



HAL
open science

Identification et modélisation du comportement dynamique des robots d'usinage

Seifeddine Mejri

► **To cite this version:**

Seifeddine Mejri. Identification et modélisation du comportement dynamique des robots d'usinage. Médecine humaine et pathologie. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2016. Français. NNT : 2016CLF22688 . tel-01334573

HAL Id: tel-01334573

<https://theses.hal.science/tel-01334573>

Submitted on 21 Jun 2016

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

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

N° Ordre : D.U. 2688
EDSPIC : 751

Université BLAISE PASCAL- Clermont II
École Doctorale
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont-Ferrand

THÈSE

présentée par

Seifeddine Mejri

en vue d'obtenir le grade de

Docteur d'Université

(Spécialité : Génie Mécanique)

Identification et modélisation du comportement dynamique des robots d'usinage

Soutenue publiquement le 8 Avril 2016 devant le jury :

M. Didier REMOND, Professeur des Universités, INSA Lyon, **Président**
M. Gabriel ABBA, Professeur des Universités, Université de Lorraine, **Examinateur**
M. Joseph LARDIES, Professeur des Universités, FEMTO-ST, **Rapporteur**
M. Jean-Philippe COSTES, Maître de conférence HDR, ENSAM Cluny, **Rapporteur**
M. Pascal RAY, Professeur des Universités, ENSMSE, **Directeur de thèse**
M. Vincent GAGNOL, Maître de conférences HDR, Institut Pascal, Sigma-Clermont, **Co-encadrant**
M. Thien-Phu LE, Maître de conférences HDR, Institut Pascal, Sigma-Clermont, **Co-encadrant**
M. Laurent SABOURIN, Maître de conférences HDR, Institut Pascal, Sigma-Clermont, **Co-encadrant**

Institut Pascal - Axe Mécanique Matériaux et Structures
Université Blaise Pascal et Sigma Clermont

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur Pascal RAY, Professeur des universités à l'École des Mines de Saint-Étienne, pour m'avoir accepté de travailler sous sa direction et la confiance qu'il m'a accordée pendant ces années de thèse.

Je remercie aussi mes co-encadrants de thèse, Vincent GAGNOL, Thien-Phu LE et Laurent SABOURIN. Ils n'ont jamais hésité de prendre le temps de m'expliquer, de discuter, d'échanger et de partager leurs connaissances. Je leur suis très reconnaissant de leur engagement, de leur temps et de leur énergie. Ils m'ont encouragé à découvrir le travail passionnant de chercheur à travers cette thèse.

Je remercie M. Joseph LARDIES et M. Jean-Philippe COSTES qui m'ont fait le grand plaisir d'être les rapporteurs de mon travail de thèse et y apporter des critiques pertinents. Je remercie également M. Didier Remond et M. Gabriel ABBA d'avoir accepté d'évaluer mes travaux et mes différentes contributions scientifiques. J'en suis honoré et je les en remercie sincèrement.

Je remercie les financeurs de cette thèse. En effet, ce travail a bénéficié d'une aide de l'État gérée par l'Agence Nationale de la Recherche au titre du programme Investissements d'avenir dans le cadre du projet LabEx IMobS3 (ANR-10-LABX-16-01), d'une aide de l'Union Européenne au titre du Programme Compétitivité Régionale et Emploi 2007-2013 (FEDER-Région Auvergne), et d'une aide de la Région Auvergne.

Je remercie toutes les personnes formidables que j'ai rencontrées par le biais de l'Institut Pascal. Merci pour votre support et vos encouragements. Merci à mes amis : Bassem, Said, Bastien, Arnaud Omar, Khaled , Sami, Benjamin, Franck, Adoum, Achraf, Nicolas, Lazher, Marie-Fidèle, Benoit, Nesrine, Zine Elabidine, Djily, Mahmoud, Firas, Charles, Richard, Aurélie, Kevin, Montassar, Georges, Adel, Essia, Aicha, Sung Lam, Nabil, Nadège, Benoit, Julien, Imad, Akram, Hendriko, Anh Vu, Krid.

Enfin, je remercie avec grande émotion ma famille pour son irremplaçable et inconditionnel soutien. Elle m'a toujours encouragé à aller de l'avant dans la vie malgré la difficulté d'être loin de ses proches. je voudrais adresser mes immenses remerciements à mon épouse pour m'avoir toujours soutenu et encouragé. Je dédie ce travail de thèse à la mémoire de ma mère.

Table des matières

Table des figures	9
Liste des tableaux	15
Acronymes	17
Introduction	19
1 État de l’art	21
1.1 Introduction	22
1.2 Les robots industriels	24
1.2.1 Architecture des robots	24
1.2.2 Critère de performances des robots	26
1.2.2.1 Espace de travail	26
1.2.2.2 Exactitude	28
1.2.2.3 Répétabilité	28
1.2.3 Les problèmes de l’usinage robotisé	31
1.2.3.1 Sources des erreurs en exactitude	32
1.2.3.2 Sources des erreurs en répétabilité	33
1.2.4 Les méthodes de correction de la précision	35
1.3 Modélisation des robots d’usinage	36
1.3.1 Introduction	36
1.3.2 Modélisation du comportement statique	36
1.3.3 Modélisation du comportement dynamique	39
1.3.4 Modélisation par analyse modale	39
1.3.4.1 Analyse modale expérimentale	42
1.3.4.2 Analyse modale opérationnelle	45
1.4 Objectifs et organisation de la thèse	47
1.5 Conclusion	49

2	Modèle de référence par Analyse Modale Expérimentale	51
2.1	Introduction	52
2.2	Identification modale	53
2.2.1	Fonction de transfert	54
2.2.2	Méthode PolyMAX	55
2.2.2.1	Base théorique	55
2.2.2.2	Procédure pratique	56
2.3	Protocole expérimental	57
2.3.1	Test au marteau d'impact.	57
2.3.1.1	Choix de l'emplacement des points de mesure.	58
2.3.1.2	Caractérisation expérimentale du robot sans électrobroche.	62
2.3.1.3	Caractérisation expérimentale du robot avec électrobroche.	67
2.3.2	Test au pot vibrant.	73
2.4	Analyse de la rigidité dynamique	75
2.5	Conclusion	77
3	Identification du comportement dynamique de robot en service par analyse modale opérationnelle	79
3.1	Introduction	80
3.2	Méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel	81
3.2.1	Méthode FDD	81
3.2.1.1	Base théorique	81
3.2.1.2	Procédure pratique	81
3.2.1.3	Application aux signaux d'usinage	83
3.2.2	Méthode FDD modifiée	84
3.2.2.1	Bases théoriques	84
3.2.2.2	Application	85
3.3	Identification modale basée sur les fonctions de transmissibilité.	85
3.3.1	Bases théoriques des fonctions de transmissibilité	86
3.3.2	Procédure pratique pour la détermination des paramètres modaux	87
3.4	Identification du comportement dynamique en bout d'outil par la reconstruction des FRFs	88
3.4.1	Bases théoriques	88
3.4.2	Illustration	90
3.5	Caractérisation dynamique du robot en usinage	92
3.5.1	Protocole expérimental	92
3.5.2	Essais d'usinage	93

3.6	Résultats et comparaison des méthodes	95
3.7	Conclusion	104
4	Analyse de la stabilité de coupe en usinage robotisé	105
4.1	Introduction	106
4.2	Vibration et instabilité en usinage	107
4.2.1	Les vibrations libres	107
4.2.2	Les vibrations forcées	107
4.2.3	Les vibrations auto-entretenues	107
4.2.3.1	Broutement par couplage des modes	107
4.2.3.2	Broutement par régénération de la surface	108
4.3	Prédiction de la stabilité d'usinage	108
4.3.1	Lobes de stabilité	110
4.3.2	Intégration du modèle dynamique du robot	111
4.4	Validation expérimentale	115
4.5	Conclusion	118
	Conclusions & Perspectives	119
	Bibliographie	123
	Annexes	129
	A Configurations du robot	133
	B Résultats d'identification par AME sur un intervalle de fréquence [0-2200Hz]	135

Table des figures

FIGURE 1.1	Répartition de l'utilisation des robots industriels par application en 2008 [4].	22
FIGURE 1.2	Principales architectures des robots industriels : (a) Robot KUKA KR270 à architecture sérielle (b) Cosmo Center PM-600 à architecture parallèle (c) Robot ABB IRB 940 Tricept à architecture hybride.	24
FIGURE 1.3	Représentation tridimensionnelle de l'espace de travail en position d'un robot sériel de type COMAU SMART NJ 370-2.7 [18].	26
FIGURE 1.4	Définition de l'espace de travail optimal pour le positionnement de la pièce à usiner[19].	27
FIGURE 1.5	(a) Robot d'usinage de type RV130HSC de chez <i>Reis robotics</i> ; Cartes de compliance dans les directions X et Y déterminées par l'approche (b) analytique (c) expérimentale [25].	27
FIGURE 1.6	Définition de la notion d'exactitude (a) statique (b) dynamique.	28
FIGURE 1.7	Exactitude et répétabilité.	28
FIGURE 1.8	Robot d'usinage ABB IRB 6660 équipé d'une broche UGV.	29
FIGURE 1.9	Espace de travail du robot ABB IRB 6660 [30].	30
FIGURE 1.10	Composition du robot ABB IRB 6660.	30
FIGURE 1.11	Schéma bloc typique de la commande d'une articulation d'un robot industriel [32].	31
FIGURE 1.12	Essai d'usinage avec le robot ABB IRB 6660 [33].	31
FIGURE 1.13	Erreurs sur l'exactitude et la répétabilité [35].	31
FIGURE 1.14	Exemple de modélisation de la dynamique d'un actionneur d'un robot par 3 inerties reliées par des ressorts et des amortisseurs [36].	32
FIGURE 1.15	(a) Carte expérimentale de la flèche (b) Configurations du robot [37].	32
FIGURE 1.16	Contribution de chaque axe sur le déplacement de l'organe terminal lors d'un cycle de chauffe d'une heure d'un robot industriel [38].	33
FIGURE 1.17	Exemple de schéma de principe de la commande d'un robot d'usinage [40].	33
FIGURE 1.18	Effet de vibrations sur l'état de surface d'une pièce usinée par un robot de type ABB IRB 6400 [42].	34
FIGURE 1.19	Quantification des erreurs des robots d'usinage [45].	35
FIGURE 1.20	Exemple d'utilisation d'une caméra sur un robot de type FANUC R2000iA/165F [46].	35

FIGURE 1.21	Dispositif expérimental [51].	37
FIGURE 1.22	Cellule d'usinage robotisé composée du robot ABB IRB 6660 et d'une table rotative à deux axes [45].	37
FIGURE 1.23	(a) Les points en noir : les 1000 positions aléatoires du robot utilisées pour la validation des résultat. Points en rouge : Les 52 positions utilisées pour le calibrage du modèle du robot. (b) L'erreur de position dans l'ensemble de l'espace du travail du robot avant et après le calibrage.	38
FIGURE 1.24	(a) Les points en noir : les 1000 positions aléatoires du robot utilisées pour la validation des résultat. Points en rouge : Les 52 positions utilisées pour le calibrage du modèle du robot. (b) L'erreur de position dans l'espace de travail cubique du robot $600 \times 600 \times 600$ mm avant et après le calibrage.	38
FIGURE 1.25	(a) Les trois positions du robot KUKA KR240 investiguées : P1, P2 et P3 (b) les spectres de fréquences identifiées correspondants aux 3 positions P1, P2 et P3 [59].	39
FIGURE 1.26	Exemple de fréquences propres et les formes modales associées d'une plaque [61].	40
FIGURE 1.27	Les deux approches de l'analyse modale.	40
FIGURE 1.28	Exemple de fréquences propres et les formes modales associées d'un robot de type ABB IRB 1400 et la comparaison avec les valeurs expérimentales [62].	41
FIGURE 1.29	Exemple d'identification de la fréquence propre ω_i et le taux d'amortissement ξ_i par la méthode de demi puissance spectrale.	44
FIGURE 1.30	(a) Diagramme de stabilisation pour tous les FRFs avec la méthode MDOF, (b) Diagramme de stabilisation par la méthode PolyMAX, (c) Emplacement des accéléromètres (seulement les visibles) et deux pots vibrants sur un manipulateur sériel.	44
FIGURE 1.31	Les méthodes d'identification modale en AMO [68].	45
FIGURE 1.32	Shcématisation de la technique d'excitation proposée par Li <i>et al.</i> [73].	46
FIGURE 1.33	Objectifs de la thèse.	48
FIGURE 2.1	Comportement dynamique d'un système usinant	52
FIGURE 2.2	Démarche d'identification modale du robot	53
FIGURE 2.3	Matrice des fonctions de transfert entre les forces excitatrices et les accélérations mesurées.	54
FIGURE 2.4	Test modal avec excitation par marteau d'impact et mesure vibratoire en bout d'outil.	57
FIGURE 2.5	Positions des accéléromètres sur le robot	58
FIGURE 2.6	Fonctions de cohérence : $\Gamma_{11}, \Gamma_{12}, \Gamma_{13}, \Gamma_{14}, \Gamma_{15}, \Gamma_{16}$	59
FIGURE 2.7	Courbes des FRFs mesurées de la diagonale de la matrice de transfert [$H(\omega)$]	59
FIGURE 2.8	Auto-MAC des modes identifiés à partir de H_{global}	61
FIGURE 2.9	FRFs mesurées en nez de broche avec et sans outil	61

FIGURE 2.10 Positions des accéléromètres sur le robot	62
FIGURE 2.11 Test de répétabilité : FRFs expérimentaux obtenues pour la même configuration	63
FIGURE 2.12 Démarche d'identification modale	64
FIGURE 2.13 Fonctions de cohérences pour les Positions : 1, 2, 3 et 4 (a) Γ_{11} : direction X (b) Γ_{22} : direction Y.	64
FIGURE 2.14 4 premières configurations du robot	65
FIGURE 2.15 FRFs synthétisée et mesurée H_{xx} dans la position 4	66
FIGURE 2.16 Sonnage au marteau avec excitation et mesure en bout d'outil dans la direction X	67
FIGURE 2.17 Outils de fraisage.	67
FIGURE 2.18 Configuration de l'électrobroche (a) axe vertical (b) axe horizontal	68
FIGURE 2.19 Plan d'expérience	69
FIGURE 2.20 Configuration de l'électrobroche : axe vertical avec les directions d'impact X et Y.	69
FIGURE 2.21 Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V1} pour différentes configurations du robot	70
FIGURE 2.22 Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 1 dans la direction X (a) premier mode (b) deuxième mode.	71
FIGURE 2.23 Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 1 dans la direction Y (a) premier mode (b) deuxième mode.	71
FIGURE 2.24 Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 2 dans la direction X (a) premier mode (b) deuxième mode.	72
FIGURE 2.25 Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 2 dans la direction Y (a) premier mode (b) deuxième mode.	72
FIGURE 2.26 Dispositif d'excitation au pot vibrant	73
FIGURE 2.27 Signal d'excitation de type aléatoire par le pot vibrant	74
FIGURE 2.28 Fonction de cohérence issue du test au pot vibrant	74
FIGURE 2.29 FRFs synthétisée et mesurée H_{xx} pour une excitation au pot vibrant	75
FIGURE 2.30 Évolution des valeurs de la rigidité dynamique du mode dominant dans l'espace de travail du robot équipé d'un outil ϕ 16 (a) Direction X (b) Direction Y.	76
FIGURE 2.31 Évolution des valeurs de la rigidité dynamique du mode dominant dans l'espace de travail du robot équipé d'un outil ϕ 50 (a) Direction X (b) Direction Y.	76
FIGURE 2.32 Configuration poignet cassé du robot.	76
FIGURE 3.1 3 méthodes d'identification modale opérationnelle.	80

FIGURE 3.2	Les 4 étapes de la méthode FDD	83
FIGURE 3.3	Présence des harmoniques dans la représentation des valeurs singulières [92].	84
FIGURE 3.4	Première valeur singulière après élimination de l'effet des harmoniques [92].	85
FIGURE 3.5	(a) FRFs estimées pour 3 réponses vibratoires (1,2 et 3) et 1 point d'excitation 1 (b) Fonctions de transmissibilité entre 2 réponses vibratoires 1 et 2 pour 4 différentes positions d'excitation (0, \dots , 3) [96].	88
FIGURE 3.6	Positions des capteurs sur l'outil (1) et l'électrobroche (2), et directions d'impact pendant le test au marteau.	90
FIGURE 3.7	Comparaison entre la FRF identifiée à partir des mesures expérimentales et la FRF identifiée par reconstruction.	91
FIGURE 3.8	Dispositif de mesure des signaux durant l'usinage.	92
FIGURE 3.9	Trajectoire d'usinage en avalant.	93
FIGURE 3.10	Trajectoire d'usinage en opposition.	94
FIGURE 3.11	Effort de coupe mesuré dans la direction X durant l'usinage en opposition.	94
FIGURE 3.12	Présence des harmoniques.	95
FIGURE 3.13	Valeurs singulières sans l'effet des harmoniques.	96
FIGURE 3.14	Identification des modes à partir de la courbe des valeurs singulières . . .	96
FIGURE 3.15	Intersection des deux fonctions de transmissibilité des réponses en nez de broche au niveau des fréquences propres.	97
FIGURE 3.16	Passé 1 : rapport des fréquences identifiées par rapport à la base modale de référence.	100
FIGURE 3.17	Passé 2 : rapport des fréquences identifiées par rapport à la base modale de référence.	100
FIGURE 3.18	Comparaison entre la FRF identifiée à partir d'un test au marteau et la FRF identifiée par la méthode IRF pendant l'usinage en avalant de la Passe 1. . .	102
FIGURE 3.19	Comparaison entre la FRF identifiée à partir d'un test au marteau et la FRF identifiée par la méthode IRF pendant l'usinage en avalant de la Passe 1. . .	103
FIGURE 4.1	L'ensemble des éléments influents sur la stabilité de l'usinage robotisé. . .	106
FIGURE 4.2	Modèle à deux degrés de liberté du phénomène de couplage de modes [42].	108
FIGURE 4.3	Modèle dynamique du fraisage.	109
FIGURE 4.4	Bloc diagramme du processus d'usinage - basé sur [111].	109
FIGURE 4.5	Tracé caractéristique des lobes de stabilité [105].	110
FIGURE 4.6	Exemple de relation entre la partie réelle $R[H(\omega)]$ et le lobe de stabilité [86].	111
FIGURE 4.7	Opération de fraisage avec le robot ABB IRB 6660.	111
FIGURE 4.8	(a) Parties réelles $R[H_{xx}(\omega)]$ et $R[H_{yy}(\omega)]$ de la fonction de transfert en bout d'outil (b) lobes de stabilité dans la direction X (c) lobes de stabilité dans la direction Y.	112

FIGURE 4.9 (a) Positions du robot (b) Exemple de deux configurations du robot dans les positions X_1 et X_4	113
FIGURE 4.10 Prédiction des lobes de stabilité pour différentes configurations du robot avec une force d'excitation suivant la direction X (a) Déplacement suivant la direction X (b) Déplacement suivant la direction Y (c) Déplacement suivant la direction Z.	115
FIGURE 4.11 Comparaison entre les lobes de stabilité prédits par les modèles dynamique $[H^{AME}]$ et $[H^{AMO}]$ (a) direction de l'effort d'excitation : X (b) direction de l'effort d'excitation : Y.	116
FIGURE 4.12 Pièce usinée avec le robot ABB IRB 6660 et apparition de marques d'usinage instable.	117
FIGURE 4.13 Exemple de configuration du robot ABB IRB 6660 pour le premier cas d'usinage proposé.	118
FIGURE 4.14 Cellule d'usinage robotisé composée du robot ABB IRB 6660 et d'une table rotative à deux axes [45].	120
FIGURE A.1 Positions investiguées de l'organe terminal du robot dans son espace de travail	133
FIGURE A.2 4 premières configurations du robot	133
FIGURE B.1 Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V1} pour différentes configurations du robot	136
FIGURE B.2 Évolution des fréquence propres de H_{yy}^{V1} pour différentes configurations du robot	137
FIGURE B.3 Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V2} pour différentes configurations du robot	138
FIGURE B.4 Évolution des fréquence propres de H_{yy}^{V2} pour différentes configurations du robot	138

Liste des tableaux

TABLE 1.1	Historique de la robotique industrielle établi à partir du rapport annuel de l'IFR (International Federation of Robotics) [5].	23
TABLE 1.2	Tableau comparatif entre l'architecture sérielle et l'architecture parallèle. . .	25
TABLE 1.3	Portée maximale de 4 robots et leurs répétabilité.	29
TABLE 1.4	Différents types de FRF	43
TABLE 2.1	Modes propres identifiés	60
TABLE 2.2	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx} . . .	65
TABLE 2.3	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy} . . .	66
TABLE 2.4	Coordonnées cartésiennes du bout de l'outil pour chaque position du robot par rapport au référentiel de la table d'usinage	68
TABLE 2.5	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V1} . .	70
TABLE 2.6	Comparaison entre les fréquences identifiées par test au pot vibrant et marteau d'impact pour une configuration du robot avec broche horizontale.	75
TABLE 3.1	Comparaison entre les fréquences identifiées à partir de la FRF expérimentale et la FRF reconstruite	91
TABLE 3.2	Comparaison entre les fréquences propres estimées par la méthode FDD modifiée (f_{fdm}), par les fonctions de transmissibilité (f_{iftr}) sur une opération d'usinage pendant la Passe 1 et par un test au marteau f_{mar}	98
TABLE 3.3	Comparaison entre les fréquences propres estimées par la méthode FDD modifiée, par la méthode IFTr sur une opération d'usinage pendant la Passe 2 et par un test au marteau.	99
TABLE 3.4	Comparaison entre les fréquences identifiées par la méthode IRF (f_{irf}), sur une opération d'usinage en avalant à partir de la Passe 1, et par test au marteau. .	101
TABLE 3.5	Comparaison entre les fréquences identifiées par la méthode IRF, sur une opération d'usinage en avalant à partir de la Passe 2, et par test au marteau. . . .	102
TABLE B.1	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V1} . .	135
TABLE B.2	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy}^{V1} . .	136
TABLE B.3	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V2} . .	137
TABLE B.4	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy}^{V2} . .	139

Acronymes

AME	Analyse Modale Expérimentale
AMO	Analyse Modale Opérationnelle
ARMA	Auto-Regressive Moving Average
DDL	Degré De Liberté
DSP	Densité Spectrale de Puissance
FDD	Frequency Domain Decomposition
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence
IRF	Identification par Reconstruction des FRFs
IFTr	Identification par les Fonctions de Transmissibilité
LSCE	Least Square Complex Exponential
MAC	Modal Assurance Criterion
MDOF	Multi Degree Of Freedom
MP	Mode Participation
MPC	Modal Phase Collinearity
MPD	Mean Phase Deviation
Poly-LSCF	Poly-reference Least Squares Complex Frequency domain
SDOF	Single Degree Of Freedom
SSI	Stochastic Subspace Identification

Introduction

L'intégration des robots dans l'industrie manufacturière est en pleine croissance pour accroître la productivité et la flexibilité des moyens de production. En 2014, la vente des robots industriels dans le monde a augmenté de 29%¹. À l'heure actuelle, la robotisation des procédés d'usinage suscite l'intérêt des industriels en raison du grand espace de travail et le faible coût des robots par rapport aux machines-outils conventionnelles et la possibilité d'usiner des pièces de formes complexes. Cependant, la rigidité plus faible de la structure robotique favorise le déclenchement de phénomènes dynamiques liés à l'usinage sollicitant le robot en bout de l'outil qui dégradent la qualité de surface de la pièce usinée. Pour améliorer les performances et la précision des robots d'usinage, plusieurs études ont été menées autour de (i) la conception des robots, notamment en proposant des architectures plus rigides, (ii) la modélisation statique et/ou dynamique des robots et (iii) la planification de trajectoire d'usinage adaptée.

L'objectif de ce travail de thèse est de caractériser le comportement dynamique des robots en usinage. La connaissance du comportement dynamique permet de prédire les phénomènes vibratoires liés aux sollicitations d'usinage. L'amélioration dans la connaissance du comportement dynamique permet d'optimiser son utilisation en usinage tout en garantissant la stabilité. Un robot de type ABB IRB 6660 à sous-structure à parallélogramme conçu pour réaliser des opérations d'usinage est utilisé pour l'étude expérimentale.

La thèse se compose de quatre chapitres :

Le premier chapitre décrit les robots industriels, leurs différentes architectures et leurs performances techniques. Les limitations et les problèmes de l'usinage robotisé sont ensuite présentés. Les travaux existants sont recensés montrant que des améliorations restent nécessaires pour assurer une meilleure qualité et précision de l'usinage robotisé. Une absence des travaux sur l'identification modale des robots d'usinage est observée. Sur cette base, les problématiques générales et les verrous scientifiques, sont mis en évidence.

Le deuxième chapitre aborde la problématique de l'identification modale du comportement dynamique des robots d'usinage. Une démarche d'identification par analyse modale expérimentale est présentée dans le but d'obtenir un premier modèle considéré de référence où le robot est au repos. La méthode d'identification PolyMAX est appliquée sur notre cas d'étude. Un protocole expérimental a été développé pour organiser les séries de tests où plusieurs configurations du robot ont été investiguées en utilisant deux types d'outils de coupe différents à chaque configuration. Ce premier modèle permet ainsi d'observer une évolution des modes propres du robot en service, ce qui nécessite une identification modale opérationnelle.

Le troisième chapitre a pour objectif d'identifier le comportement dynamique du robot en service. Une première étape consiste à appliquer la méthode de décomposition dans le domaine de

1. <http://www.ifr.org/industrial-robots/statistics/>

fréquence modifiée (en anglais : *Frequency Domain Decomposition* FDD) en intégrant les efforts de coupe mesurés pendant l'usinage. La mise en œuvre expérimentale de cette méthode est lente et nécessite la connaissance préalable des modes du robot. Ainsi, deux méthodes d'identification opérationnelle sont développées en se basant sur la théorie des fonctions de transmissibilité : la méthode d'Identification par les Fonctions de Transmissibilité (IFTr) et la méthode d'Identification par Reconstruction des FRFs (IRF) . Les résultats des méthodes proposées sont ensuite analysés et comparés avec la base modale de référence.

Le dernier chapitre est dédié à l'exploitation des modèles dynamiques du robot. Les mécanismes qui déclenchent les phénomènes vibratoires en usinage sont rappelés. La méthode de prédiction de la stabilité de coupe basée sur les lobes de stabilité est introduite. Les résultats de la prédiction de la stabilité en usinage sont présentés. Enfin des préconisations sur les choix de configuration du robot sont proposées pour assurer la stabilité de l'usinage robotisé.

Chapitre 1

État de l'art

Sommaire

1.1	Introduction	22
1.2	Les robots industriels	24
1.2.1	Architecture des robots	24
1.2.2	Critère de performances des robots	26
1.2.3	Les problèmes de l'usinage robotisé	31
1.2.4	Les méthodes de correction de la précision	35
1.3	Modélisation des robots d'usinage	36
1.3.1	Introduction	36
1.3.2	Modélisation du comportement statique	36
1.3.3	Modélisation du comportement dynamique	39
1.3.4	Modélisation par analyse modale	39
1.4	Objectifs et organisation de la thèse	47
1.5	Conclusion	49

1.1 Introduction

Le premier robot industriel nommé *Unimate* a été développé, en 1959, par George Devol et Joseph Engelberger [1]. *Unimate* est un manipulateur sériel à six axes actionnés à l'aide de vérins hydrauliques. Il a été utilisé dans l'industrie pour la première fois en 1961 par General Motors pour déplacer des pièces métalliques ayant une très haute température. Depuis, l'utilisation des robots en industrie s'est élargie pour inclure une très grande variété d'applications comme l'assemblage, le soudage et la peinture. Le tableau 1.1 donne un aperçu sur l'historique des robots industriels avec les applications pour lesquelles ils ont été conçus. En effet, les robots sont capables d'effectuer des tâches répétitives ou dangereuses à des vitesses élevées, permettant ainsi à l'opérateur humain d'éviter les travaux pénibles et à risque. De plus, d'après une étude menée par Graetz et Michaels [2] sur 17 pays entre 1993 et 2007, l'utilisation des robots en industrie a augmenté le taux annuel de la productivité du travail et le produit intérieur brut. La figure 1.1 montre les pourcentages d'utilisation des robots industriels par application en 2008 dans le monde. L'usinage robotisé est le moins utilisé en industrie, même s'il représente une alternative à l'utilisation des machines-outils, surtout dans certains cas comme l'usinage de grandes pièces et de formes complexes. Ce frein à l'utilisation des robots dans des opérations d'usinage peut s'expliquer par les difficultés de prise en main par les opérateurs et leur manque de connaissance sur la capacité que peuvent offrir ces robots [3]. Néanmoins, d'autres raisons liées aux performances des robots (précision statique, précision dynamique, rigidité . . .) constituent une barrière à l'utilisation des robots pour l'usinage, surtout dans le cas d'opération à fort enlèvement de matière [3].

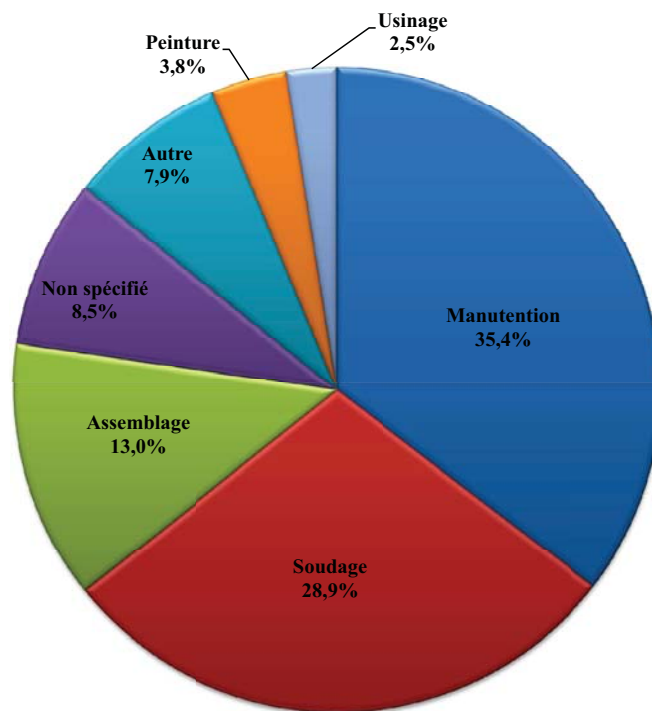


FIGURE 1.1. Répartition de l'utilisation des robots industriels par application en 2008 [4].

TABLEAU 1.1. *Historique de la robotique industrielle établi à partir du rapport annuel de l'IFR (International Federation of Robotics) [5].*

Année	Robot	Contribution
1959	Unimate	Devol et Engelberger développent le premier robot industriel
1961	Unimate	GM : Première installation dans une usine
1962	Versatran AMF	Premier robot de type cylindrique
1969	Unimate	GM installe le robot de soudage par points dans l'usine
1969	Trallfa	Norwegian labor shortage : premier robot de peinture
1973	Famulus	KUKA : premier robot électromécanique à 6 axes entraînés
1973	Hitachi	Premier robot automatique de boulonnage
1974	T3	Le premier robot industriel mini-contrôlé arrive sur le marché
1974	Hi-T-Hand	Kawasaki : le premier robot de soudage à l'arc
1974	IRB-6	ASEA : le premier robot tout-électrique
1975	SIGMA	Olivetti : l'un des premiers utilisés aux assemblages
1978	PUMA	Unimation : robot travaille en coopération avec des opérateurs
1978	SCARA	Univ. de Yamanashi : Hiroshi Makino développe le robot SCARA
1978	RE15	Reis : premier robot à 6 axes avec son propre système de contrôle
1979	Nachi	Premier robot piloté par moteurs électriques
1981	Gantry	PAR Système introduit son premier robot portique
1984	Adeptone	Adept : premier robot SCARA à entraînement direct
1992	Delta	Demaurex : premier robot pour application d'emballage
1998	FlexPicker	ABB : robot rapide de cueillette (<i>picking</i>)
1999	RV6L-CO2	Reis : robot guidé par faisceau laser
2004	NX100	Motoman : commande synchronisée de quatre robots
2006	WiTP	Comau : commande par interface sans fils
2006	Kuka LWR	Kuka robot léger à 7 axes
2010	LVC	Fanuc : le premier " <i>Learning Control Robot</i> "

Nous nous intéressons ainsi dans ce premier chapitre aux robots industriels utilisés pour des opérations d'usinage. Les capacités des robots et les problèmes de l'usinage robotisé sont présentés. Une étude des solutions proposées par différents chercheurs pour améliorer les performances des robots d'usinage est conduite. Un état de l'art des travaux relatifs aux techniques de modélisation dynamique des structures robotisées est présenté. Enfin, les objectifs des travaux de recherche sont définis à partir de la synthèse de l'existant.

1.2 Les robots industriels

Il existe de nombreuses définitions des robots industriels, mais la plupart font référence aux notions d'automatisme et de multi-usages. Nous avons repris la norme ISO 8373 :2012 qui définit le robot industriel comme un manipulateur **multi-application**, **reprogrammable**, commandé automatiquement, programmable sur trois **axes** ou plus, qui peut être fixé sur place ou mobile, destiné à être utilisé dans des applications d'automatisation industrielle :

- Multi-application : qui peut être adapté à une application différente avec modification physique ;
- Reprogrammable : conçu de sorte que les mouvements programmés ou les fonctions auxiliaires puissent être changés sans modification physique ;
- Axe : direction utilisée pour spécifier le mode de mouvement du robot selon une rotation ou une translation.

1.2.1 Architecture des robots

La variété des domaines d'application des robots industriels a permis d'innover au niveau de l'architecture des robots afin d'en optimiser le fonctionnement. Les principales architectures existantes sont : l'architecture sérielle, l'architecture parallèle et l'architecture hybride (Figure 1.2).

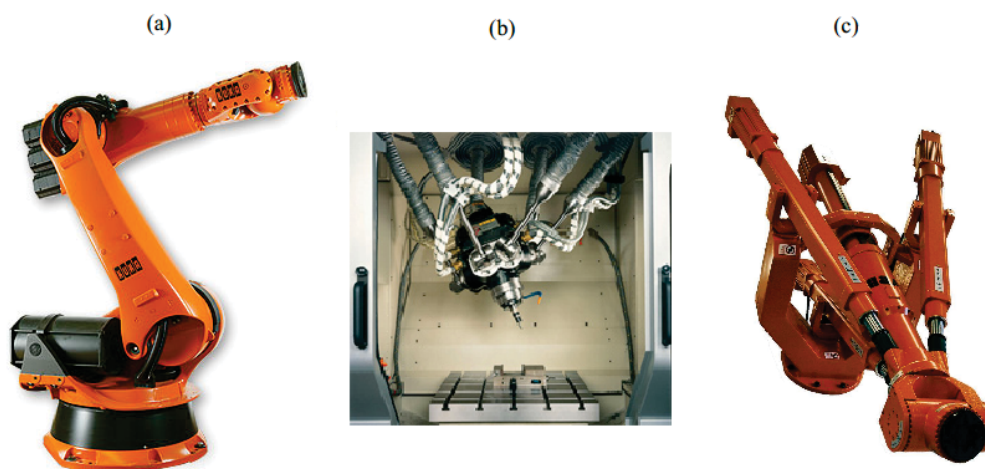


FIGURE 1.2. *Principales architectures des robots industriels : (a) Robot KUKA KR270 à architecture sérielle (b) Cosmo Center PM-600 à architecture parallèle (c) Robot ABB IRB 940 Tricept à architecture hybride.*

- **Architecture sérielle :**

L'organe terminal du robot est relié à la base par une seule chaîne cinématique ouverte [6]. La structure du robot est composée d'un ensemble de corps rigides connectés successivement entre eux par différentes liaisons, généralement des liaisons prismatiques et/ou rotoïdes. Ces liaisons sont souvent motorisées permettant de commander chaque corps séparément, ce qui offre une multitude de configurations. Les robots industriels ayant ce type d'architecture sont les plus utilisés dans l'industrie (environ 67 % du marché en 2009, selon l'étude de World Robotics 2010 [7]).

— **Architecture parallèle :**

Les robots à structure parallèle sont composés d'une chaîne cinématique fermée. La base du robot est reliée à l'organe terminal par un ensemble de chaînes sérielles élémentaires appelées "jambes". Typiquement, le nombre des jambes est égal au nombre des degrés de liberté du robot et chaque jambe est contrôlée par un actionneur [8]. Ce type de robot est utilisé généralement pour des applications de simulateur de vol [9], de déplacement d'objet ("Pick and Place") [10], ou dans des cellules d'usinage [11].

— **Architecture hybride :**

La structure des robots hybrides est composée d'une structure sérielle et d'une structure parallèle. L'organe terminal est relié à la base par une chaîne cinématique complexe appelée « jambes complexes » [12].

Le tableau 1.2 présente les avantages et les inconvénients des deux premiers types d'architecture. L'architecture hybride n'apparaît pas dans ce tableau étant donné qu'il existe plusieurs types de mécanismes, comme souligné par Krut [13] :

- Les mécanismes à porteur parallèle et poignet série.
- Les mécanismes à porteur série et poignet parallèle.
- Les autres mécanismes hybrides

TABLEAU 1.2. *Tableau comparatif entre l'architecture sérielle et l'architecture parallèle.*

Architecture	Sérielle	Parallèle
Espace de travail	++	-
Rigidité	-	++
Inertie	++	-
Rapport charge utile/poids	-	++
Rapport espace de travail/dimensions	++	-
Précision	-	++

L'architecture hybride représente un compromis entre les avantages et les inconvénients des mécanismes sériels et parallèles pour les applications d'usinage. En effet, la sous-structure parallèle améliore la rigidité du robot et le mécanisme à poignet sériel permet d'obtenir un volume de travail supérieur aux architectures parallèles, notamment en orientation. Cette bonne capacité spatiale permet d'avoir plus d'accessibilité aux formes complexes, plus de choix au niveau des configurations et de l'orientation de l'outil, avec une possibilité de travailler sur plusieurs postes.

1.2.2 Critère de performances des robots

Les robots industriels sont caractérisés par des critères de performances à travers des normes ISO9238 [14] et ANSI R15.05-1 [15]. Ces performances permettent d'identifier les capacités des robots industriels et leur adaptation à certaines applications. Elles sont dépendantes des données techniques du robot, fournies par les constructeurs, dont nous pouvons citer :

- L'exactitude de pose ;
- La répétabilité de pose ;
- L'espace de travail ;
- Le nombre d'axes avec la plage angulaire de chaque axe ;
- Les vitesses et accélérations articulaires maximales ;
- La vitesse et accélération maximales de l'organe terminal ;
- La résolution de mouvement des articulations ;
- La charge utile ;
- Les conditions générales de travail (position, température, environnement, etc.).

En usinage robotisé, la précision est importante vis à vis des spécifications de la pièce à usiner. Elle dépend de trois paramètres que sont l'exactitude de pose, la répétabilité et la résolution. Suivant les études de Belchior *et al.* [16] les deux premiers paramètres peuvent être influencés par la position et la configuration du robot dans son espace de travail.

1.2.2.1 Espace de travail

L'espace de travail d'un robot, très complexe à définir, est généralement représenté graphiquement par les positions atteignables du centre du poignet ou du bout de l'effecteur. Il peut être obtenu par des approches algébrique ou géométrique [17]. Il définit l'ensemble des positions et orientations accessibles par un repère lié à l'outil. Il est précisé par ses limites, imposée par le nombre de degrés de liberté, les débattements articulaires et par la longueur des segments du robot industriel. C'est un critère important pour différentes applications en robotique. Il est utilisé pour définir le placement du robot vis-à-vis de la tâche à effectuer. La figure 1.3 représente l'espace de travail maximal en position d'un robot hybride à chaîne fermée à parallélogramme [18].

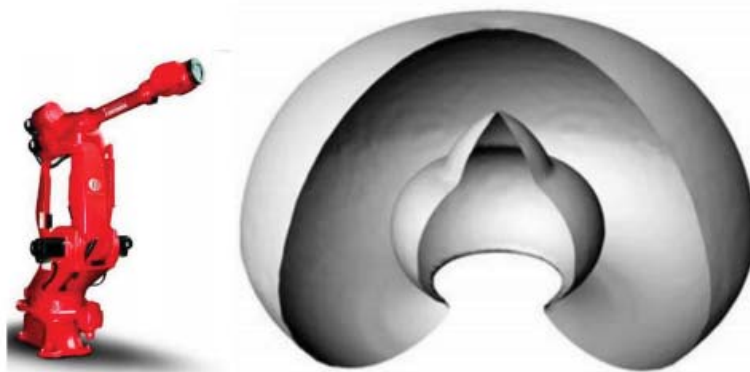


FIGURE 1.3. Représentation tridimensionnelle de l'espace de travail en position d'un robot sériel de type COMAU SMART NJ 370-2.7 [18].

Pour les applications d'usinage, il est intéressant de définir des sous-espaces de travail dans lesquels le robot d'usinage est exploité de manière optimale. En effet, nous trouvons dans les travaux de H. Chanal [19] un résumé des différents sous-espaces de travail à prendre en considération dans la planification des trajectoires d'usinage. Dans l'espace de travail du robot, nous pouvons définir l'espace de travail cinématique et l'espace de travail dynamique (Figure 1.4).

- L'espace de travail cinématique correspond à l'ensemble des points atteignables par l'organe terminal et les trajectoires d'usinage offrant le minimum de temps d'usinage ou évitant les changements de direction des actionneurs [20, 21].
- L'espace de travail dynamique correspond à la zone où le robot présente une grande rigidité assurant la précision requise et l'état de surface final souhaité. Dans la littérature, des travaux ont permis de le déterminer par des calculs de cartes de rigidité ou de direction de rigidité maximum pour une position donnée [22, 23, 24, 25, 26, 27]. Abele *et al.* [25] ont calculé la compliance statique d'un robot d'usinage de type RV130HSC de chez *Reis robotics* par deux méthodes analytique et expérimentale. La compliance dans la direction X reste constante dans le plan de travail, contrairement à la compliance dans la direction Y. Ces cartes mettent en avant que la configuration du robot, replié sur lui-même, est plus rigide.

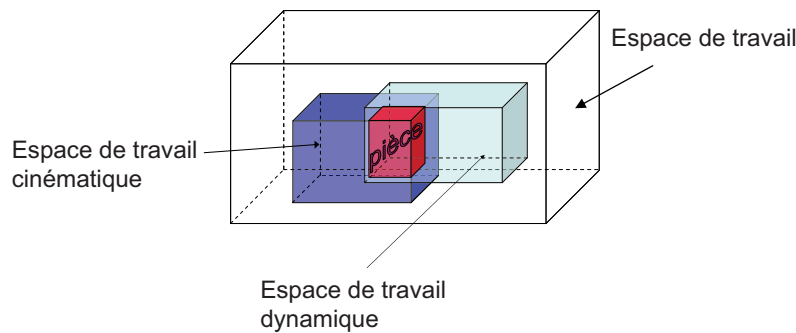


FIGURE 1.4. Définition de l'espace de travail optimal pour le positionnement de la pièce à usiner[19].

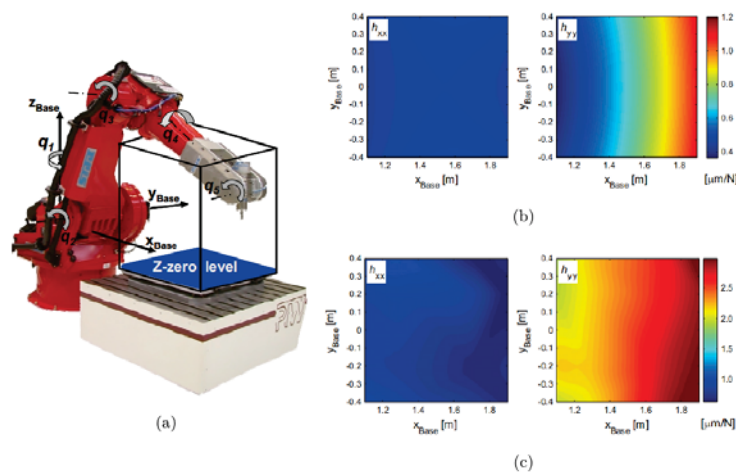


FIGURE 1.5. (a) Robot d'usinage de type RV130HSC de chez Reis robotics ; Cartes de compliance dans les directions X et Y déterminées par l'approche (b) analytique (c) expérimentale [25].

1.2.2.2 Exactitude

Il existe deux types d'exactitude pour les robots (Figure 1.6). La première est l'exactitude statique qui est désignée par le terme « exactitude de pose » dans la norme ISO 9283 et définie comme étant l'écart entre la pose souhaitée et la moyenne des poses atteintes. Le deuxième type de précision, est l'exactitude dynamique qui représente la déviation du robot le long d'une trajectoire désirée [28].

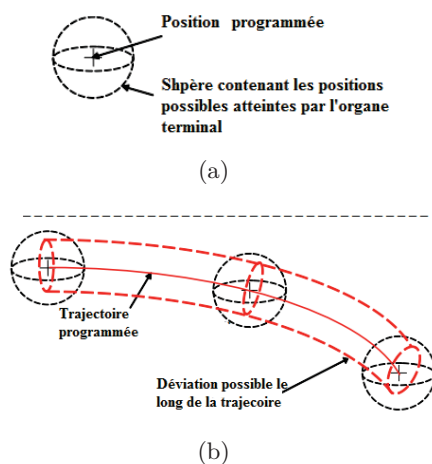


FIGURE 1.6. Définition de la notion d'exactitude (a) statique (b) dynamique.

1.2.2.3 Répétabilité

Ce critère correspond à la capacité du robot à atteindre la même position souhaitée plusieurs fois avec la même consigne de positions articulaires. Elle est représentée par le nuage de points des poses atteintes. Plus ces points sont proches, plus le robot admet une bonne répétabilité. Elle varie généralement entre 0.1mm et 0.015 mm pour les robots de faible et de moyenne envergures [28, 29]. Pour ne pas confondre le terme exactitude et le terme répétabilité, la figure 1.7 illustre bien ces deux notions.

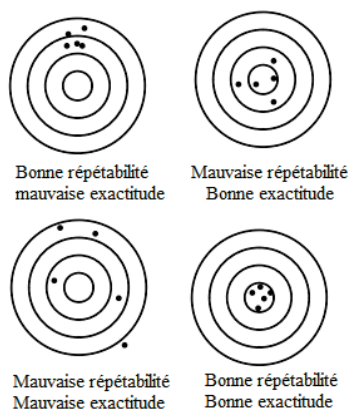


FIGURE 1.7. Exactitude et répétabilité.

