & M_2 \\ T_3 & M_3 \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

T_1 et T_2 sont les composantes de l'effort tranchant (ou tangentiel), T_3 correspond à l'effort normal. M_1 et M_2 sont les composantes du moment de flexion, M_3 correspond au moment de torsion.

Dans le cas des poutres en flexion, seul l'effort tranchant et le moment de flexion interviennent. L'effet de l'effort tranchant est généralement négligé. Un paragraphe est consacré à l'importance de cet effet. Dans les exemples proposés, le moment de flexion et l'effort tranchant n'ont qu'une composante et sont perpendiculaires entre eux (flexion simple). Si l'effort tranchant est négligé, la flexion simple devient flexion pure.

Calcul du torseur de section. Le calcul du torseur de section consiste simplement à calculer l'équilibre statique d'une partie de la poutre, en faisant abstraction de l'autre partie. Les éléments de réduction sont écrits en $G(S)$ (voir figure 4.2). Le torseur de section est calculé en écrivant l'équilibre de la partie (S+) ou celui de la partie (S-). La convention de signe choisie est donnée par l'équation 4.2.

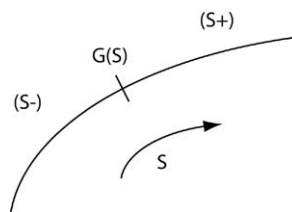


Figure 4.2: Convention de signe pour le calcul du torseur de section.

$$\{A_{S+/S-}\} = \{A_{ext/S+}\} = -\{A_{ext/S-}\} \quad (4.2)$$

c - Vecteur des contraintes

Le vecteur des contraintes agissant sur une surface de normale e_3 est composé d'une contrainte dite «normale» σ_{33} et de contraintes tangentielles (σ_{31} et σ_{32}) (voir figure 4.3). Dans le cas des poutres, conformément à l'une des hypothèses de Saint-Venant, les composantes σ_{11} , σ_{12} et σ_{22} des contraintes agissant sur les surfaces de normale e_1 et e_2 sont supposées négligeables.

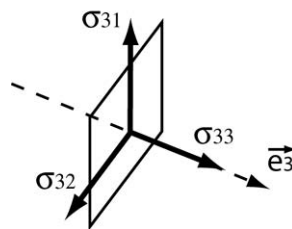


Figure 4.3: Composantes du vecteur des contraintes sur un élément de surface de normale e_3 .

Dans le cas de la flexion simple, la contrainte normale est liée au moment de flexion par la relation suivante :

$$\sigma_{33} = \frac{y \cdot M_2}{I} \quad (4.3)$$

où M_2 est le moment de flexion ($M_1=0$), I le moment d'inertie de la section selon l'axe e_2 et y la distance à la fibre neutre selon l'axe e_1 .

4.2.2 - Exemple de la lame encastrée-libre (poutre cantilever)

L'exemple de la lame encastrée-libre (également appelée «cantilever») sollicitée par un effort et un moment (voir figure 4.4) est l'exemple le plus simple et sans doute l'un des plus couramment rencontrés. La méthode proposée §4.1.3. est employée dans cet exemple.

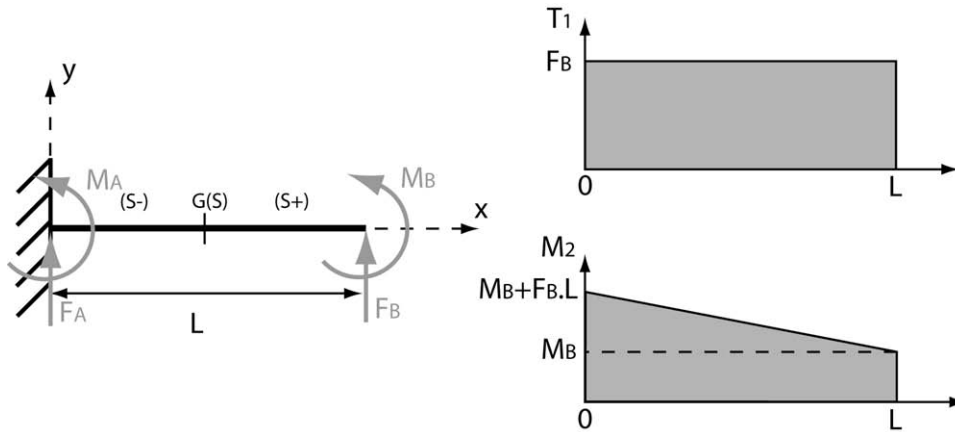


Figure 4.4: *Etude du cas de la poutre encastrée-libre sollicitée par un effort et un moment.*

Formuler analytiquement la géométrie de l'articulation. La géométrie de la lame est évidente, l'épaisseur étant constante (ce point est important pour des géométries plus complexes de type col circulaire ou elliptique).

Recenser les différents paramètres. Les paramètres géométriques sont la longueur (L), l'épaisseur (h) et la profondeur (b). De plus, il y a un paramètre dépendant du matériau, le module d'Young (E).

Calculer les efforts de liaison (sous forme symbolique). Le calcul des efforts de liaison pour F_B et M_B donnés est très simple. En effet, pour que la poutre soit à l'équilibre statique, les conditions suivantes doivent être respectées :

$$\begin{aligned} F_A &= -F_B \\ M_A &= -M_B - F_B \cdot L \end{aligned} \quad (4.4)$$

Calculer le torseur des efforts intérieurs. Le torseur des efforts intérieurs est calculé conformément aux conventions rappelées ci-dessus (cf §4.2.1). Les diagrammes de l'effort tranchant ainsi que celui du moment de flexion sont montrés à la figure 4.4.

$$\{A_{S+/S-}\} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_B \\ M_B + F_B \cdot (L - x) \end{Bmatrix} \quad (4.5)$$

Calculer l'énergie interne de déformation. L'énergie de déformation d'une poutre en flexion est donnée par l'équation suivante (en négligeant l'effet de l'effort tranchant) :

$$U = \int_{x=0}^{x=L} dU = \int_{x=0}^{x=L} \frac{M_2(x)^2}{2 \cdot E \cdot I} dx \quad (4.6)$$

I étant le moment d'inertie de la section de la poutre.

En calculant l'intégrale, on obtient :

$$U = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[M_B^2 \cdot L + M_B \cdot F_B \cdot L^2 + \frac{F_B^2 \cdot L^3}{3} \right] \quad (4.7)$$

Si une grande énergie potentielle doit être stockée dans une lame pour un cas de charge donné, il apparaît qu'il faut soit augmenter sa longueur (L), soit diminuer l'inertie de la section (I) (par l'épaisseur (h) ou la profondeur (b)), soit encore diminuer le module d'Young (E).

Appliquer les théorèmes énergétiques pour obtenir la grandeur désirée.

L'application des théorèmes énergétiques permet d'obtenir les déplacements du point B en fonction des efforts appliqués :

$$\begin{cases} y_B = \frac{\partial U}{\partial F_B} = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[M_B \cdot L^2 + \frac{2 \cdot F_B \cdot L^3}{3} \right] \\ \theta_B = \frac{\partial U}{\partial M_B} = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[2 \cdot M_B \cdot L + F_B \cdot L^2 \right] \end{cases} \quad (4.8)$$

Pour augmenter les déplacements du point B, il faut intervenir sur les mêmes paramètres que pour augmenter l'énergie de déformation.

a - Cas particuliers

Plusieurs cas particuliers peuvent être étudiés, en particulier, $M_B=0$, $F_B=0$ ou $\theta_B=0$.

Pour le cas $M_B=0$, on obtient les équations suivantes :

$$y_B = \frac{F_B \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad \theta_B = \frac{F_B \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (4.9)$$

Pour le cas $F_B=0$:

$$y_B = \frac{M_B \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad \theta_B = \frac{M_B \cdot L}{E \cdot I} \quad (4.10)$$

Avec la condition aux limites $\theta_B=0$, M_B et Y_B valent respectivement :

$$M_B = -\frac{F_B \cdot L}{2} \quad y_B = \frac{F_B \cdot L^3}{12 \cdot E \cdot I} \quad (4.11)$$

b - Déplacement d'un point intermédiaire

Pour obtenir, à l'aide des théorèmes énergétiques, le déplacement y_C d'un point C intermédiaire, une force fictive F_C doit être ajoutée, ce qui modifie l'écriture du torseur de section. La dérivée de l'énergie de déformation par rapport à F_C donne le déplacement du point C en appliquant la condition $F_C=0$.

Dans le cas où $M_B=0$ et si le point C est au centre de la lame, le déplacement de ce point vaut $5/16^{\text{èmes}}$ du déplacement y_B .

Avec la condition aux limites $\theta_B=0$, y_C prend la valeur triviale $y_B/2$.

Il est donc possible d'obtenir le déplacement d'un point intermédiaire en appliquant une force virtuelle. Les seules complications induites par cette force virtuelle supplémentaire se trouvent au niveau du torseur de section qui est légèrement plus compliqué à calculer et au niveau de l'intégration qui se fait en deux parties.

c - Effet de l'effort tranchant

Pour observer l'effet de l'effort tranchant, il faut modifier l'écriture de l'énergie de déformation (équa-

tion 4.7) de la façon suivante :

$$U = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[M_B^2 \cdot L + M_B \cdot F_B \cdot L^2 + \frac{F_B^2 \cdot L^3}{3} \right] + \frac{\eta \cdot F_B^2 \cdot L}{2 \cdot G \cdot S} \quad (4.12)$$

Dans l'écriture de l'effet de l'effort tranchant, S correspond à l'aire de la section de la lame, η au coefficient de forme de la section et G au module de glissement. L'effort tranchant n'a pas d'effet sur l'angle de rotation de la section, il a un effet sur la flèche, qui doit être recalculée :

$$y_B = \frac{\partial U}{\partial F_B} = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[M_B \cdot L^2 + \frac{2 \cdot F_B \cdot L^3}{3} \right] + \frac{\eta \cdot F_B \cdot L}{G \cdot S} \quad (4.13)$$

Exemple. Soit le cas de charge $M_B=0$, le rapport entre le déplacement dû à l'effort tranchant et celui dû au moment de flexion est donné par l'équation 4.14 (ν correspond au coefficient de Poisson).

$$\frac{T_1 y_B}{M_2 y_B} = \frac{h^2}{L^2} \cdot \frac{2}{\eta \cdot (1 + \nu)} \quad (4.14)$$

Soit une lame en acier de longueur 5 mm,

- pour une épaisseur de 0.1 mm ce rapport vaut 0.05%
- pour une épaisseur de 0.2 mm ce rapport vaut 0.20%
- pour une épaisseur de 0.3 mm ce rapport vaut 0.45%

De ces résultats, il est possible de tirer la conclusion que pour les compliances rencontrées dans la conception de robots à articulations élastiques, l'effet de l'effort tranchant est négligeable.

4.3 - Etude du col circulaire

Formuler analytiquement la géométrie de l'articulation. La géométrie du col circulaire est relativement facile à formuler. L'équation 4.15 donne l'expression analytique de l'épaisseur h du col circulaire en fonction de son épaisseur en sa partie la plus étroite h_0 , de son rayon R , et de l'abscisse x , x variant de 0 à $2R$. La figure 4.5 montre l'évolution de la demi-épaisseur du col pour différentes valeurs de R (pour h_0 fixé).

$$h = h_0 + 2 \cdot R - 2 \cdot \sqrt{R^2 - (x - R)^2} \quad (4.15)$$

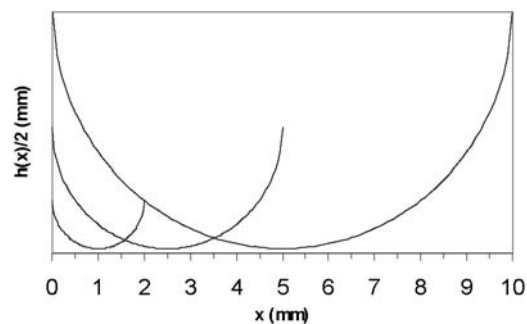


Figure 4.5: Variation de la géométrie du col circulaire pour différentes valeurs de R .

Recenser les différents paramètres. Les paramètres géométriques sont h_0 , R et la profondeur b . Le module d'Young est également un paramètre modifiable.

Calculer les efforts de liaison (sous forme symbolique). Le calcul des efforts de liaisons pour F_B et M_B donnés est le même que pour la lame en remplaçant L par $2R$ (cf §4.2.2).

Calculer le torseur des efforts intérieurs. Le torseur des efforts intérieurs est identique à celui de la lame, le cas de charge considéré étant le même (L vaut dans ce cas $2R$).

Calculer l'énergie interne de déformation. L'énergie de déformation du col circulaire est calculée de façon identique au cas précédemment traité. Cependant, l'intégration n'est analytiquement plus possible. La formule non intégrée de U est :

$$U = \frac{6}{E \cdot b} \int_0^{2R} \frac{(M_B + 2 \cdot F_B \cdot R - F_B \cdot x)^2}{\left(h_0 + 2 \cdot R - 2 \cdot \sqrt{R^2 - (x - R)^2}\right)^3} \cdot dx \quad (4.16)$$

Cette intégrale peut être résolue analytiquement en faisant l'usage d'un outil logiciel de type Mathematica. Dans le cas du col circulaire, il est possible de résoudre des problèmes de conception concrets sans passer par une résolution numérique de l'équation 4.16. La démarche qui pose le moins de problème de calcul consiste à choisir des valeurs pour les paramètres géométriques du col, et de voir quels déplacements et quelles contraintes sont induits pour différents cas de charges. Le problème traité ci-dessous reprend cette démarche.

Exemple1. Soit un col, usiné dans un acier de module d'Young $E=200\text{GPa}$, ayant les paramètres géométriques suivant: $R=4.0\text{mm}$, $h_0=0.1\text{mm}$, $b=10.0\text{mm}$. Quel couple angle-contrainte obtient-on sous une charge F_B de 1N ?

Solution. Pour la géométrie et le cas de charge donnés, on obtient, par dérivation de l'énergie de déformation par rapport à M_B puis par évaluation numérique, une valeur de θ_B de 1 degré. L'expression analytique de la contrainte à la surface du col circulaire est la suivante :

$$\sigma = \frac{h(x)}{2} \cdot \frac{M_2(x)}{I(x)} = \frac{6 \cdot M_2(x)}{b \cdot h(x)^2} = \frac{6 \cdot (M_B + F_B \cdot (2 \cdot R - x))}{b \cdot (2 \cdot R + h_0 - 2 \cdot \sqrt{R^2 - (x - R)^2})^2} \quad (4.17)$$

Dans le cas où F_B est différent de 0, il n'est pas immédiat de trouver le maximum de la fonction σ le long du col. En effet, le moment de flexion est strictement décroissant, alors que l'épaisseur du col présente un minimum au centre. La solution consiste donc à trouver la valeur de x pour laquelle la dérivée de σ est nulle. La valeur trouvée dans notre cas est $x=3.975\text{mm}$. La valeur maximale de σ est alors de 241MPa.

Remarque : dans les limites proposées dans la définition du col circulaire, soit $R/h_0 > 5$ [Henein 2001], considérer que la contrainte maximale se situe au centre du col entraîne une erreur n'excédant pas 5-10%. Dans les cas où, d'un point de vue géométrique, les limites de la définition du col circulaire sont approchées et où l'effort F_B est important, il est prudent de calculer la valeur exacte de la contrainte maximale. Dans les autres cas, la formule approchée suivante peut être utilisée pour calculer la contrainte maximale :

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot (M_B + F_B \cdot R)}{b \cdot h_0^2} \quad (4.18)$$

Pour le concepteur de robots, les objectifs de la démarche de conception sont souvent d'obtenir une certaine course avec un matériau donné, c'est-à-dire pour une contrainte maximale admissible donnée. Il s'agit donc de la problématique inverse de celle traitée ci-dessus. Dans certains cas, il est possible d'obtenir un ensemble de couples de paramètres permettant de remplir ces conditions. L'exemple ci-dessous montre un cas de ce type de calculs.

Exemple2. Quels paramètres utiliser pour obtenir un col circulaire en acier de module d'Young $E=200\text{GPa}$ et de profondeur 10mm , sollicité par une force F_B , autorisant une course de 1° , pour une contrainte maximale de 600MPa ?

Solution. Pour résoudre ce problème, il faut commencer par analyser les équations dont nous disposons. Selon l'énoncé, le col circulaire doit remplir deux conditions : l'une sur la course angulaire, l'autre sur la contrainte maximale. Les équations liées à ces conditions sont respectivement :

$$\theta_B = \frac{12}{b \cdot E} \cdot \int_0^{2R} \frac{2 \cdot F_B \cdot R - F_B \cdot x}{\left(2R + h_0 - 2\sqrt{(2R-x) \cdot x}\right)^3} dx \quad (4.19)$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot F_B \cdot (2 \cdot R - x)}{b \cdot (2 \cdot R + h_0 - 2 \cdot \sqrt{R^2 - (x - R)^2})^2} \quad (4.20)$$

Le calcul de la course angulaire ne peut se faire que par intégration numérique, pour des valeurs de F_B , R et h_0 données. Pour trouver une relation entre ces trois paramètres, nous pouvons utiliser la formule simplifiée de la contrainte maximale (cf. équation 4.18), ce qui nous donne la relation suivante :

$$F_B = \frac{b \cdot h_0^2 \cdot \sigma_{\max}}{6 \cdot R} \quad (4.21)$$

Nous remplaçons (dans l'équation 4.19) F_B par l'expression ci-dessus. Nous pouvons obtenir par intégration numérique la course angulaire θ_B pour laquelle la contrainte maximale est atteinte, et ce, pour différentes valeurs de R et de h_0 . La figure 4.6 représente la surface obtenue. Tous les triplets $\{h_0, R, \theta_B\}$ de cette surface remplissent la condition de la contrainte maximale.

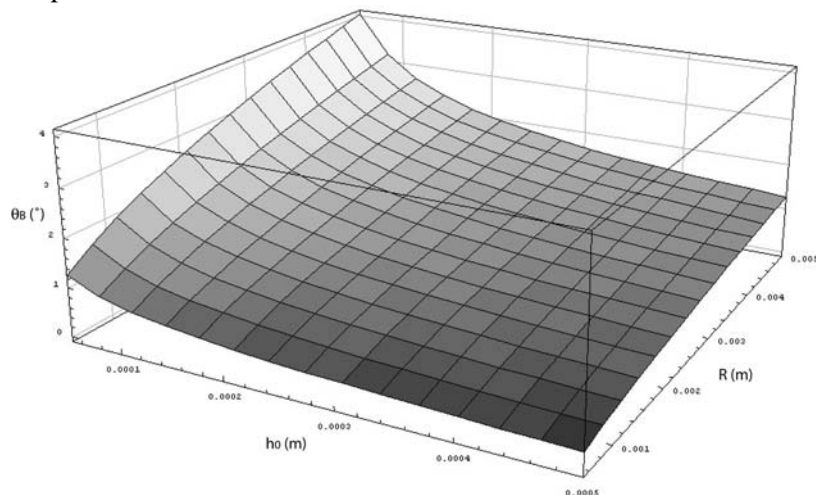


Figure 4.6: Surface isocontrainte définissant la course angulaire des cols en fonction de h_0 et de R .

Il ne reste alors plus qu'à trouver l'intersection de cette surface avec le plan $\theta_B=1^\circ$, pour obtenir l'ensemble des solutions au problème posé. La courbe ci-dessous représente cette intersection, c'est-à-dire les couples (h_0, R) qui remplissent les conditions imposées. Les articulations élastiques élémentaires solutions du problème posé (même contrainte maximale pour une même course) sont dites fonctionnellement équivalentes¹.

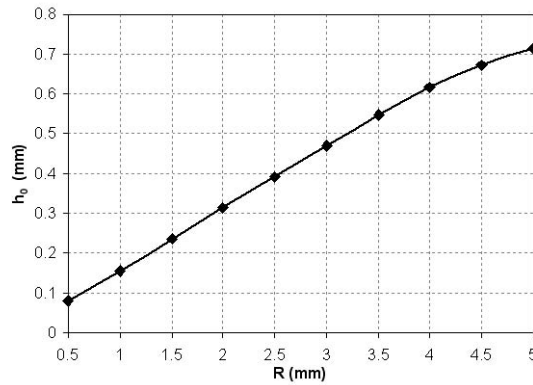


Figure 4.7: Courbe $h_0=f(R)$ qui donne les couples de valeurs qui forment l'ensemble des solutions du problème posé.

Une étude par la méthode des éléments finis permet de valider les résultats obtenus. La figure 4.8 montre la répartition des contraintes le long de l'articulation pour $R=2.5$ mm. Les résultats obtenus par la méthode des éléments finis divergent peu par rapport à ceux obtenus par le biais de la formulation analytique (erreurs inférieures à 5% dans le cas $R=2.5$ mm).

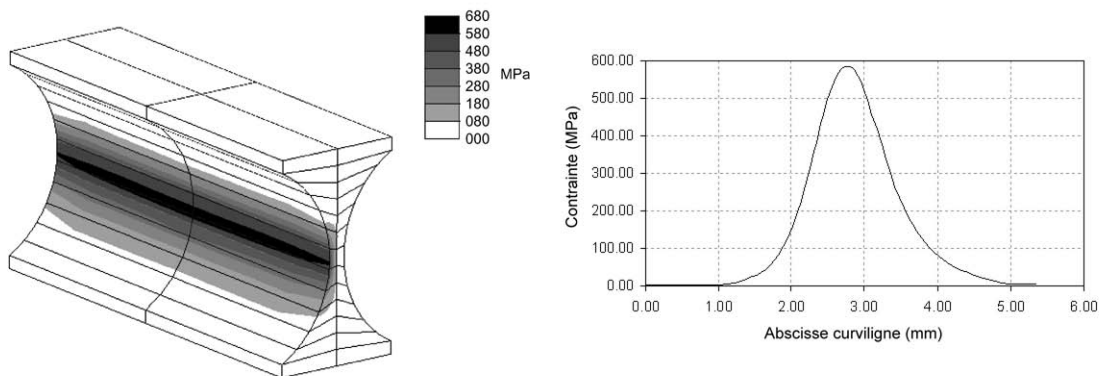


Figure 4.8: Répartition de la contrainte principale maximale le long de l'articulation pour $R=2.5$ mm.

Remarque : le choix qui reste à effectuer dans l'ensemble des solutions dépend du cahier des charges posé. Ce choix est déterminé par exemple par la bande passante désirée ou par l'effort maximal que peut fournir l'actionneur. Ce choix dépasse le contexte des articulations élémentaires pour s'inscrire dans la démarche globale de conception.

1. La notion d'articulations fonctionnellement équivalentes se réduit normalement à des articulations ayant même contrainte maximale, même encombrement et même course, mais peut être généralisée au cas traité dans cet exemple.

4.4 - Etude du col elliptique

Formuler analytiquement la géométrie de l'articulation. La géométrie du col elliptique peut être formulée de la façon suivante:

$$h(x) = h_0 + 2 \cdot c \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(x-a)^2}{a^2}} \right) \quad (4.22)$$

L'épaisseur du col elliptique dépend de 3 paramètres : h_0 l'épaisseur du col en sa partie la plus fine, a le rayon selon la direction x , c le rayon selon la direction y . La figure 4.9 montre l'évolution de la demi-épaisseur du col pour différentes valeurs de c (pour a et h_0 fixés).

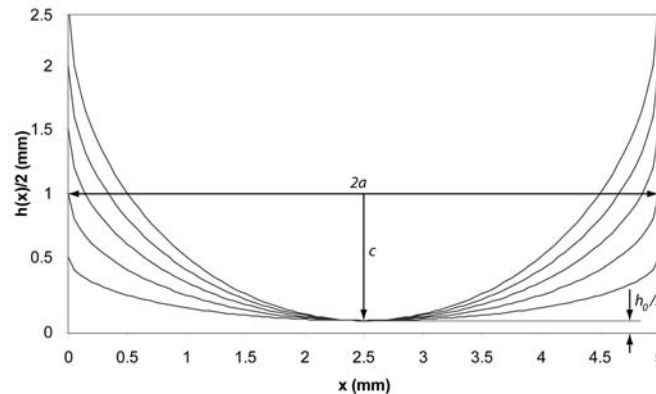


Figure 4.9: Variation de la géométrie du col elliptique pour différentes valeurs de c .

Recenser les différents paramètres. Les paramètres géométriques sont h_0 , a , c ainsi que la profondeur b . Le module d'Young est également un paramètre modifiable. Les principaux avantages de cette géométrie sont les suivants :

- pour a et b constants, l'encombrement du col reste constant
- en variant c , la géométrie du col passe de la géométrie du col circulaire ($c=a$) à celle de la lame ($c=+\infty$)

Calculer les efforts de liaison (sous forme symbolique). Le calcul des efforts de liaisons pour F_B et M_B donnés est le même que pour la lame en remplaçant L par $2a$ (cf §4.2.2).

Calculer le torseur des efforts intérieurs. Le torseur des efforts intérieurs est identique à celui de la lame, le cas de charge considéré étant le même (L vaut dans ce cas $2a$).

Calculer l'énergie interne de déformation. L'énergie de déformation du col elliptique est calculée de façon identique aux cas précédemment traités. Comme pour le col circulaire, l'intégration n'est analytiquement plus possible. La formule non intégrée de U est :

$$U = \frac{6}{E \cdot b} \int_0^{2a} \frac{(M_B + 2 \cdot F_B \cdot a - F_B \cdot x)^2}{\left(h_0 + 2 \cdot c \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \right) \right)^3} \cdot dx \quad (4.23)$$

Des problèmes du même type que ceux formulés dans le cas du col circulaire peuvent être posés. Leur résolution est également identique. Dans le cas du col elliptique, il est possible d'obtenir des cols dits

«fonctionnellement équivalents», c'est-à-dire des cols qui pour un même encombrement (dans le plan ou dans l'espace), vont permettre d'effectuer un même déplacement pour une contrainte maximale donnée. Le problème résolu ci-dessous montre la démarche à suivre dans ce cas.

Exemple. Trouver des cols elliptiques tel que $\sigma_{\max} = 600\text{MPa}$, $\theta_B = 5^\circ$ et $F_B = 0.1\text{N}$, en faisant varier les paramètres c , h_0 , b (a et E sont considérés constants, M_B est considéré nul) (cf. figure 4.10).

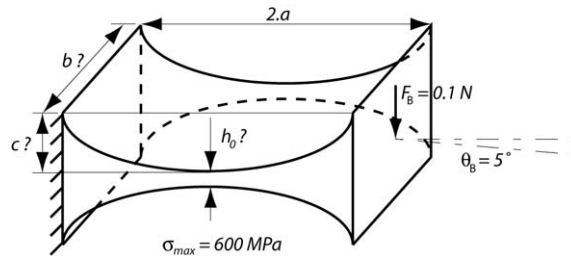


Figure 4.10: Paramètres du col elliptique pour l'exemple traité.

Solution. Pour résoudre ce problème, le concepteur dispose des équations de la contrainte et des dérivées de l'énergie de déformation. Dans ce cas, il n'est plus possible de considérer que la contrainte maximale se situe au centre de l'articulation. Il faut trouver la valeur de x qui annule la dérivée de la contrainte par rapport à x , puis calculer la contrainte maximale obtenue en ce point, en fonction de F_B , c , h_0 , b . L'équation de la contrainte maximale permet alors de trouver une fonction f qui relie F_B/b à c , h_0 . Dans l'expression de l'angle, on remplace alors F_B/b par son expression, et on obtient une fonction g qui relie θ_B à c et h_0 . L'intersection de la fonction g avec le plan $\theta_B = 5^\circ$ donne une courbe de valeurs de h_0 en fonction de c . La fonction f et la condition $F_B = 0.1\text{N}$ permettent alors d'obtenir une courbe de valeurs de b en fonction de c . La figure 4.11 présente les deux courbes obtenues.

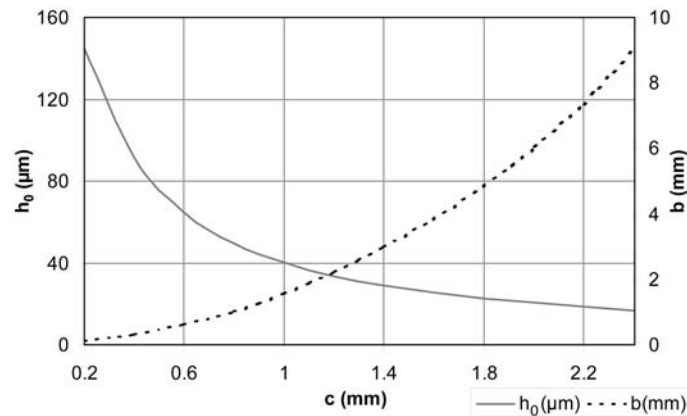


Figure 4.11: Courbes de l'épaisseur minimale h_0 et de la profondeur b en fonction du paramètre c .

Les deux courbes ci-dessus démontrent bien que plus le col tend vers une configuration de type col circulaire (c grand), plus l'épaisseur minimale est faible. A l'inverse, plus le col tend vers une configuration lame, plus l'épaisseur minimale est grande. La condition d'une rigidité équivalente ($\theta_B = 5^\circ$ pour $F_B = 0.1\text{N}$) impose que plus l'épaisseur minimale est grande, plus la profondeur est petite, et à l'inverse, pour une épaisseur minimale faible, le col est profond.

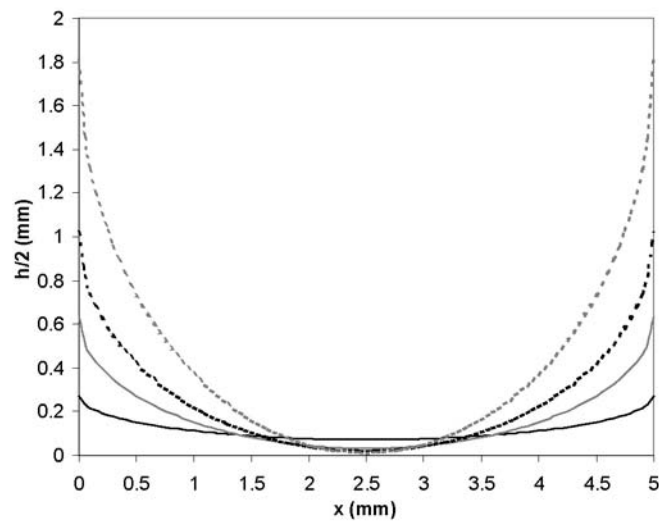


Figure 4.12: Géométrie de quelques cols elliptiques qui répondent aux contraintes posées.

La figure 4.12 présente quelques géométries parmi les solutions au problème posé. Les critères de choix qui permettent de sélectionner la géométrie définitive sont de plusieurs types, et dépassent généralement le cadre du choix de l'articulation élémentaire. Parmi ces critères, on peut citer :

- des rigidités selon certaines directions (les calculs pour obtenir ces rigidités sont du même type que ceux effectués ci-dessus)
- des déplacements considérés comme parasites (par exemple, le déplacement du centre instantané de rotation (CIR) dans le cas de l'articulation elliptique)
- des contraintes liées à l'intégration de l'articulation dans la liaison ou dans la structure
- des limites technologiques ou pratiques (critères d'usinabilité ou de robustesse)

4.5 - Conclusions

Une méthode a été donnée au début de ce chapitre permettant de poser et résoudre des problèmes de dimensionnement d'articulations élastiques. La résolution proposée utilise les théorèmes énergétiques. Trois exemples sont traités en suivant cette méthodologie : la lame, le col circulaire, le col elliptique. D'autres articulations peuvent être traitées suivant la même démarche (la barre de torsion par exemple). L'écriture de l'énergie de déformation et des contraintes de certaines articulations est difficile (pour les membranes par exemple) voir impossible (pour des géométries plus complexes). Seule la méthode des éléments finis permet de dimensionner ces articulations en effectuant des analyses de sensibilités et calculs d'optimisation.

Synthèse - Il a été montré que les théorèmes énergétiques sont un moyen efficace et élégant de dimensionnement des articulations élastiques. Cette méthode permet en particulier d'obtenir le déplacement d'un point quelconque d'une articulation (centre instantané de rotation par exemple) en introduisant un effort fictif. D'autre part, un exemple illustre le fait que l'effet de l'effort tranchant peut être négligé dans le cadre de ce travail.

Plusieurs exemples de dimensionnement permettent d'introduire la notion nouvelle d'articulations fonc-

tionnellement équivalentes et de faire le lien entre le dimensionnement des articulations et le reste de la démarche de conception.

Synthèse - Des articulations fonctionnellement équivalentes sont des articulations qui pour une déformation maximale donnée présentent la même contrainte maximale. Cette définition peut être restreinte à des articulations ayant un même encombrement. Ces articulations sont un ensemble de solutions à un problème de conception donné. Le choix d'une articulation parmi cet ensemble peut se faire selon différents critères : énergétique (effort le plus faible en fin de course), dynamique (valeur des modes de vibration d'une liaison) ou statique (raideur selon une direction).

Le concept des articulations fonctionnellement équivalentes permet de mettre en évidence l'importance des choix du concepteur. Il est possible de concevoir deux articulations et donc par extension deux liaisons ou deux structures mécaniques qui permettent d'effectuer la même course tout en utilisant tout le potentiel élastique du matériau choisi. Or les caractéristiques de ces articulations ou structures (du point de vue des raideurs ou des modes vibratoires) pourront être totalement dissemblables. Le concepteur peut donc modifier les caractéristiques d'une articulation en fonction de son cahier des charges. En conséquence et à un niveau supérieur, il lui est également possible de modifier les propriétés des liaisons. Ce sujet est traité dans le chapitre suivant.

Conception des liaisons à articulations élastiques

Le chapitre précédent a proposé une démarche permettant de dimensionner des articulations élastiques. Des liaisons mécaniques peuvent être conçues à partir de ces articulations élémentaires. Ce chapitre propose une étude des caractéristiques des liaisons à articulations élastiques. L'effet du choix d'un matériau est ensuite considéré, ainsi que l'influence du choix des articulations parmi des articulations fonctionnellement équivalentes. Ensuite, il est montré comment la géométrie des masses peut modifier les caractéristiques d'une liaison.

5.1 - Caractéristiques d'une liaison

5.1.1 - Matrice de compliance

La matrice de compliance d'une liaison exprimée en un point permet de connaître les déplacements dus à des efforts donnés. Sous sa forme générale, il s'agit d'une matrice 6x6. Plusieurs auteurs ont analysé les propriétés des matrices de raideur et de compliance. L'origine de ces recherches provient de l'utilisation d'éléments mécaniques compliants pour des tâches d'assemblage. Fasse et al. ont cherché les différentes méthodes permettant de modéliser deux corps solides liés élastiquement [Fasse 1998, Zhang 2000]. Loncaric a montré qu'il existe un repère dans lequel les couplages entre raideurs en translation et en rotation sont minimaux [Loncaric 1987]. Les développements théoriques liés à ces travaux dépassent largement l'objectif de ce chapitre et ne sont donc pas donnés ici. Afin de sensibiliser le lecteur avec la compliance des guidages à articulations élastiques, quelques exemples de guidages sont donnés ci-dessous.

a - Exemple d'un pivot à lame

L'objectif de cet exemple est de donner la forme exacte de la matrice de compliance d'un guidage pivot à lame (épaisseur de lame : 0.2mm, longueur de lame: 2.5mm, profondeur: 5mm, longueur du solide : 5mm, acier : $\sigma_{adm}=600\text{MPa}$ - cf. figure 5.1). Cette matrice lie les forces et moments appliqués en un point aux déplacements linéaires et angulaires en ce même point. Pour obtenir les coefficients de cette matrice, la méthode consiste à choisir un repère fixé à la sortie {B}, et pour chaque cas de charge à obtenir les 6 paramètres du déplacement du solide par rapport à un repère fixe {A}. Les repères {A} et {B} sont confondus à l'origine. Les translations sont obtenues par la mesure des translations de l'origine du repère {B}. Les rotations (angles d'Euler) doivent être calculées à l'aide de déplacements de plusieurs points du repère {B} exprimés dans {A}. En tout, 8 coordonnées doivent être mesurées (3 pour la translation, 5 pour obtenir les angles d'Euler).

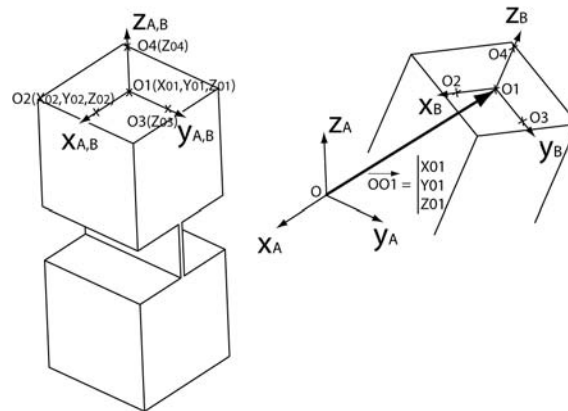


Figure 5.1: Pivot à lame et repères associés (les repères $\{A\}$ et $\{B\}$ sont confondus avant déformation).

L'analyse indépendante des six cas de charge (3 forces, 3 moments) par la méthode des éléments finis permet d'obtenir les déplacements des points O_i ($1 < i < 4$). Les angles d'Euler sont alors calculés à partir de la matrice de passage de $\{B\}$ vers $\{A\}$ (c'est-à-dire à partir de l'expression des vecteurs unitaires du repère $\{B\}$ dans le repère $\{A\}$ - cf. équation 5.1). Les angles choisis dans cet exemple pour obtenir les paramètres de rotation à partir des coordonnées des points sont les angles d'Euler selon ZYX (à partir du repère $\{A\}$ les rotations se font de la manière suivante : selon Z, d'angle α , puis selon Y' , d'angle β , puis selon X'' , d'angle γ) :

$${}^A\bar{P} = [{}^A R_{ZYX}(\alpha, \beta, \gamma)] \cdot {}^B\bar{P}$$

$${}^A R_{ZYX} = \begin{bmatrix} c \alpha c \beta & c \alpha s \beta s \gamma - s \alpha c \gamma & c \alpha s \beta c \gamma + s \alpha s \gamma \\ s \alpha c \beta & s \alpha s \beta s \gamma + c \alpha c \gamma & s \alpha s \beta c \gamma - c \alpha s \gamma \\ -s \beta & c \beta s \gamma & c \beta c \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix}$$

$$\begin{matrix} & {}^A \bar{x}_B & {}^A \bar{y}_B & {}^A \bar{z}_B \end{matrix}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{r_{21}}{r_{11}}\right)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{-r_{31}}{\sqrt{r_{11}^2 + r_{21}^2}}\right)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{r_{32}}{r_{33}}\right)$$

La matrice de compliance C exprimée dans le repère A est la suivante :

$${}^A[\delta x_i] = {}^A[C_{ij}] \cdot {}^A[f_j]$$

$${}^A \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \gamma \\ \Delta \beta \\ \Delta \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 150 \cdot 10^{-6} & 0 & 0 & 0 & 24 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0.24 \cdot 10^{-6} & 0 & -0.038 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.02 \cdot 10^{-6} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.038 \cdot 10^{-3} & 0 & 0.006 & 0 & 0 \\ 23.2 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 & 0 & 3.83 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.71 \end{bmatrix} \cdot {}^A \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_\gamma \\ m_\beta \\ m_\alpha \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Pour le pivot à lame, la translation selon x et la rotation selon β sont couplées, de même que la translation selon y et la rotation selon γ (la forme de cette matrice ainsi que l'expression analytique de ses termes est donnée par Koseki et al. [Koseki 2000]). Le signe des couplages dépend de l'orientation du repère $\{A\}$. Les autres termes de couplage peuvent être considérés comme nuls. La translation selon z et la rotation autour de ce même axe n'induisent donc pas d'autres mouvements. Par ailleurs, la matrice de compliance fait apparaître que le pivot à lame présente des raideurs faibles pour une translation selon x et selon une rotation autour de l'axe y et des raideurs élevées pour une translation selon z et selon une rotation autour de l'axe x . Ces informations nous aident à disposer correctement les liaisons par rapport à leur fonction dans la cinématique et nous permettent de comparer les raideurs obtenues avec celles requises dans le cahier des charges. Les relations permettant de changer de repère d'expression ou de repère pour l'application des forces se trouvent dans la littérature en robotique [Craig 1986, Merlet 2000].

b - Exemple d'un bras à deux cols circulaires (2 ddl)

L'exemple choisi ici est celui d'un bras à deux cols circulaires (longueur col à col : 38mm ; épaisseur des cols : 50 μ m ; rayon des cols : 2.5mm et profondeur 8mm - cf. figure 5.2). La contrainte Von Mises maximale dans ce bras est de 760MPa pour un déplacement Δx de 2mm.

