



HAL
open science

Vers une commande basée modèle des machines complexes : application aux machines-outils et machines d'essais mécaniques

Julien Le Flohic

► To cite this version:

Julien Le Flohic. Vers une commande basée modèle des machines complexes : application aux machines-outils et machines d'essais mécaniques. Autre [cond-mat.other]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2015. Français. NNT : 2015CLF22551 . tel-01164373

HAL Id: tel-01164373

<https://theses.hal.science/tel-01164373>

Submitted on 16 Jun 2015

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

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

N° d'ordre : 2551

EDSPIC : 689

UNIVERSITÉ BLAISE PASCAL - CLERMONT II
ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR DE CLERMONT-FERRAND

Thèse

Présentée par

Julien Le Flohic

Ingénieur IFMA

pour obtenir

le grade de DOCTEUR D'UNIVERSITÉ
Spécialité GÉNIE MÉCANIQUE (MÉCATRONIQUE)

**Vers une commande basée modèle des machines complexes.
Application aux machines-outils et machines d'essais
mécaniques.**

Soutenue publiquement le 24/02/2015 devant le Jury :

M. Jean-Yves Hascoet	Professeur d'université, IRCCYN	Président
M. Pierre Renaud	Professeur d'université, AVR - ICUBE IRCAD	Rapporteur
M. Didier Dumur	Professeur d'université, Centrale Supélec - E3S	Rapporteur
Mme. Hélène Chanal	Maitre de conférences HDR, Institut Pascal	Directrice de Thèse
M. Flavien Paccot	Professeur agrégé, Institut Pascal	Co-encadrant
M. Nicolas Bouton	Maitre de conférences, Institut Pascal	Co-encadrant

Institut Pascal

Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal

Remerciements

Ce manuscrit est le témoin de trois années de thèse réalisées à l'Institut Pascal de Clermont-Ferrand (UMR CNRS/UBP/IFMA 6602), dirigé par Michel Dhome, au sein de l'équipe Mécanique, Matériaux et Structures dont le responsable est Alaa Chateauf. Je les remercie pour leur accueil dans ce laboratoire et pour les moyens techniques et financiers qu'ils ont mis à ma disposition. Merci à M. Jean-Yves Hascoet d'avoir accepté de présider mon jury, et à M. Pierre Renaud et Didier Dumur d'avoir rapporté mon manuscrit. Je les remercie de l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux au travers de leurs questions et leurs remarques qui ont largement contribué à l'amélioration de la qualité de ce document.

Bien sûr, un merci tout particulier s'adresse à mon équipe encadrante. Je remercie Hélène Chanal de m'avoir proposé ce sujet de thèse et de m'avoir accordé sa confiance en dirigeant mes recherches durant ces trois années. Avec Flavien Paccot et Nicolas Bouton, mes deux encadrants, ils ont su me procurer leurs conseils avisés tout en me laissant l'autonomie nécessaire à la réalisation de mes travaux. Je les remercie chaleureusement pour leurs attentions aussi bien scientifiques qu'humaines, ils ont fait de cette thèse l'occasion pour moi de me former et de m'épanouir.

Ces travaux ont également bénéficié d'une collaboration avec le Laboratoire de Mécanique et Technologie de Cachan, dont Jean-Marie Virely et Martin Poncelet ont été les principaux instigateurs. Je les remercie sincèrement pour ce lien qu'ils ont su préserver à la suite de mon stage de fin d'études.

J'ai une pensée pour tous les collaborateurs de l'IFMA, qui ont été pour certains les enseignants qui m'ont insufflé le goût de la recherche pendant mon cursus ingénieur, et qui sont devenus par la suite des collègues dont l'aide m'a été très précieuse. Leur patience et leur dévouement m'ont permis d'avancer dans des domaines pour lesquels je manquais de compétences. Merci à Emmanuel, Nicolas, Caroline, Michel, Vincent, Chedhli, Sylvain, Séverine, Benoît, Bruno, Laurent, Grigore, Youcef, François, Jean-Marc, Christophe, Jean-Christophe, Jérôme, Clément Arthur et les autres.

Et bien sûr, un immense merci à toutes ces personnes qui nous rendent la vie beaucoup plus facile à l'IFMA, grâce à leurs conseils, leur soutien, mais surtout grâce à leur bonne humeur. Merci à Jacqueline, Marion, Bernard, Claudette, Roumar, Frédéric, Olivier, Romain, Véronique, Christine, Malika,

ainsi qu'à l'ensemble du personnel de l'accueil, du patrimoine, du CRI et du SERI.

Mes derniers mois de thèse ont été ponctués d'un passage dans une formidable société, je tiens à remercier José Alba, Delphin, Stéphane et Kévin pour leur collaboration et l'expérience professionnelle qu'ils m'ont apportée. Merci à Emmanuel Duc d'avoir permis cette enrichissante coopération.

Une thèse est un marathon, et sans ravitaillement, impossible de tenir la longueur... Je dois mes moments de décompression et de détente, mes bulles d'air cruciverbales, mes débats tout sauf scientifique à une incroyable équipe de doctorants. Ces indispensables boost de motivation, qu'ils soient caféinés ou houblonnés, au détour d'un repas RU ou d'une truffade, ont rendu cette thèse aussi bien captivante qu'agréable, et n'ont été, je l'espère, que le début de longues et fortes amitiés. Merci à Aurélie, Bastien et Zoé, Benjamin, Benoît, Cécile, Charles, Georges et Delphine, Guillaume, José, Julien, Kévin, Fanny et Kylian, Khaled, Ksenya et Thomas, Laurent, Lazher, Maïté, Nadège, Noémie, Nicolas, Richard, Romain, Sami, Seifeddine, Simon et tous les autres doctorants que j'ai pu croiser.

Je remercie également ceux qui m'ont soutenu d'un peu plus loin que Clermont-Ferrand, mais qui occupent une place toute particulière dans mon coeur. Leur amitié, nouée depuis bien avant le début de cette thèse, m'est précieuse. Merci aux anciens Ifmaliens Thibaut et Peter, et merci aux irréductibles Olivetains Victor et Anne-Sophie, Olivier, Benoît et Marion de leur présence depuis toutes ces années.

L'exercice des remerciements est toujours périlleux, principalement dans le fait qu'il ne faille oublier personne. Je remercie donc très sincèrement aussi ceux qui n'apparaissent pas sur cette page et qui, de près ou de loin, ont contribué à la réussite de cette thèse.

Et s'il y en a que je ne veux pas oublier, ce sont bien les membres de ma famille. Rien de tous ces travaux n'aurait été possible sans leur confiance sans faille et l'amour qu'ils m'ont toujours porté. Je suis infiniment fier d'eux. Merci à ma mère et à mon père, merci à Éric et à Corinne, je vous dois tout. Merci à mon frère Nicolas et à ma sœur Marie, je vous aime profondément. Merci à Emeline et Xavier d'avoir réussi à canaliser ces deux Le Flohic, il en faut du courage! Merci à Enzo, Valentin et Sacha, la famille n'a pas de prix. Merci à tous mes oncles, tantes, cousins et cousines, ils sont ma force. Merci à mes grands-parents, leur bienveillance m'a été indispensable.

Enfin, une dernière pensée, mais non des moindres, pour Nathalie. A la fois colloc, collègue, partenaire de travaux et amie, sa combativité et son courage ont été un exemple, et je suis chanceux d'avoir pu vivre l'expérience de la thèse avec un appui comme le sien.

Je n'aurais jamais entrepris cette aventure sans le soutien de la personne qui a, au même titre que moi, subi les moments difficiles et partagé les joies de ces trois années. Sa patience et son affection ont rendu possible l'écriture de ces lignes. Merci d'être à mes côtés tous les jours.

Table des matières

Notations	15
Introduction Générale	17
I État de l'Art - De la Tâche à la Commande	21
1 Introduction	21
2 Influence de la commande sur la réalisation d'une tâche	23
2.1 Caractérisation de la performance d'une commande	24
2.2 Historique	25
3 La commande en usinage	28
3.1 Commande actuelle de machines-outils	29
3.2 Commande prédictive	31
3.3 Commande robuste	33
3.4 Commande adaptative	35
3.5 Commande intelligente	37
3.6 Commande active	40
3.7 Conclusion	40
4 La commande en robotique	41
4.1 Introduction	41
4.2 La commande proprioceptive	42
Linéaire	42
Non linéaire	42
4.3 La commande extéroceptive	45
4.4 Conclusion	46
5 La modélisation pour la commande et la simulation	47
5.1 Le modèle pour la commande	47
Modélisation géométrique	47
Modélisation cinématique	50

	Modélisation dynamique	50
	Identification des modèles	52
5.2	Le modèle mécanique pour la simulation	54
6	Problématique	56
6.1	Positionnement	56
6.2	Verrous scientifiques	57
II La commande dans le contexte de l'Usinage		59
1	Introduction	59
2	Modélisation	61
2.1	Le modèle géométrique	61
2.2	Le modèle dynamique	64
2.3	Identification	66
	Identification des paramètres dynamiques avec les mesures de courant	67
	Identification avec le Ballbar	70
2.4	Simulateur	73
3	Méthode de réglage initial de la boucle de commande	74
3.1	État de l'art sur les méthodes de réglage	74
3.2	Proposition d'une méthode basée modèle	75
3.3	Analyse de la performance du réglage proposé	80
	Simulation du Ballbar	80
	Un axe	82
4	Définition d'une nouvelle stratégie de commande de machine-outil	89
4.1	Méthodologie et développement	89
4.2	Simulations	92
5	Conclusion	95
III La commande dans le contexte des essais mécaniques		97
1	Introduction	97
2	Présentation de l'expérimentation	101
2.1	L'essai de Nooru-Mohamed	101
2.2	L'hexapode	102
2.3	Les capteurs	103
	Position	104
	Force/Couple	105
3	Modélisation	105
3.1	Le modèle géométrique	105
3.2	Le modèle statique	106

	Généralités	107
3.3	Analyse de sensibilité	107
4	La loi de commande	109
4.1	Loi de commande PI	109
4.2	Loi de commande force/position	111
	Loi de commande en position (PCL)	112
	Loi de commande en effort (FCL)	113
4.3	Analyse de l'erreur	114
4.4	Interprétation de la loi de commande	114
5	Résultats	115
5.1	Environnement de simulation	115
5.2	Simulation de l'essai de Nooru-Mohamed	116
5.3	Analyse de sensibilité	117
	Erreur dans le modèle géométrique	118
	Erreur dans le modèle de l'éprouvette	118
	Rupture partielle	118
	Jacobienne	118
6	Conclusion	120
IV Cas expérimental : un essai mécanique avec un mécanisme de type 5 barres		121
1	Introduction : présentation du mécanisme 5 barres	122
2	Modélisation	125
2.1	Modélisation géométrique du mécanisme 5 barres	125
2.2	Modélisation statique du mécanisme 5 barres	127
2.3	Identification du mécanisme 5 barres	128
3	Résultats	130
Conclusions et Perspectives		135
A Modèle complet de l'hexapode		139
B Calcul du réglage basé modèle		145
C Liste des publications		151

Table des figures

I.1	Schéma général de mise en oeuvre d'un système pour réaliser une tâche	22
I.2	L'histoire de l'automatique	26
I.3	Les premiers systèmes régulés	27
I.4	La machine-outil : un système complexe [ALT02]	28
I.5	Structure de commande d'axe de machine-outil [Tc10]	30
I.6	Principe de la commande prédictive [RIC12]	32
I.7	La commande en régime glissant : principe de la surface de glissement	34
I.8	La commande adaptative [MC12]	36
I.9	Principe général de la commande floue [DBHM ⁺ 12]	38
I.10	Neurone artificiel [RSB12]	39
I.11	Correcteur linéaire PID	42
I.12	Commande en couple calculé [PAC09]	43
I.13	Commande prédictive [PAC09]	44
I.14	Commande robuste [PAC09]	44
I.15	Commande adaptative [PAC09]	45
I.16	Deux exemples de robot	46
I.17	Les différents types de structure	47
I.18	Paramètres géométriques selon la méthode de Denavit-Hartenberg [KD99]	48
I.19	Un exemple de structure parallèle [MER97]	49
I.20	Architecture d'une machine-outil [DUG02]	55
I.21	Problématique	58
II.1	Huron KX15	60
II.2	Cinématique de l'Huron KX15	62
II.3	Loi de frottement [KD99]	66
II.4	Un exemple de mesures nécessaires à l'identification des paramètres de la KX15 (translation de 750mm sur l'axe X)	69
II.5	Courant calculé avec les paramètres identifiés pour une série d'essais de translation	70

II.6	Principe du test Ballbar	71
II.7	Ballbar mesuré et Ballbar calculé avec le simulateur à 2000 mm/min	73
II.8	Commande de machine-outil simplifiée	76
II.9	Forme du résultat Ballbar indiquant une erreur liée à une différence d'asservissement entre les deux axes considérés	81
II.10	Ballbar simulé et recalé avec un réglage classique et Ballbar simulé avec un réglage basé modèle	81
II.11	Système un axe à courroie et identification des modes propres	82
II.12	Un exemple de mesure pour l'identification des paramètres de l'axe	83
II.13	Identification des paramètres de l'axe vertical (Mesuré : bleu-plein et calculé : vert-pointillé)	84
II.14	Linéarité de l'axe vertical en montée (bleu-plein) et en descente (vert-pointillé)	84
II.15	Transformé de Fourier Rapide du signal mesuré par l'accéléromètre après la frappe du chariot avec un marteau d'impact	85
II.16	Comparaison de l'erreur en position avec les différents réglages lors d'une montée puis d'une descente du chariot	86
II.17	Mesures de couple avec les différents réglages lors d'une montée puis d'une descente du chariot	87
II.18	Erreur en position avec le réglage proposé et différentes compensations lors d'une montée puis d'une descente du chariot (Les courbes bleu, verte et rouge sont superposées)	88
II.19	Schéma de commande	91
II.20	Réponse à un échelon avec différents réglages	93
II.21	Erreur sur une trajectoire à jerk contrôlé	93
II.22	Erreur avec une inexactitude dans l'identification	94
II.23	Comparaison entre un Ballbar réel, un schéma de commande classique avec un réglage basé modèle et le nouveau schéma de commande	95
III.1	Un exemple d'essai multiaxial	98
III.2	Un exemple de machine d'essai à structure arborescente	99
III.3	L'éprouvette n'a subi qu'un mouvement de corps rigide	100
III.4	L'essai de Nooru-Mohamed [NM92] et la trajectoire associée	102
III.5	Montage des caméras (gauche) et principe de la stéréo corrélation (droite)	104
III.6	Dispositif de mesure de torseur d'efforts (gauche) et intégration dans la structure complète (droite) [VN13]	105
III.7	Fermeture géométrique sur la jambe numéro 1	106
III.8	Erreur géométrique sous l'hypothèse de la jacobienne constante	108
III.9	Schéma de la loi de commande PI	109
III.10	Essai sous charge afin de vérifier le suivi de consigne	110

III.11	Déplacement de l'hexapode sous charge en boucle ouverte et en boucle fermée	111
III.12	Schéma de commande hybride force/position	112
III.13	Environnement de simulation	115
III.14	Trajectoire sur l'axe X (haut) et erreur e_x (bas) pour la boucle de position avec une commande Proportionnel/Intégral (PI) et Hybride Force/Position (HFP) (Les courbes suivant l'axe Z sont quasiment identiques)	116
III.15	Effort sur l'axe non sollicité Y	117
IV.1	Le mécanisme 5 barres dans le cas général et son espace de travail théorique	122
IV.2	Deux exemples de mécanismes 5 barres, pour la recherche (à gauche, le DexTAR de Mecademic [INC14]) et pour l'industrie (à droite, le Scara série RP de Mitsubishi Electric [COR14])	123
IV.3	Modèle CAO et photo du montage final du mécanisme 5 barres	124
IV.4	Instrumentation du mécanisme 5 barres pour un essai mécanique	124
IV.5	La cinématique du mécanisme 5 barres	126
IV.6	Identification de la raideur de l'un des ressorts de traction	129
IV.7	Identification de la viscosité de l'un des ressorts de traction	130
IV.8	Mesure de la position de l'axe \vec{x} durant l'essai mécanique avec le mécanisme 5 barres . .	132
IV.9	Mesure de l'effort suivant l'axe \vec{y} durant l'essai mécanique avec le mécanisme 5 barres .	133
A.1	Fermeture géométrique sur la jambe numéro 1	139
A.2	Hexapode Vue 1	142
A.3	Hexapode Vue 2	142
B.1	Commande de machine-outil simplifiée	145
B.2	Proportionnel/Intégral Série	146
B.3	Proportionnel/Intégral Parallèle	147

Liste des tableaux

I.1	Bilan - Commande actuelle	31
I.2	Bilan - Commande prédictive	33
I.3	Bilan - Commande robuste	35
I.4	Bilan - Commande adaptative	37
I.5	Bilan - Commande intelligente	39
I.6	Bilan - Commande active	40
II.1	Caractéristiques de la HURON KX15	61
II.2	Liste des paramètres géométriques	62
II.3	Paramètres constructeurs de la KX15	68
II.4	Paramètres identifiés de la KX15 ramenés à l'axe moteur	70
II.5	Identification des erreurs détectées par le Ballbar sur la KX15	71
II.6	Quatre défauts détectables par le Ballbar sur une machine-outil	72
II.7	Réglages basés modèle d'une machine-outil avec les différents types de correcteur PI	78
II.8	Réglage de la commande classique du KX15 avec la méthode basée modèle	80
II.9	Caractéristiques de l'axe vertical figure II.11	82
II.10	Paramètres de l'axe vertical de la figure II.11	83
II.11	Gains de l'axe vertical de la figure II.11 pour un $tr_{5\%} = 10\text{ms}$ et $\epsilon_v = 1\text{rad}$	85
II.12	Explication des termes de la nouvelle loi de commande	91
III.1	Capacité de l'hexapode en terme de couple, d'effort et d'espace de travail dans sa configuration la plus favorable	103
III.2	Gains de la loi de commande PI	109
III.3	Analyse de sensibilité comparative entre la commande actuelle (PI) et la solution proposée (HFP)	119
IV.1	Paramètres géométriques identifiés du mécanisme 5 barres	128
IV.2	Paramètres de l'instrumentation du mécanisme 5 barres	131

IV.3 Gains de la loi de commande Hybride Force/Position	131
B.1 Réglages basés modèle d'une machine-outil avec les différents types de correcteur PI . .	149

Notations

Cette liste non exhaustive présente les principales notations de ce document. Si une signification différente est explicitement donnée dans le corps du document, celle-ci prévaut. D'une manière générale, les caractères en gras désignent un vecteur ou une matrice et les caractères réguliers un scalaire.

UGV	Usinage à Grande Vitesse
PID	Proportionnel/Intégral/Dérivé
HFP	Hybride Force/Position
NM	Nooru-Mohamed
MGD et MGI	modèle géométrique direct et inverse
MCD et MCI	modèle cinématique direct et inverse
MSD et MSI	modèle statique direct et inverse
MDD et MDI	modèle dynamique direct et inverse
\mathbf{X}	pose de l'effecteur (coordonnées cartésiennes)
\mathbf{q}	vecteur des variables articulaires (coordonnées articulaires)
\dot{a} et \ddot{a}	dérivé et double dérivé par rapport au temps de a
a_d	l'indice d désigne un élément <i>désiré</i> , soit la consigne de a
ξ	paramètres du modèle
\mathbf{J}	matrice Jacobienne
\mathbf{f}_{ext}	forces extérieures
$\mathbf{\Gamma}$	forces/couples appliqués à l'effecteur
\mathbf{f}	forces/couples articulaires
\mathbf{F}_s et \mathbf{F}_v	frottements secs et visqueux
e	erreur

Introduction Générale

La commande/modélisation "orientée tâche"

L'automatisation des tâches est un sujet qui agrège une activité conséquente dans le monde de la recherche et de l'industrie depuis de nombreux siècles. L'Homme a toujours cherché à substituer certains de ses travaux par un processus plus ou moins autonome, que ce soit dans le but d'augmenter sa précision, sa productivité, ou de réduire sa pénibilité.

Dans le cadre de ces travaux de thèse, nous nous intéressons aux processus automatisés permettant de réaliser une tâche par la sollicitation ou la mise en mouvement d'un système mécanique à l'aide d'un système de commande.

Les méthodes de mises en œuvre automatisées des systèmes évoluent constamment depuis ces dernières années afin d'automatiser et de maîtriser la réalisation de tâches toujours plus complexes en améliorant la génération de la consigne, en améliorant la prise en compte des contraintes et des sollicitations de la tâche, en améliorant le rejet des perturbations, et en concevant des lois de commande évoluées. Toutefois, les travaux se focalisent généralement sur une des entités nécessaires à l'automatisation d'une tâche sans chercher une cohérence globale entre les exigences de la tâche, le comportement mécanique du système piloté et le système de commande. L'originalité de ces travaux de thèse repose sur une approche mécatronique du processus de commande permettant de coupler un modèle du comportement mécanique de la structure à la proposition et au réglage de schémas de commande adaptés aux exigences de la tâche.

Nous nous intéressons ainsi à la cohérence entre la commande du processus automatisé, le système piloté et la tâche à réaliser afin de garantir un niveau de qualité de réalisation de celle-ci. Nos travaux sont illustrés sur deux applications particulières : l'usinage et les essais mécaniques. Le choix de ces deux applications permet de mettre en valeur la nécessité de prendre en compte le processus complet pour assurer et garantir une performance de réalisation de la tâche. En effet, les tâches d'usinage sont des tâches sollicitantes en terme d'efforts et exigent de respecter un niveau de précision géométrique de suivi de la trajectoire élevé en respectant au mieux une vitesse d'avance de l'outil. En ce qui concerne les essais mécaniques, la tâche repose sur la sollicitation d'une éprouvette suivant des consignes d'effort

pouvant être important et/ou en maîtrisant le déplacement de ses extrémités suivant des directions définies.

Ces deux domaines ont donc des attentes de performances différentes vis-à-vis de la mise en œuvre de la machine permettant de réaliser la tâche. Nous proposons alors une démarche globale de définition des algorithmes de commande et de réglages associés, basée sur la prise en compte du comportement de la machine et des exigences de la tâche. L'élaboration de lois de commande en usinage et l'élaboration de lois de commande en robotique présentent de nombreuses divergences. Pourtant, la frontière entre machine-outil et robot s'efface de plus en plus vis-à-vis des possibilités qu'offre chacune de ces machines. Ainsi, la loi de commande n'est plus développée en considérant uniquement la génération d'un mouvement lié à une structure mécanique, mais bien comme la réalisation de contraintes liées à une tâche. Ainsi, nous nous intéressons plus particulièrement à la définition d'un schéma de commande adapté à la tâche et au comportement mécanique de la machine. En effet, de nombreux travaux ont été menés sur de nouvelles stratégies de commande pour les machines complexes, mais très peu proposent une approche unifiée commande-structure-tâche. Notre étude s'attache donc dans un premier temps à déterminer l'impact de la commande sur l'adéquation structure-tâche et les conséquences d'un changement de stratégie sur les performances d'une machine. Ensuite, l'objectif est de définir une méthodologie de conception d'architectures de commande dédiées au comportement mécanique du système et aux exigences et contraintes d'une tâche particulière.

Ainsi, ce document débute par un état de l'art des travaux qui étudient le lien entre les exigences de la tâche et la commande. Nous nous focaliserons dans un premier temps sur l'influence de la commande sur la réalisation d'une tâche, puis nous ferons un état des lieux des avancées en terme de commande des machines à structure complexe dans le cas de tâches exigeantes en terme de précision, de dynamique et d'efforts. Cet état de l'art s'intéresse dans un premier temps aux travaux issus des machines-outils puis s'ouvre au domaine de la robotique. Nous verrons également comment la modélisation du comportement mécanique de la structure de la machine pilotée s'insère dans une démarche de commande et de simulation.

Ensuite, nous présenterons une démarche de conception d'un algorithme de commande lié au comportement mécanique de la structure de la machine-outil et aux exigences de la tâche dans le contexte de l'usinage. Après avoir exposé une modélisation adéquate des machines-outils, nous proposons un réglage basé modèle du schéma de commande classique d'une machine-outil. Enfin, nous étudions la possibilité d'implémenter un nouveau type de schéma de commande, en lien avec la modélisation de la machine. Les résultats sont illustrés au travers de simulations, c'est à dire modélisant aussi bien le comportement de la structure que le comportement de la loi de commande, et sur le cas expérimental d'un axe vertical motorisé.

Dans le chapitre suivant, nous appliquons notre démarche de conception d'un algorithme de commande au domaine des essais mécaniques avec une machine à structure parallèle. Nous proposons un schéma de commande qui permet de contrôler les conditions aux limites de l'éprouvette, enjeu crucial

pour la réussite d'essais mécaniques. Les résultats sont illustrés au travers de simulations avancées.

Le dernier chapitre propose une expérimentation du schéma de commande précédemment développé pour les essais mécaniques sur un mécanisme de type 5 barres. En reproduisant les conditions réelles d'un essai mécanique avec une machine parallèle, nous montrons la pertinence de l'approche proposée et la faisabilité d'une exportation sur une machine d'essai.

Chapitre I

État de l'Art - De la Tâche à la Commande

Sommaire

1	Introduction	21
2	Influence de la commande sur la réalisation d'une tâche	23
3	La commande en usinage	28
4	La commande en robotique	41
5	La modélisation pour la commande et la simulation	47
6	Problématique	56

Ce chapitre propose un état de l'art sur le lien qu'il existe entre la commande d'un système et les exigences de la tâche que ce système doit réaliser. Au travers d'un historique de l'automatique, deux domaines d'application sont explorés : l'usinage et la robotique. Enfin, la place de la modélisation, dans ce cadre, est explicitée. Les enjeux et problématiques issues de notre analyse sont finalement présentées.

1 Introduction

D'un point de vue général, l'automatisation d'une tâche passe par la mise en œuvre d'un système à partir d'une consigne calculée grâce à la définition d'une loi de commande cohérente avec la tâche, tout en prenant en compte l'environnement extérieur (perturbations, etc...) (voir figure I.1). Face à l'évolution constante des machines de production et des robots qui assurent l'automatisation de plus en plus de tâches, il est nécessaire de maîtriser toutes ces entités et d'assurer leur cohérence globale.

Afin d'illustrer le lien qui existe entre la tâche, la commande et la machine utilisée, nous bornons

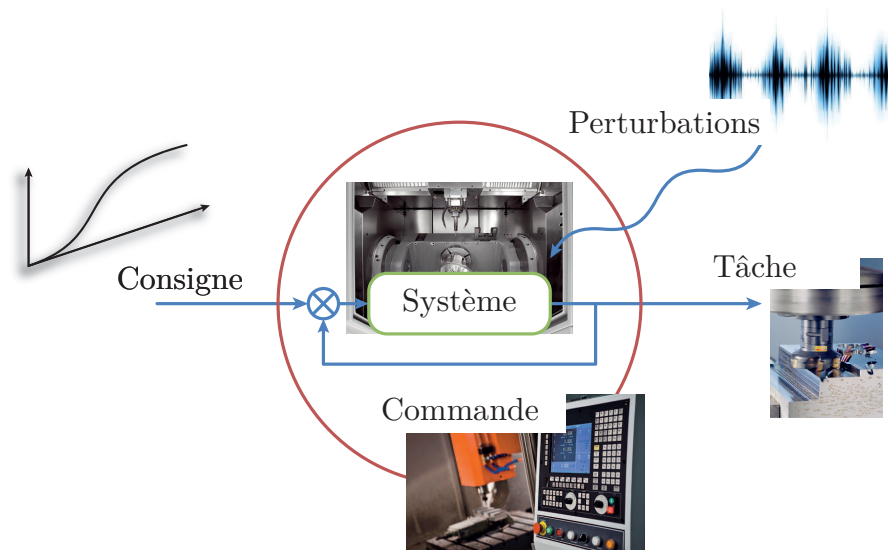


FIGURE I.1 – Schéma général de mise en oeuvre d'un système pour réaliser une tâche

notre étude aux domaines de l'usinage et des essais mécaniques. Ces deux domaines présentent la caractéristique de ne toujours pas considérer industriellement l'implémentation d'algorithmes de commande avancés alors que les exigences associées sont de plus en plus fortes.

Aujourd'hui, une majorité des pièces manufacturées résulte de procédés d'usinage [SKH⁺08]. Dans l'industrie manufacturière, les gains en performance passent par une augmentation de la productivité et une maîtrise des coûts, ce qui se décline par la maîtrise des défauts de fabrication et des temps d'usinage. Les moyens de production évoluent pour s'adapter à ces exigences. Le marché des machines de fabrication s'est alors étoffé de nouveaux types de structures et de procédés pour répondre aux exigences de qualité, de cadence, d'efficacité énergétique et de baisse des coûts de production.

Industriellement, la mise en oeuvre de machines complexes est issue de méthodes jusqu'alors employées pour les machines conventionnelles et donc a priori non adaptées aux machines complexes. À l'heure actuelle, de nombreux travaux portent sur la maîtrise de la précision de pose de l'outil dans le cas des machines complexes [PAT11]. Ainsi, Pateloup montre que de nombreux paramètres influent sur le niveau de qualité de réalisation de la tâche, comme le réglage des boucles d'asservissements, l'interpolation effectuée par le directeur de commande et les efforts de coupe [PAT11]. Dans ce contexte, nos travaux s'intéressent au développement de nouvelles stratégies de commande adaptées aux particularités des machines complexes et à la tâche à réaliser ainsi que les méthodes de réglages des gains des asservissements associés.

Dans le cas des essais mécaniques, l'amélioration des caractéristiques des matériaux nécessite aujourd'hui de réaliser des identifications expérimentales précises des paramètres utilisés dans les définitions des modèles de représentation de leur comportement mécanique. De nombreux types d'essais

mécaniques sont désormais parfaitement maîtrisés et nous permettent de prédire très fidèlement le comportement d'un matériau lorsqu'il sera sollicité. Cependant, pour améliorer la précision d'identification, de nouveaux essais multiaxiaux sont développés et nécessitent de revoir la conception des machines d'essais, aussi bien dans leur structure que dans leur commande. Nos travaux s'intéressent donc à la définition d'une commande adaptée aux spécificités de la structure de la machine et du comportement mécanique du matériau de l'éprouvette.

Ainsi, de manière générale, la structure de la machine permet de réaliser une tâche à partir d'un trajet calculé de l'effecteur et de conditions cinématiques à respecter vis-à-vis du procédé à réaliser. La machine employée doit alors répondre à des contraintes d'accessibilité, de capacités cinématiques ou encore de rigidité de la structure pour pouvoir atteindre les performances requises. Pour répondre à ces demandes, de nouvelles machines ou robots ont été développés ces dernières années, avec par exemple les machines multiaxes, les machines parallèles, ou encore des machines d'usinage à grande vitesse. De nouvelles problématiques ont ainsi émergé, liées à la souplesse de la structure, aux vibrations, aux effets dynamiques non négligeables, etc... La mise en œuvre de ces machines complexes passe donc par la définition d'un processus adapté à leur comportement, comme la définition de la trajectoire [PAT05], la définition de la pose de la pièce [CHA06] ou l'élaboration de stratégies de commande [PAC09].

Dans la suite de ce chapitre, nous nous intéressons plus particulièrement aux travaux dans le domaine de l'usinage et la robotique, les travaux sur la commande dans le domaine des essais mécaniques sont rares. Toutefois, dans le cas de l'usinage les sollicitations sont généralement plus importantes que dans le cas des essais mécaniques, nous considérons alors que les conclusions issues de l'analyse de travaux sur la commande en usinage sont déclinables dans le cas des essais mécaniques. Nous présentons dans un premier temps l'influence de la commande sur la réalisation d'une tâche, puis un état de l'art de la commande pour une machine de production et pour un robot, et enfin nous abordons les enjeux liés à la modélisation et l'identification. La fin de ce chapitre est consacrée aux problématiques et enjeux issus de cette étude bibliographique.

2 Influence de la commande sur la réalisation d'une tâche

L'objectif de la commande est de contrôler le comportement d'un système, c'est-à-dire maîtriser ses grandeurs de sortie, en agissant sur ses grandeurs d'entrée. La consigne définie pour réaliser la tâche est traduite en actions que la structure mécanique va mettre en œuvre. Il existe alors de nombreuses manières de caractériser la performance d'une commande comme nous le présentons dans la suite.

Nous présentons dans un second temps un historique de l'automatique afin d'identifier les verrous scientifiques pénalisant la déclinaison des commandes complexes dans l'industrie.

2.1 Caractérisation de la performance d'une commande

Afin de pouvoir comparer différentes stratégies de commande et de pouvoir extraire celle qui sera la plus pertinente vis-à-vis de la tâche à effectuer, il est nécessaire de disposer de critères qui permettront de qualifier la performance d'une commande. Le terme performance d'une commande est vaste, toutefois la communauté s'accorde sur des critères permettant de la qualifier.

Le triptyque classique pour caractériser la performance d'une commande est constitué de la stabilité, de la précision et de la rapidité. La plupart des méthodes de réglage des commandes classiques (type PID) reposent sur un compromis entre ces trois notions [NOU12].

Tout d'abord, un système est qualifié de stable si pour une entrée bornée, la sortie reste bornée. La stabilité est généralement primordiale, car une divergence du système peut amener au mieux à la non-réalisation de la tâche, au pire à un comportement chaotique pouvant entraîner une détérioration du système. Dans le cas de système non linéaire, sa définition peut être complexe, de nombreux critères ont donc été développés : stabilité asymptotique, exponentielle, au sens de Lyapunov, etc... [SHV06] [OGA97]

Ensuite, la précision d'un système caractérise sa capacité à respecter une consigne. Elle peut, selon l'application, être en lien avec l'erreur statique (écart entre la sortie et une consigne de type indicielle), l'erreur de traînage (écart entre la sortie et une consigne de type rampe) ou encore l'erreur d'accélération.

Enfin, la rapidité d'un système représente sa capacité à réagir à une variation de l'entrée. Généralement, elle est caractérisée par le temps de réponse, qui mesure le temps que met un système à atteindre sa valeur de régime permanent. Ce paramètre doit être adapté aux caractéristiques fréquentielles du système (résonance, modes propres) car il est lié à la bande passante de la commande [SKH⁺08].

Ces trois notions caractérisent le suivi de la consigne par le système de manière théorique. Toutefois, ils ne prennent pas en compte certains paramètres qui sont directement liés à la réalisation d'une tâche particulière. Par exemple, dans des environnements fortement incertains, comme en robotique mobile ou en micro robotique, la notion de robustesse est de plus en plus recherchée. Elle qualifie la capacité du système à s'affranchir des perturbations extérieures non prises en compte, comme des variations au niveau de la structure mécanique du système (masse embarquée, évolution de la rigidité dans l'espace de travail, vibrations, etc...), des erreurs dans la chaîne de traitement (erreur de mesure, erreur de modélisation, erreur de réglage, etc...) ou encore des effets liés à la régulation numérique (échantillonnage, approximation de la dérivée ou de l'intégrale, etc...). Elle caractérise aussi la maîtrise des phases transitoires, souvent sources d'oscillations. La complexification des systèmes, au travers de la multiplicité des types de structures, de l'augmentation des cadences et de la précision nécessaire, tend à rajouter des incertitudes sur le processus à contrôler, et donc rend nécessaire l'utilisation de lois de commande prenant en compte ces incertitudes.

De même, certains critères de performance sont directement issus du contexte particulier dans lequel est inscrite la tâche. La performance d'une commande est alors mesurée comme étant sa capacité à réaliser la tâche sous certaines conditions et suivant une exigence donnée.

Ainsi, dans le cadre de l'usinage, plusieurs types de performances sont retenus par les constructeurs, et notamment les performances statiques et dynamiques. La première évalue l'erreur statique de positionnement de l'outil par rapport à une position donnée. Quant à la performance dynamique, elle qualifie le suivi de trajectoire et le rejet des perturbations (changement d'outil, de matériaux, déformations thermiques, etc...), en considérant les erreurs de vitesse et d'accélération. Ces critères permettent donc de garantir la qualité de réalisation, mais d'autres critères liés à la réalisation elle-même peuvent être requis par les industriels : la répétabilité, le débit copeau ou le temps d'usinage peut par exemple rentrer en compte dans l'élaboration d'une commande et de son évaluation [Tc10].

La robotique a elle aussi développé des critères spécifiques. Par exemple, dans le cadre d'opérations de pick-and-place, la répétabilité est une notion pertinente, tout comme en robotique mobile, où les performances cinématiques liées à la vitesse du véhicule sont primordiales. Enfin, d'autres applications robotiques, comme le polissage robotisé, nécessitent des performances dynamiques élevées. En effet, en cherchant à imposer un effort constant le long d'une trajectoire complexe, la trajectoire devient sollicitante dynamiquement pour la structure [KD99] et de nouveaux types de commandes doivent être développés, comme une commande hybride force-position qui peut garantir une précision de l'effort appliqué par l'effecteur.

La qualification d'une commande en terme de performance est donc essentiellement liée à la qualité de réalisation de la tâche. Ainsi, pour élaborer une commande performante, il est nécessaire d'adapter la stratégie de commande et son réglage au système étudié, mais également aux exigences de la tâche. Cette philosophie a été mise en place par les automaticiens ces dernières années. Un historique de l'automatique est proposé dans la suite afin d'illustrer l'évolution de la démarche de conception de stratégies de commande.

2.2 Historique

La performance d'une commande réside donc aussi dans le choix d'une stratégie adaptée à la tâche à réaliser. Ces stratégies se sont développées au fil des ans, et comme l'automatique couvre un ensemble de domaines très large, il est convenu de découper son histoire en quatre grandes périodes résumées sur la figure I.2 [BEN96].

Outre quelques mécanismes issus de l'Antiquité, comme la clepsydre de Ctésibios (figure I.3a [MAY71]) et certaines contributions anecdotiques, c'est au XVIII^e siècle avec l'arrivée de la machine à

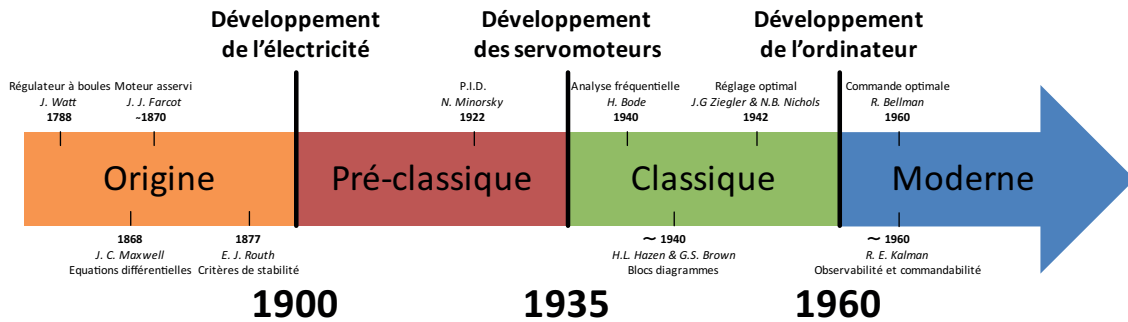
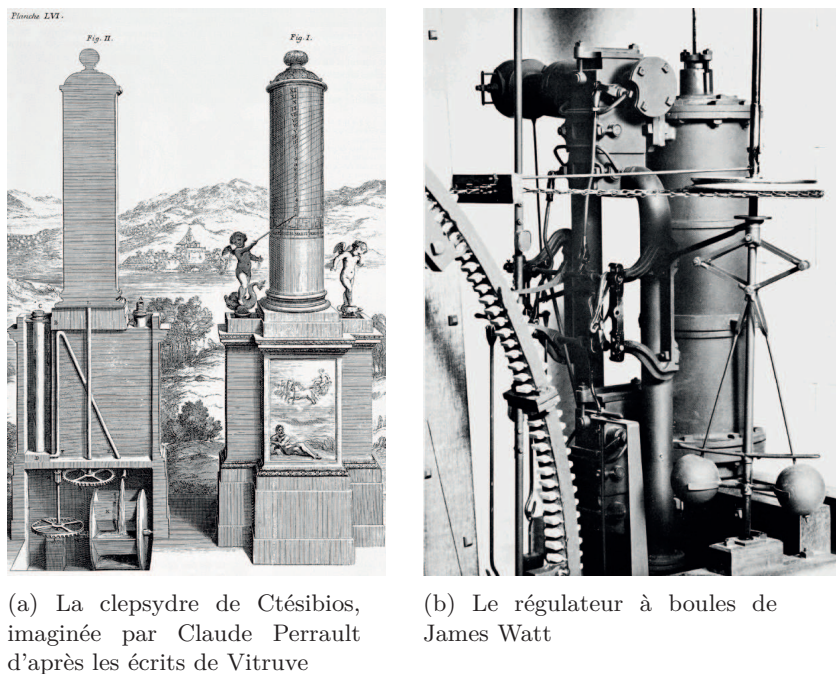


FIGURE I.2 – L'histoire de l'automatique

vapeur que la question de la régulation du débit se pose. Le régulateur à boules de James Watt est l'avancée la plus significative de cette époque (figure I.3b [MAY71]). Les défauts liés au retard de la régulation montrèrent rapidement que la seule action proportionnelle délivrée par ce système n'était pas suffisante. Au cours du XIX^e siècle, H. A. Luttgens, par exemple, réussit à s'affranchir de l'offset du régulateur de Watt en y ajoutant l'équivalent d'une action intégrale grâce à un système à excentrique [LUT51], mais le récurrent phénomène de pompage posa la question de la stabilité. Il faudra attendre 1877 pour qu'Edward J. Routh formalise des critères aidant à garantir la stabilité du mouvement d'un système linéaire.

Le début du XX^e siècle fut marqué par l'avènement de l'électricité qui amena de nouveaux outils de mesure et de manipulation du signal, ce qui aboutit à une rapide et large utilisation des systèmes de régulation. À cette époque, peu de travaux traitent directement de la compréhension des phénomènes dynamiques inhérents aussi bien au système à contrôler qu'au contrôleur lui-même. Les automaticiens furent alors confrontés à un double problème : le manque de connaissances théoriques sur la commande et l'absence de normes qui entravait l'échange entre scientifiques. Ainsi, en 1922, c'est Nicholas Minorsky qui présenta une loi de contrôle à trois termes, le PID. Mais il faudra encore attendre 1934 pour qu'Harold L. Hazen publie une étude complète des servomoteurs qui servira de base pour l'élaboration de l'automatique classique.

À partir de 1935, trois groupes de travail firent des avancées considérables [BEN96]. AT&T travailla sur l'augmentation de la bande passante des systèmes de communication et en 1940, Henry Bode développa les méthodes d'analyses dans le domaine fréquentiel [BOD45], ce qui apporta une toute nouvelle manière d'évaluer les performances d'un système. J.G. Ziegler et N.B. Nichols travaillèrent quant à eux sur le réglage des gains des PID et publièrent en 1942 les méthodes d'optimisation basées sur la réponse indicielle d'un système. Enfin, Harold L. Hazen et Gordon S. Brown normalisent dans le même temps les stratégies de commande décrites à l'aide de schémas blocs. L'ensemble de ces travaux montre la pertinence des méthodes développées, mais soulève aussi la limite des nombreuses hypothèses de linéarité des systèmes qui ont été faites. La notion de performance en terme de réponse vis-à-vis d'un ou plusieurs critères (vitesse d'exécution, utilisation des ressources, trajectoire, etc...) fit alors son



(a) La clepsydre de Ctésibios, imaginée par Claude Perrault d'après les écrits de Vitruve

(b) Le régulateur à boules de James Watt

FIGURE I.3 – Les premiers systèmes régulés

apparition et marque un tournant, aux côtés de la démocratisation de l'ordinateur, dans la conception des régulateurs.

C'est donc à partir des années 1960 qu'apparaît l'idée de représentation d'état qui permet de décrire l'état d'un système à un instant futur avec les données de son état à l'instant présent et de ses entrées. Vers la fin des années 1950, Richard Bellman commença à travailler sur la théorie de la commande optimale qui entend synthétiser la commande optimisant un critère choisi tout en satisfaisant diverses contraintes imposées. Malgré l'utilisation d'une forte puissance de calcul, l'expression de contraintes d'optimisation posait problème. Une formulation analytique du problème fut souvent requise, et des méthodes basées sur le formalisme de Lagrange virent le jour. Enfin, les derniers enjeux de cette époque portèrent sur la commande et le filtrage des systèmes multivariables. R. E. Kalman apporta une solution avec ses notions d'observabilité et de commandabilité, qui permettent grâce à une étude structurelle du système de déterminer s'il est possible de le commander avec ses entrées et d'évaluer son état avec ses sorties [KAL60].

Nous pouvons constater que les techniques de commande avancées ont commencé à émerger dans les années 1970. Toutefois, ce type de commande n'est appliqué industriellement dans le cadre des machines-outils et des machines d'essais que de façon anecdotique de nos jours. En effet, les modèles nécessaires des systèmes régulés (mécaniques, dynamiques, thermiques, etc...) ne sont pas développés

ou trop complexes à élaborer. Dès lors, la notion de performance est souvent mal formalisée et la structure des contrôleurs est trop complexe à implémenter. Les travaux émergeant à l'heure actuelle doivent permettre de répondre à ces différents enjeux.

Dans la suite, nous illustrons la démarche d'élaboration d'une commande en lien avec les exigences d'une tâche sur le domaine de l'usinage.

3 La commande en usinage

Un des enjeux dans le domaine de l'usinage est de pouvoir maîtriser en terme de positionnement et de suivi de trajectoire le comportement de la cellule d'usinage afin d'en améliorer les performances. Du point de vue de la commande, le système d'usinage est composé de la structure mécanique de la machine-outil et de la boucle de commande sollicitées par le procédé (figure I.4) [PAT11] [ALT02]. Les constructeurs de machines-outils à commande numérique pour l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) adoptent généralement tous la même structure en terme de commande, elle est présentée dans la prochaine section [Tc10] (Figure I.5).

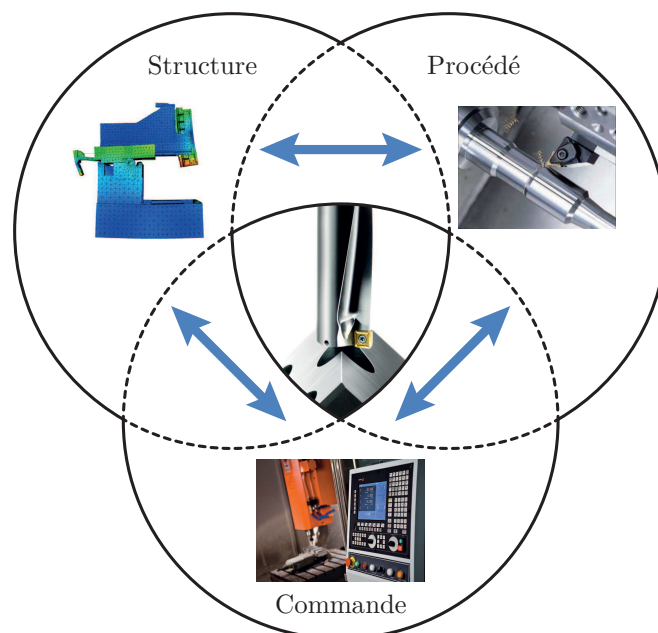


FIGURE I.4 – La machine-outil : un système complexe [ALT02]

Toutefois, même si ce type de commande semble bien adapté pour les machines-outils UGV trois axes sérielles, il semble qu'un gain de performance peut être obtenu en adaptant la stratégie aux machines-outils complexes (cinq axes ou à structure parallèle). En effet, des travaux théoriques et ex-

périmentaux montrent la pertinence du développement de nouveaux schémas de commande de machine-outil [Tc10].

Après la présentation de la commande actuellement utilisée par les industriels dans le cas des machines-outils, d'autres types de commandes sont présentés : la commande prédictive, la commande robuste, la commande adaptative, la commande intelligente puis la commande active.

3.1 Commande actuelle de machines-outils

La structure de commande la plus couramment rencontrée dans l'industrie sur les machines-outils est présentée figure I.5 [Tc10]. Cette structure de commande, dite en cascade, est constituée de deux boucles de courant et de vitesse régulées par un correcteur à action proportionnelle et intégrale et d'une boucle de position dont le régulateur est de type proportionnel et, parfois, dérivé (sur certaines machines, car il n'y a généralement pas d'oscillations en boucle fermée). L'action intégrale est inutile du fait de la présence du comportement intégrateur du moteur entre la consigne de couple et la mesure de position et de vitesse. L'anticipation permet de minimiser les erreurs de vitesse et d'accélération sans passer par un double ou triple intégrateur (ce qui induirait de l'instabilité [SKH⁺08]). La rétroaction de position permet un suivi dynamique (ce qui assure le suivi de la trajectoire outil) tout en compensant les effets des frottements secs. La rétroaction de vitesse assure le rejet des perturbations de couple, la compensation des frottements visqueux et participe également au suivi dynamique. Enfin, la compensation externe permet la compensation des effets dus à la gravité et aux frottements parasites [AVB⁺11].

Le schéma de la figure I.5 est celui le plus souvent rencontré dans l'industrie car il comporte un certain nombre d'avantages (résumés dans le tableau I.1), comme l'implémentation simple et les méthodes de réglage éprouvées qui en font une solution économiquement et qualitativement viable. La décomposition logique de la stratégie de commande en trois boucles permet de plus une gestion facilitée des saturations, une certaine modularité dans la conception et le réglage des boucles, et une maîtrise des non-linéarités du système dans le sens où un régulateur est composé en partie par un système déjà asservi par un régulateur interne (chaque boucle réalise une linéarisation locale) [BAR04].

Cependant, cette stratégie comporte également des inconvénients. La dynamique de calcul d'ensemble est moins rapide que pour une régulation parallèle par exemple. En effet, la hiérarchie entre les régulateurs nécessite que les boucles internes doivent s'exécuter de manière plus rapide que les boucles hiérarchiquement supérieures. Une architecture électronique de mauvaise qualité peut donc être une limite pour la partie commande.