La répétabilité est un critère très dépendant de l'espace de travail du robot. En effet, plus la portée d'un robot augmente, plus son erreur de répétabilité augmente. Ceci peut être justifié par la flexibilité de la structure qui dépend de la longueur du bras robotique. Le tableau 1.3 montre les données du constructeur ABB de 4 robots différents [30]. Il illustre bien la dépendance entre la répétabilité et la portée maximale du robot.

TABLEAU 1.3. *Portée maximale de 4 robots et leurs répétabilité.*

Type du robot	Répétabilité (mm)	Portée maximale (mm)
ABB IRB 120	± 0.01	580
ABB IRB 140	± 0.03	810
ABB IRB 1410	± 0.05	1440
ABB IRB 6660-205/1.9	± 0.07	1930

Présentation du robot d'usinage ABB IRB 6660

Parmi les robots hybrides conçus pour des opérations d'usinage, nous avons réalisé notre étude sur le robot ABB IRB 6660 [30]. C'est un robot destiné à des opérations de fraisage, d'ébavurage, de découpe, de finition et de sciage. Il possède six liaisons motorisées correspondantes à six Degrés De Liberté (DDL) (q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 et q_6) et inclut des liaisons passives notées (q_{p1}, q_{p2} et q_{p3}). La figure 1.8 présente l'ensemble composé du robot ABB IRB 6660, d'une broche d'Usinage à Grande Vitesse (UGV) FISCHER MFW 1412/36 ayant une puissance 15.2kW et d'un outil/porte outil. Les données constructeurs donnent une répétabilité de positionnement de 0.07mm et une précision de pose de 0.18mm, tout en ayant un espace de travail important permettant de travailler sur de grandes pièces (Figure 1.9).

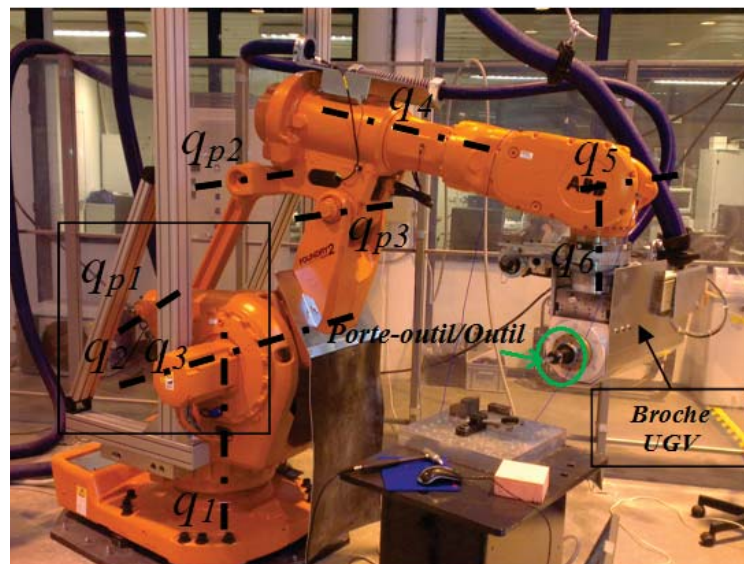


FIGURE 1.8. *Robot d'usinage ABB IRB 6660 équipé d'une broche UGV.*

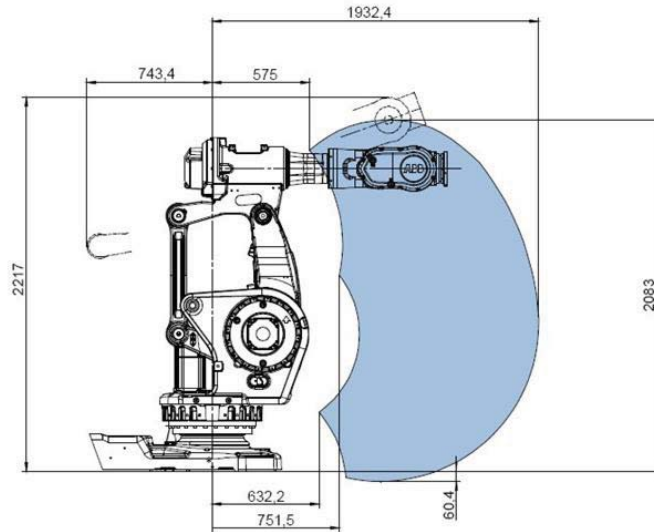


FIGURE 1.9. *Espace de travail du robot ABB IRB 6660 [30].*

La figure 1.10 montre l'architecture hybride du robot qui est composée d'un bâti, d'une structure mécanique à parallélogramme (montage en chape des axes 2 et 3) et d'un bras sériel compact portant un poignet 3 axes. Comme dans tous les robots, les articulations motorisées sont pilotées par un système de commande fonctionnant en boucle fermée avec un correcteur PID (Proportionnel - Intégral - Dérivé) (Figure 1.11) [31, 32]. Le système de commande passe par l'utilisation des modèles géométriques et cinématiques. Ces modèles permettent de définir les positions et les vitesses articulaires en fonction des positions et vitesses opérationnelles et inversement.

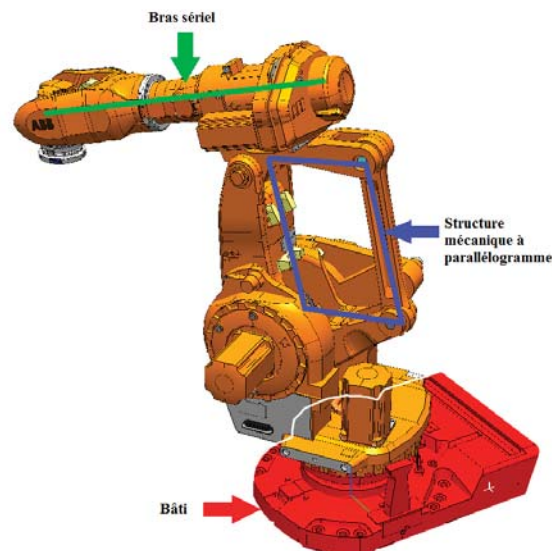


FIGURE 1.10. *Composition du robot ABB IRB 6660.*

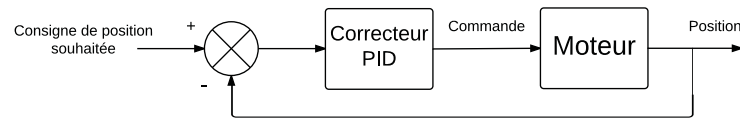


FIGURE 1.11. Schéma bloc typique de la commande d'une articulation d'un robot industriel [32].

1.2.3 Les problèmes de l'usinage robotisé

Dans les travaux de Dumas [33], un exemple d'une opération d'usinage réalisée avec le robot ABB IRB 6660, met en évidence les limitations de l'usinage robotisé. L'opération analysée consiste en un rainurage en Zig-Zag représentée sur la figure 1.12. Le but de ces tests est d'évaluer les capacités du robot à réaliser des opérations d'usinage. Le résultat montre des écarts de ± 1 mm par rapport aux dimensions désirées, alors que les tolérances de la pièce, suite à une opération de parachèvement, sont généralement de quelques dixièmes de millimètres. Ces résultats dépendent cependant fortement de la configuration du robot. Ce qui nécessite une étude au préalable des zones de travail à grande rigidité.

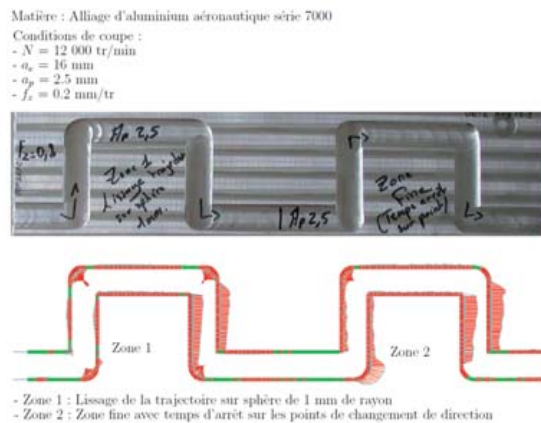


FIGURE 1.12. Essai d'usinage avec le robot ABB IRB 6660 [33].

Pour garantir de meilleures performances du robot d'usinage dans son espace de travail, il est nécessaire de connaître les sources d'erreurs influentes sur sa précision. Schneider *et al.* [34] ont mené une série de tests sur un robot d'usinage. La figure 1.13 résume les principales sources d'erreurs d'exactitude et de répétabilité des robots [35].

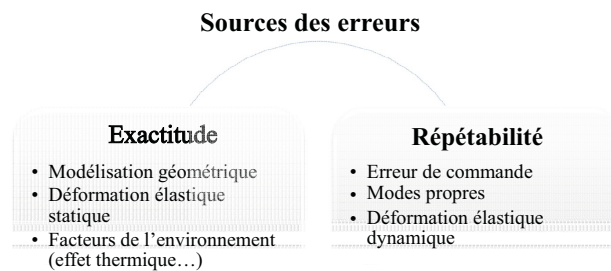


FIGURE 1.13. Erreurs sur l'exactitude et la répétabilité [35].

1.2.3.1 Sources des erreurs en exactitude

Erreur de modélisation :

Le système de commande s'appuie sur un modèle géométrique ou cinématique de la structure robotisée pour déterminer les consignes à appliquer à chaque articulation en fonction de la tâche. Les approximations ou les simplifications réalisées dans le calcul de ce modèle introduisent des écarts par rapport au comportement réel. Östring [36] propose par exemple un modèle approximatif du modèle dynamique d'un robot industriel par 3 masses connectées par des ressorts et des amortisseurs comme représenté sur la figure 1.14. Les erreurs de modélisation sont généralement réalisées sur les valeurs de longueur des segments, sur la position des centres et sur la direction des axes des articulations. Ces grandeurs ne peuvent pas être approchées en raison des défauts de montage et d'assemblage de ses composants.

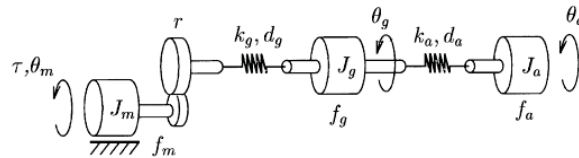


FIGURE 1.14. Exemple de modélisation de la dynamique d'un actionneur d'un robot par 3 inerties reliées par des ressorts et des amortisseurs [36].

Erreur due aux déformations élastiques statiques :

Les sollicitations statiques (poids propre de la structure, chargements thermiques) influent sur la position finale de l'organe terminal entraînant une erreur d'exactitude. Suivant la configuration du robot, les éléments de la structure robotique agissent de manière différente sur les articulations. En effet, Cousturier *et al.* [37] ont mené une série d'essais de caractérisation de la déformation statique sur le robot ABB IRB 6660. La flèche en bout de l'organe terminal a été mesurée pour différentes configurations du robot pour un chargement correspondant à la masse de la broche d'usinage (Figure 1.15). Le robot comporte donc une zone de rigidité maximum entre 1400mm et 1600mm suivant la direction X pour une déviation inférieure à 1.5mm. Les sollicitations statiques peuvent être compensées par l'identification de la charge et son intégration dans la commande.

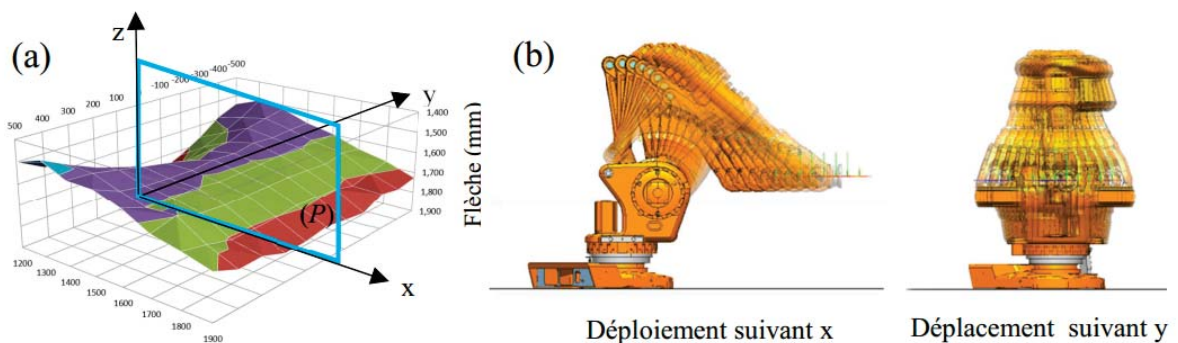


FIGURE 1.15. (a) Carte expérimentale de la flèche (b) Configurations du robot [37].

Déformation thermique :

La dilatation thermique dans la structure du robot est le résultat de la chaleur interne générée lors de son fonctionnement et de la chaleur provenant de l'environnement de travail. Les moteurs et les réducteurs sont les sources principales de l'auto-échauffement du robot. Elle dépend bien évidemment des coefficients de dilatation thermique des différents composants et produit une erreur sur l'exactitude du robot. A titre d'exemple, cette erreur a été évaluée par Cherif *et al.* [38] à 1.4mm pour un robot Kuka KR 240 dont le rayon d'action est de 2.7m (Figure 1.16). Cependant, selon Gong *et al.* [39] l'erreur maximale due à la dilatation thermique se produit après plusieurs heures de fonctionnement du robot.

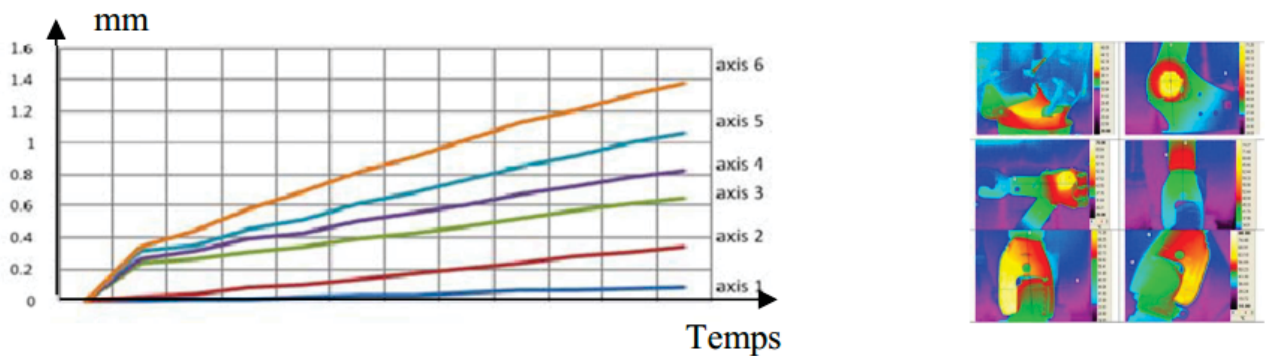


FIGURE 1.16. Contribution de chaque axe sur le déplacement de l'organe terminal lors d'un cycle de chauffe d'une heure d'un robot industriel [38].

1.2.3.2 Sources des erreurs en répétabilité

Commande du robot :

Le calcul des consignes pour le suivi des trajectoires est réalisé au moyen d'une commande numérique comme présenté dans la figure 1.17. Le passage d'un modèle analytique de commande à un modèle numérique implique des approximations. Celles-ci proviennent de la discrétisation temporelle et des arrondis sur les valeurs et les interpolations réalisées sur les lois de commande, ce qui a une influence sur la répétabilité.

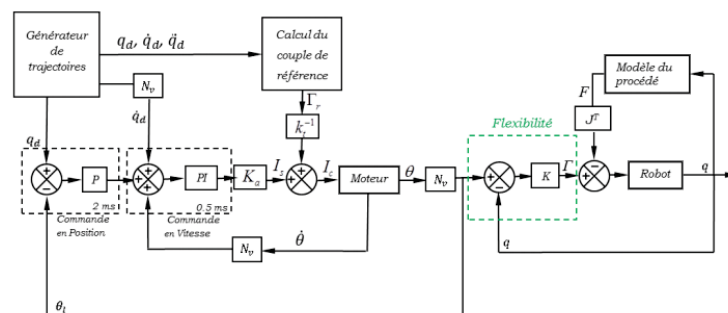


FIGURE 1.17. Exemple de schéma de principe de la commande d'un robot d'usinage [40].

Erreur dues à l'excitation des modes propres :

L'opération d'usinage entraîne des vibrations de la structure dont l'amplitude augmente à mesure que la fréquence de sollicitation s'approche des fréquences propres de la structure. Cela se concrétise par l'apparition de phénomènes vibratoires comme le broutement lié à la coupe et dont les effets sur l'état de surface d'une pièce usinée sont présentés sur la figure 1.18. Les modes propres de la structure sont liés à sa rigidité dynamique [41]. Comme dans le cas des erreurs de déformation élastique statique, la rigidité dynamique de la structure dépend de sa configuration instantanée.

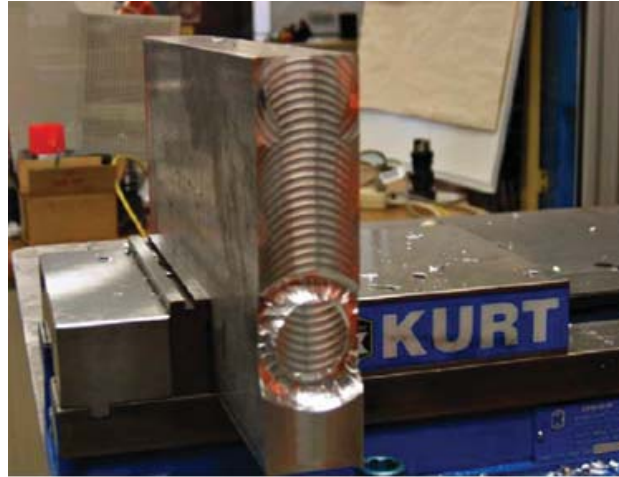


FIGURE 1.18. *Effet de vibrations sur l'état de surface d'une pièce usinée par un robot de type ABB IRB 6400 [42].*

Erreurs dues aux sollicitations des procédés :

Lors de l'usinage, la structure robotique est soumise de manière permanente à plusieurs types de sollicitations. Nous retrouvons principalement :

- Les efforts de coupe,
- Les efforts d'inertie des masses en mouvement,
- Le poids propre de la structure,
- Le poids de la broche et outil.

Ces sollicitations provoquent des déformations dynamiques qui conduisent à des vibrations de l'outil. L'excitation dynamique du robot par ces forces peut endommager la broche ou l'outil et ce problème influe aussi sur la qualité de surface des pièces obtenues [42]. L'amplitude de ces vibrations est liée aux valeurs de rigidité de la structure et aux efforts mis en jeu.

La connaissance de ces facteurs doit être complétée par une étude quantitative, permettant de saisir les facteurs les plus influents. Dans la littérature, nous pouvons trouver plusieurs études quantitatives des erreurs pour différentes architectures de robots [43, 19, 44, 34]. La figure 1.19 présente une quantification des erreurs pour les robots sériels. Parmi les sources d'erreurs liés à la répétabilité et de par leur amplitude importante, nous nous intéressons plus particulièrement à déterminer les modes propres du robot et minimiser l'impact des sollicitations (procédé, inertie) sur son comportement.

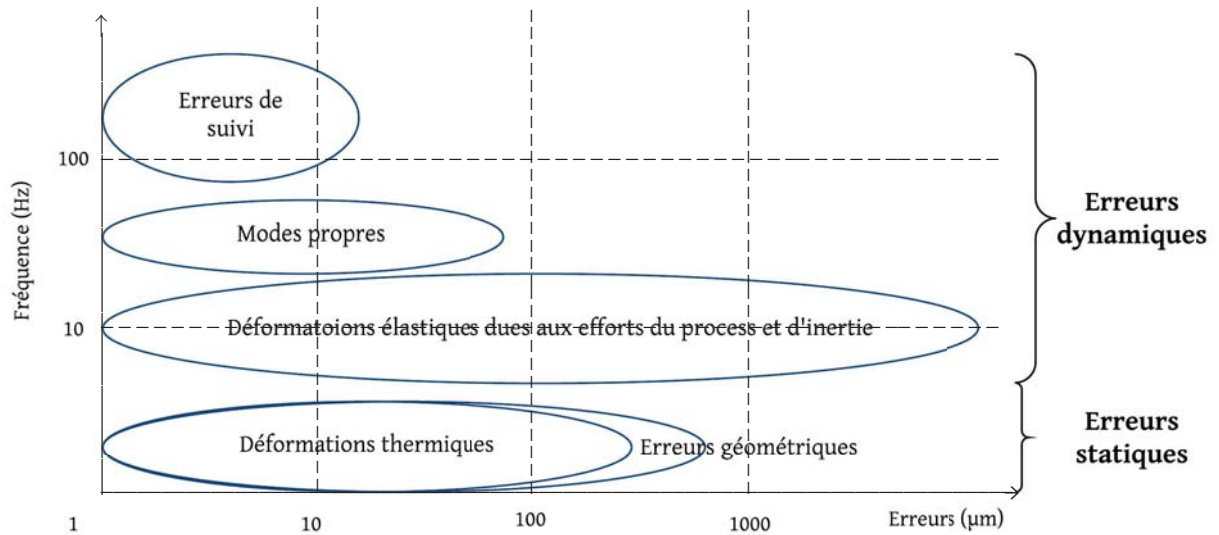


FIGURE 1.19. Quantification des erreurs des robots d'usinage [45].

1.2.4 Les méthodes de correction de la précision

Pour faire face à ces problèmes d'usinage, de nombreuses approches de corrections ont été proposées dans la littérature et sont scindées en deux catégories principales. La première catégorie implique l'utilisation de capteurs embarqués (palpage, vision) afin d'augmenter la précision des systèmes d'usinage [46, 44, 47, 48]. L'utilisation des capteurs supplémentaires dans un système robotisé d'usinage (Figure 1.20) permet de compenser l'erreur de position de l'outil, mais cette solution s'avère coûteuse et peu adaptée à un environnement d'usinage où il y a présence de copeaux, poussière, huile ...

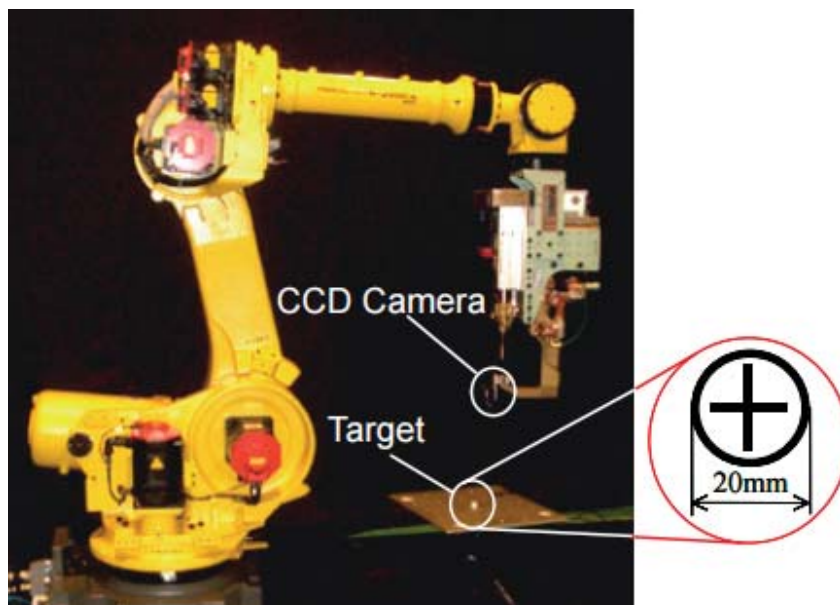


FIGURE 1.20. Exemple d'utilisation d'une caméra sur un robot de type FANUC R2000iA/165F [46].

La deuxième catégorie vise à améliorer la performance des systèmes d'usinage robotisé via la modélisation de leur comportement statique et dynamique. En effet, en modélisant le comportement statique et dynamique, les erreurs d'usinage peuvent être prédites et compensées. Nous allons présenter dans la section suivante les différentes méthodes utilisées pour modéliser le comportement des robots d'usinage.

1.3 Modélisation des robots d'usinage

1.3.1 Introduction

Dans la littérature, l'ensemble des travaux présentés montrent que le comportement statique et dynamique du robot a une influence sur ses performances en usinage. En effet, lors de l'usinage robotisé, l'outil présente un écart relativement constant de la trajectoire d'usinage souhaitée en raison des forces d'usinage exercées en bout de l'outil. Cette déviation de l'outil peut être prédite par le modèle statique du robot [25]. Les vibrations d'outil est un autre problème qui apparaît pendant le processus d'usinage robotisé. Ce problème peut être approché par la modélisation dynamique du robot [42].

1.3.2 Modélisation du comportement statique

Le modèle statique décrit les couples et forces que doivent fournir les actionneurs du robot pour que l'organe terminal puisse exercer un effort statique sur la pièce. Ainsi, le modèle statique d'un robot dérive de son modèle géométrique qui définit la position de l'outil dans son espace de travail. Dans la littérature, les flexibilités des articulations du robot sont reconnues comme la principale source de la souplesse globale du système, et les flexibilités des corps sont ignorées [25, 49]. Dans ce cas, la relation entre la rigidité dans l'espace cartésien et les rigidités articulaires du robot peut être représentée par le modèle de rigidité classique suivant :

$$[K] = [J]^{-T} [K_q] [J]^{-1} \quad (1.1)$$

avec :

- $[K]$: Matrice de rigidité cartésienne de dimensions 6×6 .
- $[K_q]$: Matrice diagonale de rigidité articulaire de dimensions 6×6 , où la $i^{\text{ème}}$ composante diagonale représente la $i^{\text{ème}}$ articulation.
- $[J]$: Matrice Jacobienne.

Cependant, le modèle de rigidité classique ne prend en considération que la position finale de l'organe terminal du robot. En effet, puisque la matrice jacobienne du robot dépend de la position articulaire, l'équation (1.1) ne peut pas être appliquée pour un robot en mouvement. Alici et Shirinzadeh [50] ont proposé un modèle avancé qui prend en compte le changement de configuration du robot en rajoutant une matrice de rigidité complémentaire $[K_c]$:

$$[K] = [J]^{-T} ([K_q] - [K_c]) [J]^{-1} \quad (1.2)$$

avec pour le cas d'un robot à 3 articulations et une force \vec{F} appliquée en bout d'outil :

$$[K_c] = \begin{bmatrix} \frac{\delta J^T}{\delta q_1} \vec{F} & \frac{\delta J^T}{\delta q_2} \vec{F} & \frac{\delta J^T}{\delta q_3} \vec{F} \end{bmatrix} \quad (1.3)$$

Dumas *et al.* [51] ont utilisé ce modèle pour développer une nouvelle méthode permettant d'identifier les rigidités articulaire d'un robot. Ils ont commencé par déterminer les configurations dans lesquelles la matrice de rigidité complémentaire est négligeable. Ensuite, une charge a été accrochée en bout de l'organe terminal d'un robot de type KUKA KR240-2, et les déformations ont été mesurées à l'aide d'un Laser Tracker pour des configurations déterminées (Figure 1.21). Les résultats de détermination des déformations statiques par cette méthode sont estimés par les auteurs à une erreur de 20% par rapport aux résultats expérimentaux établis pour des fins de comparaison.

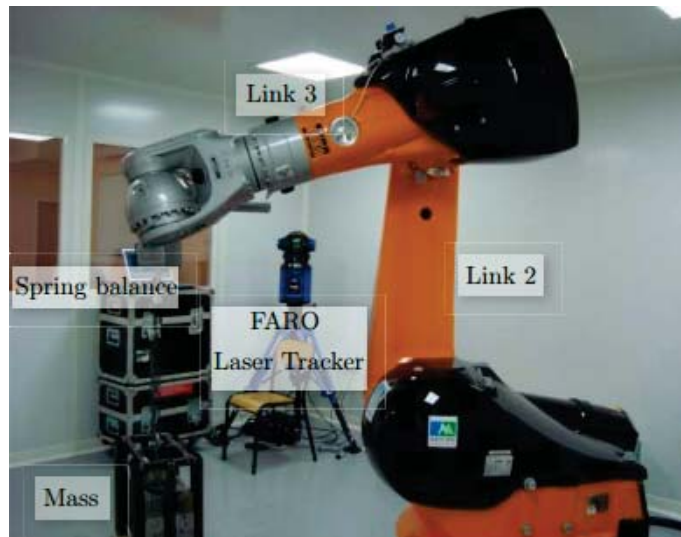


FIGURE 1.21. *Dispositif expérimental [51].*

Subrin *et al.* [52] ont identifié expérimentalement les raideurs articulaires du robot d'usinage ABB IRB 6660 en s'appuyant sur les travaux de Chen [53] et Dumas [33]. Ils ont ainsi introduit un critère de rigidité pour la planification optimisée de trajectoire par gestion des redondances cinématiques (Figure 4.14). Il s'agit de positionner la tâche d'usinage pour une configuration de rigidité accrue du robot.

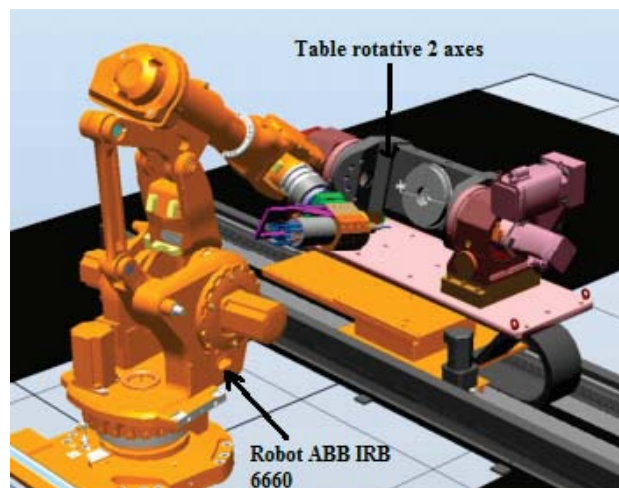


FIGURE 1.22. *Cellule d'usinage robotisée composée du robot ABB IRB 6660 et d'une table rotative à deux axes [45].*

Abele *et al.* [54] ont développé un modèle de rigidité avancé basé sur le concept des "articula-

tions virtuelles" (*Virtual joints concept* [55, 56]). Dans leur démarche, deux articulations virtuelles ont été ajoutées à chaque articulation afin de modéliser la déformation élastique de rotation de l'articulation. La comparaison des résultats de prédiction des déviations de l'outil par le modèle avancé avec le modèle classique démontre une grande amélioration. En effet, l'erreur maximale du modèle avancé ne dépasse pas 30% par rapport aux valeurs mesurées expérimentalement. Alors que l'erreur maximale obtenue par le modèle classique est proche de 60% dans certains cas.

Nubiola et Bonev [57] ont calibré le modèle cinématique du robot industriel de type ABB IRB 1600 en utilisant une technique d'optimisation des moindres carrés et des mesures expérimentales par un Laser Tracker. Une première calibration est réalisée pour 1000 positions aléatoires dans l'ensemble de l'espace de travail du robot, ramenant l'erreur de position de 0.968mm à 0.364mm. La deuxième calibration est réalisée sur 1000 autres positions aléatoires appartenant à une zone restreinte de l'espace de travail et correspondant à un cube de dimensions $600 \times 600 \times 600$ mm. L'erreur en position est encore améliorée et réduite de 0.981mm à 0.292mm.

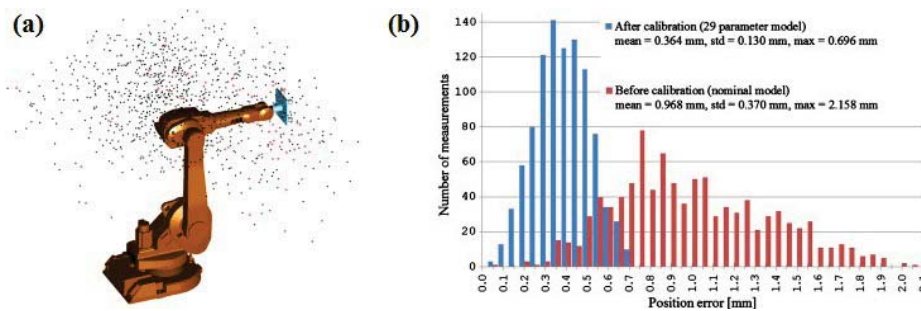


FIGURE 1.23. (a) Les points en noir : les 1000 positions aléatoires du robot utilisées pour la validation des résultats. Points en rouge : Les 52 positions utilisées pour le calibrage du modèle du robot. (b) L'erreur de position dans l'ensemble de l'espace de travail du robot avant et après le calibrage.

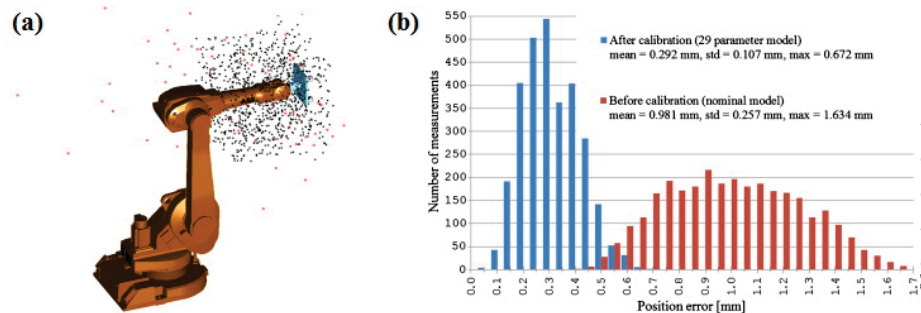


FIGURE 1.24. (a) Les points en noir : les 1000 positions aléatoires du robot utilisées pour la validation des résultats. Points en rouge : Les 52 positions utilisées pour le calibrage du modèle du robot. (b) L'erreur de position dans l'espace de travail cubique du robot $600 \times 600 \times 600$ mm avant et après le calibrage.

L'ensemble des méthodes présentées permettent de compenser l'erreur de déviation de l'outil. Cependant, l'amélioration obtenue reste faible et les phénomènes dynamiques, influents dans le comportement, n'ont pas été intégrés.

1.3.3 Modélisation du comportement dynamique

Les erreurs dues aux phénomènes dynamiques ne sont pas négligeables vis-à-vis de la qualité d'usinage. Ainsi, l'utilisation d'un modèle de comportement statique ne permet pas de prédire avec une précision suffisante le comportement mécanique du robot en service. La connaissance d'un modèle dynamique permet de résoudre ou limiter les erreurs liées aux vibrations de la structure lors de l'usinage. Dans la littérature, peu de travaux se sont intéressés à la modélisation du comportement dynamique des robots d'usinage, contrairement aux analyses conduites sur les machines outil [58]. Ceci est lié au fait que jusqu'à présent les robots industriels sont peu utilisés pour les opérations d'usinage.

Bisu *et al.* [59] ont analysé expérimentalement le comportement dynamique d'un robot d'usinage de type KUKA KR240 équipé d'une broche d'usinage. Ils ont souligné l'influence de la configuration du robot sur les valeurs de ses fréquences propres qui ont été classifiées en deux groupes : intervalle des basses fréquences [0-250Hz] et intervalle des hautes fréquences [1200-3600 Hz]. Cependant, ils n'ont pas caractérisé le comportement dynamique du robot en bout de l'outil, et la stabilité d'usinage n'a pas été investiguée.

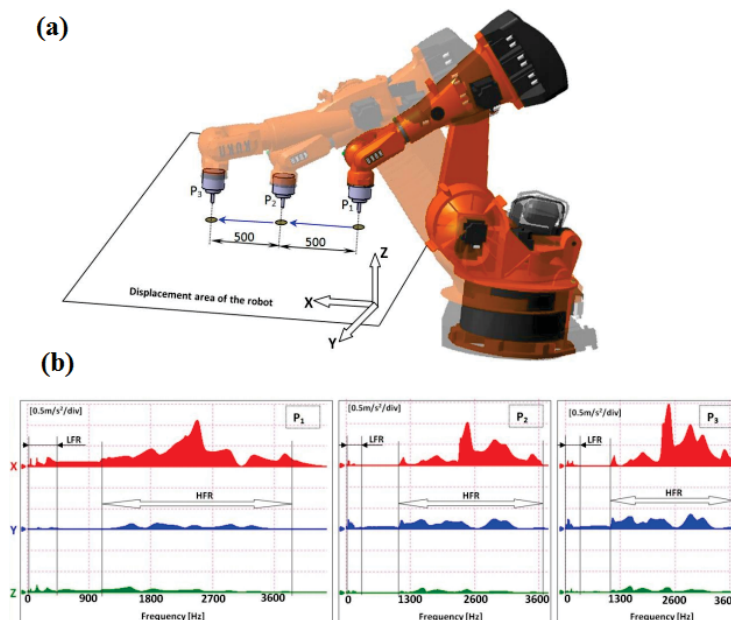


FIGURE 1.25. (a) Les trois positions du robot KUKA KR240 investiguées : P1, P2 et P3 (b) les spectres de fréquences identifiées correspondants aux 3 positions P1, P2 et P3 [59].

1.3.4 Modélisation par analyse modale

L'analyse modale est de plus en plus utilisée dans différents domaines comme l'aéronautique pour modéliser le comportement dynamique des structures. Elle a pour objectif de déterminer les modes de déformation d'une structure correspondants à ses mouvements sous une excitation quelconque. Les paramètres modaux sont caractérisés par les propriétés mécaniques (masse, amortissement, raideur) inhérentes des structures que sont : **les fréquences propres**, **les taux d'amortissements modaux** et **les déformées modales (modes)** [60]. Ces propriétés sont utilisées pour formuler un modèle mathématique correspondant au modèle dynamique du système. Le modèle

obtenu est un modèle modal basé sur les paramètres modaux. La figure 1.26 donne un exemple des déformées modales d'une plaque. Les paramètres modaux peuvent être définis comme suit :

- La fréquence propre : Elle correspond à la fréquence de résonance d'un mode, à laquelle la structure tend à vibrer en cas d'une excitation externe.
- Le taux d'amortissement modal : il représente le rapport entre l'énergie dissipée par la dynamique du système et l'énergie totale introduite à une fréquence propre de la structure.
- La forme modale : C'est le mode de vibration de la structure à une fréquence de résonance.

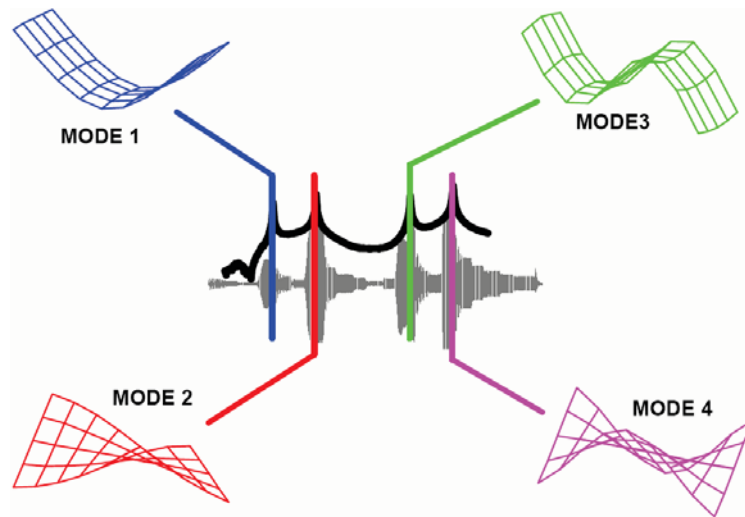


FIGURE 1.26. Exemple de fréquences propres et les formes modales associées d'une plaque [61].

Il existe principalement deux approches pour calculer les paramètres modaux (Figure 1.27).

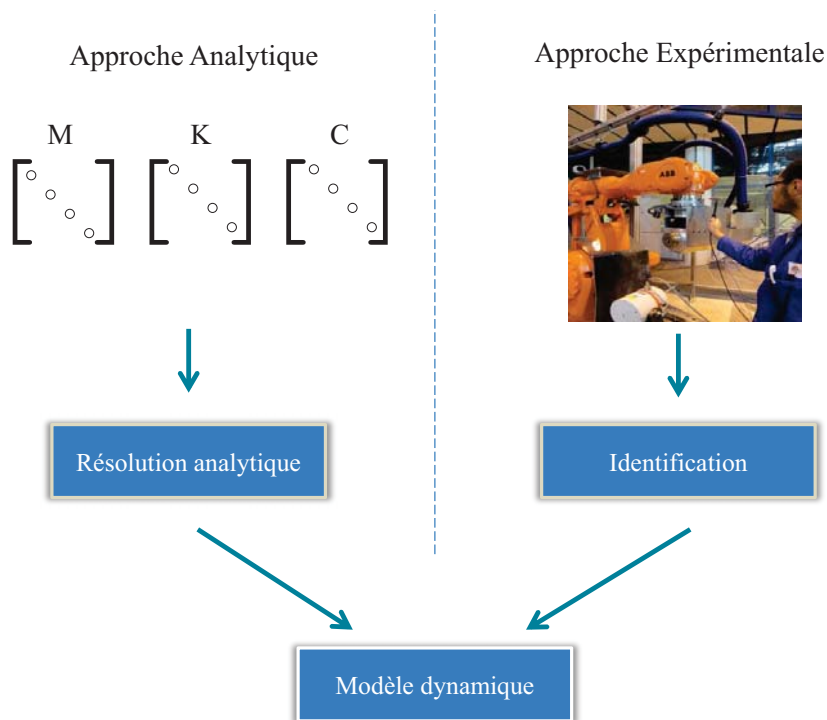


FIGURE 1.27. Les deux approches de l'analyse modale.

La première approche est l'approche analytique ou numérique qui nécessite la connaissance des matrices structurales de la masse $[M]$, de la rigidité $[K]$ et de l'amortissement $[C]$. Elle consiste ensuite à résoudre l'équation de la dynamique de la structure suivante :

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{f(t)\} \quad (1.4)$$

avec :

- $\{\ddot{q}(t)\}$: vecteur accélération de la structure.
- $\{\dot{q}(t)\}$: vecteur vitesse de la structure.
- $\{q(t)\}$: vecteur déplacement de la structure.
- $\{f(t)\}$: vecteur des efforts appliqués sur la structure.

Enfin les solutions du problème aux valeurs propres associé à l'équation (1.4) sont déterminées par l'équation suivante :

$$([K] - \omega_i^2[M])\{v_i\} = 0 \quad (1.5)$$

où $\{v_i\}$ est le vecteur propre représentant la déformée modale du mode i , et relatif à la fréquence propre et l'amortissement du mode i .

Karagulle *et al.* [62] ont utilisé l'approche analytique pour calculer les paramètres modaux d'un robot de type ABB IRB 1400. Sur la figure 1.28, la comparaison entre les résultats simulés et expérimentaux montre une différence significative pour le troisième mode avec une erreur relative de 17.27 % sur la valeur de la fréquence propre.



Natural Frequency	Experiment (Hz)	Simulation (Hz)
f_1	18.15	18.63
f_2	20.54	22.53
f_3	38.85	45.56

FIGURE 1.28. Exemple de fréquences propres et les formes modales associées d'un robot de type ABB IRB 1400 et la comparaison avec les valeurs expérimentales [62].

Dans le cas réel, l'amortissement des structures est non proportionnel à sa matrice de masse et/ou sa matrice de rigidité. On dit alors que les modes sont complexes et l'équation 1.4 est habituellement transformées sous forme d'état :

$$\begin{cases} [A_1]\{\dot{Q}(t)\} + [B_1]\{Q(t)\} = \{\tilde{f}(t)\} \\ \{q(t)\} = [D]\{Q(t)\} \end{cases} \quad (1.6)$$

où la définition des matrices et des vecteurs est :

$$\begin{cases} [A_1] = \begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix}, [B_1] = \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & [-M] \end{bmatrix}, [D] = \begin{bmatrix} [I] & [0] \end{bmatrix} \\ \{Q(t)\} = \begin{cases} \{q(t)\} \\ \{\dot{q}(t)\} \end{cases}, \{\tilde{f}(t)\} = \begin{cases} \{f(t)\} \\ 0 \end{cases} \end{cases} \quad (1.7)$$

Les valeurs propres associées à l'équation 1.7 sont déterminées par :

$$(\lambda[A_1] + [B_1]) \begin{Bmatrix} \{v\} \\ \lambda\{v\} \end{Bmatrix} = 0 \quad (1.8)$$

Cette équation donne n paires de vecteurs propres ($\{v_i\}, \{\tilde{v}_i\}$) et n paires de valeurs propres complexes ($\{\lambda_i\}, \{\tilde{\lambda}_i\}$).

La deuxième approche est une approche expérimentale qui est réalisée en trois étapes : l'acquisition des données, l'identification ou estimation des paramètres modaux et la validation du modèle.

Certes, les paramètres modaux peuvent être déterminés par des moyens analytiques, comme par exemple la méthode des éléments finis. Celle ci nécessite des temps de calcul important pour le maillage d'une structure complexe, et les paramètres du modèle obtenu ne sont pas toujours réalistes étant donné l'utilisation de nombreuses hypothèses [62].

De ce fait, l'approche expérimentale a l'avantage de permettre d'identifier ces paramètres modaux plus précisément et plus rapidement. Nous pouvons distinguer deux types d'approche expérimentale : l'Analyse Modale Expérimentale (AME) et l'Analyse Modale Opérationnelle (AMO).

1.3.4.1 Analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale est utilisée pour valider des modèles analytiques ou identifier leurs paramètres. Elle se base sur l'application d'une excitation connue (généralement fournie par un marteau d'impact ou un pot vibrant) sur la structure et sur la mesure des réponses vibratoires avec des capteurs d'accélération. Les paramètres modaux sont déterminés à partir des Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF). La FRF est définie comme le rapport de la Transformée de Fourier de la réponse mesurée divisée par la transformée de Fourier de l'entrée d'excitation et peut être représentée sous trois formes comme indiqué dans le tableau 1.4.