Les cas de charge étudiés sont purs (effort ou moment selon un axe du repère lié à la sortie), mais des contraintes géométriques sont ajoutées afin de forcer les déplacements selon la direction voulue (cf. figure 5.2). Ceci revient en fait à exercer une combinaison de charge pour obtenir le déplacement voulu. Cette méthode ne tient pas compte des couplages et ne donne donc pas les déplacements réels de la structure soumise à un cas de charge donné, mais elle permet d'obtenir plus rapidement que la méthode précédente une idée assez précise des caractéristiques de raideurs d'une liaison.

Les raideurs obtenues sont données dans le tableau 5.1.

		K_i/K_x			$K_{\theta_i}/K_{\theta_z}$
K_x	62 N/m	1	K_{θ_x}	444.4 Nm/rad	7530
K_y	34.2×10^6 N/m	0.55×10^6	K_{θ_y}	2.7 Nm/rad	46
K_z	473×10^3 N/m	7600	K_{θ_z}	0.059 Nm/rad	1

Tableau 5.1: Raideurs et rapports de raideurs en translation et en rotation du bras à deux cols circulaires étudié

Le tableau ci-dessus fait bien apparaître les degrés de liberté du guidage (K_x et K_{θ_z}) dont les raideurs sont faibles (elles sollicitent la flexion naturelle des cols). Les autres raideurs sont comparées aux raideurs des degrés libres. Avec un rapport de 46, la torsion selon θ_y ne peut pratiquement pas être considérée comme bloquée. Si la fonction de blocage de cette torsion est importante, le bras proposé n'est en aucun cas la solution à privilégier; une autre orientation ou une autre structure est à choisir. Viennent ensuite les raideurs K_z et K_{θ_x} qui sollicitent la flexion transverse du col. Avec des rapports de raideur d'environ 7500, ces raideurs peuvent être suffisantes pour bloquer des degrés de liberté dans une structure. La dernière raideur considérée, K_y , est la plus élevée. L'utilisation de la traction-compression est donc le moyen le plus efficace de bloquer un degré de liberté. Cependant il existe une perte de raideur en-dehors de la position d'équilibre qui doit être quantifiée. Ce point est abordé dans l'exemple suivant.

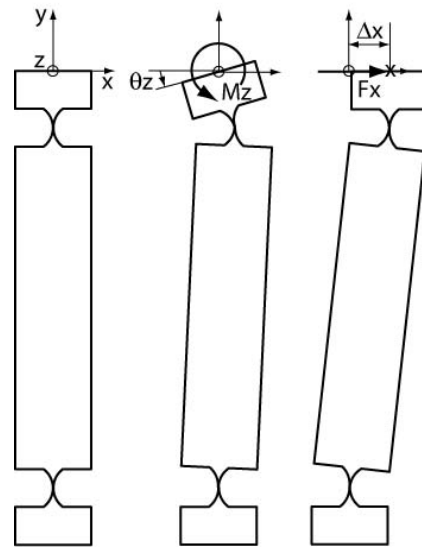


Figure 5.2: Exemple d'un bras à deux cols circulaires dans sa position initiale (gauche), déformé sous l'effet d'un moment selon z avec la position du centre de la sortie contrainte selon x (centre) et déformé sous l'effet d'un effort selon x avec l'angle θ_z contraint à 0 (droite).

c - Exemple de la table à 4 cols circulaires

La table à 4 cols circulaires répond à une fonction de guidage prismatique et présente donc un seul degré de liberté. La table considérée est composée de deux bras identiques à celui étudié dans l'exemple précédent (distance entre les bras : 42mm). Le tableau 5.2 donne une synthèse des raideurs obtenues par la méthode des éléments finis.

		K_i/K_x			$K_{\theta i}/K_{\theta y}$
K_x	134 N/m	1	$K_{\theta x}$	1025 Nm/rad	2.5
K_y	68.5×10^6 N/m	0.51×10^6	$K_{\theta y}$	416.6 Nm/rad	1
K_z	970×10^3 N/m	7240	$K_{\theta z}$	30979 Nm/rad	74.4

Tableau 5.2: Raideurs en translation et en rotation de la table à 4 cols circulaires étudiée.

Les raideurs en translation ainsi que la raideur $K_{\theta x}$ sont deux fois plus grandes que celles du bras simple (les différences observées sont dues au choix de la convergence des calculs par éléments finis). Les raideurs en rotation $K_{\theta y}$ et $K_{\theta z}$ peuvent être respectivement calculées à partir des raideurs en translation K_z et K_y de l'exemple précédent. Nous allons voir maintenant dans quelle mesure la raideur selon K_y est affectée par la position de la sortie selon x (ce résultat compte également pour $K_{\theta z}$).

La figure 5.3 donne un aperçu de la perte de raideur selon y en fonction de la flèche x imposée, et ce, pour deux charges différentes (analyse par éléments finis tenant compte des non-linéarités géométriques). Une double non-linéarité de la raideur est donc visible : l'une par rapport à la flèche, l'autre par rapport à la charge. Dans le cas d'un guidage à col circulaire, cette perte de raideur est faible.

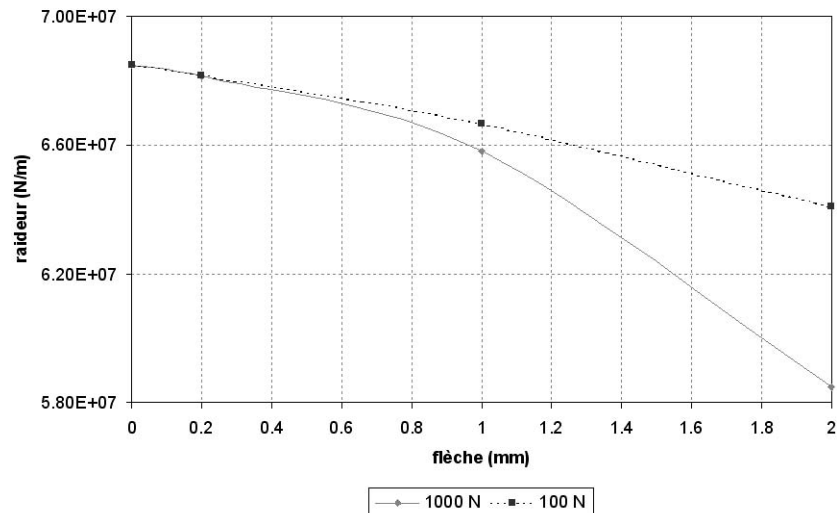


Figure 5.3: Simulation de l'évolution de la raideur K_z de la table en fonction de la flèche donnée.

d - Conclusion

Les trois exemples traités ci-dessus donnent un aperçu d'une part des raideurs qui peuvent être obtenues à l'aide de guidages flexibles et d'autre part des rapports entre ces raideurs. La méthode d'analyse proposée (découplage des raideurs) permet d'obtenir rapidement une idée des raideurs d'une liaison. La matrice de compliance exacte peut être obtenue par éléments finis en mesurant le déplacement de points (huit coordonnées) pour les 6 différents cas de charge.

5.1.2 - Précision des mouvements

La précision d'un guidage correspond à l'écart entre le mouvement idéal d'une liaison et le mouvement réel de celle-ci. Cet écart peut être dû à plusieurs facteurs :

- géométrique : même avec des liaisons idéales, le mouvement présente des écarts (l'exemple le plus courant est celui du guidage prismatique à 4 pivots)
- articulation : la déformation des articulations élastiques crée des écarts de mouvements (ces écarts peuvent être calculés analytiquement ou par éléments finis)
- autres : des erreurs d'usinage, un matériau non homogène et des gradients thermiques peuvent amener des écarts entre théorie et mesure.

Parmi les facteurs qui peuvent provoquer des écarts entre le comportement idéal d'une liaison et son comportement réel, les deux premiers sont entièrement déterministes. Il est donc possible d'en tenir compte lors de la conception, comme cela a été suggéré dans le chapitre 3, lors de l'analyse des hypers-tatismes et lors de la validation de la précision. Dans le chapitre 4, il a été montré qu'il était possible de calculer les écarts dus aux articulations. Les autres facteurs sont plus difficiles à estimer et à quantifier. Par exemple, seule l'expérience permet d'avoir une idée précise des erreurs liées à l'utilisation d'une technologie d'usinage particulière. Des travaux récents abordent ce type de problématique [Ryu 1997, Fazenda 2003].

5.1.3 - Modes de vibration

Les modes de vibration (valeurs et vecteurs propres) sont une image des caractéristiques dynamiques d'une liaison. Ils dépendent directement de la matrice de masse et de la matrice de raideur de la liaison.

Pour des guidages simples (pivot, table à lame, table à 4 cols circulaires, ...), une valeur des premières fréquences propres peut être obtenue analytiquement (en supposant que l'on connaît a priori la forme du mode recherché). Pour des structures plus complexes, l'utilisation de la méthode des éléments finis est nécessaire. Du point de vue vibratoire, un guidage est d'autant plus intéressant qu'il présente des rapports élevés entre les fréquences des modes de vibration qui correspondent aux degrés de liberté et celles des modes parasites (cf. Chap. 6). Les fréquences des modes parasites d'une liaison doivent être au-delà de la bande passante du mécanisme. Par contre, si les fréquences (et donc les raideurs) qui correspondent aux degrés de liberté sont trop élevées, une énergie importante sera utilisée pour contrôler le mécanisme, ce qui doit être évité. La figure 5.4 illustre le résultat d'une analyse modale d'une membrane (la séparation entre ddl et modes parasites est bien visible). Le nombre de ddl d'une liaison élastique est défini à partir des modes de vibration.

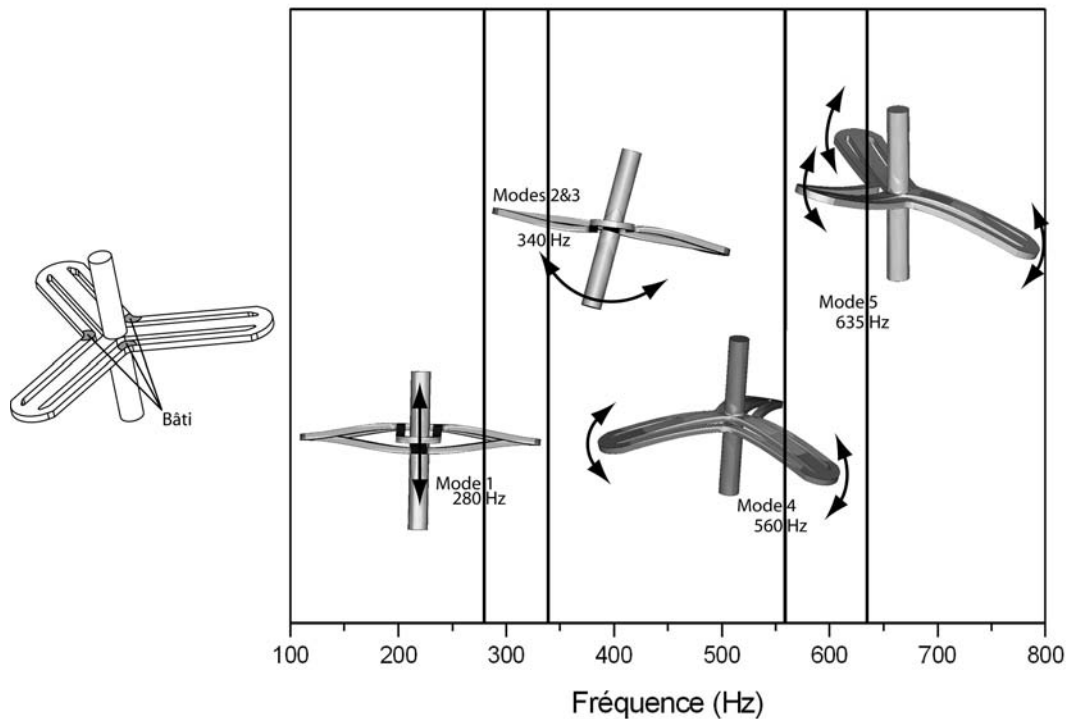


Figure 5.4: Illustration des 5 premières formes propres d'une membrane. L'écart entre les modes 1, 2 & 3 et les modes suivants permet de considérer que cette structure est à 3 ddl (calculs éléments finis).

5.2 - Influence du choix du matériau

5.2.1 - Caractéristiques des matériaux

Plusieurs paramètres interviennent dans le choix d'un matériau. Le tableau 5.3 donne les propriétés d'un alliage d'aluminium, d'un acier allié et d'un alliage de titane. Les propriétés d'autres alliages se trouvent dans la littérature [Smith 2000] et auprès des fournisseurs (la limite de fatigue n'est souvent pas donnée). Dans notre cas, l'analyse du rapport $(E/\rho)^{1/2}$ montre que d'un point de vue dynamique, il n'y a pas de différence sensible entre un matériau et un autre. Ceci signifie que deux guidages identiques de matériaux différents présenteront les mêmes fréquences propres. Par contre, les raideurs seront différentes. Le rapport σ_{adm}/E donne l'aptitude d'un matériau à la déformation. Deux guidages identiques de matériaux différents présenteront des courses proportionnelles à ce rapport.

	E [GPa]	ρ [g/cm ³]	$R_{0.2}$ [MPa]	σ_{adm} [MPa]	σ_{adm}/E [%]	$(E/\rho)^{1/2}$
AlZnMgCu1,5	72	2.81	480	110	0.15	5062
X220CrVMo13-4	196	7.6	2050	800	0.41	5078
Ti6Al4V	114	4.45	830	600	0.53	5061

Tableau 5.3: Propriétés de quelques matériaux types.

Si l'approche des articulations fonctionnellement équivalentes¹ est reprise, pour une même course, un guidage en titane allié aura des dimensions bien plus faible qu'un guidage en alliage d'aluminium. En conséquence, les fréquences propres seront plus élevés dans le cas du titane. Un exemple de dimensionnement est traité pour montrer l'influence du choix du matériau sur les caractéristiques obtenues.

5.2.2 - Dimensionnement

L'exemple de dimensionnement choisi est celui d'un guidage à 4 cols prismatiques (cf. figure 5.5), il ne tient pas compte du phénomène de concentration de contrainte. La stratégie de dimensionnement suivie ci-dessous consiste tout d'abord à trouver la longueur de bras qui permet d'effectuer une course donnée en exploitant toute la déformation potentielle du matériau. Ainsi, la contrainte maximale admissible est atteinte au maximum de la course. Pour ce dimensionnement, une articulation élastique élémentaire est choisie et est considérée invariante.

Conformément à la formule donnée par Henein [Henein 2001], l'effort qui s'applique au point B vaut $F/2$ et le moment qui s'applique au point B (cf. figure 5.5) est le suivant :

$$M_B = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - L_c \right) \quad (5.3)$$

La flèche obtenue, pour des petits angles, est la suivante :

$$f = 2 \cdot \left(f_B + \alpha \cdot \left(\frac{L}{2} - L_c \right) \right) \quad (5.4)$$

Le système d'équations à résoudre est alors :

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \max \left[\frac{M_f \cdot h}{2 \cdot I} \right] = \sigma_{adm} \\ f(\alpha, f_B, L, L_c) &= f_{cons} \\ f_B &= \frac{dU}{dF}; \alpha = \frac{dU}{dM_B} \\ U &= \int_0^{L_c} \frac{M_f^2}{2 \cdot E_y \cdot I} \cdot dx \\ M_f &= M_B + F \cdot (L_c - x) \end{aligned} \quad (5.5)$$

avec $L_c, I, h, E_y, f_{cons}, \sigma_{adm}$ connus, F et L inconnues.

1. Des articulations sont dites fonctionnellement équivalentes si pour une déformation donnée, les contraintes maximales atteignent la valeur maximale admissible (cf. § 4.3).

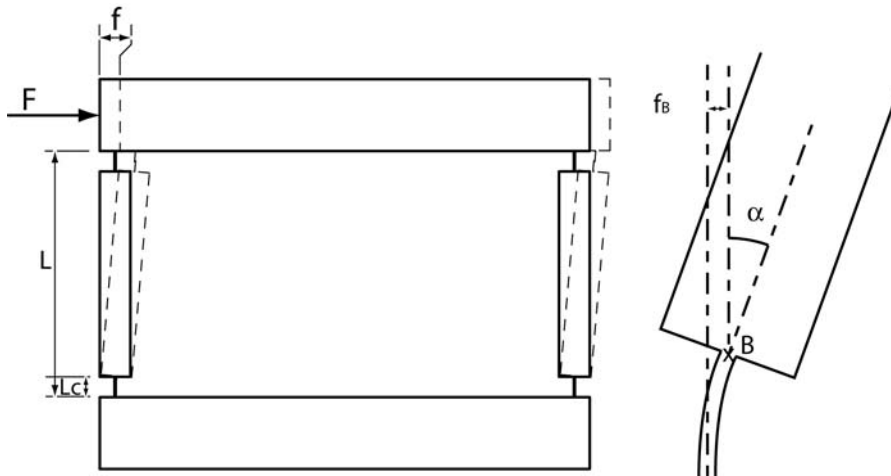


Figure 5.5: Paramètres pour le calcul des guidages à 4 cols prismatiques.

L'écartement des bras et la profondeur du guidage sont arbitrairement gardées constantes.

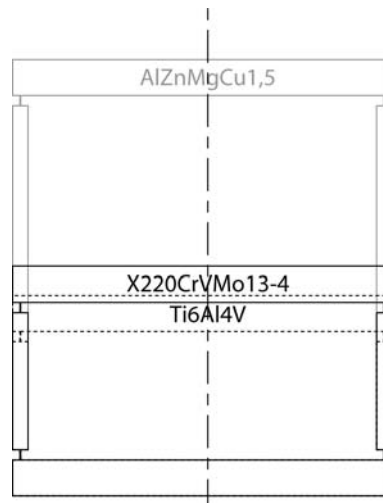


Figure 5.6: Dimensions relatives des différents guidages obtenus.

La figure 5.6 donne les dimensions relatives des guidages obtenus. L'encombrement du guidage en alliage d'aluminium est bien plus important que celui des guidages obtenus avec les deux autres matériaux.

5.2.3 - Caractéristiques

Du point de vue de la raideur selon la direction perpendiculaire au plan du guidage, la raideur la plus grande est obtenue pour le guidage en acier allié.

Du point de vue de la précision des mouvements, les déplacements du centre instantané de rotation seront d'autant plus grands que la course de l'articulation est importante. Par conséquent, si les articulations sont considérées comme des pivots idéaux dans le modèle géométrique, la précision la plus grande sera obtenue avec le guidage en alliage d'aluminium.

Les valeurs des deux premières fréquences propres de vibration des trois guidages sont données dans le tableau 5.4.

Mode	AlZnMgCu1,5	X220CrVMo13-4	Ti6Al4V
1	12.5 Hz.	32.1 Hz.	42.0 Hz.
2 (flexion transverse)	630 Hz.	1522 Hz.	1846 Hz.

Tableau 5.4: 1^{ère} et 2^{ème} fréquences propres de la table à 4 cols prismatiques pour 3 matériaux différents (cf. figure 5.15).

Les valeurs présentées ci-dessus démontrent que pour une même course admissible, un guidage en titane ou en acier aura des fréquences propres bien plus élevés qu'un guidage en alliage d'aluminium. Par contre, le choix du matériau ne modifie pas le rapport entre les fréquences. Le choix se portera donc sur des alliages de titane ou d'acier lorsque l'encombrement sera critique ou lorsque les fréquences propres seront trop faibles.

5.3 - Impact du profil des articulations

5.3.1 - Articulations elliptiques fonctionnellement équivalentes : rappel

Pour démontrer l'impact du choix du profil des articulations élémentaires sur les caractéristiques d'un guidage, une liaison pivot à col elliptique est choisie comme exemple. Il s'agit de la liaison la plus simple, puisqu'elle n'est composée que d'une articulation. Le choix du col elliptique, comme démontré au chapitre précédent (cf. § 4.4), permet une variation de profil allant du col circulaire à la lame. Dans l'exemple traité ci-dessous, le concept d'articulations fonctionnellement équivalentes est employé. Ceci signifie que tous les profils sélectionnés présentent pour la course choisie (+/- 5° dans l'exemple) la même contrainte maximale (800 MPa dans l'exemple)¹.

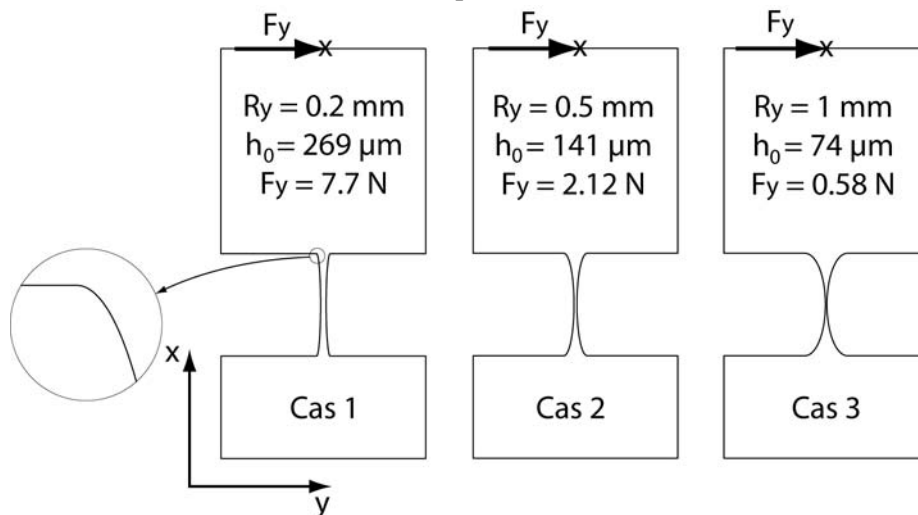


Figure 5.7: Liaisons pivot à articulations fonctionnellement équivalentes (matériau : acier allié/ $E=196\text{GPa}/\sigma_{adm}=800\text{MPa}$, $R_x=2.5\text{mm}$, profondeur 10mm, longueur de la partie supérieure 10mm). Le col circulaire équivalent aurait les caractéristiques suivantes ($R_y=2.5\text{mm}$, $h_0=30\mu\text{m}$, $F_y=0.096\text{N}$).

1. Il est possible de généraliser la notion d'articulations fonctionnellement équivalentes au concept de liaisons fonctionnellement équivalentes. Les liaisons obtenues dans cette étude d'une liaison pivot à col elliptique répondent à une même fonction (course) et à une même contrainte (contrainte maximale). Il en est de même pour les guidages prismatiques dimensionnés dans l'exemple précédent (cf. § 5.2.2)

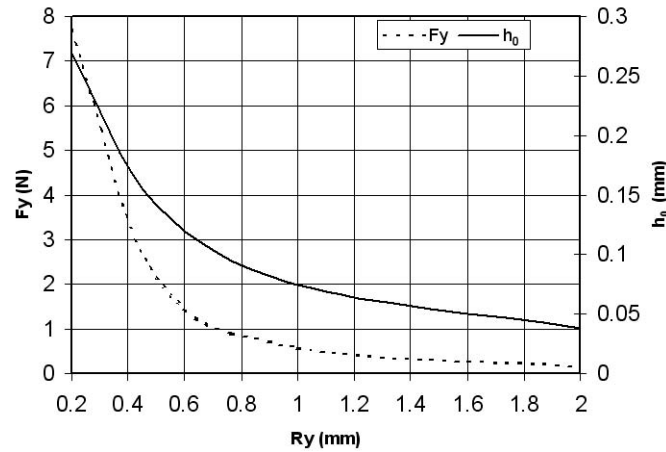


Figure 5.8: Courbes analytiques de l'épaisseur minimale de l'articulation (h_0) et de l'effort maximal (F_y) en fonction du petit rayon de l'articulation elliptique.

Les guidages obtenus (cf. figure 5.7 & figure 5.8) remplissent donc une même fonction cinématique. La figure 5.9 illustre la répartition des contraintes le long de l'articulation. Lors du dimensionnement, l'hypothèse a été faite que la contrainte maximale se situe au centre de l'articulation.

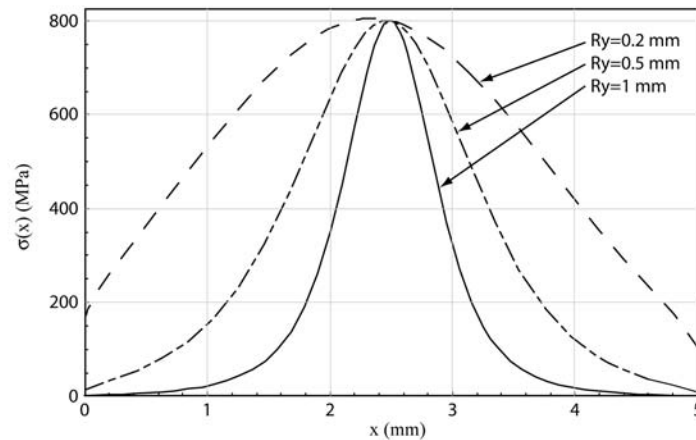


Figure 5.9: Répartition des contraintes le long des trois articulations dimensionnées.

Leurs propriétés de raideur et de précision diffèrent cependant. Le déplacement du centre instantané de rotation est d'autant plus grand que l'on tend vers une configuration lame (cf. figure 5.10).

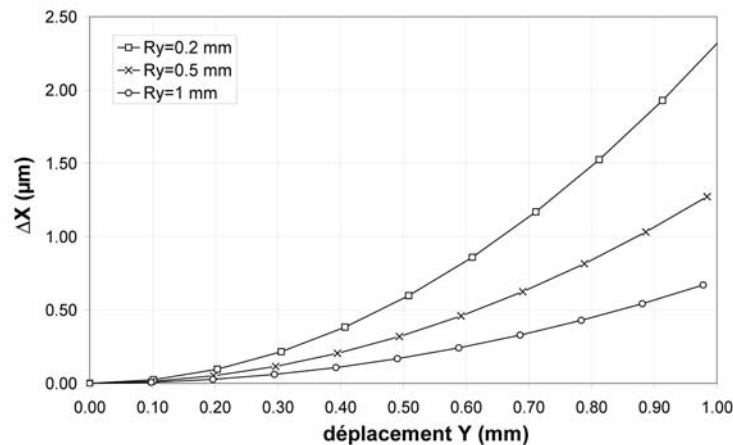


Figure 5.10: Ecart entre la trajectoire du point d'application de la force dans le cas idéal (cercle de centre le milieu de l'articulation) et la trajectoire simulée par éléments finis. Cet écart croît lorsque l'articulation tend vers une configuration de type lame.

Les raideurs sont d'autant plus faibles que l'on converge vers une configuration de type col circulaire. L'analyse modale de ces 3 cas, présentée ci-dessous, donne une idée précise des différences observées du point de vue des raideurs.

5.3.2 - Analyse modale

Les matrices de masse des guidages en rotation proposés peuvent être considérées identiques. Seules les raideurs sont modifiées par le choix du profil.

Une analyse modale permet de dresser les tableaux suivants :

	cas 1	cas 2	cas 3
mode 1 (1er mode flexion)	248.8	124.1	65.4
mode 2 (1er mode torsion)	1492.6	1158.6	1055.2
mode 3 (2nd mode flexion)	4046.1	3270.8	3036.8
mode 4 (1er mode flexion transverse)	5592.6	5020.5	4710.2

Tableau 5.5: Valeur des 4 premières fréquences propres observées sur les guidages étudiés (Hz).

	cas 1	cas 2	cas 3
mode 1 (1er mode flexion)	3.80	1.90	1
mode 2 (1er mode torsion)	1.41	1.10	1
mode 3 (2nd mode flexion)	1.33	1.08	1
mode 4 (1er mode flexion transverse)	1.19	1.07	1

Tableau 5.6: Rapport entre les fréquences propres avec pour base la configuration de type circulaire.

5.3.3 - Conclusions

La modification du type de profil a un effet majeur sur la raideur correspondant au 1^{er} mode des guidages. Elle a un effet plus faible sur les autres modes. Les propositions suivantes sont établies :

- les raideurs d'une lame sont plus grandes que celles d'un col circulaire fonctionnellement équivalent ;
- les rapports des fréquences propres entre les modes correspondant aux degrés de liberté et les autres sont plus grands dans le cas du col circulaire ;
- la sensibilité des raideurs du col circulaire aux erreurs de fabrication est plus grande ;
- une fois la limite technologique de l'épaisseur minimale atteinte avec un col circulaire, il est possible d'augmenter la course en passant à un profil de type lame.

S'il est nécessaire d'augmenter la fréquence propre d'un mode d'ordre élevé (flexion transverse par exemple), il est possible de passer d'une configuration de type col circulaire à une configuration de type lame. Cependant, cette augmentation se fait aux dépens de la raideur correspondant au premier mode. Pour un mode de flexion transverse, une variation de la fréquence propre de 20% environ peut être réalisée, ce qui est relativement faible. Le choix de modifier le profil n'est donc pas la première piste à emprunter pour augmenter la valeur d'un mode d'ordre élevé.

5.4 - Modification de la profondeur et de la géométrie des masses

5.4.1 - Influence de la profondeur

Pour des guidages de type pivot ou glissière (pivot à col circulaire ou table à 4 cols circulaires par exemple), les premiers modes «parasites» rencontrés sont des modes impliquant des mouvements transverses ou hors plan. Ces modes sont particulièrement sensibles à la profondeur du guidage. En effet, la raideur angulaire transverse d'un col circulaire ou d'une lame est proportionnelle au cube de la profondeur. La masse étant proportionnelle à la profondeur, les fréquences transverses (flexion ou torsion) sont proportionnelles à la profondeur. Les fréquences des modes correspondant aux degrés de liberté ne sont pas influencées par la profondeur. On peut noter que la modification du rapport profondeur sur épaisseur minimale (appelé aussi rapport d'aspect) est pratiquement le seul moyen d'augmenter le rapport entre les fréquences des modes correspondant aux degrés de liberté et celles des modes «parasites». L'effort à fournir pour une course équivalente augmente par contre proportionnellement à la profondeur. Pour pallier cet inconvénient tout en conservant l'avantage d'une grande raideur transverse, il est possible d'évider le centre des articulations (cf. figure 5.11).

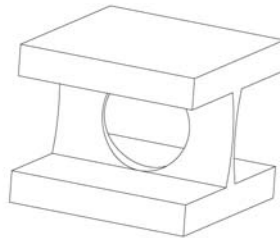


Figure 5.11: Col évidé permettant de conserver un effort fixe pour une course donnée tout en augmentant la raideur transverse.

Pour augmenter la fréquence des modes parasites d'un guidage, il est possible d'utiliser des guidages dont l'épaisseur est variable (cf. figure 5.12).

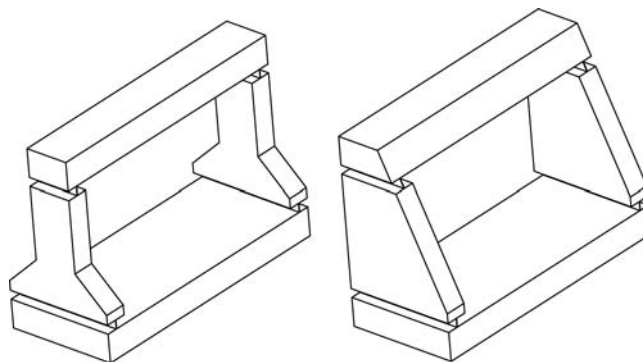


Figure 5.12: Guidages à 4 cols dont la fréquence des modes parasites est augmentée en faisant varier l'épaisseur.

5.4.2 - Réduction des masses

Pour réduire les masses en mouvement d'un guidage, la démarche à suivre est très simple. Les rigidités et les modes propres du guidage de départ sont analysés. Si les rigidités sont atteintes, il faut rechercher l'endroit où les masses en mouvement contribuent le plus au premier mode «parasite». On diminue la masse à cet endroit tout en réfléchissant à la fabrication du guidage. Ensuite, l'analyse des rigidités et

des modes propres doit être reprise. La géométrie des articulations reste inchangée pendant cette démarche.

a - Géométrie des bras

Plusieurs solutions peuvent être préconisées pour alléger les bras des guidages. Certaines géométries sont facilement réalisables (figure 5.13).

Sur la figure 5.13 la géométrie a) est la géométrie de départ. Les raideurs des bras sont souvent d'un ordre supérieur à celles des articulations. Il est possible de réduire l'épaisseur d'un bras jusqu'à ce qu'il ne puisse plus être considéré comme un solide rigide ou jusqu'à ce qu'il ne présente plus une raideur suffisante. Une forme trapézoïdale permet de supprimer plus de masse au fur et à mesure que l'on s'éloigne du bâti, ce qui est avantageux du point de vue des modes transversaux. Une géométrie de type b) est alors obtenue.

Un mode de vibration souvent présent dans les guidages provient de la rotation d'un bras sur lui-même. La géométrie de type c) permet de diminuer l'inertie du bras autour de son propre axe. Cette géométrie diminue cependant les raideurs en flexion du bras. La géométrie de type d) permet d'alléger le bras pratiquement sans modifier les raideurs de celui-ci.

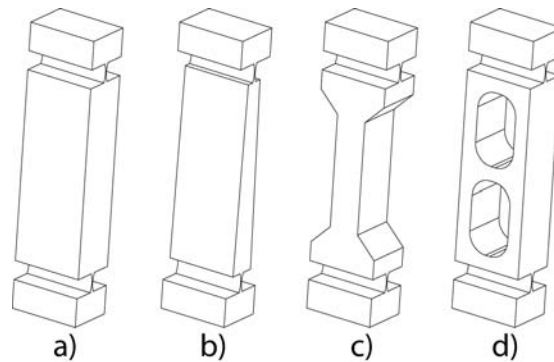


Figure 5.13: Différentes géométries de bras possibles pour alléger les guidages.

b - Exemple d'un guidage à 4 cols prismatiques

Il n'existe pas de stratégie systématique qui permette de réduire les masses d'un guidage. La méthode heuristique proposée permet d'affiner la conception au fur et à mesure. La figure 5.14 illustre la géométrie d'un guidage au fur et à mesure des étapes de conception.

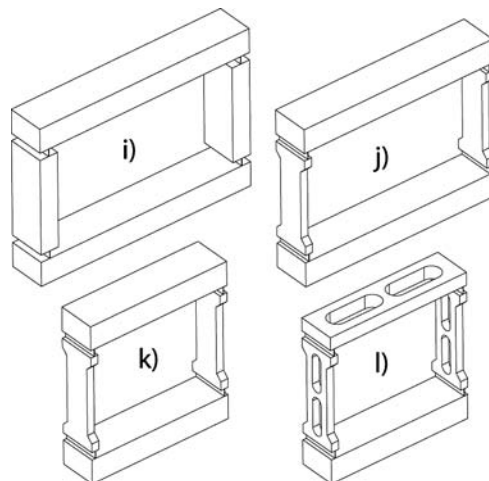


Figure 5.14: Evolution d'un guidage prismatique au fur et à mesure des itérations (les articulations élémentaires demeurent inchangées).

La figure 5.15 illustre les différents modes de vibration du guidage.

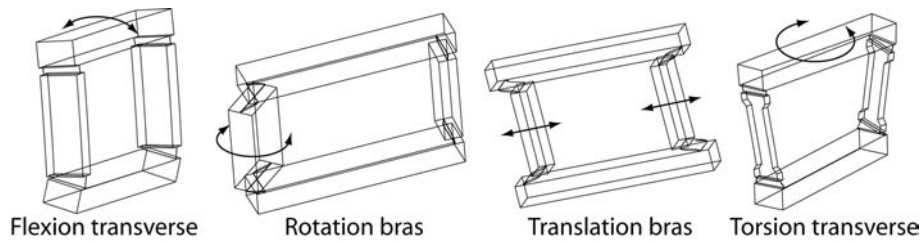


Figure 5.15: Différents modes de vibration du guidage.

Le tableau 5.7 donne la valeur des fréquences propres à chaque étape de la réduction des masses.

n° mode	guidage i	guidage j	guidage k	guidage l
1	17.7 ^a	19.9 ^a	23.0 ^a	37.1 ^a
2	925.5 ^b	868 ^b	1013 ^b	1623 ^b
3	1053 ^c	1951 ^d	1942 ^d	2242 ^d
4	1062 ^c	2005 ^d	2016 ^d	2407 ^d
5	1132 ^d	2177 ^e	2447 ^c	2475 ^c
6	1217 ^d	2576 ^c	2538 ^c	2586 ^c

Tableau 5.7: Fréquences (Hz.) et types des 6 premiers modes de vibration à chaque étape de la réduction des masses.

^amode naturel

^bmode de flexion transverse

^cmode de rotation des bras

^dmode de translation des bras

^emode de torsion transverse

L'analyse modale du guidage i, point de départ de cet exemple, fait apparaître après le 1^{er} mode qui correspond au degré de liberté, un mode de flexion transverse, puis des modes de rotation et de translation des bras. La première étape revient à alléger les bras (guidage j). L'idée ensuite, est d'augmenter la fréquence du mode de flexion transverse. Pour cela, une possibilité consiste à diminuer la distance entre les bras et donc à réduire l'inertie de la partie supérieure du guidage (guidage k). Ceci a également un effet sur la rigidité selon une torsion d'axe vertical qui est proportionnelle au carré de la distance entre les bras. Afin de ne pas trop diminuer cette rigidité et d'augmenter encore la fréquence du mode de flexion transverse, la masse de l'élément de sortie et des bras est réduite (guidage l). Lors de cette dernière étape, il faut prendre garde à ne pas trop diminuer les raideurs des différents éléments.

