



**HAL**  
open science

# Identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service

Asia Maamar

► **To cite this version:**

Asia Maamar. Identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service. Automatique / Robotique. Université Clermont Auvergne [2017-2020], 2019. Français. NNT : 2019CLFAC013 . tel-02299061

**HAL Id: tel-02299061**

**<https://theses.hal.science/tel-02299061>**

Submitted on 27 Sep 2019

**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.



Université Clermont Auvergne  
École Doctorale  
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont-Ferrand

## THÈSE

présentée par

**MAAMAR Asia**

en vue d'obtenir le grade de

**Docteur d'Université**

Spécialité : Génie Mécanique

# Identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service

Soutenue publiquement le 25/03/2019 devant le jury :

<b>M. Sebastien GARNIER</b>	Maître de conférences HDR, Université de Nantes	Rapporteur
<b>M. Joseph LARDIES</b>	Professeur des Universités, FEMTO-ST	Rapporteur
<b>M. Benoît FURET</b>	Professeur des Universités, Université de Nantes	Examinateur
<b>Mme Claire LARTIGUE</b>	Professeur des Universités, Université Paris-Sud	Examinatrice
<b>M. Pascal RAY</b>	Professeur des Universités, École des Mines de Saint-Étienne	Président du jury
<b>M. Laurent SABOURIN</b>	Maître de conférences HDR, Institut Pascal	Directeur de thèse
<b>M. Thien-Phu LE</b>	Maître de conférences HDR, Université d'Evry Val-d'Essonne	Co-directeur de thèse
<b>M. Vincent GAGNOL</b>	Maître de conférences HDR, Institut Pascal	Co-directeur de thèse



# Remerciements

Je tiens d'abord à remercier Monsieur **Laurent Sabourin** d'avoir accepté de prendre la direction de cette thèse en collaboration avec Thien-Phu Le et Vincent Gagnol. Je le remercie pour son apport durant toute la phase expérimentale et pour sa responsabilité, dont il a fait preuve durant ces trois années de thèse.

J'exprime toute ma profonde reconnaissance à Monsieur **Thien-Phu Le**. Son sens de perfectionnement et sa disponibilité m'ont permis d'avoir un encadrement de qualité. Durant ces trois années, Thien-Phu n'a jamais hésité à prendre le temps de m'expliquer, discuter, échanger et partager ses grandes expertises dans la recherche. Je ne le remercierai jamais assez pour tout ce qu'il a fait pour moi. Je tiens à lui témoigner ma profonde gratitude.

Je ne sais pas comment exprimer ma gratitude à Monsieur **Vincent Gagnol** de m'avoir fait confiance malgré les connaissances plutôt légères que j'avais sur l'identification modale des structures. Son énergie et sa confiance ont été des éléments moteurs pour moi. J'ai pris un grand plaisir à travailler avec lui.

Un merci tout particulier à Monsieur Belhassen Chedli Bouzgarrou pour m'avoir encouragé et conseillé depuis mon projet Master et tout au long de ma thèse. Je tiens à remercier Messieurs Nicolas Blanchard et Adrien Chevalier qui ont travaillé dans l'ombre pour la réussite de ce projet de recherche.

Je remercie aussi très sincèrement les membres du jury qui ont accepté d'évaluer mes travaux et mes différentes contributions scientifiques.

Je remercie mon cher mari Aymen pour son soutien quotidien indéfectible et son enthousiasme contagieux à l'égard de mes travaux et plus encore pour l'amour qu'il m'a démontré pendant toutes ces années.

Ces remerciements ne peuvent s'achever, sans une pensée pour mes parents. Leur présence et leurs encouragements sont pour moi les piliers fondateurs de ce que je suis et de ce que je fais. J'ai évidemment une pensée très particulière pour mes frères Yasser, Mohammed Amine et Mouheb.

Mes remerciements vont aussi à ma famille et mes amis qui, avec cette question récurrente, « quand est-ce que tu la soutiens cette thèse? », bien qu'angoissante en période fréquente de doutes, m'ont permis de ne jamais dévier de mon objectif final. Merci à Imen, Rihem, Amani, Olfa, Abir, Montassar, Rym, Anis, Jack, Dong, Quentin, Nessrine, Dana, Zine, Bassem, Lazher, Benjamine, Quentin, Quorentin, Mathieu, pour leur affection maintes fois renouvelée. La famille, les amis, je vous dis simplement : merci d'exister dans le jardin de ma vie.

Un grand merci aux personnels administratifs toujours serviables, aimables, souriants et surtout professionnels pour leur rôle et leur implication dans la bonne gestion de ce travail.

Je pense particulièrement à Mesdames Jacqueline Madebene et Cyrille Regnier.  
Enfin, je remercie toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

À cette belle vie et à notre belle Terre!  
Vibration est une source de la vie ...



# Table des matières

<b>Table des figures</b>	<b>11</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>17</b>
<b>1 État de l'art</b>	<b>23</b>
1.1 Introduction . . . . .	24
1.2 Robotisation des opérations d'usinage . . . . .	24
1.3 Modélisation des robots d'usinage . . . . .	30
1.3.1 Modélisation par la Méthode des Éléments Finis (MEF) . . . . .	30
1.3.2 Modélisation par Analyse des Matrices Structurelles (AMS) . . . . .	31
1.3.3 Modélisation par analyse modale . . . . .	32
1.4 Analyse modale des robots d'usinage . . . . .	32
1.4.1 Analyse Modale Expérimentale . . . . .	32
1.4.2 Analyse Modale Opérationnelle . . . . .	35
1.4.2.1 Méthodes d'analyse modale opérationnelle . . . . .	36
1.4.2.2 Analyse modale opérationnelle en présence des harmoniques	38
1.4.3 Analyse Modale Active Expérimentale . . . . .	39
1.5 Objectif de la thèse . . . . .	41
1.6 Conclusion . . . . .	42
<b>2 Choix de la méthode d'analyse modale opérationnelle</b>	<b>43</b>
2.1 Introduction . . . . .	45
2.2 Calcul analytique des paramètres modaux . . . . .	46
2.2.1 Modèle numérique : Système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté . . . . .	46
2.2.2 Exemple expérimental : Poutre en console . . . . .	47
2.3 AMO par la méthode PolyMAX . . . . .	48

2.3.1	Modèle de référence par Analyse Modale Expérimentale (AME) . . . .	48
2.3.1.1	Montage expérimental . . . . .	48
2.3.2	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console . . . . .	53
2.4	AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel «EFDD»	56
2.4.1	Aspect théorique . . . . .	56
2.4.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur . . . . .	58
2.4.2.1	AMO suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc . .	58
2.4.2.2	AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmo- niques . . . . .	59
2.4.2.3	Comparaison des résultats . . . . .	60
2.4.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console . . . . .	61
2.4.3.1	AMO suite à une excitation aléatoire . . . . .	61
2.4.3.2	AMO de la poutre suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques . . . . .	63
2.5	AMO par la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique «SSI»	65
2.5.1	Aspect théorique . . . . .	65
2.5.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl . . . . .	67
2.5.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console . . . . .	68
2.6	AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB» . . . .	69
2.6.1	Aspect théorique . . . . .	69
2.6.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur . . . . .	71
2.6.2.1	AMO suite à une excitation aléatoire . . . . .	71
2.6.2.2	AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmo- niques . . . . .	73
2.6.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console . . . . .	77
2.7	Conclusion . . . . .	80
<b>3</b>	<b>Identification modale de la machine-outil HURON KX15 en service</b>	<b>81</b>
3.1	Introduction . . . . .	82
3.2	Modèle de référence par analyse modale expérimentale . . . . .	83
3.2.1	Procédure d'identification des paramètres modaux . . . . .	84
3.2.2	Protocole expérimental . . . . .	84
3.2.3	Identification des paramètres modaux . . . . .	86
3.3	Analyse modale opérationnelle . . . . .	89
3.3.1	Protocole expérimental . . . . .	89

---

3.3.2	AMO par la méthode PolyMAX . . . . .	92
3.3.3	AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel EFDD modifiée . . . . .	94
3.3.4	AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»	96
3.4	Conclusion . . . . .	102
<b>4</b>	<b>Analyse modale opérationnelle du robot d'usinage ABB IRB 6600</b>	<b>103</b>
4.1	Introduction . . . . .	104
4.2	Présentation du robot d'usinage «ABB IRB 6660» . . . . .	104
4.3	Modèle de référence par analyse modale expérimentale . . . . .	106
4.3.1	Protocole expérimental . . . . .	106
4.3.2	Identification des paramètres modaux en statique . . . . .	108
4.3.2.1	Identification des modes liés au comportement dynamique de la broche . . . . .	110
4.3.2.2	Sélection des FRFs les plus fiables et choix de la plage de fréquences . . . . .	110
4.4	Analyse modale opérationnelle du robot d'usinage en service . . . . .	115
4.4.1	Protocole expérimental . . . . .	115
4.4.2	AMO du robot par la méthode TFB . . . . .	117
4.4.2.1	Calcul des fonctions de transmissibilité . . . . .	119
4.4.2.2	Diagramme de stabilisation . . . . .	121
4.4.2.3	Sélection des modes propres du robot via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité . . . . .	122
4.5	Conclusions . . . . .	126
	<b>Conclusion</b>	<b>129</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>133</b>



# Table des figures

1.1	Robot remplaçant une machine d'usinage CNC (MAG IAS) [Karim, 2013] . . .	25
1.2	Essais d'usinage avec le robot ABB IRB 6600 [Dumas, 2011]. . . . .	26
1.3	Comparaison des structures d'un robot sériel et d'une machine-outil [Olabi, 2011].	26
1.4	(a) Trajectoire mesurée sans correction, (b) Trajectoire mesurée avec correction des défauts dus aux souplesses [Olabi, 2011]. . . . .	27
1.5	Usinage en configuration de rigidité maximale (a) et minimale (b) [Olabi, 2011]	27
1.6	Optimisation du comportement : éloignement de la singularité (a et b), amélioration du comportement (c et d) [Xiao et al., 2011] . . . . .	27
1.7	(a) Cellule à 9 ddls, (b) trajectoire avant et après optimisation. [Subrin, 2013]	28
1.8	Fréquences propres et déformées modales associées d'un robot de type ABB IRB 1400 [Karagulle et al., 2012] . . . . .	28
1.9	Marquage important de la pièce dû aux vibrations du manipulateur [Pan et al., 2006]	29
1.10	Allure générale des lobes de stabilité [Quintana, 2011] . . . . .	29
1.11	(a) Modèle éléments finis du robot ABB IRB 6660 [Cousturier et al., 2014] , (b) Modèle éléments finis d'une machine-outil [Maglie, 2012] . . . . .	30
1.12	Élément poutre et degrés de liberté associés [Mousavi et al., 2014] . . . . .	31
1.13	Modélisation du robot ABB IRB 6660 par éléments poutre [Mousavi et al., 2018] . . . . .	31
1.14	Fréquences propres identifiées par une AME en trois différentes configurations du robot KUKA KR270 [Dumas, 2011] . . . . .	33
1.15	Montage expérimental lors de l'AME du robot ABB IRB 6660 [Mejri, 2016] .	34
1.16	Variation du comportement dynamique du robot KUKA KR 500-3 MT en fonction de sa configuration [Karim et al., 2017] . . . . .	34
1.17	(a) Déformée modale du premier mode propre du robot d'usinage KUKA KR 500-3 MT, (b) Variation de la première fréquence propre dans l'espace de travail lors d'une AME [Karim et al., 2017]. . . . .	35
1.18	Classification des méthodes d'analyse modale opérationnelle . . . . .	36

1.19	Fonction de densité de probabilité d'une réponse structurelle et d'une réponse harmonique [Le and Argoul, 2015]	38
1.20	Schématisation de la technique d'excitation proposée [Bin et al., 2013]	40
1.21	Force de coupe lors de l'usinage de la pièce spécifique proposée [Bin et al., 2013]	40
1.22	Schématisation de la technique d'excitation aléatoire [Cai et al., 2015]	40
1.23	Effort de coupe pseudo-aléatoire [Cai et al., 2015]	41
2.1	Système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté (2 ddl)	46
2.2	Poutre en console	47
2.3	Matériel utilisé lors de l'AME de la poutre	49
2.4	Emplacement des accéléromètres sur la poutre.	49
2.5	Diagramme de stabilisation(s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable)	51
2.6	Déformée modale du premier mode propre de la poutre.	51
2.7	Déformée modale du deuxième mode propre de la poutre.	51
2.8	Déformée modale du troisième mode propre de la poutre.	52
2.9	Déformée modale du quatrième mode propre de la poutre.	52
2.10	Déformée modale du cinquième mode propre de la poutre.	52
2.11	Montage expérimental lors de l'AMO de la poutre	53
2.12	Diagramme de stabilisation obtenu lors d'une AMO de la poutre suite à une combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques	54
2.13	Déformée modale du premier mode propre de la poutre.	55
2.14	Déformée modale du deuxième mode propre de la poutre.	55
2.15	Déformée modale du troisième mode propre de la poutre.	55
2.16	Procédure de la méthode EFDD [Mejri, 2016]	57
2.17	Réponses en déplacement temporelles simulées suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc	58
2.18	Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire	58
2.19	Réponses temporelles suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	59
2.20	Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire et harmonique	60
2.21	Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire	61
2.22	Déformées modales des cinq premiers modes propres de la poutre identifiées suite à une excitation aléatoire	62
2.23	Matrice MAC entre les déformées modales identifiées par PolyMAX et EFDD	63
2.24	Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	63

2.25	Déformées modales des trois premiers modes propres de la poutre identifiées suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques . . . . .	64
2.26	Diagramme de stabilisation obtenu à partir de la méthode d'identification SSI [Maamar et al., 2018] . . . . .	67
2.27	Diagramme de stabilisation obtenu à partir de la méthode d'identification SSI	68
2.28	Réponse vibratoire temporelle et sa FFT suite à une excitation de la masse $m_1$ du système masse-ressort-amortisseur . . . . .	71
2.29	Réponse vibratoire temporelle et sa FFT suite à une excitation de la masse $m_2$ du système masse-ressort-amortisseur . . . . .	72
2.30	(a) Fonctions de transmissibilité $T_{12}^1$ et $T_{12}^2$ , (b) $\Delta^{-1}T$ suite à une excitation aléatoire . . . . .	72
2.31	Réponses fréquentielles $Q_{11}$ , $Q_{21}$ , $Q_{12}$ , $Q_{22}$ et fonctions de transmissibilité $T_{12}^1$ et $T_{12}^2$ . . . . .	73
2.32	Intersection des fonctions de transmissibilités $T_{12}^1$ et $T_{12}^2$ , Fonction de transmissibilité rationnelle $\Delta T^{-1}$ . . . . .	74
2.33	Sélection des pôles du système par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité . . . . .	75
2.34	Diagramme de stabilisation établi par la méthode TFB (s : pôle stable, o : pôle non stable) . . . . .	75
2.35	$\Delta^{-1}T$ mesurée et $\Delta^{-1}T$ synthétisée . . . . .	76
2.36	Accélérations mesurées en six points de la poutre . . . . .	77
2.37	Réponse fréquentielle mesurée au niveau du quatrième noeud de la poutre . . . . .	77
2.38	Sélection des modes propres de la poutre via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité [Maamar et al., 2018] . . . . .	78
2.39	Déformées modales des trois premiers modes propres de la poutre . . . . .	79
2.40	Matrice MAC entre les déformées modales identifiées par PolyMAX et TFB [Maamar et al., 2018] . . . . .	79
3.1	Machine-outil HURON KX15 et la vue d'ensemble de ses mobilités [Prévost, 2011]	82
3.2	Protocole expérimental de l'AME de la machine-outil HURON KX15 . . . . .	83
3.3	FRFs mesurées suite aux deux excitations $F_x$ et $F_y$ appliquées dans les deux directions $X$ et $Y$ . . . . .	85
3.4	Fonctions de cohérence mesurées : $\Gamma_{XF_x}$ , $\Gamma_{YF_x}$ , $\Gamma_{XF_y}$ et $\Gamma_{YF_y}$ . . . . .	86
3.5	Diagramme de stabilisation établi par PolyMAX lors d'une AME à partir de $H_{xx}$ (s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable) . . . . .	87
3.6	Diagramme de stabilisation établi par PolyMAX lors d'une AME à partir de $H_{yy}$ (s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable) . . . . .	87

3.7	$H_{xx}$ synthétisée et mesurée . . . . .	88
3.8	Protocole expérimental . . . . .	90
3.9	Trajectoire d'usinage . . . . .	90
3.10	Accélérations et efforts de coupes mesurés suivant les deux directions $X$ et $Y$	91
3.11	Vitesse de rotation instantanée de la broche . . . . .	91
3.12	FFT de l'accélération mesurée durant la passe 1 suivant la direction $X$ . . . .	92
3.13	Diagramme de stabilisation établi par la méthode PolyMAX lors de l'AMO .	93
3.14	Première valeur singulière avant et après l'application de l'EFDD modifiée .	94
3.15	Trajectoire d'usinage . . . . .	96
3.16	Accélérations mesurées suivant les deux directions $X$ et $Y$ durant les deux passes 1 et 2 . . . . .	97
3.17	Les fonctions de transmissibilité $T_{xy}^1$ , $T_{xy}^2$ et $\Delta^{-1}T_{12}$ . . . . .	98
3.18	Sélection des modes propres de la machine-outil par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité [Maamar et al., 2019] . .	99
3.19	Diagramme de stabilisation établi par la TFB (s : pôle stable, o : pôle non stable) et sélection des pôles par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité . . . . .	100
4.1	Vue en perspective de la cellule robotisée d'usinage [Cousturier, 2017] . . . .	104
4.2	(a) Robot hybride à structure mécanique à parallélogramme, (b) graphe des liaisons [Subrin, 2013] . . . . .	105
4.3	(a) Modèle CAO du robot ABB IRB 6660 représentant les liaisons, (b) Schéma cinématique du robot [Subrin, 2013] . . . . .	105
4.4	Positions du TCP (Tool Center Point) correspondant à quatre positions de la track linéaire . . . . .	106
4.5	Robot en Configuration 1 : $\Delta = 0^\circ$ . . . . .	107
4.6	Robot en Configuration 2 : Réorientation de $7^\circ$ autour de l'axe de la broche .	107
4.7	Robot en Configuration 3 : Réorientation de $20^\circ$ autour de l'axe de la broche	108
4.8	Test au marteau d'impact et emplacement des accéléromètres . . . . .	109
4.9	Protocole expérimental lors de l'AME du robot ABB IRB 6660 . . . . .	109
4.10	Les FRFs $H_{xx}$ et $H_{yy}$ mesurées en bout d'outil pour 12 configurations de l'ensemble robot-broche-outil . . . . .	110
4.11	(a) FRF mesurée en nez de la broche, (b) FRF mesurée en bout d'outil . . . .	111
4.12	Variation de la Résultat FRF $H_{xx}$ mesurée en nez de la broche pour les trois configurations du robot en position 1 . . . . .	111
4.13	Évolution des sept premières fréquences propres du robot pour les quatre positions et les trois configurations . . . . .	114

4.14	Trajectoire linéaire d'usinage sélectionnée . . . . .	115
4.15	Essai d'usinage considérée . . . . .	116
4.16	Montage expérimental lors de l'AMO du robot ABB IRBB 6660 . . . . .	116
4.17	Accélération mesurée suivant la direction $X$ durant la passe 1 en position 1 et en configuration 1 . . . . .	117
4.18	Filtrage des FFTs des accélérations mesurées par fenêtrage et moyennage . . . . .	118
4.19	(a) $X_I(f)$ bruitée, (b) $X_I(f)$ filtrée . . . . .	119
4.20	Fonctions $\Delta T_{12}^{-1}$ , $\Delta T_{23}^{-1}$ , $\Delta T_{34}^{-1}$ , $\Delta T_{14}^{-1}$ , $\Delta T_{13}^{-1}$ , $\Delta T_{24}^{-1}$ et emplacement des harmoniques . . . . .	120
4.21	Diagramme de stabilisation établi par la méthode TFB (s : pôle stable, o : pôle non stable) . . . . .	121
4.22	Sélection des modes propres du robot via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité . . . . .	122
4.23	Évolution des fréquences propres identifiées par l'AME et l'AMO en position 1 et en configuration 1 du robot . . . . .	123
4.24	Évolution des modes propres du robot en fonction de sa position en configuration 1 . . . . .	124
4.25	Évolution des fréquences propres du robot pour les quatre positions et les configurations 1 et 3 . . . . .	126



# Liste des tableaux

1.1	Comparaison du coût entre une MOCN et un robot d'usinage [Brunete, 2017]	25
1.2	Fréquences propres du robot ABB IRB 1400 simulées par la MEF et identifiées expérimentalement par une AME [Karagulle et al., 2012]	33
2.1	Paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl identifiés analytiquement	47
2.2	Fréquences propres de la poutre, calculées analytiquement	48
2.3	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés lors de l'AME de la poutre	52
2.4	Comparaison entre les fréquences propres identifiées lors d'une AME et celles déterminées analytiquement	53
2.5	Paramètres modaux identifiés lors de l'AMO de la poutre suite à une combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques	54
2.6	Comparaison entre les paramètres modaux de la poutre identifiés lors d'une AME et d'une AMO	55
2.7	Paramètres modaux identifiés lors de l'AMO du système masse-ressort-amortisseur suite à une excitation aléatoire	59
2.8	Comparaison des paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur identifiés par la méthode EFDD et déterminés analytiquement	60
2.9	Paramètres modaux de la poutre, identifiés suite à une excitation aléatoire	61
2.10	Comparaison entre les paramètres modaux de la poutre identifiés lors d'une AMO par les deux différentes approches PolyMAX et EFDD	62
2.11	Paramètres modaux de la poutre, identifiés suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	64
2.12	Paramètres modaux du système à 2 ddl, identifiés par la méthode SSI	68
2.13	Paramètres modaux de la poutre, identifiés par la méthode SSI suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	69
2.14	Comparaison entre les paramètres modaux identifiés par la TFB et ceux déterminés analytiquement	73

2.15	Paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur identifiés par la méthode TFB suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques .	76
2.16	Paramètres modaux de la poutre identifiés par la TFB suite à une combinaison d'excitation aléatoires et harmoniques . . . . .	79
3.1	Caractéristiques de la machine-outil HURON KX15 [Prévost, 2011] . . . . .	82
3.2	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de $H_{xx}$ et $H_{yy}$	88
3.3	Paramètres modaux de la machine HURON KX15 identifiés par PolyMAX .	93
3.4	Sélection des modes propres de la machine-outil HURON KX15 . . . . .	95
3.5	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode EFDD modifiée .	96
3.6	Paramètres modaux identifiés par une AME et une AMO . . . . .	101
4.1	Coordonnées du TCP dans le repère $R_0$ . . . . .	107
4.2	Valeurs articulaires des douze configurations du robot . . . . .	108
4.3	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de $H_{xx}$ pour les trois configurations du robot en position 1 . . . . .	112
4.4	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de $H_{xx}$ en configuration 1 . . . . .	112
4.5	Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de $H_{yy}$ en configuration 1 . . . . .	113
4.6	Paramètres modaux identifiés par la méthode TFB en position 1 et en configuration 1 du robot . . . . .	123
4.7	Paramètres modaux du robot identifiés en position 1 en configuration 1 et configuration 3 . . . . .	125
A1	Sélection des modes propres de la machine-outil HURON KX15 . . . . .	140
B1	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 2 et en configuration 1 . . . . .	144
B2	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 3 et en configuration 1 . . . . .	145
B3	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 4 et en configuration 1 . . . . .	146
B4	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 1 et en configuration 3 . . . . .	147
B5	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 2 et en configuration 3 . . . . .	147
B6	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 3 et en configuration 3 . . . . .	148
B7	Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 4 et en configuration 3 . . . . .	148

# Acronymes

AME	Analyse Modale Expérimentale
AMO	Analyse Modale Opérationnelle
AMAE	Analyse Modale Active Expérimentale
FDD	Frequency Domain Decomposition
EFDD	Enhanced Frequency Domain Decomposition
SSI	Stochastic Subspace Identification
TFB	Transmissibility Function Based
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence
MAC	Modal Assurance Criterion
FFT	Fast Fourier Transform
ddl	degré de liberté
<b>M, C, K</b>	Matrice de masse, matrice d'amortissement et matrice de rigidité



# Introduction

Au cours de la dernière décennie, l'analyse modale est devenue une puissante technique dans l'analyse de la dynamique des structures. Cette technique joue un rôle important, dans la plupart des industries, dans la conception, l'optimisation, le contrôle des vibrations. Initialement, l'analyse modale a été exploitée dans le domaine du génie civil afin de surveiller et détecter les dommages dans les bâtiments, les ponts, etc.

D'année en année, le spectre d'applications de l'analyse modale s'est élargi vers plusieurs domaines, tel que le domaine de l'usinage pour garantir la qualité de la coupe. Les industriels appliquent l'analyse modale en usinage dans le but de contrôler le comportement dynamique lors d'une opération d'usinage. Initialement, la caractérisation est réalisée par une analyse modale expérimentale (AME), suite à une excitation de la structure par un choc au marteau ou par un pot vibrant. L'excitation, artificiellement créée, est difficile à réaliser sur la structure de la machine-outil ou la structure du robot, pendant l'usinage. Ces essais sont donc effectués sur les machines en statique. Cependant, les conditions d'une machine au repos sont significativement différentes de ses conditions réelles pendant l'usinage et par conséquent ses propriétés dynamiques en service sont différentes des résultats statiques des essais d'impact ou du pot vibrant.

Plusieurs recherches ont été réalisées afin d'estimer les paramètres modaux pendant les opérations d'usinage. Les techniques proposées sont généralement réalisées par des coupes interrompues d'une pièce spécialement conçue, et en supposant que cette technique de coupe aléatoire satisfait l'exigence d'excitation de bruit blanc des méthodes d'Analyse Modale Opérationnelle (AMO).

En réalité, la force de coupe excitatrice ne peut pas toujours être considérée comme une excitation de type bruit blanc. De plus, les composantes harmoniques sont présentes, voir même dominantes dans les réponses vibratoires mesurées.

La principale ambition des travaux présentés est la recherche d'une méthode efficace pour l'identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service. Cette thèse est financée par le programme LabEx IMobS<sup>3</sup> (Innovative Mobility : Smart and Sustainable Solutions) et s'inscrit dans le défi véhicules et machines intelligents, au travers de l'action RobDyn visant la maîtrise du comportement des systèmes robotiques sous fortes sollicitations dynamiques. La première étape consiste à évaluer les techniques existantes et à les comparer dans le but de proposer la méthode plus pertinente pour notre application. La deuxième étape consiste à évaluer la méthode choisie sur une structure soumise à peu d'évolution du comportement dynamique dans une zone restreinte, qui caractérise une machine-outil cartésienne. Il s'agit

d'évaluer la pertinence des résultats obtenus dans l'identification des paramètres modaux d'une machine-outil en service. Ensuite, l'identification modale opérationnelle est appliquée à un robot d'usinage. La connaissance du comportement dynamique permet de prédire les phénomènes vibratoires liés à une plus faible rigidité de la structure robotique vis-à-vis d'une machine-outil. Par conséquent, une amélioration est apportée au niveau des performances des robots en usinage, en garantissant une meilleure stabilité de coupe. Le travail expérimental est mené sur le robot ABB IRB 6660 conçu pour réaliser des opérations d'usinage. La thèse se compose de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente un état de l'art des méthodes d'analyse modales et plus particulièrement d'analyse modale opérationnelle. Ces différentes méthodes comportent des limitations pour être applicable à l'étude du comportement dynamique des structures en service. Des travaux existants sont recensés montrant que des améliorations restent nécessaires pour aboutir à des procédures plus pertinentes. La problématique générale est ensuite dressée ainsi que les verrous scientifiques à lever dans le cadre de la thèse.

Le deuxième chapitre porte sur une étude comparative des méthodes existantes, à savoir : la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (EFDD), la méthode d'identification sous-espace stochastique (SSI), et la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité (TFB). Deux applications (modèle numérique et exemple expérimental) sont proposées afin de tester la mise en œuvre de ces techniques et d'évaluer leurs performances. Les résultats obtenus nous conduisent au choix de la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) comme étant la plus pertinente pour réaliser l'identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service.

Le troisième chapitre concerne l'identification du comportement modal de la machine-outil HURON KX15 basée sur la démarche proposée. Cette étape est réalisée pour quantifier la performance de notre approche dans des conditions d'usinage sur une machine-outil à structure rigide qui présente moins de variations des propriétés dynamiques par rapport à un robot d'usinage. En guise de comparaison, les méthodes PolyMAX, EFDD modifiée et TFB sont investiguées. Les résultats montrent la pertinence de la méthode TFB pour identifier les paramètres modaux de la machine-outil même en présence des composantes harmoniques, fortement dominantes, dues à la rotation de la broche.

Le dernier chapitre est consacré à l'identification modale opérationnelle du robot d'usinage ABB IRB 6660 qui présente une structure plus flexible par rapport à une machine-outil. Pour une analyse modale efficace, l'identification est conduite en utilisant la méthode sélectionnée et développée, qui est la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité (TFB). Les résultats obtenus montrent que la méthode TFB permet de dissocier les modes propres des différentes harmoniques et d'analyser le comportement modal du robot dans son espace de travail.

Enfin, la conclusion générale est dressée sur la base des résultats obtenus et des perspectives de nos travaux sont proposées.

# Chapitre 1

## État de l'art

### Sommaire

---

<b>1.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>24</b>
<b>1.2</b>	<b>Robotisation des opérations d'usinage</b>	<b>24</b>
<b>1.3</b>	<b>Modélisation des robots d'usinage</b>	<b>30</b>
1.3.1	Modélisation par la Méthode des Éléments Finis (MEF)	30
1.3.2	Modélisation par Analyse des Matrices Structurales (AMS)	31
1.3.3	Modélisation par analyse modale	32
<b>1.4</b>	<b>Analyse modale des robots d'usinage</b>	<b>32</b>
1.4.1	Analyse Modale Expérimentale	32
1.4.2	Analyse Modale Opérationnelle	35
1.4.2.1	Méthodes d'analyse modale opérationnelle	36
1.4.2.2	Analyse modale opérationnelle en présence des harmoniques	38
1.4.3	Analyse Modale Active Expérimentale	39
<b>1.5</b>	<b>Objectif de la thèse</b>	<b>41</b>
<b>1.6</b>	<b>Conclusion</b>	<b>42</b>

---

## 1.1 Introduction

Les robots industriels jouent un rôle important dans l'industrie. Ils sont utilisés dans un large éventail d'applications telle que le soudage, l'assemblage, la peinture, etc. En raison de leurs avantages significatifs de grande flexibilité, d'espace de travail important, de productivité élevée et d'un coût relativement inférieur par rapport à une machine-outil à commande numérique (MOCN), les robots industriels ont été introduits dans le domaine de l'usinage. Cependant, du fait d'une plus faible rigidité de la structure des robots anthropomorphes par rapport à une MOCN, les robots industriels offrent une moindre précision. Les constructeurs des robots proposent donc aujourd'hui des architectures mieux adaptées à ce type d'opération avec des structures plus rigides, des motorisations plus puissantes, etc.

Au cours du processus d'usinage, les phénomènes vibratoires de la coupe peuvent conduire à une dégradation de la qualité de surface de la pièce et une usure accrue des outils. Dans le pire des cas, les outils et même la broche peuvent être endommagés. Ces problèmes limitent l'utilisation des robots industriels pour les opérations d'usinage avec des exigences de haute précision. Différentes recherches ont été menées dans le but d'identifier le comportement dynamique des robots afin d'améliorer la qualité de la pièce. Ces travaux s'appuient essentiellement sur la modélisation des structures robotiques.

Ce premier chapitre aborde tout d'abord le contexte de la robotisation des opérations d'usinage et les contraintes liées à ce domaine. Les robots en usinage sont soumis à de fortes sollicitations. C'est pourquoi la connaissance de leur comportement dynamique est un sujet de recherche important. Nous présentons tout d'abord quelques travaux relatifs à la modélisation des structures robotisées. Une méthode couramment utilisée pour étudier le comportement dynamique des robots est l'analyse modale.

L'analyse modale est un outil qui permet de déterminer, expérimentalement, les propriétés dynamiques des structures considérées. On peut considérer qu'il y a deux types de méthodes permettant d'obtenir les paramètres modaux d'une structure. La première, l'analyse modale expérimentale, est une méthode classique, couplée à un protocole expérimental, qui utilise la connaissance des réponses du système à une sollicitation connue. La seconde, l'analyse modale opérationnelle est utilisée lorsque la sollicitation est inconnue.

La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'état de l'art des différentes méthodes d'analyse modale et plus particulièrement d'analyse modale opérationnelle. Un des objectifs de cette thèse est de proposer ensuite une méthode robuste permettant l'analyse modale opérationnelle des robots en cours d'usinage.

## 1.2 Robotisation des opérations d'usinage

Les besoins de performances dans l'industrie ont conduit à l'introduction des robots industriels dans le domaine de l'usinage, qui sont devenus une alternative potentielle et prometteuse aux machines-outils standards.

Les avantages de l'usinage robotisé par rapport à l'usinage par machine cartésienne sont :

- Un espace de travail important
- Une grande flexibilité pour usiner des formes complexes.



FIGURE 1.1. Robot remplaçant une machine d'usinage CNC (MAG IAS) [Karim, 2013].

- Le prix d'un robot d'usinage est généralement de  $\frac{1}{5}$  à  $\frac{1}{3}$  du coût d'une MOCN [Brunete, 2017]. L'intégration de deux robots ou plus dans des cellules d'usinage robotisées peut entraîner des investissements significativement moins coûteux par rapport à l'utilisation de machines d'usinage conventionnelles de grandes dimensions.

TABLEAU 1.1. Comparaison du coût entre une MOCN et un robot d'usinage [Brunete, 2017]

Coût (€)	MOCN	Robot
Équipements	280,000	80,000
Mise en service	15,000	5,000
Formations	50,000	5,000

Néanmoins, il y a peu d'opérations d'usinage robotisé dans l'industrie [Dumas, 2011]. Jusqu'à présent, seulement environ 3% des robots industriels sont dédiés à l'usinage [Brunete, 2017]. Cela peut s'expliquer par deux limitations majeures liées aux performances des robots d'usinage, outre les difficultés liées à l'installation et la prise en main de ces structures robotiques dans l'industrie. D'abord, les robots d'usinage offrent une moins bonne précision de pose et de suivi de trajectoire qu'une MOCN [Klimchik et al., 2016, Dumas, 2011]. Lors d'une opération d'usinage, la trajectoire d'outil est calculée avec grande précision afin de rendre la pièce conforme aux dimensions nominales dictées par le design. Après usinage, la géométrie obtenue dévie par rapport à celle désirée. La pièce est rejetée (non conforme) si l'amplitude de la déviation dépasse celle tolérée. Dans ce contexte, Dumas a réalisé une opération d'usinage avec le robot ABB IRB 6660, pour évaluer les capacités du robot lors d'un processus d'usinage [Dumas, 2011]. L'opération consistait en un rainurage en Zig-Zag représentée à la figure 1.2. Les résultats montrent des écarts de  $\pm 1\text{mm}$  par rapport aux dimensions nominales, alors que les tolérances de la pièce sont généralement de quelques dixièmes de millimètres.

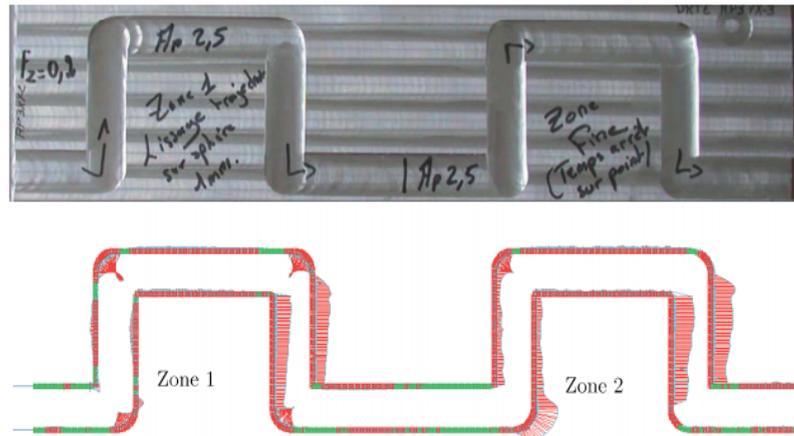


FIGURE 1.2. Essais d'usinage avec le robot ABB IRB 6600 [Dumas, 2011].

Cette faible précision est provoquée principalement par la moindre rigidité de la structure robotique, qui est principalement due à la structure sérielle des robots. Dans ce cadre, Olabi présente la différence de structure entre un robot sériel six axes et un centre d'usinage PCI Axelor 4 axes [Olabi, 2011]. Il est clair que la mise en série de 6 liaisons rotoïdes n'offre pas la même rigidité que la mise en série de liaisons prismatiques.

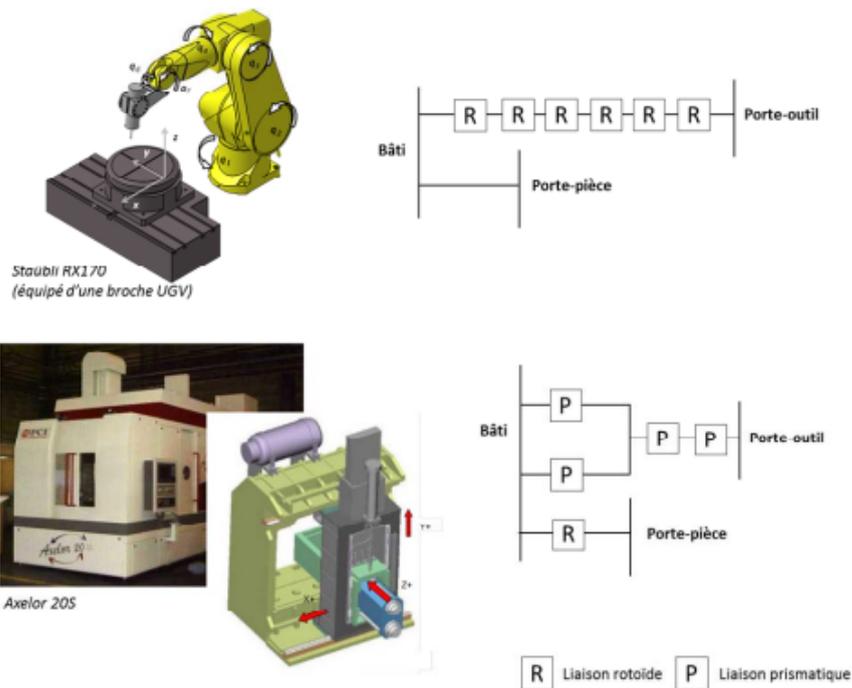


FIGURE 1.3. Comparaison des structures d'un robot sériel et d'une machine-outil [Olabi, 2011].

Afin d'améliorer la précision des robots sériels lors de la réalisation d'une opération d'usinage, Olabi a proposé l'adaptation de la partie commande du robot Staubli RX 170 BH par la planification et la correction de trajectoires adaptées à l'usinage robotisé [Olabi, 2011].

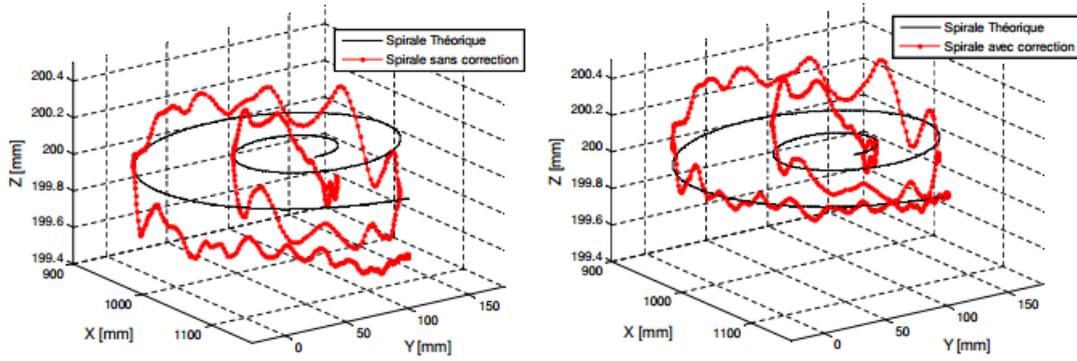


FIGURE 1.4. (a) Trajectoire mesurée sans correction, (b) Trajectoire mesurée avec correction des défauts dus aux souplesses [Olabi, 2011].

Ainsi, un des verrous technologiques réside dans l'amélioration des performances statiques et dynamiques des robots de façon à atteindre le niveau de précision requis par le processus d'usinage dans l'espace du travail des robots. D'autres solutions consistent également à planifier de manière optimisée la trajectoire dans des configurations de rigidité maximales (Figure 1.5) limitant la déflexion du robot [Dumas, 2011] ou à améliorer la stabilité de coupe [Mousavi et al., 2018].

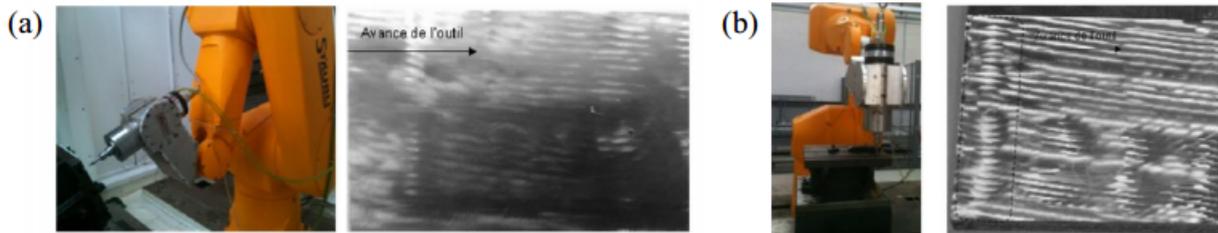


FIGURE 1.5. Usinage en configuration de rigidité maximale (a) et minimale (b) [Olabi, 2011]

De nombreux travaux concernent donc l'amélioration du comportement des structures robotiques, soumises à de fortes sollicitations générées par le procédé de coupe, pour la gestion de redondance fonctionnelle caractérisée par la reconfiguration du robot autour de l'axe de la broche d'usinage d'angle  $\Delta$  ou l'ajout de redondances structurales. Le premier exemple montre l'amélioration du comportement par l'éloignement de la singularité [Xiao et al., 2011] ou l'amélioration globale du comportement (figure 1.6).

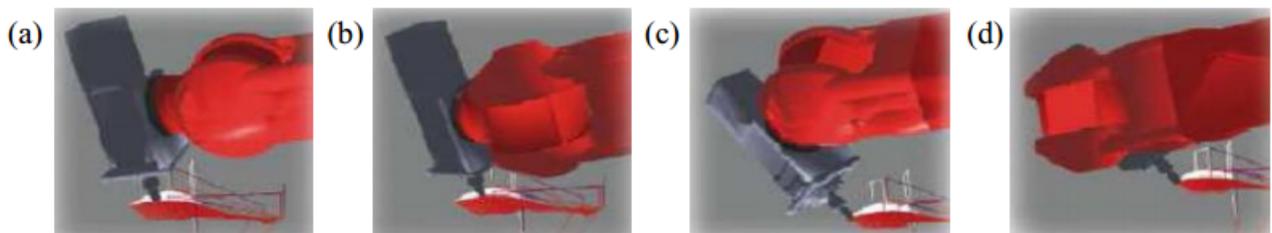


FIGURE 1.6. Optimisation du comportement : éloignement de la singularité (a et b), amélioration du comportement (c et d) [Xiao et al., 2011]

Le deuxième exemple est en relation avec nos travaux (Figure 1.7). L'optimisation intègre des critères liés à l'amélioration de la performance cinématique, mécanique à une configuration rigide de l'effecteur [Subrin, 2013, Sabourin et al., 2015].

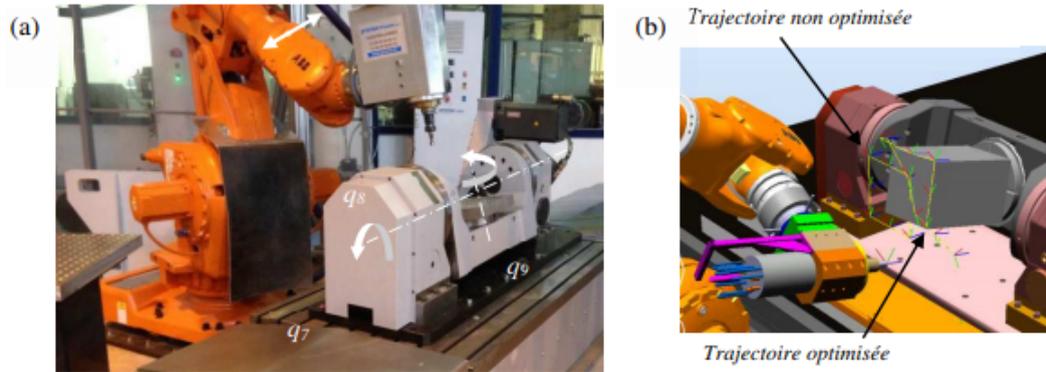


FIGURE 1.7. (a) Cellule à 9 ddl, (b) trajectoire avant et après optimisation. [Subrin, 2013]

Cependant, le procédé de coupe est par nature une excitation variable en intensité et en direction générant un ensemble de sollicitations dynamiques sur le système usinant. La structure n'étant pas parfaitement rigide, il peut se produire un phénomène de broutement où l'épaisseur du copeau varie pendant la coupe impactant fortement la qualité des pièces produites. Un certain nombre de travaux ont permis de caractériser les fréquences propres des robots sériels. Les premiers modes propres apparaissent entre 15 et 30 Hz [Karagulle et al., 2012, Mejri et al., 2016] alors que les premiers modes de vibrations des machines-outils se situent au-delà de 70 Hz (Figure 1.8).



FIGURE 1.8. Fréquences propres et déformées modales associées d'un robot de type ABB IRB 1400 [Karagulle et al., 2012]

Cela se concrétise par l'apparition d'autres phénomènes vibratoires avec un couplage entre le phénomène de broutement lié à la coupe et les valeurs faibles des fréquences propres des robots manipulateurs (Figure 1.9) [Pan et al., 2006].



FIGURE 1.9. Marquage important de la pièce dû aux vibrations du manipulateur [Pan et al., 2006]

D'autres travaux se sont focalisés sur la modélisation et la compréhension des phénomènes de «broutement» ou d'instabilité de coupe, lors d'une opération d'usinage [Altintas, 2012, Mejri et al., 2016, Maamar et al., 2017]. L'objectif est de définir la zone de stabilité (lobes de stabilité). Pour une vitesse de rotation donnée, la profondeur de coupe maximale permise peut être déduite (figure 1.10). La procédure expérimentale pour définir ces lobes de stabilité est basée sur l'analyse modale et l'identification de la fonction de transfert en utilisant un instrument source d'une force excitant la structure. Les vibrations résultantes sont mesurées par un accéléromètre fixé sur la broche et analysées pour calculer la profondeur de passe critique.