TABLEAU 1.4. Différents types de FRF

Définition	Réponse	Variables
Réceptance	$\frac{\{X(\omega)\}}{\{F(\omega)\}}$	Déplacement/Force
Mobilité	$\frac{\{\dot{X}(\omega)\}}{\{F(\omega)\}}$	Vitesse/Force
Inertance	$\frac{\{\ddot{X}(\omega)\}}{\{F(\omega)\}}$	Accélération/Force

A partir des FRFs mesurées, les paramètres modaux de la structure sont estimés en utilisant une méthode d'identification modale. Il existe plusieurs type de méthodes que l'on peut classer selon deux critères majeurs [63] :

1. Le domaine de traitement des signaux : Le traitement des signaux peut se faire soit dans le domaine temporel ou dans le domaine fréquentiel. Le principal avantage des techniques d'identification du domaine fréquentiel est qu'il permet de se concentrer sur une gamme de fréquence importante et la précision des résultats peut être améliorée en ajoutant des termes résiduels. Cependant, des problèmes tels que des fuites ou la proximité des fréquences naturelles doivent être traités avec précaution.
2. Le nombre de modes identifiés simultanés : Une distinction peut être faite selon le nombre de modes à identifier durant le traitement des signaux. Il existe alors des méthodes à un seul degré de liberté (*SDOF* en anglais). Les méthodes permettant l'extraction des propriétés dynamiques en tenant compte de plusieurs modes simultanément sont appelées méthodes à Multiples Degrés De Liberté (*MDOF* en anglais).

Parmi les méthodes d'identification du domaine fréquentiel, la méthode de demi puissance spectrale (Peak Picking) [64] est souvent la plus simple et rapide à utiliser dans les cas de modélisation dynamique des systèmes d'usinage [65]. Elle est bien connue en analyse modale et incorporée dans de nombreux outils commerciaux. Partant du fait que lorsque la fréquence de l'excitation tend vers la fréquence propre de la structure, l'énergie devient maximale. Les fréquences naturelles du système sont simplement extraites par l'observation des pics sur le graphique du module d'une FRF. Les taux d'amortissement sont calculés à partir du facteur de qualité qui définit l'acuité de la résonance [60]. Les formes modales sont calculées à partir des rapports d'amplitudes des pics mesurées aux différents points de la structure.

Cependant, dans le cas pratique, les résultats obtenus dépendent fortement de l'expérience de l'utilisateur et de son intuition pour bien sélectionner les pics. Certains modes très proches ne peuvent pas être identifiés avec cette méthode.

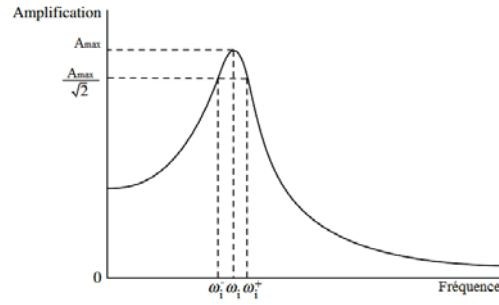


FIGURE 1.29. Exemple d'identification de la fréquence propre ω_i et le taux d'amortissement ξ_i par la méthode de demi puissance spectrale.

Un test modal a été appliqué sur un manipulateur hydraulique sériel à 6 ddls par Claude et Soucy [66]. Dans le protocole expérimental, 57 accéléromètres ont été placés sur le manipulateur (Figure 1.30 (c)) pour l'acquisition des réponses vibratoires et deux pots vibrants sont utilisés pour exciter la structure robotique. Le logiciel *LMS Test.lab* a été utilisé pour traiter les signaux en utilisant deux méthodes d'identification modale : la méthode PolyMAX et la méthode du domaine temporel MDOF. En comparant les résultats de ces deux méthodes, il a été montré que la première méthode donne de meilleurs résultats avec une visualisation claire des pôles dans le diagramme de stabilisation, permettant d'identifier deux modes proches. Une description détaillée de la méthode PolyMAX est réalisée dans le chapitre 2.

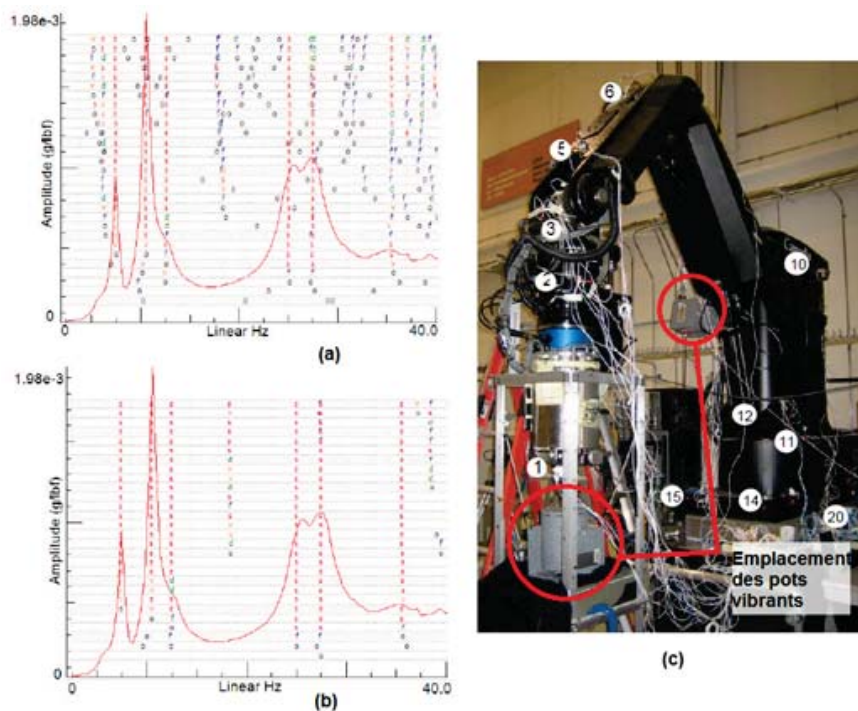


FIGURE 1.30. (a) Diagramme de stabilisation pour tous les FRFs avec la méthode MDOF, (b) Diagramme de stabilisation par la méthode PolyMAX, (c) Emplacement des accéléromètres (seulement les visibles) et deux pots vibrants sur un manipulateur sériel.

1.3.4.2 Analyse modale opérationnelle

Depuis les années 90, l'analyse modale opérationnelle a pris une place importante dans les applications de Génie civil traitant les problèmes de vibration des structures de grandes dimensions comme les ponts, les plateformes pétrolières en mer, les immeubles [67]. Contrairement à l'analyse modale expérimentale où l'excitation de la structure est nécessaire, l'analyse modale opérationnelle est une technique basée seulement sur la mesure des réponses de la structure aux excitations de l'environnement. Elle utilise les forces ambiantes ou opérationnelles comme sources d'excitation. La technique est appliquée au lieu des méthodes classiques lorsqu'il est difficile d'exercer une force artificielle sur la structure en profitant des conditions d'opération. Pour la plupart des structures de génie civil et de génie mécanique, il est parfois très difficile d'utiliser une force externe connue à cause des dimensions des structures, de leur forme ou de leur emplacement. Les forces sont alors exercées par des sollicitations ambiantes comme par exemple le trafic sur les ponts et les efforts de coupe lors de l'usinage des pièces mécaniques. L'analyse modale opérationnelle est intéressante du fait des propriétés suivantes :

- Le matériel utilisé est moins coûteux qu'en analyse modale expérimentale puisqu'il n'est pas nécessaire d'avoir un dispositif d'excitation.
- Les caractéristiques dynamiques du système complet sont identifiées dans plusieurs points représentatifs en conditions réelles de travail.
- Elle peut être utilisée non seulement pour la modélisation dynamique ou le contrôle de la structure, mais aussi pour la surveillance des vibrations et l'endommagement.

La figure 1.31 regroupe les méthodes d'identification des paramètres modaux en AMO. Comme en AME, on peut les séparer en deux groupes selon le domaine de traitement : fréquentiel (groupe G1) et temporel (groupe G2).

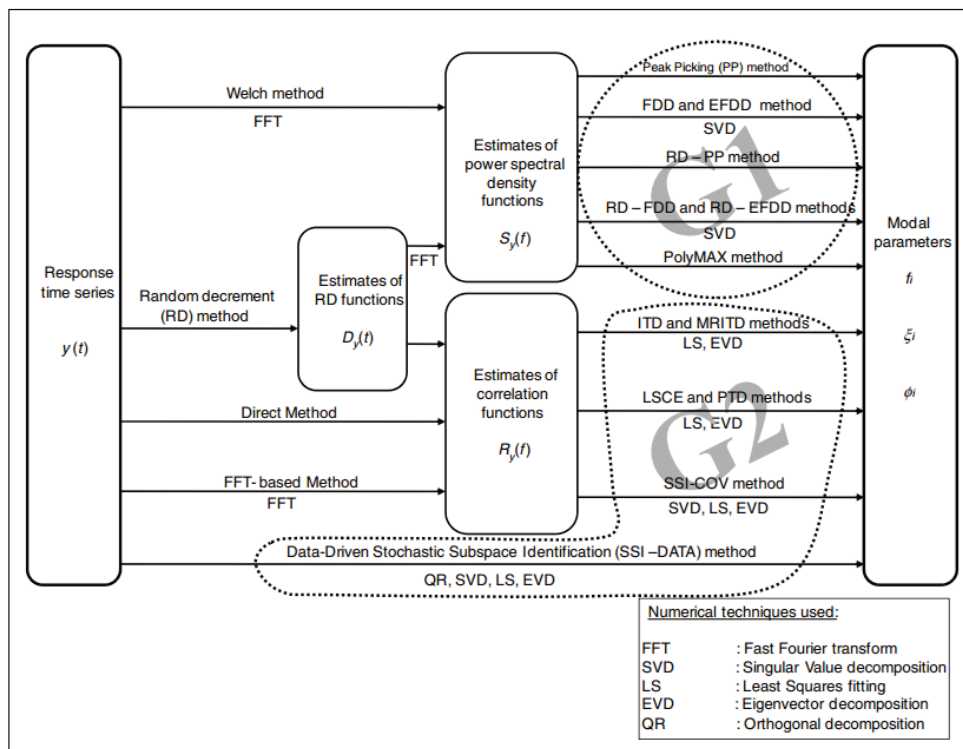


FIGURE 1.31. Les méthodes d'identification modale en AMO [68].

Hermans et Van der Auweraer [69] ont mené une étude comparative entre plusieurs méthodes d'identification. Ils ont conclu qu'aucune des méthodes existantes n'est applicable avec des résultats acceptables pour toutes les structures. Cela veut dire que chaque structure nécessite une méthode spécifique adaptée à ses contraintes. À titre d'exemple, la plupart des méthodes d'identification d'AMO sont basées sur l'hypothèse d'un signal bruit blanc comme signal d'excitation. Cependant, pendant l'usinage, le robot est excité par les efforts de coupe qui sont plutôt des signaux de type périodiques. Nous présentons dans ce qui suit deux exemples de travaux utilisant les méthodes d'AMO appliquées à l'usinage par des machines outils, pour déterminer les limitations de ces méthodes.

Zaghbani et Songmene [70] ont proposé une méthode d'estimation des paramètres modaux d'une machine outil en service en utilisant deux méthodes d'identification opérationnelle : la méthode *ARMA* (*Auto-Regressive Moving Average*) [71], et la méthode *LSCE* (*Least Square Complex Exponential*) [72]. Ils ont pris l'hypothèse suivante : la fonction de corrélation entre deux réponses vibratoires i et j est similaire à la réponse vibratoire au point i suite à une impulsion au point j . Ainsi, ils ont utilisé les efforts de coupe, mesurés par une table dynamométrique, comme étant les signaux d'excitation. Les résultats obtenus montrent une meilleure précision pour la prédiction de la stabilité d'usinage par rapport à une modélisation par AME. Toutefois, il est difficile de distinguer les fréquences propres du système et les fréquences de passage des dents de l'outil de coupe et leurs harmoniques en raison de la non compatibilité des signaux d'excitation avec l'hypothèse du bruit blanc.

Li *et al.* [73] proposent une technique d'excitation de la machine outils pendant l'usinage, représenté sur la figure 1.32, pour se rapprocher de l'hypothèse du bruit blanc. Ensuite, ils ont identifié les paramètres modaux par deux méthodes d'identification modale opérationnelle : la méthode *SSI* (*Stochastic Subspace Identification*) [74] et la méthode *PolyMAX* opérationnelle [75]. Les résultats d'identification ont montré l'élimination de l'effet des harmoniques. Cependant, les efforts de coupe générés par la technique d'excitation ne sont pas toujours les mêmes que pendant des opérations d'usinage en production industrielle, ce qui ne reflète pas réellement le comportement dynamique de la machine outils.

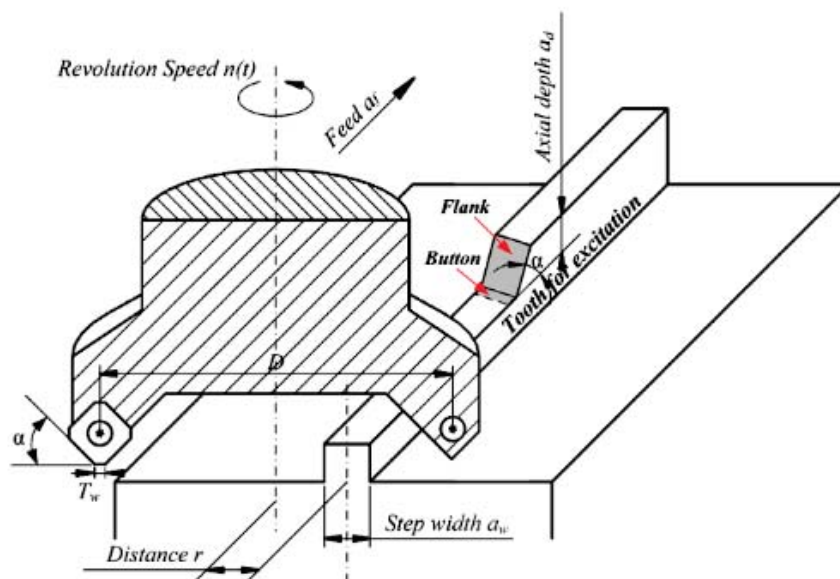


FIGURE 1.32. Schématisation de la technique d'excitation proposée par Li *et al.* [73].

Nous pouvons tirer de ces travaux que les harmoniques de la rotation de l'outil peuvent biaiser l'information modale contenue dans les réponses vibratoires. L'hypothèse du signal bruit blanc utilisée dans la plupart des méthodes d'AMO, représente une difficulté dans l'application de l'identification modale opérationnelle. Ces deux limitations sont prises en considération dans le développement des méthode d'identification opérationnelle du robot d'usinage.

1.4 Objectifs et organisation de la thèse

Les objectifs de nos travaux sont au nombre de 3 :

— **Premier objectif** : *Identification modale du robot au repos.*

Un protocole expérimental est élaboré dans le but de mettre en place un système d'acquisition des signaux qui seront traités par la méthode d'identification modale PolyMAX. Les résultats de cette identification donnent un premier modèle de référence correspondant au robot d'usinage au repos. Les travaux concernant cet objectif sont présentés en chapitre 2.

— **Deuxième objectif** : *Identification modale du robot en service.*

De nouvelles méthodes d'identification modale opérationnelle sont développées. Les résultats sont comparés au modèle de référence élaboré au chapitre 2. Ces méthodes servent à identifier le comportement dynamique du robot d'usinage en service. Les démarches et les résultats de ces méthodes sont décrites dans le chapitre 3.

— **Troisième objectif** : *Prédiction de la stabilité de l'usinage robotisé.*

Les modèles développés sont ensuite exploités pour l'analyse de la stabilité de l'opération d'usinage robotisé. La méthode des lobes de stabilité a été utilisée avec une validation par des essais expérimentaux pour conclure sur la fiabilité de la démarche de modélisation dynamique proposée. L'ensemble de ces travaux est présenté en chapitre 4.

Les trois objectifs sont illustrés sur la figure 1.33.

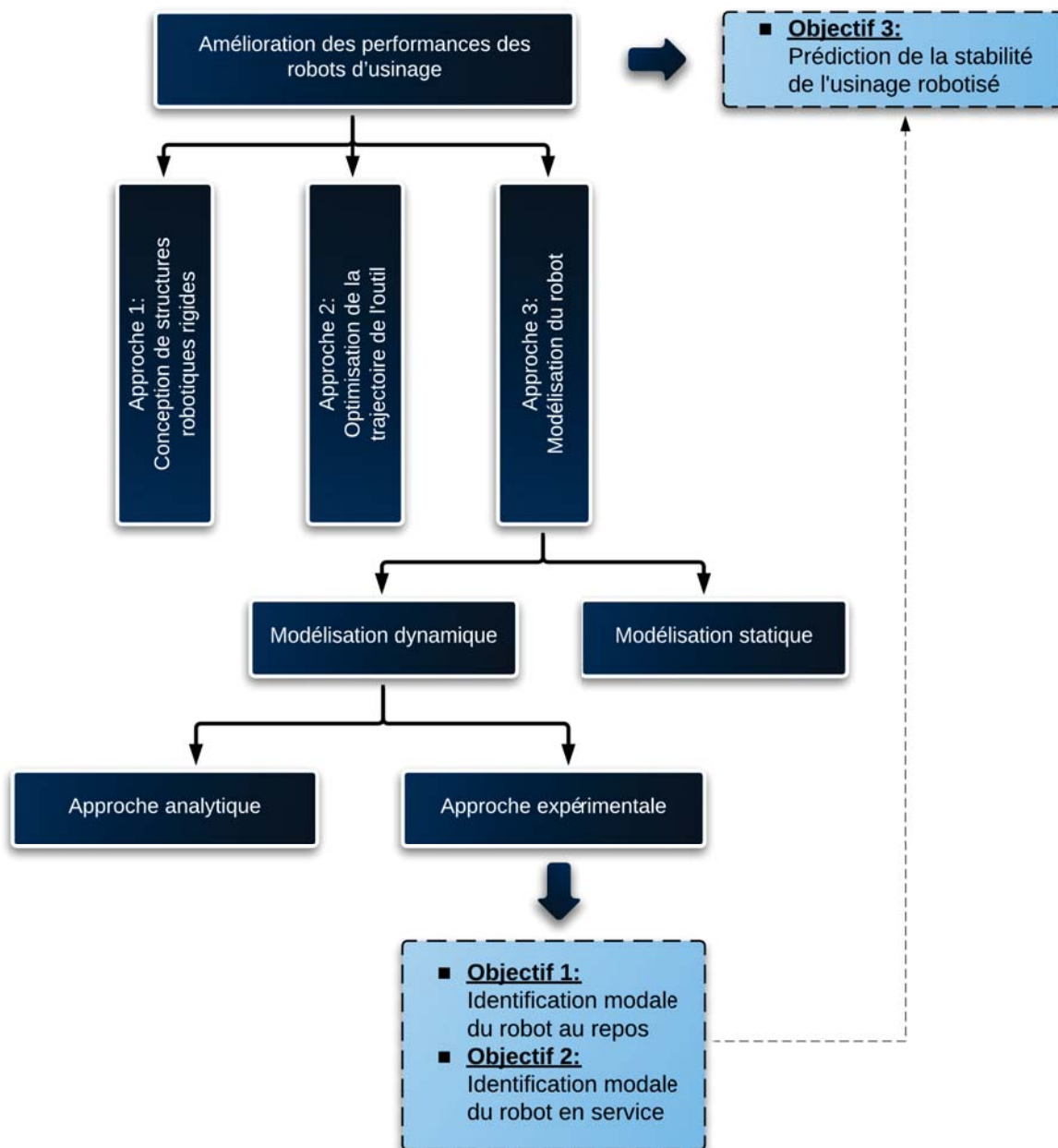


FIGURE 1.33. Objectifs de la thèse.

1.5 Conclusion

Ce premier chapitre a présenté le contexte et les contraintes associées à l'usinage robotisé. Après avoir rappelé les principales performances et avantages des robots pour des tâches d'usinage, nous avons mis en évidence certaines de ses limitations (précision, faible rigidité). Pour améliorer les performances des robots d'usinage, de nombreux travaux s'intéressent à la minimisation des erreurs en bout d'effecteur, par une meilleure identification des modèles géométriques, la prise en compte des effets thermique, l'amélioration de la commande, ou l'utilisation de capteurs extéroceptifs (vision). Concernant les erreurs dynamiques, un certain nombre de travaux proposent une modélisation du comportement sous sollicitations statique et dynamique. Mais ces solutions restent limitées, surtout dans des opérations d'usinage avec un taux d'enlèvement de matière élevé, où les sollicitations de l'usinage deviennent importantes. En effet, les méthodes existantes pour l'amélioration des performances des robots d'usinage ne prennent pas en considération les phénomènes dynamiques lors de l'usinage. Or il est essentiel, pour éviter l'instabilité de la coupe, de pouvoir modéliser le comportement dynamique du robot. Deux approches ont été exploitées dans la littérature : l'approche analytique ou numérique et l'approche expérimentale. La deuxième approche a été privilégiée pour la suite des travaux puisqu'elle permet de caractériser le comportement dynamique avec plus de précision que la méthode analytique.

Chapitre 2

Modèle de référence par Analyse Modale Expérimentale

Sommaire

2.1	Introduction	52
2.2	Identification modale	53
2.2.1	Fonction de transfert	54
2.2.2	Méthode PolyMAX	55
2.3	Protocole expérimental	57
2.3.1	Test au marteau d'impact.	57
2.3.2	Test au pot vibrant.	73
2.4	Analyse de la rigidité dynamique	75
2.5	Conclusion	77

2.1 Introduction

La modélisation du comportement dynamique des robots est nécessaire pour étudier les phénomènes vibratoires et optimiser leurs performances au cours d'opérations d'usinage. La connaissance du comportement permet d'optimiser le taux d'enlèvement de matière en garantissant la stabilité de la coupe. Il est possible de réaliser une caractérisation expérimentale du système en statique afin d'identifier une base modale de référence permettant d'investiguer les propriétés dynamiques en usinage. Comme nous l'avons présenté dans le chapitre 1, le système usinant est décomposé en trois sous systèmes : le robot, l'électrobroche et l'ensemble outil/porte-outil. La qualité d'usinage du robot est conditionnée par les caractéristiques dynamiques de l'électrobroche, qui sont influencées directement par les conditions de service (vitesse de rotation, effets thermiques...) [41], les propriétés dynamiques de l'outil et porte outil, et celles de la structure robotique. Ces propriétés sont décrites dans l'espace modal par les fréquences propres, les taux d'amortissement et les déformés modaux. Ces paramètres modaux sont influencés par le changement de posture du robot dans son espace de travail. De ce fait, la modélisation du robot d'usinage, basée sur l'identification des modes, nécessite la prise en compte de ces changements, et l'identification des modes de la structure robotique [76]. Aussi, nous étudions dans ce chapitre le comportement modal global du système usinant et sa variabilité dans l'espace de travail (Figure 2.1).



FIGURE 2.1. *Comportement dynamique d'un système usinant*

Les étapes d'identification du comportement modal du robot sont présentées dans le but d'obtenir un premier modèle de référence. Ce modèle, établi en différentes postures, permet également d'observer une éventuelle évolution des modes propres du robot dans son espace de travail.

La première partie de ce chapitre présente la méthode d'identification retenue pour estimer les paramètres modaux du système d'étude. Elle est basée sur un modèle paramétrique qui permet d'ajuster celui-ci en fonction des données mesurées. La méthode utilisée est appelée *Poly-reference Least Squares Complex Frequency domain*, connue souvent sous le nom commercial PolyMAX et implémentée dans le logiciel commercial *LMS Test.Lab*.

La seconde partie est consacrée à la présentation du protocole expérimental mis en œuvre pour la caractérisation dynamique du robot. Une analyse modale expérimentale est réalisée en premier lieu sur la structure robotique sans l'électrobroche, pour pouvoir identifier la contribution de ses modes propres dans le comportement global du système usinant. Une seconde analyse modale est réalisée ensuite sur l'ensemble robot/électrobroche, pour caractériser le comportement dynamique global. Différentes configurations du robot ont été investiguées, afin d'étudier l'influence de changement de configuration sur le comportement dynamique du système.

Enfin, l'analyse des résultats d'identification modale du robot est présentée dans la dernière partie de ce chapitre.

2.2 Identification modale

L'estimation des paramètres modaux à la suite d'un test expérimental est une partie importante de la modélisation dynamique du robot. En effet, leur connaissance permet d'analyser le comportement dynamique de la structure qui peut être difficile à modéliser analytiquement. Les méthodes d'identification dans le domaine fréquentiel se basent sur le traitement de la fonction de transfert, ou la FRF, entre l'excitation et la réponse vibratoire. La démarche générale pour obtenir les paramètres modaux est présentée à la Figure 2.2.

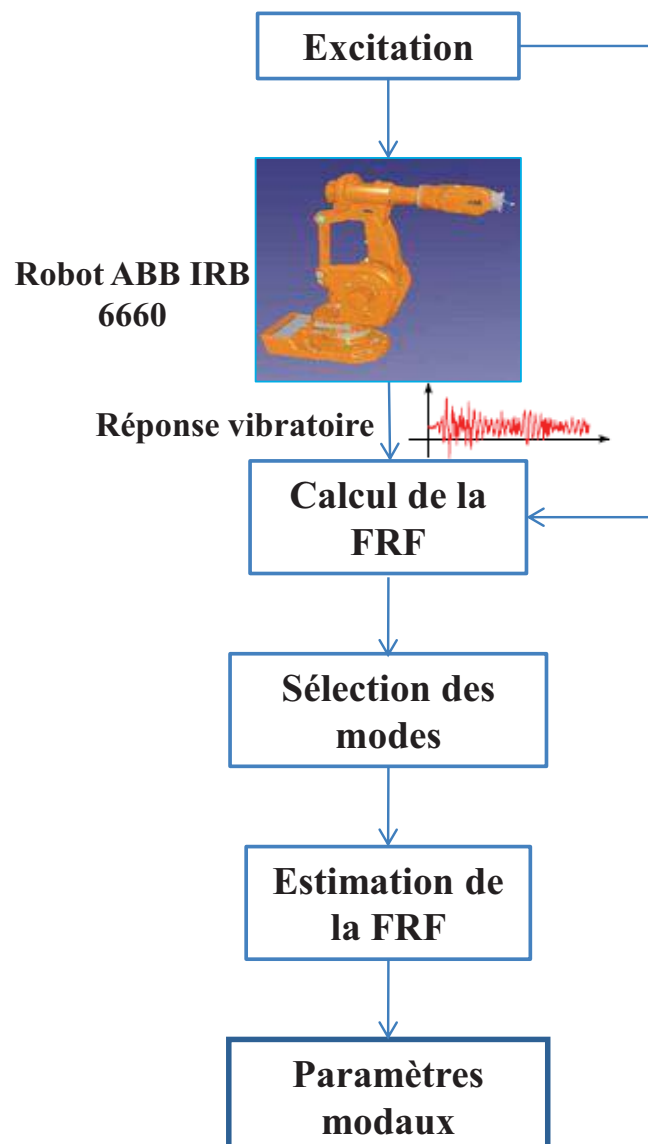


FIGURE 2.2. Démarche d'identification modale du robot

2.2.1 Fonction de transfert

Le comportement dynamique du robot d'étude peut être représenté par une matrice des fonctions de transfert $[H(\omega)]$. Cette matrice est obtenue expérimentalement à partir des mesures des signaux des réponses vibratoires et des forces d'excitation. Cette matrice est présentée dans la figure 2.3 pour le cas général de s réponses vibratoires (avec $i=1, \dots, s$) et e forces d'excitations (avec $j=1, \dots, e$).

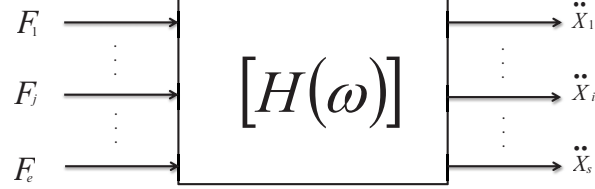


FIGURE 2.3. Matrice des fonctions de transfert entre les forces excitatrices et les accélérations mesurées.

La matrice des fonctions de transfert peut s'écrire de la façon suivante :

$$[H(\omega)] = \begin{pmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1j} & \cdots & H_{1e} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{i1} & \cdots & H_{ij} & \cdots & H_{ie} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{s1} & \cdots & H_{sj} & \cdots & H_{se} \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

Avec :

$$H_{ij}(\omega) = \frac{\ddot{X}_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad (2.2)$$

H_{ij} : fonction de transfert de l'excitation F_j (Force [N]) au point j et la réponse vibratoire \ddot{X}_i (Accélération [m/s^2]) mesurée au point i .

Chaque fonction de transfert de la matrice de transfert est calculée avec l'estimateur H^1 qui minimise les bruits dans la réponse vibratoire, contrairement à l'estimateur H^2 qui est utilisé quand les bruits sont contenus dans le signal d'entrée :

$$H_{ij}^1(\omega) = \frac{S_{F_j \ddot{X}_i}(\omega)}{S_{F_j F_j}(\omega)} \quad (2.3)$$

$$H_{ij}^2(\omega) = \frac{S_{\ddot{X}_i \ddot{X}_i}(\omega)}{S_{\ddot{X}_i F_j}(\omega)} \quad (2.4)$$

Avec :

- $S_{F_j \ddot{X}_i}(\omega)$: l'inter-spectre entre le signal excitation F_j et la réponse \ddot{X}_i .
- $S_{F_j F_j}(\omega)$: l'auto-spectre du signal d'excitation F_j .
- $S_{\ddot{X}_i \ddot{X}_i}(\omega)$: l'auto-spectre de la réponse \ddot{X}_i .

2.2.2 Méthode PolyMAX

2.2.2.1 Base théorique

L'identification des paramètres modaux est réalisée avec la méthode PolyMAX à partir d'un modèle paramétrique dans le domaine fréquentiel [77, 78, 79].

Elle se base sur les FRF mesurées en tant que données primaires et les représente par le modèle dit de *fraction* de la matrice droite suivante :

$$[H(\omega)] = [N(\omega)].[D(\omega)]^{-1} \quad (2.5)$$

Avec :

- $[H(\omega)] \in \mathbb{C}^{s \times e}$ contient les FRFs entre e entrées and s sorties ;
- $[N(\omega)] \in \mathbb{C}^{s \times e}$: matrice du numérateur polynomial ;
- $[D(\omega)] \in \mathbb{C}^{e \times e}$: matrice du dénominateur polynomial ;

$$[D(\omega)] = \sum_{r=0}^n z_r(\omega)[\alpha_r] \quad [N(\omega)] = \sum_{r=0}^n z_r(\omega)[\beta_r] \quad (2.6)$$

avec

- $[\alpha_r]$ et $[\beta_r]$: matrices des coefficients du dénominateur et numérateur, respectivement, à estimer ;
- n : ordre du modèle et sa valeur doit être supérieure au nombre de modes prévus dans la bande de fréquences étudiée.
- $z_r(\omega)$: fonction polynomiale de base formulée dans le domaine Z .

$z_r(\omega)$ correspond à une fonction du domaine fréquentiel issue d'une fonction du domaine temporel discret. Elle s'écrit sous la forme suivante :

$$z_r(\omega) = e^{-j\omega\Delta t r} \quad (2.7)$$

avec Δt la période d'échantillonnage.

La matrice d'erreur $[E(\omega)]$ est ensuite introduite, représentant la différence entre la matrice des FRFs mesurées $[H(\omega)]^M$ et la matrice du modèle de fraction de la matrice droite $[H(\omega)]$:

$$[E(\omega)] = [N(\omega)].[D(\omega)]^{-1} - [H(\omega)]^M \quad (2.8)$$

Une nouvelle matrice d'erreur $[E(\omega)]^L$ est introduite pour pouvoir linéariser le problème et déterminer en premier lieu la matrice des coefficients du dénominateur $[\alpha_r]$:

$$[E(\omega)]^L = [E(\omega)].[D(\omega)] = [N(\omega)] - [H(\omega)]^M.[D(\omega)] \quad (2.9)$$

Les coefficients polynomiaux du numérateur et du dénominateur sont ainsi les solutions aux moindres carrées de l'équation (2.9). Les pôles λ_r du modèle sont ensuite calculés en tant que valeurs propres de la matrice compagnon du dénominateur :

$$[D_c] = \begin{pmatrix} [a_{n-1}] & \cdots & [a_1] & [a_0] \\ [I_e] & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & [I_e] & 0 \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

avec $[a_r] = -[\alpha_n]^{-1}[\alpha_r]$.

Étant donné que les pôles s'écrivent de la forme suivante $p_r = e^{-\lambda_r \Delta t}$, on peut déterminer les solutions de l'équation aux valeurs propres, qui sont des paires conjuguées complexes, selon :

$$\lambda_r = -\frac{\ln(p_r)}{\Delta t} \quad (2.11)$$

La fréquence propre ω_r et le taux d'amortissement ξ_r sont liés à la valeur propre λ_r comme suit :

$$\lambda_r = -\xi_r \omega_r + j\omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2} \quad (2.12)$$

La qualité de la FRF estimée peut être quantifiée en calculant les pourcentages de corrélation et d'erreur par rapport à la FRF mesurée. La corrélation (2.13) est le produit complexe normalisé des valeurs des FRFs mesurée et synthétisée. L'erreur (2.14) est la différence des moindres carrées normalisée aux valeurs de la FRF synthétisée.

$$COR = \frac{|\sum_k (H_k^s \times H_k^{m*})|^2}{\sum_k (H_k^s \times H_k^{s*}) \sum_k (H_k^m \times H_k^{m*})} \quad (2.13)$$

$$ERR = \frac{\sum_k (H_k^s - H_k^m) \times (H_k^s - H_k^m)^*}{\sum_k (H_k^s \times H_k^{s*})} \quad (2.14)$$

avec :

- H_k^s la valeur complexe de la FRF synthétisée au niveau de la ligne spectrale k ;
- H_k^m la valeur complexe de la FRF mesurée au niveau de la ligne spectrale k ;
- $(\bullet)^*$ représente le conjugué complexe de l'entité \bullet .

2.2.2.2 Procédure pratique

La méthode PolyMAX commence par établir un diagramme de stabilisation pour repérer les fréquences naturelles de vibration, les amortissements et les déformées modales. Ensuite le modèle de plus grand ordre et qui contient le plus de modes de vibration est défini. Les pôles correspondants à l'ordre « n » sont comparés aux pôles du mode d'ordre inférieur « n-1 ». Si la différence se trouve à l'intérieur des limites prédéfinies (variation de 5% en fréquence et 1% en taux d'amortissement), le pôle est marqué comme stable. La plupart des pôles numériques et les parasites sont éliminés au cours de ce processus et ne figurent plus dans l'ensemble des paramètres déterminés. Cette méthode simplifie la procédure de sélection des pôles par l'opérateur, qui est en général l'étape d'analyse modale la plus difficile, en fournissant des diagrammes de stabilisation contenant des modes stables facilement repérables. Cette méthode a l'avantage d'identifier des modes proches et de produire un diagramme de stabilisation facilement exploitable par l'opérateur.

2.3 Protocole expérimental

Dans le cas étudié, le protocole expérimental est développé pour investiguer le comportement dynamique du robot dans différentes configurations afin de quantifier ses évolutions dans l'espace de travail, et aussi de quantifier l'influence de la posture du robot. Cette variabilité peut être observée à travers les FRFs. La modélisation du comportement du robot est ainsi réalisée dans différentes configurations de son espace de travail à l'aide d'une excitation au marteau d'impact. Dans une seconde étape, la modélisation est réalisée à l'aide d'une excitation au pot vibrant pour avoir plus de maîtrise sur les efforts d'excitation.

2.3.1 Test au marteau d'impact.

Les caractérisations dynamiques expérimentales utilisant un marteau d'impact comme source d'excitation ont certains avantages qui les rendent largement appliqués dans les tests modaux. En effet, la facilité et la rapidité de la prise en main du sonnage par marteau d'impact, et son faible coût par rapport à d'autres sources d'excitation comme le pot vibrant, en font les principaux avantages.

Cependant, il comporte des limitations quant à la force appliquée et la gamme de fréquences étudiée. Il est important de bien sonner la structure perpendiculairement à la surface du point d'excitation. Pour cela, durant le test modal, le choc était répété cinq fois, et le traitement des données est réalisé sur la moyenne des signaux enregistrés. Le signal enregistré, à partir de l'impact du marteau, est similaire à une impulsion forte de très courte durée. Il convient alors d'appliquer une fenêtre exponentielle sur ce signal pour éviter le problème de fuite spectrale. Dans notre test modal, la mesure des FRFs est réalisée en utilisant un marteau d'impact équipé d'un capteur de force de type PCB Piezotronics (Modèle : 086D05) et deux accéléromètres mono-axiaux de type PCB Piezotronics (Modèle : 333C68). Les signaux de mesures ont été enregistrés par le système d'acquisition *Pimento* et la fréquence d'échantillonnage était réglée à 5120Hz.

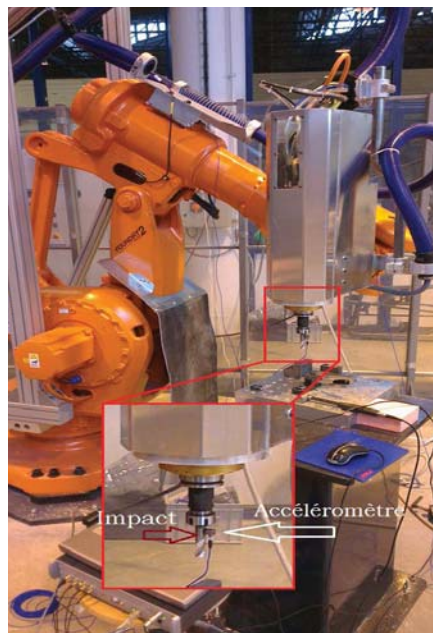


FIGURE 2.4. Test modal avec excitation par marteau d'impact et mesure vibratoire en bout d'outil.

2.3.1.1 Choix de l'emplacement des points de mesure.

Le positionnement des accéléromètres sur la structure du robot représente une phase importante du test modal. En effet, la détermination des positions optimales contribue à une meilleure représentation du comportement dynamique du robot. Plusieurs techniques existent pour déterminer l'emplacement optimal des capteurs sur une structure [80]. Elles se basent essentiellement sur un modèle éléments finis (EF) du système étudié. A ce stade de l'étude, un modèle EF assez fiable n'est pas encore disponible. Le choix de la position des capteurs est réalisé en prenant un ensemble de 22 degrés de liberté (ddl) sur la structure représentant au mieux son comportement dynamique. Pour une configuration donnée, les capteurs sont placés au niveau des articulations et sur les parties pleines des corps du robot (Figure 2.5).

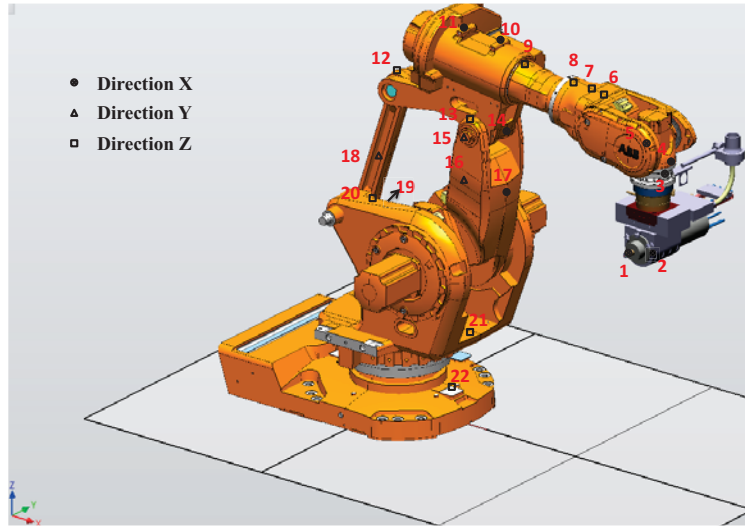


FIGURE 2.5. Positions des accéléromètres sur le robot

La modélisation expérimentale consiste à sonner la structure et à mesurer les réponses vibratoires de chaque point de mesure (22 ddls) avec des accéléromètres. Cette expérimentation a donné une matrice de transfert carrée de dimension 22×22 :

$$[H(\omega)] = \begin{pmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1d} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{d1} & \cdots & H_{dd} \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

La fonction de cohérence est utilisée pour déterminer les FRFs fiables. En effet, elle mesure le degré de linéarité en fréquence entre le signal de sortie et le signal d'entrée. Une valeur proche de 1 indique que le signal vibratoire mesuré provient de l'excitation appliquée. Si la valeur est très inférieure à 1, cela veut dire que le signal de sortie est contaminé par le bruit, et ne provient pas uniquement du signal d'excitation. La fonction de cohérence s'écrit sous la forme suivante :

$$\Gamma_{\ddot{X}F} = \frac{S_{F\ddot{X}}(\omega)S_{\ddot{X}F}(\omega)}{S_{FF}(\omega)S_{\ddot{X}\ddot{X}}(\omega)} \quad (2.16)$$

Avec :

- $S_{FF}(\omega)$ et $S_{\ddot{X}\ddot{X}}(\omega)$ les auto-spectres du signal d'excitation et du signal vibratoire respectivement.
- $S_{F\ddot{X}}(\omega)$ et $S_{\ddot{X}F}(\omega)$ leurs inter-spectres.

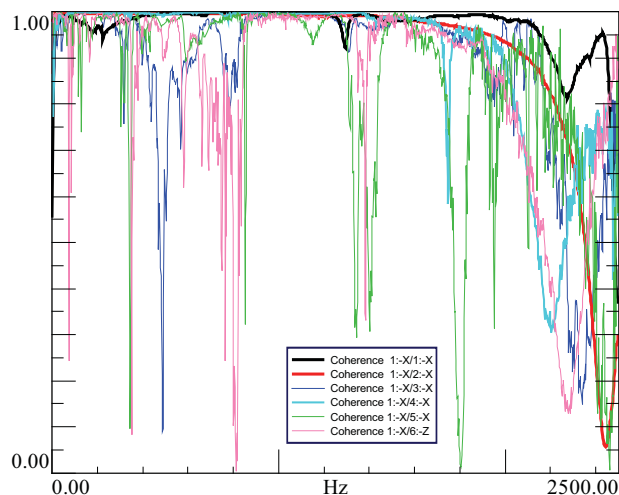


FIGURE 2.6. Fonctions de cohérence : Γ_{11} , Γ_{12} , Γ_{13} , Γ_{14} , Γ_{15} , Γ_{16}

La figure 2.6 représente 6 fonctions de cohérence pour une excitation au premier ddl (en bout d'outil) et une mesure vibratoire aux 6 ddl : 1, \dots , 6. Γ_{11} donne la meilleure similarité entre l'excitation et la réponse vibratoire et elle admet une valeur ≈ 1 sur une bande fréquentielle [0-2200HZ]. Il est à noter qu'à partir du ddl 3, le sonnage au point 1 ne délivre pas assez d'énergie pour exciter les points de mesure éloignés de la source d'excitation. En effet, l'énergie transmise par le marteau d'impact est amortie au niveau des liaisons entre les différents corps du robot, ce qui ne permet pas d'avoir une bonne mesure des FRFs pour la plupart des couples de points d'excitation et d'accélération.

Seules les FRFs de la diagonale de la matrice de transfert $[H(\omega)]$ sont exploitables, étant donné que leurs fonctions de cohérence ont des valeurs proches de 1. La figure 2.7 regroupe l'ensemble de ces FRFs, où l'on remarque que H_{11} est dominant en terme d'amplitude par rapport aux autres FRFs. Cette FRF représente le comportement dynamique du robot observé en bout d'outil.

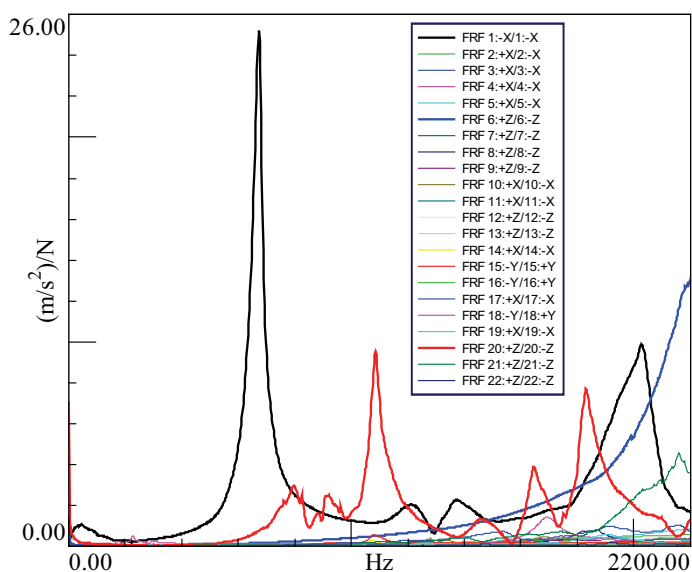


FIGURE 2.7. Courbes des FRFs mesurées de la diagonale de la matrice de transfert $[H(\omega)]$

Estimation des modes propres :

Lors du traitement des FRFs par la méthode PolyMAX, certains modes apparaissent alors qu'ils ne correspondent pas à des modes physiques. Ils représentent soit des modes numériques (erreurs de calcul) ou des modes issus d'erreurs de mesures. Les modes physiques quant à eux peuvent être des modes normaux ou des modes complexes. Les modes normaux, ou faiblement amortis, sont les caractéristiques du système conservatif. Les modes complexes, quant à eux, sont les caractéristiques du système ayant un amortissement non proportionnel à la masse et/ou à la rigidité. Ils sont complexes au sens algébrique du terme. Un mode complexe est un mode pour lequel chaque ddl de la structure a sa propre amplitude de vibration mais également sa propre phase. Contrairement aux modes normaux pour lesquels chaque ddl de la structure atteint son maximum d'amplitude de vibration au même instant dans le cycle vibratoire, pour les modes complexes, ces maximaux sont atteints à des instants différents. Il existe deux critères pour distinguer les modes normaux des modes complexes :

- *Modal Phase Collinearity* (MPC) : Exprime la relation linéaire entre la partie réelle et la partie imaginaire de la forme modale. Une valeur unitaire correspond à un mode normal.
- *Mean Phase Deviation* (MPD) : Indique la dispersion de la phase d'un mode donné. Sa valeur doit être proche de zéro et inférieur à 15° pour un mode normal.

L'ensemble des modes identifiés sont listés dans le tableau 2.1. Pour les modes 5, 7, 8 et 9, la valeur 100 dans la colonne $[MP (\%) 1]$ indique qu'ils sont bien excités par l'impact au premier ddl. $[MP (\%) 1]$ représente le pourcentage de la participation modale du premier ddl dans la réponse vibratoire.