Ainsi, en peu d'étapes, la valeur des fréquences propres parasites est considérablement augmentée (cf. tableau 5.7).

5.5 - Conception des liaisons, conception de la structure

Ce chapitre traite de la conception des liaisons (ou guidages). Or, ces liaisons vont être intégrées dans

une structure complète. Les raideurs et les modes de vibration vont donc être modifiés. Il est pourtant judicieux de commencer la conception de la structure par la conception et l'analyse des liaisons indépendamment du reste de la structure. Ceci est dû au fait que si les guidages présentent des faiblesses du point de vue de leurs raideurs, celles-ci vont se retrouver au niveau de la structure complète. La démarche consiste donc à concevoir les guidages indépendamment de la structure complète. Pour obtenir les performances exigées au niveau de la structure, il est par contre nécessaire de tenir compte de la position du guidage dans la cinématique de la structure. Ceci permet d'effectuer une conception dite pyramidale : plus le guidage est proche du bâti, plus il doit présenter des raideurs élevées, et plus il est proche de la sortie, plus il doit être léger. De cette manière, un guidage proche du bâti sera relativement peu affecté par le reste de la structure, c'est-à-dire que la variation des fréquences propres sera limitée. Pour une première conception de la structure, les fréquences des modes propres parasites des guidages proches du bâti doivent être supérieurs d'un facteur 2 par rapport à ceux désirés pour la structure (eux-mêmes supérieurs d'un facteur 2 à la bande passante désirée). La disposition des liaisons et la configuration de la cinématique jouent également leur rôle dans les performances finales de la structure et peuvent amener une modification de la conception.

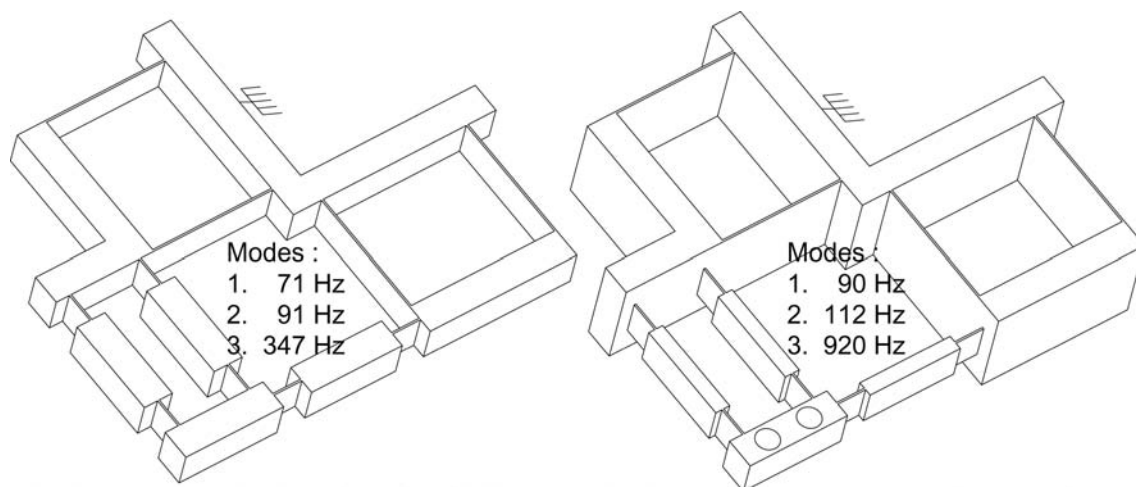


Figure 5.16: Deux réalisations d'une table X-Y parallèle. En augmentant la raideur des guidages proches du bâti et en diminuant les masses des éléments éloignés de la base, les caractéristiques modales de la structure sont améliorées.

5.6 - Conclusion

Raideurs, précisions et modes propres de vibration sont les principales caractéristiques d'une liaison à articulations élastiques. Pour un type de liaison choisi, ces caractéristiques dépendent du matériau utilisé. Plus le matériau est apte à subir des déformations importantes, plus les dimensions du guidage peuvent être réduites ce qui a pour effet d'augmenter les fréquences propres et les raideurs. Du point de vue de la précision par contre, le guidage s'éloigne généralement du comportement idéal.

Synthèse - Lorsqu'il est difficile d'atteindre les courses demandées dans l'encombrement spécifié, il est intéressant d'utiliser le matériau disposant du plus grand rapport σ_{adm}/E .

Le profil des articulations utilisées modifie également les caractéristiques des liaisons. Là encore, fréquences propres et raideurs augmentent au détriment de la précision de mouvement. Il a été montré que

la modification du profil des articulations n'est pas le meilleur moyen pour augmenter les fréquences propres des modes parasites.

Synthèse - En modifiant le profil des articulations (lame au lieu de col circulaire par exemple), les caractéristiques des liaisons sont modifiées. Lors du passage du col circulaire à la lame et pour des articulations fonctionnellement équivalentes, les raideurs augmentent alors que la déformation de l'articulation s'éloigne du comportement d'un pivot idéal. Cependant, les raideurs qui interviennent dans la fréquence des modes de vibration parasites varient peu. Le remplacement de cols circulaires par des lames n'est donc à envisager que dans le cas où le dimensionnement demanderait une épaisseur minimale inférieure à l'épaisseur minimale usinable (ou manipulable).

La raideur transverse des articulations de type col circulaire ou lame est fonction du cube de la profondeur. Pour certaines liaisons (glissière par exemple), comme la masse est proportionnelle à la profondeur, augmenter celle-ci est le meilleur moyen d'augmenter le rapport des fréquences entre les modes correspondant aux ddl et les modes parasites. La géométrie des masses permet également dans une certaine mesure d'augmenter les fréquences propres sans modifier ni les raideurs ni les précisions.

Synthèse - Il est souvent possible d'augmenter la fréquence des modes propres de vibration parasites soit en augmentant la profondeur des articulations, soit en modifiant la géométrie des masses (en allégeant les corps rigides par exemple).

Des structures complètes peuvent être réalisées en tenant compte de l'étude des liaisons de ce chapitre. Cette étude permet de comprendre comment il est possible de modifier les caractéristiques d'une structure (en particulier ses caractéristiques dynamiques). Le chapitre suivant explique les raisons pour lesquelles ses caractéristiques sont très importantes et comment il est possible d'accorder la conception des structures mécaniques aux performances dynamiques attendues.

Modélisation et commande

Un mécanisme à articulations élastiques peut être représenté par une matrice de masse et une matrice de raideur (la taille de ces matrices dépend de la discrétisation du modèle, c'est-à-dire du nombre d'éléments de celui-ci). Il est possible, par un changement de base, de diagonaliser ces deux matrices. La nouvelle base obtenue est appelée base modale. Les valeurs et les vecteurs propres obtenus lors de la diagonalisation des matrices de masses et de raideurs sont d'une grande importance du point de vue des propriétés dynamiques de la structure et de sa commande. Les premiers modes de vibrations correspondent aux degrés de liberté de la structure mécanique. Les modes suivants peuvent limiter les performances dynamiques et sont donc considérés comme parasites. Ce chapitre explique comment obtenir un modèle dynamique d'un mécanisme à articulations élastiques et permet de comprendre l'interaction de la commande et des propriétés dynamiques d'une structure. Les premières analyses se basent sur un système à un ddl. La généralisation théorique à n ddl est ensuite expliquée et illustrée par deux exemples.

6.1 - Analyse de systèmes en boucle ouverte

6.1.1 - Mise en équation

Le modèle le plus simple du premier mode d'un guidage linéaire à articulations élastiques est un modèle masse-ressort (m - k) auquel on peut ajouter un amortisseur (c) (cf. figure 6.1) [Hollis 1985]. L'équation 6.1 décrit le comportement dynamique de ce système.

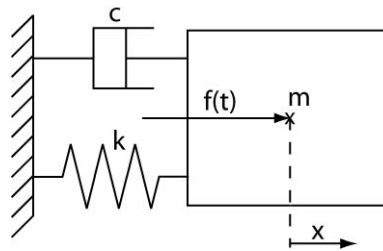


Figure 6.1: Schéma du modèle masse-ressort-amortisseur.

$$f = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (6.1)$$

Par la transformation de Laplace, il est possible d'obtenir différentes écritures de la fonction de transfert force-déplacement du système. L'une de ces écritures fait apparaître la fréquence propre ω_n et l'amortissement réduit ξ .

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{m \cdot s^2 + c \cdot s + k} = \frac{1/m}{s^2 + \frac{c}{m} \cdot s + \frac{k}{m}} = \frac{1/m}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \quad (6.2)$$

Une identification des termes permet d'obtenir les relations suivantes:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \xi = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad (6.3)$$

La représentation par modèle d'état est une alternative à la représentation par fonction de transfert : en posant $x_1 = x, x_2 = \dot{x}$ on obtient une écriture du système sous la forme matricielle ci-dessous :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2 \cdot \xi \cdot \omega_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m \end{bmatrix} \cdot f \quad (6.4)$$

Ces deux formes sont les plus couramment employées pour analyser des lois de commande ou comme modèle interne à des lois de commande.

Une fonction de transfert peut encore s'écrire sous une forme faisant apparaître ses zéros et pôles (cf. équation 6.5).

$$H(s) = \frac{num(s)}{den(s)} = G \cdot \frac{(s - z_1)(s - z_2) \dots (s - z_m)}{(s - p_1)(s - p_2) \dots (s - p_n)} \quad (6.5)$$

Le système étudié dans ce paragraphe présente deux pôles complexes conjugués (cf. équation 6.6).

$$p_{1,2} = -\omega_n \cdot \xi \pm j \cdot \omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (6.6)$$

6.1.2 - Analyse du modèle, effet des différents paramètres

a - Amortissement réduit et fréquence propre

Une première analyse très simple consiste à modifier la fréquence propre et l'amortissement du système étudié. Le lieu des pôles (cf. figure 6.2) permet d'observer que pour une fréquence propre donnée, les pôles se répartissent sur un demi-cercle lorsque l'amortissement réduit augmente. Les pôles sont à partie réelle négative, le système est donc stable, ce qui est une évidence du point de vue physique. Pour un amortissement constant les pôles se répartissent sur deux demi-droites lorsque la fréquence propre augmente. Le contrôle en boucle fermée (cf. §6.2) va avoir pour effet de modifier la fonction de transfert du système et donc, de déplacer ses pôles (cf. figure 6.8).

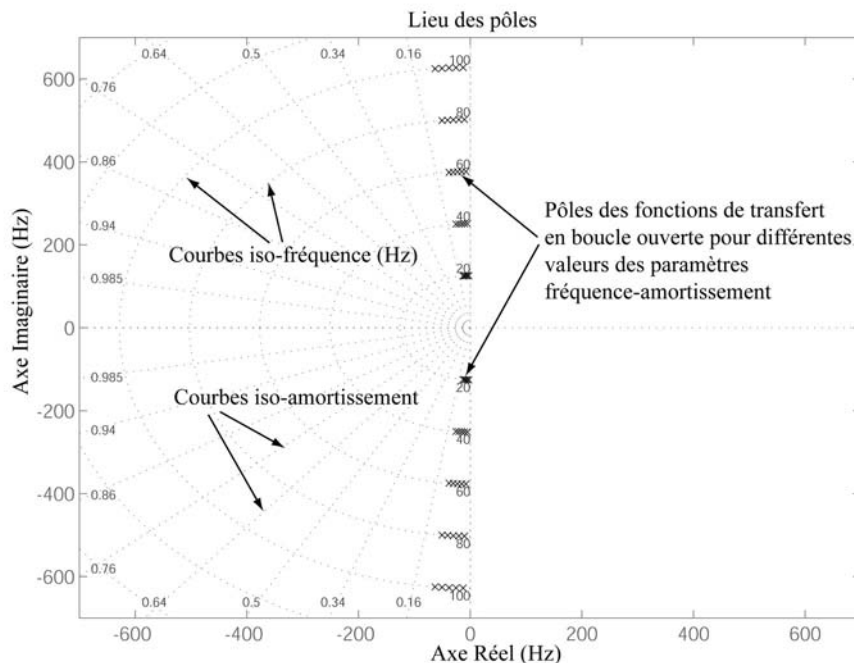


Figure 6.2: Lieu des pôles de systèmes du second ordre pour différentes valeurs de la fréquence propre et de l'amortissement (valeurs typiques rencontrées avec les systèmes à articulations élastiques).

Le diagramme de Bode de la figure 6.3 permet d'observer que pour une raideur constante, lorsque la fréquence propre augmente, la réponse du système pour des fréquences élevées est amplifiée. Ce diagramme illustre également le fait qu'une variation de l'amortissement de la structure ne modifie pas le comportement du système pour les hautes fréquences dans l'hypothèse où les modes parasites de vibration ne sont pas modélisés.

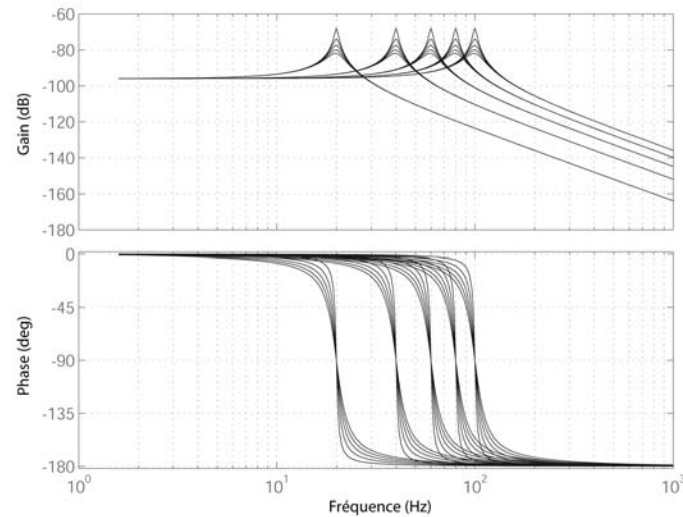


Figure 6.3: Variations de la fréquence propre {20, 40, 60, 80, 100 Hz} et de l'amortissement réduit ξ {0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.1} d'un système du second ordre illustrées dans le diagramme de Bode (pour une raideur constante).

b - Raideur et masse

La raideur du système est définie lors du dimensionnement des articulations élastiques. La masse est déterminée une fois la mise en volume des solides effectuée. Nous allons voir comment une variation de ces paramètres modifie le comportement dynamique du système.

Supposons que la fréquence propre et l'amortissement réduit restent constants. Lorsque la masse et la raideur augmentent, l'amplitude de la réponse diminue (cf. figure 6.4). Du point de vue du contrôle, cela signifie que la partie puissance (amplificateur-actionneur) devra générer des courants plus importants, ce qui entraîne des perturbations thermiques et un coût énergétique plus fort.

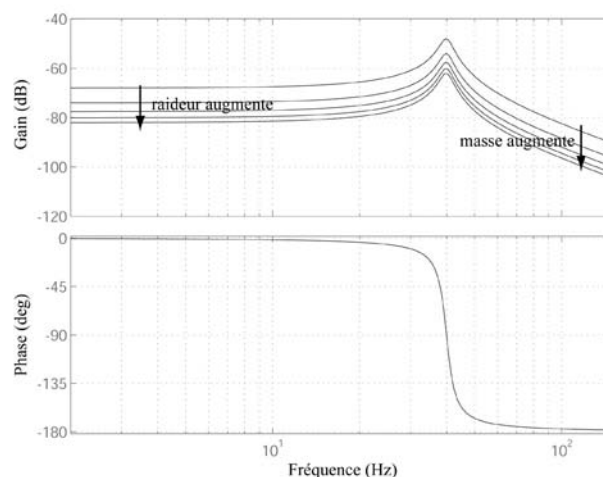


Figure 6.4: Influence de la masse {32, 64, 96, 128, 160 grammes} et de la raideur {2, 4, 6, 8, 10 N/mm} pour une fréquence propre (40 Hz) et un amortissement (0.08) constants.

Faisons maintenant varier chaque paramètre indépendamment. Si la raideur est constante, une diminution de la masse amène une augmentation de la bande passante. Le comportement en basses fréquences reste inchangé (cf. figure 6.5 diagramme de gauche). Ce cas se rencontre dans la démarche de conception lorsque la masse est adaptée pour atteindre les caractéristiques dynamiques souhaitées une fois les articulations élastiques dimensionnées (raideur constante). Si la masse est constante, une augmentation de la raideur diminue la réponse du système à basses fréquences. Le comportement haute fréquence reste inchangé (cf. figure 6.5 diagramme de droite). Les conséquences de cette augmentation de la raideur du point de vue du contrôle sont étudiées par la suite.

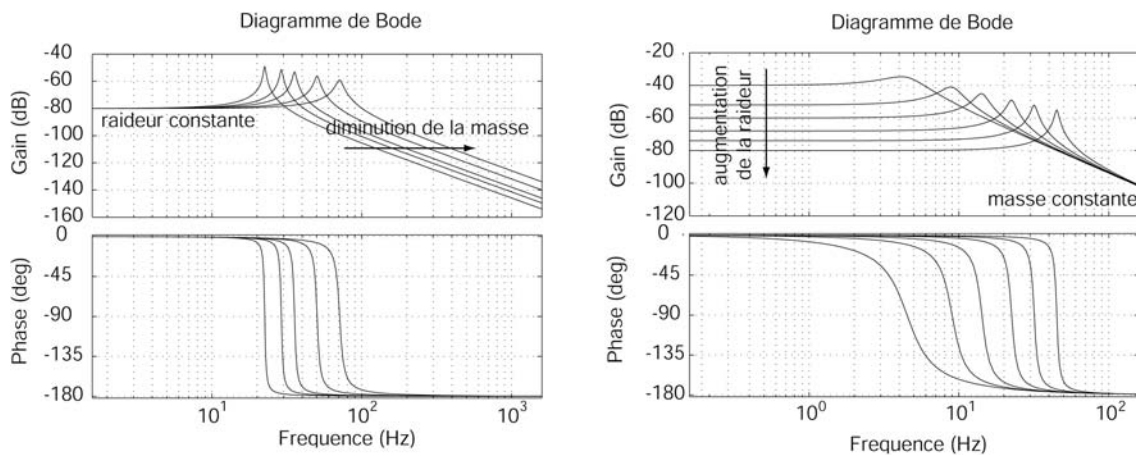


Figure 6.5: Variation de la réponse en fréquence du système masse/ressort/amortissement pour différentes valeurs de la masse {500, 300, 200, 100, 50 grammes} (à gauche) et de la raideur {10000, 5000, 2500, 1000, 400, 100 N/m} (à droite).

Maintenant que l'influence des différents paramètres est bien comprise, l'effet du contrôle sur les propriétés dynamiques du système peut être étudiée.

6.2 - Comportement en boucle fermée

6.2.1 - Correcteur PD, action pseudo-dérivée

Le correcteur proportionnel-dérivé (PD) est sans doute le correcteur le plus simple du point de vue de sa compréhension. En effet, ce correcteur peut être vu comme un ressort et un amortisseur ayant pour références respectives l'erreur de position et sa dérivée. Le terme dérivé procure un gain élevé aux hautes fréquences, ce qui revient à amplifier les bruits parasites. Pour pallier cet inconvénient, il est possible d'utiliser une pseudo-dérivée, qui intègre un filtre passe-bas du premier ordre. Du point de vue de la fonction de transfert, la pseudo-dérivée ajoute un pôle.

Sa fonction de transfert est la suivante :

$$K(s)_{PD} = K_p \cdot \frac{1 + (Td + \tau) \cdot s}{1 + \tau \cdot s} \quad (6.7)$$

La figure 6.6 donne la réponse en fréquence du correcteur proportionnel-dérivé pour différentes valeurs de la pseudo-dérivation. L'action dérivée est limitée en hautes fréquences, son gain atteint un palier qui dépend du paramètre τ . Cette limite sur les gains se retrouve sur l'avance de phase donnée par le correcteur.

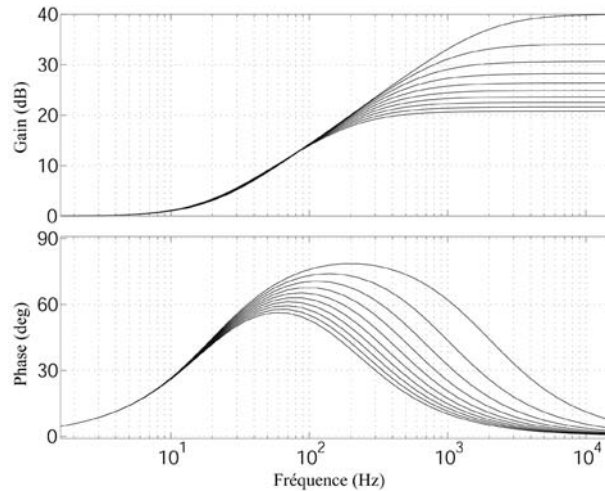


Figure 6.6: Illustration de la réponse en fréquence du correcteur proportionnel-dérivé ($K_p=1$, $T_d=0.008$) pour différentes valeurs du paramètre de pseudo-dérivation $\{0.0001, 0.0002, \dots, 0.0008\}$.

6.2.2 - Illustration de l'effet de l'action dérivée

L'effet de l'action dérivée (pour des gains croissants) sur le système est montré figure 6.7. Cet effet consiste d'une part à amortir la résonance du système et d'autre part à augmenter la bande passante de celui-ci. Au-delà d'une certaine limite, cette bande passante ne peut plus être augmentée du fait de la saturation de l'action dérivée décrite dans le paragraphe précédent. D'autres éléments limitent les performances en boucle fermée (dynamique de l'étage de puissance, modes de vibration parasites, échantillonnage). Ils sont étudiés dans la suite de ce chapitre. La masse du système simulé est de 50 grammes, sa fréquence propre de 20 Hertz et son amortissement réduit ξ est de 0.02.

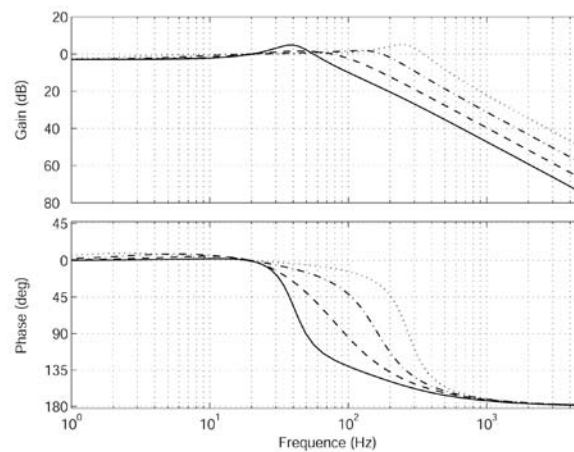


Figure 6.7: Illustration de l'effet d'un correcteur de type PD avec pseudo-dérivée sur un système du 2nd ordre pour des valeurs croissantes de T_d ($K_p = 2000$, $\tau = 0.001$, $T_d = \{0.0033, 0.0093, 0.0258, 0.0719\}$).

Le lieu d'Evans (cf. figure 6.8) donne la position des trois pôles du système en boucle fermée (deux pôles pour la structure mécanique, un pôle pour le correcteur) pour des valeurs croissantes du gain proportionnel. Les différentes courbes correspondent à différentes valeurs de l'action dérivée. Lorsque le gain proportionnel croît, la bande passante augmente. Toujours pour un gain proportionnel croissant, l'amortissement augmente, puis diminue. A l'aide du lieu d'Evans, il est possible de trouver la valeur du gain K_p qui permet d'obtenir le couple fréquence-amortissement le plus intéressant.

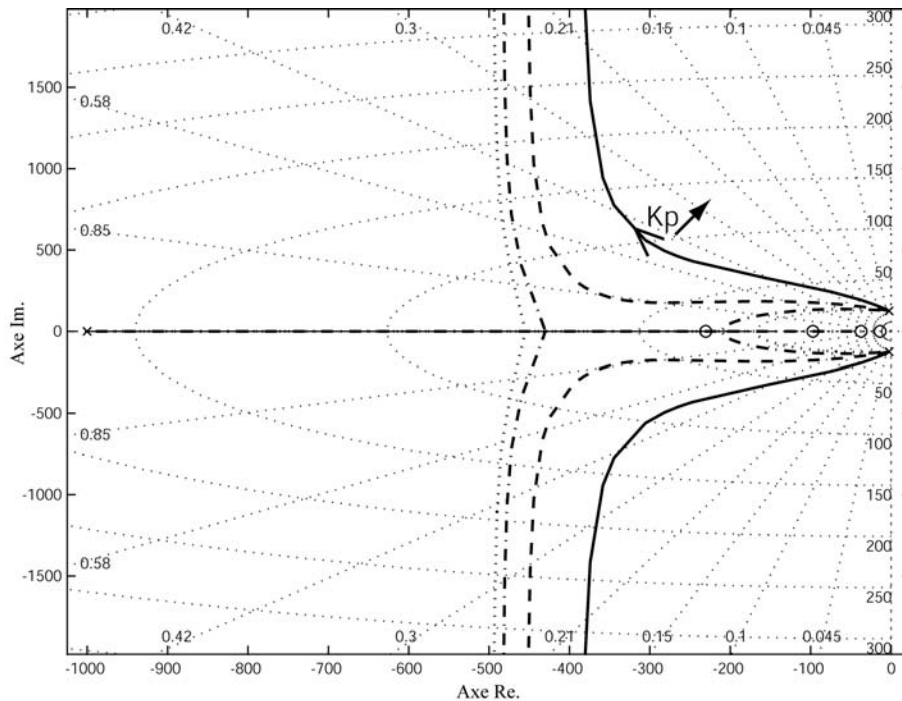


Figure 6.8: Lieu des pôles du système en boucle fermée pour des valeurs croissantes du gain proportionnel et pour différentes valeurs de l'action dérivée (avec pseudo-dérivée) - cf. figure 6.7.

6.2.3 - Comportement en boucle fermée avec variation de la raideur et de la masse

Ce paragraphe prolonge l'étude de l'effet d'une variation des paramètres de raideur et de masse du système (cf. §6.1.2). Le régulateur proportionnel-dérivé utilisé pour commander la structure est gardé inchangé alors que la masse ou la raideur est modifiée.

a - Variation de la raideur

Les valeurs successives prises par la raideur du système sont les suivantes (en N/m) : {200, 800, 1600, 3200, 6400}. Comme la masse reste constante, le comportement en haute fréquence ne présente pas de variations (figure 6.9). En basse fréquence par contre, une augmentation de la raideur diminue le gain de la réponse en boucle fermée. L'erreur statique pour un échelon unité d'amplitude A dépend de la raideur du système et du gain proportionnel (cf. équation 6.8).

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon(t) = \frac{1}{1 + \frac{Kp}{k}} \cdot A \quad (6.8)$$

Si le gain proportionnel est constant, l'augmentation de la raideur provoque une augmentation de l'erreur statique. Afin de faire converger cette erreur statique vers zéro, une correction proportionnelle à l'intégrale de l'erreur doit être apportée. Cette correction est d'autant plus importante que la raideur est grande. En augmentant l'ordre de l'entrée canonique (échelon en vitesse au lieu de l'échelon en position) et en ajoutant une intégration dans le contrôleur (type PID au lieu de PD), le même phénomène d'erreur statique se produit. On observe alors que l'écart de traînage est proportionnel à la raideur mécanique du système. Ces erreurs peuvent efficacement être corrigées par une action a priori.

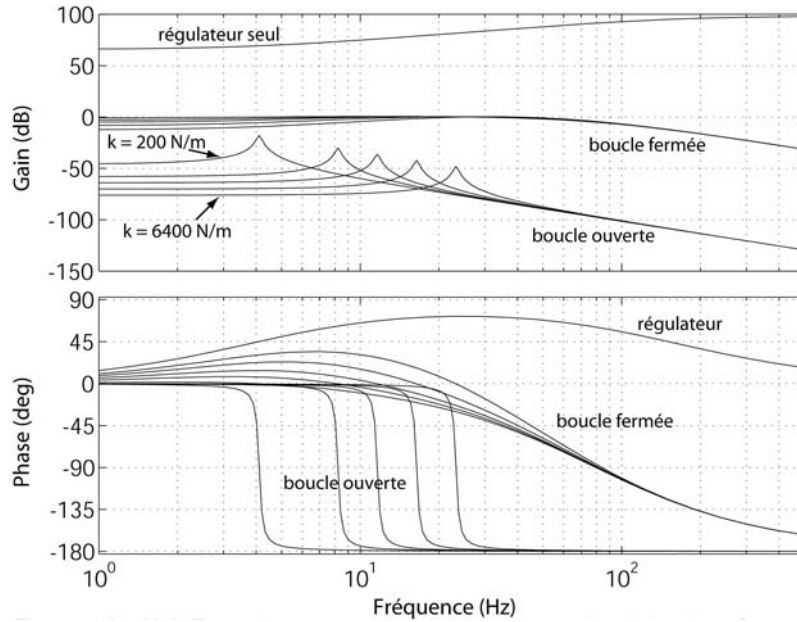


Figure 6.9: Comportement en boucle fermée du système avec une variation de raideur {200, 800, 1600, 3200, 6400 N/m} et pour un régulateur PD donné.

b - Variation de la masse

Supposons que la masse du système prenne la série de valeurs suivante (en grammes) : {50, 100, 200, 320, 500}. Le comportement à basse fréquence ne présente aucune modifications (cf. figure 6.10), ce qui est compréhensible puisque celui-ci dépend de la raideur du système. Par contre, le comportement en haute fréquence illustre le fait que lorsque la masse diminue, la bande passante augmente.

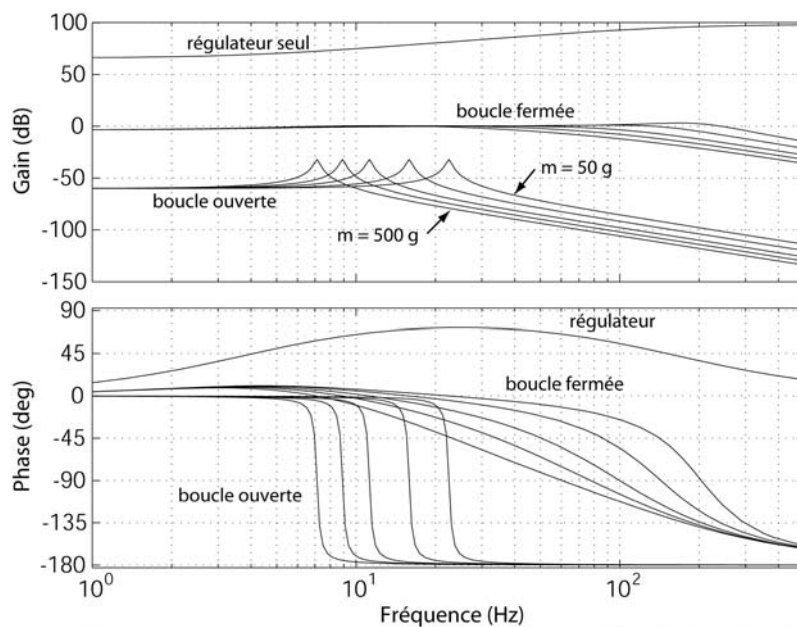


Figure 6.10: Comportement en boucle fermée du système avec une variation de masse {500, 320, 200, 100, 50 grammes} et pour un régulateur PD donné.

Du point de vue du contrôle, l'assertion suivante peut-être formulée : à raideur constante, pour obtenir une bande passante donnée, plus le système est lourd, plus le gain T_d de l'action dérivée doit être élevé. Pour obtenir des performances identiques, une énergie plus importante est donc nécessaire.

6.2.4 - Effet de la quantification de la commande

L'entière réversibilité des systèmes étudiés provoque une particularité du point de vue de l'asservissement. Le positionnement autour d'une consigne donnée est un phénomène dynamique faisant intervenir plusieurs paramètres.

Soit une masse et une bande passante en boucle fermée données. La fréquence d'échantillonnage et le temps de réponse de l'étage d'amplification sont choisis en conséquence¹. Les deux paramètres qui ont le plus d'influence sur la qualité de l'asservissement sont :

- la fréquence d'échantillonnage de la commande
- la sensibilité du convertisseur numérique-analogique (quantification de la commande)

Si l'hypothèse est faite que pour le positionnement, la commande oscille de plus ou moins un incrément, alors la position mesurée oscille autour de la position de consigne (cf. figure 6.11).

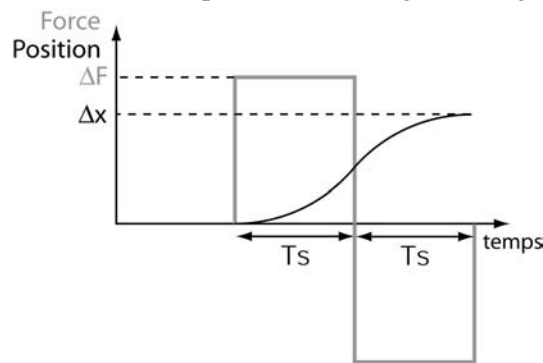


Figure 6.11: Hypothèse de consigne permettant de donner une valeur minimale du cycle limite.

Cette oscillation est appelée cycle limite. Une indication concernant l'amplitude de ce cycle peut être donnée par le biais de l'équation 6.9 :

$$\Delta x = \frac{\Delta F}{m} \cdot 2 \cdot T_s^2 \quad (6.9)$$

avec :

Δx : amplitude du cycle

ΔF : incrément de commande

m : masse mobile

T_s : période d'échantillonnage

L'amplitude du cycle limite diminue donc lorsque l'incrément de force diminue, lorsque la masse augmente ou lorsque la période d'échantillonnage est plus petite. Le modèle de calcul de l'amplitude du cycle limite ne tient pas compte du fait que le système est contrôlé en boucle fermée. Cela revient à supposer que l'effet de la quantification de la mesure est inférieur à celui de la quantification de la commande. Pour un régulateur PD et une quantification de la mesure e_q , cette condition correspond à l'inégalité suivante :

$$u_q = K_p \cdot e_q + K_p \cdot T_d \cdot \dot{e}_q < \Delta F \quad (6.10)$$

Le modèle proposé permet de trouver la valeur minimale du cycle limite. En effet, il est impossible que celui-ci soit plus faible.

La dépendance de la qualité de l'asservissement avec la quantification de la commande est montrée figure 6.12.

1. L'importance de ce choix est expliqué au §6.2.5. Il est supposé ici que la fréquence d'échantillonnage et le temps de réponse de l'étage de puissance permettent, pour un positionnement statique, de contrôler le système avec plus ou moins un incrément de la commande.

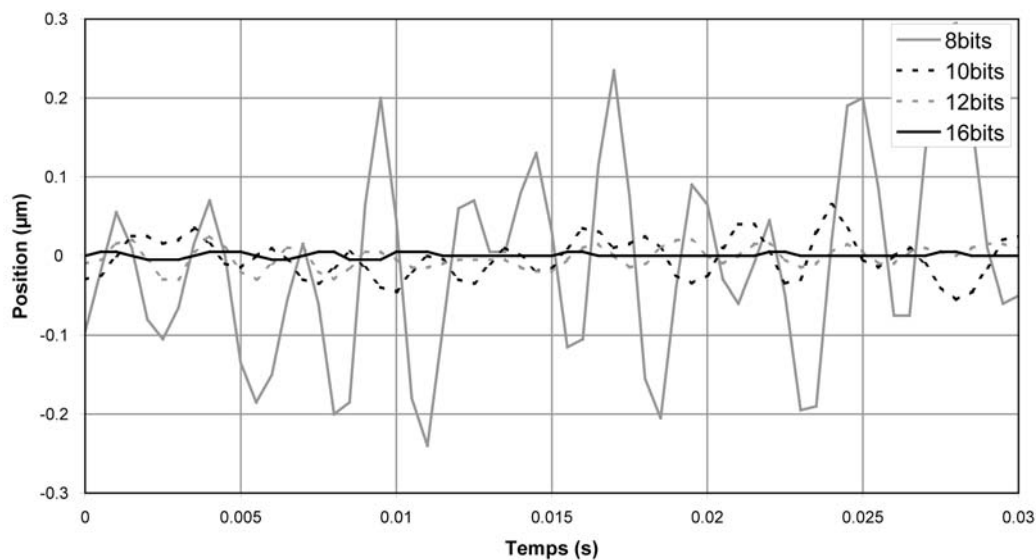


Figure 6.12: Exemple d'une mesure de la qualité d'asservissement pour différentes valeurs de la quantification de la commande (pour un courant maximal de 1A).

6.2.5 - Effet de la période d'échantillonnage et de la dynamique de l'étage de puissance

La période d'échantillonnage et la dynamique de l'étage de puissance sont deux paramètres qui influent la bande passante pouvant être atteinte avec un système donné. Cette bande passante supposée connue, il existe alors une fréquence d'échantillonnage dite «critique» au-dessous de laquelle le système n'est plus contrôlé de façon satisfaisante. Une règle communément admise pour la conception des systèmes asservis pose qu'un facteur minimal de 10 est nécessaire entre la fréquence d'échantillonnage et la bande passante désirée. Un facteur de 15 à 20 est plus approprié pour les structures à articulations élastiques, qui de par leur réversibilité et leur haute dynamique, sont plus délicates à contrôler. Cependant, le rapport entre la fréquence d'échantillonnage et la bande passante désirée ne suffit pas à garantir un asservissement correct.

La dynamique de l'étage de puissance influence également fortement les performances en régulation. En effet, si la dynamique de l'étage de puissance est trop faible (par rapport à la bande passante désirée), il devient impossible d'asservir correctement le système. Nous avons cependant constaté le fait qu'une dynamique de l'étage de puissance trop faible pouvait être en partie compensée par une fréquence d'échantillonnage plus élevée. L'inverse, par contre, n'est pas vrai. La dynamique de l'étage de puissance peut être modélisée par un filtre du premier ordre. En plus du temps de réponse de l'amplificateur, ce filtre peut prendre en compte des dynamiques ou retards qui n'ont pas été modélisés par ailleurs (retard d'une période dû à la commande par exemple). Si l'ensemble de la chaîne de commande, entre le moment de la mesure et le moment où la force est réellement appliquée, présente une bande passante égale à 2 fois la bande passante désirée, la régulation est possible mais nécessite un sur-échantillonnage. Un facteur 10 évite de devoir sur-échantillonner.

Exemple. Supposons qu'un système de fréquence propre 12Hz est commandé à l'aide d'un régulateur qui impose une bande passante en boucle fermée de 200Hz. L'amplificateur est modélisé par un filtre du premier ordre et présente une bande passante de 350Hz (cas 1) ou 5 fois supérieure (cas 2). La figure 6.13 illustre la réponse simulée à des sauts indiciels pour les deux bandes passantes de l'amplificateur (1750 Hz et 350 Hz) et pour une même fréquence d'échantillonnage (2 kHz).