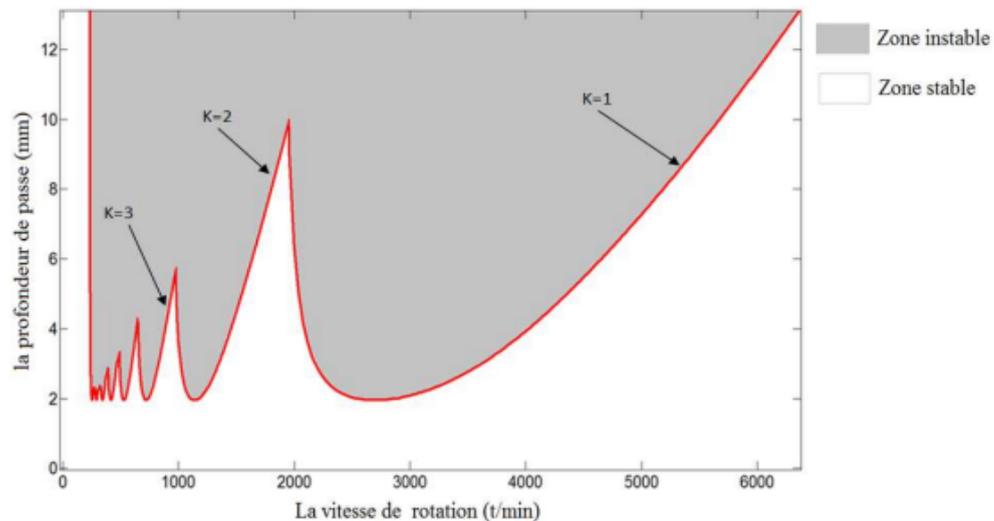


FIGURE 1.10. Allure générale des lobes de stabilité [Quintana, 2011]

Le phénomène d'instabilité peut engendrer des usures prématurées de la broche et des outils de coupe ainsi que des erreurs de précision et par conséquent une mauvaise qualité de réalisation de la pièce. C'est pourquoi la connaissance du comportement dynamique du robot soumis aux sollicitations d'usinage est d'une nécessité. Dans ce contexte, différents travaux ont été effectués dans le but de modéliser le comportement dynamique du robot en service et résoudre ce problème vibratoire.

## 1.3 Modélisation des robots d'usinage

Lors de l'usinage, et à cause de leur plus faible rigidité par rapport aux machines-outils, des phénomènes d'instabilité de coupe et une précision moindre des trajectoires sont enregistrés. Pour maîtriser le comportement dynamique des robots en usinage, différentes approches de modélisation ont été développées.

### 1.3.1 Modélisation par la Méthode des Éléments Finis (MEF)

Cette méthode est largement utilisée comme une technique numérique fiable et précise pour identifier le comportement dynamique des structures mécaniques. La précision de cette méthode dépend fortement du maillage et des conditions aux limites. La MEF appliquée aux robots d'usinage (figure 1.11) permet d'analyser les déformations statiques, de déterminer les fréquences et les déformées modales et de calculer des fonctions de réponses en fréquence (FRF).

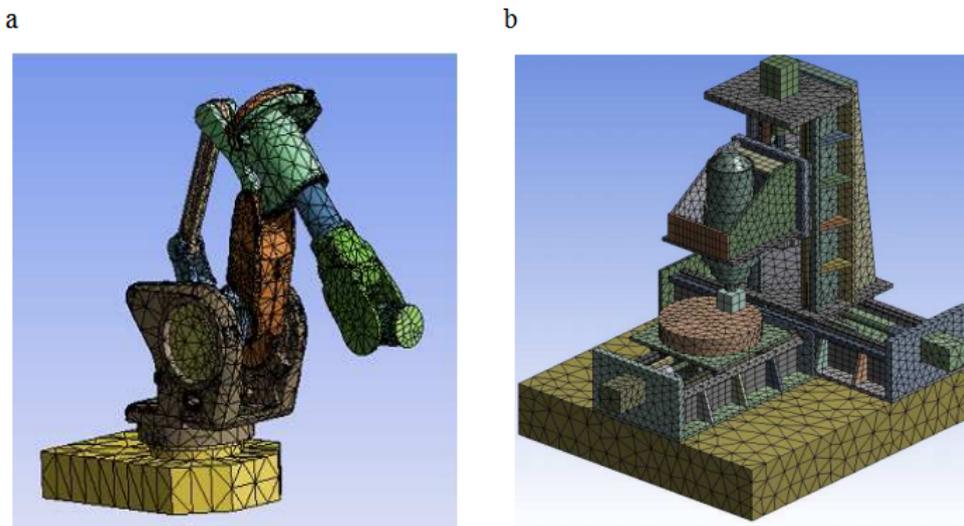


FIGURE 1.11. (a) *Modèle éléments finis du robot ABB IRB 6660 [Cousturier et al., 2014]*, (b) *Modèle éléments finis d'une machine-outil [Maglie, 2012]*

Cette technique a été investiguée par Maglie pour l'analyse des structures mécaniques difficiles à résoudre analytiquement, comme les machines-outils [Maglie, 2012]. Cousturier a identifié des cartes de rigidité du robot ABB IRB 6660 dans son espace de travail par la MEF [Cousturier et al., 2014]. Néanmoins, les résultats d'analyse par éléments finis sont très sensibles au maillage. Il est donc difficile de déterminer avec précision les paramètres dynamiques réels des structures complexes comme les robots et les machines-outils, en utilisant ces modèles numériques à cause de la complexité des formes, de la modélisation des liaisons et des conditions aux limites.

### 1.3.2 Modélisation par Analyse des Matrices Structurelles (AMS)

Par cette approche, les modèles des structures mécaniques sont obtenus en combinant des éléments de type poutre. C'est une approche simplifiée de la MEF permettant de réduire le temps de calcul. Chaque élément est considéré comme une poutre avec deux nœuds et six degrés de liberté [Gagnol, 2006, Mousavi et al., 2014]. L'intérêt de cette approche est de pouvoir recalculer le modèle équivalent du robot dans différentes postures à l'aide du modèle géométrique, avec des temps de calcul acceptables.

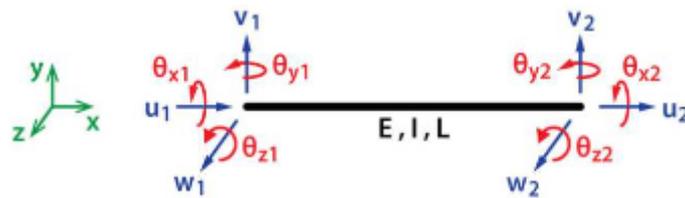


FIGURE 1.12. Élément poutre et degrés de liberté associés [Mousavi et al., 2014]

Mousavi a appliqué cette approche afin de prévoir le comportement vibratoire, d'évaluer les modes et les fréquences propres ainsi que la dynamique du robot d'usinage ABB IRB 6600 [Mousavi et al., 2018].

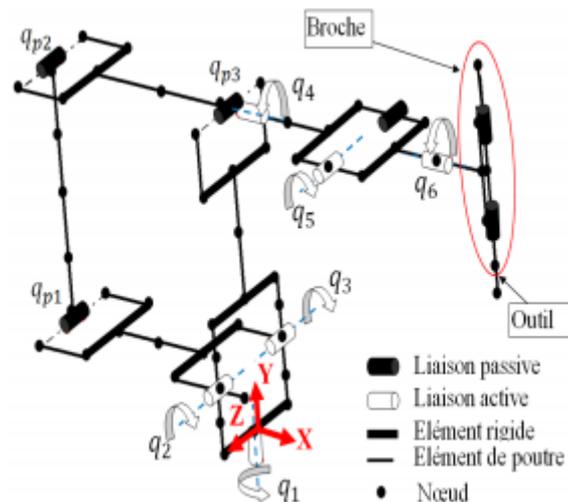


FIGURE 1.13. Modélisation du robot ABB IRB 6600 par éléments poutre [Mousavi et al., 2018]

Cette méthode a permis la prédiction de la stabilité de coupe par des lobes de stabilité. Cependant, comme précédemment, cette technique ne permet pas d'évaluer avec précision le comportement dynamique des structures.

### 1.3.3 Modélisation par analyse modale

L'analyse modale a pour objectif de déterminer les paramètres modaux d'une structure : fréquences propres, taux d'amortissements et déformées modales, qui dépendent des propriétés structurales comme la masse, la rigidité et l'amortissement.

Les techniques d'analyse modale peuvent être divisées en trois catégories, l'analyse modale expérimentale « AME », l'analyse modale opérationnelle « AMO » et l'analyse modale active expérimentale « AMAE ».

## 1.4 Analyse modale des robots d'usinage

### 1.4.1 Analyse Modale Expérimentale

L'aboutissement d'un essai d'analyse modale expérimentale nécessite généralement la mesure de la réponse vibratoire de la structure ainsi que de la force d'excitation en différents points permettant ainsi le calcul des Fonctions de Réponse en Fréquence (FRFs). Lors d'une analyse modale expérimentale, deux sources d'excitation peuvent être considérées :

- Excitation par un marteau d'impact : L'excitation, théoriquement un Dirac, possède une durée et une amplitude dépendant de l'embout et de la masse du marteau. L'intérêt évident de l'utilisation d'un marteau d'impact est la simplicité du moyen d'excitation, la rapidité de l'essai, l'absence de masse ajoutée, la facilité de modification du point d'impact ainsi que son faible coût par rapport à d'autres sources d'excitation. Par contre, l'inconvénient majeur de cette technique est le rapport entre les poids du marteau/structure durant le sonnage au marteau. Il faut donc bien sonner la structure perpendiculairement à la surface du point d'impact.
- Excitation par un pot vibrant : L'avantage de ce type d'excitation est de pouvoir contrôler l'amplitude et la fréquence de l'excitation ainsi que la possibilité de prendre une plage de fréquences plus large. Néanmoins, cette méthode, nécessite un temps de mise en place important. Elle est adaptée aux structures à géométrie fixe et est difficile à mettre en place sur un robot mobile.

Des travaux ont été conduits dans le but de comparer les paramètres modaux identifiés par un test au pot vibrant et par un sonnage au marteau d'impact [Lafleur et al., 1999, Mejri, 2016]. On constate une très bonne similitude des fréquences propres et de leurs amortissements respectifs pour le sonnage au marteau et l'excitation par un pot vibrant. Cependant, on note un léger décalage des résultats obtenus suite à une excitation par un pot vibrant dû à l'ajout de la masse du pot qui déplace les modes propres du système. Ceci prouve que le test modal par marteau est suffisant pour une AME du robot d'usinage ABB IRB 6660.

L'analyse modale expérimentale (AME) est basée sur la performance des essais de vibrations forcées (FVT), impliquant la mesure simultanée d'une ou plusieurs excitations et la réponse structurelle correspondante. À partir du rapport entre l'entrée appliquée et la sortie observée, il est possible d'identifier avec précision les paramètres modaux. Plusieurs recherches ont été menées, afin de modéliser le comportement des robots en usinage, en vue d'améliorer leurs

performances.

Une première analyse modale expérimentale a été conduite sur le robot ABB IRB 1400, par Karagulle dans le but de déterminer les paramètres modaux expérimentalement et de les comparer avec ceux calculés par la MEF [Karagulle et al., 2012]. Les résultats de l'AME montrent une différence significative par rapport aux résultats de la MEF pour le troisième mode avec une erreur relative de 17.27 % sur la valeur de la fréquence propre.

TABLEAU 1.2. *Fréquences propres du robot ABB IRB 1400 simulées par la MEF et identifiées expérimentalement par une AME [Karagulle et al., 2012]*

Fréquence propre	Expérimental (AME)	Simulation (MEF)
$f_1(Hz)$	18.15	18.63
$f_2(Hz)$	20.54	22.53
$f_3(Hz)$	38.85	45.56

Dumas a réalisé l'analyse modale expérimentale du robot KUKA KR270 afin de vérifier l'influence des configurations articulaires du robot sur les fréquences identifiées [Dumas, 2011]. Le protocole mis en place consiste à sonner le robot sans la broche d'usinage en trois configurations articulaires différentes, puis à évaluer les fonctions de réponse en fréquence obtenues. Les résultats montrent que les fréquences propres du robot dépendent de sa posture (figure 1.14).

Configurations		Fréquences
Configuration 1 90°, -50°, 120°, 180°, 25°, 180°		11,5 Hz 19,3 Hz 22,4 Hz
Configuration 2 90°, 0°, 0°, 0°, 45°, 0°		8 Hz 9,6 Hz 27,4 Hz 31,9 Hz
Configuration 3 90°, 0°, 0°, 0°, 0°, 0°		7,7 Hz 9,6 Hz 27,3 Hz 32,2 Hz

FIGURE 1.14. *Fréquences propres identifiées par une AME en trois différentes configurations du robot KUKA KR270 [Dumas, 2011]*

Mejri a également travaillé sur l'analyse modale expérimentale du robot d'usinage ABB IRB 6660 (figure 1.15) et a montré les variations de comportement modal en fonction de la configuration du robot [Mejri, 2016]. Ces travaux ont ensuite été exploités pour l'analyse

de la stabilité en usinage prenant en compte les variations du comportement dynamique du robot le long d'une trajectoire.

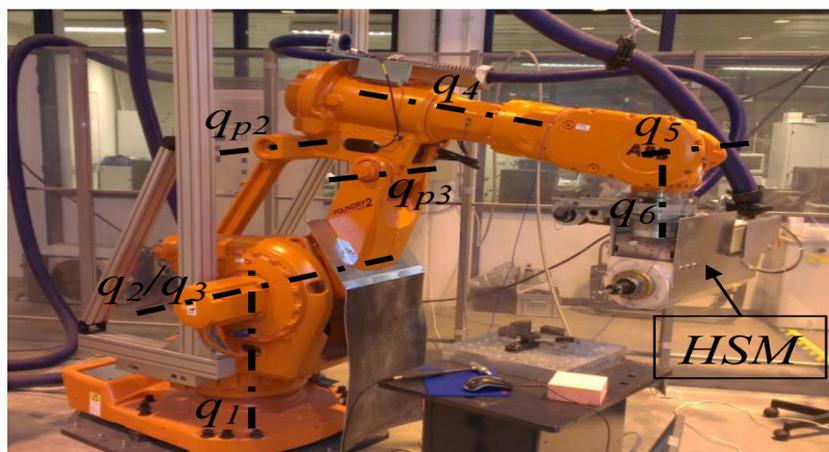


FIGURE 1.15. Montage expérimental lors de l'AME du robot ABB IRB 6660 [Mejri, 2016]

De même, Karim a prouvé expérimentalement que le changement de la configuration du robot ainsi que la pose (position et orientation) de l'organe terminal dans l'espace du travail induisent des variations du comportement dynamique (figure 1.16).

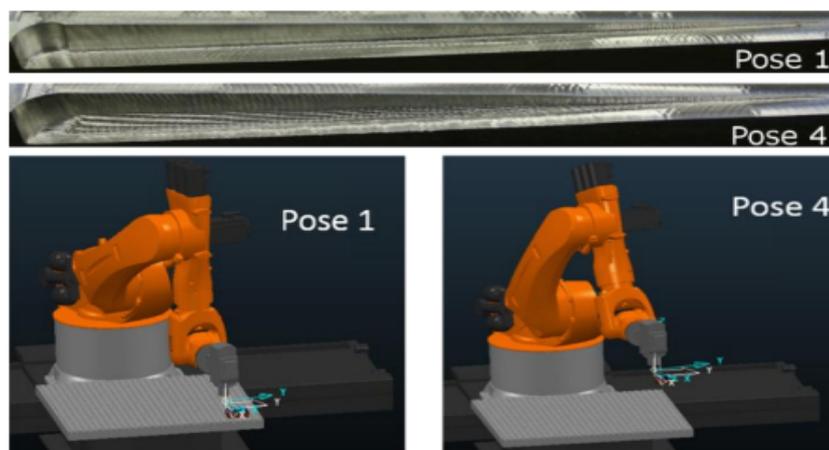


FIGURE 1.16. Variation du comportement dynamique du robot KUKA KR 500-3 MT en fonction de sa configuration [Karim et al., 2017]

Ceci est bien montré lors d'une analyse modale expérimentale du robot KUKA KR500-3 MT [Karim et al., 2017]. La figure 1.17 illustre la variation de la première fréquence propre en fonction de la position d'outil dans l'espace de travail du robot.

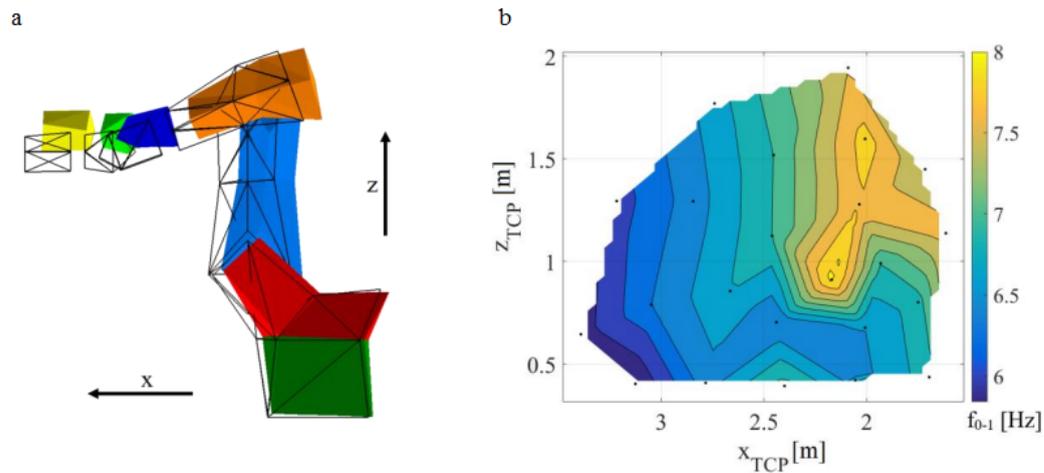


FIGURE 1.17. (a) Déformée modale du premier mode propre du robot d'usinage KUKA KR 500-3 MT, (b) Variation de la première fréquence propre dans l'espace de travail lors d'une AME [Karim et al., 2017].

Lors d'une analyse modale expérimentale, l'excitation est généralement fournie par des chocs au marteau. Cependant, l'énergie fournie par un marteau d'impact n'est pas suffisante pour exciter tous les modes propres du robot. De plus, l'analyse modale expérimentale n'est pas toujours réalisable dans un contexte industriel, en raison des contraintes d'encombrement ou de sécurité d'une machine en usinage et pour des raisons de mise en œuvre des moyens d'excitations en génie civil, ..., etc. L'alternative consiste alors à caractériser les modes propres de structure en service sans connaître la source d'excitation et en se basant uniquement sur la réponse de la structure. Ces méthodes font partie du domaine de l'Analyse Modale Opérationnelle (AMO).

### 1.4.2 Analyse Modale Opérationnelle

Depuis les années 90, l'Analyse Modale Opérationnelle (AMO) a pris une place importante dans les applications de génie civil traitant les problèmes de vibrations des structures de grandes dimensions comme les ponts, les plateformes pétrolières en mer et les immeubles. Contrairement à l'analyse modale expérimentale, cette approche se base sur des essais à vibrations ambiantes, les paramètres modaux sont dérivés uniquement des réponses structurelles (sorties) bien que la structure soit en fonctionnement. La connaissance du signal de l'entrée est remplacée par l'hypothèse que l'excitation est une réalisation d'un processus stochastique (bruit blanc). La détermination d'un modèle qui correspond à des données de mesure est également appelée identification du système stochastique.

En génie mécanique, l'analyse modale opérationnelle s'avère très utile, comme par exemple, pour obtenir les paramètres modaux d'une voiture durant les essais sur route ou d'un avion au cours des essais en vol ou bien d'un robot en cours d'usinage, ce qui concerne nos travaux de cette thèse.

La forte augmentation de l'activité de recherche autour de la base théorique de l'AMO et de ses applications a motivé la création, en 2005, de la Conférence internationale d'analyse modale opérationnelle (IOMAC) et l'édition d'un numéro spécial du Journal MSSP.

### 1.4.2.1 Méthodes d'analyse modale opérationnelle

La littérature présente plusieurs techniques d'analyse modale opérationnelle. Généralement, celles-ci sont classifiées selon le domaine où les données sont traitées. Ces méthodes sont répertoriées en domaine fréquentiel, temporel ou temps-fréquentiel (figure 1.18).

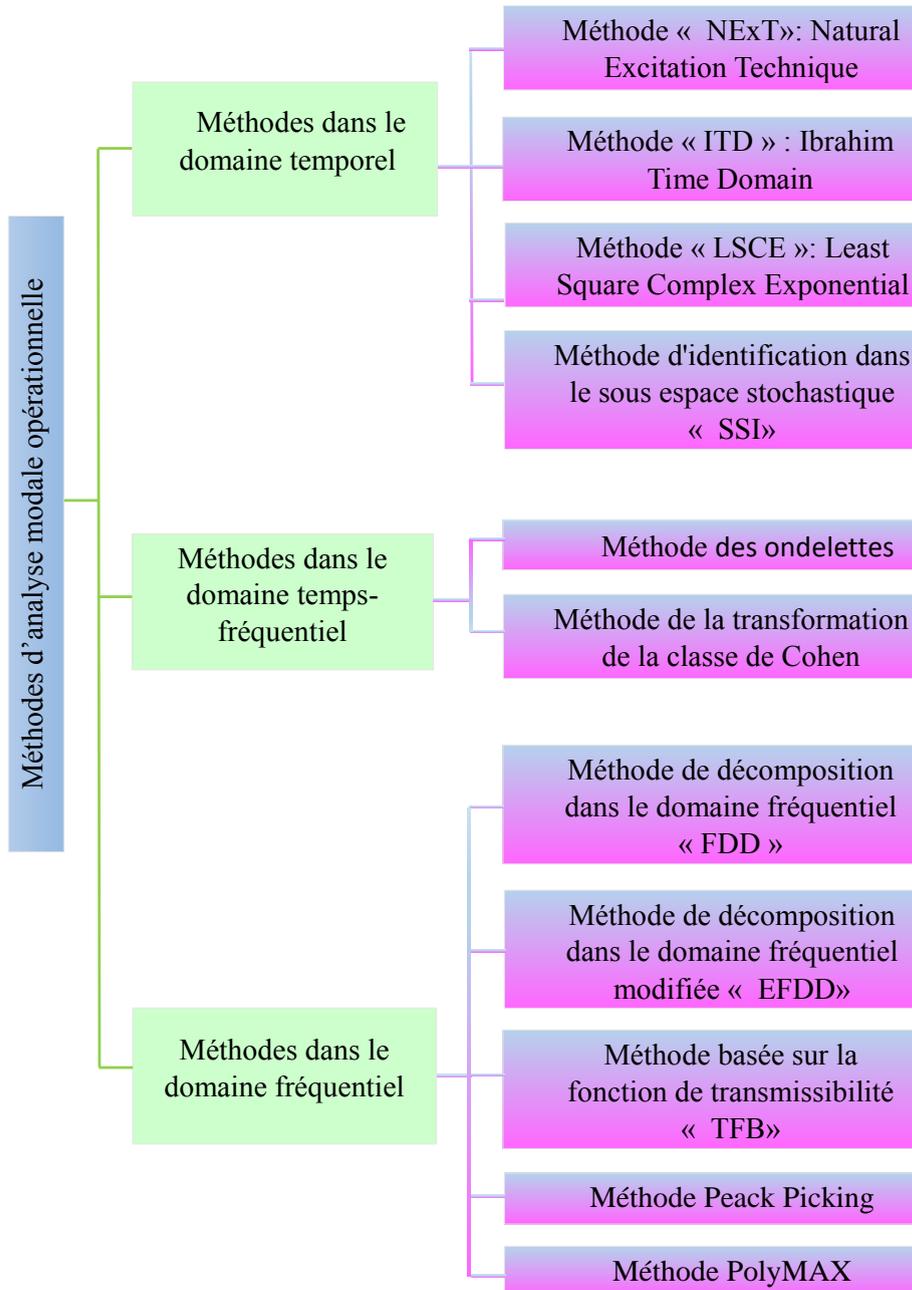


FIGURE 1.18. Classification des méthodes d'analyse modale opérationnelle

Concernant les méthodes d'analyse modale opérationnelle dans le domaine temporel, on cite la méthode d'Ibrahim Time Domain «ITD» et la méthode de Least Square Complex Exponential «LSCE» et la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique «SSI».

- **La méthode d'identification dans le sous-espace stochastique «SSI»** : les méthodes de sous espace se basent sur l'idée de la prédiction des données futures à partir de données passées. Elles sont généralement réparties en 3 grandes variantes : les méthodes de type « déterministe » [Van Overschee and De Moor, 1995], les méthodes de type « stochastique » [Van Overschee and De Moor, 1995], et les méthodes de type « déterministe-stochastique » [Kailath, 1980]. Dans la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique, aucune information sur les excitations du système n'est disponible [Abdelghani et al., 1998]. La méthode SSI a déjà été appliquée avec succès pour identifier les paramètres modaux des structures de génie civil [Peeters, 2000].
- **La méthode d'Ibrahim Time Domain «ITD»** : cette technique est proposée en 1977 par Ibrahim [Ibrahim, 1977]. Elle se base sur une matrice du système qui relie la réponse du système étudié à l'instant  $t$  à celle à l'instant  $t + \Delta t$ .
- **La méthode de Least Square Complex Exponential «LSCE»** : c'est une extension de la méthode de Prony [Brown et al., 1979]. Elle calcule les pôles du système dans le domaine temporel en considérant des fonctions de réponse impulsionnelle (IRFs) obtenues à partir des FRFs par une transformée de Fourier inverse (IFFT).

Les méthodes d'identification dans le domaine fréquentiel sont basées sur les densités spectrales de puissances (DSP) des réponses pour déterminer les paramètres modaux. Les méthodes plus connues sont :

- **La méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel «FDD»** : la méthode FDD est une méthode d'identification modale opérationnelle, dans le domaine fréquentiel. Elle est basée sur la simple relation entre l'entrée et la sortie de la densité spectrale de puissance (PSD) d'un processus aléatoire. Cette technique est connue comme l'une des méthodes les plus respectueuses et puissantes pour l'analyse modale opérationnelle. Cette méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel s'appuie sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc, d'une structure faiblement amortie. Elle a été initialement introduite par Brincker et al. en 2000 [Brincker et al., 2000].
- **La méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel «EFDD»** : cette méthode est une version de la méthode «FDD». Elle a été introduite par Brincker et al. en 2001 [Brincker et al., 2001] pour estimer les coefficients d'amortissement. Dans ce procédé, les valeurs singulières à proximité des fréquences propres sont transformées dans le domaine temporel par FFT inverse et les coefficients d'amortissement sont obtenus en utilisant la technique de décrétement logarithmique.
- **La méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»** : initialement proposée par Devriendt et Guillaume [Devriendt and Guillaume, 2008]. Les techniques d'analyse modale opérationnelle actuelles peuvent échouer à identifier correctement les paramètres modaux en présence des composantes harmoniques. Cette approche permet d'identifier les paramètres modaux à partir des mesures de transmissibilité de la réponse seulement. Cette méthode est l'unique technique qui ne fait aucune approximation sur le type d'excitation appliquée au système étudié. Une fonction de transmissibilité est le rapport de deux réponses vibratoires (déplacement,

vitesse, accélération...), dans le domaine fréquentiel, des deux masses différentes ou bien en deux différents points de mesure suite à la même excitation.

- **La méthode de Least Square Complex Frequency «LSCF» ou PolyMAX** : initialement proposée par Guillaume et al. en 2003, c'est une implémentation dans le domaine fréquentiel de la méthode LSCE [Guillaume et al., 2003]. Elle se base sur les FRFs mesurées en tant que données primaires. Un avantage important de l'estimateur du LSCF est le fait qu'il établit des diagrammes de stabilisation facilement exploitables par l'opérateur.

#### 1.4.2.2 Analyse modale opérationnelle en présence des harmoniques

L'analyse modale opérationnelle (AMO) considère une excitation parfaitement aléatoire (excitation de type bruit blanc) et estime les paramètres modaux à partir de cette hypothèse. Généralement, les structures sont soumises à une combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques. La présence des composantes harmoniques dans les réponses n'est pas nécessairement un problème. Cependant, il est important de pouvoir identifier les modes comme étant des composantes harmoniques ou de vrais modes structuraux. Les composantes de la réponse harmonique peuvent parfois être considérées comme des modes virtuels ayant un amortissement nul dans l'identification, mais lorsque les fréquences d'excitation harmoniques sont proches des fréquences propres, les techniques d'AMO standard peuvent échouer. La question de savoir comment séparer les composantes harmoniques des vrais modes structuraux est souvent posée. Plusieurs critères de sélection des modes de structures ont été proposés lors de l'identification modale opérationnelle en présence des harmoniques :

- **La fonction de densité de probabilité «PDF»** : c'est l'une des techniques les plus utilisées afin de distinguer les réponses harmoniques et les réponses structurelles. La PDF de la réponse structurale est une distribution à un seul pic et le PDF de la réponse harmonique est une distribution à deux pics (figure 1.19). Cette différence a été initialement illustrée par Lago [Lago, 1997].

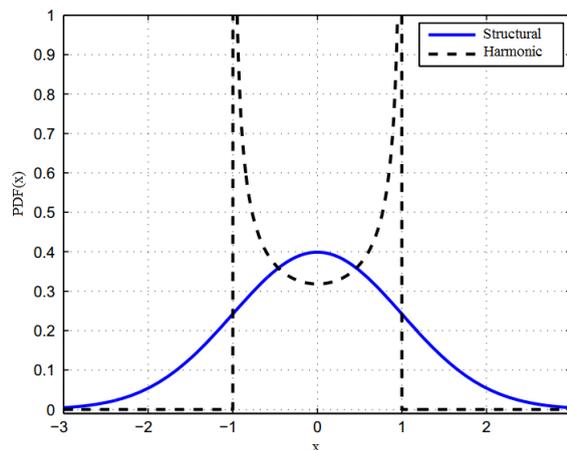


FIGURE 1.19. *Fonction de densité de probabilité d'une réponse structurelle et d'une réponse harmonique [Le and Argoul, 2015]*

- **Kurtosis** : ce critère a également été proposé pour identifier les composantes harmoniques des modes structuraux, [Brinker et al., 2000]. Étant donné une variable aléatoire réelle  $X$  d'espérance  $\mu$  et d'écart type  $\sigma$ , Kurtosis  $\gamma_4$  est définie comme le moment d'ordre quatre de la valeur centrale réduite :

$$\gamma_4 = E\left[\left(\frac{X - \mu}{\sigma}\right)^4\right] \quad (1.1)$$

La valeur Kurtosis  $\gamma_4$  d'une réponse aléatoire d'un mode structural est égale à 3, mais pour un mode harmonique, cette variable est égale à 1.5. De cette façon, Kurtosis pourrait être utilisée pour une sélection efficace des modes propres de la structure identifiée.

- **Le coefficient d'amortissement** : en plus des critères mentionnés, la connaissance des coefficients d'amortissement est un indicateur de distinction entre des harmoniques et les modes structuraux. Les taux d'amortissement des pôles réels varient entre 0,1% et 2%. Cette information permet d'éliminer les modes avec amortissement négatif et élevé [Gagnol et al., 2011].
- **Le critère de corrélation modale «MAC»** : ce critère de sélection a été largement appliqué [Kim et al., 2005]. La valeur MAC entre une déformée modale d'un mode structural et celle d'un mode correspondant à une composante harmonique montrera une faible corrélation.

Des filtres numériques spéciaux sont également appliqués afin d'éliminer les composantes harmoniques de la réponse mesurée. Il faut d'abord mentionner que les composants harmoniques ne peuvent généralement pas être éliminés par simple filtrage. En pratique, les filtres ne sont pas parfaits et si la fréquence harmonique est proche des fréquences de résonance, le filtrage perturbera la réponse de sorte que les paramètres modaux identifiés seront aussi perturbés. Pour surmonter l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc et pour identifier les paramètres modaux en présence d'une excitation harmonique, une méthode d'identification modale opérationnelle, basée sur la fonction de transmissibilité (TFB), est alors proposée [Devriendt and Guillaume, 2008, Devriendt et al., 2009]. C'est la méthode d'AMO basée sur la fonction de transmissibilité. L'avantage le plus important de cette approche est son indépendance vis-à-vis du type d'excitation.

### 1.4.3 Analyse Modale Active Expérimentale

Les propriétés dynamiques d'une machine-outil ou d'un robot d'usinage sont susceptibles d'évoluer en fonction des sollicitations de la coupe. Ainsi, les paramètres dynamiques obtenus par l'analyse modale expérimentale traditionnelle à l'état statique ne peuvent pas caractériser avec précision le comportement dynamique de la structure en service.

Pour répondre aux exigences d'excitation de type bruit blanc, Bin a développé en 2013 une méthode d'Analyse Modale Active Expérimentale (AMAE) pour exciter la structure de la machine-outil sur la base de l'AMO [Bin et al., 2013]. La technique d'excitation est réalisée par la coupe interrompue d'une pièce spécifique, pendant que la broche tourne (figure 1.20).

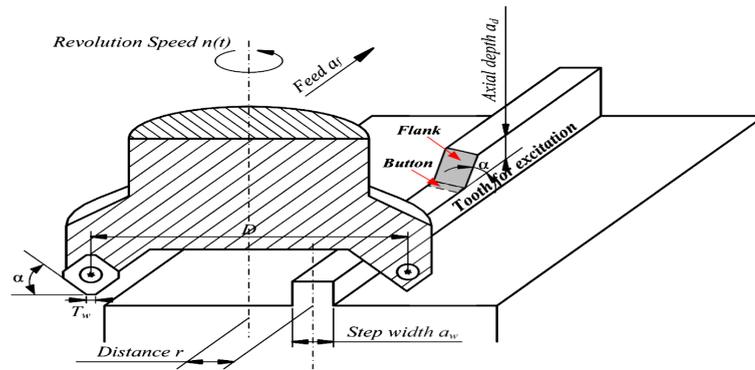


FIGURE 1.20. Schématisation de la technique d'excitation proposée [Bin et al., 2013]

Quand la broche tourne, la forme de la force de coupe appliquée est présentée à la figure 1.21 :

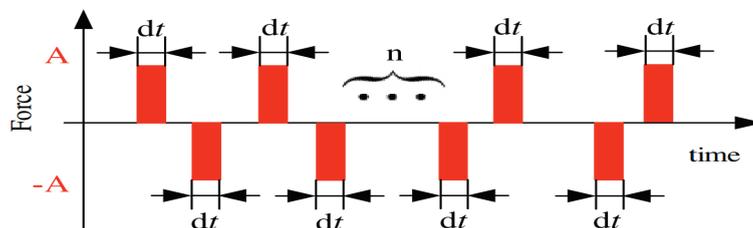


FIGURE 1.21. Force de coupe lors de l'usinage de la pièce spécifique proposée [Bin et al., 2013]

Il a été montré que la technique d'excitation proposée combinait avec succès des méthodes d'AMO pour extraire des paramètres modaux dynamiques de la structure de la machine-outil. L'inconvénient dans cette méthode est que la force excitatrice n'est pas vraiment aléatoire, elle est périodique d'amplitude constante, et donc ne traduit pas les conditions réelles lors d'une opération d'usinage. De plus elle est limitée à une pièce spécifique.

En essayant d'améliorer cette méthode, Cai a modifié la conception de la pièce à usiner de façon qu'il s'approche de plus en plus d'une forme aléatoire de la force de coupe en usinage [Cai et al., 2015]. Il a donc proposé la conception de la pièce illustrée à la figure 1.22.

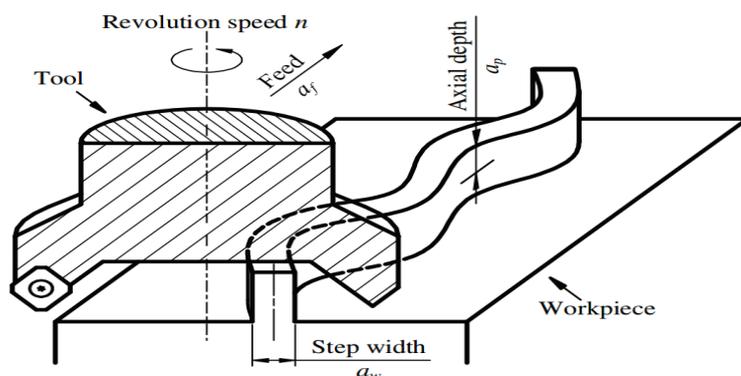


FIGURE 1.22. Schématisation de la technique d'excitation aléatoire [Cai et al., 2015]

La surface de la pièce contient une forme de zigzag aléatoire étroite et longue, qui permet de générer un effort de coupe «pseudo-aléatoire» (figure 1.23).

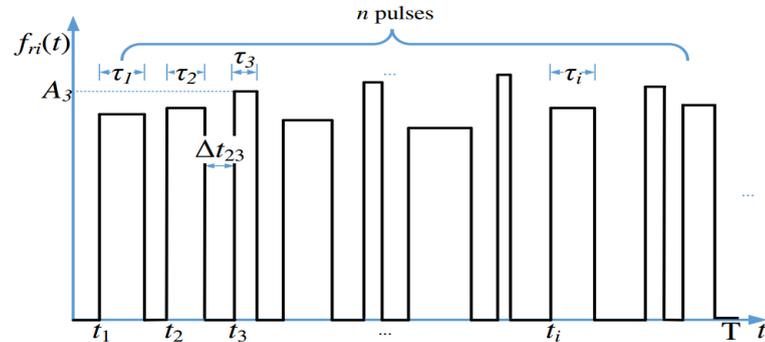


FIGURE 1.23. Effort de coupe pseudo-aléatoire [Cai et al., 2015]

La méthode PolyMAX est ensuite utilisée pour estimer les paramètres modaux à partir des seules réponses mesurées. En guise de comparaison, une AME a été menée sur la machine-outil suite à une excitation par des chocs au marteau appliquée en bout d'outil. La technique d'AMAE proposée a été validée puisqu'elle a donné des résultats satisfaisants par rapport à ceux obtenus lors d'une AME.

En conclusion, l'AMAE est une approche qui permet d'identifier le comportement modal, en service. Néanmoins, cette approche est limitée à une pièce spécifique, par conséquent, si une nouvelle pièce de coupe est sélectionnée, cette approche ne sera plus applicable.

## 1.5 Objectif de la thèse

Une des thématiques développées au sein de l'équipe MRSI (Machines, Robots et Systèmes industriels) de l'Institut Pascal consiste à développer et mettre en œuvre une approche de caractérisation numérique et expérimentale du comportement des machines et robots en interaction avec les procédés de fabrication. C'est dans ce cadre que s'inscrivent nos travaux qui visent à identifier le comportement dynamique des robots d'usinage, en service, via une analyse modale opérationnelle. Il se décline en trois objectifs principaux :

- Proposer une méthode d'analyse modale opérationnelle adaptée à l'usinage, opération caractérisée par des sollicitations complexes comportant des composantes harmoniques. Il s'agit donc de choisir une méthode d'analyse modale opérationnelle parmi les méthodes existantes, et l'adapter à l'analyse du comportement des machines-outils et robots en service.
- Valider tout d'abord la méthode d'AMO choisie dans le cas d'une machine-outil cartésienne dont le comportement dynamique présente moins de variabilité des propriétés dynamiques par rapport à un robot autour d'une zone restreinte de son espace de travail. Il s'agit d'évaluer les résultats obtenus par rapport à différentes méthodes classiques permettant une meilleure maîtrise de la démarche d'identification des paramètres modaux de la machine-outil en service.

- Identifier le comportement modal du robot d'usinage ABB IRB 6660 en statique, puis en service, pour différentes configurations dans son espace de travail.

Nos travaux s'appuient sur une phase expérimentale importante visant à maîtriser la méthode proposée et évaluer la pertinence des résultats obtenus dans le cadre de l'analyse modale opérationnelle des robots en service

## 1.6 Conclusion

Ce premier chapitre présente tout d'abord le contexte de la robotisation des opérations d'usinage. Les robots utilisés dans le cadre de l'usinage présentent certains avantages par rapport aux machines-outils cartésiennes, comme un espace de travail plus important et une meilleure flexibilité sans oublier le coût d'investissement plus faible. Néanmoins, la précision actuelle atteinte reste en deçà des machines-outils et les phénomènes vibratoires, liés à une moindre rigidité de la structure, sont plus importants ce qui dégrade la qualité de surface de la pièce usinée.

Afin de pallier ces problèmes, plusieurs travaux de recherche sont présentés visant à modéliser le comportement dynamique des robots industriels lors d'une opération d'usinage. Les principales techniques de modélisation : Méthode des Eléments Finis MEF, Analyse des matrices Structurelles ASM, sont présentées dont les principaux inconvénients résident dans les temps de développement des modèles et les hypothèses simplificatrices nécessaires qui atténuent la précision des modèles. Ainsi l'analyse modale basée sur des résultats de mesures apparaît comme une alternative très intéressante pour identifier en continue le comportement dynamique d'un robot d'usinage en service.

Ainsi, la deuxième partie de ce chapitre se focalise sur les méthodes d'analyse modale et plus particulièrement l'analyse modale opérationnelle (AMO). Un état de l'art des méthodes d'AMO est présenté. La contrainte de la présence des harmoniques, lors d'une identification modale opérationnelle est introduite. Pour résoudre cette difficulté, plusieurs solutions ont été proposées. Mais ces solutions restent toujours limitées puisque la plupart des méthodes d'analyse modale opérationnelle se basent sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc ce qui n'est pas le cas dans le cadre d'une machine-outil ou d'un robot en service.

Il est donc nécessaire de proposer une méthode d'AMO qui ne dépende pas du type d'excitation ce qui est l'objet du chapitre 2.

# Chapitre 2

## Choix de la méthode d'analyse modale opérationnelle

### Sommaire

---

<b>2.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>45</b>
<b>2.2</b>	<b>Calcul analytique des paramètres modaux</b>	<b>46</b>
2.2.1	Modèle numérique : Système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté	46
2.2.2	Exemple expérimental : Poutre en console	47
<b>2.3</b>	<b>AMO par la méthode PolyMAX</b>	<b>48</b>
2.3.1	Modèle de référence par Analyse Modale Expérimentale (AME)	48
2.3.1.1	Montage expérimental	48
2.3.2	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console	53
<b>2.4</b>	<b>AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel «EFDD»</b>	<b>56</b>
2.4.1	Aspect théorique	56
2.4.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur	58
2.4.2.1	AMO suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc	58
2.4.2.2	AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	59
2.4.2.3	Comparaison des résultats	60
2.4.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console	61
2.4.3.1	AMO suite à une excitation aléatoire	61
2.4.3.2	AMO de la poutre suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	63
<b>2.5</b>	<b>AMO par la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique «SSI»</b>	<b>65</b>
2.5.1	Aspect théorique	65
2.5.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl	67
2.5.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console	68

<b>2.6</b>	<b>AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»</b>	<b>69</b>
2.6.1	Aspect théorique	69
2.6.2	AMO d'un système masse-ressort-amortisseur	71
2.6.2.1	AMO suite à une excitation aléatoire	71
2.6.2.2	AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques	73
2.6.3	Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console	77
<b>2.7</b>	<b>Conclusion</b>	<b>80</b>

---

## 2.1 Introduction

Ce chapitre porte sur le choix d'une méthode d'analyse modale opérationnelle permettant l'identification des paramètres modaux d'une machine-outil ou d'un robot d'usinage en service. Le choix de la méthode doit permettre d'identifier les modes propres de la structure séparément des autres modes d'excitations liés en particulier à la broche et aux phénomènes de coupe.

Dans cette étude, nous limitons notre choix aux quatre techniques d'analyse modale opérationnelle suivantes :

- La méthode «PolyMAX» ou «LSCF» (Least Square Complex Frequency).
- La méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (Enhanced Frequency Domain Decomposition) «EFDD».
- La méthode d'identification dans le sous-espace stochastique (Stochastic Subspace Identification) «SSI».
- La méthode basée sur la fonction de transmissibilité (Transmissibility Function Based method) «TFB».

Les trois méthodes PolyMAX, EFDD et SSI sont des techniques d'AMO classiques qui dépendent du type d'excitation, contrairement à la méthode d'AMO TFB qui est indépendante du type d'excitation.

En guise de comparaison, les méthodes choisies sont appliquées sur deux exemples d'applications avec différentes sources d'excitation :

- Un système à deux degrés de liberté (2 ddl) a été utilisé pour une validation numérique des méthodes investiguées.
- Afin d'évaluer l'efficacité des méthodes d'AMO considérées, un test expérimental a été effectué sur une poutre en console.

La méthode PolyMAX, implémentée sur le logiciel LMS Test.Lab, est initialement appliquée pour identifier le comportement modal d'une poutre en console, soumise tout d'abord à une excitation aléatoire fournie par des chocs au marteau. Le but de cette étape est d'obtenir une base modale de référence. Afin de tester l'influence de la présence des composantes harmoniques, la méthode PolyMAX est ensuite investiguée pour identifier les paramètres modaux de la même poutre, suite à une combinaison entre un ensemble de chocs au marteau aléatoires et une excitation harmonique fournie par un moteur tournant.

Les trois autres méthodes (EFDD, SSI et TFB) sont appliquées, dans un premier temps, sur un modèle numérique simple, qui est le système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté (2 ddl), afin d'identifier ces paramètres modaux. Cette étape primaire a pour but de valider l'implémentation de ces méthodes sur Matlab. La méthode PolyMAX est déjà implémentée sur le logiciel industriel LMS Test.Lab, par conséquent, nous n'avons pas besoin de l'appliquer sur un modèle numérique afin de la valider. Ensuite, les méthodes EFDD, SSI et TFB sont appliquées pour identifier le comportement modal de la poutre en console et les paramètres modaux obtenus sont comparés à la base modale de référence obtenue par la méthode PolyMAX.

## 2.2 Calcul analytique des paramètres modaux

Afin d'évaluer la pertinence des méthodes d'AMO investiguées, nous proposons tout d'abord de déterminer les paramètres modaux analytiques d'un modèle numérique masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté (2 ddl) ainsi que d'une poutre en console.

### 2.2.1 Modèle numérique : Système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté

Un système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl est utilisé pour la validation numérique, illustré à la figure 2.1 avec ses propriétés mécaniques.

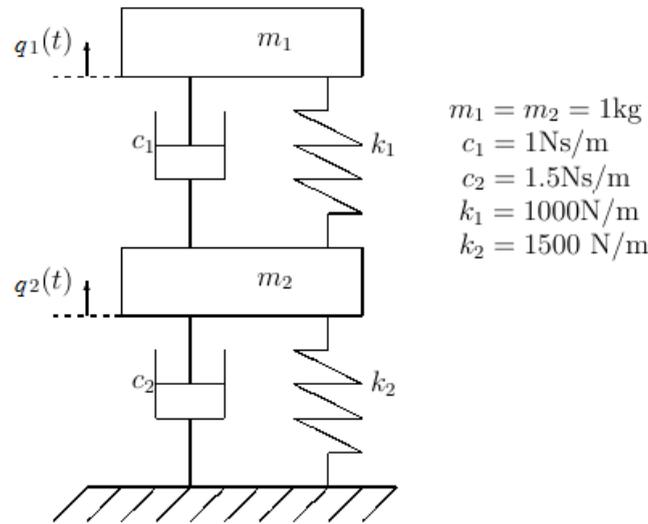


FIGURE 2.1. *Système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté (2 ddl)*

L'équation du mouvement du système dynamique est décrite par :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2.1)$$

avec :

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_1 \end{pmatrix}, \mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{pmatrix}, \mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{pmatrix}, \mathbf{q} = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix},$$

L'équation caractéristique est :

$$\det(-\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{K}) = 0 \quad (2.2)$$

La résolution de l'équation caractéristique du système dynamique permet de déterminer les paramètres modaux suivants :

TABLEAU 2.1. Paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl identifiés analytiquement

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)	Déformé modale
1	3.55	1.37	[1 0.5]
2	8.71	2.24	[1 -2]

### 2.2.2 Exemple expérimental : Poutre en console

L'objectif de cette étude est de déterminer analytiquement les fréquences propres d'une poutre en console comme indiquée sur la figure 2.2. La configuration choisie pour le calcul, de type encastree-libre, permet de se rapprocher au mieux des conditions réelles.