De même, la garantie de bonnes performances en ce qui concerne le suivi de consigne passe par des gains élevés au niveau des différentes boucles, ce qui amène à une augmentation et donc une excitation de certains modes. Même si en usinage la dynamique de la commande n'est pas suffisante pour véritablement exciter la structure, cela impose l'utilisation de filtres et donc de couper la bande

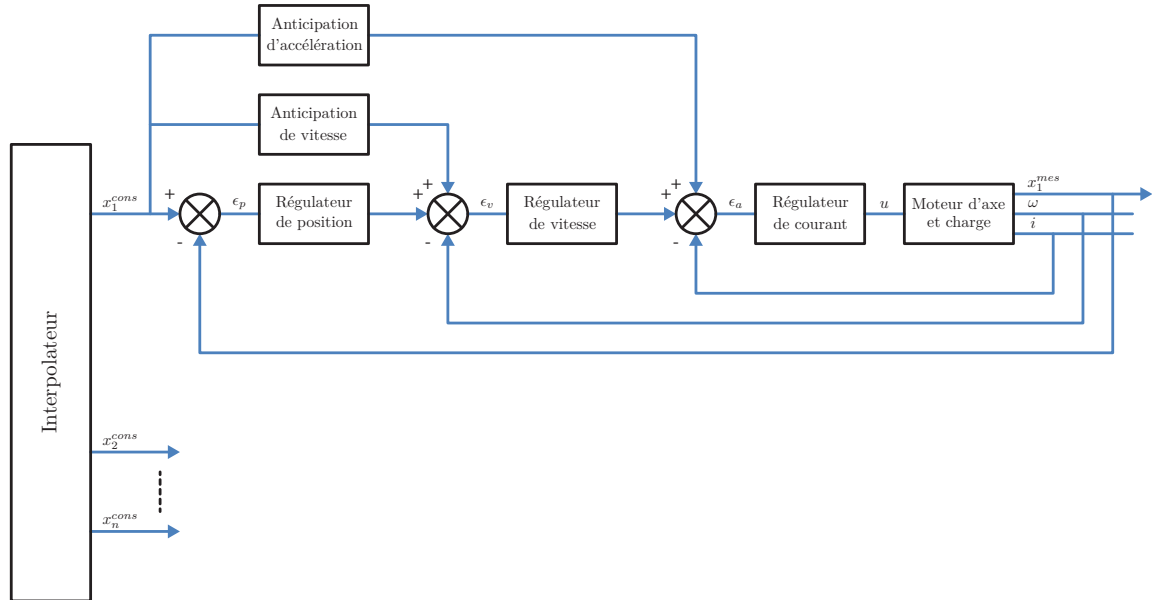


FIGURE I.5 – Structure de commande d'axe de machine-outil [Tc10]

passante. Sur des structures plus souples, l'augmentation des gains est encore plus pénalisante.

Ensuite, malgré les actions d'anticipation et de rétroaction, le comportement de la machine reste sensible aux perturbations et aux variations de certains paramètres. Par exemple, dans le cadre de l'utilisation de moteurs linéaires, qui ne comportent pas d'éléments de transmission et embarquent de faibles masses, la variation d'inertie peut entraîner de fortes baisses de performances et diminuer drastiquement la précision statique [VDBSVB01].

La non-prise en compte des souplesses mécaniques et des couplages entre les axes peut entraîner, dans le cas de l'UGV avec des machines-outils complexes, des erreurs non négligeables de suivi de trajectoire de l'ordre de plusieurs centaines de micromètres [PRE11]. En effet, les déplacements dans une direction vont affecter l'ensemble de la structure et provoquer des déplacements dans d'autres directions [BD02] [DH06].

Enfin, bien que des essais expérimentaux puissent permettre de régler les gains de la commande et d'obtenir de bons résultats aisément, il n'existe pas de méthode universelle et le réglage, réalisé axe par axe, est dépendant de l'expérience du régleur ou de la culture du fabricant. Certaines cartes d'axe proposent des autoréglages, mais les méthodes utilisées restent majoritairement empiriques (Ziegler-Nichols) et ne sont donc pas satisfaisantes sur le plan des performances dynamiques.

Dans un contexte industriel, le schéma de commande classique de la figure I.5 amène donc à un excellent rapport coût/performance [LEO01]. Ainsi, il est parfaitement viable dans le cas de procédés conventionnels [HHHSdT07]. Cependant, dans le cas de processus complexes (non linéaires, instables,

non stationnaires, à grand retard pur, multivariables, etc...) ou lorsque les performances exigées sont particulièrement sévères (forte atténuation des perturbations, erreur de traînage nulle, réponse en temps minimal, etc...), il n'est plus adapté [BAR04]. L'UGV, les machines-outils à structure parallèle, les machines-outils présentant des souplesses au niveau des axes sont autant de processus complexes où la modification de la stratégie de commande peut aboutir à de meilleures performances en terme de précision et de temps d'usinage [BD02]. La communauté a donc développé ces dernières années de nouvelles méthodes de commandes avancées, testées en simulation ou de manière expérimentale.

La commande actuelle	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> – Implémentation simple – Gestion des saturations – Modularité – Bonne performance pour les servomoteurs [LEO01] 	<ul style="list-style-type: none"> – Réglage dédié, pas de méthode commune – Difficulté du réglage (trois boucles imbriquées + anticipations) – Forte mobilisation temporelle de la machine pendant le réglage – Dynamique d'ensemble limitée par les temps d'exécution des différentes boucles – Faible bande passante – Sensibilité aux variations de paramètres

Tableau I.1 – Bilan - Commande actuelle

3.2 Commande prédictive

La commande prédictive est basée sur l'utilisation d'un modèle du système étudié permettant de prédire la sortie du processus sur une fenêtre temporelle dans le futur. Sur cet horizon de prédiction, l'objectif est de déterminer une séquence de commande optimale en minimisant les écarts entre la sortie prédite et une trajectoire de référence précisant la consigne future (figure I.6 [RIC12]).

La fonction coût optimisée est souvent quadratique, du type :

$$C = \sum_{i=1}^H [y_{ref}(n+i) - y_{pre}(n+i)]^2 \quad (\text{I.1})$$

avec

- H les bornes de l'horizon de prédiction
- $y_{ref}(n+i)$ la trajectoire de référence
- $y_{pre}(n+i)$ la sortie prédite

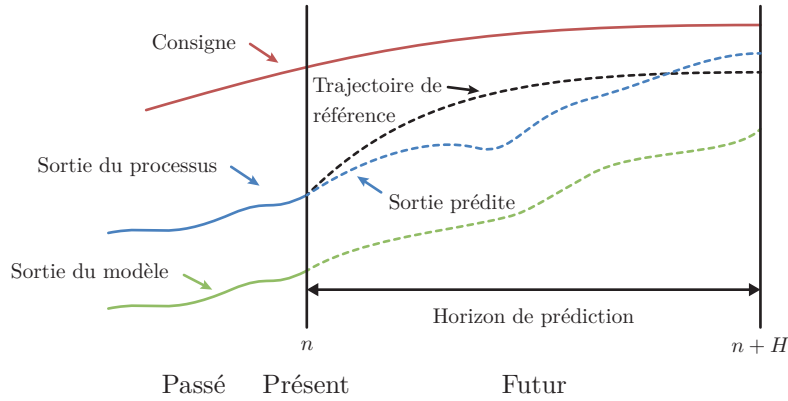


FIGURE I.6 – Principe de la commande prédictive [RIC12]

Le modèle du processus est donc à la base de la commande prédictive. Il peut être de connaissance ou de représentation, mathématique ou logique, ou constitué d'une base de données expérimentales [RIC12]. C'est donc une méthode de contrôle à modèle interne, elle est qualifiée de MPC : *Model Predictive Control*. Le tableau I.2 résume les avantages et les inconvénients de la commande prédictive.

La principale difficulté de ce genre de commande reste sur la modélisation du système. Par exemple, dans le cas d'une machine-outil agile, Barre montre que cette problématique est au cœur de l'optimisation des performances [BD02]. En effet, dans son cas les actionneurs utilisés (moteurs linéaires) sont en liaison directe avec la machine d'application, il n'y a donc pas de réserve cinétique comme dans le cas des systèmes de transmission vis-écrou. En cas de perturbation dynamique, seule la commande est capable d'influencer le niveau de précision. Le choix de la modélisation du comportement du moteur est donc déterminant. Ainsi, dans ces travaux, Barre modélise la liaison électromagnétique comme un ressort à raideur dynamique répartie sur toute la surface du moteur, ce qui permet à sa commande d'être beaucoup mieux adaptée à la structure et d'éviter l'excitation de certains modes tout en gardant une large bande passante. Elfizy propose d'établir un modèle de moteur linéaire de machine-outil basé sur des lois de la physique classique et d'une identification du système réel [EBE04]. Le modèle aboutit à une réduction de 60% l'erreur de poursuite à 1 m/s par rapport à une commande par PID en couple classique, réglé avec une méthode par placement de pôles. En utilisant une pièce dédiée, Dumur montre quant à lui la validité d'une commande prédictive en Usinage à Grande Vitesse sur le centre d'usinage 3 axes AXELOR 20SL [DSA08]. Dans le cas de formes classiquement rencontrées dans l'industrie automobile, l'erreur de contour n'excède pas $20\text{ }\mu\text{m}$, même à 20 m/min , ce qui est meilleur que dans le cas de l'utilisation d'une commande classique à des vitesses équivalentes. Matsubara obtient également de bons résultats avec sa commande prédictive. Il l'applique à une machine-outil haute précision ce qui lui permet de réduire l'écart de circularité de 40% pour une trajectoire circulaire à 50 rad/s par rapport à une commande classique [MNF11]. Cependant, pour l'usinage de formes complexes, pour de hautes vitesses, la commande prédictive n'amène pas à des performances optimales du fait de la faible

mémoire de la commande numérique qui limite l'horizon de prédiction.

Certains auteurs détectent dans leurs applications des problèmes de robustesse dans la commande prédictive, car elle est sensible aux erreurs de modélisation, au réglage des gains et aux variations de certains paramètres (comme la rigidité de la structure ou les masses embarquées) [YC04]. Pour pallier ces problèmes, des méthodes de commande dites robustes existent [MGRAD14].

La commande prédictive	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> – Prise en compte d'un modèle du processus – Bonne performance même dans des cas complexes 	<ul style="list-style-type: none"> – Nécessité d'un modèle – Processus parfois difficile à modéliser – Difficulté de réglage – Pas de preuve de stabilité

Tableau I.2 – Bilan - Commande prédictive

3.3 Commande robuste

Les deux types de commandes robustes les plus étudiés dans le contexte de l'usinage sont la commande H_∞ et la commande en régime glissant [FB12].

La commande H_∞ propose d'exprimer le problème de régulation d'un processus comme un problème d'optimisation mathématique, et de trouver la loi de commande qui le résout. La commande qui en résulte est donc censée être parfaitement robuste dans le sens où elle est la meilleure au sens mathématique relativement à l'objectif recherché. Elle comporte également l'avantage d'être directement applicable aux systèmes multivariables. Cependant, l'optimalité recherchée étant strictement mathématique, cette méthode est particulièrement dépendante de la formulation mathématique, parfois très complexe, du problème. De plus, les contraintes non linéaires, comme la saturation, sont difficiles à prendre en compte [DT08].

La commande en régime glissant repose sur l'idée d'une commande qui évolue de manière discontinue afin de maintenir la progression du système sur une surface de commutation judicieusement choisie [FB12] (voir figure I.7). Ainsi, elle permet d'obtenir une évolution largement indépendante de celle du système à réguler et surtout de ses variations éventuelles. Par exemple, dans le cas d'un système mono-entrée, linéaire ou non linéaire, défini par une équation d'état f et d'une surface d'équation S ,

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) \\ (S) : s(x) = 0 \end{cases} \quad (\text{I.2})$$

la commande rendant la surface S attractive est :

$$\begin{cases} s(x) > 0 \implies u = u^+ \\ s(x) < 0 \implies u = u^- \end{cases} \quad (\text{I.3})$$

En effet, si le système se trouve dans un état tel que $s(x) > 0$, alors il est nécessaire que $\dot{s}(x) < 0$ pour pouvoir rejoindre la surface S (et vice-versa) (figure I.7).

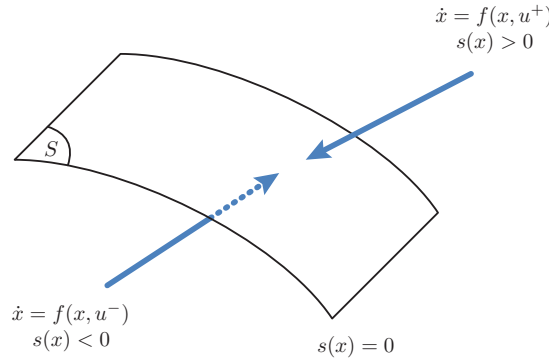


FIGURE I.7 – La commande en régime glissant : principe de la surface de glissement

Concrètement, Altintas [AO09] a par exemple fait le choix d'une surface de glissement composée de l'erreur en position $e_x = x_{référence} - x$ et de l'erreur de vitesse $e_v = \dot{x}_{référence} - \dot{x}$ d'une machine-outil UGV :

$$s(k) = \lambda e_x(k) + e_v(k) \quad (\text{I.4})$$

avec λ un gain indiquant la bande passante du contrôleur. Il réalise donc une optimisation prenant en compte ces deux types d'erreurs, ce qui lui permet d'être beaucoup plus robuste au phénomène de broutement : il augmente de 350% la rigidité dynamique de son axe par rapport à une commande classique de machine-outil, tout en obtenant une réduction du pic de résonance de 320% sur un axe de machine-outil UGV.

D'autres auteurs ont également appliqué le principe de commande robuste au domaine de l'usinage. Choi [CT05] montre l'intérêt d'une commande H_∞ dans le cadre d'un fraisage combiné. Alors qu'avec une commande PID classique, sur une trajectoire circulaire, il enregistre une erreur de poursuite de 150 μm lors du changement de sens du mouvement de l'axe X , sa commande H_∞ lui permet de ne

pas dépasser $50 \mu m$. Jamaludin [JVBS06] a quant à lui démontré la pertinence de l'utilisation de la commande en régime glissant dans le domaine de l'usinage. Il diminue grâce à elle l'erreur de poursuite par deux avec une table de fraisage à $0,01 m/s$. Van den Braembussche [VBVDB98] [VDBSVB01] a comparé l'utilisation des deux types de commandes robustes sur une machine-outil à moteurs linéaires en faisant varier de 300% la charge embarquée. Dans le cas d'une commande en régime glissant, cela n'a que peu d'influence sur l'erreur de poursuite, alors que la commande H_∞ devient quant à elle instable. Altintas [AS10] a appliqué la méthode des régimes glissants sur une machine-outil cinq axes, ce qui lui a permis de créer une loi de contrôle qui régule les cinq axes à la fois : l'erreur d'orientation de l'outil sur l'usinage d'une forme complexe a été réduite de 30%.

Ainsi, le tableau I.3 résume les avantages et les inconvénients de la commande robuste. Bien que ces méthodes aient fait leurs preuves dans un contexte industriel, il n'en reste pas moins que dans le cas où certains paramètres essentiels, comme l'inertie de l'axe ou les masses embarquées, varient fortement, les performances peuvent être particulièrement dégradées et il en résulte une forte sollicitation des actionneurs [DBR00] [FB12]. En effet, dans le cas des commandes ci-dessus, le critère de robustesse est fixe et fonction des performances à réaliser. La commande adaptative tente de résoudre ce problème en s'adaptant aux changements de conditions.

La commande robuste	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> – Commande de type "optimale" : grande robustesse – Grande variété de problèmes traités 	<ul style="list-style-type: none"> – Sollicitation excessive des actionneurs dans le cas de systèmes variant – Sensibilité aux paramètres des fonctions coûts – Conservatisme de la méthode

Tableau I.3 – Bilan - Commande robuste

3.4 Commande adaptative

La commande adaptative n'est pas un type de commande en soi, dans le sens où l'adaptation peut très bien être incorporée dans les types de commandes déjà présentées dans les paragraphes précédents. La commande adaptative consiste à déterminer les paramètres d'un régulateur ou d'un modèle interne en fonction des performances du système requises, et ce, en temps réel [MC12]. Ainsi, elle est censée maintenir les performances quand la dynamique du comportement du système à commander varie dans le temps. On parle alors de logique de supervision. On distingue deux types de commandes

adaptatives : la commande adaptative indirecte où la modélisation du système est constamment mise à jour et utilisée pour la synthèse du régulateur, et la commande adaptative directe qui modifie directement les paramètres du régulateur (figure I.8 [MC12]). Le tableau I.4 résume les avantages et les inconvénients de la commande adaptative.

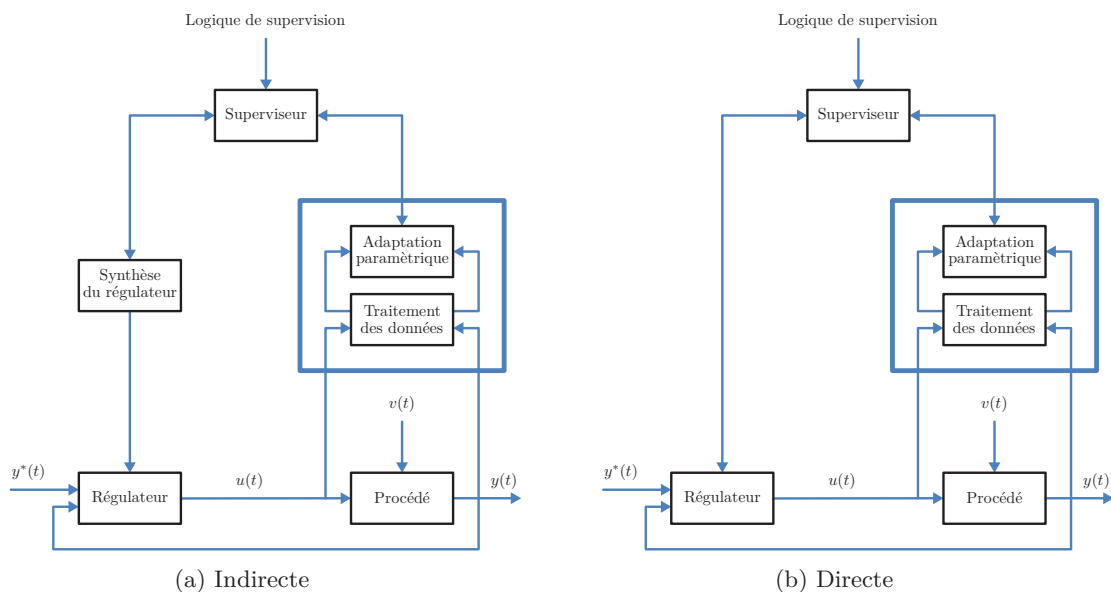


FIGURE I.8 – La commande adaptative [MC12]

Smith [SAS95] montre que même sur une architecture classique de type PID, l'adaptation de la commande à la masse en mouvement apporte un véritable gain de performance. Il choisit de mettre à jour en temps réel les gains du PID dans la boucle de commande d'un axe de machine-outil de haute précision grâce à une loi issue de la théorie de Lyapunov qui garantit la stabilité de son système. Il obtient des gains de performance, notamment en terme de robustesse (il augmente la masse embarquée de 730%), mais également en terme d'erreur de position en diminuant par deux le dépassement. Dumur [DBR00] a lui rendu une commande prédictive adaptative. Il utilise une stratégie de contrôle adaptative directe sur un contrôleur GPC. Il montre alors qu'il gagne en robustesse, même pour des variations d'inerties de plus de 50% sur un axe de machine-outil, ce qui n'est pas le cas pour le même algorithme sans adaptation. Enfin, Symens [SVBS] rend adaptative une commande robuste de type H_∞ . Il diminue alors les vibrations de la structure d'une machine pick-and-place en considérant une rigidité dynamique variable.

La synthèse d'une loi de commande adaptative est soumise à la mise en équation d'une fonction coût qui prend en compte les performances requises, mais aussi des conditions de stabilité. Dans le

cas de systèmes difficiles à décrire, à modéliser ou hautement non linéaires, la commande intelligente permet de réduire la complexité de cette mise en équation.

La commande adaptative	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> – Robuste même dans le cas de systèmes variant – Généralités des concepts (applicable dans de nombreux cas) 	<ul style="list-style-type: none"> – Complexité pour les processus difficiles à décrire ou hautement non linéaires

Tableau I.4 – Bilan - Commande adaptative

3.5 Commande intelligente

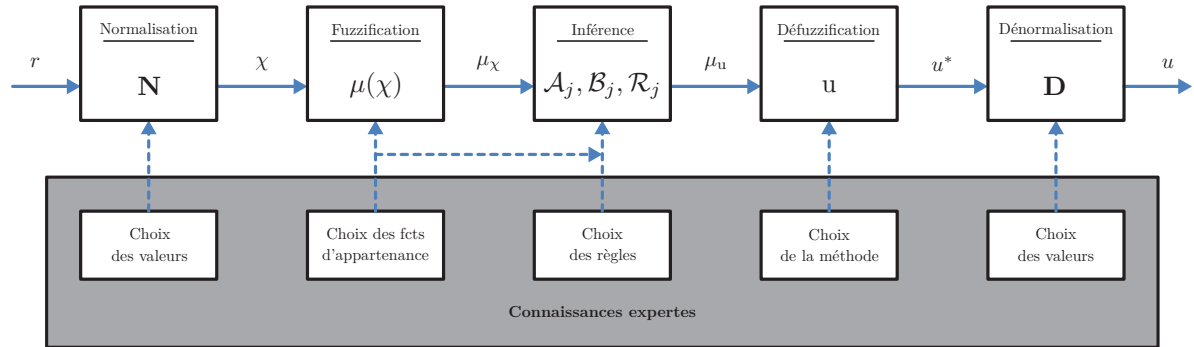
Nous regroupons sous le terme commande intelligente deux grands principes de régulation dont l'émergence est particulièrement récente : la commande floue et les réseaux de neurones. La commande intelligente est principalement utilisée quand il est impossible ou trop complexe d'effectuer des mesures formelles ou probabilistes. Le tableau I.5 résume les avantages et les inconvénients de la commande intelligente.

La commande floue repose sur la logique floue, formalisée par Lofti Zadeh en 1965 [KAU12]. À l'inverse de la logique booléenne, elle permet à une condition de prendre un autre état que vrai ou faux. Ainsi, de manière numérique, le degré de vérité d'une proposition (appelée valuation) n'a plus seulement comme valeur 0 (si elle est fausse) ou 1 (si elle est vraie), mais peut prendre n'importe quelle valeur dans l'intervalle $[0, 1]$ [KAU12]. La commande floue se base sur un ensemble de règles de la forme :

SI la température est un peu trop élevée, ALORS augmenter légèrement le thermostat

Toute la difficulté réside dans la détermination des fonctions d'appartenances ("Quand peut-on dire que la température est un peu trop élevée?") et dans le choix des inférences ("Que veut dire augmenter légèrement la température?"). Ces choix sont souvent le résultat d'un processus d'apprentissage, réalisé numériquement grâce à un modèle ou directement avec des mesures sur le système. Le principe général de la commande floue est résumé sur la figure I.9.

Elsodany [ERM11] choisit ce formalisme pour régler en temps réel les gains de la commande PID d'un moteur pas-à-pas. En découpant en trois valeurs son estimation de l'erreur de position et de vitesse (faible, moyenne et grande) et en basant son apprentissage sur un modèle mathématique classique

FIGURE I.9 – Principe général de la commande floue [DBHM⁺12]

de rotor, il a créé un système beaucoup plus robuste aux variations de rigidité de l'arbre et de masse embarquée en terme de temps de réponse et de dépassement. Haber [HAA⁺03] a directement appliqué la commande floue au contrôle de la vitesse d'avance d'une machine-outil réalisant une opération de fraisage. En utilisant le débit copeau comme indice de performance et les données de courant en variable d'entrée, il a réduit de 10% le temps d'usinage. Enfin, Liang [LYHR03] montre que l'utilisation de la logique floue permet d'adapter de manière automatique la commande à différentes situations. En contrôlant le couple de la broche, il montre que son système s'adapte aux variations d'épaisseur de coupe, aux changements des matériaux des pièces usinées, aux changements d'outils et aux changements des gammes d'usinage.

La logique floue se base donc sur des règles issues d'une expertise humaine. Dans le cas où seules des données sont disponibles (et en grande quantité), les réseaux de neurones sont alors utilisés. Les réseaux de neurones permettent de représenter des relations fonctionnelles complexes difficiles à décrire sous forme analytique de systèmes non linéaires ou de systèmes variables en fonction du temps [RSB12]. Il repose sur un réseau de processeurs élémentaires (neurones) qui à un ensemble d'entrées pondérées issu de neurones situés en amont associe une sortie unique qui alimente les neurones situés en aval (voir figure I.10). Le calcul du poids des neurones est effectué par apprentissage basé sur des exemples de comportement du processus à modéliser.

Zuperl [ZCR11] [ZCM05] utilise un réseau de neurones pour ajuster en temps réel la vitesse d'avance afin de conserver des efforts de coupe constants malgré des conditions de coupe qui varient. Le modèle dynamique inverse du processus est modélisé par un réseau de neurones, ce qui lui permet d'assurer en boucle fermée l'effort de coupe. Il s'affranchit donc de nombreuses perturbations difficilement quantifiables : l'usure de l'outil, la non-homogénéité de la pièce à usiner, les vibrations, etc... Sur une opération de fraisage de forme complexe par une machine-outil 4 axes, il réduit de 20% le temps d'usinage et de 35% l'effort de coupe maximal.

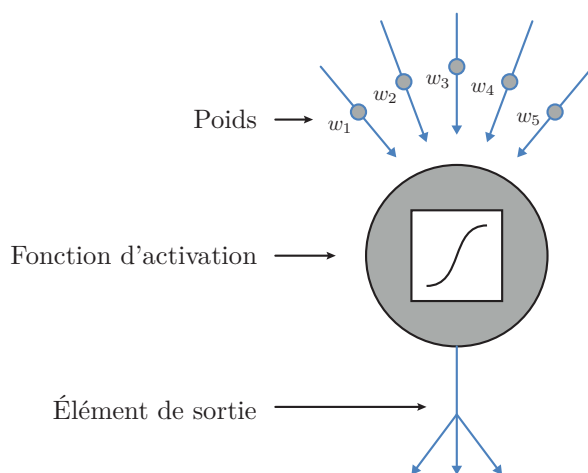


FIGURE I.10 – Neurone artificiel [RSB12]

L'un des inconvénients de la logique floue est qu'elle ne repose pas sur une théorie robuste, c'est à dire parfaitement formalisée. Il n'y a donc pas de répétabilité des réglages du fait qu'ils soient dépendants de la personne qui les réalisera. En contrepartie, les réseaux de neurones qui tentent de pallier ce problème nécessitent une forte mobilisation temporelle du matériel pendant la phase d'apprentissage. On peut cependant noter qu'ils sont particulièrement utiles en pré-étude : ils permettent de mettre en lumière rapidement les points difficiles de la modélisation. Cependant, quand les perturbations sont trop complexes à modéliser, par apprentissage ou autre, il est possible de les traiter directement, en dehors de la boucle de commande : c'est la commande active.

La commande intelligente	
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> – Grand nombre de cas traités, même complexes – Un apprentissage qui permet de s'affranchir d'une modélisation complexe 	<ul style="list-style-type: none"> – Grande mobilisation du matériel – Pas de théorie robuste – Compromis nombre de règles de calcul / temps de calcul

Tableau I.5 – Bilan - Commande intelligente

3.6 Commande active

Dans le cas de perturbation non compensable par une stratégie de commande, il est alors pertinent de la compenser mécaniquement. La commande active propose d'ajouter un actionneur supplémentaire qui a pour but de minimiser l'impact de la perturbation. Dans le cadre de l'usinage, la commande active est principalement utilisée pour une diminution des vibrations. Le tableau I.6 résume les avantages et les inconvénients de la commande active.

El-Sinawi [ESK05] a par exemple utilisé un porte-outil actif qui a permis d'isoler l'outil de la structure de la machine, ce qui a diminué de 25% la rugosité de la pièce usinée en tournage. Choudhury [CS95] a quant à lui utilisé un actionneur externe qui génère sur l'outil une vibration opposée à la vibration parasite, neutralisant ainsi la perturbation. Il obtient lui aussi une réduction de la rugosité de l'ordre de 22% sur une opération de tournage.

Le contrôle actif reste néanmoins très anecdotique dans le domaine de l'usinage, car il demande une conception spécifique à la structure étudiée. De plus, le réglage du contrôleur de vibration est difficilement maîtrisable.

La commande active	
Avantages	Inconvénients
– Gestion directe des perturbations de type vibratoire	– Instrumentation dédiée – Instrumentation complexe voir impossible dans le cadre de l'usinage

Tableau I.6 – Bilan - Commande active

3.7 Conclusion

L'arrivée de machines complexes (multiaxes, parallèles, UGV, etc...) peut permettre d'augmenter les cadences et de réduire les coûts de production. Pourtant, leur présence n'est pas encore généralisée dans l'industrie, notamment dans le cadre d'une utilisation en usinage. En effet, de nouveaux enjeux apparaissent, liés au couplage des axes, à la sollicitation de nouveaux modes propres ou encore à l'apparition de nouveaux phénomènes dynamiques, comme les vibrations ou les effets liés à l'inertie. Ces machines n'atteignent donc pas encore la précision statique, la précision dynamique et la robustesse requise. Toutefois, la structure mécanique n'explique pas à elle seule cette perte de précision. C'est pourquoi il est pertinent d'étudier l'intérêt que peuvent apporter des méthodes de commandes avancées dans ce cadre.

Au regard des bilans effectués précédemment, la commande classique a montré ses faiblesses en terme de réglage, de dynamique et de robustesse (tableau I.1). Il est donc nécessaire de pallier ces désavantages sans dégrader les bénéfices liés à cette stratégie. La prise en compte de la tâche peut alors passer par une stratégie de type robuste, si tant est que la fonction coût représentant les contraintes qui lui sont liées soit correctement définie. La sensibilité aux variations des paramètres peut être gérée par une stratégie adaptative. Enfin, la non-prise en compte des souplesses mécaniques et des couplages entre les axes peut être comblée par l'élaboration d'un modèle de la cellule d'usinage dans l'esprit d'une commande prédictive. La commande intelligente et la commande active sont, quant à elles, trop éloignées des considérations industrielles car elles proposent des solutions trop contraignantes en terme de mobilisation du matériel et de difficultés de réglage.

Peu de stratégies de commandes complexes ont véritablement été implémentées dans un contexte industriel lié à l'usinage. Afin d'étudier des exemples expérimentaux d'implémentation de ces commandes, le cadre de la robotique, dont les applications concernent dans une plus large mesure le domaine de la recherche, est pertinent.

4 La commande en robotique

4.1 Introduction

La commande en robotique fait l'objet de nombreux travaux scientifiques. Toutefois, leurs déclinaisons dans le domaine de l'usinage sont anecdotiques. Suivant l'application envisagée, différentes commandes peuvent être rencontrées. Ainsi dans le cas de robot manipulateur ne nécessitant pas de performances particulières en terme de précision et de vitesse, une commande géométrique est employée. La commande cinématique est quant à elle utilisée majoritairement en robotique mobile en raison du type de variable à manipuler. Dans notre cas d'étude, c'est-à-dire sous sollicitation de tâches exigeantes en effort et éventuellement en vitesse avec des contraintes de précision de pose de l'effecteur, l'exploitation d'une commande dynamique est pertinente [PAC09]. Dans la suite de ce paragraphe, nous nous intéressons donc aux différentes techniques de commande dynamique actuellement développées.

La mise en place d'une commande dynamique permet de commander les actionneurs en couple. Il en existe deux grands types :

- la commande proprioceptive qui utilise des données issues des capteurs internes au robot
- la commande extéroceptive qui utilise des données issues de capteurs externes à la structure du robot

4.2 La commande proprioceptive

La commande proprioceptive s'appuie sur la mesure de capteurs proprioceptifs de grandeurs liées aux actionneurs. Dans le cas où la structure du robot est simple, de type sérielle, sans couplage des axes et avec une dynamique non contraignante, il est possible de faire l'hypothèse d'un comportement linéaire. Dans le cas contraire, il faudra se tourner vers des stratégies adaptées au comportement non linéaire du robot.

Linéaire

La stratégie de commande classique amène à l'utilisation d'un correcteur linéaire de type PID (figure I.11) [PAC09]. En effet, les performances de ce type d'asservissement sont suffisantes si l'hypothèse de linéarité du comportement dynamique de la structure du robot est vérifiée, comme pour les machines ou robots à structures sérielles dans des conditions favorables (espace de travail localisé, vitesse faible, etc...). La performance finale du système mis en mouvement repose essentiellement sur le réglage des correcteurs mis en place [YH06] [ZH04].

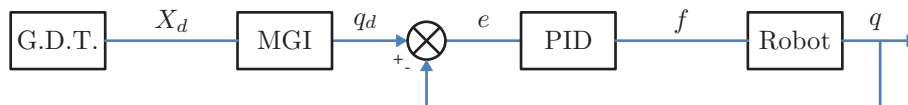


FIGURE I.11 – Correcteur linéaire PID

Cependant, dans le cas des robots parallèles pour des rigidités faibles de la structure ou lorsque les frottements sont importants, les mouvements du manipulateur sont couplés, ce qui entraîne une baisse des performances en précision de la commande dynamique proprioceptive classique [BOF08] [DH06]. Il est alors pertinent de générer des trajectoires dynamiquement admissibles, mais au détriment des performances cinématiques [AH05]. Une autre solution consiste à déterminer des espaces de travail dans lesquels les performances du robot seront acceptables, en prenant en compte les limitations dynamiques [BG05] ou les limitations de rigidité [CDR06] qui interviennent dans certaines configurations du robot. Mais dans ce cas, l'espace atteignable par le robot peut être réduit et donc certaines tâches non réalisables.

Non linéaire

L'augmentation des performances de ce type de structure passe alors par la mise en place de stratégie de commande permettant de prendre en compte les comportements dynamiques non linéaires. Ainsi, pour une plus grande précision dynamique, la commande en couple calculé (ou commande par découplage non linéaire) peut être employée. Elle consiste à transformer par retour d'état le problème de commande d'un système non linéaire en un problème de commande d'un système linéaire. La loi de

commande repose alors sur le modèle dynamique inverse du robot, souvent élaboré avec le formalisme de Lagrange [KD99] :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{H}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{F} \quad (\text{I.5})$$

avec

- \mathbf{f} le vecteur des couples/forces des actionneurs
- \mathbf{A} la matrice d'inertie du robot
- \mathbf{H} le vecteur des forces centrifuges, de Coriolis et de gravité
- \mathbf{F} le vecteur des forces de frottements

Le schéma de commande obtenu dans l'espace articulaire est représenté figure I.12. À noter que dans la pratique, comme il est accompagné d'une stratégie de linéarisation, seul un correcteur de type PD est utilisé. Le terme intégral est en effet inutile, du fait du comportement intégrateur d'un moteur piloté en couple. Il est alors très courant de considérer un comportement de l'erreur caractérisé par l'équation $\ddot{e} + K_d\dot{e} + K_p e = 0$, ce qui permet d'obtenir un comportement en décroissance exponentielle dont la phase transitoire est maîtrisée.

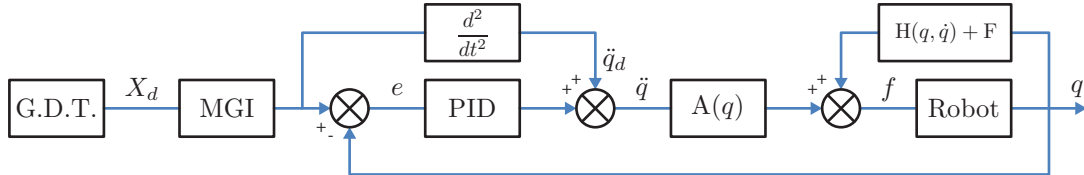


FIGURE I.12 – Commande en couple calculé [PAC09]

L'emploi de modèle dans la boucle de commande rend sensible le comportement final du système aux erreurs de modélisation [KD99]. La maîtrise de ces erreurs passe par la mise en place de méthodes d'identification dynamique [OP01] et l'adaptation de la stratégie de commande [PAC09]. Ainsi, nous rencontrons dans la littérature des commandes dynamiques proprioceptives prédictives (voir paragraphe 3.2 et figure I.13), robustes (voir paragraphe 3.3 et figure I.14), adaptatives (voir paragraphe 3.4 et figure I.15) et intelligentes (voir paragraphe 3.5)

Parce qu'il utilise un modèle simplifié, Vivas [VP05] a fait le choix d'un correcteur prédictif de type GPC pour la commande en couple calculé, lui permettant de minimiser l'influence de ces simplifications. Ainsi, sur une trajectoire circulaire à 4 rad/s, il diminue l'erreur de poursuite de 30% par rapport à l'utilisation d'un PID classique sur le robot H4 (figure I.16a).

Liu [LWL02] utilise quant à lui une stratégie adaptative, en proposant une évolution en temps réel des paramètres du modèle dynamique d'un robot 3-RRR. La commande dynamique proprioceptive peut aussi être employée dans l'espace opérationnel. Toutefois, cette stratégie impose l'emploi du mo-

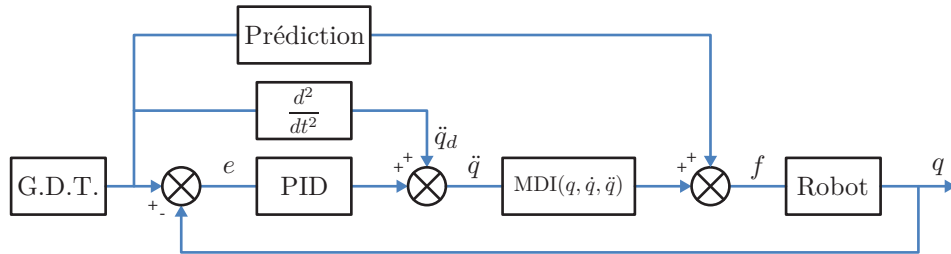


FIGURE I.13 – Commande prédictive [PAC09]

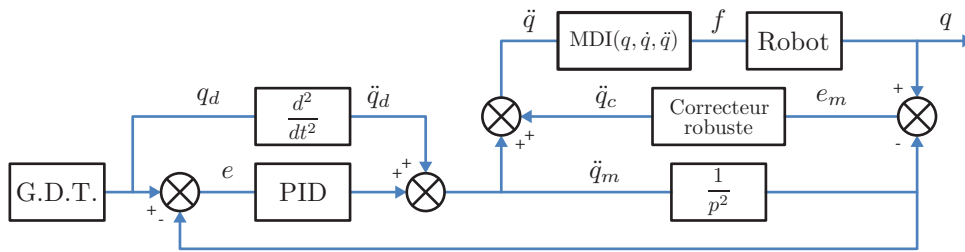


FIGURE I.14 – Commande robuste [PAC09]

dèle géométrique direct dans la boucle de commande. Ainsi une baisse de performance peut apparaître du fait des approximations réalisées pour répondre aux contraintes de temps de calcul. Lee [LSCH03] utilise un modèle articulaire simplifié pour sa plateforme de Stewart. Il compense donc ses erreurs volontaires de modélisation par une commande H_∞ . Yamane [YOKN98] montre l'intérêt de ce correcteur H_∞ sur l'atténuation des vibrations. Enfin, il existe d'autres approches plus théoriques. Zhou [ZX07] utilise une loi de contrôle synthétisée à partir des méthodes de Lyapunov, garantissant la stabilité d'un robot hybride malgré son large espace de travail et diminuant de 50% l'erreur de poursuite par rapport à la commande en couple calculé. Song [SYZL05] compense quant à lui les incertitudes locales du modèle et les phénomènes dynamiques non modélisés avec un observateur basé sur la logique floue. Bien que sur un robot plan à deux liaisons l'efficacité a été démontrée, la faisabilité sur un système complexe reste à expérimenter.

Toutefois, il apparaît que l'augmentation des performances des machines complexes passe par la maîtrise du comportement lors de la réalisation d'une tâche requérant une commande dans l'espace opérationnel [PAC09]. Cependant, l'utilisation d'un modèle dynamique inverse et d'un modèle géométrique direct rend les performances du système sensibles aux erreurs de modélisation et d'identification [KD99] et complexifie l'utilisation d'observateurs [BOU09]. L'objectif de la commande extéroceptive est alors de remplacer l'estimation d'un comportement au travers d'un modèle par une mesure directe.

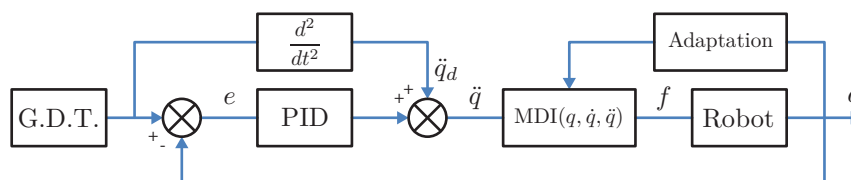


FIGURE I.15 – Commande adaptative [PAC09]

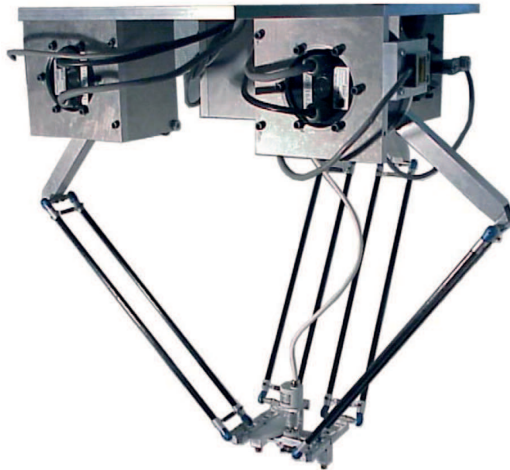
4.3 La commande extéroceptive

Le modèle géométrique direct est nécessaire dans la boucle de retour d'un asservissement si une commande dans l'espace de la tâche est souhaitée. L'intérêt de la commande extéroceptive est d'utiliser une mesure de la pose de l'effecteur (position et/ou orientation) par un capteur externe, ce qui permet de s'affranchir du modèle géométrique direct, et donc d'éviter des erreurs dans son identification.

Toutefois, le moyen de mesure choisi doit avoir des performances suffisantes (fréquence d'acquisition, précision, absence de bruits, exigences d'installation, etc...) pour être intégré dans une boucle de commande. Ainsi, par exemple, le GPS est une solution couramment utilisée en robotique mobile, mais inapplicable pour de la robotique de manipulation ou d'usinage, la précision et la fréquence d'acquisition étant trop faibles. Le laser tracker pourrait pallier ces problèmes, mais à cause de sa faible fréquence d'échantillonnage, du risque de perte du signal (à cause d'une trop grande vitesse ou de l'obstruction du faisceau) et surtout du prix de cet équipement, il ne reste principalement utilisé qu'en métrologie et en identification [PRE11]. Une solution peut alors être d'utiliser un système passif instrumenté, qui apporte une redondance de mesure, comme la jambe supplémentaire du Tricept (figure I.16b) [PKM12]. Toutefois, un modèle mathématique de la jambe est là aussi nécessaire et ne résout donc pas le problème de dépendance aux erreurs d'identifications. Finalement, le capteur extéroceptif le plus couramment utilisé en robotique autre que mobile est la caméra [PAC09].

Il existe de nombreux travaux sur l'asservissement visuel. Cependant, deux points durs sont à noter. En premier lieu, la commande par caméra nécessite évidemment un champ de vision dégagé, ce qui rend difficile son utilisation dans le cadre de l'usinage présentant une pollution visuelle près de l'outil. Deuxièmement, la commande dynamique pour des robots rapides nécessite une mesure rapide et précise, deux notions antinomiques pour une caméra.

Nakabo [NI98] propose pourtant une mesure visuelle à 1 kHz sur un robot manipulateur sériel. Il contrôle ainsi la dynamique du mouvement entre l'effecteur et l'objet, mais pas de la structure en elle-même. Fakhry [FW96] a également proposé une solution pour ce type de commande à haute vitesse. Dans le cas d'une commande en couple calculé, il remplace le modèle géométrique direct par la mesure caméra, mais l'utilisation du modèle dynamique inverse est toutefois nécessaire. Son approche hybride est cependant toujours subordonnée aux performances de rapidité de sa mesure visuelle et aux différences entre les mesures issues de la caméra et des capteurs proprioceptifs : certains auteurs



(a) Robot H4 [VP05]



(b) Le Tricept et son système de contrôle de la position de l'effecteur [PKM12]

FIGURE I.16 – Deux exemples de robot

préféreront réaliser la commande dans un même espace, comme avec l'approche MICMAC [AND06].

4.4 Conclusion

L'implémentation expérimentale de schémas de commande avancée sur des structures complexes comme les robots parallèles a montré la pertinence de certaines approches. L'approche extéroceptive est clairement une solution qui pourrait permettre une prise en compte de phénomènes négligés dans les commandes actuelles sans complexifier à outrance les modèles. Toutefois, l'instrumentation n'est pas toujours réalisable dans un contexte industriel : soit les capteurs ne sont pas suffisamment performants au regard de la tâche à réaliser, soit ils sont inutilisables dans une cellule de machine-outil (du fait notamment de la pollution visuelle près de l'outil en usinage). Cette approche reste néanmoins à privilégier si le contexte le permet.

Ainsi, deux visions se distinguent clairement. D'un côté, l'approche industrielle de la commande en usinage consiste à utiliser une commande simple et une vision découplée de la commande des axes d'une machine. L'influence des phénomènes extérieurs est maîtrisée en développant des méthodes de mise en œuvre particulières, comme le calcul de trajectoires en phase de préparation. De l'autre côté, la recherche en robotique a développé des commandes complexes qui prennent directement en compte le comportement dynamique de la structure, mais sans pour autant prendre en compte les sollicitations liées à la tâche. De plus, un manque de vulgarisation industrielle peut être constaté, ce qui explique un décalage avec la réalité de la commande industrielle.

Ainsi, les travaux précédemment cités montrent la pertinence de rapprocher la conception d'une stratégie de commande des spécificités de la tâche. En effet, les commandes dans l'espace opérationnel semblent les plus pertinentes. La prise en compte de la tâche dans la conception de la commande peut donc être à la base du développement de nouvelles stratégies, qui permettront de concilier les deux approches usinage/robotique. On remarque également que la modélisation du système à commander est un passage obligé, que ce soit pour la commande ou la simulation.

5 La modélisation pour la commande et la simulation

La commande tout comme la simulation nécessitent des modèles du système à contrôler, c'est pourquoi cette section s'attarde sur les liens entre le modèle et la commande dans un premier temps, puis sur les liens entre la modélisation et la simulation.

5.1 Le modèle pour la commande

Les paragraphes précédents ont montré que la plupart des schémas de commande avancés nécessitent la prise en compte du comportement de la structure. La plupart des modèles mécaniques peuvent se ranger dans l'une de ces trois catégories : les modèles géométriques, les modèles cinématiques et les modèles dynamiques. Dans tous les cas, les méthodes peuvent différer en fonction du type de structure de la machine à modéliser : ouverte, arborescente ou fermée ; le cas des robots parallèles est généralement traité à part (voir figure I.17).

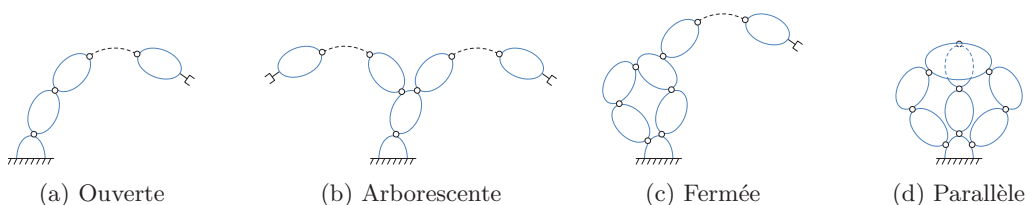


FIGURE I.17 – Les différents types de structure

Modélisation géométrique

La modélisation géométrique est l'ensemble des relations existant entre les coordonnées articulaires q d'un manipulateur et la configuration X de l'effecteur [MER97]. Les Modèles Géométriques Direct et Inverse s'expriment donc comme :

$$\mathbf{X} = \text{MGD}(\mathbf{q}, \boldsymbol{\xi}) \quad \text{et} \quad \mathbf{q} = \text{MGI}(\mathbf{X}, \boldsymbol{\xi}) \quad (\text{I.6})$$

avec $\boldsymbol{\xi}$ le vecteur des paramètres géométriques.

Le modèle géométrique est très souvent utilisé dans la commande des manipulateurs, dans la génération de la consigne ou dans la boucle de retour. C'est pourquoi ce modèle se doit d'être exhaustif afin d'atteindre la précision attendue dans la réalisation de la tâche (le comportement du modèle doit être cohérent avec le comportement de la machine) tout en minimisant le nombre de paramètres nécessaires de manière à garantir une maîtrise de son identification. Il existe de nombreuses méthodes pour le déterminer, la majorité repose sur le calcul de matrice de transformations des repères associés aux différents corps composant le robot. La difficulté repose alors sur la définition de ces repères : s'ils sont judicieusement choisis, le calcul peut être systématique et automatique. Pour les robots à chaîne ouverte simple, la méthode la plus répandue est celle de Denavit-Hartenberg [DH55]. La méthode TCS proposée par Gogu généralise le concept de Denavit-Hartenberg qui ne peut pas modéliser certains mécanismes complexes [GOG08]. Pour les structures arborescentes et fermées, Khalil et Kleininger ont proposé une extension levant les ambiguïtés de certaines configurations [KK85]. L'idée est de définir le repère R_j , fixé au corps C_j , de sorte que :

- l'axe z_j soit porté par l'axe de l'articulation j
- l'axe x_j soit porté par une/la perpendiculaire commune aux axes z_j et z_{j+1}

Le passage de repère R_{j-1} au repère R_j s'exprime en fonction des quatre paramètres géométriques suivants (voir figure I.18) :

- α_j est l'angle entre les axes z_{j-1} et z_j correspondant à une rotation autour de x_{j-1}
- d_j est la distance entre z_{j-1} et z_j le long de x_{j-1}
- θ_j est l'angle entre les axes x_{j-1} et x_j correspondant à une rotation autour de z_j
- r_j est la distance entre x_{j-1} et x_j le long de z_j

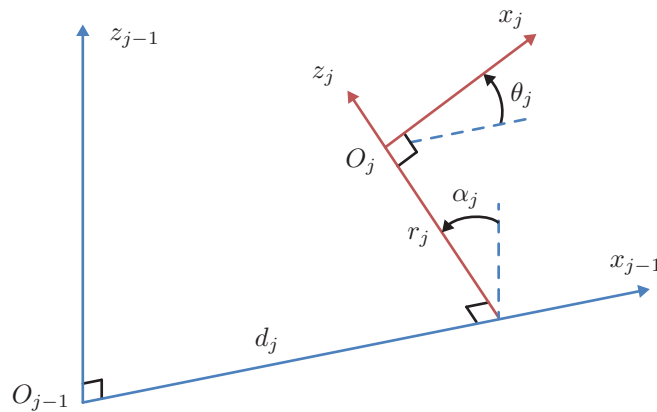


FIGURE I.18 – Paramètres géométriques selon la méthode de Denavit-Hartenberg [KD99]

Enfin, pour les structures parallèles, la résolution du modèle géométrique est souvent beaucoup plus complexe, en particulier pour le modèle géométrique direct qui n'a pas toujours une solution unique.