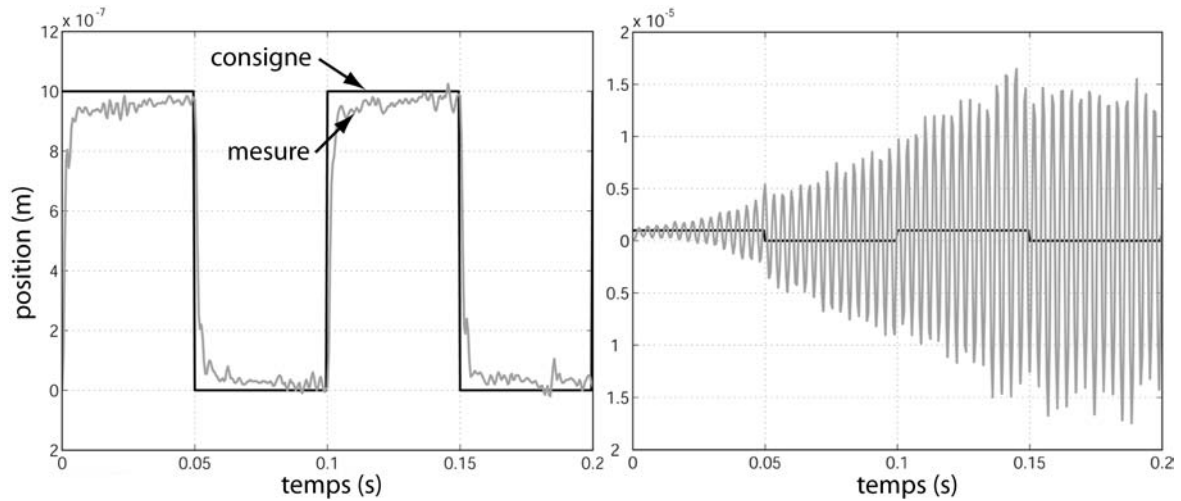


Figure 6.13: Simulation de la réponse du modèle à un step de $1\mu\text{m}$ pour deux bandes passantes de l'amplificateur (1750 Hz à gauche, 350 Hz à droite) avec une fréquence d'échantillonnage de 2 kHz.

La figure 6.14 illustre le fait qu'il est théoriquement possible de compenser une bande passante trop faible de l'étage de puissance par une fréquence d'échantillonnage plus grande. Ceci revient à toujours faire travailler l'amplificateur en régime transitoire. Il est cependant difficile d'atteindre une résolution nanométrique de cette façon, une attention particulière sera donc prise pour dimensionner correctement l'étage d'amplification et éviter des retards purs au niveau de la commande.

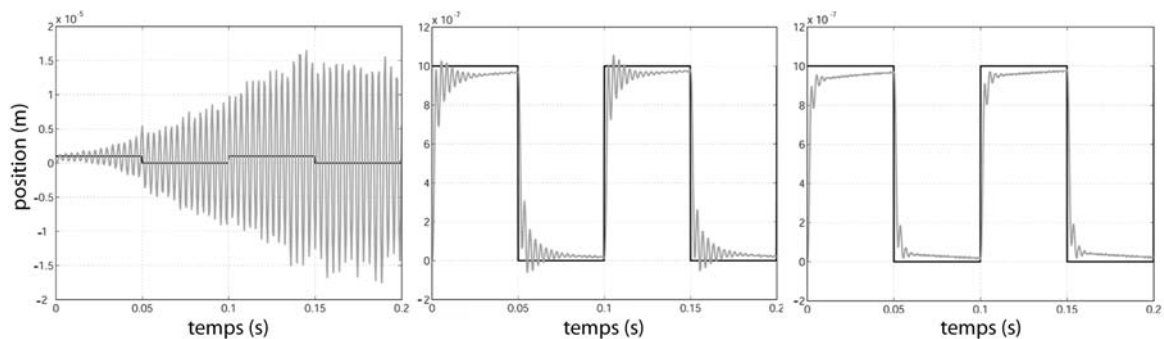


Figure 6.14: Comportement du modèle pour trois fréquences d'échantillonnage (de gauche à droite : 2, 5, 10 kHz) et pour une bande passante de l'amplificateur de 350 Hz.

6.2.6 - Modèle 1 ddl, synthèse

Le modèle étudié jusqu'à présent dans ce chapitre est à 1 ddl. Il nous a permis d'éclairer plusieurs points, notamment :

- l'importance respective de la masse et de la raideur
- l'effet de la quantification de la commande
- l'importance de l'échantillonnage et de la dynamique de l'étage de puissance

Bien qu'un modèle à 1 ddl soit insuffisant pour permettre une compréhension complète du comportement dynamique des mécanismes à articulations élastiques, une synthèse des tendances observées lors d'une variation de la masse ou de la raideur (cf. tableau 6.1) peut déjà être proposée.

paramètre	masse	raideur
avantages en cas d'augmentation du paramètre	<ul style="list-style-type: none"> • diminution de la sensibilité à la quantification de la commande 	<ul style="list-style-type: none"> • augmentation des fréquences propres (en particulier celles des modes parasites)
avantages en cas de diminution du paramètre	<ul style="list-style-type: none"> • augmentation des fréquences propres • diminution de l'énergie nécessaire à des suivis de trajectoire • augmentation de la bande passante 	<ul style="list-style-type: none"> • diminution des erreurs statiques • diminution du coût énergétique en positionnement basse fréquence

Tableau 6.1: Avantages observés en cas de variations de la raideur et de la masse.

L'analyse de modèles multi-modes est l'objet de la suite de ce chapitre et nous permet d'expliquer l'importance des modes de vibrations de la structure du point de vue de la commande.

6.3 - Modèle à n ddl - théorie

En mécanique, la résolution classique d'un problème de dynamique se fait en obtenant les équations de mouvement du système, soit par le biais des équations de Newton-Euler, soit par le formalisme Lagrangien. Plusieurs types de problèmes peuvent être abordés. Historiquement, une distinction a été faite entre les mécanismes, composés de solides indéformables reliés entre eux par des liaisons supposées idéales et les structures déformables (cf. figure 6.15). Dans le cas d'un mécanisme ou d'un robot, les termes de la matrice des masses et les termes liés à la gravité dépendent souvent de la position des différents solides. Un modèle dynamique est alors généralement calculé afin de dimensionner une liaison (calcul des efforts dynamiques), un actionneur ou pour la réalisation d'une commande. Dans le cas d'une structure à articulations flexibles, ce sont soit les déformations dynamiques soit un modèle des modes de vibrations qui sont recherchés. La modélisation de la structure peut être à paramètres localisés (du type masse-ressort) ou à paramètres répartis (du type lame ou membrane). Dans le cas d'une structure à paramètres localisés, le formalisme de mise en équation utilisé est le même que celui des mécanismes ou des robots.

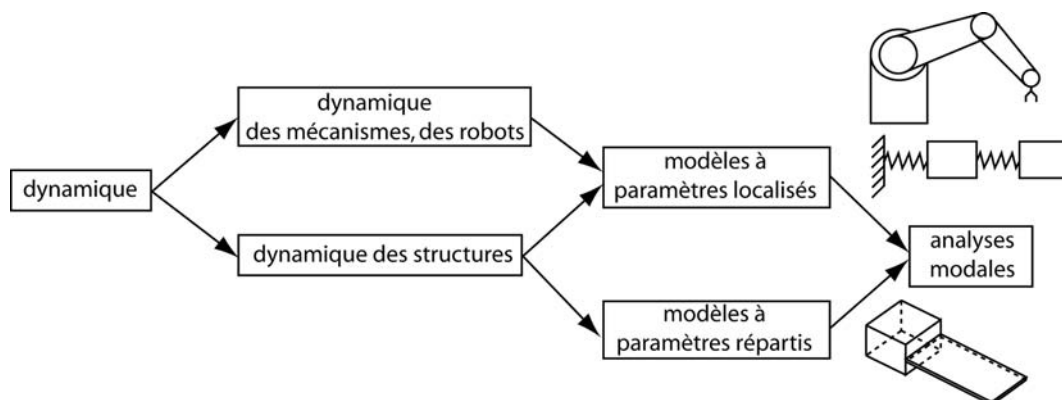


Figure 6.15: Différents types de problèmes rencontrés en dynamique.

Les mécanismes des robots à articulations élastiques sont souvent trop complexes pour pouvoir être décrits par un modèle à paramètres localisés. L'analyse modale d'un modèle à paramètres répartis est l'outil idéal permettant d'appréhender le comportement d'un robot à articulations élastiques.

Du fait des faibles courses observées dans la majorité des robots de très haute précision, le modèle vibratoire de la structure varie peu dans le domaine de travail [Chen 2000]. D'autre part, la complexité des structures étudiées rend leur analyse modale pratiquement impossible analytiquement. Les logiciels qui utilisent la méthode des éléments finis facilitent cette analyse modale. Valeurs et vecteurs propres peuvent alors être utilisés pour simuler le comportement de la structure et valider sa conception.

6.3.1 - Décomposition modale

La dynamique des structures à plusieurs ddl est abordée ici en utilisant l'approche modale [Meirovitch 1990, Preumont 2002]. Il est cependant important de noter que l'approche par le biais des équations de Newton-Euler ou de Lagrange mène à des résultats identiques. En particulier, le découplage des équations de mouvement obtenues avec ces formalismes consiste à effectuer un changement de base avec pour nouvelle base la base modale.

En négligeant l'amortissement, la réponse libre d'une structure peut s'écrire :

$$M \ddot{\vec{q}} + K \vec{q} = 0 \quad (6.11)$$

Avec M et K les matrices de masses et de raideur.

En supposant une solution du type $\vec{q} = \vec{\Phi}_i \cdot e^{j\omega t}$, l'équation 6.12 est obtenue :

$$(K - \omega_i^2 \cdot M) \cdot \vec{\Phi}_i = 0 \quad (6.12)$$

avec ω_i la pulsation propre, solution de $|K - \omega^2 \cdot M| = 0$, et $\vec{\Phi}_i$ le vecteur propre qui donne la déformée de la structure pour le mode i . La propriété d'orthogonalité des modes de vibration permet d'écrire :

$$\begin{aligned} \Phi^T M \Phi &= \text{diag}(\mu_i) \\ \Phi^T K \Phi &= \text{diag}(\mu_i \omega_i^2) \end{aligned} \quad (6.13)$$

μ_i étant la masse modale et $\Phi = [\vec{\Phi}_1, \vec{\Phi}_2, \dots, \vec{\Phi}_n]$ étant la matrice des vecteurs propres. L'amplitude des vecteurs propres n'étant pas déterminée, ceux-ci sont soit normalisés à 1, soit déterminés de sorte que les $\mu_i=1$.

Il est possible de passer des coordonnées physiques aux coordonnées modales par le changement de variables $x=\Phi \cdot z$, où z est le vecteur des amplitudes modales. En multipliant par Φ^T et en introduisant l'amortissement, l'équation 6.11 devient :

$$\text{diag}(\mu_i) \cdot \ddot{\vec{z}} + \Phi^T C \Phi \cdot \dot{\vec{z}} + \text{diag}(\mu_i \omega_i^2) \cdot \vec{z} = \Phi^T \cdot \vec{f} \quad (6.14)$$

la matrice $\Phi^T C \Phi$ est généralement considérée diagonale, alors $\Phi^T C \Phi = \text{diag}(2\xi_i \mu_i \omega_i)$.

Les équations des modes sont alors découplées.

L'équation 6.14 devient :

$$\ddot{\vec{z}} + 2 \cdot \xi \cdot \omega \cdot \dot{\vec{z}} + \omega^2 \cdot \vec{z} = \mu^{-1} \cdot \Phi^T \cdot \vec{f} \quad (6.15)$$

avec: $\xi = \text{diag}(\xi_i)$

$\omega = \text{diag}(\omega_i)$

$\mu = \text{diag}(\mu_i)$

Les structures étudiées ont généralement un amortissement réduit très faible (ξ est généralement compris entre 10^{-2} et 10^{-3}) [Preumont 2002]. Dans la pratique, l'amortissement est obtenu par identification. L'analyse modale d'une structure par éléments finis permet d'obtenir le schéma modal de la structure. Le choix du nombre de modes pris en compte dans la suite de l'analyse et l'emplacement des points composant les vecteurs propres doivent encore être discutés.

6.3.2 - Choix des modes et des points de mesure

Idéalement, les structures étudiées sont conçues dans le but, d'une part d'obtenir un nombre de degrés de liberté n et d'autre part de pouvoir être considérées comme infiniment rigides selon les autres directions. Dans la pratique, les n premiers modes de vibration de la structure correspondent donc aux degrés de liberté choisis, et présentent des fréquences propres relativement basses. Les modes suivants sont des modes considérés comme «parasites» qui présentent des fréquences propres d'un ordre de grandeur plus élevé. Les modes d'ordre supérieur à n limitent les bandes passantes pouvant être atteintes en boucle fermée. Lors de l'analyse, il est intéressant de tenir compte des premiers modes d'ordre supérieur. Le fait de ne conserver dans l'analyse que les premiers modes d'ordre supérieur à n (troncature) consiste à négliger la contribution des autres modes dans la bande de fréquences considérée. Certains auteurs proposent de remplacer cette contribution dynamique par une contribution statique correspondant à la somme des raideurs des modes non considérés [Preumont 2002]. Cette contribution est appelée résidu. Pour les structures étudiées dans le cadre de cette étude, le résidu peut être généralement négligé du fait de l'écart important entre les modes correspondant aux degrés de liberté et aux modes d'ordre supérieur à n .

Le choix des points de mesure sur une structure est déterminé par la position des actionneurs et des capteurs. En effet, pour un système multi-entrées/multi-sorties (MIMO en anglais), au niveau de la structure, les entrées correspondent aux actionneurs et les sorties aux capteurs. Le choix de la position des capteurs et des actionneurs devrait être fait en fonction de la forme des modes de vibration. Idéalement, les actionneurs doivent être positionnés sur les ventres des modes de vibrations correspondant aux degrés de liberté de la structure et sur les noeuds des modes d'ordre plus élevé (figure 6.16).

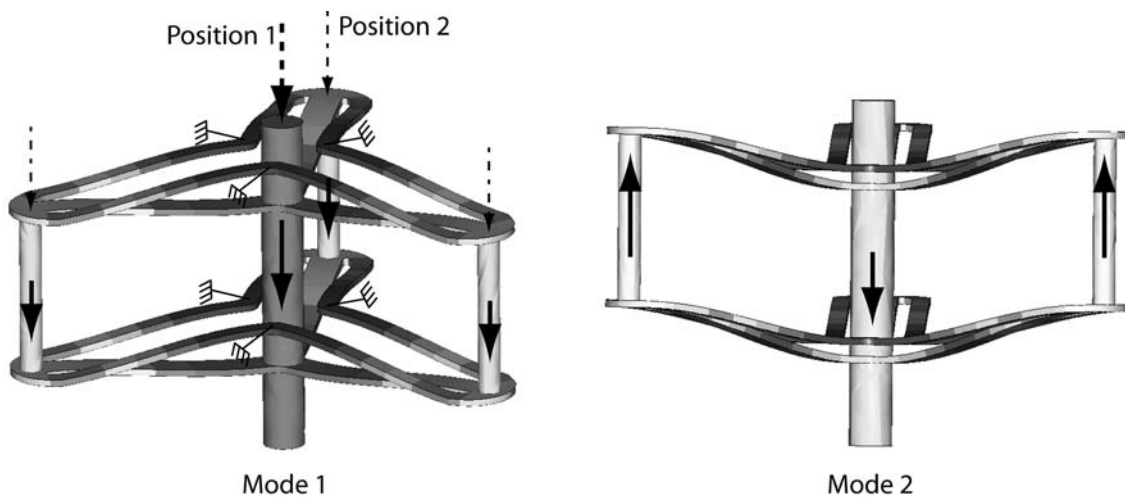


Figure 6.16: Illustration des 2 premiers modes de vibration d'un guidage linéaire à membrane. L'actionneur pourrait être positionné au niveau de l'élément central (position 1) ou sur les trois éléments extérieurs (position 2). Il est évident que la position 1, située au ventre de vibration du mode 1 est préférable à la position 2. A la position 2, l'actionneur exciterait beaucoup plus le mode 2 et ne permettrait ni d'utiliser la course complète de l'articulation ni de contrôler correctement la sortie.

6.3.3 - Passage du modèle volumique à la simulation de la boucle fermée

Plusieurs étapes sont nécessaires pour passer du modèle volumique d'une structure à la simulation du comportement en boucle fermée (cf. figure 6.17).

La première étape est l'analyse modale qui permet d'obtenir les pulsations propres et les vecteurs propres de la structure. Les résultats de cette analyse sont indépendants de la position des capteurs et des actionneurs. Ces positions sont prises en compte lors de l'analyse dynamique fréquentielle. Les fonctions de transfert entre les efforts donnés par les actionneurs et les déplacements au niveau des capteurs sont tirées de cette analyse.

Les résultats de l'analyse modale nous permettent de construire en partie le modèle mathématique du système. Les coefficients de la matrice des masses modales sont ensuite choisis en faisant coïncider le modèle mathématique aux fonctions de transfert tirées de l'analyse dynamique fréquentielle. Afin de compléter le modèle une hypothèse doit être faite concernant l'amortissement.

Le modèle mathématique du comportement en boucle ouverte de la structure est ainsi obtenu et peut être comparé, une fois un prototype réalisé, au modèle issu de l'identification. Il peut également servir à simuler le comportement du système en boucle fermée, à tester virtuellement différents algorithmes de commande ou à dimensionner certains composants (actionneurs, amplificateurs, convertisseurs, interpolateurs).

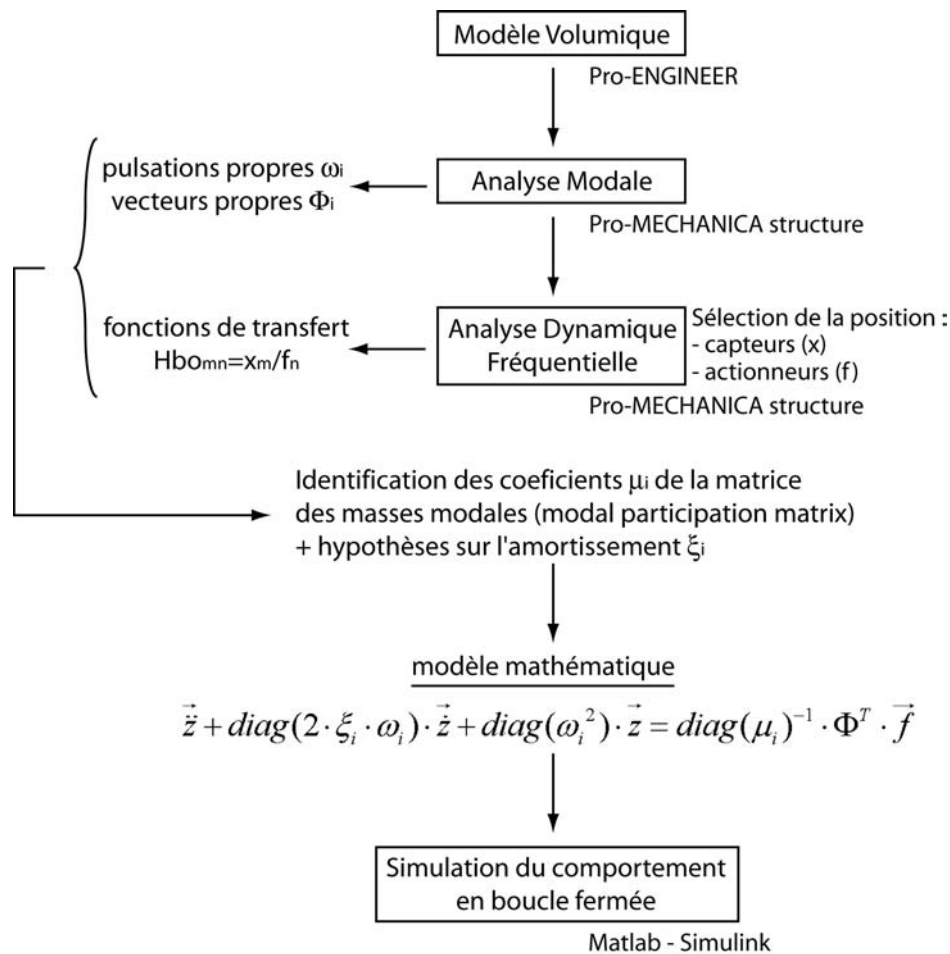


Figure 6.17: Démarche suivie pour arriver à simuler le comportement d'une structure en boucle fermée.

6.4 - Système à 2 ddl : exemple 1

6.4.1 - Table X-Y

L'exemple choisi pour illustrer la modélisation d'un système à n degrés de liberté est celui d'une table X-Y parallèle (cf. figure 6.18). La position des actionneurs (entrées du système) correspond aux points U1 et U2. La position des capteurs (sorties du système) correspond aux points Y1 et Y2.

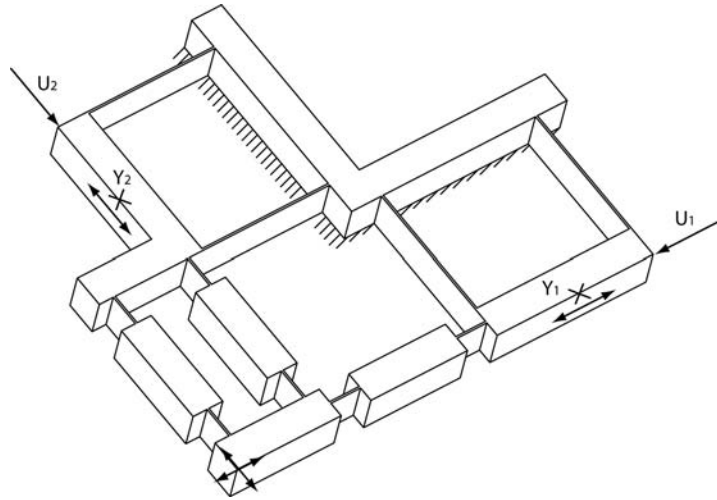


Figure 6.18: Table X-Y parallèle.

6.4.2 - Analyse modale et dynamique fréquentielle

Les analyses ci-dessous sont effectuées avec le logiciel de simulation par éléments finis *Pro/MECHANICA structure*.

Dans un premier temps, une analyse modale fournit les valeurs propres et les vecteurs propres de la structure. Dans cette étude, les 5 premiers modes sont conservés. Les deux premiers modes (71 et 91 Hz) correspondent aux degrés de liberté de la structure. Les modes suivants sont les premiers modes d'ordre supérieur et consistent en des modes hors plan (cf. figure 6.19). A partir de cette analyse modale, il est possible d'effectuer l'analyse de la réponse en fréquence du système en définissant la position des actionneurs et des capteurs. A partir des résultats obtenus, il est possible de générer un modèle d'état de la structure.

La matrice des vecteurs propres pour les 5 premiers modes est la suivante (l'amplitude maximale de la déformée est arbitrairement fixée à 1 pour chaque mode de vibration, les points de mesure pour construire les vecteurs propres sont donnés par la position des actionneurs et des capteurs) :

	$\Phi 1$	$\Phi 2$	$\Phi 3$	$\Phi 4$	$\Phi 5$
x_{act}	-0.004	0.999	0.024	0.004	-0.051
x_{capt}	-0.004	0.999	0.024	0.006	-0.054
y_{act}	0.998	0.003	0.024	-0.044	-0.062
y_{capt}	0.998	0.003	0.024	-0.048	-0.058

La réponse en boucle ouverte du système obtenu (cf figure 6.20, figure de gauche) permet de comprendre plusieurs points importants. Quatre réponses sont visibles : Y1/U1, Y2/U1, Y1/U2, Y2/U2.

Y1/U1 et Y2/U2 correspondent respectivement à l'effet de l'actionneur X selon la direction X et à l'effet de l'actionneur Y selon la direction Y. Les modes de vibration selon les degrés de liberté sont bien mis en évidence. L'effet des modes 3, 4 et 5 est visible bien que faible. Les modes d'ordre élevé sont donc

faiblement excités. Cette faible excitation est un avantage du point de vue de la commande. Plusieurs paramètres influencent l'excitation des modes d'ordres élevés : les masses modales, les formes des modes, la position et l'orientation des capteurs et des actionneurs.

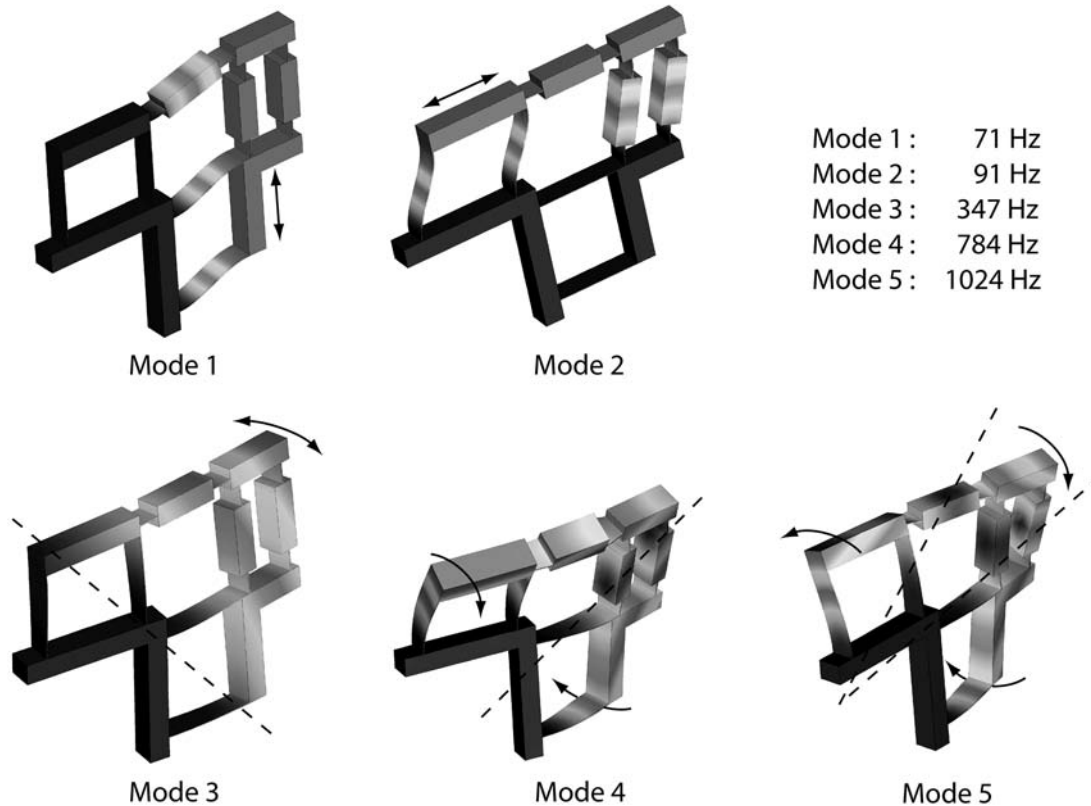


Figure 6.19: 5 premiers modes de vibration de la structure.

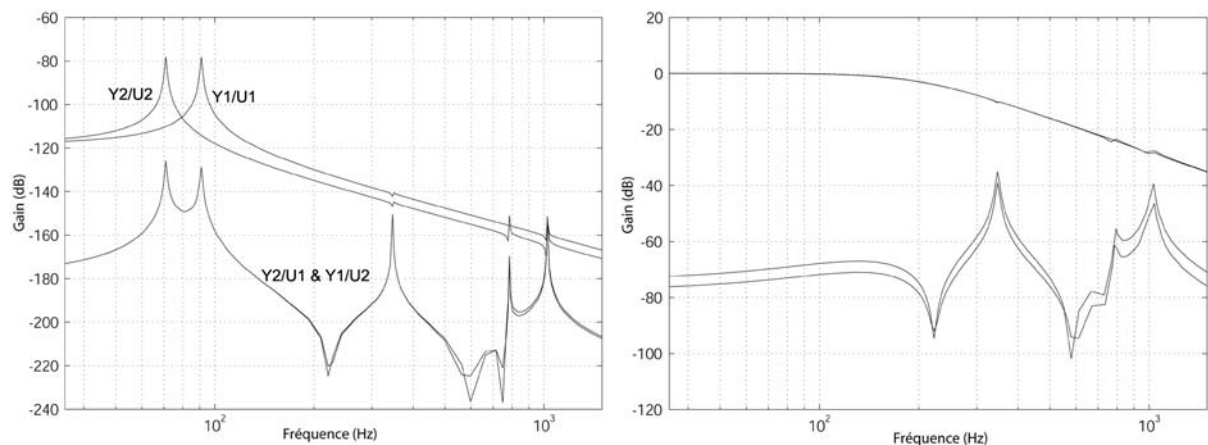


Figure 6.20: Réponse en fréquence du système MIMO en boucle ouverte (à gauche), en boucle fermée (à droite).

$Y2/U1$ & $Y1/U2$ représentent les couplages entre les axes X et Y. Comme les capteurs et les actionneurs sont proches, les deux réponses sont pratiquement identiques (théorème de réciprocité de Maxwell-Betti). En basse fréquence, des pics sont observés au niveau des modes qui correspondent aux degrés de li-

berté de la structure. Les couplages dynamiques peuvent être pris en compte par la commande. Pour que le découplage soit effectif, le modèle modal de la structure doit être bien identifié, les erreurs de modélisation engendrent une baisse de la précision dynamique. Une cinématique (ou une configuration) où les axes sont bien découplés est donc à privilégier. Dans l'exemple proposé, le couplage est très faible puisque la différence entre la réponse $Y1/U1$ et entre $Y1/U2$ est d'environ 50 dB (il en est de même pour la réponse $Y2/U2$ par rapport à $Y2/U1$). L'excitation des modes d'ordre plus élevé est comparable à celle observée pour les réponses $Y1/U1$ et $Y2/U2$.

6.4.3 - Comportement en boucle fermée.

La commande proposée pour cette structure est un placement de pôles par retour d'état. Le schéma en est donné figure 6.21. Le principe du placement de pôles est de modifier la réponse d'une structure par bouclage et d'imposer un comportement donné par un modèle. Le comportement du système en boucle ouverte est supposé connu et est utilisé pour calculer la valeur des gains de la commande.

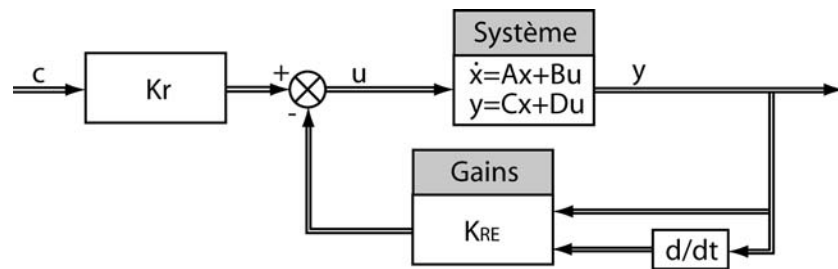


Figure 6.21: Placement de pôles par retour d'état pour un axe de la structure.

Pour l'exemple choisi, les gains de la matrice K_{RE} sont choisis de telle sorte que le système en boucle fermée se comporte comme un système ayant une fréquence propre ω_0 de 200 Hz et un amortissement ξ_0 de 0.7.

Le comportement du système en boucle fermée est donné par l'équation suivante :

$$\vec{\dot{x}} = A\vec{x} + B\vec{u} = A\vec{x} - B \cdot K_{RE}\vec{x} = (A - B \cdot K_{RE})\vec{x} \quad (6.16)$$

En reprenant la représentation d'état proposée pour un modèle du second ordre (équation 6.4), en l'appliquant à l'exemple traité ci-dessus et en supposant les deux premiers modes découplés, la formulation suivante est obtenue :

$$\begin{aligned} \vec{\dot{x}} &= [A] \cdot \vec{x} - [\mu^{-1}] \cdot [\Phi^T] \cdot [K_{RE}] \cdot \vec{x} \\ \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_1^2 & -2 \cdot \xi_1 \cdot \omega_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\omega_2^2 & -2 \cdot \xi_2 \cdot \omega_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1/\mu_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1/\mu_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_1 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & k_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_0^2 & -2 \cdot \xi_0 \cdot \omega_0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\omega_0^2 & -2 \cdot \xi_0 \cdot \omega_0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Les valeurs des gains sont alors aisément identifiées.

La réponse en fréquence obtenue en boucle fermée correspond au comportement attendu (cf. figure 6.20 figure de droite). L'excitation des modes d'ordres élevés est suffisamment faible pour ne pas poser de problème. D'autre part, les couplages entre les axes sont amortis par la commande. Etant donné la faible amplitude des couplages pour l'exemple choisi, il n'en est pas tenu compte. Le paragraphe suivant donne un exemple d'une structure présentant un fort couplage.

6.5 - Système à 2 ddl : exemple 2, table x- θ_z

L'exemple ci-dessous illustre la méthode employée en cas de couplages importants (cf. figure 6.22). Le modèle de cette structure est obtenu par analyse modale.

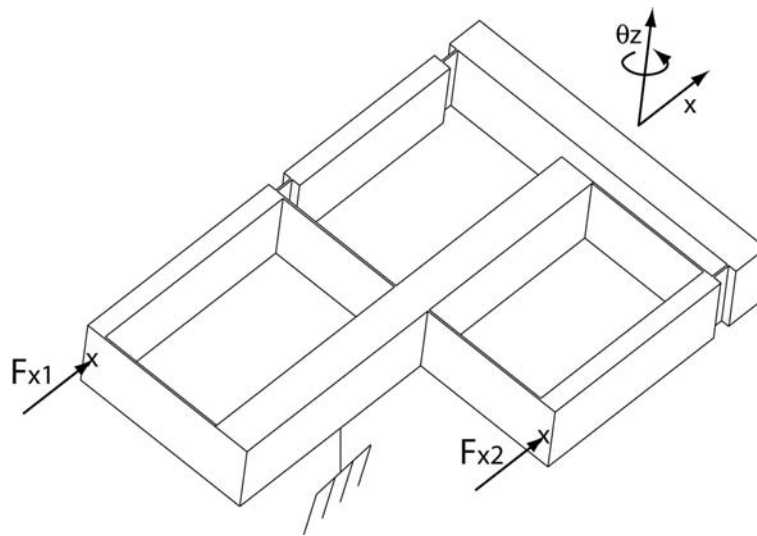


Figure 6.22: Table x- θ_z : les deux premiers modes de vibration sont fortement couplés.

Seuls les deux premiers modes propres de la structure sont pris en compte dans cette analyse. Ils ont une fréquence respectivement de 75 Hz et 112 Hz. Les fréquences propres suivantes se situent au-delà de 500 Hz. Cette structure n'est pas idéale du point de vue des raideurs mais dans cet exemple seul le couplage entre les deux premiers modes est étudié. Du point de vue de la commande, la matrice des vecteurs propres est la suivante :

$$\Phi = \begin{matrix} & \Phi_1 & \Phi_2 \\ \begin{matrix} x_1 \\ x_2 \end{matrix} & \begin{vmatrix} 0.996 & 0.496 \\ 0.579 & 0.972 \end{vmatrix} \end{matrix} \quad (6.18)$$

Les réponses fréquentielles du système en boucle ouverte (cf. figure 6.24, à gauche) illustrent bien les couplages importants des deux premiers modes de cette structure.

Le schéma de contrôle présenté ci-dessous (cf. figure 6.23) permet un découplage des axes. Les entrées du modèle d'état de la structure sont les forces appliquées à la structure aux points x_1 et x_2 , les sorties sont la position des points x_1 et x_2 . Le placement de pôles se fait dans la base modale. Les positions mesurées sont donc transformées en coordonnées modales. Les forces calculées dans la base modale sont ré-exprimées selon les axes x_1 et x_2 .

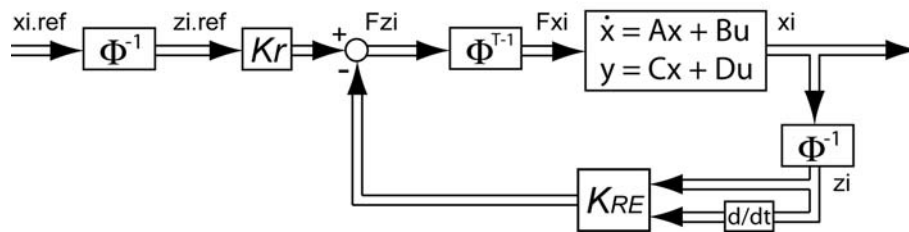


Figure 6.23: Schéma de contrôle : réglage d'état d'un système multivariables avec découplage.

Le découplage dynamique obtenu à l'aide de cette structure de contrôle est d'autant meilleur que les fréquences propres et les vecteurs propres ont été précisément identifiés. En pratique, une action intégrale doit être ajoutée pour garantir que les erreurs statiques soient nulles.

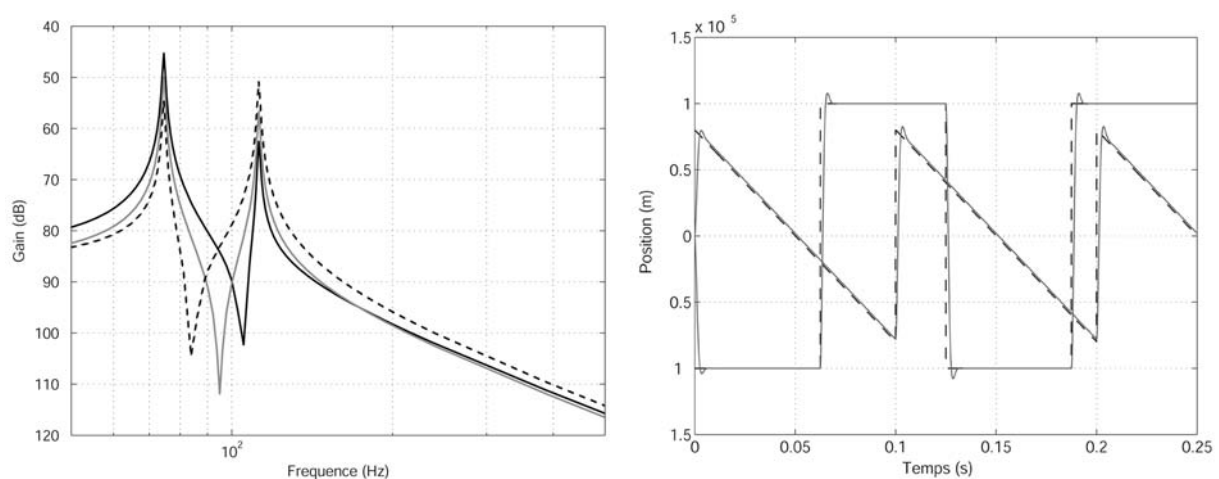


Figure 6.24: À gauche : réponse en boucle ouverte du système (en trait noir continu : $x1/Fx1$, en trait noir pointillé : $x2/Fx2$, en trait gris continu : $x1/Fx2$ & $x2/Fx1$); à droite : comportement en boucle fermée avec découplage (consignes : trait noir pointillé, sorties : trait gris continu).

Il a été montré dans ce paragraphe comment réaliser un découplage dynamique de différents axes. S'il est possible d'obtenir un découplage lors de la conception mécanique sans être pénalisé du point de vue de l'encombrement ou de la simplicité de la structure, le découplage mécanique doit être privilégié.