TABLEAU 2.1. *Modes propres identifiés*

Mode	$f(\text{Hz})$	$\zeta (\%)$	MPC (%)	MPD ($^\circ$)	Nature du mode	MP (%) 1
1	97.7431	5.085	99.938	2.145	Normal	42.549
2	147.563	5.891	98.292	6.997	Normal	50.609
3	274.027	2.703	76.166	33.412	Complexe	12.584
4	326.743	3.097	73.818	34.502	Complexe	11.464
5	672.762	3.005	99.934	2.159	Normal	100
6	1094.75	3.097	99.709	4.710	Normal	0.101
7	1220.83	5.248	97.954	12.712	Normal	100
8	1362.1	2.203	98.848	8.555	Normal	100
9	1962.19	3.033	99.444	6.891	Normal	100

Pour valider ces modes, l'outil mathématique Modal Assurance Criterion (MAC) [81] est utilisé pour comparer les déformés modales selon le critère de dépendance linéaire. Il est calculé par l'équation suivante :

$$MAC_{ij} = \frac{|\{v_i\}^H \{v_j\}|^2}{\{v_i\}^H \{v_i\} \{v_j\}^H \{v_j\}} \quad (2.17)$$

avec :

- $\{v_i\}$ et $\{v_j\}$ vecteurs déformée modale du mode i et du mode j respectivement.
- $(\bullet)^H$ représente la transposée conjuguée de l'entité \bullet .

L'Auto-MAC, présenté dans la figure 2.8, est utilisé dans notre cas, pour comparer les déformées modales des modes identifiés entre eux mêmes. Les déformées modales des modes 5, 7, 8 et 9 ont

une forte dépendance linéaire, ce qui s'explique par le fait qu'ils ont été bien excités par l'impact au premier ddl. La déformée modale du mode 5 montre en effet un déplacement important du premier ddl, alors que les autres ddl sont quasi fixes. Ce mode provient essentiellement de l'ensemble électrobroche - outil. En effet, en mesurant la FRF en nez de broche avec et sans outil, nous avons remarqué l'effet de l'ajout de l'outil par la présence d'un nouveau pic dans la FRF autour de ce mode propre (Figure 2.9). Ceci est vérifié aussi en utilisant un outil de dimensions différentes. Nous avons remarqué que la valeur de la fréquence de ce mode a changé considérablement (variation d'environ 200Hz).

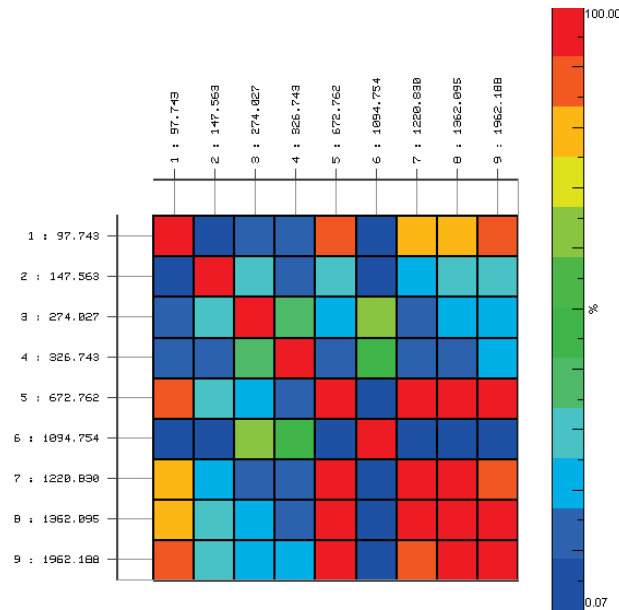


FIGURE 2.8. Auto-MAC des modes identifiés à partir de H_{global}

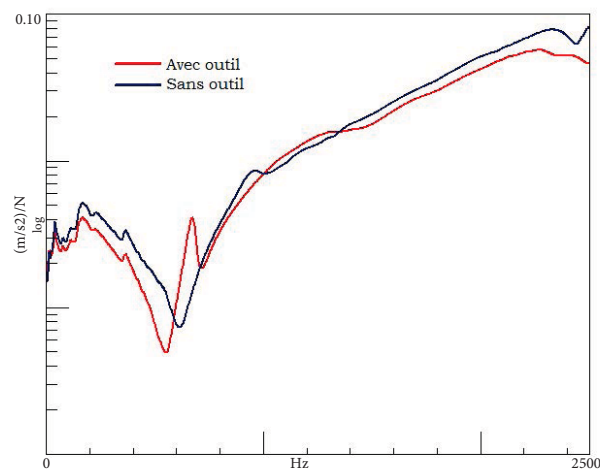


FIGURE 2.9. FRFs mesurées en nez de broche avec et sans outil

Le résultat de cette caractérisation montre que la fonction de transfert entre l'impact en bout d'outil et la mesure vibratoire en ce dernier est prédominante sur les autres FRFs en terme d'amplitude. Avec les 22 ddls, le modèle modal obtenu a un ordre très élevé, ce qui représente un temps de calcul important. Ceci laisse suggérer, pour une modélisation fiable et rapide, de placer les accéléromètres en bout d'outil et d'appliquer la force d'excitation en ce même point. Ces conditions de caractérisation expérimentales sont proches des conditions en service, puisque les efforts de coupe agissent principalement aux niveaux des arêtes coupantes de l'outil.

2.3.1.2 Caractérisation expérimentale du robot sans électrobroche.

Cette caractérisation vise à mettre en évidence la contribution de l'électrobroche dans le comportement global du système usinant. Le montage de l'électrobroche dans le robot rajoute une masse importante (environ 60 kg) à la masse totale du système usinant et le couplage électrobroche-robot change les conditions aux limites, ce qui peut modifier les valeurs des paramètres modaux initiaux [82]. Les accéléromètres 1 et 2 ont été placés en bout de l'organe terminal du robot dans deux directions perpendiculaires X et Y respectivement, par rapport au repère lié à la base du robot comme indiqué sur la figure 2.10.

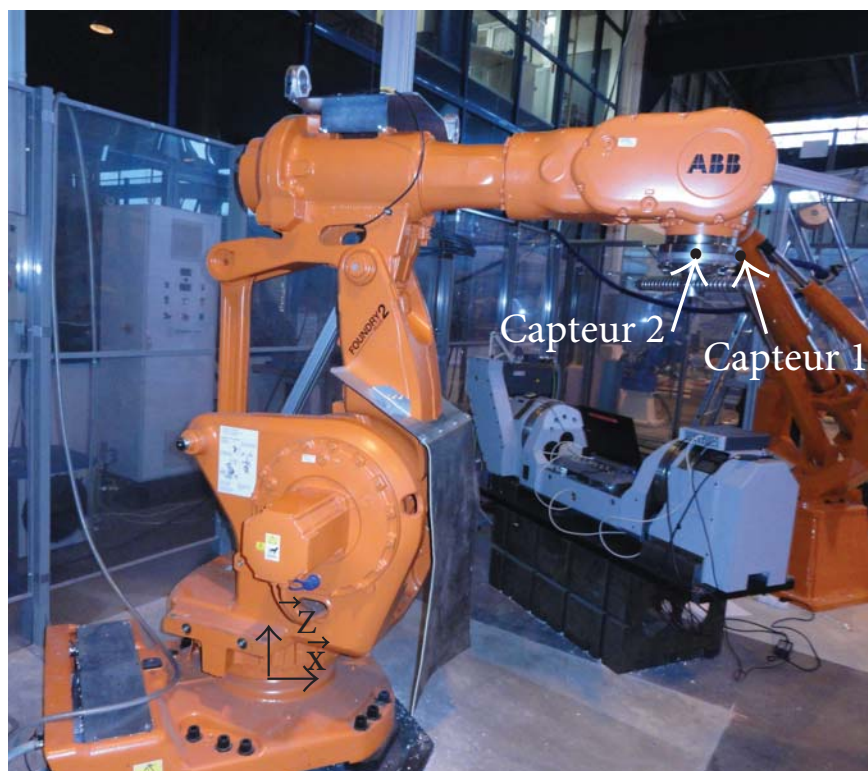


FIGURE 2.10. Positions des accéléromètres sur le robot

Un test préliminaire de répétabilité a été effectué afin de s'assurer du bon déroulement des essais de sonnage au marteau. Le robot a été sonné cinq fois au niveau du capteur 1. Comme le montre la figure 2.11, les FRFs mesurées dans chaque test indiquent une bonne fiabilité des signaux mesurés.

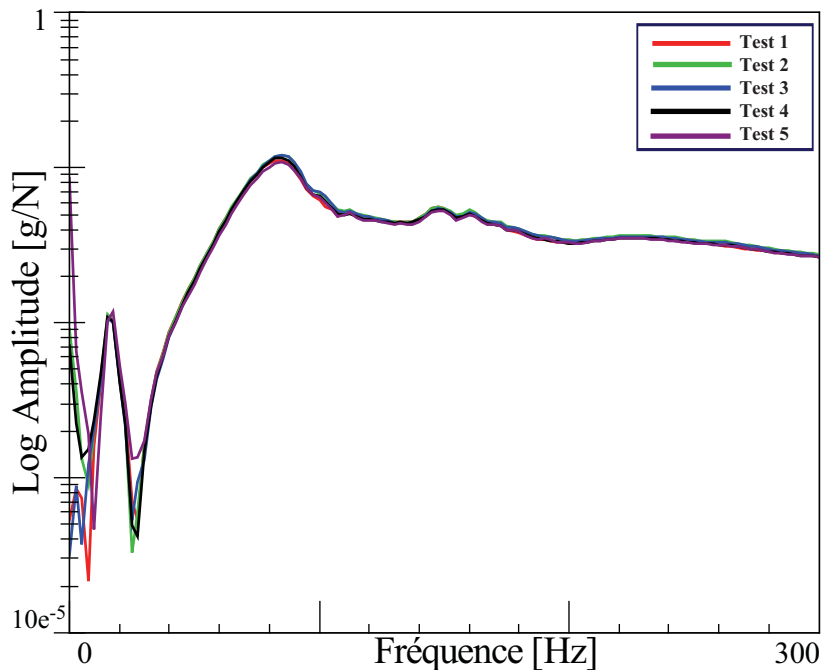


FIGURE 2.11. Test de répétabilité : FRFs expérimentaux obtenues pour la même configuration

La procédure d'identification modale du robot (Figure 2.12) se déroule en quatre étapes principales :

1. Sélectionner l'intervalle de fréquence dont la valeur de la fonction de cohérence est proche de la valeur 1.
2. Sélectionner l'ordre du modèle selon le nombre de modes recherchés.
3. Identifier les paramètres modaux se trouvant aux niveaux des pics importants de la FRF et ayant un taux d'amortissement inférieur à 10%.
4. Comparer la FRF synthétisée à la FRF mesurée en utilisant les critères de corrélation et de l'erreur normalisée, décrits dans la section 2.2.2.

Si la FRF synthétisée ne satisfait pas les critères ($COR > 90\%$ et $ERR < 10\%$), on retourne à l'étape 3 pour identifier plus de modes et refaire l'étape 4, sinon on augmente l'ordre du modèle et on refait les étapes 3 et 4.

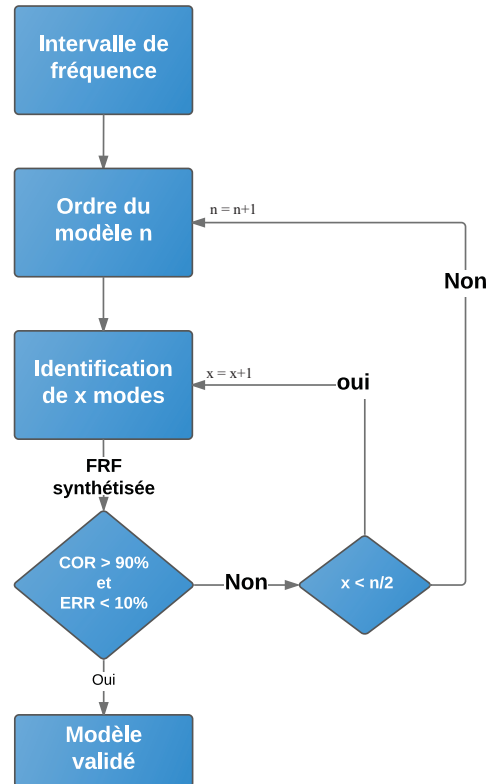
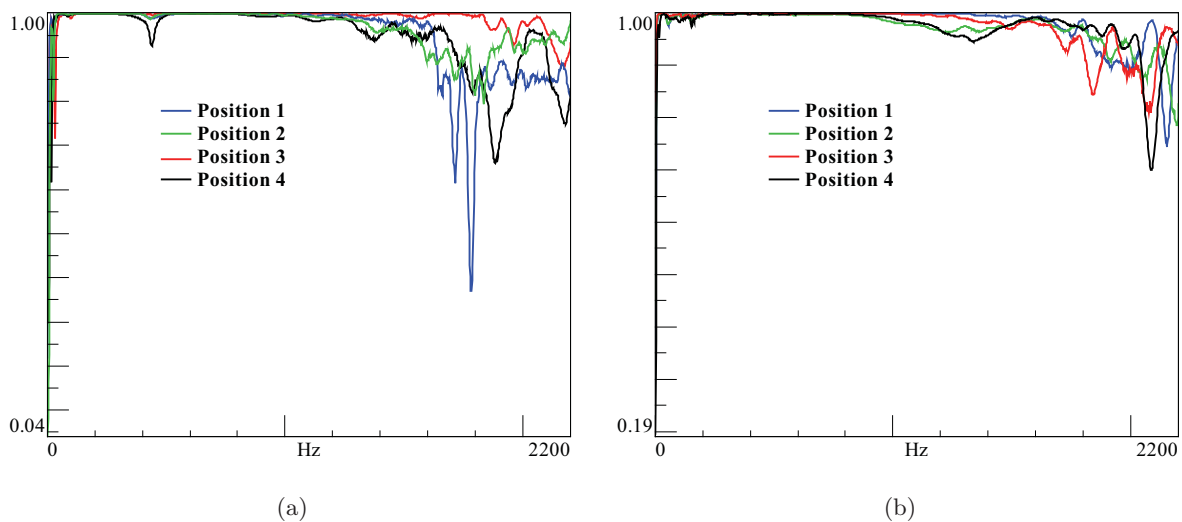


FIGURE 2.12. Démarche d'identification modale

La figure 2.13 présente les fonctions de cohérence du robot correspondants aux 4 premières configurations du robot présentées dans la figure 2.14, pour deux cas : excitation et mesure dans la direction X puis excitation et mesure dans la direction Y. D'après ces deux figures, l'intervalle [0-1000Hz] contient des FRFs fiables ayant un bon rapport de correspondance entre l'excitation et la réponse vibratoire.

FIGURE 2.13. Fonctions de cohérences pour les Positions : 1, 2, 3 et 4 (a) Γ_{11} : direction X (b) Γ_{22} : direction Y.

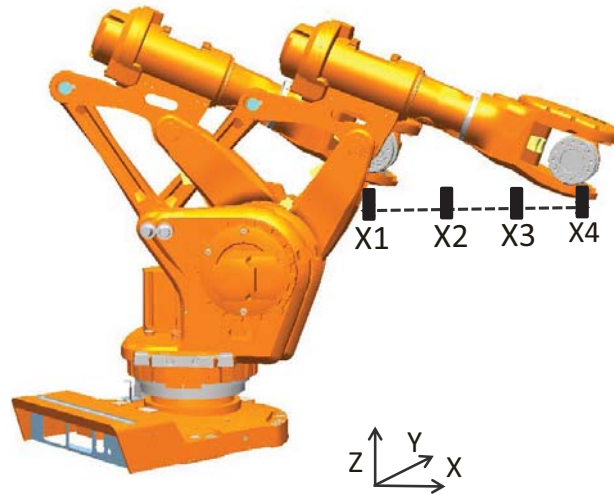


FIGURE 2.14. 4 premières configurations du robot

Les modes identifiés sur cet intervalle sont listés dans les tableaux 2.2 et 2.3 pour des impacts et accélérations mesurés dans les directions respectives X et Y.

Pour quantifier la variation des valeurs des fréquences propres, On définit l'écart type relatif ζ comme le rapport entre l'écart-type σ et la moyenne μ :

$$\zeta = \frac{\sigma * 100}{\mu} \quad (2.18)$$

Les fréquences propres du premier mode admettent un écart type relatif égal à 34.59 % et 29.05% pour H_{xx} et H_{yy} respectivement. En plus de la variation des valeurs des paramètres modaux d'une position à une autre, le nombre de modes identifiés varie aussi. Certains modes qui sont étroitement proches ne sont pas identifiés dans toutes les positions. Le changement de configuration du robot a permis par exemple de bien exciter les modes 2 (83.59 Hz) et 3 (95.37 Hz) dans la configuration 4 (direction X), alors que pour les autres configurations on retrouve soit l'un soit l'autre. Dans la direction Y, plus de modes ont été identifiés que dans la direction X.

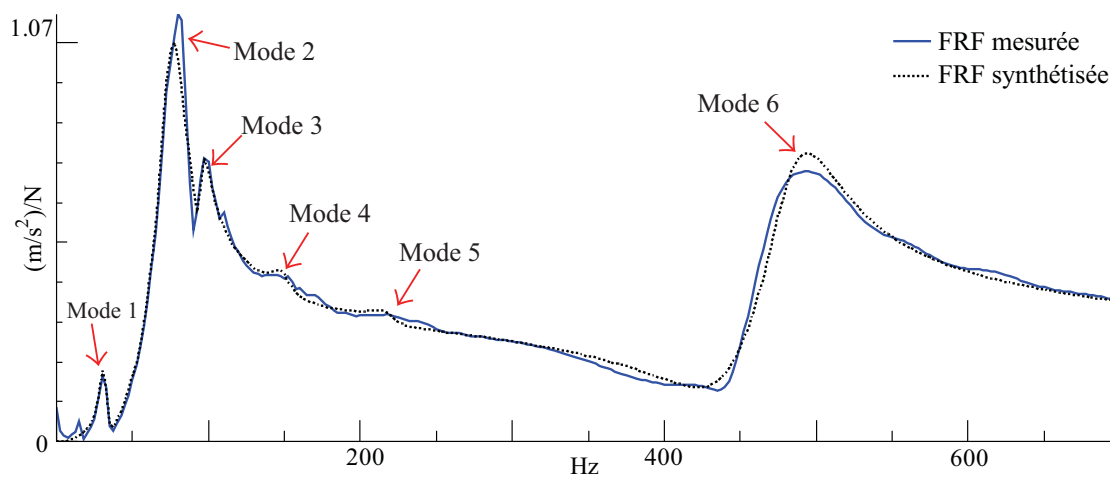
La validation des FRFs a été réalisée par les critères COR et ERR où l'on retrouve par exemple dans la figure 2.15 les courbes de H_{xx} et la FRF estimée avec la méthode d'identification, ayant une valeur COR= 92.74% et ERR = 7.83%.

TABLEAU 2.2. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	19.67	7.88	16.00	4.21	16.15	1.51	31.23	3.20
2	84.41	6.25	86.27	7.94	94.58	6.60	83.59	3.20
3	142.56	5.86	148.01	2.19	177.40	6.79	95.37	2.89
4	228.68	6.20	217.74	6.26	230.90	5.52	149.11	4.22
5	478.01	4.92	493.25	5.36	470.84	6.03	217.70	4.05
6	-	-	-	-	-	-	482.77	5.44

TABLEAU 2.3. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy}

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	13.00	5.45	21.50	6.25	24.57	6.15	15.17	2.52
2	24.28	4.88	89.53	6.74	95.18	4.77	31.20	1.65
3	68.21	5.66	107.39	1.88	214.80	3.58	82.92	1.48
4	212.43	3.87	210.01	3.64	360.77	3.46	207.98	3.13
5	275.84	1.49	311.60	4.81	449.16	3.71	360.60	3.99
6	317.59	3.97	360.83	4.91	615.72	3.63	448.32	3.69
7	360.33	3.80	448.43	3.07	-	-	624.05	4.52
8	446.51	1.67	615.41	3.82	-	-	-	-
9	573.25	4.94	-	-	-	-	-	-

FIGURE 2.15. FRFs synthétisée et mesurée H_{xx} dans la position 4

2.3.1.3 Caractérisation expérimentale du robot avec électrobroche.

Dans cette caractérisation dynamique, le bout d'outil est instrumenté par les accéléromètres et excité par le marteau d'impact. L'intérêt de la caractérisation dynamique en bout d'outil permet d'investiguer la stabilité de la coupe que nous retrouverons dans le chapitre 4. Pour une meilleure précision de la procédure d'identification, un seul accéléromètre est fixé en bout d'outil au lieu de deux (Figure 2.16). Ceci permet d'éviter l'influence des masses additionnelles sur la FRF mesurée comme présenté par Özşahin *et al.* [83]. L'excitation est faite dans deux directions radiales de l'outil, représentatifs des directions d'efforts de coupe les plus importants dans une opération de rainurage.

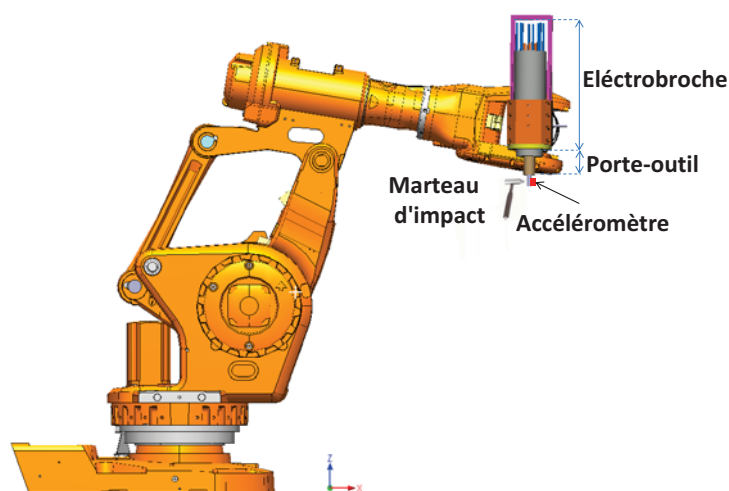


FIGURE 2.16. *Sonnage au marteau avec excitation et mesure en bout d'outil dans la direction X*

Faassen *et al.* [84] montrent que les dimensions de l'outil de coupe (diamètre, longueur) ont une influence sur le modèle dynamique global de l'ensemble usinant. Ainsi, deux outils de dimensions différentes (Figure 2.17) sont pris en considération dans la modélisation du robot usinant.

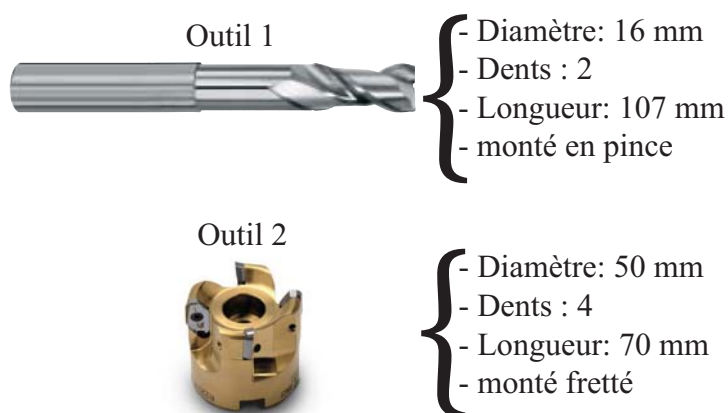


FIGURE 2.17. *Outils de fraisage.*

L'influence du changement de posture du robot sur le comportement dynamique observé en bout d'outil est également étudiée lors des tests. Pour cela, le robot a été placé dans dix configurations différentes dans l'espace de travail (Table 2.4). Ces positions correspondent à des configurations d'usinage. Deux dispositions de l'électrobroche ont été également investiguées : axe de l'électrobroche alignée suivant la direction verticale et suivant la direction horizontale (Figure 2.18).

TABLEAU 2.4. *Coordonnées cartésiennes du bout de l'outil pour chaque position du robot par rapport au référentiel de la table d'usinage*

Position	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	-400	500	150
2	-100	500	150
3	200	500	150
4	500	500	150
5	-100	1050	150
6	-100	900	150
7	-100	0	150
8	-100	-600	150
9	-100	900	-300
10	-100	900	650

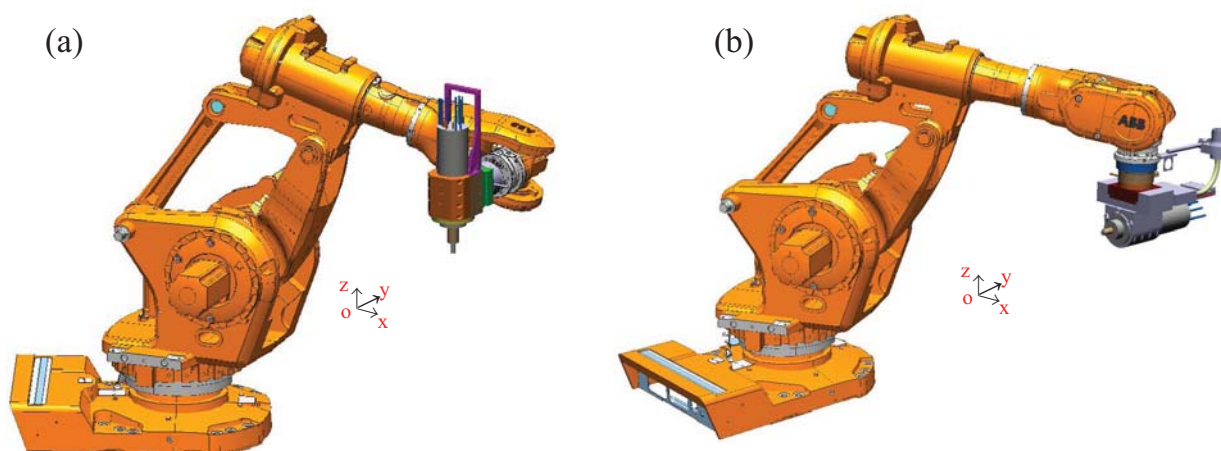


FIGURE 2.18. *Configuration de l'électrobroche (a) axe vertical (b) axe horizontal*

La figure 2.19 résume l'ensemble des variables modifiées à chaque test de sonnage, ce qui montre le nombre important d'essais de caractérisation dynamique réalisée.

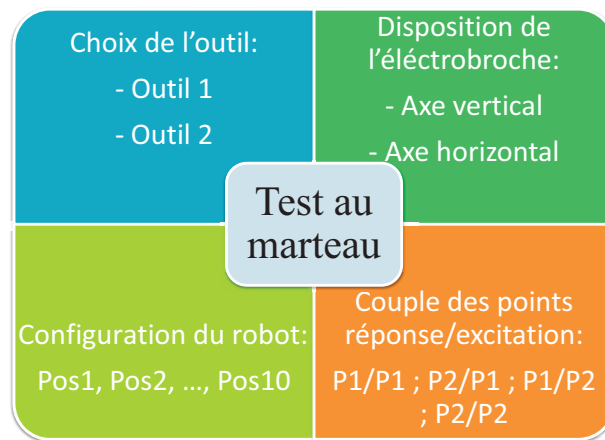


FIGURE 2.19. Plan d'expérience

Une analyse modale identique à celle de la section précédente est réalisée pour identifier le comportement dynamique du robot équipé de l'électrobroche. Nous présentons ici les valeurs des paramètres modaux identifiés pour les 4 positions présentées précédemment. La figure 2.21 correspond aux résultats d'identification de H_{xx}^{V1} sur un intervalle de fréquence [0-2200Hz]. L'ensemble des résultats d'identification de H_{xx}^{V1} , H_{yy}^{V1} , H_{xx}^{V2} et H_{yy}^{V2} se trouve en annexe B.

Avec :

- H_{xx}^{V1} , H_{xx}^{V2} : FRF mesurée dans la direction X : cas d'une orientation verticale de l'électrobroche (Figures 2.20) pour respectivement l'outil 1 et l'outil 2.
- H_{yy}^{V1} , H_{yy}^{V2} : FRF mesurée dans la direction Y : cas d'une orientation verticale de l'électrobroche pour respectivement l'outil 1 et l'outil 2.

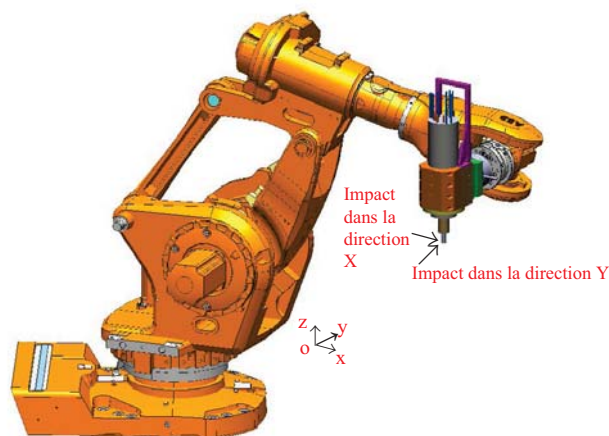
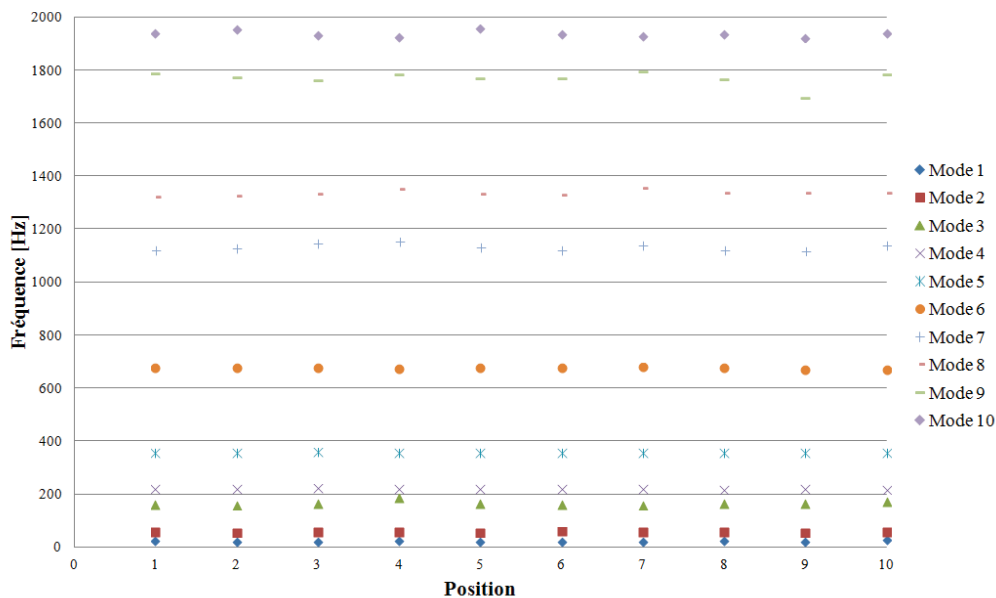


FIGURE 2.20. Configuration de l'électrobroche : axe vertical avec les directions d'impact X et Y.

TABLEAU 2.5. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V1}*

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	24.36	2.62	19.69	6.58	19.08	3.46	21.70	4.03
2	56.92	4.72	56.27	3.33	57.20	7.31	58.26	1.97
3	161.30	4.37	159.94	2.82	167.10	1.56	185.86	11.63
4	221.19	1.30	221.98	1.99	223.91	1.60	220.32	2.23
5	356.79	2.28	357.86	2.01	360.17	2.54	358.00	2.93
6	677.58	1.53	678.19	1.51	678.06	1.44	673.98	2.71
7	1122.37	9.25	1129.65	8.54	1147.55	2.15	1155.19	2.31
8	1321.32	1.33	1325.41	1.74	1332.05	0.67	1351.51	1.01
9	1785.97	1.51	1771.59	5.00	1760.22	4.70	1781.34	4.15
10	1937.30	3.53	1955.24	2.46	1930.69	3.43	1924.13	3.30
11	2011.64	2.02	2035.77	0.99	2001.71	1.72	2000.21	1.83

FIGURE 2.21. *Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V1} pour différentes configurations du robot*

Afin de mieux observer l'évolution des modes dans l'espace de travail du robot, les fréquences des deux premiers modes identifiées pour l'orientation verticale de l'électrobroche, sont représentées pour les outils 1 et 2 dans l'espace de travail du robot. A travers une interpolation cubique, l'évolution des fréquences propres est représentée dans le plan XY positionnée à une hauteur $Z = 150\text{mm}$ par rapport au plan de travail de la table d'usinage (Figures 2.22, 2.23, 2.24 et 2.25). Ces figures montrent que les valeurs des fréquences propres sont dépendants de la direction de mesure et du type d'outil. La connaissance d'une telle cartographie aide l'opérateur à savoir positionner le robot dans son espace de travail pour éviter les vibrations pour une fréquence coïncidant avec la fréquence propre du robot.

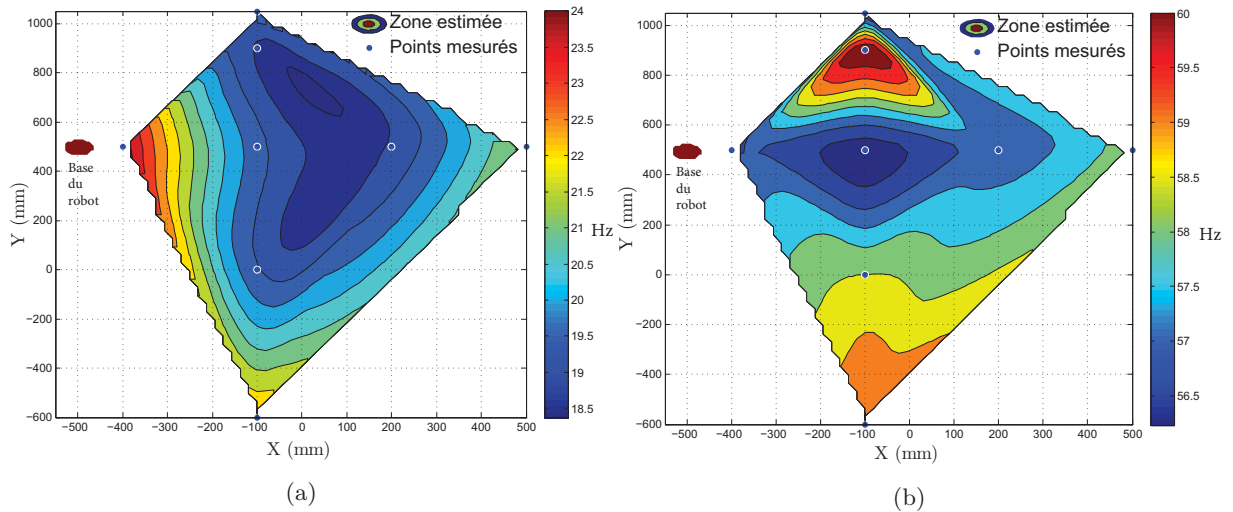


FIGURE 2.22. Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 1 dans la direction X (a) premier mode (b) deuxième mode.

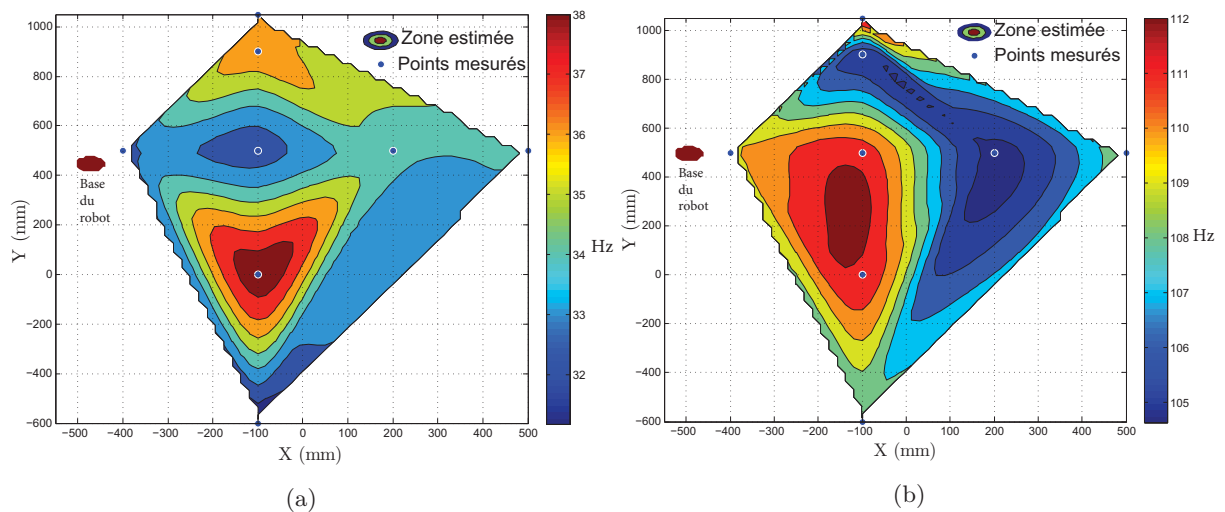


FIGURE 2.23. Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 1 dans la direction Y (a) premier mode (b) deuxième mode.

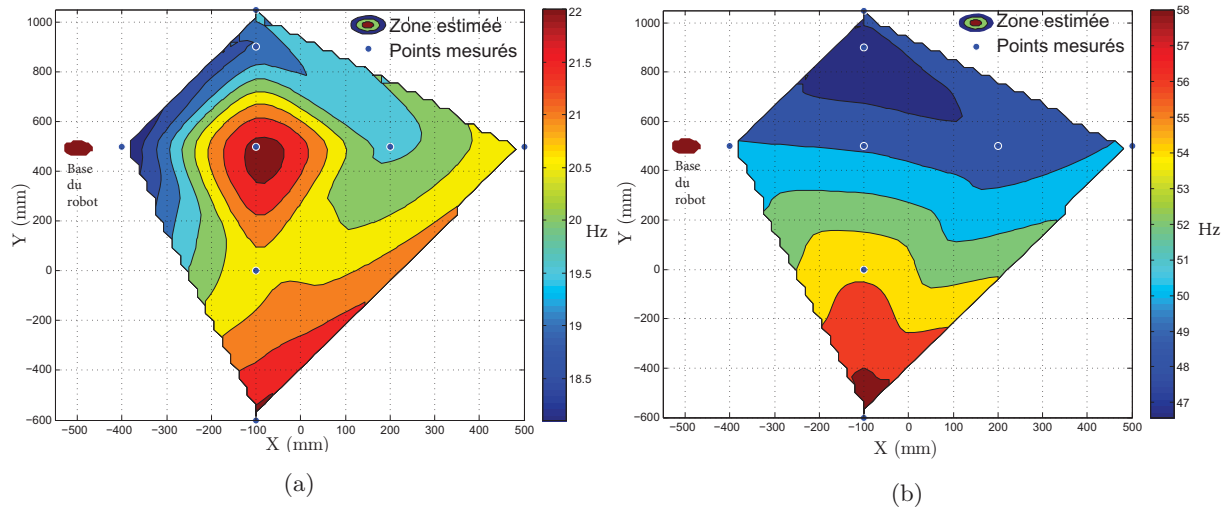


FIGURE 2.24. Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 2 dans la direction X (a) premier mode (b) deuxième mode.

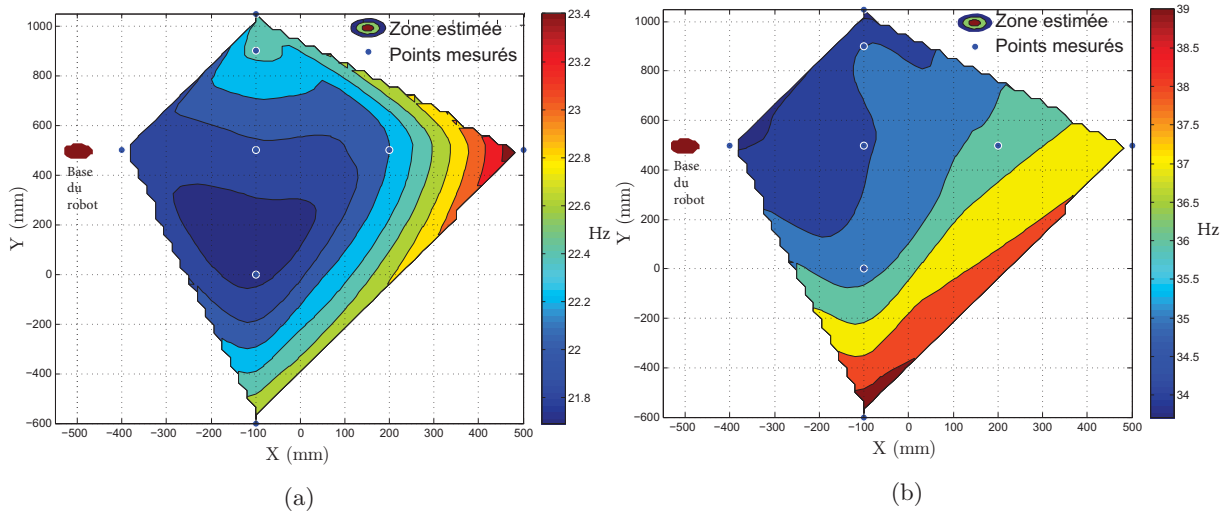


FIGURE 2.25. Évolution des valeurs des fréquences propres dans l'espace de travail du robot pour une excitation de l'outil 2 dans la direction Y (a) premier mode (b) deuxième mode.

2.3.2 Test au pot vibrant.

L'intérêt d'une excitation par pot vibrant est de pouvoir contrôler l'amplitude et la fréquence de celle-ci ainsi que sa direction sur toute la gamme fréquentielle étudiée. Ainsi, une plus grande souplesse de fonctionnement est permise, une grande plage de fréquences peut être appliquée, et la variété de types d'excitation est très large. Néanmoins, cette méthode, nécessite un temps de mise en place important. Elle n'est pas facilement applicable en milieu industriel en raison de contraintes de temps, de productivité et d'excitation de certains points difficiles à atteindre.

Ce test modal est conduit pour une seule configuration du robot. L'effort d'excitation est appliqué par une tige liant le pot vibrant au nez de l'électrobroche (Figure 2.26). Le choix de cet emplacement est justifié par la difficulté de la fixation de la tige sur l'outil. Un signal de type aléatoire (Figure 2.27), d'une durée de 60 secondes et une fréquence d'échantillonnage égal à 5120 Hz, a été utilisé pour exciter le robot.

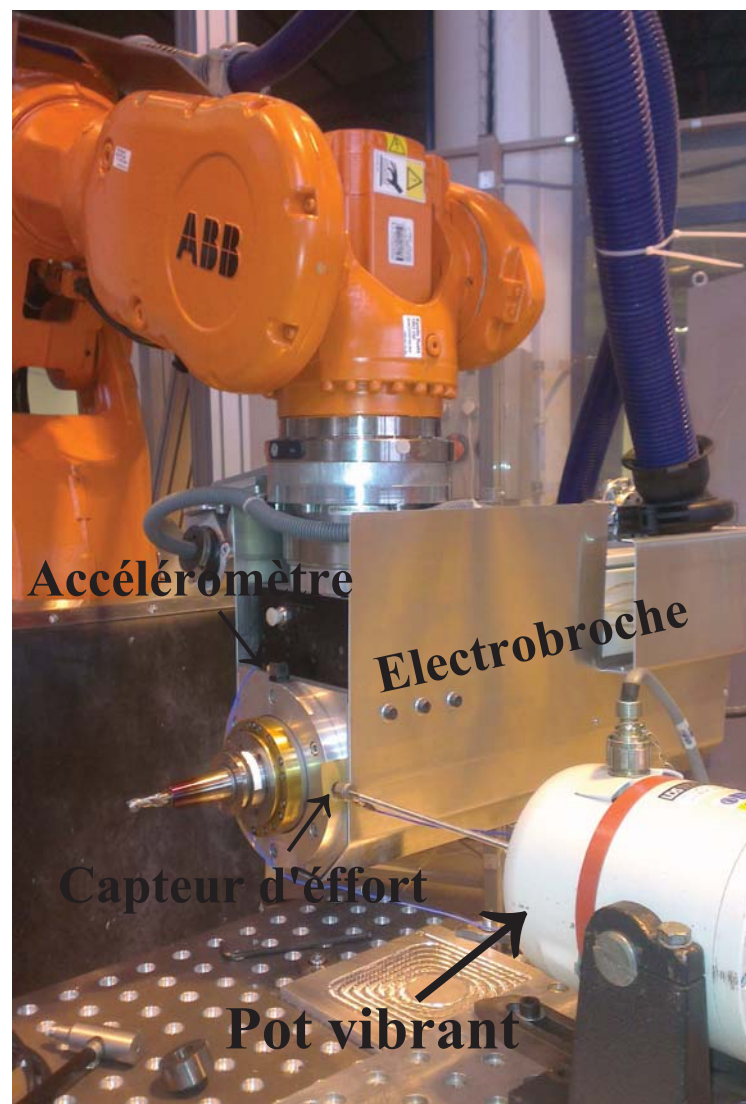


FIGURE 2.26. Dispositif d'excitation au pot vibrant

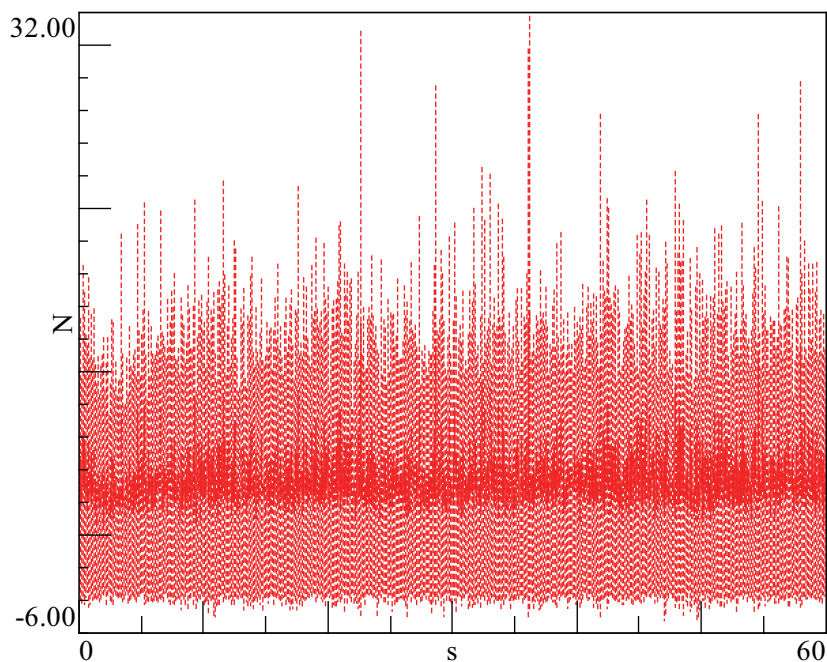


FIGURE 2.27. *Signal d'excitation de type aléatoire par le pot vibrant*

La fonction de cohérence entre l'excitation et la mesure vibratoire en nez de broche, représentée à la figure 2.28, indique plusieurs perturbations entre le signal d'excitation aléatoire et la réponse en vibration. Ceci est dû principalement au système de couplage de la tige avec le nez de la broche qui n'était pas assez rigide surtout lors de fortes sollicitations. Néanmoins, 5 modes ont pu être identifiés dans la direction de l'excitation de l'électrobroche. La FRF estimée indique une bonne corrélation avec la FRF mesurée (Figure 2.29).