Le modèle géométrique inverse consiste à établir la valeur des variables articulaires des chaînes

en fonction de la configuration de l'organe terminal [MER97], il est généralement simple à établir. Chacune des chaînes liant la base au plateau mobile sont considérées. L'extrémité de la chaîne liée à la base est notée A et celle liée au plateau mobile est notée B (voir figure I.19). Les coordonnées de A dans le repère de base sont connues par construction, et celles de B peuvent être déterminées à partir de la position et de l'orientation du plateau mobile.

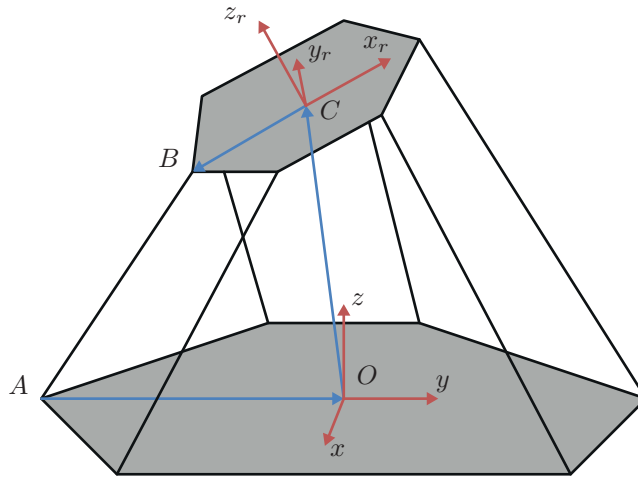


FIGURE I.19 – Un exemple de structure parallèle [MER97]

En notant \mathbf{X} les coordonnées cartésiennes du centre du plateau mobile, nous obtenons :

$$AB = AO + OB = f_{\text{plateau}}(\mathbf{X}) \quad (\text{I.7})$$

De l'autre côté, les coordonnées articulaires \mathbf{q} de la chaîne permettent de déterminer AB , en considérant éventuellement \mathbf{X} . Nous obtenons ainsi :

$$AB = f_{\text{chaîne}}(\mathbf{X}, \mathbf{q}) \quad (\text{I.8})$$

Finalement, le calcul du modèle géométrique inverse s'effectue en résolvant l'équation :

$$f_{\text{plateau}}(\mathbf{X}) = f_{\text{chaîne}}(\mathbf{X}, \mathbf{q}) \quad (\text{I.9})$$

Dans le cas général, cette résolution peut être complexe. En pratique, les chaînes utilisées pour les robots parallèles sont simples et la résolution est donc immédiate [BF92].

En ce qui concerne le modèle géométrique direct, la méthode générale consiste à inverser le système d'équations obtenu avec le modèle inverse. De manière générale, la solution n'est pas unique (le robot peut être assemblé de différentes manières pour une configuration articulaire donnée). Ainsi, sauf cas

particulier (mécanismes plans, hypothèses simplificatrices, etc...), la formulation analytique des équations directes n'est pas atteignable [MER97]. C'est pourquoi des méthodes numériques sont le plus souvent utilisées. Ces méthodes présentent également l'avantage d'être plus rapides et donc utilisables dans un contexte temps réel. La plupart des méthodes fonctionnelles reposent sur la méthode itérative de Newton : une solution proche d'une configuration connue est déterminée. Ces méthodes sont classiques et donnent de bons résultats, pour peu que le domaine de convergence soit grand et que les positions singulières soient éloignées [RR85], [HK95]. Enfin, une dernière possibilité réside dans l'ajout de capteurs additionnels : placés au niveau des articulations passives, ils permettent de rendre unique la solution du système à résoudre [ITF85], [ACA90].

Modélisation cinématique

La modélisation cinématique présente peu d'intérêts dans la commande des moyens de production. Elle est principalement utilisée dans le cadre de la robotique mobile. Elle peut néanmoins comporter des avantages théoriques. Elle repose en effet sur l'utilisation de jacobiennes \mathbf{J} qui établissent les relations entre les vitesses généralisées et les vitesses articulaires :

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{J}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} \quad (\text{I.10})$$

avec $\dot{\mathbf{X}}$ le vecteur des vitesses cartésiennes et $\dot{\mathbf{q}}$ le vecteur des vitesses articulaires.

Un des intérêts principaux du calcul des jacobiennes est de permettre de caractériser la précision minimum nécessaire que doivent avoir les capteurs internes du robot pour obtenir une erreur donnée sur les coordonnées de pose de l'outil. Elles permettent également de caractériser la présence de singularité dans l'espace de travail d'une machine [PBBM14]. Enfin, elles sont à la base du calcul liant les efforts exercés par l'environnement extérieur sur l'organe terminal aux couples et efforts articulaires. Dans le cadre des machines de production, le comportement cinématique peut être relié au traitement réalisé par le directeur de commande et peut donc demander une attention particulière [PAT05].

Modélisation dynamique

Les relations fournissant les accélérations articulaires $\ddot{\mathbf{q}}$ comme fonction des forces articulaires \mathbf{f} et les relations réciproques constituent le Modèle Dynamique Direct et le Modèle Dynamique Inverse [KD99] :

$$\ddot{\mathbf{q}} = \text{MDD}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{f}, \mathbf{f}_{ext}) \quad \text{et} \quad \mathbf{f} = \text{MDI}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}, \mathbf{f}_{ext}) \quad (\text{I.11})$$

avec \mathbf{f}_{ext} le vecteur des forces extérieures.

La modélisation dynamique est un point de passage obligé pour établir des schémas de commande avancée de type commande en effort. Il en existe deux grands types : les modèles continus et les modèles

discrets. Les modèles continus sont certes plus proches de la réalité, mais leur grande dépendance au temps de calcul les rend inutilisables dans le cadre de la commande. Il existe deux grandes familles d'algorithme pour calculer les modèles discrets : les méthodes basées sur les équations de conservation de l'énergie issues du formalisme de Lagrange et les méthodes basées sur les équations du principe fondamental de la dynamique issues du formalisme de Newton-Euler. Dans les deux cas, ces modèles sont complexes et font intervenir des paramètres inertiels du système. L'enjeu est alors de trouver l'équilibre entre précision de prédiction et temps de calcul. Les méthodes liées au formalisme de Newton-Euler sont souvent plus rapides, car elles reposent sur un algorithme récursif [LWP80]. Bien que plus coûteux en calcul, les méthodes liées au formalisme de Lagrange sont plus complètes et précises [KD99]. Dans le cas d'une structure ouverte, et en supposant qu'aucun effort extérieur ne s'exerce sur le système, les équations du mouvement sont alors décrites par :

$$\mathbf{f}_i = \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial \dot{\mathbf{q}}_i} - \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial \mathbf{q}_i} \quad (\text{I.12})$$

où

- $\mathbf{L} = \mathbf{E} - \mathbf{U}$ est le lagrangien du système
- \mathbf{E} est l'énergie cinétique du système
- \mathbf{U} est l'énergie potentielle du système

Les couples et efforts articulaires peuvent ensuite se mettre sous la forme :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(\mathbf{q}) \quad (\text{I.13})$$

où

- \mathbf{A} est la matrice d'inertie du système
- \mathbf{C} est la matrice des couples/forces de Coriolis
- \mathbf{K} est le vecteur des couples/forces de gravité

Par la suite, il est courant d'y ajouter un terme de frottement qui contient une composante de frottement sec constante et indépendante de la valeur de la vitesse et une composante de frottements visqueux proportionnels à la vitesse [KD99]. Ces équations sont facilement généralisables aux structures arborescentes [KD99]. Pour les structures fermées et parallèles, on construit une architecture arborescente équivalente en "coupant" les boucles au niveau d'articulations judicieusement choisies et en ajoutant des contraintes de fermetures géométriques [KLE86].

Le degré de complexité de ces modèles est à choisir en fonction de la précision attendue, du temps de calcul nécessaire et des données physiques disponibles. L'identification de ces modèles joue donc un rôle clé dans leur utilisation.

Identification des modèles

La modélisation passe par l'établissement de modèles basés sur des hypothèses. Si les hypothèses sont judicieusement élaborées, elles n'ont que peu d'impacts sur la précision du résultat, mais dans la majorité des cas, les défauts non pris en compte peuvent être perturbants. De plus, de nombreuses données (notamment de longueur, d'inertie, de masse, etc...) sont issues de la CAO, et contiennent donc des imprécisions par rapport au système réel. L'identification, ou étalonnage, des modèles est donc indispensable. Elle consiste à trouver le jeu de paramètres qui minimise l'erreur entre le comportement prédit par le modèle et le comportement réel de la machine [PAC09]. Dans le cas des modèles utilisés dans la commande, seuls les modèles géométriques et dynamiques sont identifiés.

Identification des paramètres géométriques L'identification des paramètres géométriques d'une machine est la démarche consistant à déterminer la valeur des paramètres du modèle géométrique décrivant de manière optimale le mécanisme. On peut décomposer un processus d'identification en trois étapes [BA93] :

- une modélisation appropriée du mécanisme étudié
- un équipement et une méthode de mesure adaptés
- un procédé de détermination des paramètres efficace

De nombreuses méthodes ont été développées pour identifier les paramètres géométriques d'une machine. Le principe reste cependant le même : mesurer la pose de l'outil ou lui imposer un mouvement connu, pour pouvoir confronter ces données avec les valeurs estimées par le modèle. On utilise alors soit le modèle géométrique inverse, soit le modèle géométrique direct :

$$\xi_{\text{identifié}} = \underset{\xi}{\text{MIN}}(\text{MGI}(\mathbf{X}_{\text{mesuré}}, \xi) - \mathbf{q}_{\text{mesuré}}) \quad (\text{I.14})$$

$$\xi_{\text{identifié}} = \underset{\xi}{\text{MIN}}(\text{MGD}(\mathbf{q}_{\text{mesuré}}, \xi) - \mathbf{X}_{\text{mesuré}}) \quad (\text{I.15})$$

Les différentes méthodes de mesure peuvent être répertoriées en deux catégories : les méthodes proprioceptives et les méthodes extéroceptives [SZ95] [SKH⁺08]. Les méthodes proprioceptives nécessitent la mise en place de capteurs dans l'architecture de la machine. Les méthodes extéroceptives nécessitent un moyen de mesure extérieur pour estimer la pose de l'outil, ce qui les rend flexibles et adaptables à toutes les architectures.

Les moyens utilisés sont aussi nombreux que les types de capteurs existants. Dans un contexte de machines-outils sérielles, l'utilisation du Ballbar est très répandue. Wang [WE99a] [WE99b] a développé deux méthodes de mesure utilisant cet outil : la triangularisation, nécessitant trois points de mesure, et une méthode n'utilisant qu'un seul point de mesure, offrant plus de dextérité et de flexibilité. Grâce à une analyse de sensibilité, il en déduit que la méthode trois points est plus précise, bien que plus fastidieuse à mettre en place. Sharif et Tsutsumi [SUIMM09] [TS04] [TS03] montrent que ces techniques

sont parfaitement adaptables au contexte des machines-outils cinq axes : en effet, ils l'appliquent à des machines de type ZX/YAC. Zhu [ZDQ⁺12] propose une solution hybride où les erreurs angulaires sont mesurées grâce à un Ballbar et les erreurs dues aux mouvements linéaires sont mesurées avec un laser interféromètre. Ces travaux débouchent sur une diminution des erreurs de contour sur une pièce usinée de 40 à 50%, mais l'utilisation d'un Ballbar contraint à l'utilisation d'une trajectoire excitatrice circulaire.

Des moyens de mesure dédiés apparaissent également, comme Zargarbashi [ZM09] qui a développé un capteur de proximité 3D directement monté sur le mandrin : le CapBall. Ces méthodes ne sont pas adaptées à un contexte industriel dans lequel l'identification doit être réalisée de manière rapide et à moindre coût.

Enfin, l'usinage d'une pièce dédiée à l'identification fait également partie des techniques utilisées. Chanal [CDRH07] se consacre à l'étude de la trajectoire réelle de l'outil sur une pièce usinée, afin d'en déduire les paramètres géométriques d'une machine parallèle. Ibarki [ISMM10] a élaboré une pièce particulière qui lui permet de découpler l'influence d'erreurs géométriques de sa machine sur les erreurs dimensionnelles de la pièce finale. Le National Aerospace Standard (NAS) 979 est un test de performance pour les machines-outils cinq axes basé sur l'usinage d'un cône tronqué : Hong [HIM11] liste les erreurs géométriques qu'il est possible d'évaluer à partir des résultats. Bohez [BAS⁺07] utilise quant à lui une pièce percée suivant une configuration bien précise. Ces méthodes sont celles qui proposent une identification la plus en lien avec la tâche puisqu'elles mesurent directement le produit fini. De plus, elles prennent en compte les interactions avec la matière, la déformation de la structure et le couplage entre les axes.

La vision n'est que peu utilisée sur les machines-outils. En effet, les technologies actuelles en terme de caméra ne permettent pas d'obtenir la résolution nécessaire sur de grands espaces de travail. De plus, l'obstruction du champ de vision par la lubrification et les copeaux rendent son utilisation délicate en ligne. Motta, Merlet et Watanabe utilisent cependant des caméras pour l'identification de robots sériels et offrent la perspective d'une adaptation au domaine des machines-outils, notamment en terme d'auto-étalonnage, si la technologie permet une meilleure précision (de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres) [MCM01], [MZ07], [WSB⁺06].

Le laser est une technologie répandue dans l'identification des machines. Newman [NBHW00] démontre la faisabilité de l'utilisation d'un laser pour l'identification d'un robot sériel, notamment en terme de sensibilité, en diminuant de 30% les erreurs de position. Schwenke [SSJW09] nous expose une solution utilisant un laser tracker positionné sur la table rotative d'une machine-outil cinq axes. Ces méthodes sont particulièrement prometteuses, car efficaces pour peu que la précision du laser soit en adéquation avec la précision recherchée sur les paramètres et rapides avec une mise en œuvre simple.

Identification des paramètres dynamiques L'identification des paramètres dynamiques d'une machine est la démarche consistant à trouver les paramètres dynamiques qui minimisent l'erreur entre les couples mesurés et les couples calculés par le modèle dynamique. Le fait que ce modèle soit linéaire

par rapport aux paramètres dynamiques rend le processus d'optimisation plus simple que l'identification géométrique [KD99]. Pour cela, le modèle dynamique est exprimé sous la forme :

$$\mathbf{f} = \mathbf{W}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}})\boldsymbol{\xi}_{dyn} \quad (\text{I.16})$$

avec $\boldsymbol{\xi}_{dyn}$ les paramètres dynamiques et \mathbf{W} la matrice d'observation.

En effectuant des mesures de \mathbf{W} et \mathbf{f} , le problème se résume donc à la résolution d'un système linéaire surdéterminé. De nombreuses méthodes existent, la plus couramment utilisée étant une résolution au sens des moindres carrés :

$$\boldsymbol{\xi}_{dyn_{identifié}} = \mathbf{W}^+ \mathbf{f}_{mesuré} \quad (\text{I.17})$$

où \mathbf{W}^+ est la pseudo-inverse de \mathbf{W} . La difficulté de l'identification dynamique repose sur la difficulté de mise en œuvre expérimentale. En effet, il n'est pas toujours évident d'obtenir des mesures d'accélération précises et peu bruitées. Du plus, le choix de la trajectoire excitante [SGBT⁺97] et des paramètres significatifs à identifier [DRMVP10] est primordial.

Dans le cadre des machines-outils, la plupart des méthodes utilisées reposent sur une mesure à l'aide de la commande numérique basée sur la mesure des courants envoyés aux moteurs [PRE11]. Elles donnent de bons résultats et sont applicables directement au niveau industriel (elles ne nécessitent pas de capteurs supplémentaires), cependant, elles nécessitent un travail souvent lourd au niveau du traitement du signal [GP01], ces données étant particulièrement bruitées. Santiago-Pérez [DSPORDJRT⁺08] pallie ces problèmes en utilisant la transformée en ondelettes discrète. Il réussit à estimer la vitesse, l'accélération et le jerk de son tour à commande numérique avec une erreur relative respective de 0,1%, 2% et 5%, le tout en ligne à une fréquence de 1Hz. Ces résultats montrent la viabilité de ces techniques et expliquent leur utilisation courante. Pour les robots classiques ou pour un besoin de précision plus grand, il est possible d'utiliser des capteurs extéroceptifs, comme la vision [RVA⁺06] ou l'accéléromètre [PGP02].

Les recherches se tournent désormais vers l'identification des paramètres lors de la réalisation de la tâche, ce qui implique une instrumentation particulière. Par exemple, Tounsi [TO00] utilise une table Kistler pour mesurer les efforts de coupe lors de l'usinage, des capteurs de proximité et des accéléromètres pour mesurer le mouvement relatif entre l'outil et la pièce. Au prix de cette instrumentation lourde, il arrive à identifier la matrice d'inertie du système Machine-Outil/Outil/Pièce, reproduisant ainsi les efforts de coupe avec une erreur avoisinant les 10%.

5.2 Le modèle mécanique pour la simulation

La modélisation de la structure étudiée intervient également dans le cadre de la simulation du processus de fabrication. L'élaboration de simulateur est devenue incontournable dans le processus de conceptions d'une machine [ALT02] et peut permettre de tester l'impact de choix stratégiques,

comme le type de commande utilisé. Il existe différents types de simulateurs. Il peut être entièrement mathématique, faire appel à une base de données récupérée directement sur site ou utiliser un logiciel d'analyse dynamique multicorps. Le temps de calcul est moins pénalisant que dans le cas d'un modèle pour la commande. Il est donc tout à fait possible d'envisager l'utilisation de modèles continus comme évoqué précédemment [PRE11]. Toutefois, le modèle doit s'adapter aux ressources numériques disponibles et aux éléments du processus influençant le comportement final. Par exemple, le comportement de la commande numérique d'une machine-outil [PRE11] ou des éléments bas niveaux de la chaîne d'alimentation d'un robot peuvent être pris en compte dans un simulateur afin d'en augmenter la pertinence vis-à-vis du système réel. D'ordre général, il existe quatre niveaux de modélisation pour un simulateur de machine (voir figure I.20) dans le cas d'une machine-outil [DUG02] [Tc10].

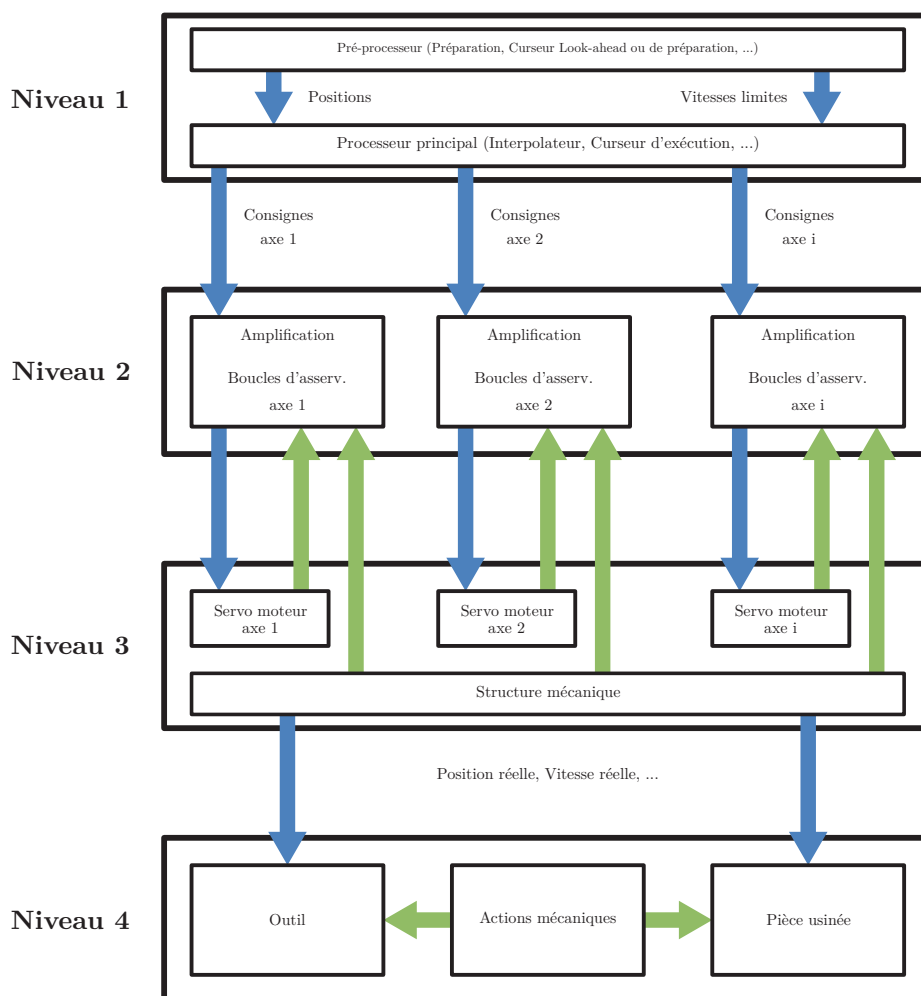


FIGURE I.20 – Architecture d'une machine-outil [DUG02]

Le niveau 1, ou niveau numérique, définit le contrôleur ou le directeur de commande numérique. Le niveau 2, correspondant au niveau analogique/numérique, entend modéliser le comportement des cartes d'axes et des variateurs. Le niveau 3, ou niveau mécanique, rend compte du comportement de la structure mécanique, de la chaîne cinématique, de la motorisation et des capteurs. Enfin, le niveau 4, ou niveau actions mécaniques, se focalise sur l'organe terminal et la tâche à effectuer.

Ainsi, un simulateur exhaustif comporte ces quatre parties, mais en fonction des objectifs à réaliser, la précision nécessaire n'est pas la même pour chacune. Ainsi, dans ces travaux, les niveaux 2, 3 et 4 seront au cœur des développements, alors que le niveau 1 ne sera pas traité.

6 Problématique

6.1 Positionnement

L'historique et l'état de l'art de la commande en usinage et en robotique ont montré que ces dernières années ont été marquées par de nombreuses avancées dans le contexte de l'automatique ayant abouti à la proposition de commandes avancées. Toutefois, il apparaît que le processus de commande utilisé dans l'industrie dans le cadre des machines-outils et des machines d'essais a, lui, très peu évolué. En effet, peu de travaux dans la commande permettent de simuler le comportement du système piloté lors de la réalisation de la tâche. La modélisation du comportement de la structure pilotée et de la tâche doit être au cœur du développement pour décliner le processus de commande avancée sur des applications industrielles. Ainsi, l'utilisation de lois de commande basées modèle et de simulations semble être un point de vue pertinent permettant de prendre en compte le comportement de la réalité de la machine et de la tâche.

L'objectif de ces travaux est donc de définir de nouvelles stratégies de commande adaptées aux comportements de la structure de la machine-outil et aux spécificités de la tâche à réaliser et qui soit industriellement viable, dans le but de garantir les performances requises par le procédé étudié. Ces travaux de thèse se déclinent donc vers deux axes principaux :

- la création de simulateurs et des méthodes d'identification afin de rendre compte du comportement du processus étudié et en extraire les paramètres influents et les critères de performances nécessaires
- l'élaboration de méthodes pour définir une stratégie de commande, de réglage et de mise en œuvre qui garantissent l'exécution de la tâche par le système piloté suivant des exigences déterminées.

L'aboutissement de ces travaux de thèse permet de proposer une stratégie de commande adaptée à la structure et à la tâche ainsi que son réglage. L'originalité de ces travaux repose sur une approche mécatronique de la commande.

6.2 Verrous scientifiques

Dans le cadre de ces travaux de thèse, six verrous scientifiques ont été abordés.

- Comme indiqué précédemment, la **modélisation** joue un rôle central dans l'élaboration de nouvelles stratégies de commande. Elle intervient à plusieurs niveaux. Un modèle de la structure à étudier est intégré à la commande, se pose alors les questions du nombre et de la nature des paramètres requis et de sa complexité. La création d'un simulateur qui permet de tester les processus de commande définis est également nécessaire, il s'agit alors de rendre compte le plus fidèlement possible de l'impact de la stratégie de commande sur la réalisation de la tâche.
- Les critères de choix de la **stratégie de commande** doivent être définis en fonction de la structure à asservir, mais également des spécificités de la tâche à réaliser. La formalisation de critères de performances permettra de juger des gains apportés par cette stratégie. Enfin, les différents types de commandes évoqués dans l'état de l'art doivent être associés et adaptés de manière à tirer les avantages et diminuer l'impact des inconvénients de chacun.
- Une fois les modèles définis, la stratégie d'**identification** doit permettre une détermination des valeurs des paramètres recherchés tout en étant industriellement viable et garantissant une précision de simulation du modèle pertinente avec la précision attendue de réalisation de la tâche.
- Le choix des **capteurs** à utiliser dans la commande doit se faire en accord avec la structure de la machine-outil, mais aussi avec les besoins liés à la tâche. Leurs caractéristiques et la qualité des données nécessaires détermineront le filtrage nécessaire.
- L'**implémentation** des processus développés doit être réfléchi en amont afin d'être compatible avec les architectures des machines contemporaines. Notamment, le temps de calcul et la mémoire nécessaire seront des critères de performances de la commande à définir.
- Le **réglage** de la commande doit répondre aux attentes des industriels. En particulier, il devra être robuste, universel et aisément réalisable sans mobilisation temporelle excessive de la machine.

La figure I.21 résume la manière dont les verrous scientifiques s'insèrent dans la problématique.

Dans la suite de ce mémoire, ces différents verrous scientifiques sont abordés dans le cas de l'usinage (Chapitre II) et des essais mécaniques (Chapitre III et IV). Nous nous intéressons dans un premier temps aux différentes lois de commande classiques des machines-outils afin de proposer un réglage basé modèle. Puis, nous présentons une validation de ces algorithmes de commande sur un axe motorisé vertical. Par la suite, nous proposons une nouvelle stratégie de commande, qui sera validée grâce à un simulateur recalé au comportement réel grâce à un capteur Ballbar. Enfin, nous nous intéressons au cas des essais mécaniques (traction/compression d'une éprouvette, essais en fatigue...) et proposons d'appliquer une stratégie de commande hybride force/position à un essai multiaxial réalisé sur une machine parallèle.

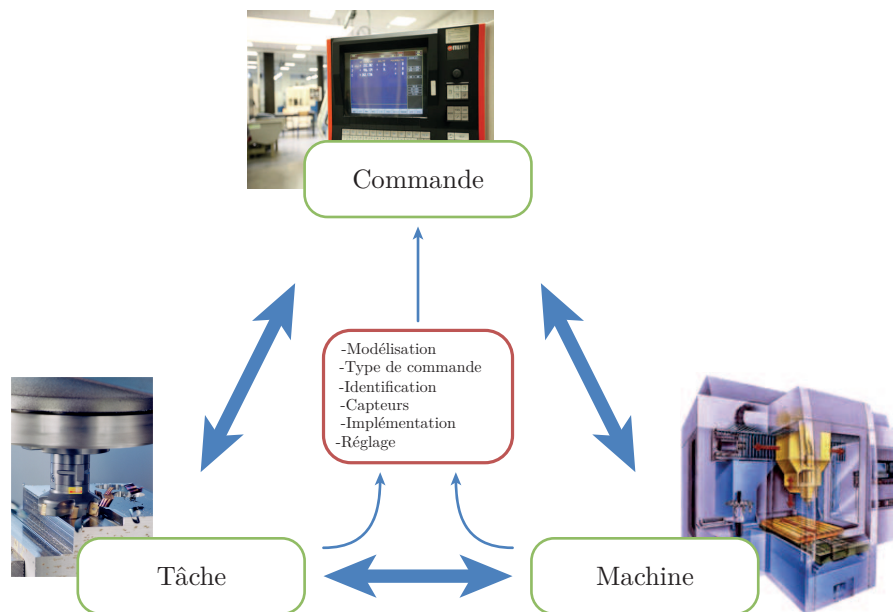


FIGURE I.21 – Problématique

Chapitre II

La commande dans le contexte de l'Usinage

Sommaire

1	Introduction	59
2	Modélisation	61
3	Méthode de réglage initial de la boucle de commande	74
4	Définition d'une nouvelle stratégie de commande de machine-outil	89
5	Conclusion	95

Le chapitre I a montré qu'au niveau industriel, le processus de commande d'une machine-outil ne prend pas en compte directement les exigences de la tâche qu'elle a à effectuer. En effet, par exemple, suivant le type d'usinage à réaliser (ébauche, finition, usinage 5 axes, ...), le réglage de la commande n'évolue pas. Ce chapitre propose donc une modélisation adaptée à la structure d'une machine-outil afin dans un premier temps de définir une méthode de réglage des gains d'une commande classique de machine-outil basée modèle. Puis, dans un second temps, de proposer et simuler une nouvelle stratégie de commande en lien avec la tâche.

1 Introduction

De nos jours, les exigences de productivité et de maîtrise des coûts ont incité les industriels à développer de nouvelles machines. Ainsi, la complexité des structures des machines-outils et des processus d'usinage a augmenté alors que les stratégies de commande sont en général basées sur de simples régulations Proportionnelle/Intégrale/Dérivée (PID) linéaires [Tc10] (voir figure I.5). En effet, ce type d'asservissement permet d'obtenir des performances acceptables dans un contexte industriel.

Pourtant, même si les boucles de commande PID contiennent peu de paramètres, le réglage des gains n'est pas trivial [PAC09]. Or, le réglage d'une commande influe directement sur le comportement final du système. Ainsi, il semble pertinent de s'intéresser au lien qu'il existe entre le réglage des gains d'une commande et le comportement de la machine lors de la réalisation de la tâche.

Nous proposons dans ce chapitre une méthodologie pour le réglage des asservissements d'une machine-outil. L'intérêt de cette solution est d'être issu du modèle dynamique de la machine étudiée, ce qui garantit son universalité et sa répétabilité, sans pour autant mobiliser de manière excessive la machine. Les paramètres utilisés peuvent être déterminés grâce à un modèle CAO de la structure ou à la suite d'une procédure d'identification, en fonction du degré de précision de réalisation de la tâche attendu. Cette méthode est une première étape dans la définition d'un processus de commande adapté au comportement de la machine et aux spécificités de la tâche, dans le cas des machines-outils où la modification du schéma de commande n'est pas possible au sein des commandes numériques industrielles.

Pour pousser plus loin l'adaptation de la stratégie de commande à la machine et à la tâche, nous proposons par la suite un nouveau schéma de commande mieux adapté au comportement des machines-outils et aux spécificités de la tâche.

La première partie présente la machine qui sert de support à cette étude, une machine-outil sérielle cinq axes (HURON KX15, voir figure II.1). Une méthodologie générale pour l'élaboration d'un modèle dynamique adapté aux machines-outils est présentée par la suite. Puis, le réglage basé sur ce formalisme est développé. Enfin, le nouveau schéma de commande est explicité.

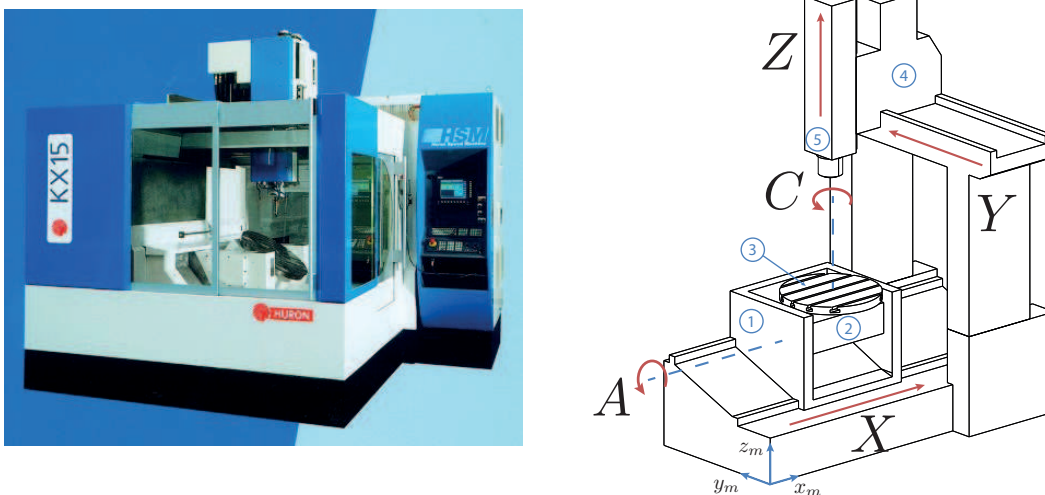


FIGURE II.1 – Huron KX15

2 Modélisation

La modélisation d'une machine peut prendre différentes formes suivant le but recherché. Cette partie présente les modèles géométrique et dynamique, puis l'identification des paramètres associés.

La machine-outil Huron KX15 sert de support à l'étude de ce chapitre. C'est une machine Usinage à Grande Vitesse (UGV) sérielle cinq axes $[A \ C \ X \ Y \ Z]$ (figure II.1). Elle est composée de trois axes en translation X , Y et Z et deux axes en rotation A et C réalisées à l'aide d'une table tilting montée sur l'axe X . Cette machine a été conçue principalement pour l'usinage des moules. Le tableau II.1 résume ses caractéristiques. La première étape dans la définition de la stratégie de commande est la modélisation de la machine étudiée.

Axe	X	Y	Z	A	C
Course	800 mm	1000 mm	550 mm	-20° à 90°	∞
Vitesse Max.	30 m/min	30 m/min	30 m/min	15 tr/min	15 tr/min
Accélération Max.	3 m/s ²	3 m/s ²	3 m/s ²	0,75 tr/s ²	0,75 tr/s ²
Jerk Max.	15 m/s ³	15 m/s ³	15 m/s ³	40 tr/s ³	40 tr/s ³

Tableau II.1 – Caractéristiques de la HURON KX15

2.1 Le modèle géométrique

Comme convenu au Chapitre I, la très répandue méthode de Khalil et Kleinfinger [KK85] est utilisée pour la modélisation géométrique. Les paramètres liés à la KX15 sont répertoriés dans le tableau II.2 et représentés sur la figure II.2.

Notons :

- $\mathbf{q} = [q_X \ q_Y \ q_Z \ q_A \ q_C]^T$ le vecteur des variables articulaires : la position linéaire des axes pour X , Y et Z et angulaire pour A et C
- $\mathbf{X} = [x \ y \ z \ i \ j \ k]^T$ les coordonnées cartésiennes, c'est-à-dire la position et l'orientation de l'effecteur (ici l'outil, matérialisé par le point P et orienté par le repère $R_5 = (x_5, y_5, z_5)$) dans R_{prog} (repère issu de la translation du repère R_3 de r_{prog} suivant x_3 et d_{prog} suivant y_3). i , j et k sont les angles d'Euler.
- $\boldsymbol{\xi} = [d_{prog} \ r_{prog} \ d_2 \ d_3 \ r_3 \ d_4 \ d_5]^T$ le vecteur des paramètres géométriques déterminés avec la méthode de Khalil et Kleinfinger
- P le point piloté de l'outil et J_{out} la jauge outil, avec $\overrightarrow{O_5P} = J_{out} \overrightarrow{z_5}$

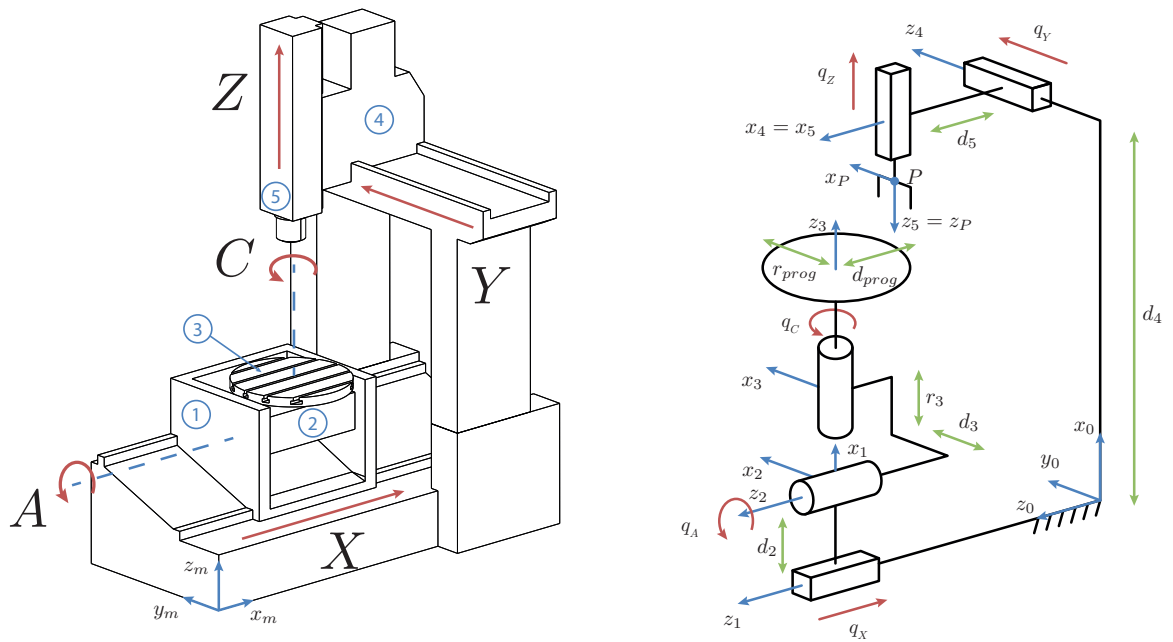


FIGURE II.2 – Cinématique de l'Huron KX15

j	α_j	d_j	θ_j	r_j
1	0	0	0	$-q_X$
2	0	d_2	$q_A + \pi/2$	0
3	$\pi/2$	d_3	q_C	r_3
<i>prog</i>	$\pi/2$	d_{prog}	0	r_{prog}
4	$-\pi/2$	d_4	$-\pi/2$	q_Y
5	$\pi/2$	d_5	0	$-q_Z$
P	0	0	0	J_{out}

Tableau II.2 – Liste des paramètres géométriques

Après la définition des paramètres géométriques, le modèle géométrique est déterminé grâce aux matrices de transformation entre repères. Dans le cas de la Huron KX15, les modèles géométriques direct et inverse peuvent être établis de façon analytique. Notons ${}^{j-1}\mathbf{T}_j$ la matrice de transformation définissant R_j dans R_{j-1} . D'après la méthode de Khalil et Kleinfinger, ${}^{j-1}\mathbf{T}_j$ et ${}^j\mathbf{T}_{j-1}$ s'écrivent :

$${}^{j-1}\mathbf{T}_j = \begin{bmatrix} \cos \theta_j & -\sin \theta_j & 0 & d_j \\ \cos \alpha_j \sin \theta_j & \cos \alpha_j \cos \theta_j & -\sin \alpha_j & -r_j \sin \alpha_j \\ \sin \alpha_j \sin \theta_j & \sin \alpha_j \cos \theta_j & \cos \alpha_j & r_j \cos \alpha_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{II.1})$$

et

$${}^j\mathbf{T}_{j-1} = \begin{bmatrix} \cos \theta_j & \cos \alpha_j \sin \theta_j & \sin \alpha_j \sin \theta_j & -d_j \cos \theta_j \\ -\sin \theta_j & \cos \alpha_j \cos \theta_j & \sin \alpha_j \cos \theta_j & d_j \sin \theta_j \\ 0 & -\sin \alpha_j & \cos \alpha_j & -r_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{II.2})$$

Ainsi, la position du point P dans le repère R_{prog} est donnée par :

$$\begin{bmatrix} x & y & z & 1 \end{bmatrix}^T = {}^{prog}\mathbf{T}_3 {}^3\mathbf{T}_2 {}^2\mathbf{T}_1 {}^1\mathbf{T}_0 {}^0\mathbf{T}_4 {}^4\mathbf{T}_5 {}^5\mathbf{T}_P \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (\text{II.3})$$

L'orientation de l'axe de l'outil (\vec{z}_5) dans le repère R_{prog} est donnée par :

$$\begin{bmatrix} i & j & k & 1 \end{bmatrix}^T = {}^{prog}\mathbf{T}_3 {}^3\mathbf{T}_2 {}^2\mathbf{T}_1 {}^1\mathbf{T}_0 {}^0\mathbf{T}_4 {}^4\mathbf{T}_5 {}^5\mathbf{T}_P \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (\text{II.4})$$

soit :

$$\begin{cases} x = -(q_X + d_5) \cos(q_C) + q_Y \cos(q_A) \sin(q_C) - (q_Z + d_4 - J_{Out} - d_2) \sin(q_A) \sin(q_C) - d_3 \sin(q_C) - b \\ y = (q_X + d_5) \sin(q_C) + q_Y \cos(q_A) \cos(q_C) - (q_Z + d_4 - J_{Out} - d_2) \sin(q_A) \cos(q_C) - d_3 \cos(q_C) - a \\ z = q_Y \sin(q_A) + (q_Z + d_4 - J_{Out} - d_2) \cos(q_A) - r_3 \\ i = \sin(q_A) \sin(q_C) \\ j = \sin(q_A) \cos(q_C) \\ k = \cos(q_A) \end{cases}$$

Ce modèle permet donc de calculer la position et l'orientation $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x & y & z & i & j & k \end{bmatrix}^T$ de l'effecteur dans R_{prog} en fonction des variables articulaires $\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_X & q_Y & q_Z & q_A & q_C \end{bmatrix}^T$. En utilisant une démarche de transformation de repère inverse à celle utilisée pour le modèle géométrique direct, nous obtenons :

$$\begin{cases} q_A &= -\text{sign}(2\text{sign}(j) + \text{sign}(i)^2) \cos^{-1}(k) \\ q_C &= \arctan\left(\frac{i}{j}\right) \quad (\text{ou } \text{sign}(i)\frac{\pi}{2} \text{ si } j = 0) \\ q_X &= (x + r_{prog}) \cos(q_C) - (y + d_{prog}) \sin(q_C) - d_5 \\ q_Y &= (x + r_{prog}) \cos(q_A) \sin(q_C) + (y + d_{prog}) \cos(q_A) \cos(q_C) - (z - r_3) \sin(q_A) + d_3 \cos(q_A) \\ q_Z &= -(x + r_{prog}) \sin(q_A) \sin(q_C) - (y + d_{prog}) \sin(q_A) \cos(q_C) - (z - r_3) \cos(q_A) - d_3 \sin(q_A) + d_2 - d_4 + J_{out} \end{cases}$$

Ce modèle permet donc de retrouver les variables articulaires $\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_X & q_Y & q_Z & q_A & q_C \end{bmatrix}^T$ en fonction de la position et de l'orientation $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x & y & z & i & j & k \end{bmatrix}^T$ de l'effecteur dans R_{prog} . Il fait apparaître une singularité quand $j = 0$ (voir le calcul de q_C) : la position de l'axe C dépend alors du signe de i et n'est pas définie quand $i = 0$ (axe de l'outil perpendiculaire au plan du plateau). Cette indétermination peut se répercuter sur le suivi de la trajectoire, notamment lors de l'interpolation des positionnements outils [LTL06]. En effet, dès que plusieurs solutions existent lors de la résolution du modèle géométrique inverse, la sélection de l'une d'entre elles a un impact sur le suivi de la trajectoire. Les consignes générées peuvent alors différer, voir passer par une singularité. La problématique des singularités n'est pas abordée dans ces travaux.

Une fois le modèle géométrique défini, il est nécessaire de trouver le lien entre les efforts des actionneurs et les mouvements de la machine au travers du modèle dynamique.

2.2 Le modèle dynamique

En ce qui concerne la modélisation dynamique, c'est le formalisme de Lagrange qui est utilisé : il est particulièrement répandu et adéquat avec les objectifs de généralité et de simplicité [KD99] (voir Chapitre I). Le modèle dynamique indirect d'une machine est la relation qui lie les accélérations cartésiennes \mathbf{q} , $\dot{\mathbf{q}}$ et $\ddot{\mathbf{q}}$, avec les efforts articulaires \mathbf{f} [MER97]. i désigne un axe et j désigne un solide : pour la machine-outil KX15 présentée ci-dessous, $i \in (X, Y, Z, A, C)$ et $j \in (1, 2, 3, 4, 5)$.

Plusieurs paramètres rentrent en compte dans la définition du modèle dynamique indirect :

- R_j le repère lié au solide j en O_j (centre des repères R_j défini figure II.2)
- G_j le centre de gravité du solide j , M_j sa masse et g l'accélération de la pesanteur

- $\mathbf{I}_{G_j} = \begin{bmatrix} A_j & -F_j & -E_j \\ -F_j & B_j & -D_j \\ -E_j & -D_j & C_j \end{bmatrix}$ la matrice d'inertie du solide j en G_j dans le repère R_j
- ω_j et V_{G_j} les vitesses de rotation et de translation du solide j par rapport au repère fixe
- Λ_j la longueur O_jG_j projetée sur le vecteur gravité

L'énergie cinétique \mathbf{E} et l'énergie potentielle \mathbf{U} peuvent s'exprimer comme :

$$\mathbf{E} = \sum_j \frac{1}{2} (\omega_j^T \mathbf{I}_{G_j} \omega_j + M_j V_{G_j}^T V_{G_j}) \quad \text{et} \quad \mathbf{U} = \sum_j -M_j g \Lambda_j \quad (\text{II.5})$$

L'équation (II.5) permet de calculer le modèle dynamique I.11 avec l'équation (I.12) :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(\mathbf{q}) \quad (\text{II.6})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{A}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} M_1 + M_2 + M_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_4 + M_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_2 + A_3 \sin^2(q_C) + B_3 \cos^2(q_C) + M_3 r_3^2 + M_3 d_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (A_3 \cos(q_C) - B_3 \sin(q_C)) \dot{q}_C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & M_5 g & M_3 (d_3 g \cos(q_A) - r_3 g \sin(q_A)) - M_2 \Lambda_2 g \cos(q_A) & 0 \end{bmatrix}^T \end{array} \right.$$

Afin d'avoir un modèle complet, il convient de considérer également les frottements dans les liaisons. Un modèle simple et prédictif de frottement et largement utilisé dans le cas des machines-outils est considéré (figure II.3) [KD99]. Il s'agit du modèle de Coulomb, qui stipule qu'il existe une composante de frottement sec constante et indépendante de la valeur de la vitesse, et des frottements visqueux, supposés proportionnels à la vitesse. Ainsi, les forces et couples induits par les frottements dans la liaison liée à l'axe i peuvent s'exprimer comme :

$$\mathbf{f}_{fi} = F_{si} \text{Sign}(\dot{q}_i) + F_{vi} \dot{q}_i \quad (\text{II.7})$$

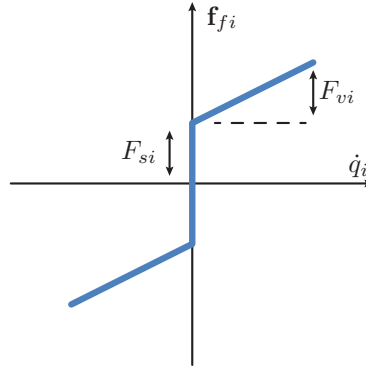


FIGURE II.3 – Loi de frottement [KD99]

où F_{si} et F_{vi} sont les coefficients de frottements sec et visqueux de la liaison liée à l'axe i .

Finalement, le modèle dynamique complet est :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(\mathbf{q}) + \mathbf{F}_s \text{Sign}(\dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}} \quad (\text{II.8})$$

où

$$\mathbf{F}_s = \begin{bmatrix} F_{sX} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_{sY} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{sZ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{sA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & F_{sC} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{F}_v = \begin{bmatrix} F_{vX} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_{vY} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{vZ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{vA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & F_{vC} \end{bmatrix}$$

Ce modèle est utilisé par la suite pour établir les méthodes de réglage des gains de l'asservissement et le simulateur. Les paramètres du modèle sont identifiés expérimentalement suivant la méthode présentée dans les travaux de Prevost [PRE11].

2.3 Identification

Le modèle géométrique est généralement implémenté dans la commande numérique d'une machine-outil. Les valeurs des paramètres géométriques sont identifiées par le constructeur lui-même. La qualité d'identification de ces valeurs permet de garantir la précision géométrique de suivi multiaxes d'une trajectoire. Dans le cas de ces travaux de thèse, la problématique de l'identification géométrique des

paramètres de la KX15 n'a pas été abordée au vu de la précision initiale de la machine.

Toutefois, l'obtention d'un modèle dynamique prédictif passe par la mise en œuvre d'une identification. Le protocole utilisé repose sur une méthode ne nécessitant pas d'instrumentation particulière. L'identification de certains défauts de la machine est également étudiée.

Identification des paramètres dynamiques avec les mesures de courant

Les paramètres à identifier peuvent être divisés en deux catégories : les paramètres inertiels \mathbf{A} et les paramètres de frottement / liés à la gravité \mathbf{F}_v , \mathbf{F}_s et \mathbf{K} de l'équation (II.8). La HURON KX15 réalise des usinages positionnés, ce qui signifie que les axes de rotation ne sont pas utilisés pendant l'usinage. Ainsi, il est inutile d'identifier les paramètres liés à la matrice de Coriolis. Seules les mesures disponibles sur la commande numérique de la machine-outil sont utilisées.

Le principe repose sur la mesure des courants moteurs et des vitesses et accélérations des axes lors de séries de translations à vitesse constante. En utilisant les phases d'accélération, de vitesse constante et de décélération, le but est alors de trouver des relations linéaires entre le courant moteur et les vitesses/accélérations des axes, puis d'identifier les paramètres avec une simple régression linéaire.