Si la commande ne tient pas compte des couplages alors qu'ils existent mécaniquement, les perturbations seront d'autant plus faibles que la bande passante en boucle fermée sera grande. En effet, la sensibilité de la sortie par rapport à une force de perturbation diminue lorsque la bande passante augmente.

6.6 - Prise en compte de la dynamique lors de la conception

Un mécanisme à n ddl possède des modes de vibration supplémentaires ne devant pas être excités par la commande. Plusieurs points sont à vérifier lors de la conception pour obtenir les performances désirées :

- la bande passante en boucle fermée désirée est choisie en fonction des paramètres dynamiques du cahier des charges ;
- la masse en mouvement équivalente pour chaque mode de vibration doit tenir compte de la sensibilité à la quantification de la commande (en pratique, on choisit le convertisseur N/A en fonction de

la masse en mouvement : plus cette masse est faible, plus la résolution du convertisseur doit être grande) ;

- la masse en mouvement équivalente pour chaque mode de vibration doit être choisie en fonction de la bande passante en boucle fermée désirée. Plus la masse est élevée, plus les gains utilisés dans la commande seront élevés pour atteindre une même bande passante ($F1$ - cf. figure 6.25). Or, l'augmentation des gains provoque une augmentation de l'effet des bruits de mesure, ce qui est gênant ;
- les raideurs qui correspondent aux degrés de liberté ($G1$) doivent être minimales tout en permettant une manipulation du mécanisme en cours de fabrication et d'assemblage ainsi qu'une identification aisée tout en conservant un rapport $F2$ (rapport entre le mode de vibration parasite et la bande passante) supérieur à 2 (ce rapport peut être légèrement inférieur à 2 dans le cas où les actionneurs n'agissent pratiquement pas sur les modes parasites de la structure - dans les mécanismes plans par exemple) ;
- l'excitation par les actionneurs des modes i ($i > n$) de la structure doit être validée (gain $G2$) (la position des actionneurs et des capteurs devrait idéalement être choisie en fonction de la forme des modes de vibration) ;
- le comportement en boucle fermée doit être simulé afin de valider la valeur du gain $G3$;
- la fréquence d'échantillonnage et la dynamique de l'étage de puissance doivent être adaptées à la bande passante désirée en boucle fermée.

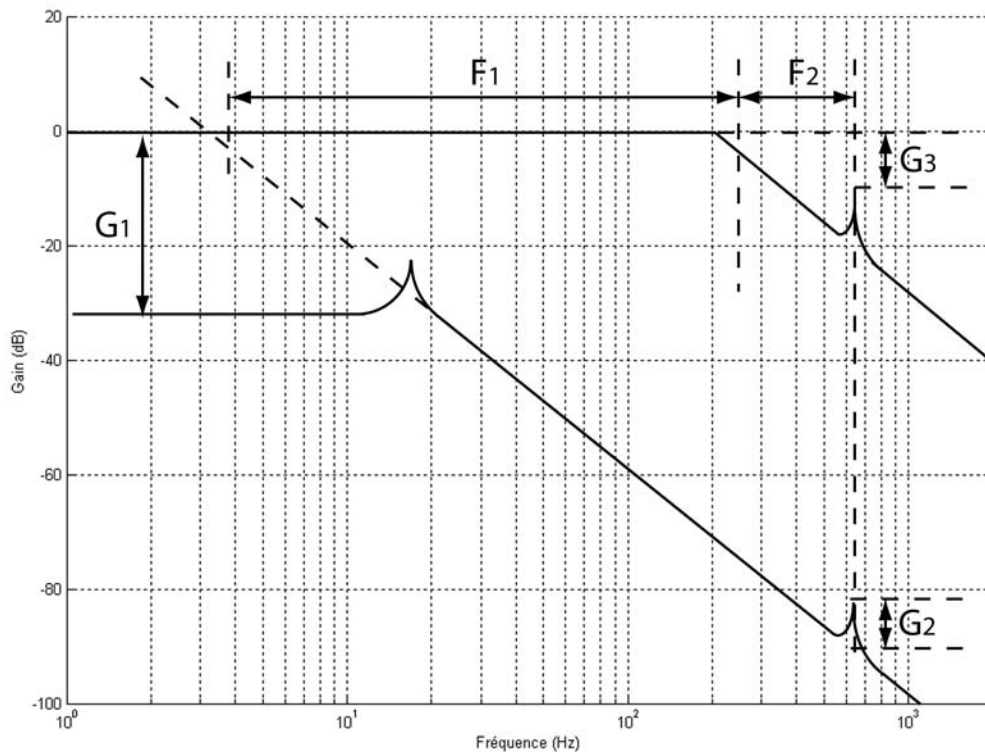


Figure 6.25: Diagramme de Bode schématisé d'un système à articulations élastiques en boucle ouverte et en boucle fermée.

6.7 - Conclusion

Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ce chapitre. La principale constatation est l'importance des propriétés de la structure mécanique sur les possibilités de contrôle. Il est illusoire d'obtenir d'excellentes performances de réglage avec une structure mécanique inadaptée.

En entrant plus dans le détail, pour les modes correspondant aux degrés de liberté de la structure :

- une rigidité ou une masse trop grandes sont inutiles et peuvent entraîner un coût énergétique fort ;
- des couplages dynamiques importants entre les axes peuvent être modélisés et pris en compte dans la commande, mais si un découplage naturel peut être obtenu, la conception doit se faire dans cette direction ;
- une masse la plus faible possible est souhaitable, avec néanmoins une attention à la sensibilité du système à la quantification de la commande.

Pour les modes parasites :

- une fréquence propre trop basse par rapport à la bande passante est néfaste, un rapport minimal de 2 doit être recherché entre la première fréquence propre parasite et la bande passante recherchée ;
- une excitation importante par les actionneurs de ces modes est à éviter, le choix de la position des actionneurs peut se faire d'après les vecteurs propres de la structure.

Les principes de conception suivants peuvent être édictés.

Synthèse - Lors de la conception de la structure mécanique d'un robot à articulations élastiques, on veillera principalement à diminuer les masses mobiles et à maintenir un rapport suffisant entre la bande passante désirée et les modes de vibration parasites.

La qualité en régulation de la commande ne dépend pas uniquement de l'algorithme de commande utilisé. Si l'hypothèse est faite que pour un positionnement statique la commande oscille à l'incrément, la position du système présente un cycle limite.

Synthèse - Dans le cas des systèmes réversibles, le positionnement du système est un phénomène dynamique. La quantification de la commande, la fréquence d'échantillonnage, la masse, la dynamique de l'amplification ainsi que les gains utilisés influencent la qualité de l'asservissement.

La synthèse proposée ci-dessus fait apparaître qu'il n'est pas possible de dissocier le positionnement «statique» (appellation inadaptée au cas des systèmes réversibles, on parlera plutôt d'un asservissement à une position) des performances dynamiques du système (erreurs en suivi de trajectoire par exemple).

Synthèse - Afin de garantir une grande répétabilité de positionnement, le système doit présenter de bonnes performances dynamiques, pour assurer un rejet correct des perturbations externes. Un système réversible de haute précision présente nécessairement de bonnes performances dynamiques.

L'analyse de structures à plusieurs ddl démontre qu'il n'est pas possible de considérer de telles structures comme un ensemble d'éléments à 1 ddl. Deux différences peuvent être mises en évidence : l'existence de modes de vibration parasites et les couplages entre les degrés de liberté.

Synthèse - L'existence de nombreux modes de vibration parasites oblige le concepteur à dimensionner la structure mécanique en fonction des performances dynamiques désirées. Un facteur 2 entre la bande passante voulue et les premiers modes parasites permet de s'affranchir de l'influence de ces modes. De plus, si les actionneurs agissent au niveau des noeuds de vibration des modes parasites, l'excitation de ces derniers peut être grandement diminuée.

La matrice des vecteurs propres qui correspondent aux modes «utiles» (ddl) illustre les couplages qui existent entre les degrés de liberté. Une fois identifiée cette matrice peut servir dans une commande par découplage. Une autre solution consiste à découpler mécaniquement au maximum les modes concernés et de considérer alors le système comme un ensemble d'éléments SISO (single input - single output). Le couplage, qui peut alors être considéré comme une perturbation, sera d'autant plus faible que les performances dynamiques seront élevées.

Les chapitres 7 et 8 présentent des applications concrètes qui permettent d'approfondir et d'illustrer l'ensemble des notions développées dans les chapitres précédents.

Application 1: Guidage à lames parallèles

Cette étude d'un guidage à lames parallèles explore les liens entre une structure mécanique à un degré de liberté et sa commande et permet d'illustrer les notions développées dans le chapitre précédent. L'importance du choix du matériel nécessaire à la commande (dynamique de l'amplificateur, fréquence d'échantillonnage, quantifications de la commande et de la mesure) est également démontrée.

7.1 - Conception du guidage à lames parallèles

7.1.1 - Conception du guidage

La structure du guidage conçu pour cette étude est très simple (figure 7.1). Il s'agit d'une masse mobile reliée au bâti par deux lames parallèles de profondeur b . Un actionneur électro-magnétique à bobine mobile et un capteur linéaire incrémental optique complètent le système. Les lames parallèles peuvent être changées afin de modifier les modes propres de la structure. Leur longueur L reste constante (30mm). La hauteur ($a=10\text{mm}$) et la longueur ($c=50\text{mm}$) de la masse mobile sont constantes. Les lames utilisées sont en acier ressort et la masse mobile en acier. L'assemblage en série de ce type de guidage nécessiterait de repenser la structure ou de concevoir un gabarit de montage. Du point de vue du contrôle, ce guidage représente fidèlement le comportement des systèmes à articulations élastiques.

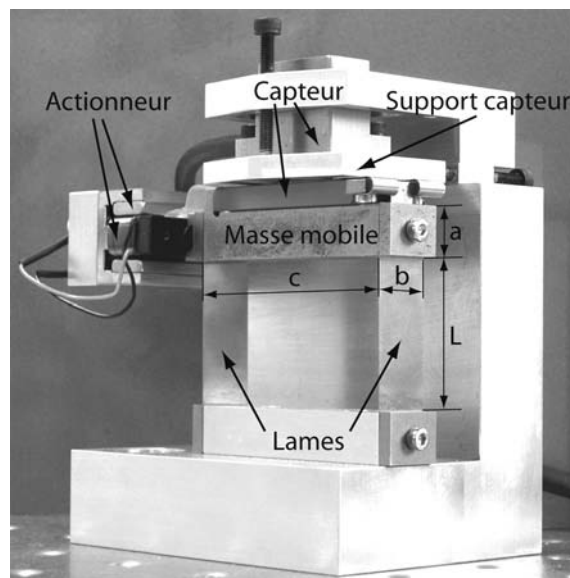


Figure 7.1: *Guidage prismatique à deux lames parallèles.*

Un support a été conçu pour permettre un réglage simple de la position de la tête de lecture du capteur par rapport à la règle (figure 7.2). Le réglage se fait au moyen de trois vis. Il s'agit d'une liaison rotule élastique réalisée par fraisage. Nous verrons par la suite que ce réglage a son importance et a une influence sur la mesure.

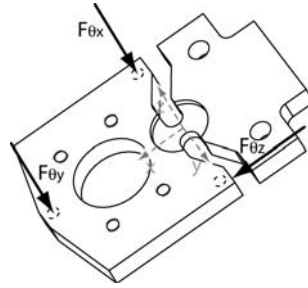


Figure 7.2: Support réglable pour la tête de lecture du capteur (les points d'application des forces correspondent à l'emplacement des vis de réglage).

7.1.2 - Caractéristiques

Les caractéristiques recherchées pour ce guidage sont principalement les valeurs des premiers modes propres pour différents jeux de lames. Les résultats d'analyse par éléments finis sont donnés (cf. tableau 7.1) puis vérifiés analytiquement pour une profondeur b des lames et de la masse mobile de 13 mm. Le premier mode correspond au degré de liberté du guidage, le second correspond à un mode de flexion transverse (cf. chapitre 5) et le troisième mode correspond à la flexion des lames avec un ventre au centre de la lame, sauf pour le troisième cas, où il s'agit du mode de torsion transverse.

	cas 1	cas 2	cas 3
épaisseur [mm] lame1/lame2	0.15/0.15	0.15/0.5	0.5/0.5
f1 [Hz]	15	66	90
f2 [Hz]	460	630	838
f3 [Hz]	890	1150	2236

Tableau 7.1: Fréquences propres obtenues par analyse par éléments finis pour différents jeux de lames.

Validation analytique. La valeur du premier mode propre du guidage est obtenue à l'aide des valeurs suivantes de la masse et de la raideur (cf. équation 4.11).

$$m_{\text{guidage}} = \rho \cdot a \cdot b \cdot c + m_{\text{bobine}} + m_{\text{règle}} \quad (7.1)$$

$$k_{\text{guidage}} = 2 \cdot \frac{E \cdot b \cdot h^3}{L^3}$$

L'expression de la fréquence propre est donc la suivante:

$$f_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot b \cdot h^3}{(\rho \cdot a \cdot b \cdot c + m_{\text{bobine}} + m_{\text{règle}}) \cdot L^3}} \quad (7.2)$$

Le calcul du second mode propre (flexion transverse) est plus délicat, d'une part du fait que l'effort tranchant ne peut être négligé et d'autre part, du fait que la raideur doit être calculée au centre de gravité de la masse mobile. Pour calculer cette raideur, il est donc nécessaire de calculer le déplacement y_B ainsi que l'angle θ_B à l'extrémité B des lames. L'effort appliqué au centre de gravité de la masse mobile s'exprime en B par un effort F_B et en moment M_B . Le mode de déformation des lames correspond au premier mode de flexion.

Le torseur des efforts extérieurs s'exprime en B de la façon suivante :

$$\begin{cases} F_B = F_G \\ M_B = F_G \cdot \frac{a}{2} \end{cases} \quad (7.3)$$

Les valeurs respectives de y_B et de θ_B sont données par les équations 4.13 et 4.8. Le calcul du déplacement y_G dû à un effort F_G de 1N donne la compliance d'une lame.

$$\begin{aligned} C_G &= \frac{2}{K_{\text{guidage}}} = \frac{1}{F_G} \cdot \left(y_B + \theta_B \cdot \frac{a}{2} \right) \\ &= \frac{1}{F_G} \cdot \left[\left(\frac{4 \cdot L^3}{b^3 \cdot h \cdot E} + \frac{3 \cdot L^2 \cdot a}{b^3 \cdot h \cdot E} + \frac{\eta \cdot L}{G \cdot b \cdot h} \right) + \left(\frac{6 \cdot L^2 + 6 \cdot L \cdot a}{b^3 \cdot h \cdot E} \right) \cdot \frac{a}{2} \right] \end{aligned} \quad (7.4)$$

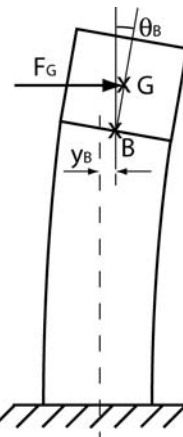


Figure 7.3: Déformation correspondant au mode de flexion transverse.

La masse en mouvement reste inchangée par rapport au premier mode, la masse de la bobine et de la règle est de 25g. Le tableau 7.2 présente les valeurs des fréquences propres du guidage linéaire.

	cas 1	cas 3
f1 [Hz]	15.3	93.0
f2 [Hz]	487	889

Tableau 7.2: Valeurs analytiques des fréquences propres du guidage linéaire (la masse des lames n'est pas prise en compte).

L'erreur maximale entre les valeurs analytiques et les valeurs obtenues par la méthode des éléments finis est de 6 %. Les caractéristiques modales sont donc vérifiées. L'aspect non symétrique de la structure (dû à la présence de la bobine) est pris en compte dans les calculs par éléments finis et ne l'est pas dans le cas des calculs analytiques.

7.2 - Identification et comparaison d'algorithmes de commande

7.2.1 - Identification

L'identification du guidage linéaire peut se faire selon plusieurs méthodes.

- La première, et la plus simple, consiste à effectuer un test de lâcher et d'identifier la fréquence propre et l'amortissement de la structure. Il faut ensuite trouver la masse et la raideur, soit par mesure, soit en testant directement le modèle en boucle ouverte.
- La seconde méthode consiste à effectuer un balayage en fréquence de la force d'excitation, de mesurer les déplacements obtenus et d'identifier d'après la réponse en fréquence un modèle du second ordre adéquat (le modèle obtenu par cette méthode tient compte de l'étage d'amplification).
- Une troisième méthode consiste à mesurer la réponse impulsionnelle du système à l'aide d'accéléromètres pour obtenir la fonction de transfert (la masse de l'accéléromètre peut perturber la mesure).
- Une quatrième méthode consiste à exciter la structure par le biais de l'actionneur avec un bruit blanc, de mesurer les déplacements provoqués et d'en extraire la fonction de transfert (cette

méthode tient également compte l'étage d'amplification).

- La dernière méthode consiste non plus à identifier mais à estimer le modèle pendant le fonctionnement du système, en utilisant par exemple la méthode des moindres carrés récurrents [Longchamp 1995].

Les première, deuxième et quatrième méthodes ont été utilisées dans ce travail (cf. Chap 8). Les systèmes identifiés sont supposés linéaires.

La méthode proposée pour cet exemple est le test de lâcher (cf. figure 7.4). L'équation permettant d'obtenir la courbe correspondante est la suivante :

$$x(t) = A \cdot e^{-\xi \cdot \omega \cdot t} \cdot \sin(\sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega \cdot t + \varphi) \quad (7.5)$$

Dans le cas du guidage étudié (cas 1), les valeurs obtenues sont les suivantes: $\omega = 79$ rad/s et $\xi = 0.0075$. La masse calculée est de 76 g, ce qui a été confirmé par pesage et par des mesures du comportement du système commandé en boucle ouverte.

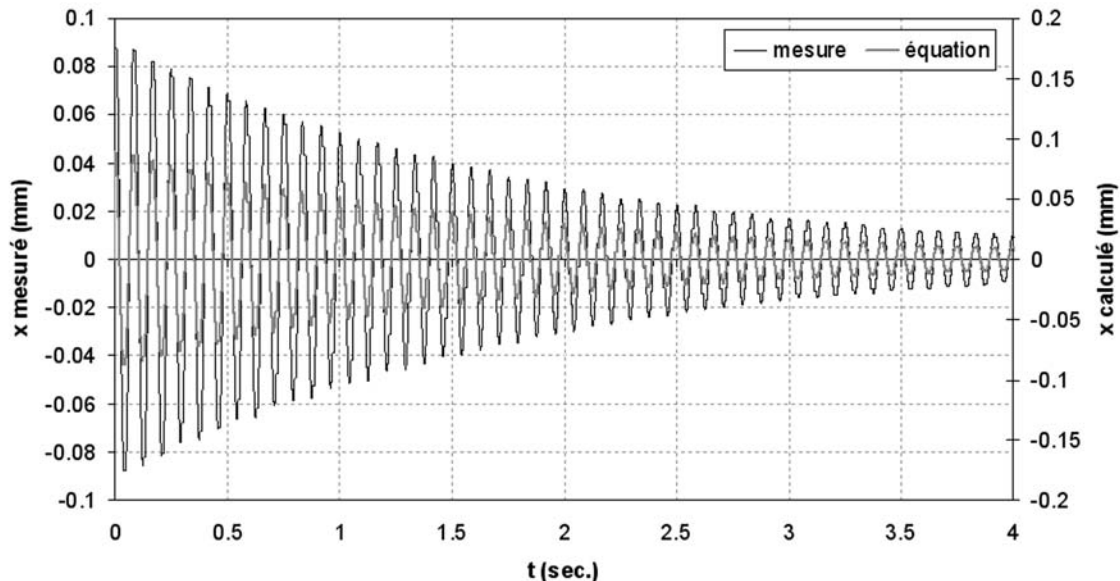


Figure 7.4: Test de lâcher, mesure et courbe obtenue par équation (sur deux échelles différentes afin d'éviter que les deux courbes ne soient superposées).

Une comparaison, pour les différents cas, entre les valeurs théoriques et les valeurs mesurées fait apparaître une erreur sur le calcul de la fréquence propre (le calcul surestime la fréquence). Cette erreur diminue lorsque l'épaisseur des lames augmente (18, 12 et 7 % respectivement pour les cas 1, 2 et 3). Ce résultat peut être mis en perspective avec les mesures de raideur réalisées par Henein [Henein 2001]. Une hypothèse est que ces différences proviennent de l'assemblage de la table (en particulier du serrage des encastremets des lames). Une autre source d'erreur peut être une non-homogénéité du matériau.

7.2.2 - Commande PID, limitation de l'accélération et terme a priori

Trois principes de commande basés sur la commande PID sont testés. A partir de la commande de base, deux types d'actions sont proposées. La première consiste à limiter la dynamique de la consigne (accélération et vitesses limitées en fonction des caractéristiques de la structure), la seconde consiste à utiliser le modèle dynamique inverse comme une connaissance a priori de la structure à commander (le PID corrige alors les écarts entre le modèle et la réalité ainsi que les perturbations). La fréquence d'échantillon-

nage de la commande pour les tests comparatifs est de 5kHz. Les gains les plus grands garantissant la stabilité du système sont utilisés.

La figure 7.5 permet d'illustrer l'apport de la limitation de l'accélération : le suivi de trajectoire est meilleur et le dépassement de la consigne est moindre.

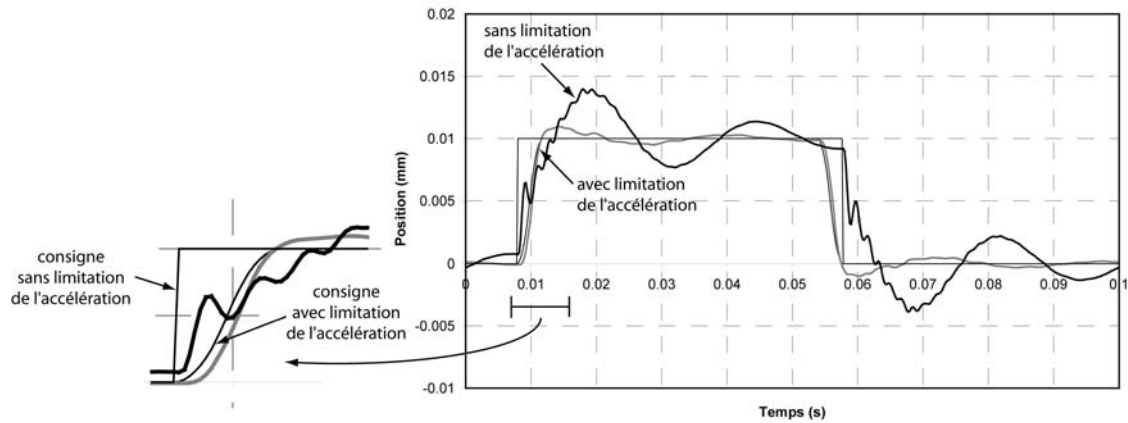


Figure 7.5: Mesure des réponses à un échelon de $10\mu\text{m}$ pour une commande de type PID avec et sans limitation de l'accélération de consigne.

La figure 7.6 présente les réponses du système pour la commande PID avec accélération de consigne limitée, avec et sans terme a priori.

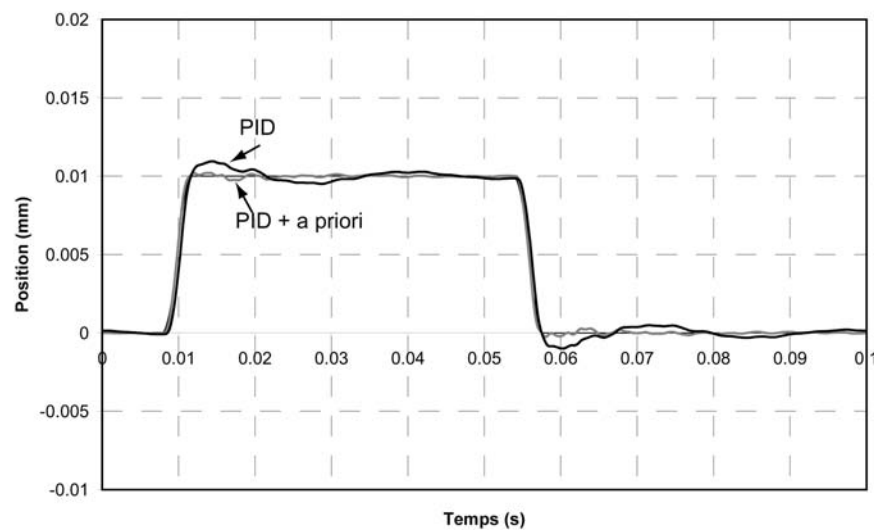


Figure 7.6: Mesures des réponses à un échelon de $10\mu\text{m}$ pour une commande de type PID avec limitation de l'accélération de consigne, avec et sans utilisation a priori du modèle dynamique inverse du guidage.

L'adjonction d'une connaissance a priori à la commande PID permet d'avoir d'excellentes performances en suivi de trajectoire. L'utilisation combinée de la consigne à accélération limitée et d'un terme a priori calculé par le biais du modèle dynamique inverse est particulièrement efficace.

7.2.3 - Réglage d'état

Le régulateur étudié dans ce chapitre correspond à un réglage par contre-réaction d'état avec composante intégrale [Bühler 2003]. Le schéma de la figure 7.7 correspond à ce régulateur.

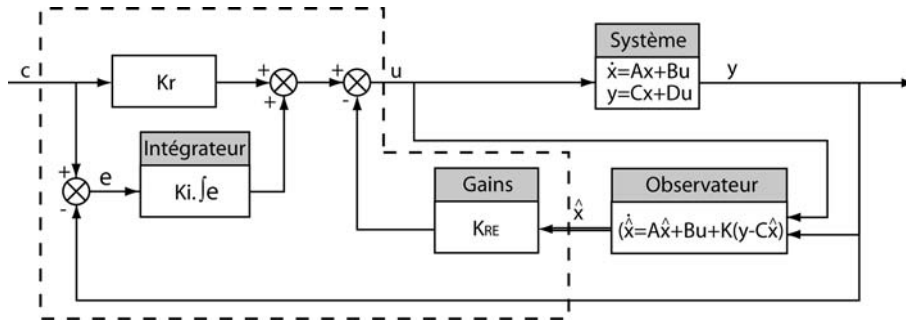


Figure 7.7: Schéma bloc correspondant au réglage d'état.

Le principe du réglage par contre-réaction d'état consiste à imposer un type de comportement en boucle fermée par le choix des gains de la matrice K_{RE} . Ceci revient à effectuer un placement des pôles du système en boucle fermée. Le modèle du système en boucle ouverte est alors nécessaire.

Soit ω et ξ respectivement la pulsation propre et l'amortissement réduit du système en boucle ouverte et ω_o et ξ_o , la pulsation propre et l'amortissement réduit désiré du système en boucle fermée. Soit m la masse mobile du système et ka la constante d'effort de l'actionneur (la chaîne amplificateur-actionneur étant considérée comme idéale).

L'équation d'état du système en boucle fermée s'obtient à partir de l'équation correspondant à la loi de commande (équation 7.6).

$$\text{Soit } u = -K_{RE} \cdot x$$

$$\dot{x} = (A - B \cdot K_{RE}) \cdot x \quad (7.6)$$

Les valeurs propres de la matrice du système en boucle fermée $A - B \cdot K_{RE}$ correspondent aux pôles du système en boucle fermée.

$$A - B \cdot K_{RE} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega^2 - \frac{k_{re1} \cdot ka}{m} & -2 \cdot \xi \cdot \omega - \frac{k_{re2} \cdot ka}{m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_o^2 & -2 \cdot \xi_o \cdot \omega_o \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

Par identification, on obtient alors la valeur des gains à utiliser pour obtenir le comportement désiré, ces gains sont proportionnels à m . Le gain K_r s'obtient en cherchant à annuler l'erreur statique d'un système ayant pour pulsation propre ω_o et comme amortissement réduit ξ_o (équation 7.8).

$$K_{RE} = [k_{re1} \quad k_{re2}]$$

$$k_{re1} = (\omega_o^2 - \omega^2) \cdot \frac{m}{ka}$$

$$k_{re2} = (2 \cdot \xi_o \cdot \omega_o - 2 \cdot \xi \cdot \omega) \cdot \frac{m}{ka} \quad (7.8)$$

$$K_r = \frac{m \cdot \omega_o^2}{ka}$$

Un observateur d'état peut être utilisé dans le cas où la position et/ou la vitesse (les deux composantes du vecteur d'état) sont fortement bruitées. Les mesures présentées figure 7.8 ont été obtenues sans l'utilisation d'un observateur (la quantification de la mesure est dans ce cas de 1.25 nm, ce qui provoque un niveau de bruit très faible). Ces deux mesures illustrent bien la plage dynamique utilisable avec un système à articulations élastiques. Pour l'échelon de 10 nm, la vitesse maximale atteinte est de 0.008 mm/s et l'accélération est de 0.025 m/s², alors que pour l'échelon de 50 μm, ces valeurs sont respectivement de 30 mm/s et 30 m/s².

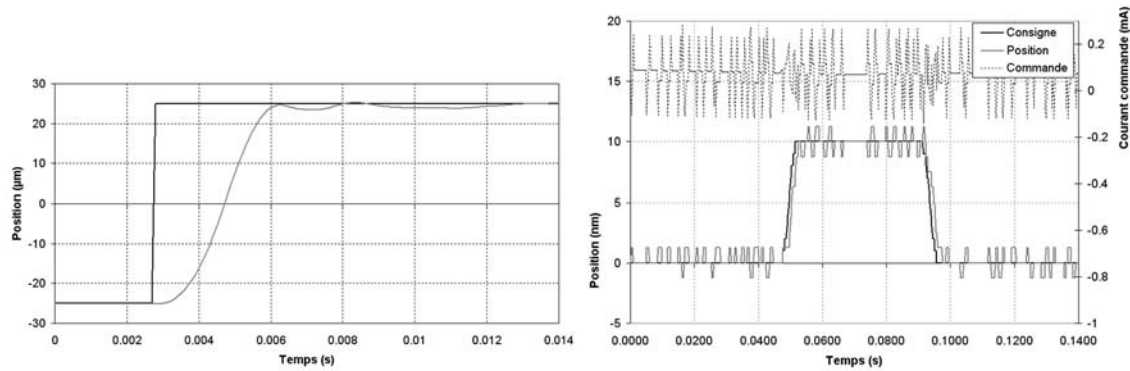


Figure 7.8: Réponse à des échelons de $50\ \mu\text{m}$ (à gauche) et de $10\ \text{nm}$ (à droite) avec une commande par retour d'état (l'effet sur la commande de la quantification de la vitesse est visible pour l'échelon de $10\ \text{nm}$).

7.2.4 - Comparaisons et conclusions

Deux familles de régulateurs ont été étudiées et testées. La figure 7.9 illustre les réponses du guidage pour la commande PID avec a priori et pour la commande par placement de pôles dans le cas d'une consigne à accélération limitée. Les réponses pour une consigne dont l'accélération n'est pas limitée sont données figure 7.10. Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ces mesures :

- le régulateur PID avec un terme a priori permet un suivi de trajectoire plus précis que le régulateur d'état dans le cas de consignes dont l'accélération est limitée
- la connaissance d'un modèle est nécessaire pour obtenir de bonnes performances en suivi de trajectoire
- le régulateur d'état est nettement moins sensible aux discontinuités de la consigne que le régulateur PID.

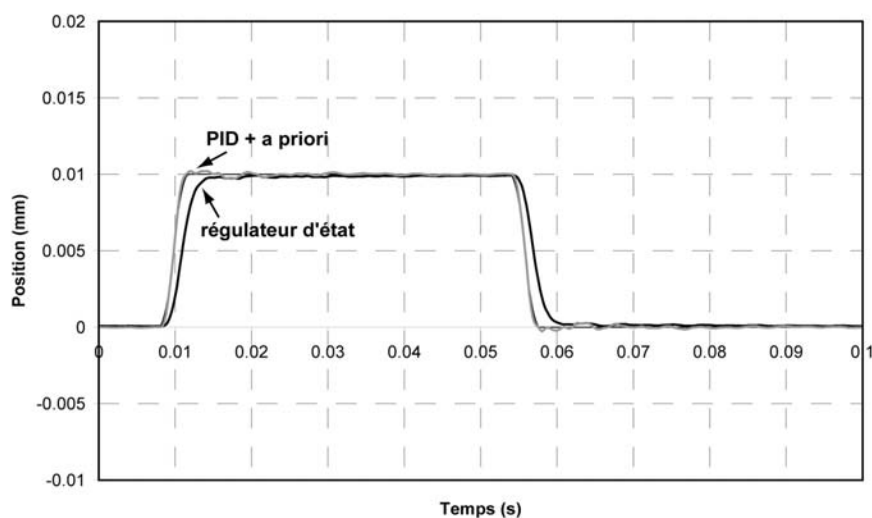


Figure 7.9: Réponses du guidage avec une commande PID + a priori et avec un régulateur d'état, pour une consigne à accélération limitée.

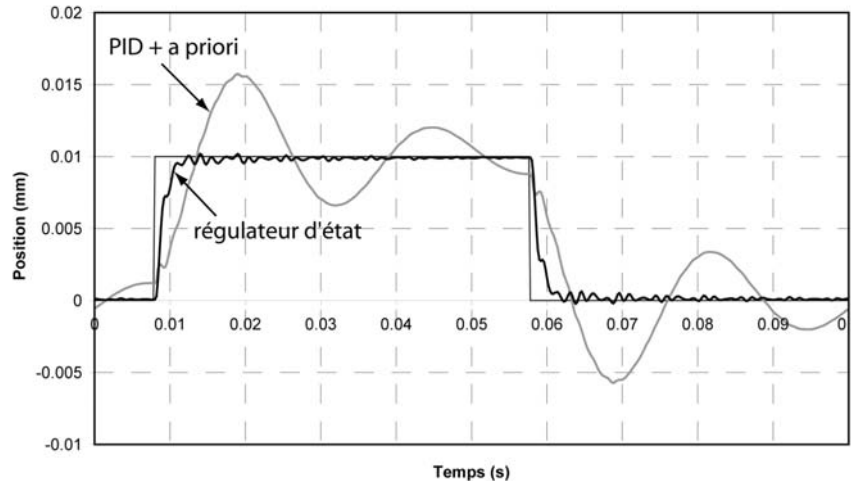


Figure 7.10: Réponses du guidage avec une commande PID + a priori et avec un régulateur d'état, pour un saut indiciel.

7.3 - Sensibilités de la commande

7.3.1 - Fonctions de sensibilité mesure-sortie et effort-sortie

Il est intéressant de simuler le comportement du système vis-à-vis d'une perturbation de la mesure et vis-à-vis d'une perturbation en force sur la sortie.

La fonction de sensibilité sortie/mesure donne l'effet d'un bruit de mesure sur la position (cf. figure 7.11). Cette fonction est identique à la fonction de transfert en boucle fermée. La figure 7.12 illustre pour deux valeurs du gain dérivé du correcteur PID la fonction de sensibilité entre la mesure et la sortie. En augmentant la bande passante du système, on augmente de facto la sensibilité de la régulation aux bruits et quantifications de la mesure.

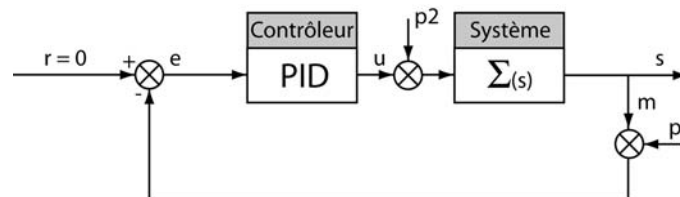


Figure 7.11: Position des perturbations (mesure - $p1$ et force - $p2$).

La fonction de sensibilité sortie/effort donne l'effet d'un effort parasite (dû à l'utilisateur ou à l'environnement) sur la position du système. La figure 7.12 illustre le fait que cette sensibilité dépend des caractéristiques du régulateur. Si la bande passante en boucle fermée est augmentée, la sensibilité du système à une perturbation en force diminue. Une conséquence importante découle de cette constatation : garantir un bon rejet des perturbation consiste en fait à imposer une dynamique élevée au système. Ceci signifie que même pour des applications ne nécessitant pas une bande passante importante, celle-ci s'impose pour garantir la précision de positionnement à l'échelle nanométrique.

Un compromis (du point de vue de la bande passante) doit être trouvé entre la robustesse vis-à-vis des perturbations ($p2$) et la sensibilité aux bruits de mesure ($p1$). Si la bande passante (et donc la robustesse est fixée, il faut choisir la chaîne de mesure en conséquence (niveau de bruit et quantification).

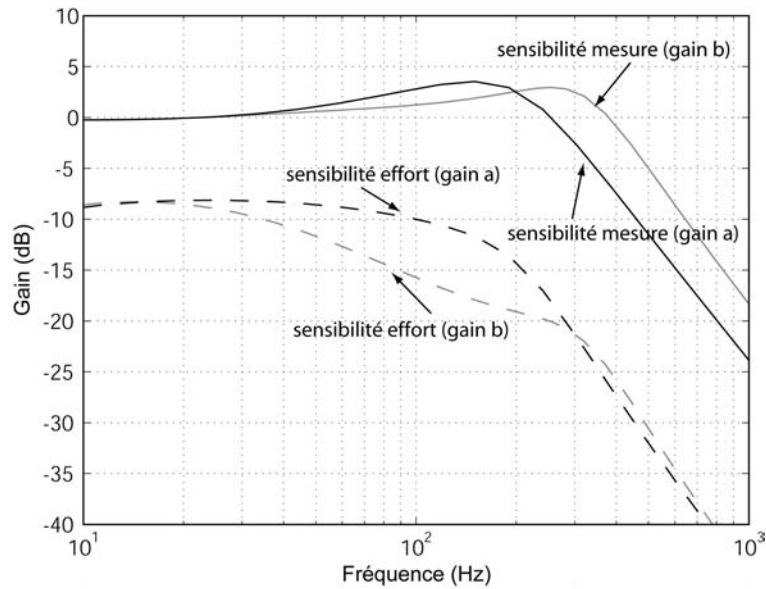


Figure 7.12: Simulation des fonctions de sensibilité sortie/mesure (p1 - trait continu) et sortie/effort (p2 - pointillé) pour deux valeurs du gain dérivé du correcteur PID (gain $a=0.008$, gain $b=0.012$).

7.3.2 - Sensibilité de la commande au modèle

Un point important lors de l'utilisation d'un modèle a priori est de connaître la sensibilité de la commande par rapport aux variations du modèle. La masse est le paramètre qui a le plus d'influence sur l'action a priori. La figure 7.13 présente la réponse du guidage linéaire pour des variations de 40% de la masse du modèle utilisé dans le cas d'un contrôleur PID avec action a priori.