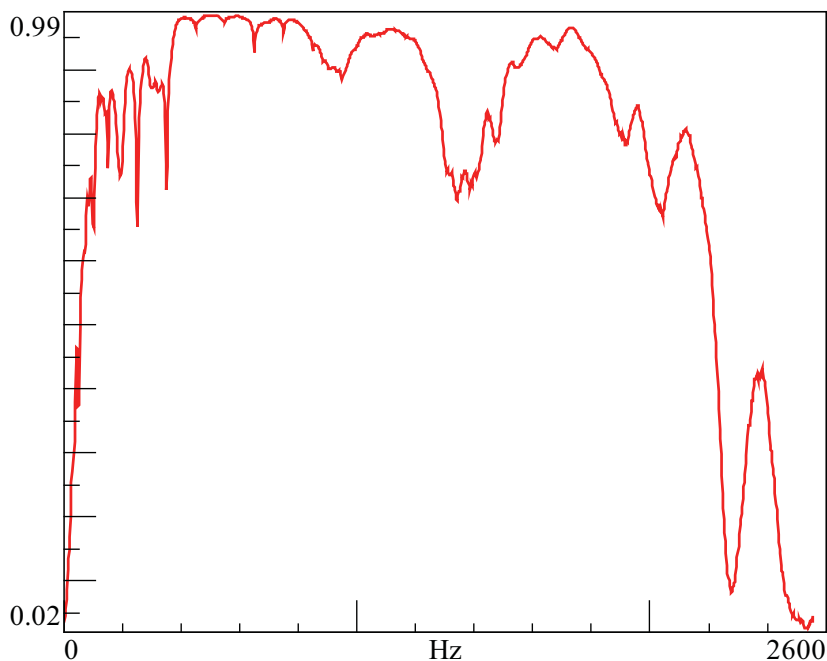


FIGURE 2.28. *Fonction de cohérence issue du test au pot vibrant*

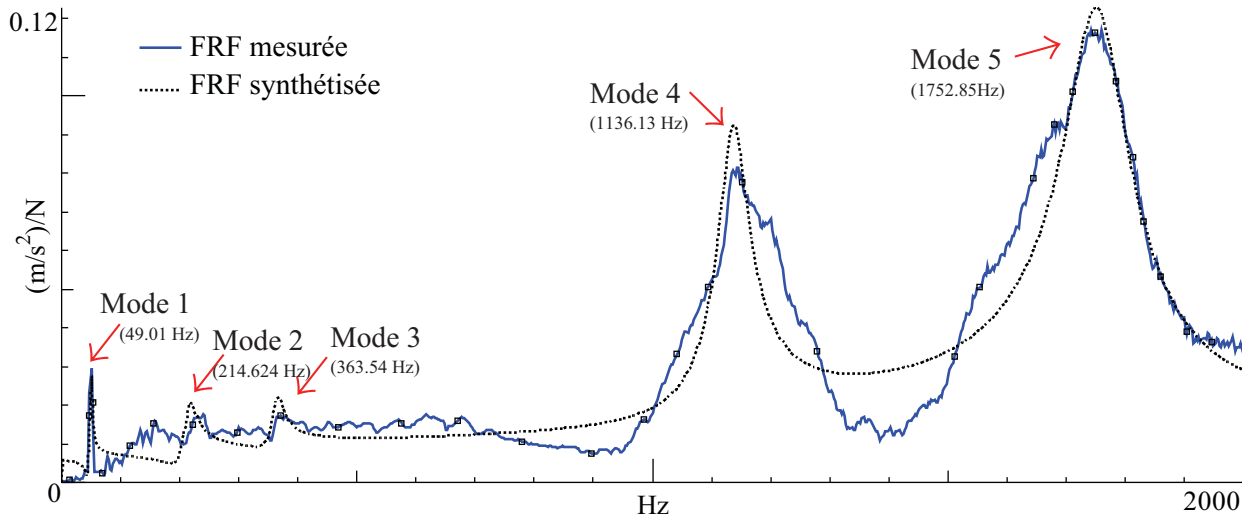


FIGURE 2.29. FRFs synthétisée et mesurée H_{xx} pour une excitation au pot vibrant

TABLEAU 2.6. Comparaison entre les fréquences identifiées par test au pot vibrant et marteau d'impact pour une configuration du robot avec broche horizontale.

Mode	f_{pot} (Hz)	f_{marteau} (Hz)
1	49.01	50.12
2	214.62	213.15
3	363.54	360.45
4	1136.13	1123.58
5	1752.85	1728.59

Le tableau 2.6 regroupe les résultats de la comparaison entre les fréquences identifiées par test au pot vibrant et par test modal au marteau d'impact. Les fréquences identifiées ont leurs correspondantes dans l'identification par marteau d'impact, ce qui montre que le test modal par marteau est suffisant pour établir une base modale de la structure robotique.

2.4 Analyse de la rigidité dynamique

Les vibrations sont dépendantes du comportement structural et du niveau d'excitation appliquée à l'outil de coupe. La rigidité dynamique représente ainsi un facteur important influant sur les performances d'usinage [41]. A partir des FRF mesurées, la rigidité dynamique a été calculée selon l'équation suivante [85] :

$$K_{ij}^{dyn}(\omega) = \frac{-\omega^2}{H_{ij}(\omega)} \quad (2.19)$$

La valeur de la rigidité dynamique a été déterminée pour les différents modes propres du robot d'usinage. Les figures 2.30 et 2.31 représentent l'évolution de la rigidité dynamique correspondante aux modes dominants du robot avec électrobroche en position verticale ($\approx 670\text{Hz}$ pour l'outil 1 et $\approx 890\text{Hz}$ pour l'outil 2) dans son espace de travail. Étant donné que l'outil 2 admet un diamètre supérieur à l'outil 1 et une moindre longueur, la valeur de la rigidité dynamique augmente. Le robot est plus rigide dans la direction Y pour les deux cas d'outils [86].

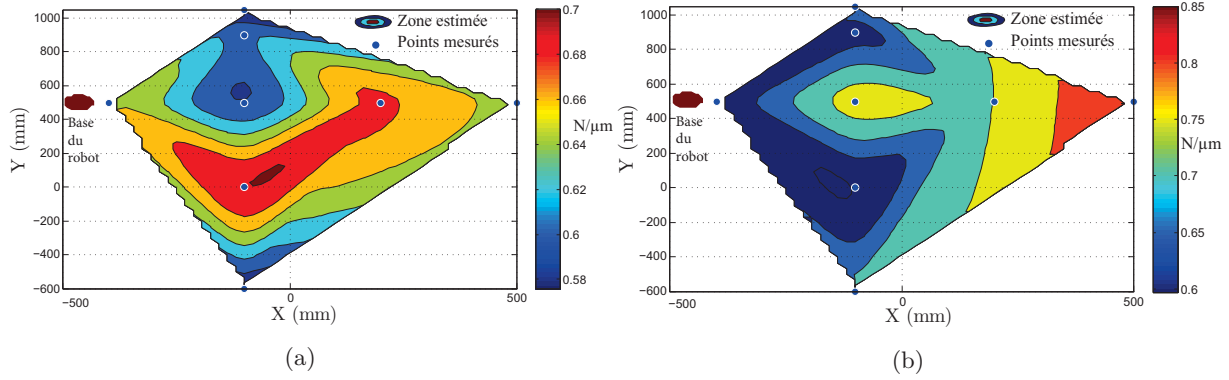


FIGURE 2.30. Évolution des valeurs de la rigidité dynamique du mode dominant dans l'espace de travail du robot équipé d'un outil $\phi 16$ (a) Direction X (b) Direction Y.

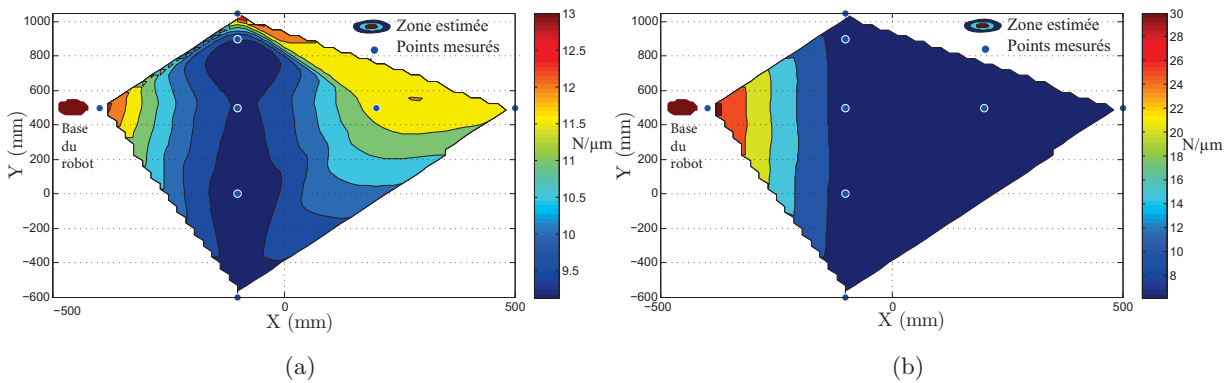


FIGURE 2.31. Évolution des valeurs de la rigidité dynamique du mode dominant dans l'espace de travail du robot équipé d'un outil $\phi 50$ (a) Direction X (b) Direction Y.

Les excitations suivant la direction Y repoussées par le montage en chape du poignet correspondant à une configuration poignet cassé (Figure 2.32). Suivant la direction X, les excitations sollicitent principalement la liaison q_5 du poignet et non la structure portante q_2 - q_4 .

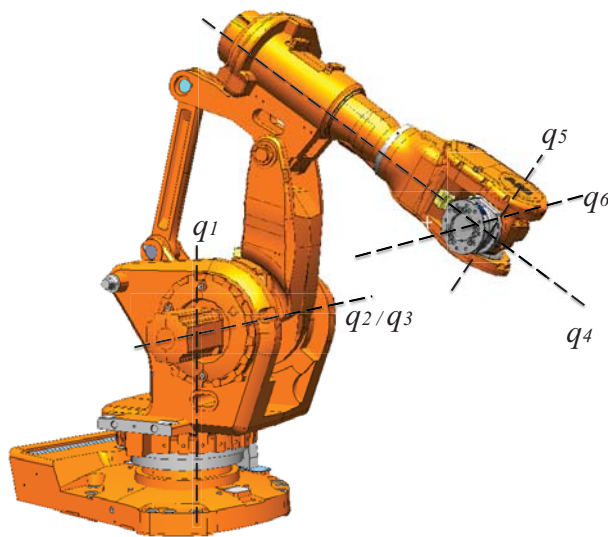


FIGURE 2.32. Configuration poignet cassé du robot.

2.5 Conclusion

Une première étape de la modélisation dynamique du robot consiste à déterminer les modes propres en posture statique. Une base modale de référence du robot a été établie montrant l'évolution des valeurs de ses fréquences propres. Par ailleurs, l'analyse des FRFs mesurées montre que les modes propres de l'ensemble électrobroche-outil sont les plus dominants dans la FRF. Pour le premier outil, on remarque une fréquence propre à une valeur moyenne de 670Hz. Pour le deuxième outil, la fréquence dominante est de l'ordre de 890Hz.

La variation du comportement dynamique en fonction de la configuration du robot est due à la variation au niveau des conditions aux limites du robot et l'orientation de l'organe terminal. Le comportement dynamique du robot admet une faible variation dans son espace de travail pour une excitation dans la direction Y. L'analyse de la rigidité dynamique permet d'observer que cette variation est due à la faible déformation du bout d'outil dans la direction de l'axe du poignet du robot. Par contre, le comportement dynamique du robot varie considérablement en fonction de sa configuration pour une excitation dans la direction X. La connaissance d'une telle variation montre la nécessité de modéliser le comportement dynamique du robot en conditions réelles d'usinage. C'est ce que nous allons étudier dans le chapitre 3.

Chapitre 3

Identification du comportement dynamique de robot en service par analyse modale opérationnelle

Sommaire

3.1	Introduction	80
3.2	Méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel	81
3.2.1	Méthode FDD	81
3.2.2	Méthode FDD modifiée	84
3.3	Identification modale basée sur les fonctions de transmissibilité.	85
3.3.1	Bases théoriques des fonctions de transmissibilité	86
3.3.2	Procédure pratique pour la détermination des paramètres modaux	87
3.4	Identification du comportement dynamique en bout d'outil par la reconstruction des FRFs	88
3.4.1	Bases théoriques	88
3.4.2	Illustration	90
3.5	Caractérisation dynamique du robot en usinage	92
3.5.1	Protocole expérimental	92
3.5.2	Essais d'usinage	93
3.6	Résultats et comparaison des méthodes	95
3.7	Conclusion	104

3.1 Introduction

Ce chapitre présente le développement de trois approches d'identification modale permettant de déterminer les paramètres modaux du robot en conditions de service. L'analyse modale opérationnelle se base essentiellement sur les mesures des réponses vibratoires sans mesurer les efforts d'excitation de la structure. Néanmoins, dans le cas de l'usinage, il est possible d'utiliser des capteurs d'effort pour mesurer les efforts de coupe qui correspondent aux efforts d'excitation de la structure en bout d'outil. La méthode de décomposition dans le domaine de fréquence (en anglais : *Frequency Domain Decomposition* FDD) est utilisée pour l'identification modale et ensuite enrichie par l'intégration des mesures d'effort fournie par une table dynamométrique. Une deuxième méthode consiste à utiliser les fonctions de transmissibilité (méthode d'Identification par les Fonctions de Transmissibilité : IFTr) pour identifier les paramètres modaux du robot pendant l'usinage. Ces deux premières méthodes permettent d'identifier le comportement dynamique global du robot aux points de mesure. Il est donc nécessaire de construire le modèle en bout d'outil, point non mesurable en usinage du fait de la rotation de l'outil. C'est ainsi que l'on propose une troisième méthode (méthode d'Identification par Reconstruction des FRFs : IRF) qui identifie non seulement les paramètres modaux prépondérants en bout d'outil mais également les FRFs. Ces dernières seront ensuite exploitées dans l'analyse de la stabilité de la coupe développée dans le chapitre 4. La figure 3.1 résume les 3 méthodes d'identification en précisant les paramètres d'entrée et le type de résultats obtenus.

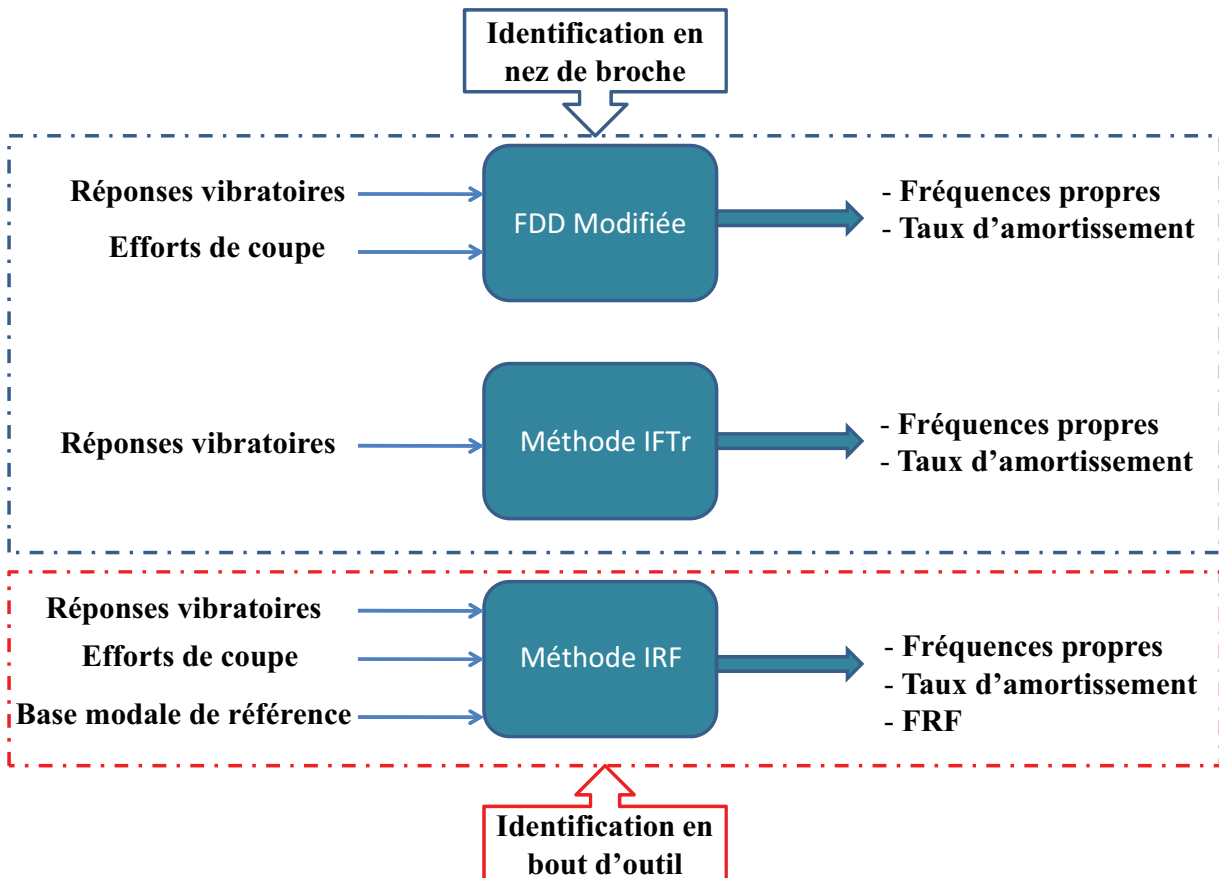


FIGURE 3.1. 3 méthodes d'identification modale opérationnelle.

La section 3.2 de ce chapitre est consacrée à la description de la méthode FDD qui a été implémentée sous MATLAB[©] afin d'estimer les paramètres modaux en nez de broche pendant l'usinage. Une modification de l'algorithme de base de la méthode FDD a été réalisée afin d'améliorer les résultats de l'identification.

La section 3.3 présente la méthode d'identification basée sur les fonctions de transmissibilité qui sont définies ici comme étant le rapport entre deux réponses vibratoires. En se basant sur les propriétés des fonctions de transmissibilité, une méthode de reconstruction des FRFs est développée à la section 3.4 pour retrouver la FRF en bout d'outil lors de l'usinage.

Enfin, un protocole expérimental a été conçu pour mesurer les réponses vibratoires lors d'une opération d'usinage robotisé. L'ensemble des signaux mesurés a été traité par les trois méthodes d'identification afin de déterminer les valeurs des fréquences propres. Une comparaison est faite entre ces résultats et la base modale de référence établie dans le chapitre 2.

3.2 Méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel

3.2.1 Méthode FDD

3.2.1.1 Base théorique

La méthode FDD se base sur un modèle dynamique non paramétrique et a l'avantage d'identifier des modes propres dont les fréquences sont proches. Elle s'appuie essentiellement sur trois hypothèses :

- L'excitation est de type bruit blanc.
- La structure est faiblement amortie.
- L'orthogonalité des vecteurs déformées modales des modes couplés.

Elle a été initialement introduite et détaillée par Brincker *et al.* [87, 88] pour estimer les fréquences propres et les déformées modales des structures soumises à des excitations inconnues. Ensuite, ils ont développé une deuxième version nommée EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*) en rendant possible l'estimation des taux d'amortissement [89].

3.2.1.2 Procédure pratique

Elle peut être résumée en 4 étapes (Figure 3.2) :

1. La matrice de Densité Spectrale de Puissance de la réponse (DSP) est calculée avec la formule suivante :

$$[G_{xx}(j\omega)] = [H(j\omega)]^* [G_{ff}(j\omega)] [H(j\omega)]^T \quad (3.1)$$

Avec

- $[H(j\omega)]$: matrice de fonction de réponse en fréquence de dimensions $s \times e$.
- $[G_{ff}(j\omega)]$: matrice DSP du signal d'entrée de dimensions $e \times e$.
- $[G_{xx}(j\omega)]$: matrice DSP de la réponse de sortie de dimensions $s \times s$.
- Les symboles $*$ et T représentent respectivement le conjugué complexe et la transposée.

Étant donné que le signal d'entrée est considéré de type bruit blanc, sa matrice DSP est égale à une matrice constante $[C]$, et la matrice DSP de la réponse devient :

$$[G_{xx}(j\omega)] = [H(j\omega)]^* \cdot [C] \cdot [H(j\omega)]^\top \quad (3.2)$$

2. La décomposition en valeurs singulières de la matrice de densité spectrale de puissance de réponses, donne :

$$[G_{xx}(j\omega)] = [U(j\omega)][\Sigma(j\omega)][U(j\omega)]^H \quad (3.3)$$

Avec

— $[U(j\omega)]$: matrice des vecteurs singuliers : $[U(j\omega)] = [u_1(j\omega), u_2(j\omega), \dots, u_s(j\omega)]$

— $[\Sigma(j\omega)]$: matrice diagonale des valeurs singulières avec $\sigma_1 > \sigma_2 \dots > \sigma_s$:

$$[\Sigma(j\omega)] = \begin{pmatrix} \sigma_1(j\omega) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_2(j\omega) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \sigma_s(j\omega) \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

— $(\bullet)^H$ représente la transposée conjuguée de l'entité \bullet .

Si les modes sont bien espacés, à proximité d'une pulsation propre ω_k , le module de la première valeur singulière σ_1 représente un pic correspondant à un mode et le premier vecteur singulier est proportionnel à sa déformée modale. Le nombre de valeurs singulières non nulles correspond au nombre de modes ayant de l'énergie à chaque fréquence.

3. Pour isoler un mode à partir d'un pic, l'outil MAC est utilisé pour comparer le vecteur déformée modale à la fréquence du pic sélectionné aux déformées modales des fréquences alentours. Un seuil de valeur du MAC est défini au préalable (typiquement ≥ 0.8 [90]), pour déterminer ainsi les valeurs singulières correspondants à un seul mode. Ensuite, la transformée de Fourier inverse est appliquée à cette portion du signal autour du pic, et donne le pseudo auto-corrélation du mode correspondant qui est proportionnel à la réponse impulsionnelle du mode.
4. La fréquence propre f_k et le taux d'amortissement ζ_k sont respectivement identifiés par régression linéaire du nombre de passages à zéro de la réponse impulsionnelle et de son décrétement logarithmique, définis par :

$$\zeta_k = \frac{\delta_k}{\sqrt{\delta_k^2 + 4\pi^2}} \simeq \frac{\delta_k}{2\pi} \quad (3.5)$$

où δ_k est le décrétement logarithmique.

$$f_k = \frac{\tilde{f}_k}{\sqrt{1 - \zeta_k^2}} \quad (3.6)$$

avec \tilde{f}_k : fréquence naturelle amortie.

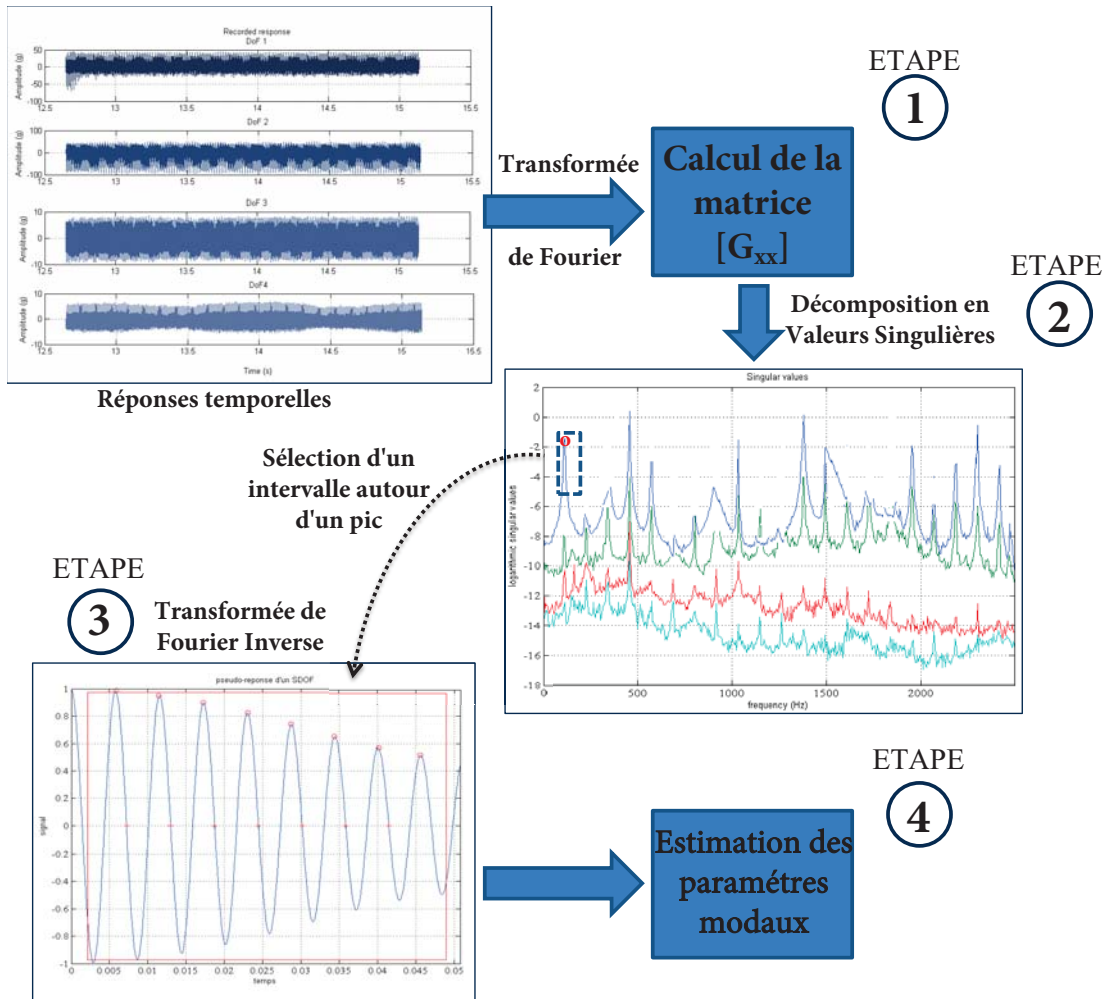


FIGURE 3.2. Les 4 étapes de la méthode FDD

3.2.1.3 Application aux signaux d'usage

Dans la pratique, des composantes harmoniques peuvent apparaître dans le signal de sortie ce qui rend difficile l'extraction des modes [91]. Dans le cas de l'usinage, en plus de la fréquence de rotation de l'outil, les réponses vibratoires présentent des composantes harmoniques dues aux efforts de coupe qui rendent difficile l'application directe de la méthode FDD [92]. De ce fait, il n'est pas possible d'extraire les paramètres modaux de la structure car les fréquences propres sont noyées dans le contenu fréquentiel des réponses mesurées (Figure 3.3). Pour cela, des modifications sont apportées au niveau de la procédure d'identification FDD en intégrant les signaux d'efforts de coupe mesurés par un dynamomètre [93].

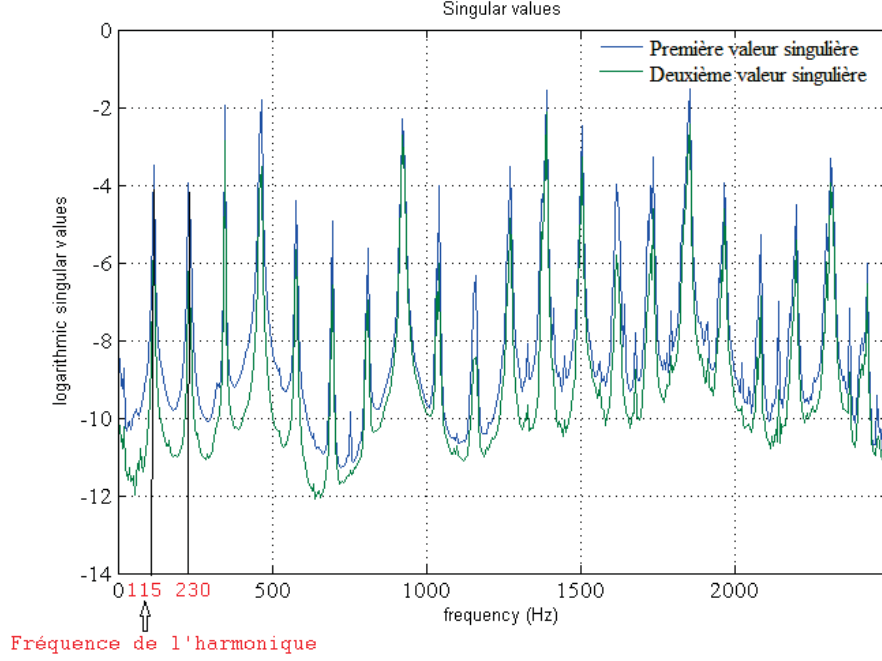


FIGURE 3.3. Présence des harmoniques dans la représentation des valeurs singulières [92].

3.2.2 Méthode FDD modifiée

3.2.2.1 Bases théoriques

La formulation générale de la matrice de transfert $[H(\omega)]$ dans le domaine fréquentiel s'écrit sous la forme suivante :

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\} \quad (3.7)$$

Avec :

- $\{F(\omega)\}$: vecteur des efforts mesurés par le dynamomètre.
- $\{X(\omega)\}$: vecteur des réponses vibratoires.

Une multiplication par le conjugué complexe de la transposé du vecteur des efforts est réalisée dans les deux cotés de l'équation (3.7) :

$$\{X(\omega)\}\{F(\omega)\}^H = [H(\omega)]\{F(\omega)\}\{F(\omega)\}^H \quad (3.8)$$

En utilisant la décomposition en valeurs singulières dans un algorithme d'inversion de la matrice $[F(\omega)]$, la nouvelle matrice de transfert devient alors :

$$[H^{new}(\omega)] = [\tilde{X}(\omega)][\tilde{F}(\omega)]^{-1} \quad (3.9)$$

Avec :

- $[\tilde{X}(\omega)] = \{X(\omega)\}\{F(\omega)\}^H$
- $[\tilde{F}(\omega)] = \{F(\omega)\}\{F(\omega)\}^H$

Enfin, la matrice de densité spectrale de puissance de réponse s'écrit alors :

$$[G_{xx}^{new}(\omega)] = [H^{new}(\omega)][H^{new}(\omega)]^H \quad (3.10)$$

3.2.2.2 Application

La présence des harmoniques dans la réponse vibratoire, visibles dans la figure 3.3 en tant que pics réguliers, a été atténuée avec la reformulation de la matrice de densité spectrale de la réponse. Ainsi, il est possible d'extraire les fréquences propres et les taux d'amortissement des modes en évitant l'influence des composantes harmoniques (Figure 3.4). Les fréquences propres ayant un taux d'amortissement très faible ($< 0.05\%$) ou trop important ($> 15\%$) n'ont pas été sélectionnées, étant donné qu'en dehors de cette bande d'amortissement, les modes ne caractérisent pas des propriétés structurales mais plutôt des modes issus d'erreurs numériques sans signification physique.

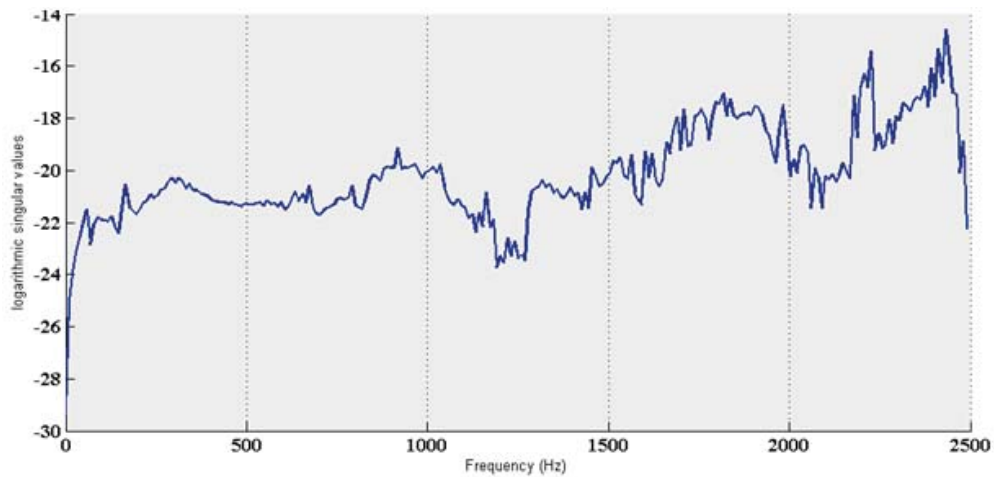


FIGURE 3.4. Première valeur singulière après élimination de l'effet des harmoniques [92].

Afin de mieux sélectionner les vraies fréquences structurales, Gagnol *et al.* [93] propose d'utiliser les propriétés statistiques telles que la densité de probabilité et la valeur de kurtosis associées à chaque fréquence identifiée par la méthode FDD modifiée.

3.3 Identification modale basée sur les fonctions de transmissibilité.

Les fonctions de transmissibilité sont définies comme le rapport entre deux signaux de même nature mesurés à deux différents degrés de liberté [94] (Accélération/Accélération, vitesse/vitesse, déplacement/déplacement ou force/force), contrairement aux FRFs qui sont définis entre deux variables de différents types.

L'utilisation des fonctions de transmissibilité a été proposée par Devriendt *et al.* [95] comme une nouvelle approche dans l'analyse modale opérationnelle. Elle a l'avantage de ne pas poser d'hypothèse sur la nature des forces d'excitation, à savoir l'excitation de type bruit blanc utilisé dans la méthode FDD. Ceci élimine certaines difficultés dans le traitement du signal vibratoire [96].

Un deuxième avantage, valorisant cette approche, consiste à utiliser la fonction de transmissibilité pour calculer la réponse vibratoire en un ddl non instrumenté par un accéléromètre, par le biais des réponses vibratoires mesurée dans un autre ddl [97]. Dans le cas de l'usinage, à l'exception des outils de coupe intégrant des capteurs [98], il n'est pas possible de mesurer la réponse vibratoire

se produisant au niveau du bout d'outil. L'idée consiste alors à calculer la réponse en bout d'outil à partir des réponses vibratoires mesurées sur la partie non tournante de la broche.

3.3.1 Bases théoriques des fonctions de transmissibilité

L'expression des réponses vibratoires en deux points i et j suite à une excitation en un point k s'écrit :

$$\ddot{X}_i(\omega) = H_{ik}(\omega)F_k(\omega) \quad (3.11)$$

$$\ddot{X}_j(\omega) = H_{jk}(\omega)F_k(\omega) \quad (3.12)$$

La fonction de transmissibilité entre ces deux réponses s'écrit alors comme suit :

$$T_{ij}(\omega) = \frac{\ddot{X}_i(\omega)}{\ddot{X}_j(\omega)} = \frac{H_{ik}(\omega)F_k(\omega)}{H_{jk}(\omega)F_k(\omega)} \Rightarrow T_{ij}(\omega) = \frac{H_{ik}(\omega)}{H_{jk}(\omega)} \quad (3.13)$$

Dans le cas d'une seule excitation il est possible de démontrer que la fonction de transmissibilité ne dépend pas de l'amplitude de la force ni du type de l'excitation, mais plutôt du point d'application. Dans le cas de plusieurs excitations, la fonction de transmissibilité devient dépendante de l'amplitude des forces d'excitation. Dans le cas de l'usinage, le vecteur des efforts appliqués sur la structure provient essentiellement des efforts de coupe [99].

Cependant, en utilisant le modèle du dénominateur commun d'ordre n pour représenter les FRFs H_{ik} et H_{jk} :

$$H_{ik}(\omega) = \frac{B_{ik}(\omega)}{A_{ik}(\omega)} = \sum_{r=1}^n \frac{v_{ir}L_{kr}}{j\omega - \lambda_r} + \frac{v_{ir}^*L_{kr}^*}{j\omega - \lambda_r^*} \quad (3.14)$$

avec pour le mode r :

- λ_r : le pôle.
- v_{ir} : la déformée modale.
- L_{kr} : le facteur de participation modale.

En remplaçant les FRFs par leurs expressions dans l'équation (3.13), on obtient :

$$T_{ij}(\omega) = \frac{B_{ik}(\omega)A_{jk}(\omega)}{B_{jk}(\omega)A_{ik}(\omega)} \quad (3.15)$$

Les racines du dénominateur de la FRF correspondent aux pôles du système, et étant donné qu'ils sont communs à toutes les FRFs ($A_{ik}(\omega) = A_{jk}(\omega)$), l'équation (3.15) devient :

$$T_{ij}(\omega) = \frac{B_{ik}(\omega)}{B_{jk}(\omega)} \quad (3.16)$$

A cette étape, il n'est pas possible d'identifier les paramètres modaux à partir de la fonction de transmissibilité, puisque le dénominateur de la FRF $H(\omega)$ n'apparaît plus dans l'expression de $T_{ij}(\omega)$.

3.3.2 Procédure pratique pour la détermination des paramètres modaux

En remplaçant $j\omega$ par la variable de Laplace p , la valeur limite en λ_r (valeur propre) de la fonction de transmissibilité entre deux réponses 1 et 2 pour une excitation au point k est égale à :

$$\begin{aligned}
\lim_{p \rightarrow \lambda_r} T_{12}^k(p) &= \lim_{p \rightarrow \lambda_r} \frac{(p - \lambda_r)H_{1k}(p)}{(p - \lambda_r)H_{2k}(p)} \\
&= \frac{\lim_{p \rightarrow \lambda_r} \sum_{r=1}^n \left(\frac{(p - \lambda_r)v_{1r}L_{kr}}{p - \lambda_r} + \frac{(p - \lambda_r)v_{1r}^*L_{kr}^*}{p - \lambda_r^*} \right)}{\lim_{p \rightarrow \lambda_r} \sum_{r=1}^n \left(\frac{(p - \lambda_r)v_{2r}L_{kr}}{p - \lambda_r} + \frac{(p - \lambda_r)v_{2r}^*L_{kr}^*}{p - \lambda_r^*} \right)} \\
&= \frac{\lim_{p \rightarrow \lambda_r} \frac{(p - \lambda_r)v_{1r}L_{kr}}{p - \lambda_r} + 0}{\lim_{p \rightarrow \lambda_r} \frac{(p - \lambda_r)v_{2r}L_{kr}}{p - \lambda_r} + 0} \\
&= \frac{v_{1r}}{v_{2r}} \\
\lim_{p \rightarrow \lambda_r} T_{12}^k(p) &= \frac{v_{1r}}{v_{2r}} \tag{3.17}
\end{aligned}$$

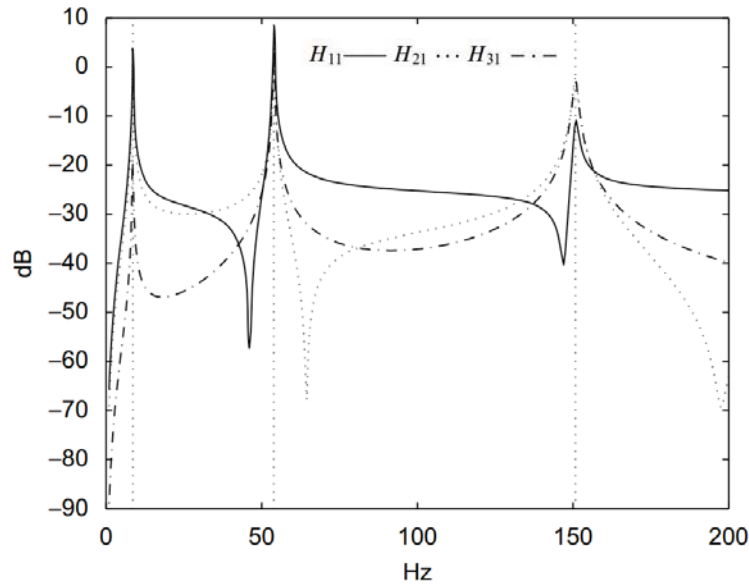
A cette étape, la fonction de transmissibilité devient indépendante de la position de l'excitation. La soustraction de deux fonctions de transmissibilité entre deux réponses 1 et 2 et avec deux points d'excitation différents k et l , donne :

$$\lim_{p \rightarrow \lambda_r} (T_{12}^k(p) - T_{12}^l(p)) = \frac{v_{1r}}{v_{2r}} - \frac{v_{1r}}{v_{2r}} = 0 \tag{3.18}$$

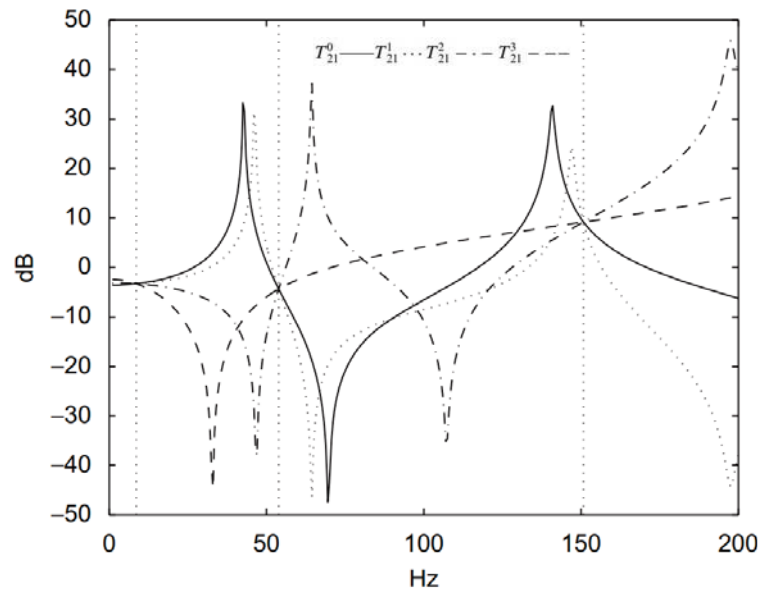
Pour déterminer les valeurs des paramètres modaux, la fonction rationnelle $\Delta T_{12}^{kl}(\omega) \equiv T_{12}^k(\omega) - T_{12}^l(\omega)$ est proposée, dont les racines de l'inverse sont les pôles du système :

$$\Delta^{-1} T_{12}^{kl}(\omega) = \frac{1}{\Delta T_{12}^{kl}(\omega)} = \frac{1}{T_{12}^k(\omega) - T_{12}^l(\omega)} \tag{3.19}$$

Les paramètres modaux sont ensuite identifiés en utilisant une méthode d'identification modale classique, comme la méthode PolyMAX utilisée dans le chapitre 2. Il est à noter que les fonctions de transmissibilité varient en fonction de la position de l'excitation, mais deviennent indépendantes de celle-ci lorsque les pôles du système convergent vers une valeur unique, comme montré dans l'équation (3.17). La figure 3.5 illustre cette propriété. On remarque que les fonctions de transmissibilité ne sont pas identiques pour différentes positions d'excitation et que leurs pics ne correspondent pas aux fréquences de résonance, mais à leurs intersections. En effet, les intersections des fonctions de transmissibilité se produisent au niveau des fréquences des pics des FRFs, correspondants aux fréquences des modes du système.



(a)



(b)

FIGURE 3.5. (a) FRFs estimées pour 3 réponses vibratoires (1,2 et 3) et 1 point d'excitation 1 (b) Fonctions de transmissibilité entre 2 réponses vibratoires 1 et 2 pour 4 différentes positions d'excitation (0, ..., 3) [96].

3.4 Identification du comportement dynamique en bout d'outil par la reconstruction des FRFs

3.4.1 Bases théoriques

Il a été démontré dans la sous-section précédente que l'on peut extraire les paramètres modaux en utilisant les fonctions de transmissibilité entre deux réponses vibratoires et indépendamment de la position de l'excitation et de son type. Cependant, pendant l'usinage, il n'est pas possible de mesurer la réponse vibratoire en bout d'outil. Pour résoudre ce problème, la fonction de transmis-

sibilité est utilisée pour reconstruire la FRF entre la réponse vibratoire et la force d'excitation en bout d'outil et par la suite déterminer les paramètres modaux. La reconstruction de cette FRF est utile pour l'analyse de la stabilité de la coupe détaillée au chapitre 4.

Pendant l'usinage, il est possible de monter un accéléromètre sur la partie non tournante de l'électrobroche et aussi de mesurer les efforts de coupe à l'aide d'une table dynamométrique portant la pièce à usiner. Ces efforts sont proches des forces d'excitation appliquées en bout d'outil. Dans notre approche, des mesures des réponses vibratoires en bout d'outil et sur l'électrobroche ont été réalisées avec un impact au marteau sur le bout d'outil.

D'après la théorie des fonctions de transmissibilité, le rapport entre deux réponses vibratoires reste constant pour le même point d'excitation et il est indépendant de son amplitude. Nous pouvons déduire alors que le rapport entre deux réponses vibratoires pour une excitation au marteau et une excitation par l'effort d'usinage reste constant, si l'on excite au même point :

$$T_{ij}(\omega) = \frac{\ddot{X}_i^u(\omega)}{\ddot{X}_j^u(\omega)} = \frac{\ddot{X}_i^m(\omega)}{\ddot{X}_j^m(\omega)} \quad (3.20)$$

Avec

- $\ddot{X}_i^u(\omega)$ réponse vibratoire au ddl i pendant l'usinage (u).
- $\ddot{X}_i^m(\omega)$ réponse vibratoire au ddl i mesurée pendant un test au marteau (m).
- i et j représentent des points de mesure de même direction du bout d'outil et de l'électrobroche respectivement.