Avant de réaliser l'identification, nous devons établir le lien entre le courant appliqué au moteur et le couple appliqué. Un motoréducteur synchrone autopiloté est modélisé par [KD99] :

$$\begin{cases} f(t) = \frac{\eta 2\pi}{p_{vis}} C_m(t) \\ C_m(t) = K_t i(t) \end{cases} \quad (\text{II.9})$$

avec

- $f(t)$ l'effort appliqué sur l'axe
- η le gain du réducteur (donnée constructeur)
- p_{vis} le pas de la vis à bille (donnée constructeur)
- $C_m(t)$ le couple moteur
- K_t la constante de couple (donnée constructeur)
- $i(t)$ le courant moteur

Le rendement de la vis à bille n'étant pas disponible dans les données constructeurs, il n'est pas pris en compte dans la modélisation. Son effet est intégré dans l'identification des paramètres dans la suite. Les données constructeurs sont répertoriées dans le tableau II.3

Sur une machine-outil, le courant nécessaire pour compenser le couple résistant est indépendant de la position de l'axe et ne dépend que de sa vitesse [PRE11]. Nous faisons l'hypothèse que les paramètres de frottement sont constants dans tous l'espace de travail. De plus, à vitesse constante, l'équation (II.9) nous donne pour un axe dans le cas d'un usinage cinq axes positionnés :

	Axe X	Axe Y	Axe Z
Gain du réducteur η	0,9	0,9	0,9
Pas de la vis à bille p_{vis} (mm)	20	20	12
Constante de couple K_t (N.(m.A) ⁻¹)	3,13	3,13	1,65

Tableau II.3 – Paramètres constructeurs de la KX15

$$f_i(t) = \frac{\eta_i 2\pi}{p_{vis,i}} C_m(t) = \frac{\eta_i 2\pi}{p_{vis,i}} K_{t,i} i(t) = F_{v,i} \dot{q}_i(t) + Q_i \quad (\text{II.10})$$

donc

$$i(t) = \frac{p_{vis,i} F_{v,i}}{\eta_i 2\pi K_{t,i}} \dot{q}_i(t) + \frac{p_{vis,i} Q_i}{\eta_i 2\pi K_{t,i}} \quad (\text{II.11})$$

$$\text{avec } \mathbf{Q} = \left[Q_X \quad Q_Y \quad Q_Z \quad Q_A \quad Q_C \right]^T = \mathbf{K} + \mathbf{F}_s \text{Sign}(\dot{\mathbf{q}}).$$

Ainsi, en mesurant $i(t)$ lors de différents mouvements de translation lors de la phase à vitesse constante, il est possible d'identifier la loi de frottement à l'aide d'une régression linéaire (η et K_t étant des données constructeurs) (Tableau II.4). De plus, l'équation (II.9) donne dans le cas général :

$$i(t) = \frac{p_{vis,i} A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_t} \ddot{q}_i(t) + \frac{p_{vis,i} F_{vi}}{\eta_i 2\pi K_t} \dot{q}_i(t) + \frac{p_{vis,i} Q_i}{\eta_i 2\pi K_t} \quad (\text{II.12})$$

Ainsi, A_{ii} (la $i^{\text{ème}}$ composante de la diagonale de la matrice \mathbf{A}) est identifiée avec des essais à vitesse non constante (en pratique, sur les phases d'accélération et de décélération des essais de translation précédents).

Cette méthode est appliquée à la KX15 avec des mouvements de translation suivant les trois axes X , Y et Z avec des vitesses programmées allant de 5000 à 20000 mm/min, des accélérations allant de 500 à 3000 mm/s² et des jerks allant de 100% à 5% du jerk maximal. Les mesures de courant, vitesse et accélération sont effectuées grâce aux servo-traces disponible sur la commande numérique de la HURON KX15 avec une période d'échantillonnage de 4 ms. Aucun filtrage n'est nécessaire. Les figures II.4 présentent une mesure réalisée sur l'axe X de la machine-outil, pour une translation de 750 mm à une vitesse programmée de 15 m/min. Plusieurs mesures de ce type sont réalisées, et les parties pertinentes sont sélectionnées afin d'alimenter le calcul des moindres carrés. Au final, les paramètres identifiés sont présentés dans le tableau II.4.

Avec les paramètres identifiés de la KX15, il est possible de reconstruire le courant moteur pour une trajectoire donnée. La figure II.5 illustre la validation du modèle sur l'axe X avec des mesures différentes de celles utilisées pour l'identification. L'erreur maximum est de 2,672 A et l'erreur moyenne est

de 0,456 A pour un courant maximal de 22,1 A, les valeurs étant relativement stable sur tout l'espace de travail. Pour les axes Y et Z , les erreurs maximales sont respectivement de 3,520 A et 3,846 A et les erreurs moyennes de 0.216 A et 0.366 A. Notons que les pics de courant sont bien identifiés, cependant, nous remarquons des erreurs plus importantes sur les phases de courant constant (correspondant aux phases de vitesse constante). Ceci est dû à l'approximation faite dans la loi de frottement utilisée. Il est alors possible d'utiliser une loi de frottement plus complète, qui prendrait en compte par exemple l'effet Stribeck, ou encore une loi sans discontinuité à vitesse nulle [KD99]. Toutefois, les simulations montreront la robustesse de la commande aux erreurs de modélisation du frottement.

Les paramètres dynamiques sont identifiés axe par axe, cependant, le couplage des axes lors de la réalisation d'une trajectoire peut engendrer des erreurs non négligeables. Par exemple, si les axes ne sont pas perpendiculaire, une erreur est générée. C'est pourquoi nous proposons une identification de ces défauts avec un Ballbar.

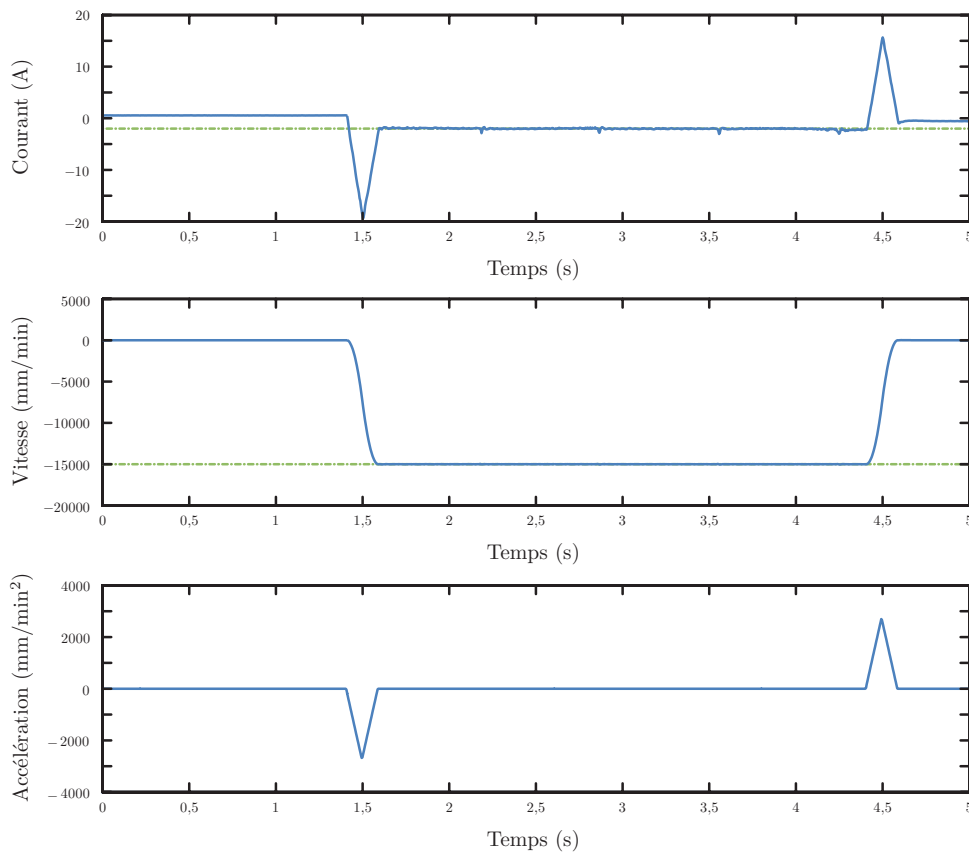


FIGURE II.4 – Un exemple de mesures nécessaires à l'identification des paramètres de la KX15 (translation de 750mm sur l'axe X)

	A_{ii}	F_{vi}	Q_i
Axe X	0,0592 kg.m ²	0,0881 N.m/s	11,2e ⁻⁴ N.m ²
Axe Y	0,0533 kg.m ²	0,0470 N.m/s	29,4e ⁻⁴ N.m ²
Axe Z	0,0232 kg.m ²	0,0189 N.m/s	13,7e ⁻⁴ N.m ²

Tableau II.4 – Paramètres identifiés de la KX15 ramenés à l'axe moteur

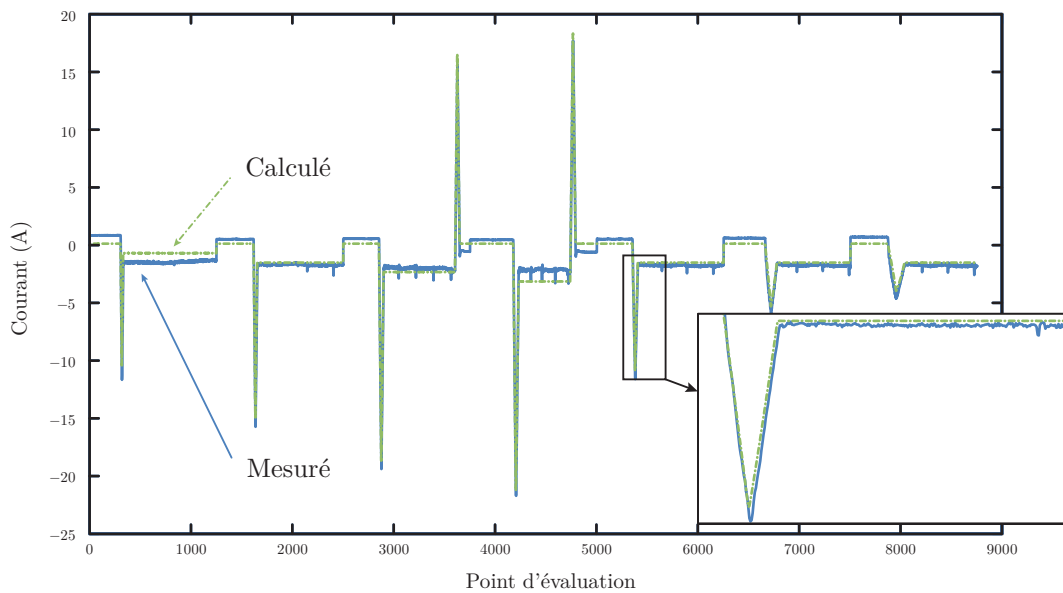


FIGURE II.5 – Courant calculé avec les paramètres identifiés pour une série d'essais de translation

Identification avec le Ballbar

Le Ballbar est un instrument de mesure développé par la société Renishaw. La simplicité de la mise en œuvre du système, de la programmation de la machine et de la prise de mesures a fait de cet essai une référence dans le domaine des machines-outils [Tc10]. Il se présente sous la forme d'un capteur linéaire de précision, dont l'élongation peut être mesurée avec une précision de l'ordre du dixième de micron. L'outil est attaché d'un côté à la broche, de l'autre au berceau (figure II.6).

La machine-outil effectue alors deux trajectoires circulaires : une dans le sens horaire, la suivante dans le sens anti-horaire. La mesure du rayon de ces cercles permet de mettre en exergue certains défauts générés par le couplage des deux axes considérés par la trajectoire. Ces défauts peuvent être d'ordre géométrique, mais le Ballbar peut également détecter des erreurs dynamiques et des imprécisions induites par le contrôleur et ses servomécanismes. Un exemple de mesure est présenté sur la figure II.7. L'erreur est projetée sur un cercle de 20 μm de rayon, rendant ainsi la lecture possible à l'œil

nu. Le rapport fourni par le logiciel développé par Renishaw nous renseigne sur les défauts les plus prépondérants et les associe à une cause probable et donc une proposition de solution.

Parmi la douzaine de types de défauts différents que peut révéler un essai Ballbar, quatre défauts majeurs sont souvent rencontrés dans le cas des machines-outils à berceau. Ces défauts rendent compte des erreurs liées au comportement d'éléments mécaniques constituant la structure de la machine. Le but ici est de les identifier avec le Ballbar afin de pouvoir les intégrer dans le simulateur. Une fois mesurés, ces défauts sont reproduits dans le but de rendre la simulation plus proche du comportement réel de la machine et donc encore plus réaliste. Ces défauts, visibles sur la trajectoire circulaire mesurée, sont explicités dans le tableau II.6 [PLC14].

La figure II.7 montre un essai Ballbar effectué sur la KX15. Sur ce tracé, les défauts du tableau II.5 sont relevés. Cet essai sert de référence pour valider la précision du simulateur proposé.

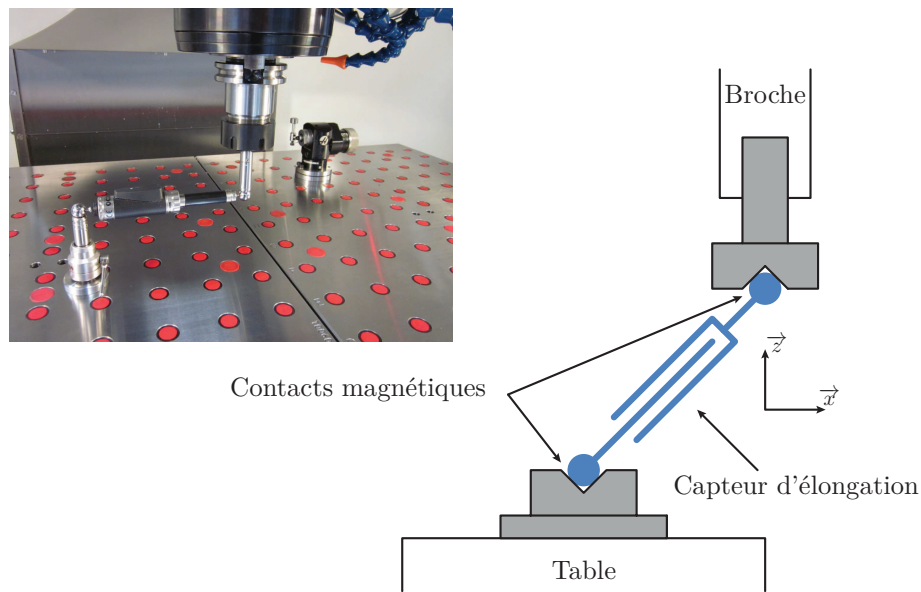


FIGURE II.6 – Principe du test Ballbar

Défaut	Jeu d'inversion positif (μm)		Jeu d'inversion négatif (μm)		Orthogonalité des axes ($\mu\text{m}/\text{m}$)	Pics à l'inversion (μm)			
	X	Y	X	Y		X+	X-	Y+	Y-
Valeur	0,5	0,1	0,4	0,1	54,9	6,4	4,4	2,0	1,3

Tableau II.5 – Identification des erreurs détectées par le Ballbar sur la KX15

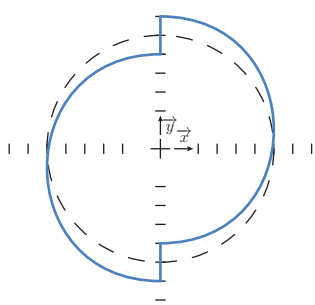
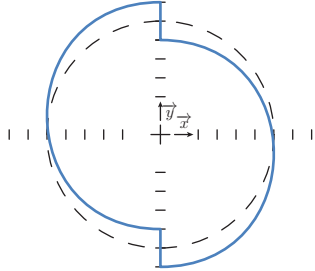
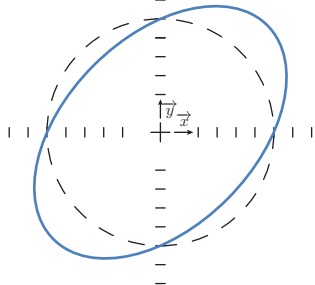
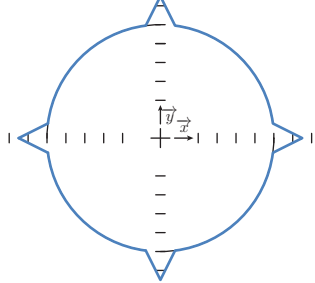
Défaut	Impact	Illustration
Jeu d'inversion positif	<p>Forme : court aplatissement sur la trajectoire</p> <p>Causes :</p> <ul style="list-style-type: none"> - jeu dans le système d'entraînement de la machine, causé par le jeu axial de la vis à billes ou l'usure de l'écrou d'entraînement - jeu dans les guidages de la machine, provoquant ainsi une pause dans le déplacement lors du changement de direction - une tension en rotation de la vis à billes, causée par une contrainte excessive 	
Jeu d'inversion négatif	<p>Forme : aplatissement identique au jeu d'inversion positif, mais dans l'autre sens</p> <p>Causes :</p> <ul style="list-style-type: none"> - présence de jeu dans les guidages de la machine - hystérésis du codeur - compensation de jeu à l'inversion positif trop importante 	
Orthogonalité des axes	<p>Forme : trajectoire ovale et suivant un axe incliné</p> <p>Causes :</p> <ul style="list-style-type: none"> - axes non perpendiculaires entre eux à la position d'exécution du test - axes courbés localement ou affaiblis à certains endroits - non-alignement général - usure excessive des guidages 	
pics à l'inversion	<p>Forme : pic sur les axes horizontaux et verticaux de la trajectoire</p> <p>Causes :</p> <ul style="list-style-type: none"> - couple insuffisant exercé par le moteur de l'axe à son point d'inversion, provoquant son arrêt momentané au point d'inversion où les forces de frottement changent de direction 	

Tableau II.6 – Quatre défauts détectables par le Ballbar sur une machine-outil

2.4 Simulateur

Les paramètres dynamiques étant identifiés et les défauts liés au couplage des axes mesurés grâce aux essais Ballbar, un simulateur est créé afin de reproduire fidèlement le comportement de la machine-outil. Ce simulateur est codé sous Matlab/Simulink®. D'une part, il intègre le comportement de la structure, au travers du modèle dynamique identifié et de la reproduction des défauts identifiés par le Ballbar. D'autre part, il intègre le comportement de la loi de commande, au travers de la reproduction du schéma de commande réel de la machine, ainsi que de ses saturations. Afin de le valider, un essai Ballbar est simulé et comparé avec l'essai Ballbar réel, mesuré sur la machine, à une vitesse de 2000 mm/min. Le schéma de commande est le même que celui de la machine, présenté figure II.8. Les gains des boucles de vitesse, de position et des anticipations utilisés dans la simulation ainsi que les saturations moteurs sont les mêmes que ceux de la machine. Cet essai est réalisé au milieu de l'espace de travail des deux axes considérés. La figure II.7 présente cette comparaison.

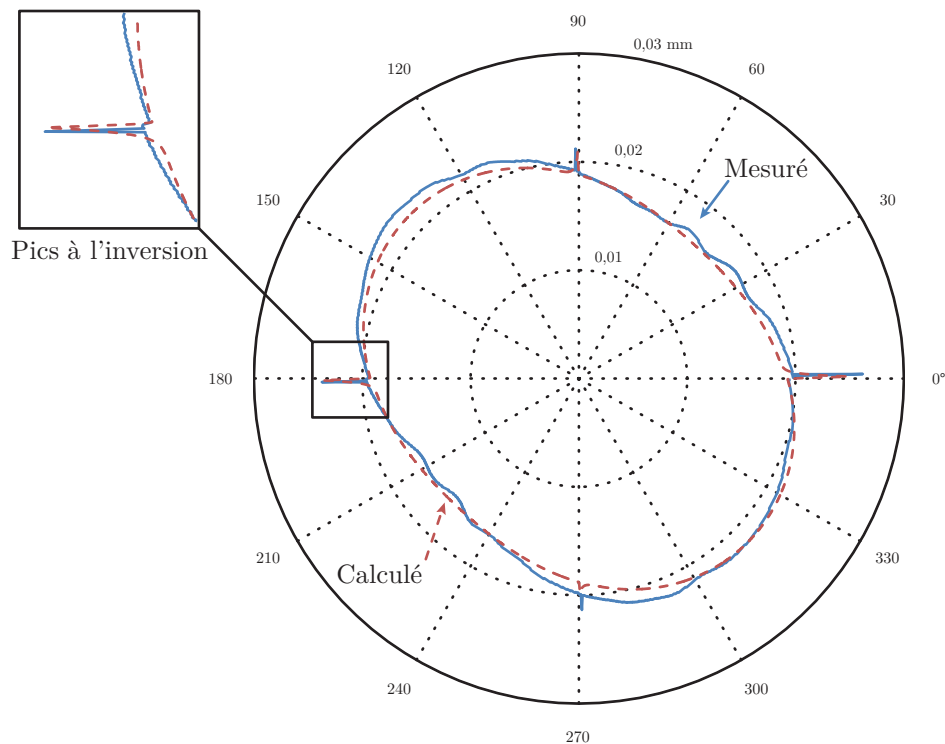


FIGURE II.7 – Ballbar mesuré et Ballbar calculé avec le simulateur à 2000 mm/min

Le simulateur reproduit le comportement réel de la machine-outil avec une erreur moyenne de $0,52 \mu\text{m}$ pour une erreur maximale de $5,2 \mu\text{m}$ pour une trajectoire circulaire de rayon 100 mm. Les écarts

peuvent s'expliquer par tous les défauts non modélisés que l'essai Ballbar permet d'identifier, comme la rectitude des axes, les jeux latéraux ou encore la vibration de la machine. Les quatre défauts résumés dans le tableau II.6 sont quant à eux bien identifiés, même si les jeux à l'inversion sont difficilement visibles sur la figure II.7 car peu présents sur la machine réelle.

Le simulateur étant fidèle à la réalité, il peut être utilisé pour tester de nouveaux réglages de la boucle de commande et prédire le comportement du système.

3 Méthode de réglage initial de la boucle de commande

Le réglage d'une boucle de commande est loin d'être trivial. Sur une commande classique de machine-outil (voir figure II.8), cinq gains, sans compter la boucle de courant, sont à considérer par axe : le gain proportionnel de la boucle de position, les gains proportionnel et intégral de la boucle de vitesse et les deux gains des anticipations en vitesse et en accélération. C'est pourquoi de nombreuses méthodes ont été développées pour le réglage des gains, cependant, dans un contexte industriel, une méthode empirique basée sur l'expérience du régulateur est généralement employée. Ainsi, ce paragraphe, après avoir exposé les différentes solutions existantes, propose un réglage de la structure de commande industrielle basé sur le modèle dynamique de la machine-outil.

3.1 État de l'art sur les méthodes de réglage

De nombreuses méthodes de réglage des gains du correcteur PID ont été développées et peuvent être classées en quatre catégories : empirique, basée sur la fonction de transfert, basée sur une optimisation et basée modèle.

Les méthodes empiriques se basent sur l'étude de la réponse du système à un signal donné, généralement un échelon, comme dans la méthode de Ziegler & Nichols [ZN42]. Le principe est d'analyser des caractéristiques précises du comportement du système, comme le temps de réponse ou encore le premier dépassement, qui influent sur la réponse du système à une consigne donnée, comme un échelon ou une rampe. Pour les procédés simples, ce type de réglage permet d'obtenir des résultats d'une manière simple et efficace, il est d'ailleurs largement utilisé dans l'industrie. Cependant, ces méthodes étant destinées à une large gamme d'utilisation, elles peuvent entraîner une baisse des performances dans le cas de tâches spécifiques et particulièrement pour les procédés à fort retard (comme les procédés thermiques) ou sensibles aux dépassements, comme l'usinage. Certains auteurs ont tenté de rendre les réglages empiriques moins sensibles aux perturbations extérieures en y ajoutant des contraintes robustes [AH04] [SKO03]. Cependant, ces méthodes restent principalement adaptées aux tâches sollicitées par des signaux de type échelon et ne permettent pas d'éviter les dépassements en cas de fortes perturbations.

Les réglages théoriques basés sur la fonction de transfert du système mènent à des synthèses de

correcteurs temporels (respect d'un temps de réponse, d'une précision et de dépassements donnés) ou fréquentiels classiques (respect d'une marge de phase et de gain donnée, placement de pôles, etc...) [HHC95]. Les gains de ces fonctions de transfert sont identifiés sur la base du comportement a priori du système, au travers d'une analyse de la réponse temporelle ou d'une excitation fréquentielle. Ils imposent souvent de devoir résoudre des équations complexes et peuvent nécessiter des approximations ou des calculs numériques [CT09], ce qui ne convient pas à un contexte industriel.

Les réglages basés sur l'optimisation consistent à maximiser ou minimiser une fonction coût définie à partir de critères qui sont liés aux performances attendues par le système. La difficulté de ces méthodes réside dans la définition de tels critères. Ils sont souvent liés à la modélisation de la tâche et peuvent être très complexes si la qualité de réalisation de la tâche est définie par de nombreux objectifs de natures diverses, comme dans le cas de l'usinage (réduction du temps d'usinage, augmentation de la productivité, recyclabilité des copeaux, conditions de coupe, etc...). L'implémentation de l'optimisation peut également se révéler complexe et poser des problèmes de non-convergence [ZT04].

Finalement, les méthodes basées modèle sont issues des modélisations géométriques et dynamiques des machines. Les gains sont réglés en considérant les paramètres dynamiques identifiés ce qui conduit à un asservissement adapté au comportement réel de la machine. Les principaux écueils de ces méthodes sont liés à l'identification de ces paramètres [KD99]. À la connaissance de l'auteur, ces méthodes n'ont jamais été appliquées au contexte particulier des machines-outils.

En pratique, les industriels utilisent majoritairement des méthodes empiriques. Ce type de réglage a la particularité d'être intrinsèque à la fois à la machine et au régleur et ne nécessite pas d'étape de modélisation. Ainsi, les valeurs obtenues ne sont ni pérennes ni répétables, et ne proviennent pas d'un procédé générique qui pourrait garantir les performances dans tout l'espace de travail.

Dans le cas de l'usinage, le réglage obtenu doit permettre de maîtriser la précision statique, la précision dynamique, la non-présence de dépassements même avec de fortes perturbations (notamment dues aux efforts d'usinages qui sont variables, non déterministes et élevés en comparaison avec les sollicitations dynamiques de la structure). Ces aspects sont garantis grâce à l'expérience du régleur. Le paragraphe suivant propose une solution de réglage basé modèle permettant de définir des valeurs initiales des gains de manière générique.

3.2 Proposition d'une méthode basée modèle

La première étape de notre méthode passe par la modélisation de la commande implémentée sur la machine-outil. Nous faisons l'hypothèse que la boucle de courant n'a pas d'impact sur le comportement de la commande [PAC09]. En effet, la plupart des variateurs actuels présentent des temps de réponse très courts vis-à-vis de la dynamique de la machine. Finalement, la commande classique des machines-outils est composée d'une boucle de vitesse régulée par un correcteur Proportionnel/Intégral (PI) et une boucle de position régulée par un correcteur Proportionnel (P) (voir figure II.8).

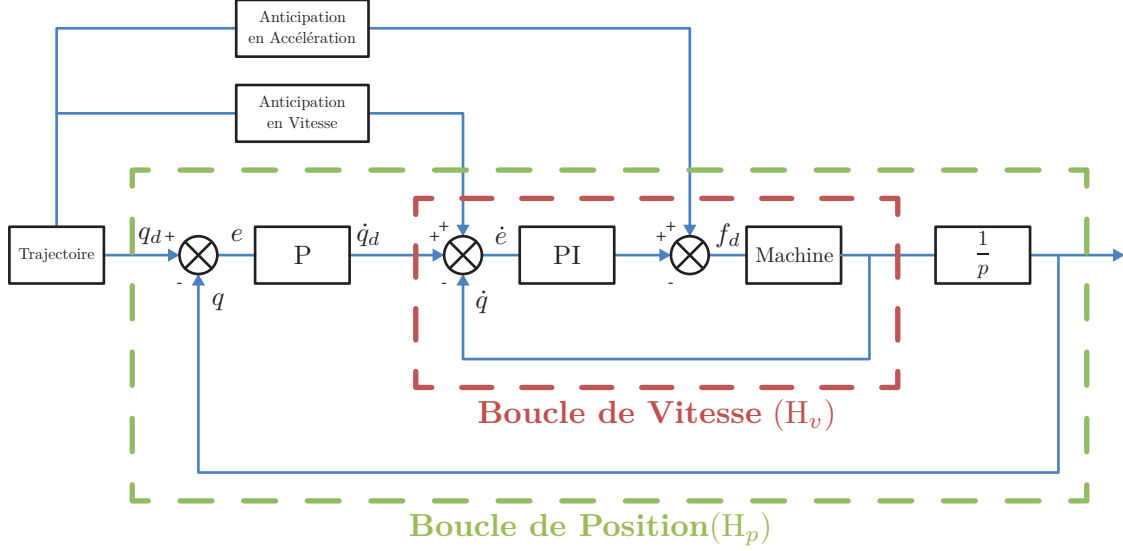


FIGURE II.8 – Commande de machine-outil simplifiée

Le modèle dynamique (II.8) nous amène à :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q}(\mathbf{q}) \quad (\text{II.13})$$

Dans la majorité des commandes numériques de machines-outils, le terme \mathbf{Q} est compensé. En faisant l'hypothèse d'un comportement linéaire de l'axe commandé en couple de type premier ordre,

$$H_{axe,i}(t) = \frac{\dot{q}(t)}{i_d(t)} = \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i} \dot{q}(t)}{p_{vis,i} f_d(t)} \quad (\text{II.14})$$

soit

$$H_{axe,i}(p) = \frac{K_{axe,i}}{\tau_{axe,i} p + 1} \quad (\text{II.15})$$

avec :

$$\begin{cases} K_{axe,i} &= \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i}}{p_{vis,i}} (C_{ii} + F_i)^{-1} \\ \tau_{axe,i} &= A_{ii} (C_{ii} + F_i)^{-1} \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

où :

- A_{ii} est la valeur des éléments de la diagonale de $\mathbf{A}(\mathbf{q})$. Dans le cas de l'axe A , la valeur est calculée pour la position q_C en cours (positionnée)
- C_{ii} est la valeur des éléments de la diagonale de la matrice de Coriolis \mathbf{C} (dans le cas d'un usinage en cinq axes positionnés, $C_{ii} = 0$)
- F_i est la valeur du frottement \mathbf{F}_v de l'axe i

Dans le cas de machines dont les matrices d'inertie \mathbf{A} et de Coriolis \mathbf{C} sont variable, il convient de prendre la valeur maximale pour \mathbf{A} et la valeur minimale pour \mathbf{C} dans tout l'espace de travail. En effet, ces valeurs permettent de compenser la plus grande des constantes de temps (voir Tableau II.7). Ainsi, dans le cas le plus défavorable, le temps de réponse de la boucle de vitesse est diminué mais le suivi n'est pas détérioré. Dans le cas contraire, une charge plus élevée que prévu pourrait générer des dépassements.

Au niveau de la boucle de vitesse, la régulation de la vitesse est réalisée par un correcteur Proportionnel/Intégral (PI). Nous utilisons une formulation série, de gain $K_{v,i}$ et de constante de temps $T_{v,i}$. Sa fonction de transfert est donc :

$$G_{v,i}(p) = K_{v,i} \frac{1 + T_{v,i}p}{T_{v,i}p} \quad (\text{II.17})$$

Ainsi, la fonction de transfert $H_{v,i}$ de la boucle de vitesse (voir schéma de commande figure II.8) peut être modélisée par :

$$H_{v,i}(p) = \frac{G_{v,i}(p)H_{axe,i}(p)}{1 + G_{v,i}(p)H_{axe,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{T_{v,i}p(1 + \tau_{axe,i}p)}{K_{axe,i}K_{v,i}(1 + T_{v,i}p)}} \quad (\text{II.18})$$

Si nous appliquons une compensation de constante de temps (ou placement de pôle), la fonction de transfert devient :

$$H_{v,i}(p) = \frac{1}{1 + \tau_{v,i}p} \quad (\text{II.19})$$

$$\text{avec } T_{v,i} = \tau_{axe,i} \text{ et } \tau_{v,i} = \frac{T_{v,i}}{K_{axe,i}K_{v,i}}.$$

De même, le régulateur de position est un correcteur Proportionnel de gain $K_{p,i}$, sa fonction de transfert est donc :

$$G_{p,i}(p) = K_{p,i} \quad (\text{II.20})$$

Ainsi, la fonction de transfert $H_{p,i}$ de la boucle de position (voir schéma de commande figure II.8) peut être modélisée par :

$$H_{p,i}(p) = \frac{H_{v,i}(p)G_{p,i}(p)}{1 + H_{v,i}(p)G_{p,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_{p,i}}p + \frac{\tau_{v,i}}{K_{p,i}}p^2} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_i}{\omega_{0,i}}p + \frac{1}{\omega_{0,i}^2}p^2} \quad (\text{II.21})$$

$$\text{avec } \omega_{0,i} = \sqrt{\frac{K_{p,i}}{\tau_{v,i}}} \text{ et } \xi_i = \frac{1}{2\sqrt{K_{p,i}\tau_{v,i}}}.$$

Au final, nous obtenons :

$$\begin{cases} K_{v,i} = \frac{\tau_{axe,i}}{K_{axe,i}\tau_{v,i}} \\ T_{v,i} = \tau_{axe,i} \\ K_{p,i} = \frac{1}{4\xi_i^2\tau_{v,i}} \end{cases} \quad (\text{II.22})$$

En considérant le temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de la boucle de vitesse, un réglage classique permettant d'éviter les oscillations est :

$$\begin{cases} \tau_{v,i} = \frac{tr_{5\%}}{3} \\ \xi_i = 1 \end{cases} \quad (\text{II.23})$$

En conclusion, il est possible d'exprimer le réglage basé modèle en fonction des paramètres mécaniques de la machine et du temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de la boucle de vitesse. Les réglages pour une architecture parallèle et mixte du correcteur PI peuvent être trouvés avec une méthodologie similaire. Les calculs sont détaillés en Annexe C. Les résultats sont répertoriés dans le tableau II.7.

Série	Parallèle	Mixte
$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$	$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$	$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$
$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$	$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$	$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$
$T_{v,i} = \frac{A_{ii}}{C_{ii} + F_i}$	$T_{v,i} = \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}{3p_{vis,i}(C_{ii} + F_i)}$	$T_{v,i} = \frac{C_{ii} + F_i}{A_{ii}}$

Tableau II.7 – Réglages basés modèle d'une machine-outil avec les différents types de correcteur PI

Ainsi, les deux seules variables d'ajustement sont le temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de la boucle de vitesse et l'amortissement ξ . En fonction du type de sollicitation et du comportement attendu de la machine, il est possible d'ajuster l'amortissement ξ à des valeurs inférieures à 1 dans le but de gagner en rapidité. Certains auteurs font le choix de $\xi = 0,9$ [KD99]. Pour choisir le temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de la boucle de vitesse, deux méthodes peuvent être utilisées. Dans une première méthode, il convient de prendre en compte le premier mode propre f_0 du système considéré. Afin de ne pas

l'exciter, le temps de réponse à 5% de la boucle de commande entière doit satisfaire (dans le cas où $\xi = 1$ [KD99]) :

$$tr_{5\%global} \gg \frac{5}{2\pi f_0} \quad (\text{II.24})$$

Or, d'après le réglage,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{4\tau_v^2}} = \frac{5}{tr_{5\%global}} \quad (\text{II.25})$$

soit $tr_{5\%global} = 10\tau_v$. On a donc $tr_{5\%global} = \frac{10}{3}tr_{5\%}$, ce qui donne comme condition :

$$tr_{5\%} \gg \frac{15}{20\pi f_0} \quad (\text{II.26})$$

Dans une deuxième méthode, il est possible de se baser sur l'erreur de vitesse $\varepsilon_{v,i}$. En effet, elle s'exprime comme :

$$\begin{aligned} \varepsilon_{v,i} &= \lim_{p \rightarrow 0} p\varepsilon_i(p) \\ &= \lim_{p \rightarrow 0} p(1 - H_{p,i}(p)) \frac{V_{0,i}}{p^2} \\ &= \lim_{p \rightarrow 0} \frac{\frac{1}{K_{p,i}}p + \frac{\tau_{v,i}}{K_{p,i}}p^2}{1 + \frac{1}{K_{p,i}}p + \frac{\tau_{v,i}}{K_{p,i}}p^2} \frac{V_{0,i}}{p} \\ &= \frac{V_{0,i}}{K_{p,i}} \end{aligned} \quad (\text{II.27})$$

L'erreur de traînage est donc inversement proportionnelle au gain $K_{p,i}$. L'équation (II.27) permet donc de le régler en fonction de l'erreur de vitesse désirée, tout en vérifiant la compatibilité du $tr_{5\%}$ de la boucle de vitesse ainsi généré avec l'équation (II.26).

Cette dernière équation montre également que l'erreur de traînage n'est théoriquement pas annulable. C'est pourquoi la loi de commande des machines-outils intègre une anticipation en vitesse de gain K_{vff} . L'erreur de traînage devient alors $(1 - K_{vff})\frac{V_0}{K_p}$, ce qui implique que K_{vff} peut être réglé à 1. L'anticipation en accélération est quant à elle traditionnellement réglée à l'inertie \mathbf{A} , cependant, ce gain est souvent exporté plus loin dans la boucle de commande, c'est pourquoi la plupart des anticipations en accélération de machines-outils sont réglées à 1 [Tc10].

En appliquant cette méthode de réglage avec les résultats de l'identification de la section précédente, nous obtenons pour un $tr_{5\%} = 10$ ms les réglages des différents gains présentés dans le tableau II.8. Le réglage constructeur correspond à un structure série de la boucle de vitesse, et les paramètres liés à la transformation du mouvement (η , p_{vis} et K_t) sont réglés au travers d'un gain situé en fin de boucle. Le calcul du nouveau réglage prend en compte ces contraintes.

Pour des raisons de disponibilités machine, de manque de documentation sur la machine et de sécurité, ce réglage n'a pas pu être testé expérimentalement sur la machine HURON KX15. Ainsi, afin de vérifier les bénéfices du réglage basé modèle par rapport au réglage classique, des simulations sont effectuées grâce au simulateur recalé et des essais comparatifs sont réalisés sur un axe vertical.

	Réglage constructeur			Nouveau réglage		
	X	Y	Z	X	Y	Z
K_p	3	3	3	75	75	75
K_v	11	14	5	18	16	7
T_v	10	10	8	0.8	1.3	1.6
Anticipation Vitesse	1	1	1	1	1	1
Anticipation Accélération	1	1	1	1	1	1

Tableau II.8 – Réglage de la commande classique du KX15 avec la méthode basée modèle

3.3 Analyse de la performance du réglage proposé

La méthode présentée dans cette section propose un réglage vis-à-vis des paramètres dynamiques identifiés de la machine étudiée. Afin d'illustrer le gain de cette méthode, un comparatif est réalisé avec les gains initiaux de la machine-outil KX15 en simulation. La méthode est ensuite validée expérimentalement sur un axe.

Simulation du Ballbar

Outre les erreurs géométriques évoquées section 2.3, le système Ballbar peut également détecter une différence d'asservissement entre les deux axes considérés, ce qui indique que les gains des boucles d'asservissements ne sont pas optimums vis-à-vis de la performance attendue. L'un des axes est alors en avance sur l'autre, ce qui provoque un tracé en "double ovale" (voir figure II.9).

Les bénéfices du réglage basé modèle sont tout d'abord illustrés à l'aide de notre simulateur recalé avec les paramètres dynamiques identifiés. Les saturations des moteurs sont réglées de la même manière dans les deux cas. La figure II.10 présente une mesure du test Ballbar sur la KX15 réalisé dans les deux sens de rotation. Le défaut illustré par la figure II.9 n'apparaît pas explicitement car il est moins influent que le défaut d'orthogonalité des axes. Toutefois, le décalage entre les deux pics d'inversion rend compte de ce défaut de différence d'asservissement entre les axes X et Y . La figure II.10 présente

également le résultat d'un test Ballbar réalisé avec notre simulateur (voir section 2.3).

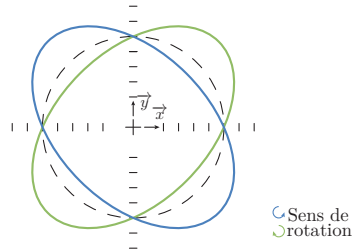


FIGURE II.9 – Forme du résultat Ballbar indiquant une erreur liée à une différence d'asservissement entre les deux axes considérés

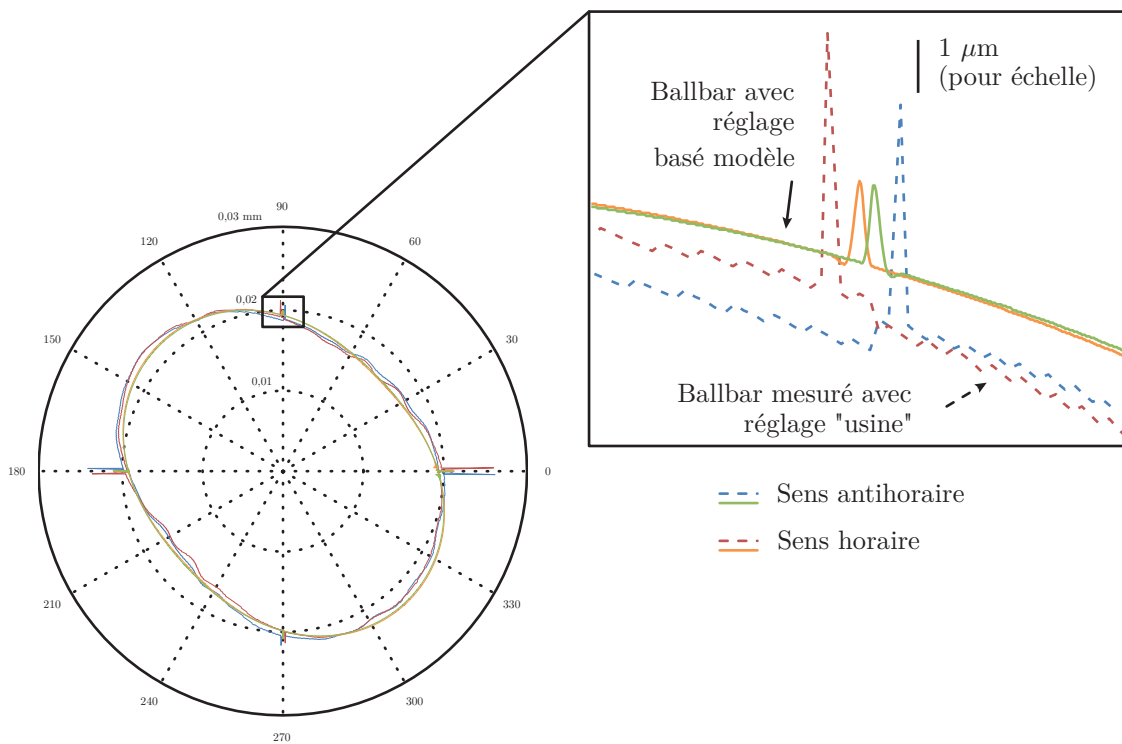


FIGURE II.10 – Ballbar simulé et recalé avec un réglage classique et Ballbar simulé avec un réglage basé modèle

L'écart entre les pics d'inversion d'un passage aller et d'un passage retour nous renseigne sur l'erreur liée à la vitesse des asservissements. La mesure montre qu'elle est réduite de 88% avec le réglage basé modèle, ce qui montre que, en s'adaptant aux réalités mécaniques de la machine, il permet une meilleure maîtrise du comportement des axes. Ce réglage est maintenant testé expérimentalement sur un axe.

Un axe

Afin de valider expérimentalement la pertinence du réglage basé modèle, nous utilisons un axe vertical à courroie dont l'architecture de commande, identique à celle d'une machine-outil classique (voir figure I.5) permet le réglage des gains des différentes boucles (voir figure II.11). Les caractéristiques de cet axe sont résumées dans le tableau II.9.



FIGURE II.11 – Système un axe à courroie et identification des modes propres

Caractéristiques	Couple nominal	Vitesse nominale	Courses
Valeur	2,62 N.m	6000 tr/min	2,5 m

Tableau II.9 – Caractéristiques de l'axe vertical figure II.11

Les paramètres de l'axe sont identifiés de la même manière que l'ont été les paramètres de la KX15 (voir section 2.3). Ainsi, le couple moteur est mesuré lors de translation du chariot à des vitesses allant de 25 à 100 rad/s et des accélérations allant de 25 à 100 rad/s². Un exemple de mesure est présenté figure II.12, sur laquelle apparaît également le filtrage des mesures. Ce filtrage ne doit pas être trop

important afin de ne pas nuire à l'identification de l'inertie sur les phases d'accélération. Les paramètres du modèle dynamique identifié sont donnés dans le tableau II.10.

Paramètres	A	C	F	K	f_0
Valeurs	$90,79 * 10^{-5}$ (kg.m ²)	$5,5 * 10^{-3}$ (kg.m/s)	0,4068 (N.m)	0,5177 (N.m)	2173 (Hz)

Tableau II.10 – Paramètres de l'axe vertical de la figure II.11

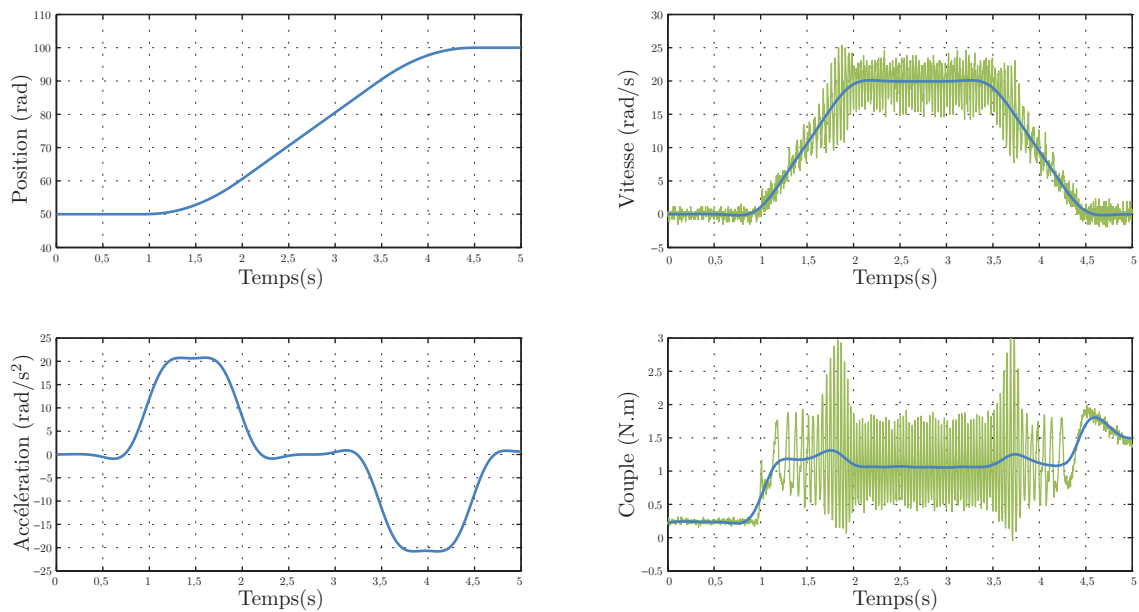


FIGURE II.12 – Un exemple de mesure pour l'identification des paramètres de l'axe

La figure II.13 montre un exemple de couple reconstruit après identification. Les résultats obtenus montrent une bonne identification sur les phases de mouvements mis à part certains phénomènes vibratoires. Ils sont dus à trois phénomènes. Tout d'abord, nous ne disposons pas de capteur mesurant de manière suffisamment précise l'accélération, la seule mesure disponible provient donc de la dérivée de la mesure de vitesse (voir figure II.12). De même, les mesures de vitesse et de couple sont très bruitées, ce qui entraîne une approximation due au filtrage nécessaire. De plus, il semble que le chariot s'incline par rapport au rail de la glissière provoqué par les jeux présents dans la liaison, ce qui entraîne un couple de maintien (à l'arrêt du chariot) différent entre la montée et la descente. Enfin, à cause des fixations du support dans le mur, le rail n'est pas rectiligne, ce qui entraîne un couple de maintien non constant sur toute la longueur du rail. Ces deux derniers défauts sont visibles sur la figure II.14. Ils sont corrélés avec les zones de vibrations qui apparaissent sur les mesures de couple.

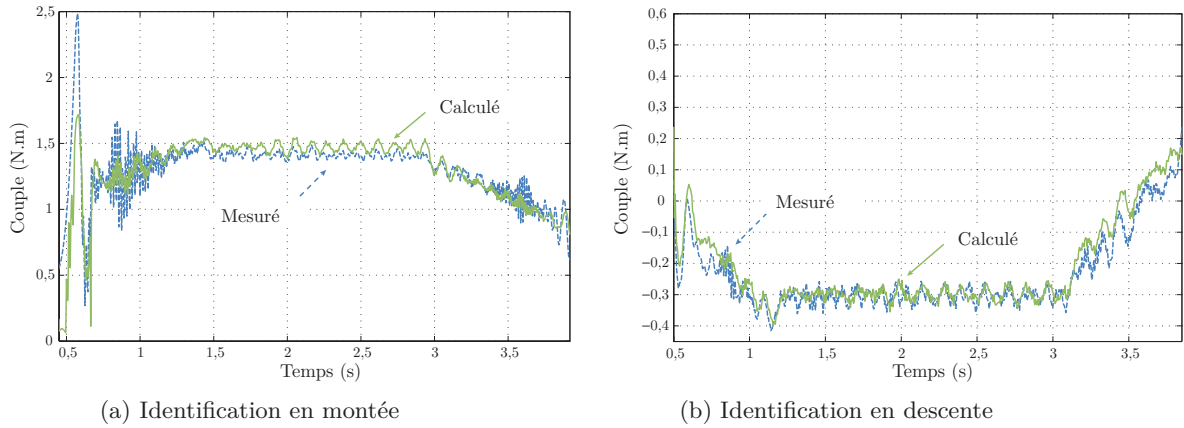


FIGURE II.13 – Identification des paramètres de l'axe vertical (Mesuré : bleu-plein et calculé : vert-pointillé)

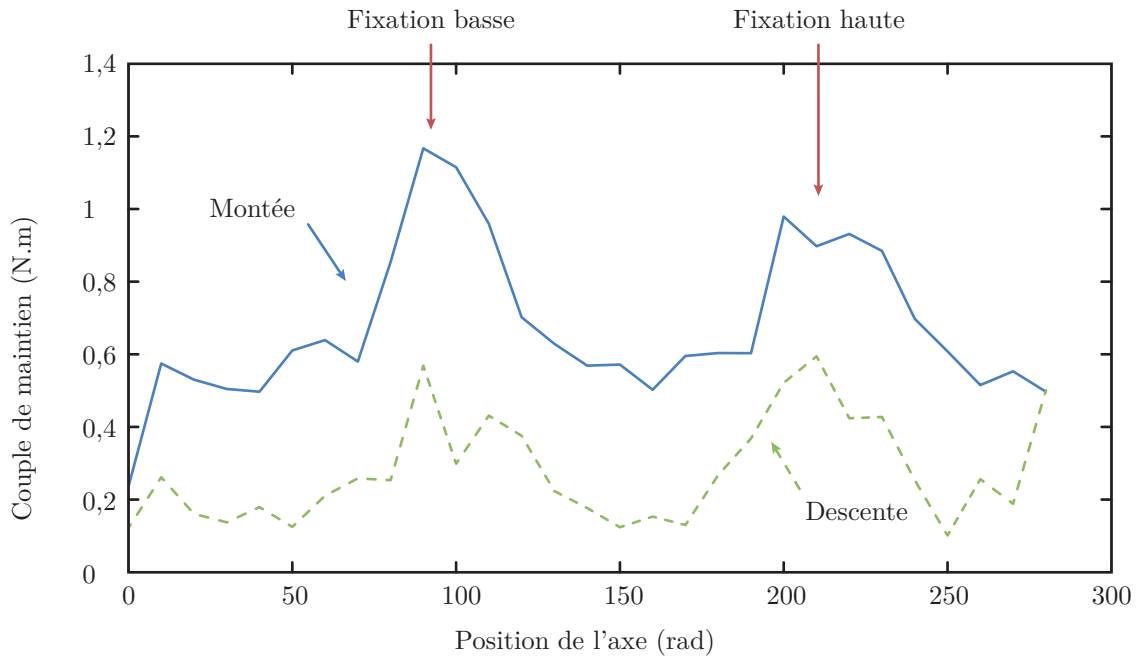


FIGURE II.14 – Linéarité de l'axe vertical en montée (bleu-plein) et en descente (vert-pointillé)

Enfin, une identification du premier mode propre f_0 a été effectuée à l'aide d'un marteau d'impact dynamique (voir figure II.11 droite). La réponse de la structure est enregistrée grâce à des accéléromètres. La figure II.15 présente la transformée de Fourier rapide de ce signal.