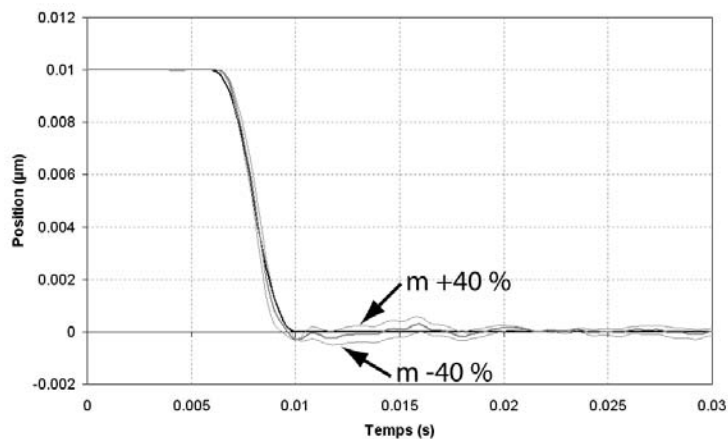


Figure 7.13: Mesure de la réponse du système dans le cas d'une commande PID + a priori avec variation.

L'erreur de suivi de trajectoire est relativement peu sensible aux variations des paramètres du modèle. Ceci est dû à l'écart important entre la bande passante en boucle ouverte et celle en boucle fermée. L'effet d'une variation des paramètres du modèle est d'autant moins sensible que la bande passante en boucle fermée est grande. Ceci découle de la robustesse vis à vis des perturbations (figure 7.12) puisqu'une erreur sur le modèle correspond à une perturbation du système en boucle fermée.

7.4 - Quantifications et échantillonnage

7.4.1 - Quantification de la commande et échantillonnage

La dépendance entre un bruit sur la position et la quantification de la commande a été expliquée dans le chapitre 6. De plus, un modèle a fait apparaître une dépendance avec la fréquence d'échantillonnage. Des mesures effectuées sur le guidage linéaire permettent de quantifier ces dépendances. Pour cela, une consigne nulle est imposée et la valeur efficace du bruit mesuré est calculée. La valeur efficace ($x_{eff.}$) est donnée par l'équation 7.9 :

$$x_{eff.} = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_i x_i^2 \cdot dt} \quad (7.9)$$

Le tableau 7.3 présente les valeurs efficaces obtenues sur le prototype et en utilisant le modèle (la valeur efficace pour le modèle est égale à l'amplitude divisée par $\sqrt{2}$). Le régulateur utilisé pour les différentes mesures est resté inchangé, il s'agit d'un régulateur d'état avec terme intégral imposant une bande passante de 140Hz au système sous contrôle.

	2 kHz modèle	2 kHz mesure	5 kHz mesure	10 kHz mesure
8 bits	123	125	49	17
10 bits	31	37	31	10
12 bits	7.6	10	6.4	4.6
16 bits	0.5	5.6	2.5	2.3

Tableau 7.3: Valeurs efficaces du bruit mesuré sur la position (en nm) en fonction de la fréquence d'échantillonnage et de la quantification de la commande (sur +/-500mA) (les mesures ont été effectuées avec une quantification de la mesure de 5nm ; ceci explique l'écart modèle-mesure).

Il est donc possible de compenser une sous-quantification de la commande par une fréquence d'échantillonnage plus élevée. Le modèle proposé ne donne qu'une indication de l'amplitude du cycle observé, il ne tient pas compte du régulateur employé ni de la quantification de la mesure. Les valeurs données par le modèle sont proches de celles mesurées lorsque l'effet de la quantification de la commande est plus important que l'effet de la quantification de la mesure. Lorsque le bruit mesuré sur la position a une valeur proche de la quantification de la mesure, un autre modèle, incluant cette quantification, doit être utilisé.

7.4.2 - Echantillonnage, amplification et bande passante

Pour étudier le lien entre l'échantillonnage et la bande passante, la configuration du guidage ayant les modes de vibration les plus élevés est utilisée. Le second mode de ce guidage a une fréquence de résonance de 838 Hz ; pour des bandes passantes inférieures à 700 Hz, il n'y a pas de risque d'excitation de ce mode. Le régulateur utilisé est le régulateur d'état étudié précédemment. La première mesure effectuée concerne la dynamique de l'amplificateur (cf. figure 7.14) ; sa bande passante est d'environ 4 kHz. Cette mesure nous permet d'établir un modèle du second ordre pour l'amplificateur afin de simuler la dynamique complète du système.

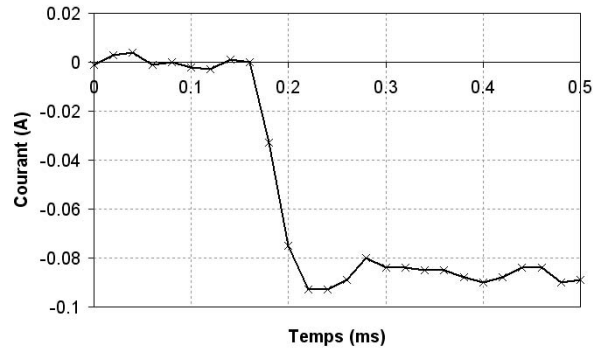


Figure 7.14: *Mesure du temps de montée de l'amplificateur utilisé.*

Une règle classique en automatique consiste à choisir une fréquence d'échantillonnage 10 fois supérieure à la bande passante en boucle fermée désirée. Ceci permet d'adapter la dynamique du contrôle à la dynamique du système. Cependant, il est moins connu que la dynamique de l'étage de puissance (de l'amplificateur) doit aussi être d'un ordre de grandeur supérieur à la bande passante désirée. La figure 7.15 présente des résultats de mesure de la bande passante limite en boucle fermée obtenus pour différentes fréquences d'échantillonnage. Le terme «limite» signifie que au-delà de cette bande passante, l'asservissement à un ou deux incréments n'est plus possible et les performances en suivi de trajectoire se dégradent. Une première simulation, qui ne tient pas compte de l'amplificateur, montre une relation proportionnelle entre la bande passante et la fréquence d'échantillonnage (cf. courbe «Simulation sans modèle»). Une seconde simulation tient compte de l'amplificateur. La courbe obtenue diffère de la précédente une fois la bande passante de l'amplificateur dépassée (cf. courbe «Simulation avec modèle»). Deux résultats de mesures viennent confirmer ces simulations. La différence entre les deux mesures se trouve dans la quantification de la mesure (5nm et 20nm). Les valeurs mesurées confirment les tendances observées en simulation. La dynamique de l'amplificateur (principalement par le déphasage qu'elle introduit) limite les bandes passantes qui peuvent être atteintes. D'autre part, une autre tendance indique que pour des fréquences d'échantillonnage inférieures à la bande passante de l'amplificateur, la quantification de la mesure dégrade légèrement les performances. Ceci n'est plus le cas au-delà de la bande passante de l'amplificateur. En effet, le bruit dû à la quantification de la mesure (en particulier celle de la vitesse) vient exciter la structure, quelle que soit la fréquence d'échantillonnage mais l'amplificateur joue un rôle de filtre au-delà d'une certaine bande passante.

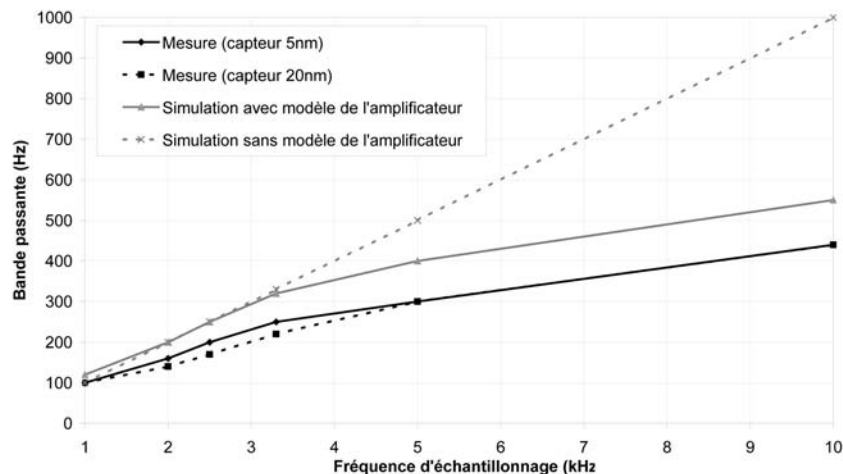


Figure 7.15: *Simulation et mesure de la bande passante limite en boucle fermée en fonction de la fréquence d'échantillonnage.*

7.4.3 - Effet de l'alignement des capteurs, quantification de la vitesse

Un lien peut être fait entre l'alignement des capteurs (cf. figure 7.16) et la qualité de la mesure de la vitesse. En effet, supposons que la vitesse du système est constante. Une erreur d'alignement des capteurs entraîne une variation de la position autour de la droite de pente constante. Cette variation provoque une erreur sur la mesure de la vitesse proportionnelle à la vitesse réelle du système. Un modèle *Simulink* permet de mettre en évidence ce phénomène (cf. figure 7.17).

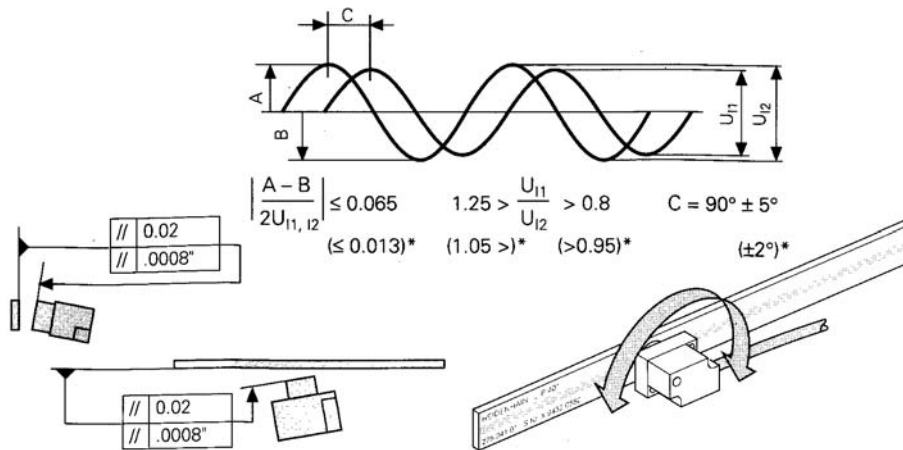


Figure 7.16: Influence du montage des capteurs sur les signaux sin-cos. Les 3 orientations modifient les signaux (les valeurs entre parenthèses sont utilisées pour une résolution meilleure que 50nm).

La figure 7.18 illustre bien ce phénomène. Lors d'un test de lâcher, la position est mesurée et la vitesse calculée par dérivation. Les valeurs choisies correspondent à un moment où la norme de la vitesse est maximale et où l'accélération change de signe. Il est possible d'observer sur la courbe de vitesse une série d'oscillations qui correspondent à la variation de vitesse due à l'erreur d'alignement du capteur. Le nombre de ces oscillations est de 8 et la distance parcourue est de 32 μm . Nous retrouvons alors la période de gravure de la règle optique qui est de 4 μm . Sur cette même figure, la quantification de la vitesse est observable. Dans l'exemple proposé, elle vaut 0.025 mm/sec. Cette quantification dépend de la fréquence d'échantillonnage (plus la fréquence est élevée, plus le pas de quantification est grand) et de la résolution du capteur (plus la résolution est élevée plus le pas de quantification est petit).

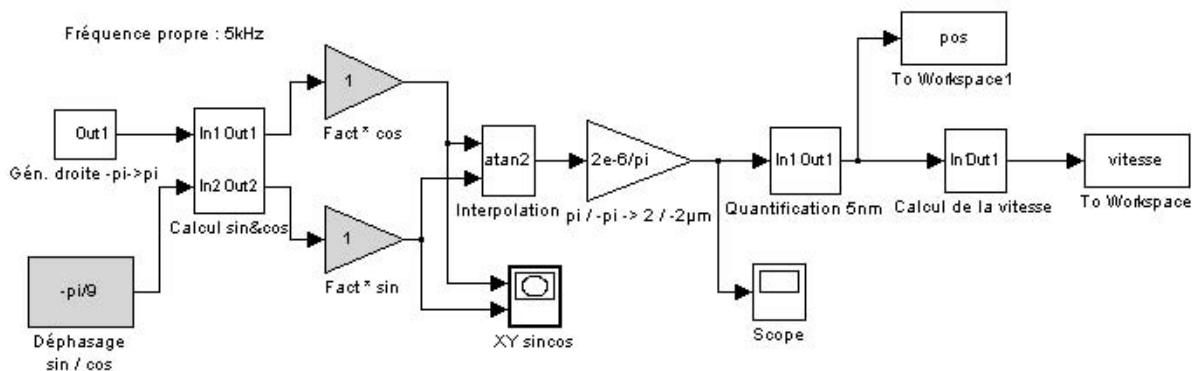


Figure 7.17: Modèle permettant d'intégrer un déphasage et des différences d'amplitudes sur les signaux sin-cos du capteur et de mesurer la position et la vitesse obtenues.

Ces deux sources de perturbation de la vitesse que nous avons pu identifier provoquent une limite des performances du réglage, du fait de la sensibilité de celui-ci aux bruits de mesure. L'effet du mes-aligne-

ment se fait sentir en suivi de trajectoire alors que la quantification de la vitesse intervient au niveau de la précision de l'asservissement en position.

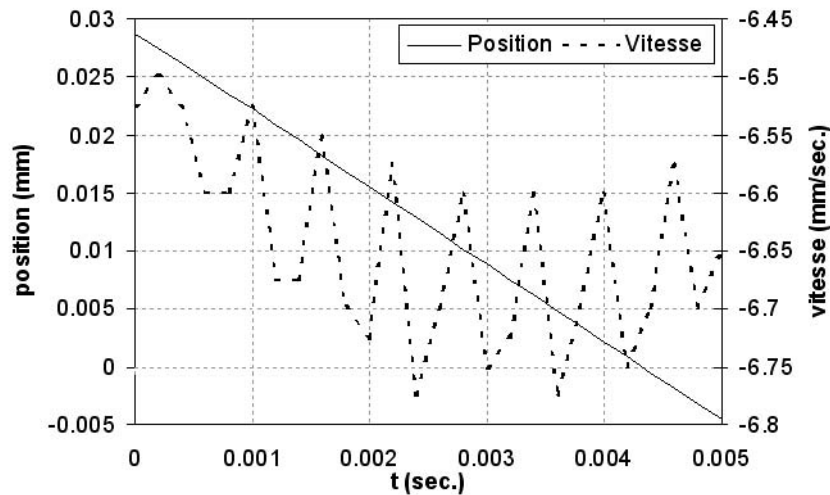


Figure 7.18: Position et vitesse mesurées (valeurs prises sur une courbe de lâcher)

7.5 - Positionnement absolu

Les mesures présentées jusqu'à présent se basent sur les valeurs lues par le capteur utilisé par la boucle d'asservissement. Il est donc certain que la règle du capteur effectue des déplacements correspondant au nombre de pas mesurés. La longueur de ces pas peut varier avec une variation thermique. Rien ne permet de savoir si la distance entre le capteur et la sortie varie (avec l'humidité ou la température par exemple). Les mesures proposées figure 7.19 montrent bien la problématique du positionnement absolu à l'échelle nanométrique. Un interféromètre de résolution 1nm est utilisé pour acquérir la position de la sortie à une fréquence de 5 kHz. Ces mesures permettent de valider les déplacements relatifs de la sortie. Par contre, le positionnement absolu n'est pas garanti. Pour cela, l'étape de calibrage de la structure reste à effectuer. Il s'agit alors de maîtriser la mesure, les gradients thermiques, l'environnement dans lequel est utilisé le système (humidité, pression) et d'améliorer le positionnement absolu de la sortie jusqu'au niveau de précision requis.

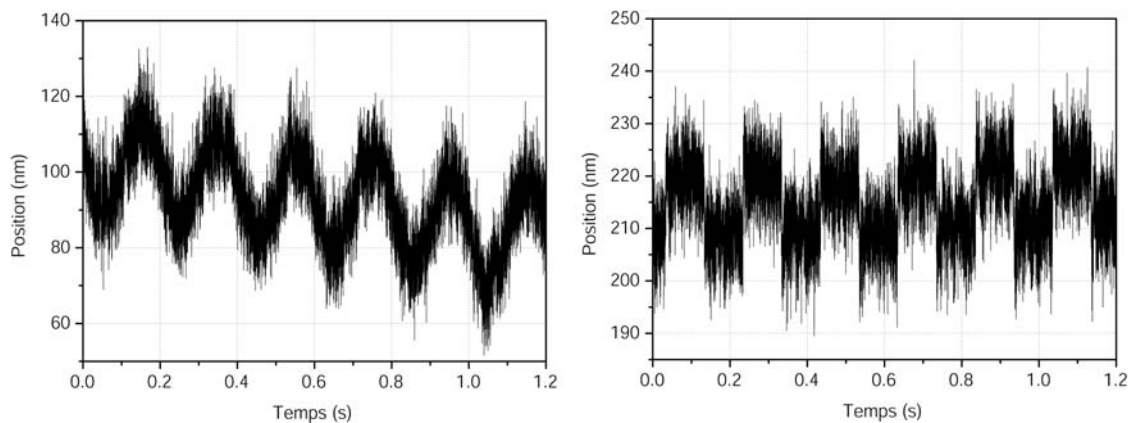


Figure 7.19: Sinus d'amplitude 20nm et échelons d'amplitude 10 nm mesurés à l'aide d'un interféromètre SIOS.

7.6 - Conclusion

Ce chapitre a présenté une première application des systèmes à articulations élastiques. Pour notre part, cette application a essentiellement servi de dispositif expérimental pour l'analyse des problèmes rencontrés lors de la commande de tels systèmes. L'identification d'un modèle, la comparaison de différents algorithmes ainsi que l'effet des quantifications et de l'échantillonnage ont été abordés. Les performances dynamiques pouvant être atteintes ont été illustrées. Le chapitre suivant propose l'étude d'une application multi-axes. Il s'agit de la conception et de la commande du robot Delta cube, système à 3 ddl dédié à l'électro-érosion.

Application 2: Conception et commande du robot Delta cube

8.1 - Le robot Delta cube, origines et applications

Le robot Delta cube (Delta³ dans la suite du texte) est né de l'idée d'utiliser conjointement une cinématique parallèle connue et des liaisons à articulations élastiques. La cinématique Delta [Clavel 1985] a été choisie pour réaliser ce robot à trois degrés de liberté. Les liens entre la robotique parallèle et les liaisons à articulations élastiques ont été traités dans le chapitre consacré à l'état de l'art.

La première application visée lors de la conception du robot Delta³ est la micro électro-érosion. Les buts recherchés sont essentiellement l'usinage de moules précis de petite taille ou l'usinage direct de pièces dont les tolérances sont très fines. Pour atteindre ces objectifs, un partenariat entre le Laboratoire de Systèmes Robotiques et l'entreprise Agie SA a été mis en place dans le cadre du Programme Top Nano 21 (projet TopNano 4594.1). Le principal but du projet TopNano 4594.1 a été de concevoir et de tester une micro-machine à électro-érosion. Le second robot Delta³ a été conçu dans le cadre de ce projet. Ce chapitre détaille d'une part, les performances du premier robot Delta³ et d'autre part, la conception, la validation et la commande du second robot. D'autres applications telles que micro-assemblage ou micro-positionnement sont bien sûr envisageables (se référer à l'introduction pour d'autres applications potentielles des robots étudiés dans le cadre de ce travail).

8.2 - Cinématique et configuration du premier robot Delta³

8.2.1 - Cinématique

Le robot Delta est composé de trois chaînes cinématiques qui relient l'élément de sortie à la base. Le nombre de degrés de liberté est de trois. Chaque chaîne cinématique est composée d'une liaison prismatique et d'un parallélogramme dit «de l'espace» (cf. schéma de gauche sur la figure 8.1). Ce parallélogramme, réalisé à l'aide de liaisons rotules, a deux rôles. Le premier consiste à bloquer un degré de liberté en rotation et le second, à bloquer un degré de liberté en translation.

Le calcul de la mobilité est le suivant :

$$M = 6 \times (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i \quad (8.1)$$

avec :

M : mobilité de la cinématique

n : nombre de solides, base comprise

g : nombre de liaisons

f_i : nombre de degrés de libertés de la liaison i

Dans le cas traité ici, n=11, g=15 la somme des f_i est égale à 39. D'après ces données, la mobilité s'élève

à 9. Cette valeur s'explique par le fait que les barres des parallélogrammes reliant les liaisons prismatiques à la sortie sont libres en rotation selon leur axe. Ceci peut être évité en remplaçant pour chaque barre une des deux liaisons rotules par une liaison cardan, une mobilité de 3 est alors obtenue. Dans le cas des liaisons à articulations élastiques, les liaisons doivent être choisies de manière à ce que les modes correspondant à la rotation des barres ne soient pas excités.

8.2.2 - Configuration

En disposant les trois parallélogrammes que comporte la cinématique dans des plans différents, et en associant une liaison prismatique à chacun d'entre eux, les trois rotations possibles sont bloquées et les trois translations sont libres (cf. schéma de droite de la figure 8.1). La disposition des parallélogrammes selon des plans orthogonaux (plus précisément selon trois des faces d'un cube) est à l'origine du nom du robot Delta³.

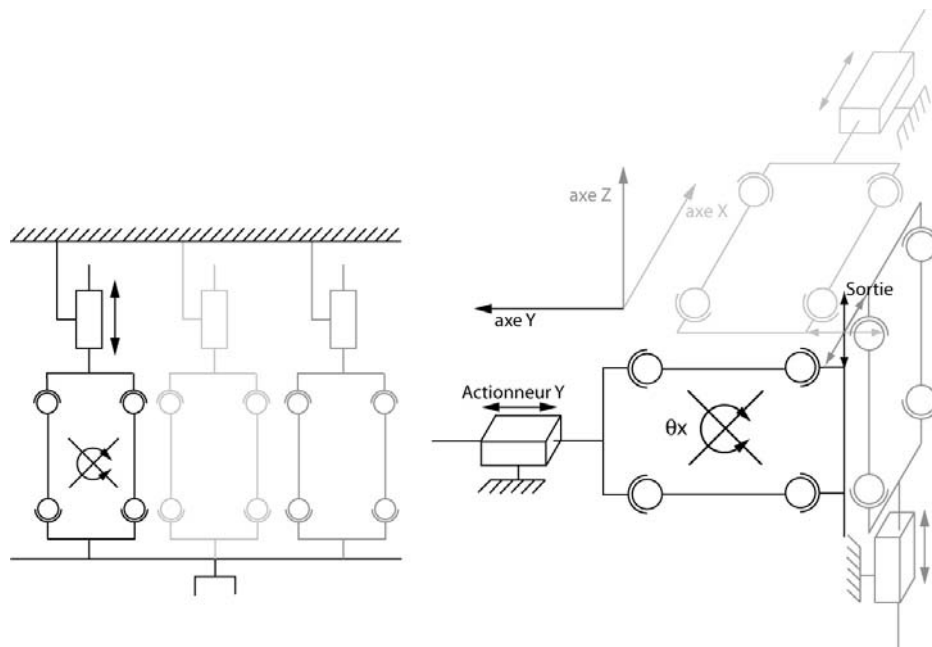


Figure 8.1: Cinématique et configuration du 1^{er} robot Delta³.

8.2.3 - Liaisons à articulations élastiques et prototype.

Une fois la cinématique et la configuration choisies, des structures à articulations élastiques sont conçues pour chaque type de liaison. Dans le cas de ce robot, des liaisons prismatiques (ou glissière) et des liaisons sphériques sont à concevoir. La table à quatre cols est choisie pour réaliser les liaisons prismatiques. La cinématique ne présentant pas d'hyperstatismes, le passage d'une translation rectiligne à une translation circulaire ne pose aucun problème. Cependant, cette translation circulaire doit être prise en compte dans le modèle géométrique de la structure. Les liaisons sphériques qui composent les parallélogrammes ont été réalisées en superposant deux cols. Chacune des chaînes cinématiques a été réalisée de façon monolithique (c'est-à-dire sans assemblage). Le schéma de gauche de la figure 8.2 montre l'une de ces chaînes cinématiques. Le schéma de droite de cette même figure est une photographie de la première réalisation du robot Delta³.

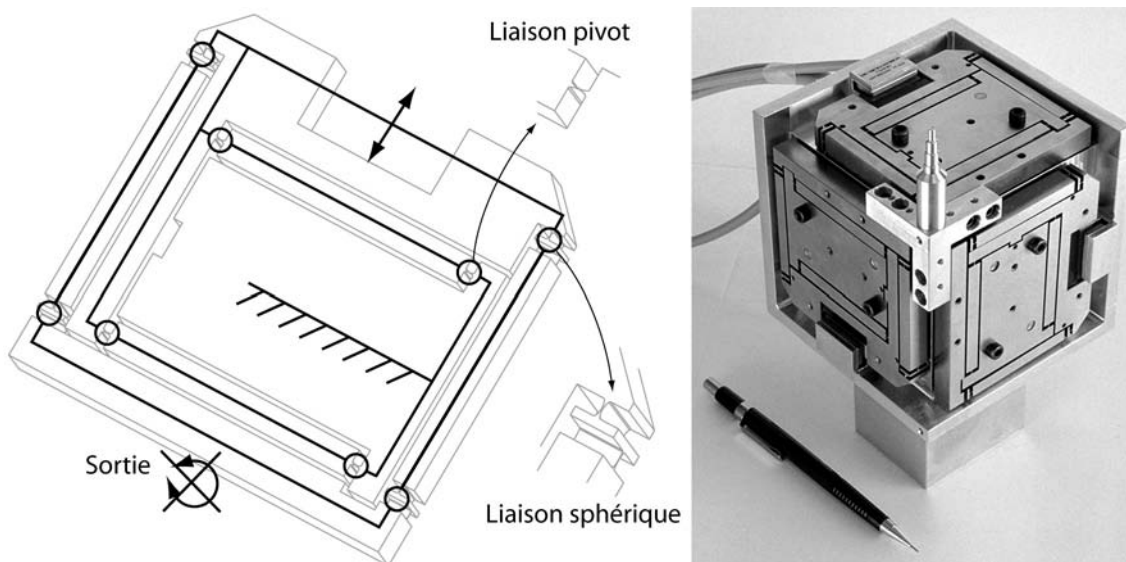


Figure 8.2: Table élastique à 5 dd. (à gauche) et prototype du premier robot Delta³ (à droite).

8.3 - Analyse dynamique du premier robot Delta³

8.3.1 - Analyse dynamique en boucle ouverte

L'analyse modale de la structure permet d'obtenir la fréquence des modes propres de vibration. Cette analyse laisse apparaître 12 modes dont la fréquence propre est inférieure à 500 Hz. La valeur des 5 premiers modes est donnée dans le tableau ci-dessous.

mode n°	fréquence (Hz)
1	7.79
2	7.81
3	7.85
4	191
5	229
6	235

Tableau 8.1: Fréquences propres des 6 premiers modes obtenus lors de l'analyse modale de la structure du premier robot Delta³ (les trois premiers modes correspondent aux degrés de liberté, les trois modes suivants sont des modes parasites - cf. § 1.3).

L'analyse dynamique en fréquence basée sur les 5 modes ci-dessus permet de calibrer un modèle mathématique de la structure. Les fonctions de transfert actionneur-mesure sont illustrées figure 8.3. Seules les mesures des réponses à l'actionneur X sont présentées. Les autres fonctions de transfert (celles qui correspondent aux actionneurs Y et Z) sont tout à fait similaires à celles présentées et ne sont pas montrées pour ne pas surcharger la figure. Plusieurs remarques peuvent être formulées par rapport à cette figure. L'excitation par l'actionneur X des modes 4 et 5 est visible. Ceci signifie que pour les modes 4 et 5, le déplacement du point d'application de la force générée par l'actionneur X n'est pas négligeable (ceci re-

vient à dire que l'actionneur X n'est pas à une position correspondant à une noeud de vibration des modes 4 et 5). Le couplage entre l'axe X et les axes Y&Z peut également être observé. La présence de modes d'ordre n ($n > n_{ddl}$) excités par l'actionneur X dans la plage de fréquence 150-500 Hz empêche a priori des performances de contrôle élevées à l'aide d'un contrôleur de type PID (en règle plus générale, avec un contrôleur de type feed-back). Un contrôle a priori est possible dans cette bande de fréquence. Cependant, avec ce type de contrôle, aucune garantie ne peut être donnée quant à l'erreur de suivi de trajectoire.

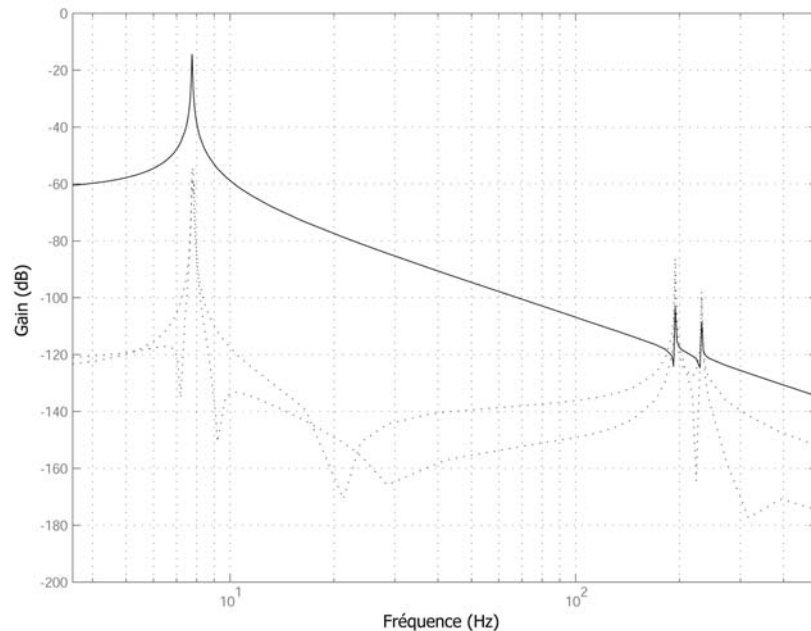


Figure 8.3: Fonctions de transfert en boucle ouverte simulées entre l'actionneur X et le capteur X (trait continu) et entre l'actionneur X et les capteurs Y et Z (pointillés).

8.3.2 - Analyse et mesure en boucle fermée

Les deux figures ci-dessous représentent les fonctions de transfert en boucle fermée simulées (figure 8.4) et mesurées (figure 8.5) entre la consigne selon l'axe X et les différents capteurs. Le régulateur utilisé dans cet exemple correspond à un placement de pôle avec un amortissement de 0.2 et une bande passante de 100 Hz environ. L'amplificateur présente une bande passante de 400 Hz. La comparaison des deux figures fait apparaître que la simulation fournit une bonne approche du comportement pour des fréquences inférieures à la centaine de Hertz. Au-delà, à l'approche des modes «parasites» de la structure, la simulation sous-estime légèrement l'amplitude de l'excitation de ces modes. Le choix de l'amortissement explique en partie l'écart entre le modèle et la mesure. Pour le modèle numérique, la valeur et la dépendance de l'amortissement à la fréquence sont spécifiées. Dans l'exemple, le coefficient a été considéré comme constant.

La mesure (quantification et sensibilité aux mouvements hors plan) et les actionneurs (alignement) peuvent également être une source d'erreurs pour l'identification.

Les couplages entre les degrés de liberté sont relativement importants au niveau de la résonance en boucle fermée correspondant au premier mode en boucle ouverte. Il est possible de tenir compte de ces couplages dans la commande (cf. §6.5).

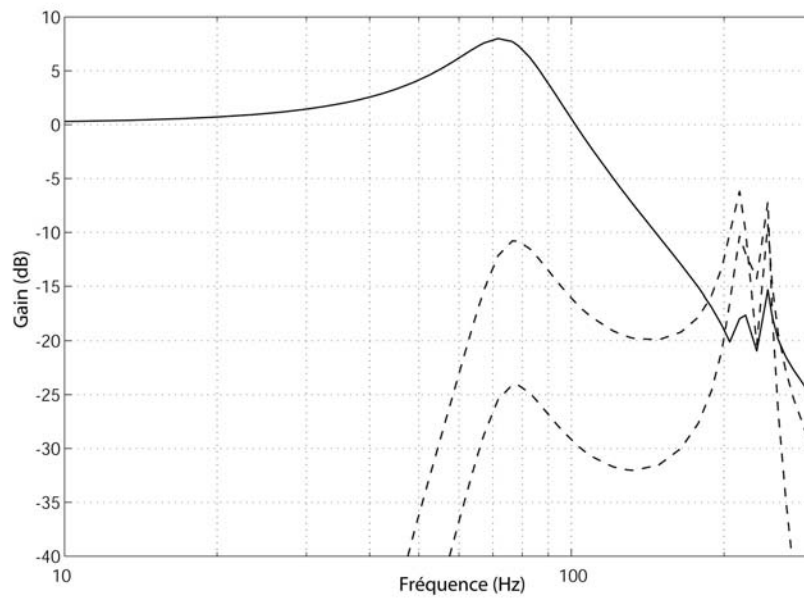


Figure 8.4: Fonctions de transfert en boucle fermée simulées entre la consigne sur l'axe X et le capteur de l'axe X (trait plein) - entre la consigne sur l'axe X et les capteurs des axes Y et Z (pointillés).

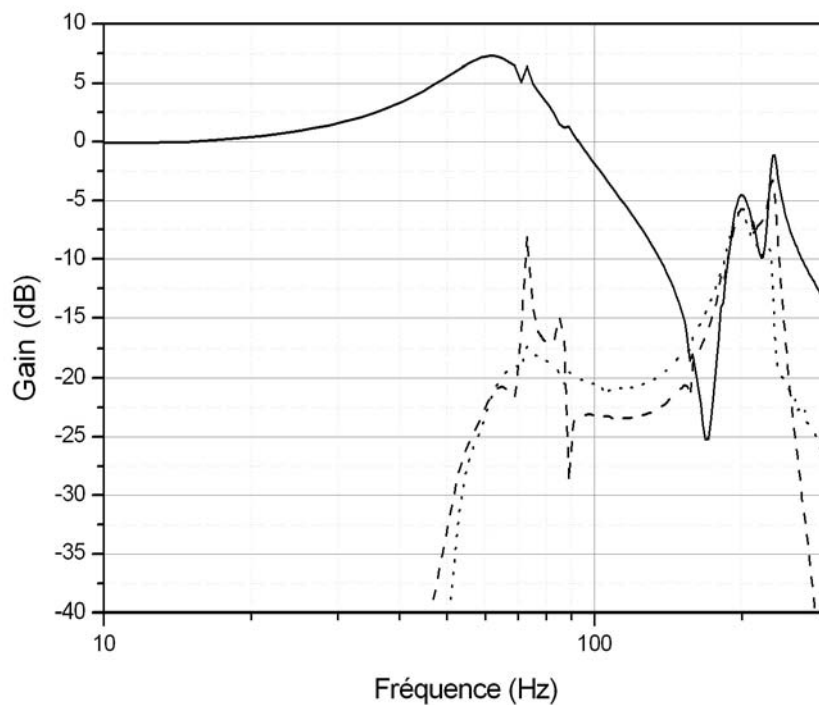


Figure 8.5: Fonctions de transfert en boucle fermée mesurées entre la consigne sur l'axe X et le capteur sur l'axe X (trait plein) et entre la consigne sur l'axe X et les capteurs des axes Y et Z (pointillés).

Les performances nécessaires à des tâches de micro-électroérosion dépassent celles qui peuvent être atteintes à l'aide de cette version du robot. Une nouvelle version a donc été conçue pour répondre à cette demande. La suite du chapitre traite de cette version.

8.4 - Configuration et conception du robot Delta³II

8.4.1 - Configuration du robot

La configuration de la deuxième version du robot Delta³ reste similaire à celle de la première version. La principale modification se situe au niveau du point de sortie, qui se trouve sur les coins des parallélogrammes de l'espace dans la première version alors qu'il est au milieu des cotés de ces mêmes parallélogrammes dans la seconde version.

8.4.2 - Conception du second prototype

La conception du second prototype est assez différente de celle du premier prototype. Les trois chaînes cinématiques ne sont plus conçues de manière monolytique. Ceci présente un inconvénient et plusieurs avantages. L'inconvénient est qu'il devient nécessaire d'assembler la partie guidage linéaire et la partie parallélogramme de l'espace. Le fait de pouvoir concevoir indépendamment les guidages et les parallélogrammes est un avantage, puisqu'il permet d'ajuster les paramètres géométriques (épaisseur par exemple) selon la fonction de l'élément conçu. Un autre avantage est qu'en cas de rupture d'une pièce, toute la chaîne cinématique n'est pas à changer. Enfin, les éléments peuvent être orientés de différentes façons, ce qui n'est pas le cas si la conception est monolytique.

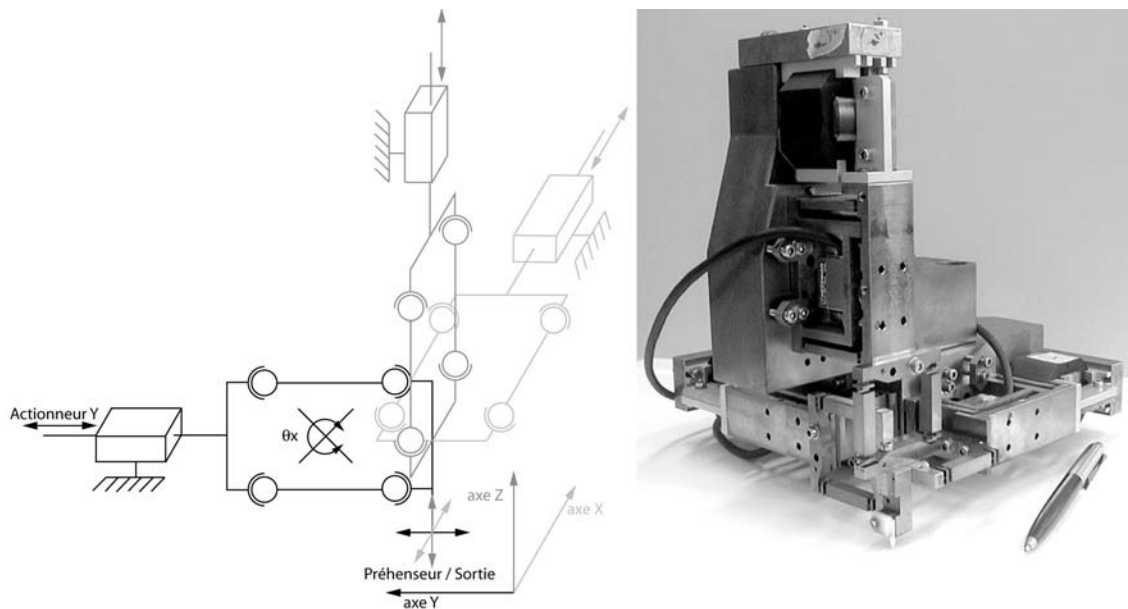


Figure 8.6: Configuration de la cinématique (à gauche) de la seconde version du robot Delta³ (à droite).