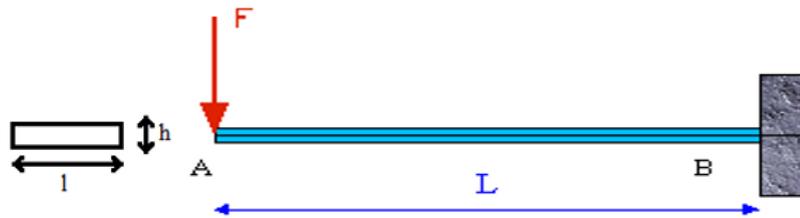


FIGURE 2.2. Poutre en console

Les fréquences propres de la poutre sont déterminées à partir de la formule suivante [Daghboudj et al., 2009] :

$$f_i = \frac{1}{2\pi\sqrt{12}} \alpha_i^2 \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{h}{L^2} \quad (2.3)$$

avec :

- La hauteur :  $h=0.008$  m
- La longueur :  $L=0.757$  m
- Le module d'Young :  $E=70000$  MPa
- La densité :  $\rho=2698$  Kg/m<sup>3</sup>
- Les racine  $\alpha_i$  :  $\alpha_0 = 1.8751, \alpha_1 = 4.695, \alpha_2 = 7.85, \alpha_i = (2i + 1)\frac{\pi}{2}$ , pour  $i>2$

Les valeurs des six premières fréquences propres de la poutre sont présentées dans le tableau suivant :

TABLEAU 2.2. *Fréquences propres de la poutre, calculées analytiquement*

Mode	Fréquence propre (Hz)
1 <sup>er</sup>	10.8
2 <sup>ème</sup>	67.8
3 <sup>ème</sup>	189.85
4 <sup>ème</sup>	371.5
5 <sup>ème</sup>	614.8

Cette première étape nous donne les valeurs exactes des fréquences propres du système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl et de la poutre en console. Celles-ci vont être identifiées dans les deux sections suivantes par une analyse modale expérimentale puis par une analyse modale opérationnelle.

## 2.3 AMO par la méthode PolyMAX

La méthode PolyMAX, implémentée sur le logiciel LMS Test.Lab, est appliquée pour identifier le comportement modal d'une poutre en console par une analyse modale expérimentale, suite à une excitation par un choc au marteau puis par une analyse modale opérationnelle suite à une excitation aléatoire combinée à une excitation harmonique fournie par un moteur tournant.

### 2.3.1 Modèle de référence par Analyse Modale Expérimentale (AME)

L'objectif est de déterminer un modèle modal dit « de référence » par une technique d'identification à excitation connue et contrôlée, ce qui n'est pas le cas en AMO. Le principe de l'AME repose sur l'acquisition des fonctions de transfert (inter-spectres) entre les efforts générés par une excitation extérieure et la réponse de la structure en différents points de discrétisation.

#### 2.3.1.1 Montage expérimental

Une analyse modale expérimentale nécessite en premier lieu la définition d'un protocole expérimental et le choix de l'instrumentation. Nous présentons tout d'abord le matériel utilisé à la figure 2.3.

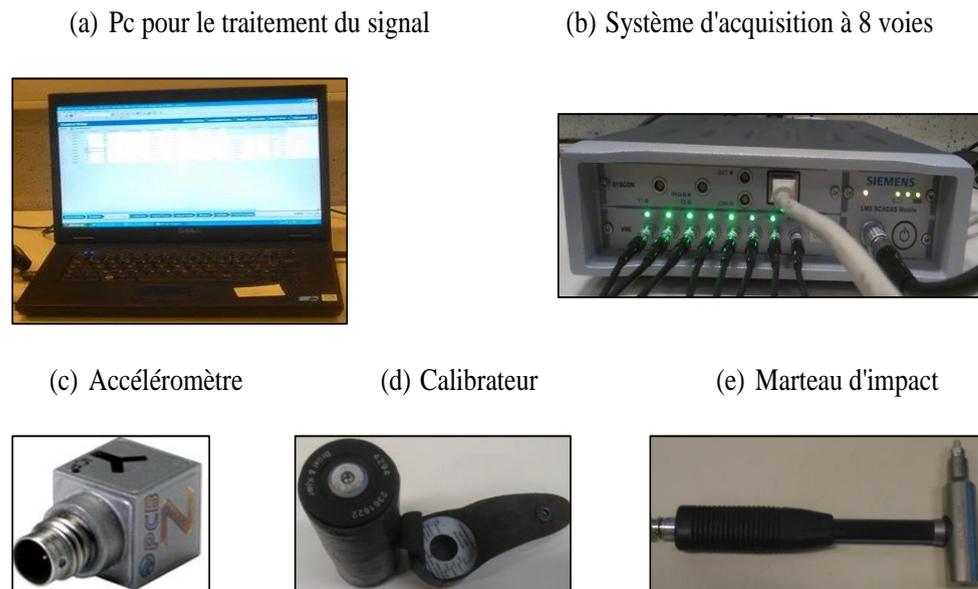


FIGURE 2.3. *Matériel utilisé lors de l'AME de la poutre*

- Le logiciel LMS Test.Lab est utilisé pour le traitement des signaux mesurés et l'identification des paramètres modaux.
- Le boîtier multi-voies (8 voies), associé au logiciel LMS Test.Lab, est employé pour l'acquisition de la force d'excitation et de la réponse vibratoire de la poutre.
- Le marteau est équipé d'un capteur de force du type PCB Piézoélectrique (Modèle : 086D05) pour mesurer les efforts appliqués.
- La calibration de la sensibilité des accéléromètres utilisés est réalisée par un calibrateur.

Sur la poutre, illustrée à la figure 2.4, six accéléromètres équidistants du type PCB Piézoélectriques sont collés. La poutre est fixée sur une table et encastrée au niveau du premier accéléromètre.



FIGURE 2.4. *Emplacement des accéléromètres sur la poutre.*

La poutre est une plaque rectangulaire en alliage d'aluminium (2017a). Sa longueur est de 757 mm, sa largeur de 103 mm et son épaisseur de 8 mm. Celle-ci est sollicitée au moyen d'un choc au marteau appliqué au niveau du sixième nœud de la poutre. Six accéléromètres sont utilisés pour mesurer la vibration de la poutre aux six nœuds équidistants. L'AME est investiguée en utilisant l'outil «Impact Testing» du logiciel LMS Test.Lab. L'étape suivante consiste à réaliser l'acquisition des fonctions de réponses fréquentielles

(réponse/excitation) en tous les points prédéfinis de la poutre puis à stocker et archiver ces données. Dans notre cas, six fonctions de réponses fréquentielles sont mesurées en se référant à l'effort mesuré au niveau du sixième nœud de la poutre.

$$\left\{ \begin{array}{l} FRF_1(\omega) = \frac{X_1(\omega)}{F_6(\omega)} \\ FRF_2(\omega) = \frac{X_2(\omega)}{F_6(\omega)} \\ FRF_3(\omega) = \frac{X_3(\omega)}{F_6(\omega)} \\ FRF_4(\omega) = \frac{X_4(\omega)}{F_6(\omega)} \\ FRF_5(\omega) = \frac{X_5(\omega)}{F_6(\omega)} \\ FRF_6(\omega) = \frac{X_6(\omega)}{F_6(\omega)} \end{array} \right. \quad (2.4)$$

avec :

- $F_i(\omega)$  : Vecteur des efforts mesurés par le dynamomètre au niveau du  $i^{\text{ème}}$  nœud.
- $X_i(\omega)$  : Vecteur des réponses vibratoires mesurées par l'accéléromètre au niveau du  $i^{\text{ème}}$  nœud.

L'extraction modale, qui consiste à établir une base modale (fréquences propres, taux d'amortissement et déformées modales), s'effectue en utilisant des méthodes de lissage exploitant les fonctions de transfert acquises sur la base d'un modèle mathématique approprié (PolyMAX dans ce cas d'étude).

L'identification des paramètres modaux est obtenue pour différents ordres et un diagramme de stabilisation indiquant la convergence des pôles est construit afin de distinguer les modes structuraux de ceux provenant du bruit.

Un critère de convergence des modes est utilisé lors de l'établissement du diagramme de stabilisation. Ainsi, les pôles vérifiant à la fois une variation entre deux ordres consécutifs de moins de 1 % en fréquence et de moins de 5 % en amortissement seront considérés comme stables. Afin de bien identifier le comportement modal de la poutre suite à son excitation par un marteau d'impact, la méthode d'identification PolyMAX est appliquée sur toutes les FRFs mesurées lors de l'essai.

Le diagramme de stabilisation obtenu est présenté à la figure 2.5. Seules les onze dernières itérations ont été affichées, représentant un ordre entre 61 et 72.

Dans la plage de fréquences [0 800 Hz], cinq pics fréquentiels, correspondant aux cinq premiers modes propres de la poutre, peuvent être distingués et sélectionnés.

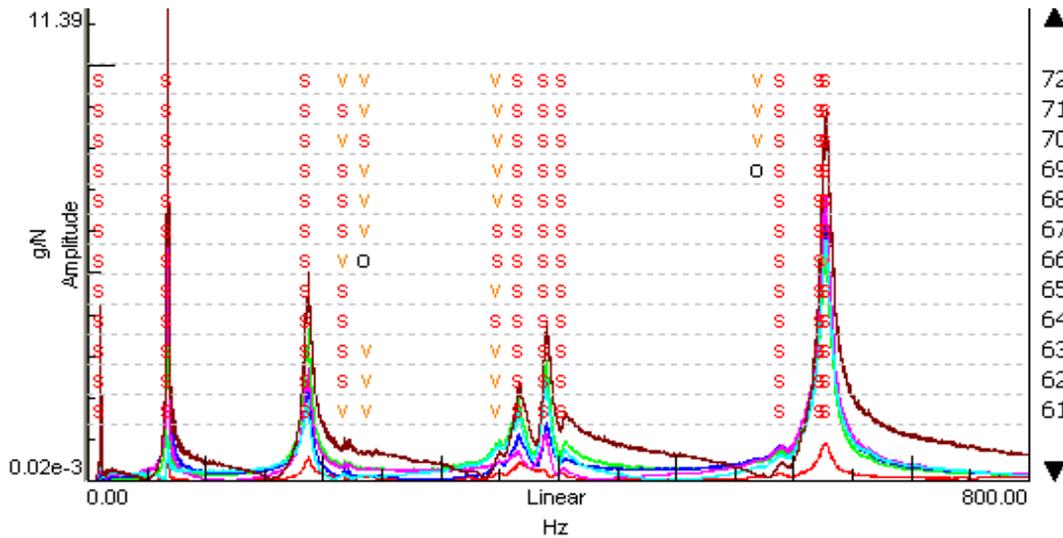


FIGURE 2.5. *Diagramme de stabilisation (s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable)*

La dernière étape consiste à vérifier l'exactitude et la qualité de l'analyse modale par les outils de validation, comme la synthèse des réponses fréquentielles en fonction des modes retenus (superposition des fonctions de transfert mesurées et synthétisées). Pour valider le modèle modal, ces deux critères sont mis en place :

- Taux de corrélation entre la FRF synthétisée et la FRF mesurée  $> 90 \%$ .
- Pourcentage d'erreur entre la FRF synthétisée et la FRF mesurée  $< 10 \%$ .

L'ensemble des fréquences propres et des taux d'amortissement identifiés lors de l'AME de la poutre est regroupé dans le tableau 2.3. Les déformées modales liées aux cinq premiers modes propres de la poutre étudiée sont illustrées aux figures 2.6, 2.7, 2.8, 2.9 et 2.10.

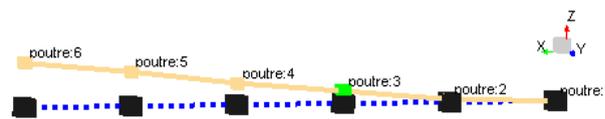
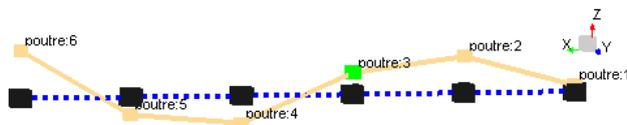
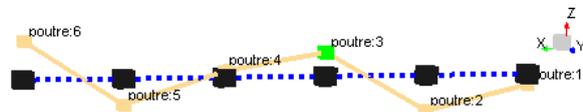
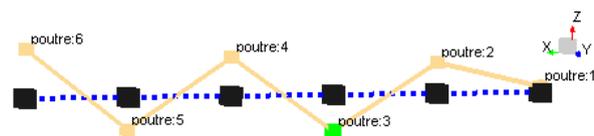


FIGURE 2.6. *Déformée modale du premier mode propre de la poutre.*



FIGURE 2.7. *Déformée modale du deuxième mode propre de la poutre.*

FIGURE 2.8. *Déformée modale du troisième mode propre de la poutre.*FIGURE 2.9. *Déformée modale du quatrième mode propre de la poutre.*FIGURE 2.10. *Déformée modale du cinquième mode propre de la poutre.*TABLEAU 2.3. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés lors de l'AME de la poutre*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	10.59	1.05
2	67.75	0.74
3	185.95	1.59
4	387.54	0.78
5	626.91	0.57

En guise de comparaison, les fréquences propres identifiées à partir d'une AME et provenant du calcul numérique sont présentées dans le tableau 2.4.

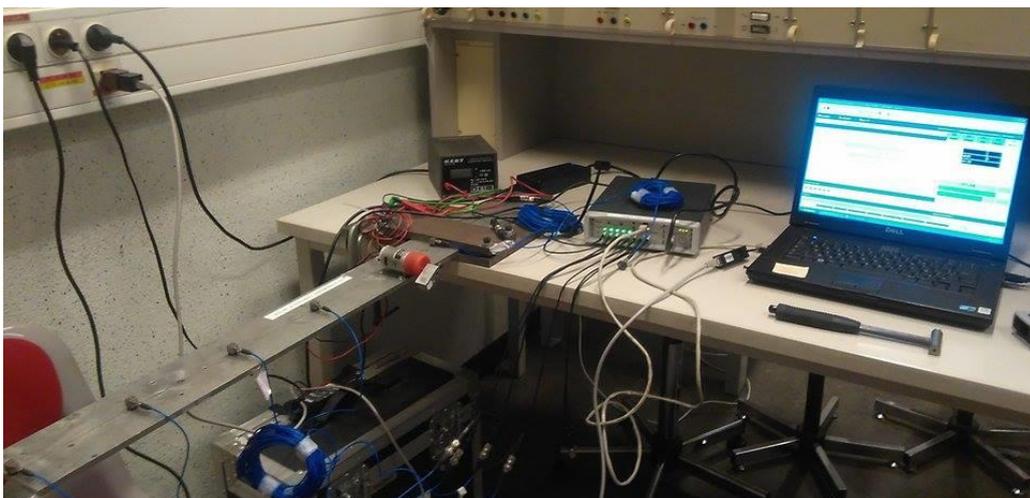
TABLEAU 2.4. *Comparaison entre les fréquences propres identifiées lors d'une AME et celles déterminées analytiquement*

Mode	Fréquence propre (Hz)		% d'erreur
	Valeur exacte	PolyMAX (AME)	
1	10.8	10.59	1.98 %
2	67.8	67.75	0.07 %
3	189.85	185.95	2.09%
4	371.5	387.54	4.31 %
5	614.8	626.91	1.96 %

On enregistre une bonne corrélation entre les valeurs de fréquences propres identifiées expérimentalement et numériquement. Les écarts en fréquence restent inférieurs à 5 %. Les paramètres modaux identifiés lors d'une AME constituent une base modale de référence pour la suite, afin de qualifier et sélectionner la méthode d'AMO la plus adéquate à l'identification modale d'un robot d'usinage en service.

### 2.3.2 Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console

Une combinaison de chocs au marteau aléatoires et une excitation harmonique fournie par un moteur, est appliquée sur la poutre. Le moteur, tournant à 851 tr/min, est fixé au niveau du deuxième noeud de la poutre, comme montré à la figure 2.11.

FIGURE 2.11. *Montage expérimental lors de l'AMO de la poutre*

L'analyse modale opérationnelle est effectuée sur la bande fréquentielle [0 200 Hz]. Les composantes harmoniques sont multiples de 14,18 Hz. En analyse modale opérationnelle

(AMO), l'identification des paramètres modaux par PolyMAX se fait à partir des spectres de corrélation et d'autocorrélation entre les données mesurées (sorties). Dans ce cas, nous aurons 36 spectres de corrélation (6 sorties  $\times$  6 sorties). Afin de bien identifier le comportement modal de la poutre, la somme de tous les spectres mesurés est prise en compte lors de l'établissement du diagramme de stabilisation (figure 2.12).

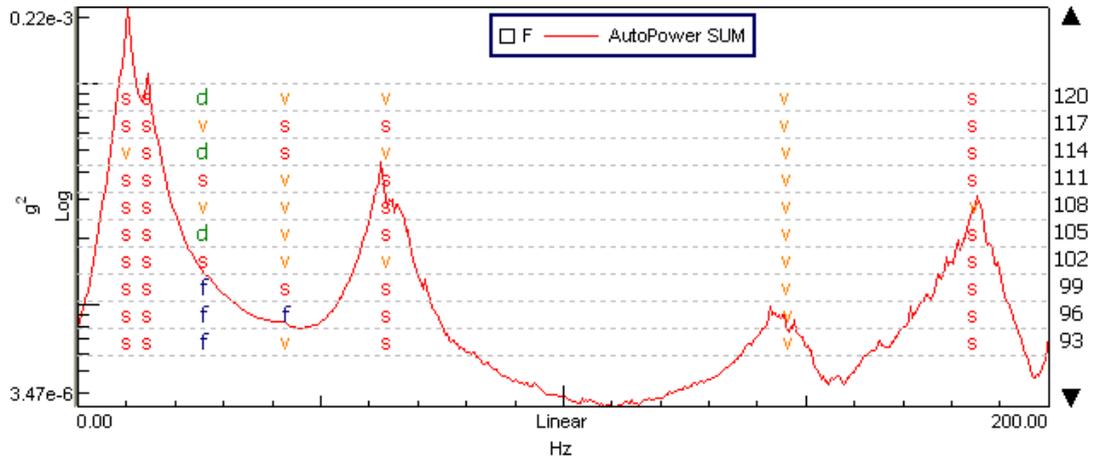


FIGURE 2.12. Diagramme de stabilisation obtenu lors d'une AMO de la poutre suite à une combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques

L'ensemble des fréquences propres et des taux d'amortissement identifiés sur la bande fréquentielle [0 200 Hz] lors d'une AMO de la poutre est regroupé dans le tableau 2.5.

TABLEAU 2.5. Paramètres modaux identifiés lors de l'AMO de la poutre suite à une combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)	Type
1	10.14	1.12	structural
2	14.10	0.10	harmonique
3	43.69	0.66	harmonique
4	63.70	2.66	structural
5	145.88	0.47	harmonique
6	184.10	0.94	structural

Des pics supplémentaires correspondant aux composantes harmoniques sont présents au niveau du spectre de corrélation. Le fait que les fréquences du 2<sup>ème</sup>, du 3<sup>ème</sup> et du 5<sup>ème</sup> mode sont approximativement multiples (de rang 1, 3 et 10) de la fréquence fondamentale (=14.18 Hz) indique que ces fréquences sont des harmoniques. Par la méthode PolyMAX, la distinction entre un mode lié à une excitation harmonique et un mode structural est difficile

à faire, puisqu'une composante harmonique est identifiée comme un mode de structure. Il n'est donc pas possible de décider si un pôle est réel ou non et cela représente généralement une difficulté dans le domaine de l'identification modale opérationnelle.

Les paramètres modaux identifiés lors d'une AME constituent une base modale de référence. Les résultats obtenus (fréquences propres  $f_i$  et taux d'amortissement  $\xi_i$ ) lors d'une AMO sont ainsi repris dans le tableau 2.6.

TABLEAU 2.6. *Comparaison entre les paramètres modaux de la poutre identifiés lors d'une AME et d'une AMO*

	Fréquences propres			Taux d'amortissement		
	$f_1(Hz)$	$f_2(Hz)$	$f_3(Hz)$	$\xi_1(\%)$	$\xi_2(\%)$	$\xi_3(\%)$
AME	10.59	67.75	185.95	1.05	0.74	1.59
AMO	10.14	63.70	184.10	1.12	2.66	0.94
Pourcentage d'erreur	4.43 %	6.35 %	1.00 %	6.66 %	259.45 %	69.14 %

Il apparaît clairement que les taux d'amortissement sont influencés par la présence de l'excitation harmonique. Le pourcentage d'erreur en amortissement atteint 259.45 %. Les déformées modales des modes propres réels identifiés sur la bande fréquentielle [0 200 Hz] sont illustrées aux figures 2.13, 2.14 et 2.15.



FIGURE 2.13. *Déformée modale du premier mode propre de la poutre.*

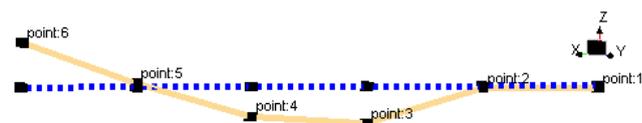


FIGURE 2.14. *Déformée modale du deuxième mode propre de la poutre.*

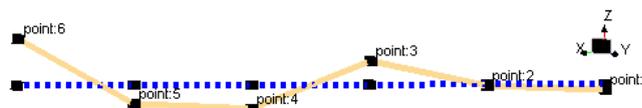


FIGURE 2.15. *Déformée modale du troisième mode propre de la poutre.*

## 2.4 AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel «EFDD»

### 2.4.1 Aspect théorique

La méthode EFDD est un enrichissement de la méthode FDD (Frequency Domain Decomposition) en rendant possible l'estimation du taux d'amortissement. Elle est résumée en ces 4 étapes :

1. La première étape consiste à calculer la transformée de Fourier rapide (FFT) à partir des signaux de réponses temporelles. Ensuite, la matrice de Densité Spectrale de Puissance de la réponse « DSP » est calculée à partir des réponses mesurées et en théorie elle est définie comme suit :

$$[G_{yy}(\omega)] = [H(\omega)]^* \cdot [G_{xx}(\omega)] \cdot [H(\omega)]^T \quad (2.5)$$

avec :

- $H(\omega)$  est la matrice de fonction de réponse en fréquence.
  - $G_{xx}$  est la matrice DSP du signal d'entrée.
  - $G_{yy}$  est la matrice DSP du signal de sortie.
  - Les symboles \* et T représentent respectivement le conjugué complexe et la transposée.
2. La deuxième étape consiste en la décomposition en valeurs singulières de la matrice DSP du signal de sortie  $G_{yy}$ , en utilisant la formule suivante :

$$[G_{yy}(\omega)] = [U] \cdot [\Sigma] \cdot [U]^H \quad (2.6)$$

avec :

- $[U] = [u_1, u_2, \dots, u_m]$  est la matrice des vecteurs singuliers.
  - $[\Sigma]$  est la matrice diagonale de valeurs singulières.
  - L'indice  $H$  correspond au transposé du conjugué complexe.
- À proximité d'une pulsation propre  $\omega_k$ , le module de la première valeur singulière  $\sigma_1$  représente un pic correspondant à un mode.
3. La troisième étape repose sur la distinction entre les modes propres et les modes dus au bruit, en utilisant le critère Modal Assurance Criteria « MAC ». Ce critère, utilisé pour la comparaison entre deux ensembles de vecteurs propres  $[Y^1]$  et  $[Y^2]$ , permet de quantifier le degré de corrélation entre deux vecteurs par un seul nombre compris entre 0 et 1.

Soient :

- $[Y^1] = [y_1^1 \dots y_k^1 \dots y_{N_1}^1]$  : matrice modale associée à la première série de modes.
- $[Y^2] = [y_1^2 \dots y_k^2 \dots y_{N_2}^2]$  : matrice modale associée à la deuxième série de modes.

La matrice MAC associée à ces deux séries de vecteurs singuliers est définie par :

$$(MAC)_{i,j} = \frac{|y_i^{1T} y_j^2|^2}{\|y_i^1\|^2 \|y_j^2\|^2} \quad (2.7)$$

avec :

- $(MAC)_{i,j} = 1$  indique qu'il y a une corrélation parfaite entre le  $i^{\text{ème}}$  vecteur de la première série et le  $j^{\text{ème}}$  vecteur de la deuxième série.
- $(MAC)_{i,j} = 0$  indique que les deux vecteurs sont orthogonaux.

La transformée de Fourier inverse est ensuite appliquée à la portion du signal autour de chaque pic, et donne la réponse impulsionnelle du mode.

4. La quatrième étape permet d'identifier le taux d'amortissement  $\xi_k$  et la fréquence propre  $f_k$  par régression linéaire du nombre de passages à zéro de la réponse impulsionnelle et de son décrétement logarithmique :

$$\xi_k = \frac{\delta_k}{\sqrt{\delta_k^2 + 4\pi^2}} \quad (2.8)$$

avec  $\delta_k$  : décrétement logarithmique

$$f_k = \frac{f_d}{\sqrt{1 - \xi_k^2}} \quad (2.9)$$

avec  $f_d$  : fréquence propre amortie

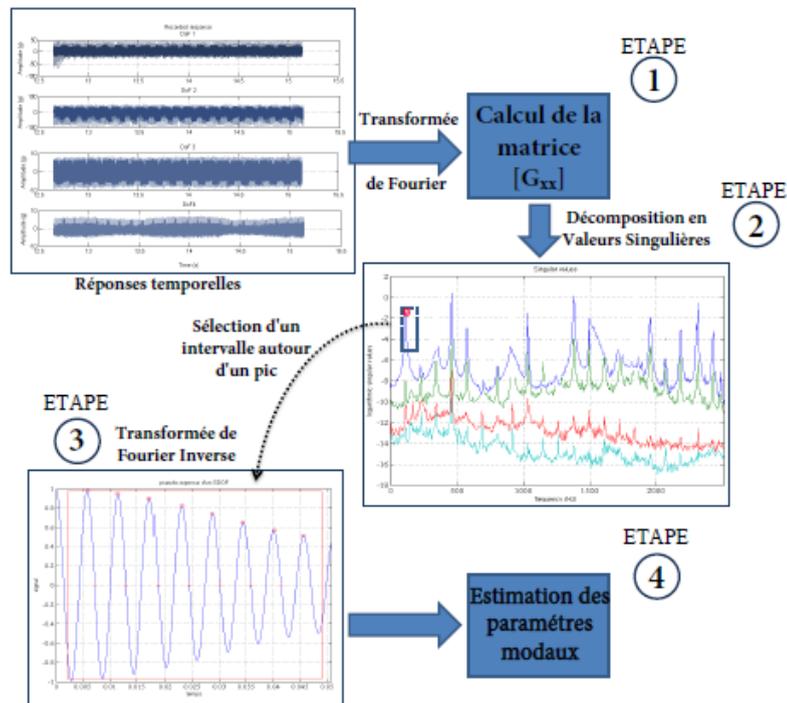


FIGURE 2.16. Procédure de la méthode EFDD [Mejri, 2016]

## 2.4.2 AMO d'un système masse-ressort-amortisseur

Afin d'évaluer la pertinence de la méthode EFDD, nous traitons tout d'abord le cas théorique du système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl (figure 2.1).

### 2.4.2.1 AMO suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc

Un bruit blanc est une réalisation d'un processus aléatoire dans lequel la densité spectrale de puissance est la même pour toutes les fréquences de la bande passante. Le bruit blanc gaussien est un bruit blanc qui suit une loi normale de moyenne et variance données. Dans Matlab, on génère un bruit blanc par la fonction «randn». L'excitation est appliquée sur la première masse  $m_1$  du système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl. Les réponses en déplacement, de deux masses  $m_1$  et  $m_2$ , sont obtenues à partir des équations de mouvement en intégrant la méthode de Range-Kutta (ode45 sur Matlab). Les réponses aléatoires du système, échantillonnées à  $N = 10000$  points avec une période  $T = 0.01$  s, sont présentées sur l'intervalle de temps [0 100 s] à la figure 2.17.

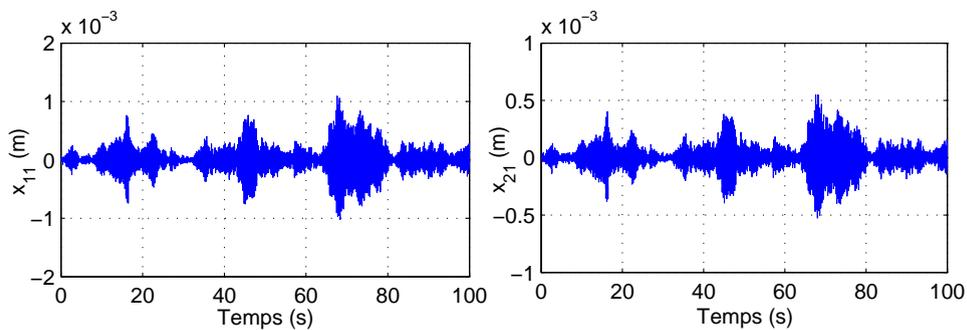


FIGURE 2.17. Réponses en déplacement temporelles simulées suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc

à partir des FFT des réponses temporelles du système masse-ressort-amortisseur, la matrice DSP est calculée. Les fréquences propres et les taux d'amortissement des modes identifiés sont déterminés à partir de la courbe de la première valeur singulière de la matrice DSP, illustrée à la figure 2.18.

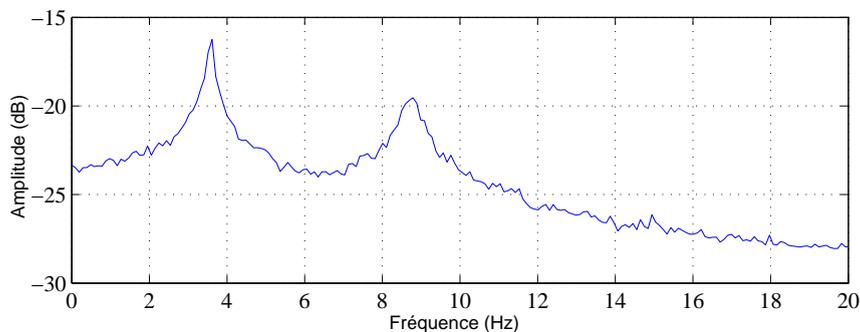


FIGURE 2.18. Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire

Les paramètres modaux identifiés par la méthode EFDD sont présentés dans le tableau 2.7.

TABLEAU 2.7. Paramètres modaux identifiés lors de l'AMO du système masse-ressort-amortisseur suite à une excitation aléatoire

	Mode 1	Mode 2
Fréquences propres (Hz)	$f_1 = 3.51$	$f_2 = 8.56$
Taux d'amortissement (%)	$\xi_1 = 1.36$	$\xi_2 = 2.47$
Déformé modale	[1 0.51]	[1 -1.99]

### 2.4.2.2 AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

Afin d'évaluer l'influence de la présence des harmoniques sur le comportement modal, la combinaison d'une excitation harmonique et d'une excitation aléatoire de type bruit blanc a été appliquée sur la première masse  $m_1$  du système masse-ressort-amortisseur (figure 2.1). La fréquence de l'excitation harmonique appliquée  $f_0$  est égale à 15 Hz. L'équation de la force d'excitation harmonique  $F_{eh}$  est la suivante :

$$F_{eh} = A_0 \cos(2\pi f_0 t) \quad (2.10)$$

La réponse temporelle du système masse-ressort-amortisseur suite à la combinaison d'excitations aléatoires et harmoniques sur l'intervalle de temps [0 100 s], est présentée à la figure 2.19.

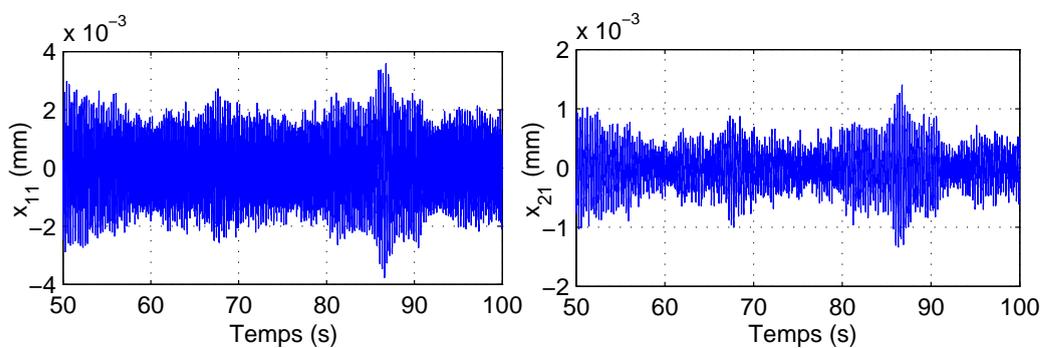


FIGURE 2.19. Réponses temporelles suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

La courbe de la première valeur singulière montre trois pics correspondant à trois modes identifiés : deux (ayant les fréquences 3.53 Hz et 8.55 Hz) représentent deux modes propres structuraux et le troisième est un mode lié à l'excitation harmonique, de fréquence égale à 15 Hz.

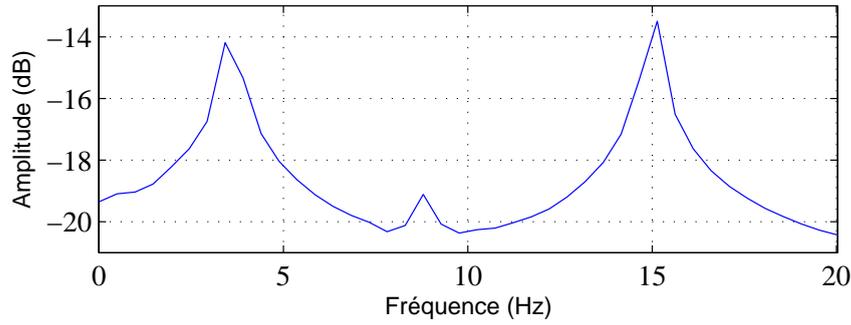


FIGURE 2.20. Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire et harmonique

La présence des harmoniques influe clairement sur les paramètres modaux de la structure, plus particulièrement sur le taux d'amortissement. Une variation des valeurs du taux d'amortissement par rapport aux valeurs calculées théoriquement est notée. Ceci est expliqué par le fait que la présence des harmoniques perturbe le comportement modal de la structure. De plus, la méthode investiguée s'appuie sur l'approximation d'une excitation de type bruit blanc. Dans le cas où l'excitation contient des composantes harmoniques, cette technique classique ne parvient pas à identifier les paramètres modaux avec précision [P. Mohanty, 2004].

### 2.4.2.3 Comparaison des résultats

Type d'excitation	Fréquence propre			Taux d'amortissement			% d'erreur
	$f_1(Hz)$	$f_2(Hz)$	$f_3(Hz)$	$\xi_1(\%)$	$\xi_2(\%)$	$\xi_3(\%)$	
Valeurs exactes	3.55	8.71	---	1.37	2.24	---	---
Aléatoire	3.51	8.56	---	1.36	2.47	---	3.46 %
Aléatoire + harmonique	3.53	8.55	15	1.24	1.93	0.05	7.24 %

TABLEAU 2.8. Comparaison des paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur identifiés par la méthode EFDD et déterminés analytiquement

Lorsqu'une excitation aléatoire est appliquée, le pourcentage d'erreur entre les paramètres modaux identifiés par la méthode EFDD et les valeurs exactes est inférieur à 5 %. Ce pourcentage augmente jusqu'au 7.24 % dans le cas d'une combinaison d'une excitation aléatoire et harmonique. En appliquant la méthode EFDD, la composante harmonique de fréquence égale à 15 Hz est identifiée comme un mode structural avec un faible taux d'amortissement. Ce résultat confirme que la présence des harmoniques influe sur les paramètres modaux et plus particulièrement sur le taux d'amortissement et que les méthodes d'analyse modale classiques, se basant sur l'approximation d'une excitation de type bruit blanc, ne sont pas efficaces dans le cas où l'excitation est corrompue par des composantes harmoniques.

## 2.4.3 Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console

### 2.4.3.1 AMO suite à une excitation aléatoire

Dans cette partie, l'excitation de la poutre en console (figure 2.4) est générée par un ensemble des chocs au marteau appliqué aléatoirement tout au long de la poutre. La réponse vibratoire (accélération) est mesurée en utilisant les six accéléromètres collés sur la plaque, comme montré à la figure 2.4.

Les modes propres de la structure sont identifiés à partir de la première valeur singulière (figure 2.21) de la matrice de densité spectrale de puissance des signaux de sortie mesurés. Les lignes verticales en traits interrompus indiquent l'emplacement des fréquences propres de la structure. Sur l'intervalle de fréquences [0 800 Hz], cinq pics dominants sont présents sur la courbe de la première valeur singulière, indiquant les cinq premiers modes propres de la structure.

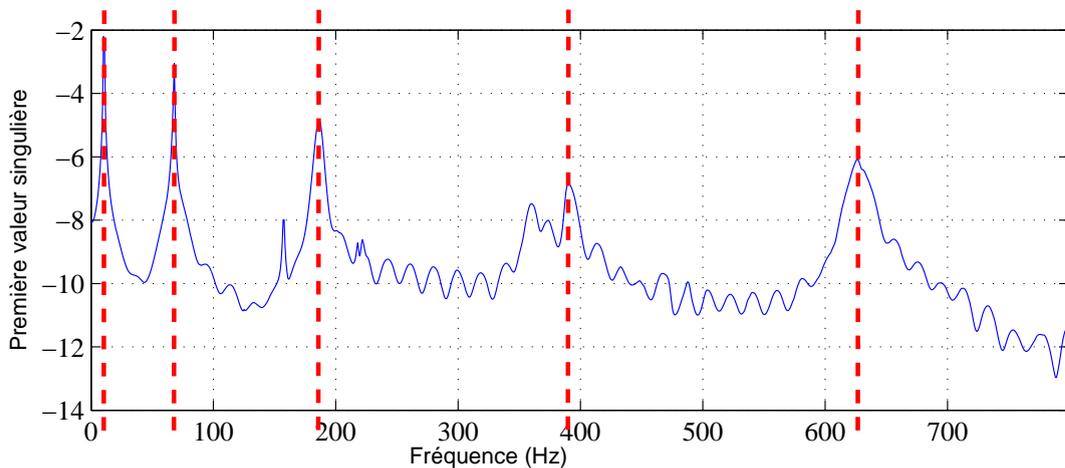


FIGURE 2.21. Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire

Les fréquences propres  $f_i$  et taux d'amortissement  $\xi_i$ , identifiés par la méthode EFDD suite une excitation aléatoire, sont présentés dans le tableau 2.9. Les déformées modales des modes propres identifiés sont illustrées à la figure 2.22.

TABLEAU 2.9. Paramètres modaux de la poutre, identifiés suite à une excitation aléatoire

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	10.51	5.04
2	67.94	0.65
3	186.20	1.78
4	388.67	0.73
5	626.73	0.49

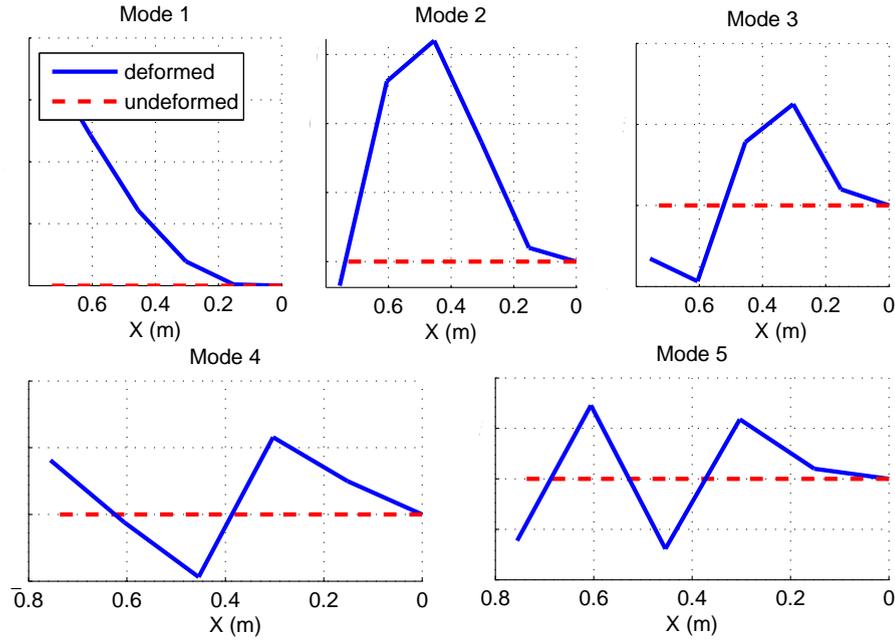


FIGURE 2.22. Déformées modales des cinq premiers modes propres de la poutre identifiées suite à une excitation aléatoire

À titre de comparaison, les résultats obtenus par les deux méthodes d'AMO PolyMAX et EFDD sont repris dans le tableau 2.10.

TABLEAU 2.10. Comparaison entre les paramètres modaux de la poutre identifiés lors d'une AMO par les deux différentes approches PolyMAX et EFDD

Mode	PolyMAX		EFDD		% de variation en fréquence	% de variation en amortissement
	$f_i(Hz)$	$\xi_i(\%)$	$f_i(Hz)$	$\xi_i(\%)$		
1	10.56	1.05	10.51	5.04	0.47 %	380 %
2	67.75	0.74	67.94	0.65	0.28 %	13.84 %
3	185.95	1.59	186.20	1.78	0.13 %	11.94 %
4	384.54	0.78	388.67	0.73	1.07 %	6.84 %
5	626.91	0.57	626.73	0.49	0.03 %	16.32 %

L'investigation des deux approches PolyMAX et EFDD, dans le cas d'une excitation aléatoire fournie par des chocs au marteau, montre que le taux d'amortissement est le plus sensible à la présence du bruit dans l'excitation appliquée. Le pourcentage de variation du taux d'amortissement, identifié par les deux méthodes, atteint 380 % pour le premier mode. En se référant aux paramètres modaux (plus particulièrement le taux d'amortissement) identifiés lors de l'AME, les résultats identifiés par la méthode PolyMAX sont plus cohérents et plus proches de la base modale de référence, que ceux identifiés par la EFDD.

Afin de comparer les deux ensembles des déformées modales de la poutre, identifiés différemment par les deux approches PolyMAX et EFDD, nous utilisons le critère Modal Assurance Criteria « MAC ».

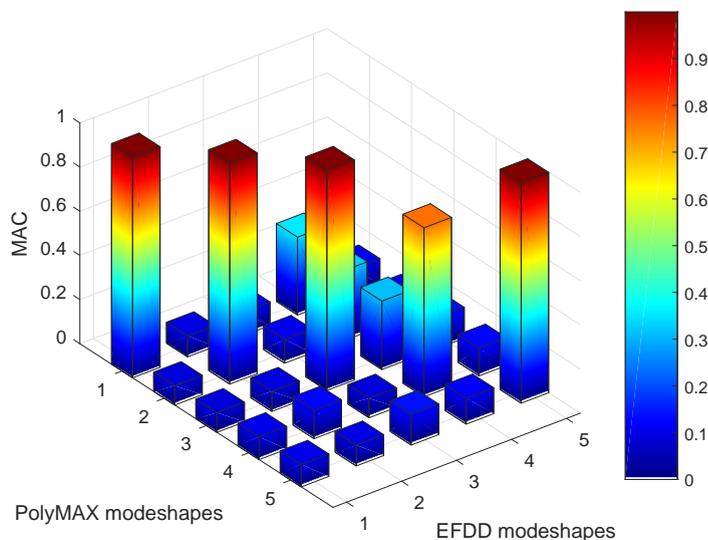


FIGURE 2.23. *Matrice MAC entre les déformées modales identifiées par PolyMAX et EFDD*

On note une très bonne corrélation entre les cinq déformées modales obtenues par les deux différentes approches PolyMAX et EFDD (Coefficient de corrélation supérieur à 0,8).

#### 2.4.3.2 AMO de la poutre suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

En plus de l'excitation aléatoire par des chocs au marteau, la poutre est excitée par un moteur tournant à 851 tr/min ( $f_h = 14.18$  Hz). À partir de la première valeur singulière de la matrice DSP des accélérations mesurées suite à cette d'excitation, les paramètres modaux de la poutre sont identifiés.

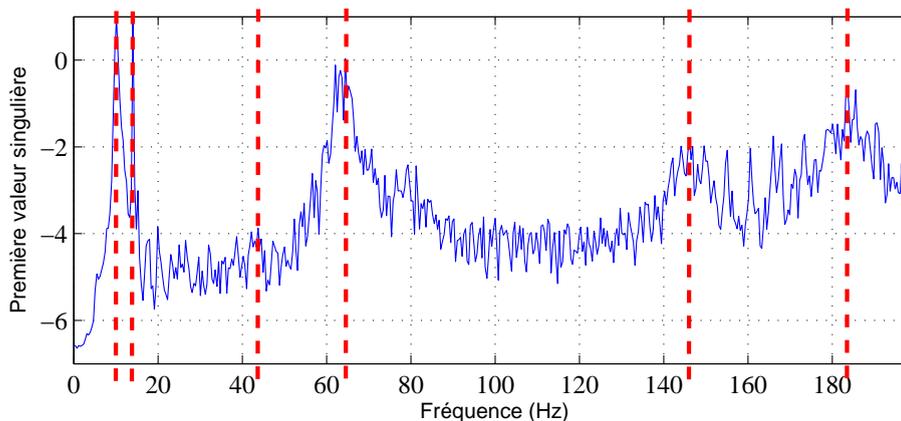


FIGURE 2.24. *Première valeur singulière suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques*

La courbe de la première valeur singulière sur l'intervalle de fréquences [0 200 Hz], illustrée à la figure 2.24, fait apparaître les pôles structuraux et non structuraux (harmoniques). Les fréquences des composantes harmoniques sont multiples de  $f_h = 14.18$  Hz.

Les fréquences propres et les taux d'amortissement, identifiés par la méthode EFDD, dans le cas d'une excitation aléatoire en présence des harmoniques, sont présentés dans le tableau 2.11. Les déformées des modes propres sont ainsi illustrées à la figure 2.25.

TABLEAU 2.11. Paramètres modaux de la poutre, identifiés suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)	Type
1	10.16	0.57	structural
2	14.10	0.09	harmonique
3	43.75	0.33	harmonique
4	63.27	0.19	structural
5	144.10	0.11	harmonique
6	184.40	0.10	structural

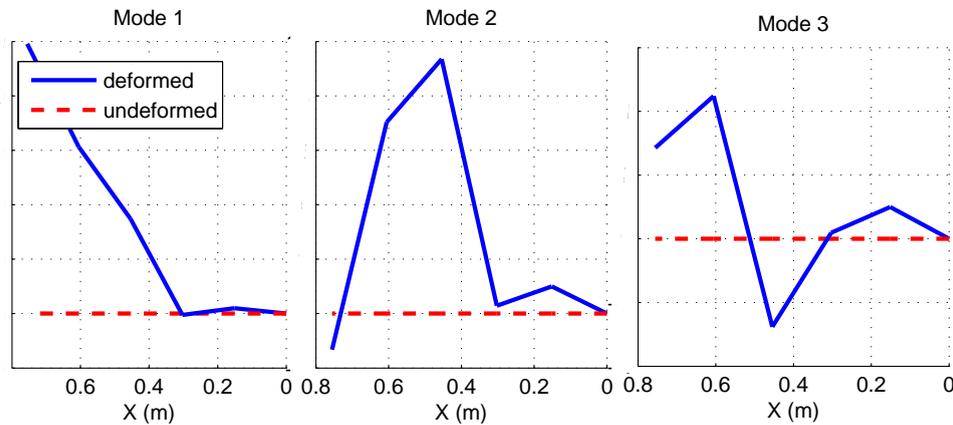


FIGURE 2.25. Déformées modales des trois premiers modes propres de la poutre identifiées suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

La question qui se pose est comment distinguer entre un mode propres et un mode lié à une excitation harmonique. Par la technique EFDD, un mode provenant d'une excitation harmonique est identifié comme un mode de structure. Ceci provient du fait que la méthode EFDD est une méthode d'AMO classique qui se base sur l'approximation d'une excitation de type bruit blanc.

Le fait que les fréquences du 2<sup>ème</sup>, du 3<sup>ème</sup> et du 5<sup>ème</sup> mode sont approximativement multiples (de rang 1, 3 et 10) de la fréquence fondamentale ( $f_h = 14.18$  Hz) nous indique que ces fréquences sont a priori des harmoniques.