En remplaçant l'expression de l'accélération dans l'équation 3.20 par :

- $\ddot{X}_i^u(\omega) = H_{ii}^u(\omega) \cdot F_i^u(\omega)$
- $\ddot{X}_j^u(\omega) = H_{ji}^u(\omega) \cdot F_i^u(\omega)$

La composante de la force s'élimine et on obtient :

$$\frac{H_{ii}^u(\omega)}{H_{ji}^u(\omega)} = \frac{H_{ii}^m(\omega)}{H_{ji}^m(\omega)} \quad (3.21)$$

Avec

- $H_{ij}^u(\omega)$ FRF entre la force d'excitation au ddl i et la réponse vibratoire au ddl j pendant l'usinage.
- $H_{ij}^m(\omega)$ FRF entre la force d'excitation au ddl i et la réponse vibratoire au ddl j pendant un test au marteau.

D'où on déduit la FRF en bout d'outil pendant l'usinage :

$$H_{ii}^u(\omega) = \frac{H_{ii}^m(\omega) H_{ji}^u(\omega)}{H_{ji}^m(\omega)} \quad (3.22)$$

3.4.2 Illustration

Pour vérifier cette approche, la FRF en bout d'outil a été reconstruite en utilisant l'équation (3.22) à partir des données d'un essai au marteau :

$$H_{11}^{mx}(\omega) = \frac{H_{11}^{my}(\omega)H_{21}^{mx}(\omega)}{H_{21}^{my}(\omega)} \quad (3.23)$$

Avec

- $H_{12}^{mx}(\omega)$ FRF entre la force d'excitation du marteau en bout d'outil (1) dans la direction X et la réponse vibratoire en nez de broche (2) dans la direction X (Figure 3.6) .
- $H_{12}^{my}(\omega)$ FRF entre la force d'excitation du marteau en bout d'outil (1) dans la direction Y et la réponse vibratoire en nez de broche (2) dans la direction Y.

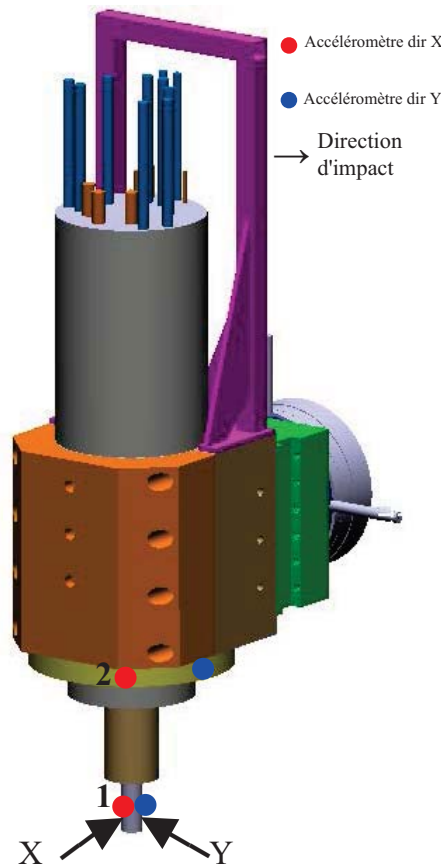


FIGURE 3.6. Positions des capteurs sur l'outil (1) et l'électrobroche (2), et directions d'impact pendant le test au marteau.

Ayant identifié expérimentalement la FRF en bout d'outil, la comparaison entre la FRF expérimentale et la FRF reconstruite (figure 3.7 et tableau 3.1) montre la fiabilité de la méthode IRF. L'erreur relative entre les fréquences identifiées est inférieure à 3%. Pour le premier mode, nous observons une différence entre les deux fréquences identifiées de moins de 3 Hz.

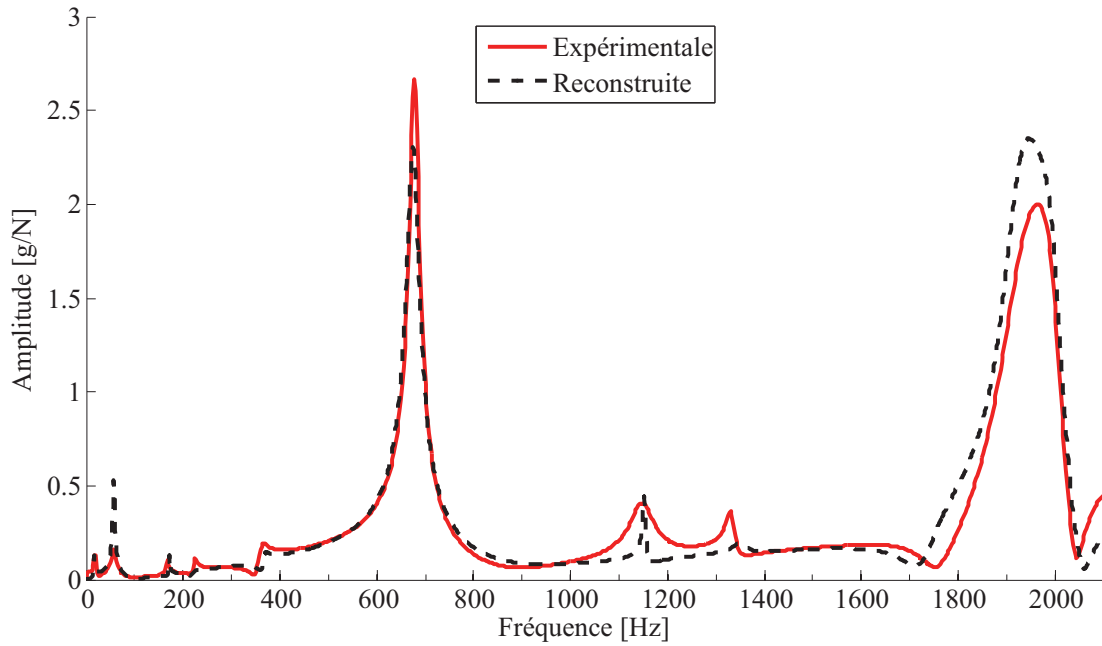


FIGURE 3.7. Comparaison entre la FRF identifiée à partir des mesures expérimentales et la FRF identifiée par reconstruction.

TABLEAU 3.1. Comparaison entre les fréquences identifiées à partir de la FRF expérimentale et la FRF reconstruite

Mode	$f_{\text{expérimentale}}$ (Hz)	$f_{\text{calculée}}$ (Hz)	Erreur relative (%)
Mode 1	19.07	16.19	15.10
Mode 2	57.20	56.79	0.71
Mode 3	167.10	171.55	2.67
Mode 4	223.90	217.73	2.76
Mode 5	360.17	366.41	1.73
Mode 6	678.06	674.76	0.49
Mode 7	1147.55	1152.54	0.43
Mode 8	1332.05	1354.9	1.72
Mode 9	1760.22	1749.32	0.62
Mode 10	1930.69	1926.88	0.20
Mode 11	2001.71	2001.22	0.02

3.5 Caractérisation dynamique du robot en usinage

Les essais réalisés dans le chapitre précédent ont montré une variation du comportement dynamique en bout d'outil du robot d'usinage. C'est la raison pour laquelle il est important de caractériser le comportement dynamique du robot en service. Un protocole expérimental est décrit dans cette section ainsi que l'opération d'usinage durant laquelle les mesures vibratoires ont été enregistrées. Les paramètres modaux sont ensuite identifiés à partir des signaux traités par la méthode FDD et par la méthode de reconstruction des FRFs proposée.

3.5.1 Protocole expérimental

Deux accéléromètres de type PCB 333B30 (plage de fréquence : 0.5-3000Hz ; fréquence de résonance : ≥ 40 kHz) ont été placés sur la partie fixe de la broche la plus proche de l'outil (nez de broche) dans les directions X et Y. La pièce à usiner est fixée sur une table dynamométrique Kistler 9257B permettant de mesurer les efforts d'usinage dans les directions X et Y du repère cartésien lié au dynamomètre (Figure 3.8). Les 4 signaux d'efforts et d'accélérations sont échantillonnés à 5kHz et synchronisés par le boîtier d'acquisition Pimento® pour être enregistrés et traités par les méthodes d'identification modale opérationnelle décrites dans la section précédente.

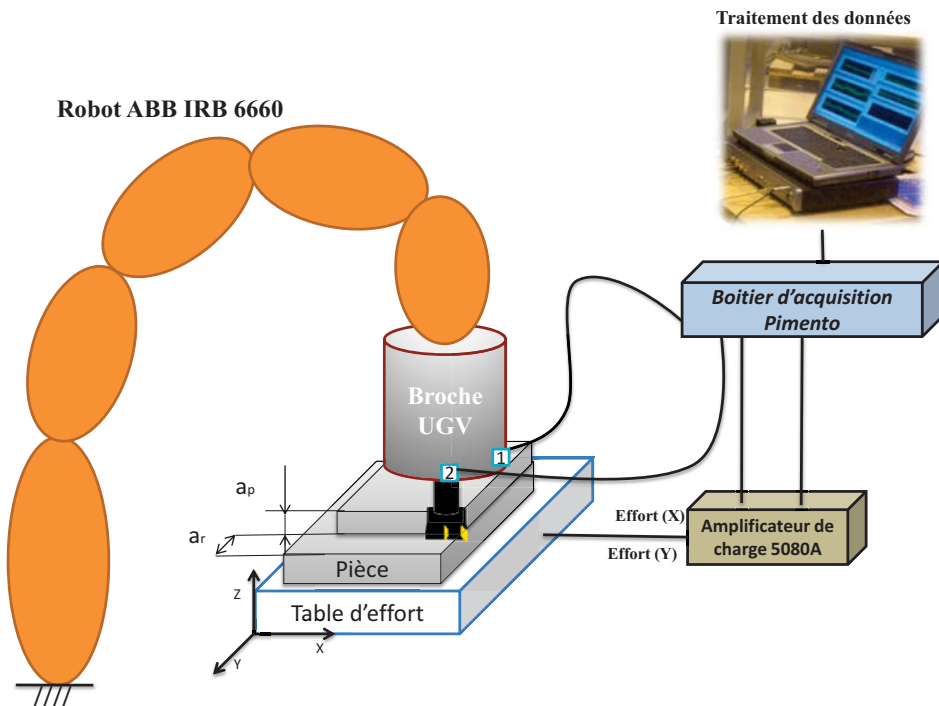


FIGURE 3.8. Dispositif de mesure des signaux durant l'usinage.

3.5.2 Essais d'usinage

Deux essais d'usinage ont été réalisés sur deux pièces en alliage d'aluminium 7050 de 145mm de côté. Le premier essai consiste à usiner en avalant et le deuxième essai en opposition. Les trajectoires des essais d'usinage sont décrites aux figures 3.9 et 3.10 respectivement. L'outil est une fraise de diamètre 50 mm à 4 dents tournant à une fréquence de rotation constante $N = 6900$ tr/min et avec une vitesse d'avance $V_f = 43$ mm/s. La trajectoire comporte une passe dans la direction Y puis dans la direction X avec un engagement radial $a_r = 16.5$ mm et une profondeur de passe $a_p = 5$ mm. Les deux directions choisies correspondent aux directions d'impact au marteau lors des essais d'analyse modale expérimentale. Le choix de ces directions permet de comparer des résultats obtenus avec la base modale de référence.

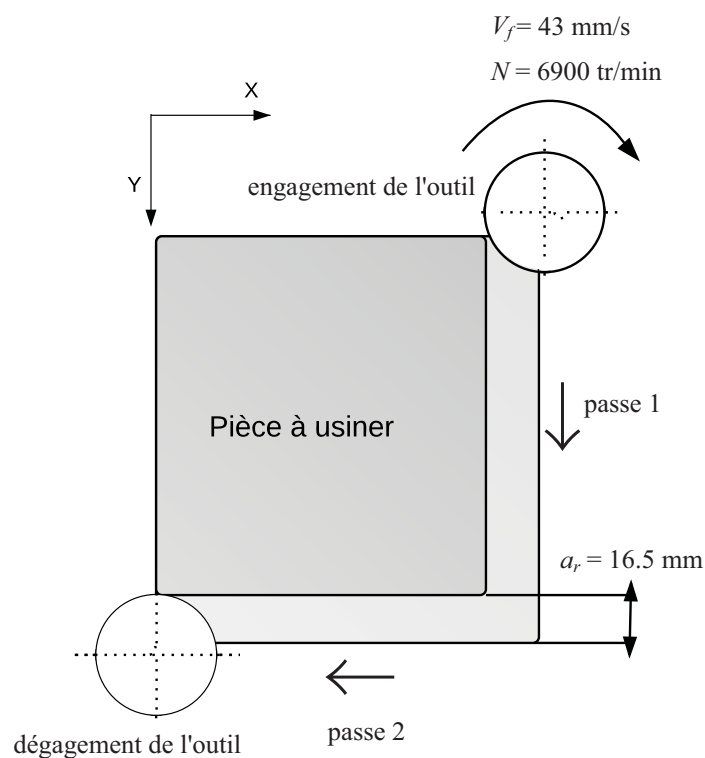


FIGURE 3.9. Trajectoire d'usinage en avalant.

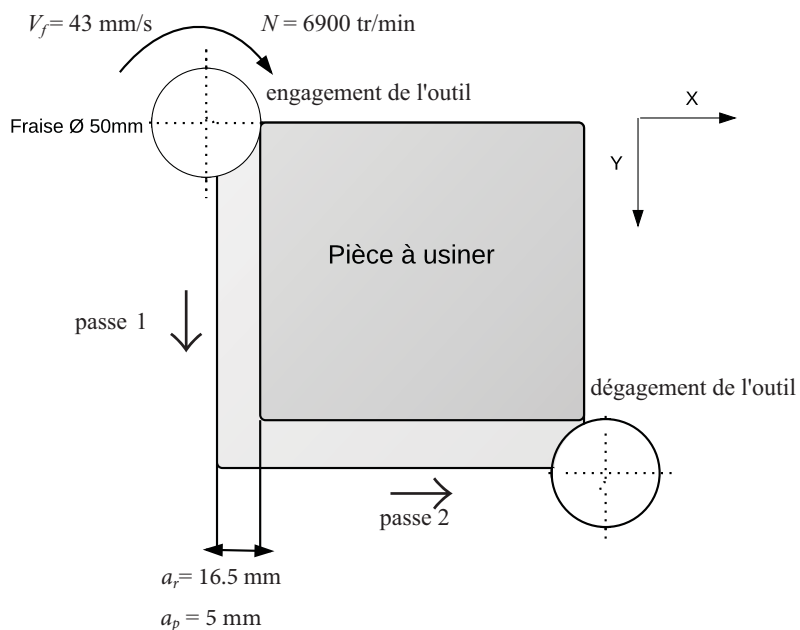


FIGURE 3.10. *Trajectoire d'usinage en opposition.*

Un exemple de signal mesuré par la table dynamométrique suivant X, lors d'un usinage en opposition, est présenté à la figure 3.11. Les trajectoires de l'outil sont identifiées par « Passe 1 » et « Passe 2 ». La plage « Signal traité » retenue pour la méthode d'identification modale ne prend pas en compte l'engagement et le dégagement de l'outil.

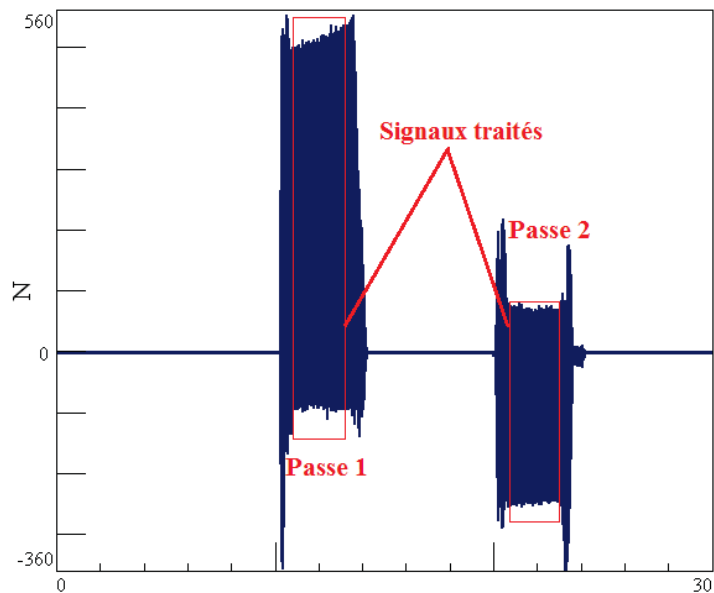


FIGURE 3.11. *Effort de coupe mesuré dans la direction X durant l'usinage en opposition.*

3.6 Résultats et comparaison des méthodes

Les enregistrements des vibrations durant les opérations d'usinage, sont traités en premier lieu par la méthode FDD modifiée puis par la méthode IFTr pour extraire les paramètres modaux du robot en service.

Tout d'abord, les signaux mesurés par les deux accéléromètres fixés en nez de broche (Figure 3.8) et la table dynamométrique sont traités par l'algorithme d'identification modale en suivant la méthode FDD dont la procédure est présentée à la section (3.2). L'effet des harmoniques dues à la rotation de l'outil et des impacts des dents, présents à des intervalles de 115 Hz sont visibles à la figure 3.12.

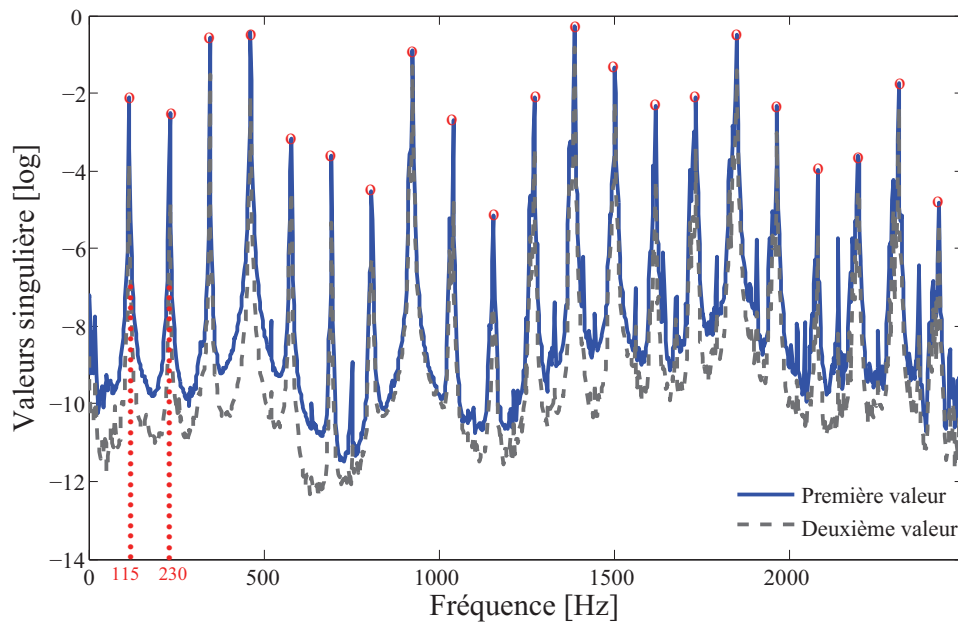


FIGURE 3.12. *Présence des harmoniques.*

La figure 3.13 montre le résultat de l'utilisation de la FDD modifiée où l'effet des harmoniques a été éliminé de la courbe des valeurs singulières de la matrice DSP de la réponse. A partir de cette courbe, les modes propres du robot sont identifiés par la présence de pics dont l'amplitude correspond à la valeur singulière autour des fréquences de ces modes.

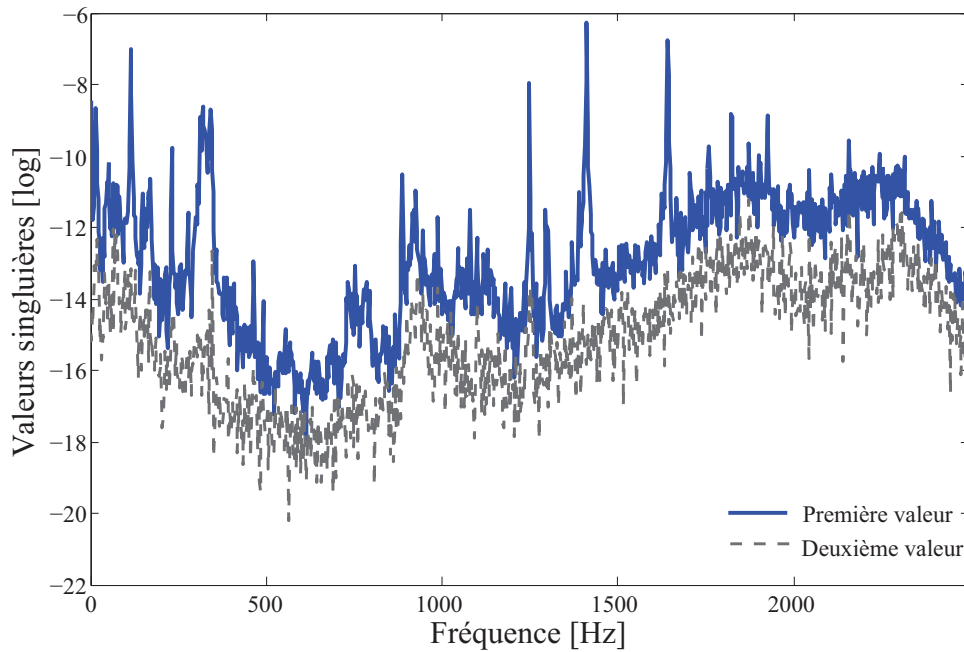


FIGURE 3.13. Valeurs singulières sans l'effet des harmoniques.

Il est à noter que certains pics de la courbe des valeurs singulières (Figure 3.13) ne correspondent pas à des modes propres, et ceci peut être renseigné par les valeurs des taux d'amortissement calculés à partir de ceux-ci. À la figure 3.14, deux pics sont sélectionnés. Le premier pic donne un taux d'amortissement très élevé (32.04 %) ce qui ne correspond pas à un mode physique. Il est éliminé de l'ensemble des valeurs des paramètres modaux.

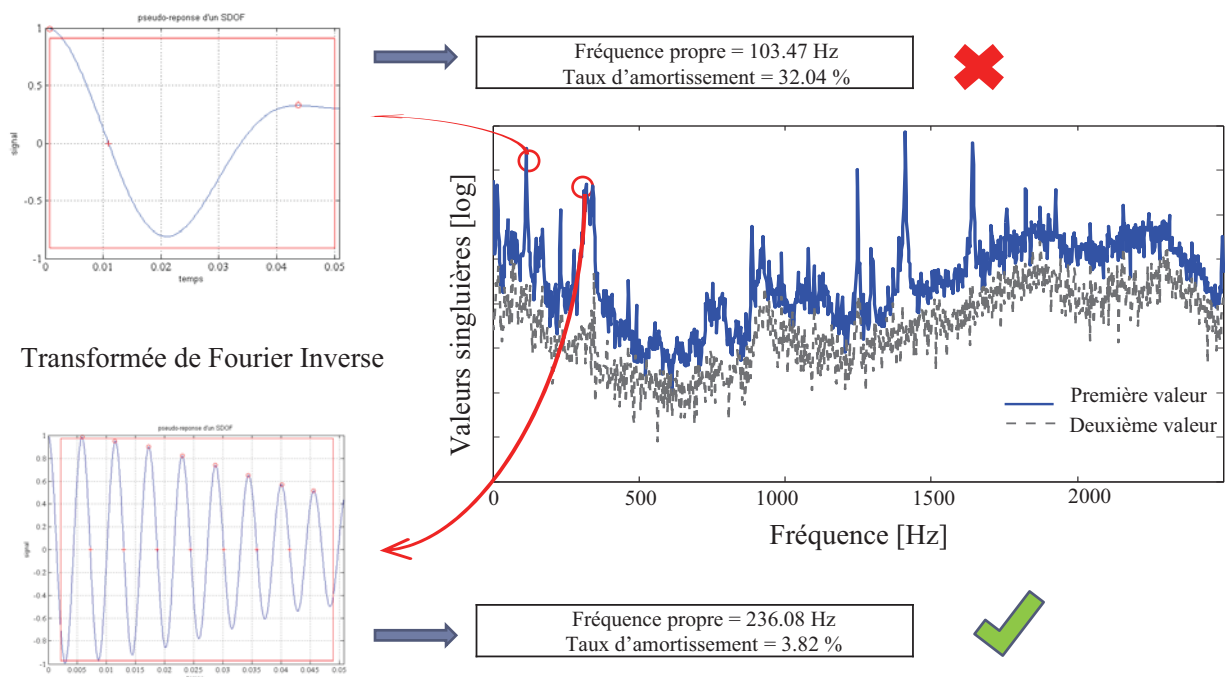


FIGURE 3.14. Identification des modes à partir de la courbe des valeurs singulières

Dans la nouvelle méthode IFTr, seules les deux réponses vibratoires en nez de broche (ddl numéro 1 dans la direction X et ddl numéro 2 dans la direction Y) ont été utilisées pour calculer les fonctions de transmissibilité T_{12}^{ForceX} et T_{12}^{ForceY} , puisqu'il n'est pas possible de prendre des mesures des accélérations en bout d'outil pendant une opération d'usinage. En utilisant l'équation (3.19), les paramètres modaux du robot sont estimés pendant un usinage. La figure 3.15 montre que la plupart des fréquences propres identifiées dans les deux directions X et Y coïncident bien avec les intersections entre les deux fonctions de transmissibilité T_{12}^X et T_{12}^Y .

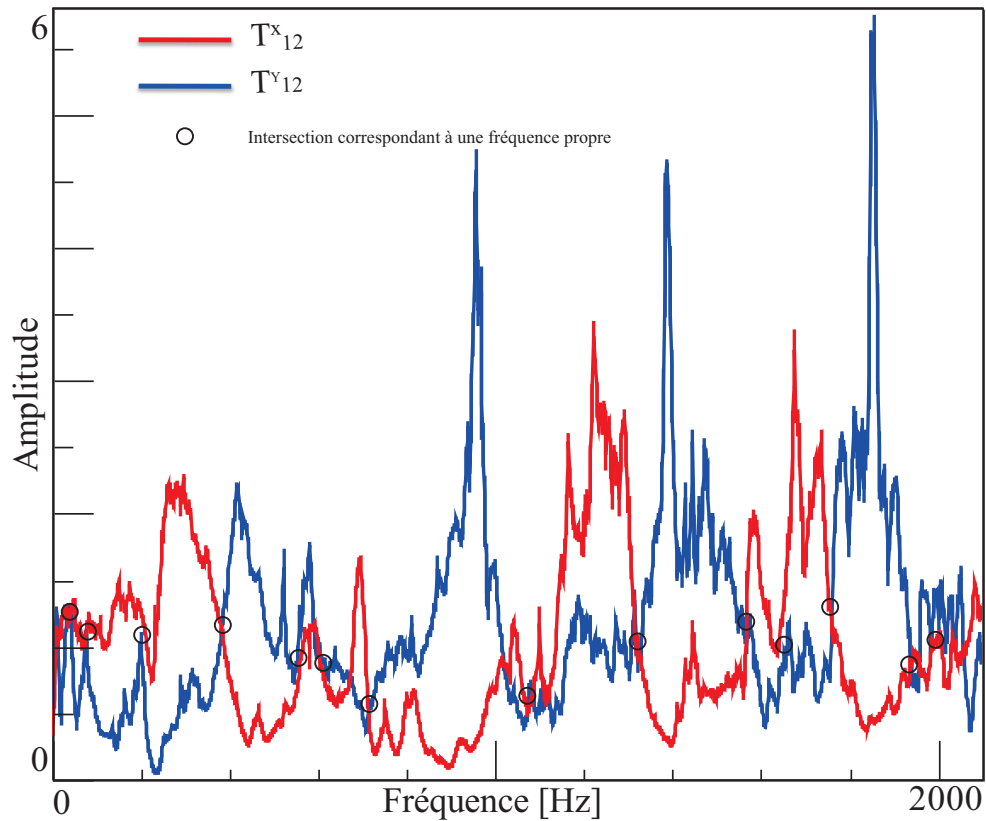


FIGURE 3.15. Intersection des deux fonctions de transmissibilité des réponses en nez de broche au niveau des fréquences propres.

Comparaison entre la méthode FDD modifiée et la méthode IFTr :

Les tableaux 3.2 et 3.3 regroupent les résultats d'estimation des fréquences propres, lors de l'opération d'usinage, avec la méthode FDD modifiée (f_{fdm}) et par la méthode IFTr (f_{iftr}) pour la « Passe 1 » et « Passe 2 » respectivement. Une première comparaison est réalisée entre les valeurs des paramètres modaux identifiés par les deux méthodes. Et une seconde comparaison est réalisée entre les valeurs des fréquences propres identifiées par les deux méthodes d'identification opérationnelle et la base modale de référence déterminée par le test au marteau (Figure 3.16 et Figure 3.17).

TABLEAU 3.2. Comparaison entre les fréquences propres estimées par la méthode FDD modifiée (f_{fdm}), par les fonctions de transmissibilité (f_{iftr}) sur une opération d'usinage pendant la Passe 1 et par un test au marteau f_{mar} .

Mode	f_{iftr} (Hz)	f_{fdm} (Hz)	f_{mar} (Hz)	Erreur	Erreur	Erreur
				f_{iftr}/f_{fdm} (%)	f_{iftr}/f_{mar} (%)	f_{fdm}/f_{mar} (%)
1	-	-	22.46	-	-	-
2	41.80	37.28	37.60	10.80	10.05	0.83
3	-	-	73.57	-	-	-
4	-	-	110.85	-	-	-
5	-	-	166.64	-	-	-
6	199.81	191.64	-	4.09	-	-
7	240.99	236.08	-	2.04	-	-
8	-	-	333.59	-	-	-
9	393.35	398.79	398.41	1.36	1.27	0.09
10	562.47	555.39	556.72	1.26	1.02	0.24
11	633.72	-	650.57	-	2.59	-
12	757.49	780.64	721.87	2.97	7.52	4.70
13	877.91	882.91	899.16	0.57	2.36	1.81
14	931.06	931.18	-	0.01	-	-
15	-	-	1067.18	-	-	-
16	1206.97	1249.98	-	3.44	-	-
17	-	-	1301.96	-	-	-
18	1361.58	-	1363.84	-	0.17	-
19	-	-	1527.11	-	-	-
20	1588.91	1587.62	-	0.08	-	-
21	1676.59	1646.61	-	1.79	-	-
22	1785.27	1784.57	1750.92	0.04	1.92	1.89
23	1915.99	-	-	-	-	-
24	-	1956.88	1950.15	-	-	0.34
25	1994.29	1999.20	-	0.25	-	-

TABLEAU 3.3. Comparaison entre les fréquences propres estimées par la méthode FDD modifiée, par la méthode IFTr sur une opération d'usinage pendant la Passe 2 et par un test au marteau.

Mode	f_{iftr} (Hz)	f_{fdm} (Hz)	f_{mar} (Hz)	Erreur $f_{\text{iftr}}/f_{\text{fdm}}$ (%)	Erreur $f_{\text{iftr}}/f_{\text{mar}}$ (%)	Erreur $f_{\text{fdm}}/f_{\text{mar}}$ (%)
1	-	-	19.9	-	-	-
2	76.62	-		-	-	-
3	154.62	-	164.68	-	6.11	-
4	-	-	216.26	-	-	-
5	281.46	-	-	-	-	-
6	353.12	350.34	347.51	0.79	1.59	0.81
7	532.10	529.37	520.5	0.51	2.18	1.68
8	777.91	751.29	-	3.42	-	-
9	916.28	916.02	911.66	0.03	0.50	0.48
10	1072.14	1083.80	-	1.08	-	-
11	1205.29	1217.91	-	1.04	-	-
12	1385.85	1371.31	1394.66	1.05	0.63	1.67
13	1558.78	1549.22	1544.6	0.61	0.91	0.30
14	1630.80	1637.49	-	0.41	-	-
15	-	-	1710.44	-	-	-
16	1811.80	1795.47	1818.6	0.90	0.37	1.27
17	1906.25	-	-	-	-	-
18	1970.44	1965.07	1969.91	0.27	0.03	0.25

A partir des tableaux 3.2 et 3.3, l'erreur relative est calculée pour chaque paire de paramètres modaux identifiés par les deux méthodes d'identification modale opérationnelle ($(f_{\text{iftr}}; f_{\text{fdm}})$). Pour la passe 1 (direction Y), l'erreur relative maximale est de 10.8% (mode 1) et la minimale est de 0.01 % (mode 9). Pour la passe 2 (direction X), l'erreur relative maximale de 3.42% (mode 9) et minimale de 0.03% (mode 10). Ainsi, le faible taux d'erreur relative au niveau des fréquences propres montre la fiabilité de la méthode IFTr.

Une comparaison est ensuite réalisée avec la base modale de référence où une première constatation est faite sur le nombre de modes identifiés en service (Figures 3.16 et 3.17). Sur la première passe de l'opération d'usinage, 14 fréquences propres ont été identifiés par la FDD modifiée et 16 par la méthode IFTr. Par contre, sur les 17 fréquences propres identifiées par le test au marteau, seulement 7 et 8 fréquences propres sont retrouvées respectivement par la FDD modifiée et par la méthode IFTr. Pour la deuxième passe, 11 fréquences propres ont été identifiés par la FDD modifiée et 15 par la méthode IFTr dont 8 fréquences correspondent aux fréquences identifiées par le test au marteau parmi 11. La plupart des fréquences non identifiées en service par les méthodes d'identification opérationnelle, sont des fréquences inférieures à 300Hz et surtout les premiers modes.

La comparaison entre les valeurs des fréquences propres identifiées par les deux méthodes d'identification montre une faible variation par rapport à la base de modale de référence. Dans les deux directions d'usinage, la variation relative des fréquences propres identifiées par la méthode FDD modifiée ($\frac{f_{\text{fdm}}}{f_{\text{mar}}}$) est légèrement inférieure à la variation relative des fréquences propres identifiées par la méthode IFTr ($\frac{f_{\text{iftr}}}{f_{\text{mar}}}$).

En effet, pour la passe 1, les écarts type des variations fréquentielles relatives sont égaux à 3.31% et 4.60% pour la méthode FDD modifiée et la méthode IFTr respectivement. Pour la passe 2, les écarts type des variations fréquentielles relatives se réduisent à 1.18% et 2.57%.

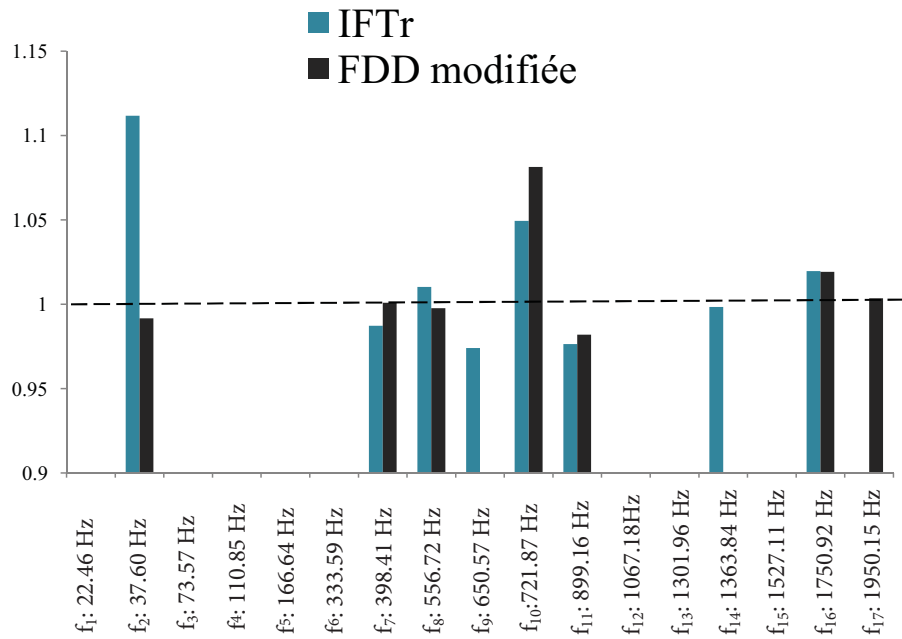


FIGURE 3.16. *Passe 1 : rapport des fréquences identifiées par rapport à la base modale de référence.*

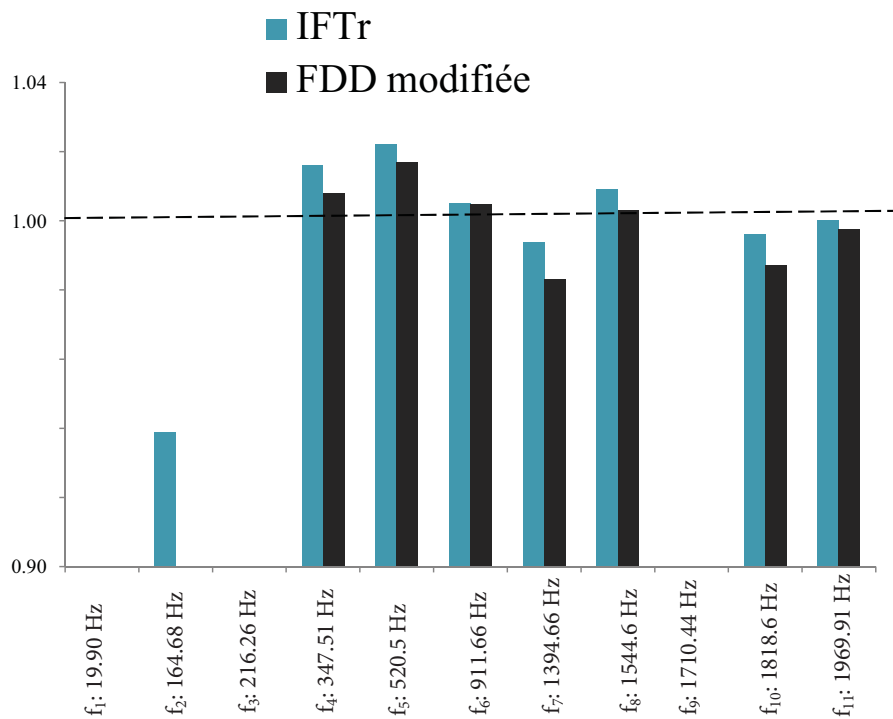


FIGURE 3.17. *Passe 2 : rapport des fréquences identifiées par rapport à la base modale de référence.*

Identification par la méthode de reconstruction de la FRF :

Pour identifier les paramètres modaux en bout d'outil lors de l'opération d'usinage en avalant, la méthode IRF a été appliquée en utilisant l'équation (3.22) s'appuyant sur les résultats d'identification en bout d'outil par marteau d'impact et les signaux mesurés en nez de broche. En comparant les résultats obtenus en service avec la base modale établie par le test au marteau, les tableaux 3.4 et 3.5 montrent des erreurs moyennes relatives faibles de l'ordre de 1.55% et 1.72%, pour la passe 1 et la passe 2 respectivement. Il est à noter que les résultats d'identification, pour un usinage en opposition, sont aussi satisfaisants avec de faibles taux d'erreur relative.

TABLEAU 3.4. Comparaison entre les fréquences identifiées par la méthode IRF (f_{irf}), sur une opération d'usinage en avalant à partir de la Passe 1, et par test au marteau.

Mode	f_{irf} (Hz)	f_{mar} (Hz)	Erreur f_{irf}/f_{mar} (%)
1	21.10	19.90	5.71
2	-	38.74	-
3	48.37	-	-
4	76.35	-	-
5	143.97	143.37	0.42
6	168.49	164.68	2.26
7	198.97	-	-
8	220.39	216.26	1.87
9	-	347.51	-
10	526.42	520.50	1.12
11	916.12	911.66	0.49
12	1354.12	1394.66	2.91
13	1521.89	1544.6	1.47
14	1678.33	-	-
15	1716.78	1710.44	0.37
16	1915.48	-	-
17	1971.89	1969.91	0.10
18	1991.88	-	-

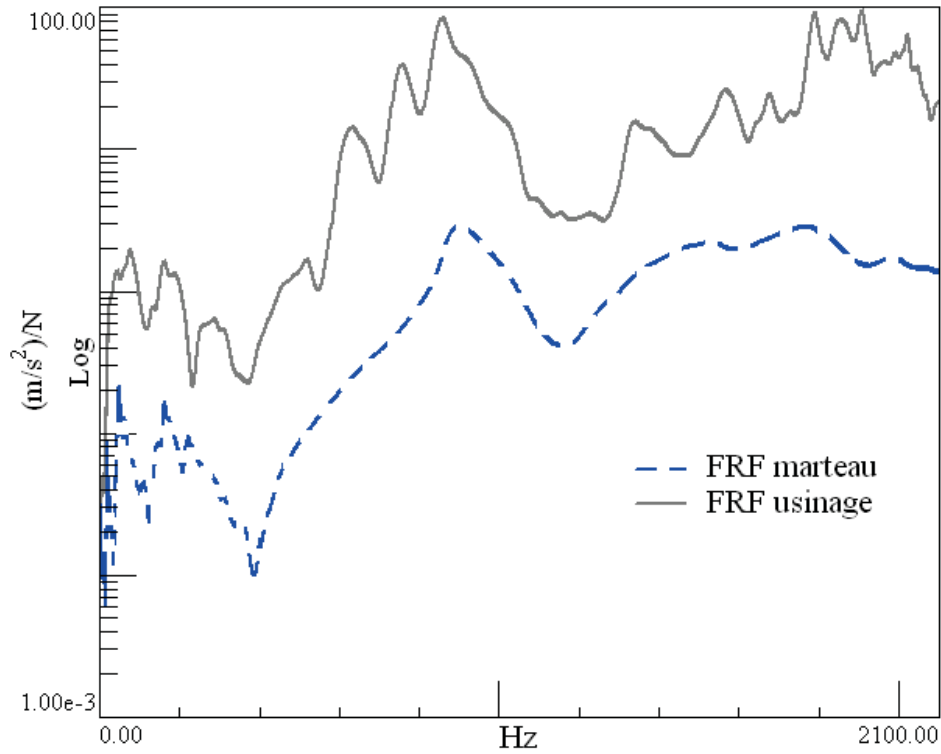


FIGURE 3.18. Comparaison entre la FRF identifiée à partir d'un test au marteau et la FRF identifiée par la méthode IRF pendant l'usinage en avalant de la Passe 1.

TABLEAU 3.5. Comparaison entre les fréquences identifiées par la méthode IRF, sur une opération d'usinage en avalant à partir de la Passe 2, et par test au marteau.

Mode	f_{irf} (Hz)	f_{mar} (Hz)	Erreur $f_{\text{irf}}/f_{\text{mar}}$ (%)
1	23.15	22.20	4.11
2	35.91	36.45	1.46
3	102.93	103.46	0.51
4	138.00	139.50	1.07
5	159.70	157.39	1.44
6	-	249.76	-
7	-	293.88	-
8	346.58	335.26	3.27
9	461.70	484.91	4.79
10	778.12	-	-
11	883.13	892.45	1.04
12	910.46	-	-
13	1255.52	1276.98	1.68
14	1385.04	1346.36	2.79
15	1636.29	1628.25	0.49
16	1745.37	1744.73	0.04
17	1809.76	1805.14	0.26
18	1906.48	-	-
19	1972.84	1951.08	1.10

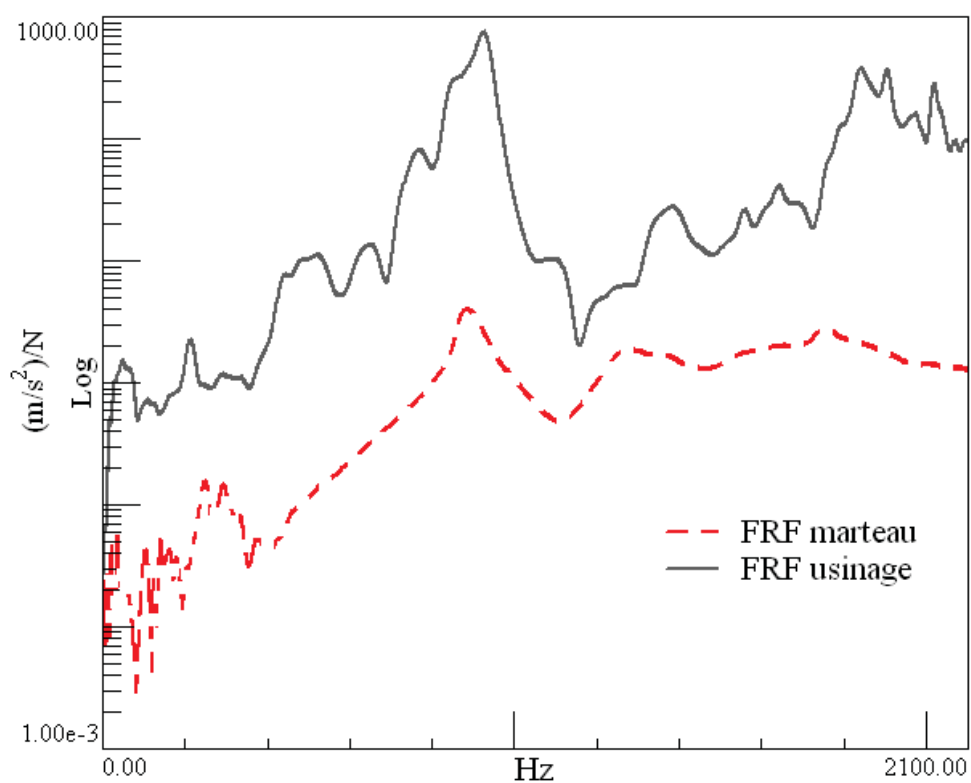


FIGURE 3.19. Comparaison entre la FRF identifiée à partir d'un test au marteau et la FRF identifiée par la méthode IRF pendant l'usinage en avalant de la Passe 1.

3.7 Conclusion

Le protocole expérimental mis en place lors des opérations d'usinage robotisé a permis d'enregistrer les réponses vibratoires en nez de broche par des accéléromètres et les efforts de coupes par une table dynamométrique. Ces signaux ont été traités par trois méthodes différentes d'identification modale opérationnelle pour extraire les paramètres modaux du robot : la méthode FDD modifiée, la méthode IFTr et la méthode IRF. Les résultats de ces méthodes ont été comparés à la base modale de référence établie dans le chapitre 2. Les deux premières méthodes ont donné des résultats très proches de la base modale au niveau des fréquences propres. La méthode IFTr a l'avantage d'être plus rapide dans la sélection des modes propres par rapport à la méthode FDD modifiée et ne nécessite pas un traitement de signal supplémentaire pour éliminer les effets des harmoniques.