Les modes parasites de la première version du robot Delta³ sont dus aux modes transverses des liaisons prismatiques. Afin d'augmenter la valeur de ces modes, les guidages de la nouvelle version sont plus profonds. Les parallélogrammes de l'espace de cette version sont bien plus petits que ceux de la première version, leur masse est donc plus faible. Ceci diminue l'influence des parallélogrammes sur les modes propres de la structure. D'autre part, les actionneurs sont alignés sur le centre de gravité des masses en mouvements, ce qui sollicite les deux barres des parallélogrammes de façon identique.

8.5 - Identification et commande

Deux commandes ont été testées sur ce prototype. La première est identique à celle utilisée pour le guidage linéaire étudié au chapitre précédent. La seconde est une commande industrielle conçue pour piloter des machines à électro-érosion. La première commande présente plusieurs avantages, dont la possibilité d'utiliser des fréquences d'échantillonnage jusqu'à 10 kHz, une quantification de la commande effectuée sur 16 bits pour un amplificateur $\pm 2A$, la possibilité d'enregistrer des séquences de mesure jusqu'à 10 kHz de fréquence d'échantillonnage et une vitesse d'acquisition des signaux capteurs très élevée. La seconde commande (commande AGIE), dédiée au processus de l'électro-érosion, permet de gérer tous les paramètres liés au processus. Dans un premier temps, l'identification du prototype et des tests de suivi de trajectoire ont été effectués avec la première commande. Une fois les performances du prototype validées, la seconde commande a été utilisée.

8.5.1 - Identification en boucle ouverte

La méthode employée pour identifier ce prototype est l'excitation par bruit blanc. De cette mesure, il est possible, à l'aide du logiciel Matlab, d'identifier un système MIMO 3x3 qui peut ensuite servir de modèle. La figure 8.7 présente un résultat d'identification du robot Delta³II.

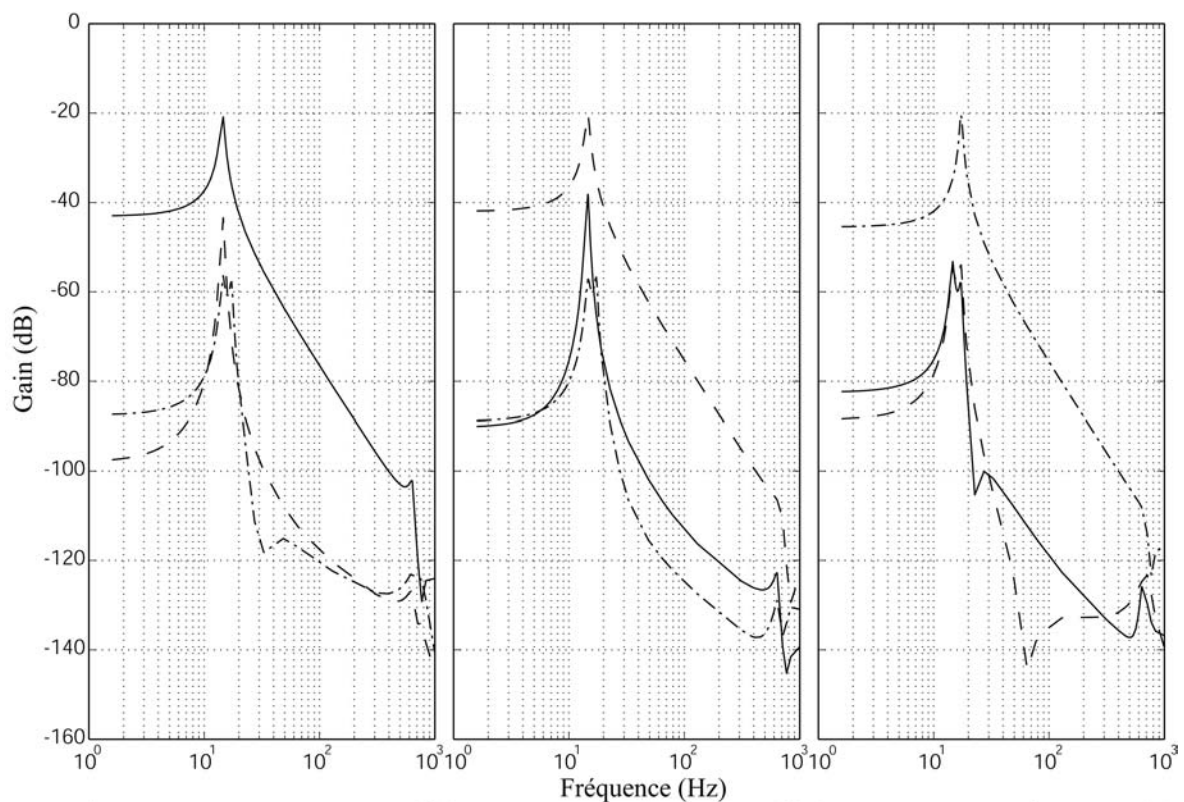


Figure 8.7: Résultat de l'identification du robot (effet de l'actionneur x - schéma de gauche, de l'actionneur y - au centre et z - à droite avec une mesure sur x - trait continu, sur y - trait interrompu et z - trait mixte).

Plusieurs observations peuvent être faites sur les courbes de gains de la figure 8.7. Les modes de vibration parasites de la structure mécanique sont peu excités et se situent au-delà de 600 Hz. Ceci confirme le bien-fondé des choix faits au moment de la conception (augmenter la raideur des guidages linéaires et

alléger les parallélogrammes). Les couplages entre les axes sont faibles en basses et moyennes fréquences (-50dB en moyenne). Les couplages deviennent importants pour des fréquences proches des modes de vibrations parasites. Ces résultats permettent d'affirmer que les performances requises en termes de contrôle en boucle fermée peuvent être atteintes.

8.5.2 - Commande

Etant donné le faible couplage entre les axes, la commande utilisée suppose les différents axes indépendants. La figure 8.8 illustre le comportement en boucle fermée du robot Delta³II. La commande utilisée est une commande PID. Seules les courbes de gains qui correspondent à l'actionneur de l'axe X sont présentées, les autres courbes sont similaires. La réponse mesurée sur X fait apparaître une bande passante de 200 Hz et une excitation faible des modes parasites (-15dB). Les couplages mesurés sont faibles (-30dB), il n'est donc pas nécessaire d'en tenir compte dans la commande. Une différence peut être observée entre les deux couplages identifiés. Cette différence est due à l'amplitude des déplacements qui correspondent aux couplages. Une valeur de -30dB correspond à environ 3% de la consigne. Lors de l'identification, la consigne maximale sur X est de 1 μ m. L'amplitude maximale mesurée pour les couplages est alors 30nm alors que la quantification de la mesure est de 5nm. La sensibilité du modèle à une erreur de mesure est donc importante.

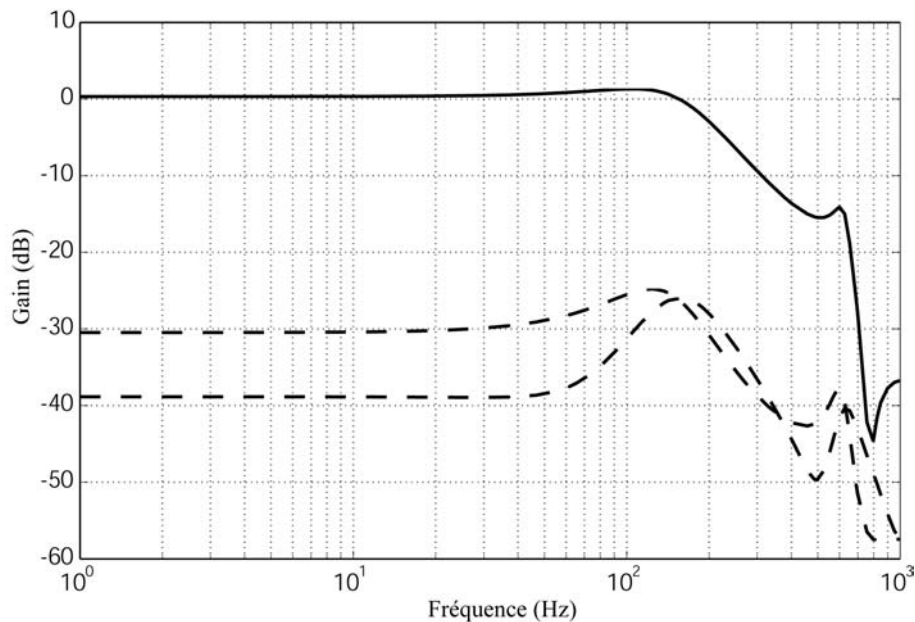


Figure 8.8: Identification en boucle fermée pour une excitation bruit blanc de l'axe X (mesure sur X - trait continu, mesure sur Y&Z - traits interrompus).

La figure 8.9 donne un exemple de suivi de trajectoire multi-axe. La consigne est un cercle de rayon 100 nm, de fréquence de 10 Hz, disposé dans le plan X-Y. L'erreur de suivi de trajectoire a une amplitude comparable à la répétabilité de positionnement des axes soit plus ou moins deux incréments de 5 nm.

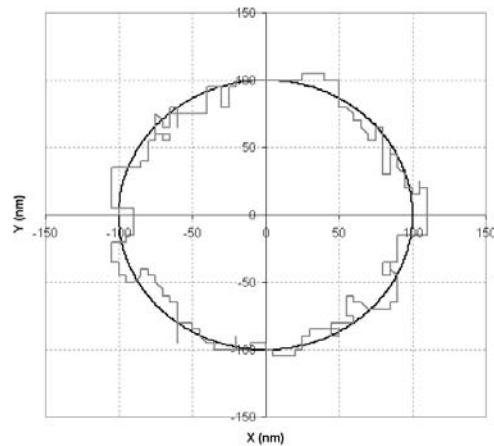


Figure 8.9: Suivi de trajectoire multi-axe (cercle X-Y de rayon 100nm).

Les résultats suivants sont obtenus avec la commande dédiée au processus d'électro-érosion (commande AGIE). Le régulateur utilisé est similaire au régulateur d'état déjà utilisé dans le chapitre précédent (cf. figure 7.7). La figure 8.10 présente des mesures effectuées sur l'axe z durant une séquence type d'électro-érosion. L'érosion se fait dans la direction positive, avec des reculs pour laver le diélectrique (mouvements de timer) et pour arrêter un court circuit. L'erreur au niveau du suivi de trajectoire est inférieure à la centaine de nanomètres durant les phases d'érosion. Pendant les phases de recul, une erreur de trainée proportionnelle à la vitesse se produit. Les erreurs observées pendant les phases d'érosion sont compatibles avec les précisions d'usinage recherchées. Les mesures sur les axes X et Y montrent que les couplages dus aux déplacements de l'axe Z sont négligeables.

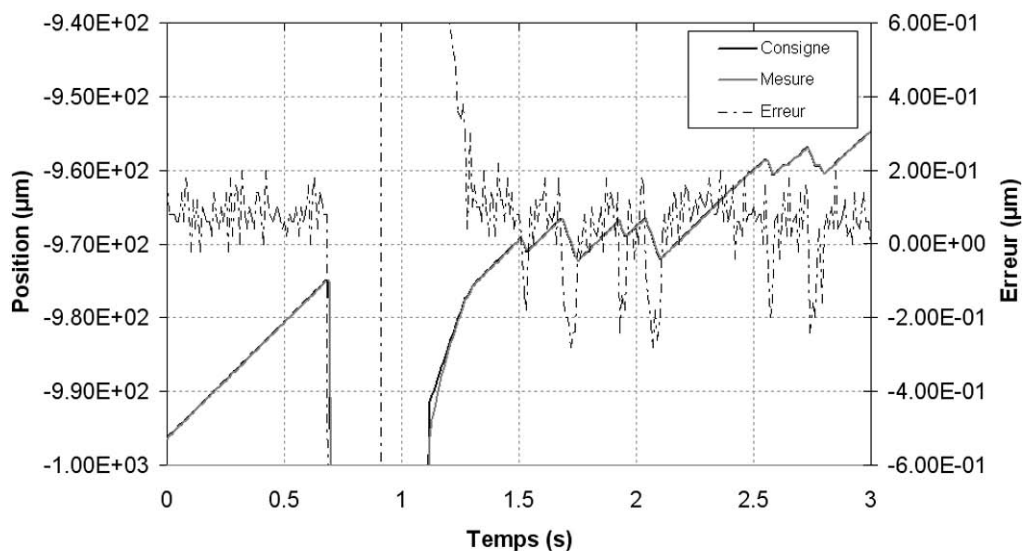


Figure 8.10: Mesures de l'axe z effectuées durant une séquence d'érosion. Les mouvements de recul lors de courts-circuits sont observables ainsi qu'un mouvement de «timer» (mouvement de lavage).

8.6 - Application machine micro-EDM, Delta³III

La conception d'une machine dédiée à la micro électro-érosion ne s'arrête pas à la réalisation d'une structure mécanique, ni même à sa commande. Une pré-industrialisation de la machine a été réalisée. Un dispositif pneumatique permettant d'avancer l'électrode a été ajouté afin de simplifier la tâche de l'utilisateur (cf. figure 8.11). Un dispositif de déplacement macro XYZ a été intégré sous le bac de diélectrique (cf. figure 8.12).



Figure 8.11: Les bras des parallélogrammes du troisième prototype avec un dispositif d'avance électrode monté sur la sortie.

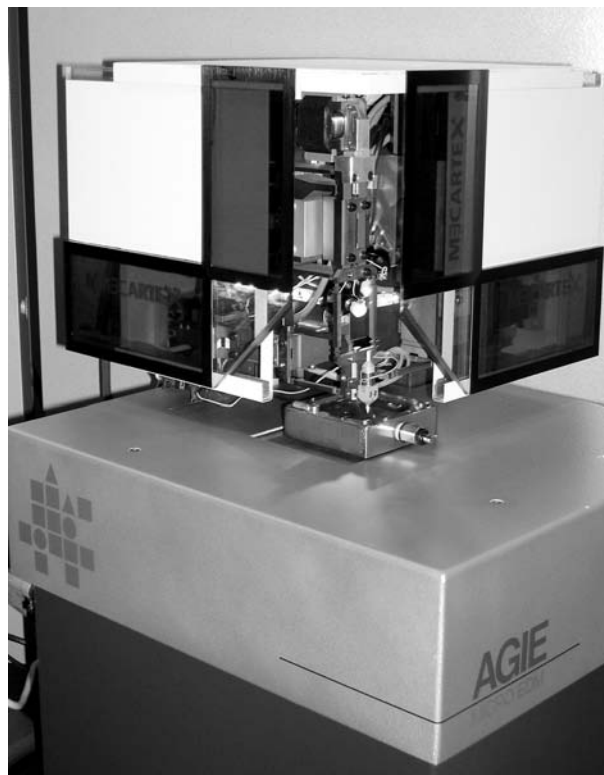


Figure 8.12: Version pré-industrielle de la machine dédiée à la micro électro-érosion (AGIE).

8.7 - Conclusion

Cette seconde application a permis d'approfondir les aspects de l'identification et de la validation des performances d'un système complexe à trois degrés de liberté. Elle illustre également le passage de la conception du prototype d'un robot à articulations élastiques à son utilisation pour une application donnée. Dans le domaine de la micro-manipulation et du micro-usinage, les liens avec le monde «macro» sont primordiaux. La manipulation et le positionnement d'outils ou de pièces (prise et lâcher, recherche de références, montage et démontage d'outils, récupération de pièces, etc.) ainsi que l'observation et la supervision des tâches effectuées (vision temps réel aux échelles macro et micro, intégration de capteurs de force pour des tâches d'assemblage, mesure des pièces usinées) sont autant de points qui ne peuvent être négligés.

Conclusion générale

Ce travail de thèse s'inscrit dans un ensemble de recherche concernant les robots parallèles de très haute précision à articulations élastiques. Les premiers travaux effectués dans ce domaine au Laboratoire de Systèmes Robotiques de Lausanne (LSRO) ont traité de la conception des structures articulées à guidages flexibles [Henein 2000] et de la conception d'un robot de haute précision à 6 degrés de liberté [Pernette 1998]. Des travaux actuellement en cours approfondissent les aspects de la recherche et du choix de la cinématique [Helmer 2003], de l'influence des effets thermiques et des erreurs d'usinage et enfin, du calibrage de ces robots de très haute précision [Fazenda 2003]. Le travail présenté dans cette thèse, tout en approfondissant plusieurs points particuliers, propose une méthode globale de conception des robots à articulations élastiques.

9.1 - Contributions

Les principales contributions de ce travail sont les suivantes :

- l'analyse globale de tous les éléments intervenant lors de la conception d'un robot de haute précision à articulations élastiques ;
- le concept et le dimensionnement des articulations fonctionnellement équivalentes ;
- l'explication et l'analyse des performances des liaisons à articulations élastiques, sensibilité de ces performances à certains choix de conception ;
- la prise en compte de la dynamique et de la commande lors de la conception ;
- la mise en évidence de l'avantage d'un découplage mécanique du point de vue de la simplicité de la commande ;
- un banc de test à lames interchangeable : étude et comparaison d'algorithmes de commande sur un système de haute précision entièrement réversible ;
- un prototype du robot Delta³ présentant à la fois un positionnement à l'échelle nanométrique et une bande passante élevée.

9.2 - Perspectives

9.2.1 - Applications industrielles

La conception et la commande des robots de très haute précision à articulations élastiques a atteint une maturité qui ouvre la porte à de nombreuses applications industrielles. Cette maturité se traduit par :

- la maîtrise de la technologie de fabrication (l'électro-érosion) ;
- la fiabilité des articulations (étude de la fatigue par Henein [Henein 2000]) ;
- la connaissance des méthodes de dimensionnement des articulations ;
- un grand choix de solutions cinématiques et un acquis méthodologique important ;

- la compréhension de la dynamique de ces robots ;
- l'existence matérielle et logicielle de commandes capables d'assurer les performances requises ;
- plusieurs exemples de transferts technologiques réussis ;
- la présence d'une start-up¹ commercialisant différents modèles de robots.

Rien ne s'oppose donc à l'utilisation des robots à articulations élastiques dans les domaines des sciences du vivant, de la microscopie à sonde proche, de l'optique, du micro-assemblage, du micro-usinage ...

9.2.2 - Aspects scientifiques

Sur le plan scientifique, plusieurs perspectives s'ouvrent suite à ce travail.

Recherche de nouvelles cinématiques et méthodes de choix. Il s'agit là d'un sujet de recherche toujours ouvert. Même s'il existe de nombreux travaux en robotique parallèle, de nouvelles cinématiques utilisables en micro-robotique ainsi que des méthodes qui permettent de faire un choix entre plusieurs solutions sont toujours recherchées.

Calibrage. Le calibrage des robots parallèles de très haute précision est une question d'un grand intérêt scientifique et pratique. En amont de ce travail, les effets des variations thermiques et l'impact des erreurs de fabrication peuvent être analysés. Une fois le robot réalisé, un ensemble de procédures sont à mettre en place pour permettre de valider et d'améliorer la précision de positionnement.

Identification (méthodes et automatisation). L'identification du modèle dynamique des robots parallèles à articulations élastiques est un problème complexe. Ce travail de thèse a pu mettre en évidence l'utilité de l'identification et de proposer plusieurs méthodes pour l'effectuer. La comparaison de ces méthodes et l'automatisation de la procédure sont encore à proposer.

Commande. Du point de vue de la commande, des recherches peuvent encore être effectuées, en particulier en ce qui concerne les erreurs de suivi de trajectoire. Pour l'instant, pour obtenir des erreurs dynamiques inférieures à la centaine de nanomètres, la seule solution est de limiter les vitesses de consigne. Une vitesse et une précision plus grandes demandent des fréquences d'échantillonnage plus élevées et des modèles dynamiques très précis.

Utilisation de l'outil manipulateur de très haute précision. Un résultat important de cette thèse est que des outils de manipulation de très haute précision sont maintenant à la disposition du chercheur. Ces outils permettront sans doute à des chercheurs d'effectuer de nouvelles expériences en sciences du vivant ou en optique par exemple.

Matériaux. Des recherches peuvent être réalisées en vue de l'utilisation de nouveaux matériaux pour la réalisation d'articulations élastiques (polymères, alliages à mémoire de forme, composites...). Le but de ces recherches peut être soit d'obtenir des courses plus importantes, soit des propriétés spécifiques (par exemple un comportement anisotrope).

Techniques de production lithographiques. Les techniques de production dites lithographiques ont considérablement modifié la méthode de conception de nombreux produits microtechniques. Le savoir-faire acquis dans la conception des articulations élastiques fabriquées par l'électro-érosion peut sans doute apporter des perspectives intéressantes s'il est appliqué aux techniques de production lithographiques [Gärtner 2003].

1. Mecartex SA, Z.I. Zandone, CH-6616 Losone, www.mecartex.com

9.3 - Méthodologie

La figure 9.1 propose une synthèse en image des étapes de conception rencontrées en prenant pour exemple le robot Delta³.

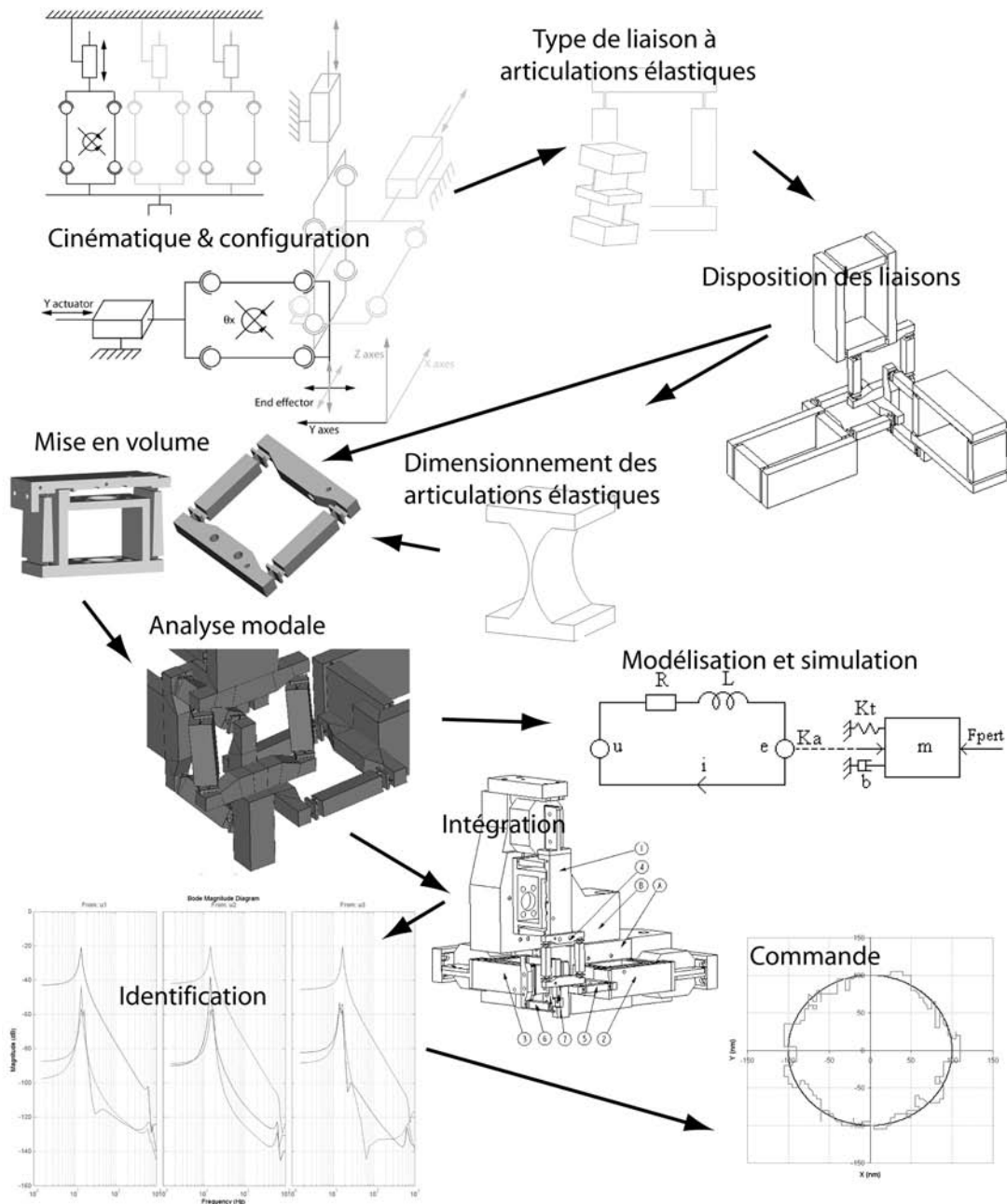


Figure 9.1: Illustration des différentes étapes de la conception d'un robot de très haute précision à articulations élastiques.

9.3.1 - Paramètres de conception critiques

En synthèse, voici les quelques paramètres clés qui vont déterminer les performances d'un robot de très haute précision à articulations élastiques.

Degrés de libertés. Les degrés de libertés sont définis de deux manières différentes. La première définition est donnée par la cinématique qui suppose les liaisons idéales. Une solution cinématique autorise

donc certains déplacements (ddl.) et en bloque d'autres. La seconde définition provient de l'utilisation de liaisons à articulations élastiques. Ces liaisons peuvent être caractérisées par leurs modes de vibration. Au niveau des fréquences propres, un écart peut souvent être induit entre deux groupes de modes de vibration. On peut alors considérer que les vecteurs propres du groupe de modes aux fréquences propres les plus basses définissent les degrés de liberté. Les modes du second groupe peuvent être vus comme des modes parasites.

Masses mobiles. Lorsque les masses mobiles d'une structure augmentent, les fréquences propres chutent, de même que la bande passante pouvant être atteinte avec un algorithme de commande donné. On cherchera donc à réduire des masses le plus possible. Pour contrôler avec précision des masses très faibles, il faut cependant prendre garde à la quantification de la commande et à la fréquence d'échantillonnage.

Raideurs naturelles. Les raideurs naturelles (correspondant aux degrés de liberté) dépendent du dimensionnement des articulations et de la cinématique choisie. Du point de vue de la commande, une action intégrale ou un terme a priori doivent être ajoutés pour diminuer les erreurs statiques induites par ces raideurs. Un compromis doit être recherché afin de garantir des fréquences propres parasites suffisamment élevées ainsi qu'une bonne manipulabilité de la structure tout en limitant l'énergie nécessaire au contrôle de la structure.

Matrice de raideur. La matrice de raideur d'une structure est donnée par rapport à un point et un repère. Elle détermine en partie les modes de vibration et est principalement influencée par les articulations élémentaires et la cinématique choisie. Elle permet également de mettre en évidence les couplages statiques.

Matériau. Le choix du matériau a des conséquences sur la taille de la structure, sur les raideurs et les masses et donc sur les fréquences propres. Plus un matériau dispose d'une grande aptitude à la déformation, plus il est possible de réduire la taille du robot. Pour certaines liaisons, cette réduction de taille entraîne une perte de précision (du fait des déplacements des centres instantanés de rotation par exemple).

Modes de vibration parasites. L'absence de modes propres parasites dans une plage de fréquences allant jusqu'à deux fois la bande passante recherchée est requise afin de pouvoir garantir les performances dynamiques souhaitées.

Couplages dynamiques. Plus ou moins importants selon la structure. Deux voies sont envisageables pour les réduire dans la bande passante utilisée. La première, mécanique, consiste à découpler dynamiquement les différents degrés de liberté de la structure. La seconde, logicielle, consiste à modéliser ces couplages et à en tenir compte dans la commande. La première solution est à privilégier si elle n'entraîne pas d'autres inconvénients. Pour le cas des degrés de liberté en rotation, il est plus difficile de réaliser ce découplage. On peut alors essayer de ne coupler qu'un minimum d'axes entre eux (par exemple 3 fois deux axes couplés pour réaliser un robot à 6 axes).

Quantifications (mesure et commande). Les quantifications limitent les performances pouvant être atteintes avec une structure donnée. La quantification de la commande provoque un phénomène de cycle limite qui détermine en grande partie la répétabilité de positionnement du robot. La quantification de la mesure contribue à dégrader les performances dynamiques atteignables. L'effet de cette quantification peut cependant être réduit par l'utilisation d'un estimateur (de vitesse principalement) à condition que la fréquence d'échantillonnage soit suffisamment grande.

Étage de puissance. Le niveau de bruit et la dynamique de l'étage de puissance doivent être adaptés à la bande passante et à la résolution désirée.

Fréquence d'échantillonnage. La fréquence d'échantillonnage doit être au moins 10 fois supérieure à la bande passante recherchée. Si des erreurs de suivi très faibles sont exigées pour des grands déplacements rapides, la fréquence d'échantillonnage devra être augmentée.

9.4 - Note finale

Une vision d'ensemble des différentes étapes de conception a été donnée. Cette vision permet au concepteur de comprendre l'influence de ses choix dans le sens où elle fait apparaître les liens qui sont tissés entre des disciplines aux langages parfois éloignés. La résistance des matériaux, la cinématique, la dynamique et l'automatique sont utilisées lors de la conception d'un robot parallèle de très haute précision à articulations élastiques. Pour concevoir un système qui ne soit ni sur- ni sous-dimensionné mais présente une combinaison harmonieuse des avantages pouvant être tirés à diverses étapes de la conception, une vision d'ensemble est indispensable. C'est cette vision que ce travail a essayé de transmettre.

Annexe A

Précision et répétabilité selon ISO 230-2

Cette annexe résume les définitions données par la norme iso 230-2 pour les termes liés à la détermination de la précision et de la répétabilité des axes en commande numérique.

Ecart de position. Position réelle (P_{ij} : $i^{\text{ème}}$ point $j^{\text{ème}}$ approche) atteinte par la partie mobile moins la position du point visé (P_i), soit $x_{ij} = P_{ij} - P_i$;

Unidirectionnel. Concerne une série de mesurages pour lesquels l'approche du point visé est toujours faite dans le même sens le long ou autour de l'axe (les symboles $\uparrow\downarrow$ donnent le sens d'approche utilisé pour un mesurage donné) ;

Bidirectionnel. L'approche du point visé est faite dans l'une quelconque des directions ;

Ecart de position unidirectionnel (resp. bidirectionnel) moyen en une position. $\bar{x}_i \uparrow$
Moyenne arithmétique des écarts de position obtenue pour une série de n approches unidirectionnelles (resp. bidirectionnelles) d'une position P_i ;

Valeur de réversibilité B_i . Valeur de la différence entre les écarts de position unidirectionnels moyens obtenue à partir des deux sens d'approche d'une position P_i ($B_i = \bar{x}_i \uparrow - \bar{x}_i \downarrow$) ;

Valeur de réversibilité d'un axe. Valeur maximale des valeurs de réversibilité absolues de tous les points visés le long ou autour de l'axe ;

Valeur moyenne de réversibilité d'un axe. Moyenne arithmétique des valeurs de réversibilité de tous les points visés ;

Estimateur de l'incertitude type unidirectionnelle du positionnement en une position. Estimateur de l'incertitude type des écarts de position obtenus par une série d'approches n unidirectionnelles en une position P_i (attention au facteur $n-1$ correspondant à un estimateur sans biais) ;

$$s_i \uparrow = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ij} \uparrow - \bar{x}_i \uparrow)^2} \quad (\text{A.1})$$

Répétabilité unidirectionnelle de positionnement en une position, $R_i \uparrow$. Etendue dérivée de l'incertitude type des écarts de position unidirectionnels en une position P_i ;

$$R_i \uparrow = 4 \times s_i \uparrow \quad (\text{A.2})$$

Répétabilité bidirectionnelle de positionnement en une position, R_i .

$$R_i = \max. [2s_i \uparrow + 2s_i \downarrow + |B_i|; R_i \uparrow; R_i \downarrow] \quad (\text{A.3})$$

La figure A.1 illustre les différentes valeurs décrites ci-dessus pour une série de mesurages en un point.

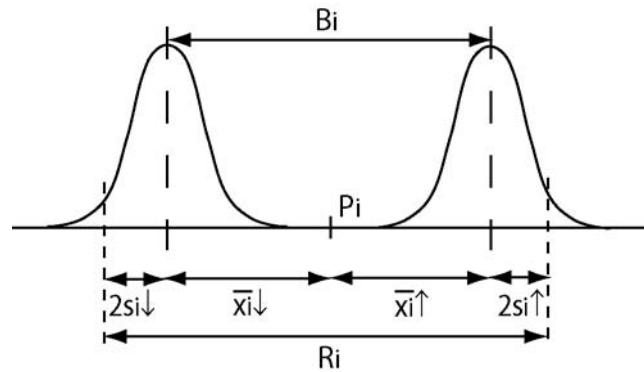


Figure A.1: illustration des définitions de l'écart de position moyen, de la valeur de réversibilité et de l'incertitude et de la répétabilité de positionnement en un point

Ecart de position systématique unidirectionnel d'un axe $E \uparrow$. Différence entre le maximum et le minimum algébriques des écarts de position unidirectionnels moyens pour un sens d'approche, en toute position P_i le long de l'axe ;

$$E \uparrow = \max. [\bar{x}_i \uparrow] - \min. [\bar{x}_i \uparrow] \quad (\text{A.4})$$

Etendue de l'écart de position bidirectionnel moyen d'un axe, M . Différence entre le maximum et le minimum algébriques des écarts de position bidirectionnels moyens en toute position P_i le long de l'axe ;

$$M = \max. [\bar{x}_i] - \min. [\bar{x}_i] \quad (\text{A.5})$$

Précision unidirectionnelle de positionnement d'un axe $A \uparrow$. Etendue dérivée de la combinaison des écarts systématiques unidirectionnels et de l'estimateur de l'incertitude type de positionnement unidirectionnel, à l'aide d'un facteur conventionnel de 2 ;

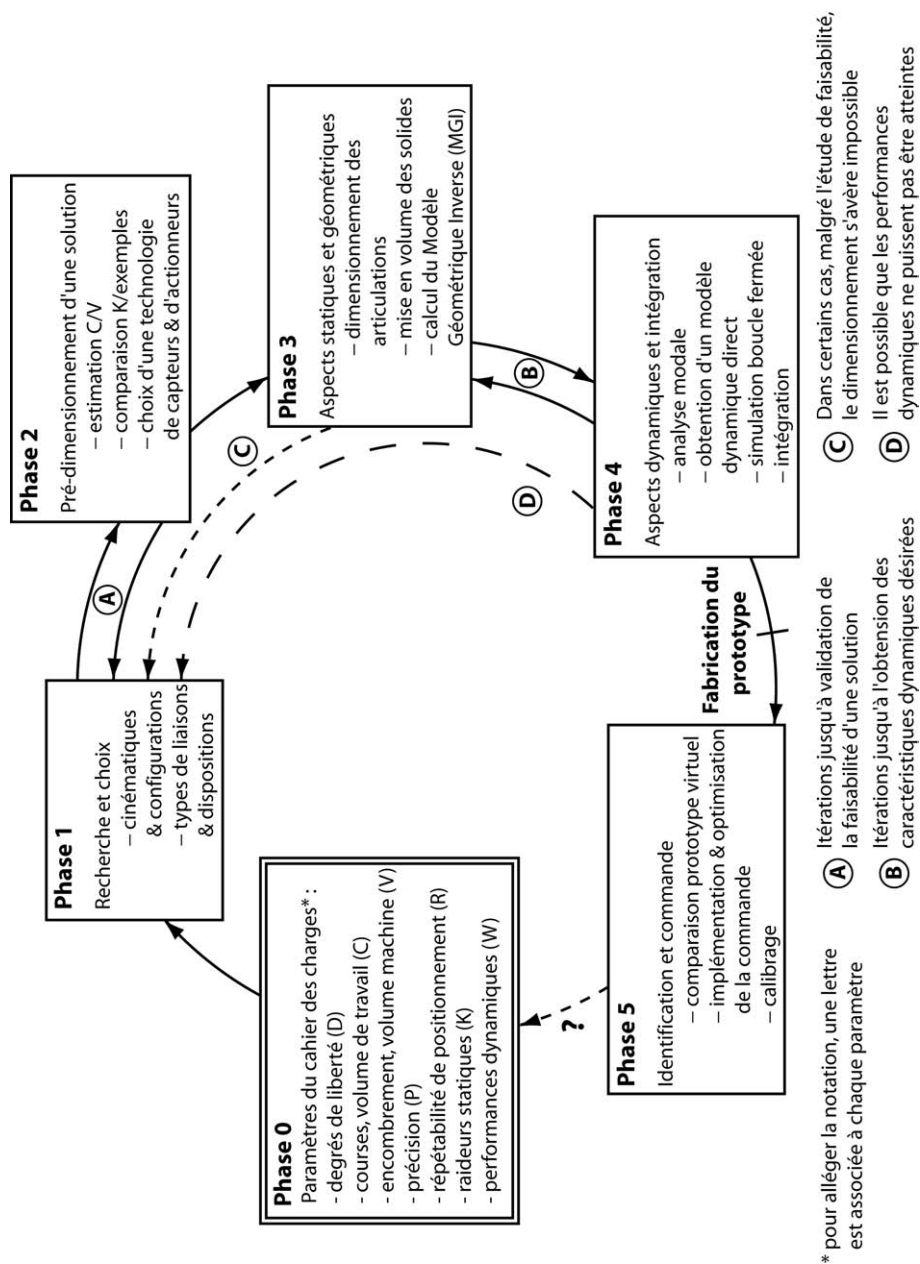
$$A \uparrow = \max. [\bar{x}_i \uparrow + 2 \cdot \bar{s}_i \uparrow] - \min. [\bar{x}_i \uparrow - 2 \cdot \bar{s}_i \uparrow] \quad (\text{A.6})$$

Précision bidirectionnelle de positionnement d'un axe A . Etendue dérivée de la combinaison des écarts systématiques bidirectionnels et de l'estimateur de l'incertitude type de positionnement bidirectionnel, à l'aide d'un facteur conventionnel de 2 ;

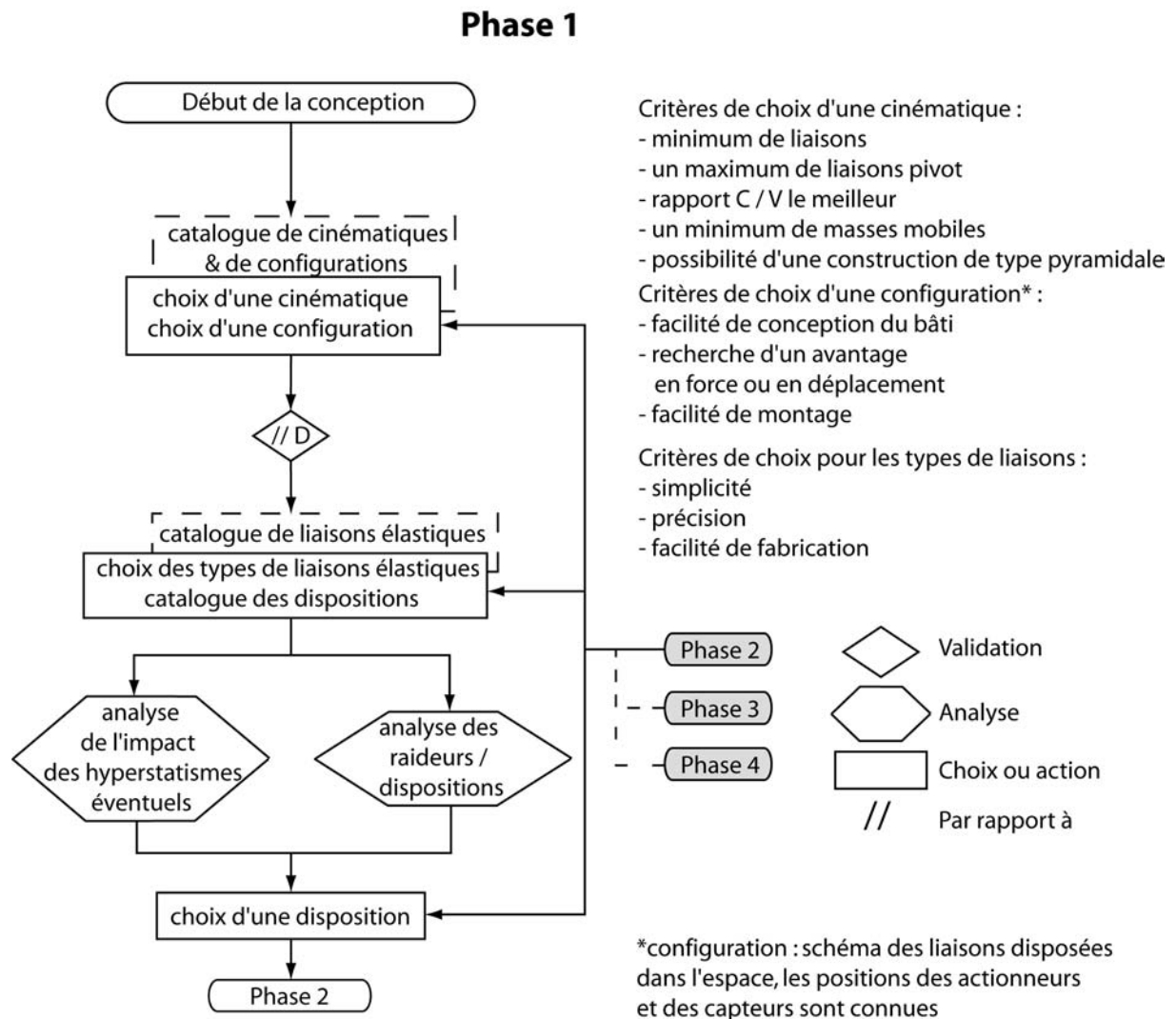
$$A = \max. [\bar{x}_i \uparrow + 2 \cdot \bar{s}_i \uparrow; \bar{x}_i \downarrow + 2 \cdot \bar{s}_i \downarrow] - \min. [\bar{x}_i \uparrow - 2 \cdot \bar{s}_i \uparrow; \bar{x}_i \downarrow - 2 \cdot \bar{s}_i \downarrow] \quad (\text{A.7})$$

B.1 - Vue d'ensemble

Les 5 phases de conception (hors phase 0) convergent vers un prototype en adéquation avec le cahier des charges. Chaque phase est détaillée ci-dessous.