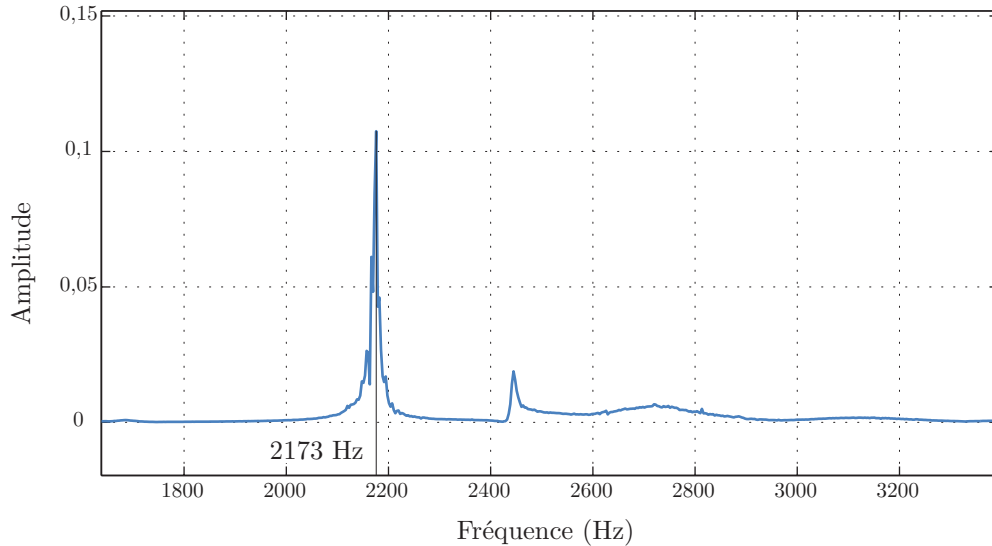


FIGURE II.15 – Transformé de Fourier Rapide du signal mesuré par l'accéléromètre après la frappe du chariot avec un marteau d'impact

Afin de pouvoir comparer les résultats, l'erreur de vitesse est fixée à 1 rad à 100 rad/s en vitesse de consigne. Les gains proportionnels de position et de vitesse sont donc réglés de manière identique entre le réglage usine et le réglage proposé, soit $K_p = 100$ et $K_v = 300$. Ces valeurs correspondent à un temps de réponse à 5% de la boucle de vitesse de 10 ms et un amortissement de 0,86. Ce temps de réponse $tr_{5\%}$ est bien supérieur à la valeur excitant le premier mode propre f_0 ($tr_{5\%}^0 = 0,22ms$). Ainsi, en utilisant les équations de la méthode basée modèle, nous obtenons les valeurs des gains présentées dans le tableau II.11.

Paramètres	K_p	K_v	T_v
Valeurs Constructeur	100	300	9,05
Valeurs Calculées	100	300	6,06

Tableau II.11 – Gains de l'axe vertical de la figure II.11 pour un $tr_{5\%} = 10ms$ et $\epsilon_v = 1rad$

Des essais de translation sont réalisés afin de comparer le réglage du constructeur avec le nôtre. Le schéma de commande implémenté par le constructeur permet de mettre en place différentes compensations (charge, gravité, frottements secs, anticipation). Le chariot de l'axe vertical est chargé avec un poids de 10 kilogrammes. Quatre réglages sont dans un premier temps testés :

- Le réglage proposé basé modèle avec $tr_{5\%} = 10\text{ms}$ et avec prise en compte de la charge (en **bleu** sur les figures)
- Le réglage proposé basé modèle avec $tr_{5\%} = 6,67\text{ms}$ et avec prise en compte de la charge (en **vert** sur les figures)
- Le réglage usine réalisé par auto-tune avec $tr_{5\%} = 10\text{ms}$ et avec prise en compte de la charge (en **rouge** sur les figures)
- Le réglage usine réalisé par auto-tune avec $tr_{5\%} = 10\text{ms}$ et sans prise en compte de la charge (en **orange** sur les figures)

La figure II.16 présente l'erreur en position lors d'une montée puis d'une descente du chariot sur toute sa course. Le réglage usine, dans les mêmes conditions que le réglage basé modèle, ne fonctionne pas : le chariot se bloque dès le passage au niveau de la première fixation au mur. Il est nécessaire de désactiver la prise en compte de la charge pour que le réglage usine fonctionne. Toutefois, des phénomènes vibratoires apparaissent lors des phases d'accélération. Dans le cas des essais réalisés avec le réglage proposé, ces vibrations sont fortement atténuées. En prenant en compte directement dans le réglage les aspects mécaniques de la machine, le comportement du chariot est mieux maîtrisé lors des phases à fortes sollicitations dynamiques.

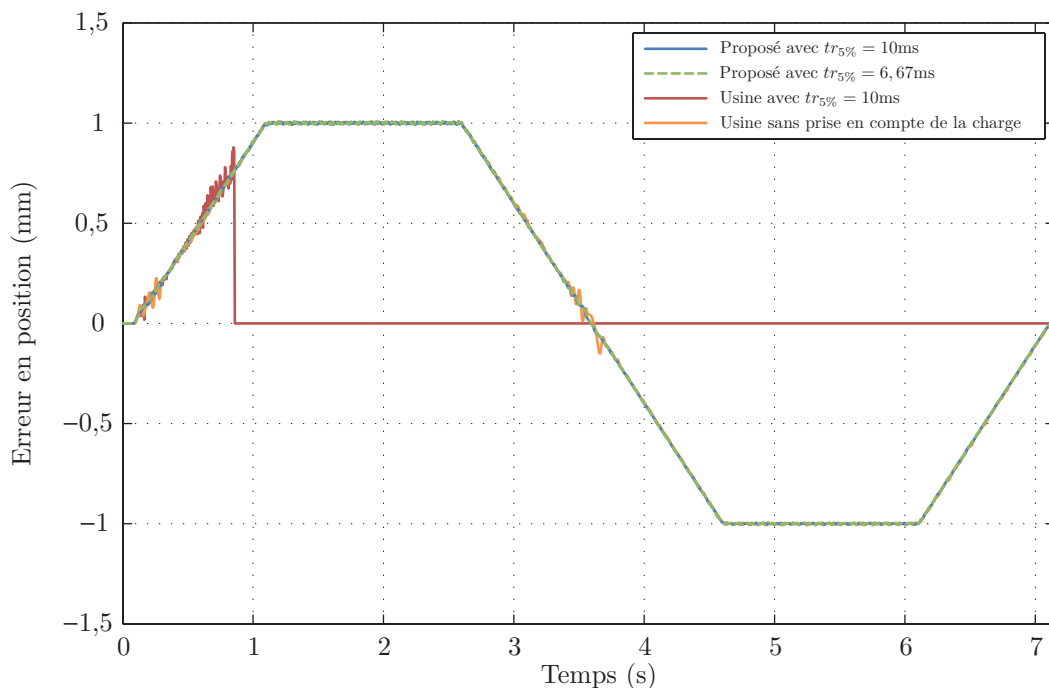


FIGURE II.16 – Comparaison de l'erreur en position avec les différents réglages lors d'une montée puis d'une descente du chariot

K_p étant réglé en considérant l'erreur de vitesse, le passage d'un temps de réponse à 5% de 10ms à 6,67ms ne le modifie pas, et donc ne modifie pas le comportement en erreur. Cependant, cela à une grande influence sur le couple nécessaire, comme le montre la figure II.17. Elle souligne l'importance d'un choix raisonnable du temps de réponse à 5% : pour des performances similaires en terme de suivi de trajectoire, les valeurs maximales du couple nécessaire sont beaucoup plus élevées si le temps de réponse est choisi trop faible, ce qui induit une sollicitation du moteur beaucoup plus grande.

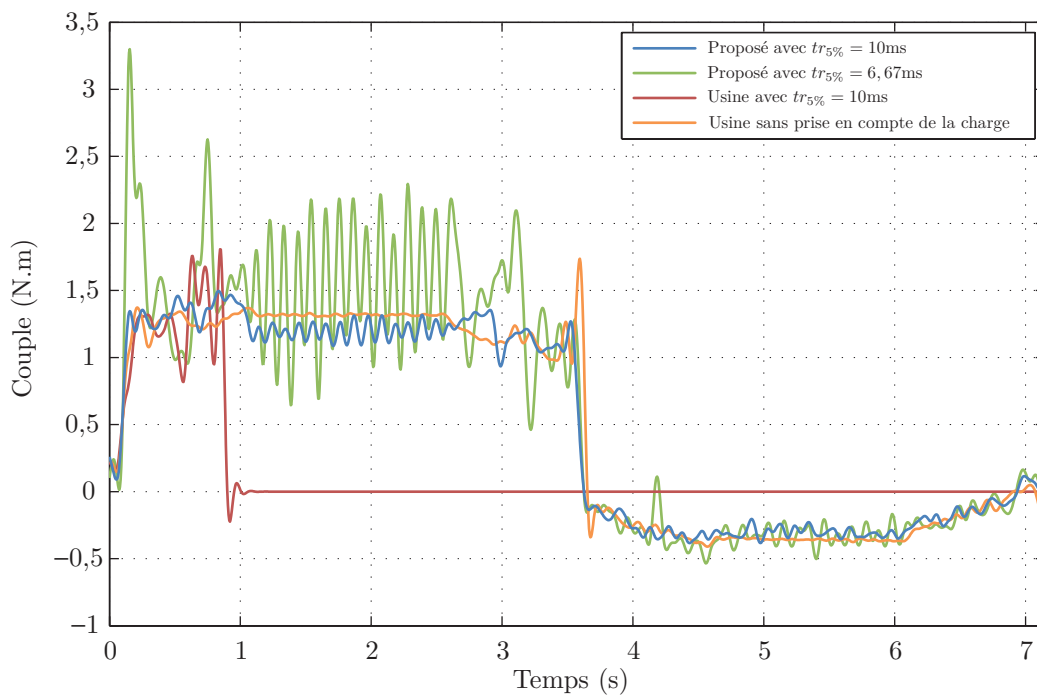


FIGURE II.17 – Mesures de couple avec les différents réglages lors d'une montée puis d'une descente du chariot

Enfin, la figure II.18 montre l'erreur en position avec le réglage proposé et deux différentes compensations, la prise en compte de la gravité et des frottements secs F_s , ainsi que l'impact de l'anticipation. Cette figure montre que les deux compensations n'ont pas d'impacts sur l'erreur : le réglage des gains de la commande étant adapté au comportement mécanique de l'axe, ces compensations ne sont pas utiles. Enfin, l'anticipation, dont le gain est réglé à 1, permet de ramener l'erreur de position proche de 0. Son bénéfice est amélioré par l'absence de fortes vibrations lors des phases d'accélération grâce à notre réglage.

Ainsi, malgré l'important bruit dans l'identification des paramètres de l'axe vertical, le réglage basé modèle permet, de manière rapide et uniforme, de trouver la valeur des gains qui permet d'optimiser le comportement de la machine. Les vibrations résiduelles de la figure II.18 avec anticipation dues aux discontinuités d'accélération peuvent être réduites par l'utilisation d'une génération de trajectoire en

jerk limité [PAT05]

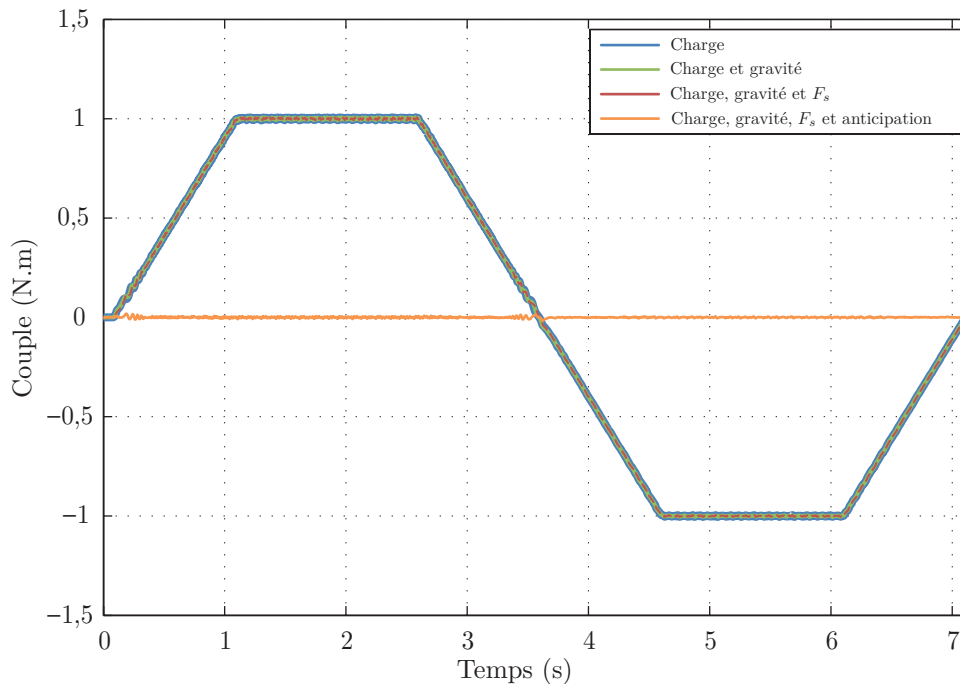


FIGURE II.18 – Erreur en position avec le réglage proposé et différentes compensations lors d’une montée puis d’une descente du chariot (Les courbes bleu, verte et rouge sont superposées)

Le réglage basé modèle présenté dans cette section permet donc d’obtenir de meilleures performances en terme de suivi de trajectoire (comme l’ont montré le Ballbar simulé du KX15 et l’expérimentation sur l’axe vertical). De plus, il permet d’obtenir un réglage directement issu de la modélisation et de l’identification du comportement mécanique, ce qui mobilise la machine uniquement lors de la phase d’enregistrement des mesures nécessaires à la phase d’identification et permet de proposer une méthodologie universelle et pérenne pour le réglage de la loi de commande. Bien sûr, les réalités mécaniques (comme la déformation de la courroie de l’axe vertical due à sa fixation au mur) imposent de devoir légèrement réajuster les gains, mais l’ordre de grandeur obtenu permet un gain de temps non négligeable.

Par la suite, nous proposons un nouveau type de commande de machine-outil en couple linéaire qui correspond à la réalité mécanique de la structure au travers du modèle dynamique de la machine-outil.

4 Définition d'une nouvelle stratégie de commande de machine-outil

En se basant sur le modèle dynamique d'une machine, il est possible de développer une nouvelle loi de commande mieux adaptée à son comportement. Ce paragraphe présente la méthodologie dans le cas de la machine-outil HURON KX15

4.1 Méthodologie et développement

Dans un premier temps, nous allons considérer une loi de commande destinée à réaliser une tâche d'usinage cinq axes positionnés sur la machine-outil HURON KX15. Ainsi, les forces de Coriolis et centrifuges sont nulles. De plus, il n'y a pas d'effets inertiels couplés sur les solides en translation. En effet, \mathbf{A} et \mathbf{K} dépendent de la position \mathbf{q} uniquement pour les axes de rotation. Dans notre cas, nous considérons ces axes comme positionnés, nous considérons donc ces matrices comme constantes pour une opération donnée. $\mathbf{A}(\mathbf{q})$ est donc diagonale et constante. Finalement, le modèle dynamique utilisé pour la nouvelle stratégie de commande est :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q} \quad (\text{II.28})$$

$$\text{avec } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} Q_X & Q_Y & Q_Z & Q_A & Q_C \end{bmatrix}^T = \mathbf{K} + \mathbf{F}_s \text{Sign}(\dot{\mathbf{q}})$$

On note \mathbf{q}_d le vecteur des positions articulaires désirées. Le vecteur des erreurs de position est défini comme $\mathbf{e} = \mathbf{q}_d - \mathbf{q}$. Afin de garantir des performances optimales dans le cas de l'usinage, on choisit de modéliser le comportement de l'erreur \mathbf{e} par un second ordre (ce qui permet d'imposer à l'erreur un comportement en décroissance exponentielle dont le comportement transitoire est maîtrisé), ce qui implique :

$$\ddot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e} = 0 \quad (\text{II.29})$$

avec (l'objectif étant de réaliser une commande linéaire axe par axe) :

$$\mathbf{K}_d = \begin{bmatrix} K_{dX} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{dY} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{dZ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{dA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{dC} \end{bmatrix}$$

et

$$\mathbf{K}_p = \begin{bmatrix} K_{pX} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{pY} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{pZ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{pA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{pC} \end{bmatrix}$$

où K_{pi} et K_{di} sont les gains proportionnels et dérivés de l'axe i (structure parallèle). Pour éviter les oscillations, et en accord avec le temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de la boucle de position admissible, le réglage adéquat est :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{pi} = \omega_d^2 \\ K_{di} = 2\xi\omega_d \end{array} \right. \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} \xi = 1 \\ \omega_d = \frac{5}{tr_{5\%}} \end{array} \right. \quad (\text{II.30})$$

D'après les équations (II.28) et (II.29), les forces et couples articulaires deviennent :

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{A}(\mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e}) + \mathbf{Q} \quad (\text{II.31})$$

Cette équation est la base de la nouvelle loi de commande basée sur le modèle dynamique de la machine. Le tableau II.12 rappelle la fonction de chaque terme de l'équation.

Terme	Correspondance
$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}}_d$	Anticipation en accélération
$\mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}}$	Compensation des frottements visqueux
$\mathbf{A}(\mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p\mathbf{e})$	Signal de commande du correcteur PD
\mathbf{Q}	Compensation de la gravité et des frottements secs

Tableau II.12 – Explication des termes de la nouvelle loi de commande

Ainsi, la figure II.19 présente le schéma de commande correspondant à la nouvelle loi de commande (II.32).

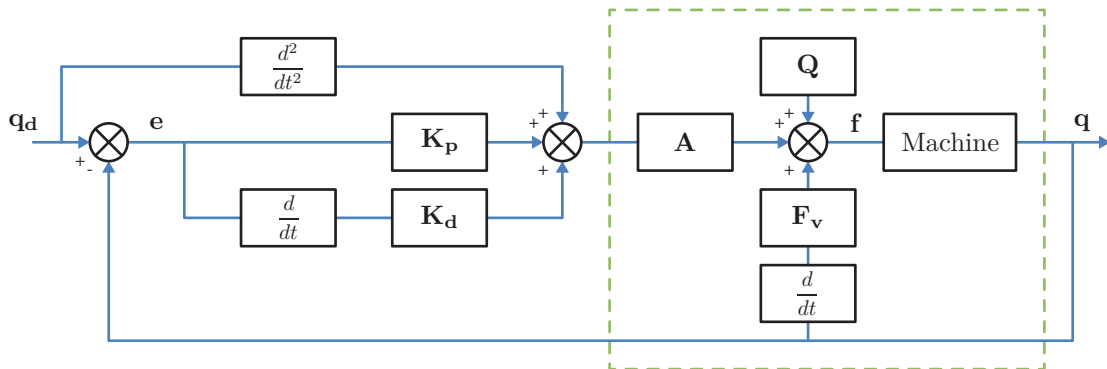


FIGURE II.19 – Schéma de commande

Plusieurs remarques peuvent alors être formulées.

- Les perturbations résultent principalement des erreurs de modélisation. Une étape d'identification des matrices \mathbf{A} , \mathbf{Q} et \mathbf{F}_v est nécessaire.
- Les stratégies de commande de type PD sont asymptotiquement stables quand les effets dus à la gravité sont compensés [KD99].
- Le gain Intégral n'est théoriquement pas nécessaire, du fait que le système se comporte comme un double intégrateur pour l'erreur d'asservissement (voir zone en pointillé sur la figure II.19) et que les erreurs d'identification peuvent être compensées par l'anticipation [PAC09]. Expérimentalement, la loi de commande étant basée modèle, les erreurs dans le modèle peuvent éventuellement être compensées avec une action intégrale
- ω_d doit être inférieur à ω_r , la pulsation de résonance, pour éviter d'exciter les modes propres. Le temps de réponse à 5% peut être ajusté dans ce but.

- Les précharges et autres couples résistants ne sont pas directement pris en compte dans le modèle, mais l'identification permet d'intégrer leurs effets dans les paramètres définis (\mathbf{A} , \mathbf{F}_v et \mathbf{Q}).
- Si les axes de rotation sont utilisés entre deux opérations, le réglage peut être adapté avant le début de l'usinage. Si les axes de rotation sont utilisés pendant l'usinage, la valeur maximale de leur position est utilisée pour le réglage afin d'avoir une compensation sur toute la trajectoire.

Un temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$ de 10 ms est choisi. En effet, il n'y a plus de boucle de vitesse, seule la boucle de position excite donc la structure. Le temps de réponse peut donc être choisi plus grand, dans la mesure où des saturations n'apparaissent pas. Le réglage étant grandement simplifié, l'apparition de ces saturations est aisément détectable expérimentalement. Ainsi, les gains obtenus sont :

$$\mathbf{K}_d = 1000 \quad \text{et} \quad \mathbf{K}_p = 250000 \quad (\text{II.32})$$

En outre, ce schéma de commande subit inexorablement des perturbations : erreurs de modélisation, d'identification et de mesure.

Ainsi, pour valider la loi de commande proposée, des simulations sont réalisées et explicitées dans la section suivante.

4.2 Simulations

Le simulateur recalé de la section 2.4 est utilisé afin de simuler le comportement de la machine-outil KX15 avec la loi de commande précédemment développée.

La figure II.20 présente la comparaison d'une réponse à un échelon du système avec la commande de la figure II.19 (*Basé-modèle*), avec une commande de type PID réglée en utilisant la méthode de Ziegler-Nichols [ZN42] et la méthode de Khalil pour PID [KD99]. Les méthodes classiques ne prennent pas en compte la mécanique de la structure : de grands dépassements apparaissent dus à l'inertie non négligeable des axes. La méthode de Khalil montre que, comme ce qui a été supposé, l'action intégrale n'est pas nécessaire. La méthode de réglage basé modèle présentée dans ces travaux et la stratégie de commande développée donnent un comportement correct sans retouches supplémentaires.

La nouvelle stratégie de commande est ensuite comparée à une commande classique de machine-outil dont le réglage est réalisé manuellement avec la méthode itérative utilisée par les industriels (*Classique*). Les gains des anticipations en vitesse et en accélération sont réglés à 1. La figure II.20 montre que le comportement est sensiblement identique. Cependant, sur une trajectoire à jerk contrôlé (translation de 0,1 m sur l'axe X), le schéma de commande classique nécessite d'être reconsidéré, l'erreur de suivi étant bien plus importante (figure II.21). Ces résultats montrent la pertinence de la nouvelle stratégie de commande qui est directement issue du modèle dynamique et qui ne nécessite que peu de modifications manuelles.

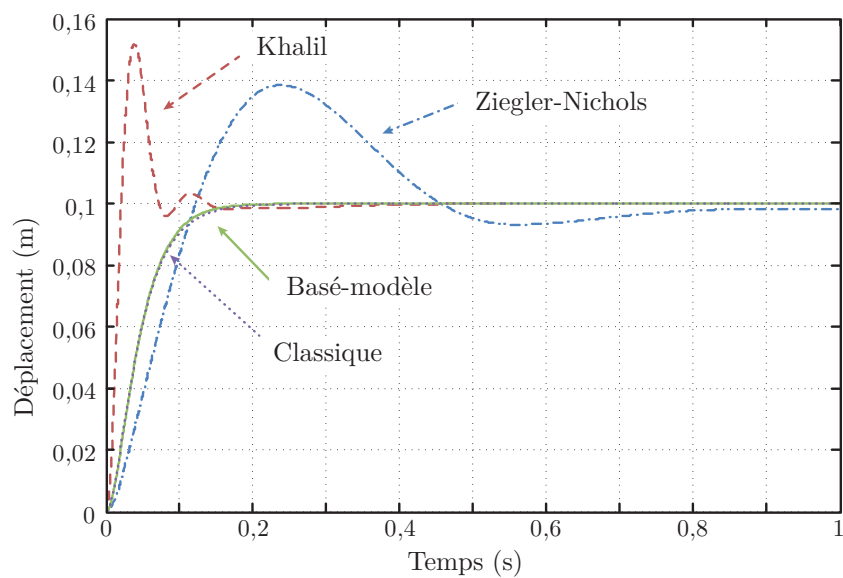


FIGURE II.20 – Réponse à un échelon avec différents réglages

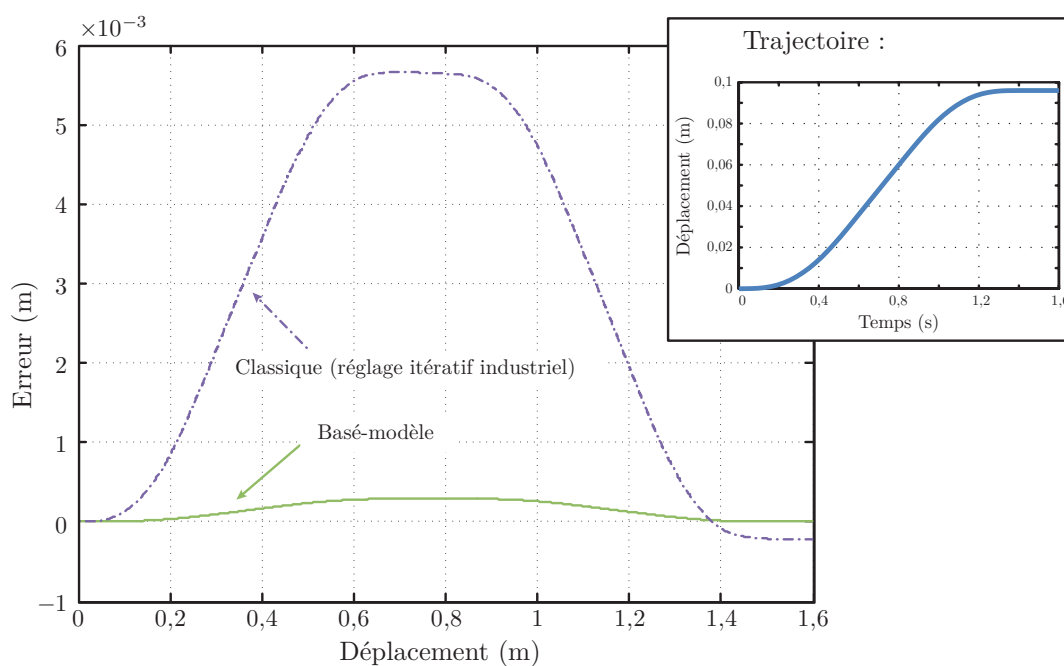


FIGURE II.21 – Erreur sur une trajectoire à jerk contrôlé

La figure II.22 montre la robustesse de la méthode proposée aux erreurs d'identification. L'erreur e est présentée avec une identification exacte et avec une erreur de 20% sur tous les paramètres, lors d'une translation de 0,1 m sur l'axe X . Seul un très faible impact sur le temps de réponse est perceptible.

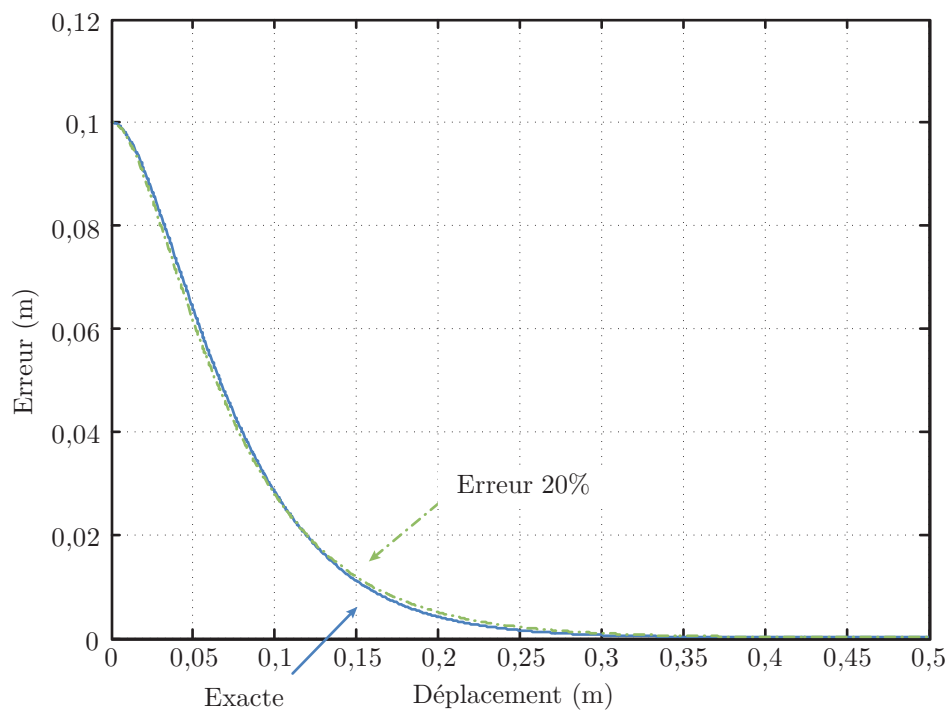


FIGURE II.22 – Erreur avec une inexactitude dans l'identification

Enfin, un essai Ballbar simulé est effectué avec le nouveau schéma de commande. La figure II.23 présente alors le Ballbar mesuré, le Ballbar simulé issu du schéma classique avec réglage basé modèle, et le Ballbar simulé issu du nouveau schéma de commande. Les performances sont améliorées par rapport au Ballbar mesuré : l'erreur liée à la vitesse d'asservissement est diminuée de 67%. Cependant, les performances ne sont pas aussi bonnes qu'avec le schéma classique réglé. Pourtant, les phénomènes vibratoires liés aux chocs (arrêt et départ des axes) sont atténués. Ainsi, le nouveau schéma de commande est mieux adapté à la dynamique des axes, et il est possible d'améliorer les performances en jouant sur le temps de réponse, tout en s'assurant de ne pas exciter les modes propres de la machine.

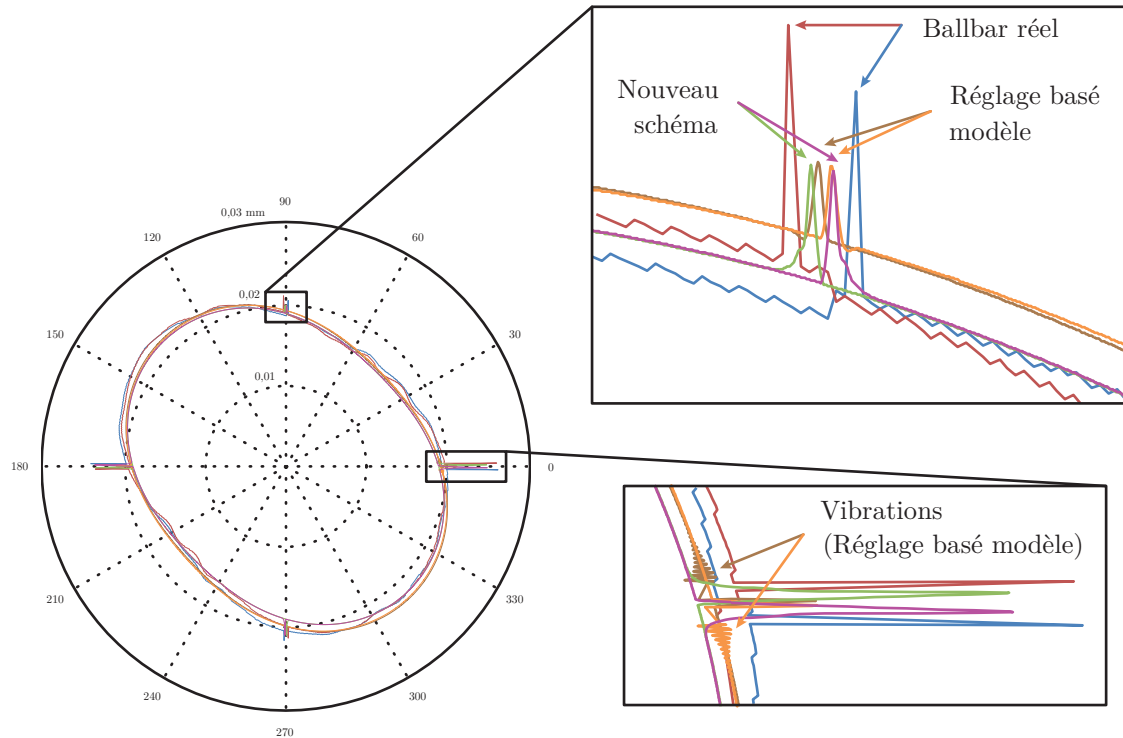


FIGURE II.23 – Comparaison entre un Ballbar réel, un schéma de commande classique avec un réglage basé modèle et le nouveau schéma de commande

5 Conclusion

Cette section présente une méthode de réglage des machines-outils basée sur le modèle dynamique, qui peut être calculé analytiquement grâce au formalisme de Lagrange. L'identification associée est présentée. Les simulations réalisées dans un cadre d'usinage trois axes ont montré que la méthode proposée peut aisément s'exporter à l'industrie. Il est donc proposé ici une méthode clé en main pour le réglage des gains de la commande d'une machine-outil. En introduisant le comportement mécanique de la structure et de la tâche dans le réglage, le comportement global de la machine est mieux maîtrisé. Le second point est que, contrairement aux méthodes empiriques, les méthodes basées modèle proposent un réglage universel, pérenne et répétable, car le réglage n'est plus intrinsèque au régleur mais bien aux caractéristiques mécaniques de la machine. Enfin, cette méthode ne mobilise pas de manière excessive la machine : quand un régleur a besoin d'en moyenne deux jours pour régler une machine-outil, seulement deux heures sont nécessaires à l'identification des paramètres de notre méthode.

Une amélioration du schéma de commande actuel des machines-outils est également proposée dans le but d'augmenter l'adéquation entre le comportement de l'erreur et le comportement de la machine.

La stratégie est alors directement adaptée à la structure et à la tâche à réaliser.

Dans les deux cas (réglage de la boucle initial et nouvelle commande adaptée), l'intégration de notions mécaniques dans la commande au travers de la modélisation de la structure apporte de nombreux intérêts :

- Universalité du réglage
- Répétabilité du réglage
- Faible mobilisation de la machine
- Peu d'adaptations expérimentales nécessaires

Les conditions d'utilisation sont très variables dans le contexte de l'usinage. Nous avons montré que la méthode développée dans cette section est robuste aux erreurs d'identification. Cependant, les essais considérés sont réalisés sur une machine à vide. Ainsi, il serait possible de considérer les efforts d'usinage comme une perturbation extérieure. Au travers d'une prédiction de ces efforts [CHA06], une compensation adéquate pourrait permettre d'obtenir un réglage des gains de la commande encore plus fin. Enfin, il serait envisageable de considérer une stratégie de commande adaptative afin de prendre en compte les modifications de l'inertie de la pièce au cours de l'usinage ou tout autre phénomène qui pourrait faire varier certains paramètres du modèle dynamique de la machine.

Chapitre III

La commande dans le contexte des essais mécaniques

Sommaire

1	Introduction	97
2	Présentation de l'expérimentation	101
3	Modélisation	105
4	La loi de commande	109
5	Résultats	115
6	Conclusion	120

Dans ce chapitre, nous développons une loi de commande adaptée aux essais mécaniques avec une machine parallèle. Cette nouvelle loi de commande est testée sur un cas particulièrement contraignant pour les conditions aux limites de l'éprouvette, l'essai de Nooru-Mohamed. Au travers d'une modélisation adaptée de la machine d'essai et de l'essai mécanique, une simulation est réalisée avec une loi de commande de type Hybride Force/Position dont le réglage est basé sur le modèle de la structure de la machine et des caractéristiques du matériau, ce qui permet de contrôler de manière adéquate les conditions aux limites de l'éprouvette.

1 Introduction

Dans un contexte industriel de plus en plus contraignant, les essais mécaniques jouent un rôle prépondérant dans la caractérisation des lois de comportement des matériaux. Que ce soit pour effectuer un dimensionnement plus juste, pour évaluer un coefficient de sécurité de manière plus pertinente ou

pour prédire le comportement d'une pièce, les propriétés mécaniques des matériaux, comme le module d'Young, le coefficient de Poisson, la limite d'élasticité ou encore l'allongement à la rupture, ne sont actuellement plus suffisantes. En effet, des lois de comportement multiaxiales de plus en plus complexes sont proposées et nécessitent des expérimentations de plus en plus élaborées [NM92]. C'est pourquoi dans certains cas, les essais maîtrisés les plus classiques, de type traction ou compression uniaxiale, cisaillement ou torsion par exemple, ne sont pas suffisants. Il est donc primordial de développer de nouveaux types d'essais permettant, par exemple, d'utiliser une cinématique plus riche et par conséquent des modes de fissurations complexes. En particulier, les essais multiaxiaux (voir figure III.1) apportent des perspectives particulièrement intéressantes. Contrairement aux essais uniaxiaux qui consistent à appliquer un effort dans une direction à une éprouvette ou une pièce jusqu'à la fissure ou la rupture, les essais multiaxiaux consistent à appliquer plusieurs efforts de manière simultanée. Ils offrent ainsi des trajets de chargement originaux et autorisent de nouveaux modes de fissuration. De plus, ils permettent une reproduction beaucoup plus réaliste du chargement auquel les pièces à tester seront soumises.

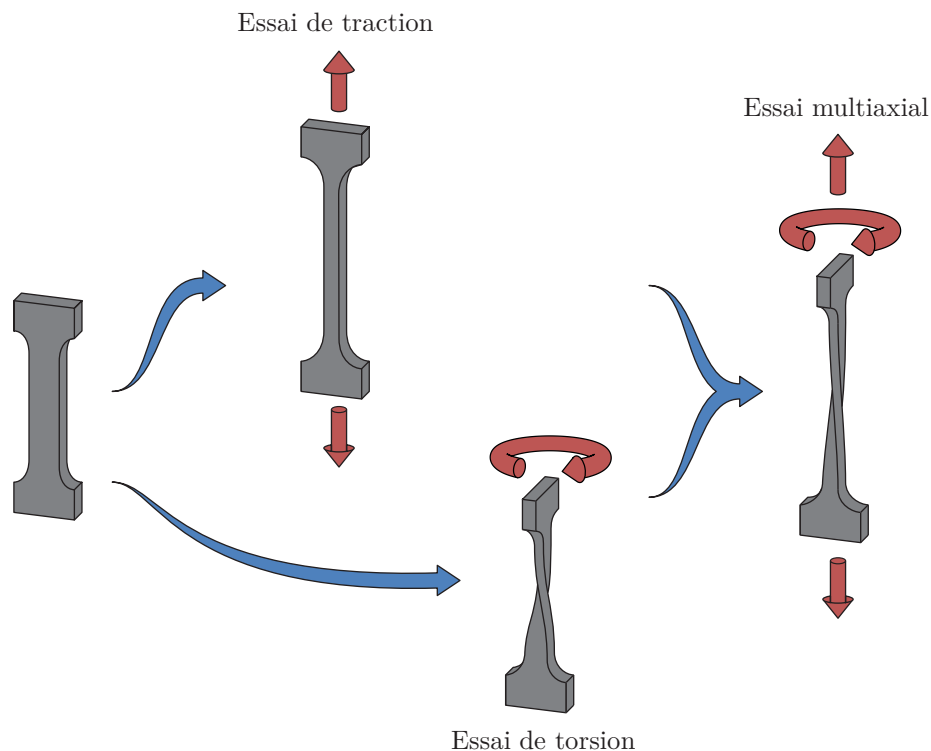


FIGURE III.1 – Un exemple d'essai multiaxial

Évidemment, les essais multiaxiaux nécessitent de nouvelles instrumentations. Souvent, la complexité des machines nécessaires freine leur installation voire leur utilisation. En effet, la mise en œuvre

d'une chaîne cinématique complexe a tendance à rendre difficile la maîtrise de bonnes conditions de sollicitations. De plus, ces structures sont dédiées à un type d'essai multiaxial et souvent, changer de direction de chargement signifie changer la structure même de la machine (voir Figure III.2). Enfin, les machines à structure arborescente n'autorisent pas une maîtrise totale des conditions aux limites du matériau à tester. La synchronisation des axes est souvent complexe à mettre en œuvre et dans les directions non sollicitées, la rigidité de la machine n'est pas maîtrisée. Ces machines sont de plus dédiées à un type d'essai particulier (souvent des essais de fatigue) et ne correspondent donc pas à l'objectif de réaliser une machine d'essai multiaxiale qui soit polyvalente.

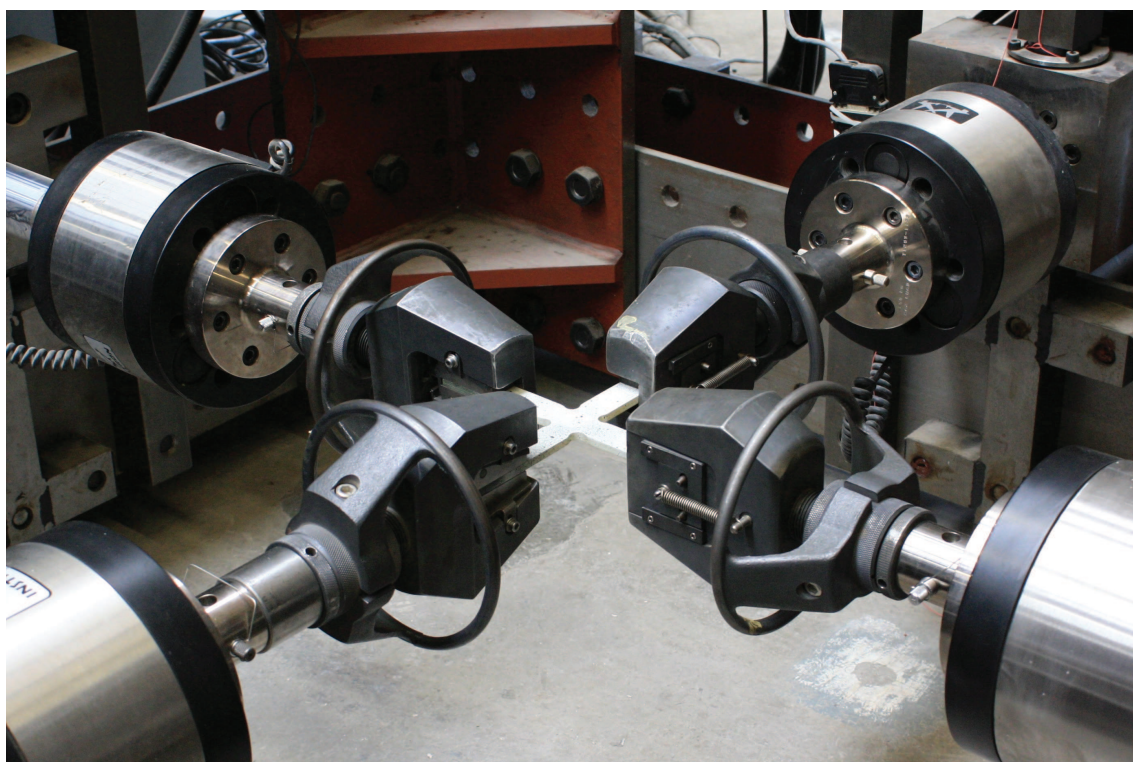


FIGURE III.2 – Un exemple de machine d'essai à structure arborescente

Dans ce contexte, l'utilisation de machines à structure parallèle semble pertinente du fait de leur versatilité. Aujourd'hui, ce type de structure n'est pas utilisé dans le cadre d'essais mécaniques (hormis pour quelques rares applications impliquant de larges déplacements, principalement dans le domaine de la biomécanique [SGMCL02] [MHF08] [GK09]). En effet, les degrés de liberté supplémentaires non utilisés pendant l'essai sont souvent considérés comme perturbateurs. La question de la rigidité suivant ces axes se pose et les résultats de l'essai peuvent être compromis si une instrumentation en capteurs adéquate n'est pas mise en place.

Ainsi dans le cadre de ces travaux de thèse, nous nous intéressons au choix d'une stratégie de commande adaptée à une typologie d'essais mécaniques et aux caractéristiques a priori du matériau. Ces travaux sont menés en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique et Technologie (LMT) de Cachan, où de premiers essais ont été réalisés sur une éprouvette en béton avec une machine à structure de type hexapode. La consigne est un déplacement de 0,6 mm suivant l'axe Z et l'axe Y sur la face supérieure de l'éprouvette de forme carrée (voir figure III.3), correspondant à une combinaison de traction et de cisaillement. Grâce à une technique de mesure de champs par corrélation d'images, les déplacements réels de l'éprouvette sont mesurés.

Lors des premiers essais, il a été remarqué que les parties supérieures et inférieures de l'éprouvette se sont déplacées de la même manière sur 0,3 mm suivant Y et suivant Z . Ainsi, non seulement la consigne initiale d'un déplacement de 0,6 mm de la face supérieure de l'éprouvette par rapport à la face inférieure n'a pas été atteinte, mais plus gênant encore, l'éprouvette ne s'est pas déformée : elle s'est simplement déplacée suivant un mouvement de corps rigide. Comme le montre de manière exagérée la figure III.3, les vérins de la machine utilisée ont bien atteint leur consigne, mais une grande partie du déplacement a été encaissée par les souplesses internes de la partie inférieure et supérieure de la machine. En effet, le déplacement de la face inférieure n'est pas maîtrisé.

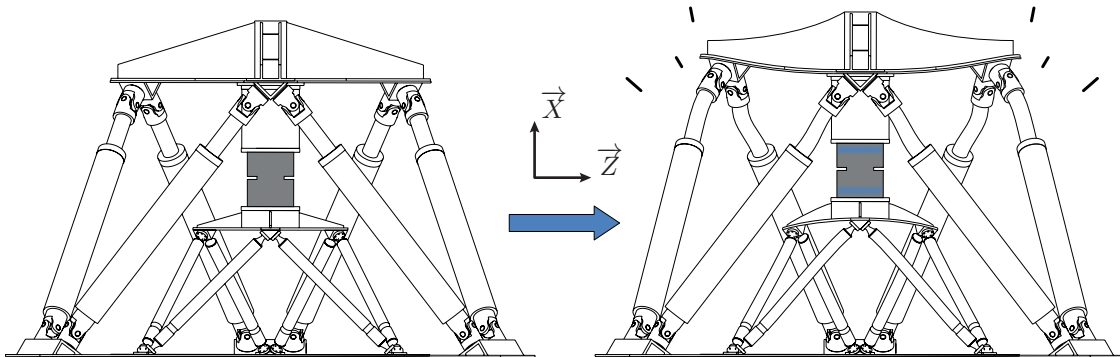


FIGURE III.3 – L'éprouvette n'a subi qu'un mouvement de corps rigide

Il apparaît donc primordial de développer de nouvelles techniques nous garantissant que les déplacements relatifs des surfaces de l'éprouvette et non de la machine soient respectés, et que les conditions de sollicitation de l'éprouvette soient respectées au mieux.

Cette problématique peut être abordée suivant deux points de vue, un point de vue instrumentation et un point de vue stratégie de commande. En ce qui concerne l'instrumentation, le choix s'est porté sur des caméras. En effet, certaines techniques de mesure de champs, comme la tomographie ou la corrélation d'images, offrent une mesure directe et globale du comportement de l'éprouvette au cours de l'essai. Ainsi, la perte d'informations est limitée et la pertinence des résultats est augmentée. D'autre part, avec le renforcement des structures informatiques, la puissance de calcul aussi bien en terme de

possibilités que de rapidité est augmentée. Ainsi, en utilisant ce type d'instrumentation, il est possible d'imaginer un asservissement direct sur le chargement réel de l'éprouvette permettant de s'affranchir du comportement de la machine.

Si nous considérons le point de vue stratégie de commande, l'objectif est de maîtriser les sollicitations de l'éprouvette lors de l'essai expérimental. En effet, les essais mécaniques n'autorisent pas, dans la plupart des cas, de dépassement de la consigne, ce qui pourrait avoir pour conséquence d'endommager l'éprouvette et ainsi fausser les résultats. Les vitesses d'exécution sont très lentes dans le cas d'essais quasi statiques, ce qui peut poser des problèmes sur certaines machines avec notamment l'apparition d'une consigne en escalier. Enfin, une grande robustesse est demandée pour pallier toute réaction violente et/ou inattendue de l'éprouvette (notamment à la rupture) et pour fonctionner de manière similaire dans différentes conditions et différents trajets de chargement.