La méthode IRF a donné les meilleurs résultats avec le taux d'erreur relative le plus faible par rapport à la base modale. De plus, l'exploitation des résultats de cette méthode est plus facile que les deux autres méthodes, pour réaliser l'analyse de la stabilité en usinage. En effet, avec la version actuelle de la méthode FDD modifiée, seules les valeurs des paramètres modaux sont estimées. Alors qu'avec la méthode IRF, nous disposons aussi de la FRF permettant de déterminer les conditions de stabilité d'usinage qui sera détaillé dans le chapitre 4.

Chapitre 4

Analyse de la stabilité de coupe en usinage robotisé

Sommaire

4.1	Introduction	106
4.2	Vibration et instabilité en usinage	107
4.2.1	Les vibrations libres	107
4.2.2	Les vibrations forcées	107
4.2.3	Les vibrations auto-entretenues	107
4.3	Prédiction de la stabilité d'usinage	108
4.3.1	Lobes de stabilité	110
4.3.2	Intégration du modèle dynamique du robot	111
4.4	Validation expérimentale	115
4.5	Conclusion	118

4.1 Introduction

La faible rigidité des robots, comparativement à celle d'une machine-outil, tend à favoriser le déclenchement des phénomènes vibratoires liés aux fortes sollicitations de la coupe. Pour une meilleure prise en compte de ces phénomènes d'instabilité de coupe, Matsuoka *et al.* [100] et Abele *et al.* [101] préconisent de limiter les sollicitations en utilisant des fraises possédant de nombreuses dents et tournant à grande vitesse avec un faible engagement de l'outil. Cependant, la limitation de l'engagement de l'outil a un impact sur le temps d'usinage et peut freiner l'utilisation des robots d'usinage en industrie. La compréhension et la maîtrise de ces problèmes de vibration ont suscité de nombreuses recherches dans le domaine des machines-outil depuis le début du 20^{ème} siècle. Le mécanisme d'interaction outil/pièce en usinage robotisé est similaire à celui de l'usinage avec des machines-outil. Nous pouvons ainsi nous baser sur les modèles d'interaction développés, depuis les années 1950, sur l'étude de la coupe pour comprendre l'apparition du phénomène de broutement [102, 103, 104]. Ces études ont permis de mieux comprendre les phénomènes d'instabilité et ont contribué à leur prédiction. Ils ont abouti à une charte graphique appelée le diagramme des lobes de stabilité qui représente la frontière entre l'usinage stable et l'usinage instable. La figure 4.1 présente les principaux facteurs ayant un impact sur la stabilité de l'usinage :

- Le robot d'usinage : Type du robot, caractéristiques techniques, comportement dynamique.
- Les conditions de coupe : Type de l'opération, paramètres de coupe (vitesse de rotation de l'outil, vitesse d'avance, engagement de l'outil).
- La pièce à usiner : Dimensions, propriétés mécaniques, forme et qualité requises.
- L'outil de coupe : Dimensions, propriétés mécaniques, nombre de dents, état de l'usure.

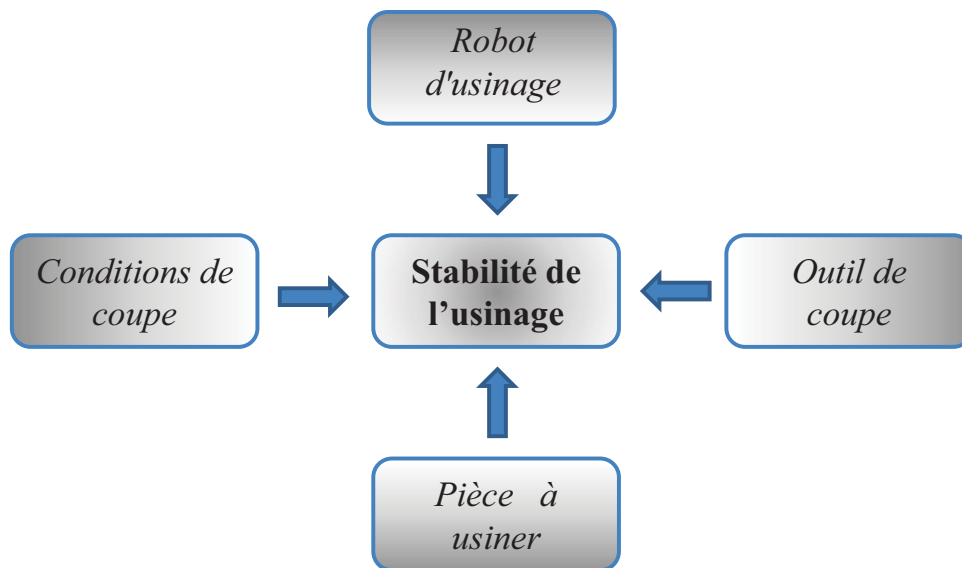


FIGURE 4.1. L'ensemble des éléments influents sur la stabilité de l'usinage robotisé.

En se basant sur la caractérisation dynamique établie dans les chapitres 2 et 3, nous présentons dans ce chapitre les résultats de la prédiction de la stabilité de coupe en usinage robotisé. La première partie de ce chapitre présente les différents types de vibration pouvant apparaître en usinage robotisé. Le phénomène physique de l'instabilité de la coupe est décrit pour une opération de fraisage. La deuxième partie introduit la méthode de prédiction de la stabilité d'une opération d'usinage basée sur les lobes de stabilité. Enfin, les résultats de la prédiction de la stabilité d'usinage sont présentés.

4.2 Vibration et instabilité en usinage

Le processus de coupe peut entraîner trois types différents de vibrations mécaniques. Ces vibrations surviennent en raison de l'absence de rigidité dynamique d'un ou de plusieurs éléments du système d'usinage composé du robot, de la broche, du porte-outil/outil de coupe et de la pièce à usiner.

4.2.1 Les vibrations libres

Les vibrations libres caractérisent les vibrations d'un système déplacé de sa position d'équilibre et qui vibre librement. Mais ce type de vibration se présente rarement pendant l'usinage.

4.2.2 Les vibrations forcées

Les vibrations forcées sont dues à la variation cyclique des efforts de coupe. Elles peuvent être dues à une excentration d'une dent de l'outil, au passage des dents ou encore à une hétérogénéité de la matière usinée. La position relative de l'outil par rapport à la surface usinée est constante à chaque passage de dent dans la direction normale à l'avance. Les vibrations sont en phase avec la fréquence de passage des dents. Cependant, l'influence de ces vibrations sur la qualité de l'état de surface final peut être considérée comme négligeable [105].

4.2.3 Les vibrations auto-entretenues

Les vibrations auto-entretenues, aussi appelées vibrations régénératives (*chatter* en anglais), proviennent de l'instabilité dynamique du système usinant. Les études réalisées sur l'analyse du broutement en fraisage [106, 107] ont permis d'expliquer les vibrations auto-excitées comme la conséquence d'un déphasage entre la variation des efforts de coupe et le mouvement vibratoire de la structure entre l'outil de coupe et la pièce, durant le processus d'usinage. Ces vibrations amènent le système à l'instabilité. Elles sont les plus indésirables et les moins contrôlables. Elles sont très néfastes pour l'usinage, car elles entraînent un très mauvais état de surface, une baisse de la durée de vie de l'outil et une usure prématurée de la broche d'usinage. Les arguments précédents expliquent pourquoi le broutement a été un sujet populaire pour la recherche académique et industrielle. Faassen [108] montre que ces vibrations peuvent avoir comme origine 4 mécanismes différents :

- Le broutement par friction [109].
- Le broutement thermo-mécanique [110].
- Le broutement par couplage de modes.
- Le broutement par régénération de surface.

4.2.3.1 Broutement par couplage des modes

Thusty et Polacek [103] expliquent les vibrations auto-entretenues par un mécanisme de couplage entre deux modes orthogonaux de l'outil ou de la pièce, sous l'effet des efforts de coupe. Ce couplage engendre un mouvement relatif elliptique de l'extrémité de l'outil par rapport à la pièce, provoquant ainsi une variation de l'épaisseur de copeau, et donc une variation de l'effort de coupe. Pan *et al.* [42] modélisent ce phénomène par un modèle à deux degrés, présenté dans la figure 4.2. Ils ont montré que les vibrations dues à ce phénomène apparaissent en usinage robotisé à de faibles fréquences

(10Hz), correspondants aux fréquences propres du robot. Ces vibrations ne sont pas influencées par le changement des paramètres de coupe (vitesse de rotation et engagement de l'outil). Ils préconisent alors l'orientation des efforts de coupe vers l'axe de plus grande rigidité du robot. Dans notre cas d'étude, l'identification des premières fréquences propres du robot a été présentée au chapitre 2. Nous nous focalisons dans le reste de ce chapitre sur le dernier type de mécanisme provoquant les vibrations auto-entretenues.

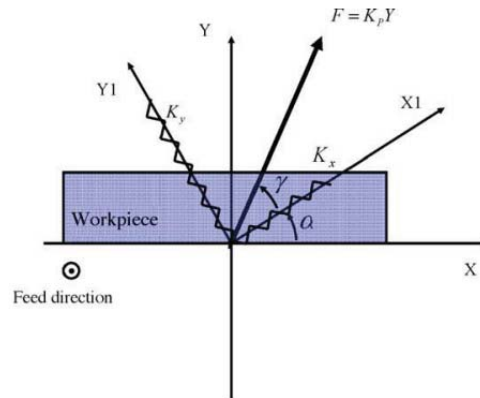


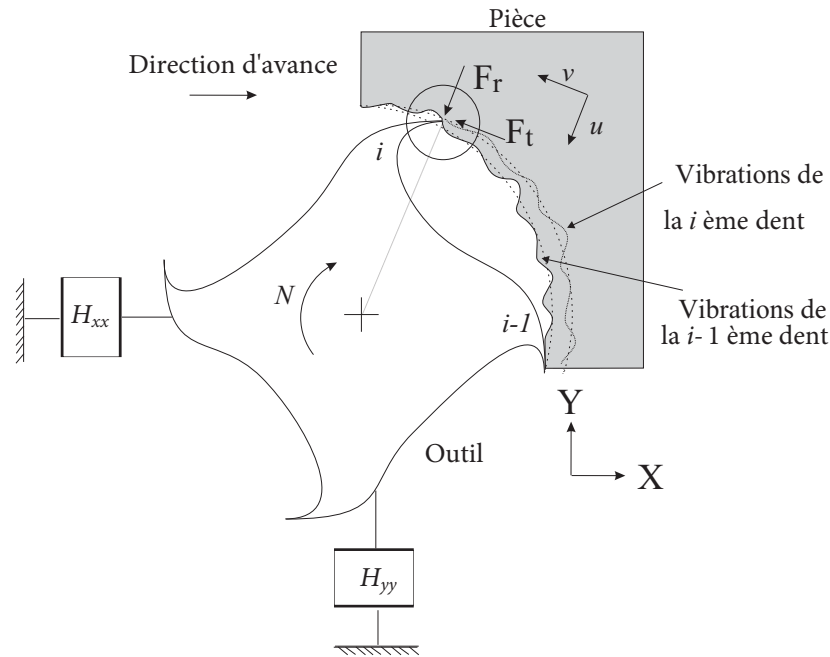
FIGURE 4.2. *Modèle à deux degrés de liberté du phénomène de couplage de modes [42].*

4.2.3.2 Broutement par régénération de la surface

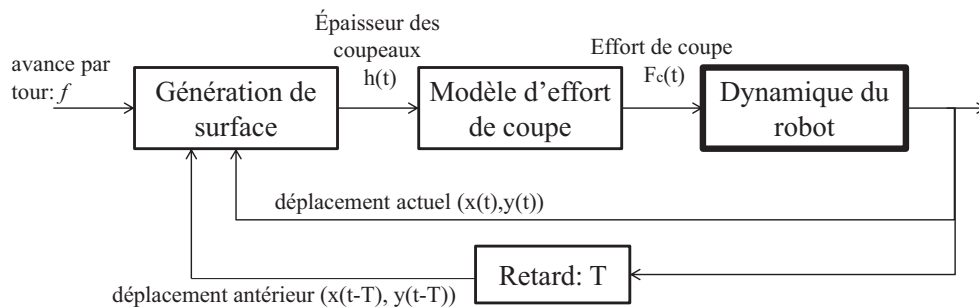
Le broutement régénératif est la forme la plus courante des vibrations auto-entretenues. Merritt [104] a montré que le broutement régénératif est causé par l'interaction entre la dynamique structurelle du système d'usinage et la dynamique du processus de coupe. La surface finie ondulée laissée par une dent est attaquée par la dent suivante qui laisse à son tour, et en fonction de sa propre vibration, une surface ondulée. Deux évolutions sont alors possibles. Si le déphasage entre l'ondulation de la surface et la trajectoire de l'outil est quasiment nul, la variation de l'épaisseur de copeau est relativement peu sensible à ces effets dynamiques et l'amplitude des vibrations diminue petit à petit pour tendre vers zéro. À l'inverse, si le déphasage est prononcé et si l'amortissement ou la rigidité de la structure sont insuffisants, les variations de la section de copeau vont exciter la structure et les vibrations vont se développer significativement jusqu'à se stabiliser à un seuil où la coupe est discontinue, l'amplitude et la période des vibrations étant alors telles que l'outil se retrouve sur une (ou plusieurs) portion(s) de tour hors de la matière.

4.3 Prédiction de la stabilité d'usinage

Une représentation schématique de l'interaction entre un outil à 4 dents et une pièce à usiner est décrite dans la figure 4.3. L'outil est représenté par un modèle dynamique à deux degrés de liberté dans les directions X et Y avec les composantes respectives H_{xx} et H_{yy} . En raison de l'avance de l'outil et sa rotation à une vitesse N , l'épaisseur du copeau n'est pas constante mais périodique. L'entrée dans la matière de la dent induit une force de coupe F_c composée d'une force radiale F_r et d'une force tangentielle F_t . Le mécanisme d'usinage entraîne des vibrations de l'outil, qui provoquent une surface ondulée sur la pièce par la dent $i - 1$. La dent suivante i attaque cette surface ondulée et génère sa propre surface ondulée.

FIGURE 4.3. *Modèle dynamique du fraisage.*

Lors d'une opération de fraisage d'une pièce, le broutement régénératif peut être illustré par le schéma bloc de la figure 4.4. Le processus d'usinage est une interaction entre la dynamique structurelle du robot et de la dynamique du processus de coupe. L'avance par tour f représente l'épaisseur du copeau statique. La différence entre le déplacement actuel de l'outil et le déplacement antérieur, ayant un retard T correspondant à la période de rotation de l'outil, provoque une variation dynamique de l'épaisseur du copeau dynamique. L'épaisseur totale du copeau $h(t)$ est la somme des épaisseurs des copeaux statique et dynamique.

FIGURE 4.4. *Bloc diagramme du processus d'usinage - basé sur [111].*

La méthode de prédiction de la stabilité d'usinage utilisée dans nos travaux est basée sur l'approche d'Altintas et Weck [112]. Dans leur approche, les forces exercées sur la dent, en contact avec la pièce, sont prises en considération. Ces forces sont représentatives de la force radiale F_r et la force tangentielle F_t (Figure 4.3). Les coefficients des équations dynamiques de fraisage, variant dans le temps et dépendant de l'orientation angulaire de l'élément de coupe, sont développés en série de Fourier. Ils sont ensuite tronqués pour inclure seulement la composante constante. La stabilité de l'usinage est caractérisée ensuite par la profondeur de coupe axiale limite a_{plim} et la vitesse de rotation N , déterminées par les équations (4.1) et (4.2) respectivement. Ces équations

sont appliquées dans le cas d'un système à 1 ddl, où l'on fait l'hypothèse que le système d'usinage est plus rigide dans la direction d'avance de l'outil que dans la direction perpendiculaire.

$$a_{\text{plim}} = \frac{-1}{K_s \cdot Z \cdot R[H(\omega)]}; \text{ avec } K_s = K_t \cdot \sqrt{1 + K_r^2} \quad (4.1)$$

$$n = \frac{60}{Z \cdot T} = \frac{2\pi \cdot 60 \cdot f_c}{Z(\pi + 2k\pi - 2\varphi)} \quad (4.2)$$

avec :

- Z : nombre de dents de l'outil.
- K_r : constante radiale de coupe : Il relie la force radiale F_r à la force tangentielle F_t :
 $F_r = K_r \cdot F_t$
- K_t [N/mm^2] : coefficient d'énergie spécifique de coupe : il relie la force tangentielle F_t à la surface du copeau : $F_t = K_t \cdot a \cdot h(t)$
- $\varphi = -\tan^{-1} \left| \frac{I[H(\omega)]}{R[H(\omega)]} \right|$
- $R[H(\omega)]$ et $I[H(\omega)]$ sont respectivement la partie réelle et la partie imaginaire de la FRF $[H(\omega)]$ du robot d'usinage.
- f_c : fréquence de broutement [Hz].
- k : nombre entier correspond au numéro de lobe.

4.3.1 Lobes de stabilité

La limite entre une coupe stable (sans broutement) et une coupe instable (avec broutement) peut être visualisée en fonction de la profondeur axiale de coupe a_p et de la vitesse de rotation de la broche N . Il s'agit du diagramme des lobes de stabilité (Figure 4.5). Ce type de diagramme peut être utilisé pour trouver la combinaison spécifique des paramètres d'usinage, permettant un taux maximum d'enlèvement de matière [102].

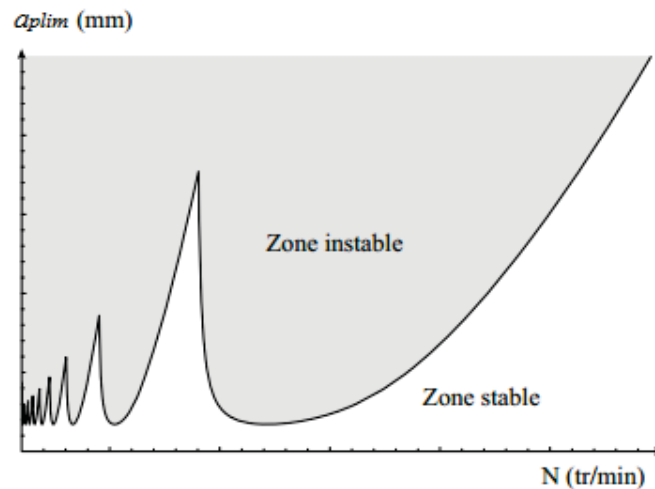


FIGURE 4.5. Tracé caractéristique des lobes de stabilité [105].

Les équations (4.1) et (4.2) contiennent des paramètres dépendants du système d'usinage : ($[H(\omega)]$), l'outil de coupe (Z) et le matériau de la pièce à usiner (les coefficients spécifiques de coupe). Selon l'équation (4.1), la stabilité est dépendante de la partie réelle $R[H(\omega)]$. La profondeur de coupe est positive que lorsque $R[H(\omega)]$ est négative avec une variation monotone de la phase φ . La figure 4.6 montre une représentation graphique de la relation entre la partie réelle et le lobe de stabilité résultant d'un processus de fraisage.

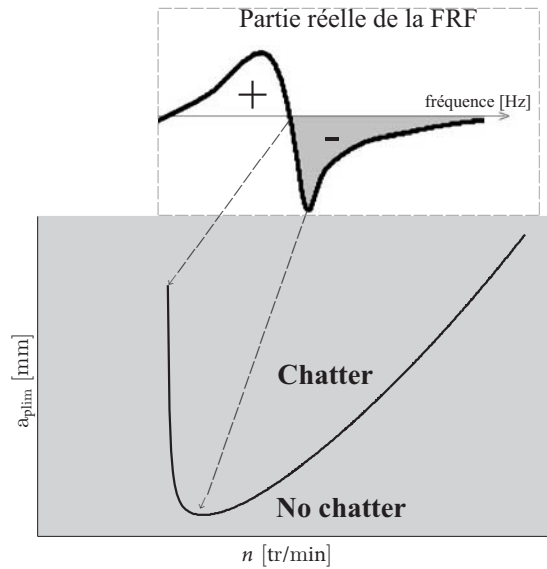


FIGURE 4.6. Exemple de relation entre la partie réelle $R[H(\omega)]$ et le lobe de stabilité [86].

4.3.2 Intégration du modèle dynamique du robot

En considérant la pièce en alliage d'aluminium comme rigide, les lobes de stabilité ont été calculés en utilisant les équations (4.1) et (4.2). L'outil de coupe de diamètre 50mm possédant quatre dents réalise deux embrèvements dans les directions X et Y (Figure 4.7). L'avance par dent est $f_z = 0.1$ mm et les valeurs des coefficient d'énergie spécifique de coupe et la constante radiale de coupe sont égales à $K_t = 19.45N/mm^2$ et $K_r = 0.03$ respectivement.

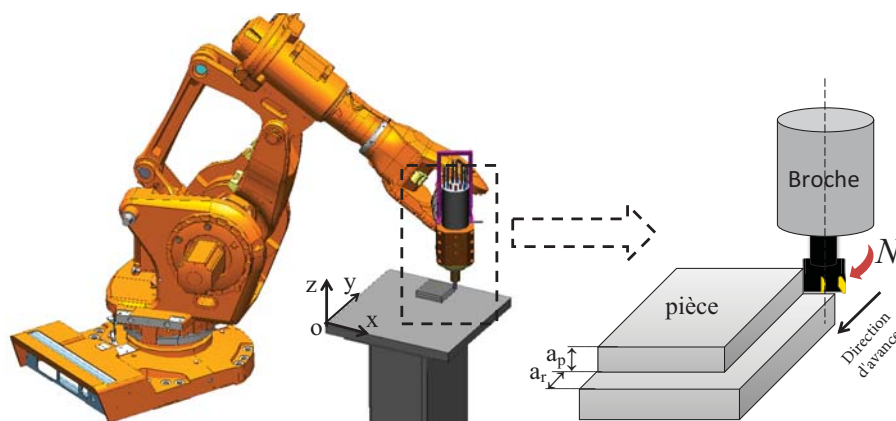
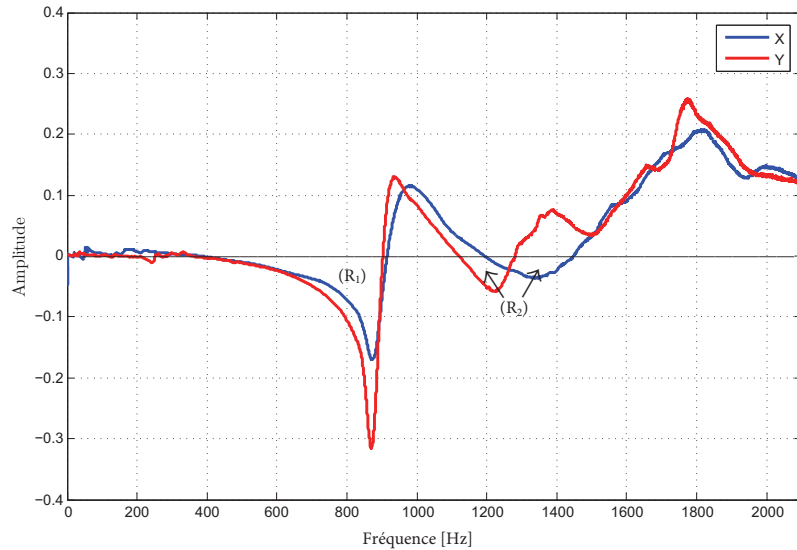
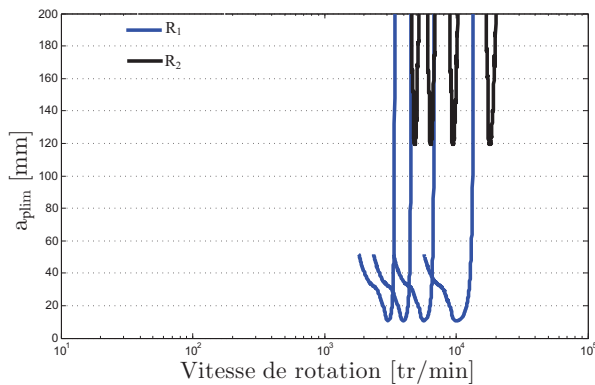


FIGURE 4.7. Opération de fraisage avec le robot ABB IRB 6660.

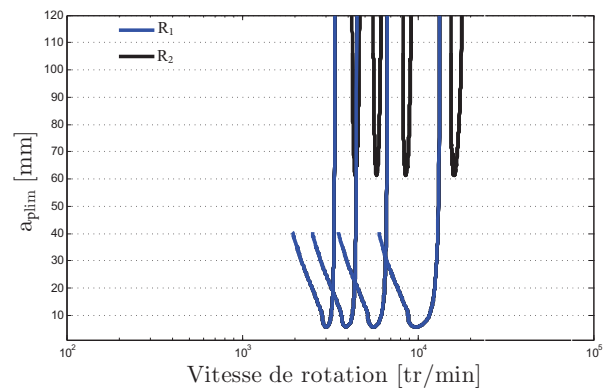
La figure 4.8 présente les diagrammes des lobes de stabilité calculés en utilisant le modèle dynamique déterminé par AME avec marteau d'impact pour une seule configuration du robot, noté $[H^{AME}]$. Les parties réelles des FRF estimées en bout d'outil dans les directions X et Y sont présentées à la figure 4.8(a). Les fréquences de la région R_2 n'ont pas d'influence sur la stabilité de l'usinage suivant le mécanisme de broutement par régénération de la surface. Par la suite, la prédiction des lobes de stabilité, en fonction de la configuration du robot, est concentrée sur la région R_1 .



(a)



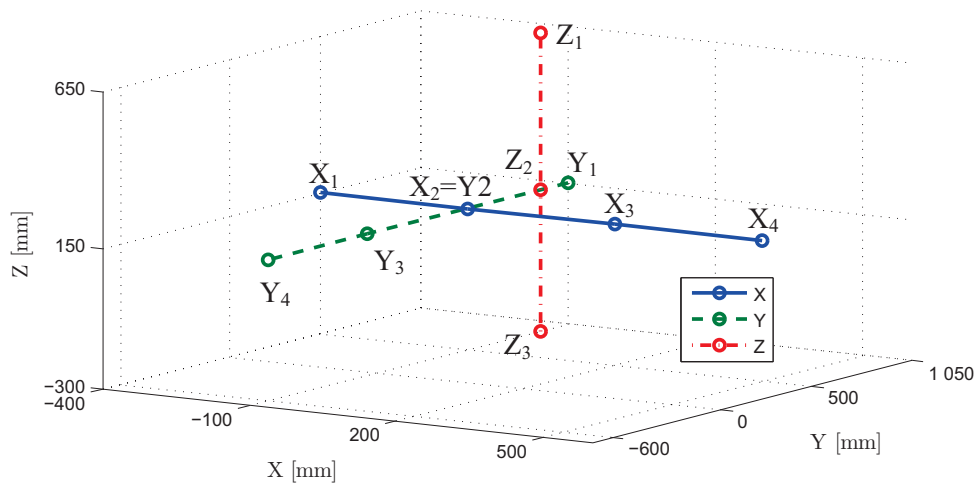
(b)



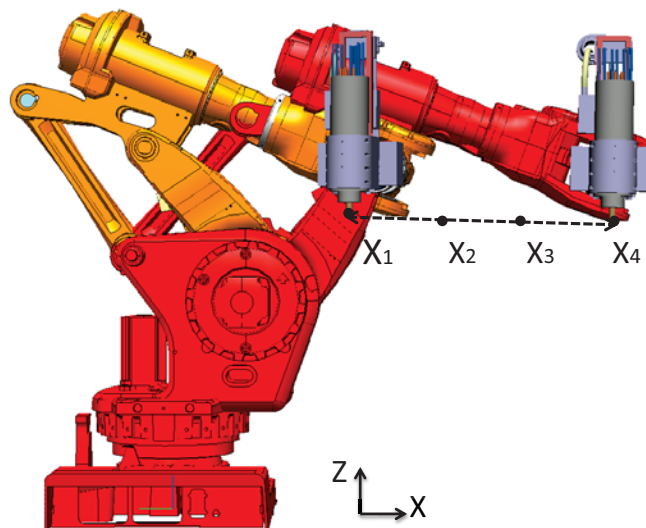
(c)

FIGURE 4.8. (a) Parties réelles $R[H_{xx}(\omega)]$ et $R[H_{yy}(\omega)]$ de la fonction de transfert en bout d'outil (b) lobes de stabilité dans la direction X (c) lobes de stabilité dans la direction Y.

Les configurations investiguées sont données à la figure 4.9. Elles correspondent à des déplacements dans les trois directions X,Y et Z. Les FRFs ont été calculées en bout d'outil suivant les directions X et Y, correspondants aux directions des forces d'excitation lors de l'opération de fraisage. La direction Z n'est pas mesurée et n'est pas considérée par nos modélisation de vibration radiale car l'effort de coupe dans cette direction est moins important que la direction radiale. Le comportement dynamique du robot dans la direction radiale Y n'a pas varié considérablement d'une configuration à une autre. L'écart-type des valeurs des fréquences propres identifiées est égal à 1,81 Hz. Par conséquent, le changement de position n'a pas d'incidence sur le résultat des lobes de stabilité calculées à partir de la FRF H_{yy} . En effet, le robot est plus rigide dans la direction Y comme présenté dans le chapitre 2.



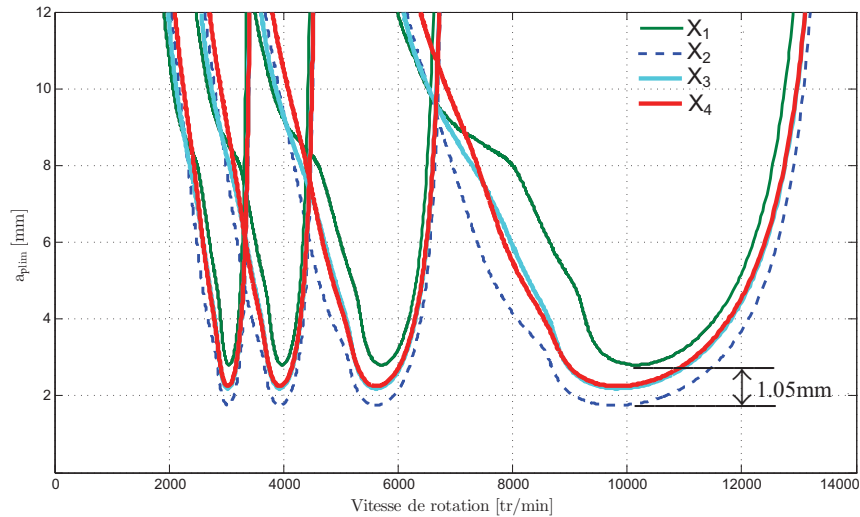
(a)



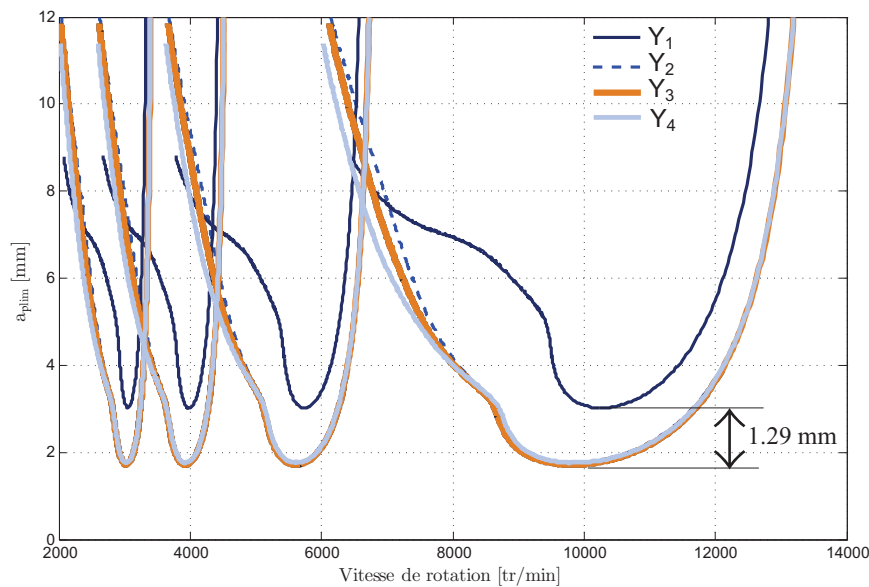
(b)

FIGURE 4.9. (a) Positions du robot (b) Exemple de deux configurations du robot dans les positions X_1 et X_4 .

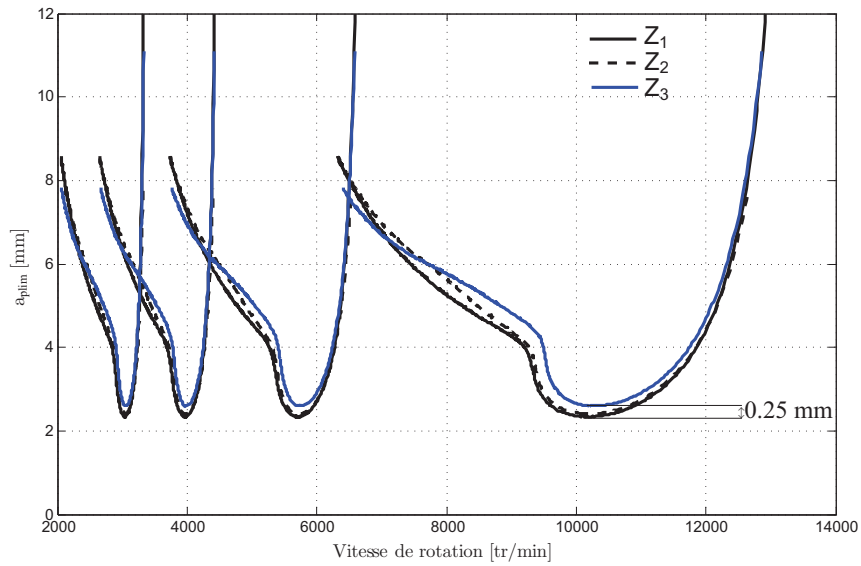
La figure 4.10 présente les lobes de stabilité calculés pour les positions du robot étudiées suite à un impact dans la direction X. Une variation de la profondeur axiale limite a_{plim} et de la vitesse de rotation N peut être observée pour les différentes positions. La profondeur de coupe axiale présente un écart maximal égal à 1.05 mm, 1.29 mm et 0.25 mm en cas de déplacement de l'organe terminal du robot le long de la direction X, Y et Z respectivement. Cet écart est principalement dû à la variation de la rigidité dynamique du robot. La variation dynamique est due au changement de configuration du robot, où l'impact dans la direction X influence en particulier la rigidité articulaire q_4 du poignet [86]. La variation entre les positions, suivant la direction verticale (direction Z), n'est pas significative avec un écart maximal de la profondeur de coupe axiale égal à 0.25 mm.



(a)



(b)

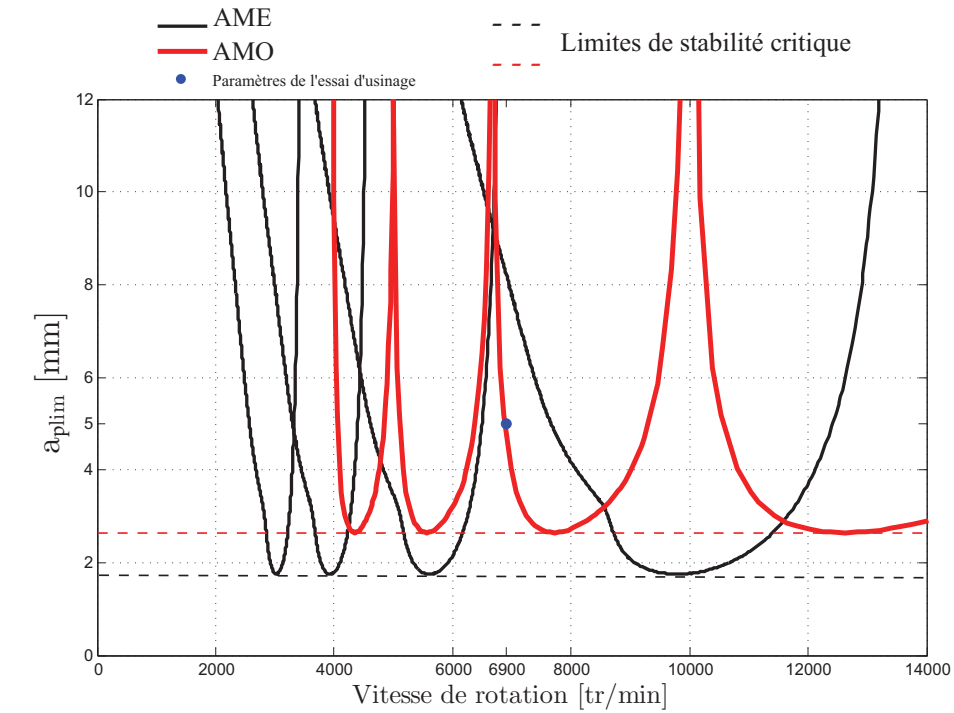


(c)

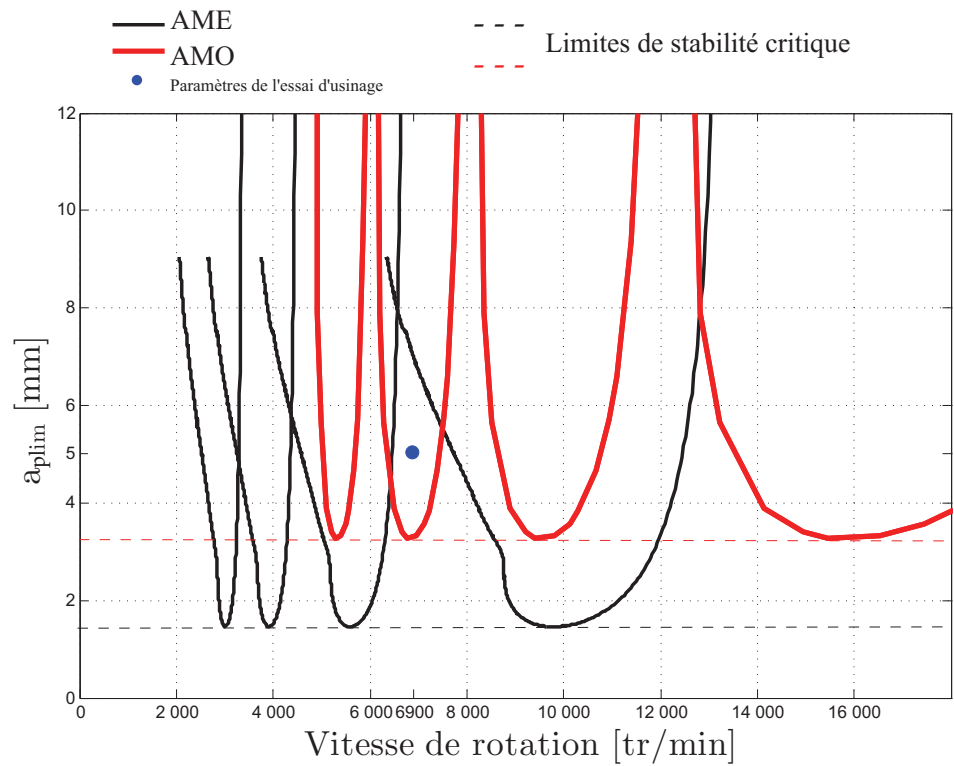
FIGURE 4.10. Prédiction des lobes de stabilité pour différentes configurations du robot avec une force d'excitation suivant la direction X (a) Déplacement suivant la direction X (b) Déplacement suivant la direction Y (c) Déplacement suivant la direction Z.

4.4 Validation expérimentale

Les lobes de stabilité sont calculés en intégrant les modèles dynamiques établis dans le chapitre 3 par AMO avec la méthode de reconstruction des FRFs, que nous notons $[H^{AMO}]$. Ces lobes de stabilité sont comparés aux lobes prédits par les modèles dynamique déterminés par AME sur la figure 4.11. L'essai d'usinage en avalant, représenté dans la figure 4.7, a été réalisé avec une profondeur de coupe axiale $a_p = 5$ mm et une vitesse de rotation $N = 6900$ tr/min. Cette combinaison de valeurs, représentée par un point bleu, se situe dans la zone stable prédite par les lobes de stabilité calculés par le modèle dynamique $[H^{AME}]$ dans les directions X et Y. Par contre, les lobes de stabilité utilisant le modèle dynamique $[H^{AMO}]$ montrent que cette combinaison de valeurs se trouve dans la zone instable.



(a)



(b)

FIGURE 4.11. Comparaison entre les lobes de stabilité prédits par les modèles dynamique $[H^{AME}]$ et $[H^{AMO}]$ (a) direction de l'effort d'excitation : X (b) direction de l'effort d'excitation : Y.

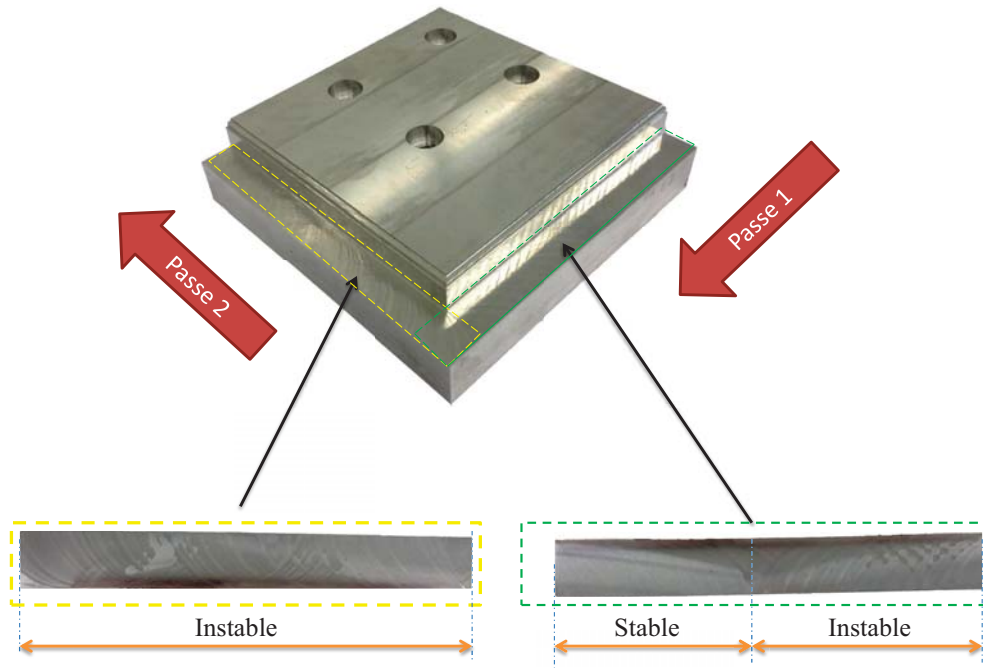


FIGURE 4.12. Pièce usinée avec le robot ABB IRB 6660 et apparition de marques d'usinage instable.

Afin de vérifier les lobes de stabilité calculés, nous pouvons nous référer à l'analyse de la surface de la pièce usinée. En effet, l'instabilité de broutement peut être détectée pendant ou après l'opération d'usinage selon la méthode utilisée. Il existe plusieurs méthodes de détection de broutement dont les principales ont été présentées et détaillées par Sims [113]. Du fait que l'instabilité de l'usinage peut être identifiée par la présence de traces indésirables sur la surface de la pièce usinée, la méthode la plus évidente est l'inspection visuelle. L'analyse de la surface usinée (Figure 4.12) montre des stries représentant les traces de passage de l'outil. Sur la surface usinée durant la première passe de l'outil, une partie n'est pas affectée par le broutement. Par contre, sur la surface usinée pendant la deuxième passe, des stries sont bien visibles sur toute la surface. Les lobes de stabilité calculés en utilisant le modèle dynamique $[H^{AMO}]$ ont une meilleure concordance avec les résultats d'analyse de la qualité de la surface usinée. En effet, sur la première passe, on remarque que la combinaison des valeurs de profondeur de coupe a_p et de rotation de l'outil N se trouve sur la frontière entre la zone stable et la zone instable. Tandis que pour la deuxième passe, cette combinaison se trouve dans la zone instable.

En se basant sur les diagrammes des lobes de stabilité calculés, deux cas d'opération de fraisage doivent être considérés :

- Le premier cas consiste à usiner en gardant la direction de la composante principale de l'effort de coupe parallèle à la direction de l'axe q_6 du poignet du robot (Figure 4.13). Pour ce cas, nous avons montré au travers des modèles dynamiques, établis dans différentes positions de l'espace de travail, que la dynamique du robot d'usinage reste constante. En conséquence, l'effet de changement de configuration sur le comportement dynamique est négligeable.
- Le deuxième cas consiste à usiner avec la direction de la composante principale de l'effort de coupe perpendiculaire à l'axe du poignet du robot. Les paramètres de coupe doivent être sélectionnés à partir des lobes de stabilité en fonction de la position du robot dans son espace de travail.

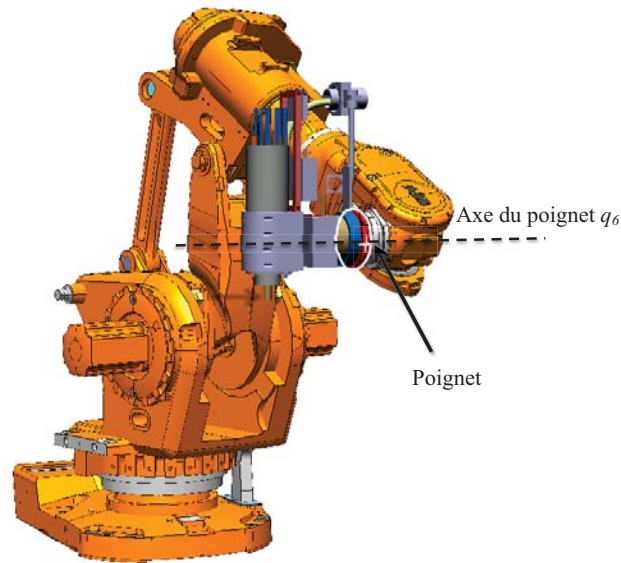


FIGURE 4.13. Exemple de configuration du robot ABB IRB 6660 pour le premier cas d'usinage proposé.