Donc, par cette approche, la distinction entre les harmoniques et les pôles structuraux est

difficile à réaliser, surtout dans le cas où une composante harmonique est proche d'une fréquence propre de la structure. Cela représente généralement une difficulté dans le domaine de l'identification modale opérationnelle.

Cette étude montre que la méthode EFDD reste limitée pour pouvoir être appliquée à l'identification modale opérationnelle du robot d'usinage en service, en présence des composantes harmoniques dominantes.

## 2.5 AMO par la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique «SSI»

### 2.5.1 Aspect théorique

La réponse temporelle du système s'écrit sous la forme suivante :

$$q(t) = \begin{pmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_M(t) \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

Sous l'hypothèse de petits déplacements, l'équation d'état d'une structure s'exprime sous la forme :

$$\mathbf{M}\ddot{q}(t) + \mathbf{C}\dot{q}(t) + \mathbf{K}q(t) = f(t) \quad (2.12)$$

Où  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  désignent respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de rigidité du système.

$f(t)$  représente le vecteur de forces d'excitation extérieures et  $x(t)$  le vecteur de déplacements. Afin de prendre cette formulation de temps continu dans le domaine temporel discret, la manière la plus simple est d'introduire la formulation de l'espace d'état :

$$x(t) = \begin{pmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

En introduisant la représentation de l'espace d'état, l'équation du système d'origine d'ordre 2 (Eq. 2.12) se simplifie en une équation du premier ordre [Van Overschee and De Moor, 1993], tel que :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \mathbf{A}_c x(t) + \mathbf{B}_c f(t) \\ y(t) = \mathbf{C}_2 x(t) \end{cases} \quad (2.14)$$

La matrice d'état en temps continu  $\mathbf{A}_c$ , la matrice  $\mathbf{B}_c$  et la matrice  $\mathbf{C}_2$  sont données par :

$$\mathbf{A}_c = \begin{pmatrix} 0 & \mathbb{1} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{pmatrix}, \mathbf{B}_c = \begin{pmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1} \end{pmatrix}, \mathbf{C}_2 = (\mathbb{1} \ 0), \quad (2.15)$$

La première équation du système (Eq. 2.14) est appelée équation d'état et modélise le comportement dynamique du système. La deuxième équation est appelée équation d'observation. Le système (Eq. 2.14) est converti en temps discret :

$$\begin{cases} x_{k+1} = \mathbf{A}x_k + w_k \\ y_k = \mathbf{C}_2 x_k + v_k \end{cases} \quad (2.16)$$

avec :

- $y_k = y(k\Delta t)$  est le vecteur de sortie échantillonné
- $x_k = x(k\Delta t)$  est le vecteur d'état échantillonné
- $w_k$  est le processus du bruit dû à l'excitation inconnue de la structure
- $v_k$  est le bruit mesuré et  $k$  est le temps instantané,
- $\mathbf{A} = \exp(\mathbf{A}_c \Delta t)$  est la matrice d'état en temps discret.

Afin d'obtenir les paramètres modaux, une décomposition en valeurs propres (EVD) de la matrice  $\mathbf{A}$  est effectuée :

$$\mathbf{A} = \mathbf{\Psi} \mathbf{\Lambda}_d \mathbf{\Psi}^{-1} \quad (2.17)$$

$\mathbf{\Psi} \in \mathbb{C}^{n \times n}$  est la matrice des vecteurs propres et  $\mathbf{\Lambda}_d = \text{diag}(\lambda_i) \in \mathbb{C}^{n \times n}$  est la matrice diagonale contenant les valeurs propres en temps discret. Le système (Eq. 2.14) est équivalent à l'équation de mouvement de second ordre (Eq. 2.12). Par conséquent, ces deux matrices ont les mêmes valeurs propres et les mêmes vecteurs propres. Ceux-ci peuvent être obtenus par une décomposition en valeurs propres de la matrice d'état en temps continu :

$$\mathbf{A}_c = \mathbf{\Psi}_c \mathbf{\Lambda}_c \mathbf{\Psi}_c^{-1} \quad (2.18)$$

Où,  $\mathbf{\Lambda}_c = \text{diag}(\lambda_c)$  est une matrice diagonale contenant les valeurs propres en temps continu et  $\mathbf{\Psi}_c$  contient les vecteurs propres.

Les valeurs propres en temps continu  $\lambda_c$  sont trouvées à partir des valeurs propres en temps discret  $\lambda_i$  par :

$$\lambda_c = \frac{\ln(\lambda_i)}{\Delta t} \quad (2.19)$$

avec  $\Delta t$  le pas temporel.

Les valeurs propres du  $\mathbf{A}_c$  se présentent par paires de nombres complexes conjuguées et

s'écrivent comme suit :

$$\lambda_c, \lambda_c^* = -\xi_c \omega_c \pm j\omega_c \sqrt{1 - \xi_c^2} \quad (2.20)$$

Les fréquences propres  $f_c$  et les taux d'amortissement  $\xi_c$  sont identifiés à partir de :

$$f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} = \frac{|\lambda_c|}{2\pi}, \xi_c = \frac{|\Re(\lambda_c)|}{|\lambda_c|} \quad (2.21)$$

Les déformées modales  $\Phi$  sont obtenues à partir de la relation suivante :

$$\Phi = C_2 \Psi \quad (2.22)$$

## 2.5.2 AMO d'un système masse-ressort-amortisseur à 2 ddl

Comme précédemment la méthode SSI est appliquée à l'identification du comportement modal d'un modèle numérique de type masse-ressort-amortisseur, puis appliquée au cas d'une poutre en console. L'identification est conduite suite à une excitation aléatoire de type bruit blanc en présence des harmoniques. La fréquence de l'excitation harmonique appliquée  $f_0$  est égale à 15 Hz. L'équation de la force d'excitation harmonique  $F_{eh}$  est celle-ci :

$$F_{eh} = A_0 \cos(2\pi f_0 t) \quad (2.23)$$

Le diagramme de stabilisation obtenu par la méthode SSI est illustré à la figure 2.26.

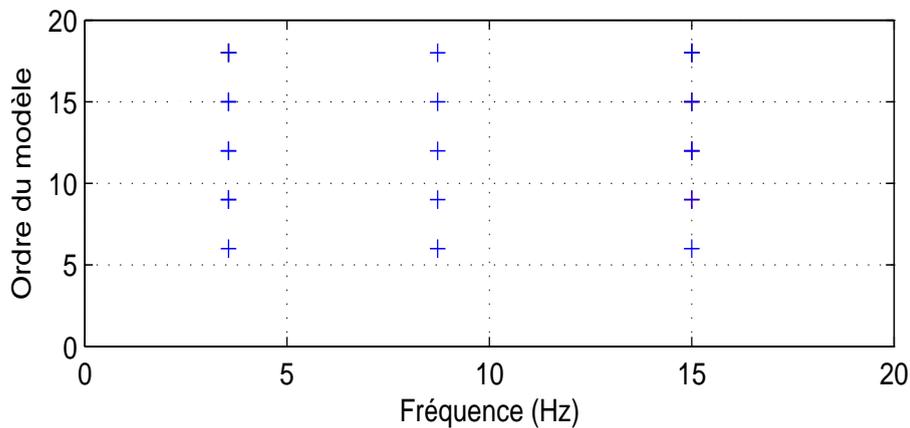


FIGURE 2.26. *Diagramme de stabilisation obtenu à partir de la méthode d'identification SSI [Maamar et al., 2018]*

Trois modes sont présents dans le diagramme de stabilisation : deux modes de structure (de fréquences 3.58 Hz et 8.717 Hz) et un mode harmonique de fréquence égale à 15 Hz et ayant un faible taux d'amortissement. Les paramètres modaux identifiés par la méthode SSI sont donnés dans le tableau 2.12. Cette étape préliminaire permet de valider l'implémentation numérique de la méthode SSI dans Matlab. Les modes identifiés sont cohérents par rapport aux modes identifiés par les méthodes EFDD et PolyMAX.

TABLEAU 2.12. Paramètres modaux du système à 2 ddl, identifiés par la méthode SSI

	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Fréquences propres (Hz)	$f_1 = 3.58$	$f_2 = 8.717$	$f_3 = 15$
Taux d'amortissement (%)	$\xi_1 = 1.21$	$\xi_2 = 2.02$	$\xi_3 = 0.05$

Cette application montre qu'avec la méthode SSI, les composantes harmoniques ne sont pas éliminées dans la base modale identifiée et la distinction entre un mode propre et un mode provenant du bruit ou d'une excitation harmonique n'est pas possible.

### 2.5.3 Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console

La méthode SSI est aussi investiguée afin d'identifier les paramètres modaux de la poutre, soumise à une excitation aléatoire en présence d'une excitation harmonique fournie par un moteur tournant à 851 tr/min ( $f_h = 14.18$  Hz). Le diagramme de stabilisation établi est présenté à la figure 2.27.

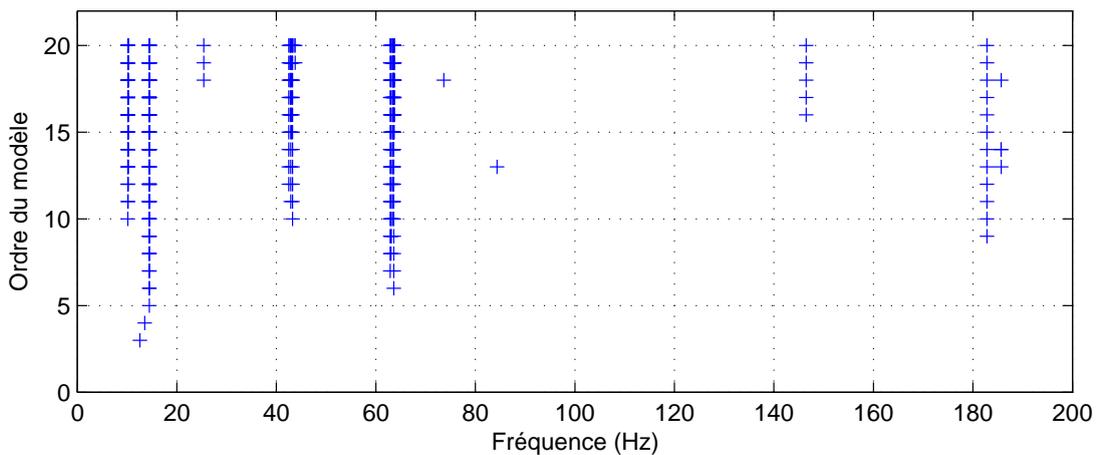


FIGURE 2.27. Diagramme de stabilisation obtenu à partir de la méthode d'identification SSI

Sur l'intervalle de fréquences [0 200 Hz], des modes supplémentaires sont identifiés par la méthode SSI. Les paramètres modaux sont présentés dans le tableau 2.13.

TABLEAU 2.13. Paramètres modaux de la poutre, identifiés par la méthode SSI suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	10.22	7.85
2	14.46	0.04
3	25.93	7.9
4	43.52	6.12
5	63.67	9.05
6	146.49	0.02
7	183.10	0.72

Par la méthode d'identification SSI, les pôles structuraux et non structuraux (harmoniques) sont identifiés. Le fait que les fréquences du 2<sup>ème</sup>, du 3<sup>ème</sup>, du 4<sup>ème</sup> et du 6<sup>ème</sup> mode sont approximativement multiples (de rang 1, 2, 3 et 10) de la fréquence fondamentale (=14.18 Hz) indique que ces fréquences peuvent être des harmoniques. Il peut également y avoir des fréquences propres pour la même valeur.

La méthode SSI, comme précédemment, ne permet pas la distinction entre les harmoniques et les pôles structuraux, puisqu'une composante harmonique est identifiée comme un mode propre. Cette étude montre que la technique SSI, comme la EFDD et PolyMAX, reste limitée pour l'identification du comportement modal du robot d'usinage en service.

## 2.6 AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»

### 2.6.1 Aspect théorique

La fonction de transmissibilité est le rapport entre deux réponses vibratoires (déplacement, vitesse, accélération..) dans le domaine fréquentiel, de deux masses différentes ou bien en deux points de mesure différents suite à la même excitation.

Soit une force d'excitation  $F_k$  appliquée en un point  $k$ , les réponses vibratoires de la structure excitée sont mesurées au niveau de deux autres points  $i$  et  $j$ . La première fonction de transmissibilité est calculée à partir de la relation suivante [Devriendt and Guillaume, 2008] :

$$T_{ij}^k(s) = \frac{Q_{ik}(s)}{Q_{jk}(s)} \quad (2.24)$$

avec :

- $Q_{ik}(s)$  : la réponse vibratoire dans le domaine fréquentiel mesurée au point  $i$  suite à une excitation appliquée au niveau du point  $k$ .

- $Q_{jk}(s)$  : la réponse vibratoire, dans le domaine fréquentiel, mesurée au point  $j$  suite à une excitation appliquée au niveau du point  $k$ .

Une deuxième excitation  $F_l$  est appliquée en un deuxième point  $l$  : La deuxième fonction de transmissibilité suite à l'excitation appliquée en point  $l$  est calculée à partir de la relation suivante :

$$T_{ij}^l(s) = \frac{Q_{il}(s)}{Q_{jl}(s)} \quad (2.25)$$

avec :

- $Q_{il}(s)$  : la réponse vibratoire, dans le domaine fréquentiel, mesurée au point  $i$  suite à une excitation appliquée au niveau du point  $l$ .
- $Q_{jl}(s)$  : la réponse vibratoire, dans le domaine fréquentiel, mesurée au point  $j$  suite à une excitation appliquée au niveau du point  $l$ .

Pour déterminer les paramètres modaux, cette fonction rationnelle est proposée  $\Delta T_{ij} = T_{ij}^k - T_{ij}^l$ , dont les racines de son inverse sont les pôles du système [Devriendt and Guillaume, 2008] :

$$\Delta T_{ij}^{-1} = \frac{1}{\Delta T_{ij}} = \frac{1}{T_{ij}^k - T_{ij}^l} \quad (2.26)$$

Les pôles  $\lambda_r = \sigma_r + j\omega_r$ , contiennent :

- les fréquences propres : calculées à partir de la formule suivante :

$$f_r = \frac{\omega_r}{2\pi} \quad (2.27)$$

- les taux d'amortissement : calculés à partir de la formule suivante :

$$d_r = \frac{-\sigma_r}{\sigma_r^2 + \omega_r^2} \quad (2.28)$$

Dans le cas où l'excitation est bruitée et purement aléatoire, les fonctions de transmissibilité obtenues à partir de deux conditions de chargements différentes, peuvent avoir des pôles supplémentaires.

Un outil mathématique, permet de distinguer les modes propres des modes supplémentaires, est proposé par Devriendt et al. [Devriendt and Guillaume, 2008]. L'idée est de considérer plus de deux fonctions de transmissibilités en même temps par l'application d'un troisième chargement (troisième force appliquée en point  $m$  par exemple). La façon la plus simple est de considérer la matrice carrée suivante et d'évaluer son rang.

$$\mathbf{T}(s) = \begin{pmatrix} T_{ij}^k & T_{ij}^l & T_{ij}^m \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

La matrice proposée est de rang 2, puisqu'elle comporte deux lignes égales. Si seulement 2 des 3 fonctions de transmissibilité sont égales, la matrice reste de rang 2. Si les 3 fonctions de transmissibilité sont égales, la matrice deviendra du rang 1. Un moyen facile d'évaluer le rang d'une matrice est d'effectuer une décomposition en valeurs singulières.

Étant donné que toutes les fonctions de transmissibilité convergent vers les mêmes valeurs, aux pôles du système [Devriendt and Guillaume, 2008], toutes les colonnes de cette matrice deviendront égales, aux pôles du système. La matrice  $\mathbf{T}$  sera donc de rang 1, aux pôles du système  $\lambda_r$ . Cela implique que la deuxième valeur singulière  $\sigma_2$  de la matrice  $\mathbf{T}$  doit converger vers 0 pour  $s = \lambda_r$ , par conséquent son inverse tend vers l'infini aux pôles du système :

$$\frac{1}{\sigma_2} \xrightarrow{s \rightarrow \lambda_r} +\infty \quad (2.30)$$

## 2.6.2 AMO d'un système masse-ressort-amortisseur

### 2.6.2.1 AMO suite à une excitation aléatoire

Une excitation aléatoire est appliquée sur la première masse  $m_1$  du système masse-ressort-amortisseur. La réponse vibratoire de deux masses est présentée à la figure 2.28.

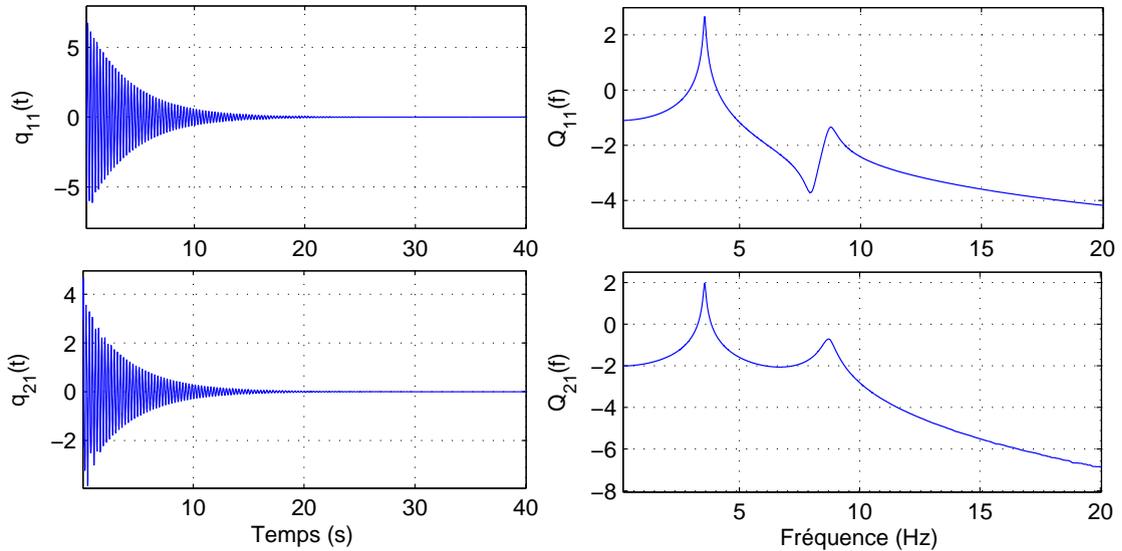


FIGURE 2.28. Réponse vibratoire temporelle et sa FFT suite à une excitation de la masse  $m_1$  du système masse-ressort-amortisseur

Deux pics représentant les modes propres de notre système apparaissent. Ensuite, un deuxième choc au marteau est appliqué sur la deuxième masse  $m_2$ . La figure 2.29 montre la réponse vibratoire à cette excitation.

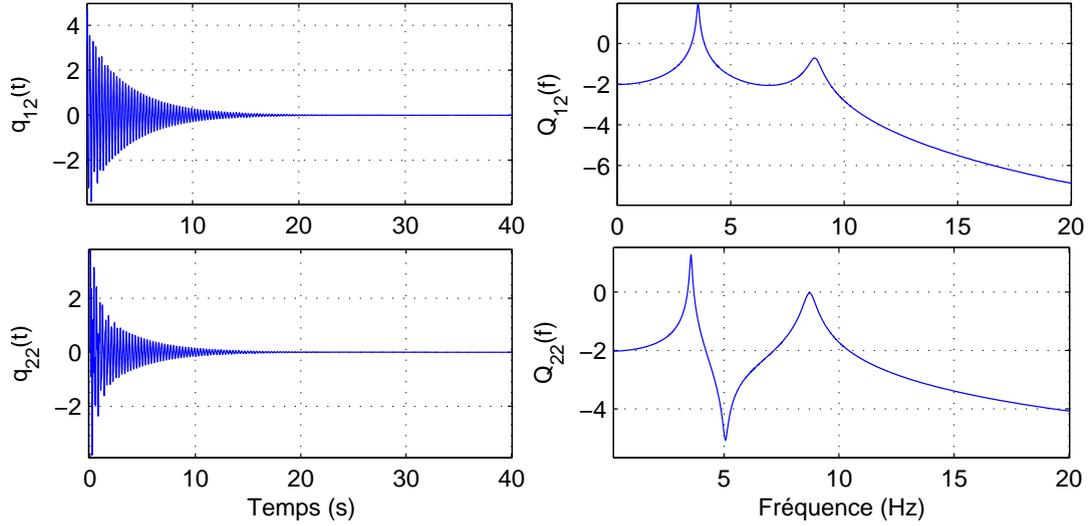


FIGURE 2.29. Réponse vibratoire temporelle et sa FFT suite à une excitation de la masse  $m_2$  du système masse-ressort-amortisseur

La fonction de transmissibilité est le rapport de deux réponses vibratoires, dans le domaine fréquentiel, de deux masses différentes suite à la même excitation. On a donc deux fonctions de transmissibilité dans notre cas, telles que :

$$T_{12}^1 = \frac{Q_{11}}{Q_{21}}, T_{12}^2 = \frac{Q_{12}}{Q_{22}} \quad (2.31)$$

Les pôles du système sont les zéros de la différence entre ces deux fonctions de transmissibilités  $\Delta T = T_{12}^1 - T_{12}^2$ . Par conséquent, les pôles du système sont les pôles de  $\Delta T^{-1}$  :

$$\Delta T^{-1} = \frac{1}{T_{12}^1 - T_{12}^2} \quad (2.32)$$

La figure 2.30 présente les deux fonctions de transmissibilité  $T_{12}^1$  et  $T_{12}^2$ , qui s'intersectent en deux points. Les coordonnées de ces deux points d'intersection coïncident avec les valeurs des fréquences propres du système, qui sont aussi déterminées à partir des pics de  $\Delta T^{-1}$ .

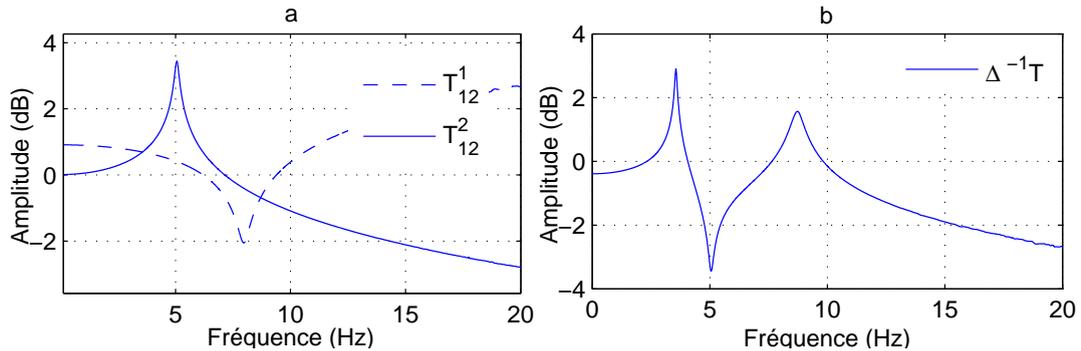


FIGURE 2.30. (a) Fonctions de transmissibilité  $T_{12}^1$  et  $T_{12}^2$ , (b)  $\Delta^{-1}T$  suite à une excitation aléatoire

Les paramètres modaux identifiés par la méthode basée sur la fonction de transmissibilité

suite à une excitation par un choc au marteau sont donnés dans le tableau 2.14.

TABLEAU 2.14. *Comparaison entre les paramètres modaux identifiés par la TFB et ceux déterminés analytiquement*

	Fréquences propres (Hz)		Taux d'amortissement (%)	
	Valeurs exactes	TFB	Valeurs exactes	TFB
Mode 1	3.55	3.51	1.12	1.36
Mode 2	8.71	8.78	2.73	2.47

Les paramètres modaux identifiés montrent une bonne corrélation avec les valeurs théoriques. Ceci nous permet de valider cette méthode et l'appliquer en présence d'une excitation harmonique.

### 2.6.2.2 AMO suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

En plus de l'excitation aléatoire, une excitation harmonique est appliquée sur le système masse-ressort-amortisseur. La fréquence de l'excitation harmonique appliquée  $f_0$  est égale à 15 Hz. L'équation de la force d'excitation harmonique  $F_{eh}$ , comme précédemment, est donnée par :

$$F_{eh} = A_0 \cos(2\pi f_0 t) \quad (2.33)$$

Les réponses en déplacement dans le domaine fréquentiel des deux masses  $m_1$  et  $m_2$  du système masse-ressort-amortisseur  $Q_{11}$ ,  $Q_{21}$ ,  $Q_{12}$  et  $Q_{22}$ , suite à deux combinaisons d'excitations aléatoires et harmoniques, ainsi les deux fonctions de transmissibilité  $T_{12}^1$  et  $T_{12}^2$  issues de ces deux différentes excitations sont présentées à la figure 2.31.

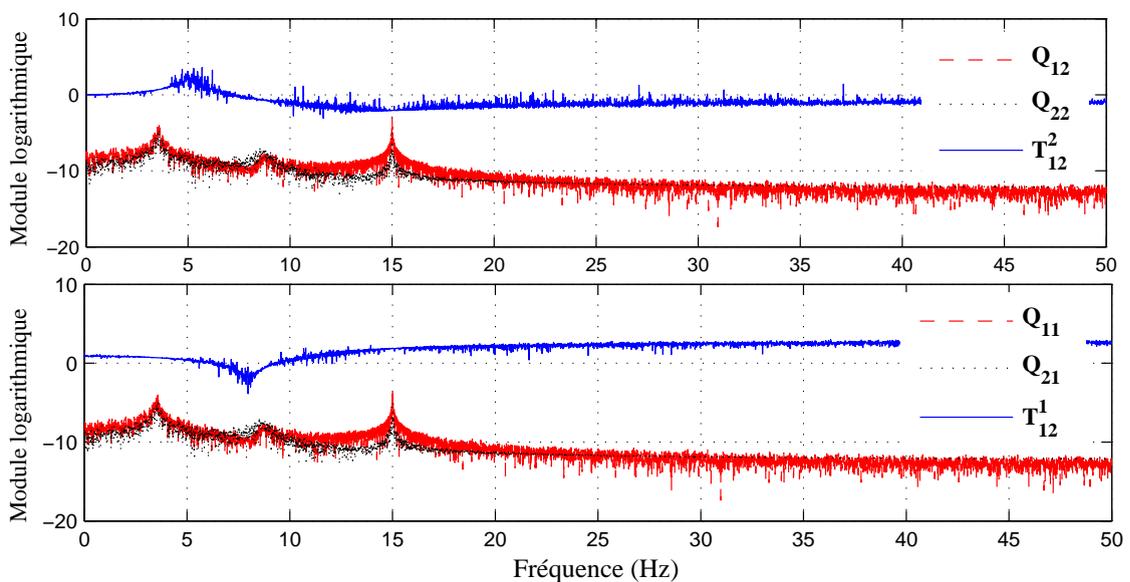


FIGURE 2.31. *Réponses fréquentielles  $Q_{11}$ ,  $Q_{21}$ ,  $Q_{12}$ ,  $Q_{22}$  et fonctions de transmissibilité  $T_{12}^1$  et  $T_{12}^2$*

Dans la FFT des réponses en déplacement  $Q_{11}$ ,  $Q_{21}$ ,  $Q_{12}$  et  $Q_{22}$ , trois pics sont présents indiquant deux modes structuraux et un mode harmonique de fréquence égale à 15 Hz. Les fonctions de transmissibilité ne sont pas identiques pour différents points d'application de l'excitation, et leurs pics ne correspondent pas aux fréquences propres. Par contre, leurs intersections se produisent au niveau des modes propres du système, comme présenté à la figure 2.32.

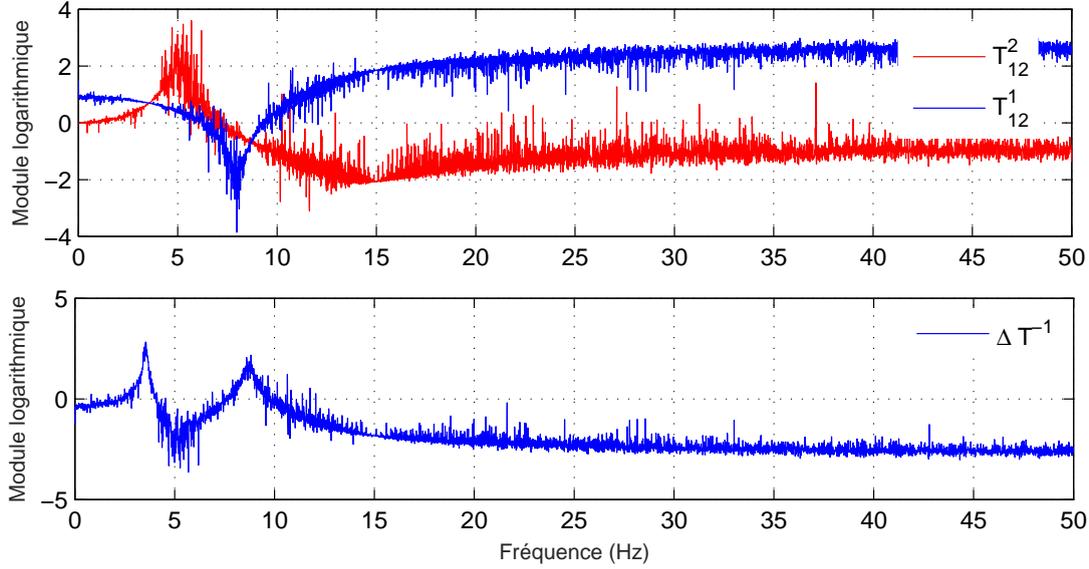


FIGURE 2.32. Intersection des fonctions de transmissibilités  $T_{12}^1$  et  $T_{12}^2$ , Fonction de transmissibilité rationnelle  $\Delta T^{-1}$

$\Delta T^{-1}$  contient deux pics de fréquence 3.51 Hz et 8.56 Hz. A priori, ces deux pics correspondent aux deux fréquences propres du système identifié sur l'intervalle de fréquences [0 20 Hz]. Il est à noter que la fonction  $\Delta T^{-1}$  peut contenir des pics de modes non physiques (harmoniques, bruit, ...). Les pôles du système identifié sont les pôles de  $\Delta T^{-1}$ . Par contre, les pôles de  $\Delta T^{-1}$  ne sont pas tous des pôles du système [Devriendt and Guillaume, 2008]. Par conséquent, il est nécessaire de vérifier si les pics de  $\Delta T^{-1}$  correspondent à des modes propres ou non. Pour se faire, une décomposition en valeurs singulières de cette matrice de transmissibilité est investiguée :

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} T_{21}^1(s) & T_{21}^2(s) \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.34)$$

En considérant que les fonctions de transmissibilité convergent vers la même valeur, dans les pôles du système [Devriendt and Guillaume, 2008], les deux colonnes de cette matrice vont être égales, aux pôles du système  $\lambda_r$  et la matrice proposée va être de rang 1. Ceci implique que la deuxième valeur singulière tendra vers 0 ( $\sigma_2 \Rightarrow 0$ ) pour  $s = \lambda_r$  et son inverse tendra vers l'infini ( $\sigma_2^{-1} \Rightarrow \infty$ ).

La figure 2.33 présente l'évolution de l'inverse de la deuxième valeur singulière  $\sigma_2^{-1}(f)$  de la matrice  $\mathbf{T}$  en fonction de la fréquence.

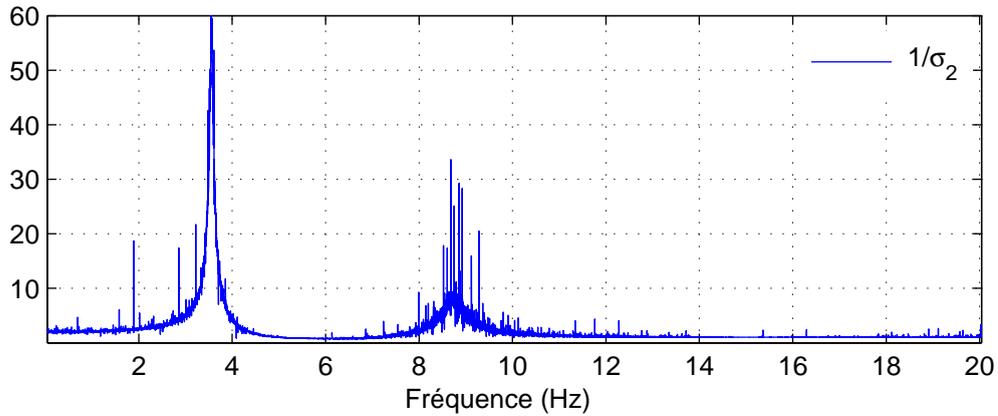


FIGURE 2.33. Sélection des pôles du système par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité

La courbe de la variation de  $\sigma_2^{-1}(f)$  en fonction de la fréquence présente deux pics aux fréquences 3.51 Hz et 8.56 Hz, indiquant que les modes propres du système sont présents. Ce résultat nous confirme que les pics présents à  $\Delta T^{-1}$  correspondent à deux modes propres du système identifié.

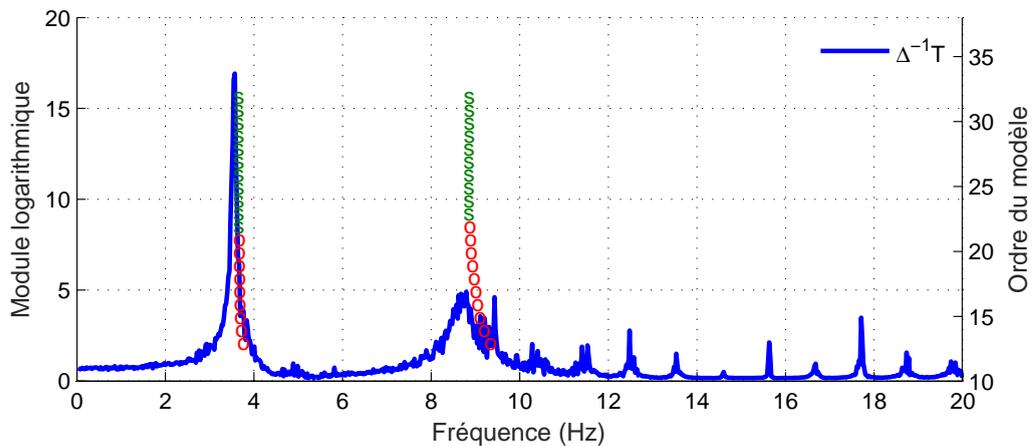


FIGURE 2.34. Diagramme de stabilisation établi par la méthode TFB (*s* : pôle stable, *o* : pôle non stable)

Pour un ordre  $n$  variant entre 15 et 50, le **diagramme de stabilisation** (figure 2.34) des modes identifiés à partir de la fonction  $\Delta T^{-1}$ , indiquant la convergence des pôles en fréquences et en taux d'amortissement est établi. Ce diagramme est utilisé afin de distinguer les modes propres des modes supplémentaires. Les pôles correspondant à l'ordre «  $n$  » sont comparés aux pôles du mode d'ordre inférieur «  $n - 1$  ». Si la différence ne dépasse pas les limites prédéfinies (variation de 5 % en fréquence et 1 % en taux d'amortissement), le mode est considéré stable, sinon il est instable.

- Un mode stable en fréquence et en amortissement est marqué par une lettre **s** en vert (**s**).
- Un pôle instable en fréquence et/ou en amortissement est marqué par une lettre **o** en rouge (**o**).

Les pics de  $\sigma_2^{-1}(f)$  (figure 2.33) coïncident avec ceux de  $\Delta T^{-1}$  (figure 2.34) et correspondent aux modes structuraux du système étudié. Le troisième pic, qui n'apparaît pas à la courbe de  $\sigma_2^{-1}(f)$ , est celui du mode harmonique.

La distinction entre un mode propre et un mode supplémentaire (provenant du bruit, harmonique, ...) repose sur la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité. Les paramètres modaux sont ensuite identifiés en appliquant la méthode d'identification modale classique PolyMAX sur la fonction  $\Delta T^{-1}$ . À partir de la fonction  $\Delta T^{-1}$  identifiée expérimentalement, une fonction  $\Delta T^{-1}$  sera synthétisée (figure 2.35).

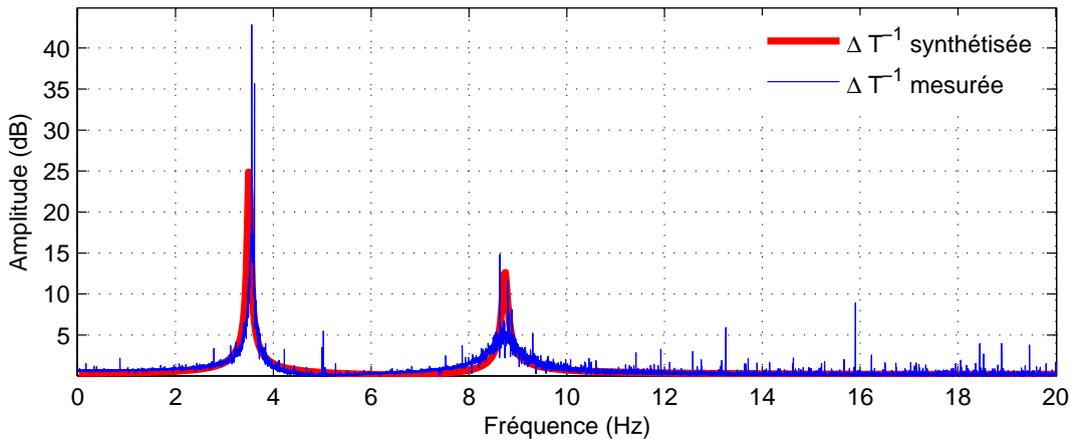


FIGURE 2.35.  $\Delta^{-1}T$  mesurée et  $\Delta^{-1}T$  synthétisée

Cette technique se base sur la minimisation d'erreur entre  $\Delta^{-1}T(s)$  mesurée et  $\Delta^{-1}T(s)$  synthétisée. L'équation de calcul d'erreur est définie comme suit :

$$\epsilon(\omega_f) = \Delta T^{-1}(\omega_f) - \frac{B(\omega_f, \theta)}{A(\omega_f, \theta)}$$

Les paramètres modaux identifiés par la méthode basée sur la fonction de transmissibilité sont présentés dans le tableau suivant :

TABLEAU 2.15. Paramètres modaux du système masse-ressort-amortisseur identifiés par la méthode TFB suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques

	Mode 1	Mode 2
Fréquences propres (Hz)	3.51	8.56
Taux d'amortissement (%)	1.36	2.47
Déformés modales	[1 0.51]	[1 -1.99]

La méthode basée sur la fonction de transmissibilité donne des résultats proches des valeurs calculés théoriquement. L'avantage majeur de cette méthode par rapport aux autres techniques d'AMO classiques, est sa capacité d'éliminer les composantes harmoniques sans tenir compte d'aucun critère de sélection. En plus, cette approche est indépendante du type de la force excitatrice, ce qui n'est pas le cas pour les autres techniques d'AMO.

### 2.6.3 Exemple expérimental : AMO d'une poutre en console

En plus d'un ensemble de chocs au marteau aléatoires, la poutre est excitée par un moteur tournant à 851 tr/min ( $f_h = 14.18$  Hz). Les accélérations mesurées au niveau des six points de la poutre (figure 2.4), suite à cette excitation, sont illustrées à la figure 2.36.

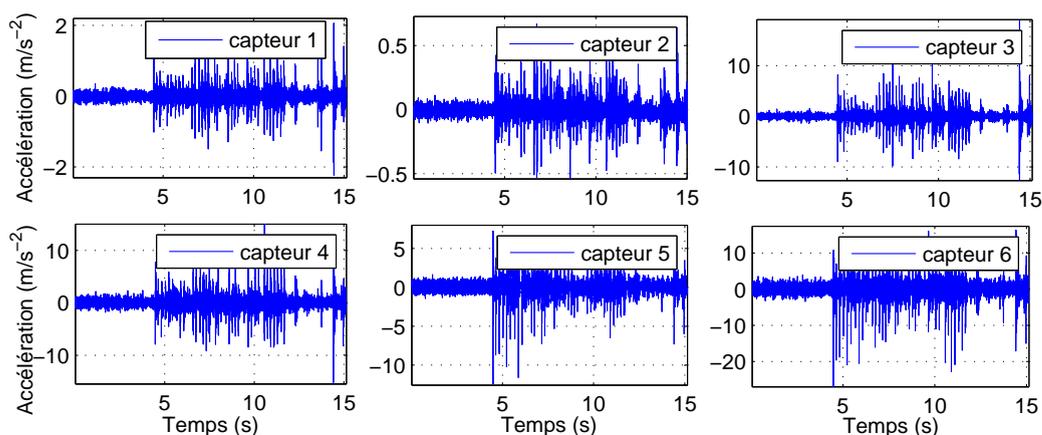


FIGURE 2.36. Accélérations mesurées en six points de la poutre

La transformée de fourrier rapide (FFT) de la réponse en accélération, mesurée au niveau du quatrième noeud, est présentée à la figure 2.37. Celle-ci contient des pics supplémentaires indiquant des modes provenant de l'excitation harmonique, fournie par le moteur tournant.

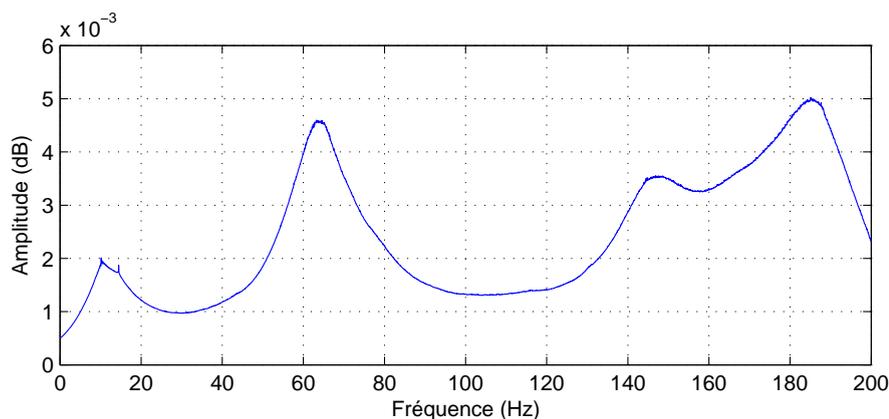


FIGURE 2.37. Réponse fréquentielle mesurée au niveau du quatrième noeud de la poutre

Afin de sélectionner les pôles structuraux de la poutre étudiée, quatre excitations aléatoires en présence d'une excitation harmonique, sont considérées. Pour chaque chargement, six fonctions de transmissibilités sont calculées en se référant à la réponse mesurée au deuxième noeud de la poutre. Ensuite, une décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité  $\mathbf{T}$  est effectuée.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_{12}^1(s) & T_{12}^2(s) & T_{12}^3(s) & T_{12}^4(s) \\ T_{32}^1(s) & T_{32}^2(s) & T_{32}^3(s) & T_{32}^4(s) \\ T_{42}^1(s) & T_{42}^2(s) & T_{42}^3(s) & T_{42}^4(s) \\ T_{52}^1(s) & T_{52}^2(s) & T_{52}^3(s) & T_{52}^4(s) \\ T_{62}^1(s) & T_{62}^2(s) & T_{62}^3(s) & T_{62}^4(s) \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

La figure 2.38 montre la variation de  $\frac{1}{\sigma_2}$  en fonction de la fréquence. Trois pics dominants, coïncidant avec les trois premières fréquences propres, sont présents.

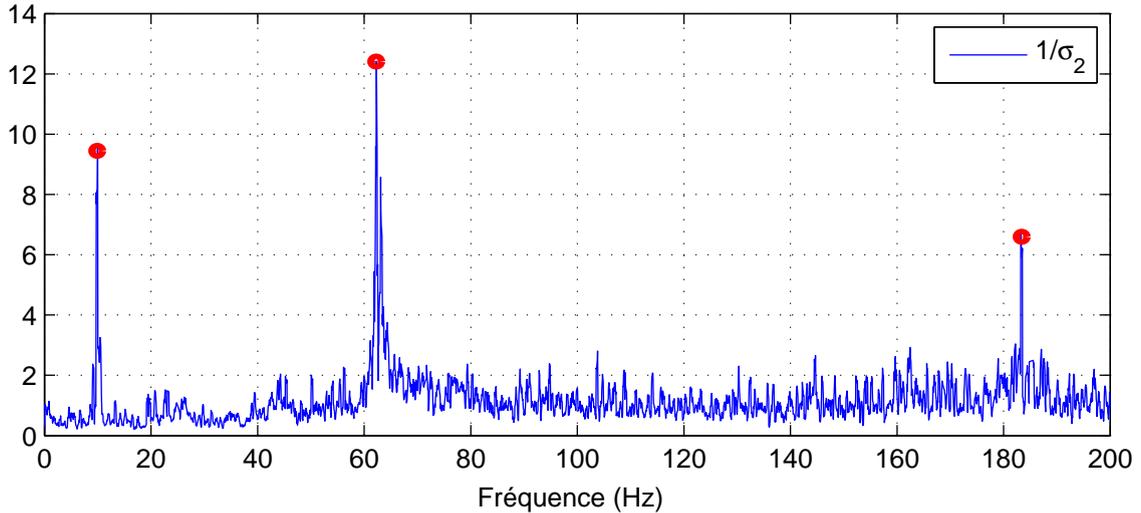


FIGURE 2.38. Sélection des modes propres de la poutre via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité [Maamar et al., 2018]

Une fois l'emplacement des pics des fréquences propres de la poutre connu, la méthode PolyMAX est appliquée sur l'ensemble des fonctions  $\Delta T^{-1}$  mesurées, afin d'identifier les paramètres modaux de la poutre. Les fréquences et les taux d'amortissement des modes propres de la poutre, sur l'intervalle de fréquences [0 200 Hz], sont donc repris dans le tableau 2.16.

TABLEAU 2.16. Paramètres modaux de la poutre identifiés par la TFB suite à une combinaison d'excitation aléatoires et harmoniques

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	10.12	1.128
2	64.21	2.20
3	184.39	0.39

Les déformées modales des trois premiers modes propres de la poutre, identifiées par la méthode TFB suite à une excitation aléatoire en présence des harmoniques, sont illustrées à la figure 2.39.

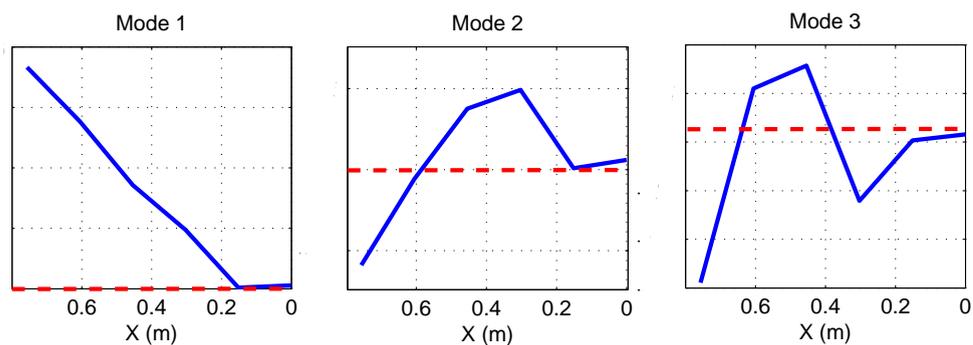


FIGURE 2.39. Déformées modales des trois premiers modes propres de la poutre

Ainsi, pour comparer les deux ensembles de déformées modales de la poutre, identifiés par les deux approches PolyMAX et TFB, le critère Modal Assurance Criteria « MAC » est investigué.