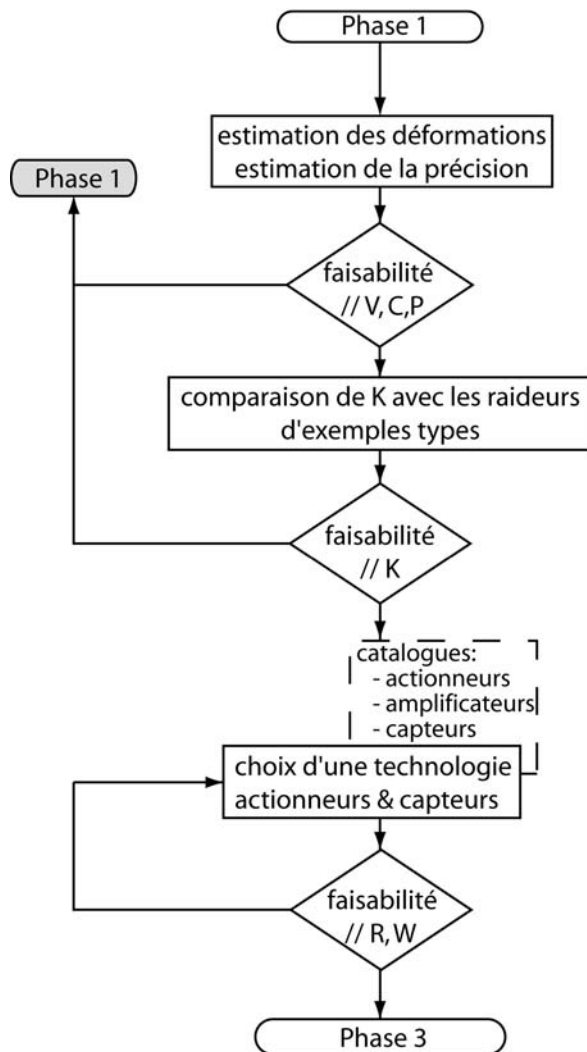


B.2 - Choix cinématiques et choix de la structure



B.3 - Pré-dimensionnement

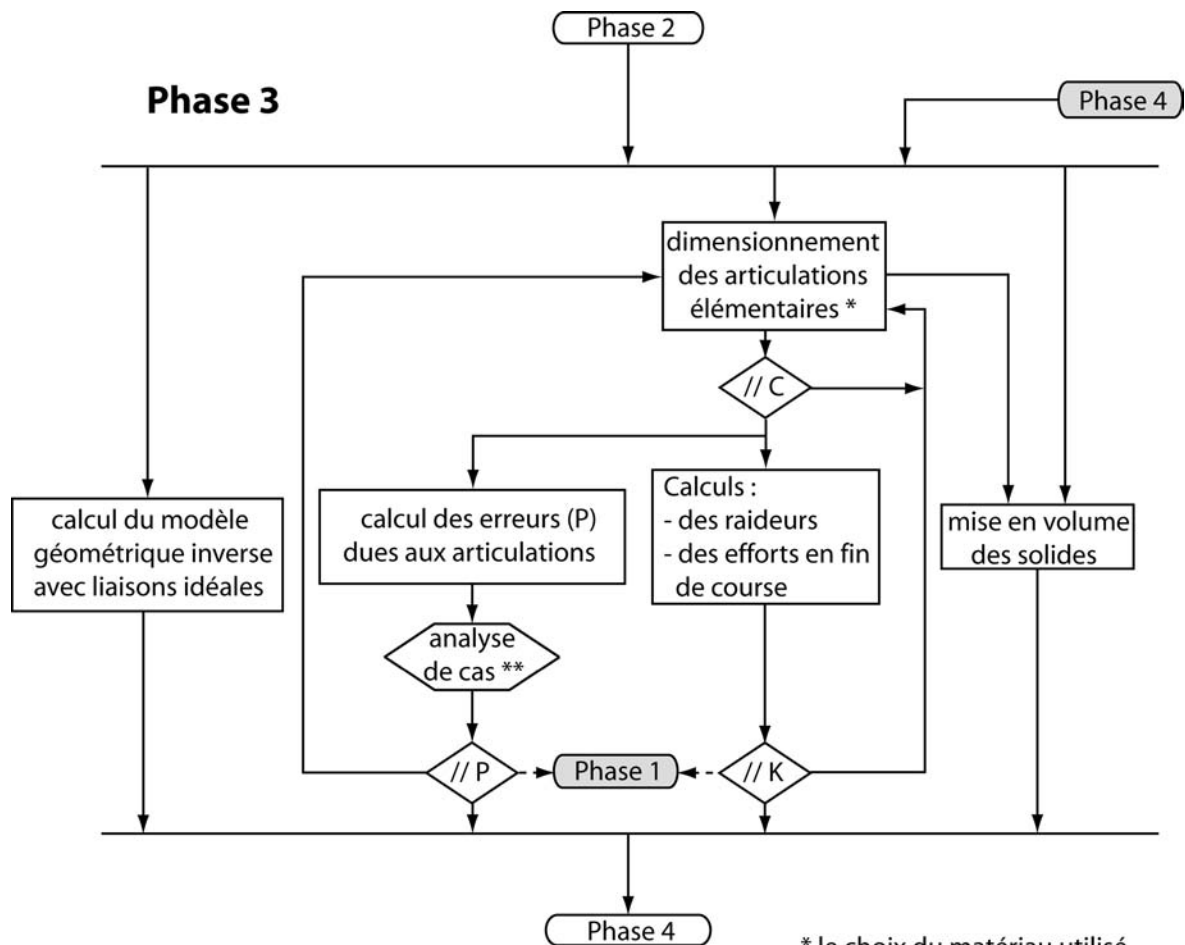
Phase 2



Note : l'estimation des déformations des articulations se fait à partir des courses spécifiées dans le cahier des charges et en dimensionnant la cinématique de sorte à occuper le volume maximal autorisé pour l'encombrement de la machine.

Note : des exemples types sont donnés dans le chapitre 5; de nombreux exemples et formules analytiques se trouvent dans la littérature [Henein 2001].

B.4 - Aspects géométriques et statiques

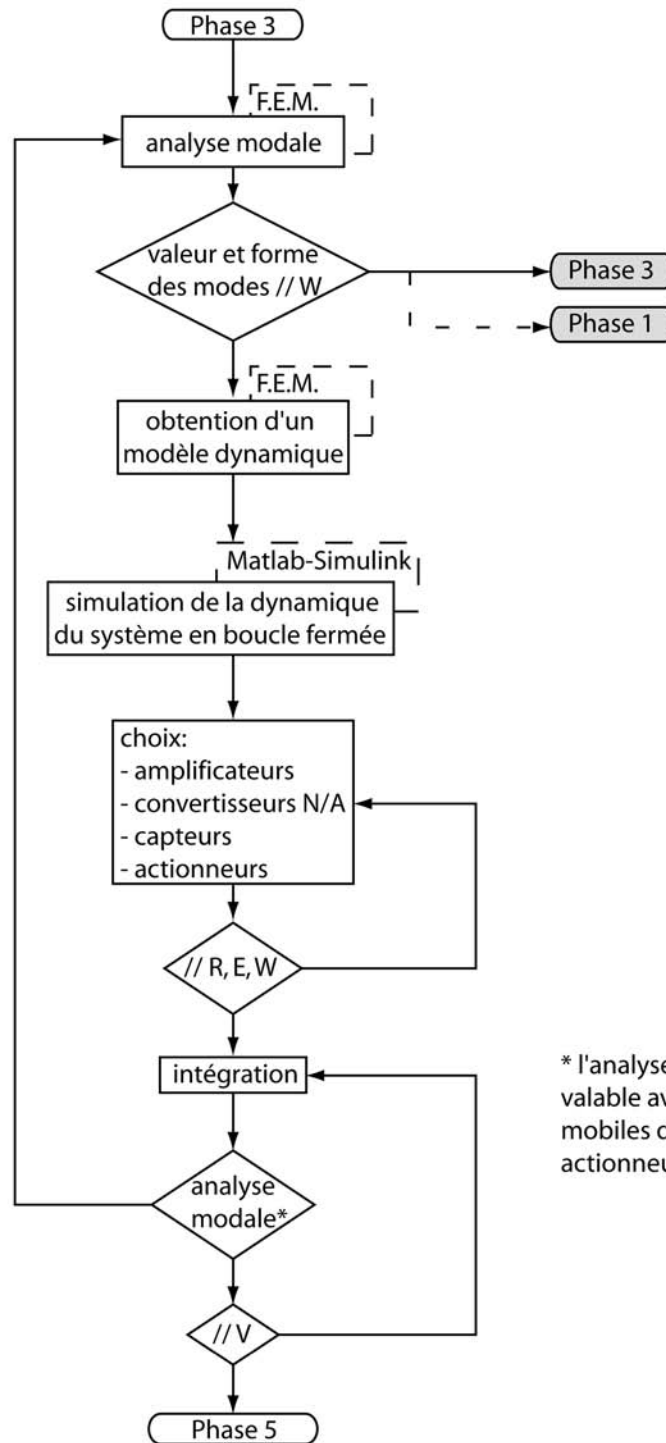


* le choix du matériau utilisé lors du dimensionnement des articulations est détaillée dans le chapitre 3 (Méthodologie de conception)

** l'analyse de cas est détaillée dans le chapitre 3

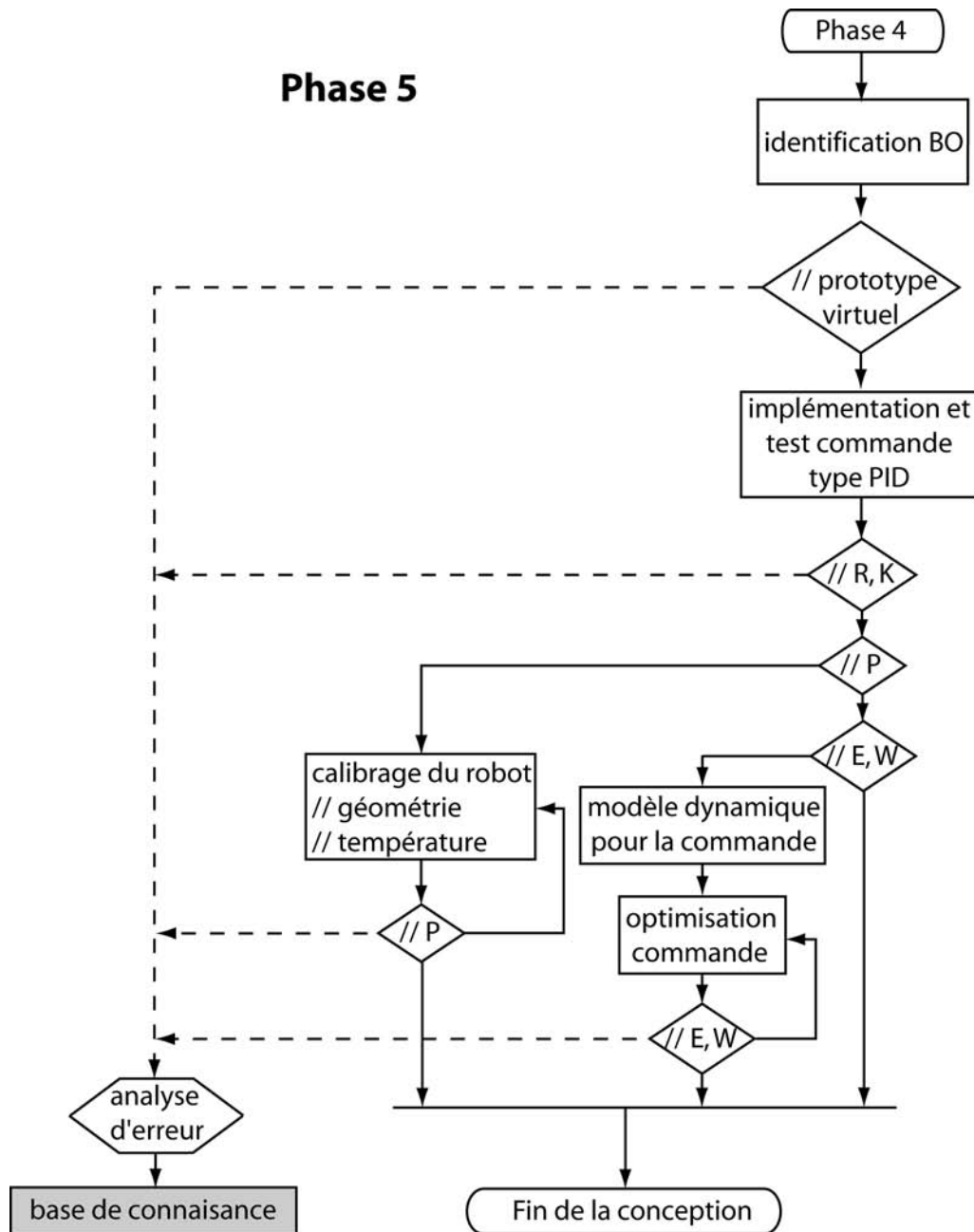
B.5 - Aspects dynamiques

Phase 4



* l'analyse modale reste-t-elle valable avec l'ajout des parties mobiles des capteurs et des actionneurs ?

B.6 - Identification et commande



Annexe C

Formulaire

Energies de déformation des poutres droites ou faiblement courbées.

Effort normal N :

$$U_N = \int_0^L \frac{N^2}{2 \cdot E \cdot F} \cdot dx$$

Moment de torsion M_t (pour la torsion circulaire) :

$$U_{M_t} = \int_0^L \frac{M_t^2}{2 \cdot G \cdot I_p} \cdot dx$$

Effort tranchant T :

$$U_T = \int_0^L \frac{\eta \cdot T^2}{2 \cdot G \cdot F} \cdot dx$$

Moment de flexion M_f :

$$U_{M_f} = \int_0^L \frac{M_f^2}{2 \cdot E \cdot I} \cdot dx$$

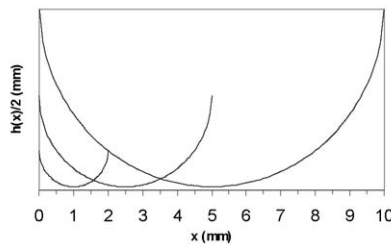
I_p : moment d'inertie polaire, I : moment d'inertie, F : section de la poutre, L : longueur de la poutre, E : module de Young, G : module de cisaillement, ν : coefficient de Poisson

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Géométrie des articulations.

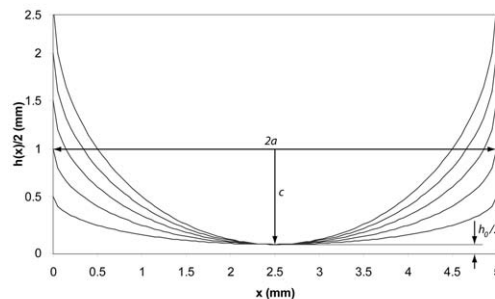
Col circulaire (R : rayon, h_0 : épaisseur minimale) :

$$h(x) = h_0 + 2 \cdot R - 2 \cdot \sqrt{R^2 - (x - R)^2}$$



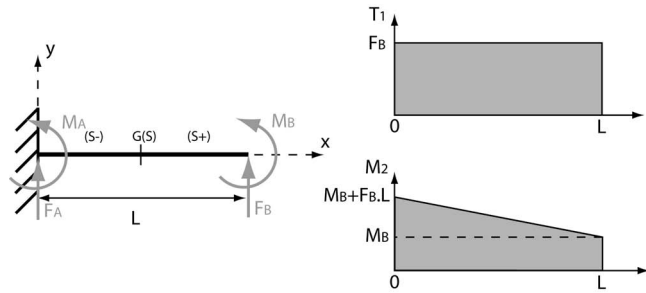
Col elliptique (a : grand rayon, c : petit rayon, h_0 : épaisseur minimale) :

$$h(x) = h_0 + 2 \cdot c \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(x - a)^2}{a^2}} \right)$$



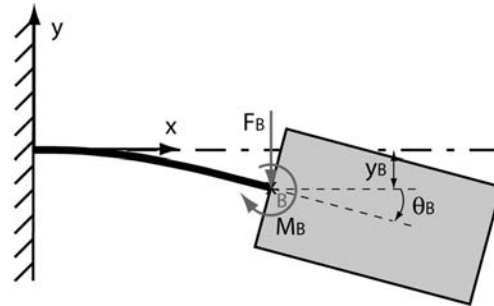
Torseur des efforts intérieurs.

$$\{A_{S+/S-}\} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_B \\ M_B + F_B \cdot (L-x) \end{Bmatrix}$$



Déformations pour la lame encastée-libre.

$$\begin{cases} y_B = \frac{\partial U}{\partial F_B} = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[M_B \cdot L^2 + \frac{2 \cdot F_B \cdot L^3}{3} \right] \\ \theta_B = \frac{\partial U}{\partial M_B} = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[2 \cdot M_B \cdot L + F_B \cdot L^2 \right] \end{cases}$$



Bibliographie

- Anthierens C., C. Libersa, M. Touaibia, M. Bétemps, M. Arsicault and N. Chaillet, "Micro robots dedicated to small diameter canalization exploration", presented at *International Conference on Intelligent Robots and Systems - IROS*, Takamatsu, Japan, 2000.
- Arai T., J. M. Herve and T. Tanikawa, "Development of 3 dof micro finger", presented at *International Conference on Intelligent Robots and Systems - IROS*, Osaka, Japan, 1996.
- Bacher J.-P., *Caractérisation et optimisation du robot "delta cube". Rapport de dea*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Systèmes Robotiques, Lausanne, 2000.
- Bassière M. and E. Gaignebet, *Méetrologie générale : Théorie de la mesure - les instruments et leur emploi*, Paris: Dunod, 1966.
- Bergander A., J.-M. Breguet, R. Perez and R. Clavel, "Pzt based manipulators for cell biology", presented at *International Symposium on Micromechatronics and Human Science - MHS*, Nagoya, Japan, 2001.
- Besson F., *Orion : Un microrobot à 3 degrés de liberté. Travail pratique de diplôme*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Systèmes Robotiques, Lausanne, 1996.
- Blanding D. L., "Using exact constraint to design flexure mechanisms", presented at *Dynamic Systems and Control Division, 2000. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress*, Orlando, Florida, 2000.
- Bonev I., "The true origins of parallel robots", <http://www.parallemic.org>, 2003.
- Book W. J., "Controlled motion in an elastic world", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 115, pp. 252-261, 1993.
- Breguet J.-M., *Actionneurs "stick and slip" pour micro-manipulateurs. Thèse no. 1756*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1998.
- Bühler H., *Réglage d'état, bases et compléments*, Lausanne: Presses polytechniques et universitaires romandes, 2003.

- Chen Y. and J. E. McInroy, "Identification and decoupling control of flexure jointed hexapods", presented at *Robotics and Automation. Proceedings. ICRA '00. IEEE International Conference on*, 2000.
- Clavel R., *Dispositif pour le déplacement et le positionnement d'un élément dans l'espace*, Brevet Suisse No. 672089 A5, 1985.
- Clavel R., *Conception d'un robot parallèle rapide à 4 degrés de liberté. Thèse no. 925*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1991.
- Craig J. J., *Introduction to robotics, mechanics & control*, 2 ed., Reading, Massachusetts: Addison-Wesley, 1989.
- Dasgupta B. and C. Prasun, "A general strategy based on the newton-euler approach for the dynamic formulation of parallel manipulators", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 34, pp. 801-824, 1999.
- Del Pedro M. and T. Gmür, *Éléments de mécanique des structures*, Lausanne: Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2001.
- Diken H., "Trajectory control of mass balanced manipulators", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 32, pp. 313-322, 1997.
- Elmustafa A. A. and M. G. Lagally, "Flexural-hinge guided motion nanopositioner stage for precision machining: Finite element simulations", *Precision Engineering*, vol. 25, pp. 77-81, 2001.
- Esposito C., *Orion : Robot de haute précision à 3 degrés de liberté. Travail pratique de diplôme*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Systèmes Robotiques, Lausanne, 1998.
- Fasse E. D. and P. C. Breedveld, "Modeling of elastically coupled bodies: Part i - general theory and geometric potential function method", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 120, pp. 496-500, 1998.
- Fasse E. D. and P. C. Breedveld, "Modeling of elastically coupled bodies: Part ii - exponential and generalized coordinate methods", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 120, pp. 501-506, 1998.
- Fazenda N. and T.-F. Niaritsiry, "Simulation-based kinematic modeling of a high precision parallel manipulator", presented at *Int. Conf. on Methods and Models in Automation and Robotics - MMAR*, Miedzyzdroje, Poland, 2003.
- Gao P. and S.-M. Swei, "A six-degree-of-freedom micro-manipulator based on piezoelectric translators", *Nanotechnology*, vol. 10, pp. 447-452, 1999.

- Gärtner E., J. Frühauf, E. Jänsch and D. Reuter, "Flexural solid hinges etched from silicon", presented at *Euspen, International Topical Conference on Precision Engineering, Micro Technology, Measurement Techniques and Equipment*, Aachen, Germany, 2003.
- Gawronski W. K. and J. T. Sawicki, "Balanced dissipative controllers for flexible structures", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 119, pp. 5-9, 1997.
- Gloess R., "Hexapod parallel kinematics with sub-micrometer accuracy", presented at *7th Int. Conf. on New Actuators - ACTUATOR*, Bremen, Germany, 2000.
- Gloess R., "Different methods of signal preshaping for highly dynamic piezo positioning systems", presented at *7th Int. Conf. on New Actuators - ACTUATOR*, Bremen, Germany, 2000.
- Goldfarb M. and J. E. Speich, "A well-behaved revolute flexure joint for compliant mechanism design", *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, pp. 424-429, 1999.
- Gough V. E. and S. G. Whitehall, "Universal tyre test machine", presented at *FISITA Ninth International Technical Congress*, London, United Kingdom, 1962.
- Helmer P. and Y. Mabillard, *Catalogue de solutions cinématiques pour la robotique de haute précision. Rapport interne*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Systèmes Robotiques, 2003.
- Henein S., *Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision. Thèse no. 2194*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2000.
- Henein S., *Conception des guidages flexibles*, Lausanne: Presses polytechniques et universitaires romandes, 2001.
- Hesselbach J. and A. Raatz, "Compliant parallel robot with 6 dof", presented at *Microrobotics and Microassembly III*, Newton, USA, 2001.
- Hesselbach J. and A. Raatz, *Mikropro, untersuchung zum internationalen stand der mikroproduktionstechnik*, Essen: Vulkan Verlag, 2002.
- Hetrick J. A. and S. Kota, "An energy formulation for parametric size and shape optimization of compliant mechanisms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, pp. 229-234, 1999.
- Hodac A., *A Macro/Micro-Manipulator for High Speed and Accurate Pick and Place Operations. Diss. ETH No. 13148*, Swiss Federal Institute of Technology ETH Zürich, 1999.
- Hollis R., "A planar xy robotic fine positioning device", presented at *Robotics and Automation. Proceedings. IEEE International Conference on*, 1985.

- Howell L. L., *Compliant mechanisms*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- Howell L. L. and A. Midha, "Parametric deflection approximations for end-loaded, large-deflection beams in compliant mechanisms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 117, pp. 156-165, 1995.
- ISO, "Norme internationale iso 230 code d'essai des machines-outils", *Organisation Internationale de normalisation*, 1996-2000.
- Jensen B. D. and L. L. Howell, "The modeling of cross-axis flexural pivots", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 37, pp. 461-476, 2002.
- Kallio P., M. Lind, Q. Zhou and H. N. Koivo, "A 3 dof piezohydraulic parallel micromanipulator", presented at *International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium, 1998.
- Koseki Y., T. Tanikawa, N. Koyachi and T. Arai, "Kinematic analysis of translational 3-dof micro parallel mechanism using matrix method", presented at *Intelligent Robots and Systems, 2000. (IROS 2000). Proceedings. 2000 IEEE/RSJ International Conference on, 2000*.
- Koster M. P., "Flexural joints in mechanisms", presented at *Dynamic Systems and Control Division, 2000. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress*, Orlando, Florida, 2000.
- Kota S., J. A. Hetrick, Z. Li and L. Saggere, "Tailoring unconventional actuators using compliant transmissions: Design methods and applications", *Transactions on mechatronics*, vol. 4, pp. 396-408, 1999.
- Kunze M., *Commande d'un robot à compliance programmable. Travail pratique de semestre*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Systèmes Robotiques, Lausanne, 2003.
- Lee C.-W. and S.-W. Kim, "An ultraprecision stage for alignment of wafers in advanced microlithography", *Precision Engineering*, vol. 21, pp. 113-122, 1997.
- Lee H. S. and M. Tomizuka, "Robust motion controller design for high-accuracy positioning systems", *Transactions on Industrial Electronics*, vol. 43, pp. 48-55, 1996.
- Lee K.-M. and S. Arjunan, "A three-degrees-of-freedom micromotion in-parallel actuated manipulator", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 7, pp. 634-641, 1991.
- Lee S. H., H. K. Sung, J. T. Lim and Z. Bien, "Self-tuning control of electromagnetic levitation systems", *Control Engineering Practice*, vol. 8, pp. 749-756, 2000.

- Liégeois A., "Modélisation et commande des robots manipulateurs", *Techniques de l'Ingénieur*, vol. S7730, 2000.
- Lobontiu N., J. S. N. Paine, E. Garcia and M. Goldfarb, "Corner-filletted flexure hinges", *Journal of Mechanical Design*, vol. 123, pp. 346-352, 2001.
- Lobontiu N., J. S. N. Paine, E. Garcia and M. Goldfarb, "Design of symmetric conic-section flexure hinges based on closed-form compliance equations", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 37, pp. 477-498, 2002.
- Loncaric J., "Normal forms of stiffness and compliance matrices", *IEEE Journal of Robotics and Automation*, vol. 3, pp. 567-572, 1987.
- Longchamp R., *Commande numérique de systèmes dynamiques*, Lausanne: Presses polytechniques et universitaires romandes, 1995.
- Lyon S. M., P. A. Erickson, M. S. Evans and L. L. Howell, "Prediction of the first modal frequency of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model", *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, pp. 309-313, 1999.
- Lyon S. M., L. L. Howell and G. M. Roach, "Modeling flexible segments with force and moment end loads via the pseudo-rigid-body model", presented at *Dynamic Systems and Control Division*, Orlando, Florida, 2000.
- Meirovitch L., *Dynamics and control of structures*, New-York: John Wiley & Sons, 1990.
- Mekid S., "High precision linear slide. Part i: Design and construction", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 40, pp. 1039-1050, 2000.
- Mekid S. and O. Olejniczak, "High precision linear slide. Part ii: Control and measurements", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 40, pp. 1051-1064, 2000.
- Meli F. and M. Fracheboud, "High precision, low force 3d touch probe for measurements on small objects", presented at *Euspen, International Topical Conference on Precision Engineering, Micro Technology, Measurement Techniques and Equipment*, Aachen, Germany, 2003.
- Merlet J.-P., *Parallel robots*, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2000.
- Moerschell J. and E. Onillon, "Control of the secondary mirror unit for the sofia telescope", presented at *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics - AIM*, Como, Italy, 2001.

- Moerschell J. and J. Zhao, "Motion control of flexure structures in fast optomechanical systems", presented at *4th International Conference on Motion and Vibration Control - MOVIC*, Zürich, Suisse, 1998.
- Myklebust L. I. and B. Skallerud, "Model reduction methods of flexible structures", presented at *15th Nordic Seminar on Computational Mechanics*, Aalborg, Denmark, 2002.
- Myklebust L. I., B. Skallerud and B. Haugen, "Model reduction in large displacement dynamical problems", presented at *21th IMAC conference*, Orlando, Florida, 2003.
- Otten G., T. de Vries, J. van Amerongen, A. Rankers and E. Gaal, "Linear motor motion control using a learning feedforward controller", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 2, pp. 179-187, 1997.
- Paros J. M. and L. Weisbord, "How to design flexure hinges", *Machine design*, pp. 151-156, 1965.
- Pernette E., *Robot de haute précision à 6 degrés-de-liberté pour l'assemblage des micro-systèmes. Thèse no. 1909*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1998.
- Pollard W. L. V., *Position controlling apparatus*, US Patent No. 2286571, 1942 (demande 1938).
- Portman V. T., B.-Z. Sandler and E. Zahavi, "Rigid 6x6 parallel platform for precision 3-d micromanipulation: Theory and design application", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 16, pp. 629-643, 2000.
- Preumont A., *Vibration control of active structures, an introduction*, 2 ed., Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2002.
- Ro P. I., W. Shim and S. Jeong, "Robust friction compensation for submicrometer positioning and tracking for a ball-screw-driven slide system", *Precision Engineering*, vol. 24, pp. 160-173, 2000.
- Ryu J. W. and D.-G. Gweon, "Error analysis of a flexure hinge mechanism induced by machining imperfection", *Precision Engineering*, vol. 21, pp. 83-89, 1997.
- Ryu J. W., D.-G. Gweon and K. S. Moon, "Optimal design of a flexure hinge based xy θ wafer stage", *Precision Engineering*, vol. 21, pp. 18-28, 1997.
- Schmidt C., J. Heinzl and G. Brandenburg, "Control approaches for high-precision machine tools with air bearings", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 46, pp. 979-989, 1999.

- Shim J. H., S. K. Song, D. S. Kwon and H. S. Cho, "Kinematic feature analysis of a 6-degree-of-freedom in-parallel manipulator for micro-positioning", presented at *International Conference on Intelligent Robots and Systems - IROS*, Grenoble, France, 1997.
- Singer N. C. and W. P. Seering, "Preshaping command inputs to reduce system vibration", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 112, pp. 76-82, 1990.
- Smith S. T., *Flexures: Elements of elastic mechanisms*, Montreux: Gordon and Breach Science Publishers, 2000.
- Smith S. T., V. G. Badami, J. S. Dale and Y. XU, "Elliptical flexure hinges", *Review of Scientific Instruments*, vol. 68, pp. 1474-1483, 1997.
- Smith S. T. and D. G. Chetwynd, *Foundations of ultraprecision mechanism design*, vol. 2, Montreux: Gordon and Breach Science Publishers, 1992.
- Stewart D., "A platform with six degrees of freedom", *Proceedings of the IMechE*, vol. 180, pp. 371-385, 1965-66.
- Tan K. K., S. Y. Lim, T. H. Lee and H. Dou, "High-precision control of linear actuators incorporating acceleration sensing", *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, vol. 16, pp. 295-305, 2000.
- Tanikawa T., M. Ukiana, K. Morita, Y. Koseki, K. Ohba, K. Fujii and T. Arai, "Design of 3dof parallel mechanism with thin plate for micro finger module in micro manipulation", presented at *International Conference on Intelligent Robots and Systems - IROS*, Lausanne, Switzerland, 2002.
- Tsai L.-W. and F. Tahmasebi, "Synthesis and analysis of a new class of six-degree-of-freedom parallel minimanipulator", *Journal of Robotic Systems*, pp. 561-580, 1993.
- Wang J. and C. M. Gosselin, "A new approach for the dynamic analysis of parallel manipulators", *Multibody System Dynamics*, vol. 2, pp. 317-334, 1998.
- Wang S., G. Zong, S. Bi and W. Zhao, "Dynamics analysis of a 6-dof serial-parallel micromanipulator", presented at *International Symposium on Micromechatronics and Human Science*, Nagoya, 1997.
- Wild H. G. and S. J. Dodds, "Robust control of high dynamic linear motors", presented at *4th International Conference on Motion and Vibration Control - MOVIC*, Zürich, Suisse, 1998.

- Xu G. and L. Qu, "Some analytical problems of high performance flexure hinge and micro-motion stage design", presented at *IEEE International Conference on Industrial Technology - ICIT*, Shanghai, China, 1996.
- Xu W. and T. King, "Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: Flexibility, accuracy, and stress considerations", *Precision Engineering*, vol. 19, pp. 4-10, 1996.
- Youcef-Toumi K. and H. Asada, "The design of open-loop manipulator arms with decoupled and configuration-invariant inertia tensors", presented at *International Conference on Robotics and Automation - ICRA*, San Fransisco, USA, 1986.
- Youcef-Toumi K. and A. T. Y. Kuo, "High-speed trajectory control of a direct-drive manipulator", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 9, pp. 102/108, 1993.
- Youcef-Toumi K. and C. Shortlidge, "Control of robot manipulators using time delay", presented at *International Conference on Robotics and Automation - ICRA*, Sacramento, California, 1991.
- Young W. C. and R. G. Budynas, *Roark's formulas for stress and strain*, 7 ed., New York: McGraw-Hill, 2002.
- Zago L., P. Genequand and J. Moerschell, "Extremely compact secondary mirror unit for the sofia telescope capable of 6-degree-of-freedom alignment plus chopping", presented at *Astronomical Telescopes and Instrumentation*, Kona, USA, 1998.
- Zhang S. and E. D. Fasse, "Spatial compliance modeling using a quaternion-based potential function method", *Multibody System Dynamics*, vol. 4, pp. 75-101, 2000.
- Zhang W. J., Q. Li and L. S. Guo, "Integrated design of mechanical structure and control algorithm for a programmable four-bar linkage", *Transactions on mechatronics*, vol. 4, pp. 354-362, 1999.

Curriculum Vitae

BACHER Jean-Philippe

né le 12 avril 1977

Nationalité Française

Formation

2000-2003	Thèse de doctorat, EPFL, Laboratoire de Systèmes Robotiques (LSRO), Suisse
1999-2000	Diplôme d'Etude Approfondie (DEA) en Automatique, INSA-Lyon, Laboratoire d'Automatique Industrielle (LAI), France
1995-2000	Diplôme d'Ingénieur en Mécanique, INSA-Lyon, Département Génie Mécanique Construction, France
1992-1995	Baccalauréat S, mention Bien Lycée J. Mermoz, St-Louis, France

Expérience professionnelle

Depuis 2002	Projet SISIA - projet Top Nano 21, collaboration avec Nanosurf AG, développement d'un microscope à force atomique (AFM) à structures élastiques
2000-2003	Projet micro-EDM - collaboration avec AGIE SA et ETA SA, développement d'une machine 3 axes de petite taille, de très haute précision et dynamique
Depuis 2001	Assistant EPFL au cours de conception assistée par ordinateur (CAO), encadrement de travaux de semestre et de diplôme
1999	Stage de 3 mois à l'Institut franco-allemand de recherche (ISL), modélisation, conception et test d'une optique soumise à de fortes accélérations

Publications

"Delta³: a New Ultra-high Precision Micro-robot", Jean-Philippe Bacher, Stefano Bottinelli, Jean-Marc Breguet, Reymond Clavel, *Journal Européen des Systèmes Automatisés*, Vol 36 (n°9/2002), p. 1263-1275

"Flexures for high precision robotics", Jean-Philippe Bacher, Cédric Joseph, Reymond Clavel, *Industrial Robot*, Vol 29 (n°4/2002), p. 349-353

"Delta³: high precision dynamic system with flexure hinges", Jean-Philippe Bacher, Stefano Bottinelli, Jean-Marc Breguet, Reymond Clavel, *Mechatronics: 5th Franco-Japanese Congress*, oct. 2001, Besançon, France

"Delta³: design and control of a flexure hinges mechanism", Jean-Philippe Bacher, Stefano Bottinelli, Jean-Marc Breguet, Reymond Clavel, proceedings of *SPIE Microrobotics and Microassembly III*, oct. 2001, Newton, USA

"Apport des systèmes à articulations flexibles au concept «micro-factory»", Jean-Philippe Bacher, Yann Mabillard, Jean-Marc Breguet, Reymond Clavel, *Quatrièmes Journées du Pôle Microrobotique*, juil. 2001, Lyon, France

Revue de presse

"Die Nanofabrik - «Mini»-Fertigung im geschützten Raum", Elsbeth Heinzelmann, *Technische Rundschau*, 2003 (n°11), p. 34-36

"Von der Makro- zur Mikroerosion : EDM in der «Nanofabrik»", Elsbeth Heinzelmann, *Technische Rundschau*, 2002 (n°9), p. 66-68