4.5 Conclusion

Les phénomènes de vibration en usinage robotisé ont été présentés dans ce chapitre en détaillant les origines possibles de ce phénomène et ses effets indésirables sur la stabilité de la coupe. Deux types de broutement peuvent apparaître : broutement par couplage des modes et broutement par régénération de surface. Le premier dépend des premières fréquences propres du robot. Il peut être évité en usinant avec les configurations les plus rigides de celui-ci. Le deuxième type est le plus répandu, et peut être prédit en utilisant une méthode basée sur le calcul des lobes de stabilité. Nous avons présenté cette méthode en s'appuyant sur l'approche d'Altintas et Weck pour un modèle à 1 ddl. Elle nécessite l'utilisation du modèle dynamique du robot qui s'appuie en particulier sur l'analyse de la partie réelle négative de la FRF dans la direction considérée. Deux modèles dynamiques du robot ont été utilisés dans le calcul des lobes de stabilité : le modèle issu de l'AME et celui issu de l'AMO. Les résultats issus du premier modèle de connaissance (modèle déterminé par AME) montrent que les lobes de stabilité sont influencés par la position du robot et la direction d'excitation. Ces lobes sont également déterminés sur la base du modèle dynamique identifié en AMO. Des variations de prédiction de stabilité sont mises en évidence.

Une validation expérimentale a été réalisée en usinant une pièce d'essai. La détection du broutement par inspection visuelle de la surface usinée, a montré que l'utilisation du modèle dynamique identifié en conditions de service donne de meilleurs résultats de prédiction de la stabilité de coupe.

Nous montrons en particulier que la direction d'excitation apparaît comme un paramètre important sur la stabilité de la coupe. Il est nécessaire qu'elle soit sélectionnée soigneusement en tenant compte de la configuration du robot et l'orientation du poignet par rapport à la direction de l'effort de coupe.

Conclusions & Perspectives

Conclusions

Les travaux présentés dans ce mémoire concernent le développement de méthodes d'identification du comportement dynamique du robot en service pour une meilleure maîtrise du procédé d'usinage robotisé.

Le premier chapitre présente tout d'abord le contexte général de la robotisation d'opération d'usinage. Le faible coût et le large espace de travail qu'offrent les robots, par rapport aux machines-outils, ont été les avantages principaux. Cependant, bien que les constructeurs proposent des solutions plus adaptées, l'utilisation des robots reste encore limitée en raison d'un ensemble de facteurs d'erreur et des sollicitations du procédé de coupe qui impactent la précision et la répétabilité. Pour améliorer la qualité et la précision de l'usinage robotisé, il est nécessaire de maîtriser les vibrations d'usinage dépendantes du comportement dynamique de la structure robotique. L'approche expérimentale de l'analyse modale a été retenue pour caractériser le comportement dynamique des robots.

Dans le deuxième chapitre, nous avons réalisé une caractérisation AME du robot afin de générer un premier modèle modal de connaissance. Nous avons mis en place un protocole expérimental de mesure des signaux vibratoires, et le choix de différentes configurations du robot. Le traitement des données par la méthode d'identification modale PolyMAX a permis d'estimer les paramètres modaux du robot sur une plage fréquentielle allant jusqu'à 2500 Hz. L'influence de la configuration du robot sur le comportement modal de celui-ci a été mise en évidence. Ceci nécessite une identification continue des paramètres modaux afin de traduire l'évolution du comportement en service.

Dans le troisième chapitre, trois méthodes d'identification modale opérationnelle ont été développées dans le but de caractériser le comportement dynamique du robot en service. Les trois méthodes sont : la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (FDD modifiée), la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité (IFTr) et la méthode d'identification par reconstruction des FRFs (IRF). Ces méthodes permettent d'intégrer les conditions réelles d'usinage et d'élaborer des modèles plus précis que le premier modèle de connaissance sans être biaisés par l'effet des harmoniques de rotation de l'outil. Les méthodes développées prennent en considération les vibrations mesurées en nez de broche par des accéléromètres et les efforts de coupe mesurés par une table dynamométrique. Les deux premières méthodes ont permis de modéliser le comportement dynamique en nez de broche alors que la dernière méthode reconstruit la FRF en bout de l'outil en se basant sur le modèle de connaissance identifié.

Enfin dans le quatrième chapitre, l'exploitation de ces résultats pour la prédiction de la stabilité du procédé de fraisage robotisé a été réalisée en s'appuyant sur l'approche d'Altintas et Weck pour un système à 1 ddl. Le calcul des lobes de stabilité a nécessité l'utilisation de la FRF estimée en

bout d'outil. Un essai d'usinage a été réalisé pour évaluer la précision des modèles développés. La précision du modèle dynamique identifié en conditions d'usinage est démontré par rapport au modèle identifié au repos. Les lobes de stabilité calculés pour deux cas de directions d'usinage, mettent en évidence l'importance du choix des configurations du robot pour adapter la rigidité de la structure sous les sollicitations d'usinage. Les premiers résultats d'opération d'embranchement réalisée avec l'IRB 6660 sont très encourageants pour la suite des développements. Ceux-ci s'inscrivent dans le cadre de l'action ROBDYN du Laboratoire d'Excellence IMobS³.

Perspectives

La méthode d'identification modale opérationnelle IRF utilise deux paramètres importants : une base modale de référence et les mesures des efforts de coupe pendant l'usinage. Dans notre cas, la base modale de référence a été établie pour quelques positions du robot dans son espace de travail. Une base modale de référence établies dans l'espace de travail complet du robot donnera une meilleure précision des résultats d'identification opérationnelle de la méthode IRF. Une autre amélioration peut être apportée à cette méthode en cherchant à remplacer le deuxième paramètre (efforts de coupe) par un autre paramètre à définir pour avoir une moindre instrumentation pendant les opérations d'usinage.

Les propriétés modales identifiées du robot en service, variables en fonction de la configuration instantanée du robot et la direction de l'effort de coupe, peuvent être exploitées pour développer une méthode de planification optimisée de la trajectoire d'usinage. Cette approche devrait permettre à l'opérateur de choisir la configuration la plus rigide qui minimise les déformations de la structure robotique sous l'effet des efforts de coupe. Il est possible aussi de travailler dans la zone la plus favorable à la stabilité de l'usinage, de l'espace de travail du robot, par la gestion de redondances cinématiques apportées par un autre système, notamment une table rotative 2 axes synchronisée avec le robot (Figure 4.14). Ceci se traduit par l'implication de l'institut Pascal dans le projet EquipEx Robotex et plus particulièrement dans la thématique RobProd (robotique de production) et par différentes travaux en cours.

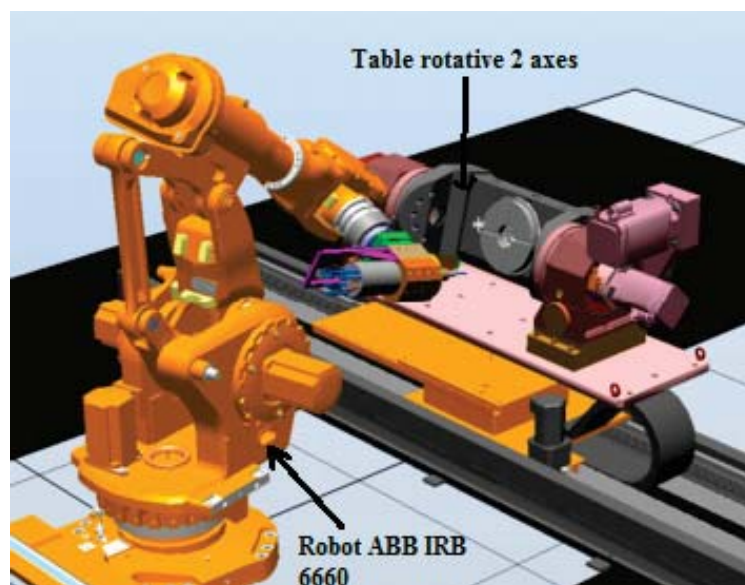


FIGURE 4.14. Cellule d'usinage robotisé composée du robot ABB IRB 6660 et d'une table rotative à deux axes [45].

Une autre perspective porte sur l'intégration du modèle dynamique identifié en continu dans la commande du robot pour un contrôle adaptatif. Ceci doit permettre une meilleure prise en compte des conditions réelles d'utilisation et d'accroître la précision et la robustesse du comportement en s'affranchissant des fortes non linéarités liées au comportement anisotropique.

Un plan d'expérience comportant une série d'essais d'usinage peut être développé pour obtenir une validation expérimentale plus poussée des lobes de stabilité calculés en utilisant le modèle dynamique du robot identifié par AMO. Ce plan d'expérience doit comporter plusieurs variables importantes : la configuration du robot, la vitesse de rotation de l'outil, la profondeur de coupe axiale et la direction de l'effort de coupe.

Les travaux développés dans ce mémoire pour caractériser le comportement dynamique des robots d'usinage sont génériques et peuvent être appliquées à d'autres architectures de machines. Le domaine d'application ne se limite pas à l'usinage mais concerne également le parachèvement des pièces par ponçage et polissage dont les contraintes du procédé sont très similaires.

Bibliographie

- [1] Jr. Devol and C. George. Programmed article transfer, June 1961.
- [2] G. Graetz and G. Michaels. Robots at work. *CEPR Discussion*, (Paper No. DP10477), Mars 2015.
- [3] Y. Chen and F. Dong. Robot machining : recent development and future research issues. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 66(9-12) :1489–1497, 2013.
- [4] E. Guizzo. The rise of the machines. In *IEEE Spectrum*, volume 45, pages 88–88, 2008.
- [5] IFR. History of industrial robots : Milestones of technology and commercialization. Technical report, International Federation of Robotics, 2012.
- [6] J. P. Merlet. *Les robots parallèles*. Hermès science, Paris, 1997.
- [7] <http://www.worldrobotics.org/index.php> World Robotics, Juin 2012.
- [8] J. P. Merlet. *Parallel Robots*. Springer, Paris, 1996.
- [9] D. Stewart. A platform with six degree of freedom. In *Inst. Mech. Eng. London*, volume 180, pages 371–386, 1965.
- [10] R. Clavel. *Conception d'un robot parallèle rapide à 4 degrés de liberté*. PhD thesis, EPFL, Lausanne, Suisse, 1991.
- [11] T. Bonnemains. *Etude du comportement mécanique des machine-outils à structure parallèle en Usinage Grande Vitesse*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2009.
- [12] G. Gogu. *Structural synthesis of parallel robots : Part1 -Methodology*. Springer, 2008.
- [13] S. Krut. *Contribution à l'étude des robots parallèles légers, 3T-1R et 3T-2R, à forts dé-battements angulaires*. PhD thesis, Université des sciences et techniques de Montpellier 2, 2003.
- [14] ISO. Manipulating industrial robots - performance criteria and related test methods (iso 9283). *International Standards Organization*, 1998.
- [15] American National Standard for Industrial Robots and Robot Systems. Evaluation of point-to-point and static performance characteristics of industrial robots and robot systems. *American National Standard Institute (ANSI)*, ANSI/RIA R15.05-1-1990.
- [16] J. Belchior, M. Guillo, E. Courteille, P. Maurine, L. Leotoing, and D. Guines. Off-line compensation of the tool path deviations on robotic machining : Application to incremental sheet forming. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 29(4), 2013.
- [17] K. A. Arrouk. *Techniques de conception assistée par ordinateur (CAO) pour la caractérisation de l'espace de travail de robots manipulateurs parallèles*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2012.

- [18] G. Castelli, E. Ottaviano, and M. Ceccarelli. A fairly general algorithm to evaluate workspace characteristics of serial and parallel manipulators. *Mechanics based design of structures and machines*, 16(1) :14–33, 2008.
- [19] H. Chanal. *Etude de l'emploi des machines outils à structure parallèle en usinage*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2006.
- [20] T. Kim and S.E. Sarma. Toolpath generation along directions of kinematic performance : a first cut at machine optimal paths. *Computer-Aided Design*, 34 :452–468, 2002.
- [21] T. Kim, S.K. Son, and S.E. Sarma. On actuator reversal motions of machine tools. *Mechanism and Machine Theory*, 39 :299–322, 2004.
- [22] B.S. El-Khawsawneh and P.M. Ferreira. Computation of stiffness and stiffness bounds for parallel link manipulators. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39 :321–342, 1999.
- [23] B.C. Bouzgarou. *Conception et modélisation d'une machine-outil à architecture hybride pour l'UTG*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2001.
- [24] M. Cobet. Designing pkms : Working volume, stiffness, frequencies. In *3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar*, pages 83–104, Chemnitz, Allemagne, 2002.
- [25] E. Abele, M. Weigold, and S. Rothenbucher. Modeling and identification of an industrial robot for machining applications. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 56(1) :387–390, 2007.
- [26] G. Guire, L. Sabourin, G. Gogu, and E. Lemoine. Robotic cell for beef carcass primal cutting and pork ham boning in meat industry. *Industrial Robot : An International Journal*, 37(6) :532–541, 2010.
- [27] O. Sornmo, B. Olofsson, U. Schneider, A. Robertsson, and R. Johansson. Increasing the milling accuracy for industrial robots using a piezo-actuated high-dynamic micro manipulator. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, pages 104–110, 2012.
- [28] P. S. Shiakolas, K. L. Conrad, and T. C. Yih. On the accuracy, repeatability, and degree of influence of kinematics parameters for industrial robots. *International Journal of Modelling and Simulation*, pages 245–254, 2002.
- [29] J.-F. Brethe, E. Vasselin, D. Lefebvre, and B. Dakyo. Determination of the repeatability of a kuka robot using the stochastic ellipsoid approach. In *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, pages 4339–4344, April 2005.
- [30] ABB Robotics. <http://www.abb.fr>.
- [31] A. De Luca. Feedforward/feedback laws for the control of flexible robots. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1 :233–240, 2000.
- [32] J. Norberto Pires. Robot manipulators and control systems. In *Industrial Robots Programming*, pages 35–107. Springer US, 2007.
- [33] C. Dumas. *Développement de méthodes robotisées pour le parachèvement de pièces métalliques et composites*. PhD thesis, Université de Nantes, 2011.
- [34] U. Schneider, M. Ansaloni, M. Drust, F. Leali, and A. Verl. Experimental investigation of sources of error in robot machining. In Neto, Pedro, Moreira, and A. Paulo, editors, *Robotics in Smart Manufacturing*, volume 371 of *Communications in Computer and Information Science*, pages 14–26. Springer Berlin Heidelberg, 2013.

- [35] K. Conrad, P. S. Shiakolas, and T. C. Yih. Robotic calibration issues : Accuracy, repeatability and calibration. In *Proceedings of the 8th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED 2000)*, Rio, Patras, GREECE, July 2000.
- [36] Måns Östring, Svante Gunnarsson, and Mikael Norrlöf. Closed-loop identification of an industrial robot containing flexibilities. *Control Engineering Practice*, 11(3) :291 – 300, 2003. Advances in Automotive Control.
- [37] R. Cousturier, L. Sabourin, G. Gogu, and Y. Mezouar. Identification et modélisation du comportement en rigidité d’un robot à structure à parallélogramme : application aux opérations d’usinage. In *Machines et usinage à grande vitesse (MUGV)*, Clermont-Ferrand, France, 2014.
- [38] M. Cherif, J.-Y. K’nevez, and A. Ballu. Quantification des effets thermiques sur la précision d’un robot d’usinage. Arts et Métiers ParisTech Cluny, 2010.
- [39] C. Gong, J. Yuan, and J. Ni. Nongeometric error identification and compensation for robotic system by inverse calibration. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(14) :2119–2137, 2000.
- [40] Q. Jinna. *Commande hybride position/force robuste d’un robot manipulateur utilisé en usinage et/ou en soudage*. Phd thesis, Ecole Nationale Supérieure d’Arts et Métiers - ENSAM, 2013.
- [41] K. Cheng. *Machining Dynamics - Fundamentals, Applications and Practices*. Springer Series in Advanced Manufacturing, 2009.
- [42] Z. Pan, H. Zhang, Z. Zhu, and J. Wang. Chatter analysis of robotic machining process. *Journal of Materials Processing Technology*, 173(3) :301–309, April 2006.
- [43] G. Pritschow, C. Eppler, and T. Garber. Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of pkm. pages 313–333, Chemnitz, 2002.
- [44] V. Robin. *Contribution à la mise en oeuvre et l’optimisation d’une cellule robotisée : application au parachèvement de pièces de fonderie*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2007.
- [45] K. Subrin, L. Sabourin, R. Cousturier, G. Gogu, and Y. Mezouar. New redundant architectures in machining : Serial and parallel robots. *Procedia Engineering*, 63 :158 – 166, 2013. The Manufacturing Engineering Society International Conference, {MESIC} 2013.
- [46] 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) :1 – 6, 2006.
- [47] T. Olsson, M. Haage, H. Kihlman, R. Johansson, K. Nilsson, A. Robertsson, B. Björkman, R. Isaksson, G. Ossbahr, and T. Brogårdh. Cost-efficient drilling using industrial robots with high-bandwidth force feedback. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 26(1) :24 – 38, 2010.
- [48] J. Sulzer and I. Kovač. Enhancement of positioning accuracy of industrial robots with a reconfigurable fine-positioning module. *Precision Engineering*, 34(2) :201– 217, 2010.
- [49] C. Dumas, S. Caro, S. Garnier, and B. Furet. Joint stiffness identification of six-revolute industrial serial robots. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 27(4) :881 – 888, 2011. Conference papers of Flexible Automation and Intelligent Manufacturing Intelligent manufacturing and services.

- [50] G. Alici and B. Shirinzadeh. Enhanced stiffness modeling, identification and characterization for robot manipulators. *IEEE Transactions on Robotics*, 21(4) :554–564, 2005.
- [51] C. Dumas, S. Caro, M. Cherif, S. Garnier, and B. Furet. A methodology for joint stiffness identification of serial robots. In *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2010 IEEE/RSJ International Conference on*, pages 464–469, Oct 2010.
- [52] K. Subrin, L. Sabourin, G. Gogu, and Y. Mezouar. Robotic architecture for machining application. In *Mechanical Transmissions Mechanisms, Robotics*; G. Gogu, I. Maniu E-C. Lovacs, J-C. Fauroux, and V. Ciupe, editors, *Trans Tech Publications*, pages 413–422, Switzerland, 2012.
- [53] S.F. Chen. The 6×6 stiffness formulation and transformation of serial manipulators via the cct theory. *IEEE International Conference on In Robotics and Automation*, 3 :4042–4047, 2003.
- [54] E. Abele, S. Rothenbucher, and M. Weigold. Cartesian compliance model for industrial robots using virtual joints. *Production Engineering*, 2(3) :339–343, 2008.
- [55] T. Yoshikawa and K. Hosoda. Modeling of flexible manipulators using virtual rigid links and passive joints. In *Intelligent Robots and Systems '91. 'Intelligence for Mechanical Systems, Proceedings IROS '91. IEEE/RSJ International Workshop on*, pages 967–972 vol.2, Nov 1991.
- [56] T. Yoshikawa, A. Ohta, and K. Kanaoka. State estimation and parameter identification of flexible manipulators based on visual sensor and virtual joint model. In *Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on*, volume 3, pages 2840–2845 vol.3, 2001.
- [57] A. Nubiola and I. A. Bonev. Absolute calibration of an {ABB} {IRB} 1600 robot using a laser tracker. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 29(1) :236 – 245, 2013.
- [58] V. Ramamurti and K. Elisha Madhu Kumar. Machine tool dynamics - a review. In *Indian NATN. Sci. Acad.*, volume 62, pages 125–136, 1996.
- [59] C.-F. Bisu, M. Cherif, A. Gérard, and J.-Y. K'Nevez. Dynamic behavior analysis for a six axis industrial machining robot. *ArXiv e-prints*, January 2012.
- [60] D. Ewins. *Modal Testing : theory, practice and application*. Research Studies Press, 2000.
- [61] P. Avitabile. Modal space back to basics. *Experimental Techniques*, 25(5) :17–18, 2001.
- [62] H. Karagulle, A. Amindari, M. Akdag, L. Malgaca, and Ş. Yavuz. Kinematic-kinetic-rigidity evaluation of a six axis robot performing a task. *International Journal of Advanced Robotic System*, 2012.
- [63] N. M. M. Maia and J. M. M. e Silva. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Research Studies Press Ltd, 1997.
- [64] J.S. Bendat and A. G. Piersol. *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*. 1993.
- [65] T. L. Schmitz and K. S. Smith. *Machining Dynamics : Frequency Response to Improved Productivity*. 2009.
- [66] J.-P. Claude and Y. Soucy. Modal testing of a space manipulator simulator. In *Conference IMAC-XXV*, pages 1–10, 2007.
- [67] P. Mohanty and D.J. Rixen. Identifying mode shapes and modal frequencies by operational modal analysis in the presence of harmonic excitation. *Experimental Mechanics*, 45(3) :213–220, 2005.

- [68] L. F. Ramos, R. Aguilar, and P. B. Lourenco. Operational modal analysis of historical constructions using commercial wireless platforms. *Structural Health Monitoring*, 2010.
- [69] L. Hermans and H. Van der Auweraer. Modal testing and analysis of structures under operational conditions : industrial applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 13(2) :193 – 216, 1999.
- [70] I. Zaghbani and V. Songmene. Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 49 :947–957, 2009.
- [71] W. Gersch. Estimation of the autoregressive parameters of a mixed autoregressive moving-average time series. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 15(5) :583–588, Oct 1970.
- [72] H. Vold, J. Kundrat, G.T. Rocklin, and R. Russel. A multi input model estimation for mini-computers. Technical report, SAE Technical Paper Series (890194), 1982.
- [73] B. Li, H. Cai, X. Mao, J. Huang, and B. Luo. Estimation of cnc machine-tool dynamic parameters based on random cutting excitation through operational modal analysis. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 71 :26–40, 2013.
- [74] P. Van Overschee and B. De Moor. Subspace algorithms for the stochastic identification problem. *Automatica*, 29(3) :649 – 660, 1993.
- [75] B. Peeters, H. Van der Auweraer, F. Vanhollebeke, and P. Guillaume. Operational modal analysis for estimating the dynamic properties of a stadium structure during a football game. *Shock and Vibration*, 14(4) :283–303, 2007.
- [76] Y. Cao and Y. Altintas. Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(9) :1342 – 1350, 2007. Selected papers from the 2nd International Conference on High Performance Cutting 2nd {CIRP} International Conference on High Performance Cutting.
- [77] P. Guillaume, P. Verboven, S. Vanlanduit, H. Van der Auweraer, and B. Peeters. A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator. In *proceedings of IMAC XXI, the International Modal Analysis Conference*, Kissimmee (FL), USA, 2003.
- [78] B. Peeters, H. Van der Auweraer, P. Guillaume, and J. Leuridan. The polymax frequency-domain method : A new standard for modal parameter estimation? *Shock and Vibration*, 11(3-4) :395–409, 2004.
- [79] B. Peeters, P. Guillaume, H. Van der Auweraer, B. Cauberghe, P. Verboven, and J. Leuridan. Automotive and aerospace applications of the polymax modal parameter estimation method. In *proceedings of IMAC XXII, the International Modal Analysis Conference*, Dearborn (MI), USA, 2004.
- [80] D. C. Kammer. Sensor placement for on-orbit modal identification and correlation of large space structures. In *American Control Conference*, pages 2984–2990, 1990.
- [81] R.J. Allemang. The modal assurance criterion (mac) : Twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration*, pages 14–21, 2003.
- [82] A. Shahdin. *Surveillance vibratoire de l'endommagement dû à l'impact sur poutres en matériaux composites stratifiés, sandwichs et matériaux enchevêtrés par variations des paramètres modaux*. PhD thesis, Université de Toulouse, Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace, 2009.

- [83] O. Özşahin, H.N. Özgüven, and E. Budak. Analysis and compensation of mass loading effect of accelerometers on tool point frf measurements for chatter stability predictions. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(6) :585 – 589, 2010.
- [84] R.P.H. Faassen, N. van de Wouw, J.A.J. Oosterling, and H. Nijmeijer. Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(14) :1437 – 1446, 2003.
- [85] C. Sujatha. *Vibration and acoustics : measurement and signal analysis*. New Delhi : Tata McGraw Hill Education Private Ltd, 2010.
- [86] S. Mejri, V. Gagnol, T.-P. Le, L. Sabourin, P. Ray, and P. Paultre. Dynamic characterization of machining robot and stability analysis. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 82(1) :351–359, 2015.
- [87] R. Brincker, L. Zhang, and P. Andersen. Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition. In *IMAC 18 : Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC)*, pages 625–630, San Antonio, Texas, USA, February 2000.
- [88] R. Brincker, L. Zhang, and P. Andersen. Output-only modal analysis by frequency domain decomposition. In *Proceedings of The ISMA25 Noise And Vibration Engineering*, volume 11, pages 717–723, Leuven, Belgique, Septembre 2000.
- [89] R. Brincker, C. Ventura, and P. Andersen. Damping estimation by frequency domain decomposition. In *Proceedings of the 19th International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, USA, 2001.
- [90] C. Rainieri and G. Fabbrocino. *Operational Modal Analysis of Civil Engineering Structures : An Introduction and Guide for Applications*. Springer-Verlag New York Inc., New York, NY, USA, 2014.
- [91] R. Brincker, P. Andersen, and N. Møller. An indicator for separation of structural and harmonic modes in output-only modal testing. In *IMAC 18 : Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC)*, pages 1649–1654, San Antonio, Texas, USA, February 2000.
- [92] S. Mejri, V. Gagnol, T.-P. Le, L. Sabourin, P. Ray, and P. Paultre. Identification du comportement dynamique d'un robot d'usinage en service. In *Machines et usinage à grande vitesse (MUGV)*, Clermont-Ferrand, France, 2014.
- [93] V. Gagnol, T.-P. Le, and P. Ray. Modal identification of spindle-tool unit in high-speed machining. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(7) :2388–2398, October 2011.
- [94] W. Liu and D.J. Ewins. Transmissibility properties of mdof systems. In *IMAC XVI - 16th International Modal Analysis Conference*, Santa Barbara, California, USA, 1998.
- [95] C. Devriendt and P. Guillaume. The use of transmissibility measurements in output-only modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(7) :2689 – 2696, 2007.
- [96] C. Devriendt and P. Guillaume. Identification of modal parameters from transmissibility measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 314(1-2) :343 – 356, 2008.
- [97] S.S. Law, J. Li, and Y. Ding. Structural response reconstruction with transmissibility concept in frequency domain. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(3) :952 – 968, 2011.
- [98] C. A. Suprock, R. Z. Hassan, R. B. Jerard, and B. K. Fussell. Predicting endmill tool chatter with a wireless tool tip vibration sensor. In *11th CIRP Conference on Modeling of Machining Operations*, 2008.

- [99] C. Devriendt, G. De Sitter, S. Vanlanduit, and P. Guillaume. Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(3) :621 – 635, 2009.
- [100] S.-I. Matsuoka, K. Shimizu, N. Yamazaki, and Y. Oki. High-speed end milling of an articulated robot and its characteristics. *Journal of Materials Processing Technology*, 95 :83 – 89, 1999.
- [101] E. Abele, M. Weigold, and M. Kulok. Increasing the accuracy of a milling industrial robot. *Production Engineering*, 3(2) :221–224, 2006.
- [102] S. Tobias and W. Fishwick. Theory of regenerative machine tool chatter. *The Engineer*, 1958.
- [103] J. Tlustý and M. Poláček. The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining. *Proceedings of the ASME International Research in Production Engineering*, pages 465–474, 1963.
- [104] H. Meritt. Theory of self-excited machine tool chatter. *Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry*, pages 447–454, 1965.
- [105] V. Thévenot. *Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces : Application à l'usinage de pales aéronautiques*. PhD thesis, INP de Toulouse, 2005.
- [106] E. Budak and Y. Altıntaş. Analytical prediction of chatter stability in milling - part i : General formulation. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 120(1) :22–30, 1998.
- [107] E. Budak and Y. Altıntaş. Analytical prediction of chatter stability in milling - part ii : Application of the general formulation to common milling systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 120(1) :22–30, 1998.
- [108] R.P.H. Faassen. *Chatter prediction and control for high-speed milling : modelling and experiments*. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2007.
- [109] M. Wiercigroch and A.M. Krivtsov. Frictional chatter in orthogonal metal cutting. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 359(1781) :713–738, 2001.
- [110] M. Wiercigroch and E. Budak. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 359(1781) :663–693, 2001.
- [111] Y. Altıntaş. *Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. Cambridge University Press, New York, NY, USA, 2nd edition, 2012.
- [112] Y. Altıntaş and M. Weck. Chatter stability of metal cutting and grinding. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 53(2) :619 – 642, 2004.
- [113] N. D. Sims. Dynamics diagnostics : Methods, equipment and analysis tools. In Kai Cheng, editor, *Machining Dynamics*, Springer Series in Advanced Manufacturing, pages 85–115. Springer London, 2009.

Annexes

Annexe A

Configurations du robot

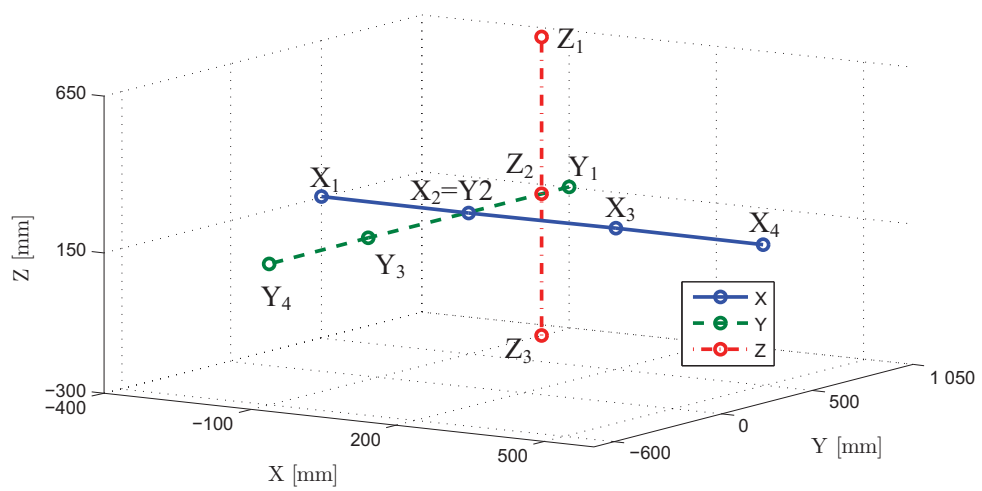


FIGURE A.1. Positions investiguées de l'organe terminal du robot dans son espace de travail

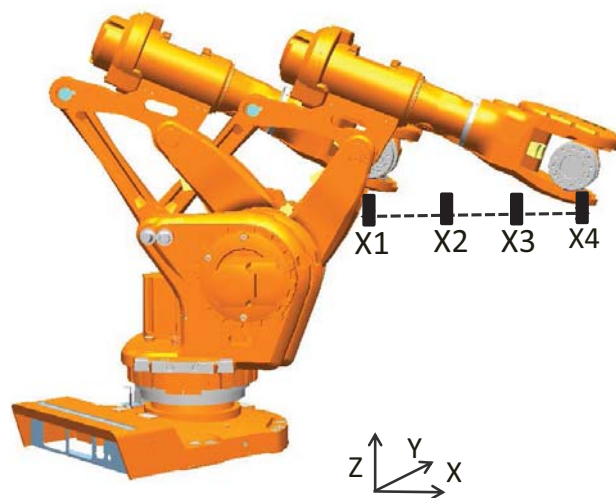


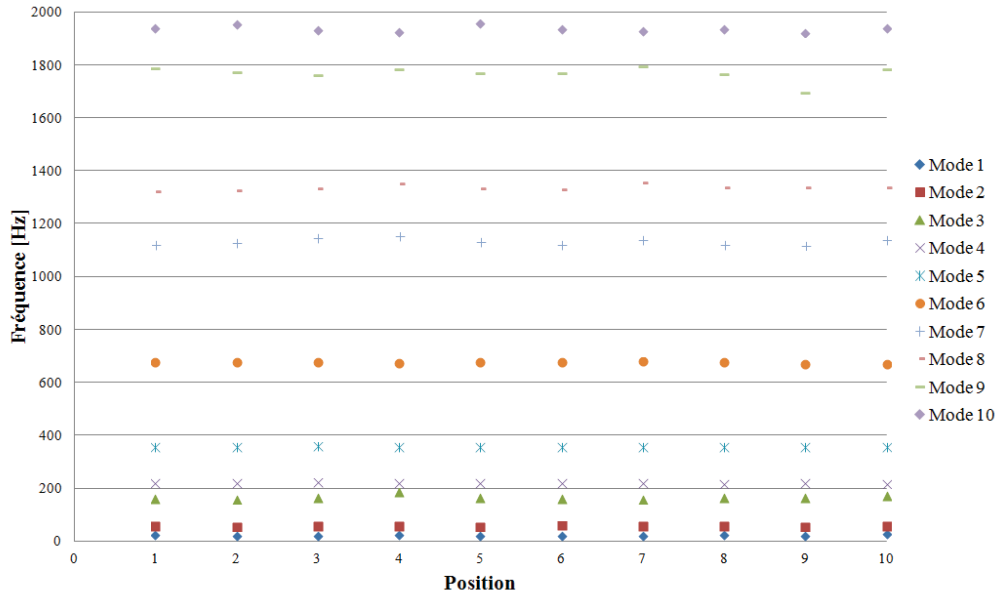
FIGURE A.2. 4 premières configurations du robot

Annexe B

Résultats d'identification par AME sur un intervalle de fréquence [0-2200Hz]

TABLEAU B.1. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V1}*

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	24.36	2.62	19.69	6.58	19.08	3.46	21.70	4.03
2	56.92	4.72	56.27	3.33	57.20	7.31	58.26	1.97
3	161.30	4.37	159.94	2.82	167.10	1.56	185.86	11.63
4	221.19	1.30	221.98	1.99	223.91	1.60	220.32	2.23
5	356.79	2.28	357.86	2.01	360.17	2.54	358.00	2.93
6	677.58	1.53	678.19	1.51	678.06	1.44	673.98	2.71
7	1122.37	9.25	1129.65	8.54	1147.55	2.15	1155.19	2.31
8	1321.32	1.33	1325.41	1.74	1332.05	0.67	1351.51	1.01
9	1785.97	1.51	1771.59	5.00	1760.22	4.70	1781.34	4.15
10	1937.30	3.53	1955.24	2.46	1930.69	3.43	1924.13	3.30
11	2011.64	2.02	2035.77	0.99	2001.71	1.72	2000.21	1.83

FIGURE B.1. Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V1} pour différentes configurations du robotTABLEAU B.2. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy}^{V1}

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	32.51	4.95	32.59	2.83	34.33	4.10	34.19	7.06%
2	109.93	2.40	111.55	4.57	104.77	4.05	108.90	1.82
3	250.42	2.89	253.06	5.04	248.63	3.85	260.92	3.62
4	298.54	3.70	298.72	6.75	294.02	0.99	296.88	5.93
5	336.43	2.97	326.88	2.50	331.49	2.81	328.04	3.32
6	672.73	1.88	671.41	1.52	671.17	1.95	672.88	1.78
7	1160.57	5.49	1145.34	4.75	1152.95	3.32	1133.36	2.90
8	1352.52	0.22	1335.95	0.61	1342.70	1.55	1334.01	1.00
9	1518.90	0.38	1555.91	0.64	1582.35	0.52	1575.31	1.47
10	1753.41	2.73	1832.04	2.54	1734.84	0.45	1806.22	4.28
11	1875.21	0.71	1948.86	3.02	1915.00	1.30	1955.55	2.91
12	1998.85	2.80	2013.05	1.69	2012.25	1.91	2016.25	1.65

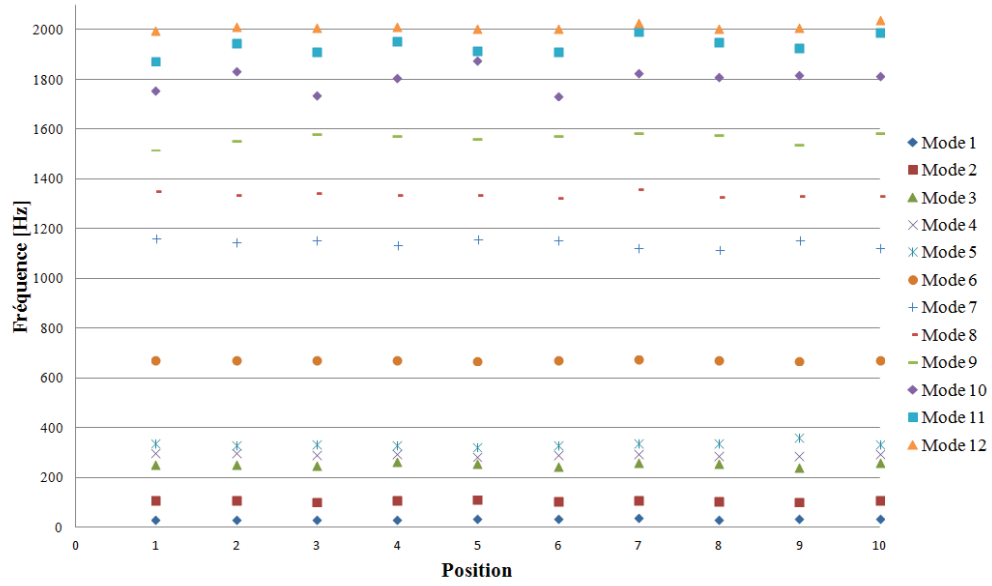


FIGURE B.2. Évolution des fréquence propres de H_{yy}^{V1} pour différentes configurations du robot

TABEAU B.3. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{xx}^{V2}

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	17.95	6.00	22.12	1.01	19.90	4.83	21.06	5.53
2	50.17	6.25	49.76	3.94	48.74	5.81	50.32	6.99
3	137.90	6.70	138.26	5.53	143.37	2.86	132.51	2.24
4	160.40	5.98	161.51	3.58	164.68	1.83	163.12	8.62
5	216.89	2.65	215.98	1.70	216.26	3.08	215.69	3.29
6	339.33	3.15	348.08	3.16	347.51	2.62	344.44	1.30
7	559.68	0.41	511.32	5.29	520.50	1.29	509.05	3.94
8	879.87	3.25	881.52	3.39	911.66	6.93	882.54	3.55
9	1361.12	0.15	1388.17	0.33	1394.66	0.36	1398.84	0.03
10	1557.92	0.23	1553.45	1.17	1544.60	1.84	1548.75	1.89
11	1697.25	0.38	1712.38	1.03	1710.44	0.42	1710.61	0.16
12	1822.06	2.56	1820.68	0.71	1818.60	0.77	1824.15	0.71
13	1949.80	1.77	1955.40	2.49	1969.91	2.36	1952.92	1.94

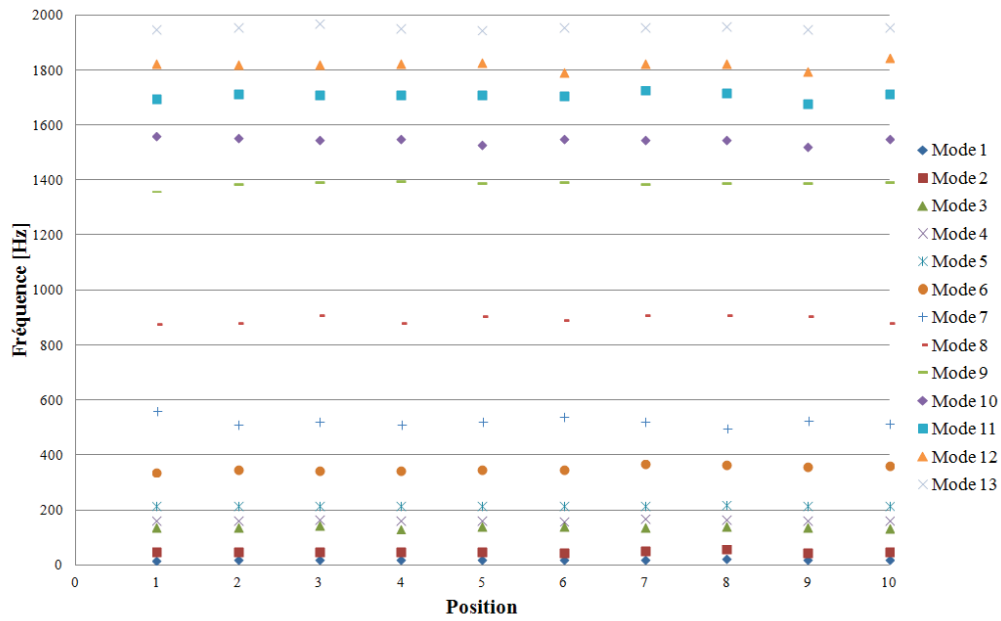


FIGURE B.3. Évolution des fréquence propres de H_{xx}^{V2} pour différentes configurations du robot

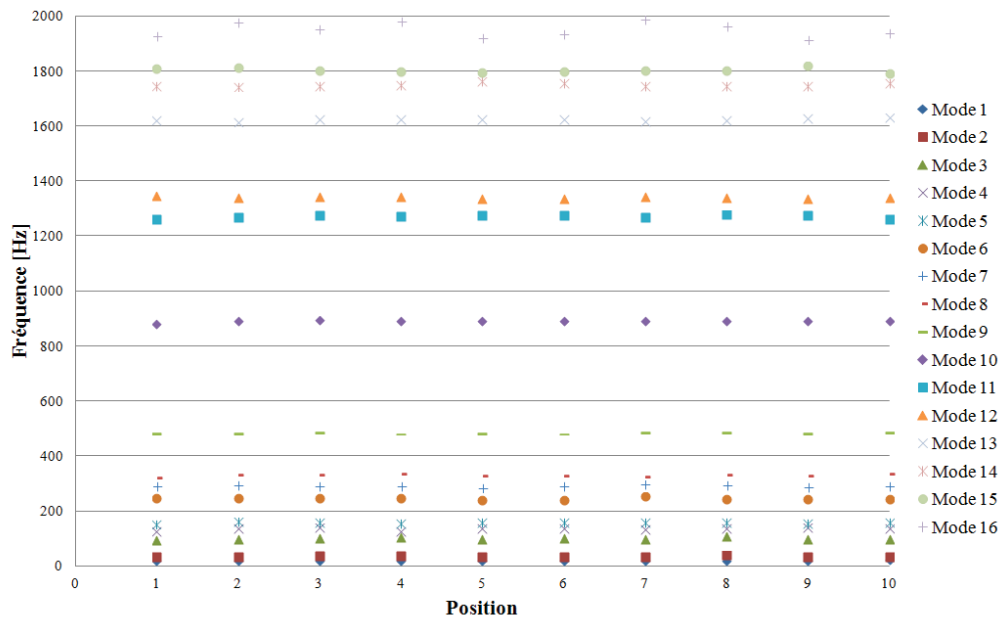


FIGURE B.4. Évolution des fréquence propres de H_{yy}^{V2} pour différentes configurations du robot

TABLEAU B.4. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de H_{yy}^{V2}*

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)	f (Hz)	ζ (%)
1	21.95	2.84	21.96	3.51	22.20	3.07	23.62	5.06
2	33.91	3.32	34.90	4.46	36.45	3.74	37.89	3.13
3	94.66	6.65	99.65	6.55	103.46	7.83	105.53	6.26
4	128.08	3.21	135.96	2.37	139.50	2.77	124.91	0.42
5	150.14	2.14	159.98	4.42	157.39	4.64	152.46	5.98
6	249.27	3.30	249.94	3.79	249.76	4.44	248.48	5.98
7	290.83	4.78	294.56	4.00	293.88	5.06	292.07	4.83
8	325.68	2.09	333.30	2.06	335.26	1.93	338.58	1.99
9	482.85	0.63	482.56	1.82	484.91	0.74	480.32	0.57
10	878.72	1.34	890.95	4.29	892.45	4.24	890.33	4.52
11	1262.86	5.64	1269.77	5.33	1276.98	0.39	1275.17	5.82
12	1346.54	2.50	1341.92	1.91	1346.36	2.02	1343.04	1.68
13	1622.63	4.35	1615.37	5.26	1628.25	5.25	1625.79	3.59
14	1743.55	2.63	1742.14	1.79	1744.73	2.61	1748.87	2.65
15	1812.81	0.35	1813.88	1.90	1805.14	1.25	1800.74	1.36
16	1926.07	1.51	1974.51	0.16	1951.08	0.97	1978.77	0.75

Résumé

IDENTIFICATION ET MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES ROBOTS D'USINAGE

La robotisation des procédés d'usinage suscite l'intérêt des industriels en raison du grand espace de travail et le faible coût des robots par rapport aux machines-outils conventionnelles et la possibilité d'usiner des pièces de formes complexes. Cependant, la faible rigidité de la structure robotique favorise le déclenchement de phénomènes dynamiques liés à l'usinage sollicitant le robot en bout de l'outil qui dégradent la qualité de surface de la pièce usinée.

L'objectif de ces travaux de thèse est de caractériser le comportement dynamique des robots en usinage. Ces travaux ont suivi une démarche en trois étapes : La modélisation d'un premier modèle considéré de référence où le robot est au repos. Ensuite l'identification du comportement dynamique du robot en service. Enfin, l'exploitation des modèles dynamiques du robot en vue de prédire la stabilité de coupe.

L'originalité de ces travaux porte sur le développement des méthodes d'identification modale opérationnelles. Elles permettent d'intégrer les conditions réelles d'usinage et d'élaborer des modèles plus précis que le premier modèle de connaissance sans être biaisés par l'effet des harmoniques de rotation de l'outil. Enfin, des préconisations sur le choix de configurations du robot et sur la direction des forces d'excitation sont proposées pour assurer la stabilité de la coupe lors de l'usinage robotisé.

Mots clefs : Usinage robotisé, Vibration, Identification modale, modélisation dynamique, Analyse modale opérationnelle, Analyse modale expérimentale, Stabilité de coupe

Abstract

IDENTIFICATION AND MODELING OF MACHINING ROBOTS' DYNAMIC BEHAVIOR

Machining robots have major advantages over cartesian machine tools because of their flexibility, their ability to reach inaccessible areas on a complex part, and their important workspace. However, their lack of rigidity and precision is still a limit for precision tasks. The stresses generated by the cutting forces and inertia are important and cause static and dynamic deformations of the structure which result in problems of workpiece surface.

The aim of the thesis work is to characterize the dynamic behavior of robots during machining operation. This work followed a three-step approach : Modeling a first model considered as a reference where the robot is at rest. Then the identification of the dynamic behavior in service. Finally, the prediction of the cutting stability using the robot dynamic model.

The originality of this work is the development of new operational modal identification methods. They integrate the machining conditions and result into a more accurate model than the first model of reference without being biased by harmonics. Finally, guidelines of robot's configurations and excitation forces' direction are proposed to ensure the robotic machining stability.

Keywords : Robot machining, Vibration, Modal identification, Dynamic modeling, Operational modal analysis, Experimental modal analysis, Machining stability