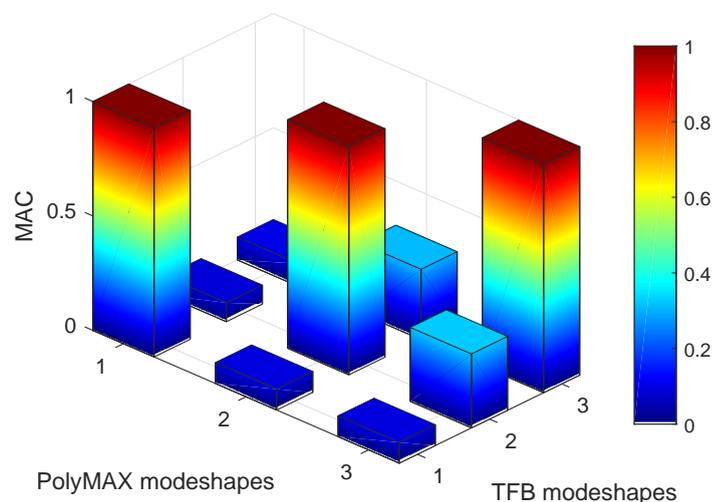


FIGURE 2.40. Matrice MAC entre les déformées modales identifiées par PolyMAX et TFB [Maamar et al., 2018]

La matrice MAC (figure 2.40) montre une très bonne corrélation entre les trois déformées modales obtenues par les deux techniques (Coefficient de corrélation supérieur à 0,9). Les résultats obtenus confirment que la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) est capable d'identifier que les modes propres de la poutre et d'éliminer les composantes harmoniques.

## 2.7 Conclusion

L'objectif de ce chapitre est de trouver une méthode d'AMO permettant d'identifier les modes propres de la structure séparément des modes d'excitations harmoniques. Ceci représente une difficulté étant donné que la plupart des méthodes d'AMO se basent sur l'approximation d'une excitation de type bruit blanc.

La méthode PolyMAX est tout d'abord appliquée à l'évaluation des paramètres modaux d'une poutre en console soumise à une excitation aléatoire fournie par des chocs au marteau puis combinée à une excitation harmonique fournie par un moteur tournant. Cette première étape permet de disposer d'une base de référence pour évaluer trois autres méthodes : EFDD (Enhanced Frequency Domain Decomposition), SSI (Stochastic Subspace Identification) et la TFB (Transmissibility Function based method). Ces trois méthodes sont tout d'abord appliquées à un système théorique masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté permettant d'évaluer les résultats obtenus par rapport à la base de référence ainsi que leur implémentation sur Matlab. Ces méthodes sont ensuite appliquées à l'identification des paramètres modaux d'une poutre en console soumise premièrement à une excitation aléatoire fournie par des chocs au marteau, puis combinée avec une excitation harmonique fournie par un moteur tournant. Les résultats obtenus sont comparés aux résultats fournis par la méthode PolyMAX.

Ces trois techniques donnent des résultats très similaires à la base de référence fournie par PolyMAX avec une très bonne corrélation des déformées modales évaluées au travers du critère MAC (Modal Assurance Criterion). Ceci permet d'évaluer également la robustesse des méthodes étudiées.

Cependant, seule la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) permet de séparer les modes propres de la structure des modes propres provenant d'une excitation harmonique. C'est donc la méthode que nous avons retenue pour la suite de nos travaux appliquée à l'identification modale en service de la machine-outil HURON KX15 puis du robot d'usinage ABB IRB 6660.

# Chapitre 3

## Identification modale de la machine-outil HURON KX15 en service

### Sommaire

---

<b>3.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>82</b>
<b>3.2</b>	<b>Modèle de référence par analyse modale expérimentale</b>	<b>83</b>
3.2.1	Procédure d'identification des paramètres modaux	84
3.2.2	Protocole expérimental	84
3.2.3	Identification des paramètres modaux	86
<b>3.3</b>	<b>Analyse modale opérationnelle</b>	<b>89</b>
3.3.1	Protocole expérimental	89
3.3.2	AMO par la méthode PolyMAX	92
3.3.3	AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel EFDD modifiée	94
3.3.4	AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»	96
<b>3.4</b>	<b>Conclusion</b>	<b>102</b>

---

### 3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'identification des paramètres modaux de la machine-outil HURON KX15 présentée à la figure 3.1.

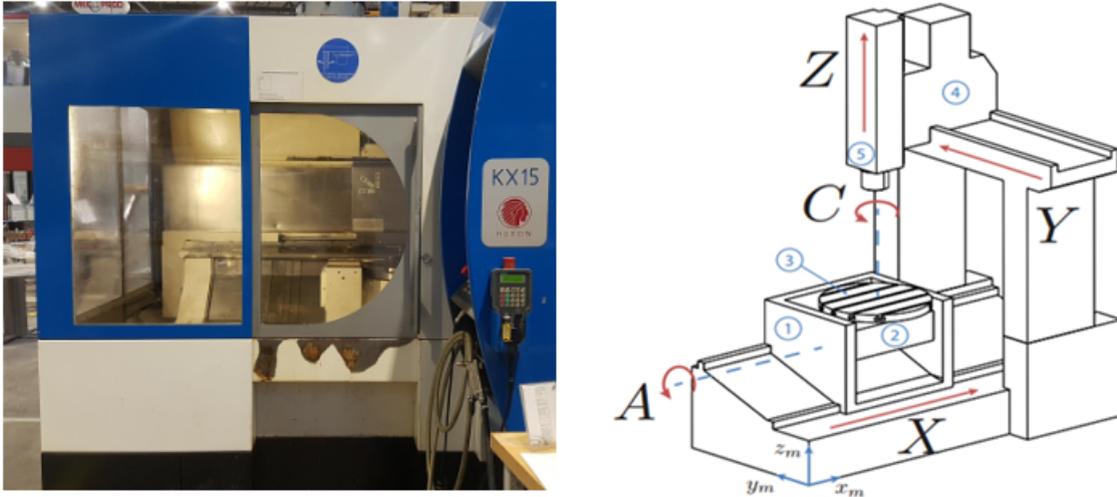


FIGURE 3.1. Machine-outil HURON KX15 et la vue d'ensemble de ses mobilités [Prévost, 2011]

La machine HURON KX15 est une machine sérielle à cinq axes [X Y Z] [A C], composée de trois axes de translation X, Y et Z et deux axes de rotation A et C. Cette machine est conçue principalement pour l'usinage des moules. Le tableau 3.1 résume ses caractéristiques.

TABLEAU 3.1. Caractéristiques de la machine-outil HURON KX15 [Prévost, 2011]

Axe	X	Y	Z	A	C
Course	800 mm	1000 mm	550 mm	-20° à 90°	$\alpha$
Vitesse maximale	30 m/min	30 m/min	30 m/min	15 tr/min	15 tr/min
Accélération maximale	3 m/s <sup>2</sup>	3 m/s <sup>2</sup>	3 m/s <sup>2</sup>	0.75 tr/s <sup>2</sup>	0.75 tr/s <sup>2</sup>

La première partie de ce chapitre présente l'analyse modale expérimentale adoptée pour estimer une base modale de référence de la machine HURON KX15. La méthode PolyMAX, implémentée dans le logiciel LMS Test.Lab, est investiguée. L'excitation est réalisée par un ensemble de cinq chocs au marteau appliqué en bout d'outil.

La deuxième partie concerne une analyse modale opérationnelle (AMO) de la machine-outil. L'AMO se base essentiellement sur les mesures des réponses vibratoires sans mesure des efforts d'excitation de la structure. Ceux-ci étant relatifs aux efforts de coupe, ils peuvent être obtenus par l'utilisation de la table dynamométrique Kistler 9257B.

En guise de comparaison, nous considérons trois techniques d'analyse modale. La première est la méthode PolyMAX. Ensuite, la méthode de décomposition dans le domaine de fréquence

(EFDD) modifiée est investiguée. Afin d'isoler la présence des composantes harmoniques dans la base modale, la méthode EFDD modifiée a été enrichie par la considération des efforts de coupe appliqués. La méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) est ensuite appliquée.

### 3.2 Modèle de référence par analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale (AME), réalisée sur la machine à l'arrêt, est conduite en investiguant la méthode PolyMAX et en utilisant l'atelier «Impact Testing» du logiciel LMS Test.Lab. L'AME repose sur une identification expérimentale des fonctions de réponse en fréquence (FRFs), où les réponses vibratoires sont mesurées en nez de broche par des accéléromètres.

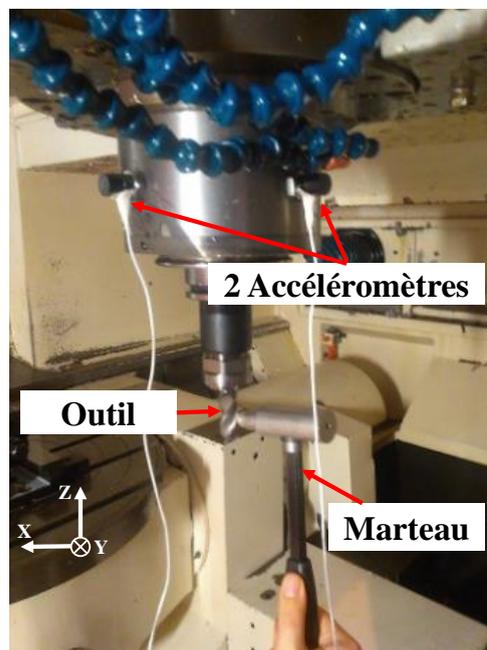


FIGURE 3.2. *Protocole expérimental de l'AME de la machine-outil HURON KX15*

Deux excitations sont réalisées successivement par cinq chocs au marteau en bout d'outil, suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ . Le marteau est équipé d'un capteur de force du type PCB Piézoélectrique (Modèle : 086D05) pour mesurer les efforts appliqués. Les deux accéléromètres, positionnés en nez de broche, suivant les directions  $X$  et  $Y$ , sont de type PCB Piézoélectrique (Modèle : 333C68) et d'une sensibilité de 99,9 mV/g et 101,2 mV/g respectivement. Pour chaque essai, le traitement des données est réalisé sur la moyenne des signaux d'effort enregistrés sur cinq acquisitions. L'outil utilisé est une fraise en carbure monobloc de diamètre 16 mm à 3 dents montée en pince.

### 3.2.1 Procédure d'identification des paramètres modaux

L'identification des paramètres modaux est conduite en appliquant la méthode PolyMAX sur les FRFs mesurées expérimentalement. Le changement de la direction d'excitation, suivant  $X$  et  $Y$ , et les points de mesure permettent d'exciter certains modes qui n'apparaissent pas dans l'autre direction, d'où l'intérêt de considérer toutes les FRFs mesurées.

Les paramètres modaux, à identifier dans ce cas, sont la fréquence propre et le taux d'amortissement. La déformée modale ne sera pas identifiée étant donné que nous n'avons pas suffisamment d'accéléromètres. La démarche d'identification des paramètres modaux de la machine-outil est décrite en sept étapes présentées ci-après :

1. Mesurer les fonctions de réponse en fréquence (FRFs)
2. Mesurer la fonction de cohérence  $\Gamma_{XF}$  : elle détermine le degré de linéarité en fréquence entre le signal de sortie  $X$  et le signal d'entrée  $F$ .

$$\begin{cases} \Gamma_{XF} \cong 1 \Rightarrow \text{Signal vibratoire mesuré provenant de l'excitation appliquée} \\ \Gamma_{XF} < 1 \Rightarrow \text{Signal de sortie contaminé par le bruit} \end{cases}$$

3. Déterminer les FRFs les plus fiables et sélectionner la bande de fréquence sur laquelle la valeur de la fonction de cohérence est presque égale à 1.
4. Définir l'ordre du modèle selon le nombre de modes recherchés.
5. Établir le diagramme de stabilisation par la méthode PolyMAX.
6. Identifier les paramètres modaux correspondant aux pics importants des FRFs mesurées et ayant un taux d'amortissement inférieur à 10 %.
7. Vérifier l'exactitude de la base modale identifiée par la synthèse des FRFs en fonction des modes sélectionnés (superposition des FRFs mesurées et synthétisées). Si les deux critères de corrélation ( $\text{Cor} > 90 \%$ ) et de pourcentage d'erreur ( $\text{Err} < 10 \%$ ) sont vérifiés, le modèle modal sera validé sinon on revient à la quatrième étape et on augmente l'ordre du modèle jusqu'à satisfaire les deux critères de validation.

### 3.2.2 Protocole expérimental

#### Acquisition des fonctions de réponse en fréquence (FRFs)

L'AME est conduite en excitant la structure dans les deux directions  $X$  et  $Y$  séparément. Suite à chaque excitation en bout d'outil, deux accélérations seront mesurées dans les deux directions radiales  $X$  et  $Y$ . Ainsi, nous mesurons quatre FRFs (figure 3.3) sur l'intervalle de fréquences  $[0 \text{ } 4096 \text{ Hz}]$  :

$$\begin{cases} H_{xx}(\omega) = \frac{X(\omega)}{F_x(\omega)} \\ H_{yx}(\omega) = \frac{Y(\omega)}{F_x(\omega)} \\ H_{xy}(\omega) = \frac{X(\omega)}{F_y(\omega)} \\ H_{yy}(\omega) = \frac{Y(\omega)}{F_y(\omega)} \end{cases} \quad (3.1)$$

avec :

- $X(\omega)$  : Vecteur de l'accélération mesurée en nez de la broche suivant la direction  $X$ .
- $Y(\omega)$  : Vecteur de l'accélération mesurée en nez de la broche suivant la direction  $Y$ .
- $F_x(\omega)$  : Vecteur d'effort appliqué en bout d'outil suivant la direction  $X$ .
- $F_y(\omega)$  : Vecteur d'effort appliqué en bout d'outil suivant la direction  $Y$ .

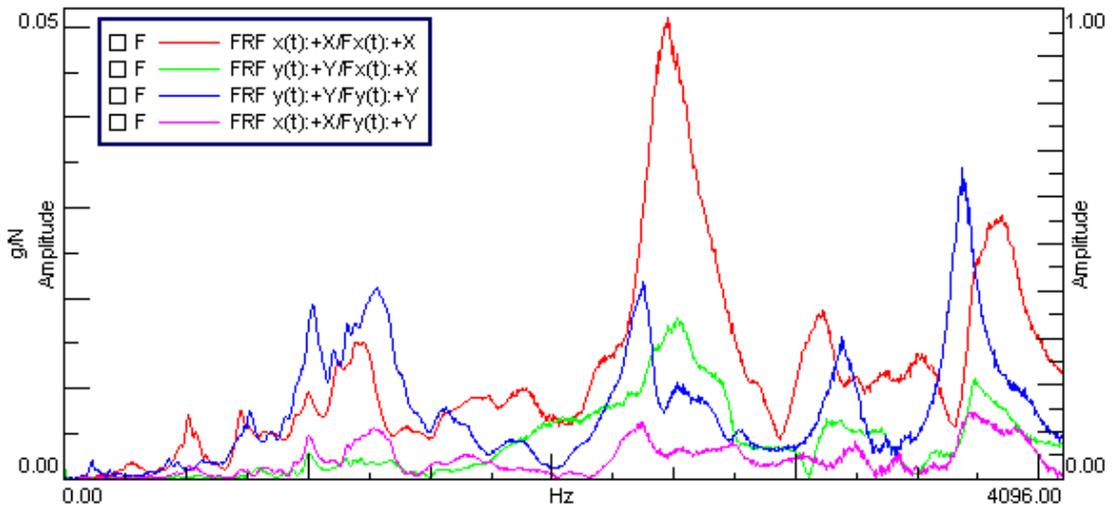


FIGURE 3.3. *FRFs mesurées suite aux deux excitations  $F_x$  et  $F_y$  appliquées dans les deux directions  $X$  et  $Y$*

On remarque que les deux FRFs  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$  sont dominantes en terme d'amplitude par rapport aux deux autres FRFs.

### Sélection des FRFs et de la bande fréquentielle

La fonction de cohérence «  $\Gamma_{XF}$  » est utilisée pour déterminer la bande fréquentielle à retenir pour les FRFs mesurées. Elle est déterminée à partir de la formule suivante :

$$\Gamma_{XF} = \frac{S_{FX}(\omega)S_{XF}}{S_{FF}(\omega)S_{XX}(\omega)} \quad (3.2)$$

avec :

- $S_{FF}(\omega)$  et  $S_{XX}(\omega)$  les auto-spectres du signal d'excitation et du signal de la réponse vibratoire respectivement.
- $S_{FX}(\omega)$  et  $S_{XF}$  leurs inter-spectres.

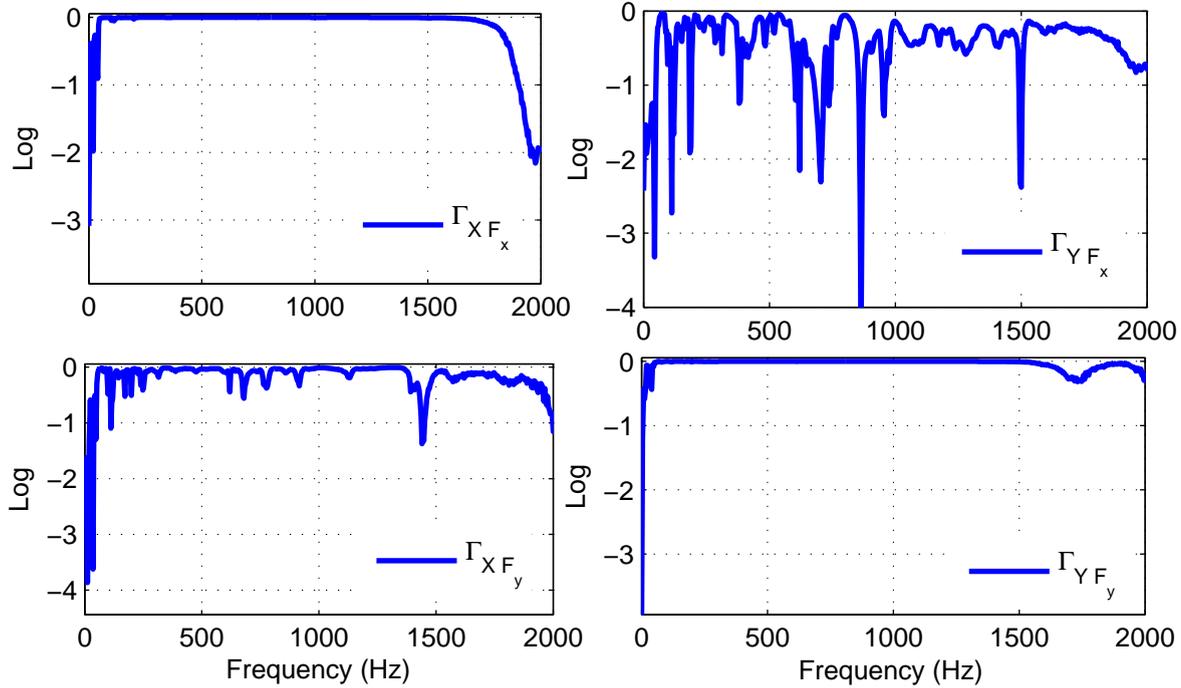


FIGURE 3.4. Fonctions de cohérence mesurées :  $\Gamma_{XF_x}$ ,  $\Gamma_{YF_x}$ ,  $\Gamma_{XF_y}$  et  $\Gamma_{YF_y}$

La figure 3.4 illustre les quatre fonctions de cohérence mesurées, suites aux deux excitations différentes  $F_x$  et  $F_y$  par le marteau d'impact, suivant les deux directions perpendiculaires  $X$  et  $Y$ . Les deux fonctions de cohérences  $\Gamma_{XF_x}$  et  $\Gamma_{YF_y}$  montrent une bonne linéarité entre l'excitation et la réponse vibratoire et elles admettent une valeur  $\cong 1$  sur la bande fréquentielle  $[0 \text{ } 2000 \text{ Hz}]$ . Donc, les deux fonctions de réponses  $H_{xx}(\omega) = \frac{X(\omega)}{F_x(\omega)}$   $H_{yy}(\omega) = \frac{Y(\omega)}{F_y(\omega)}$  sont les plus fiables, sur l'intervalle de fréquences  $[0 \text{ } 2000 \text{ Hz}]$ , et seront exploitables pour identifier le comportement modal de la machine à l'arrêt.

### 3.2.3 Identification des paramètres modaux

Pour un ordre  $n$  croissant, le diagramme de stabilisation est établi par la méthode PolyMAX dans le but de sélectionner les modes propres de la structure. Seules les onze dernières itérations sont affichées, représentant un ordre entre 81 et 92. Les pôles stables vérifient les critères de stabilité définis dans la sous-section 2.2. Les figures 3.5 et 3.6 montrent l'ensemble des modes sélectionnés par le diagramme de stabilisation à partir de  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$ .

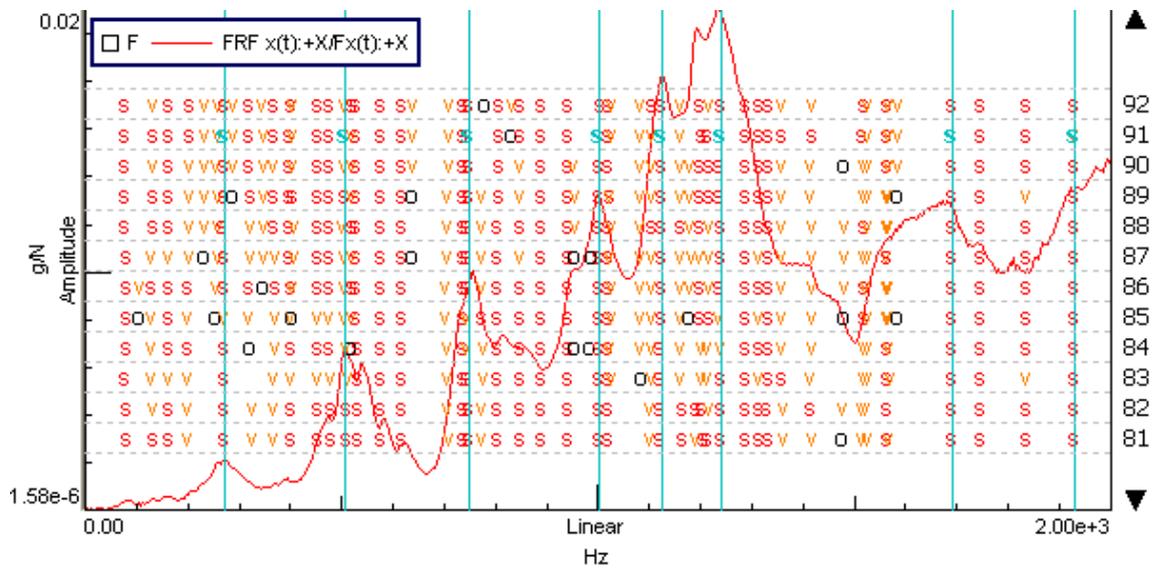


FIGURE 3.5. Diagramme de stabilisation établi par PolyMAX lors d'une AME à partir de  $H_{xx}$  (s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable)

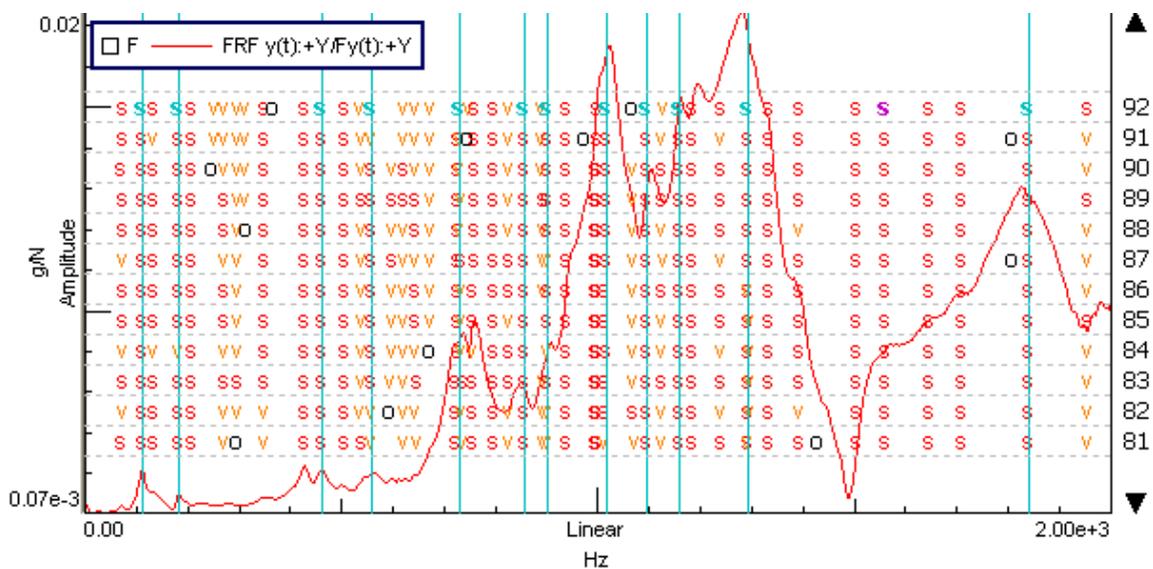
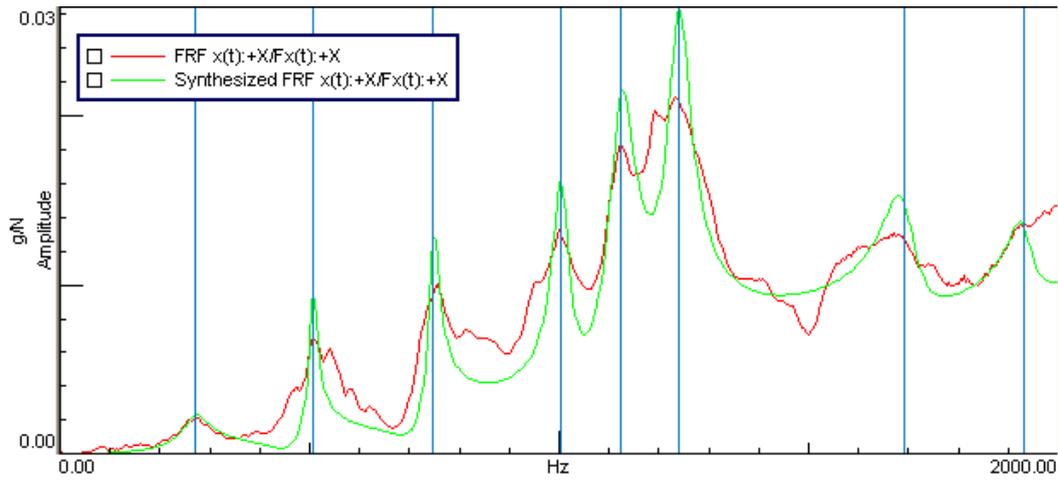


FIGURE 3.6. Diagramme de stabilisation établi par PolyMAX lors d'une AME à partir de  $H_{yy}$  (s : pôle stable, v : pôle stable en forme, o : pôle non stable)

À partir des modes propres sélectionnés, une FRF synthétisée est calculée. La validation du modèle modal est réalisée en utilisant les deux critères de validation «Cor» et «Err». La figure 3.7 montre les courbes de  $H_{xxm}$  mesurée et la  $H_{xxs}$  synthétisée avec un taux de corrélation Cor = 93.78 % et un pourcentage d'erreur Err = 6.65 % .

FIGURE 3.7.  $H_{xx}$  synthétisée et mesurée

La même démarche est appliquée pour identifier les modes propres à partir de  $H_{yy}$ . Les paramètres modaux identifiés sont présentés dans le tableau 3.2.

TABLEAU 3.2. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$ 

Mode	$H_{xx} = \frac{X}{F_x}$		$H_{yy} = \frac{Y}{F_y}$	
	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)
1	---	---	111.39	0.53
2	---	---	181.79	0.78
3	271.34	11.13	---	---
4	517.56	6.95	551.44	3.03
5	737.46	3.82	722.26	3.41
6	---	---	853.04	1.48
7	---	---	902.95	1.29
8	1010.78	2.42	1006.00	1.84
9	---	---	1092.83	1.20
10	1127.48	2.06	1156.37	1.11
11	1241.96	1.72	1295.99	4.43
12	1689.70	1.71	---	---
13	---	---	1854.48	3.85
14	1926.55	2.34	---	---

Le mode 3 de la fréquence égale à 271.34 Hz donne un taux d'amortissement supérieur à 10 %, ce qui ne correspond pas à un mode propre. Il sera donc éliminé de l'ensemble des valeurs des paramètres modaux.

Les résultats montrent qu'en changeant la direction de l'effort appliqué et la direction de mesure de la réponse, davantage de modes propres sont excités et identifiables. Par exemple, le premier et le deuxième mode, correspondants respectivement aux fréquences 111,39 Hz et 181,79 Hz, n'apparaissent que sur  $H_{yy}$ . N'étant pas sur les mêmes directions, on excite possiblement des modes propres de la machine qui n'existent que sur certaines directions. Il y a des modes qui évoluent d'une FRF à une autre, comme par exemple le quatrième et du cinquième mode propre. Donc, d'un état statique à un autre, on enregistre une évolution de la base modale. Ce résultat montre que l'analyse modale expérimentale n'est pas suffisante pour une connaissance précise du comportement dynamique de la machine-outil et nécessite l'identification des paramètres modaux dans des conditions d'usinage, où les excitations seront beaucoup plus variées en amplitudes et en directions. Toutefois, l'AME nous fournit un modèle modal de référence de la machine-outil nécessaire comme étape préparatoire de l'analyse modale opérationnelle.

### 3.3 Analyse modale opérationnelle

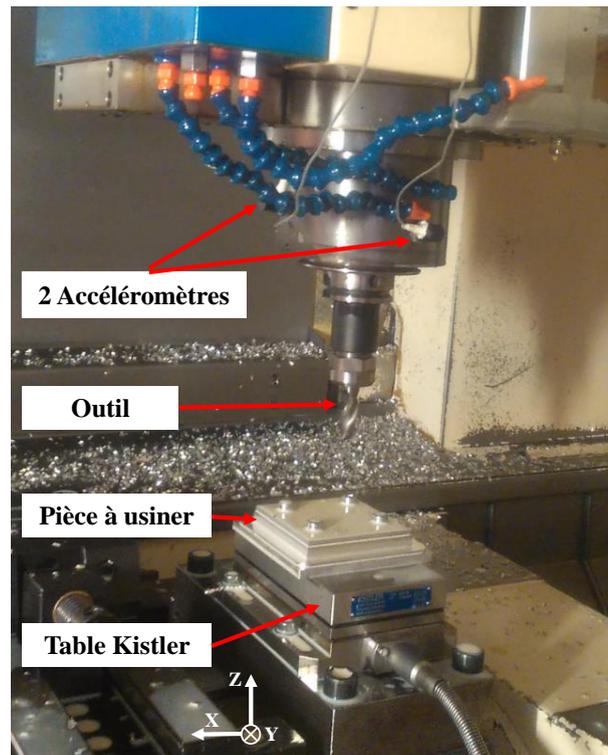
Nous présentons tout d'abord le protocole de mesure expérimental mis en œuvre ainsi que l'opération d'usinage durant laquelle les mesures vibratoires ont été enregistrées. Les paramètres modaux sont ensuite identifiés à partir des signaux traités par les trois méthodes d'AMO suivantes :

- La méthode PolyMAX
- La méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (EFDD) modifiée
- La méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB)

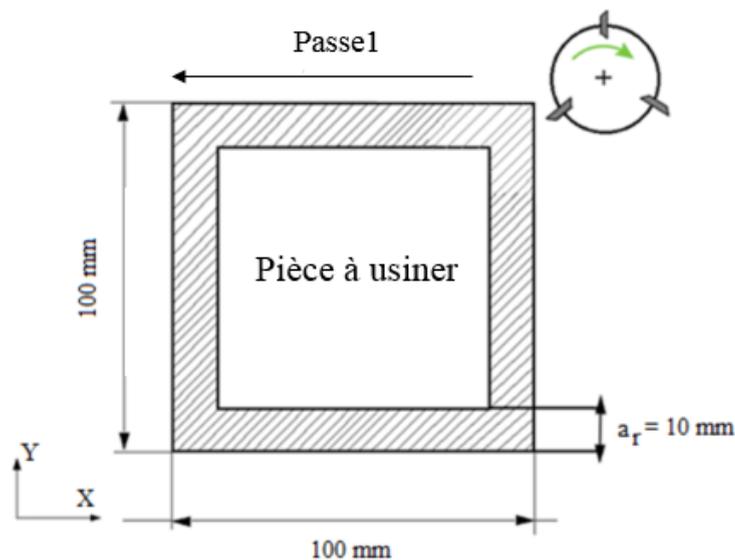
Parmi ces techniques d'AMO, seulement la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) est indépendante du type d'excitation. En effet, cette approche ne se base pas sur l'approximation d'une excitation de type bruit blanc. Les avantages de la TFB, présentés au chapitre 2 et en particulier sa capacité à éliminer les harmoniques, en font la méthode privilégiée pour l'analyse de la machine HURON en service.

#### 3.3.1 Protocole expérimental

Dans le cadre de l'analyse modale opérationnelle, l'outil de coupe est le même que celui utilisé en AME, il s'agit d'une fraise en carbure de diamètre 16mm à 3 dents. La pièce d'essai (figure 3.8) est fixée sur la table Kistler 9257B permettant de mesurer l'effort de coupe appliqué, suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ . Deux accéléromètres sont attachés en nez de la broche afin de mesurer les accélérations suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ . L'acquisition des signaux mesurés est réalisée par le logiciel LMS Test.lab. La durée d'acquisition est égale à 21 s pour un pas temporel de  $12,2 \cdot 10^{-5}$  s. L'intervalle de fréquence [0 2000 Hz] est identique à celui considéré lors de l'AME.

FIGURE 3.8. *Protocole expérimental*

La pièce d'essai est en alliage d'aluminium 2017a (AU4G) de 100 mm de côté. Une passe d'usinage est réalisée en opposition suivant la direction  $X$  avec un engagement radial  $a_r = 10$  mm et un engagement axial  $a_p = 3$  mm. La vitesse de rotation de la broche est de 14000 tr/min.

FIGURE 3.9. *Trajectoire d'usinage*

Durant l'essai d'usinage, les cinq signaux suivants sont mesurés :  
 — Les accélérations  $x(t)$  et  $y(t)$  mesurées en nez de broche.

- Les efforts de coupe  $F_x(t)$  et  $F_y(t)$ .
- La vitesse de rotation instantanée de la broche.

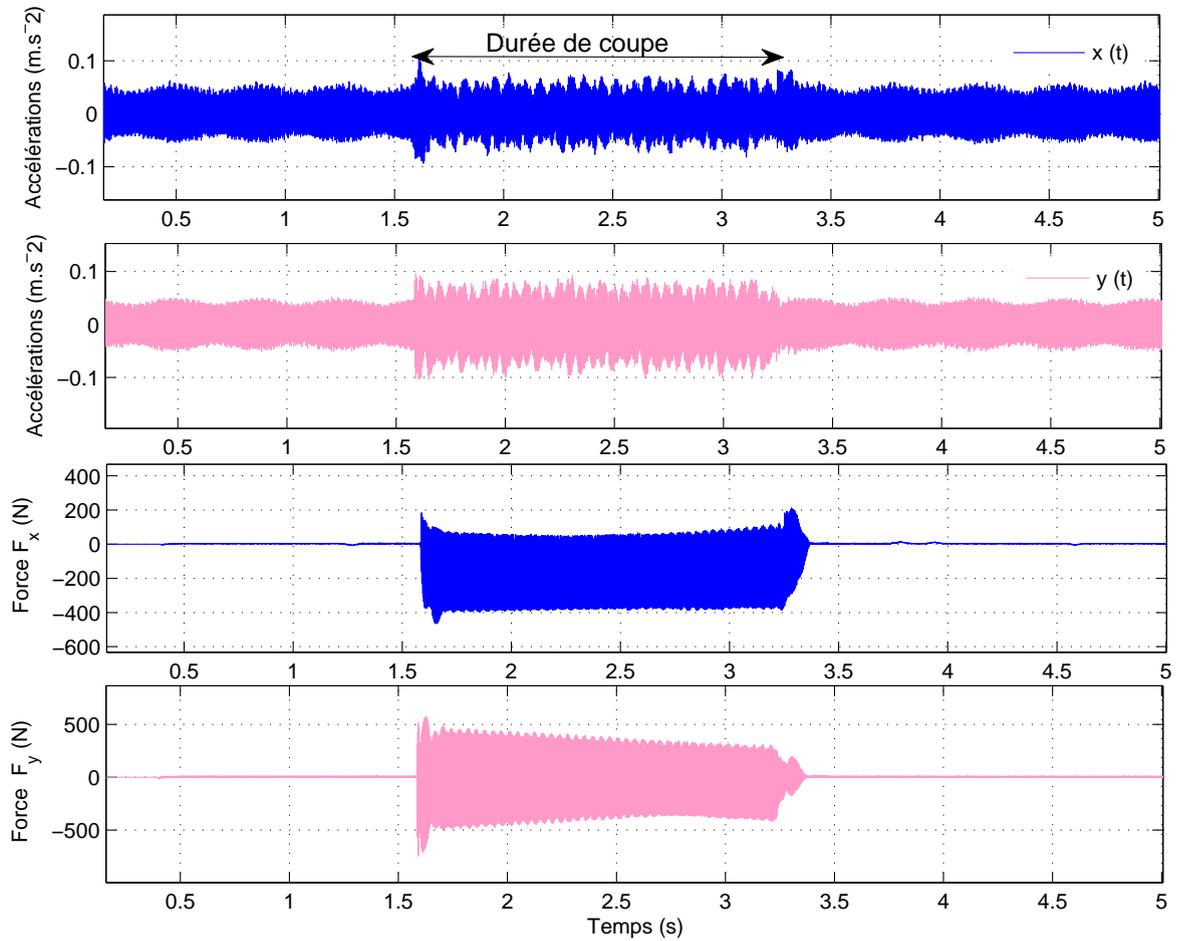


FIGURE 3.10. Accélérations et efforts de coupes mesurés suivant les deux directions X et Y

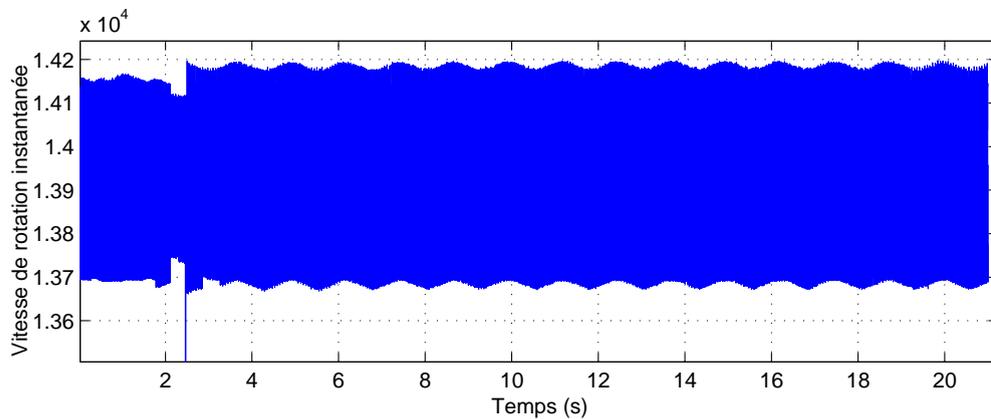


FIGURE 3.11. Vitesse de rotation instantanée de la broche

Les harmoniques, dus à la rotation de la broche, sont présentes à des intervalles de fréquence

de 233.33 Hz (= 14000/60). Ceci est présenté à la figure 3.12, où des lignes interrompues montrent l'emplacement des harmoniques.

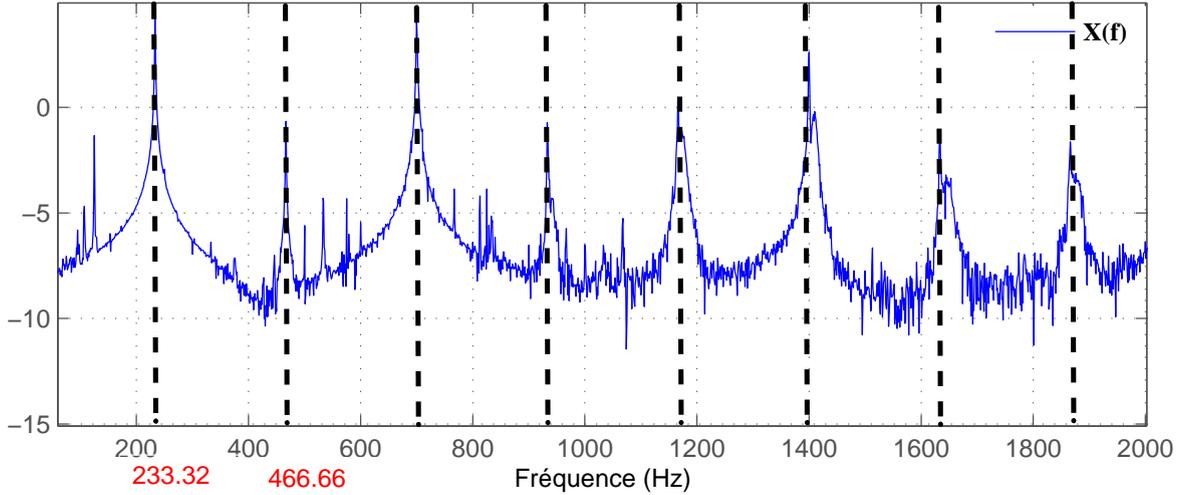


FIGURE 3.12. FFT de l'accélération mesurée durant la passe 1 suivant la direction X

### 3.3.2 AMO par la méthode PolyMAX

L'identification des paramètres modaux de la machine-outil HURON KX15, en service, est conduite dans un premier temps en utilisant la méthode PolyMAX. Lors d'une AMO, cette méthode s'applique sur les spectres de corrélation et d'autocorrélation mesurés [Peeters et al., 2004].

On appelle fonction de corrélation entre deux signaux  $s(t)$  et  $r(t)$ , la fonction de  $\tau$  définie par :

$$C_{sr}(\tau) = s(t) \otimes r(t) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t + \tau)r^*(t)dt \quad (3.3)$$

Cette fonction s'appelle aussi fonction d'inter-corrélation entre les signaux  $s(t)$  et  $r(t)$ . Si le signal  $s(t)=r(t)$  quelque soit t, alors on obtient la fonction d'autocorrélation :

$$C_{ss}(\tau) = s(t) \otimes s(t) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t + \tau)s^*(t)dt \quad (3.4)$$

Dans ce cas, on obtient 2 spectres d'inter-corrélation ( $X/Y$ ) et ( $Y/X$ ) et deux spectres d'autocorrélation ( $X/X$ ) et ( $Y/Y$ ). Les courbes des spectres de corrélation (figure 3.13) montrent que la plupart des modes propres structuraux sont masqués par des composantes harmoniques prépondérantes (multiples de 233.33 Hz). Ceci rend l'identification des modes propres de la structure difficile.

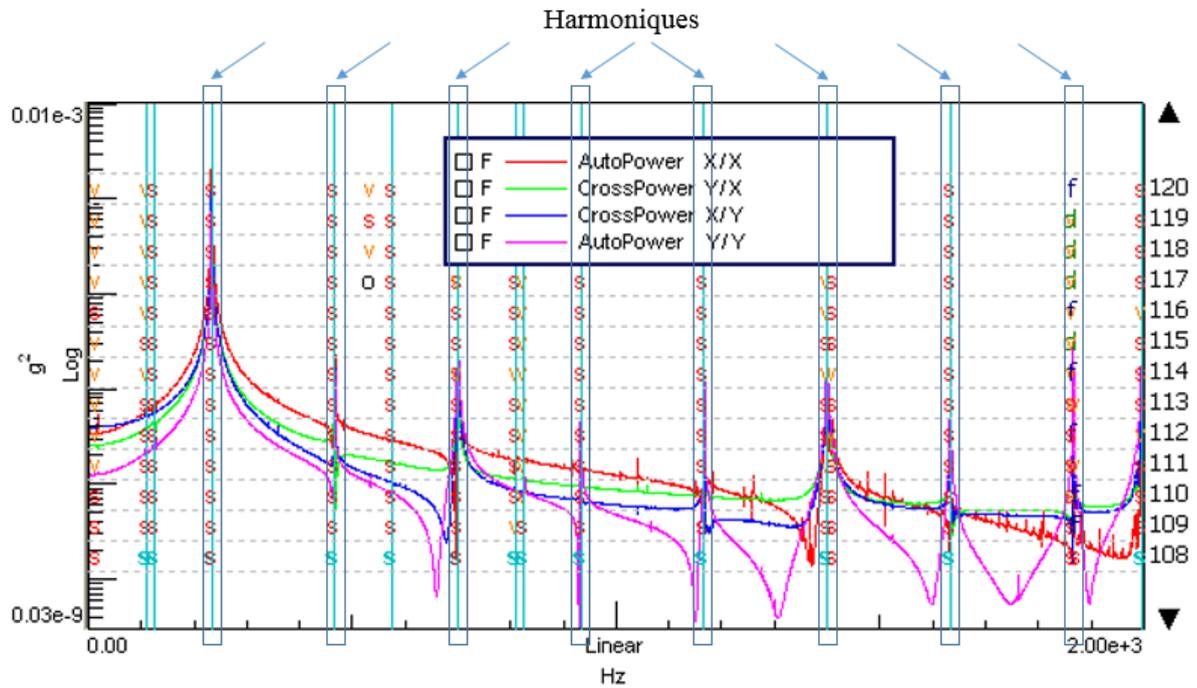


FIGURE 3.13. Diagramme de stabilisation établi par la méthode PolyMAX lors de l'AMO

À partir du diagramme de stabilisation, présenté à la figure 3.13, les modes identifiés sont sélectionnés et présentés dans le tableau 3.3.

TABLEAU 3.3. Paramètres modaux de la machine HURON KX15 identifiés par PolyMAX

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)	Type
1	108.39	0.02	---
2	124.93	0.03	---
3	233.32	0.01	harmonique
4	466.65	0.00	harmonique
5	808.41	0.00	---
6	824.91	0.00	---
7	933.27	0.01	harmonique
8	1166.57	0.01	harmonique
9	1399.81	0.01	harmonique
10	1633.16	0.01	harmonique
11	1996.24	0.01	harmonique

La plupart des modes identifiés (7 parmi 11) sont des harmoniques (multiples de 233.32 Hz). Les quatre autres modes, ayant les fréquences égales à 108.39 Hz, 124.93 Hz, 808.41 Hz et 824.91 Hz respectivement, peuvent être des modes structuraux. Il peut aussi y avoir des modes superposés avec des harmoniques. Cette méthode ne donne aucun indicateur sur

le type du mode identifié. Ainsi, la présence des harmoniques influence fortement sur la base modale identifiée d'autant plus que sur les taux d'amortissement qui sont très faibles, même pour les modes qui ne sont pas multiples de la fréquence harmonique fondamentale. Par conséquent, la méthode PolyMAX ne peut pas nous servir dans l'identification des paramètres modaux de la machine-outil en service.

### 3.3.3 AMO par la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel EFDD modifiée

Les modes propres de la machine-outil sont fortement masqués par des harmoniques prépondérants. Ceci rend l'identification modale opérationnelle difficile, voire impossible. Afin de surmonter cette difficulté, Gagnol et al ont proposé l'approche de la EFDD modifiée pour une application en usinage [Gagnol et al., 2011]. C'est une version améliorée de la méthode d'AMO EFDD. L'idée est de considérer l'information supplémentaire de la force de coupe appliquée. Les données mesurées (accélérations, forces de coupe appliquées) sont d'abord transformées dans le domaine fréquentiel par la FFT (Fast Fourier Transform) et une pseudo matrice de transfert est calculée :

$$\mathbf{T}(\omega) = \mathbf{Q}(\omega)[\mathbf{G}_{ff}(\omega)]^{-1} \quad (3.5)$$

avec  $\mathbf{G}_{ff}(\omega)$  est la matrice de densité spectrale de puissance du vecteur force mesuré, et  $\mathbf{Q}(\omega)$  est la densité spectrale de puissance des vecteurs de réponse et de force. La matrice de densité spectrale de puissance est ensuite obtenue à partir de la pseudo-matrice de transfert comme suit :

$$\mathbf{G}(\omega) = \mathbf{T}(\omega)\mathbf{T}^H(\omega) \quad (3.6)$$

Ensuite, une décomposition en valeurs singulières de la matrice  $\mathbf{G}(\omega)$  est effectuée. L'application directe de la méthode EFDD modifiée aux données mesurées est présentée à la figure 3.14, où la première valeur singulière de la matrice DSP de la réponse est présentée par la courbe bleue en trait continu. La présence des harmoniques est réduite lorsqu'on considère l'information supplémentaire sur la force de coupe.