Dans ces travaux de thèse, nous nous sommes intéressés à la définition d'une stratégie de commande qui permette non plus de s'assurer que la machine suive la consigne, mais que l'éprouvette soit sollicitée de la manière qui a été choisie. Cette différence de point de vue n'est pas anodine, et en particulier dans le cas de machines souples sur lesquelles il est difficile d'évaluer la rigidité des composants et la position des jeux mécaniques, ou encore dans le cas multiaxial où il est délicat d'avoir une instrumentation en capteur appropriée.

L'essai de Nooru-Mohamed avec une instrumentation en caméra a été choisi pour illustrer cette étude, et sera présenté par la suite. La modélisation associée à l'essai et à la machine sera ensuite exposée, puis la loi de commande proposée sera développée. Enfin, les résultats et les perspectives concluront ce chapitre.

2 Présentation de l'expérimentation

Les travaux de thèse portent sur la mise en place d'un essai particulièrement exigeant en terme de conditions aux limites, sur une machine à structure parallèle de type hexapode : l'essai de Nooru-Mohamed. Cette section présente les caractéristiques de l'essai, de la machine utilisée et des capteurs mis en place.

2.1 L'essai de Nooru-Mohamed

L'essai de Nooru-Mohamed est un essai biaxial classique et il sert aujourd'hui de cas test pour valider les simulations de fissuration du béton. La trajectoire est une rampe de position dans le plan principal de l'éprouvette, induisant des efforts de traction et de cisaillement (voir figure III.4). L'éprouvette est parallélépipédique, de section carrée, entaillée sur les côtés, et dont la profondeur est bien plus faible que la largeur/longueur.

Pour la réussite de l'essai, il est primordial de garder le parallélisme entre les faces opposées de l'éprouvette. C'est donc un chargement particulièrement compliqué à réaliser. Si l'essai est réussi, une double fissuration apparaît au niveau des encoches (voir figure III.4). Le déplacement total à la rupture de l'éprouvette est négligeable devant la taille de l'éprouvette (de l'ordre de 0,01%), ce qui en fait un essai quasi statique. Les effets dynamiques sont donc négligeables. Malgré l'ancienneté de la thèse de Nooru-Mohamed (1992) [NM92], ses résultats sont toujours une référence et font souvent office de référence. Il avait lui-même utilisé une structure dédiée, de type arborescente, à base de vérins et de cadres judicieusement agencés. À la connaissance de l'auteur, aucune autre machine n'a réussi cet essai, soit par manque de rigidité des axes non sollicités, soit à cause d'une synchronisation défailante des axes qui sollicitent l'éprouvette.

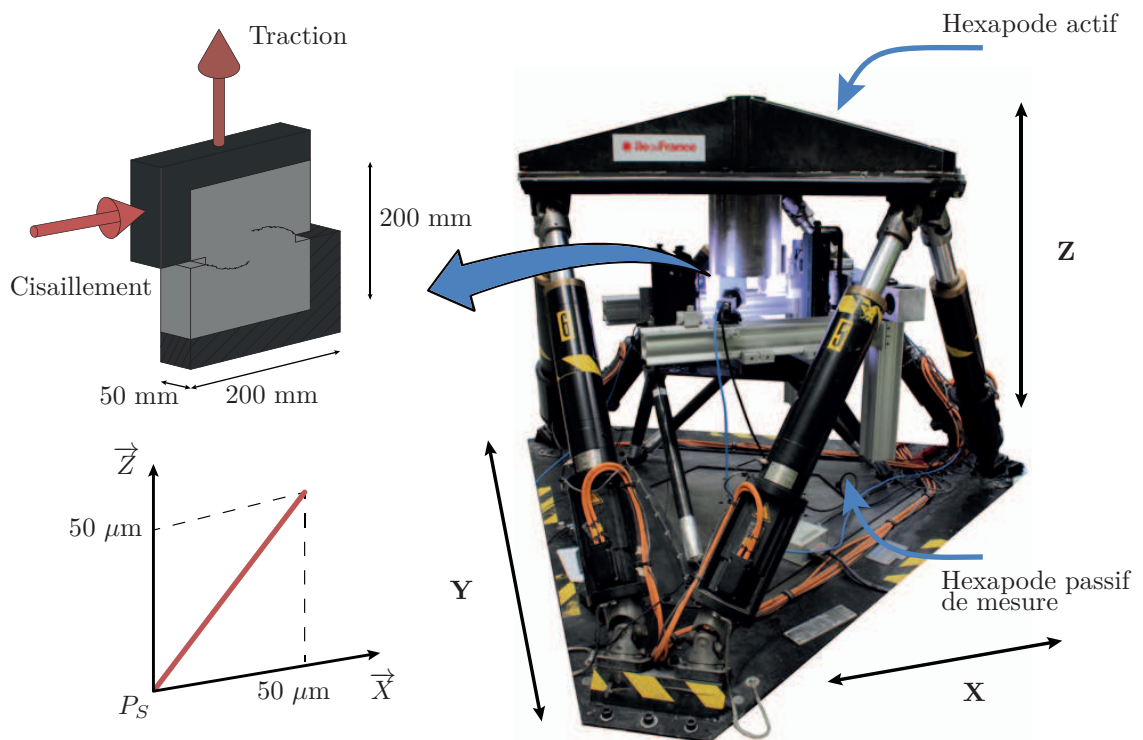


FIGURE III.4 – L'essai de Nooru-Mohamed [NM92] et la trajectoire associée

2.2 L'hexapode

La machine utilisée pour le chargement est une plateforme de Gough-Stewart (hexapode). C'est une structure parallèle à six actionneurs, conférant à son plateau supérieur six degrés de liberté. Les six actionneurs sont des vérins électromécaniques, reliés par des liaisons rotules au sol et à la plate-

forme. Cette machine a été conçue et réalisée pour le centre technique de simulation de Renault. À l'origine, elle était donc utilisée en tant que simulateur de conduite pour des cabines de camion, afin d'étudier le comportement de certaines pièces mécaniques comme les suspensions ou les organes de freinage sous sollicitations dynamiques. Son utilisation en tant que machine d'essai ne pose théoriquement pas de problèmes, comme le démontrent ses caractéristiques techniques dans le tableau III.1 (il suffit en moyenne d'un effort de 20 kN pour atteindre la rupture en traction d'une éprouvette de Nooru-Mohamed). De plus, son espace de travail est amplement suffisant pour des matériaux rigides. Cependant, il déterminera les géométries d'éprouvettes qui pourront être utilisées dans le cas de matériaux souples.

Notons :

- $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x & y & z & \psi & \theta & \phi \end{bmatrix}^T$ le vecteur décrivant la position cartésienne de la plateforme
- x, y et z les coordonnées de l'origine P_S du repère \mathbf{R}_{P_S} lié à l'effecteur terminal par rapport au repère \mathbf{R}_{P_I} lié à la base (voir figure III.7)
- ψ, θ et ϕ les angles d'Euler définissant l'orientation du repère \mathbf{R}_{P_S} par rapport au repère \mathbf{R}_{P_I}
- $\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 & q_2 & q_3 & q_4 & q_5 & q_6 \end{bmatrix}^T$ le vecteur représentant la longueur des jambes $A_i B_i$

Tous les détails concernant l'hexapode sont disponibles sur [NPP⁺12]. Cette machine est instrumentée dans le but d'être apte à réaliser un test de Nooru-Mohamed, et plus généralement, n'importe quel type d'essai mécanique.

	Axe X	Axe Y	Axe Z
Effort	58 kN	54 kN	126kN
Couple	46 kNm	41 kNm	71 kNm
Résolution en translation	3,95 μm	0,54 μm	0,19 μm
Course en translation	-324 / 309 mm	-280 / 280 mm	-235 / 210 mm
Course en rotation	-26 ° / 26 °	-17 ° / 24 °	-26 ° / 26 °

Tableau III.1 – Capacité de l'hexapode en terme de couple, d'effort et d'espace de travail dans sa configuration la plus favorable

2.3 Les capteurs

Comme vu en introduction, dans le cas d'un essai de Nooru-Mohamed, et par extension, dans le cas de tout essai faisant intervenir un matériau très rigide, la structure est extrêmement sollicitée. Ainsi, à cause de la flexibilité de la structure, les mesures proprioceptives ne sont plus pertinentes. C'est pourquoi des capteurs externes sont utilisés afin de mesurer la position et l'effort dans l'éprouvette.

Position

Afin de s'affranchir des déformations éventuelles de la structure, la mesure de position ne doit prendre en compte que le mouvement de l'éprouvette. C'est pourquoi une série de caméras couplée avec un logiciel de corrélation d'images est utilisée [LPRH09]. En pratique, les caméras sont fixées sur la partie inférieure de l'éprouvette et visent une cible placée sur la partie supérieure (voir l'exemple avec une caméra sur la figure III.5). À l'origine, cette technique a été développée dans le but de faire des mesures de champs, bien plus pertinentes lors d'un essai mécanique que des mesures ponctuelles (comme avec l'utilisation de jauges de déformations par exemple). La corrélation d'images se base sur l'analyse de captures successives : la première est considérée comme l'image de référence, les suivantes comme les images déformées (voir figure III.5). Afin que l'algorithme fonctionne, il est nécessaire qu'une différence soit visible entre ces deux images, c'est pourquoi la texture des surfaces observées ne doit pas être uniforme. Une bonne solution est l'utilisation de mouchetis : plus la texture est aléatoire et comporte des éléments de taille adéquate, mieux la méthode fonctionnera. Ici, la mesure nous donne donc une estimation du déplacement du haut de l'éprouvette par rapport au bas, c'est donc la mesure la plus proche de la tâche à réaliser. Les techniques actuelles permettent de travailler à une échelle sub pixelique, ce qui apporte une grande précision des données. L'instrumentation mise en place permet une résolution de $0,2 \mu\text{m}$ à la fréquence de 20 Hz [LFPB⁺14].

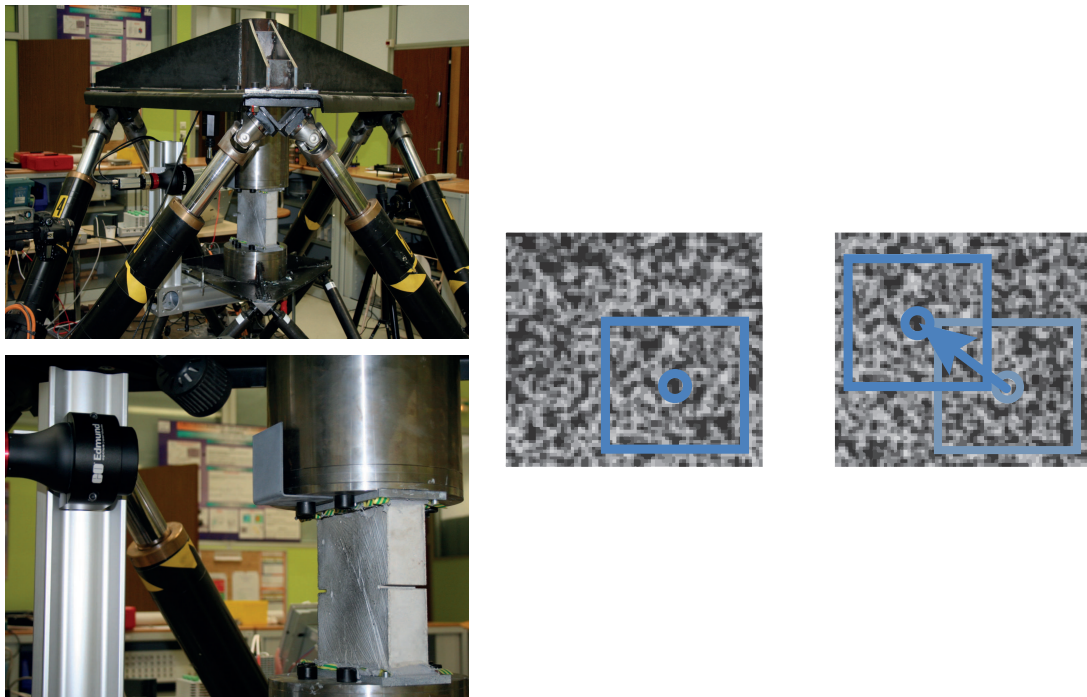


FIGURE III.5 – Montage des caméras (gauche) et principe de la stéréo corrélation (droite)

Force/Couple

La mesure du torseur des efforts appliqué à l'éprouvette se fait grâce à un hexapode passif placé sous la structure (voir figure III.6). Le torseur est reconstruit au sommet de ce dispositif grâce à la mesure de l'effort dans chacune de ses jambes [VN13]. Une fois de plus, la mesure se fait au plus près de l'éprouvette et s'affranchit donc des déformations éventuelles de l'hexapode principal. Cette instrumentation, dont la mesure dépend de l'identification géométrique de la plateforme, permet une résolution de 80 N (0,4 % de l'effort maximal appliqué) et 20 N.m à la fréquence de 800 Hz.

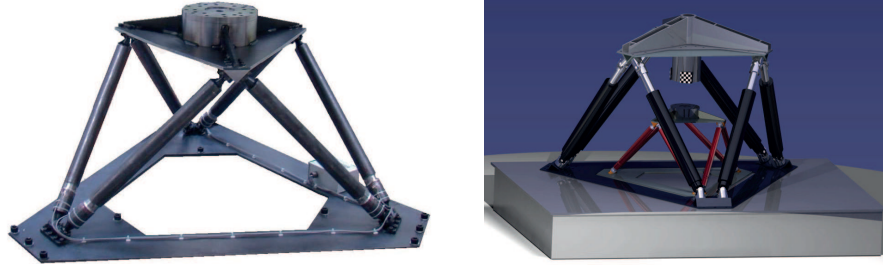


FIGURE III.6 – Dispositif de mesure de torseur d'efforts (gauche) et intégration dans la structure complète (droite) [VN13]

3 Modélisation

Afin de développer une loi de commande qui soit en adéquation avec le comportement de la structure, il convient dans un premier temps de présenter la modélisation de l'hexapode. Le modèle géométrique est utile à l'identification des paramètres de l'hexapode et au calcul de la matrice jacobienne. Le modèle statique lui est nécessaire pour la commande.

3.1 Le modèle géométrique

Le modèle géométrique inverse de l'hexapode se calcule en considérant les six fermetures géométriques correspondant aux six jambes [MER97]. La figure III.7 montre la fermeture géométrique de la jambe numéro 1. Dans cet exemple,

$$q_1 = \| \overrightarrow{A_1 B_1} \| \tag{III.1}$$

$$= \| \overrightarrow{A_1 O} + \overrightarrow{OP_I} + \overrightarrow{P_I P_S} + \overrightarrow{P_S C} + \overrightarrow{CB_1} \| \tag{III.2}$$

Avec $A_i B_i = q_i$ et $\overrightarrow{P_I P_S} = (x, y, z)$, le vecteur \mathbf{q} se calcule en utilisant la matrice **Rot** qui représente l'orientation du repère \mathbf{R}_{P_S} par rapport au repère \mathbf{R}_{P_I} .

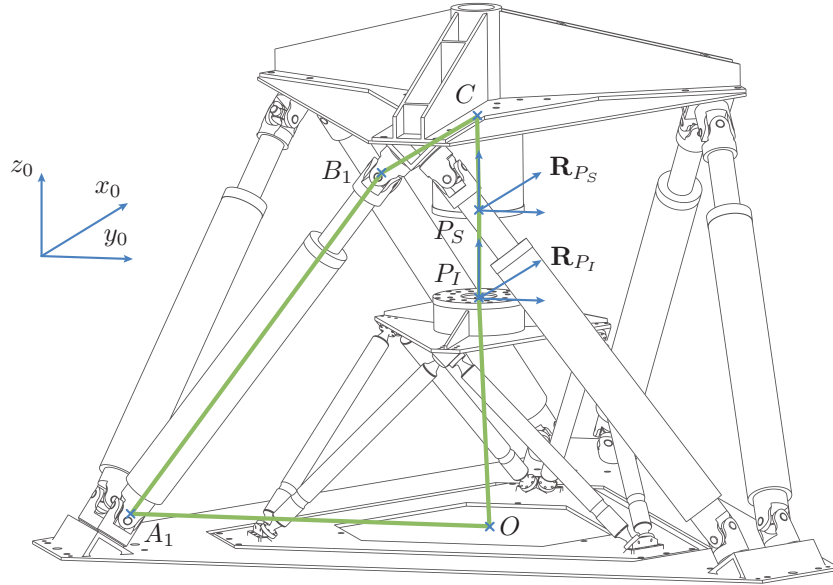


FIGURE III.7 – Fermeture géométrique sur la jambe numéro 1

$$\mathbf{Rot} = \begin{bmatrix} c_\psi c_\theta & c_\psi s_\phi s_\theta - c_\phi s_\psi & s_\phi s_\psi + c_\phi c_\psi s_\theta \\ c_\theta s_\psi & c_\phi c_\psi + s_\phi s_\psi s_\theta & c_\phi s_\psi s_\theta - c_\psi s_\phi \\ -s_\theta & c_\theta s_\phi & c_\phi c_\theta \end{bmatrix} \quad (\text{III.3})$$

avec, par exemple, $c_\psi = \cos \psi$ et $s_\psi = \sin \psi$

En reproduisant le même raisonnement pour les cinq autres jambes, le modèle géométrique inverse peut être calculé. Le modèle complet de l'hexapode ainsi que l'analyse de sensibilité des paramètres se trouvent en Annexe A

3.2 Le modèle statique

L'essai de Nooru-Mohamed s'exécute à une vitesse très faible (de l'ordre de $15 \mu\text{m}/\text{min}$), les effets dynamiques n'ont donc aucune influence sur le mouvement de la plateforme. Ainsi, l'utilisation d'un modèle dynamique complexe n'est pas justifiée. C'est pourquoi le modèle statique est utilisé dans le but de calculer le lien entre l'effort appliqué par l'effecteur et les efforts dans les liaisons actionnées.

Généralités

Le modèle statique d'une machine est la relation mathématique qui relie les efforts/couples dans les liaisons actionnées aux efforts appliqués par l'organe terminal [MER97]. Le principe des travaux virtuels implique [SS01] :

$$\mathbf{f} = \mathbf{J}^T \mathbf{\Gamma} \quad (\text{III.4})$$

où $\mathbf{\Gamma}$ est le vecteur des efforts/couples appliqué par la plateforme mobile. Le vecteur \mathbf{f} représente les efforts/couples dans les liaisons actionnées. \mathbf{J}^T est la matrice jacobienne géométrique transposée. Cette matrice lie les vitesses articulaires $\dot{\mathbf{q}}$ aux vitesses cartésiennes de l'effecteur $\dot{\mathbf{X}}$ [KD99] :

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{X}} \quad (\text{III.5})$$

\mathbf{J}^{-1} est calculé grâce au modèle géométrique inverse (MGI) qui peut être exprimé analytiquement pour une machine parallèle :

$$\mathbf{J}^{-1} = \frac{\partial \text{MGI}(\mathbf{X})}{\partial \mathbf{X}} \quad \text{avec} \quad \mathbf{q} = \text{MGI}(\mathbf{X}) \quad (\text{III.6})$$

L'essai de Nooru-Mohamed étant un essai quasi statique, et dans le but de simplifier la commande tout en la rendant robuste aux erreurs numériques, la matrice jacobienne \mathbf{J} est considérée comme constante pour la durée de l'essai. Afin de vérifier que cette hypothèse n'est pas préjudiciable à la réussite de l'essai, une analyse de sensibilité est réalisée.

3.3 Analyse de sensibilité

\mathbf{J} est une matrice 6x6 qui est fonction de la position \mathbf{X} de la plateforme mobile. L'erreur $e_{\mathbf{X}}$ sur $\mathbf{\Gamma}$ induite par l'hypothèse que \mathbf{J} soit constante durant l'essai se calcule par :

$$e_{\mathbf{X}} = \mathbf{\Gamma}_{Maj} - \mathbf{\Gamma}_{Cst} \quad (\text{III.7})$$

$$= \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^{-T} \mathbf{f}_{Maj} - \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^{-T} \mathbf{f}_{Cst} \quad (\text{III.8})$$

$$= \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^{-T} \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^T \mathbf{\Gamma}^d - \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^{-T} \mathbf{J}_{In}^T \mathbf{\Gamma}^d \quad (\text{III.9})$$

$$= [\mathbf{I} - \mathbf{J}_{\mathbf{X}}^{-T} \mathbf{J}_{In}^T] \mathbf{\Gamma}^d \quad (\text{III.10})$$

avec

- \mathbf{X}_{In} la position initiale de l'effecteur au début de l'essai
- $\mathbf{\Gamma}_{Maj}$ et \mathbf{f}_{Maj} le vecteur des efforts/couples appliqué par l'effecteur et le vecteur des efforts/couples dans les liaisons actionnées, calculés avec la jacobienne \mathbf{J} qui dépend de la position \mathbf{X}
- $\mathbf{\Gamma}_{Cst}$ et \mathbf{f}_{Cst} le vecteur des efforts/couples appliqué par l'effecteur et le vecteur des efforts/couples dans les liaisons actionnées avec $\mathbf{X} = \mathbf{X}_{In}$

- Γ^d le vecteur des efforts/couples désiré appliqué par l'effecteur
- \mathbf{I} la matrice identité

Cette équation est utilisée pour vérifier que dans l'espace de travail considéré, l'erreur induite par l'hypothèse concernant le fait que la jacobienne \mathbf{J} est constante n'est pas préjudiciable. Par exemple, la figure III.8 montre l'erreur géométrique mesurée en fonction de l'effort appliqué sur l'éprouvette. La courbe 1 représente l'erreur géométrique engendrée sur l'axe X si l'éprouvette est chargée suivant les axes X - Z (comme sur la figure III.4). La courbe 2 représente l'erreur géométrique induite sur l'axe Y si l'éprouvette est chargée suivant les axes Y - Z . Enfin, la courbe 3 représente l'erreur géométrique obtenue sur l'axe Z dans le cas des deux chargements précédents. La limite à la rupture de l'éprouvette est également représentée sur la figure III.8. Nous pouvons observer que l'erreur sur Z est négligeable (inférieure à 0,002% du déplacement total à la rupture de l'éprouvette, à environ 17000 N). De plus, au vu des courbes d'erreurs, il est préférable de choisir l'axe X pour la deuxième direction de chargement car l'erreur induite est plus faible. L'erreur en terme d'effort est inférieure de 0,001% à l'effort nécessaire à la rupture.

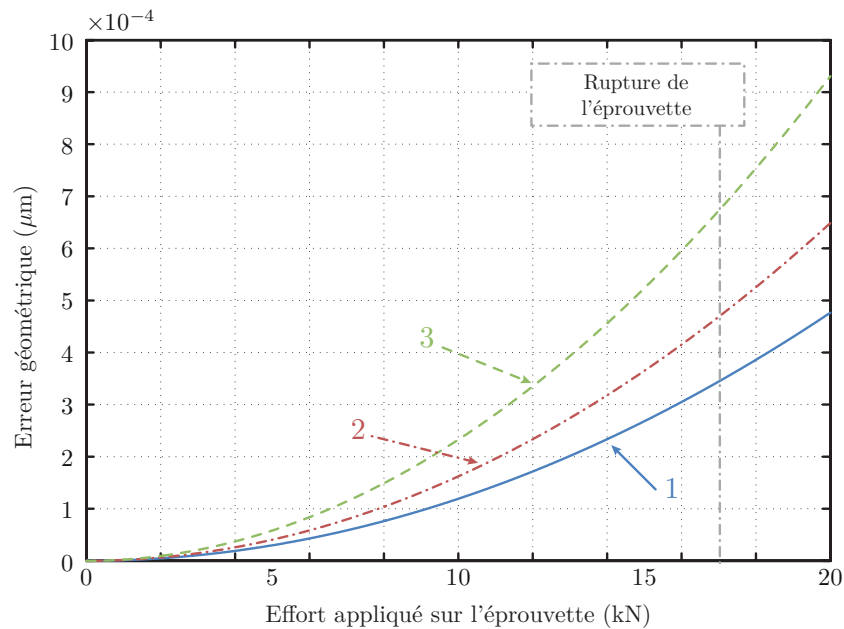


FIGURE III.8 – Erreur géométrique sous l'hypothèse de la jacobienne constante en fonction de l'effort appliqué sur l'éprouvette de Nooru-Mohamed sur :

- l'axe X si la direction de traction est \vec{X} (courbe 1)
- l'axe Y si la direction de traction est \vec{Y} (courbe 2)
- l'axe Z (courbe 3)

De ce fait, nous pouvons valider l’hypothèse selon laquelle la matrice jacobienne est constante pendant un essai de Nooru-Mohamed.

Dans le cas d’autres types d’essais mécaniques, l’équation (III.10) peut également être utile pour déterminer la taille d’une éprouvette, la position initiale et l’espace de travail admissible ou encore la direction du chargement qui permettent de rester sous un seuil d’erreur fixé.

La modélisation de l’hexapode, basée sur son modèle géométrique et statique, permet de construire une loi de commande adaptée à l’essai de Nooru-Mohamed qui est présentée dans la section suivante.

4 La loi de commande

Le but de l’essai de Nooru-Mohamed est de réaliser un chargement biaxial sur une éprouvette en béton. Un premier essai expérimental a été réalisé en utilisant une stratégie axe par axe régulé par une loi de commande développée à partir d’un correcteur proportionnel/intégral. Cette configuration ne permettant pas de contrôler les conditions aux limites dans les axes non explicitement sollicités (l’éprouvette a subi des efforts perturbateurs ce qui a amené à sa rupture), il est nécessaire de développer un nouveau schéma de commande afin de maîtriser l’ensemble des sollicitations de l’éprouvette.

4.1 Loi de commande PI

Dans un premier temps, une commande axe par axe et une régulation Proportionnel/Intégral (PI) sont implémentées. Le schéma de commande est présenté figure III.9 et les gains associés tableau III.2.

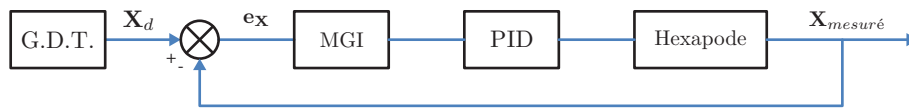


FIGURE III.9 – Schéma de la loi de commande PI

	Gain proportionnel	Temps intégral (min)
Axe X	$1,1e^{-4}$	$1,5e^{-5}$
Axe Z	$1,1e^{-4}$	$1,5e^{-5}$
Axe θ	$7,8e^{-4}$	$8,5e^{-7}$

Tableau III.2 – Gains de la loi de commande PI

La consigne étant une rampe de position, seule la mesure des caméras est utilisée. Un dispositif de mesure extérieur basé sur des LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) dont la résolution est de l'ordre de $0,5 \mu\text{m}$ permet de vérifier la réalisation de la consigne suivant les axes cartésiens commandés (voir figure III.10). L'objectif n'est pas ici de se placer dans des conditions similaires de l'essai de Nooru-Mohamed, mais bien de démontrer l'utilité et le fonctionnement des capteurs extéroceptifs. Le graphique III.11 montre la réalisation de consignes en échelon alors que l'hexapode est sous charge (une éprouvette, ici en bois, est mise en place). En boucle ouverte, c'est à dire sans le retour caméra, la consigne n'est pas réalisée : l'hexapode se déforme et l'effecteur n'atteint pas la bonne position. En boucle fermée, malgré la rigidité de l'éprouvette et la souplesse de l'hexapode, l'effecteur atteint la bonne position.

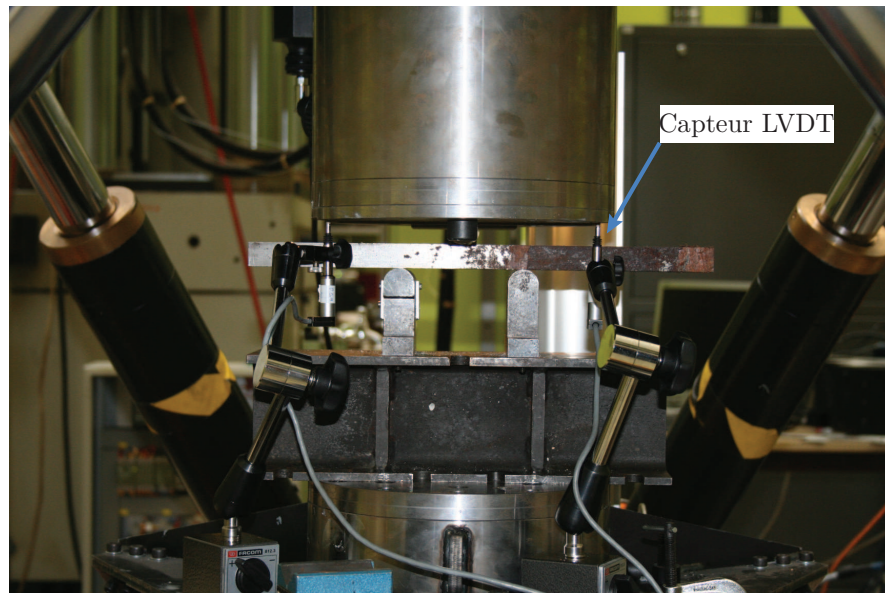


FIGURE III.10 – Essai sous charge afin de vérifier le suivi de consigne

Cette figure montre donc l'importance de la mesure des déplacements relatifs entre les surfaces de l'éprouvette : sans l'instrumentation caméra, l'éprouvette ne subit pas la bonne déformation. Pourtant, la loi de commande axe par axe PI ne suffit pas à garantir une identification des paramètres du matériau sollicité. En effet, cette commande garantit la réalisation de la consigne en position suivant l'axe X et l'axe Z , cependant, du fait de la déformation de l'hexapode, des efforts perturbateurs apparaissent sur les axes non contrôlés, ce qui provoque la rupture de l'éprouvette avant l'observation de la double fissuration. C'est pourquoi il est nécessaire de développer une nouvelle loi de commande permettant de maîtriser l'ensemble des degrés de liberté de l'hexapode dans le but de respecter les conditions aux limites de l'essai mécanique.

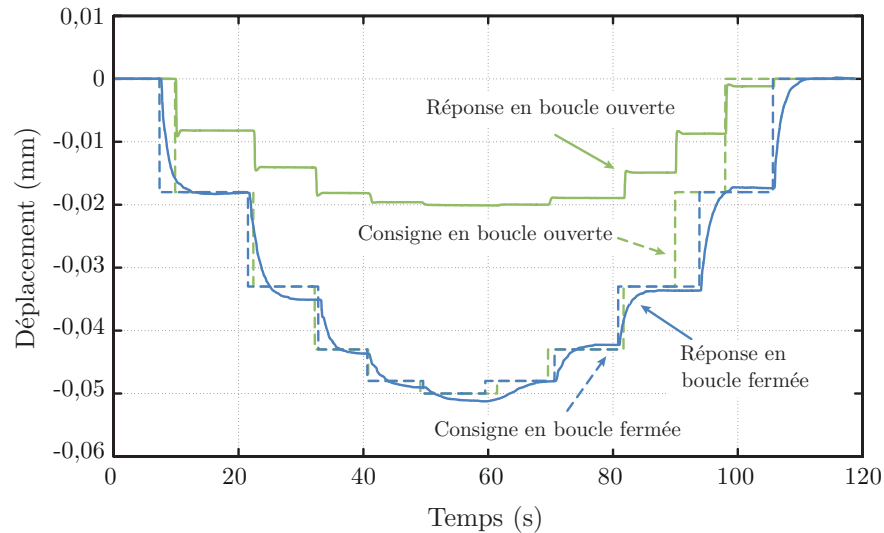


FIGURE III.11 – Déplacement de l'hexapode sous charge en boucle ouverte et en boucle fermée

4.2 Loi de commande force/position

Afin de pouvoir commander les axes qui ne sont pas concernés par une consigne explicite lors de la réalisation d'un essai mécanique, une loi de commande Hybride Force/Position (HFP) est développée. Ce type de commande consiste à contrôler simultanément certains axes en position et d'autres en effort, en fonction de la tâche à réaliser. Il est surtout utilisé dans le cadre de robots manipulateurs qui entrent en contact avec leur environnement extérieur [MM11], comme dans le cas de l'ébavurage robotisé [HF00] par exemple. A la connaissance de l'auteur, ce type de commande n'a jamais été utilisé dans le contexte des essais mécaniques.

La sélection des axes à commander est obtenue grâce à une matrice \mathbf{S} qui permet de contrôler chaque axe en position ou en force [KD99] :

$$\mathbf{S} = \text{Diag}(s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6) \quad (\text{III.11})$$

avec

- $s_i = 1$ si l'axe i est contrôlé en position
- $s_i = 0$ si l'axe i est contrôlé en effort

Du fait que les capteurs permettent une mesure directe de la pose et du chargement de l'éprouvette, le retour mesure est directement utilisé, sans estimation. Les commandes issues des boucles de contrôle d'effort et de position sont ensuite additionnées pour former un vecteur de contrôle global \mathbf{G} . La figure III.12 présente l'algorithme de commande avec :

- \mathbf{X}^d et $\mathbf{\Gamma}^d$ la position et l'effort/couple désirés

- $e_{\mathbf{X}} = \mathbf{X}^d - \mathbf{X}$ et $e_{\Gamma} = \Gamma^d - \Gamma$ l'erreur en position et en effort/couple
- PCL la loi de commande en position (sortie : Γ_{PCL}) et FCL la loi de commande en effort/couple (sortie : Γ_{FCL})

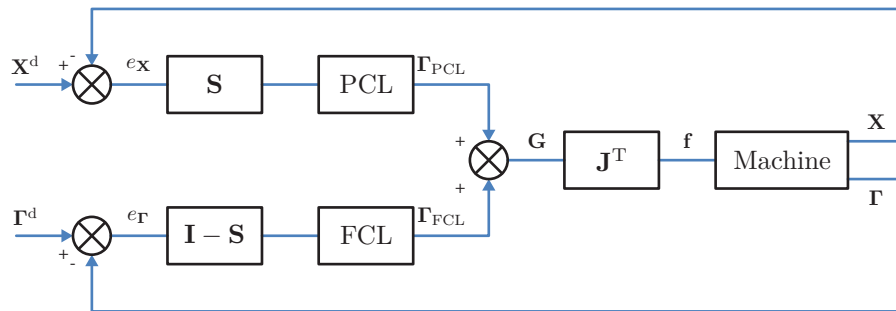


FIGURE III.12 – Schéma de commande hybride force/position

Dans le but de développer les deux lois de commande, un modèle mécanique de l'éprouvette est utilisé. Le modèle de comportement du matériau est obtenu en utilisant le module d'Young et le coefficient de Poisson du matériau [BP000] :

$$\Gamma_{Mod} = \mathbf{R}\mathbf{X} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} \quad (\text{III.12})$$

avec \mathbf{R} le vecteur des rigidités et \mathbf{C} le vecteur des amortissements. Dans le cas de l'éprouvette en béton,

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 36e^7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 36e^7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 11,7e^7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 36e^7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 36e^7 \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 2e^9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2e^9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1,8e^9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2e^9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2e^9 \end{bmatrix}$$

Loi de commande en position (PCL)

Un correcteur Proportionnel / Intégral est utilisé pour annuler l'erreur de suivi de la rampe. Un comportement de type second ordre est alors choisi pour l'erreur de position (afin de maîtriser le

comportement transitoire). L'erreur en position $e_{\mathbf{X}}$ permet donc d'obtenir la loi de commande en position ($\mathbf{\Gamma}_{\text{PCL}}$) avec :

$$\dot{e}_{\mathbf{X}} = \dot{\mathbf{X}}^d - \dot{\mathbf{X}} = -\mathbf{K}_P e_{\mathbf{X}} - \mathbf{K}_{Ip} \int e_{\mathbf{X}} \quad (\text{III.13})$$

Ainsi, \mathbf{K}_P , le vecteur des gains proportionnels, et \mathbf{K}_{Ip} , le vecteur des gains intégraux, permettent d'imposer une décroissance de l'erreur jusqu'à 0 avec :

$$K_{P_i} = 2\xi_i\omega_{0_i} \quad \text{et} \quad K_{Ip_i} = \omega_{0_i}^2 \quad (\text{III.14})$$

L'amortissement ξ est utilisé pour régler le régime de transition et éviter les oscillations. Il doit être choisi supérieur ou égal à 1 pour obtenir un comportement souple face aux chocs qui peuvent intervenir durant l'essai. ω_{0_i} est réglé en considérant le temps de réponse à 5% $tr_{5\%i}$, mais doit être suffisamment faible pour éviter les chocs. Ainsi, avec les équations (III.12) et (III.13) :

$$\dot{\mathbf{X}}^d - \mathbf{C}^{-1}(\mathbf{\Gamma}_{Mod} - \mathbf{R}\mathbf{X}) = -\mathbf{K}_P e_{\mathbf{X}} - \mathbf{K}_{Ip} \int e_{\mathbf{X}} \quad (\text{III.15})$$

Dans le cas d'un axe commandé en position, $\mathbf{\Gamma}$ est le vecteur de commande, donc $\mathbf{\Gamma}_{Mod} = \mathbf{\Gamma}_{\text{PCL}}$. Finalement, $\mathbf{\Gamma}_{\text{PCL}}$ s'obtient avec :

$$\mathbf{\Gamma}_{\text{PCL}} = \mathbf{K}_P \mathbf{C} e_{\mathbf{X}} + \mathbf{R}\mathbf{X} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}^d + \mathbf{K}_{Ip} \mathbf{C} \int e_{\mathbf{X}} \quad (\text{III.16})$$

Loi de commande en effort (FCL)

Une décroissance exponentielle de l'erreur du premier ordre est choisie (la consigne étant fixe). Une action intégrale est introduite afin d'obtenir une erreur nulle. L'erreur en effort $e_{\mathbf{\Gamma}}$ permet d'obtenir la loi de commande en effort ($\mathbf{\Gamma}_{\text{FCL}}$) avec :

$$e_{\mathbf{\Gamma}} = \mathbf{\Gamma}^d - \mathbf{\Gamma} = -\mathbf{K}_{If} \int e_{\mathbf{\Gamma}} \quad (\text{III.17})$$

Ainsi \mathbf{K}_{If} , le vecteur des gains intégraux, permet d'imposer une décroissance de l'erreur jusqu'à 0 avec :

$$\frac{3}{K_{If_i}} = tr_{5\%i} \quad (\text{III.18})$$

Avec les équations (III.4) et (III.17) :

$$\mathbf{\Gamma} = \mathbf{\Gamma}^d + \mathbf{K}_{If} \int e_{\mathbf{\Gamma}} \quad (\text{III.19})$$

Dans le cas d'un axe commandé en effort, $\mathbf{\Gamma}$ est le vecteur de commande, donc $\mathbf{\Gamma}_{Mod} = \mathbf{\Gamma}_{\text{FCL}}$. Finalement, $\mathbf{\Gamma}_{\text{FCL}}$ s'obtient avec :

$$\mathbf{\Gamma}_{FCL} = \mathbf{\Gamma}^d + \mathbf{K}_{If} \int e_{\Gamma} \quad (\text{III.20})$$

La forme de la matrice \mathbf{S} (voir équation (III.11)) assure que $\mathbf{\Gamma}_{PCL}\mathbf{S}$ et $\mathbf{\Gamma}_{FCL}(\mathbf{I} - \mathbf{S})$ soient orthogonaux. Ainsi, ces deux vecteurs sont additionnés pour former le vecteur $\mathbf{G} = \mathbf{S}\mathbf{\Gamma}_{PCL} + (\mathbf{I} - \mathbf{S})\mathbf{\Gamma}_{FCL}$. Il n'y a donc aucun conflit de commande et tous les axes sont commandés. La gravité est directement compensée dans la commande numérique. Enfin, le vecteur de commande final est reconstruit grâce à la matrice jacobienne :

$$\mathbf{f} = \mathbf{J}^T \mathbf{G} \quad (\text{III.21})$$

4.3 Analyse de l'erreur

De manière générale, le comportement réel de l'éprouvette est :

$$\mathbf{\Gamma}_{Reel} = (\hat{\mathbf{R}} + \tilde{\mathbf{R}})\mathbf{X} + (\hat{\mathbf{C}} + \tilde{\mathbf{C}})\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{\Gamma}_{Mod} + \tilde{\mathbf{R}}\mathbf{X} + \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{X}} \quad (\text{III.22})$$

où $\hat{\cdot}$ représente l'estimation et $\tilde{\cdot}$ l'erreur associée à cette estimation. Pour la commande, seulement l'estimation est utilisée, ainsi l'équation (III.16) devient :

$$\mathbf{\Gamma}_{PCL} = \mathbf{K}_p \hat{\mathbf{C}} e_{\mathbf{X}} + \hat{\mathbf{R}}\mathbf{X} + \hat{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{X}}^d + \mathbf{K}_{Ip} \hat{\mathbf{C}} \int e_{\mathbf{X}} = \mathbf{\Gamma}_{Reel} \quad (\text{III.23})$$

ce qui amène au comportement de l'erreur suivant :

$$\dot{e}_{\mathbf{X}} + \mathbf{K}_p e_{\mathbf{X}} + \mathbf{K}_{Ip} \int e_{\mathbf{X}} = \hat{\mathbf{C}}^+ (\tilde{\mathbf{R}}\mathbf{X} + \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{X}}) \quad (\text{III.24})$$

Ainsi, les perturbations résultent principalement des erreurs de modélisations de l'éprouvette. Leur impact spécifique sera étudié ultérieurement.

4.4 Interprétation de la loi de commande

Le schéma de commande est calculé en prenant en compte les spécificités de la tâche et les caractéristiques du matériau à tester. Ainsi, la stratégie de commande PCL est développée à partir du modèle du matériau préidentifié. Un second ordre est imposé sur l'erreur afin de maîtriser le comportement transitoire, et les termes proportionnel et intégral en accord avec la viscosité du matériau permettent de garantir une erreur de vitesse nulle. La stratégie de commande FCL est caractérisée par un terme d'anticipation en effort et d'un terme intégral, ce qui en fait une simple régulation d'effort à consigne fixe. Ces stratégies sont donc en adéquation avec le comportement de l'éprouvette et avec les sollicitations désirées lors du déroulement de l'essai. La rupture est détectée par les caméras et l'hexapode passif, l'essai est alors immédiatement terminé et les actionneurs sont stoppés [NPP⁺12].

Bien sûr, la stratégie peut être adaptée en fonction du matériau et du type de consigne requis. Une généralisation de ces concepts est développée par la suite. Dans le cas de l'essai de Nooru-Mohamed, des simulations ont été effectuées afin de valider le schéma de commande.

5 Résultats

Afin de vérifier la validité de la loi de commande développée dans un contexte d'essai mécanique, une simulation de l'essai de Nooru-Mohamed est réalisée.

5.1 Environnement de simulation

Un essai de Nooru-Mohamed est reproduit en simulation. Le logiciel de modélisation dynamique multicorps MSC AdamsTM est utilisé pour modéliser la structure et le comportement de l'éprouvette, et est couplé avec Matlab/Simulink[®] qui réalise le calcul de la loi de commande. L'environnement de simulation global est décrit sur la figure III.13. Les deux lois de commande précédemment explicitées sont considérées : le premier contrôleur, basé sur le PI axe par axe (PI) [NPP⁺12] et le nouveau contrôleur, basé sur une régulation hybride force/position (HFP).

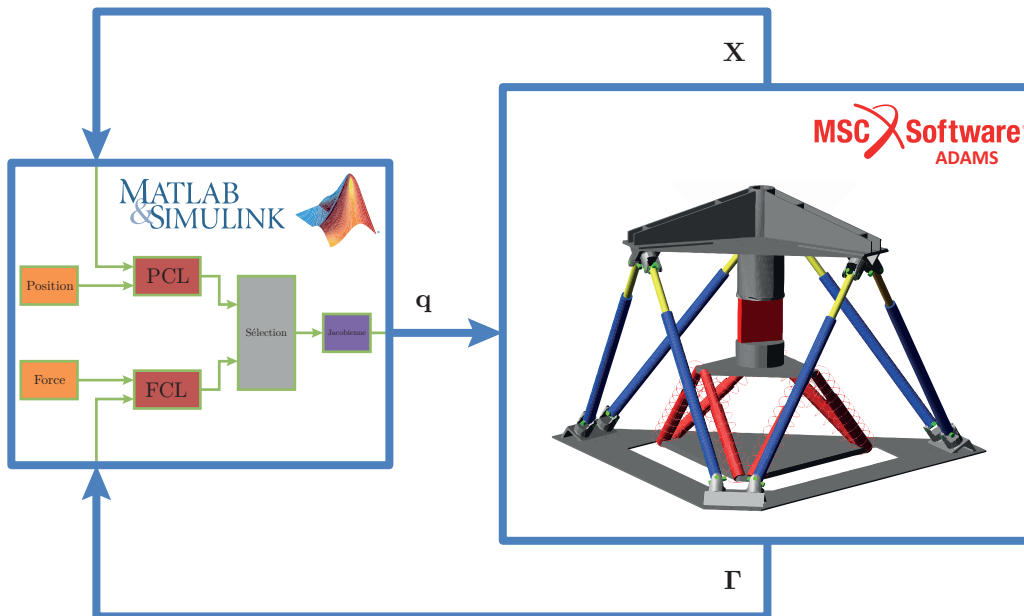


FIGURE III.13 – Environnement de simulation

Les capteurs simulés sont échantillonnés et bruités de manière à correspondre aux véritables résolutions et fréquences des capteurs réels. Une erreur de 10% est ajoutée aux matrices \mathbf{R} et \mathbf{C} . Ensuite,

afin de prendre en compte le déplacement de la plateforme mobile au début de l'essai dû au relâchement des freins, un offset de $1 \mu\text{m}$ est appliqué sur la trajectoire en position. Pour prendre en compte les perturbations liées au comportement de l'éprouvette et qui peuvent causer des ruptures partielles soudaines (dus à l'hétérogénéité du matériau, comme les grains du béton ou les noeuds du bois), un échelon d'effort est appliqué à l'hexapode à $t = 2\text{sec}$ ($F_X = 300\text{N}$, $F_Y = 200\text{N}$ et $F_Z = 400\text{N}$). Les essais préliminaires ont montré que les ruptures partielles sur une éprouvette de Nooru-Mohamed sont de l'ordre de 100N . Enfin, pour prendre en compte la contraction du matériau due au séchage de la colle maintenant l'éprouvette en place, et pour montrer que l'algorithme Hybride Force/Position est apte à contrôler les conditions aux limites, une précharge est appliquée suivant l'axe Y de l'éprouvette.

5.2 Simulation de l'essai de Nooru-Mohamed

La consigne suivant X et Z est une rampe en position à la vitesse de $15 \mu\text{m}/\text{min}$. Contrairement à la commande PI, les autres axes sont ici commandés en effort avec une consigne nulle. La figure III.14 montre que les deux commandes suivent correctement la trajectoire imposée avec un comportement de l'erreur sensiblement identique. $tr_{5\%i}$ est réglé de manière à obtenir un comportement suffisamment souple pour éviter les chocs et cohérent avec l'hypothèse quasi statique de l'essai : $tr_{5\%} = 300\text{ms}$ en effort et $tr_{5\%} = 1\text{s}$ en position. Les deux lois de commande sont réglées avec le même $tr_{5\%}$ en position.

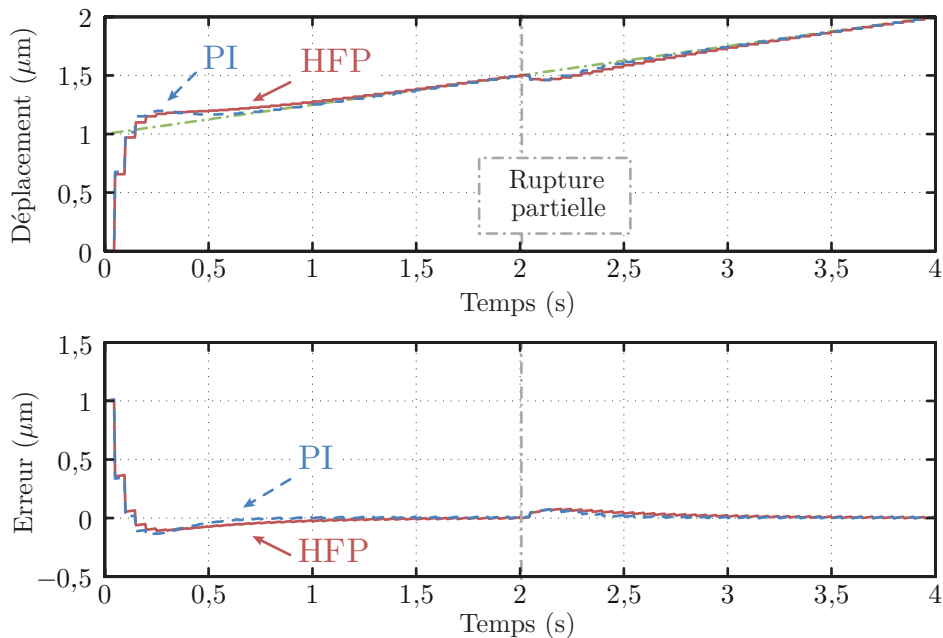


FIGURE III.14 – Trajectoire sur l'axe X (haut) et erreur e_x (bas) pour la boucle de position avec une commande Proportionnel/Intégral (PI) et Hybride Force/Position (HFP) (Les courbes suivant l'axe Z sont quasiment identiques)

La figure III.15 permet d'apprécier la valeur ajoutée de la commande Hybride Force/Position (HFP). La stratégie PI ne permet pas de compenser les efforts perturbateurs suivant l'axe Y qui sont dus à la précharge initiale et au choc induit par la rupture partielle de l'éprouvette. La stratégie Hybride Force/Position utilise les degrés de liberté supplémentaires de l'hexapode pour créer un mouvement de corps rigide de l'éprouvette et ainsi réguler le chargement suivant l'axe non sollicité. Ce mouvement n'est pas préjudiciable pour la réussite de l'essai car les conditions aux limites de l'éprouvette sont parfaitement maîtrisées : elle n'est sollicitée que suivant les directions X et Z . À la rupture totale (à environ 200 secondes de simulations), après le régime transitoire, l'erreur maximum est de $0,34 \mu\text{m}$, et toutes les précharges et les efforts perturbateurs ont été dissipés.

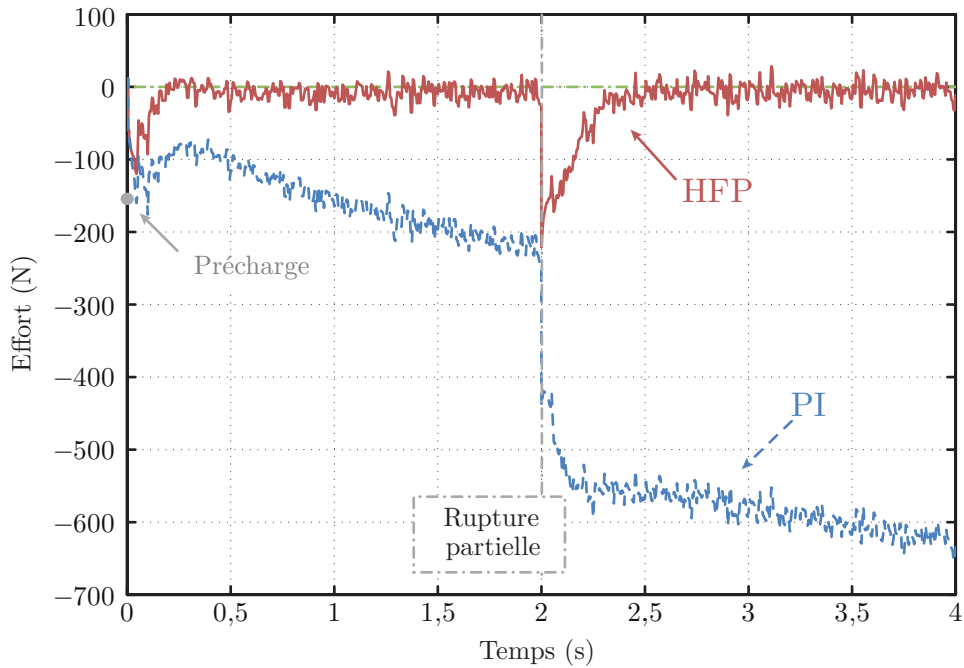


FIGURE III.15 – Effort sur l'axe non sollicité Y

Afin de rendre compte des performances de la commande Hybride Force/Position, une analyse de sensibilité est menée.

5.3 Analyse de sensibilité

Afin de déterminer la sensibilité de la commande Hybride Force/Position aux perturbations, chaque type d'erreur est isolé et les résultats sont résumés dans le tableau III.3.

Erreur dans le modèle géométrique

La première partie du tableau III.3 présente les caractéristiques de la réponse temporelle de la commande HFP et PI avec un pourcentage d'erreur dans les paramètres géométriques. La matrice jacobienne n'est pas particulièrement sensible aux erreurs géométriques. En effet, le dépassement induit sur les axes X et Z (mesuré sur les résultats de l'erreur de position) n'est pas affecté, même avec de grandes erreurs. Il n'y a pas de dépassement en effort sur l'axe Y , sauf pour des erreurs importantes (50%). Ce comportement peut être expliqué par les très faibles déplacements requis par l'essai de Nooru-Mohamed et cela valide l'hypothèse quasi statique de cet essai. L'effort n'étant pas commandé avec la commande PI, le dépassement suivant l'axe Y est non applicable.

Erreur dans le modèle de l'éprouvette

Dans la seconde partie du tableau III.3, les performances de la commande HFP sont présentées dans le cas où le modèle de l'éprouvette utilisé dans la loi de commande en position est erroné (la commande PI ne prend pas en compte ce modèle). L'impact de ces erreurs est notablement plus important que celui du paragraphe précédent, ce qui peut être expliqué par la relation directe entre le modèle de l'éprouvette et le réglage des gains de la loi de commande. Il est cependant toujours négligeable jusqu'à 20% d'erreur, ce qui peut être considéré comme acceptable.

Rupture partielle

Dans le but d'observer l'impact des perturbations concernant le comportement de l'éprouvette, la troisième partie du tableau III.3 présente la réponse à une rupture partielle soudaine durant l'essai. L'échelon engendré en position pour les axes X et Z et le temps de réponse nécessaire pour que le signal d'effort de l'axe Y retourne dans le bruit du capteur sont mesurés. Le premier essai de Nooru-Mohamed réalisé [NPP⁺12] a montré que ces chocs sont de l'ordre de 200N. Les résultats confirment que même avec un choc de 500N, la commande est capable d'adapter très rapidement la trajectoire afin de ne pas déformer l'éprouvette. L'écart maximal induit en position est inférieur à $0,1\mu\text{m}$. Le PI, lui, ne maintient pas l'effort.

Jacobienne

La dernière partie du tableau III.3 compare les performances des commandes en utilisant une matrice jacobienne constante ou variable. L'impact sur les performances est, comme prédit, négligeable. Les bénéfices en terme de temps de calcul sont de l'ordre de 11% pour la commande HFP et de l'ordre de 180% pour la commande PI.

Tableau III.3 – Analyse de sensibilité comparative entre la commande actuelle (PI) et la solution proposée (HFP)

Erreur dans le modèle géométrique (voir 5.3)						
	HFP			PI		
erreur	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)
0%	10,95%	11,04%	0	14,31%	14,29%	-
1%	10,94% (-0,09%)	11,04%	0	14,30% (-0,07%)	14,30% (+0,07%)	-
10%	11,05% (+0,91%)	11,00% (-0,36%)	0	14,27% (-0,28%)	14,27% (-0,14%)	-
50%	10,10% (-7,76%)	11,80% (+6,88%)	88,67%	14,41% (+0,70%)	14,41% (+0,84%)	-

Erreur dans le modèle de l'éprouvette (voir 5.3)						
	HFP			PI		
erreur	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)
0%	10,95%	11,04%	0	-	-	-
1%	10,92% (-0,27%)	11,00% (-0,36%)	0	-	-	-
10%	10,54% (-3,74%)	10,62% (-3,80%)	0	-	-	-
50%	14,35% (+31,1%)	14,61% (+32,3%)	0	-	-	-

Rupture partielle (voir 5.3)						
	HFP			PI		
effort	échelon X (μm)	échelon Z (μm)	tps de rép. Y (s)	échelon X (μm)	échelon Z (μm)	tps de rép. Y (s)
100N	0,0211	0,0139	0,10	0,0265	0,0265	-
300N	0,0578	0,0447	0,20	0,0585	0,0586	-
500N	0,0946	0,0756	0,25	0,0906	0,0906	-

Jacobienne (voir 5.3)						
	HFP			PI		
type	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)	dépas. X (μm)	dépas. Z (μm)	dépas. Y (N)
Cst	10,95%	11,04%	0	14,31%	14,29%	-
Var	10,54% (-3,74%)	11,39% (+3,14%)	0	14,74% (+3,00%)	14,74% (+3,14%)	-

6 Conclusion

Cette section a montré que l'utilisation de machines parallèles pour des essais mécanique est, non seulement faisable, mais également pertinente. Cependant, la réussite d'un essai nécessitera la maîtrise parfaite des conditions aux limites de l'éprouvette, élément crucial de l'essai. C'est pourquoi il est proposé un algorithme de type Hybride Force/Position. Cette commande est calculée en conformité avec les spécificités du comportement de la machine utilisée, mais également de la tâche à réaliser.

La stratégie développée est parfaitement adaptable et il est possible de l'utiliser pour réaliser tout autre type d'essai mécanique. Cependant, il sera nécessaire de vérifier que les hypothèses faites n'induisent pas d'erreurs qui seraient préjudiciables pour la réussite de l'essai, et ce notamment dans le cas d'essais sur des matériaux particulièrement déformables, comme les élastomères ou le plastique. Les moyens en terme de temps n'étant pas compatible avec une implémentation sur la machine réelle, la validation expérimentale est faite sur un mécanisme 5 barres, comme explicité dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

Cas expérimental : un essai mécanique avec un mécanisme de type 5 barres

Sommaire

1	Introduction : présentation du mécanisme 5 barres	122
2	Modélisation	125
3	Résultats	130

Ce chapitre propose un cas expérimental qui met en pratique la loi de commande Hybride Force/Position développée dans le chapitre précédent. La machine utilisée est un mécanisme parallèle de type 5 barres. L'essai se déroule suivant deux directions : une direction commandée en position et l'autre en effort. Un ressort préidentifié joue le rôle de l'éprouvette.

Afin de démontrer expérimentalement la faisabilité d'un essai mécanique avec une machine parallèle et une loi de commande de type Hybride Force/Position dont le réglage des gains est basé modèle, un mécanisme 5 barres est utilisé. Le but de l'expérimentation est de réaliser un essai mécanique sur une éprouvette de type ressort. Ainsi, l'enjeu ne se situe pas au niveau des déformations de la structure mais bien au niveau du contrôle des conditions aux limites. Le robot étant plan, la difficulté repose sur la gestion des conditions aux limites dans deux directions : l'une sera commandée en position tandis que l'autre sera contrôlée en effort.

1 Introduction : présentation du mécanisme 5 barres

Les mécanismes 5 barres sont des robots parallèles composés de deux jambes reliées à l'effecteur, chaque jambe étant composée de deux barres connectées à leurs deux extrémités par une liaison pivot (voir figure IV.1). Ce type de mécanisme est très majoritairement utilisé dans un cadre pédagogique. En effet, l'étude de son espace de travail pose un cadre théorique très intéressant dans le sens où certaines zones ne sont accessibles qu'au travers d'un changement de configuration du robot et donc un passage par des positions singulières. La géométrie simple de ce robot en fait donc un sujet d'étude particulièrement adapté aux problématiques de traversées de singularités par exemple [PBBM14].

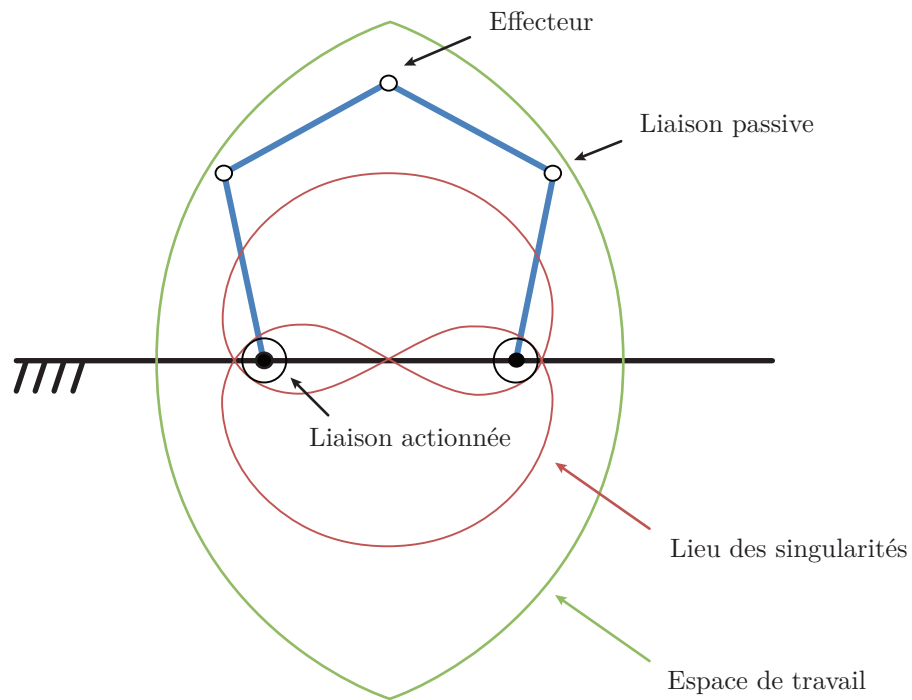


FIGURE IV.1 – Le mécanisme 5 barres dans le cas général et son espace de travail théorique

Dans l'industrie, ces robots sont appréciés pour leur précision, leur vitesse et leur compacité. Il existe donc quelques rares applications industrielles, avec pour contexte principal la micromanipulation dans la fabrication horlogère, la fabrication de téléphones mobiles ou de prothèses auditives par exemple (Voir figure IV.2).

Le robot utilisé dans ces travaux de thèse a été conçu pour étudier la traversée de singularité de Type 2 [PBBM14]. Ce type de singularité, propre aux robots parallèles, intervient quand la matrice cinématique \mathbf{A} , définie dans l'équation IV.10, n'est plus inversible. Cela correspond, par exemple, à la position du mécanisme 5 barres de la figure IV.1 pour laquelle les deux liaisons passives et l'effecteur



FIGURE IV.2 – Deux exemples de mécanismes 5 barres, pour la recherche (à gauche, le DexTAR de Mecademic [INC14]) et pour l'industrie (à droite, le Scara série RP de Mitsubishi Electric [COR14])

sont alignés. Cependant, sa structure nous permet d'utiliser un espace de travail suffisant pour l'essai mécanique et qui ne contient aucune singularité. La figure IV.3 présente un modèle CAO et une photo du montage final.

Les éléments proximaux (A_1B_1) et (A_2B_2) sont situés sur un même plan alors que les éléments distaux (B_1C) et (B_2C) sont situés chacun sur un plan différent. Cette architecture, inspirée du robot DexTAR, limite les collisions entre les différents éléments. Les articulations passives B_1 , B_2 et C ont été conçues afin de limiter au maximum les frottements. Chacune contient deux roulements 7200 BECBP de la marque SKF montés en « O ».

Le support du robot est constitué d'une partie en H formant la base stable et de deux poutres verticales sur lesquelles est attaché l'ensemble moteur-réducteur relié au robot par des accouplements rigides, réduisant ainsi le phénomène de bruit dans la mesure des angles actifs. L'actionnement du robot se fait à l'aide de deux moteurs brushless SSD PARVEX couplés à des réducteurs SSD PARVEX de 1/15. Ces moteurs sont équipés de codeurs incrémentaux.

La commande de ces deux servomoteurs est réalisée grâce à une armoire de commande équipée d'un module Smart Motion SMI6 Adept et de 6 variateurs (pour la motorisation du robot 5 barres, seuls deux variateurs sont utilisés, deux autres sont utilisés pour les mesures nécessaires à la réalisation de l'essai mécanique). La carte d'acquisition est commandée à l'aide du logiciel Adept Cerebellum Automation Integrated Development (*CIDE*) fonctionnant en langage C, qui permet la commande en effort des actionneurs.

Dans le but de réaliser un essai mécanique, le mécanisme 5 barres est instrumenté avec deux capteurs linéaires à câble Micro-Epsilon WPS-750-MK30-E dont la résolution est de 0,15mm soit 0,038mm en décodage en quadrature (voir figure IV.4). Deux ressorts sont montés en parallèle de ces capteurs : un sert à la mesure de l'effort appliqué par l'organe terminal dans la direction commandée en effort, l'autre sert à simuler la présence d'une éprouvette dans la direction commandée en position.

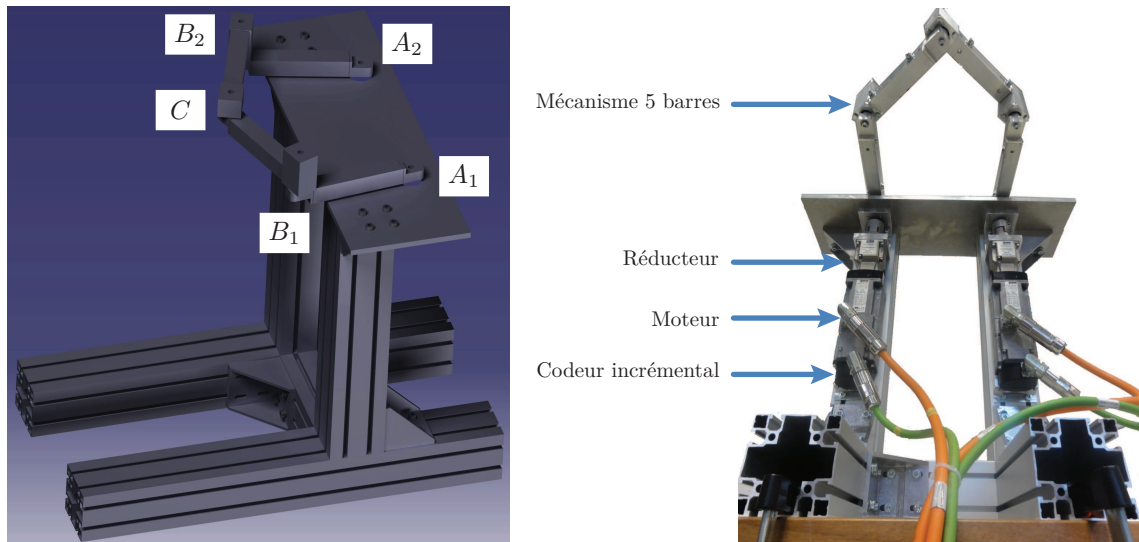


FIGURE IV.3 – Modèle CAO et photo du montage final du mécanisme 5 barres

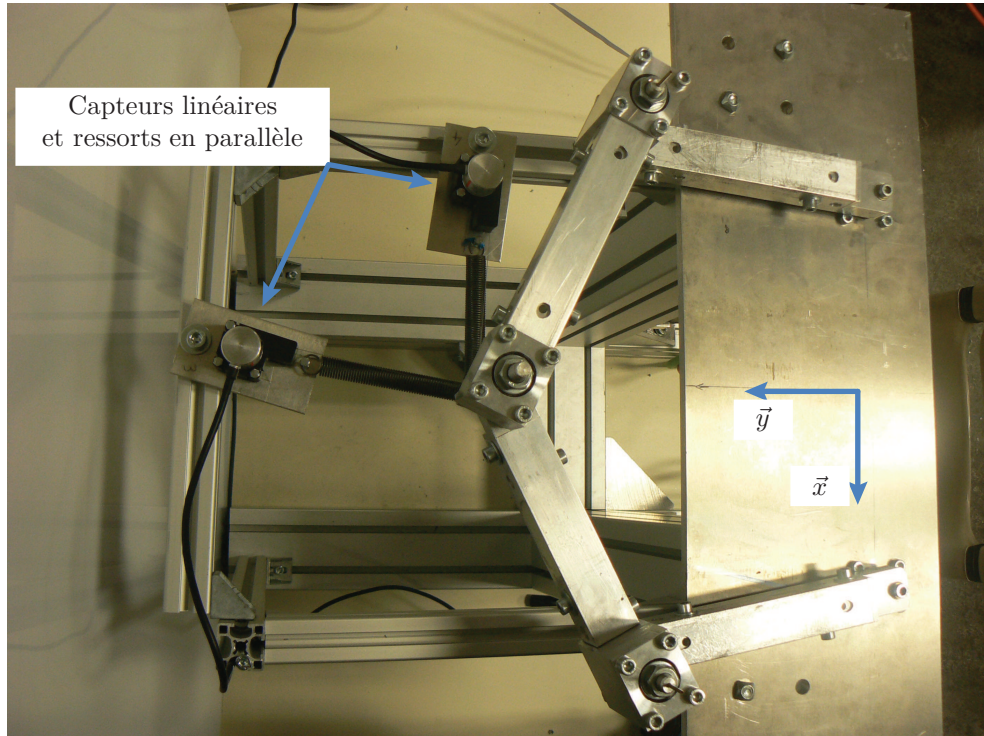


FIGURE IV.4 – Instrumentation du mécanisme 5 barres pour un essai mécanique

Pour appliquer la méthode du chapitre précédent afin de développer une loi de commande adaptée, les modélisations géométriques et statiques du mécanisme 5 barres sont présentées.

2 Modélisation

La modélisation géométrique du mécanisme 5 barres repose sur une fermeture géométrique. La modélisation statique (qui passe par l'expression du modèle cinématique) en découle naturellement.

2.1 Modélisation géométrique du mécanisme 5 barres

Afin de calculer le modèle géométrique du mécanisme 5 barres, la fermeture géométrique suivante est considérée (voir figure IV.5) :

$$\vec{0} = x\vec{x} + y\vec{y} - d_{2i}\vec{x}_{1i} - d_{3i}\vec{x}_{2i} \quad (\text{IV.1})$$

qui se développe dans le repère de la base $R(O, \vec{x}, \vec{y})$:

$$\begin{cases} 0 = x - x_{A_i} - d_{2i} \cos q_{1i} - d_{3i} \cos(q_{1i} + q_{2i}) \\ 0 = y - y_{A_i} - d_{2i} \sin q_{1i} - d_{3i} \sin(q_{1i} + q_{2i}) \end{cases} \quad (\text{IV.2})$$

avec :

- $i \in (1, 2)$
- A_1 et A_2 sont les positions des actionneurs, représentés sur la figure IV.5 et tels que $A_i = (x_{A_i}, y_{A_i})$ dans le repère de la base R ,
- B_1 et B_2 sont les positions des liaisons passives, entre les deux barres de chaque jambe, représentées sur la figure IV.5 et telles que $B_i = (x_{B_i}, y_{B_i})$ dans le repère de la base R ,
- d_{2i} est la longueur de la barre $A_i B_i$ de la jambe i (élément proximal),
- d_{3i} est la longueur de la barre $B_i C_i$ de la jambe i (élément distal),
- $R(O, \vec{x}, \vec{y})$ le repère de la base, $R_{1i}(A_i, \vec{x}_{1i}, \vec{y}_{1i})$ le repère lié à l'élément proximal de la jambe i au point A_i et $R_{2i}(B_i, \vec{x}_{2i}, \vec{y}_{2i})$ le repère lié à l'élément distal de la jambe i au point B_i
- x, y, q_{1i}, q_{2i} et q_{3i} sont les coordonnées respectives de l'effecteur et des différentes articulations, détaillés sur la figure IV.5.

De plus, la figure IV.5 nous permet de déduire que :

$$0 = \pi - q_{11} - q_{21} - q_{31} + q_{12} + q_{22} \quad (\text{IV.3})$$

Sachant que les coordonnées des points B_i s'expriment par :

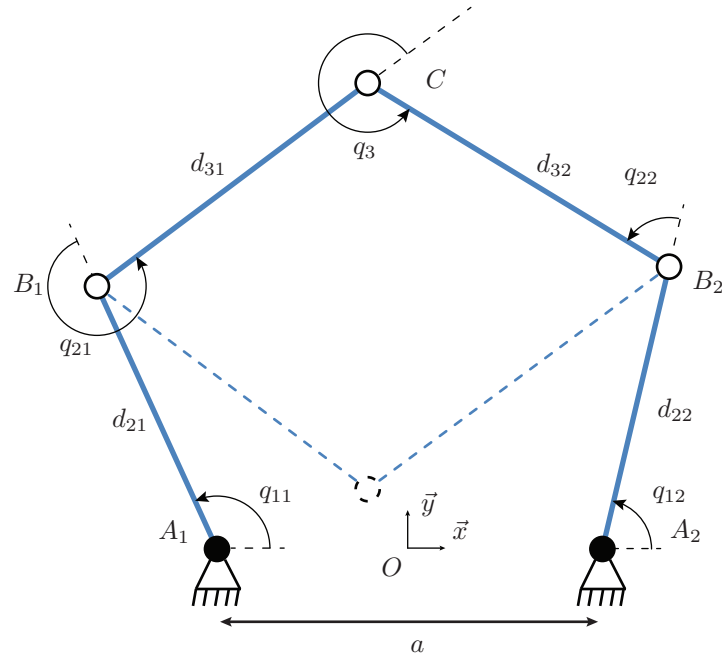


FIGURE IV.5 – La cinématique du mécanisme 5 barres

$$\begin{cases} x_{B_i} = x_{A_i} + d_{2i} \cos q_{1i} \\ y_{B_i} = y_{A_i} + d_{2i} \sin q_{1i} \end{cases} \quad (\text{IV.4})$$

les équations de fermeture géométrique réduites, issues des équations (IV.2) et (IV.4) sont :

$$d_{3i}^2 = (x - x_{B_i})^2 + (y - y_{B_i})^2 \quad (\text{IV.5})$$

Ainsi, le modèle géométrique direct s'écrit :

$$\begin{cases} x = f_i y + k_i \\ y = \frac{-p_i \pm \sqrt{p_i^2 - 4g_i r_i}}{2g_i} \end{cases} \quad (\text{IV.6})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} f_i = -\frac{y_{B_2} - y_{B_1}}{x_{B_2} - x_{B_1}} \\ g_i = f_i^2 + 1 \\ k_i = \frac{x_{B_1}^2 + y_{B_1}^2 - y_{B_1}^2 - y_{B_2}^2}{2(x_{B_2} - x_{B_1})} \\ p_i = 2f_i(k_i - x_{B_1}) - 2y_{B_1} \\ r_i = x_{B_1}^2 + y_{B_1}^2 - d_{3i}^2 + k_1^2 - 2k_1x_{B_1} \end{array} \right. \quad (\text{IV.7})$$

Dans l'équation (IV.6), le signe " \pm " distingue les deux modes d'assemblage (le deuxième mode d'assemblage est représenté en pointillé sur la figure IV.5).

Les angles passifs sont obtenus en combinant les équations (IV.2) et (IV.3) :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{2i} = \tan^{-1} \left(\frac{y - y_{B_i}}{x - x_{B_i}} \right) \\ q_3 = \pi - q_{11} - q_{21} + q_{12} + q_{22} \end{array} \right. \quad (\text{IV.8})$$

Le mécanisme 5 barres est ainsi géométriquement décrit. Afin d'obtenir la matrice jacobienne nécessaire à l'élaboration du modèle statique, le modèle cinématique est ensuite présenté.

2.2 Modélisation statique du mécanisme 5 barres

Comme pour l'essai de Nooru-Mohamed, l'essai mécanique envisagé avec le mécanisme 5 barres s'exécute à vitesse très faible, nous faisons donc l'hypothèse que les effets dynamiques n'ont pas d'influence sur le mouvement de l'effecteur. Ainsi, l'utilisation du modèle dynamique n'est pas justifiée, c'est pourquoi le modèle statique est utilisé dans le calcul de la loi de commande. Le calcul de la matrice jacobienne \mathbf{J} permet de trouver la relation qui lie les efforts/couples dans les liaisons actionnées aux efforts appliqués par l'organe terminal (voir l'équation (III.4)). \mathbf{J} se calcule au travers du modèle cinématique, qui lie les vitesses articulaires $\dot{\mathbf{q}}$ aux vitesses cartésiennes de l'effecteur $\dot{\mathbf{X}}$ [KD99] :

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{J}\dot{\mathbf{q}} \quad (\text{IV.9})$$

En dérivant temporellement l'équation (IV.5) et en simplifiant, les matrices cinématiques \mathbf{A} et \mathbf{B} telles que $\mathbf{A}\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}$ peuvent s'exprimer sous la forme :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 2 \left(x + \frac{a}{2} - d_{21} \cos q_1 \right) & 2(y - d_{21} \sin q_1) \\ 2 \left(x - \frac{a}{2} - d_{22} \cos q_2 \right) & 2(y - d_{22} \sin q_2) \end{bmatrix} \quad (\text{IV.10})$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -2d_{21} \sin(q_1) \left(x + \frac{a}{2}\right) + 2yd_{21} \cos(q_1) & 0 \\ 0 & -2d_{22} \sin(q_2) \left(x - \frac{a}{2}\right) + 2yd_{22} \cos(q_2) \end{bmatrix} \quad (\text{IV.11})$$

La matrice jacobienne \mathbf{J} se calcule donc par :

$$\mathbf{J} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B} \quad (\text{IV.12})$$

Quand la matrice \mathbf{A} n'est pas inversible, le robot 5 barres se trouve dans une position singulière de Type 2. L'essai considéré dans la suite de ce document est réalisé de sorte que le robot ne traverse pas de singularité, autrement dit, \mathbf{A} est inversible dans tout l'espace de travail.

Les modèles géométriques et statiques étant désormais établis, il convient d'identifier les paramètres adéquats.

2.3 Identification du mécanisme 5 barres

Une fois le mécanisme usiné et assemblé, une identification géométrique a été réalisée à l'aide d'un Laser-Tracker Leica AT901. Les détails de cette identification peuvent être trouvés dans [PAG15]. Chaque articulation a fait l'objet de plusieurs mesures dans l'espace à trois dimensions pour de nombreuses configurations du robot. Grâce à une interpolation circulaire des différents mouvements, les longueurs des barres des deux jambes ainsi que l'écart entre les deux articulations actives sont identifiés avec une précision de $\pm 1, 10^{-4}$ m. Le tableau IV.1 résume ces mesures.

Paramètres géométriques	a	d_{21}	d_{22}	d_{31}	d_{32}
Valeur identifiée (m)	0,2822	0,2130	0,2130	0,1888	0,1878

Tableau IV.1 – Paramètres géométriques identifiés du mécanisme 5 barres

La résolution des capteurs linéaires à câble est identifiée à l'aide d'un comparateur dont la précision est de $10 \mu\text{m}$. Elle est parfaitement identique sur toute la gamme d'utilisation des capteurs, et leur valeur est présentée dans le tableau IV.2. Cette valeur est cohérente avec la valeur constructeur.

Enfin, la raideur R et la viscosité V des ressorts sont identifiées à l'aide d'une machine de traction et d'une série de poids de masse connue. En ce qui concerne la raideur, 10000 points ont été mesurés jusqu'à 10 cm d'extension des ressorts. La figure IV.6 montre l'identification associée et révèle la présence d'une précharge due au fait que les ressorts soient à spires collées.

La figure IV.7 montre le mécanisme qui a permis l'identification de la viscosité des ressorts. La masse M est lâchée à une distance différente de la position d'équilibre (tout en s'assurant que les spires ne retournent jamais en position collée) et la position de l'extrémité du ressort est mesurée grâce aux capteurs linéaires à câble jusqu'au retour à l'équilibre. La courbe mesurée est présentée figure IV.7. Le premier dépassement D_1 est mesuré. En considérant que le ressort a un comportement correspondant à un second ordre, soit :

$$M\ddot{x} + V\dot{x} + Rx = 0 \quad (\text{IV.13})$$

alors le lien entre le premier dépassement et l'amortissement ξ est :

$$D_1 = e^{-\pi \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (\text{IV.14})$$

La viscosité s'obtient finalement avec :

$$V = \frac{2R\xi}{\sqrt{\frac{R}{M}}} \quad (\text{IV.15})$$

Les exponentielles d'équations $\pm D_1 e^{\pm \frac{V}{2M}}$ sont tracées sur la figure IV.7 afin de vérifier qu'elles enveloppent bien la courbe. La différence observée peut s'expliquer par le frottement de la poulie et l'extensibilité du câble reliant l'extrémité du ressort à la masse. Les résultats des identifications sont résumés dans le tableau IV.2. Un calcul des raideurs des ressorts par une identification de la pseudo période sur la courbe temporelle donne des résultats très similaires (Ressort 1 : 252,642 N.m et Ressort 2 : 240,754 N.m).

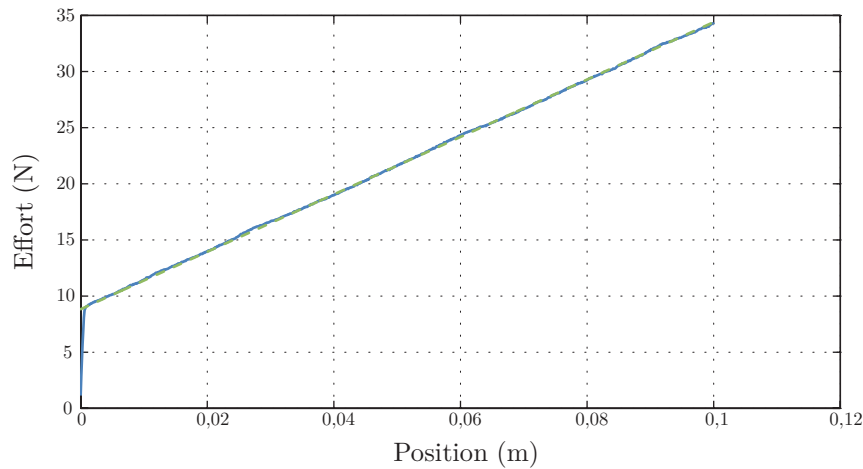


FIGURE IV.6 – Identification de la raideur de l'un des ressorts de traction

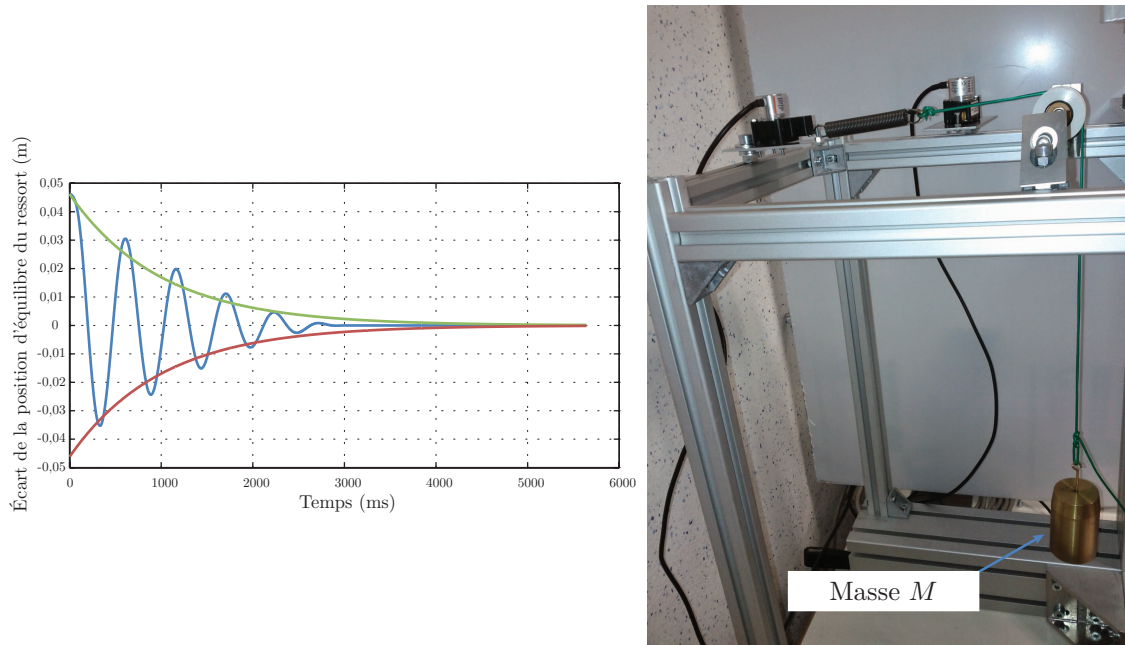


FIGURE IV.7 – Identification de la viscosité de l'un des ressorts de traction

Une fois tous les paramètres nécessaires à l'élaboration et au réglage de la loi de commande Hybride Force/Position identifiés (voir Chapitre III), le schéma de commande est codé et l'essai est lancé. Un amortissement $\xi = 1$ est choisi, les gains de la commande s'expriment alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_P = \frac{10}{tr_{5\%}} \\ K_{I_P} = \frac{25}{tr_{5\%}^2} \\ K_{I_f} = \frac{3}{tr_{5\%}} \end{array} \right. \quad (\text{IV.16})$$

Les gains du schéma de commande sont explicités dans le tableau IV.3. Ce réglage ne permet pas d'obtenir un comportement adéquat (présence de trop grands dépassements). Afin de correspondre aux réalités mécaniques de la machine (et notamment des nombreux jeux présents dans les liaisons), le gain K_{I_p} a dû être retouché et est finalement réglé à 20000 s^{-2} .

3 Résultats

Pour la réalisation de l'essai mécanique, l'axe \vec{x} est choisi comme l'axe commandé en position et l'axe \vec{y} est choisi comme l'axe commandé en effort (voir figure IV.4). Une consigne en rampe à une

Paramètres	Valeur
Résolution capteur 1	$3,7793 \cdot 10^{-5}$ m/count
Résolution capteur 2	$3,7793 \cdot 10^{-5}$ m/count
Raideur ressort 1	255,7405 N.m
Raideur ressort 2	242,4836 N.m
Précharge ressort 1	8,8294 N
Précharge ressort 2	10,4817 N
Viscosité ressort 1	3,8104
Viscosité ressort 2	4,1372

Tableau IV.2 – Paramètres de l'instrumentation du mécanisme 5 barres

Gains	$tr_{5\%}$ (s)	K_p (s^{-1})	K_{I_p} (s^{-2})	K_{I_f} (s^{-1})
Valeur	0,03	333	27778	100

Tableau IV.3 – Gains de la loi de commande Hybride Force/Position

vitesse de 50 mm/min est envoyée en position tandis que la consigne de l'axe \vec{y} est fixe, à l'effort initial. À $t = 16\text{sec}$, un effort extérieur perturbateur est exercé sur l'organe terminal et la raideur suivant l'axe \vec{y} est modifiée (en pratique, on modifie la raideur de l'éprouvette, composée de deux ressorts en parallèles, en enlevant l'un des deux ressorts dont la raideur a été choisie pour qu'un choc d'environ 1 Newton soit généré). Les figures IV.8 et IV.9 présentent respectivement les mesures durant l'essai de la position suivant \vec{x} et de l'effort suivant \vec{y} .

Ainsi, malgré la précharge initiale et l'effort perturbateur au milieu de l'expérimentation, l'essai est réussi. En effet, l'éprouvette est parfaitement sollicitée suivant l'axe \vec{x} , et ce malgré la reconfiguration qui a été nécessaire lors du changement de raideur suivant l'axe \vec{y} . En effet, pour continuer à appliquer un effort nul suivant cette direction, le robot a appliqué à l'éprouvette un mouvement de corps rigide, non préjudiciable pour la réussite de l'expérimentation.

Cet essai expérimental montre bien que la commande Hybride Force/Position est une solution viable pour réaliser des essais mécaniques avec des machines parallèles. Malgré les incertitudes au niveau de

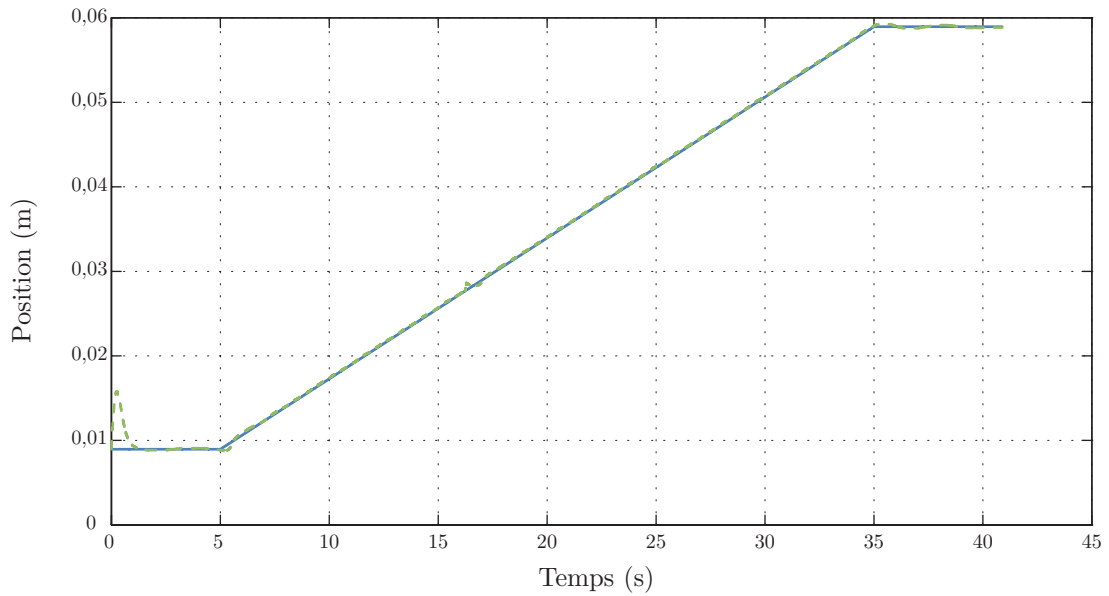
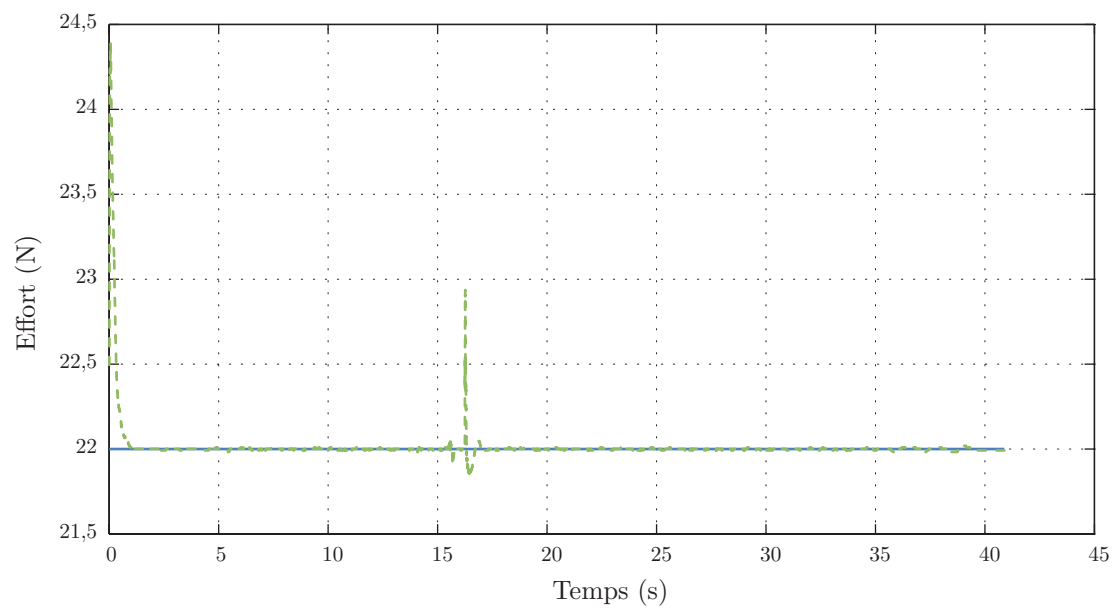


FIGURE IV.8 – Mesure de la position de l'axe \vec{x} durant l'essai mécanique avec le mécanisme 5 barres

l'identification du matériau et de la machine, et malgré les efforts perturbateurs qui peuvent être dus à l'hétérogénéité du matériau ou à la souplesse de la structure, elle permet au robot parallèle d'utiliser ses degrés de liberté qui ne sont pas explicitement utilisés pour la sollicitation de l'éprouvette afin de mieux contrôler les conditions aux limites. Ainsi, ces travaux ouvrent la voie à de nouveaux types d'essais mécaniques multiaxiaux dont les sollicitations seront plus proches des sollicitations réelles des matériaux ou pièces à tester.

FIGURE IV.9 – Mesure de l'effort suivant l'axe \vec{y} durant l'essai mécanique avec le mécanisme 5 barres

Conclusions et Perspectives

L'automatisation des tâches représente un enjeu majeur dans notre économie. Au-delà de la simple répétition d'une action, elle permet de mieux maîtriser la réalisation d'une tâche en terme de précision, de cadence, de productivité ou de tout autre type de performances. C'est pourquoi il est nécessaire de faire évoluer nos méthodes de conception de lois de commande tout comme nous faisons évoluer nos méthodes de conception de nos machines en prenant en compte de nouveaux enjeux de manière à être réactif aux innovations et aux exigences.

Dans le contexte de l'Usinage, le schéma classique de commande en cascade est utilisé depuis de nombreuses années. Les enjeux portent donc sur le réglage des gains de cette loi de commande, qui aujourd'hui est réalisé de manière empirique, non répétable et mobilisant fortement la machine. Afin que le lien entre les exigences de la tâche à réaliser et les réalités mécaniques de la machine soit le plus mince possible, nous avons proposé un réglage basé modèle. Au travers d'un protocole de modélisation et d'identification, les gains de la commande sont mis en relation avec des paramètres mécaniques de la machine. Il en résulte que le comportement de la machine est mieux maîtrisé lors de la réalisation de la tâche. Des essais Ballbar ont montré que les erreurs liées à l'asservissement ont été réduites. Enfin, nous avons proposé un nouveau schéma de commande directement issu de la modélisation de la machine-outil. Cette stratégie permet également d'augmenter les performances tout en maîtrisant mieux les phénomènes vibratoires.

Dans le contexte des essais mécaniques, l'enjeu est de démontrer la faisabilité des essais mécaniques multiaxiaux avec une machine parallèle. La faisabilité mécanique a été démontrée lors de la réalisation d'un essai biaxiale sur une éprouvette de béton avec un hexapode. Cependant, cet essai a mis en lumière le manque de maîtrise des conditions aux limites dû à la souplesse de la machine et aux faiblesses de la loi de commande (simple régulation PID axe par axe). C'est donc en développant une nouvelle loi de commande que nous proposons de pallier ces problèmes. Nous avons démontré par la simulation qu'un schéma de commande hybride force/position permettait d'assurer le suivi de la consigne tout en utilisant les degrés de liberté supplémentaires de la machine afin de supprimer les efforts perturbateurs qui peuvent être préjudiciables pour la réussite de l'essai. Enfin, nous avons réalisé une expérimentation grâce à un robot 5 barres dans le but de montrer la robustesse et la fiabilité de la méthode proposée.

Ainsi, en mettant en relation la tâche à réaliser, la modélisation mécanique et la loi de commande associée, nous obtenons un comportement mieux adapté de la machine dans son environnement.

L'originalité des travaux réside dans l'approche basée modèle dans la conception et le réglage des schémas de commande. En usinage, nous avons proposé un protocole permettant d'obtenir un réglage qui soit directement relié aux résultats des identifications physiques menées sur la machine, alors qu'historiquement ce réglage est effectué de manière empirique. Nous avons également proposé un nouveau schéma de commande directement issu de la modélisation. Cette démarche a également été appliquée au domaine des essais mécaniques multiaxiaux avec des machines parallèles, qui jusqu'ici ne bénéficiait d'aucune étude approfondie en ce qui concerne la manière de les commander. Après la réalisation du premier essai biaxial sur du béton avec une machine parallèle, nous avons montré qu'il était possible de parfaitement contrôler les conditions aux limites de l'éprouvette, et nous ouvrons ainsi la voie à de nouveaux types d'essais mécaniques qui seront plus performants en terme de qualité d'identification et de caractérisation des matériaux.

Bien sûr, les travaux menés dans cette thèse peuvent être améliorés. Tout d'abord, la modélisation de la tâche peut être mieux intégrée dans le processus de génération de la loi de commande. Dans le cadre de l'usinage, un modèle complet des efforts d'usinage peut être intégré à la modélisation mécanique et ainsi impacter sur le réglage basé modèle ou constituer une compensation sur le nouveau schéma de commande. L'impact du réglage de la boucle de courant dans le schéma de commande classique en cascade pourrait également être étudié. Dans le cadre des essais mécaniques, une modélisation plus avancée du comportement de l'éprouvette peut être intégrée, permettant ainsi aux lois de commande en effort et en position de mieux contrôler les conditions aux limites.

La démarche développée dans cette thèse peut également être ouverte à d'autres types de tâches. Les domaines du pick-and-place, de la manipulation ou du polissage robotisé pourraient par exemple gagner à voir leur commande intégrer une part de modélisation. Cela pourrait être particulièrement bénéfique dans le cadre notamment d'utilisation de corps mous.

Enfin, l'intégration de notions issues de divers types de commande permettrait d'ajouter de la robustesse à nos schémas de commande. On peut notamment penser à la commande adaptative qui permettrait d'ajuster les gains d'une commande de machine-outil au fur et à mesure que l'inertie de la pièce change en cours d'usinage. Les gains de la commande hybride force/position peuvent également être mis à jour en fonction de l'évolution des propriétés physiques de l'éprouvette, et amener, par exemple, à réaliser une identification active et en ligne : la trajectoire de chargement de l'éprouvette est modifiée en temps réel dans le but de maximiser la qualité d'identification en fonction des modes de fissuration qui apparaissent. Une commande de type compliant peut également être intéressante dans le sens où elle peut éviter des chocs trop importants lors de la fissuration partielle et soudaine de l'éprouvette

Au final, ces travaux pourraient s'intégrer dans une démarche beaucoup plus globale de normalisation industrielle. Les concepts développés, en terme de modélisation, d'identification et de commande des systèmes, peuvent permettre de rationaliser au mieux la conception des systèmes en amont, en aidant au choix et au dimensionnement de la motorisation par exemple, et de rationaliser au mieux la mise en fonction des systèmes en aval, en réduisant leur consommation énergétique par exemple. Ces travaux ouvrent donc des perspectives d'améliorations et contribueront certainement à l'amélioration perpétuelle et nécessaire des performances des machines complexes de demain.

Annexe A

Modèle complet de l'hexapode

Modélisation géométrique

Le calcul du modèle géométrique inverse consiste à exprimer les variables articulaires q_i en fonction de la position (x, y, z) et de l'orientation du repère de la plateforme supérieure \mathbf{R}_{P_S} dans le repère de la plateforme inférieure \mathbf{R}_{P_I} (voir figure A.1).