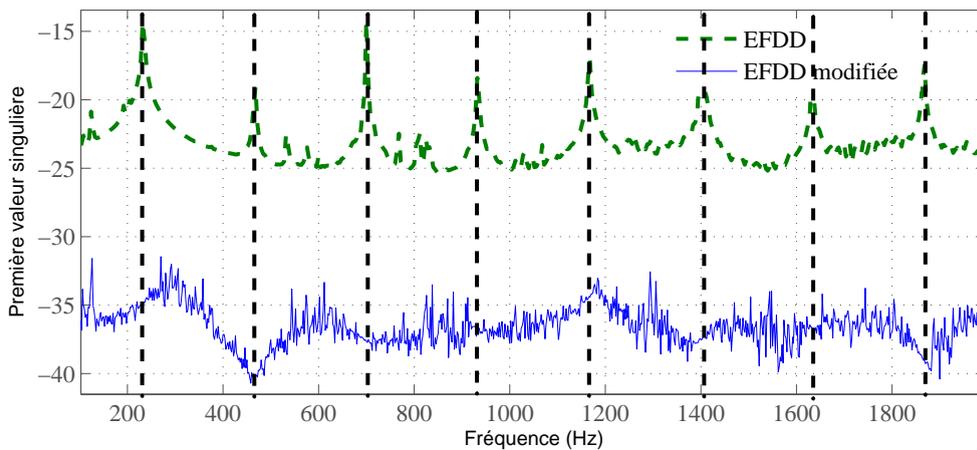


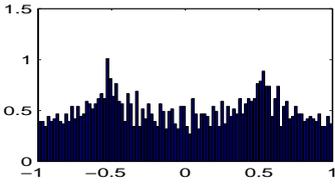
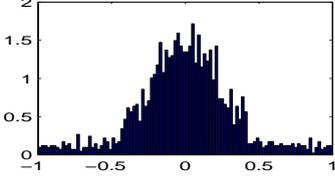
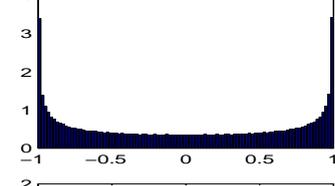
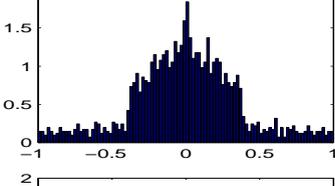
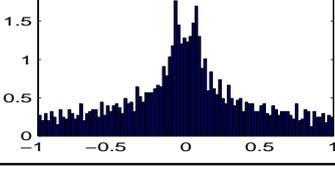
FIGURE 3.14. Première valeur singulière avant et après l'application de l'EFDD modifiée

Les pics présents à la courbe de la première valeur singulière sont sélectionnés. Il est important de vérifier si les pics sélectionnés correspondent réellement à des fréquences propres. La sélection des modes propres de la structure se base sur ces trois critères :

- Le rapport d'amortissement
- La fonction de densité de probabilité
- La variable Kurtosis

Nous présentons, dans le tableau 3.4, les cinq premières fréquences identifiées et la sélection des modes propres de la machine-outil HURON kx15 en utilisant les critères de sélection.

TABLEAU 3.4. *Sélection des modes propres de la machine-outil HURON KX15*

Mode	Fréquence (Hz)	Kurtosis	Distribution	Type
1	106.02	1.74		Non structural
2	144.18	2.99		Structural
3	341.99	1.5		Non structural
4	372.03	3.59		Structural
5	530.08	2.7		Structural

Les fréquences identifiées sur l'intervalle [0 2000 Hz] ainsi que l'application des critères de sélection sont présentées en Annexe A dans le tableau A1.

En utilisant ces critères de sélection, seuls les modes propres de la structure sont identifiés et présentés dans le tableau 3.5. Les rapports d'amortissement sont considérablement réduits par rapport à ceux obtenus par l'AME. Ceci peut être dû à l'interaction pièce/outil, en usinage. En résumé, l'EFDD modifiée est une méthode d'AMO robuste, mais elle est basée sur l'hypothèse d'excitation du bruit blanc. Ceci peut avoir une influence significative sur les paramètres modaux estimés dans des conditions d'usinage, même si nous considérons l'information

supplémentaire de l'effort de coupe. La séparation entre les modes structuraux et les modes harmoniques par l'utilisation de critères de sélection rend la procédure d'identification complexe et longue en termes de nombre d'étapes et de temps d'exécution. En outre, cette méthode nécessite la mesure des efforts de coupe, ce qui présente une contrainte supplémentaire en AMO.

TABLEAU 3.5. Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode *EFDD* modifiée

Mode	Fréquence propre (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	144.18	0.68
2	372.03	0.29
3	530.08	0.32
4	713.95	0.13
5	869.99	0.11
6	982.19	0.25
7	1184.47	0.16
8	1582.03	0.19
9	1706.01	0.13
10	1902.23	0.11

### 3.3.4 AMO par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité «TFB»

Afin d'identifier les paramètres modaux de la machine-outil HURON KX15, deux excitations différentes doivent être appliquées. Nous proposons de les générer par deux opérations d'usinage suivant les directions  $X$  et  $Y$  (passe 1 et 2).

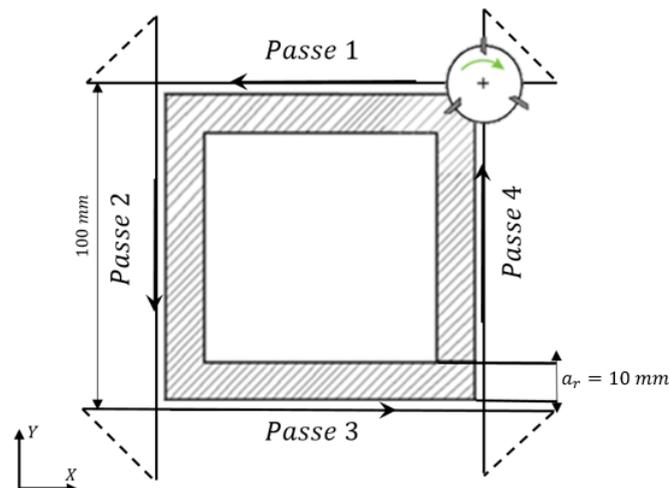


FIGURE 3.15. Trajectoire d'usinage

Pour chaque passe, les accélérations ( $x_1(t)$ ,  $y_1(t)$ ,  $x_2(t)$  et  $y_2(t)$ ) suivant les deux directions  $X$  et  $Y$  sont enregistrées simultanément (figure 3.16).

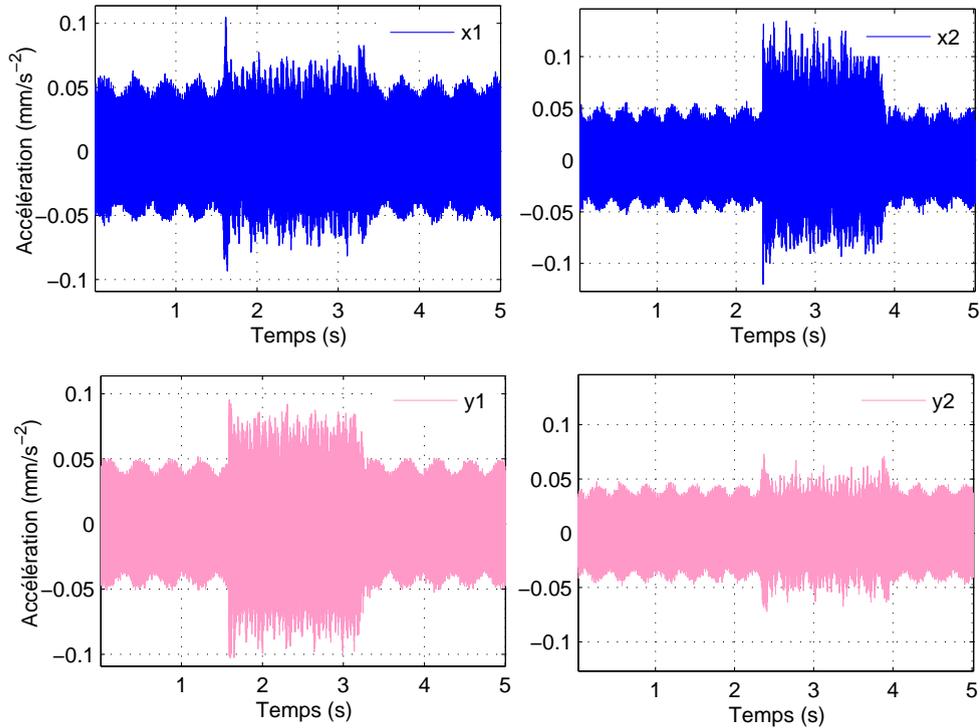


FIGURE 3.16. Accélérations mesurées suivant les deux directions  $X$  et  $Y$  durant les deux passes 1 et 2

En considérant les signaux d'accélération mesurés pendant la passe 1 et la passe 2, deux fonctions de transmissibilité sont calculées :

$$\begin{cases} T_{xy}^1(s) = \frac{X_1(s)}{Y_1(s)} \\ T_{xy}^2(s) = \frac{X_2(s)}{Y_2(s)} \end{cases} \quad (3.7)$$

Ensuite, la fonction de transmissibilité rationnelle  $\Delta^{-1}T(s)$  est calculée :

$$\Delta^{-1}T_{12}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^2(s)} \quad (3.8)$$

Les fonctions de transmissibilité  $T_{xy}^1$  et  $T_{xy}^2$  se croisent aux fréquences correspondantes aux pôles de  $\Delta^{-1}T(s)$ , indiqués par des lignes continues (figure 3.17). Même si la plupart des harmoniques sont réduites ou éliminées, la première composante harmonique, à une fréquence de 233,33 Hz, est toujours présente dans la courbe de  $\Delta^{-1}T_{12}$ . Donc, la fonction de transmissibilité rationnelle peut contenir des pôles supplémentaires en plus des pôles réels du système [Devriendt and Guillaume, 2008].

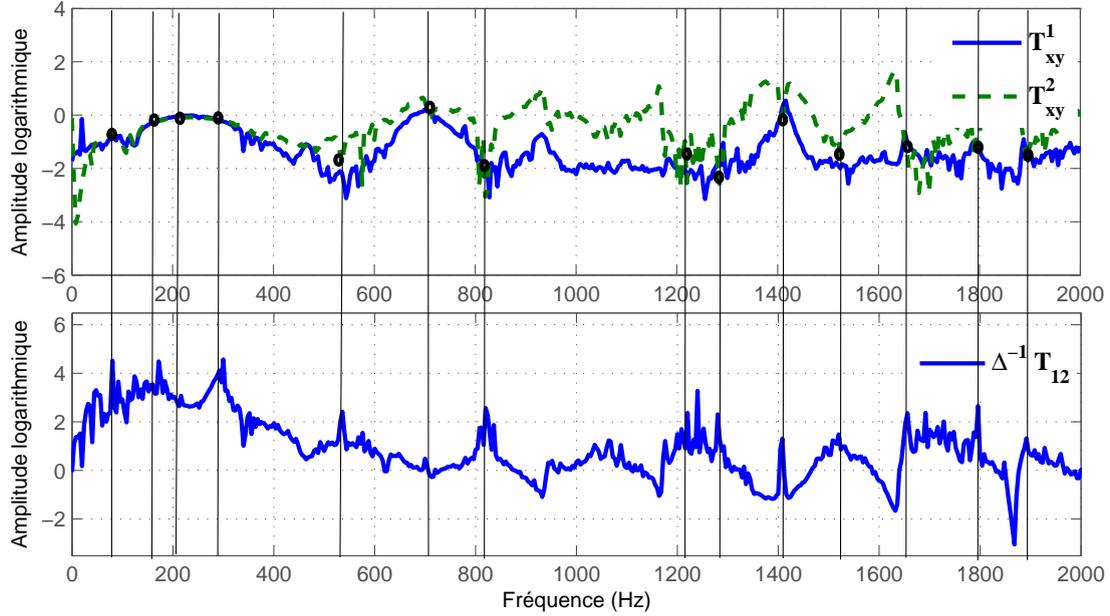


FIGURE 3.17. Les fonctions de transmissibilité  $T_{xy}^1$ ,  $T_{xy}^2$  et  $\Delta^{-1}T_{12}$

À cette étape, il n'est pas possible d'identifier les paramètres modaux structuraux à partir de la fonction de transmissibilité rationnelle  $\Delta^{-1}T_{12}$  puisqu'elle contient des modes supplémentaires qui ne représentent pas le comportement dynamique de la machine. Pour sélectionner les modes propres du système, deux autres acquisitions doivent être prises en compte. Ainsi, quatre fonctions de transmissibilité seront évaluées simultanément. Deux autres opérations d'usinage sont réalisées (passe 3 et passe 4), dans les mêmes conditions d'usinage (figure 3.15). Ainsi, les accélérations dans les deux directions  $X$  et  $Y$ , ( $x_3(t)$ ,  $y_3(t)$ ,  $x_4(t)$  et  $y_4(t)$ ) sont mesurées et les fonctions de transmissibilité  $T_{xy}^3(s)$  et  $T_{xy}^4(s)$  sont alors déterminées :

$$\begin{aligned} T_{xy}^3(s) &= \frac{X_3(s)}{Y_3(s)} \\ T_{xy}^4(s) &= \frac{X_4(s)}{Y_4(s)} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ensuite, une décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité  $\mathbf{T}$  est réalisée.

$$\mathbf{T}(s) = \begin{pmatrix} T_{xy}^1(s) & T_{xy}^2(s) \\ T_{xy}^3(s) & T_{xy}^4(s) \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

Aux pôles du système  $\lambda_r$ , le rang de la matrice de transmissibilité est égal à 1. Par conséquent,  $\sigma_2(s)$  tend vers zéro pour  $s = \lambda_r$ . Les pics de  $1/\sigma_2(s)$  indiquent les pôles du système [Devriendt and Guillaume, 2008].

À la figure 3.18, des lignes interrompues montrent l'emplacement des composantes harmoniques de la courbe de la FFT de l'accélération acquise durant un essai d'usinage. La variation de  $1/\sigma_2$  en fonction de la fréquence est aussi présentée.

Il est clair que toutes les harmoniques sont éliminées dans la courbe de  $1/\sigma_2$  et seuls les pics correspondants aux modes propres sont présents.

Cette étape primaire permet de connaître l'emplacement des pôles réels de la structure.

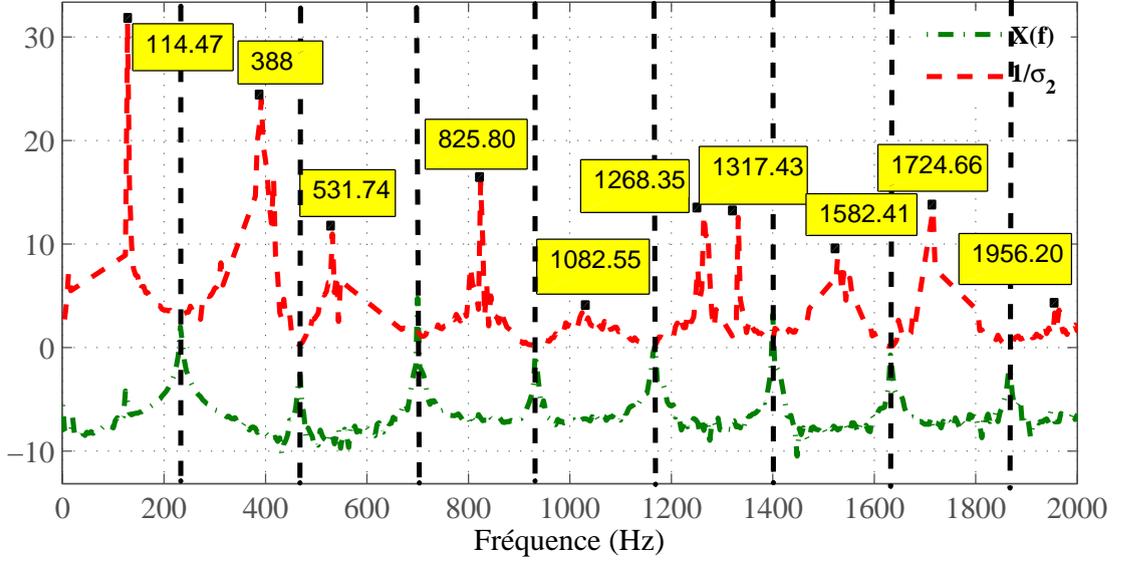


FIGURE 3.18. Sélection des modes propres de la machine-outil par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité [Maamar et al., 2019]

Les fréquences propres et les taux d'amortissement sont ensuite identifiés en utilisant la méthode d'identification classique PolyMAX. Suite aux quatre opérations d'usinage (passe 1 à 4), six fonctions de transmissibilité rationnelles sont calculées :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta^{-1}T_{12}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^2(s)} \\ \Delta^{-1}T_{23}(s) = \frac{1}{T_{xy}^2(s) - T_{xy}^3(s)} \\ \Delta^{-1}T_{34}(s) = \frac{1}{T_{xy}^3(s) - T_{xy}^4(s)} \\ \Delta^{-1}T_{14}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^4(s)} \\ \Delta^{-1}T_{13}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^3(s)} \\ \Delta^{-1}T_{24}(s) = \frac{1}{T_{xy}^2(s) - T_{xy}^4(s)} \end{array} \right. \quad (3.11)$$

Pour une identification fiable et pertinente, la méthode PolyMAX est appliquée sur l'ensemble des six fonctions de transmissibilité rationnelles  $\Delta T_{ij}^{-1}$ . Lors de l'établissement du diagramme de stabilité (figure 3.19), la somme  $\Delta^{-1}T$  des six fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$  est tracée.

$$\Delta^{-1}T = \Delta^{-1}T_{12} + \Delta^{-1}T_{23} + \Delta^{-1}T_{34} + \Delta^{-1}T_{14} + \Delta^{-1}T_{13} + \Delta^{-1}T_{24} \quad (3.12)$$

Ensuite, un diagramme de stabilisation des modes identifiés est établi pour un ordre variant de 46 à 72.

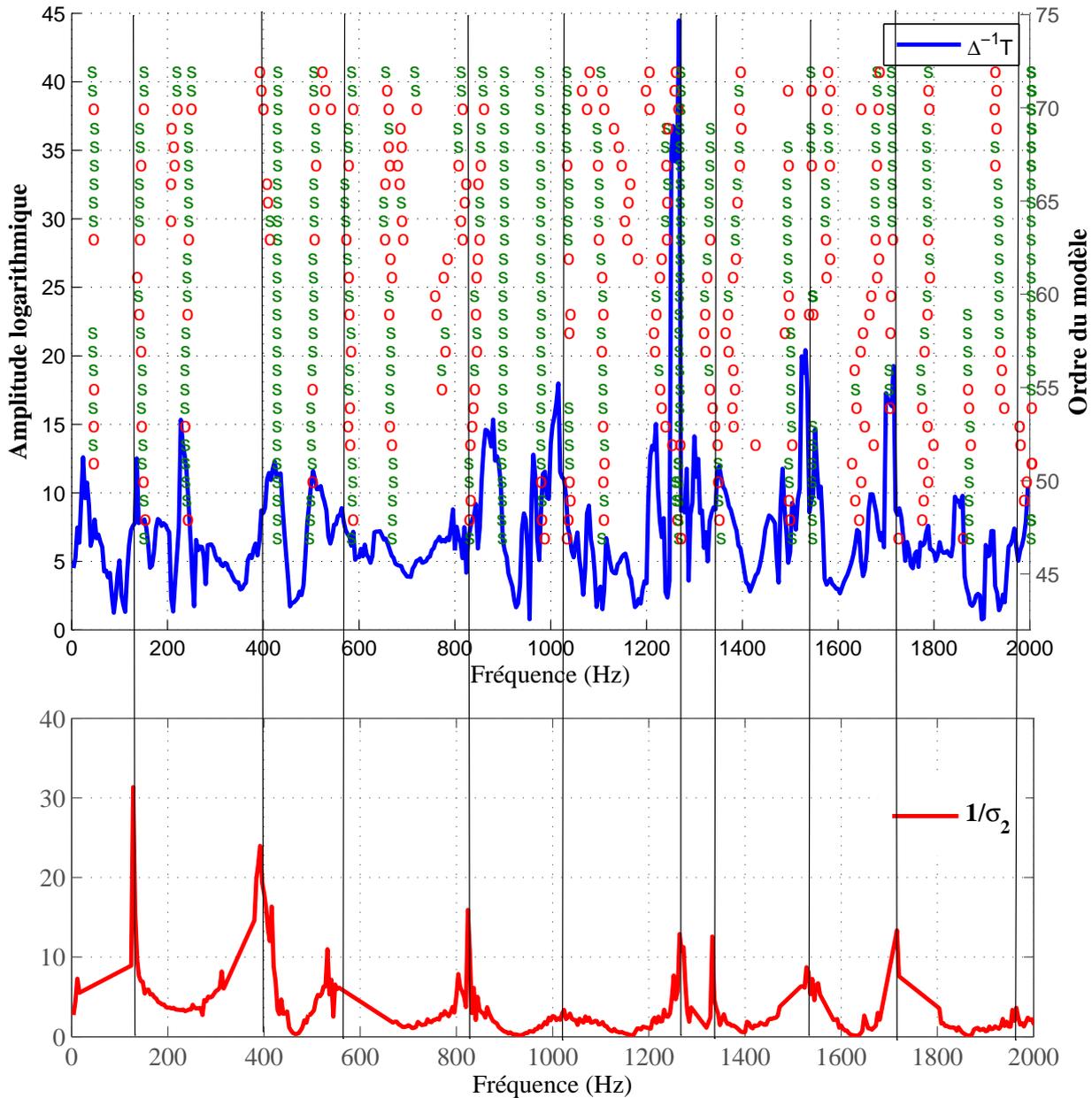


FIGURE 3.19. Diagramme de stabilisation établi par la TFB (*s* : pôle stable, *o* : pôle non stable) et sélection des pôles par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité

Les modes correspondants à l'ordre «*n*» sont comparés aux modes d'ordre inférieur «*n* - 1». Si la variation des paramètres modaux ne dépasse pas les tolérances (variation de 5 % en fréquence et 5 % en taux d'amortissement), le mode est considéré stable, sinon il est instable.

- Un mode stable en fréquence et en amortissement est marqué par une lettre *s* en vert (*s*).
- Un pôle instable en fréquence et/ou en amortissement est marqué par une lettre *o* en rouge (*o*).

Dans le diagramme de stabilisation, certains modes sont identifiés bien qu'ils ne soient pas des modes réels. À ce stade, nous considérons la courbe de  $1/\sigma_2$  afin de bien sélectionner les modes propres de la machine-outil HURON KX15.

Les paramètres modaux identifiés à la bande de fréquence [0 2000 Hz], à partir des approches d'AME et d'AMO, sont repris dans le tableau 3.6.

TABLEAU 3.6. Paramètres modaux identifiés par une AME et une AMO

Mode	AME				AMO			
	$H_{xx}$		$H_{yy}$		EFDD modifiée		TFB	
	$f_i(\text{Hz})$	$\xi_i(\%)$	$f_i(\text{Hz})$	$\xi_i(\%)$	$f_i(\text{Hz})$	$\xi_i(\%)$	$f_i(\text{Hz})$	$\xi_i(\%)$
1	---	---	111.39	0.53	144.18	0.68	114.47	0.58
2	---	---	181.79	0.78	---	---	---	---
3	---	---	---	---	372.03	0.29	388	1.51
4	517.56	6.95	551.44	3.03	530.08	0.32	531.74	1.08
5	---	---	853.04	1.48	869.99	0.11	825.80	0.12
6	1010.78	2.42	1006.00	1.84	982.19	0.25	---	---
7	1127.48	2.06	1156.37	1.11	1092.9	1.20	1082.55	0.31
8	1241.96	1.72	---	---	---	---	1268.35	0.89
9	---	---	1295.99	4.43	---	---	1317.43	0.44
10	---	---	---	---	1582.03	0.19	1582.41	0.33
11	1689.70	1.71	---	---	1706.01	0.13	1724.66	0.23
12	1854.48	3.85	---	---	---	---	---	---
13	1926.55	2.34	---	---	1902.23	0.11	1956.20	0.41

On observe une variation des paramètres modaux identifiés en condition statique par rapport à ceux identifiés en conditions opérationnelles d'usinage. Ceci s'explique par le changement significatif du comportement dynamique de la machine-outil en usinage par rapport à son comportement à l'arrêt. En outre, les modes propres (mode 3 et mode 10) qui ne sont pas identifiés par l'AME, apparaissent suite à l'AMO. Cela montre que l'énergie délivrée par le marteau d'impact n'est pas suffisante pour exciter toutes les fréquences propres de la machine-outil. Ce résultat illustre l'importance de l'identification des paramètres modaux, dans des conditions d'usinage. Cependant, l'AME est d'une grande importance pour obtenir un modèle modal de référence pour la suite de l'étude.

Les paramètres modaux identifiés par les méthodes EFDD modifiée et TFB semblent être suffisamment robustes pour la détermination des fréquences propres. Cependant, les rapports d'amortissement, en service, sont fortement réduits par rapport à ceux identifiés à l'arrêt. Ceci est dû à l'interaction entre l'outil et la pièce. En se référant aux paramètres modaux obtenus à partir de l'AME, 10 modes sur 11 sont identifiés par la méthode TFB, ce qui est meilleur que la technique EFDD modifiée qui permet l'identification de 9 modes. En

effet, en usinage, les pôles réels sont fortement masqués par les harmoniques, ce qui rend l'identification modale difficile surtout lorsque la méthode impliquée se base sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc.

En conclusion, le principal avantage de la technique TFB est sa capacité originale à éliminer les harmoniques et son indépendance vis-à-vis de la nature de l'excitation. Par conséquent, l'approche TFB fournit une prédiction plus fiable des paramètres modaux en présence d'une excitation harmonique.

### 3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous proposons une procédure d'identification des paramètres modaux de la machine-outil HURON KX15, en service. Lors d'une opération d'usinage, les modes réels sont masqués par des composantes harmoniques fortement dominantes. Ceci peut induire des erreurs dans les valeurs estimées. Dans ce cas, les méthodes d'analyse modale opérationnelle standards peuvent échouer et ne permettent pas une identification précise des paramètres modaux.

Dans un premier temps, la méthode d'AMO classique PolyMAX est utilisée. Les résultats montrent qu'il est difficile par cette méthode d'identifier les modes réels fortement masqués par les composantes harmoniques. De plus, il n'y a pas de moyen de distinction entre les modes structuraux et ceux provenant d'une excitation harmonique. Par conséquent, PolyMAX ne peut pas nous servir dans l'identification des paramètres modaux de la machine-outil en service. Ensuite, la méthode EFDD modifiée est utilisée dans le but d'identifier les paramètres modaux de la machine, en service. Dans cette approche, l'information supplémentaire concernant l'effort de coupe est prise en compte. On remarque que la présence des harmoniques est réduite. Afin de sélectionner les modes réels, trois critères de sélection sont considérés. Par cette technique, on arrive à identifier les paramètres modaux de la machine, dans des conditions d'usinage. Par contre, c'est une méthode basée sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc. Ceci peut avoir une influence significative sur les paramètres modaux estimés. Ainsi, la séparation entre les modes structuraux et les harmoniques par l'utilisation de critères de sélection rend la procédure complexe et plus longue en termes de nombre d'étapes et de temps d'exécution. Cette méthode nécessite de plus la mesure des efforts de coupe ce qui complexifie le protocole expérimental.

Finalement, nous avons donc investigué la méthode d'identification modale opérationnelle basée sur les fonctions de transmissibilité (TFB), dans des conditions d'usinage. Dans cette situation, l'approche TFB permet une identification plus fiable des paramètres modaux grâce à son indépendance vis-à-vis du type d'excitation. La distinction entre les pôles structuraux et les pôles supplémentaires est basée sur la décomposition en valeurs singulières d'une matrice de transmissibilité proposée, sans avoir besoin de considérer des critères de sélection. En conclusion, la méthode TFB a l'avantage d'être plus rapide dans la sélection des modes propres par rapport à la EFDD modifiée et ne nécessite pas un traitement de signal supplémentaire pour éliminer les composantes harmoniques.

# Chapitre 4

## Analyse modale opérationnelle du robot d'usinage ABB IRB 6600

### Sommaire

---

<b>4.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>104</b>
<b>4.2</b>	<b>Présentation du robot d'usinage «ABB IRB 6660»</b>	<b>104</b>
<b>4.3</b>	<b>Modèle de référence par analyse modale expérimentale</b>	<b>106</b>
4.3.1	Protocole expérimental	106
4.3.2	Identification des paramètres modaux en statique	108
4.3.2.1	Identification des modes liés au comportement dynamique de la broche	110
4.3.2.2	Sélection des FRFs les plus fiables et choix de la plage de fréquences	110
<b>4.4</b>	<b>Analyse modale opérationnelle du robot d'usinage en service</b>	<b>115</b>
4.4.1	Protocole expérimental	115
4.4.2	AMO du robot par la méthode TFB	117
4.4.2.1	Calcul des fonctions de transmissibilité	119
4.4.2.2	Diagramme de stabilisation	121
4.4.2.3	Sélection des modes propres du robot via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité	122
<b>4.5</b>	<b>Conclusions</b>	<b>126</b>

---

## 4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'identification modale du robot d'usinage ABB IRB 6660, en service. Lors d'une opération d'usinage, les modes propres du robot sont masqués par des composantes harmoniques fortement dominantes. Dans ce cas, les méthodes d'AMO classiques peuvent échouer à identifier les modes structuraux. L'inconvénient majeur de ces approches classiques réside dans le fait que le résultat identifié contient à la fois les modes propres et des modes supplémentaires (composantes harmoniques, dus au bruit, etc,...). Nous proposons l'utilisation de la méthode d'AMO basée sur la fonction de transmissibilité afin d'identifier le comportement modal du robot d'usinage ABB IRB 6660. Celle-ci est la seule technique d'AMO indépendante du type d'excitation et ne se basant pas sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc.

Nous présentons tout d'abord une analyse modale expérimentale du robot ABB IRB 6660 dans le but d'obtenir une base modale de référence du robot. Afin de tenir compte du comportement dynamique fortement anisotrope des robots sériels, celle-ci est menée pour différentes configurations du robot à l'arrêt. Comme précédemment, l'AME est conduite en investiguant la méthode PolyMAX. Nous appliquons ensuite la méthode d'AMO basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) afin d'identifier les paramètres modaux du robot en service. L'étude est également menée pour différentes configurations du robot afin d'investiguer l'évolution du comportement modal.

## 4.2 Présentation du robot d'usinage «ABB IRB 6660»

Nous présentons dans un premier temps les différents composants de la cellule développée pour l'usinage et implantée sur la plate-forme technique de SIGMA. La cellule est constituée d'un robot ABB IRB 6660 et d'un robot PKM Tricept T606 associés à une track linéaire portant une table rotative Tilting à deux axes (figure 4.1).

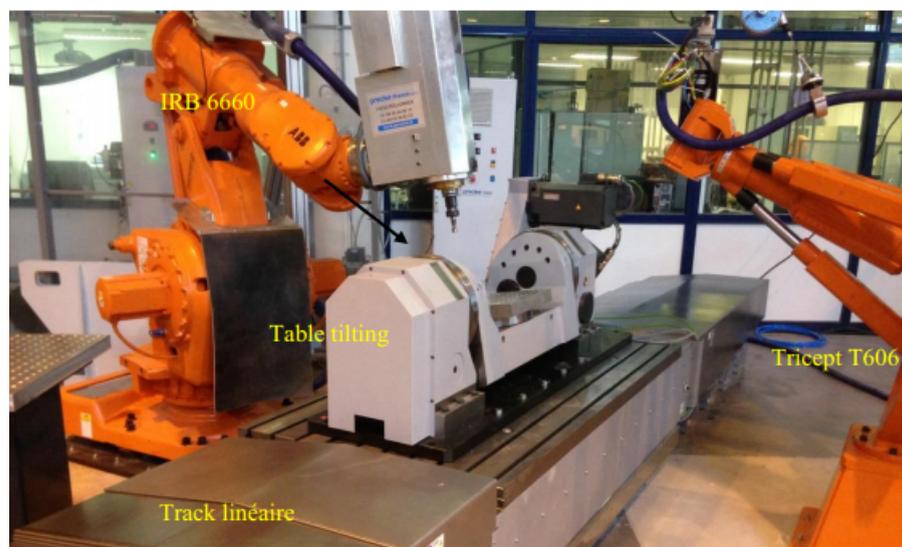


FIGURE 4.1. *Vue en perspective de la cellule robotisée d'usinage [Cousturier, 2017]*

Dans le cadre de nos travaux, nous nous intéressons uniquement au robot ABB IRB 6660. Ce robot, dédié à l'usinage, possède une sous-structure à parallélogramme. Il est composé de 9 liaisons et de 9 éléments (figure 4.2). Il comporte 6 liaisons actives de coordonnées  $q = [q_1 \dots q_6]$  et 3 liaisons passives notées ( $q_{p1}$ ,  $q_{p2}$  et  $q_{p3}$ ). Ce robot a été conçu pour répondre à des exigences de compacité, de robustesse et de sollicitation par des efforts importants et variables représentatifs d'une opération d'usinage. L'avantage de ce robot vis-à-vis d'une machine-outil repose sur son espace de travail important tout en respectant une certaine capacité de charge (le robot ABB IRB 6660 a un rayon d'action de 1,9 m et une capacité de charge de 205 Kg).

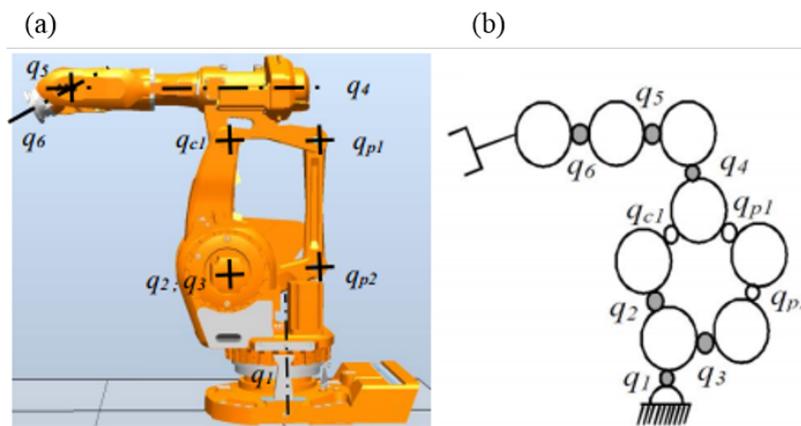


FIGURE 4.2. (a) Robot hybride à structure mécanique à parallélogramme, (b) graphe des liaisons [Subrin, 2013]

Le robot ABB IRB 6660 est un robot sériel à 6 degrés de liberté avec six liaisons motorisées et trois liaisons non motorisées comme présenté à la figure 4.3.

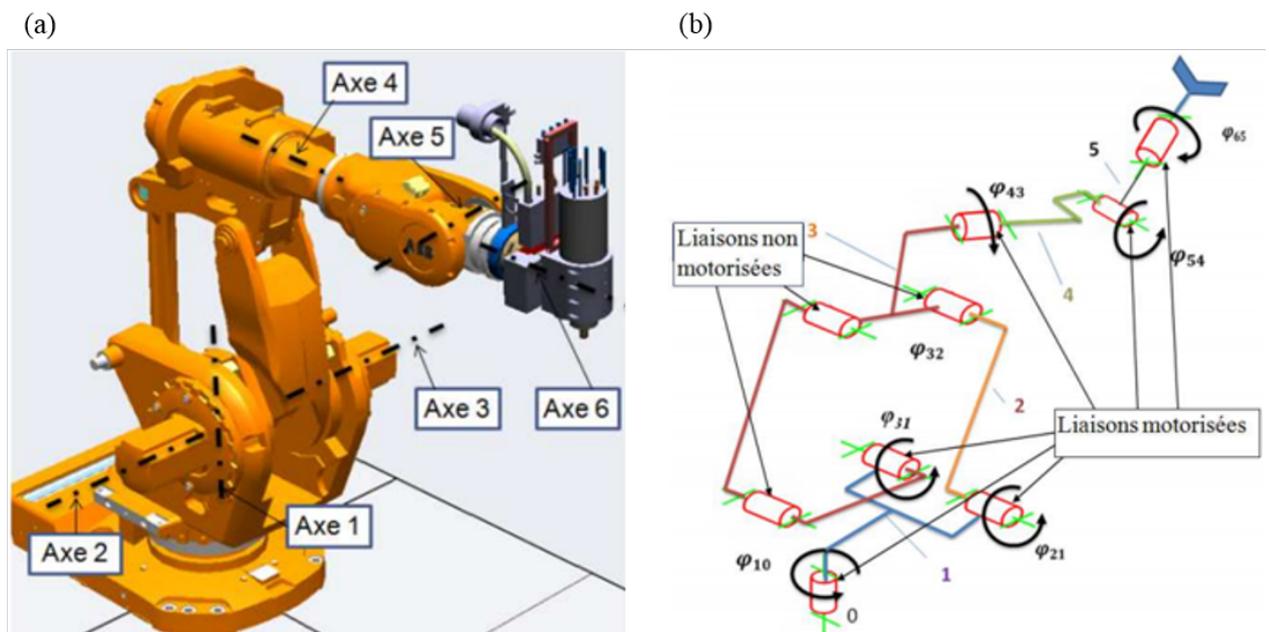


FIGURE 4.3. (a) Modèle CAO du robot ABB IRB 6660 représentant les liaisons, (b) Schéma cinématique du robot [Subrin, 2013]

## 4.3 Modèle de référence par analyse modale expérimentale

### 4.3.1 Protocole expérimental

Le robot ABB IRB 6660 est équipé d'une broche au niveau du dernier axe afin de pouvoir réaliser des opérations d'usinage. C'est une électrobroche d'Usinage à Grande Vitesse (UGV) FISCHER MFW 1412/36 ayant une puissance de 15.2 kW et une vitesse maximale de 36000 tr/min. Nous proposons un protocole expérimental afin de suivre l'évolution du comportement modal du robot ABB IRB 6660 en statique, dans différentes configurations représentatives de positions d'usinage potentielles dans son espace de travail. Comme nous l'avons présenté au chapitre 1, l'extension du bras et la configuration du poignet influent sur la rigidité du robot. La structure cinématique de la cellule d'usinage nous permet d'investiguer le comportement du robot pour différentes configurations. Pour la suite de l'étude, nous considérons quatre positions de la track portant la pièce, correspondant à quatre configurations d'extension du bras (figure 4.4).

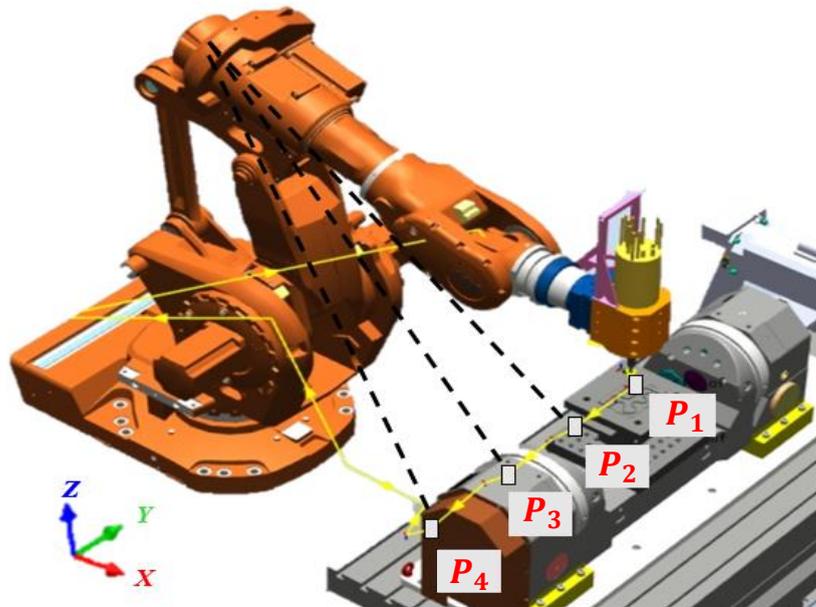


FIGURE 4.4. Positions du TCP (Tool Center Point) correspondant à quatre positions de la track linéaire

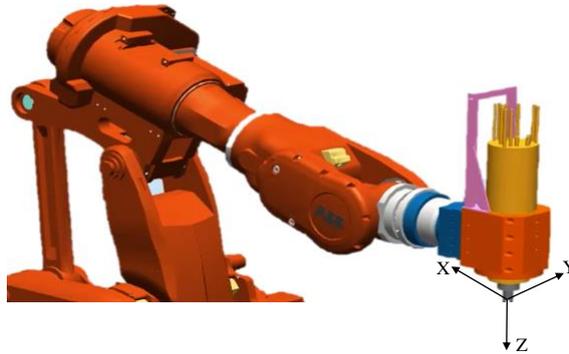
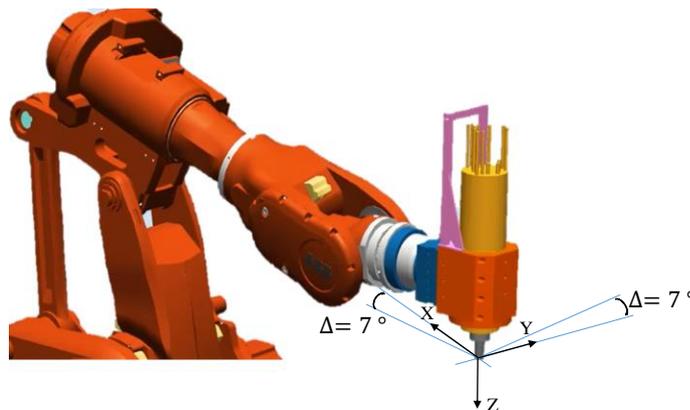
Les coordonnées du TCP pour les quatre positions, exprimées dans le repère  $R_0$ , sont présentées dans le tableau 4.1.

TABLEAU 4.1. Coordonnées du TCP dans le repère  $R_0$ 

Position	$X$ (mm)	$Y$ (mm)	$Z$ (mm)
$P_1$	1694	0	1155
$P_2$	1694	-299	1155
$P_3$	1693	-619	1155
$P_4$	1693	-980	1155

Pour chaque position du TCP, trois configurations du poignet sont considérées. L'étude porte donc sur douze configurations, dont les valeurs articulaires sont présentées dans le tableau 4.2. Les trois configurations du poignet sont obtenues par une orientation d'angle  $\Delta$  de la broche autour de son axe de rotation (figure 4.5, figure 4.6, figure 4.7) telles que :

- Configuration 1 :  $\Delta = 0^\circ$
- Configuration 2 :  $\Delta = 7^\circ$
- Configuration 3 :  $\Delta = 20^\circ$

FIGURE 4.5. Robot en Configuration 1 :  $\Delta = 0^\circ$ FIGURE 4.6. Robot en Configuration 2 : Réorientation de  $7^\circ$  autour de l'axe de la broche

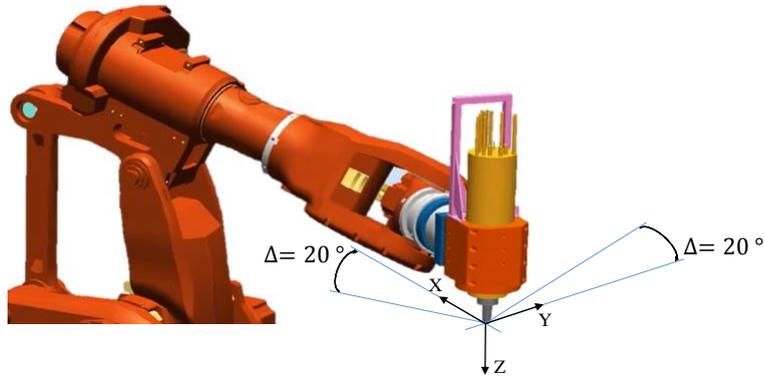


FIGURE 4.7. Robot en Configuration 3 : Réorientation de 20° autour de l'axe de la broche

TABLEAU 4.2. Valeurs articulaires des douze configurations du robot

Position	Configuration	$\varphi_{10}(\text{°})$	$\varphi_{21}(\text{°})$	$\varphi_{32}(\text{°})$	$\varphi_{43}(\text{°})$	$\varphi_{54}(\text{°})$	$\varphi_{65}(\text{°})$
<b>P<sub>1</sub></b>	<b>1</b>	0	-4.5	18.0	0	-18.0	0
	<b>2</b>	3.4	-4.4	18.0	10.8	-18.3	-10.5
	<b>3</b>	13.2	2	18.1	68.4	-41.6	-62.2
<b>P<sub>2</sub></b>	<b>1</b>	-9.9	-2.4	18.1	0	-18.1	0
	<b>2</b>	-6.6	-2.2	18.1	10.6	-18.4	-10.3
	<b>3</b>	2.9	4.0	18.1	68.3	-41.4	-62.2
<b>P<sub>3</sub></b>	<b>1</b>	-20.0	4.1	18.0	0	-18.0	0
	<b>2</b>	-16.9	4.3	18.0	9.8	-18.3	-9.5
	<b>3</b>	-7.8	10.5	17.4	68.4	-40.4	-62.6
<b>P<sub>4</sub></b>	<b>1</b>	-30	16.8	16.3	0	-16.3	0
	<b>2</b>	-27.2	17	16.3	9.7	-16.5	-9.5
	<b>3</b>	-19	23.4	14.6	70.8	-38.4	-66.2

### 4.3.2 Identification des paramètres modaux en statique

L'analyse modale expérimentale est effectuée en utilisant un marteau d'impact (PCB Piézoélectrique, modèle 086D05) comme source d'excitation. L'outil utilisé est la même fraise de diamètre 16 mm à 3 dents montée en pince. Comme précédemment, cinq chocs au marteau sont appliqués au bout d'outil à chaque test modal. Le traitement des données est réalisé sur la moyenne des signaux acquis.

Les FRFs expérimentales de l'ensemble du robot-broche-outil sont obtenues en appliquant deux excitations, avec le marteau d'impact, en bout d'outil suivant les deux directions  $X$  et  $Y$  séparément. La réponse vibratoire est mesurée suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ , par quatre accéléromètres unidirectionnels (PCB Piézoélectrique, Modèle 333C68) installés sur l'outil et en nez de la broche comme illustré à la figure 4.8.

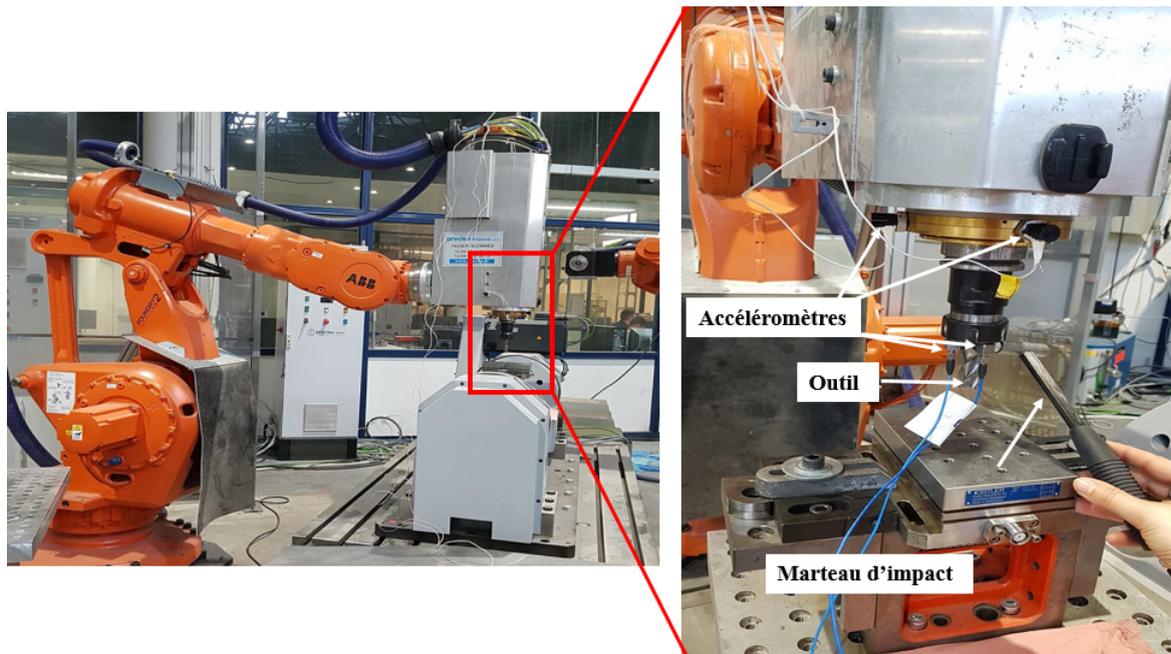


FIGURE 4.8. Test au marteau d'impact et emplacement des accéléromètres

Douze configurations sont considérées afin de suivre l'évolution du comportement dynamique du robot en fonction de sa configuration dans l'espace de travail. Pour chaque configuration du robot, deux tests au marteau (essai 1 et 2) sont menés (figure 4.9).

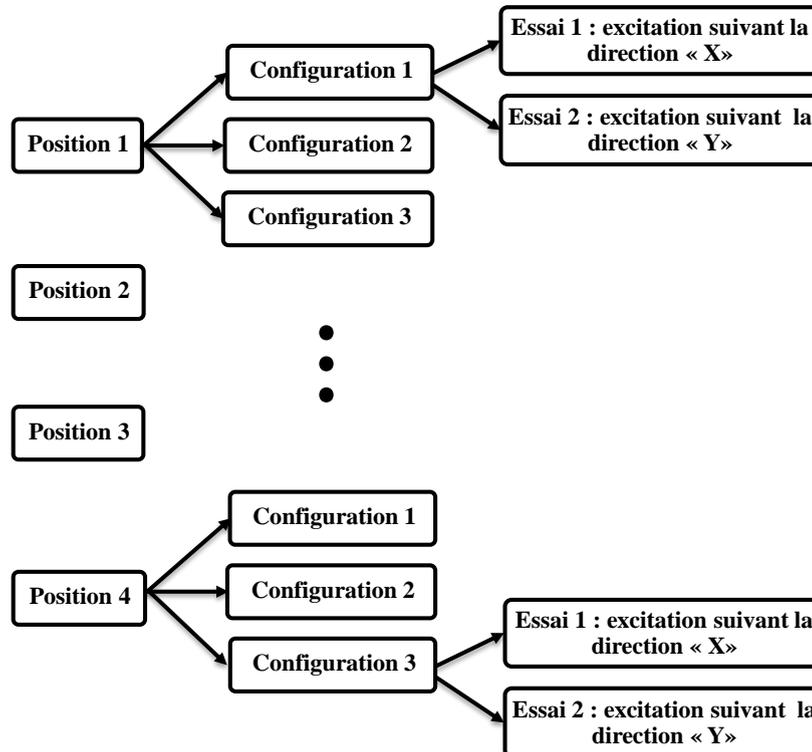


FIGURE 4.9. Protocole expérimental lors de l'AME du robot ABB IRB 6660

Lors du premier test, l'excitation par marteau est appliquée en bout d'outil dans la

direction  $X$ , et le deuxième essai consiste à appliquer l'excitation en bout d'outil dans la direction  $Y$ . Pour chaque essai, les réponses des quatre accélérations en nez de broche et en bout d'outil sont enregistrées simultanément suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ .

#### 4.3.2.1 Identification des modes liés au comportement dynamique de la broche

La première étape consiste de séparer les modes liés à la broche à ceux liés à la structure du robot. La figure 4.10 illustre les FRFs  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$  mesurées en bout d'outil tout en changeant la configuration du robot. Les deux modes ayant les fréquences propres 830 Hz et 1389 Hz ne changent pas avec l'évolution de la configuration du robot. Ceci nous emmène à penser que ces deux modes sont liés au comportement de la broche.

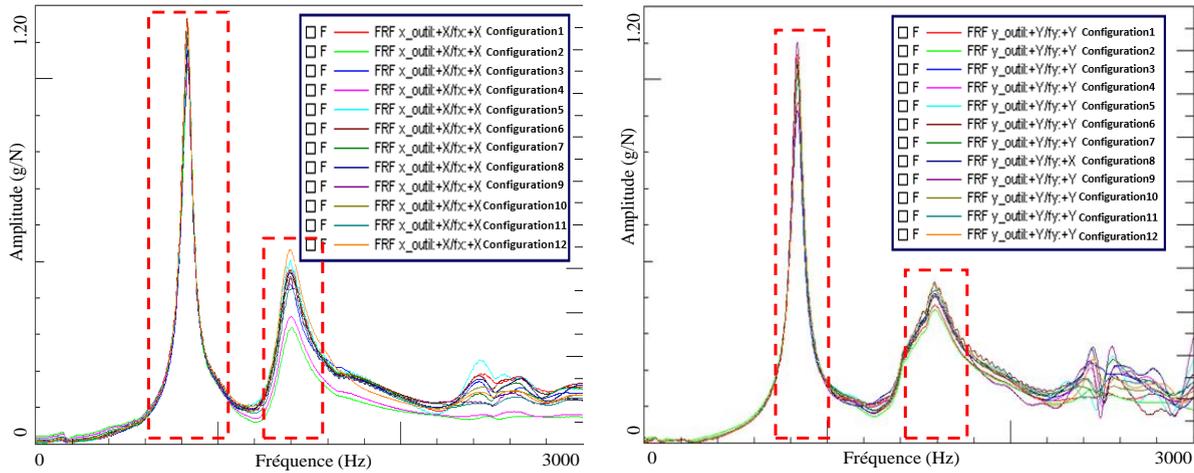


FIGURE 4.10. Les FRFs  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$  mesurées en bout d'outil pour 12 configurations de l'ensemble robot-broche-outil

Moussavi et al. ont conduit une analyse modale du robot ABB IRB 6660 sans la broche [Moussavi, 2016]. Les résultats obtenus montrent que ces deux fréquences (830 Hz et 1389 Hz) n'apparaissent que si la broche est montée sur le robot. Ce qui signifie que ces deux modes sont liés au comportement de l'ensemble broche-outil.

#### 4.3.2.2 Sélection des FRFs les plus fiables et choix de la plage de fréquences

La figure 4.11 présente deux FRFs mesurées en nez de la broche et en bout d'outil. La FRF mesurée en bout d'outil montre que le premier mode de broche, de fréquence 830 Hz, domine tous les modes qui sont juste au-dessous. À partir de la FRF mesurée en nez de la broche, l'amplitude du premier mode de broche diminue. D'autre part, nous observons l'apparition de modes dans l'intervalle de fréquences  $[0, 830 \text{ Hz}]$ , au-dessous de la fréquence du premier mode de la broche (figure 4.11a).

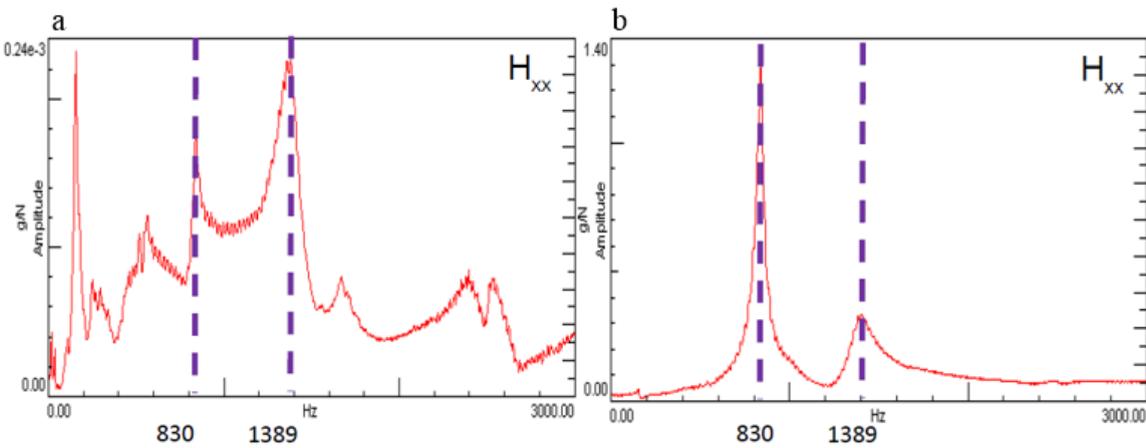


FIGURE 4.11. (a) FRF mesurée en nez de la broche, (b) FRF mesurée en bout d'outil

À l'issue de ces observations et afin de bien identifier les paramètres modaux du robot, nous poursuivons donc l'AME en considérant les FRFs mesurées en nez de broche sur la bande fréquentielle [0 600 Hz].

La figure 4.12 illustre les FRFs  $H_{XX}$  mesurées pour les trois configurations du robot en position 1. Le changement de la configuration du robot a permis de bien exciter les modes du robot.

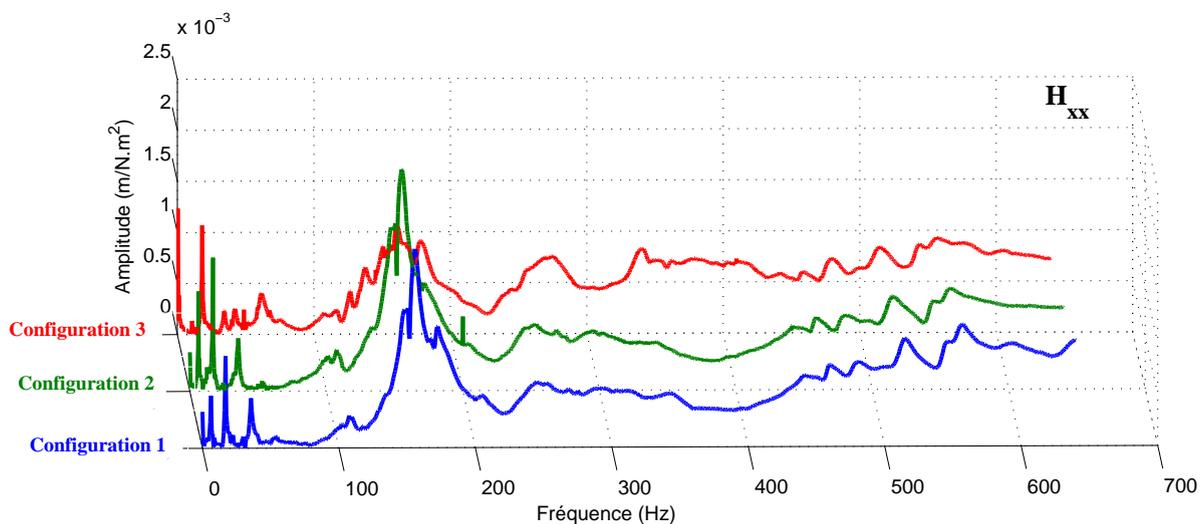


FIGURE 4.12. Variation de la Résultat FRF  $H_{xx}$  mesurée en nez de la broche pour les trois configurations du robot en position 1

On observe l'apparition et la disparition de pics de fréquences relatifs à des modes. Cela signifie que le changement de la configuration du robot change les propriétés modales et le comportement vibratoire de la structure. Les paramètres modaux identifiés pour chaque configuration à partir de  $H_{xx}$ , en utilisant la méthode PolyMAX, sont présentés dans le tableau 4.3.

TABLEAU 4.3. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de  $H_{xx}$  pour les trois configurations du robot en position 1*

Mode	Configuration 1		Configuration 2		Configuration 3	
	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)
1	16.87	0.74	17.25	2.40	18.02	0.91
2	35.61	2.64	35.38	1.92	34.27	2.06
3	---	---	---	---	41.97	3.27
4	---	---	---	---	61.24	3.58
5	107.28	0.13	107.43	0.87	115.08	0.18
6	---	---	---	---	137.11	1.89
7	155.37	2.54	155.08	2.24	158.54	0.95
8	172.22	1.50	171.62	1.00	179.12	3.51
9	204.09	1.72	199.57	1.59	---	---
10	246.58	0.75	252.48	1.17	---	---
11	---	---	---	---	273.10	0.65
12	---	---	300.62	0.22	---	---
13	346	2.52	359.37	0.57	341.43	1.73
14	457.60	0.56	456.65	0.55	458.81	0.32
15	513.24	0.95	515.97	1.05	516.67	0.96
16	552.59	1.13	554.22	0.91	557.97	0.34

Les résultats montrent que la configuration 3 du robot laisse apparaître plus de modes (13 modes sur 16). Ceci peut être lié au fait que le robot se trouve dans une configuration de meilleure rigidité [Cousturier, 2017].

Les tableaux 4.4 et 4.5 présentent les fréquences propres et les taux d'amortissement identifiés en configuration 1 pour les quatre positions du robot ( $P_1, \dots, P_4$ ) obtenus à partir des deux FRFs  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$ .

TABLEAU 4.4. *Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de  $H_{xx}$  en configuration 1*

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)						
1	16.87	0.74	18,62	0.93	18.41	0.90	20.39	0.44
2	35.61	2.64	35.98	1.97	35.20	2.09	36.25	1.71
3	107.28	0.13	107.79	0.72	107.56	0.42	112.73	4.88
4	155.37	2.54	155.62	2.18	156.06	2.56	157.72	2.44
5	172.22	1.50	173.64	1.31	171.87	2.39	173.05	2.25
6	204.09	1.72	204.49	1.21	202.91	1.62	203.03	1.95
7	246.58	0.75	258.14	2.90	252.31	0.76	258.96	2.23
8	---	---	---	---	---	---	301.32	0.58
9	346	2.52	348.44	0.98	343.60	2.04	342.2	0.53
10	457.60	0.56	460.11	0.12	457.36	0.52	457.22	0.53
11	513.24	0.95	511.12	1.06	515.91	1.07	511.23	1.08
12	552.59	1.13	552.53	1.10	556.62	1.32	552.45	1.14

TABLEAU 4.5. Fréquences propres et taux d'amortissement identifiés à partir de  $H_{yy}$  en configuration 1

Mode	Position 1		Position 2		Position 3		Position 4	
	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)						
1	11.09	1.70	11.06	1.47	11.09	1.81	10.30	2.01
2	16.98	1.25	18.17	1.26	18.29	0.72	---	---
3	23.54	1.44	23.44	0.91	23.39	0.32	24.15	0.31
4	43.30	3.69	45.28	4.35	46.33	4.26	46.50	3.58
5	61.09	3.40	62.58	4.65	62.95	4.73	62.94	4.85
6	136.76	3.11	137.61	3.12	138.54	2.90	139.48	2.51
7	155.08	2.24	155.15	2.13	155.57	2.31	156.4	2.21
8	177.71	4.40	179.35	4.12	179.28	3.75	178.89	3.87
9	---	---	---	---	---	---	210.82	0.75
10	213.09	2.26	213.39	2.29	217.58	2.30	221.85	0.21
11	285.25	5.16	280.23	0.55	282.5	0.97	283.87	1.04
12	359.37	0.57	359.54	0.49	359.56	0.59	360.50	0.70
13	407.62	1.01	403.56	0.71	403.56	0.69	403.53	0.66
14	457.66	0.59	449.48	2.52	440.86	0.62	447.54	1.01
15	511.65	0.96	509.99	0.86	510.2	1.08	510.55	1.22
16	553.82	0.99	545.64	1.16	542.47	1.40	---	---

Afin de suivre l'évolution du comportement modal du robot en fonction de sa configuration, nous avons identifié les modes propres du robot pour les quatre positions et les trois configurations. Pour quantifier la variation des valeurs des fréquences propres pour chaque configuration du robot en fonction de sa position, l'écart type relatif  $\varsigma$  est calculé comme suit [Mejri, 2016] :

$$\varsigma = \frac{\sigma * 100}{\mu} \quad (4.1)$$

avec :

$\sigma$  est l'écart type

$\mu$  est la valeur moyenne

La figure 4.13 présente l'évolution des fréquences propres, correspondant aux sept premiers modes du robot pour les quatre positions et les trois configurations. Ces modes sont retenus, car ils sont systématiquement présents dans les douze configurations considérées du robot. Pour chaque mode :

- Les croix ( $\mathbf{x}$ ) représentent la fréquence propre identifiée lorsque le robot est en configuration 1 pour les quatre positions.
- Les triangles ( $\Delta$ ) représentent la fréquence propre identifiée lorsque le robot est en configuration 2 pour les quatre positions.
- Les carreaux ( $\square$ ) représentent la fréquence propre identifiée lorsque le robot est en configuration 3 pour les quatre positions.

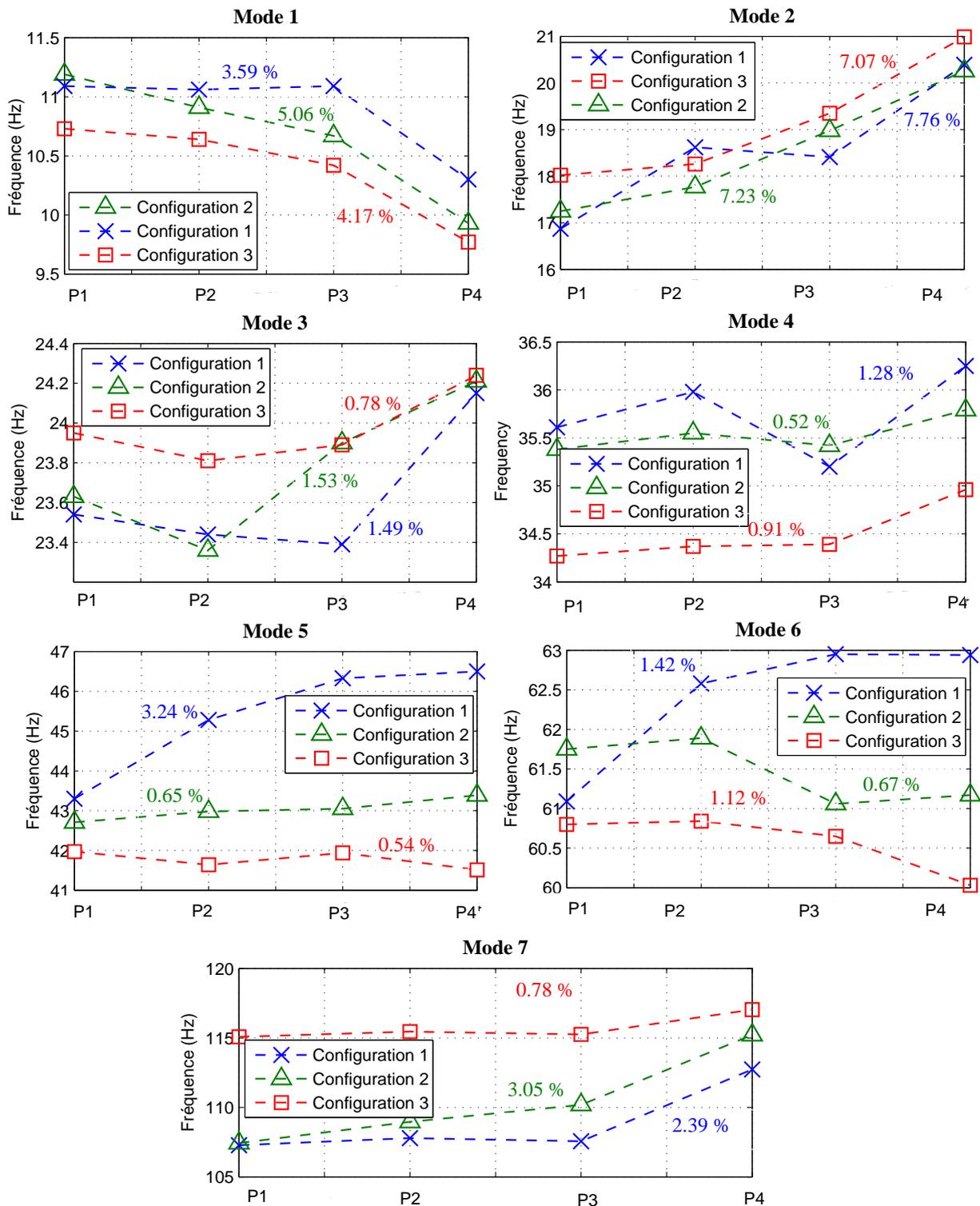


FIGURE 4.13. Évolution des sept premières fréquences propres du robot pour les quatre positions et les trois configurations

Les résultats montrent que :

- Les pourcentages de variation des fréquences propres des modes considérés varient de 0.54 % à 7.76 %.
- La configuration 3 du robot présente dans l'ensemble moins de variation des fréquences

propres. Ces résultats sont intéressants et sont à rapprocher des travaux précédents [Cousturier, 2017] qui montrent que le robot est dans une configuration de meilleure rigidité.

- La configuration 1 montre la plus forte variation en fréquences par rapport aux deux autres configurations considérées du robot. De même, ces résultats sont à rapprocher des travaux précédents [Cousturier, 2017] du fait que le robot est dans une configuration de moindre rigidité.

Bien que le nombre des essais d'AME réalisés ne soit pas suffisant pour en tirer des conclusions, il semble qu'il y a une relation entre l'amplitude de variation des fréquences propres et la configuration plus ou moins rigide du robot.

## 4.4 Analyse modale opérationnelle du robot d'usinage en service

### 4.4.1 Protocole expérimental

La figure 4.14 présente les différentes trajectoires d'usinage parcourues dans le cadre de l'AMO. Deux trajectoires sont parcourues suivant deux configurations proches de la configuration 1 et la configuration 3 définies précédemment (variation en continu des valeurs articulaires).

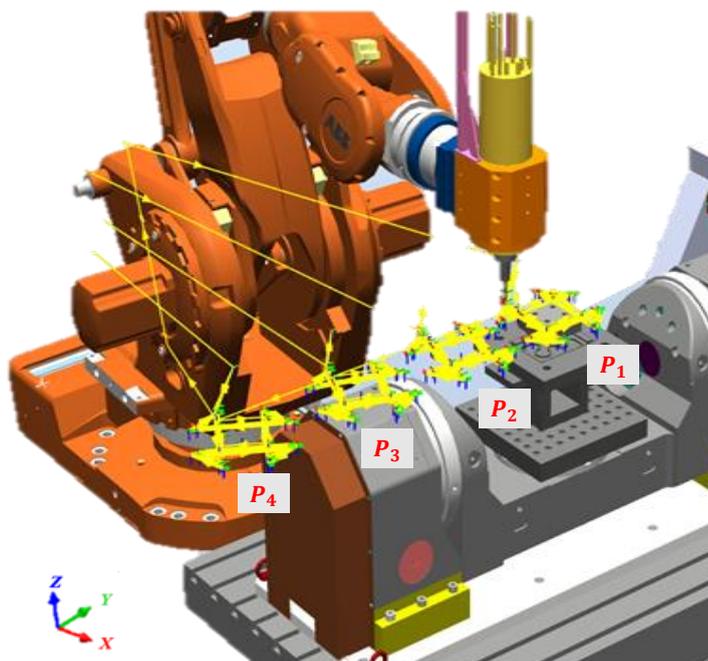


FIGURE 4.14. *Trajectoire linéaire d'usinage sélectionnée*

À chaque trajectoire d'usinage, quatre passes d'usinage sont réalisées. Le repère du centre de la pièce à usiner est confondu avec les quatre positions du TCP ( $P_1, \dots, P_4$ ). Une trajectoire d'usinage est décrite à la figure 4.15.

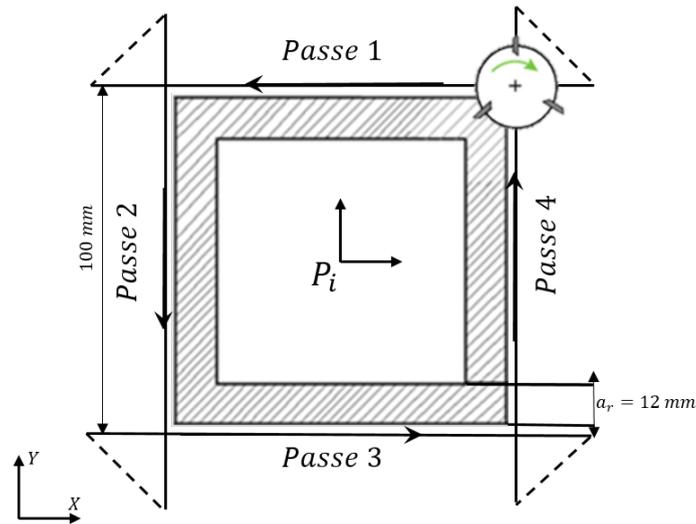


FIGURE 4.15. *Essai d'usinage considérée*

Un essai d'usinage comporte deux passes suivant la direction d'avance  $X$  (Passe 1 et Passe 3) et deux passes suivant la direction d'avance  $Y$  (Passe 2 et Passe 4) correspondant aux directions  $X$  et  $Y$  de l'AME. Ce choix nous permet de comparer des résultats obtenus lors de l'AMO avec la base modale de référence. Les conditions d'essai sont identiques à celles considérées sur la machine-outil HURON KX15. Les pièces d'essai sont en alliage d'aluminium 2017a (AU4G) de 100 mm de côté. Chaque passe d'usinage est réalisée en opposition avec un engagement radial  $a_r = 10$  mm et un engagement axial  $a_p = 3$  mm.

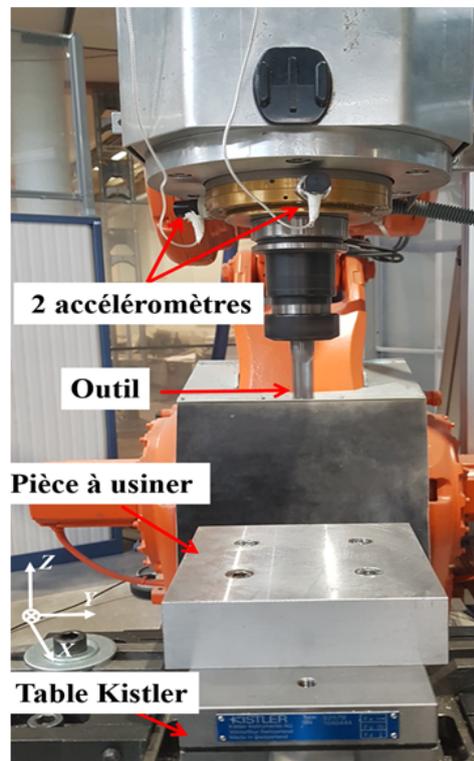


FIGURE 4.16. *Montage expérimental lors de l'AMO du robot ABB IRBB 6660*

L'outil est la fraise en carbure de diamètre 16 mm à 3 dents tournant à une vitesse de

rotation égale à 10000 tr/min. C'est le même outil qui a été utilisé lors des tests de sonnage avec le marteau d'impact pour l'AME. La figure 4.16 illustre le montage expérimental proposé lors de l'AMO et l'emplacement des accéléromètres en nez de la broche.

À chaque passe  $i$ , les accélérations  $x_i(t)$  et  $y_i(t)$  sont mesurées en nez de la broche suivant les deux directions  $X$  et  $Y$ . La figure 4.17 montre l'accélération  $x_1(t)$  mesurée pour la passe 1 suivant la direction  $X$  lorsque le robot est à la position 1 et en configuration 1. Seul le signal correspondant à la zone de coupe stable (hors phase d'engagement et de désengagement de l'outil) sera retenu pour le traitement.

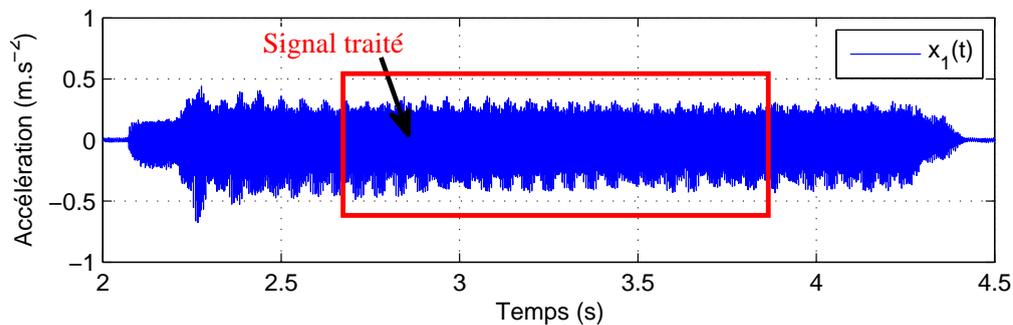


FIGURE 4.17. Accélération mesurée suivant la direction  $X$  durant la passe 1 en position 1 et en configuration 1

Les accélérations mesurées durant les opérations d'usinage sont analysées et traitées, par la suite, par la méthode basée sur les fonctions de transmissibilité (TFB).

#### 4.4.2 AMO du robot par la méthode TFB

Afin d'identifier le comportement modal du robot ABB IRB 6660, la méthode TFB est investiguée. La première étape consiste à filtrer les FFTs des signaux mesurés et à éliminer le bruit en utilisant la technique du fenêtrage et moyennage, illustrée à la figure 4.18. Pour chaque signal temporel, deux paramètres sont définis :

- La longueur de la fenêtre
- Le pourcentage de chevauchement entre deux fenêtres successives

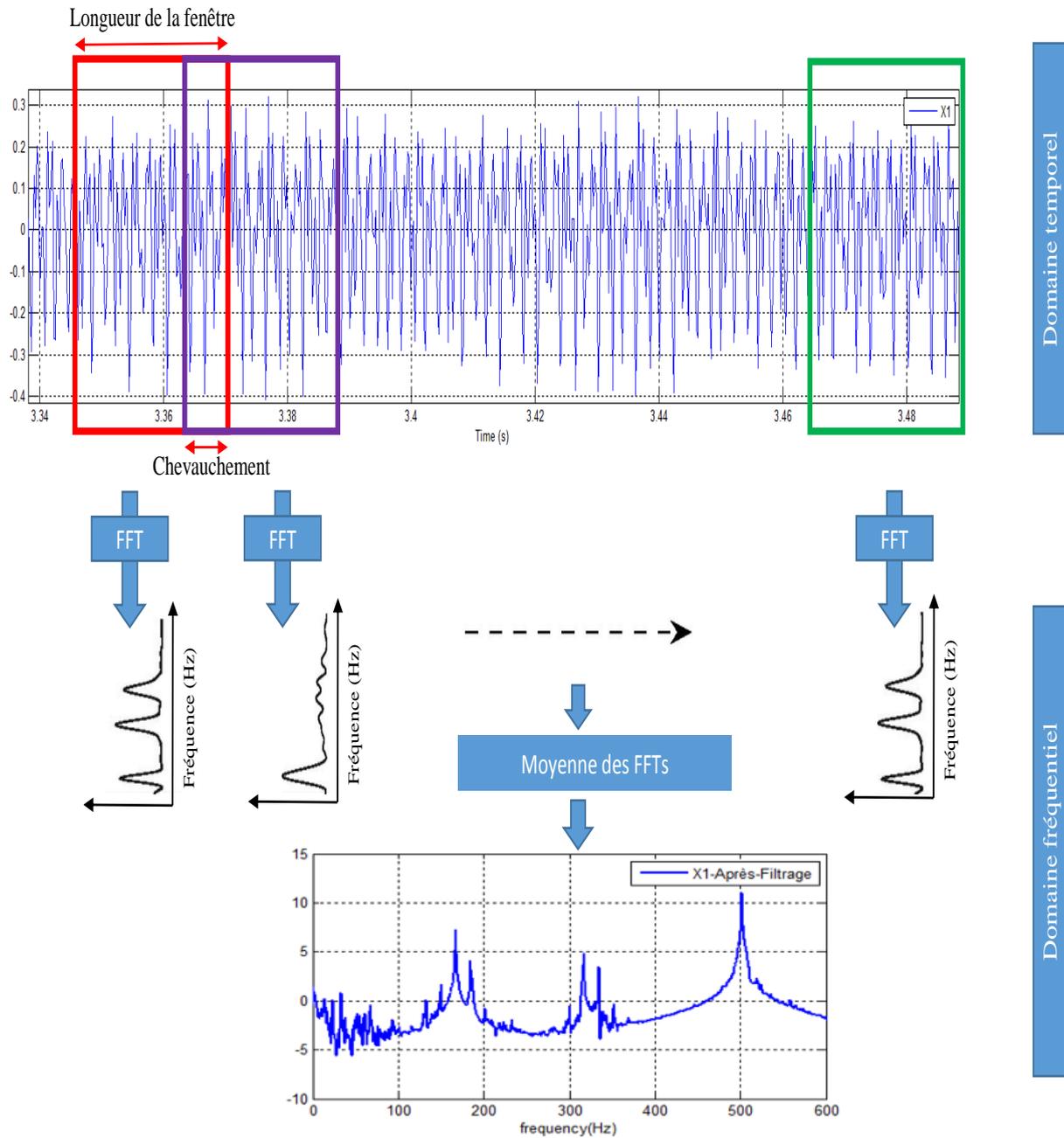
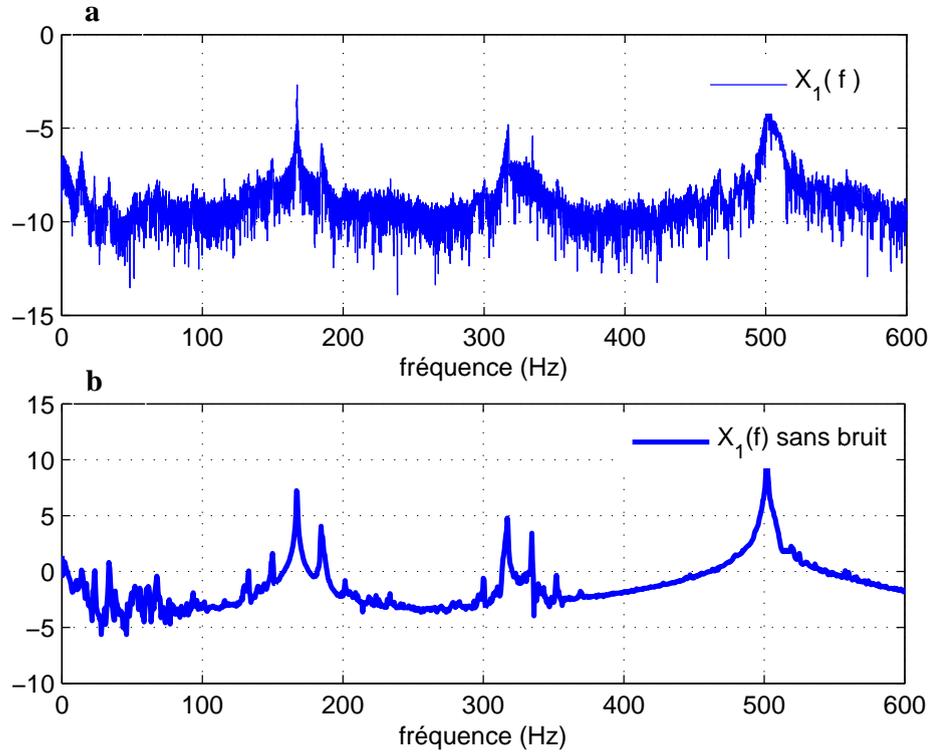


FIGURE 4.18. Filtrage des FFTs des accélérations mesurées par fenêtrage et moyennage

Ensuite, la FFT du signal correspondant à chaque fenêtre est effectuée. La valeur moyenne de la FFT d'un signal aléatoire de type bruit blanc est nulle, d'où l'intérêt de calculer la moyenne des FFTs calculées sur les différentes tranches. Le résultat montre qu'en moyennant les FFTs, on arrive à diminuer le bruit dans la FFT de l'accélération mesurée (figure 4.19).

FIGURE 4.19. (a)  $X_1(f)$  bruitée, (b)  $X_1(f)$  filtrée

#### 4.4.2.1 Calcul des fonctions de transmissibilité

Pour chaque essai, quatre passes d'usinage sont réalisées. En considérant les signaux d'accélération mesurés durant ces quatre passes, quatre fonctions de transmissibilités sont calculées :

$$\begin{cases} T_{xy}^1(f) = \frac{X_1(f)}{Y_1(f)} \\ T_{xy}^2(f) = \frac{X_2(f)}{Y_2(f)} \\ T_{xy}^3(f) = \frac{X_3(f)}{Y_3(f)} \\ T_{xy}^4(f) = \frac{X_4(f)}{Y_4(f)} \end{cases} \quad (4.2)$$

Par la TFB, les modes propres sont identifiés à partir de l'inverse de la fonction de transmissibilité rationnelle  $\Delta T_{ij}^{-1}(s)$  :

$$\Delta T_{ij}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^i(s) - T_{xy}^j(s)}$$

Pour chaque essai d'usinage, nous obtenons donc six fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$  :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{12}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^2(s)} \\ \Delta T_{23}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^2(s) - T_{xy}^3(s)} \\ \Delta T_{34}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^3(s) - T_{xy}^4(s)} \\ \Delta T_{14}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^4(s)} \\ \Delta T_{13}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^1(s) - T_{xy}^3(s)} \\ \Delta T_{24}^{-1}(s) = \frac{1}{T_{xy}^2(s) - T_{xy}^4(s)} \end{array} \right. \quad (4.3)$$

Prenons, par exemple, l'essai d'usinage où le robot est en configuration 1 et en position 1. Les fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$  mesurées lors de cet essai sont présentées à la figure 4.20. L'emplacement des composantes harmoniques est identifié par une ligne interrompue.

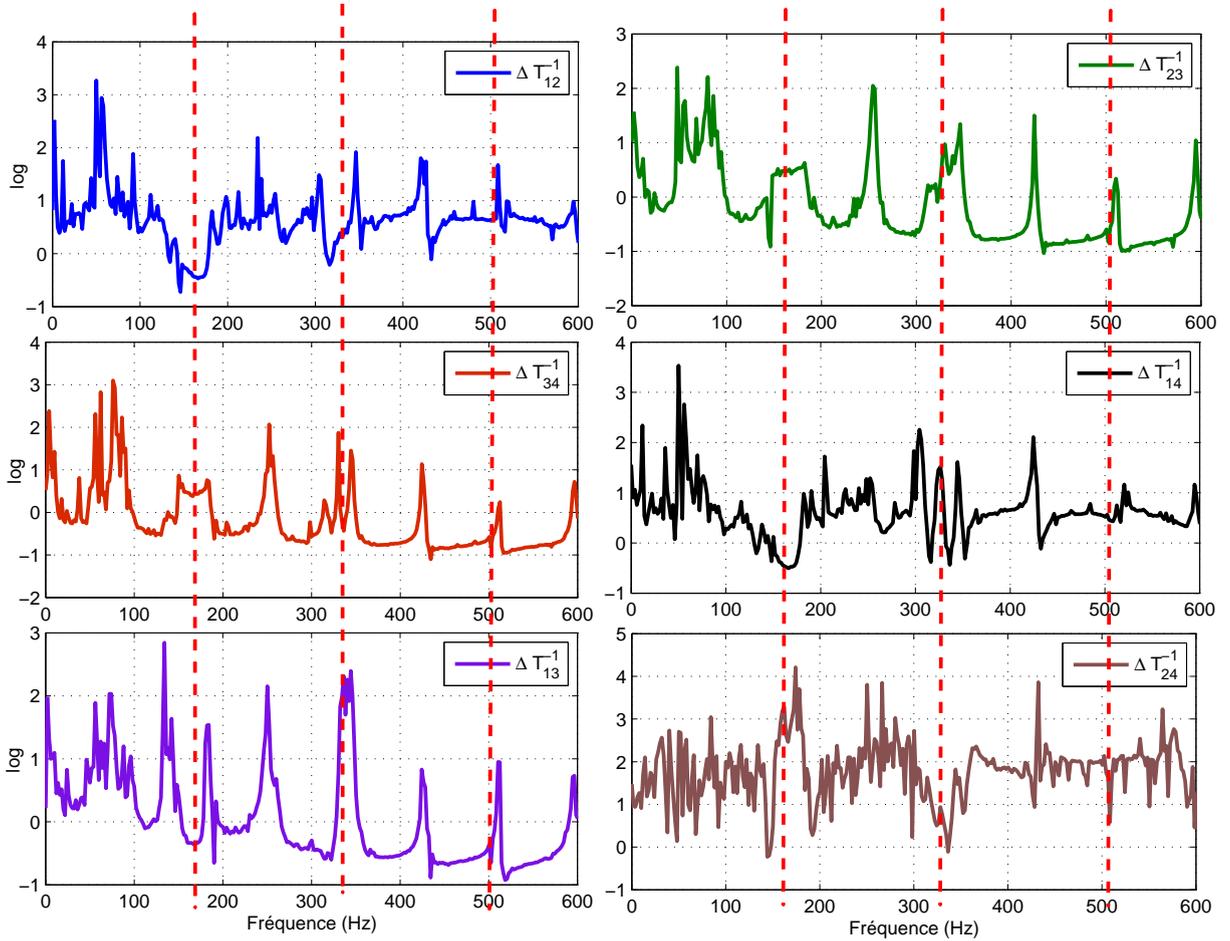


FIGURE 4.20. Fonctions  $\Delta T_{12}^{-1}$ ,  $\Delta T_{23}^{-1}$ ,  $\Delta T_{34}^{-1}$ ,  $\Delta T_{14}^{-1}$ ,  $\Delta T_{13}^{-1}$ ,  $\Delta T_{24}^{-1}$  et emplacement des harmoniques

La présence régulière des composantes harmoniques est réduite dans les fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$ .

On remarque que certains pics des harmoniques ne sont plus présents, par exemple la première harmonique n'apparaît pas dans la fonction  $\Delta T_{12}^{-1}$  (figure 4.20). Au contraire, d'autres composantes harmoniques persistent et elles sont toujours présentes dans les fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$ . Prenons l'exemple de  $\Delta T_{23}^{-1}$  qui contient les deux composantes harmoniques, ayant les fréquences 166 Hz et 332 Hz. Il est donc nécessaire de séparer les modes propres du robot des composantes harmoniques.

#### 4.4.2.2 Diagramme de stabilisation

Le diagramme de stabilisation est un outil de sélection des modes propres du robot, se basant sur le critère de stabilisation des paramètres modaux (fréquence propre et taux d'amortissement) de chaque mode. Si la variation des paramètres modaux ne dépasse pas les tolérances (variation de 5 % en fréquence et 5 % en taux d'amortissement), le pôle est considéré stable, sinon le pôle est instable. Pour une identification fiable et pertinente, la méthode PolyMAX est appliquée sur l'ensemble des six fonctions de transmissibilité rationnelles  $\Delta T_{ij}^{-1}$ . Lors de l'établissement du digramme de stabilité, la somme  $\Delta^{-1}T$  des six fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$  est tracée. La figure 4.21 illustre le digramme de stabilisation, établi pour un ordre variant de 33 à 72. Ce digramme est obtenu suite à l'investigation de la méthode PolyMAX sur les six fonctions de transmissibilité rationnelles, pour le parcours de trajectoire d'usinage en position 1 et en configuration 1.

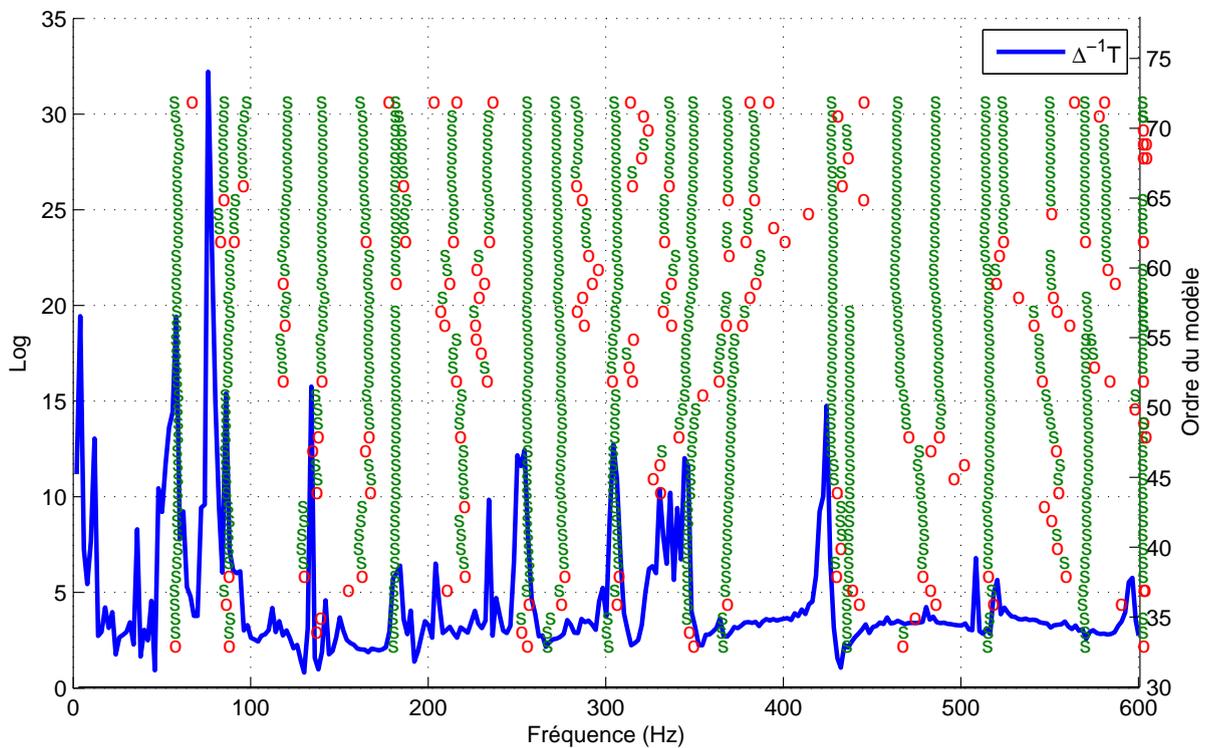


FIGURE 4.21. Diagramme de stabilisation établi par la méthode TFB ( $s$  : pôle stable,  $o$  : pôle non stable)

Le diagramme de stabilisation est utilisé afin d'identifier les pôles physiques et d'écartier les pôles numériques. Cependant, certains modes sont identifiés et vérifient les critères de stabilité en fréquences et en amortissement, bien qu'ils ne soient pas des modes de structure. Ceci est dû en grande partie au fait que les fonctions  $\Delta T_{ij}^{-1}$  contiennent des modes qui ne sont pas liés au comportement modal du robot.

#### 4.4.2.3 Sélection des modes propres du robot via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité

Afin de bien sélectionner les modes propres structuraux du robot et les séparer des composantes harmoniques, nous proposons la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité suivante :

$$\mathbf{T}(s) = \begin{pmatrix} T_{xy}^1(s) & T_{xy}^2(s) \\ T_{xy}^3(s) & T_{xy}^4(s) \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

Les quatre fonctions de transmissibilité, déterminées durant l'essai d'usinage, sont considérées dans la matrice de transmissibilité  $\mathbf{T}$ .

La variation de  $\frac{1}{\sigma_2}$  en fonction de la fréquence est illustrée à la figure 4.22.