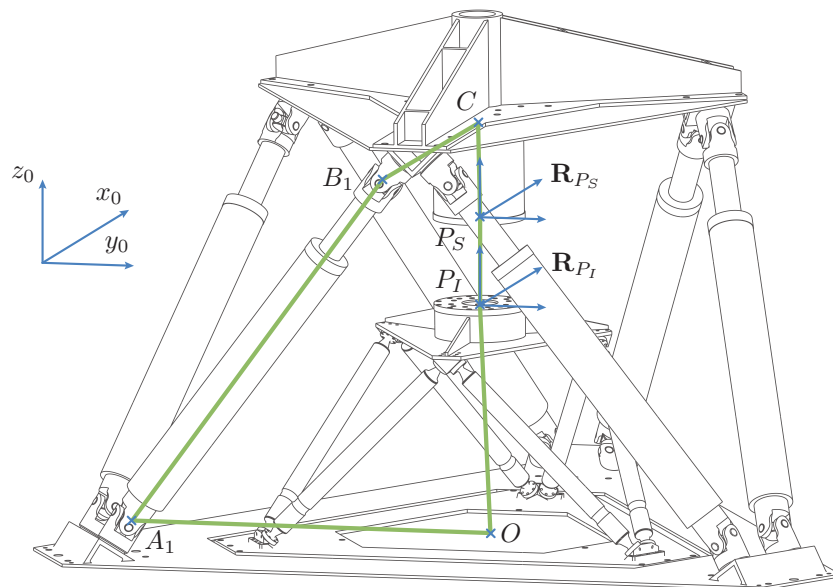


FIGURE A.1 – Fermeture géométrique sur la jambe numéro 1

Pour se faire, il faut considérer les six fermetures géométriques correspondant aux six jambes [MER97]. La figure A.1 montre la fermeture géométrique de la jambe numéro 1. Sur ce schéma, $q_i = A_i B_i$ et $\overrightarrow{P_I P_S} = (x, y, z)$. Ainsi,

$$\begin{aligned}
q_i &= \|\overrightarrow{A_i B_i}\| \\
&= \|\overrightarrow{A_i O} + \overrightarrow{OP_I} + \overrightarrow{P_I P_S} + \overrightarrow{P_S C} + \overrightarrow{CB_i}\| \\
&= \|\mathbf{-Base}_i + \mathbf{Cap} + \mathbf{Pos} - \mathbf{Rot.Sup} + \mathbf{Rot.Mobile}_i\|
\end{aligned} \tag{A.1}$$

avec :

$$\begin{aligned}
- \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{Base}_1 = \begin{bmatrix} -OA \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\alpha}{2}\right) & -OA \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{Base}_2 = \begin{bmatrix} -OA \cos\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\alpha}{2}\right) & -OA \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{Base}_3 = \begin{bmatrix} OA \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) & -OA \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{Base}_4 = \begin{bmatrix} OA \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) & OA \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{Base}_5 = \begin{bmatrix} -OA \cos\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\alpha}{2}\right) & OA \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{Base}_6 = \begin{bmatrix} -OA \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\alpha}{2}\right) & OA \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\alpha}{2}\right) & 0 \end{bmatrix}^T \end{array} \right. \\
- \mathbf{Cap} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & CapZ \end{bmatrix}^T \\
- \mathbf{Pos} = \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T \\
- \mathbf{Sup} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & SupZ \end{bmatrix}^T
\end{aligned}$$

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Mobile}_1 = \left[-CB \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad -CB \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T \\
 \text{Mobile}_2 = \left[CB \cos\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\beta}{2}\right) \quad -CB \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T \\
 \text{Mobile}_3 = \left[CB \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\beta}{2}\right) \quad -CB \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T \\
 \text{Mobile}_4 = \left[CB \cos\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\beta}{2}\right) \quad CB \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T \\
 \text{Mobile}_5 = \left[CB \cos\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\beta}{2}\right) \quad CB \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T \\
 \text{Mobile}_6 = \left[-CB \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad CB \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad 0 \right]^T
 \end{array} \right\}$$

et :

$$\mathbf{Rot} = \begin{bmatrix} c_\psi c_\theta & c_\psi s_\phi s_\theta - c_\phi s_\psi & s_\phi s_\psi + c_\phi c_\psi s_\theta \\ c_\theta s_\psi & c_\phi c_\psi + s_\phi s_\psi s_\theta & c_\phi s_\psi s_\theta - c_\psi s_\phi \\ -s_\theta & c_\theta s_\phi & c_\phi c_\theta \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

la matrice qui représente l'orientation du repère \mathbf{R}_{P_S} par rapport au repère \mathbf{R}_{P_I} avec, par exemple, $c_\psi = \cos \psi$ et $s_\psi = \sin \psi$

Protocole d'identification des paramètres géométriques

Les paramètres géométriques nominaux de l'hexapode sont :

$$\xi = \begin{bmatrix} OA \\ CB \\ \alpha \\ \beta \\ CapZ \\ SupZ \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,044 \text{ m} \\ 0,6648 \text{ m} \\ 10,99^\circ \\ 17,01^\circ \\ 0,5399 \text{ m} \\ -0,2117 \text{ m} \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

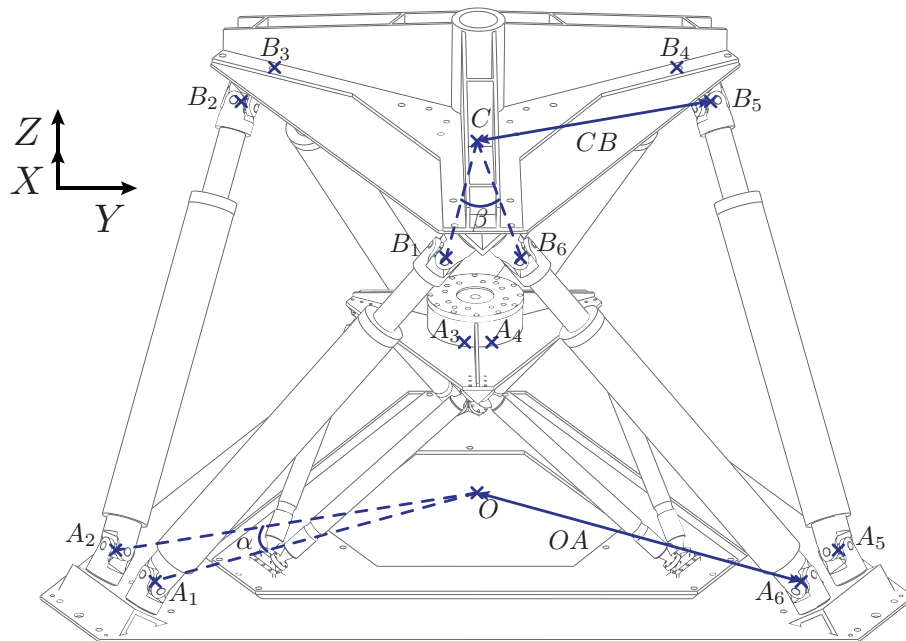


FIGURE A.2 – Hexapode Vue 1

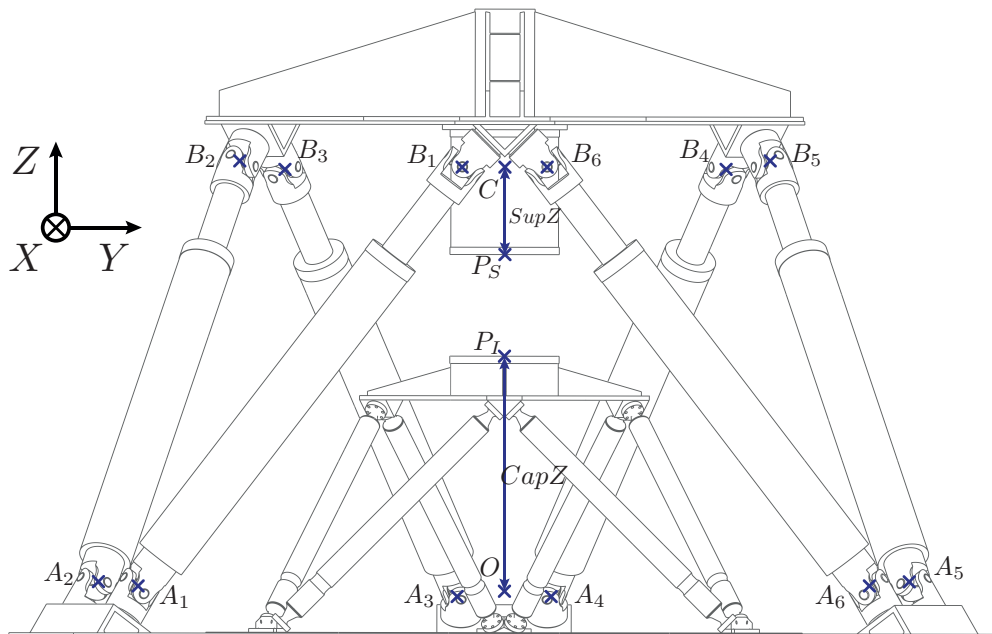


FIGURE A.3 – Hexapode Vue 2

Étant donné que pour une machine parallèle, le MGD n'est pas analytiquement calculable, le MGI est utilisé :

$$\mathbf{q} = \text{MGI}(\mathbf{X}, \xi) \quad (\text{A.4})$$

n_{mes} mesures $[\mathbf{q}_d(j), \mathbf{X}_m(j)]$ sont effectuées afin de calculer le vecteur des paramètres géométriques $\widehat{\xi}$ qui minimisent l'écart entre la configuration articulaire réelle désirée \mathbf{q}_d et la configuration articulaire calculée à partir des mesures $\mathbf{q}_m = \text{MGI}(\mathbf{X}_m, \xi)$:

$$\widehat{\xi} = \min_{\xi} \|\mathbf{q}_d - \mathbf{q}_m\|_2 \quad (\text{A.5})$$

Le MGI est non linéaire par rapport aux paramètres, le problème de minimisation peut donc être particulièrement compliqué. Le modèle est alors linéarisé :

$$\Delta \mathbf{q} = \Psi(\mathbf{X}, \xi) \Delta \xi \quad (\text{A.6})$$

avec $\Delta \mathbf{q} = \mathbf{q}_d - \mathbf{q}_m$, $\Delta \xi = \xi - \widehat{\xi}$ et $\Psi = \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \xi}$.

Pour les n_{mes} configurations, le système linéaire surdéterminé de $6 \times n_{mes}$ équations et 6 paramètres géométriques inconnus suivant est obtenu :

$$\mathbf{Y} = \mathbf{W}(\mathbf{X}_m, \xi) \Delta \xi + \rho \quad (\text{A.7})$$

$$\text{avec } \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{q}(1) \\ \dots \\ \Delta \mathbf{q}(n_{mes}) \end{bmatrix} \text{ et } \mathbf{W} = \begin{bmatrix} \Psi(\mathbf{X}_m(1), \xi) \\ \dots \\ \Psi(\mathbf{X}_m(n_{mes}), \xi) \end{bmatrix}$$

La solution de ce problème au sens des moindres carrés est alors directement

$$\widehat{\Delta \xi} = \mathbf{W}^+ \mathbf{Y} \quad (\text{A.8})$$

Le processus peut alors être itéré en mettant à jour les paramètres géométriques en ajoutant $\widehat{\Delta \xi}$ à la valeur courante de ξ jusqu'à ce que les erreurs identifiées deviennent négligeables.

Afin de quantifier la précision nécessaire à l'identification des paramètres géométriques, la matrice de sensibilité aux paramètres géométriques est calculée. Elle donne une indication sur l'impact d'une erreur sur un paramètre géométrique sur la pose de la plateforme mobile [CHA06]. Afin de l'obtenir, le modèle géométrique inverse est différencié :

$$d\mathbf{q} = \frac{\partial \text{MGI}(\mathbf{X}, \xi)}{\partial \mathbf{X}} d\mathbf{X} + \frac{\partial \text{MGI}(\mathbf{X}, \xi)}{\partial \xi} d\xi \quad (\text{A.9})$$

$d\xi$ représente la différence entre les valeurs nominales des paramètres géométriques du modèle non identifié et les valeurs réelles et $d\mathbf{X}$ représente le défaut de pose de la plateforme mobile. Nous considérons la mesure des positions articulaires comme parfaite, ainsi $d\mathbf{q}$. Finalement,

$$Td\mathbf{X} = Hd\xi \quad (\text{A.10})$$

avec :

$$\begin{cases} T = \frac{\partial \text{MGI}(\mathbf{X}, \xi)}{\partial \mathbf{X}} \\ H = -\frac{\partial \text{MGI}(\mathbf{X}, \xi)}{\partial \xi} \end{cases} \quad (\text{A.11})$$

La matrice de sensibilité du premier ordre s'écrit :

$$S = T^{-1}H \quad (\text{A.12})$$

Le terme de la i^{eme} ligne et de la j^{eme} colonne de S représente donc l'influence du j^{eme} paramètre de ξ sur le i^{eme} défaut de position de \mathbf{X} . La matrice de sensibilité de l'hexapode à $\mathbf{X} =$

$$\begin{bmatrix} 0,001 & 0,001 & 0,237 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}^T$$

est :

$$\begin{bmatrix} dX \\ dY \\ dZ \\ d\psi \\ d\theta \\ d\phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,001 & 0,002 & 0,002 & -0,007 & 0,017 & 0,000 \\ -0,003 & -0,003 & -0,001 & 0,008 & -0,017 & 0,000 \\ -0,581 & 0,061 & 0,252 & 0,252 & -1,000 & 1,000 \\ -0,017 & -0,026 & 0,008 & 0,008 & 0,000 & 0,000 \\ 0,002 & -0,014 & -0,010 & -0,004 & 0,000 & 0,000 \\ 0,004 & -0,017 & -0,008 & -0,004 & 0,000 & 0,000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dOA \\ dCB \\ d\alpha \\ d\beta \\ dCapZ \\ dSupZ \end{bmatrix}$$

Cette analyse de sensibilité peut servir à détecter la présence éventuelle de paramètres qui n'ont pas d'influence sur la précision de pose de l'effecteur de l'hexapode. Par exemple, les angles α et β n'ont pas besoin d'être identifiés avec une grande précision, leur influence étant plus restreinte. Enfin, cette matrice renseigne sur la précision minimum d'identification nécessaire pour chaque paramètre, en fonction de son influence sur les défauts de position et sur la précision de pose attendue.

Annexe B

Calcul du réglage basé modèle

Résumé du chapitre 2

La commande classique des machines-outils est composée d'une boucle de vitesse réglée par un correcteur Proportionnel/Intégral (PI) et une boucle de position réglée par un correcteur Proportionnel (P) (voir figure B.1).

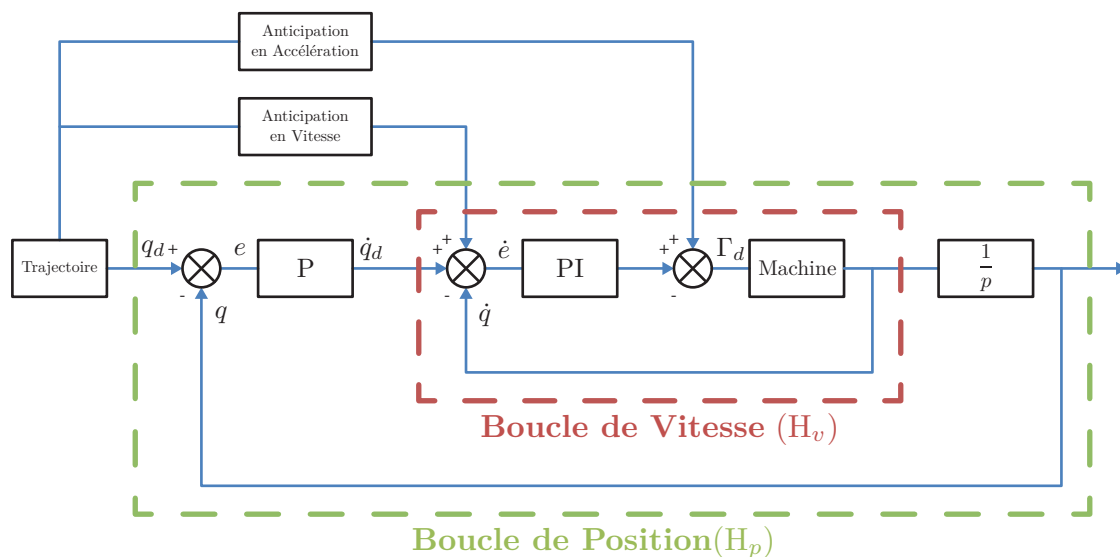


FIGURE B.1 – Commande de machine-outil simplifiée

Le modèle dynamique II.8 nous amène à :

$$\Gamma = \mathbf{A}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q}(\mathbf{q}) \quad (\text{B.1})$$

Si nous faisons l'hypothèse d'un comportement linéaire de l'axe commandé en couple de type premier ordre, alors :

$$H_{axe,i}(t) = \frac{\dot{q}(t)}{\dot{i}_d(t)} = \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i} \dot{q}(t)}{p_{vis,i} f_d(t)} \quad \text{soit} \quad H_{axe,i}(p) = \frac{K_{axe,i}}{\tau_{axe,i} p + 1} \quad (\text{B.2})$$

avec :

$$\begin{cases} K_{axe,i} &= \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i}}{p_{vis,i}} (C_{ii} + F_i)^{-1} \\ \tau_{axe,i} &= A_{ii} (C_{ii} + F_i)^{-1} \end{cases} \quad (\text{B.3})$$

Proportionnel/Intégral série et mixte

Nous nous plaçons dans le cas où la régulation de la vitesse est réalisée par un correcteur Proportionnel/Intégral (PI) série (et par extension, mixte), de gain $K_{v,i}$ et de constante de temps $T_{v,i}$ (voir figure B.2). Sa fonction de transfert est donc :

$$G_{v,i}(p) = K_{v,i} \frac{1 + T_{v,i} p}{T_{v,i} p} \quad (\text{B.4})$$

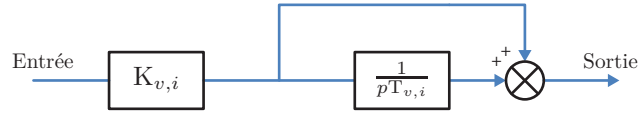


FIGURE B.2 – Proportionnel/Intégral Série

Ainsi, la fonction de transfert $H_{v,i}$ de la boucle de vitesse peut être modélisée par :

$$H_{v,i}(p) = \frac{G_{v,i}(p) H_{axe,i}(p)}{1 + G_{v,i}(p) H_{axe,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{T_{v,i} p (1 + \tau_{axe,i} p)}{K_{axe,i} K_{v,i} (1 + T_{v,i} p)}} = \frac{1}{1 + \tau_{v,i} p} \quad (\text{B.5})$$

avec $T_{v,i} = \tau_{axe,i}$ et $\tau_{v,i} = \frac{T_{v,i}}{K_{axe,i} K_{v,i}}$.

De même, le régulateur de position est un correcteur Proportionnel de gain $K_{p,i}$, sa fonction de transfert est donc :

$$G_{p,i}(p) = K_{p,i} \quad (\text{B.6})$$

Ainsi, la fonction de transfert $H_{p,i}$ de la boucle de position peut être modélisée par :

$$H_{p,i}(p) = \frac{H_{v,i}(p) G_{p,i}(p)}{1 + H_{v,i}(p) G_{p,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_{p,i}} p + \frac{\tau_{v,i}}{K_{p,i}} p^2} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_i}{\omega_{0,i}} p + \frac{1}{\omega_{0,i}^2} p^2} \quad (\text{B.7})$$

avec $\omega_{0,i} = \sqrt{\frac{K_{p,i}}{\tau_{v,i}}}$ et $\xi_i = \frac{1}{2\sqrt{K_{p,i}\tau_{v,i}}}$.

Au final, nous obtenons :

$$\begin{cases} K_{v,i} &= \frac{\tau_{axe,i}}{K_{axe,i}\tau_{v,i}} \\ T_{v,i} &= \tau_{axe,i} \\ K_{p,i} &= \frac{1}{4\xi_i^2\tau_{v,i}} \end{cases} \quad (\text{B.8})$$

Dans le cas d'un PI mixte, la constante de temps $T_{v,i}$ est l'inverse de celle calculée.

Proportionnel/Intégral parallèle

Nous nous plaçons dans le cas où la régulation de la vitesse est réalisée par un correcteur Proportionnel/Intégral (PI) parallèle, de gain $K_{v,i}$ et de constante de temps $T_{v,i}$ (voir figure B.3). Sa fonction de transfert est donc :

$$G_{v,i}(p) = K_{v,i} + \frac{1}{T_{v,i}p} \quad (\text{B.9})$$

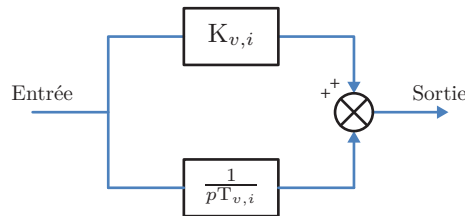


FIGURE B.3 – Proportionnel/Intégral Parallèle

Ainsi, la fonction de transfert $H_{v,i}$ de la boucle de vitesse peut être modélisée par :

$$H_{v,i}(p) = \frac{G_{v,i}(p)H_{axe,i}(p)}{1 + G_{v,i}(p)H_{axe,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{T_{v,i}p(1 + \tau_{axe,i}p)}{K_{axe,i}(1 + T_{v,i}K_{v,i}p)}} = \frac{1}{1 + \tau_{v,i}p} \quad (\text{B.10})$$

avec $T_{v,i} = \frac{\tau_{axe,i}}{K_{v,i}}$ et $\tau_{v,i} = \frac{T_{v,i}}{K_{axe,i}}$.

De même, le régulateur de position est un correcteur Proportionnel de gain $K_{p,i}$, sa fonction de transfert est donc :

$$G_{p,i}(p) = K_{p,i} \quad (\text{B.11})$$

Ainsi, la fonction de transfert $H_{p,i}$ de la boucle de position peut être modélisée par :

$$H_{p,i}(p) = \frac{H_{v,i}(p)G_{p,i}(p)}{1 + H_{v,i}(p)G_{p,i}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_{p,i}}p + \frac{\tau_{v,i}}{K_{p,i}}p^2} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_i}{\omega_{0,i}}p + \frac{1}{\omega_{0,i}^2}p^2} \quad (\text{B.12})$$

avec $\omega_{0,i} = \sqrt{\frac{K_{p,i}}{\tau_{v,i}}}$ et $\xi_i = \frac{1}{2\sqrt{K_{p,i}\tau_{v,i}}}$.

Au final, nous obtenons :

$$\begin{cases} K_{v,i} &= \frac{\tau_{axe,i}}{K_{axe,i}\tau_{v,i}} \\ T_{v,i} &= \frac{\tau_{axe,i}}{K_{v,i}} \\ K_{p,i} &= \frac{1}{4\xi_i^2\tau_{v,i}} \end{cases} \quad (\text{B.13})$$

Résumé du réglage basé modèle

En considérant le temps de réponse à 5% $tr_{5\%}$, un réglage classique permettant d'éviter les oscillations est :

$$\begin{cases} \tau_{v,i} &= \frac{tr_{5\%}}{3} \\ \xi_i &= 1 \end{cases} \quad (\text{B.14})$$

Les résultats répertoriés dans le tableau B.1.

Série	Parallèle	Mixte
$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$	$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$	$K_{p,i} = \frac{3}{4\xi_i^2 tr_{5\%}}$
$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$	$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$	$K_{v,i} = \frac{3p_{vis,i}A_{ii}}{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}$
$T_{v,i} = \frac{A_{ii}}{C_{ii} + F_i}$	$T_{v,i} = \frac{\eta_i 2\pi K_{t,i} tr_{5\%}}{3p_{vis,i}(C_{ii} + F_i)}$	$T_{v,i} = \frac{C_{ii} + F_i}{A_{ii}}$

Tableau B.1 – Réglages basés modèle d'une machine-outil avec les différents types de correcteur PI

Annexe C

Liste des publications

Revue

A 3D Displacement Control by Digital Image Correlation for the Multiaxial Testing of Materials with a Stewart Platform

J. Le Flohic, V. Parpoil, S. Bouissou, M. Poncelet, H. Leclerc

Experimental Mechanics - Vol 54 - Num 5 - Pages 817-828 - 2014

Conférences Internationales

Enhancing control robustness of a 6 DOF parallel testing machine

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

European Control Conference, 2014

A Model Based Method for PID Tuning Applied to Serial Machine-Tool

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

International Chamnitz Manufacturing Colloquium, 2014

A hybrid force/position control for a 6 DOF parallel testing machine

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering, 2014

Conférences Nationales

Une méthode basée modèle pour le réglage des PID appliquée aux machines-outils sérielles

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Machines d'Usinage à Grande Vitesse, 2014

Une méthode basée modèle pour le réglage des PID appliquée aux machines-outils sérielles

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Congrès Français de Mécanique, 2013

Une commande hybride force/position pour un hexapode réalisant des essais mécaniques

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Journée des Jeunes Chercheurs en Robotique, 2013

Vers une commande et une modélisation des machines orientées « tâche »

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Manufacturing' 21, 2013

Posters

A hybrid force/position control for a 6 DOF parallel testing machine

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

INNOROBO, European Workshop on Applications of Parallel and Cable-driven Robots, 2014

Vers une commande et une modélisation des machines orientées « tâche »

J. Le Flohic, F. Paccot, N. Bouton, H. Chanal

Journée de l'Ecole Doctorale en Science de l'Ingénieur, 2012

Bibliographie

- [ACA90] T. ARAI, K. CLEARY, and AL. Design, analysis and construction of a prototype parallel link manipulator. *International Workshop on Intelligent Robots and Systems*, 1 :205–212, 1990.
- [AH04] K.J. ASTROM and T. HAGGLUND. Revisiting the ziegler-nichols step response method for pid control. *Journal of Process Control*, 14 :1635–1650, 2004.
- [AH05] H. ABDELLATIF and B. HEIMAN. Adapted time-optimal trajectory planning for parallel manipulators with full dynamic modeling. *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 411–416, 2005.
- [ALT02] Y. ALTINTAS. Virtual machine tool. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 54 :115–138, 2002.
- [AND06] N. ANDREFF. *Des droites et des robots. Modélisation, identification et commande référencées vision des machines complexes*. HDR, Université Blaise Pascal - Clermont II, 2006.
- [AO09] Y. ALTINTAS and C.-E. OKWUDIRE. Dynamic stiffness enhancement of direct-driven machine tools using sliding mode control with disturbance recovery. *CIRP Annals - Manufacturing Technology 58*, pages 335–338, 2009.
- [AS10] Y. ALTINTAS and B. SENCER. High speed contouring control strategy for five-axis machine tools. *CIRP Annals - Manufacturing Technology 59*, pages 417–420, 2010.
- [AVB⁺11] Y. ALTINTAS, A. VERL, C. BRECHER, L. URIARTE, and G. PRITSCHOW. Machine tool feed drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology 60*, pages 779–796, 2011.
- [BA93] R. BERNHARDT and S.L. ALBRIGHT. Robot calibration. *Chapman & Hall, London*, 1993.
- [BAR04] P.-J. BARRE. Commande et entraînement des machines-outils à dynamique élevée – formalisme et applications. HDR, Université de Sciences et Technologie de Lille, 2004.

- [BAS⁺07] E. L.J. BOHEZ, B. ARIYAJUNYA, C. SINLAPEECHEEWA, T.M.M SHEIN, D.T. LAP, and G. BELFORTE. Systematic geometric rigid body error identification of 5-axis milling machines. *Computer-Aided Design*, 39 :229–244, 2007.
- [BD02] P.-J. BARRE and E. DUMETZ. Modélisation du comportement dynamique et commande d’une machine-outil agile. *Mécanique & Industries* 3, 6 :315–322, 2002.
- [BEN96] S. BENNETT. A brief history of automatic control. *IEEE Control Systems*, 1996.
- [BF92] K. BOUANANE and R.G. FENTON. Kinematic analysis of parallel manipulators. *ARK*, pages 115–122, 1992.
- [BG05] G. BARRETTE and C. M. GOSSELIN. Determination of the dynamic workspace of cable-driven planar parallel mechanisms. *Journal of mechanical design*, 127 :242–248, 2005.
- [BOD45] H. W. BODE. *Network Analysis and Feedback Amplifier Design*. Bell Telephone Laboratories, Inc., 1945.
- [BOF08] C. BRECHER, T. OSTERMANN, and D.A. FRIEDRICH. Control concept for pkm considering the mechanical coupling between actors. *International journal of Machine Tools & Manufacture*, 48 :427–436, 2008.
- [BOU09] N. BOUTON. *Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain. Nouvelles Solutions. Application aux véhicules légers de type quad*. PhD thesis, Université Blaise Pascal – Clermont II, 2009.
- [BP000] *Mécanique des solides déformables*. HERMES, Paris, 2000.
- [CDR06] H. CHANAL, E. DUC, and P. RAY. A study of the impact of machine tool structure on machining processes. *International journal of Machine Tools & Manufacture*, 46 :98–106, 2006.
- [CDRH07] H. CHANAL, E. DUC, P. RAY, and J.Y. HASCOET. A new approach for the geometrical calibration of parallel kinematics machines tools based on the machining of a dedicated part. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 47 :1151–1163, 2007.
- [CHA06] H. CHANAL. *Etude de l’emploi des machines outils à structure parallèle en usinage*. PhD thesis, Université Blaise Pascal – Clermont II, 2006.
- [COR14] MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION. Robots pour la micro-manutention - mitsubishi electric factory automation - france. <https://fr3a.mitsubishielectric.com/fa/fr/products/rbt/robot/items/micro/>, Consulté le 25/09/2014.
- [CS95] S.K. CHOUDHURY and M.S. SHARATH. On-line control of machine tool vibration during turning operation. *Journal of Materials Processing Technology* 47, pages 251–259, 1995.

- [CT05] C. CHOI and T.-C. TSAO. Control of linear motor machine tool drives for end milling : robust mimo approach. *Mechatronics* 15, pages 1207–1224, 2005.
- [CT09] S.Y. CHU and C.C. TENG. Tuning of pid controllers based on gain and phase margin specifications using fuzzy neural network. *Fuzzy Sets and Systems*, 101 :21–30, 2009.
- [DBHM⁺12] J.-C. DE BARROS, D. HISSEL, P. MAUSSION, M. THOLOMIER, and A. TITLI. Systèmes et régulateurs flous - définition et cognition. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, S7440, Délivré le 24/04/2012.
- [DBR00] D. DUMUR, P. BOUCHER, and G. RAMOND. Direct adaptive generalized predictive control. application to motor drives with flexible modes. *Annals of the CIRP*, 49, 2000.
- [DH55] J. DENAVIT and R.S. HARTENBERG. A kinematic notation for lower pair mechanism based on matrices. *Trans. of ASME, Journal of Applied Mechanics*, 22 :215–221, 1955.
- [DH06] B. DENKENA and C. HOLZ. Advanced position and force control concepts for the linear direct driven hexapod palida. In *Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, volume 33, pages 359–378, 2006.
- [DRMVP10] M. DÍAZ-RODRIGUEZ, V. MATA, A. VALERA, and A. PAGE. A methodology for dynamic parameters identification of 3-dof parallel robots in terms of relevant parameters. *Mechanism and Machine Theory*, 45, 2010.
- [DSA08] D. DUMUR, M. SUSANU, and M. AUBOURG. Complex form machining with axis drive predictive control. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 57, pages 399–402, 2008.
- [DSPORDJRT⁺08] J.J. DE SANTIAGO-PÉREZ, R.A. OSORNIO-RIOS, R. DE JESÚS ROMERO-TRONCOSO, G. HERRERA-RUIZ, and M. DELGADO-ROSAS. Dsp algorithm for the extraction of dynamics parameters in cnc machine tool servomechanisms from an optical incremental encoder. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 48 :1318–1334, 2008.
- [DT08] S. DADASHI and H.D. TAGHIRAD. H-infinity controller design for a flexible joint robot with phase uncertainty. *39th International Symposium on Robotics*, 2008.
- [DUG02] A. DUGAS. *CFAO et UGV : Simulation d'usinage de formes complexes*. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes, 2002.

- [EBE04] A.T. ELFIZY, G.M. BONE, and M.A. ELBESTAWI. Model-based controller design for machine tool direct feed drives. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 44, pages 465–477, 2004.
- [ERM11] N. M. ELSODANY, S. F. REZEKA, and N. A. MAHAREM. Adaptive pid control of a stepper motor driving a flexible rotor. *Alexandria Engineering Journal* 50, pages 127–136, 2011.
- [ESK05] A.H. EL-SINAWI and R. KASHANI. Improving surface roughness in turning using optimal control of tool's radial position. *Journal of Materials Processing Technology* 167, pages 54–61, 2005.
- [FB12] A. FOSSARD and J.-M. BIANNIC. Commande en régime glissant. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, S7435, Délivré le 24/04/2012.
- [FW96] H. H. FAKHRY and W. J. WILSON. A modified resolved acceleration controller for position-based visual servoing. *Mathematical and computer modelling*, 24 :1–9, 1996.
- [GK09] J. GOERTZEN and N. KAWCHUK. A novel application of velocity-based force control for use in robotic biomechanical testing. *Journal of Biomechanics*, 42 :366–369, 2009.
- [GOG08] G. GOGU. Structural synthesis of parallel robots - part 1 : Methodology. *Springer Verlag*, 2008.
- [GP01] M. GAUTIER and P. POIGNET. Extended kalman filtering and weighted least squares dynamic identification of robot. *Control Engineering Practice*, 9 :1361–1372, 2001.
- [HAA⁺03] R. E. HABER, J.R. ALIQUÉ, A. ALIQUÉ, J. HERNÁNDEZ, and R. URIBE-ETXEBARRIA. Embedded fuzzy-control system for machining processes. results of a case study. *Computers in Industry* 50, pages 353–366, 2003.
- [HF00] F-Y. HSU and L-C. FU. Intelligent robot deburring using adaptive fuzzy hybrid position/force control. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 2000.
- [HHC95] W.K. HO, C.C. HANG, and L.S. CAO. Tuning of pid controllers based on gain and phase margin specifications. *Automatica*, 31 :497–502, 1995.
- [HHHSdT07] R. HABER-HABER, R. HABER, M. SCHMITTDIEL, and R. M. del TORO. A classic solution for the control of a high-performance drilling process. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 47, pages 2290–2297, 2007.
- [HIM11] C. HONG, S. IBARKI, and A. MATSUBARA. Influence of position-dependent geometric errors of rotary axes on a machining test of cone frustum by five-axis machine tools. *Precision Engineering*, 35 :1–11, 2011.

- [HK95] J. HESSELBACH and H. KERLE. Structurally adapted kinematic algorithms for parallel robots up to six degrees of freedom (dof). *9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, pages 1935–1939, 1995.
- [INC14] MECADEMIC INC. Professional educational robot manipulators. <http://www.mecademic.com>, Consulté le 25/09/2014.
- [ISMM10] S. IBARKI, M. SWADA, A. MATSUBARA, and T. MATSUSHITA. Machining tests to identify kinematic errors on five-axis machine tools. *Precision Engineering*, 34 :387–398, 2010.
- [ITF85] H. INOUE, Y. TSUSAKA, and T. FUKUIZUMI. Parallel manipulator. *3rd ISRR*, pages 321–327, 1985.
- [JVBS06] Z. JAMALUDIN, H. VAN BRUSSEL, and J. SWEVERS. Tracking performances of cascade and sliding mode controllers with application to a xy milling table. *Proceedings of ISMA*, 2006.
- [KAL60] R. E. KALMAN. On the general theory of control systems. *First International Congress on Automatic Control*, 1960.
- [KAU12] A. KAUFMANN. Introduction à la logique floue. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, R7032, Délivré le 24/04/2012.
- [KD99] W. KHALIL and E. DOMBRE. Modélisation, identification et commande des robots. *HERMES Science Publications - 2^e édition revue et augmentée*, 1999.
- [KK85] W. KHALIL and J.-F. KLEINFINGER. Une modélisation performante pour la commande dynamique de robots. *RAIRO, APII*, 6 :561–574, 1985.
- [KLE86] J.F. KLEINFINGER. *Modélisation dynamique de robots à chaîne cinématique simple, arborescente ou fermée, en vue de leur commande*. PhD thesis, ENSM, Nantes, 1986.
- [LEO01] W. LEONHARD. *Control of electrical drives*. Springer-Verlag, 2001.
- [LFPB+14] J. LE FLOHIC, V. PARPOIL, S. BOUISSOU, M. PONCELET, and H. LECLERC. A 3d displacement control by digital image correlation for the multiaxial testing of materials with a stewart platform. *Experimental Mechanics*, 2014.
- [LPRH09] H. LECLERC, J.N. PERIE, S. ROUX, and F. HILD. Integrated digital image correlation for the identification of mechanical properties. *Lecture Notes in Computer Science*, 5496 :161–171, 2009.
- [LSCH03] S.-H. LEE, J.B. SONG, W.-C. CHOI, and D. HONG. Position control of a stewart platform using inverse dynamics control with approximate dynamics. *Mechatronics*, pages 605–619, 2003.

- [LTL06] S. LAVERNHE, C. TOURNIER, and C. LARTIGUE. Kinematical performances in 5-axis machining. *IDMME*, 2006.
- [LUT51] H. A. LUTTGENS. Apparatus for regulating the speed of engines. Patent No. 8,447, October 1851.
- [LWL02] G.F. LIU, X.Z. WU, and Z.X. LI. Inertia equivalence principle and adaptive control of redundant parallel manipulators. *International Conference on Robotics and Automation*, page 835–840, 2002.
- [LWP80] J.Y.S. LUH, M.W. WALKER, and R.C.P. PAUL. On-line computational scheme for mechanical manipulators. *Transaction of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 102(2) :69–76, 1980.
- [LYHR03] M. LIANG, T. YEAP, A. HERMANSYAH, and S. RAHMATI. Fuzzy control of spindle torque for industrial cnc machining. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 43, pages 1497–1508, 2003.
- [MAY71] O. MAYR. *Feedback Mechanisms*. Smithsonian Studies in History and Technology, 1971.
- [MC12] M. M'SAAD and J. CHEBASSIER. Commande adaptative des systèmes. *DOS-SIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, S7426, Délivré le 24/04/2012.
- [MCM01] J.M. S.T. MOTTA, G.C. CARVALHO, and R.S. MCMASTER. Robot calibration using a 3d vision-based measurement system with a single camera. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 17 :487–497, 2001.
- [MER97] J.-P. MERLET. Les robots parallèles. *HERMES, Paris - 2^e édition revue et augmentée*, 1997.
- [MGRAD14] M. MAKAROV, M. GROSSARD, P. RODRIGUEZ-AYERBE, and D. DUMUR. Comparison of two robust predictive control strategies for trajectory tracking of flexible-joint robots. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2014.
- [MHF08] J.G. MICHPOULOS, J.C. HERMANSON, and T. FURUKAWA. Towards the robotic characterization of the constitutive response of composite materials. *Composite Structure*, 86 :154–164, 2008.
- [MM11] M. MADANI and M. MOALLEM. Hybrid position/force control of a flexible parallel manipulator. *Journal of the Franklin Institute*, 2011.
- [MNF11] A. MATSUBARA, K. NAGAOKA, and T. FUJITA. Model-reference feedforward controller design for high-accuracy contouring control of machine tool axes. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 60, pages 415–418, 2011.

- [MZ07] Y. MENG and H. ZHUANG. Autonomous robot calibration using vision technology. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 23 :436–446, 2007.
- [NBHW00] W.S. NEWMAN, C.E. BIRKHIMER, R.J. HORNING, and A.T. WILKEY. Calibration of a motoman p8 robot based on laser tracking. *International Conference on Robotics & Automation*, page 3597–3602, 2000.
- [NI98] Y. NAKABO and M. ISHIKAWA. Visual impedance using 1ms visual feedback system. In *Proceedings of the 1998 IEE*, 1998.
- [NM92] M.B. NOORU-MOHAMED. *Mixed mode fracture of concrete : An experimental approach*. PhD thesis, Delft University, 1992.
- [NOU12] M. NOUGARET. Principes généraux de correction. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, R7405, Délivré le 24/04/2012.
- [NPP⁺12] M. NIERENBERGER, M. PONCELET, S. PATTOFATTO, A. HAMOUCHE, B. RAKA, and J.M. VIRELY. Multiaxial testing of materials using a stewart platform : Case study of the nooru-mohamed test. *Exp. Tech*, 2012.
- [OGA97] K. OGATA. *Modern Control Engineering*. 1997.
- [OP01] M.M. OLSEN and H.G. PETERSON. A new method for estimating parameters of a dynamic robot model. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 17 :95–100, 2001.
- [PAC09] F. PACCOT. *Contributions à la commande dynamique référencée capteur de robots parallèles*. PhD thesis, Université Blaise Pascal – Clermont II, 2009.
- [PAG15] G. PAGIS. *Augmentation de la taille de l'espace de travail opérationnel des robots parallèles en traversant les singularités de type 2 : génération de trajectoires optimales et commande avancée*. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2015.
- [PAT05] V. PATELOUP. *Amélioration du comportement cinématique des machines outils UGV - Application au calcul de trajets d'évidement de poches*. PhD thesis, Université Blaise Pascal – Clermont II, 2005.
- [PAT11] S. PATELOUP. *Modélisations et aptitudes à l'emploi des machines-outils à structure parallèle - Vers une optimisation dirigée du processus*. PhD thesis, Université Blaise Pascal – Clermont II, 2011.
- [PBBM14] G. PAGIS, N. BOUTON, S. BRIOT, and P. MARTINET. Design of a controller for enlarging parallel robots workspace through type 2 singularity crossing. *International Conference on Robotics and Automation*, 2014.
- [PGP02] M.T. PHAM, M. GAUTIER, and P. POIGNET. Accelerometer based identification of mechanical systems. *International Conference on Robotics and Automation*, pages 4293–4298, 2002.

- [PKM12] PKMTRICEPT. Pkm tricept. <http://www.pkmtricept.com>, Consulté le 28 mai 2012.
- [PLC14] RENISHAW PLC. Systèmes ballbar télescopiques. <http://www.renishaw.fr/fr/systemes-ballbar-telescopiques-6813>, Consulté le 30/09/2014.
- [PRE11] D. PREVOST. *Modélisation avancée du couple Machine Outil / Commande Numérique dans un contexte UGV pour l'optimisation du calcul de trajectoires multi axes*. PhD thesis, Laboratoire Universitaire de Recherche en Production Automatisée - ENS de Cachan / EA 1385 / Université Paris XI, 2011.
- [RIC12] J. RICHALET. Commande prédictive. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, R7423, Délivré le 23/04/2012.
- [RR85] C. REBOULET and A. ROBERT. Hybrid control of a manipulator with an active compliant wrist. *3rd ISRR*, pages 76–80, 1985.
- [RSB12] P. ROBLIN, F. SORIN, and L. BROUSSARD. Régulation d'un processus industriel par réseaux de neurones. *DOSSIER Techniques de l'Ingénieur, l'expertise technique et scientifique de référence*, S7582, Délivré le 15/05/2012.
- [RVA⁺06] P. RENAUD, A. VIVAS, N. ANDREFF, P. POIGNET, P. MARTINET, F. PIERRROT, and O. COMPANY. Kinematic and dynamic identification of parallel mechanisms. *Control Engineering Practice*, 14 :1099–1109, 2006.
- [SAS95] M.-H. SMITH, A.-M. ANNASWAMY, and A.-H. SLOCUM. Adaptive control strategies for a precision machine tool axis. *Precision Engineering* 17, pages 192–206, 1995.
- [SGBT⁺97] J. SWEVERS, C. GANSEMAN, D. BILGIN TÜKEL, J. DE SCHUTTER, and V. VAN BRUSSEL. Optimal robot excitation and identification. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 13, 1997.
- [SGMCL02] I.A. STOKES, M. GARDNER-MORSE, D. CHURCHILL, and J.P. LAIBLE. Measurement of a spinal motion segment stiffness matrix. *Journal of Biomechanics*, 35 :517–521, 2002.
- [SHV06] M.W. SPONG, S. HUTCHINSON, and M. VIDYASAGAR. *Robot Modeling and Control*. 2006.
- [SKH⁺08] H. SCHWENKE, W. KNAPP, H. HAITJEMA, A. WECKENMANN, R. SCHMITT, and F. DELBRESSINE. Geometric error measurement and compensation of machines—an update. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 57 :660–675, 2008.
- [SKO03] S. SKOGESTAD. Simple analytic rules for model reduction and pid controller tuning. *Journal of Process Control*, 13 :291–309, 2003.

- [SS01] L. SCIAVICCO and B. SICILIANO. *Modelling and control of robot manipulators, 2nd Edition*. SPRINGER, London, 2001.
- [SSJW09] H. SCHWENKE, R. SCHMITT, P. JATZKOWSKI, and C. WARMANN. On-the-fly calibration of linear and rotary axes of machine tools and cmms using a tracking interferometer. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 58 :477–480, 2009.
- [SUIMM09] M. SHARIF UDDIN, S. IBARAKI, A. MATSUBARA, and T. MATSUSHITA. Prediction and compensation of machining geometric errors of five-axis machining centers with kinematic errors. *Precision Engineering*, 33 :194–201, 2009.
- [SVBS] W. SYMENS, H. VAN BRUSSEL, and J. SWEVERS. Gain-scheduling control of machine tools with varying structural flexibility.
- [SYZL05] Z. SONG, J. YI, D. ZHAO, and X. LI. A computed torque controller for uncertain robotic manipulator systems : fuzzy approach. *Fuzzy Sets and Systems*, 154 :208–226, 2005.
- [SZ95] S. SARTORI and G.X. ZHANG. Geometric error measurement and compensation of machines. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44 :599–609, 1995.
- [Tc10] C. TOURNIER and coll. *Usinage à Grande Vitesse. Technologies - Modélisations - Trajectoires*. L’usine Nouvelle - Série Mécanique et Matériaux, 2010.
- [TO00] N. TOUNSI and A. OTHO. Identification of machine-tool-workpiece system dynamics. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40 :1367–1384, 2000.
- [TS03] M. TSUTSUMI and A. SAITO. Identification and compensation of systematic deviations particular to 5-axis machining centers. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 43 :771–780, 2003.
- [TS04] M. TSUTSUMI and A. SAITO. Identification of angular and positional deviations inherent to 5-axis machining centers with a tilting-rotary table by simultaneous four-axis control movements. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 44 :1333–1342, 2004.
- [VBVDB98] H. VAN BRUSSEL and P. VAN DEN BRAEMBUSSCHE. Robust control of feed drives with linear motors. *Annals of the CIRP*, 47, 1998.
- [VDBSVB01] P. VAN DEN BRAEMBUSSCHE, J. SWEVERS, and H. VAN BRUSSEL. Design and experimental validation of robust controllers for machine tool drives with linear motor. *Mechatronics 11*, pages 545–562, 2001.
- [VN13] J.M. VIRELY and M. NIERENBERGER. Dispositif de mesure de torseur d’efforts, de structure du type multipode, 2013. Priority number : FR13 50658 - Patent pending.

- [VP05] A. VIVAS and P. POIGNET. Predictive functional control of a parallel robot. *Control engineering practice*, 13 :863–874, 2005.
- [WE99a] S.-M. WANG and K.F. EHMANN. Measurement methods for the position errors of a multi-axis machine. part 1 : principles and sensitivity analysis. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 39 :951–964, 1999.
- [WE99b] S.-M. WANG and K.F. EHMANN. Measurement methods for the position errors of a multi-axis machine. part 2 : applications and experimental results. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 39 :1485–1505, 1999.
- [WSB⁺06] A. WATANABE, S. SAKAKIBARA, K. BAN, M. YAMADA, G. SHEN, and T. ARAI. A kinematic calibration method for industrial robots using autonomous visual measurement. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 55 :1–6, 2006.
- [YC04] J.-Y YEN and H.-M CHANG. Performance robustness and stiffness analysis on a machine tool servo design. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 44, pages 523–531, 2004.
- [YH06] Z.-Y. YANG and T. HUANG. Parameter identification and tuning of the servo system of a 3-hss parallel kinematic machine. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 31 :621–628, 2006.
- [YOKN98] K. YAMANE, M. OKADA, N. KOMINE, and Y. NAKAMURA. Parallel dynamics computation and h_{∞} acceleration control of parallel manipulators for acceleration display. *International Conference on Robotics and Automation*, page 2301–2308, 1998.
- [ZCM05] U. ZUPERL, F. CUS, and M. MILFELNER. Fuzzy control strategy for an adaptive force control in end-milling. *Journal of Materials Processing Technology* 164-165, pages 1472–1478, 2005.
- [ZCR11] U. ZUPERL, F. CUS, and M. REIBENSCHUH. Neural control strategy of constant cutting force system in end milling. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 27, pages 485–493, 2011.
- [ZDQ⁺12] S. ZHU, G. DING, S. QIN, J. LEI, L. ZHUANG, and Y. KAIYIN. Integrated geometric error modeling, identification and compensation of cnc machine tools. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 52 :24–29, 2012.
- [ZH04] Y. ZHIYONG and T. HUANG. A new method for tuning pid parameters of a 3-dof reconfigurable parallel kinematic machine. *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '04)*, 24 :2249–2254, 2004.
- [ZM09] S.H.H. ZARGARBASHI and J.R.R. MAYER. Single setup estimation of a five-axis machine tool eight link errors by programmed end point constraint and on

-
- the fly measurement with capball sensor. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 49 :759–766, 2009.
- [ZN42] J.G. ZIEGLER and N.B. NICHOLS. Optimum settings for automatic controllers. *Trans. A.S.M.E.*, 64 :759–768, 1942.
- [ZT04] Y. ZHIYONG and H. TIAN. A new method for tuning pid parameters of a 3-dof reconfigurable parallel kinematic machine. *International Conference on Robotics & Automation*, pages 2249–2254, 2004.
- [ZX07] B. ZHOU and Y. XU. Robust control of a 3-dof hybrid robot manipulator. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 33 :604–613, 2007.

Résumé : De nos jours, les exigences de productivité et de maîtrise des coûts ont incité les industriels à développer de nouvelles machines, et avec elles, de nouveaux enjeux sont apparus : souplesse de la structure, vibration, effets dynamiques non-négligeables, etc... Pourtant, leur mise en œuvre est toujours issue de méthodes employées pour les machines conventionnelles. Ces travaux s'intéressent donc à la définition de stratégies globales englobant la prise en compte de la structure utilisée et de la tâche à réaliser, appliquée à deux contextes d'illustration.

Dans le contexte de l'usinage, nous proposons un réglage des machines basé sur le modèle comportemental de la structure qui ne nécessite que peu de modifications manuelles et permettant un gain de temps pour la mise en œuvre. Une nouvelle loi de commande en couple calculé est également proposée, elle permet de réduire les phénomènes vibratoires lors de phases dynamiquement exigeantes.

Dans le contexte des essais mécaniques, l'objectif est de montrer la faisabilité de l'utilisation de machines parallèles à 6 degrés de liberté dans le cadre d'essais dont la gestion des conditions aux limites est critique. Nous proposons une instrumentation et un schéma de commande qui permettent de respecter les consignes avec une erreur maximale de l'ordre de $0.40\mu m$, même dans le cas d'éprouvettes très rigide (en béton par exemple).

Mots clés : Machine complexe, Loi de commande, Modélisation, Identification, Machines-outils, Machines d'essai

Abstract : Nowadays, the requirements in productivity and costs mastering have forced the industrial manufacturers to develop new kind of mechanisms. Thus, the complexity of the machine-tools structures and machining processes has increased and new challenges have emerged : flexible structure, vibration, non-negligible dynamic effects, etc ... However, their implementation still comes from methods used for conventional machines. These works are thus about defining overall strategies including consideration of the kind of structure used and the task to realise. Two illustrative contexts are used.

In the context of machining, we propose a generic tuning method based on kinematic and dynamic model of machine-tools structure that requires only a few manual modifications, in order to save time for implementation. A new computed torque control law is proposed, it reduces vibration phenomena in dynamical demanding phases.

In the context of the mechanical tests, the objective is to demonstrate the feasibility of using parallel machines with 6 degrees of freedom in the context of mechanical tests, whereas the boundary conditions are perfectly controlled. We propose an instrumentation and control scheme that is able to perform mechanical tests with a maximum error of about $0.40\mu m$, even in the case of very rigid specimen (concrete for example).

Keywords : Complex machine, Control law, Modeling, Identification, Machine-tool, Loading machine