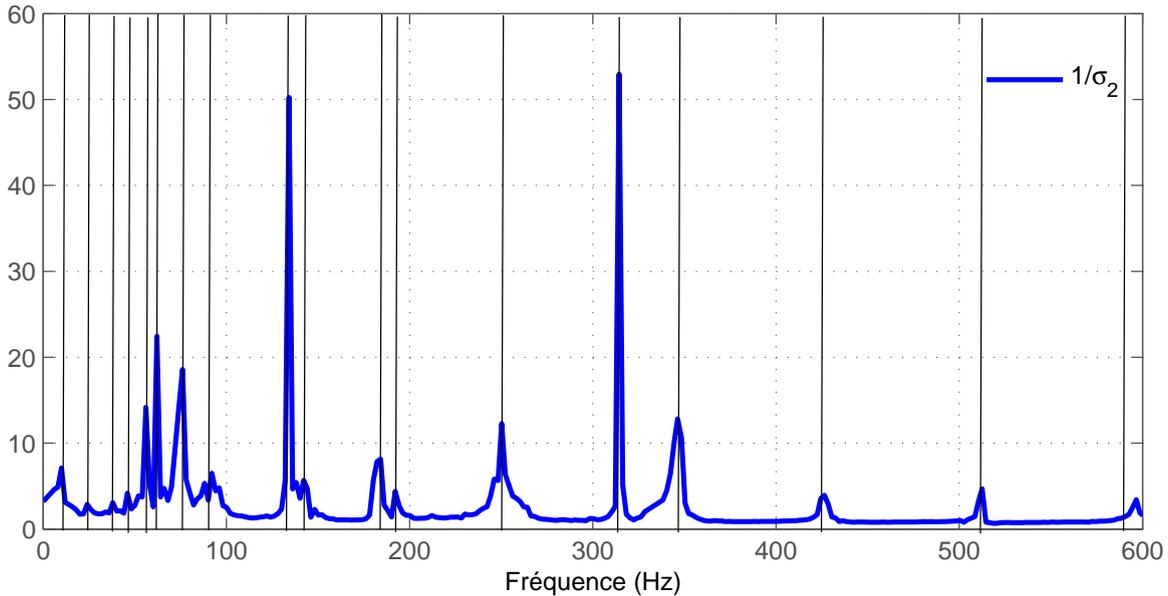


FIGURE 4.22. Sélection des modes propres du robot via la décomposition en valeurs singulières de la matrice de transmissibilité

Les pics de  $\frac{1}{\sigma_2}$  en fonction de la fréquence coïncident avec les fréquences liées aux modes structuraux du robot. Ainsi, à partir de cette courbe, nous obtenons l'information sur l'emplacement des modes propres structuraux du robot. Les paramètres modaux du robot en position 1 et en configuration 1, identifiés sur la plage de fréquences [0 600 Hz] à partir de la méthode TFB, sont présentés dans le tableau 4.6.

TABLEAU 4.6. Paramètres modaux identifiés par la méthode TFB en position 1 et en configuration 1 du robot

Mode	Fréquence (Hz)	Taux d'amortissement (%)
1	10.29	2.54
2	22.69	0.29
3	38.04	0.24
4	49.96	0.45
5	56.98	1.24
6	63.67	3.58
7	75.50	0.48
8	93.67	0.91
9	134.04	0.25
10	141.24	2.55
11	182.37	0.98
12	190.27	0.45
13	252.05	0.31
14	316.48	0.53
15	346.35	0.43
16	424.82	0.31
17	512.25	0.19
18	595.55	0.18

La figure 4.23 présente l'évolution des fréquences propres du robot identifiées en statique par l'AME à partir des deux FRFs  $H_{xx}$  et  $H_{yy}$  et les fréquences propres identifiées lors de l'usinage par l'AMO.

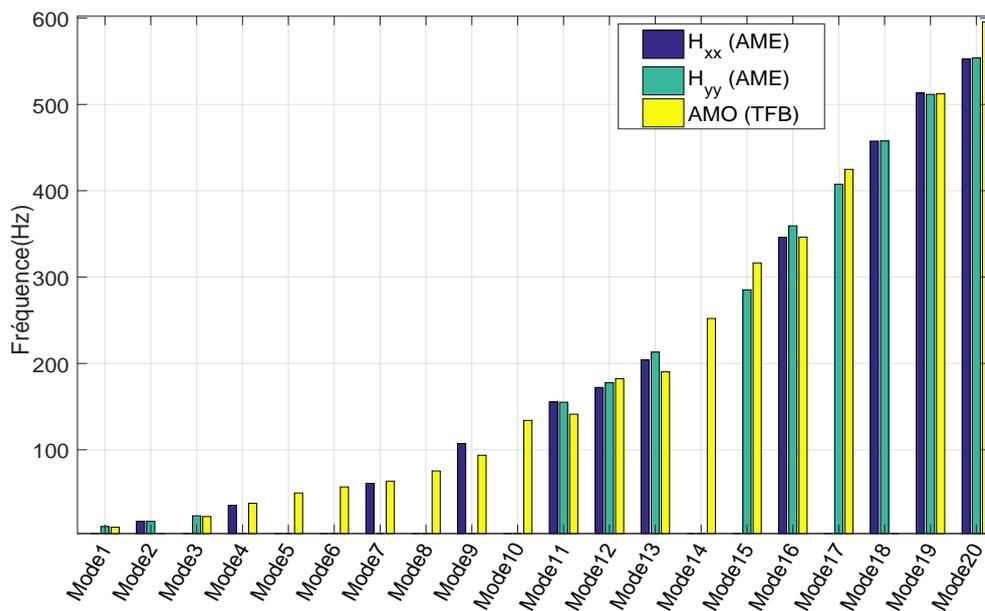


FIGURE 4.23. Évolution des fréquences propres identifiées par l'AME et l'AMO en position 1 et en configuration 1 du robot

Nous réalisons tout d'abord une comparaison entre les fréquences propres identifiées en

usinage et celles identifiées en statique. Une première constatation est faite sur le nombre de modes identifiés. En usinage, 18 modes sur 20 sont obtenus. Cependant, seulement 11 modes sur 20 sont identifiés à partir de la FRF  $H_{xx}$  et 15 modes sont identifiés à partir de la FRF  $H_{yy}$  en statique. L'excitation liée au processus d'usinage permet donc d'identifier un plus grand nombre des modes propres du robot.

Ensuite, nous appliquons la même démarche afin d'identifier les paramètres modaux du robot ABB IRB 6000 pour les trois autres positions ( $P_2$ ,  $P_3$  et  $P_4$ ) en configuration 1. Les fréquences propres et les taux d'amortissement identifiés à chaque position sont présentés en Annexe B dans les tableaux B1, B2 et B3. La figure 4.24 présente l'évolution des modes propres du robot en configuration 1 pour les quatre positions.

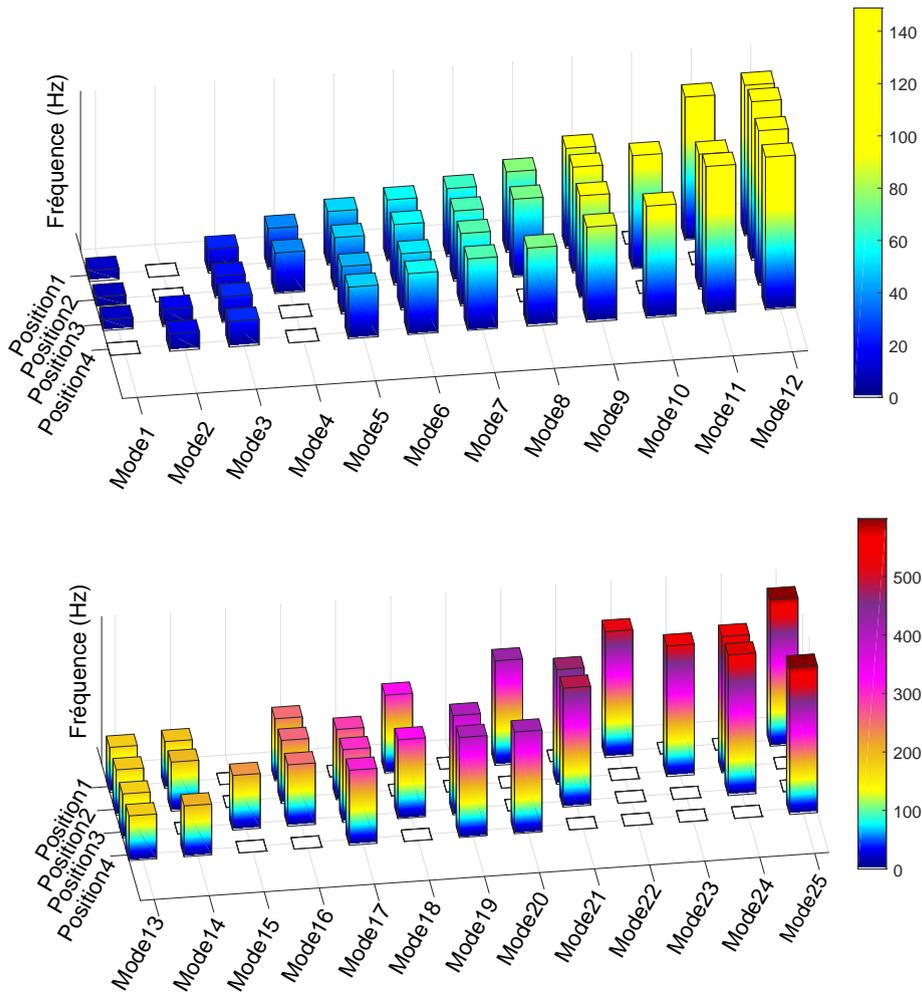


FIGURE 4.24. Évolution des modes propres du robot en fonction de sa position en configuration 1

On observe l'apparition et la disparition de modes propres du robot en configuration 1 pour les quatre positions ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $P_4$ ). Le premier mode est bien excité en position 1, 2 et 3 mais il n'est pas excité lorsque le robot est en position 4. Au contraire, certains

modes sont toujours présents même si la position du robot change, comme les modes 3, 5, 6, 7 et 13. Cela signifie que la configuration influe sur le comportement modal du robot. Nous identifions maintenant les paramètres modaux du robot lors du parcours de la trajectoire d'usinage en configuration 3 pour les quatre positions ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $P_4$ ). Les paramètres modaux identifiés en configuration 3 sont présentés en Annexe B dans les tableaux B4, B5, B6 et B7.

Le tableau 4.7 présente les paramètres modaux identifiés du robot en position  $P_1$  pour les deux configurations 1 et 3.

TABLEAU 4.7. Paramètres modaux du robot identifiés en position 1 en configuration 1 et configuration 3

Mode	Configuration 1		Configuration 3	
	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)	$f$ (Hz)	$\xi$ (%)
1	10.29	2.54	10.31	2.82
2	22.69	0.29	21.00	1.10
3	38.04	0.24	---	---
4	49.96	0.45	47.08	0.49
5	56.98	1.24	---	---
6	63.67	3.58	---	---
7	75.5	0.48	75.86	0.55
8	93.67	0.91	85.90	0.23
9	134.04	0.25	---	---
10	141.24	2.55	142.67	1.46
11	182.37	0.98	178.78	0.17
12	190.27	0.45	---	---
13	---	---	233.87	0.53
14	252.05	0.31	258.24	0.19
15	---	---	292.02	2.34
16	316.48	0.53	317.28	0.17
17	346.35	0.43	343.89	0.87
18	---	---	419.89	2.11
19	424.82	0.31	429.36	1.42
20	512.25	0.19	509.60	0.31
21	595.55	0.18	595.43	0.42

La figure 4.25 présente l'évolution des fréquences de quatre modes propres du robot pour les quatre positions ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ) et les deux configurations (configuration 1 et configuration 3). Nous avons retenu ces modes car ils sont systématiquement présents dans les deux configurations (1 et 3) pour les quatre positions.

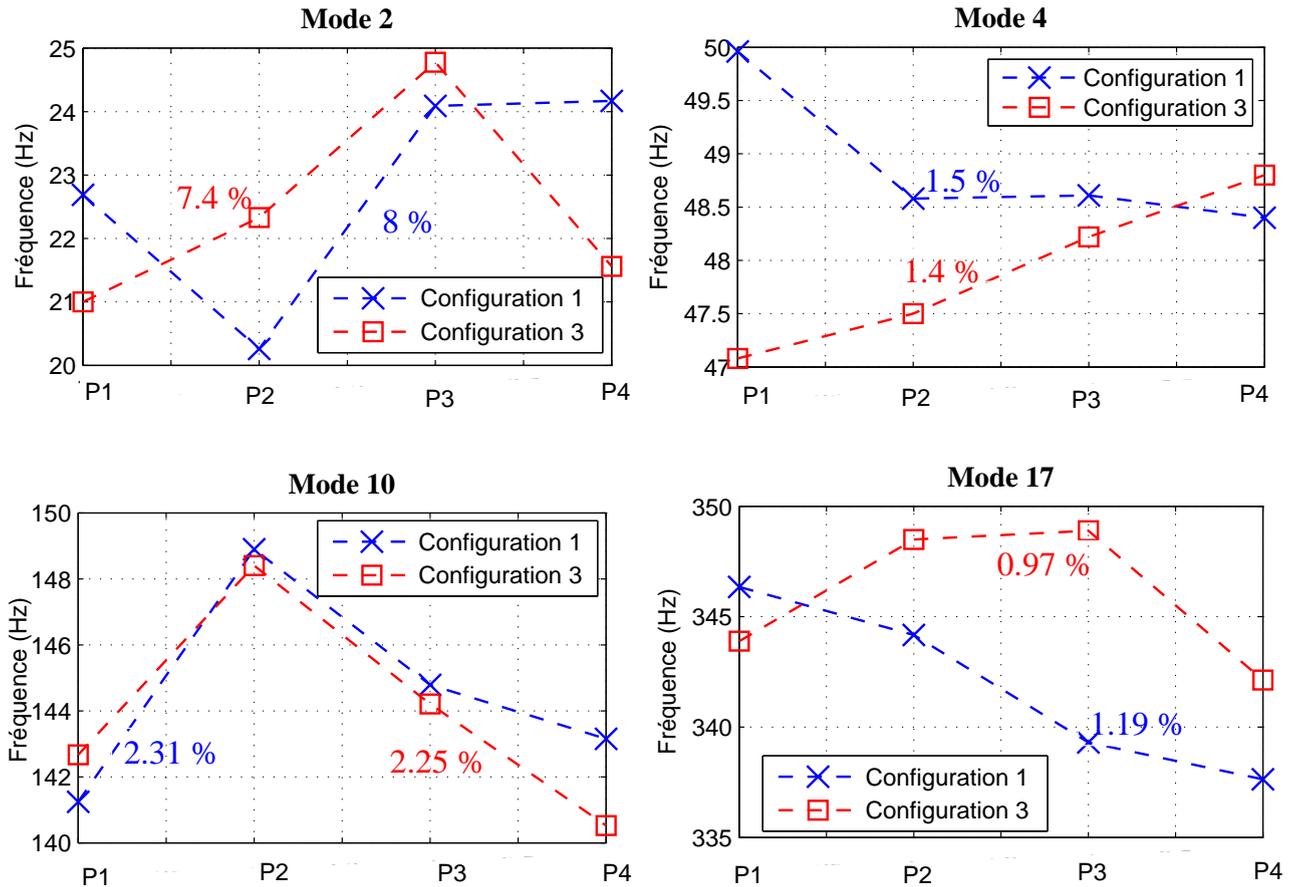


FIGURE 4.25. Évolution des fréquences propres du robot pour les quatre positions et les configurations 1 et 3

Pour chaque mode :

- Les croix (x) représentent la fréquence propre identifiée lorsque le robot est en configuration 1 pour les quatre positions.
- Les carreaux (□) représentent la fréquence propre identifiée lorsque le robot est en configuration 3 pour les quatre positions.

Nous constatons que l'évolution des 4 fréquences propres du robot, lors du parcours de la trajectoire en configuration 3, pour les 4 positions (P1,..., P4), est moins importante (0.97 % à 7.4 %) que pour la configuration 1 (1.19 % à 8 %) et ceci pour chaque fréquence propre. On retrouve donc la même tendance que pour l'évolution des fréquences propres identifiées en statique (Figure 4.13). Il semble que comme précédemment, il y ait une certaine relation entre l'amplitude de variation des fréquences propres du robot et la configuration plus ou moins rigide de celui-ci.

## 4.5 Conclusions

Ce chapitre concerne l'analyse modale opérationnelle (AMO) du robot d'usinage ABB IRB 6660 en service, conduite en utilisant la méthode basée sur la fonction de transmissibilité

(TFB). Cette méthode, par rapport aux autres méthodes d'AMO permet l'identification des paramètres modaux structuraux, indépendamment du type d'excitation, même en présence des harmoniques.

Nous avons tout d'abord conduit une analyse modale expérimentale (AME) du robot en statique pour 12 postures (4 positions et pour chacune d'elle 3 configurations) afin d'établir une base modale de référence. L'analyse des FRFs est réalisée en bout d'outil et en nez de broche et montre une très bonne corrélation de l'identification des modes propres de la broche. Ainsi, les fréquences propres liées au comportement modal de l'ensemble broche-outil sont situées à 830 Hz et 1389 Hz et celles-ci sont les plus dominantes des FRFs. Afin d'analyser les paramètres modaux du robot, nous développons l'AME en nez de broche sur la bande fréquentielle [0 600 Hz] en utilisant la méthode PolyMAX. L'analyse des FRFs montre une évolution des fréquences propres en fonction de la position et de la configuration du robot. On note également que dans la configuration 3 (réorientation de 20° autour de l'axe de broche) correspondant à une configuration de meilleure rigidité du robot, le pourcentage de variation des fréquences propres est moindre que pour les 2 autres configurations.

L'AMO du robot en service est conduite sur 8 essais à partir d'une trajectoire d'usinage générant un embrèvement carré sur une pièce d'essai en alliage d'aluminium 2017a de 100 mm de côté. Le centre de la pièce est mis en correspondance avec les 4 positions et les 2 configurations du robot sont proches de la configuration 1 et la configuration 3 préalablement étudiées. La méthode TFB permet de dissocier les modes propres du robot des différents harmoniques et l'analyse des résultats montre que l'excitation liée à l'usinage fait apparaître plus de modes propres de la structure. L'évolution des fréquences propres en fonction de la position et de la configuration de robot aboutit globalement aux mêmes conclusions que l'AME.

Nous proposons ainsi une procédure robuste, basée sur la méthode TFB, permettant une analyse modale opérationnelle (AMO) du robot en service. Celle-ci permet de suivre l'évolution du comportement modal dans espace de travail de celui-ci.



# Conclusion générale et Perspectives

## Conclusions

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire portent sur le développement d'une méthode d'identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service pour une meilleure maîtrise de leur comportement dynamique. L'identification en continu du comportement dynamique d'une machine s'inscrit pleinement dans les objectifs de l'Usine du Futur. En effet, elle nécessite la gestion et le traitement de grand flux de données numériques mesurées en continu et leur traitement adéquat pour un pilotage intelligent des machines et des robots en service. Ces travaux de thèse sont financés par le programme LabEx IMobS<sup>3</sup> (Innovative Mobility : Smart and Sustainable Solutions) et s'inscrivent dans le défi véhicules et machines intelligents.

Le premier chapitre présente tout d'abord le contexte de la robotisation des opérations d'usinage et quelques avantages des robots par rapport aux machines-outils cartésiennes, comme par exemple un espace de travail plus grand et une flexibilité importante pour un coût d'investissement moindre. Néanmoins, la précision actuelle atteinte par les robots reste en deçà des machines-outils en usinage. De plus, des vibrations se produisent, ce qui dégrade la qualité de surface de la pièce produite. Afin d'en améliorer la capacité, ceci nécessite la connaissance du comportement vibratoire des robots en service. Un premier point concernant les travaux relatifs aux techniques de modélisation des structures robotisées et leurs principaux inconvénients sont présentés. À l'issue de cette étude bibliographique, l'analyse modale opérationnelle (AMO) apparaît comme une alternative très intéressante pour identifier en continu le comportement dynamique d'un robot d'usinage en service. Dans cette optique, les méthodes d'identification modale opérationnelle les plus connues sont recensées. Pratiquement, la présence de fortes excitations harmoniques, lors d'une opération d'usinage, rend les techniques classiques d'AMO inapplicables puisqu'elles se basent généralement sur l'hypothèse d'une excitation de type bruit blanc. Ceci nécessite la mise en place d'une méthode d'AMO qui ne dépend pas du type d'excitation et concerne le cœur de nos travaux.

Le deuxième chapitre est consacré à la détermination d'une méthode d'AMO adéquate pour une application en présence des harmoniques. Une étude comparative de quatre méthodes existantes est conduite, à savoir : la méthode EFDD (Enhanced Frequency Domain Decomposition), la méthode SSI (Stochastic Subspace Identification), la méthode PolyMAX et la méthode TFB (Transmissibility Function Based). Les méthodes EFDD, SSI et la TFB sont tout d'abord appliquées à un système théorique masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté permettant d'évaluer leurs implémentations sur Matlab. Ensuite, les quatre méthodes investiguées sont appliquées à l'identification des paramètres modaux d'une poutre

en console soumise à une excitation aléatoire en présence d'une excitation harmonique fournie par un moteur tournant. Les résultats obtenus montrent que seule la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB) permet de séparer les modes propres de la structure des modes propres provenant d'une excitation harmonique. C'est donc la méthode que nous avons retenue pour une analyse modale opérationnelle des robots d'usinage en service.

Le troisième chapitre concerne l'application de notre démarche à l'analyse du comportement modal de la machine-outil HURON KX15. Cette étape consiste à valider la performance de la méthode sur une machine-outil cartésienne structurellement plus rigide et qui présente des variations de propriétés dynamiques faibles lors du parcours d'usinage d'une pièce comparativement à un robot sériel. En guise de comparaison, les méthodes PolyMAX, EFDD modifiée et la TFB sont investigués. Les résultats montrent la pertinence de la méthode TFB pour identifier les paramètres modaux de la machine-outil même en présence des composantes harmoniques, fortement dominantes, dues à la rotation de la broche.

Le quatrième chapitre est consacré à l'identification modale opérationnelle du robot d'usinage ABB IRB 6660, dont le comportement dynamique est dépendant de sa configuration. Dans un premier temps, une analyse modale expérimentale (AME) est réalisée pour douze configurations différentes du robot (4 positions et pour chacune d'elle 3 configurations du robot correspondant à trois valeurs de la redondance fonctionnelle autour de l'axe de broche d'angle  $\Delta = 0^\circ, 7^\circ$  et  $20^\circ$ ), afin d'obtenir une base modale de référence. Les résultats montrent une relation entre l'évolution des fréquences propres du robot en fonction de sa configuration. Nous avons également observé que pour la configuration 3 ( $\Delta = 20^\circ$ ) correspondant à une configuration de meilleure rigidité du robot, le pourcentage de variation des fréquences propres est moindre que pour les 2 autres configurations. Ensuite, l'AMO du robot en service est conduite sur 8 essais à partir d'une trajectoire d'usinage sur une pièce d'essai. Le centre de la pièce est mis en correspondance avec les 4 positions précédentes et les configurations du robot sont proches des deux configurations définies lors de l'AME ( $\Delta = 0^\circ$  et  $20^\circ$ ). Les résultats obtenus montrent que la méthode TFB permet de dissocier les modes propres du robot des différentes harmoniques et permettent d'établir une base modale du robot montrant l'évolution de son comportement modal en service. L'évolution des fréquences propres en fonction de la position et de la configuration de robot aboutit globalement aux mêmes conclusions que l'AME.

L'originalité des travaux présentés réside dans le développement d'une procédure robuste d'identification modale opérationnelle qui permet de suivre l'évolution du comportement modal du robot en cours d'usinage dans son espace de travail. Ces travaux de thèse ont fait l'objet de deux publications dans deux revues internationales ([[Maamar et al., 2018](#), [Maamar et al., 2019](#)]), d'une conférence internationale et d'une conférence nationale. Ces travaux ont aussi ouvert plusieurs voies d'amélioration et de recherche visant une meilleure maîtrise du comportement dynamique des robots d'usinage en service.

## **Perspectives**

Sur la base des travaux conduits et des données modales obtenues, nous allons pouvoir améliorer la prédiction de la stabilité de coupe du processus d'usinage robotisé. Cette première continuité consiste à intégrer les FRFs mesurées en bout d'outil afin de tracer les lobes de

stabilité dynamiques. Ceci va permettre d'enrichir les travaux précédents menés dans le cadre de l'action RobDyn du Labex IMobS3 visant la maîtrise du comportement des systèmes robotiques sous fortes sollicitations dynamiques [Mejri, 2016]. Ceci doit donc permettre une meilleure prise en compte des paramètres de coupe et d'augmenter la fiabilité de la prédiction de la stabilité de coupe. Ceci va permettre également de comparer les résultats obtenus par l'AMO avec l'évolution des limites de stabilité définies par l'utilisation de la redondance fonctionnelle établie par Moussavi [Moussavi, 2016].

Une seconde voie de continuité de nos travaux vise à établir une possible corrélation entre la base modale obtenue par notre démarche d'AMO et le critère de rigidité proposé pour la planification optimisée des trajectoires d'usinage robotisé par gestion de la redondance. Ces travaux sont développés au sein de l'Institut Pascal au travers du projet EquipEx Robotex et la thématique RobProd (robotique de production) [Cousturier, 2017]. L'étude plus approfondie de l'amplitude de variation des fréquences propres doit permettre d'exprimer quelques préconisations quant au placement de la trajectoire d'usinage dans l'espace travail de la cellule robotique d'usinage intégrant le robot ABB IRB 6660 et l'utilisation des redondances (fonctionnelle et structurale). Ceci va nécessiter une phase d'expérimentation plus large afin d'évaluer le comportement dynamique du robot dans d'autres configurations de son espace de travail. Ceci permettra de confirmer ou non s'il est possible d'établir une corrélation entre l'amplitude de variation des fréquences propres et le choix d'une configuration conférant une meilleure rigidité.

Une troisième voie de continuité de nos travaux consiste à appliquer notre démarche d'AMO à d'autres structures robotiques comme le robot PKM Tricept T606 de la cellule robotique d'usinage. Il s'agit là encore d'établir une base modale du robot PKM Tricept montrant l'évolution de son comportement modal en service dans l'espace de travail.

Une quatrième voie de continuité de nos travaux consiste à considérer l'information supplémentaire apportée par la connaissance des efforts de coupe et proposer une version modifiée de la méthode TFB. Ceci doit permettre d'obtenir des résultats plus fiables et plus proches de la réalité et d'accroître ainsi la robustesse de la démarche d'identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service.



# Bibliographie

- [Abdelghani et al., 1998] Abdelghani, M., Verhaegen, M., Van Overschee, P., and De Moor, B. (1998). Comparison study of subspace identification methods applied to flexible structures. *Mechanical systems and signal processing*, 12(5) :679–692.
- [Altintas, 2012] Altintas, Y. (2012). *Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge university press.
- [Bin et al., 2013] Bin, L., Hui, C., Xinyong, M., Junbin, H., and Bo, L. (2013). Estimation of cnc machine-tool dynamic parameters based on random cutting excitation through operational modal analysis. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 71 :26–40.
- [Brincker et al., 2001] Brincker, R., Ventura, C., and Andersen, P. (2001). Damping estimation by frequency domain decomposition. In *19th International Modal Analysis Conference*, pages 698–703.
- [Brinker et al., 2000] Brinker, R., Zhang, L., and Andersen, P. (2000). Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition. In *Proceedings of 18th International Modal Analysis Conference*, pages 625–630.
- [Brown et al., 1979] Brown, D., Allemang, R., Zimmerman, R., and Mergeay, M. (1979). Parameter estimation techniques for modal analysis. Technical report, SAE Technical paper.
- [Brunete, 2017] Brunete, Alberto et Gambao, E. (2017). Hard material small-batch industrial machining robot. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*.
- [Cai et al., 2015] Cai, H., Luo, B., and Mao, X. (2015). A method for identification of machine-tool dynamics under machining. *Procedia CIRP*, 31 :502–507.
- [Cousturier, 2017] Cousturier, R. (2017). *Amélioration par la gestion de redondance du comportement des robots à structure hybride sous sollicitations d’usinage*. PhD thesis, Université Clermont Auvergne.
- [Cousturier et al., 2014] Cousturier, R., Sabourin, L., Gogu, G., and Mezouar, Y. (2014). Identification et modélisation du comportement en rigidité d’un robot a structure a parallélogrammes : application aux opérations d’usinage. *MUGV 2014*.
- [Daghboudj et al., 2009] Daghboudj, S., Abderrahmane, G., Elhadi, H., de Tébéssa, U. C. L.-T., et al. (2009). Etude des fréquences propres d’une poutre encastree-libre cas d’une section constante (application aux aubes des turbines a vapeur et validation des résultats avec abaqus). *1er Séminaire international sur les mines au service du développement durable (Tébessa 08-09 Décembre 2009)*.

- 
- [Devriendt et al., 2009] Devriendt, C., De Sitter, G., Vanlanduit, S., and Guillaume, P. (2009). Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements. *Mechanical systems and signal processing*, 23(3) :621–635.
- [Devriendt and Guillaume, 2008] Devriendt, C. and Guillaume, P. (2008). Identification of modal parameters from transmissibility measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 314(1) :343–356.
- [Dumas, 2011] Dumas, C. (2011). *Développement de méthodes robotisées pour le parachèvement de pièces métalliques et composites*. PhD thesis, Université de Nantes.
- [Gagnol, 2006] Gagnol, V. (2006). *Modélisation du comportement dynamique des électrobroches UGV*. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Gagnol et al., 2011] Gagnol, V., Le, T.-P., and Ray, P. (2011). Modal identification of spindle-tool unit in high-speed machining. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(7) :2388–2398.
- [Guillaume et al., 2003] Guillaume, P., Verboven, P., Vanlanduit, S., Van Der Auweraer, H., and Peeters, B. (2003). A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator. In *Proceedings of IMAC*, volume 21, pages 183–192. A Conference and Exposition on Structural Dynamics, Society for Experimental.
- [Ibrahim, 1977] Ibrahim, S. (1977). A method for the direct identification of vibration parameter from the free responses. *Shock and Vibration Bulletin*, 47(4).
- [Kailath, 1980] Kailath, T. (1980). *Linear systems*, volume 156. Prentice-Hall Englewood Cliffs, NJ.
- [Karagulle et al., 2012] Karagulle, H., Amindari, A., Akdag, M., Malgaca, L., and Yavuz, Ş. (2012). Kinematic-kinetic-rigidity evaluation of a six axis robot performing a task. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 9(5) :176.
- [Karim et al., 2017] Karim, A., Hitzer, J., Lechler, A., and Verl, A. (2017). Analysis of the dynamic behavior of a six-axis industrial robot within the entire workspace in respect of machining tasks. In *Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2017 IEEE International Conference on*, pages 670–675. IEEE.
- [Karim, 2013] Karim, Ali et Verl, A. (2013). Challenges and obstacles in robot-machining. In *Robotics (ISR), 2013 44th International Symposium on*, pages 1–4. IEEE.
- [Kim et al., 2005] Kim, B. H., Stubbs, N., and Park, T. (2005). A new method to extract modal parameters using output-only responses. *Journal of sound and vibration*, 282(1) :215–230.
- [Klimchik et al., 2016] Klimchik, A., Ambiehl, A., Garnier, S., Furet, B., and Pashkevich, A. (2016). Experimental study of robotic-based machining. *IFAC-PapersOnLine*, 49(12) :174–179.
- [Lafleur et al., 1999] Lafleur, F., Thomas, M., and Laville, F. (1999). Analyse modale expérimentale par excitation acoustique. *CANCAM Central Committee*.
- [Lago, 1997] Lago, T. (1997). The difference between harmonics and stochastic narrow band responses. In *oral presentation at the SVIBS symposium, Stockholm*.

- [Le and Argoul, 2015] Le, T.-P. and Argoul, P. (2015). Distinction between harmonic and structural components in ambient excitation tests using the time–frequency domain decomposition technique. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 52 :29–45.
- [Maamar et al., 2018] Maamar, A., Abdelghani, M., Le, T.-P., Gagnol, V., and Sabourin, L. (2018). Operational modal identification in the presence of harmonic excitation. *Applied Acoustics*.
- [Maamar et al., 2017] Maamar, A., Bouzgarrou, B. C., Gagnol, V., and Fathallah, R. (2017). Time domain stability analysis for machining processes. In *Advances in Acoustics and Vibration*, pages 77–88. Springer.
- [Maamar et al., 2019] Maamar, A., Le, T.-P., Gagnol, V., and Sabourin, L. (2019). Modal identification of a machine tool structure during machining operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pages 1–12.
- [Maglie, 2012] Maglie, P. (2012). *Parallelization of Design and Simulation : Virtual Machine Tools in Real Product Development*. PhD thesis.
- [Mejri, 2016] Mejri, S. (2016). *Identification et modélisation du comportement dynamique des robots d’usinage*. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Mejri et al., 2016] Mejri, S., Gagnol, V., Le, T.-P., Sabourin, L., Ray, P., and Paultre, P. (2016). Dynamic characterization of machining robot and stability analysis. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 82(1-4) :351–359.
- [Mousavi et al., 2014] Mousavi, S., Gagnol, V., Bouzgarrou, B. C., and Ray, P. (2014). Modélisation dynamique et prédiction de la stabilité d’un robot d’usinage. *MUGV 2014*.
- [Mousavi et al., 2018] Mousavi, S., Gagnol, V., Bouzgarrou, B. C., and Ray, P. (2018). Stability optimization in robotic milling through the control of functional redundancies. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 50 :181–192.
- [Moussavi, 2016] Moussavi, S. (2016). *Analyse de la stabilité de la coupe d’un procédé d’usinage robotisé*. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Olabi, 2011] Olabi, A. (2011). *Amélioration de la précision des robots industriels pour des applications d’usinage à grande vitesse*. PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech.
- [P. Mohanty, 2004] P. Mohanty, D. R. (2004). Operational modal analysis in the presence of harmonic excitation. *Journal of sound and vibration*, 270(1) :93–109.
- [Pan et al., 2006] Pan, Z., Zhang, H., Zhu, Z., and Wang, J. (2006). Chatter analysis of robotic machining process. *Journal of materials processing technology*, 173(3) :301–309.
- [Peeters, 2000] Peeters, B. (2000). System identification and damage detection in civil engineering. *Katholieke Universiteit te Leuven (1970-)*.
- [Peeters et al., 2004] Peeters, B., Van der Auweraer, H., Guillaume, P., and Leuridan, J. (2004). The polymax frequency-domain method : a new standard for modal parameter estimation? *Shock and Vibration*, 11(3-4) :395–409.
- [Prévost, 2011] Prévost, D. (2011). *Modélisation avancée du couple Machine Outil/Commande Numérique dans un contexte UGV pour l’optimisation du calcul de trajectoires multi axes*. PhD thesis, École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan.

- [Quintana, 2011] Quintana, Guillem et Ciurana, J. (2011). Chatter in machining processes : A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(5) :363–376.
- [Sabourin et al., 2015] Sabourin, L., Subrin, K., Cousturier, R., Gogu, G., and Mezouar, Y. (2015). Redundancy-based optimization approach to optimize robotic cell behaviour : application to robotic machining. *Industrial Robot : An International Journal*, 42(2) :167–178.
- [Subrin, 2013] Subrin, K. (2013). *Optimisation du comportement de cellules robotiques par gestion des redondances : application à la dé coupe de viande et À l'Usinage Grande Vitesse*. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Van Overschee and De Moor, 1993] Van Overschee, P. and De Moor, B. (1993). Subspace algorithms for the stochastic identification problem. *Automatica*, 29(3) :649–660.
- [Van Overschee and De Moor, 1995] Van Overschee, P. and De Moor, B. (1995). A unifying theorem for three subspace system identification algorithms. *Automatica*, 31(12) :1853–1864.
- [Xiao et al., 2011] Xiao, W., Strauß, H., Lohß, T., Hoffmeister, H.-W., and Hesselbach, J. (2011). Closed-form inverse kinematics of 6r milling robot with singularity avoidance. *Production Engineering*, 5(1) :103–110.

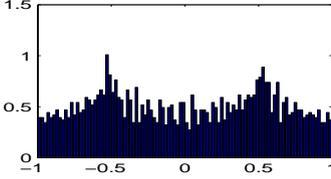
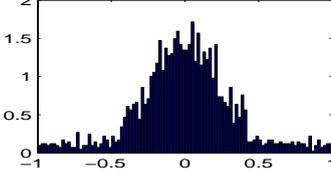
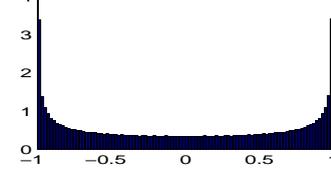
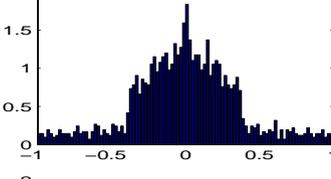
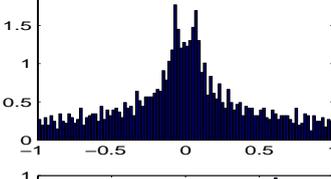
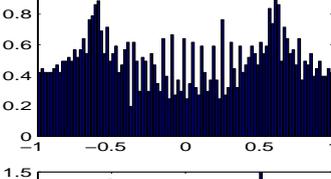
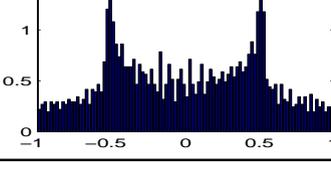
# Annexes

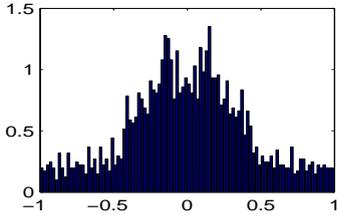
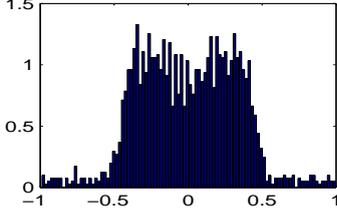
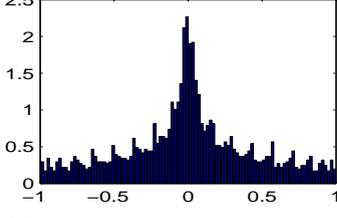
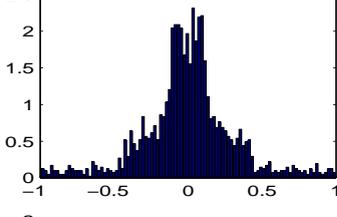
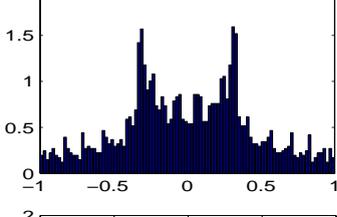
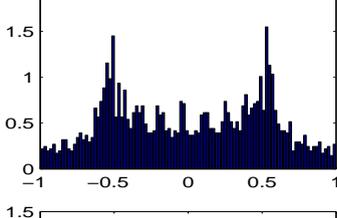
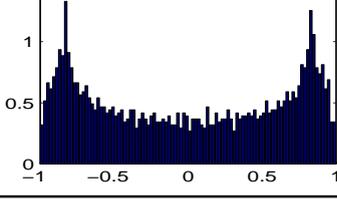


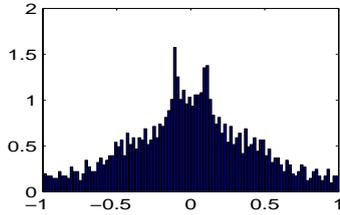
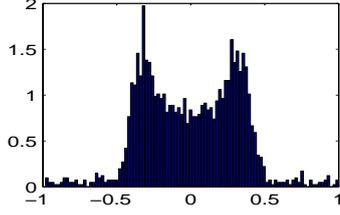
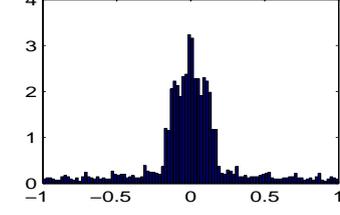
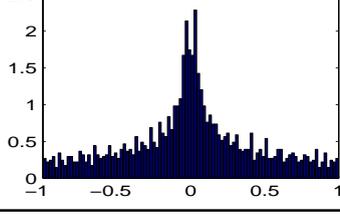
**Annexe A : Sélection des modes  
propres de la machine outil HURON  
KX15**

---

TABLEAU A1. *Sélection des modes propres de la machine-outil HURON KX15*

Mode	Fréquence (Hz)	Kurtosis	Distribution	Type
1	106.02	1.74		Non structural
2	144.18	2.99		Structural
3	341.99	1.5		Non structural
4	372.03	3.59		Structural
5	530.08	2.7		Structural
6	573.99	1.66		Non structural
7	635.98	1.9		Non structural

Mode	Fréquence (Hz)	Kurtosis	Distribution	Type
8	713.95	2.87		Structural
9	869.88	2.8		Structural
10	982.19	2.81		Structural
11	1184.47	3.68		Structural
12	1279.99	2.5		Non structural
13	1469.98	1.83		Non structural
14	1547.99	1.52		Non structural

Mode	Fréquence (Hz)	Kurtosis	Distribution	Type
15	1582.03	2.73		Structural
16	1653.98	2.7		Non structural
17	1706.01	3.64		Structural
18	1902.23	2.81		Structural

**Annexe B : Identification modale  
opérationnelle du robot d'usinage  
ABB IRB 6660**

---

TABLEAU B1. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 2 et en configuration 1*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	8.53	2.65
2	20.26	0.48
5	38.10	2.09
3	48.58	1.32
4	56.97	1.43
5	65.78	5.08
6	72.99	2.02
7	99.14	1.86
8	106.08	1.46
9	148.90	1.07
10	183.58	0.52
11	199.36	1.46
12	256.31	0.46
13	285.33	1.43
14	344.17	0.23
15	375.34	0.98
16	466.04	0.71
17	530.79	0.14
18	553.63	0.51

TABLEAU B2. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 3 et en configuration 1*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	10.42	1.54
2	16.15	0.48
5	24.09	0.95
3	24.09	0.95
4	48.61	1.50
5	52.68	0.23
6	67.81	1.71
7	84.97	0.22
8	95.43	1.60
9	126.64	0.31
10	144.79	2.83
11	178.31	0.68
12	222.28	0.38
13	249.71	0.67
14	295.79	0.51
15	320.20	0.41
16	339.30	0.50
17	402.94	0.43
18	483.26	0.23
19	571.80	0.43

TABLEAU B3. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 4 et en configuration 1*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	16.20	0.62
2	24.17	0.69
3	48.40	1.16
4	57.12	1.44
5	67.11	0.31
6	73.33	0.96
7	98.09	0.22
8	104.92	2.57
9	138.27	3.65
10	143.15	0.41
11	181.70	1.31
12	206.53	0.10
13	227.87	0.46
14	304.67	0.13
15	337.63	0.46
16	406.66	0.13
17	413.07	1.15
18	598.74	2.28

TABLEAU B4. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 1 et en configuration 3*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	10.31	2.82
2	21.00	1.10
3	47.08	0.49
4	75.86	0.55
5	85.90	0.23
6	142.67	1.46
7	178.78	0.17
8	233.87	0.53
9	258.24	0.19
10	292.02	2.34
11	317.28	0.17
12	343.89	0.87
13	419.89	2.11
14	429.36	1.42
15	509.60	0.31
16	595.43	0.42

TABLEAU B5. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 2 et en configuration 3*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	10.68	0.22
2	22.33	3.47
3	47.50	0.11
4	63.73	0.28
5	98.34	0.76
6	132.28	1.47
7	148.40	1.34
8	184.08	2.93
9	200.05	0.18
10	275.22	0.31
11	320.75	0.12
12	348.50	0.10
13	440.75	0.57
14	525.26	0.52

TABLEAU B6. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 3 et en configuration 3*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	10.56	0.43
2	24.78	3.19
3	48.22	2.75
4	64.01	1.37
5	75.63	0.87
6	96.37	3.32
7	126.95	1.06
8	134.32	1.21
9	144.21	0.85
10	200.07	1.35
11	212.24	0.46
12	290.03	1.31
13	320.98	0.18
14	348.89	0.19
15	397.29	1.12
16	491.60	0.40
17	582.74	1.03

TABLEAU B7. *Paramètres modaux structuraux identifiés par la méthode TFB en position 4 et en configuration 3*

Mode	Fréquence propre (Hz)	Rapport d'amortissement (%)
1	10.47	3.69
2	21.56	2.50
3	60.56	1.03
4	69.81	0.88
5	90.76	0.86
6	140.52	1.23
7	186.88	0.86
8	255.36	2.83
9	317.09	0.16
10	342.13	0.12
11	420.63	0.62
12	502.72	0.52
13	592.81	1.97





# Identification modale opérationnelle des robots d'usinage en service

## Résumé :

L'identification des paramètres modaux des machines-outils et des robots d'usinage, en service, constitue un levier d'optimisation des performances de coupe. En effet, la connaissance en continue du comportement dynamique d'une machine permet une prédiction fine des conditions de stabilité, bases d'un pilotage intelligent des paramètres du procédé. Cependant, la présence de fortes excitations harmoniques, dues à la rotation de la broche et de l'outil coupant, rend les techniques classiques d'Analyse Modale Opérationnelle (AMO) inapplicables. Le premier objectif de cette thèse consiste à déterminer une méthode d'AMO adéquate pour une application en présence des harmoniques. Une étude comparative des méthodes existantes est conduite, à savoir : la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (EFDD), la méthode d'identification dans le sous-espace stochastique (SSI), la méthode PolyMAX et la méthode basée sur la fonction de transmissibilité (TFB). La méthode TFB est choisie afin de réaliser une identification modale opérationnelle des robots d'usinage. Cette technique est tout d'abord investiguée sur une machine-outil cartésienne. Cette étape est justifiée par le fait qu'une machine-outil est une structure plus rigide qui présente moins de variations des propriétés dynamiques par rapport à un robot d'usinage. Les résultats montrent la pertinence de la méthode TFB pour identifier les paramètres modaux de la machine-outil en usinage, même en présence des composantes harmoniques fortement dominantes. Ensuite, l'identification modale opérationnelle du robot d'usinage ABB IRB 6660, qui présente une structure moins rigide par rapport à une machine-outil, est menée sur une trajectoire d'usinage. Les résultats obtenus permettent d'établir une base modale du robot montrant l'évolution de son comportement modal en service. L'originalité des travaux présentés réside dans le développement d'une procédure robuste d'identification modale opérationnelle qui permet de suivre l'évolution du comportement modal du robot en cours d'usinage dans son espace de travail.

**Mots-clés :** analyse modale opérationnelle, analyse modale expérimentale, machine-outil, robot d'usinage, fonction de transmissibilité, diagramme de stabilisation, procédure d'identification robuste.

## Operational modal identification of machining robots in service

### Abstract :

The identification of the modal parameters of machining robots in service has a significant adverse influence on machining stability, which will, therefore, decrease the quality of the workpiece and reduce the tool life. However, in presence of strong harmonic excitation, the application of Operational Modal Analysis (OMA) is not straightforward. Firstly, the issue of choosing the most appropriate OMA method for an application in presence of harmonic components, is handled. For a comparison purpose, the modified Enhanced Frequency Domain Decomposition (EFDD) method, the Stochastic Subspace Identification (SSI) method, the PolyMAX method and the Transmissibility Function Based (TFB) method are investigated. The obtained results lead to the adoption of the Transmissibility Function Based (TFB) method for an OMA of machining robots. For an accurate modal identification procedure, the OMA of a machine tool is, initially, conducted. It is a preparation step in order to verify the performance of the chosen method under machining conditions as well as a machine tool is a rigid structure, thus, it has less variation in its dynamic behavior compared to a machining robot. Results demonstrate the efficiency of the TFB method to identify the machine tool modal parameters even in the presence of preponderant harmonic components. Finally, the OMA of the machining robot ABB IRB 6660, which has a flexible structure compared to a machine tool, is carried out for a machining trajectory. The obtained results allow the identification of a modal basis of the machining robot illustrating the evolution of its modal behavior, in service. The main novelty of this thesis lies in the development of a robust procedure for an operational modal identification of machining robots, in service, which makes it possible to continuously follow the variations in the modal parameters of machining robots.

**Keywords :** Operational modal analysis, Experimental modal analysis, machine tool, machining robots, transmissibility function, stabilization diagram, identification procedure.

